

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE ELEVADOR DE
PLATAFORMA ACCIONADO POR MOTORES OLEOHIDRÁULICOS, PARA EL
LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA**

**JORGE ANTONIO ESCORCIA PACHECO
LUIS FERNANDO RICARDO GONZALEZRUBIO**

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

2008

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE ELEVADOR DE
PLATAFORMA ACCIONADO POR MOTORES OLEOHIDRÁULICOS, PARA EL
LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA**

**JORGE ANTONIO ESCORCIA PACHECO
LUIS FERNANDO RICARDO GONZALEZRUBIO**

**Proyecto de grado presentado como requisito para optar al título de:
Ingeniero Mecánico**

**Director:
ABEL PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

DEDICATORIA

A Dios, por el amor que nos brinda, por ser el dueño de la inteligencia y la sabiduría y por permitirme culminar otra etapa de mi vida.

A mis padres, Manuela y Antonio, por el gran esfuerzo que hacen para ver a sus hijos superarse y sobre todo por su amor incondicional.

A mi esposa, Adriana, por ser mi ayuda idónea y por su comprensión.

A mi hijo, Daniel, por su paciencia.

A mis hermanos, Nivia, Viviana, Hugo y Yesenia, por su apoyo y confianza.

A mis amigos y familiares, por su colaboración y compañía.

Jorge Antonio Escorcía Pacheco

DEDICATORIA

Este trabajo de grado se lo dedico en primer lugar a Dios por darme la fortaleza y la sabiduría durante todo este tiempo.

A mis padres Violante y Nando, mis hermanos Jesús, Ibeth y Margarita, mis sobrinos Juancho, Katy, Sofi y Gabi, por ser un apoyo incondicional, por ser pacientes y haber creído en mi todo el tiempo.

A mi novia Milé, por acompañarme en esta travesía, por ser paciente y por estar conmigo en los buenos y malos momentos que pasé.

A mi familia en general por su confianza y respaldo que siempre me brindaron.

A mis amigos, Jairo Nuñez y Jairo Gándara, por estar ahí siempre pendientes apoyándome.

Por último a mi pueblo La unión de Sucre, la tierra que me vio nacer y que me ha dado todo lo soy hoy.

Luis Fernando Ricardo Gonzálezrubio

AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestros más sinceros agradecimientos al Ingeniero Abel Parada Corrales, Director del proyecto por su asesoría y colaboración.

A los Ingenieros Ricardo Cruz y Alexis Vega, por la asesoría que nos brindaron.

Al personal de Planta Física de la Universidad Industrial de Santander, por su colaboración.

Al personal tecnico de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Henry Cruz, Don Gonzalo y Fredy Vargas, por su colaboración desinteresada y paciencia.

A nuestros amigos, por su ayuda y acompañamiento durante todo el proceso.

A nuestros familiares, por toda la paciencia y apoyo incondicional.

A todas aquellas personas que colaboraron para culminar exitosamente el proyecto.

CONTENIDO

	Pag.
0. INTRODUCCIÓN	16
1. OBJETIVOS	18
1.1. OBJETIVO GENERAL	18
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
2. GENERALIDADES	22
2.1. DEFINICIÓN DE ELEVADOR	22
2.2. HISTORIA DE LOS ELEVADORES	22
2.3. CLASIFICACIÓN DE LOS ELEVADORES.	25
2.3.1. Elevadores tracción	25
2.3.2. Elevadores hidráulicos	28
3. FUNCIONAMIENTO Y DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE ELEVADOR	29
3.1. SISTEMA ESTRUCTURAL	33
3.2. SISTEMA DE GANANCIA MECÁNICA	35
3.3. SISTEMA HIDRÁULICO	36
3.4. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.	37
3.5. SISTEMA DE CONTROL	38
3.6. FRENO DE ZAPATA	38
4. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MODELO DE ELEVADOR	40
4.1. ESTRUCTURAL	40
4.1.1. Estructura de soporte	40
4.1.2. Plataforma	

4.1.3. Cimentación, Pernos de anclaje y Placas de apoyo.	46
4.2. SISTEMA DE GANANCIA MECÁNICA (POLIPASTO)	58
4.2.1. Selección del número de poleas	60
4.2.2. Selección del cable y diámetro de polea	61
4.2.3. Diseño del pasador, selección de rodamientos y elementos de retención.	65
4.2.4. Diseño de las platinas de apoyo	67
4.3. SISTEMA HIDRÁULICO	68
4.3.1. Selección de los motores oleohidráulicos	68
4.3.2. Selección de las válvulas direccionales	70
4.3.3. Selección de las válvulas de control de presión	71
4.4. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	72
4.4.1. Guinches y eje de sincronización	72
4.4.2. Selección de soportes y acoples	77
4.4.3. Eje de sincronización	78
4.5. SISTEMA DE CONTROL.	80
4.6. FRENO DE ZAPATA.	80
5. MANUAL DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO	87
6. PRUEBAS	90
CONCLUSIONES	92
RECOMENDACIONES	93
BIBLIOGRAFÍA	94
ANEXOS	97

LISTA DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1. Elevador de tornillo	23
Figura 2. Montacargas de Otis presentado en la feria del Palacio de Cristal	24
Figura 3. Maquinaria de elevación para elevadores de tracción	26
Figura 4. Tambor de arrollamiento para elevadores de tracción	27
Figura 5. Elevador de cilindro hidráulico	28
Figura 6. Circuito hidráulico empleado para la conexión de motores hidráulicos en serie y/o paralelo, con el cilindro para el frenado	31
Figura 7. Circuito lógico de control del modelo de elevador	32
Figura 8. Apariencia final del modelo de elevador	33
Figura 9. Plataforma de elevación y estructura de soporte	34
Figura 10. Cimentación, placas de apoyo y soporte de la chumacera central	34
Figura 11. Soporte del motor	35
Figura 12. Sistema de ganancia mecánica	36
Figura 13. Sistema hidráulico	37
Figura 14. Sistema de transmisión de potencia	37
Figura 15. Sistema de control	38
Figura 16. Freno de zapata	39
Figura 17. Evolución del diseño de la estructura de soporte	41
Figura 18. Análisis de la estructura de soporte	42
Figura 19. Evolución del diseño de la plataforma	44

Figura 20. Análisis de esfuerzos de la estructura de la plataforma	45
Figura 21. Estado de deformación de la estructura de la plataforma	46
Figura 22. Estado de cargas de la placa base	50
Figura 23. Evolución del diseño de la zapata	52
Figura 24. Evolución del diseño de las poleas	58
Figura 25. Esquema de la distribución de las tensiones en el polipasto	63
Figura 26. Análisis del pasador de las poleas fijas	65
Figura 27. Análisis del pasador de las poleas móviles	66
Figura 28. Especificaciones técnicas de los rodamientos	66
Figura 29. Análisis de esfuerzo de las platinas de apoyo de las poleas fijas	67
Figura 30. Análisis de esfuerzo de las platinas de apoyo de las poleas móviles	68
Figura 31. Motores oleohidráulicos seleccionados	68
Figura 32. Dimensiones de tambor para cable metálico	74
Figura 33. Especificaciones técnicas de las chumaceras empleadas como apoyo para el eje de sincronización	78
Figura 34. Especificaciones técnicas de algunos acoples de cruceta	79
Figura 35. Análisis del eje de sincronización	79
Figura 36. Geometría y fuerzas para el freno de zapata	82
Figura 37. Montaje hidráulico para la conexión de los motores en serie o paralelo.	89

LISTA DE TABLAS

	Pag.
Tabla 1. Comparación entre parámetros requeridos y proporcionados por los motores.	70
Tabla 2. Comparación entre los parámetros de funcionamiento reales del elevador y lo propuesto en los objetivos.	90

LISTA DE ANEXOS

	Pag.
Anexo A. Catalogo de motores oleohidráulicos	98
Anexo B. Especificaciones técnicas de la válvula de frenado	114
Anexo C. Catalogo de las válvulas direccionales	116
Anexo D. Catalogo de cables de alambre metálico	138
Anexo E. Grapas de amarre para cable metálico	144
Anexo F. Especificaciones técnicas del asbesto	146
Anexo G. Catalogo de elementos de retención	147
Anexo H. Planos	152

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE ELEVADOR DE PLATAFORMA ACCIONADO POR MOTORES OLEOHIDRÁUILCOS, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA.*

AUTORES:

Jorge Antonio Escorcía Pacheco.

Luis Fernando Ricardo Gonzalezrubio.**

PALABRAS CLAVES:

Diseño y construcción, elevador de plataforma, motores oleohidráulicos.

CONTENIDO:

Entre las aplicaciones que tiene la hidráulica en la industria, se encuentra la utilización de máquinas para el transporte de materiales. Éstas cuentan con cilindros o motores oleohidráulicos que se accionan por medio de aceite hidráulico a presión que fluye a través de un circuito, hasta llegar a los mismos.

Se puede decir que una de las aplicaciones más comunes de los aparatos de transporte de materiales, hidráulicos, son los elevadores, y cuando no hay disponibilidad de espacio o en aplicaciones de elevadores de tracción, éstos son accionados por motores, que dependiendo de si la operación requiere de variaciones de torque y velocidad sin interrumpir la acción, se pueden conectar por medio de un circuito hidráulico que permita ponerlos a funcionar en serie o en paralelo.

El proyecto consistió en diseñar y construir una estructura de elevación de carga accionada por motores oleohidráulicos, como una herramienta en la cual los estudiantes puedan realizar un estudio del comportamiento de éstos al ponerlos a funcionar en serie o en paralelo, en un sistema que es una aplicación real adaptada a un modelo de laboratorio y de ésta forma contribuir en la formación de nuevos profesionales de la ingeniería mecánica. La estructura de elevación se diseñó para una carga máxima de 3500 N, que se logra por medio de la conexión en paralelo de los motores. Inicialmente se procede a diseñar la plataforma y la estructura donde se apoya todo el sistema. Definido lo anterior y conociendo las especificaciones del paquete de potencia se procede a seleccionar los motores, las válvulas y mangueras, y al diseño del eje. Obteniendo un diseño sencillo y económico, y una máquina de fácil manejo.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Abel Parada.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PLATFORM ELEVATOR MODEL HYDRAULIC MOTORS DRIVEN, TO THE POWER FLUID LABORATORY.*

AUTHOR:

Jorge Antonio Escorcia Pacheco.
Luis Fernando Ricardo Gonzalezrubio.**

KEY WORDS:

Design and construction, Platform elevator, Hydraulic motors.

SUMMARY:

Among the applications that hydraulics have in industry, you find the usage of machines for the transportation of materials. These count with hydraulic cylinders or motors that get triggered by means of hydraulic oil under pressure that flow through a circuit, to finally arrive to the devices.

It can be said that one of the most common applications of the transportation apparatuses for materials, hydraulics, are the elevators, and when there is no availability of space or in applications of traction elevators, these are triggered by motors, that depend if the operation requires of torque and velocity variations without interrupting action, it is possible connection by means of hydraulic circuit that allows functioning in series or parallel.

The project consisted of designing and constructing a structure of lifting heavy loads triggered by oleo-hydraulic motors, as a tool that can be used by students to accomplish a study of the behaviour of these motors for the start-up in series or parallel, in a system that is a real application adapted to a laboratory model and of this way contribute to the training of new professionals of Mechanical Engineering. The heavy loads lifting structure was designed for a maximum load of 3500 N, which is achieved with the connection of the motors in parallel. Initially the platform and the structure system was designed which is where all of the system is supported. Defining the above mentioned and knowing the specifications of the power package the motors, valves and hoses were selected and the shaft was designed. Obtaining a simple, economic design, and a user-friendly machine.

* Degree work

** Physical - Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Abel Parada.

0. INTRODUCCIÓN

En la industria en general y en otros ámbitos en los que se requiera aplicar esfuerzos considerables con exactitud, la hidráulica se convierte en una alternativa convincente para los diseñadores, no solo por ser uno de los medios más versátiles en la transmisión de potencia sino también por la capacidad de generar movimiento de grandes masas con relativa facilidad; además, al utilizar un medio fluido presurizado, le da la posibilidad de obtener rigidez y flexibilidad a la vez, acomodándose a la forma del cuerpo que lo resiste. Por consiguiente, la hidráulica y la industria están completamente ligadas, por una simple razón, es el único medio que ofrece la consecución de gran potencia a un volumen y peso reducido.

Siendo concientes entonces, de la importancia de esta rama de la ingeniería mecánica, y utilizando una aplicación sencilla pero necesaria en muchas de las labores que realizamos a diario, como es el transporte de carga y de personas, se desarrolló el presente proyecto, **“Diseño y construcción de un modelo de elevador de plataforma accionado por motores oleohidráulicos para el laboratorio de potencia fluida”**, como una herramienta para que los estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, afiancen los conocimientos adquiridos en la asignatura sistemas oleoneumáticos y profundicen en el área de los motores oleohidráulicos conectados en serie o en paralelo, haciendo prácticas de laboratorio.

En el capítulo uno podrán encontrar los objetivos trazados para el desarrollo del proyecto.

En el capítulo dos se hace una presentación de la historia y parte de la clasificación de las maquinarias de elevación que se pueden encontrar en la industria.

El capítulo tres es una descripción del modelo de elevador y todas las partes que lo constituyen, a la vez que se hace una breve explicación del funcionamiento.

El capítulo cuatro contiene toda la parte del diseño mostrando la evolución, los cálculos, simulaciones, materiales y por último los resultados obtenidos con el diseño definitivo.

En el capítulo cinco se muestra el manual de procedimiento de la práctica de laboratorio a desarrollar con el banco del elevador, incluyendo el circuito hidráulico y la tabla de toma de datos.

El capítulo seis es un resumen de las pruebas realizadas al modelo con toma de datos y comparación con los resultados que se esperaban obtener del diseño.

Por último en los anexos se incluyen los planos de construcción y los diferentes catálogos empleados.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Continuar con la misión de la Universidad de Industrial de Santander, de propiciar la participación activa en un proceso de cambio por el progreso, y asimilar críticamente y crear conocimiento en los diferentes campos de acción de la ciencia, tecnología y técnica, por medio de la realización de proyectos de grado que comprendan la aplicación de conocimientos en los diferentes campos de acción de la ingeniería y que tengan un enfoque industrial.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- I. Diseñar y construir un modelo de un elevador de plataforma hidráulico, el cual tendrá las siguientes características:
 1. Su funcionamiento será por medio de un circuito hidráulico que permita hacer una conexión entre dos motores oleohidráulicos en serie o en paralelo dependiendo de las necesidades de torque y velocidad.
 2. El elevador será diseñado para levantar una carga neta máxima de 3500 N.
 3. El recorrido del elevador será de 2.5 m, durante el cual solo tendrá dos posiciones de velocidad cero, ubicadas en los extremos de la carrera. El desplazamiento será controlado por medio de dos finales de carrera, que se accionarán con el paso de la plataforma, ubicados de tal forma que garanticen las distancias necesarias para el frenado.

4. Las velocidades de trabajo y las distancias de arranque y frenado se especifican a continuación de acuerdo al tipo de conexión entre los motores y recomendaciones de la norma ASME A17-1:
 - Para conexión serie la máxima velocidad será de 0.9 m/s la cual se alcanzará en una distancia entre 14 y 17 cm. Para el frenado en el límite superior la distancia estará comprendida entre 3 y 5 cm.
 - En la conexión en paralelo la máxima velocidad será de 0.45 m/s y se alcanzará en una distancia entre 8 y 12 cm., y la distancia para el frenado en el límite superior estará comprendida entre 1 y 3 cm.¹

En la carrera de bajada los motores se encuentran contrabalanceados por medio de una válvula de control de presión, por lo cual no se hace necesario implementar un dispositivo de frenado y a cambio de éste se utilizarán resortes.

5. El elevador estará ubicado en el laboratorio de potencia fluida (sistemas oleoneumáticos) como parte integral del banco de pruebas de cargas negativas, de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

El diseño y construcción comprenderá:

- A. Seleccionar y adquirir dos motores hidráulicos, los cuales deberán elevar la carga, el peso de la plataforma y demás accesorios que estén soportados sobre ésta. Para la selección de estos motores se debe tener en cuenta que el laboratorio proporcionará el paquete de potencia conformado por una bomba Vickers referencia V10 1P 5P 1A20, la cual nos proporcionará un caudal de 6.5 GPM a 1800 psi, un motor eléctrico a 1740 RPM y su respectiva válvula de seguridad.

¹ AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Safety code for elevators and escalators. New York: ASME, 2004. p 223-235. : il. (ASME A17-1)

- B. Seleccionar y adquirir las mangueras y/o tubería necesaria para conducir el fluido hidráulico, de tal forma que se cumpla con las velocidades de flujo necesarias para que este sea de tipo laminar.
- C. Seleccionar y adquirir las diferentes válvulas direccionales necesarias para el funcionamiento del sistema.
- D. Seleccionar y adquirir las válvulas de control de presión necesarias para evitar el desboque de los motores hidráulicos y sobrepresiones en el sistema, tales como: válvula de seguridad, válvula de frenado.
- E. Diseñar y construir el eje de sincronización de los dos motores hidráulicos, en el cual estará apoyado el guinche. Para este diseño se utilizarán herramientas de apoyo CAD y CAE tales como Autocad, Solid Edge, ANSYS Workbench.
- F. Seleccionar y adquirir los soportes y/o apoyos para el eje de sincronización de los motores hidráulicos.
- G. Diseñar y construir un freno de tipo radial por medio de zapatas, este freno permitirá mantener la plataforma en una posición deseada.
- H. Diseñar y construir la estructura necesaria por el elevador, apoyados en herramientas CAD Y CAE (Autocad o Solid Edge, ANSYS Workbench). Este diseño comprenderá:
 - a. Diseño y construcción de la plataforma en la cual va soportada la carga a elevar.
 - b. Diseño y construcción de la estructura de soporte, esta incluye: las guías en las cuales se desliza la plataforma, toda la estructura de soporte de los motores y la estructura sobre la cual va a descansar todo el sistema.
- I. Diseñar y construir un sistema de ganancia mecánica por medio de polipasto, consistente de dos conjuntos de poleas y cable metálico.
- J. Diseñar y construir los resortes utilizados para el frenado de la plataforma en el límite inferior del recorrido.

- II. Suministrar los planos, hidráulico, de la estructura, del eje de sincronización de los motores y del montaje del elevador utilizando herramientas CAD y CAE (Solid Edge o Autocad, ANSYS Workbench).
- III. Elaborar un manual de procedimiento para la realización de la práctica de laboratorio.

2. GENERALIDADES

2.1. DEFINICIÓN DE ELEVADOR

En la norma ASME A 17-1 lo definen como un mecanismo utilizado para la elevación y descenso de pasajeros y mercancías que se mueve entre guías sirviéndose de dos o más zonas de aterrizaje.²

2.2. HISTORIA DE LOS ELEVADORES

Los antiguos egipcios, utilizaron diversos sistemas de cuerdas y rampas para mover los bloques de piedra que darían forma a las pirámides. Allá por el año 1500 a.C. se sacaba agua del río Nilo y era elevada en baldes y volcada dentro de los canales de riego por medio de un brazo contrapesado sobre un pivote. Los chinos mejoraron el sistema utilizando recipientes colocados sobre una cuerda sinfín girada por un molinete que funcionaba a mano o a pedal.

El primer elevador fue desarrollado por Arquímedes en el año 236 a.C., que funcionaba con cuerdas y poleas, además también se le atribuye la construcción de un elevador de tornillo, invento que es usado hoy día, ver figura1.

Cuando el emperador Tito, construyó el Coliseo Romano en el año 80 de la era actual, utilizó grandes montacargas para subir a los gladiadores y a las fieras al nivel de la pista.

² Ibid., p. 7.

Para acceder al Monasterio de San Barlaam, en Grecia, construido sobre altas cumbres, se usaron montacargas para uso de personas y suministros, donde la fuerza motriz era provista aún por los hombres.

Figura 1. Elevador de tornillo.



Fuente: www.educa.aragob.es

En el año 1203, en una abadía situada en la costa francesa, se usaba la cuerda escalonada tirada por un burro. Recién hacia 1800, cuando James Watt inventó la máquina de vapor, se da nacimiento a la utilización de otro tipo de energía, lo que originó el comienzo de la revolución industrial. En 1835 se utilizó el elevador movido por una máquina a vapor para levantar cargas en una fábrica de Inglaterra. A principios del siglo XIX los elevadores de pistón hidráulico ya se usaban en algunas fábricas europeas. En este modelo la cabina estaba montada sobre un émbolo de acero hueco que caía en una perforación cilíndrica en el suelo. El agua forzada a presión dentro del cilindro subía el émbolo y la cabina, que caían debido a la gravedad cuando el agua se liberaba de dicha presión. En las primeras instalaciones, la válvula principal para controlar la corriente de agua se manejaba

de forma manual mediante sistemas de cuerdas que funcionaban verticalmente a través de la cabina.³

En el año 1853, Elisha G. Otis construyó un montacargas dotado de un dispositivo de seguridad tal que al cortarse el cable de tracción, la cabina quedaba detenida. Su invento fue presentado en la Feria del Palacio de Cristal de Nueva York y ganó la confianza del público al permitir que cortaran intencionalmente el cable del montacargas con el Sr. Otis en su interior, este es el comienzo del transporte de personas [17], ver figura 2.

Figura 2. Montacargas de Otis presentado en la Feria del Palacio de Cristal.



Fuente: www.construir.com

En 1857, Otis instaló el primer elevador de pasajeros del mundo, en una tienda de Nueva York, movido por una máquina de vapor a una velocidad de 0,2 m/seg.

En 1880 el inventor alemán Werner von Siemens introdujo el motor eléctrico en la construcción de elevadores. En su invento, la cabina, que sostenía el motor

³ MICROSOFT ENCARTA 2007. Ascensor [DVD]. Microsoft Corporation, 2006.

debajo, subía por el hueco mediante engranajes de piñones giratorios que accionaban los soportes en los lados del hueco. En 1887 se construyó un ascensor eléctrico, que funcionaba con un motor eléctrico que hacía girar un tambor giratorio en el que se enrollaba la cuerda de izado. En los siguientes doce años empezaron a ser de uso general los elevadores eléctricos con engranaje de tornillo sin fin, que conectaba el motor con el tambor, excepto en el caso de edificios altos. En el elevador de tambor, la longitud de la cuerda de izado, y por lo tanto la altura a la que la cabina podía subir, estaba limitada por el tamaño del tambor. Las limitaciones de espacio y las dificultades de fabricación impidieron que se utilizara el mecanismo de tambor en los rascacielos. Sin embargo, las ventajas del ascensor eléctrico (rendimiento, costos de instalación relativamente bajos, y la velocidad casi constante sin reparar en la carga) animó a los inventores a buscar una manera de usar la fuerza motriz eléctrica en estos edificios. Los contrapesos que creaban tracción sobre las poleas dirigidas eléctricamente solucionaron el problema.⁴

2.3. CLASIFICACIÓN DE LOS ELEVADORES.

Se pueden clasificar según la tracción en elevadores de tracción y elevadores hidráulicos.

2.3.1. Elevadores tracción. Constan de una cabina o plataforma, que se desliza por unas guías, colgada por unos cables de una polea superior, o de un guinche, que puede ser accionada por un motor eléctrico, hidráulico o de combustión; en la figura 3 podemos ver una maquinaria de elevación con motor reductor.

⁴ Ibid., Ascensores eléctricos.

Figura 3. Maquinaria de elevación para elevador de tracción.



Fuente: www.idemver.com.ar

Una de las aplicaciones más comunes de este tipo de elevadores la podemos ver en los ascensores eléctricos en los cuales la cabina se encuentra colgada por unos cables de una polea superior y equilibrada con un contrapeso, el cual tiene una masa equivalente al peso de la cabina vacía más el 50% de la carga máxima a transportar. Se mueve con un motor eléctrico que impulsa a la polea para mover la cabina. La normativa impone que el tamaño de la cabina será tal que no quepan en ella más personas de aquéllas cuyo peso es capaz de mover.

Dentro de los elevadores de tracción encontramos diferentes tipos de maquinaria de elevación, entre ellas tenemos:

- Maquinaria con tambor de arrollamiento: utilizado solo en aplicaciones especiales, en esta aplicación el diámetro y longitud del tambor están relacionados con la velocidad y recorrido del ascensor, por cuyo motivo el excesivo tamaño del tambor que requeriría la gran altura de los edificios modernos impide su empleo adecuado, en la figura 4 podemos ver un ejemplo de esta aplicación [21].

Figura 4. Tambor de arrollamiento para elevador de tracción.

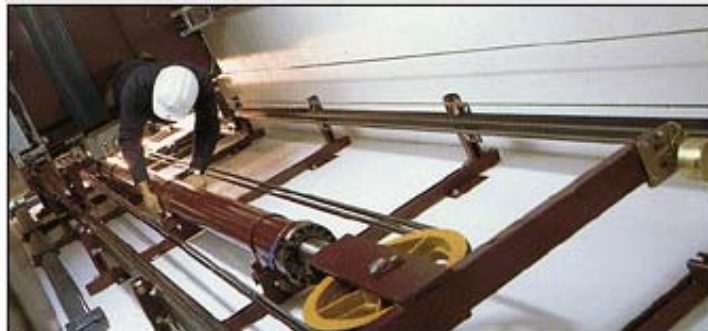


Fuente: www.motoresyrepuestos.com.ar

- Maquinaria de tracción con reductor de velocidad: constituida por un motor, un freno electromecánico un reductor de velocidad con engranaje de tornillo sinfín y una polea motriz montadas sobre una placa de base común se instala para velocidades comprendidas hasta 1.75 m/s.
- Maquinaria de tracción directa sin reducción: utilizada para altas velocidades con este sistema es indispensable un grupo motor generador que permita obtener la variación de tensión necesaria para el gobierno de velocidad de la maquina.

2.3.2. Elevadores hidráulicos. También se les conoce como oleodinámicos. En este caso la cabina, o plataforma se mueve mediante un pistón, ver figura 5, que se extiende mediante aceite introducido a presión por una bomba. Suele ser más lento que un elevador eléctrico. El consumo energético es, no obstante, notablemente mayor especialmente si lo comparamos con los modernos elevadores eléctricos sin reductor. Hay que tener en cuenta sin embargo, que aunque el consumo al subir el elevador es muy grande porque debe meter aceite hidráulico en el pistón con mucha presión para hacer ascender la cabina, cuando la cabina baja, hay apenas consumo eléctrico, ya que el aceite retorna al depósito de la central hidráulica, con tan sólo abrir la electroválvula correspondiente.

Figura 5. Elevador con cilindro hidráulico



Fuente: www.gielevadores.com

3. FUNCIONAMIENTO Y DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE ELEVADOR

Antes de poner en funcionamiento el modelo de elevador se deben visualizar los botones de encendido, arranque, pare y los pulsadores usados para ordenar que la plataforma suba o baje con los motores conectados en serie o en paralelo. Luego se enciende el motor eléctrico, el cual arranca con la válvula de seguridad en el nivel de venteo. Para iniciar el movimiento se debe presionar el botón de arranque, que desconecta del nivel de venteo; posteriormente si se va a elevar la plataforma bajo carga máxima se debe pulsar el botón “subida paralelo”, que acciona la válvula centro punto flotante y la válvula centro tandem conectando los motores en paralelo. Al llegar la plataforma a la posición más alta acciona un final de carrera que desactiva las válvulas direccionales y de esta manera deja de llegar fluido a los motores; para que la carga no se baje o desboque, el circuito cuenta con una válvula de frenado, pero a la vez se cuenta con un freno de zapata que proporciona un bloqueo absoluto cuando se suspende la presión en los motores. Para bajar la plataforma se debe accionar la válvula de seguridad al segundo nivel de presión, que en este caso trabajará a 6200 Kpa (900 psi), esto se logra presionando el pulsador “bajada paralelo” que también acciona las válvulas centro punto flotante y centro tandem conduciendo el flujo a los motores en conexión paralelo. En el punto más bajo la plataforma acciona un final de carrera que nuevamente desactiva las válvulas direccionales.

Si lo que se quiere hacer es elevar la plataforma sin carga se pulsa el botón “subida serie” el cual conectará los motores en serie, esta conexión nos produce una mayor velocidad pero menos torque en el eje. Nuevamente al llegar la plataforma a la posición más alta acciona un final de carrera suspendiendo el flujo a los motores. Para descender se pulsa el botón “bajada serie” el cual activa el

segundo nivel de presión y conecta los motores para que la plataforma baje, al llegar al nivel más bajo la plataforma activa el final de carrera y se suspende el flujo hacia los motores.

En las figuras 6 y 7 se muestran el circuito hidráulico y el lógico empleados para el funcionamiento del modelo de elevador, respectivamente.

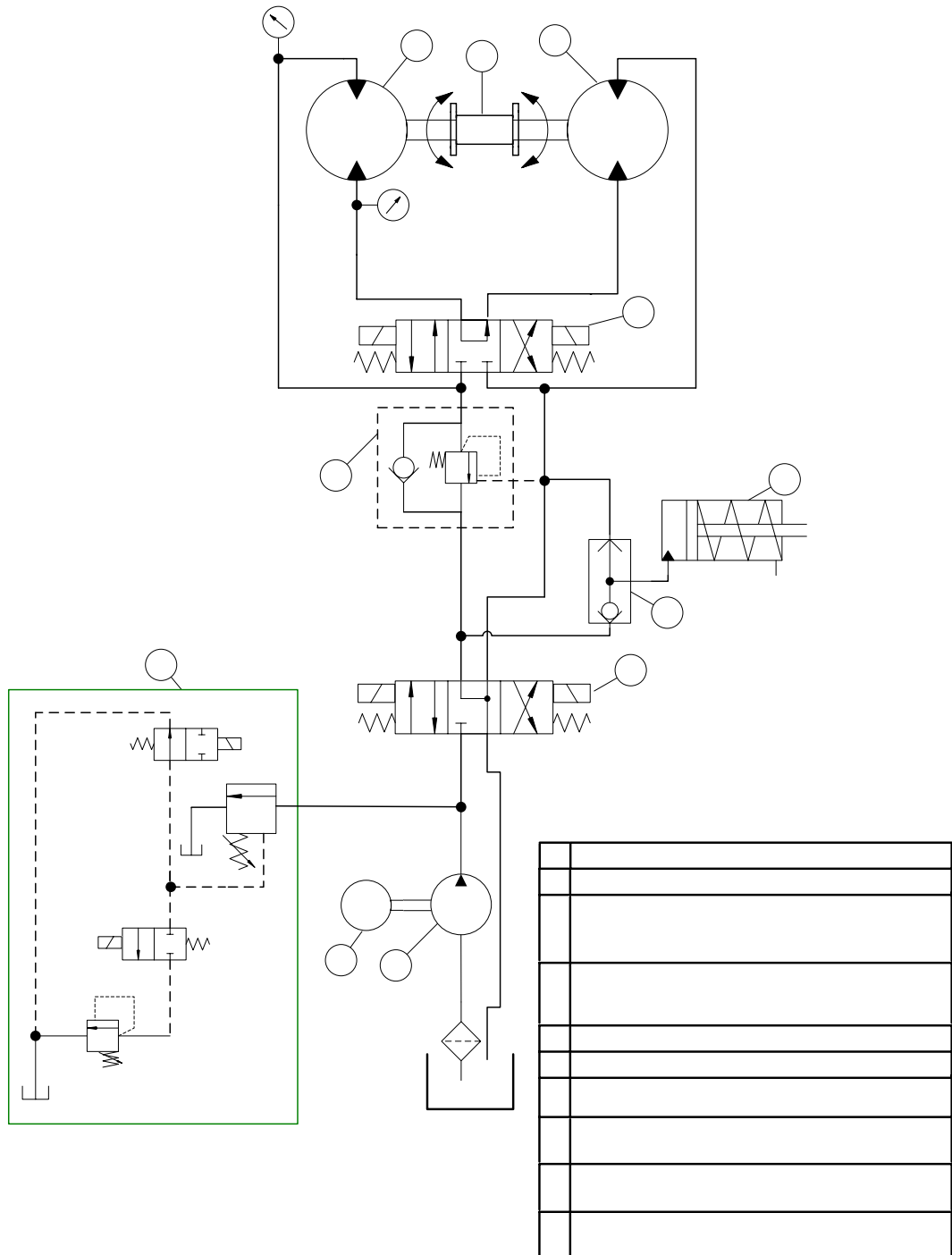
Al finalizar el ciclo de trabajo de la maquina o en caso de emergencia se debe presionar el botón “pare” el cual accionará la válvula de seguridad para ponerla en el nivel de venteo.

El modelo de elevador esta conformado por 6 sistemas los cuales a su vez se componen de subsistemas. En la figura 8 se puede ver la apariencia final del modelo. Los sistemas que componen el elevador son los siguientes:

- *Sistema estructural.*
- *Sistema de ganancia mecánica.*
- *Sistema hidráulico.*
- *Sistema de transmisión de potencia.*
- *Sistema de control.*
- *Freno de zapata.*

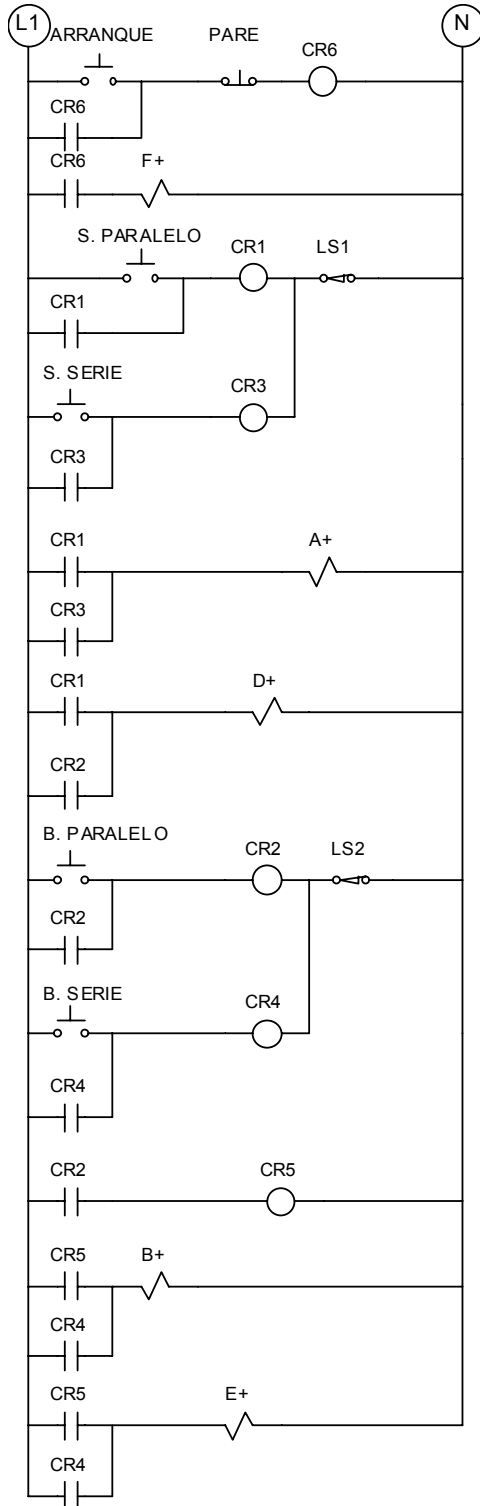
A continuación se hace la descripción de cada uno de estos sistemas.






Figura 6. Circuito hidráulico empleado para la conexión de motores hidráulicos en serie y/o paralelo, con el cilindro para el freno.



Fuente: autores del proyecto

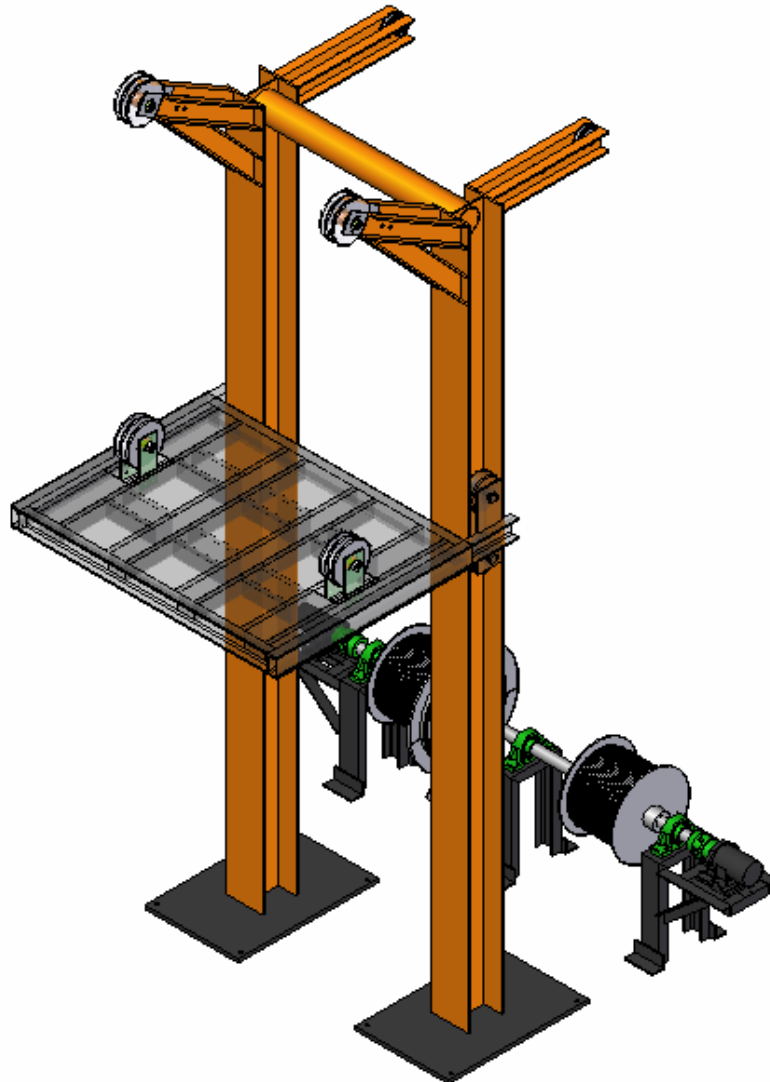
Figura 7. Circuito lógico de control del modelo de elevador.



Símbolo	Significado
	Pulsador
	Contactos de relé normalmente abierto
	Relé
	Solenóide da la válvula
	Interruptor de posición.

Fuente: autores del proyecto

Figura 8. Apariencia final del modelo de elevador



Fuente: autores del proyecto

3.1. SISTEMA ESTRUCTURAL

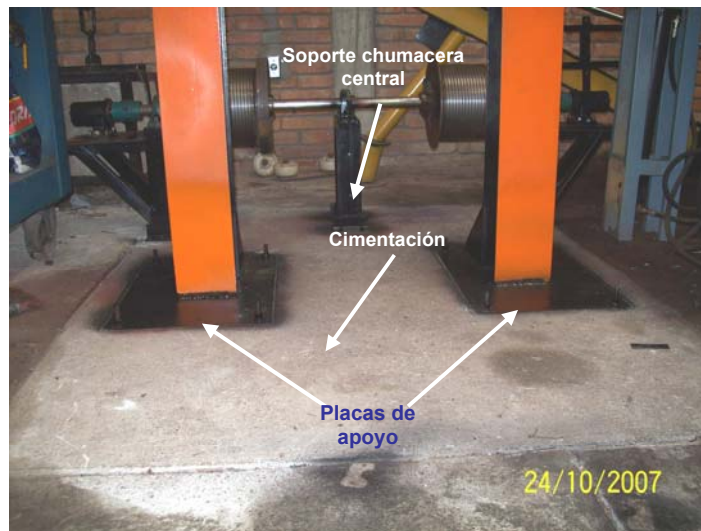
Hacen parte de él, la plataforma de elevación, la estructura de soporte, la cimentación, los soportes de los motores y de las chumaceras. En la figuras 9, 10 y 11 se observan cada uno de los subsistemas nombrados anteriormente.

Figura 9. Plataforma de elevación y estructura de soporte.



Fuente: autores del proyecto.

Figura 10. Cimentación, placas de apoyo y soporte de la chumacera central.



Fuente: autores del proyecto.

Sobre la plataforma descansa la carga que se va a elevar y se apoyan los dos conjuntos de poleas móviles que permiten la elevación de la misma. La estructura de soporte es un marco que cuenta con dos puntales que dan sustento a las poleas fijas del polipasto. Éstos se apoyan en las columnas del marco, que además servirán de guía para que la plataforma ruede sobre ellas. Las columnas

se fijan a placas de apoyo, éstas a su vez, se amarran a la cimentación por medio de pernos de anclaje, evitando que se levanten debido a la acción producida por la carga descentrada.

La base donde descansan las chumaceras de los extremos, sirve de sustento a la estructura de los motores.

Figura 11. Soporte del motor



Fuente: autores del proyecto.

3.2. SISTEMA DE GANANCIA MECÁNICA

Constituye el mecanismo de elevación del modelo, este sistema está conformado por dos conjuntos de polipastos, y cada uno cuenta con dos conjuntos de poleas dobles (uno fijo a la estructura de soporte y otro a la plataforma), ligados por medio de cable metálico, proporcionando una ventaja mecánica de 4 por polipasto, con la cual se obtiene el desplazamiento de la carga a una velocidad de elevación adecuada.

En la figura 12, se observa el sistema de ganancia mecánica completo.

Figura 12. Sistema de ganancia mecánica



Fuente: autores del proyecto.

3.3. SISTEMA HIDRÁULICO

Éste cuenta con dos motores accionados hidráulicamente, una válvula direccional centro punto flotante, otra centro tandem, una válvula de seguridad tipo fraccionada con dos niveles de presión mas uno de venteo, una válvula de frenado para evitar que la carga se desboque, un cilindro hidráulico para desacoplar el freno de zapata de forma automática al suministrar fluido a presión y todo el conjunto de mangueras y racores. Ver figura 13.

Figura 13. Sistema hidráulico



Fuente: autores del proyecto.

3.4. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Lo constituyen el eje de sincronización, dos malacates o tambores de arrollamiento, tres chumaceras y dos acoples de cruceta. El sistema se apoya sobre tres chumaceras igualmente espaciadas. Los malacates se montan sobre el eje de sincronización, y este a su vez se acopla a los motores por medio de las crucetas. Ver figura 14.

Figura 14. Sistema de transmisión de potencia.



Fuente: autores del proyecto.

3.5. SISTEMA DE CONTROL

El control del elevador consiste en un conjunto de relés, pulsadores y finales de carrera, que se encargan de dirigir o suspender el fluido a presión a los motores, accionando válvulas direccionales por medio de la lógica cableada. Este control sólo permite posicionar la plataforma en dos puntos de su recorrido. En la figura 15 se muestra la apariencia final del sistema.

Figura 15. Sistema de control

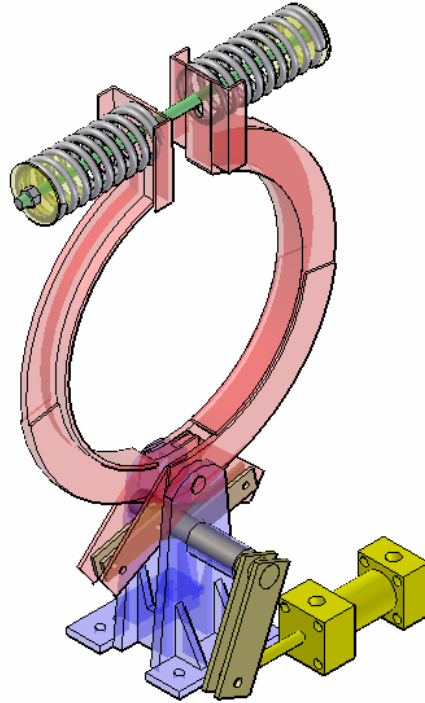


Fuente: autores del proyecto.

3.6. FRENO DE ZAPATA

El freno es a prueba de fallas, del tipo de zapata larga externa, accionado hidráulicamente, por medio de un cilindro; la fuerza necesaria para el bloqueo se obtiene por medio de dos resortes los cuales se comprimen apretando las tuercas de una varilla roscada; la apertura del freno se logra a través de un sistema de palancas que se acciona al proveer aceite a presión al cilindro. Ver figura 16.

Figura 16. Apariencia final del freno de zapata



Fuente: autores del proyecto

4. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MODELO DE ELEVADOR

A continuación se hace una descripción de la evolución del diseño, para cada sistema, hasta llegar a la forma definitiva, seguida de los resultados obtenidos al analizar el comportamiento de ésta.

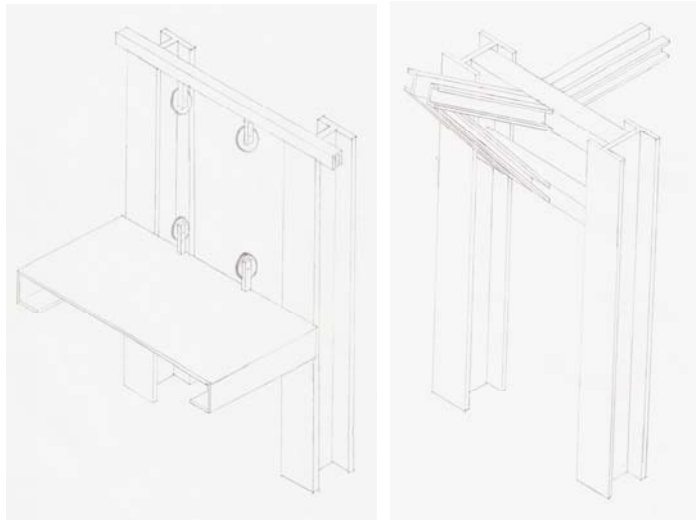
4.1. ESTRUCTURAL

4.1.1. Estructura de soporte. Ésta incluye las columnas y los puntales donde se apoyan los conjuntos de poleas. En el proceso de diseño se presentaron tres soluciones:

- ❖ Dos columnas unidas por un tubo cuadrado y sobre éste montado dos conjuntos de poleas, sin utilizar puntales, ver figura 17A, ésta es la más económica de todas las opciones pero tiene la desventaja de que se presentan grandes fuerzas de reacción en las ruedas, lo que produce una pérdida por fricción muy alta.
- ❖ Dos columnas unidas por medio de dos tubos cuadrados y con un solo puntal, en el centro de éstas, y en el puntal se montaría el conjunto de poleas, ver figura 17B. Tiene las desventajas de ser más costosa con respecto a la anterior, además de la dificultad de equilibrar las cargas y el espacio que le resta a la plataforma al centrar las poleas en ésta.
- ❖ Dos columnas, cada una con su respectivo puntal y conjunto de poleas, unidas por un tubo circular en la parte superior, ver figura 17C, tiene la ventaja de el fácil centrado de las cargas, prácticamente anulando las

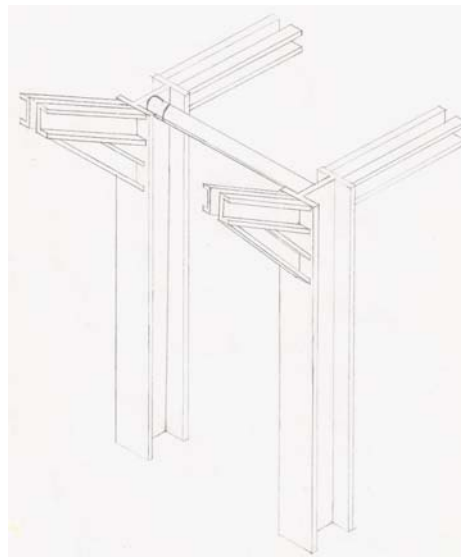
reacciones en las ruedas; pero resulta ser la solución más costosa y le resta espacio a la plataforma para poner la carga.

Figura 17. Evolución del diseño de la estructura de soporte



A. Estructura con tubo cuadrado y sin puntales

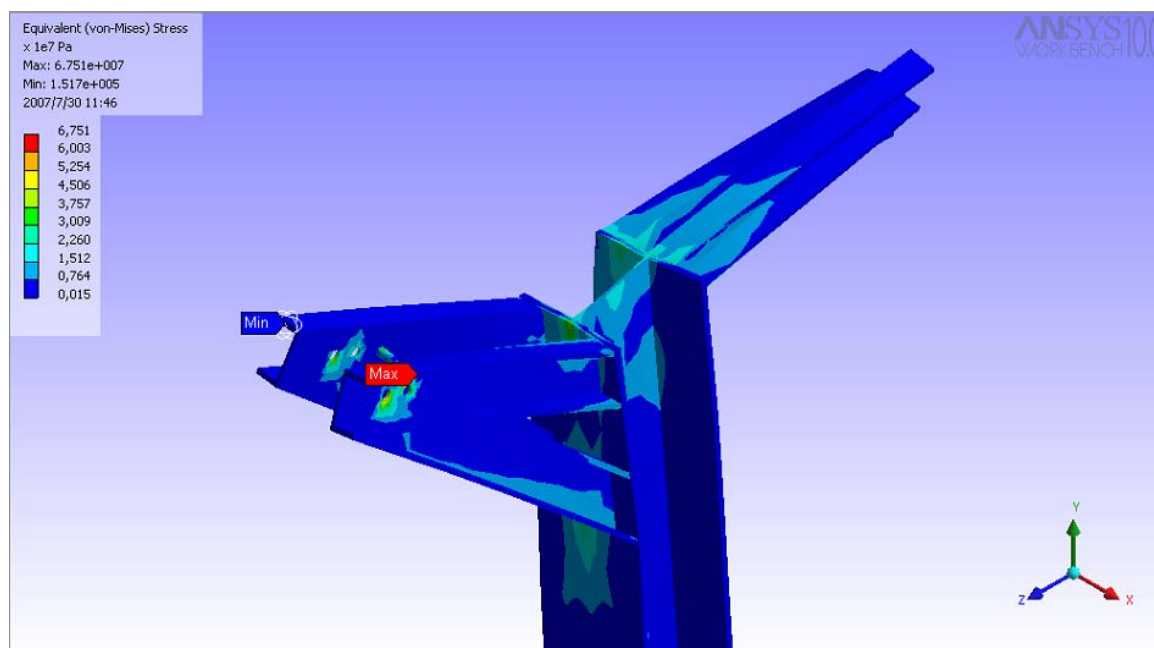
B. Estructura con tubo cuadrado y puntales centrales



C. Estructura con puntales en cada columna

Solución seleccionada. Se optó por el diseño mostrado en la figura 17C, en el cual cada columna tiene su puntal y conjunto de poleas. Para las columnas se seleccionó un perfil Europeo de ala ancha Tipo HEA 160, cada columna tiene 3 metros de alto, los puntales se hicieron en perfil C estándar Americano cuya especificación es C 3*4.1, los conjuntos de poleas se verán más adelante, los perfiles utilizados cumplen con la norma ASTM A 36 y las uniones se hicieron con soldadura de arco eléctrico y electrodo AWS E7010, para mejor comprensión ver ANEXO PLANOS. En la figura 18 se muestra el resultado del análisis de una de las columnas de la estructura de soporte y se puede ver que no presentará fallas.

Figura 18. Análisis de la estructura de soporte.



Fuente: autores del proyecto.

Para la selección de las columnas, se utilizó el método de diseño de la secante el cual es empleado para el cálculo de columnas excéntricas, y con el que se obtiene la carga permisible para una columna determinada [10], también se calculó la relación de esbeltez y se comparó con el máximo valor recomendado por la norma NSR en el título F [4].

$$\frac{P}{A} = \frac{S_{yc}}{1 + \left(\frac{e*c}{k^2}\right) \text{Sec}\left(\frac{L_{eff}}{k} * \sqrt{\frac{P}{4*E*A}}\right)} \quad (1)$$

$$L_{eff} = 1 * L \quad (2)$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (3)$$

$$P_{permissible} = \frac{P}{N} \quad (4)$$

$$S_r = \frac{L_{eff}}{k} \leq 200 \quad (5)$$

Donde P es la carga crítica para la columna, e es la excentricidad, c es la distancia a la fibra mas externa de la columna, k es el radio de giro en la dirección de la excentricidad, I el momento de inercia, A es el área de la columna, L_{eff} la longitud efectiva de la columna la cual se calcula de acuerdo a la norma NSR titulo F, S_{yc} es el esfuerzo de fluencia, E el módulo de elasticidad del acero, N es el factor de seguridad que en este caso se tomará igual a 5 y S_r es la relación de esbeltez, cabe aclarar que el valor de k utilizado en la ecuación (1) no necesariamente es el mismo de la ecuación (5), ya que para esta ultima se debe usar el valor de k en el cual el momento de inercia es menor. Realizando los cálculos para la columna HEA 160 se obtiene:

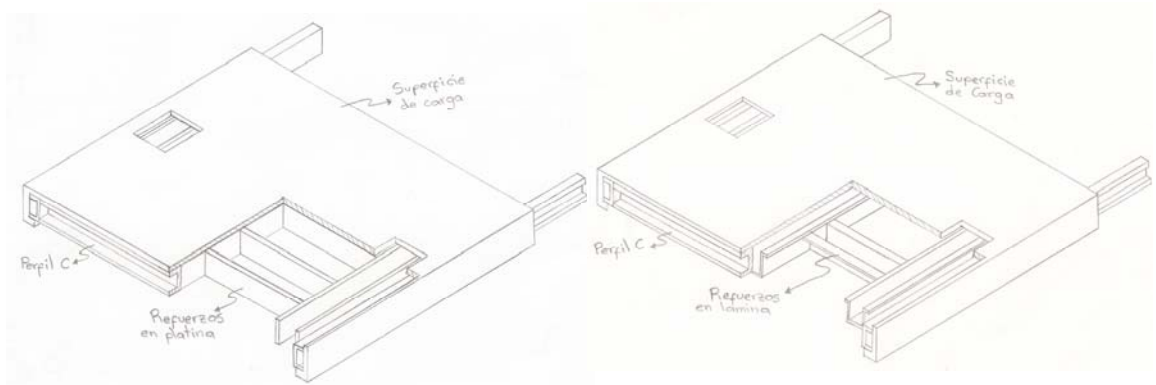
$$P_{permissible} = 18600 \text{ N.}, S_r = 46$$

Como se puede observar el valor de carga permisible obtenido es muy superior a la carga a la que va estar sometida la columna (2620 N) valor que incluye los pesos de la plataforma, las poleas, el cable, la carga y el resto de la estructura, además el valor de la relación de esbeltez se encuentra dentro del rango recomendado por la norma. Se seleccionó esta columna por ser la mas económica, su disponibilidad para entrega es inmediata y presenta un buen comportamiento en cuanto a la relación de esbeltez.

4.1.2. Plataforma. La consideración más importante para su diseño es que debe tener una buena relación rigidez – peso, proporcionando la suficiente inflexibilidad con un bajo peso; teniendo esto en cuenta se presentaron dos opciones:

- ❖ Plataforma con la superficie de carga hecha en lámina con refuerzos en platina, perfil estructural en C y para el apoyo de las ruedas lámina HR, ver figura 19A. Esta opción resulta costosa y un poco pesada por lo tanto se rechaza.
- ❖ Plataforma con la superficie de carga y los refuerzos se hacen de lámina HR, y además se utiliza también perfil estructural en C y lámina HR para el apoyo de las ruedas, ver figura 19B.

Figura 19. Evolución del diseño de la plataforma.



A. Plataforma reforzada con platina.

B. Plataforma con refuerzos en lámina doblada.

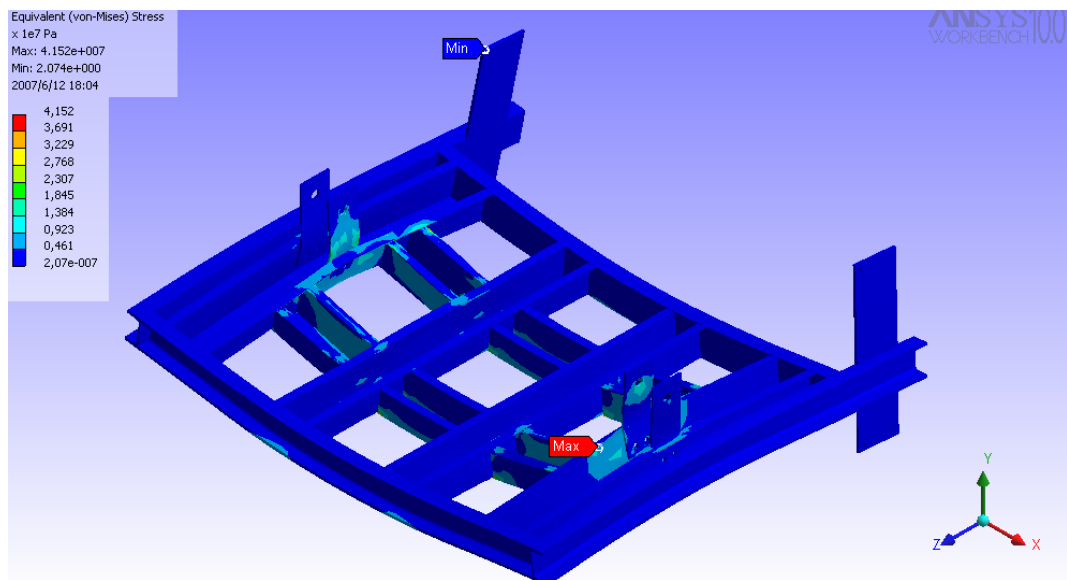
Solución seleccionada. Finalmente se decidió por el diseño mostrado en la figura 19B, en el cual la plataforma de carga, los refuerzos y los apoyos de las ruedas se fabrican en lámina HR, además del perfil C, éste último para hacer el borde de la plataforma.

La superficie de carga esta construida en lámina HR calibre 12 y de ésta misma se hicieron los refuerzos para proporcionar la rigidez a la plataforma, el perfil

estructural en C, utilizado para hacer el borde de la plataforma, fue el 3*4.1; todos los materiales de acuerdo con la norma ASTM A 36. Las uniones de esta estructura se realizaron con soldadura de arco eléctrico y electrodo AWS E6010. La estructura también cuenta con una capa de pintura para su protección, reduciendo de esta forma la oxidación provocada por agentes externos. Esta solución tiene las ventajas de poseer un peso bastante reducido y la rigidez suficiente para desempeñar bien su función dentro del modelo del elevador, además resulta en un diseño económico. Para una mejor comprensión ver ANEXO PLANOS.

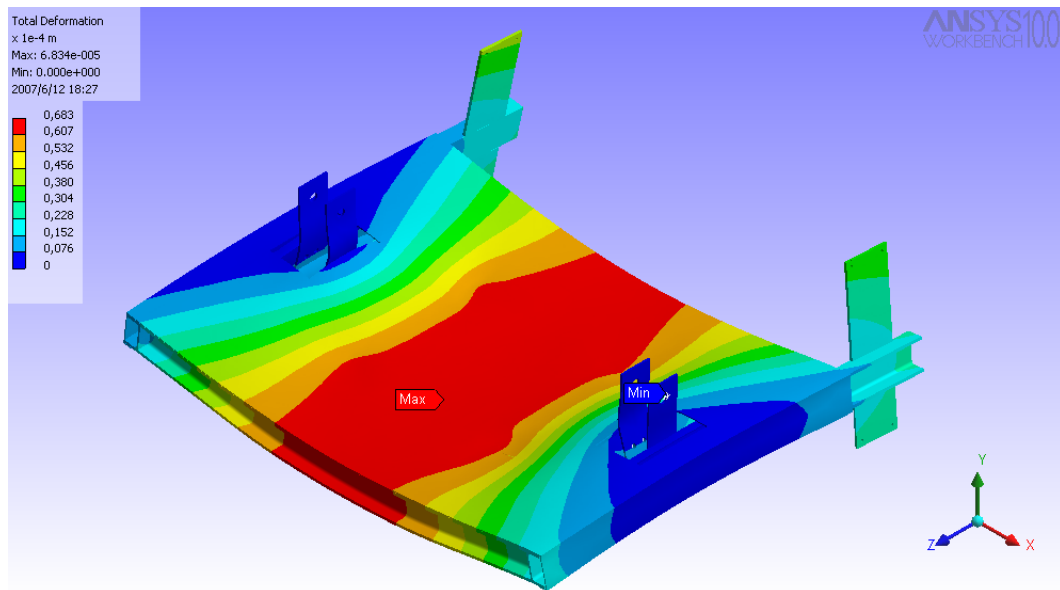
En las figuras 20 y 21 se observa el resultado del análisis de la estructura de la plataforma, se puede notar que la estructura no presentará fallas.

Figura 20. Análisis de esfuerzos de la estructura de la plataforma.



Fuente: autores del proyecto

Figura 21. Estado de deformación de la estructura de la plataforma.



Fuente: autores del proyecto

4.1.3. Cimentación, Pernos de anclaje y Placas de apoyo.

A. Placas de apoyo y pernos de anclaje. La determinación de las cargas de diseño a utilizar en el cálculo de las estructuras de acero y estructuras mixtas, ha sido estipulada en el título B de las normas colombianas NSR-98 [2]. De escoger las combinaciones de mayoración de carga mas apropiada, se obtuvieron los siguientes valores:

$$P_u = 10278 \text{ N} \quad ; \quad M_u = 2637 \text{ N - m}$$

Donde P_u y M_u son la carga y el momento soportados por la columna, respectivamente.

Como se puede observar, se tiene una columna cargada excéntricamente, condición que tiende a volcar la estructura aumentando la compresión de un lado y reduciéndola del otro lado de la placa. La excentricidad se evalúa como sigue

$$e = \frac{M_u}{P_u} \quad (6)$$

Obteniendo $e = 0.26 \text{ m}$, que es lo suficientemente grande de tal manera que la resultante se sitúa fuera del tercio medio de la placa, por esto habrá un levantamiento pronunciado del otro lado, sometiendo éste último a esfuerzos de tracción, haciendo necesario la implementación de pernos de anclaje. Se dispondrá de cuatro pernos de anclaje en forma de **L**, ubicados en los vértices de la placa, hechos en acero 1045 laminado en caliente, de resistencia a la fluencia $F_y = 310 \text{ MPa}$ y $F_u = 565 \text{ MPa}$; resistencia mínima exigida por la norma para pernos de anclaje. La tensión que resistirán éstos, se determina con la siguiente ecuación:

$$T = \frac{M_u}{c} \quad (7)$$

Donde c , es la distancia entre pernos en la dirección del momento flexionante. Reemplazando el valor de M_u obtenemos:

$$\mathbf{T = 4596.3 \text{ N (que es la carga soportada por dos pernos).}$$

El diámetro requerido para el perno de anclaje tomando un factor de seguridad, N , de 5 se calcula como sigue:

$$d = \sqrt{\frac{4 * T * N}{2 * \pi * F_y}} \quad (8)$$

$$\mathbf{d = 7.68mm, se tomó d = 12.7mm}$$

Los pernos de anclaje deben ser robustos y capaces de resistir fuerzas imprevistas manteniendo las columnas firmes y verticales en su lugar durante el proceso inicial de montaje y durante la operación, además de considerarse como una buena práctica de construcción, por lo cual la norma recomienda la utilización de diámetros de pernos mínimos de 12.7 mm (1/2”).

Debido a que el momento será transferido de la columna a la zapata por medio de los pernos de anclaje, empotrados una profundidad suficiente en la zapata para desarrollar las fuerzas, la norma NSR establece en el título C [3], el diámetro mínimo de doblamiento, D_{d90° , y la extensión de longitud o longitud del gancho, L_g , para un ángulo de doblamiento de 90° , la y longitud de desarrollo (profundidad de empotramiento), L_{db} . De esta manera, quedan definidas las dimensiones del perno de anclaje, las cuales se muestran a continuación:

$$D_{d90^\circ} = 6 * d_b \quad (9)$$

$$L_g = 12 * d_b \quad (10)$$

$$L_{db} = \frac{100 * d_b}{\sqrt{f_c}} \quad (11)$$

Donde f_c y d_b , son los valores de resistencia a la compresión del concreto y el diámetro de la barra utilizada para la fabricación de los pernos, respectivamente. Reemplazando los valores se obtiene:

$$\mathbf{D_{d90^\circ} = 76.2 \text{ mm, se tomó 80 mm; } L_g = 152.4 \text{ mm, se tomó 160 mm y } L_{db} = 277.14 \text{ mm, se tomó 325 mm incluyendo la longitud de la rosca.}$$

El resultado final fue un perno de anclaje fabricado en acero 1045 laminado en caliente de diámetro 12.7 mm, con un ángulo de doblamiento de 90° , longitud de gancho 160 mm, longitud de desarrollo de 325 mm incluyendo ROSCADO 1/2" – 13 – UNC de 2" de profundidad. Ver planos en los anexos.

Para el cálculo del área de la placa base requerida, se toma un concreto normal con una resistencia a la compresión $f_c = 21 \text{ MPa}$. La carga a resistir, C , se obtiene de la suma de la fuerza soportada por la columna, P_u , más la tensión generada por los pernos;

$$\mathbf{C = 14874 \text{ N}}$$

La carga C representa la resultante de los esfuerzos de compresión que soporta la placa por efecto de la reacción del concreto. Como C es numéricamente igual al volumen del prisma de esfuerzos de compresión, entonces el área de la placa requerida para soportar C se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$C = \frac{1}{2} * (A_r * \frac{f_c}{2}) \quad (12)$$

Donde A_r es el área de la placa requerida para soportar C . Despejando se obtiene:

$$A_r = 2833 \text{ mm}^2$$

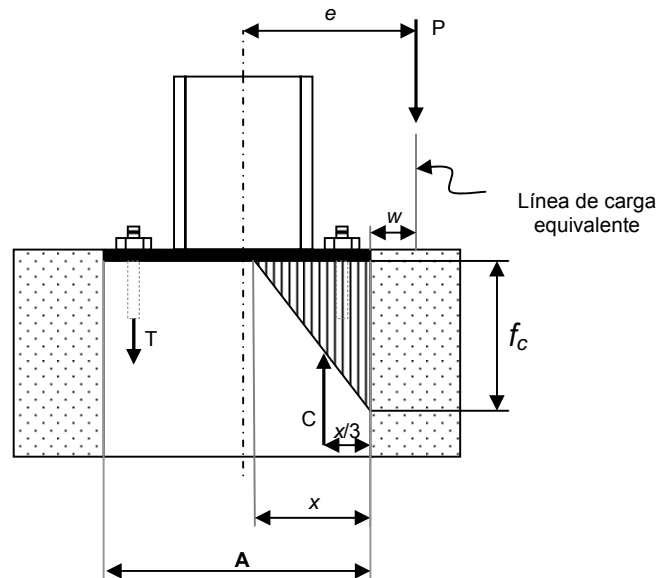
Esta es el área necesaria para someter el concreto a su máximo esfuerzo resistente, condición que no se querrá alcanzar en ningún instante de su operación, es por eso que las placas base se dimensionan con un área razonablemente grande evitando sobreesfuerzos en la cimentación. Además, la longitud del gancho de los pernos de anclaje, mas el radio de doblamiento del mismo, exigen que la placa tenga una dimensión mínima de 396 mm en la dirección longitudinal (x), sin contar el espacio necesario entre pernos y el espacio de separación entre el perno y el borde de la placa; razón por la cual se decidió tomar una placa con las siguientes dimensiones

$$A = 600 \text{ mm, y } B = 400 \text{ mm.}$$

Siendo A y B las dimensiones de los lados de la placa, Ver figura 22.

La norma no menciona un método particular para diseñar el espesor de las placas bases; el método aquí mostrado fue tomado de la literatura existente para diseño de estructuras metálicas.

Figura 22. Estado de cargas de la placa base.



Fuente: LOTHERS, Jhon. Design in structural steel. New Jersey : Prentice Hall, 1953. P 224

En la figura 22 se muestra el estado y las variables que intervienen en la solución. En primer lugar, se calcula la distancia x , la cual representa el cateto del triángulo de presiones que actúa sobre el extremo más cargado de la placa, utilizando la fórmula que aparece a continuación:

$$x^3 \pm 3wx^2 + \frac{6 \cdot n \cdot A_s \cdot (a \pm w)}{B} \cdot x = \frac{6 \cdot n \cdot A_s \cdot (a \pm w)}{B} \cdot a \quad (13)$$

Donde w , tendrá signo más cuando la línea de carga equivalente este por fuera de la placa, y el signo menos cuando caiga dentro, A_s es el área total de la sección recta de los pernos de anclaje sometidos a tensión tomada en el fondo de la rosca, n es la relación de módulos de elasticidad del acero y el hormigón que en este caso tiene un valor igual a 9 y a es la distancia desde el borde mas cargado de la placa hasta el perno mas retirado de éste. (Véase la Tabla B3, Apéndice B, de la referencia [8]). Resolviendo por prueba y error la ecuación (13):

$$\mathbf{a = 0.25 \text{ m}}$$

Se calcula el esfuerzo máximo verdadero en la cimentación de concreto bajo el lado más cargado de la placa base, utilizando el ancho, **B**, adoptado finalmente.

$$f'_c = \frac{2 * C}{B * x} \quad (14)$$

$$f'_c = \mathbf{0.297 \text{ Mpa}}$$

Se asume que el tramo de la placa comprendido entre el patín de la columna y el borde de la placa se encuentra en voladizo, y que el mayor momento se genera en el centro del ala mas cargada. El esfuerzo en dicho punto se halla por triángulos semejantes, con lo cual se obtiene;

$$\sigma_c = \mathbf{0.0256 \text{ MPa}}$$

El momento crítico se halla dividiendo la presión bajo el voladizo de la placa, en dos prismas de esfuerzos, uno de sección rectangular y el otro triangular. Considerando estos como fuerzas que actúan hacia arriba a través de sus centroides y considerando un ancho de placa de 1 mm, se tiene:

$$M_c = \mathbf{5399.95 \text{ N} - \text{mm}}$$

Finalmente el espesor de la placa base, tomando acero estructural, con $F_y = 248$ MPa, y $\Phi = 0,9$ (coeficiente de reducción de resistencia por flexión), será:

$$t = \sqrt{\frac{6 * M_c}{\phi * F_y}} \quad (15)$$

$$t = \mathbf{12.05 \text{ mm, se tomó una placa base de 12.7 mm.}}$$

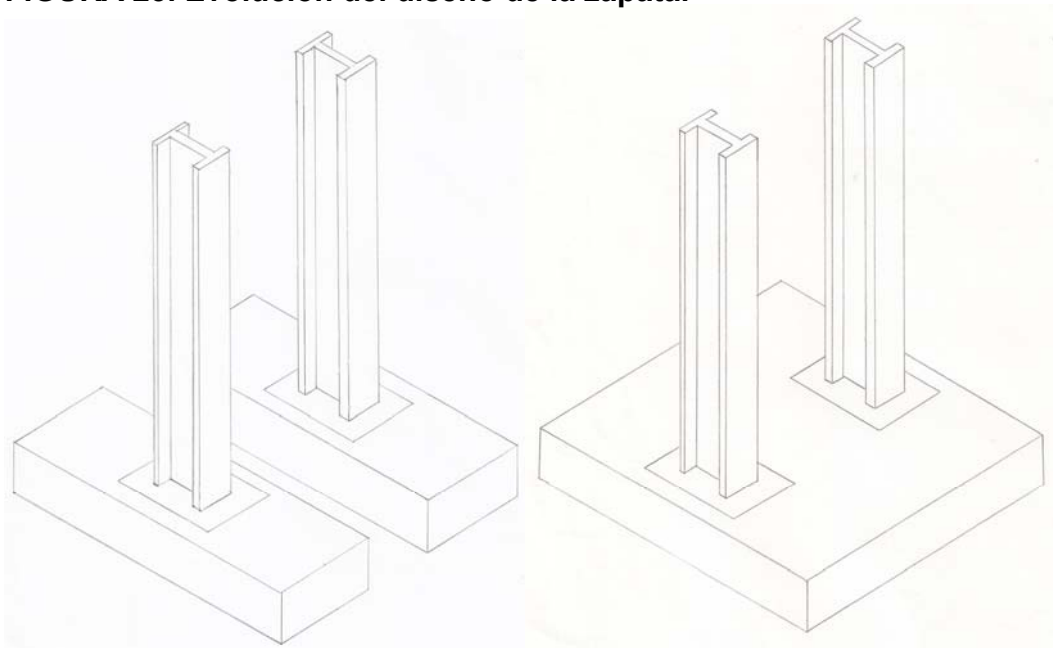
Finalmente la placa base se construyó en lámina de acero estructural ASTM A36, espesor 12.7 mm y lados 0.60 m*0.40 m.

B. Cimentación. Se presentaron dos soluciones para esta necesidad:

- ❖ Cimentación aislada, consiste en diseñar zapatas individuales para cada columna, Ver figura 23A.

- ❖ Cimentación combinada, Ver figura 23B, consiste en amarrar las dos columnas a la misma zapata, tiene la ventaja de proporcionar la estabilidad necesaria en un espacio reducido, en el cual las columnas no cuentan con la suficiente separación para hacer las cimentaciones individuales.

FIGURA 23. Evolución del diseño de la zapata.



A. Zapatas separadas.

B. Zapata combinada.

Disposición final. Ver planos en los anexos. Finalmente se decidió por una zapata combinada ya que el espacio con el que se contaba no era el suficiente para construir cimentaciones aisladas. El diseño se basó en la norma NSR título C, que establece los requisitos mínimos que se deben cumplir en el diseño y construcción de estructuras de concreto [3]. El método de diseño recomendado por la norma es el de estados límites, donde un estado límite es una condición bajo la cual una estructura o uno de sus componentes deja de cumplir su función o se vuelve insegura, y consiste en diseñar estructuras de tal manera que la probabilidad de falla para ciertos estados límites considerados importantes esté

dentro de ciertos valores aceptables. Se pueden estudiar los estados límites de servicio y de resistencia, en este último se consideran las solicitaciones últimas de los miembros de una estructura y recibe el nombre de método de la resistencia, éste es el empleado para el diseño de la zapata.

Lo primero que se debe hacer al diseñar la zapata es un análisis de suelo para saber cual es la capacidad portante (R_s) o resistencia de éste, la cual para la Universidad Industrial de Santander se encuentra entre 1.3 y 1.8 Kg/cm², información obtenida en la escuela de Ingeniería Civil de la Universidad Industrial de Santander, posteriormente se debe calcular el área de zapata necesaria para que el suelo pueda soportar las cargas de servicio, peso de la estructura y la cimentación, carga a elevar, peso de la plataforma, etc., luego se calcula la distribución de esfuerzo que produce flexión y cortante, con estos cálculos se procede a hallar la armadura (refuerzo en acero) mínima para la cimentación en los dos sentidos de la zapata y el espesor de la misma. A continuación se detalla el proceso de diseño con los respectivos cálculos.

Por la forma en que están distribuidas las cargas, la base de las columnas deben soportar una fuerza axial acompañada de un momento flector lo que produce una excentricidad, e , de la carga en la zapata y que la reacción en el terreno no sea uniforme, por recomendación se debe buscar que la excentricidad quede ubicada dentro del tercio central, las cargas son las siguientes:

Cargas:	Peso de la plataforma (carga viva)	=	893 N
	Peso de cada columna (carga muerta)	=	895 N
	Peso de los canales delanteros por columna (carga muerta)	=	180 N
	Peso de cada conjunto de poleas (dos son carga viva y dos muerta)	=	73.6 N

Peso del cable (totalmente extendido)	=	68 N
Carga a elevar (carga viva)	=	3500 N
Peso de los canales traseros por columna (carga muerta)	=	60 N
Peso de cada placa de apoyo	=	233.22 N

Resolviendo la estática para la zapata en la base de la columna se obtiene el momento:

$$M_o = 2565.34 \text{ N-m}$$

La excentricidad se calcula como sigue:

$$M_o = Q' * e \quad (16)$$

Donde Q' es la carga que resulta de la sumatoria de todas las cargas para las dos columnas más un veinte por ciento de la carga, éste incremento es una aproximación inicial al peso de la cimentación. Haciendo la sumatoria de las cargas y despejando e de la ecuación, se tiene:

$$Q' = 8990.4 \text{ N y } e = 0.285 \text{ m}$$

Para obtener la longitud mínima de zapata de tal forma que e se ubique en el tercio central se debe cumplir que:

$$L = e * 2 * 3 \quad (17)$$

Siendo L la longitud de la zapata.

$$L = 1.71 \text{ m, se tomó } L = 1.8 \text{ m}$$

El área de zapata necesaria será:

$$A = \frac{P_u}{R_s} \quad (18)$$

$$P_u = Q' \quad (19)$$

Ahora con el área se puede obtener el valor del otro lado de la cimentación, como sigue:

$$B = \frac{A}{L} \quad (20)$$

$P_u = 8990.4 \text{ N}$, $A = 0.07 \text{ m}^2$ y $B = 0.04 \text{ m}$ por la distribución de las columnas la zapata debe tener un $B = 1.5 \text{ m}$

Para las dimensiones de la zapata dadas, $L = 1.8 \text{ m}$ y $B = 1.5 \text{ m}$, altura efectiva $d = 0.3 \text{ m}$, determinada por la longitud de los pernos de anclaje, y utilizando un concreto de densidad $\rho = 2400 \text{ Kg./m}^3$ se verifica la resistencia del suelo teniendo en cuenta el efecto del momento y a la vez se obtienen los valores de esfuerzo máximo y mínimo reactivo sobre la cimentación en la dirección longitudinal así:

$$\sigma_{\min}^{\max} = \frac{P_u}{L * B} \left(1 \pm \frac{6 * e}{L}\right) \quad (21)$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq R_s \quad (22)$$

$P_u = 26570 \text{ N}$, $\sigma_{\text{max}} = 18.88 \text{ KPa}$, $\sigma_{\text{min}} = 1.17 \text{ KPa}$; como vemos el suelo si resiste todas las cargas.

Con estos valores se calcula el refuerzo necesario transversalmente y si con el espesor es suficiente para soportar el cortante. El momento se debe calcular a la mitad de la distancia entre el borde de la columna y el borde de la placa de apoyo, lo que da una longitud de 1.088 m , y se evalúa como sigue:

$$\sigma_f = \sigma_{\min} + (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) * \frac{1.088}{1.8} \quad (23)$$

$$M_f = \sigma_f * B * (L')^2 + \frac{1}{2} (\sigma_{\max} - \sigma_f) * B * (L')^2 * \frac{2}{3} \quad (24)$$

$$L' = L - 1.088 \quad (25)$$

Donde σ_f y M_f son el esfuerzo y el momento, respectivamente.

$\sigma_f = 11.87 \text{ KPa}$, $M_f = 10.81 \text{ KN-m}$

Para calcular la cuantía, ρ' , que es la relación del área de acero para refuerzo necesaria y el área transversal, en este caso, de la zapata el momento M_f debe ser mayorado por un coeficiente de 1.7,

$$M_{fu} = 1.7 * M_f \quad (26)$$

A la vez:

$$M_{fu} \leq \phi * M_n \quad (27)$$

$$K = \frac{M_n}{B * d^2} \quad (28)$$

Donde $\phi = 0.9$ y es un coeficiente de reducción de la resistencia del concreto a momento para este caso, y d es la altura efectiva de la zapata, es decir, hasta el centroide del refuerzo; finalmente se evalúa la cuantía:

$$\rho = \frac{1}{m} * \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{f_y} * 2 * m * K}\right) \quad (29)$$

$$m = \frac{f_y}{0.85 f_c} \quad (30)$$

Donde f_y y f_c son el límite de fluencia del acero y la resistencia del concreto respectivamente. Tomando un acero de $f_y = 420$ MPa y un concreto de $f_c = 21$ MPa se obtiene:

$$M_{fu} = 10.81 \text{ KN-m}, K = 0.0151 \text{ KN/cm}^2, m = 23.53 \text{ y } \rho = 0.0004$$

La cuantía mínima debe ser de 0.0018, por lo tanto la zapata cumple para el refuerzo mínimo y se tomara la cuantía recomendada de 0.002.

Ahora se procede a calcular el área de acero necesaria para el refuerzo y su distribución en esta dirección es,

$$A_s = \rho * B * d \quad (31)$$

Siendo A_s el área de acero y el número de varillas será,

$$\text{Numero de varillas} = \frac{A_s}{A_v} \quad (32)$$

A_v es el área de las varillas empleadas, utilizando varillas corrugadas de 12.7 mm ($\frac{1}{2}$ " se obtiene:

$A_s = 9 \text{ cm}^2$, # varillas = 8; en total se tomaron 10 varillas, colocando 1 cada 14 cm, con un recubrimiento de 8 cm.

Ahora se debe verificar al cortante, éste se debe evaluar a una distancia d de la distancia donde se evaluó el momento, lo que da como resultado una longitud de 1.388 m. Para el cálculo del cortante se deben usar las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_c = \sigma_{\min} + (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) * \frac{1.388}{L} \quad (33)$$

$$V = \sigma_c * (L - 1.388) * 1.5 + (\sigma_{\max} - \sigma_c) * \frac{(L - 1.388) * 1.5}{2} \quad (34)$$

Donde σ_c es el esfuerzo y V el cortante. Posteriormente el cortante debe ser mayorado por un coeficiente de 1.7 así:

$$V_u = 1.7 * V \quad (35)$$

Luego se verifica si la cimentación soporta éste valor de cortante, entonces:

$$V_u \leq \phi * V_c \quad (36)$$

$$\phi * V_c = 0.85 \frac{\sqrt{f_c}}{60} * B * d \quad (37)$$

$$\sigma_c = 14.83 \text{ Kpa}, V = 10.416 \text{ KN}, V_u = 17.71 \text{ KN} \text{ y } \phi * V_c = 292 \text{ KN}$$

Para calcular el refuerzo en la dirección longitudinal se usó la cuantía recomendada ya que el momento es menor, además, el cortante también es menor por lo tanto no es necesario comprobar el espesor, con esto se obtuvo:

$A_s = 10.8 \text{ cm}^2$ y # de varillas = 9; se tomaron 11 varillas colocadas a 16 cm una de otra, el recubrimiento es de 8 cm.

La zapata que se obtuvo es de 1.8*1.5 m con un espesor de 38 cm, incluyendo el recubrimiento, y altura efectiva de 30 cm, las especificaciones del refuerzo son, en la dirección longitudinal # 4@16cm y en la transversal # 4@14cm, el material del

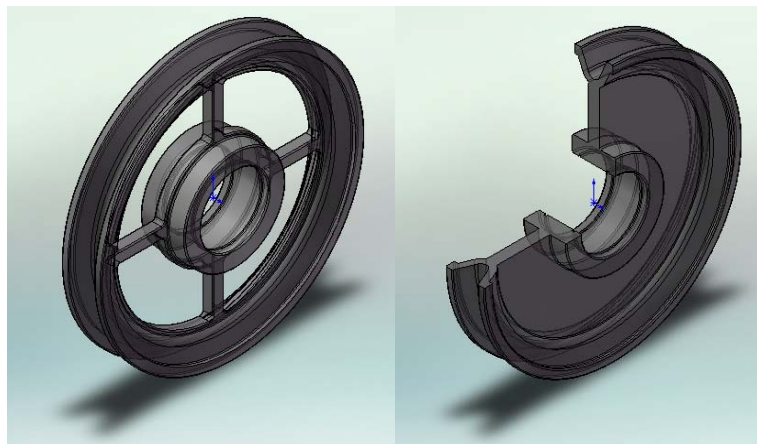
refuerzo utilizado fue varillas de acero corrugado ASTM A-572 grado 60, el concreto tiene una resistencia de 21 Mpa, y el recubrimiento en todas las direcciones es de 8 cm; para mayor comprensión ver ANEXO PLANOS.

4.2. SISTEMA DE GANANCIA MECÁNICA (POLIPASTO)

Durante el proceso de diseño se presentaron tres alternativas de solución al requerimiento de las poleas:

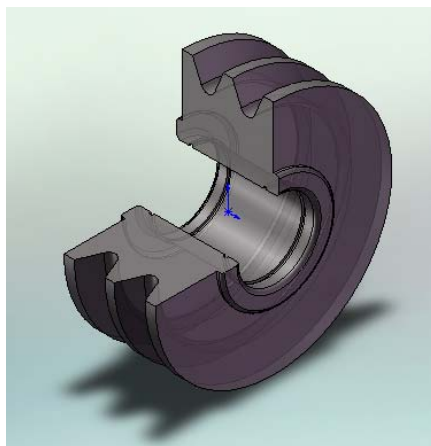
- Una polea sencilla con vaciado, la cual resulta en una polea liviana pero costosa debido a la dificultad del proceso de fabricación, ver figura 24A.
- Una polea sencilla sin vaciado la cual es menos costosa respecto a la anterior, pero es más pesada y además demanda mayor tiempo de mecanizado, aumentando su valor. Ver figura 24B.
- Una polea doble, esta solución es la más económica aunque se obtiene una polea mas pesada que las anteriores; además desde el punto de vista de montaje resulta un diseño más ventajoso. Ver figura 24C.

Figura 24. Evolución del diseño de las poleas



A. Polea sencilla con vaciado.

B. Polea sencilla sin vaciado.



C. Polea doble.

Finalmente se escogió la alternativa mostrada en la figura 24C debido a sus ventajas económicas.

Hay que aclarar que cada columna cuenta con su sistema de polipasto, siendo éstos independientes el uno del otro; a la vez cada polipasto tiene su respectivo tambor de arrollamiento los cuales están sincronizados por medio de un eje.

En este caso particular un polipasto esta conformado por dos conjuntos de poleas, uno fijo y uno móvil, que producen una ganancia mecánica de 4. La transmisión de la potencia entre poleas se hace por medio de cable de alambre con alma de fibra 6*19 de 9.5 mm de diámetro. Cada conjunto de poleas consiste de una polea doble hecha en fundición gris apoyada sobre dos rodamientos 6304 – 2RSL y una polea de direccionamiento del cable también apoyada sobre rodamientos; los rodamientos van montados sobre pasadores de acero 1045 laminado en caliente; todos estos componentes, exceptuando las poleas de direccionamiento, se unen con juntas apernadas a los puntales (conjuntos fijos), y a la plataforma (conjuntos móviles) por medio de platinas de lámina HR de 4.76 mm de espesor y pernos SAE grado 5 de 14.3 mm. (9/16 pulgadas) de diámetro para los conjuntos fijos, y 11.1mm. (7/16 pulgadas) para los móviles respectivamente. Para mayor comprensión ver planos en los anexos.

4.2.1. Selección del número de poleas. El número de poleas empleadas en un polipasto, estará comprendido entre 2 y 10 [13]. Al elegir el número de poleas, n , de un polipasto, hay que tener en cuenta si influye favorable o desfavorablemente, respecto a la potencia P_{ot} , o al rendimiento η . Es decir respecto a P_{ot} , si el número de poleas es suficiente para reducir la carga al valor de la potencia disponible; y respecto al rendimiento, si lo disminuimos demasiado, debido a un excesivo número de poleas, con gran deficiencia para la utilidad mecánica del polipasto. Este rendimiento se debe principalmente a:

- Las pérdidas por rigidez del cable debido a la resistencia elástica de los alambres.
- Pérdidas por fricción entre los elementos que giran.
- Pérdidas por fricción entre el cable y la garganta de la polea, la que es mínima. [13]

Estas pérdidas se pueden evaluar individualmente, pero resulta más práctico agruparlas en un solo término llamado factor de pérdidas cuyo valor para un ángulo de abrase de 180° es $q = 1.044$.

El valor de n se obtiene al resolver las siguientes ecuaciones, bajo condiciones de carga estática:

$$P_{cable} = \frac{P_{ot}}{2} \quad (38)$$

$$P_{cable} \geq P_0 * V_{cable} \quad (39)$$

$$V_{cable} = V_{plat} * n \quad (40)$$

$$P_0 = \frac{Q * q^n * (q - 1)}{q^n - 1} \quad (41)$$

$$Q = \frac{W}{2} \quad (42)$$

En las cuales V_{plat} representa la velocidad de la plataforma bajo carga máxima y $V_{plat} = 0.45\text{m/s}$, W equivale a los valores de carga más representativos que en este caso serian la carga a elevar sumada al peso de la plataforma ($W = 4226\text{ N}$), V_{cable} y P_{cable} son la velocidad y la potencia disponible en el cable respectivamente, P_0 viene siendo la tensión en el ramal de entrada de la potencia al polipasto en la situación estática, Q es la carga que va a elevar cada polipasto.

La potencia disponible en el eje de sincronización es de $P_{ot} = 3700\text{ W}$, este valor viene determinado por el paquete de potencia con el que se cuenta en el laboratorio y los motores hidráulicos.

El sistema de ecuaciones cuenta con varias soluciones de las cuales se debe seleccionar la que proporcione la mejor combinación entre velocidades, tamaño del motor, y diámetro del tambor, además del bajo costo. Ahora reemplazando los valores de W y P_{ot} obtenemos varias posibles soluciones entre las que se escogió $n = 4$.

4.2.2. Selección del cable y diámetro de polea. La primera etapa al seleccionar un cable de alambre es determinar la carga de éste sin considerar los efectos de la flexión a la que se somete, ésta debe incluir la carga muerta, cargas adicionales originadas por detenciones o arranques repentinos y cargas de choque, cuando se suman estas cargas el resultado se puede comparar con la resistencia a la rotura para hallar un factor de seguridad el cual debe estar entre 8 y 9, ya que existe peligro para la vida humana. Cuando se trata de un polipasto se debe comparar la resistencia a la rotura con la tensión en el ramal del cable que este más solicitado. Posteriormente se debe verificar la vida útil del cable ya que éste se encuentra sometido a fatiga y fricción contra la garganta de la polea.

La selección inicial se hizo con recomendaciones de algunos autores y de acuerdo a la norma ASME A 17 [1], en la cual se establece el diámetro mínimo de los cables usados en los aparatos de elevación; con esta información se seleccionó inicialmente un cable 6*19, que es el cable estándar para máquinas elevadoras [11], con alma de fibra, material de los alambres acero para rejas de arado suave y torsión regular, con un diámetro $d = 9.5$ mm, el cual tiene una resistencia a la rotura de 4.62 Ton. El cálculo de la tensión en el ramal más solicitado se hace como sigue:

$$H - Q = m * a \quad (43)$$

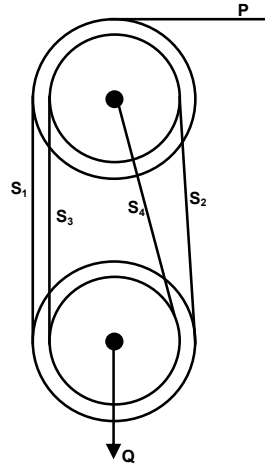
Y reemplazando en la ecuación (41) P_0 por P y Q por H , Donde H es la fuerza necesaria para acelerar la carga en el arranque, P es la tensión en el ramal de entrada de la potencia teniendo en cuenta los efectos de la aceleración, y es equivalente al ramal mas solicitado, m es la masa total del sistema, a es la aceleración de la plataforma, bajo carga, y $a = 1.27$ m/s², se obtiene:

$$\mathbf{H = 4938\ N, P = 687\ N}$$

La carga a la que esta sometido el cable bajo consideraciones de equilibrio estático se encuentra muy por debajo del valor de resistencia a la rotura garantizando la seguridad necesaria y el buen funcionamiento de éste en el sistema.

Un cable metálico que se utiliza sobre poleas fallará finalmente por fatiga o desgaste, lo que ocurra primero. A continuación se calcula el diámetro de polea necesario para asegurar que el cable tenga una duración prolongada. En la figura 25 se muestra un esquema para aclarar como es la distribución de las tensiones en cada ramal de cable para un polipasto, en el que S_1, S_2, S_3 y S_4 representan las tensiones en cada ramal, también se puede observar la flexión a la que se encuentra sometido el cable al pasar por las poleas.

Figura 25. Esquema de distribución de las tensiones en el polipasto



Fuente: Autores del proyecto.

El diámetro de la polea se calcula con la siguiente ecuación:

$$d * D_p = \frac{2 * N_f * P}{(p/S_u) * S_u} \quad (44)$$

Donde d es el diámetro del cable, D_p es el diámetro primitivo de la polea, N_f es un coeficiente de calculo para garantizar la seguridad cuyo valor debe estar entre 1 y 1.3 [14] se tomó $N_f = 1.3$, p es la presión de empuje o aplastamiento, es decir la presión que ejerce el cable sobre la ranura de la polea, y S_u es la resistencia última de los alambres y vale $S_u = 1240$ Mpa. Por recomendación de algunos autores el valor $p/S_u \leq 0.0015$, para que el cable tenga una duración prolongada. Con los datos relacionados, tomando $p/S_u = 0.0013$ y despajando D_p en la ecuación (44) se tiene:

$D_p = 11.62$ cm.; se toma la dimensión estándar mas aproximada a este valor por exceso entonces $D_p = 12.5$ cm.

El siguiente paso es comprobar que el valor de la presión de contacto se encuentre dentro de lo recomendado, ver referencias [6] y [15], que para cables de alambre sobre ranuras de poleas en hierro fundido debe ser máximo $p = 3.33\text{Mpa}$.

$$p = \frac{2 * P}{D_p * d} \quad (45)$$

$p = 1.15 \text{ Mpa}$. Que es un valor menor que el máximo permisible.

Se calcula el nuevo N_f :

$$N_f = \frac{(p/S_u)}{(p/S_u)_{real}} \quad (46)$$

Donde $(p/S_u)_{real}$ se calcula reemplazando el valor de p obtenido por medio de la ecuación (45).

$$\mathbf{N_f = 1.4.}$$

Seguido se recalcula el factor de seguridad estático, esta vez teniendo en cuenta los efectos de la flexión:

$$N = \frac{\text{resistencia a la rotura del cable} - P_b}{P} \quad (47)$$

$$P_b = s_b * A_m \quad (48)$$

$$A_m = 0.405 * d^2 \quad (49)$$

$$s_b = \frac{E * d_w}{D_p} \quad (50)$$

$$d_w = 0.063 * d \quad (51)$$

En las cuales P_b es la carga equivalente de flexión, s_b es el esfuerzo de flexión del cable, A_m es el área metálica del alambre, E es el modulo de elasticidad del acero y d_w es el diámetro del alambre. Solucionando se tiene:

$$\mathbf{d_w = 0.06 \text{ cm.}, s_b = 941.6 \text{ MPa.}, A_m = 0.367 \text{ cm}^2, P_b = 34.6 \text{ KN},}$$

$$\mathbf{N = 15.5}$$

Finalmente se obtuvo un cable 6*19 con alma de fibra en torsión regular con un diámetro de 9.5 mm el cual se utilizará sobre poleas de fundición gris con un diámetro primitivo de 125 mm. Ver ANEXO CATALOGO DE CABLES DE ALAMBRE METÁLICO para especificaciones del cable y ver ANEXO PLANOS para la polea. Para el direccionamiento del cable se seleccionó una polea hecha en fundición gris de 89 mm de diámetro primitivo.

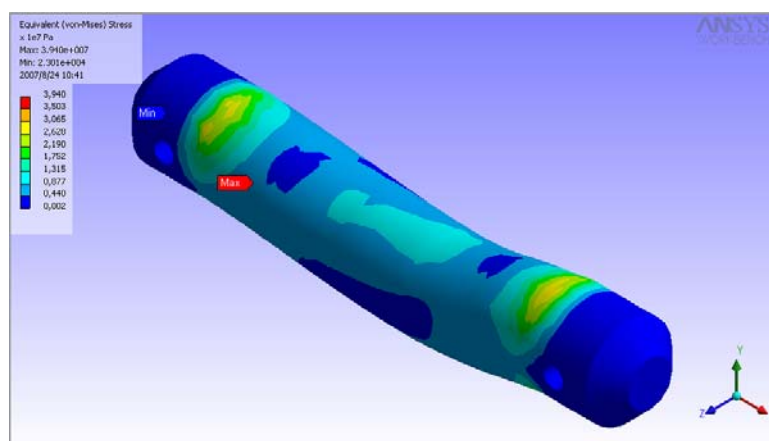
4.2.3. Diseño del pasador, selección de rodamientos y elementos de retención.

- **Pasadores.**

Están fabricados en acero 1045 laminado en caliente con un diámetro de 20 mm. En las figuras 26 y 27 se ve el comportamiento de los pasadores de las poleas fijas y de las móviles, respectivamente, bajo las solicitaciones de carga que les corresponden, de las cuales se concluye que presentan un buen desempeño dentro del sistema.

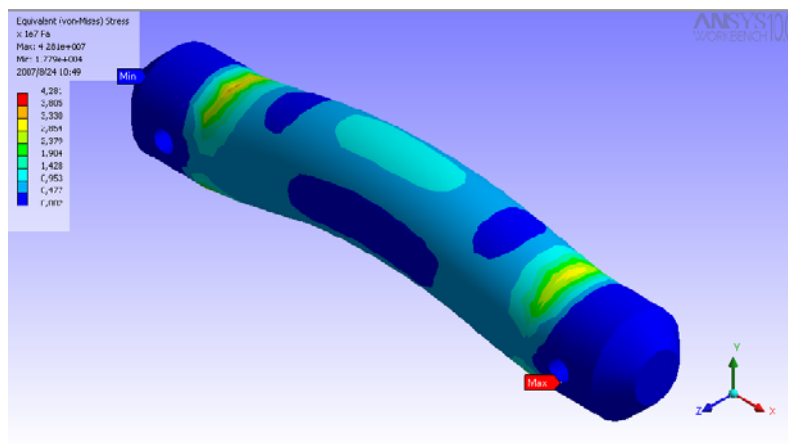
Los pasadores tienen en sus extremos roscas para tornillo métrico referencia M 20 x 2.5, con tuerca hexagonal ranurada para evitar que ésta se afloje.

Figura 26. Análisis del pasador de las poleas fijas.



Fuente: autores del proyecto.

Figura 27. Análisis del pasador de las poleas móviles.



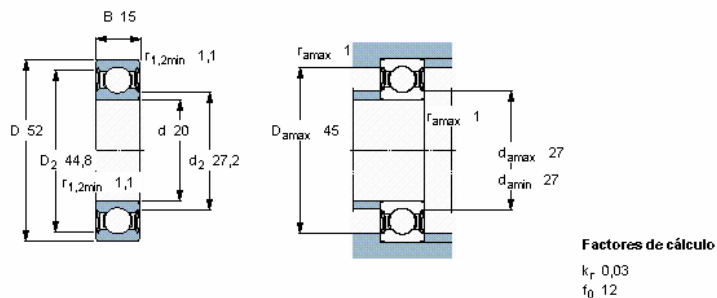
Fuente: autores del proyecto.

▪ **Selección de rodamientos.**

Se seleccionaron rodamientos rígidos de una hilera de bolas de referencia 6304 – 2RSL, empleando dos por cada polea. En la figura 28 se puede observar las especificaciones técnicas para este rodamiento.

Figura 28. Especificaciones técnicas de los rodamientos.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF Explorer
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	15000	0,14	6304-2RSL *



Fuente: www.skf.com

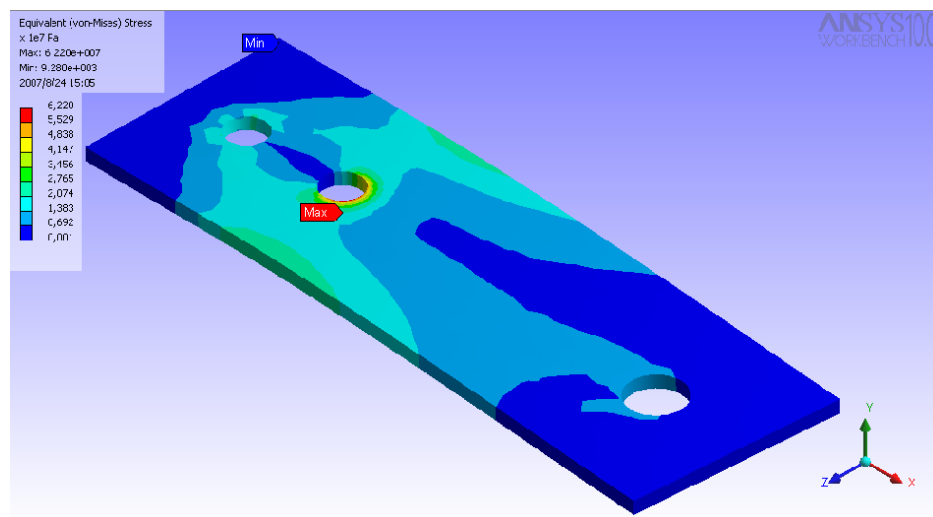
- **Elementos de retención.**

Para la fijación axial de las poleas se utilizaron chavetas elásticas o anillos de seguridad con referencia 52 I DIN 472, ver ANEXO CATALOGO DE ELEMENTOS DE RETENCIÓN.

Para la fijación y separación entre rodamientos, y entre rodamientos y platinas de apoyo se emplearon manguitos de diámetro interno de 21 mm, fabricados en acero 1020, para mayor comprensión ver planos en los anexos.

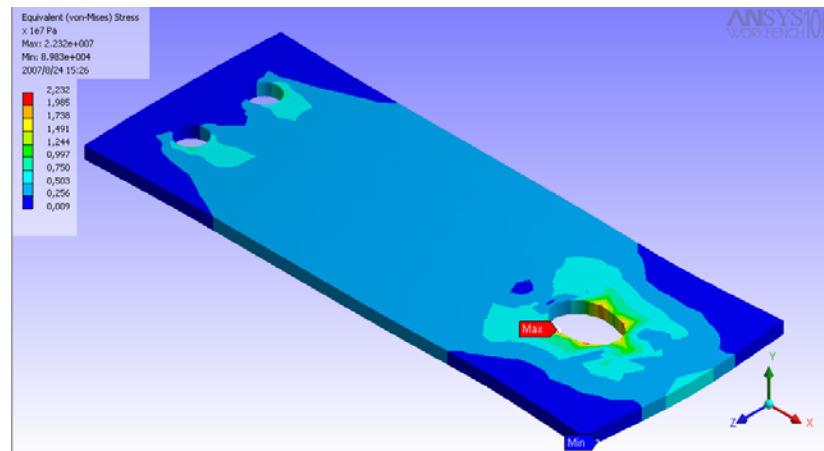
4.2.4. Diseño de las platinas de apoyo. Estas se hicieron en lamina HR de acero estructural ASTM A-36 de 4.76 mm de espesor y ancho 76.2 mm para las fijas y 77 mm para las móviles. En la figura 29 y 30 se muestran los análisis de esfuerzos de las platinas de apoyo del conjunto de poleas fijas y móviles, respectivamente, en las cuales se observa que cumplen con los requisitos para desempeñarse satisfactoriamente. Ver ANEXO PLANOS para mejor comprensión.

Figura 29. Análisis de esfuerzos platina de apoyo poleas fijas.



Fuente: autores del proyecto.

Figura 30. Análisis de esfuerzo platina de apoyo polea móvil.



Fuente: autores del proyecto.

4.3. SISTEMA HIDRÁULICO

4.3.1. Selección de los motores oleohidráulicos. Se seleccionaron un par de motores EATON de georotor con un desplazamiento de $c_m = 97 \text{ cm}^3/\text{r}$ ($5.9 \text{ in}^3/\text{r}$), ver ANEXO CATALOGOS DE MOTORES OLEOHIDRÁULICOS, para detalles técnicos. En la figura 31 se observan los motores.

Figura 31. Motores oleohidráulicos seleccionados.



La selección de los motores es un proceso dependiente del sistema de ganancia mecánica que se diseñe, del tamaño de los tambores de arrollamiento, del factor económico y además se debe hacer teniendo en cuenta los requerimientos de carga y velocidad del sistema, y el paquete de potencia del cual se dispone en el laboratorio, que cuenta con una bomba de paletas que proporciona un caudal de 6.5 GPM a 1800 psi, un motor eléctrico a 1740 RPM y una potencia de 9 HP, éste paquete tiene su respectiva válvula de seguridad. La carga se considerará teniendo en cuenta los efectos de la aceleración, ya que éstos motores presentan un torque de arranque menor que el de régimen, ésta se encuentra comprendida entre $a_{\min} = 0.85 \text{ m/s}^2$ y $a_{\max} = 1.27 \text{ m/s}^2$, con lo cual la carga será $H_{\max} = 4938 \text{ N}$, la velocidad máxima de la plataforma bajo carga máxima, que equivale a la conexión en paralelo de los motores, debe ser $V = 0.45 \text{ m/s}$.

El diámetro de los tambores de arrollamiento esta determinado por el diámetro del cable obteniendo $D_m = 272.8 \text{ mm}$, para el diseño del tambor de arrollamiento ver sección 4.4, donde D_m es el diámetro medio del tambor.

Como el sistema de ganancia mecánica no estaba definido, en el momento de seleccionar los motores, el proceso de selección se convierte en un proceso iterativo, donde el resultado que se obtenga debe ser unos motores y sistema de ganancia mecánica que ofrezcan el servicio adecuado a un bajo costo. A continuación se hace una descripción de los pasos seguidos para determinar cuales deberían ser los motores a comprar.

Con los requerimientos de velocidad y carga, se suponen diferentes ganancias para el sistema de ganancia mecánica, con lo cual se obtienen los valores de torque y velocidad necesarios en el eje, y se procede a buscar en los catálogos los posibles motores a seleccionar. En la tabla 1 se comparan los requerimientos, de acuerdo a la ganancia mecánica, con el torque y velocidad de algunos motores preseleccionados; en la cual N_n y T_n representan las revoluciones por minuto y el

torque necesarios en el eje respectivamente, N_m , T_m equivalen a las revoluciones por minuto y el torque que entregan cada motor, y C_m es el desplazamiento del motor. Hay que aclarar que estos valores corresponden a la conexión en paralelo y una presión de 1800 psi.

Tabla1. Comparación entre parámetros requeridos y proporcionados por los motores.

GANANCIA MECÁNICA				MOTORES					
				C_m					
2		4		74 cm ³ /r		97 cm ³ /r		146 cm ³ /r	
N_n (rpm)	T_n (N-m)	N_n (rpm)	T_n (N-m)	N_m (rpm)	T_m (N-m)	N_m (rpm)	T_m (N-m)	N_m (rpm)	T_m (N-m)
63	336.8	126	178.4	151.7	117	112	154	78.75	220

Los valores de velocidad y torque necesarios se calculan por medio de las siguientes ecuaciones:

$$N_n = V_{plat} * n * \frac{30}{\pi * R_m} \quad (52)$$

$$T_n = P * R_m \quad (53)$$

Como se puede ver en la tabla de los diferentes tamaños de los motores el más propicio para las necesidades del proyecto es el motor de $C_m = 97 \text{ cm}^3/\text{r}$, combinado con una ganancia mecánica de 4, ver sección 4.2 para el sistema de ganancia mecánica.

4.3.2. Selección de las válvulas direccionales. Éstas son las encargadas de controlar la dirección del flujo. Aunque todas realizan esta función, las válvulas direccionales varían considerablemente en construcción y funcionamiento. En el

Manual de oleohidráulica industrial Vickers las clasifican según sus características principales, en:

- Tipo de elemento interno. Obturador (pistón o esfera), corredera rotativa o deslizante.
- Métodos de actuación. Levas, émbolos, palancas manuales, solenoides eléctricos, presión hidráulica y otros.
- Número de vías. Dos vías, tres vías, cuatro vías, etc.⁵

Las válvulas direccionales se seleccionaron teniendo en cuenta el caudal a transportar y los requerimientos del circuito hidráulico, ver ANEXOS PLANO HIDRÁULICO, de esta manera se obtuvieron válvulas de Cetop 3, donde este término es una norma de montaje que determina el rango de caudal o tamaño de la válvula, centro tandem y centro punto flotante, ver ANEXOS CATALOGO DE VÁLVULAS DIRECCIONALES, ambas operadas eléctricamente por solenoides y centradas por resortes.

4.3.3. Selección de las válvulas de control de presión. Estas realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un resorte.

Los controles de presión se denominan generalmente según su función primaria, por ejemplo, válvula de seguridad, válvula de secuencia, válvula de frenado, etc.

En el sistema hidráulico se utilizaron dos válvulas de control de presión, una de seguridad que se encarga de limitar la máxima presión a la que trabajara el

⁵ VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona : Blume, s.f. p 125.

sistema y una válvula de frenado para evitar que la carga se desboque. La válvula de frenado fue proporcionada por la Universidad Industrial de Santander y reparada por los estudiantes que ejecutaron el proyecto, para detalles técnicos ver ANEXOS VÁLVULA DE FRENADO.

Como se ha dicho en varias oportunidades el paquete de potencia cuenta con su respectiva válvula de seguridad que consiste en una válvula de seguridad tipo fraccionada con dos niveles de presión más uno de venteo.*

4.4. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La potencia hidráulica es convertida por los motores oleohidráulicos en potencia mecánica que es transmitida a través de un eje, el cual sincroniza los motores, garantizando que estos roten a la misma velocidad, es por eso que recibió el nombre de eje de sincronización. Éste se fabricó en acero calibrado SAE 1045 de 38.1 mm (1 ½") de diámetro y 1.50 m de longitud, apoyado sobre tres chumaceras de referencia SY 1.1/2 TF, y conectado a los motores con acoples flexibles de araña o cruceta, con especificación L-125.

La transmisión final hacia la plataforma se hace por medio de cable de alambre metálico, ver sección 5.2, el cual, se fija a un tambor de arrollamiento montado sobre el eje, del que recibe la potencia necesaria para elevar la carga. A continuación se hace una reseña del cálculo y dimensionamiento del tambor y del eje de sincronización, incluyendo todos sus aditamentos.

4.4.1. Guinches y eje de sincronización. El tambor de arrollamiento constituye uno de los órganos más importantes en los mecanismos de elevación de las

* Para mayor información de la válvula de seguridad consultar la referencia [5].

máquinas, junto con las poleas y cables. Es por eso que se tiene el mayor de los cuidados al momento de diseñar o dimensionar tales elementos. Las normas que hacen referencia a este tipo de órgano elevador, recomiendan que los diámetros de los tambores deban ser lo suficientemente grandes a fin de permitir que el cable no se fatigue y que se enrolle en una sola capa, y así, evitar que se produzcan tironazos por formación de espiras falsas, o la mala ubicación del cable sobre el tambor. Además es importante permitir que el cable descansa sobre una hélice continua que sirva de guía al momento de poner en funcionamiento el aparato elevador.

Se comienza por definir el radio medio mínimo del tambor el cual se calcula por la siguiente ecuación:

$$D_m = (26 - 36) * d \quad (54)$$

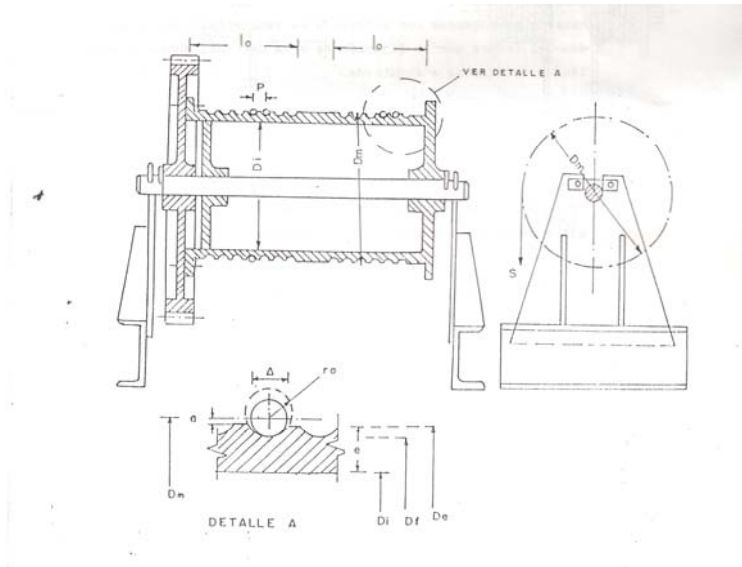
Tomando un valor $D_m = (28) * d$

Donde $d = 9.5$ mm, es el diámetro del cable. Con la que se obtiene:

$$\mathbf{D_m = 266 mm.}$$

En la figura 32 se ve un esquema en el que se muestran las dimensiones básicas del tambor.

Figura 32. Dimensiones de tambor para cable metálico.



Fuente: POSSO, Raul. Manejo y transporte de materiales. Aparatos de elevación manual primera parte. Bucaramanga : Universidad Industrial de Santander, 1984. P 128.

Para la fabricación del tambor se escogió un tubo de acero de diámetro externo $D_{externo} = 274$ mm y un espesor de 12.7 mm, éste diámetro se rectificó hasta lograr un valor de 270.6 mm.

A partir de estos datos se calcula el diámetro medio según ecuación:

$$D_m = D_{externo} + 2 * a \quad (55)$$

Y entonces:

$$D_m = 272.6 \text{ mm.}$$

Donde a es la distancia entre el centro del cable y la cresta de la ranura, ver figura 32.

Habiendo definido el diámetro del tambor se procede a especificar los parámetros para la conformación de la hélice y la ranura para guiar el cable, según ecuación:

$$p = 1.15 * d \quad (56)$$

$$r_o = (0.53 - 0.56) * d \quad (57)$$

Donde p es el paso de la hélice y r_o es el radio de la ranura de la espira.

Reemplazando el diámetro del cable se obtiene:

$$\mathbf{p = 11 \text{ mm} ; r_o = 5 \text{ mm}}$$

Ahora se calcula el espesor de pared necesario del tambor conforme la siguiente recomendación:

$$e = 0.01 * D_m + 4 \text{ mm} \quad (58)$$

Reemplazando D_m se tiene:

$$\mathbf{e = 6.71 \text{ mm}}$$

Para definir la longitud del cuerpo del tambor, L_T , es necesario calcular primero el número de espiras que enrollará (espiras activas) n_s , (a éstas se adiciona, antes de la fijación del cable, por lo menos 2 espiras muertas), por medio de las ecuaciones:

$$n_s = \frac{H_Q}{\pi * D_m} \quad (59)$$

$$L_t = n_t * p \quad (60)$$

n_t es el número de espiras totales y H_Q es la altura de elevación de la carga multiplicada por la ganancia del polipasto, y es igual a; $H_Q = 10 \text{ m}$, con lo que se tiene:

$$\mathbf{n_s = 12 ; n_t = 15 ; L_t = 165 \text{ mm}}$$

Ya teniendo las dimensiones principales del tambor se hace a continuación un chequeo de esfuerzos para verificar su seguridad, mediante el empleo de las siguientes ecuaciones:

$$D_f = D_m + d \quad (61)$$

$$D_i = D_f - 2 * e \quad (62)$$

$$\sigma_{flexion} = \frac{32 * D_f * (M_{flex})_{max}}{\pi * (D_f^4 - D_i^4)} \quad (63)$$

$$(M_{flex})_{max} = \frac{P * L_r}{4} \quad (64)$$

$$\sigma_{aplast} = \frac{0.5 * P}{e * p} \quad (65)$$

$$\sigma_C = \sqrt{\sigma_{flex}^2 + \sigma_{aplast}^2} \leq \sigma_{adm} \quad (66)$$

Donde D_f es el diámetro entre fondos de ranuras, D_i es el diámetro interior de la pared, σ_{flex} es el esfuerzo de flexión, $(M_{flex})_{max}$ momento de flexión máximo, P es la tensión del ramal que va al tambor, σ_C es el esfuerzo compuesto de flexión mas aplastamiento, σ_{adm} es el esfuerzo admisible o de trabajo, y es igual para acero laminado, según recomendación, a $\sigma_{adm} = 49.05 \text{ MPa}$,⁶ las demás variables se definieron con anterioridad.

Sustituyendo para $P = 687 \text{ N}$, se obtiene:

$$D_f = 263.3 \text{ mm} ; D_i = 250 \text{ mm} ; (M_{flex})_{max} = 28.33 \text{ N-m} ; \sigma_{flex} = 0.118 \text{ MPa} ;$$

$$\sigma_{aplast} = 4.66 \text{ MPa} ; \sigma_C = 4.66 \text{ MPa} \leq 49.05 \text{ MPa}.$$

La transmisión del torque del eje al tambor se hace por medio de un cubo soldado a las platinas de seguridad que no permiten que el último ramal del cable se salga del tambor, éstas se dimensionan según recomendaciones, las cuales estipulan que el diámetro de brida debe ser tal que la altura de la pestaña sea por lo menos dos veces el diámetro del cable; según esto se tiene:

$$D_{brida} = 310 \text{ mm}$$

⁶ POSSO, Raul. Manejo y transporte de materiales. Aparatos de elevación manual primera parte. Bucaramanga : Universidad Industrial de Santander, 1984. P 132.

Se tomó $D_{brida} = 330 \text{ mm}$

Para completar el diseño del tambor es necesario darle dimensiones al cubo, el cual depende esencialmente del diámetro del eje de sincronización y de la chaveta o cuña. Las siguientes recomendaciones de diseño se tomaron de la referencia [6]:

$$D_{Cubo} = 1.8 * D_{eje} \quad (67)$$

$$L_{cubo} = (1.25 - 2) * D_{eje} \quad (68)$$

Donde D_{cubo} es el diámetro exterior del cubo, L_{cubo} es la longitud del cubo; ésta no debe ser menor que la longitud de la chaveta y $D_{eje} = 38.1 \text{ mm}$ es el diámetro del eje; para una longitud de chaveta de 40 mm, se tiene:

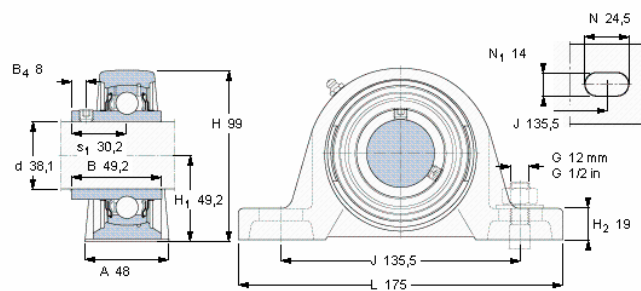
$$\mathbf{D_{cubo} = 68.58 \text{ mm} ; D_{agujero} = 38.1 \text{ mm} ; L_{cubo} = 55 \text{ mm}}$$

Finalmente se construyó un tambor de arrollamiento con un tubo de acero de 270.83 mm de diámetro externo, 7.1 mm de espesor de pared y 220 mm de longitud, con bridas de seguridad en los costados de 330 mm de diámetro fabricadas en lámina CR de 6.35 mm de espesor y acero ASTM – A36, esto se une al eje por medio de un cubo de acero 1020 calibrado de 55 mm de longitud y 69.85 mm (2 ¾ de plg.) de diámetro, la unión entre cubo y bridas de seguridad se reforzó con platinas de acero CR de 6.35 mm de espesor en forma de triángulo, esto con el fin de ayudar a la transmisión del torque. Para mayor comprensión ver planos de cubo tambor y platinas en los anexos.

4.4.2. Selección de soportes y acoples. Para el montaje del eje se seleccionaron tres chumaceras, en la figura 33 se muestran las especificaciones técnicas de la unidad de rodamiento con su respectivo soporte.

Figura 33. Especificaciones técnicas de las chumaceras empleadas como apoyo para el eje de sincronización.

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero											
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento
d	A	H	H ₁	L	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6	Unidad de rodamiento			
mm					kN		rpm	kg	-		
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,8	SY 1.1/2 TF	SY 508 U YAR 208-108-2F	



Fuente: www.skf.com

Los acoples se utilizan para transmitir el torque uniendo dos ejes, en el modelo de elevador se emplearon acoples del tipo flexibles, de cruceta, de referencia L-125, utilizando uno por cada motor acoplándolos al eje de sincronización. En la figura 34 se pueden ver las especificaciones técnicas del acople seleccionado.

4.4.3. Eje de sincronización. El eje de sincronización se fabricó en acero 1045 calibrado de 38.1 mm de diámetro. El análisis de este elemento se muestra en la figura 35.

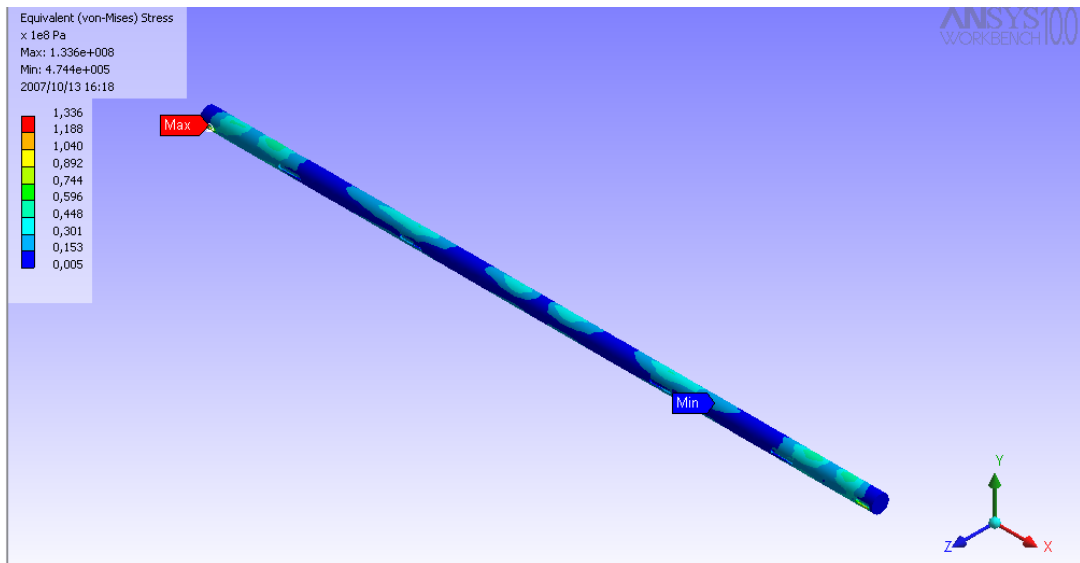
Figura 34. Especificaciones técnicas de algunos acoples de cruceta.



Dimensiones									
	L75	L90	L95	L99	L100	L125	L150	L190	L225
Máximo orificio	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/2"	1 5/8"	2"	2 1/4"
Diámetro manzana	35mm	40mm	48mm	50mm	58mm	68mm	80mm	96mm	108mm
Diámetro mayor cruceta	45mm	53mm	53,mm	63mm	63mm	78mm	94mm	110mm	125mm
Largo total acople	53mm	60mm	68mm	70mm	82mm	94mm	108mm	125mm	135mm

Fuente: www.mgindustrial.com.ve

Figura 35. Análisis del eje de sincronización.



Fuente: autores del proyecto.

4.5. SISTEMA DE CONTROL.

El sistema de control se compone de dos finales de carrera, que son los encargados de ubicar las posiciones límite del elevador, cuatro pulsadores para subir o bajar, conectando los motores, en serie o en paralelo, los pulsadores de arranque y pare, y un conjunto de cinco relés. Éste sistema se encarga de mover las válvulas direccionales de tal forma que el fluido sea conducido hasta los motores oleohidráulicos y a la vez permite al operador conectarlos en serie o paralelo dependiendo de los requerimientos de carga.

4.6. FRENO DE ZAPATA.

Un freno es un elemento mecánico que permite una conexión interrumpible entre un elemento giratorio y un plano de tierra no giratorio. Shigley en su libro Manual de Diseño Mecánico los clasifica en:

- De aro, con zapatas interiores.
- De aro, con zapatas exteriores.
- De cinta o banda.
- De disco.
- Otros.⁷

El freno utilizado en el modelo de elevador es uno de zapatas exteriores accionado hidráulicamente, éste se mantiene aplicado por medio de resortes a menos que se aplique la potencia, es decir, al suministrar fluido a presión se libera por medio de un cilindro hidráulico y al suspender la presión es accionado, por esta razón se puede decir que es un freno a prueba de fallas.

⁷ SHIGLEY, Joseph y MITCHELL, Larry. Manual de diseño mecánico. 4 ed. México : McGraw-Hill, 1989. Tomo 4, p 756.

La superficie de fricción del tambor se fabricó en platina de acero estructural ASTM A-36 de 38.1 * 4.76 mm, la cual se dobló alrededor de una de las bridas de seguridad del tambor de arrollamiento; el elemento no giratorio esta conformado por dos zapatas cuya parte estructural se fabricó en la misma platina empleada para el tambor y se reforzaron con lámina CR, cada zapata se dobló de tal forma que proporcionará un abrasede 150° alrededor del tambor y se recubrieron con asbesto; para mantener el freno aplicado se emplearon dos resortes fabricados en alambre de acero 1070 de diámetro 8 mm, el diámetro externo del resorte es 72 mm, la longitud libre de 160 mm y 8 espiras activas, los extremos son cuadrados y rectificadoss. Para mayor ver ANEXO PLANOS.

En el diseño de un freno interesará conocer la fuerza que se ejerce, el momento de torsión transmitido, la pérdida de energía y el incremento de temperatura. El freno del modelo de elevador no necesita disipar energía ya que el sistema cuenta con una válvula de frenado y por tanto éste se diseñó de tal manera que proporcionará el torque necesario para sostener la carga sin tener en cuenta el incremento de temperatura. A continuación se muestran los cálculos realizados en el diseño del freno.

El torque a sostener esta determinado por el diámetro del tambor de arrollamiento y la tensión de los cables en el ramal más solicitado, produciéndose un torque total $T_c = 180$ N-m, a continuación se suponen un ancho de cara, w , para el tambor del freno y un ángulo de contacto entre zapata y tambor, θ , y se verifica que el torque aplicado, T , a la máxima presión que soporta el material friccionante, p_{max} , sea suficiente para soportar el torque producido por la tensión de los cables.

Lo primero que se debe hacer es hallar la fuerza de aplicación, F_a , en el freno tal que pueda mantener el torque.

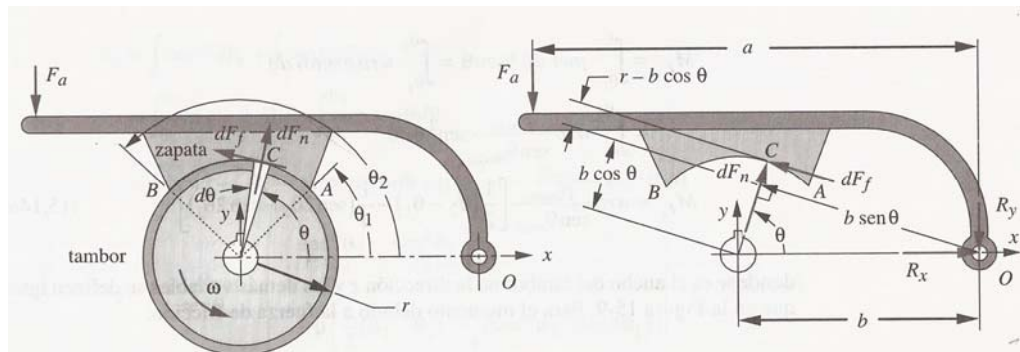
$$M_{Fn} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} wrb \frac{P_{\max}}{\text{sen} \theta_{\max}} \text{sen}^2 \theta d\theta \quad (69)$$

$$M_{Ff} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu wr \frac{P_{\max}}{\text{sen} \theta_{\max}} \text{sen} \theta (r - b \cos \theta) d\theta \quad (70)$$

$$F_a = \frac{M_{Fn} - M_{Ff}}{a} \quad (71)$$

Donde M_{Ff} , M_{Fn} representan los momentos de las fuerzas de fricción y normal, con respecto al punto de articulación, respectivamente, μ el coeficiente de fricción entre el asbesto y el acero, ver ANEXO ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ASBESTO, θ_{\max} es el ángulo en el cual la presión es máxima, r el radio del tambor, b la distancia del centro del tambor al punto de articulación de las zapatas y C es la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el de articulación. En la figura 36 se muestra un esquema de la geometría y fuerzas para una mejor comprensión.

Figura 36. Geometría y fuerzas para el freno de zapatas.



Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. Mexico: Prentice Hall, 1999. p 975.

Resolviendo para la zapata autoenergizante se obtiene:

$$M_{Fn} = 614.17 \text{ N-m}, M_{Ff} = 191.206 \text{ N-m}, F_a = 1010 \text{ N}$$

A continuación se halla el par de torsión, T_f , que aporta la zapata al freno, y las respectivas reacciones, R_x y R_y , que produce en el punto de articulación.

$$T_f = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu w r^2 \frac{P_{\max}}{\text{sen} \theta_{\max}} \text{sen} \theta d\theta \quad (72)$$

$$R_x = \int_{\theta_1}^{\theta_2} w r p \cos \theta d\theta + \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} w r p \text{sen} \theta d\theta \quad (73)$$

$$R_y = \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} w r p \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} w r p \text{sen} \theta d\theta - F_a \quad (74)$$

Al reemplazar los valores se tiene:

$$T_f = 190 \text{ N-m}, R_x = 921.27 \text{ N}, R_y = 2068.59$$

Ahora se procede a calcular el par de torsión, T'_f , que aporta la zapata autodesenergizante, y las reacciones en el punto de articulación. Hay que aclarar que el tambor rota en ambas direcciones lo que hace que las zapatas se intercambien, es decir, la que es autoenergizante en un sentido de rotación en el otro es autodesenergizante, aunque el torque que produce la tensión en los cables va en una sola dirección, el cálculo se hace solo para comprobar el par de torsión que producen ambas zapatas y verificar en cual de los casos es más crítico el diseño de la estructura. Se inicia hallando la presión máxima, $p_{\max ad}$, de la zapata al accionarla con la misma fuerza, F_a . Como se puede ver en las ecuaciones 68 y 69 los momentos M_{Fn} y M_{Ff} son proporcionales a esa presión máxima por lo tanto:

$$F_a = \frac{\frac{M_{Fn} p_{\max ad}}{P_{\max}} + \frac{M_{Ff} p_{\max ad}}{P_{\max}}}{a} \quad (75)$$

Despejando $p_{\max ad}$ y reemplazando los términos conocidos se obtiene:

$$p_{\max ad} = 162.8 \text{ Kpa.}$$

El par de torsión y las reacciones para esta zapata se hallan con las ecuaciones 71-73 reemplazando p_{\max} por $p_{\max ad}$ y cambiando el signo de la fricción obteniendo:

$$T'_f = 100 \text{ N-m}, R_x = -483 \text{ N}, R_y = -610.42 \text{ N}$$

Ahora el par de torsión que aplicado por el freno es la suma de lo que aporta cada zapata de forma individual.

$$T = T'_f + T_f \quad (76)$$

$$T = 290 \text{ N-m}$$

Como se puede ver el freno soporta un torque de 1.6 veces mayor que el torque a sostener.

Lo que sigue a continuación es el diseño de los resortes y la parte estructural de las zapatas.

El diseño de un resorte es un proceso iterativo, consistente en suponer un diámetro de alambre, d , y un índice de resorte, C , a partir de lo cual se calcula el diámetro de la espira, D , se escoge un material de prueba y se calculan las resistencias importantes del material para el diámetro del alambre seleccionado, se halla el esfuerzo, τ , al que se somete el resorte. El estado del esfuerzo se compara con el límite elástico, S_{ys} , para cargas estáticas y se obtiene un factor de seguridad, N_s . Si el factor de seguridad es muy pequeño, para mejorar el resultado se modifica el diámetro o el material del alambre, hasta conseguir uno que sea satisfactorio. Luego se calcula la tasa del resorte, k , suponiendo un número de espiras, N_t , y una holgura de golpeo, x_s , hasta obtener valores razonables. Si están definidas dos fuerzas de operación con una deflexión especificada entre ambas, x , ellas definen la tasa del resorte. Posteriormente se

calculan el número de espiras activas, N_a , y se corrige la tasa del resorte; se define el estilo de los extremos de las espiras para tener el número de espiras totales y con esto se calcula la longitud libre, l_f . Luego se verifica el esfuerzo a la altura de cierre, h_s , y la posibilidad de pandeo. [10]

$$D = dC \quad (77)$$

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (78)$$

$$\tau = K_s \frac{8F_{\max}D}{\pi d^3} \quad (79)$$

$$S_{ys} = 0.65S_{ut} \quad (80)$$

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad (81)$$

$$k = \frac{F_{\max} - F_{pre}}{x} \quad (82)$$

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k} \quad (83)$$

$$N_t = N_a + 2 \quad (84)$$

$$h_s = dN_t \quad (85)$$

Donde, F_{\max} y F_{pre} representan la fuerza máxima a la que trabajara el resorte, es decir, cuando abre el freno, y la fuerza de precarga que equivale a la fuerza aplicada al freno, respectivamente, K_s y G son el factor de cortante directo y el modulo de rigidez, correspondientemente y S_{ut} es la resistencia ultima a la tensión para el material y diámetro de alambre seleccionado. La fuerza máxima a la que trabajara el resorte depende del cilindro y de la presión mínima a la que se debe abrir el freno, al reemplazar su valor y resolver con el proceso descrito anteriormente se obtiene:

$$\mathbf{D = 64mm, N_s = 1.85, k = 19.73 N/m, N_a = 8, N_t = 10, d = 8mm.}$$

Para calcular la longitud libre se procede como sigue:

$$x_i = \frac{F_{pre}}{k} \quad (86)$$

$$x_s = 0.15x \quad (87)$$

$$l_f = h_s + x_s + x_i + x \quad (88)$$

Donde x_i representa la deformación del resorte al aplicar la precarga.

Resolviendo:

$$l_f = 160mm$$

Siguiendo se verifican las posibilidades de pandeo del resorte, lo que puede ocurrir si:


$$\frac{l_f}{D} \geq 4 \quad (89)$$


$$l_f/d = 2.5$$

Como se puede ver en los resultados el resorte no presenta posibilidades de pandeo.

5. MANUAL DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO

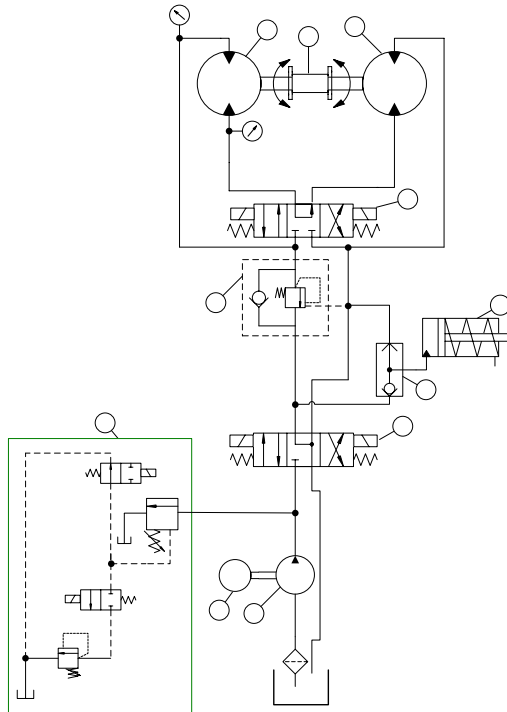
La práctica se elaboró de acuerdo al manual de prácticas del laboratorio de potencia fluida [7]. Teniendo en cuenta lo anterior, ésta se ubicará dentro de la fase cuatro en el ítem de transmisiones hidrostáticas, con una duración de una hora. A continuación se muestra el manual de procedimiento para el buen desarrollo de la práctica.

	LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	FECHA	HOJA 1 de 3
	MANUAL DE PROCEDIMIENTO		FASE N° 4
MANUAL DE PROCEDIMIENTO		GRUPO:	
ELABORÓ	REVISÓ		
TITULO: ELEVADOR DE PLATAFORMA			
<p>1. Objetivos</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Observar el funcionamiento de un circuito hidráulico, típico, para la conexión de motores en serie y/o paralelo. ➤ Comprobar la selección de los elementos de una transmisión hidrostática que conecta motores en serie y/o paralelo, por medio del análisis de las presiones y velocidades logradas en el sistema instalado. <p>2. Materiales</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Banco del elevador de plataforma. ➤ Dos cronómetros. <p>3. Procedimiento</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Verifique el montaje indicado en la figura. ➤ Conecte el circuito de control. 			

	LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		FECHA	HOJA 2 de 3
				FASE N° 4
MANUAL DE PROCEDIMIENTO			GRUPO:	
ELABORÓ		REVISÓ		
TITULO: ELEVADOR DE PLATAFORMA				
<ul style="list-style-type: none"> ↗ Encienda el banco en vnteo. ↗ De la orden de presión disponible. ↗ Opere las válvulas direccionales por medio de los pulsadores, teniendo en cuenta las ordenes para bajar y elevar la carga, ya que si intenta bajar la carga estando ésta en el piso el cable se enredara en el tambor saliéndose de la guía. ↗ Permita que la plataforma llegue al punto más elevado de su recorrido y luego haga descender la plataforma hasta el punto más bajo. ↗ Tome datos de tiempo y ΔP máxima para tres arranques con los motores en serie y tres con los motores en paralelo. ↗ Para la toma de datos con los motores conectados en serie es necesario reducir la carga a la mitad. ↗ Al terminar de tomar los datos ponga la plataforma en el piso, ventee el sistema, desconecte el circuito de control, apague y deje todo como lo encontró. <p>4. Preguntas</p> <ul style="list-style-type: none"> ↗ Tipo de bomba de la transmisión _____ Fabricante _____ Modelo _____ ↗ Tipo de motor de la transmisión _____ Fabricante _____ Capacidad volumétrica _____ 				

TITULO: ELEVADOR DE PLATAFORMA

Figura 37. Montaje hidráulico para la conexión de los motores en serie o paralelo.



5. Tabla de datos y resultados

Arranque	Tiempo de aceleración (seg)	ΔP_{max} (psi)	Tiempo de Subida (seg)
1			
2			
3			

Llene la tabla tanto para motores en serie como en paralelo, y calcule, compare y haga sus conclusiones de los elementos instalados.

6. PRUEBAS

Las pruebas realizadas al elevador de plataforma consistieron en tomar múltiples mediciones de presión y tiempo, bajo las dos condiciones de carga, es decir, con los motores conectados en paralelo y posteriormente en serie, con el fin de obtener valores de velocidad y fuerza para luego compararlos con los valores planteados en los objetivos. En la tabla 2 se muestran los resultados obtenidos de este proceso.

Tabla 2. Comparación entre los parámetros de funcionamiento reales de la plataforma y lo propuesto en los objetivos.

MOTORES EN PARALELO					
MEDIDOS (reales)				PLANTEADOS	
C (N)	ΔP (bar)	t (seg)	V (m/s)	F' (N)	V' (m/s)
3500	119	7.37	0.339	3500	0.45
3500	119	7.27	0.344		
3500	119	7.84	0.319		
Promedio					
MOTORES EN SERIE					
MEDIDOS				PLANTEADOS	
C (N)	ΔP (bar)	t (seg)	V (m/s)	F' (N)	V' (m/s)
1295	41.4	4.97	0.503	1750	0.9
1295	41.4	5.12	0.488		
1295	41.4	5.06	0.494		
Promedio					

Donde ΔP es la diferencia de presión entre los puertos de entrada y salida del motor oleohidráulico, C es la carga neta sobre la plataforma, V es la velocidad de

la plataforma, y F' y V' son la fuerza y velocidad planteada en los objetivos, respectivamente, hay que aclarar que esta fuerza no incluye el peso de la plataforma, las poleas ni los cable, ni tampoco las fricciones en las ruedas, poleas etc.

En la bajada el sistema se encuentra contrabalanceado por medio de una válvula de frenado garantizando de esta forma que la carga no se desboque.

CONCLUSIONES

- El resultado final del presente trabajo de grado, fue la construcción de un modelo de elevador de plataforma accionado por motores oleohidráulicos, el cual sirve como herramienta complementaria en la formación de los estudiantes de ingeniería mecánica, permitiéndoles estudiar el comportamiento de los motores conectados en serie o en paralelo, en una aplicación tomada de una máquina real y adaptada a escala de laboratorio.
- Para alcanzar los objetivos propuestos en proyectos como el anteriormente elaborado se debe tener muy clara la relación entre los diferentes campos de la ingeniería, tales como, el diseño de máquinas, la oleohidráulica, procesos de manufactura y diseño de estructuras, además de contar con el apoyo de programas CAD y CAE y de la experiencia de profesionales en las diferentes áreas.
- El resultado del diseño se ve influenciado por las limitaciones, en cuanto a materiales y accesorios disponibles en el mercado local a tal punto que se convierte en un criterio importante al momento de definir formas y dimensiones.

RECOMENDACIONES

- Diseñar y construir un manifold para implementarlo en el circuito hidráulico con el fin de reducir las pérdidas presentes por el uso de una cantidad considerable de manguera y racores en la conexión entre las válvulas.
- Elaborar un plan de mantenimiento preventivo, para el correcto desempeño de la máquina y evitar posibles fallas de la misma.
- Implementar un sistema de control lógico secuencial por medio de un PLC con el fin de simular el comportamiento de un ascensor haciendo paradas en diverso pisos.

BIBLIOGRAFÍA

1. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Safety code for elevators and escalators. New York : ASME, 2004. 447 p. : il. (ASME A17-1).
2. ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Título B, Cargas. Santa Fe de Bogotá : ais, 1998. 46 p. (NSR-98).
3. _____ . _____. Título C, Concreto estructural. Santa Fe de Bogotá : ais, 1998. 240 p. : il. (NSR-98).
4. _____ . _____. Normas colombianas de diseño y construcción sismo resistente. Título F, Estructuras Metálicas. Santa Fe de Bogotá : ais, 1998. 400 p. : il. (NSR-98).
5. CARRILLO GUERRERO, Joergen; JAIMES QUIROZ, Leonardo. Válvula de seguridad de tres niveles de presión tipo fraccionada. Bucaramanga, 1998, 183 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.
6. FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquinas. México : Limusa, 1998. 802 p.

- 7.** FLOREZ GOMEZ, Fernando. Diseño elaboración e implementación de prácticas para el laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos (Potencia Fluida) adscrito a la Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga, 2004, 259 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.

- 8.** LOTHERS, Jhon. Design in structural steel. New Jersey : Prentice Hall, 1953. 454 p.

- 9.** MICROSOFT ENCARTA 2007 [DVD]. Microsoft Corporation, 2006.

- 10.** NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. Mexico : Prentice Hall, 1999. 1048 p.

- 11.** OBERG, Erik; JONES, Franklin y HORTON, Holbrook. Manual universal de la técnica mecánica. Barcelona : Labor, 1984. 2446 p.

- 12.** PARKER HANNIFIN. Tecnología oleohidráulica industrial. Estados Unidos : s.n., 1992. 300 p.

- 13.** POSSO, Raul. Manejo y transporte de materiales. Aparatos de elevación manual primera parte. Bucaramanga : Universidad Industrial de Santander, 1984. 132 p.

14. ROJAS, Hernán. Diseño de máquinas II. Bucaramanga : Universidad Industrial de Santander, 1992. v.1, Modulo 3.

15. SHIGLEY, Joseph y MITCHELL, Larry. Manual de diseño mecánico. 4 ed. México : McGraw-Hill, 1989. Tomo 4, 246 p.

16. VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona : Blume, s.f. 290 p.

17. <http://www.construir.com>

18. <http://www.educa.aragob.com.es>

19. <http://www.gielevadores.com>

20. <http://www.idemver.com.ar>

21. <http://www.motoresyrepuestos.com.ar>

22. <http://www.skf.com>

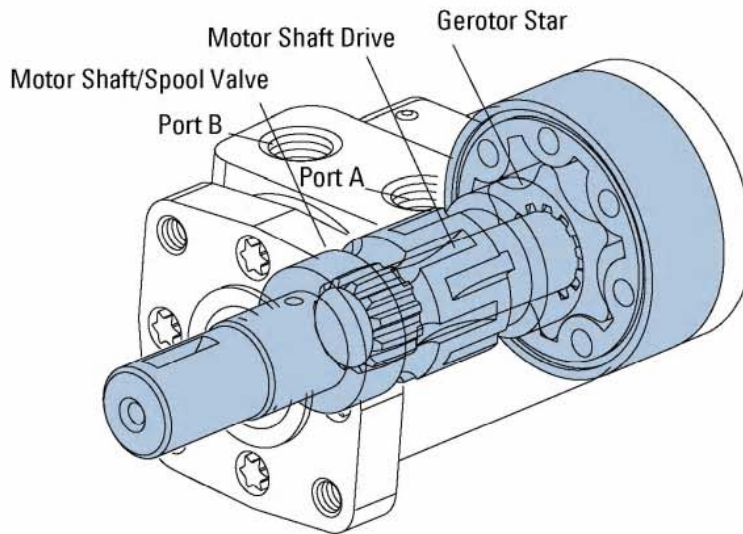
23. <http://www.wikipedia.org>

ANEXOS

ANEXO A.
Catalogo de Motores Oleohidráulicos

H Series (101-)

Highlights



Description

Designed for medium duty applications, these motors use industry-proven spool valve technology combined with state-of-the-art gerotors. In addition, a wide variety of mounting flanges, shafts, ports and a low speed valving option, provide design flexibility. Direction of shaft rotation and shaft speed can be controlled easily and smoothly throughout the speed range of the motor, and equipment can be driven direct, eliminating costly mechanical components.

Specifications

Geroler Element	13 Displacements
Flow l/min [GPM]	57 [15] Continuous*** 76 [20] Intermittent**
Speed (Theo.)	Up to 1100 RPM
Pressure bar [PSI]	125 [1800] Cont.*** 165 [2400] Inter.**
Torque Nm [lb-in] (Theo.)	400 [3600] Cont.*** 520 [4600] Inter.**

*** Continuous— (Cont.) Continuous rating, motor may be run continuously at these ratings.

** Intermittent— (Inter.) Intermittent operation, 10% of every minute.

Features:

- Time-tested Char-Lynn drive set
- Three moving components (gerotor-star, drive, and shaft)
- Optimized drive running angle
- Three-zone pressure design (inlet, return and case)
- Variety of displacements, shafts, mounts and special options
- Special options to meet customer needs

Benefits:

- High efficiency
- Powerful compact package
- Design flexibility
- Extended leak-free performance

Applications:

- Agricultural augers, harvesters, seeders
- Car wash brushes
- Food processing
- Railroad maintenance equipment
- Machine tools
- Conveyors
- Industrial sweepers and floor polishers
- Saw mill works
- Turf equipment
- Concrete and asphalt equipment
- Skid steer attachments
- Many more



Conveyor



Combine



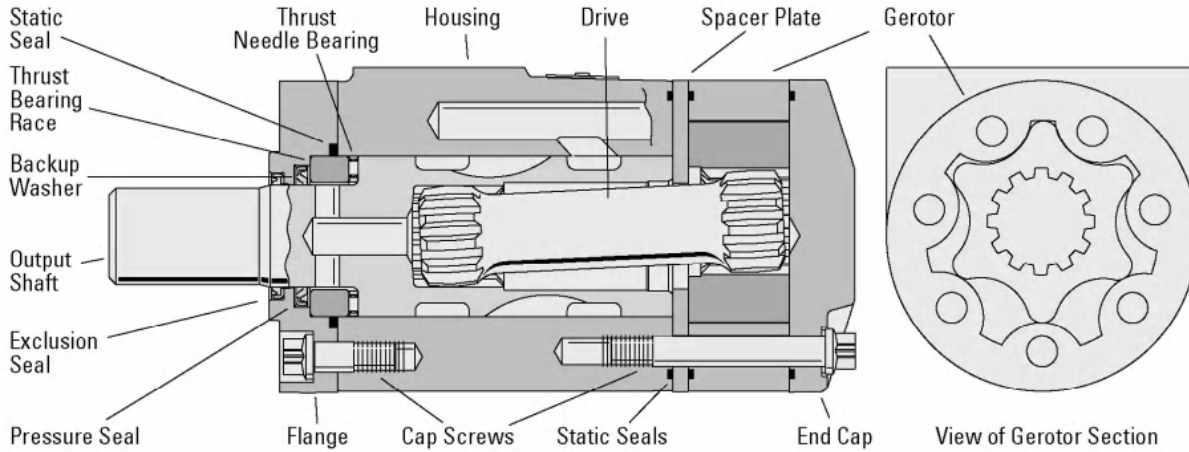
Sweeper



Salt and Sand Spreader

H Series (101-)

Specifications



THEORETICAL SPECIFICATION DATA — H MOTORS (FOR EFFICIENCY CORRECTED DATA SEE PERFORMANCE CHARTS)

Displ. cm ³ /r [in ³ /r]		36	46	59	74	97	120	146	159	185	231	293	370	739
		[2.2]	[2.8]	[3.6]	[4.5]	[5.9]	[7.3]	[8.9]	[9.7]	[11.3]	[14.1]	[17.9]	[22.6]	[45.1]
Max. Speed (RPM) @ Continuous Flow		1021	969	953	760	585	469	385	353	304	243	192	152	74
Flow LPM	Continuous	38 [10]	45 [12]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]
[GPM]	Intermittent	38 [10]	53 [14]	64 [17]	68 [18]	68 [18]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]
Torque	Continuous	56	73	91	118	155	192	221	233	265	302	351	407	389
Nm [lb-in]	Intermittent	[497]	[650]	[802]	[1044]	[1368]	[1699]	[1954]	[2059]	[2343]	[2669]	[3110]	[3604]	[3440]
		[668]	[876]	[1076]	[1401]	[1829]	[2278]	[2653]	[2824]	[3151]	[3671]	[4121]	[4283]	[4600]
Min. Starting Torque	@ Cont. Pressure	46	59	76	95	124	154	176	186	211	238	282	330	316
Nm [lb-in]	@ Int. Pressure	[410]	[520]	[670]	[840]	[1100]	[1360]	[1560]	[1650]	[1870]	[2110]	[2500]	[2920]	[2800]
		63	81	104	130	171	2102	46	262]	293	339	388	408	434
		[560]	[720]	[920]	[1150]	[1510]	[1860]	[2180]	[2320]	[2590]	[3000]	[3430]	[3610]	[3840]
Pressure ΔBar	Continuous	124	124	124	124	124	124	117	114	110	100	93	86	41
[Δ PSI]	Intermittent	[1800]	[1800]	[1800]	[1800]	[1800]	[1800]	[1700]	[1650]	[1600]	[1450]	[1350]	[1250]	[600]
		165	165	165	165	165	165	159	155	148	138	124	103	55
		[2400]	[2400]	[2400]	[2400]	[2400]	[2400]	[2300]	[2250]	[2150]	[2000]	[1800]	[1500]	[800]
Weight kg [lb]		5,1	5,1	5,2	5,2	5,4	5,5	5,6	5,7	5,8	6,0	6,3	6,7	8,4
		[11.2]	[11.2]	[11.5]	[11.5]	[11.8]	[12.1]	[12.4]	[12.5]	[12.8]	[13.3]	[14.0]	[14.7]	[18,6]

A simultaneous maximum torque and maximum speed NOT recommended.

Note:

To assure best motor life, run motor for approximately one hour at 30% of rated pressure before application to full load. Be sure motor is filled with fluid prior to any load applications.

Maximum Inlet Pressure:

172 Bar [2500 PSI] without regard to Δ Bar [D PSI] and/or back pressure ratings or combination thereof.

6B splined or Tapered shafts are recommended whenever operation above 282 NM [2500 lb-in] of torque, especially for those applications subject to frequent reversals.

Δ Pressure:

The true Δ bar [Δ PSI] difference between inlet port and outlet port

Continuous Rating:

Motor may be run continuously at these ratings

Intermittent Operation:

10% of every minute

Recommended Fluids:

Premium quality, anti-wear type hydraulic oil with a viscosity of not less than 70 SUS at operating temperature.

Recommended Maximum System Operating Temp.:

Is 82°C [180°F]

Recommended Filtration:

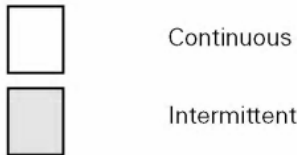
per ISO Cleanliness Code 4406, level 20/18/13

H Series (101-)

Performance Data

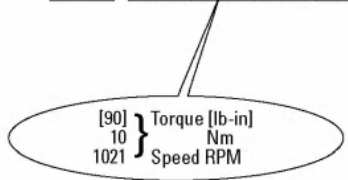
Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



36 cm³/r [2.2 in³/r]
Δ Pressure Bar [PSI]
Continuous

	[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	Max. Continuous	Max. Intermittent
	14	28	41	55	69	83	97	110	124	1800	2400
[2]	[49]	[103]	[162]	[189]	[270]	[325]	[379]	[432]	[489]	[650]	[2400]
7,6	6 204	12 201	18 198	21 194	31 189	37 184	43 177	49 170	55 162	73 122	165
[4]	[47]	[106]	[160]	[191]	[274]	[327]	[384]	[439]	[495]	[654]	[2400]
15,1	5 408	12 407	18 402	22 399	31 394	37 387	43 381	50 373	56 365	74 323	165
[6]	[44]	[102]	[158]	[188]	[272]	[328]	[383]	[440]	[496]	[661]	[2400]
22,7	5 613	12 612	18 609	21 604	31 599	37 591	43 586	50 576	56 565	75 523	165
[8]	[40]	[97]	[153]	[184]	[270]	[326]	[383]	[440]	[497]	[668]	[2400]
30,3	5 817	11 817	17 814	21 807	31 799	37 793	43 785	50 776	56 762	75 721	165
[10]	[36]	[90]	[148]	[180]	[265]	[322]	[380]	[438]	[495]	[664]	[2400]
Max. Continuous 37,9	4 1021	10 1021	17 1015	20 1008	30 1001	36 991	43 981	49 969	56 959	75 920	165



59 cm³/r [3.6 in³/r]
Δ Pressure Bar [PSI]
Continuous

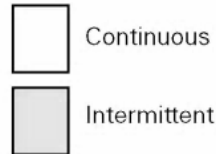
	[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	Max. Continuous	Max. Intermittent
	14	28	41	55	69	83	97	110	124	1800	2400
[2]	[79]	[169]	[260]	[305]	[437]	[526]	[616]	[704]	[796]	[1055]	[2400]
7,6	9 127	19 125	29 123	34 121	49 117	59 114	70 109	80 103	90 96	119 65	165
[4]	[76]	[168]	[257]	[307]	[441]	[529]	[620]	[710]	[800]	[1065]	[2400]
15,1	9 254	19 254	29 251	35 249	50 246	60 241	70 236	80 230	90 224	120 193	165
[6]	[73]	[161]	[252]	[303]	[439]	[529]	[618]	[709]	[802]	[1069]	[2400]
22,7	8 381	18 381	28 380	34 377	50 373	60 368	70 364	80 358	91 349	121 319	165
[8]	[64]	[151]	[243]	[294]	[428]	[519]	[609]	[701]	[794]	[1076]	[2400]
30,3	7 508	17 508	27 508	33 504	48 500	59 496	69 491	79 484	90 476	122 446	165
[10]	[57]	[141]	[234]	[283]	[419]	[512]	[602]	[693]	[786]	[1071]	[2400]
37,9	6 635	16 635	26 634	32 630	47 626	58 621	68 614	78 608	89 601	121 571	165
[12]	[45]	[131]	[227]	[274]	[409]	[505]	[593]	[684]	[778]	[1058]	[2400]
45,4	5 762	15 762	26 762	31 757	46 753	57 747	67 741	77 734	88 728	120 694	165
[14]	[33]	[118]	[213]	[266]	[396]	[492]	[583]	[676]	[770]	[1055]	[2400]
53,0	4 889	13 889	24 887	30 882	45 877	56 872	66 866	76 860	87 851	119 813	165
[15]	[29]	[111]	[205]	[260]	[389]	[486]	[576]	[670]	[765]	[1055]	[2400]
Max. Continuous 56,8	3 953	13 953	23 951	29 945	44 940	55 935	65 929	76 921	86 913	119 872	165
Max. Intermittent 75,7	[20]	[98]	[192]	[252]	[377]	[475]	[567]	[660]	[757]	[1055]	[2400]
	2 1080	11 1080	22 1077	28 1071	43 1067	54 1062	64 1055	75 1049	86 1040	119	165

H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



		46 cm ³ /r [2.8 in ³ /r]											
		□ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous										Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2400]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	124	165		
Flow LPM [GPM]	[2]	[64]	[136]	[212]	[284]	[355]	[426]	[497]	[567]	[641]	[852]		
	7,6	7	15	24	32	40	48	56	64	72	96		
		161	158	156	153	148	145	139	133	127	95		
	[4]	[61]	[139]	[209]	[286]	[359]	[429]	[503]	[576]	[649]	[857]		
	15,1	7	16	24	32	41	48	57	65	73	97		
		323	320	316	314	310	304	300	293	287	253		
[6]	[58]	[134]	[207]	[282]	[356]	[430]	[502]	[577]	[650]	[867]			
22,7	7	15	23	32	40	49	57	65	73	98			
	486	481	479	475	471	464	461	453	444	410			
[8]	[52]	[128]	[200]	[276]	[354]	[428]	[502]	[577]	[651]	[876]			
30,3	6	14	23	31	40	48	57	65	74	99			
	648	643	640	635	628	623	617	610	599	566			
[10]	[47]	[118]	[194]	[269]	[347]	[423]	[498]	[575]	[649]	[871]			
37,9	5	13	22	30	39	48	56	65	73	98			
	808	803	798	793	787	779	771	761	753	722			
[12]	[36]	[109]	[188]	[260]	[340]	[417]	[492]	[567]	[643]	[864]			
45,4	4	12	21	29	38	47	56	64	73	98			
	969	964	960	952	946	938	931	922	914	877			
Max. Continuous	[14]	[25]	[98]	[175]	[249]	[327]	[404]	[484]	[559]	[634]			
	53,0	3	11	20	28	37	46	55	63	72			
		1127	1123	1115	1108	1100	1093	1086	1079	1068			
Max. Intermittent													

		74 cm ³ /r [4.5 in ³ /r]											
		□ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous										Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2400]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	124	165		
Flow LPM [GPM]	[2]	[103]	[220]	[339]	[454]	[569]	[685]	[801]	[916]	[1036]	[1373]		
	7,6	12	25	38	51	64	77	91	103	117	155		
		101	99	98	96	93	90	86	81	76	51		
	[4]	[99]	[219]	[335]	[457]	[574]	[689]	[808]	[925]	[1042]	[1386]		
	15,1	11	25	38	52	65	78	91	105	118	157		
		203	201	199	197	194	191	187	182	177	153		
[6]	[94]	[210]	[328]	[451]	[571]	[689]	[805]	[924]	[1044]	[1392]			
22,7	11	24	37	51	65	78	91	104	118	157			
	305	303	301	298	296	292	288	283	276	252			
[8]	[86]	[196]	[319]	[438]	[558]	[676]	[793]	[913]	[1033]	[1401]			
30,3	10	22	36	49	63	76	90	103	117	158			
	406	404	402	399	396	393	388	383	377	352			
[10]	[74]	[183]	[310]	[422]	[545]	[667]	[784]	[903]	[1024]	[1394]			
37,9	8	21	35	48	62	75	89	102	116	158			
	507	505	502	499	496	492	486	482	476	452			
[12]	[58]	[171]	[295]	[408]	[533]	[657]	[773]	[891]	[1013]	[1377]			
45,4	7	19	33	46	60	74	87	101	114	156			
	608	606	603	600	596	591	587	581	576	549			
[14]	[43]	[154]	[277]	[396]	[515]	[640]	[760]	[880]	[1002]	[1374]			
53,0	5	17	31	45	58	72	86	99	113	155			
	709	706	702	698	694	691	686	681	674	643			
[15]	[36]	[145]	[268]	[387]	[506]	[632]	[750]	[873]	[996]	[1373]			
56,8	4	16	30	44	57	71	85	99	113	155			
	760	757	753	749	744	740	735	729	723	690			
Max. Continuous	[20]	[14]	[121]	[233]	[351]	[482]	[609]	[725]	[856]	[981]			
	75,7	2	14	26	40	54	69	82	97	111			
		904	902	898	895	891	887	882	877	869			
Max. Intermittent													

H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



Continuous

Intermittent

		97 cm ³ /r [5.9 in ³ /r]										
		Δ Pressure Bar [PSI]										
		Continuous									Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2400]	
		14	28	41	55	69	83	97	110	124	165	
Flow LPM [GPM]	[2]	[134]	[292]	[442]	[593]	[746]	[899]	[1054]	[1209]	[1365]	[1806]	
	7,6	15 78	33 76	50 75	67 73	84 71	102 68	119 65	137 61	154 55	204 33	
	[4]	[131]	[281]	[436]	[596]	[750]	[903]	[1059]	[1212]	[1367]	[1828]	
	15,1	15 156	32 155	49 153	67 151	85 149	102 147	120 143	137 139	154 134	207 113	
	[6]	[126]	[269]	[425]	[588]	[747]	[900]	[1054]	[1206]	[1368]	[1823]	
	22,7	14 234	30 233	48 231	66 230	84 228	102 224	119 221	136 217	155 210	206 189	
	[8]	[110]	[246]	[408]	[566]	[718]	[873]	[1023]	[1177]	[1339]	[1829]	
	30,3	12 312	28 311	46 310	64 308	81 305	99 303	116 300	133 295	151 291	207 269	
	[10]	[96]	[231]	[392]	[539]	[699]	[859]	[1005]	[1156]	[1318]	[1821]	
	37,9	11 390	26 389	44 387	61 385	79 383	97 380	114 376	131 373	149 368	206 346	
	[12]	[77]	[218]	[378]	[522]	[681]	[844]	[990]	[1142]	[1301]	[1792]	
	45,4	9 468	25 467	43 465	59 463	77 460	95 457	112 453	129 449	147 445	202 421	
	[14]	[60]	[197]	[358]	[513]	[662]	[828]	[973]	[1131]	[1293]	[1776]	
	53,0	7 546	22 544	40 542	58 539	75 537	94 535	110 531	128 526	146 521	201 499	
	[15]	[52]	[189]	[346]	[495]	[651]	[819]	[963]	[1126]	[1286]	[1778]	
Max. Continuous	56,8	6 585	21 583	39 581	56 578	74 575	93 573	109 569	127 564	145 559	201 536	
[20]	[25]	[157]	[311]	[455]	[625]	[790]	[941]	[1110]	[1272]			
Max. Intermittent	75,7	3 701	18 700	35 697	51 694	71 691	89 688	106 684	125 681	144 674		

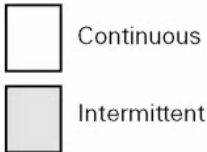
		146 cm ³ /r [8.9 in ³ /r]										
		Δ Pressure Bar [PSI]										
		Continuous									Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1700]	[2300]	
		14	28	41	55	69	83	97	110	117	159	
Flow LPM [GPM]	[2]	[198]	[435]	[664]	[897]	[1130]	[1361]	[1591]	[1827]	[1942]	[2611]	
	7,6	22 51	49 50	75 50	101 49	128 47	154 45	180 43	206 40	219 39	295 24	
	[4]	[196]	[424]	[657]	[898]	[1133]	[1365]	[1604]	[1836]	[1954]	[2648]	
	15,1	22 103	48 102	74 101	101 99	128 99	154 97	181 95	207 93	221 92	299 78	
	[6]	[189]	[412]	[646]	[889]	[1125]	[1361]	[1598]	[1829]	[1951]	[2653]	
	22,7	21 154	47 153	73 152	100 151	127 150	154 148	181 146	207 143	220 141	300 128	
	[8]	[169]	[389]	[628]	[866]	[1098]	[1333]	[1564]	[1799]	[1919]	[2649]	
	30,3	19 205	44 205	71 204	98 203	124 201	151 200	177 197	203 195	217 193	299 180	
	[10]	[148]	[369]	[605]	[836]	[1076]	[1318]	[1544]	[1780]	[1899]	[2789]	
	37,9	17 257	42 256	68 255	94 253	122 252	149 251	174 248	201 246	215 244	315 231	
	[12]	[125]	[351]	[586]	[810]	[1051]	[1293]	[1519]	[1756]	[1878]	[2606]	
	45,4	14 308	40 307	66 306	92 305	119 303	146 301	172 299	198 296	212 295	294 281	
	[14]	[95]	[321]	[558]	[795]	[1026]	[1290]	[1497]	[1731]	[1851]	[2580]	
	53,0	11 359	36 358	63 357	90 355	116 354	146 352	169 350	196 347	209 346	292 331	
	[15]	[82]	[308]	[544]	[771]	[1010]	[1256]	[1480]	[1720]	[1840]	[2569]	
Max. Continuous	56,8	9 85	35 384	61 383	87 381	114 379	142 378	167 375	194 373	208 371	290 356	
[20]	[24]	[246]	[468]	[708]	[948]	[1184]	[1425]	[1653]	[1780]			
Max. Intermittent	75,7	3 513	28 512	53 509	80 507	107 506	134 504	161 501	187 499	201 498		

H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



		120 cm ³ /r [7.3 in ³ /r]											
		Δ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous										Max. Continuous	
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2400]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	124	165		
Flow LPM [GPM]	[2]	[162]	[357]	[544]	[736]	[927]	[1116]	[1305]	[1498]	[1687]	[2231]		
	7,6	18 62	40 61	61 61	83 59	105 58	126 55	147 53	169 49	191 45	252 26		
	[4]	[160]	[348]	[539]	[736]	[930]	[1119]	[1316]	[1506]	[1698]	[2268]		
	15,1	18 125	39 124	61 123	83 121	105 120	126 119	149 116	170 114	192 110	256 90		
	[6]	[155]	[338]	[530]	[729]	[923]	[1116]	[1310]	[1500]	[1699]	[2271]		
	22,7	18 188	38 187	60 186	82 185	104 183	126 180	148 178	169 175	192 170	257 152		
	[8]	[139]	[319]	[515]	[710]	[901]	[1094]	[1283]	[1476]	[1673]	[2278]		
	30,3	16 250	36 250	58 249	80 247	102 245	124 243	145 241	167 237	189 233	257 216		
	[10]	[121]	[303]	[497]	[686]	[883]	[1081]	[1267]	[1460]	[1655]	[2268]		
	37,9	14 313	34 312	56 311	78 309	100 308	122 306	143 302	165 300	187 296	256 278		
[12]	[102]	[288]	[480]	[664]	[862]	[1060]	[1246]	[1440]	[1640]	[2232]			
45,4	12 375	33 374	54 373	75 371	97 370	120 367	141 365	163 361	185 358	252 338			
[14]	[78]	[263]	[458]	[652]	[841]	[1041]	[1228]	[1420]	[1616]	[2213]			
53,0	9 438	30 437	52 435	74 433	95 431	118 430	139 427	160 423	183 419	250 401			
Max. Continuous	[15]	[67]	[253]	[446]	[632]	[828]	[1030]	[1214]	[1411]	[1608]	[2205]		
	56,8	8 469	29 468	50 466	71 464	94 462	116 460	137 458	159 454	182 450	249 430		
Max. Intermittent	[20]	[20]	[202]	[384]	[581]	[778]	[971]	[1169]	[1356]	[1559]			
	75,7	2 626	23 624	43 621	66 618	88 617	110 614	132 611	153 609	176 606			

		159 cm ³ /r [9.7 in ³ /r]											
		Δ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous										Max. Continuous	
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1650]	[2250]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	134	155		
Flow LPM [GPM]	[2]	[209]	[465]	[715]	[973]	[1228]	[1478]	[1724]	[1981]	[2046]	[2764]		
	7,6	24 47	53 46	81 46	110 45	139 44	167 42	195 40	224 38	231 37	312 23		
	[4]	[210]	[460]	[710]	[971]	[1229]	[1480]	[1745]	[1996]	[2059]	[2813]		
	15,1	24 94	52 94	80 93	110 91	139 91	167 90	197 89	226 87	233 87	318 76		
	[6]	[205]	[454]	[704]	[965]	[1216]	[1477]	[1738]	[1991]	[2055]	[2824]		
	22,7	23 141	51 141	80 140	109 139	137 138	167 136	196 134	225 132	232 132	319 119		
	[8]	[186]	[440]	[693]	[951]	[1205]	[1461]	[1716]	[1973]	[2038]	[2808]		
	30,3	21 188	50 188	78 187	107 186	136 185	165 183	194 181	223 179	230 178	317 166		
	[10]	[164]	[422]	[671]	[930]	[1189]	[1451]	[1702]	[1965]	[2032]	[2789]		
	37,9	19 235	48 234	76 234	105 232	134 232	164 230	192 228	219 226	230 225	315 213		
[12]	[144]	[404]	[652]	[900]	[1163]	[1421]	[1674]	[1937]	[2004]	[2770]			
45,4	16 282	46 281	74 281	102 279	131 279	161 277	189 275	219 273	226 272	313 260			
[14]	[109]	[374]	[623]	[883]	[1140]	[1396]	[1653]	[1900]	[1963]	[2727]			
53,0	12 330	42 329	70 328	100 327	129 325	158 323	187 322	215 319	222 319	308 306			
Max. Continuous	[15]	[92]	[359]	[612]	[861]	[1123]	[1381]	[1633]	[1886]	[1950]	[2712]		
	56,8	10 353	41 352	69 351	97 350	127 348	156 347	185 345	213 343	220 342	306 330		
Max. Intermittent	[20]	[26]	[268]	[510]	[772]	[1034]	[1290]	[1553]	[1802]	[1865]			
	75,7	3 471	30 470	58 467	87 465	117 464	146 462	175 460	204 458	211 458			

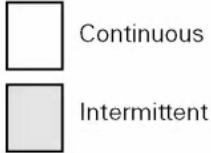
[359] } Torque [lb-in]
41 } Nm
352 } Speed RPM

H Series (101-)

Performance Data

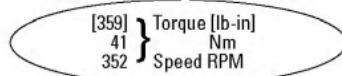
Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



		120 cm ³ /r [7.3 in ³ /r]											
		Δ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous										Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2000]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	124	140		165
Flow LPM [GPM]	[2]	[162]	[357]	[544]	[736]	[927]	[1116]	[1305]	[1498]	[1687]		[2231]	
	7,6	18 62	40 61	61 61	83 59	105 58	126 55	147 53	169 49	191 45		252 26	
	[4]	[160]	[348]	[539]	[736]	[930]	[1119]	[1316]	[1506]	[1698]		[2268]	
	15,1	18 125	39 124	61 123	83 121	105 120	126 119	149 116	170 114	192 110		256 90	
	[6]	[155]	[338]	[530]	[729]	[923]	[1116]	[1310]	[1500]	[1699]		[2271]	
	22,7	18 188	38 187	60 186	82 185	104 183	126 180	148 178	169 175	192 170		257 152	
	[8]	[139]	[319]	[515]	[710]	[901]	[1094]	[1283]	[1476]	[1673]		[2278]	
	30,3	16 250	36 250	58 249	80 247	102 245	124 243	145 241	167 237	189 233		257 216	
	[10]	[121]	[303]	[497]	[686]	[883]	[1081]	[1267]	[1460]	[1655]		[2268]	
	37,9	14 313	34 312	56 311	78 309	100 308	122 306	143 302	165 300	187 296		256 278	
[12]	[102]	[288]	[480]	[664]	[862]	[1060]	[1246]	[1440]	[1640]		[2232]		
45,4	12 375	33 374	54 373	75 371	97 370	120 367	141 365	163 361	185 358		252 338		
[14]	[78]	[263]	[458]	[652]	[841]	[1041]	[1228]	[1420]	[1616]		[2213]		
53,0	9 438	30 437	52 435	74 433	95 431	118 430	139 427	160 423	183 419		250 401		
[15]	[67]	[253]	[446]	[632]	[828]	[1030]	[1214]	[1411]	[1608]		[2205]		
56,8	8 469	29 468	50 466	71 464	94 462	116 460	137 458	159 454	182 450		249 430		
Max. Continuous	[20]	[20]	[202]	[384]	[581]	[778]	[971]	[1169]	[1356]	[1559]			
75,7	2 626	23 624	43 621	66 618	88 617	110 614	132 611	153 609	176 606				

		159 cm ³ /r [9.7 in ³ /r]											
		Δ Pressure Bar [PSI]											
		Continuous										Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[1800]	[2000]		
		14	28	41	55	69	83	97	110	134	150		155
Flow LPM [GPM]	[2]	[209]	[465]	[715]	[973]	[1228]	[1478]	[1724]	[1981]	[2046]		[2764]	
	7,6	24 47	53 46	81 46	110 45	139 44	167 42	195 40	224 38	231 37		312 23	
	[4]	[210]	[460]	[710]	[971]	[1229]	[1480]	[1745]	[1996]	[2059]		[2813]	
	15,1	24 94	52 94	80 93	110 91	139 91	167 90	197 89	226 87	233 87		318 76	
	[6]	[205]	[454]	[704]	[965]	[1216]	[1477]	[1738]	[1991]	[2055]		[2824]	
	22,7	23 141	51 141	80 140	109 139	137 138	167 136	196 134	225 132	232 132		319 119	
	[8]	[186]	[440]	[693]	[951]	[1205]	[1461]	[1716]	[1973]	[2038]		[2808]	
	30,3	21 188	50 188	78 187	107 186	136 185	165 183	194 181	223 179	230 178		317 166	
	[10]	[164]	[422]	[671]	[930]	[1189]	[1451]	[1702]	[1965]	[2032]		[2789]	
	37,9	19 235	48 234	76 234	105 232	134 232	164 230	192 228	219 226	230 225		315 213	
[12]	[144]	[404]	[652]	[900]	[1163]	[1421]	[1674]	[1937]	[2004]		[2770]		
45,4	16 282	46 281	74 281	102 279	131 279	161 277	189 275	219 273	226 272		313 260		
[14]	[109]	[374]	[623]	[883]	[1140]	[1396]	[1653]	[1900]	[1963]		[2727]		
53,0	12 330	42 329	70 328	100 327	129 325	158 323	187 322	215 319	222 319		308 306		
[15]	[92]	[359]	[612]	[861]	[1123]	[1381]	[1633]	[1886]	[1950]		[2712]		
56,8	10 353	41 352	69 351	97 350	127 348	156 347	185 345	213 343	220 342		306 330		
Max. Continuous	[20]	[26]	[268]	[510]	[772]	[1034]	[1290]	[1553]	[1802]	[1865]			
75,7	3 471	30 470	58 467	87 465	117 464	146 462	175 460	204 458	211 458				



H Series (101-)

Performance Data

Motors run with high efficiency in all areas designated with a number for torque and speed, however for best motor life select a motor to run with a torque and speed range printed in the light shaded area.

Performance data is typical at 120 SUS. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.



Continuous



Intermittent

		185 cm ³ /r [11.3 in ³ /r] Δ Pressure Bar [PSI] Continuous							Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1400]	[1600]	[2150]
		14	28	41	55	69	83	97	110	148
Flow LPM [GPM]	[2]	[257]	[554]	[847]	[1150]	[1447]	[1739]	[2035]	[2320]	[3103]
	7,6	29 40	63 40	96 39	130 38	163 37	196 36	230 33	262 29	351 12
	[4]	[254]	[546]	[845]	[1145]	[1448]	[1744]	[2049]	[2343]	[3147]
	15,1	29 81	62 81	95 80	129 79	164 78	197 77	232 76	265 74	356 63
	[6]	[246]	[540]	[834]	[1137]	[1434]	[1736]	[2036]	[2337]	[3151]
	22,7	28 121	61 121	94 120	128 120	162 119	196 117	230 115	264 112	356 100
	[8]	[224]	[520]	[820]	[1117]	[1414]	[1716]	[2014]	[2315]	[3133]
	30,3	25 162	59 162	93 161	126 160	160 159	194 157	228 155	262 152	354 140
	[10]	[202]	[499]	[793]	[1095]	[1394]	[1699]	[1997]	[2299]	[3112]
	37,9	23 202	56 202	90 201	124 201	158 200	192 198	226 196	260 193	352 181
[12]	[176]	[475]	[767]	[1063]	[1368]	[1664]	[1969]	[2268]	[3088]	
45,4	20 243	54 242	87 242	120 241	155 240	188 238	222 236	256 234	349 222	
[14]	[140]	[443]	[735]	[1035]	[1340]	[1637]	[1936]	[2227]	[3051]	
53,0	16 283	50 283	83 282	117 281	151 280	185 279	219 277	252 274	345 262	
Max. Continuous	[15]	[120]	[425]	[719]	[1014]	[1320]	[1618]	[1914]	[2205]	[3023]
	56,8	14 304	48 303	81 302	115 301	149 300	183 299	216 297	249 294	342 283
Max. Intermittent	[20]	[27]	[321]	[612]	[911]	[1211]	[1504]	[1795]		
	75,7	3 405	36 404	69 402	103 401	137 400	170 398	203 397		

		293 cm ³ /r [17.9 in ³ /r] Δ Pressure Bar [PSI] Continuous							Max. Continuous	Max. Intermittent
		[200]	[400]	[600]	[800]	[1000]	[1200]	[1350]	[1800]	
		14	28	41	55	69	83	93	124	
Flow LPM [GPM]	[2]	[427]	[893]	[1361]	[1829]	[2293]	[2672]	[2977]		
	7,6	48 26	101 25	154 25	207 24	259 22	302 16	336 13		
	[4]	[419]	[886]	[1362]	[1833]	[2305]	[2771]	[3110]	[4107]	
	15,1	47 51	100 51	154 51	207 50	260 49	313 47	351 44	464 22	
	[6]	[402]	[872]	[1342]	[1819]	[2291]	[2757]	[3098]	[4121]	
	22,7	45 77	99 77	152 76	206 76	259 74	312 71	350 68	466 54	
	[8]	[367]	[838]	[1316]	[1785]	[2252]	[2723]	[3070]	[4086]	
	30,3	41 102	95 102	149 102	202 101	254 100	308 98	347 95	462 84	
	[10]	[332]	[803]	[1276]	[1749]	[2215]	[2684]	[3034]	[4061]	
	37,9	38 128	91 128	144 128	198 127	250 126	303 123	343 120	459 108	
[12]	[289]	[760]	[1230]	[1706]	[2177]	[2634]	[2989]	[4012]		
45,4	33 153	86 153	139 153	193 153	246 151	298 149	338 146	453 135		
[14]	[241]	[712]	[1176]	[1650]	[2126]	[2592]	[2935]	[3963]		
53,0	27 179	80 179	133 179	186 179	240 177	293 175	332 172	448 161		
Max. Continuous	[15]	[211]	[683]	[1149]	[1623]	[2096]	[2558]	[2905]	[3914]	
	56,8	24 192	77 192	130 192	183 191	237 190	289 188	328 185	442 174	
Max. Intermittent	[20]	[43]	[527]	[1001]	[1463]	[1919]	[2375]	[2720]		
	75,7	5 256	60 256	113 255	165 255	217 254	268 252	307 249		

H Series (101-)

Dimensions

(Refer to pages B-4-20 thru B-4-23 for shaft and port dimensions.)

Standard Rotation Viewed from Shaft End

Port A Pressurized — CW

Port B Pressurized — CCW

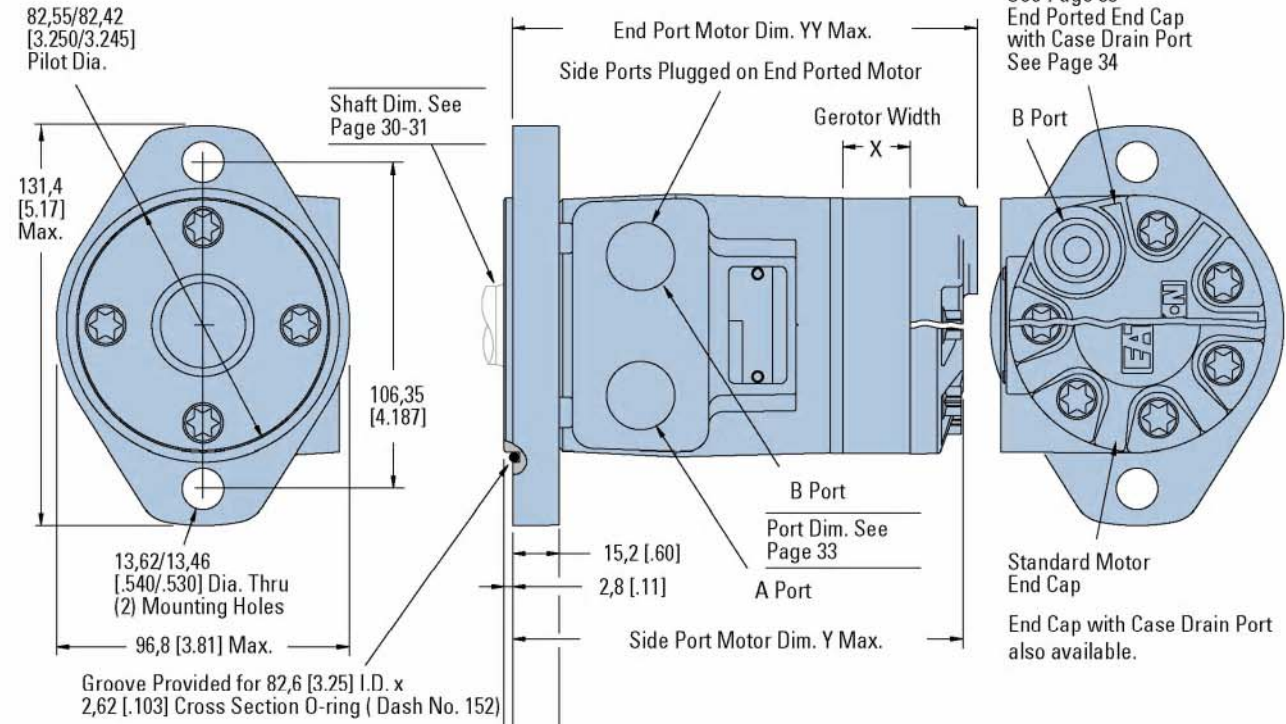
Note:

Mounting surface flatness requirement is \square , 13 mm [0.005 inch] Max.

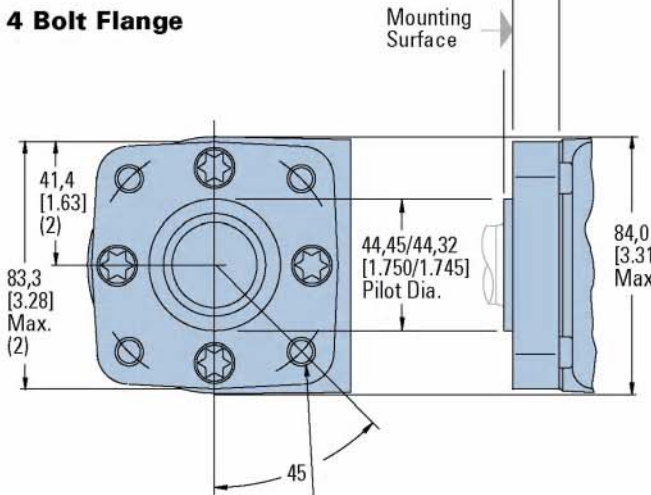
Note:

End ported motors are derated (?) to 1400 psi cont., 1700 psi intermittent.

2 Bolt Flange



4 Bolt Flange



3/8-16 UNC (15,2 [.60] Max. Bolt Thread Engagement) Mounting Holes (4) Equally Spaced on 82,6 [3.25] Dia. Bolt Circle or M10 x 1,5 (15,2 [.60] Max. Bolt Thread Engagement) Mounting Holes (4) Equally Spaced on 82,6 [3.25] Dia. Bolt Circle

2 AND 4 BOLT FLANGE

Displacement cm ³ /r [in ³ /r]	X mm [inch]	Y mm [inch]	YY mm [inch]
36 [2.2]	6,4 [.25]	132,1 [5.20]	138,5 [5.45]
46 [2.8]	6,4 [.25]	132,1 [5.20]	138,5 [5.45]
59 [3.6]	10,2 [.40]	135,9 [5.35]	142,3 [5.60]
74 [4.5]	10,2 [.40]	135,9 [5.35]	142,3 [5.60]
97 [5.9]	13,2 [.52]	139,0 [5.47]	145,3 [5.72]
120 [7.3]	16,5 [.65]	142,3 [5.60]	148,6 [5.85]
146 [8.9]	20,1 [.79]	145,8 [5.74]	152,2 [5.99]
159 [9.7]	21,9 [.86]	147,6 [5.81]	154,0 [6.06]
185 [11.3]	25,4 [1.00]	151,2 [5.95]	157,5 [6.20]
231 [14.1]	31,8 [1.25]	157,5 [6.20]	
293 [17.9]	40,4 [1.59]	166,2 [6.54]	
370 [22.6]	50,8 [2.00]	176,6 [6.95]	
739 [45.1]	101,6 [4.00]	227,4 [8.95]	

H Series (101-)

Product Numbers

Use digit prefix —101- plus four digit number from charts for complete product number—Example 101-1001. Orders will not be accepted without three digit prefix.

2 Bolt Flange

SHAFT	PORT SIZE	DISPL. cm ³ /r [in ³ /r] / PRODUCT NUMBER												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
.1 in. Straight 7/8-14 O-ring	7/8-14 O-ring	101-1700	-1033	-1701	-1034	-1035	-1702	-1703	-1036	-1037	-1038	-1039	-1040	—
	1/2 NPTF	101-1704	-1025	-1705	-1026	-1027	-1706	-1707	-1028	-1029	-1030	-1031	-1032	—
	Manifold*	101-1708	-1041	-1709	-1042	-1043	-1710	-1711	-1044	-1045	-1046	-1047	-1048	—
1 in. SAE 6B Splined	7/8-14 O-ring	101-1721	-1081	-1722	-1082	-1083	-1723	-1724	-1084	-1085	-1086	-1087	-1088	—
	1/2 NPTF	101-1725	-1073	-1726	-1074	-1075	-1727	-1728	-1076	-1077	-1078	-1079	-1080	—
	Manifold*	101-1729	-1089	-1730	-1090	-1091	-1731	-1732	-1092	-1093	-1094	-1095	-1096	—
1 in. Straight w/ .31 Dia. Crosshole	7/8-14 O-ring	101-1796	-1797	-1798	-1799	-1800	-1801	-1802	-1803	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1804	-1805	-1806	-1807	-1808	-1870	-1809	-1810	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1811	-1812	-1813	-1814	-1815	-1816	-1817	-1818	—	—	—	—	—
1 in. Straight w/ .40 Dia. Crosshole	7/8-14 O-ring	101-1819	-1323	-1820	-1324	-1325	-1821	-1822	-1326	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1823	-1319	-1824	-1320	-1825	-1826	-1827	-1828	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1829	-1463	-1830	-1831	-1832	-1833	-1834	-1871	—	—	—	—	—

4 Bolt Flange

SHAFT	PORT SIZE	DISPL. cm ³ /r [in ³ /r] / PRODUCT NUMBER												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
1 in. Straight 7/8-14 O-ring	7/8-14 O-ring	101-1749	-1009	-1750	-1010	-1011	-1751	-1752	-1012	-1013	-1014	-1015	-1016	—
	1/2 NPTF	101-1753	-1001	-1754	-1002	-1003	-1755	-1756	-1004	-1005	-1006	-1007	-1008	—
	Manifold*	101-1757	-1017	-1758	-1018	-1019	-1759	-1760	-1020	-1021	-1022	-1023	-1024	—
1 in. SAE 6B Splined	7/8-14 O-ring	101-1761	-1057	-1762	-1058	-1059	-1872	-1763	-1060	-1061	-1062	-1063	-1064	—
	1/2 NPTF	101-1764	-1049	-1765	-1050	-1051	-1766	-1767	-1052	-1053	-1054	-1055	-1056	—
	Manifold*	101-1768	-1065	-1769	-1066	-1067	-1770	-1771	-1068	-1069	-1070	-1071	-1072	—
1 in. Straight w/ .31 Dia. Crosshole	7/8-14 O-ring	101-1835	-1836	-1837	-1838	-1839	-1840	-1841	-1842	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1843	-1497	-1844	-1449	-1352	-1845	-1846	-1847	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1848	-1466	-1849	-1459	-1850	-1851	-1852	-1853	—	—	—	—	—
1 in. Straight w/ .40 Dia. Crosshole	7/8-14 O-ring	101-1854	-1311	-1855	-1856	-1857	-1858	-1859	-1860	—	—	—	—	—
	1/2 NPTF	101-1861	-1313	-1862	-1312	-1314	-1863	-1864	-1315	—	—	—	—	—
	Manifold*	101-1865	-1305	-1866	-1306	-1307	-1867	-1868	-1869	—	—	—	—	—

4 Bolt Flange with Corrosion Protection

SHAFT	PORT SIZE	DISPL. cm ³ /r [in ³ /r] / PRODUCT NUMBER												
		36 [2.2]	46 [2.8]	59 [3.6]	74 [4.5]	97 [5.9]	120 [7.3]	146 [8.9]	159 [9.7]	185 [11.3]	231 [14.1]	293 [17.9]	370 [22.6]	740 [45.0]
1 in. Straight w/ Woodruff Key	1/2 NPTF	101-2032	-2014	-2093	-2027	-2013	-2094	-2095	-2015	-2028	-2029	-2030	-2031	—
	Manifold*		-2067							-2068	-2069			

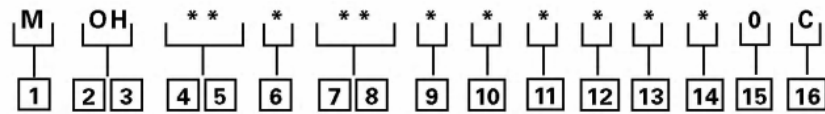
*Manifold product numbers shown are for motors with four 5/16-18 port face mounting threads. Manifold, manifold mounting o-rings and bolts are NOT included.

For H Series Motors with a configuration Not Shown in the charts above: Use the model code number system on page B-2-11 to specify the product in detail.

H Series (101-)

Model Code

The following 16-digit coding system has been developed to identify all of the configuration options for the H motor. Use this model code to specify a motor with the desired features. All 16-digits of the code must be present when ordering. You may want to photocopy the matrix below to ensure that each number is entered in the correct box.



1 Product

M - Motor

2, 3 Series

OH - H Motor

4, 5 Displacement cm³/r [in³/r]

02 – 36 [2.2]*

03 – 46 [2.8]

04 – 59 [3.6]*

05 – 74 [4.5]

06 – 97 [5.9]

07 – 120 [7.3]

09 – 146 [8.9]

10 – 159 [9.7]

11 – 185 [11.3]

14 – 231 [14.1]

18 – 293 [17.9]

23 – 370 [22.6]

45 – 739 [45.1]

6 Mounting Type

A – 2 Bolt (Standard) 82,6 [3.25] Pilot Dia. and 13,59 [.535] Dia. Mounting Holes 106,2 [4.18] Dia. B.C. Circle

B – 4 Bolt (Standard) 44,4 [1.75] Pilot Dia. and 3/8-16 Mounting Holes 82,6 [3.25] Dia. B.C.

E – 4 Bolt (Standard) 44,4 [1.75] Pilot Dia. and M10 x 1,5 Mounting Holes 82,6 [3.25] Dia. B.C.

F – 4 Bolt Standard Mount (SAE CC) 127,00 [5.000] Pilot Dia. With 12,2 [.48] Pilot Length and 14,32 [.564] Dia. Holes on 161,92 [6.375] Dia. Bolt Circle

H – 2 Bolt (Std.) 101,6 [4.00] Pilot Dia. and 14,35 [.565] Dia. Mounting Holes 146,0 [5.75] Dia. B.C. (SAE B)

H – 4 Bolt Standard Mount

7, 8 Output Shaft

01 – 1 inch Dia. Straight with Woodruff Key and 1/4-20 Threaded Hole

02 – 1 inch Dia. SAE 6B Splined with 1/4-20 Threaded Hole

07 – 1 inch Dia. Straight with 7,9 [.31] Dia. Crosshole 11,2 [.44] from End

08 – 1 inch Dia. Straight with 10,2 [.40] Dia. Crosshole 15,7 [.62] from End and 1/4-20 Threaded Hole

16 – 7/8 inch Dia. SAE B 13T Splined

17 – 7/8 inch Dia. SAE B Straight with Square Key

18 – 1 inch Dia. Tapered with Woodruff Key and Nut

24 – 25mm Dia. Straight with 8mm Key and 8mm x 1,2 Threaded Hole

27 – 1 inch Dia. Straight with Woodruff Key and 1/4 - 20 Threaded Hole (Plated for Corrosion Protection)

29 – 25mm Dia. Straight with 8mm x 1.2 Threaded Hole (Plated for Corrosion Protection)

32 – 1 inch Dia. Straight with 10,2 [.40] Dia. Crosshole 15,7 [.62] from End and 1/4-20 Threaded Hole (Plated...)

33 – 1 inch Dia. Tapered with Woodruff Key and Nut (Plated for Corrosion Protection)

9 Ports

A – 7/8-14 O-ring

B – 1/2-14 NPTF

C – Manifold (5/16-18 Mounting Threads)

D – Manifold (M8 x 1,25 Mounting Threads)

E – G 1/2 (BSP)

G – 3/4-16 End Ported

K – G 1/2 (BSP) End Ported

10 Case Flow Options

0 – No Case Drain

1 – 7/16 -20 O-ring Port End Cap

2 – G 1/4 (BSP) End Cap

11 Special Features (Hardware)

00 – None

AA – Free Running Gerotor

AB – Low Speed Valve

AC – Viton Shaft Seal

BW – Internal Check Valves

BZ – Speed Sensor

AM – Free Running Gerotor, Low Speed Valve

DS – High Pressure Shaft Seal

12, 13 Special Features (Assembly)

0 – None

1 – Reverse Rotation

2 – Flange Rotated 90°

14 Paint/ Special Packaging

0 – No Paint, Individual Box

A – Painted Low Gloss Black, Individual Box

B – No Paint, Bulk Box Option

C – Painted Low Gloss Black, Bulk Box Option

15 Eaton Assigned Code when Applicable

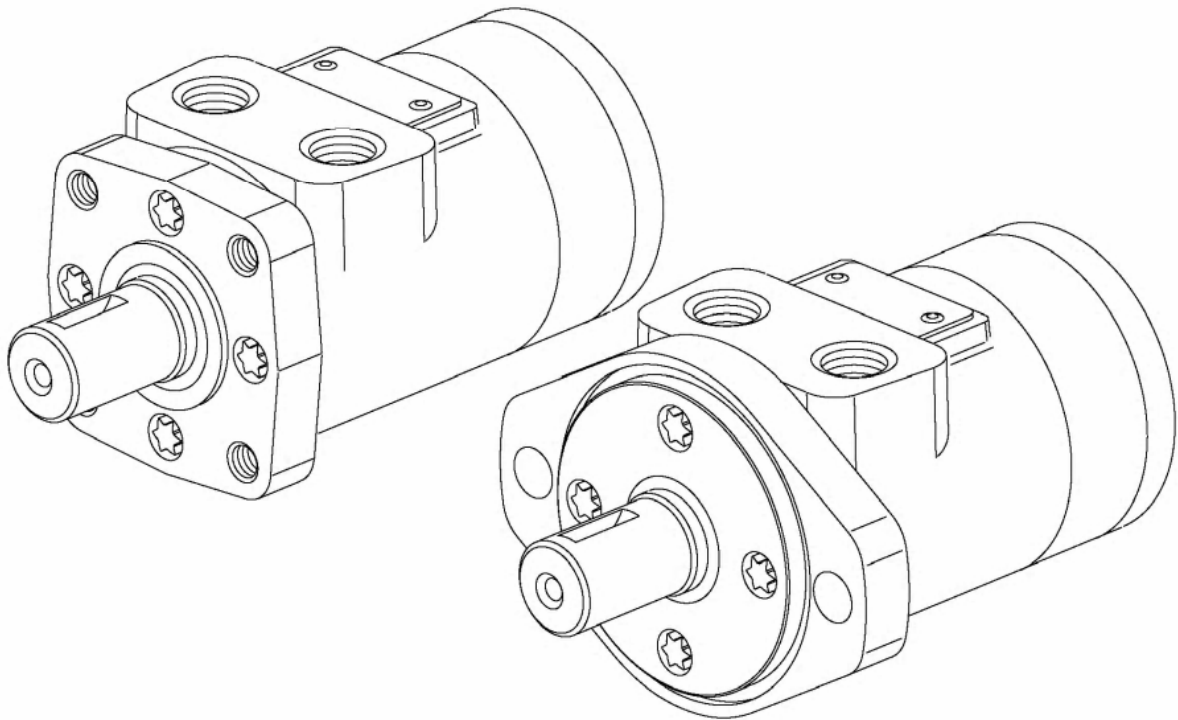
0 – Assigned Code

16 Eaton Assigned Design Code

C – Assigned Design Code

*The H Series motors with displacement code "02" or "04" must also specify free running gerotor (option "AA" in positions 11, 12).

Parts Information



General Purpose
H Series Motors

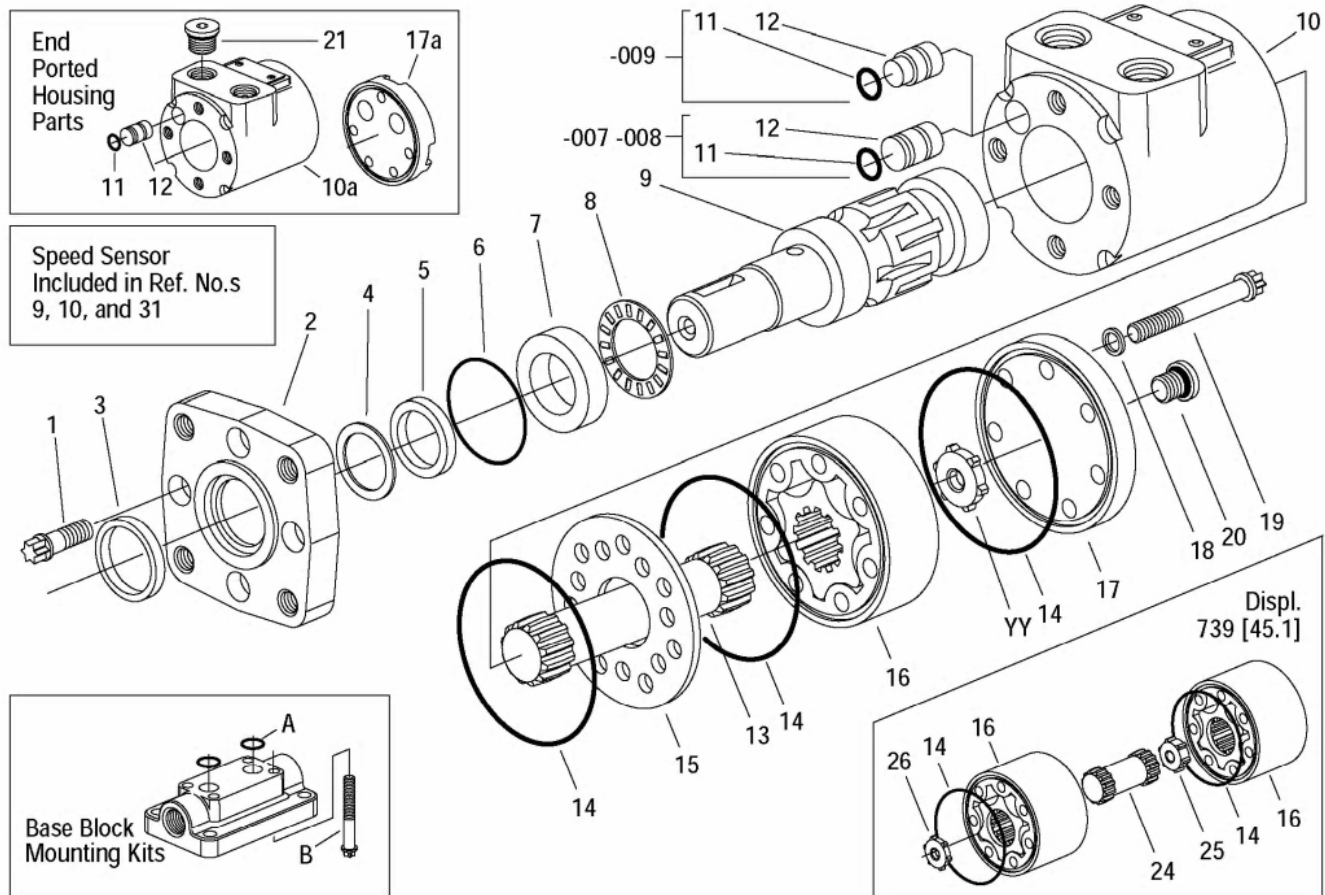
007 008 009

-007 Design Code

Displ. cm ³ /r [in ³ /r]	Ref. No. 13		Ref. No. 16		Ref. No. YY		Ref. No. 19	
	Drive	Length mm [in.]	Gerotor	Width mm [in.]	Spacer	Width mm [in.]	Screw, Cap	Length mm [in.]
49 [3.0]	602-000	76,2 [3.00]	8277-001	6,4 [.25]	N/A		16294-150	38,1 [1.50]
74 [4.5]	602-000	76,2 [3.00]	8277-002	9,7 [.38]	N/A		16294-162	41,4 [1.62]
102 [6.2]	616-000	81,8 [3.22]	8277-003	13,2 [.52]	N/A		16294-175	44,5 [1.75]
169 [10.3]	616-000	81,8 [3.22]	8277-004	21,8 [.86]	6901-002	7,9 [.31]	16294-212	54,1 [2.12]
195 [11.9]	616-000	81,8 [3.22]	8277-005	25,4 [1.00]	6901-003	12,2 [.48]	16294-225	57,1 [2.25]
244 [14.9]	616-000	81,8 [3.22]	8277-006	31,7 [1.25]	6901-005	18,5 [.73]	16294-250	63,5 [2.50]
277 [16.9]	616-000	81,8 [3.22]	8277-007	38,1 [1.50]	6901-006	24,9 [.98]	16294-275	69,8 [2.75]
390 [23.8]	616-000	81,8 [3.22]	8277-008	50,8 [2.00]	6901-008	37,6 [1.48]	16294-325	82,6 [3.25]

-008 Design Code

Displ. cm ³ /r [in ³ /r]	Ref. No. 13		Ref. No. 16		Ref. No. YY		Ref. No. 19	
	Drive	Length mm [in.]	Gerotor	Width mm [in.]	Spacer	Width mm [in.]	Screw, Cap	Length mm [in.]
49 [3.0]	602-000	76,2 [3.00]	8277-001	6,4 [.25]	N/A		16294-150	38,1 [1.50]
74 [4.5]	602-000	76,2 [3.00]	8277-002	9,7 [.38]	N/A		16294-162	41,4 [1.62]
102 [6.2]	616-000	81,8 [3.22]	8277-003	13,2 [.52]	N/A		16294-175	44,5 [1.75]
169 [10.3]	8664-000	91,7 [3.61]	8277-004	21,8 [.86]	N/A		16294-212	54,1 [2.12]
195 [11.9]	8664-000	91,7 [3.61]	8277-005	25,4 [1.00]	6901-009	3,4 [.14]	16294-225	57,1 [2.25]
244 [14.9]	8664-000	91,7 [3.61]	8277-006	31,7 [1.25]	6901-002	7,9 [.31]	16294-250	63,5 [2.50]
277 [16.9]	8634-000	107,4 [4.24]	8277-007	38,1 [1.50]	N/A		16294-275	69,8 [2.75]
390 [23.8]	8634-000	107,4 [4.24]	8277-008	50,8 [2.00]	6901-004	14,0 [.55]	16294-325	82,6 [3.25]



H Series Motors

-009 Design Code

Displ. cm ³ /r [in. ³ /r]	Ref. No. 13		Ref. No. 16		Ref. No. YY		Ref. No. 19	
	Drive	Length mm [in.]	Gerotor	Width mm [in.]	Spacer	Width mm [in.]	Screw, Cap	Length mm [in.]
37 [2.2]	602-000	76,2 [3.00]	21850-022	6,4 [.25]	N/A		16294-150	38,1 [1.50]
46 [2.8]	602-000	76,2 [3.00]	8277-001	6,4 [.25]	N/A		16294-150	38,1 [1.50]
59 [3.6]	22250-000	80,0 [3.15]	21850-023	10,2 [.40]	N/A		16294-162	41,1 [1.62]
74 [4.5]	22250-000	80,0 [3.15]	8277-024	10,2 [.40]	N/A		16294-162	41,1 [1.62]
96 [5.9]	616-000	81,8 [3.22]	8277-003	13,2 [.52]	N/A		16294-175	44,5 [1.75]
120 [7.3]	22251-000	86,4 [3.40]	8277-009	16,5 [.65]	N/A		16294-188	47,8 [1.88]
146 [8.9]	22252-000	89,9 [3.54]	8277-020	20,1 [.79]	N/A		16294-200	50,8 [2.00]
159 [9.7]	8664-000	91,7 [3.61]	8277-004	21,8 [.86]	N/A		16294-212	53,8 [2.12]
185 [11.3]	22189-000	95,8 [3.77]	8277-005	25,4 [1.00]	N/A		16294-225	57,1 [2.25]
231 [14.1]	22190-000	102,1 [4.02]	8277-025	31,7 [1.25]	N/A		16294-250	63,5 [2.50]
293 [17.9]	22253-000	110,5 [4.35]	8277-026	40,4 [1.59]	N/A		16294-288	73,2 [2.88]
370 [22.6]	22191-000	121,2 [4.77]	8277-027	50,8 [2.00]	N/A		16294-325	82,6 [3.25]
739 [45.1]	8634-000	107,4 [4.23]	21850-028 (2)	50,8 [2.00] (ea.)	(See Ref. 25 and 26)		16294-525	133,3 [5.25]

Ref. No.	Design Code/Part Number			Description	Quantity
	-007	-008	-009		
1	16292-088	16292-088	16292-088	Screw, Cap (6 Point (E10) Drive 5/16-24 UNF x 7/8)	4
2	7463-000	22000-001	22000-001	Flange Mounting (2 Bolt)	1
	7464-000	22000-002	22000-002	Flange Mounting (4 Bolt) 3/8-16 UNC	1
	—	22000-006	22000-006	Flange Mounting (4 Bolt) M10 x 1,5	1
	—	22000-004	22000-004	Flange Mounting (2 Bolt SAE B)	1
	—	22000-005	22000-005	Flange Mounting (4 Bolt Magneto)	1
X 3	9121-002	9121-002	9121-002	Seal, Exclusion	1
X 4	N/A	22002-000	22002-000	Washer, Backup	1
X 5	9057-001	9057-014	9057-014	Seal, Pressure	1
X 6	9091-001	9091-001	9091-001	Seal	1
7	7462-000	7462-000	7462-000	Race, Thrust Bearing	1
8	7537-000	7537-000	7537-000	Bearing, Thrust Needle	1
9	7360-001	7360-001	7360-001	Shaft, Output (1 in. Dia. Straight with Woodruff Key Slot)	1
			220879-001	Shaft, Output (1 in. Dia. Straight with Woodruff Key Slot — <i>Sensor Shaft</i>)	1
	7360-002	7360-002	7360-002	Shaft, Output (SAE 6B Splined)	1
	7360-007	7360-007	7360-007	Shaft, Output (1 in. Dia. Straight with .315 Dia. Crosshole)	1
	7360-008	7360-008	7360-008	Shaft, Output (1 in. Dia. Straight with .406 Dia. Crosshole)	1
	7360-024	7360-024	7360-024	Shaft, Output (25 mm Dia. Straight)	1
	7360-016	7360-016	7360-016	Shaft, Output (7/8 in. Dia. SAE B 13 T Splined)	1
	7360-017	7360-017	7360-017	Shaft, Output (7/8 in. Dia. Straight SAE B Straight)	1
	7360-018	7360-018	7360-018	Shaft, Output (1 in. Dia. Tapered)	1
	14193-000	14193-000	14193-000	Key, Woodruff (1 in. Dia. Straight Shaft)	1
	14193-000	14193-000	14193-000	Key, Woodruff (for Tapered Shaft)	1
	14391-004	14391-004	14391-004	Key, Straight (for 7/8 in. Dia. Shaft)	1
	14462-006	14462-006	14462-006	Key, Straight (for 25 mm Dia. Shaft)	1
	14381-000	14381-000	14381-000	Nut (for Tapered Shaft)	1

Continued on Next Page (Page 4)

Char-Lynn General Purpose Motors — H Series

Continued from Page 3

Ref. No.	Design Code/Part Number			Description	Quantity
	-007	-008	-009		
10	7359-001	7359-001	22230-001	Housing, 7/8-14 O-ring Ports	1
			201225-001	Housing, 7/8-14 O-ring Ports — <i>Sensor Housing</i>	1
	7359-002	7359-002	22230-002	Housing, 1/2 NPTF Ports	1
			201225-002	Housing, 1/2 NPTF Ports — <i>Sensor Housing</i>	1
	7359-003	7359-003	22230-003	Housing, Manifold Ports (5/16-18 UNC)	1
	7359-006	7359-006	22230-006	Housing, G 1/2 (BSP) Ports	1
	7359-004	7359-004	22230-004	Housing, Manifold Ports (M8 x 1.5)	1
10a	21388-000	21388-000	22294-001	Housing, End Ported Motor	1
X 11	15007-000	15007-000	250001-011	O-ring	1
12	8985-000	8985-000	22229-000	Plug	1
13	*	*	*	Drive	1
X 14	9086-002	9086-002	9086-002	Seal (Displ. 739 [45.1] — Qty. 4)	3
15	7358-000	7358-000	7358-000	Plate, Spacer	1
16	*	*	*	Gerotor (Displ. 739 [45.1] — Qty. 2)	1
17	7461-000	7461-000	7461-000	Cap, End (without Port(s))	1
	7611-000	7611-000	7611-000	Cap, End (with 7/16-20 O-ring Drain Port)	1
	21779-000	21779-000	21779-000	Cap, End (with G 1/4 (BSP) Drain Port)	1
17a	21387-001	21387-001	21387-001	Cap, End (with 3/4-16 O-ring Ports (2))	1
	21387-002	21387-002	21387-002	Cap, End (with 3/4-16 O-ring Ports (2) and 7/16-20 O-ring Drain Port)	1
	21387-003	21387-003	21387-003	Cap, End (with G 1/2 (BSP) Ports (2) and G 1/4 (BSP) Drain Port)	1
X 18	14488-000**	14488-000**	14488-000**	Seal, Washer	7
19	*	*	*	Screw, Cap (6 Point (E10) Drive 5/16-24 UNF) (End Ported— Qty. 5)	7
20	9072-003	9072-003	9072-003	Plug/ O-ring (7/16-20 Drain Port)	1
X	250003-904	250003-904	250003-904	O-ring for 7/16-20 Drain Port Plug	1
	9170-002	9170-002	9170-002	Plug/O-ring (G 1/4 (BSP) Drain Port)	1
	—	—	—	O-ring for G 1/4 (BSP) Drain Port Plug	1
21	9072-007	9072-007	9072-007	Plug/ O-ring, Housing (7/8-14 Plug S/A used w/End Ported Motors)	2
X	250003-910	250003-910	250003-910	O-ring for 7/8-14 Housing Port Plug	2
	9179-007	9179-007	9179-007	Plug/ O-ring (Viton), Housing (7/8-14 Plug S/A used w/End Ported Motors)	2
	250017-910	250017-910	250017-910	O-ring (Viton) for 7/8-14 Housing Port Plug	2
24	—	—	45-000	Drive (Displ. 739 [45.1] Only)	1
25	—	—	6901-002	Spacer (Displ. 739 [45.1] Only)	1
26	—	—	6901-009	Spacer (Displ. 739 [45.1] Only)	1
YY	*	*	N/A	Spacer	1
31			201137-001	Sensor, Speed (127mm [5.0 in.] Lead Wire)	1
Seal Kit	60023-000	60540-000	60540-000	Seal Kit (Buna N) — Contains Parts Indicated by X	
	60032-000	60545-000	60545-000	Seal Kit (Viton) — Contains Parts Indicated by X (Part No.s Differ from those Shown)	
Mounting Kit	123-1007	123-1007	123-1007	Base Block Mounting Kit (1/2 NPTF Ports (Manifold Mount Motors Only))	
	123-1008	123-1008	123-1008	Base Block Mounting Kit (7/8-14 O-ring Ports (Manifold Mount Motors Only))	
X A	15058-000	15058-000	15058-000	Seal, O-ring (2)	
	B 267512-019	267512-019	267512-019	Screw, Cap (5/16-18 Thread (4))	
	—	—	14474-003	Screw, Cap (M8 x 1.5) Thread (4))	

* See Chart on Page 2

** Used with 12 Point Cap Screws Only (Replacement Screws are 6 Point (E10) Drive, no Seal Washer Required).

ANEXO B.
Especificaciones Técnicas de la Válvula de Frenado

USE

To control moving loads and prevent loads from running ahead of pump. Locks load in any position without drift and provides static overload relief and thermal expansion relief with open center control valves. Models shown here are rated up to 15 GPM (57 L/MIN). Others available to 80 GPM (303 L/MIN).

OPERATION

An overcenter valve is basically a counterbalance valve with a pilot override or assist on the relief valve section. The load is raised by free flow of oil thru check section. With control valve centered load is locked (relief must be set at least 1.3 times higher than the maximum load induced pressure).

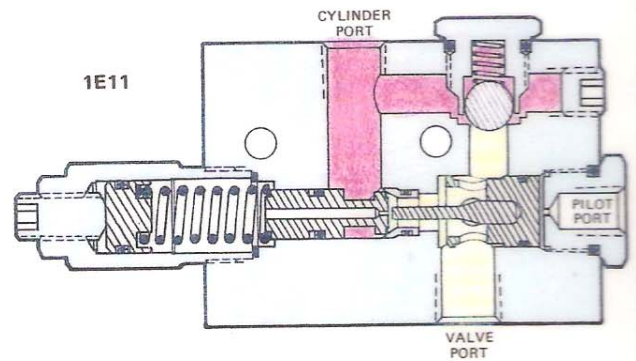
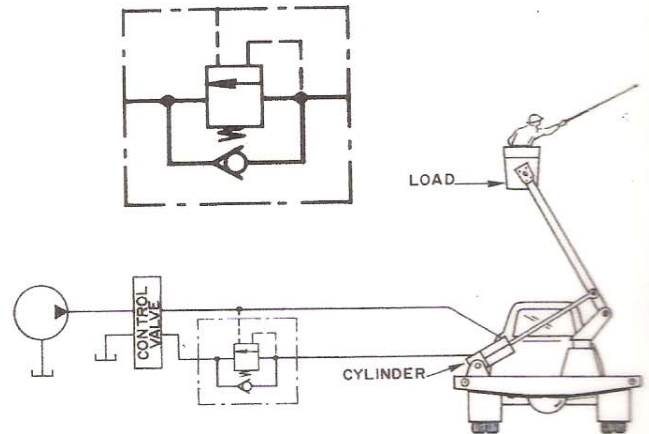
To lower the load, pilot pressure is required which effectively reduces the relief valve setting. Calculations for pilot pressure requirement to move load is simply:

$$\frac{(\text{Relief Setting}) - (\text{Load Pressure})}{\text{Pilot Ratio}} = \text{Pilot Pressure Required}$$

For example: With 10:1 pilot ratio, relief set at 2500 PSI (175 bar) and 1500 PSI (105 bar) Load pressure, then 100 PSI (7 bar) pilot pressure is needed to move load.

$$\left(\frac{2500 \text{ PSI} - 1500 \text{ PSI}}{10} = 100 \text{ PSI} \right)$$

This allows the load to be smoothly controlled with minimum energy loss. If load tries to run ahead of pump the relief section will throttle or close to prevent runaway.



SPECIFICATIONS

MATERIALS: Body, hi-strength wrought aluminum alloy
Internal parts, hardened steel

Rated Flow:
15 G.P.M. (57 L/MIN)

Maximum Relief Setting:
5000 P.S.I. (350 bar)

Maximum System Working Pressure:
2250 P.S.I. (158 bar)
(3000 P.S.I. (210 bar) Range)
3750 P.S.I. (263 bar)
(5000 P.S.I. (350 bar) Range)

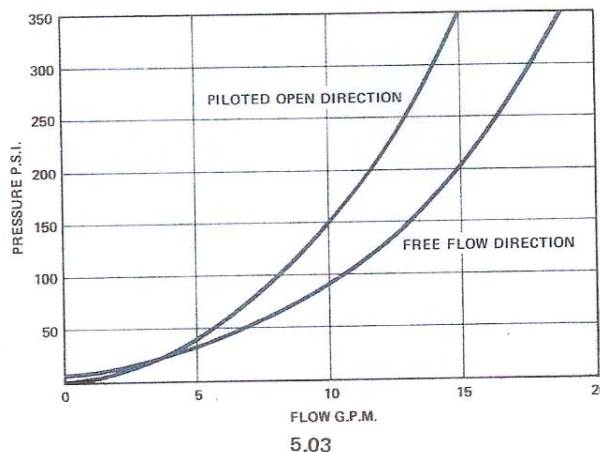
PILOT RATIOS:

10.75 to 1 - Standard -

Best suited for applications where load remains relatively constant.

2.75 to 1 Suffix "45"-

Best suited for applications where load varies and machine structure can induce instability.



ANEXO C.
Catalogo de las Válvulas Direccionales.

Vickers®

Directional Controls



Solenoid Operated Directional Valves

DG4V-3 flows to 80 l/min (21 USgpm), 6* design
DG4V-3S flows to 40 l/min (10.5 USgpm), 6* design
ISO 4401, size 03; ANSI/B93.7M-D03



Introduction

General description

These solenoid operated directional control valves are for directing and stopping flow at any point in a hydraulic system. This 60-design series has been specially designed and developed to cover expanded demands in the industry as well as the many traditional uses of the earlier designs. Some of the more important benefits to users are outlined.

- Efficient control of greater hydraulic powers without increasing solenoid power consumption.
- Installed cost and space savings from higher power/weight-and-size ratios.

- Increases system efficiency; the result of improved manufacture of spools and bores.
- Installation flexibility resulting from choice of numerous combinations of solenoid connectors and locations.
- Multi-fluid capability without need to change seals.
- Higher sustained machine productivity and higher uptime because of proven fatigue life and endurance, tested over 20 million cycles.
- Solenoid coils can be changed quickly and easily without leakage from hydraulic system.
- Compact, cost effective system design when used with Vickers SystemStak™ valves and subplates.

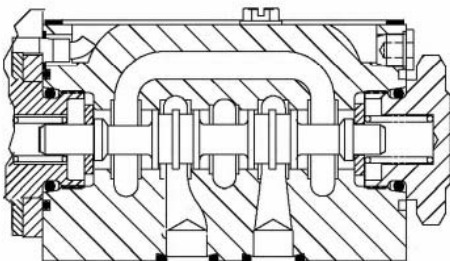
DG4V-3 and DG4V-3S High and standard performance models:

- Up to 80 l/min (21 USgpm) and up to 40 l/min (10.5 USgpm) respectively at 350 bar (5000 psi).
- Builds on Vickers experience as the major supplier of size 03 valves worldwide.
- Offers designers the opportunity to select the optimum value package for each application.
- International standard interface. The valve mounting face conforms to ISO 4401, size 03 and is compatible with related international standards.

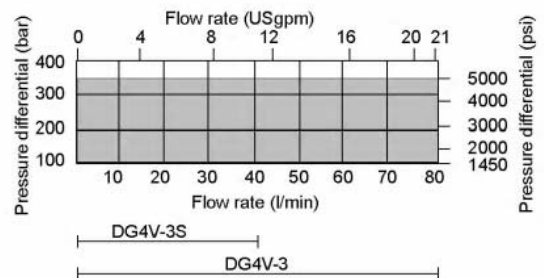
Features and Benefits

- **High pressure and flow capabilities, thanks to special design features**

Highly reliable operation up to 80 l/min (21 USgpm) at 350 bar (5000 psi). Establishes new market standards and opens new possibilities to design engineers on valve size selection.



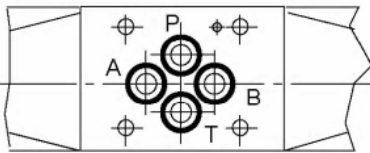
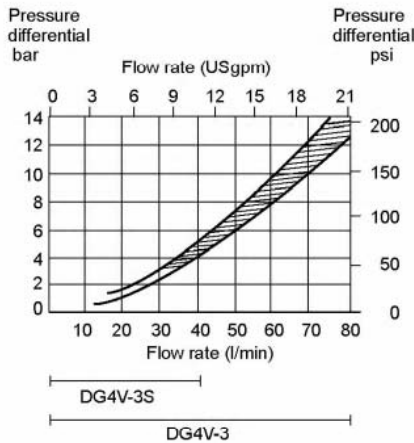
Typical maximum pressure differential (P-A-B-T) flow envelope, blocked center spool.



Features and Benefits

- **Minimal pressure drop, i.e. 2,5 bar (36 psi) at 30 l/min (7.9 USgpm)**

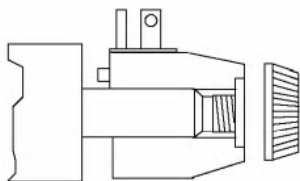
Achieved by optimization of the valve body, spool and spool-stroke design. The results: low energy consumption and improved efficiency.



Mounting surface to ISO 4401 size 03

- **Ease of servicing**

Wet-armature solenoid, screw-in core tube design allows coils to be changed without removing valve from installation and without oil spillage or risk of contaminating system fluid.

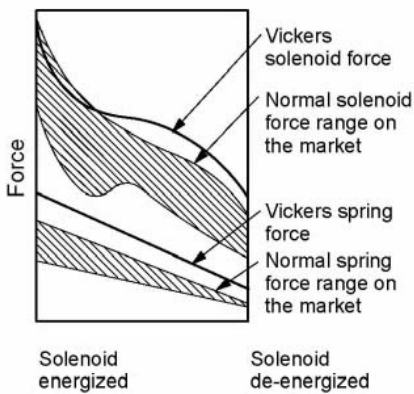


ISO4400 (DIN 43650) coil shown

- **High reliability**

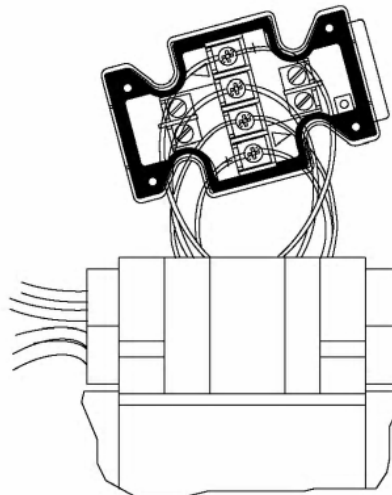
Design of spring forces and profile of DC solenoid force characteristics ensure spool position selection under extreme operating conditions. Result is a valve with high reliability when being energized or de-energized.

Performance leader



- **Electrical connections**

Conduit box design that simplifies electrical wiring connections to solenoids. Orientation tabs prevent incorrect positioning.



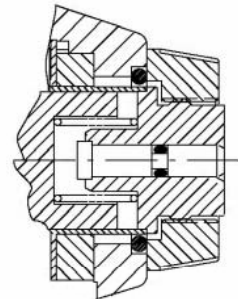
- **Scratch-proof manual override seal**

Internal seals are located such that they are beyond reach of any bore damage caused by small tools used to operate the manual override.

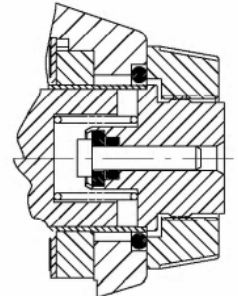
Result is no messy oil drips from the manual overrides.

Small diameter manual overrides prevent inadvertent operation.

DG4V-3 – High Performance



DG4V-3S – Standard Performance



- **Surge suppression for DC valves**

Surge suppression is used to prevent coil damage by reducing contact burnoff – increasing switch life – and protecting electrical controllers from inductive spikes.

Three coil options are available:

- D1 – Encapsulated diode (Industrial application)
- D2 – Encapsulated diode (Mobile application)
- D7 – Transzorb type

Characteristics

High performance DG4V-3, 6* design Standard performance DG4V-3S, 6* design

Mounting interface

ISO 4401 size 03
ANSI/B93.7M size D03
CETOP RP65H, size 3
DIN 24340, NG6

Basic characteristics

Maximum pressure:
DG4V-3 350 bar (5075 psi)
DG4V-3S 350 bar (5075 psi)
Maximum flow:
DG4V-3 up to 80 l/min (21 USgpm)
DG4V-3S up to 40 l/min (10.5 USgpm)

DG4V-3 models are direct solenoid operated four-way directional control valves. Their primary function in a hydraulic circuit is to direct fluid flow. This, in turn, would determine the direction of movement of a fluid cylinder, or the direction of rotation of a fluid motor.

Port connections are made by mounting the valve on a subplate or manifold. The valve has wet armature type solenoids.

Electrical connections to the valve are made in the electrical wiring housing or thru various plug-in connectors such as a DIN 43650 type coil

Good hydraulic design practice suggests that detented models be mounted with longitudinal axis horizontal. Other models may be mounted in any position.

Operating considerations

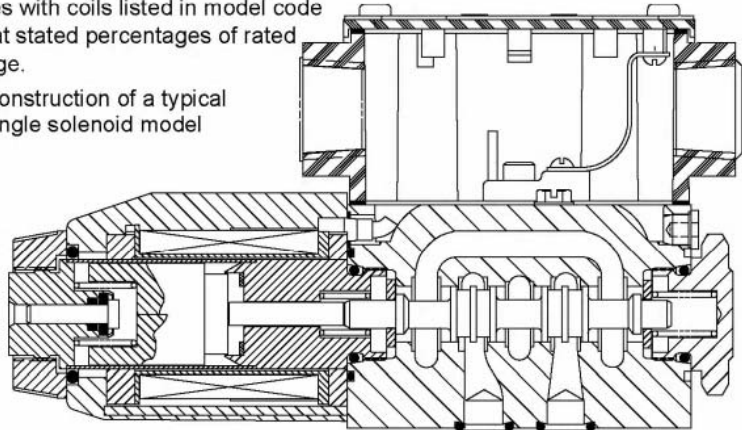
1. Dependent on the application and the system filtration, any sliding spool valve if held shifted under pressure for long periods of time, may stick and not move readily due to fluid residue formation. It may therefore need to be cycled periodically to prevent this from happening.
2. Surges of fluid in a common tank line serving two or more valves can be of sufficient magnitude to cause inadvertent shifting of these valves. This is particularly critical in no-spring detented models, separate drain lines are necessary.

Temperature limits

Minimum ambient -20°C (-4°F)

Maximum ambient
Valves with coils listed in model code and at stated percentages of rated voltage.

Construction of a typical single solenoid model



Fluid temperature

Fluid Temp.	Mineral oil	Water-containing
Min	-20°C (-4°F)	+10°C (+50°F)
Max.*	+70°C (+158°F)	+54°C (+129°F)

* To obtain optimum service life from both fluid and hydraulic system, 65°C (150°F) normally is the maximum temperature except for water-containing fluids.

Coil type and frequency	Percentage voltage	Maximum ambient temperature	
		DG4V-3	DG4V-3S
Dual frequency coils			
@ 50 Hz	107%	40°C (104°F)	65°C (149°F)
@ 50 Hz	110%	30°C (86°F)	65°C (149°F)
@ 60 Hz	107%	50°C (122°F)	65°C (149°F)
@ 60 Hz	110%	40°C (104°F)	65°C (149°F)
Single frequency (50 Hz) coils			
@ 50 Hz	110%	40°C (104°F)	65°C (149°F)
DC coils	110%	70°C (158°F)	70°C (158°F)

For synthetic fluids consult manufacturer or Vickers representative where limits are outside those for mineral oil.

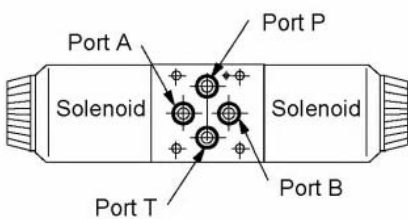
Whatever the actual temperature range, ensure that viscosities stay within the limits specified in the "Hydraulic fluids" section.

Functional Symbols

Spool types shown represent the highest proportion of market requirements. For other spool functions that may be required, consult your Vickers sales representative.

Solenoids identified to U.S. standards

Functional symbols related to solenoid identity "A" and/or "B" according to NFPA/ANSI standards, i.e. energizing solenoid "A" gives flow P to A, solenoid "B" gives flow P to B (as applicable).

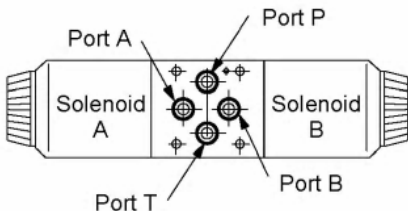


Solenoid	For spool type	Solenoid
B	All except "8"	A
A	"8" only	B

For valves with type "8" spools, solenoid identity to U.S. convention is the same as for European convention.

Solenoids identified to European standards (specify "V" in model code)

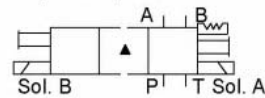
Functional symbols related to solenoid identity "A" and/or "B" according to European convention i.e. solenoid "A" adjacent to "A" port, solenoid "B" adjacent to "B" port of valve.



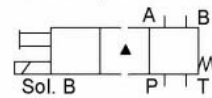
- For differences in valve function, refer to Performance Data page 11.
- ◇ F build spools.

U.S. solenoid standard

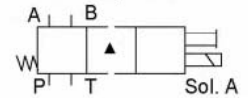
Double solenoid valves, two position, detented



Single solenoid valves, solenoid at port A end



Single solenoid valves, solenoid at port B end



Double solenoid valves, spring centered



▲ Transient condition only

The valve function schematics apply to both U.S. and European valves.

DG4V-3(S)-*N(V)



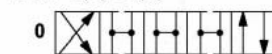
DG4V-3(S)-*A(V)



DG4V-3(S)-*AL(V)



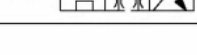
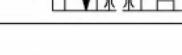
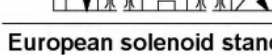
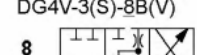
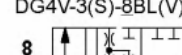
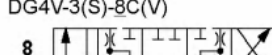
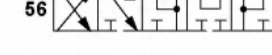
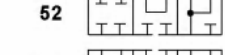
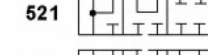
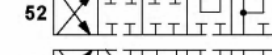
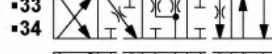
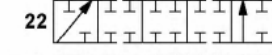
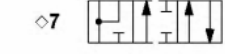
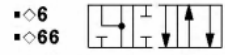
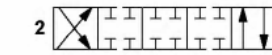
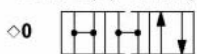
DG4V-3(S)-*C(V)



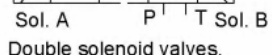
DG4V-3(S)-*B/F(V)



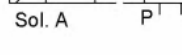
DG4V-3(S)-*BL/FL(V)



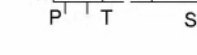
DG4V-3(S)-8C(V)



DG4V-3(S)-8BL(V)

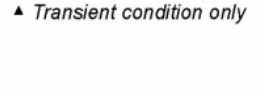


DG4V-3(S)-8B(V)



European solenoid standard

Double solenoid valves, two position, detented



Single solenoid valves, solenoid at port A end



Single solenoid valves, solenoid at port B end



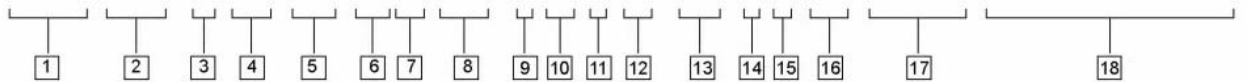
Double solenoid valves, spring centered



▲ Transient condition only

Model Code

DG4V-3(S) -***(L)-(**)-(V)M-(S*)- * ** * D* (L) - ** -6* -(EN***)-(P**-A**-B**-T**)



<p>1 Model series</p> <p>D – Directional valve G – Subplate/manifold mounted 4 – Solenoid operated V – Pressure rating 350 bar (5075 psi) on P, A & B ports</p>	<p>7 Flag symbol</p> <p>M – Electrical options and features</p>	<p>13 Solenoid indicator lights</p> <p><i>Not available on PA, KU, U, SP1 & SP2</i></p>
<p>2 Standard or high performance</p> <p>3 – High performance specification: up to 80 l/min (21 USgpm) at 350 bar (5075 psi) 3S – Standard performance specification: up to 40 l/min (10.5 USgpm) at 350 bar (5075 psi)</p>	<p>8 Spool indicator switch</p> <p><i>Available on high performance models, DG4V-3, only. Omit when not required.</i></p> <p>DG4V-3-*A(L)-(V)M models with type U (ISO4400) electrical connector to solenoid; spool type 0, 2 or 22 only: S6 – LVDT type DC switch with Pg7 connector plug.</p> <p>DG4V-3-*A(L)-(Z)-(V)M-S*-FPA5W valves with mechanical type AC (~) switch, wired to 5-pin receptacle: S3 – Switch, wired normally open S4 – Switch, wired normally closed</p> <p>DG4V-3-*A(L)-(Z)-(V)M-S5-F(T)W/J valves with mechanical type AC (~) switch: S5 – Switch, free leads</p>	<p>14 Coil rating</p> <p>Full power coils, see “Operating Data”. A – 110V AC 50Hz B◇ – 110V AC 50Hz/120V AC 60 Hz C – 220V AC 50 Hz D◇ – 220V AC 50 Hz/240V AC 60 Hz G – 12V DC H – 24V DC</p> <p>For DG4V-3 only (not usable with DG4V-3S): Low power coils, see “Operating Data”. (Not available with “N” – No-spring detented models) BL – 110V 50 Hz/120V 60 Hz DL – 220V AC 50 Hz/240V AC 60 Hz GL – 12V DC HL – 24V DC</p> <p>◇ For 60 Hz or dual frequency</p>
<p>3 Spool type</p> <p>See “Functional symbols” section.</p>	<p>9 Coil type</p> <p>U – ISO 4400 (DIN 43650) mounting◆ U1 – Connector fitted U6 – Connector fitted w/lights U11 – Connector fitted w/rectifier & lights** U12 – Connector fitted w/rectifier** F – 1/2” NPT thread conduit box KU – Top exit flying leads* SP1 – Single 6,3 mm spade*◆ SP2 – Dual 6,3 mm spade*◆ X1 – Flame resistant solenoids TP EEx-d-11B-T4 X2 – Hazardous location solenoids to meet UL & CSA approval X3 – Special protection solenoids to BASEEFA standar SFA009:1972, protection class EX-S-11-T4</p> <p>◆ Female connector to be supplied by customer * DC service only ** AC service only</p>	<p>Contact your Vickers representative for additional coil voltage options</p> <p>15 Port T code</p> <p>Refer to “Operating Data” for port T pressure ratings. 2 – 10 bar (150 psi) for spool position indicator models S3, S4 and S5. 4 – 70 bar (1000 psi) 5 – 100 bar (1500 psi) for standard performance models, DG4V-3S, with AC or DC solenoids. 6 – 207 bar (3000 psi) for AC high performance models, DG4V-3, including spool position indicator type S6. 7 – 207 bar (3000 psi) for DC high performance models, DG4V-3, including spool position indicator type S6.</p>
<p>4 Spool spring arrangement</p> <p>A – Spring offset, end-to-end AL – Same as “A” but left hand build B – Spring offset, end to center BL – Same as “B” but left hand build C – Spring centered F – Spring offset, shift to center FL – Same as “F” but left hand build N – No-spring detented</p>	<p>10 Electrical connector</p> <p>T – Wired terminal block PA – Instaplug male receptacle only PB – Instaplug male & female receptacle PA3 – Three pin connector PA5 – Five pin connector</p>	<p>16 Design number</p> <p>60 – Basic design 61 – Type 8 spool</p>
<p>5 Manual override option</p> <p>No symbol – Plain override(s) in solenoid end(s) only▲ H – Water-resistant override(s) on solenoid end(s)▲ H2 – Water-resistant override both ends of solenoid. P2 – Plain override both ends of single solenoid. Y● – Latching manual override on solenoid ends (includes “H” feature seal)▲ Z – No overrides at either end</p> <p>▲ No override in non-solenoid end of single solenoid valves ● Not available on DG4V-3S, AC models</p>	<p>11 Housing (F type coils only)</p> <p>W – 1/2” NPT thread wiring housing J – 20 mm thread wiring housing</p>	<p>17 Special features</p> <p>“EN***” code number assigned as required. EN21 – CSA approved models with 1/2” NPT entry conduit box, type FW and solenoid coil letter B,D,G, or H.</p>
<p>6 Solenoid energization identity</p> <p>V – Solenoid “A” is at port “A” end and/or solenoid “B” is at port “B” end, independent of spool type</p> <p>Omit for U.S. ANSI B93.9 standard requiring solenoid “A” energization to connect P to A and/or solenoid “B” to connect P to B, independent of solenoid location.</p> <p>NOTE: Type “8” spool valves conform to both U.S. and European solenoid designations. When ordering an “8” spool, designate a “V” in the model code.</p>	<p>12 Surge suppressor/damper</p> <p>D1 – Encapsulated diode (Industrial applications) D2 – Encapsulated diode (Mobile applications) D7 – Transzorb type (F,KU,U,SP1,SP2 only)</p>	<p>18 Port restrictor plugs</p> <p>For details of plug orifice sizes and how to specify in model code see page 15. May be fitted to valves by agreement with your Vickers representative. Omit – No restrictor plugs fitted</p>

Operating Data

Performance data is typical with fluid at 36cSt (168 SUS) and 50°C (122°F).

Feature	Standard performance valve DG4V-3S		High performance valve DG4V-3	
Pressure limits: P, A and B ports T port: Spool indicator switch models Types S3, S4, S5 Type S6 All other models	350 bar (5075 psi) ■		350 bar (5075 psi)	
	N/A		10 bar (145 psi)	
	N/A		210 bar (3045 psi)	
	100 bar (1450 psi)		210 bar (3045 psi)	
Flow rating	See performance data		See performance data	
Relative duty factor	Continuous; ED = 100%		Continuous; ED = 100%	
Type of protection: ISO 4400 coils with plug fitted correctly SP1 – Single spade 6,3 mm SP2 – Dual spade 6,3 mm Coil winding Lead wires (coils type F***) Coil encapsulation	IEC 144 class IP65 IEC 760 IEC 760 Class H Class H Class F		IEC 144 class IP65 IEC 760 IEC 760 Class H Class H Class F	
Permissible voltage fluctuation: Maximum Minimum	Refer to temperature limits. 90% rated		Refer to temperature limits. 90% rated	
Typical response times at 100% rated volts measured from application/removal of voltage to full spool displacement of "2C" spool at: Flow rate P-A, B-T Pressure AC (~) energizing AC (~) de-energizing DC (=) energizing DC (=) de-energizing	20 l/min (5.3 USgpm) 175 bar (2537 psi) 18 ms 32 ms 60 ms 40 ms		40 l/min (10.6 USgpm) 175 bar (2537 psi) 15 ms 23 ms 45 ms 28 ms	
Power consumption, AC solenoids (for coils listed in model code).	Initial ▲ VA (RMS)	Holding VA (RMS)	Initial ▲ VA (RMS)	Holding VA (RMS)
Full power coils: Single frequency coils AC 50 Hz Dual frequency coils at 50 Hz Dual frequency coils at 60 Hz	225 265 260	39 49 48	265 280 300	54 61 58
Low power coils, "BL" and "DL": (Not available with "N" – No-spring detented models) Dual frequency coils at 50 Hz Dual frequency coils at 60 Hz	Low power coils not usable with DG4V-3S valves.		170 190	37 37
Power consumption, DC solenoids at rated voltage and 20°C (68°F).				
Full power coils: 12V, model type "G" 24V, model type "H"	30W 30W	– –	30W 30W	– –
Low power coils: 12V, model type "GL" 24V, model type "HL"	Low power coils not usable with DG4V-3S valves.		18W 18W	– –

■ For applications where valves are to remain pressurized (either energized or de-energized) at pressures over 210 bar (3045 psi) without frequent switching, it is recommended to use the high performance model, DG4V-3.

▲ 1st half cycle; armature fully retracted.

Performance Data

Typical with mineral oil at 36 cSt (168.6 SUS) and a specific gravity of 0.87.

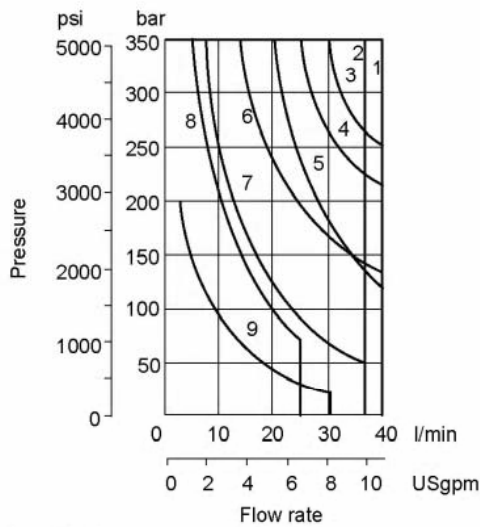
Maximum flow rates

Performance based on full power solenoid coils warm and operating at 90% rated voltage.

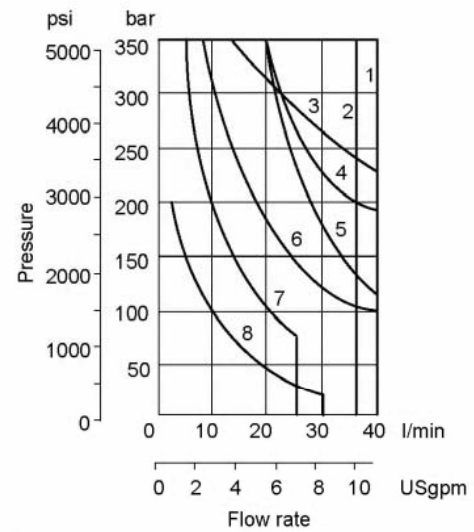
See note at bottom of next page when using low power coils (DG4V-3 models only).

DG4V-3S models (standard performance)

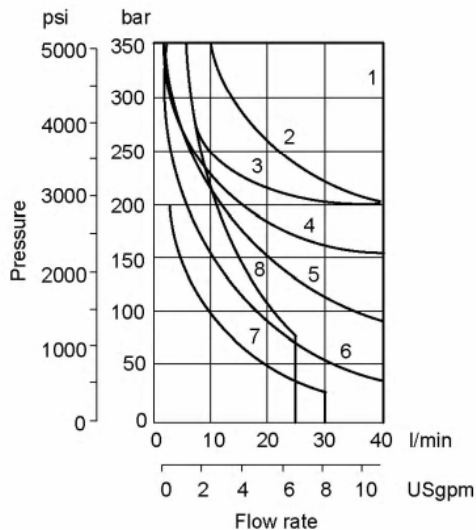
Graph 1
AC solenoid valves with dual frequency coils operating at 50 Hz



Graph 2
AC solenoid valves with
– Dual frequency coils operating at 60 Hz
– Single frequency (50 Hz) coils operating at 50 Hz



Graph 3
DC solenoid valves



Spool/spring code	Graph 1 curve	Graph 2 curve	Graph 3 curve
0A(L)	1	1	3
0B(L) & 0C, 0F	1	1	1
2A(L)	5	5	3
2B(L) & 2C, 2F	2	2	3
2N	1	1	1
6B(L) & 6C, 6F	6	6	5
7B(L) & 7C, 7F	6	6	2
8B(L) & 8C	8▲	7▲	8▲
22A(L)	9	8	7
22B(L) & 22C	7	7	6
24A(L)	6	6	5
33B(L) & 33C	4	4	4
34B(L) & 34C	6	6	5
52BL, 52C, 56BL & 56C	6	6	5
66B(L) & 66C	3	3	5
521B & 561B	6	6	5

▲ Consult Vickers regarding each application that will jointly have flow rates approaching this curve and a pressurized volume exceeding 2000 cm³ (122 cu.in.)

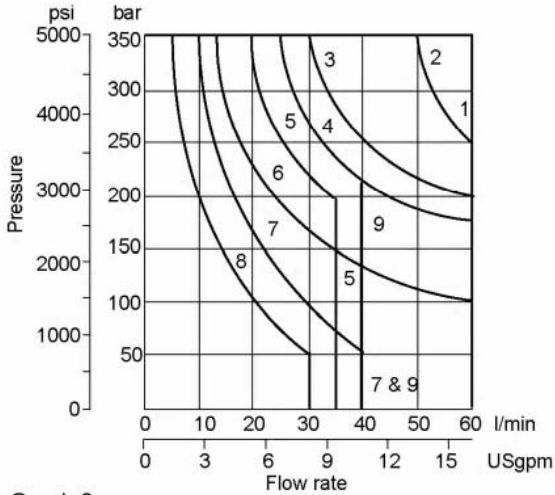
Performance Data

DG4V-3 models (high performance)

Graph 4

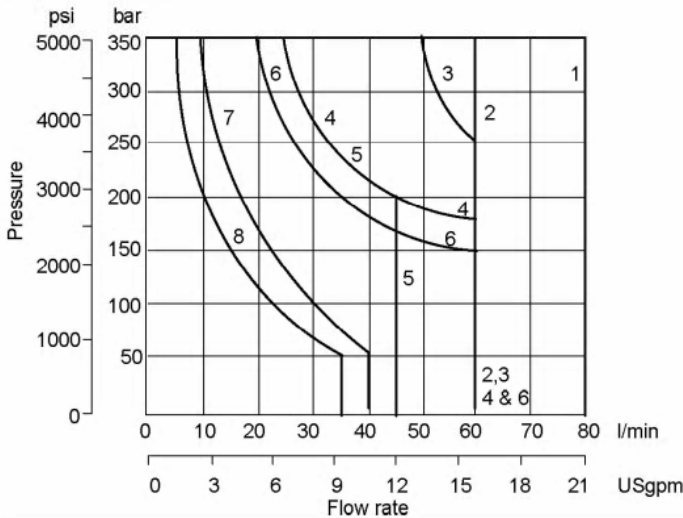
AC solenoid valves with:

- Single-frequency coils
- Dual-frequency coils operating at 50 Hz



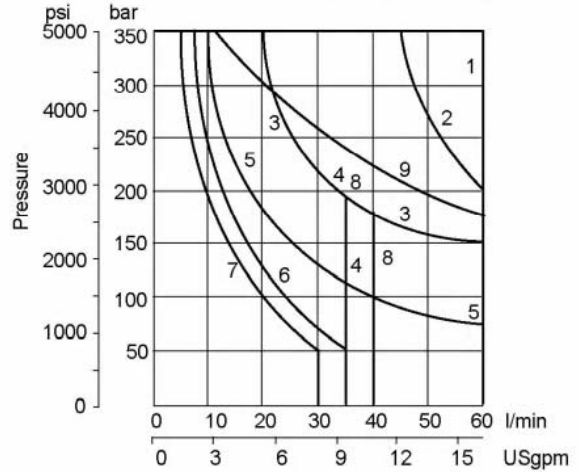
Graph 6

DC solenoid valves



Graph 5

AC solenoid valves with dual-frequency coils operating at 60 Hz



Spool/spring code	Graph 4 curve	Graph 5 curve	Graph 6 curve
0A(L)	2	2	3
0B(L) & 0C, 0F	1	1	2
2A(L)	2	2	3
2B(L) & 2C, 2F	1	1	1
2N	1	1	2
6B(L) & 6C, 6F	6	5	6
7B(L) & 7C, 7F	1	1	2
8B(L) & 8C	5▲	4▲	5▲
22A(L)	8	7	8
22B(L) & 22C	7	6	7
24A(L)	9	8	5
33B(L) & 33C	4	3	4
34B(L) & 34C	4	3	6
52BL, 52C,	6	5	6
56BL & 56C	6	5	6
66B(L) & 66C	3	9	6
521B & 561B	6	5	6

▲ Consult Vickers regarding each application that will jointly have flow rates approaching this curve and a pressurized volume exceeding 2000 cm³ (122 cu.in.)

Flow limits applicable to the following usages:

1. All valves except types 22 and 52 spools having simultaneous equal flow rates from P to A or B and from B or A to T and S3, S4, S5 (limit switch) models.
2. Valves with type 22 spools having flow from P to A or B, the other being plugged. T is drained at all times.
3. Valves with type 52 spools having one service port (A or B as appropriate) connected to the full bore end of a 2:1 area ratio double-

acting cylinder and the other to the annulus end.

4. Consult Vickers, with application details, if either of the following usages are required:
 - (a) Single flow path, i.e. P to A, P to B, A to T or B to T.
 - (b) Substantially different simultaneous flow rates between P to A or B and B or A to T, e.g. when A and B are connected to a cylinder having a large differential area.

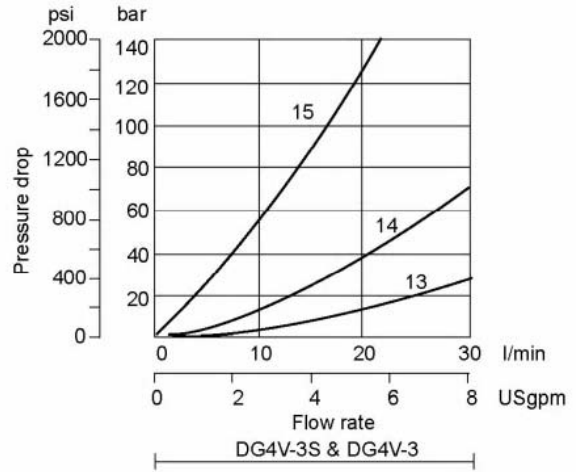
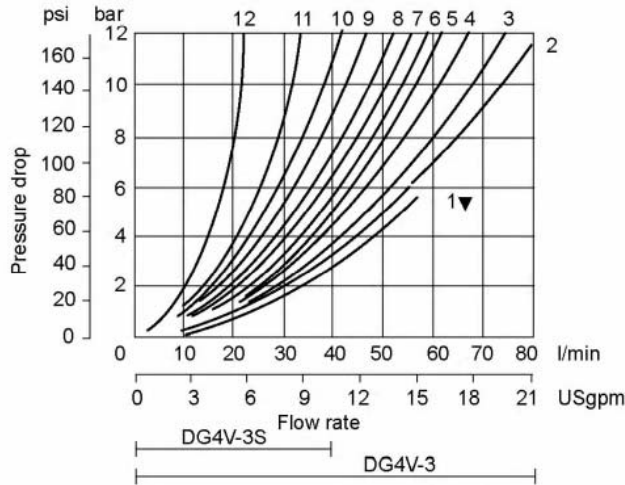
Low Power Coils (DG4V-3 models only)

When using low power coils (coil designations *L in model code) the maximum flow is reduced from values given on this page (graphs 4, 5 and 6) by up to:

- 70% – for DC coils
 - 50% – for AC coils
- depending on spool type. Consult your Vickers representative relative to specific applications for low power coils.

Performance Data

Pressure drops



▼ Curve for spool type 6: not recommended for flows in excess of 60 l/min (15.8 USgpm).

Pressure drops in offset positions except where otherwise indicated

Spool/spring code	Spool positions covered	P to A	P to B	A to T	B to T	P to T	B to A or A to B
0A(L)	Both	5	5	2	2	-	-
0B(L) & 0C, 0F	De-energized Energized	- 4	- 4	- 2	- 2	4▲▲ -	- -
2A(L)	Both	6	6	5	5	-	-
2B(L) & 2C, 2F	Energized	5	5	2	2	-	-
2N	Both	6	6	3	3	-	-
6B(L) & 6C, 6F	De-energized Energized	- 6	- 6	3▲ 1	3▲ 1	- -	- -
7B(L) & 7C, 7F	De-energized Energized	6▲ 4	6▲ 4	- 3	- 3	- -	7○ -
8B(L) & 8C	All	9	9	5	5	3	-
22A(L), 22B(L) & 22C	All	6	6	-	-	-	-
24A(L)	De-energized	6	6	2	2	-	-
33B(L) & 33C	De-energized Energized	- 5	- 5	15▲ 2	15▲ 2	- -	- -
34B(L) & 34C	De-energized Energized	- 5	- 5	14▲ 2	14▲ 2	- -	- -
52BL & 52C	Energized	6▲	6▲	2	-	-	10○
56BL	Both	6▲	6▲	11▲	10▲	-	10○
56C	De-energized Energized	- 6▲	- 6▲	11▲ 2	10▲ -	- -	10○ 10○
66B(L) & 66C	De-energized Energized	- 6	- 6	12 2	12 2	- -	13 -
521B	All	6▲	6▲	-	-	-	10○
561B	De-energized Energized	- 6	- 6▲	10▲ -	11▲ -	- -	10○ 10○

▲ "B" plugged ▲ "A" plugged ○ "P" plugged

For other viscosities, pressure drops approximate to:

Viscosity cSt (SUS)

14	20	43	54	65	76	85
(17.5)	(97.8)	(200)	(251)	(302)	(352)	(399)

% of Δp

81	88	104	111	116	120	124
----	----	-----	-----	-----	-----	-----

A change to another specific gravity will yield an approximately proportional change in pressure drop.

The specific gravity of a fluid may be obtained from its producer. Fire resistant fluids usually have higher specific gravities than oil.

Installation Dimensions

Models for use with ISO 4400 (DIN 43650) connectors

Double solenoid models ▲
 DG4V-3(S)-*C-**-*(V)M-U-**-60
 DG4V-3(S)-*N-**-*(V)M-U-**-60

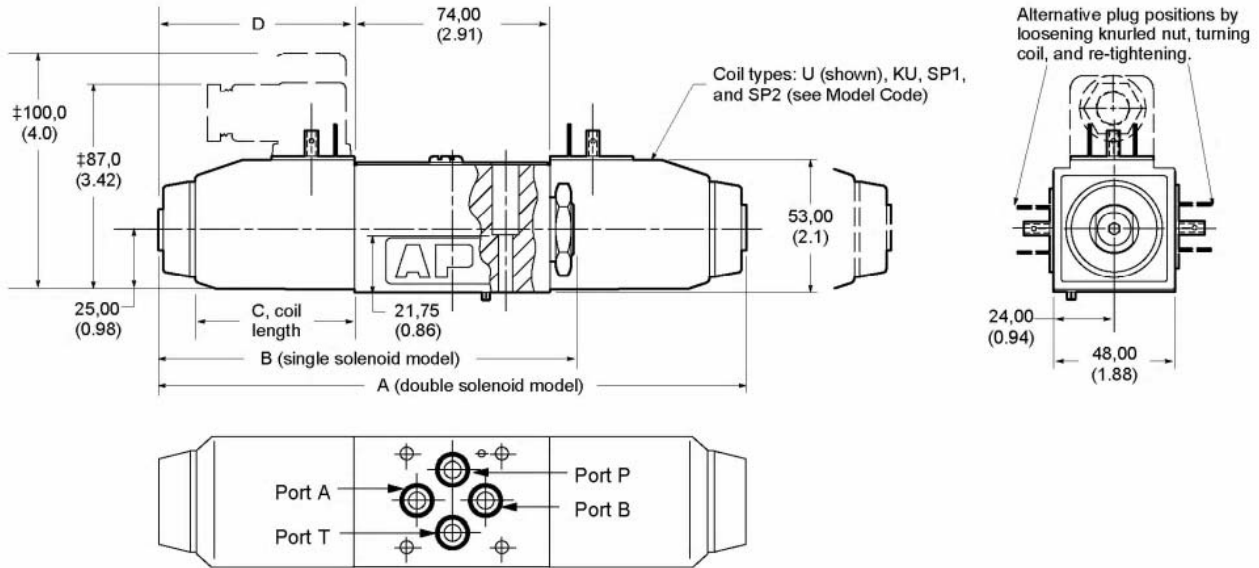
Single solenoid models ▲
 DG4V-3(S)-*A-**-*(V)M-U-**-60
 DG4V-3(S)-*B-**-*(V)M-U-**-60
 DG4V-3(S)-8BL-**-*(V)M-U-**-60
 DG3V-3(S)-*F-**-*(V)M-U-**-60

As shown
 DG4V-3(S)-*AL-**-*(V)M-U-**-60
 DG4V-3(S)-*BL-**-*(V)M-U-**-60
 DG4V-3(S)-8B-**-*(V)M-U-**-60
 DG4V-3(S)-*FL-**-*(V)M-U-**-60

Solenoid and end cap interchangeable



Dim mm (in.)



- Not applicable to type "8" spool.
- ▲ See page 25 for solenoid information.
- ‡ Can vary dependent on source of plug.

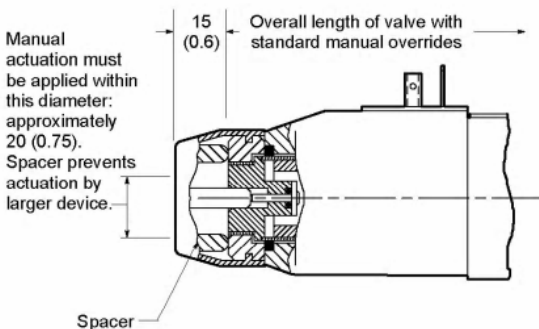
Model type	AC or DC	A Dim.	B Dim.	C Dim.	D Dim.
All	DC =	220 (8.66)	156 (6.14)	61 (2.5)	73 (2.87)
DG4V-3	AC ~	200 (7.87)	146 (5.75)	51 (2.1)	63 (2.48)
DG4V-3S	AC ~	200 (7.87)	146 (5.75)	45 (1.7)	63 (2.48)

Water-resistant manual override on solenoid

DG4V-3(S)-****(L)-H-(V)M-**-60

Application

General use where finger operation is required (standard manual overrides cannot be operated without using small tool).



Note:
 "H" feature is not field convertible from other models; specify with order.

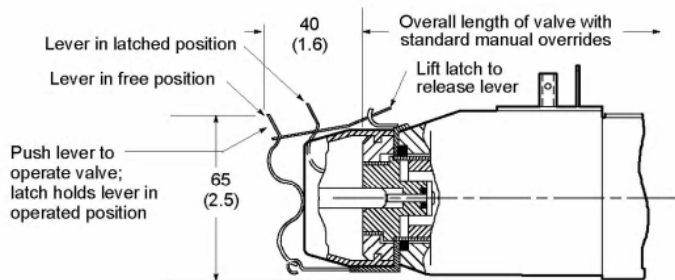
Latching manual override on solenoid

DG4V-3-****(L)-Y-(V)M-**-60

DG4V-3S-****(L)-Y-(V)M-**-60, DC coil models only

Application

Stainless steel lever/latch mechanism and water-resistant seal make this feature ideal for vehicle-mounted and exposed applications requiring emergency selection of valve for a period of time in the event of electrical failure.



Notes:

1. Opposite solenoid (on "C" and "N" double solenoid models) should not be energized while the valve is latched in selected position; AC solenoid coils will burn out under this improper usage.
2. "Y" feature is field-convertible from "H" type manual override (omitting spacer), but is not field-convertible from other models.

Installation Dimensions

Models with "F" type coils (lead wires) and conduit box.

Double solenoid models ▲
 DG4V-3(S)-*C-**-*(V)M-E-**-60
 DG4V-3(S)-*N-**-*(V)M-E-**-60

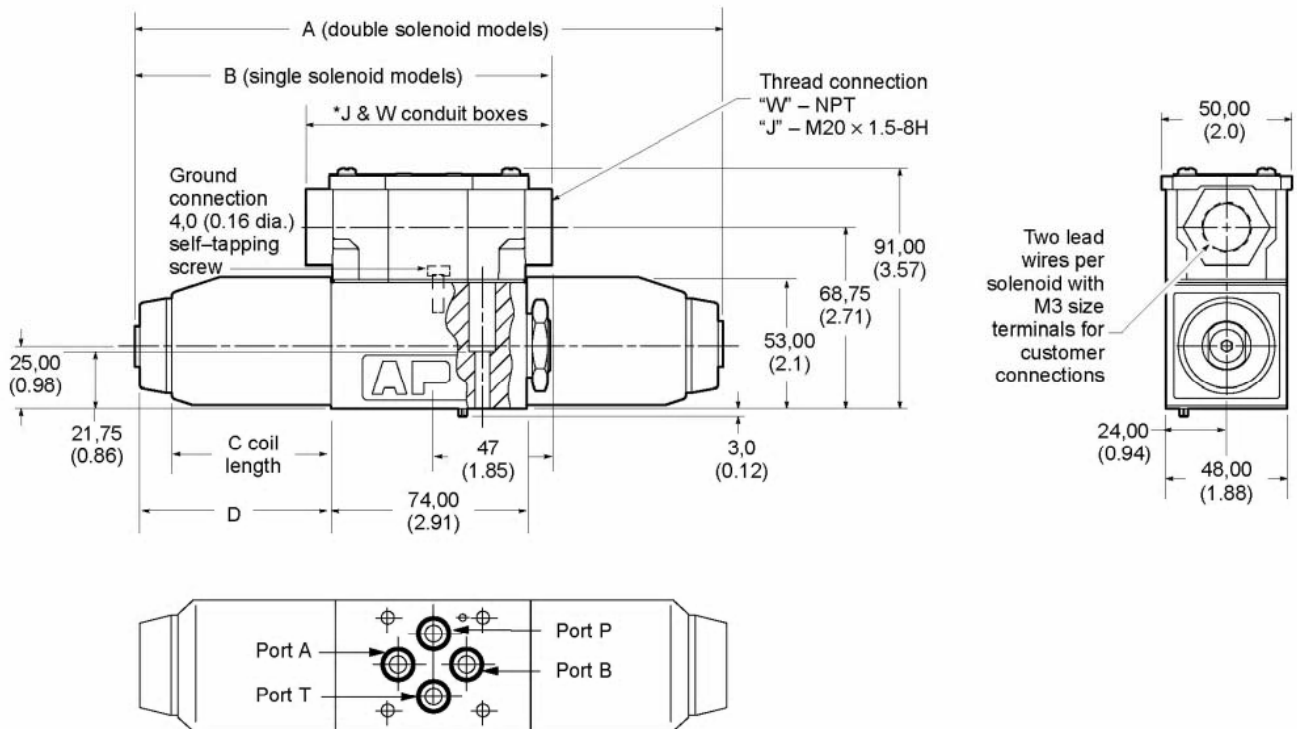
Single solenoid models ▲
 DG4V-3(S)-*A(-**)
 DG4V-3(S)-*B(-**)
 DG4V-3(S)-8BL(-**)
 DG3V-3(S)-*F●

As shown

DG4V-3(S)-*AL(-**)
 DG4V-3(S)-*BL(-**)
 DG4V-3(S)-8B(-**)
 DG4V-3(S)-*FL(-**)

Solenoid and end cap interchangeable

Dim mm (in.)



* 89 (3.5) for FPB – J & W conduit boxes
 104 (4.0) All plug-in conduit boxes

Model type	AC or DC	A Dim.	B Dim.	C Dim.	D Dim.
All	DC =	220 (8.66)	156,5 (6.14)	61 (2.5)	73 (2.87)
DG4V-3	AC ~	200 (7.87)	146,5 (5.75)	51 (2.1)	63 (2.48)
DG4V-3S	AC ~	200 (7.87)	146,5 (5.75)	45 (1.7)	63 (2.48)

● Not applicable to type "8" spool.

▲ See page 25 for solenoid information.

Codes "FJ" and "FW": 2 lead wires for each solenoid, approximately 150,00 (6.00) long. M3 (#6) terminals provided for customer connection.

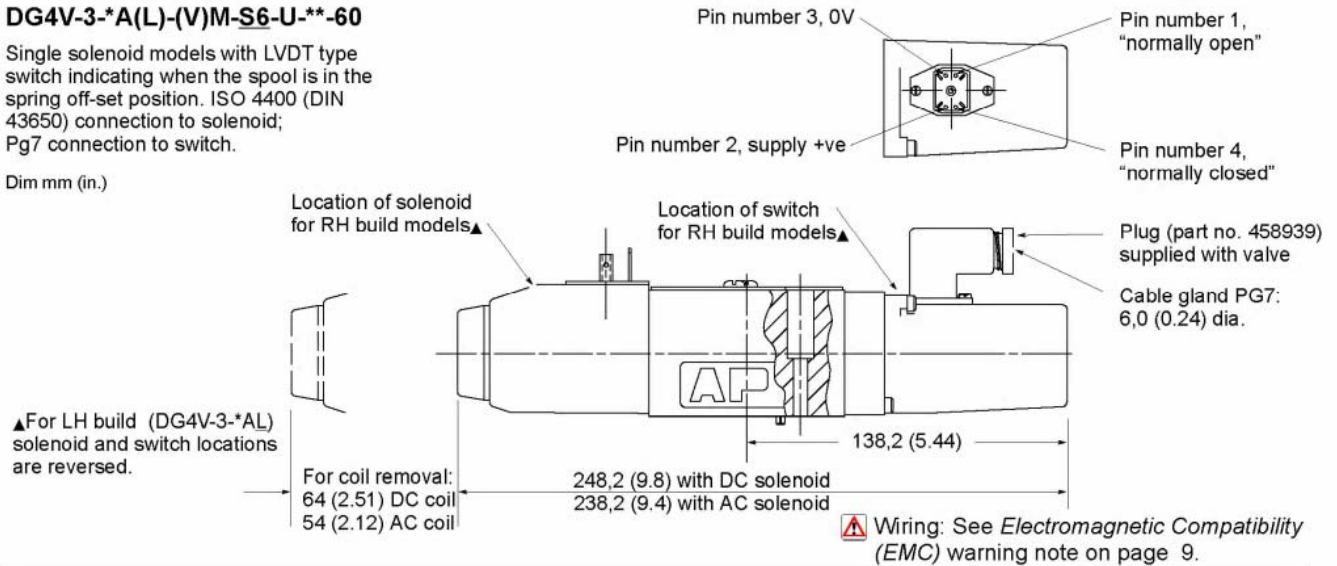
Codes "FTJ" and "FTW": Valve supplied with lead wires connected into terminal strip suitable for M3 (#6) terminals for customer connection.

Installation Dimensions

DG4V-3-*A(L)-(V)M-S6-U-**-60

Single solenoid models with LVDT type switch indicating when the spool is in the spring off-set position. ISO 4400 (DIN 43650) connection to solenoid; Pg7 connection to switch.

Dim mm (in.)



DG4V-3-*A(L)-(Z)-(V)M-S3-FPA5W-*2-60 DG4V-3-*A(L)-(Z)-(V)M-S4-FPA5W-*2-60 DG4V-3-*A(L)-(Z)-(V)M-S5-F-*2-60

Single solenoid models with mechanical type switch monitoring of spool movement.

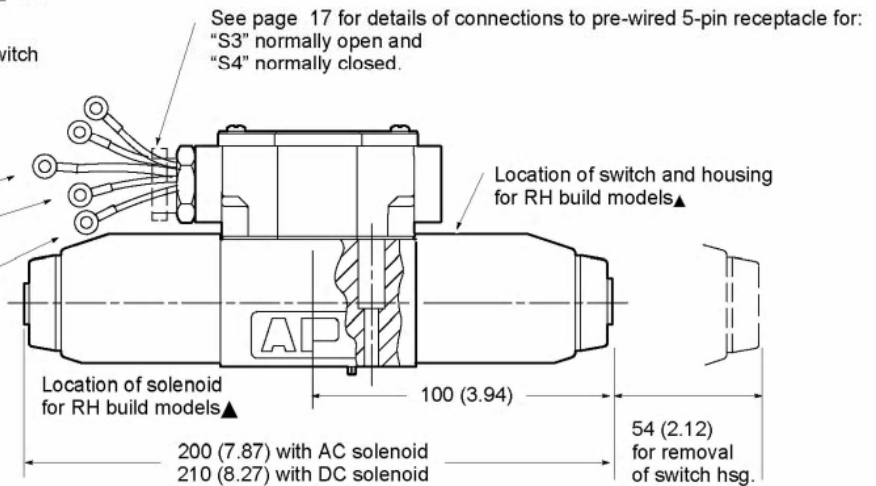
Conduit box with leads, or pre-wired to NFPA T3.5.29-1980 receptacle.

Normally closed lead (Monitor switch) sleeving identification color white.

Common lead (Monitor switch) sleeving identification color black.

Normally open lead (Monitor switch) no color identification.

▲For LH build (DG4V-3*AL) solenoid and switch locations are reversed.



Port restrictor plugs

Restrictor plugs are available for use in ports P, T, A or B. These can be used for restricting flow or for circuit dampening. Restrictor plugs are not recommended for use above 210 bar (3000 psi) system pressure.

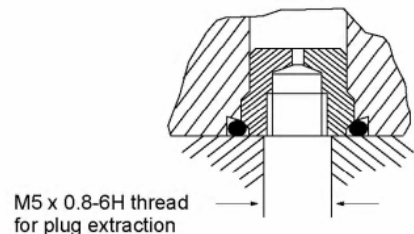
Typical model codes:
DG4V-3(S)-**-M-**-**-60-P08
(0.8 mm dia orifice in port P)

DG4V-3(S)-**-M-**-**-60-P10-A10
(1.0 mm dia orifice in ports P and A)

Restrictor plug selection table

Code	Orifice diameter	Part number■
*00	Blank	694353
*03	0,30 (0.012)	694341
*06	0,60 (0.024)	694342
*08	0,80 (0.030)	694343
*10	1,00 (0.040)	694344
*13	1,30 (0.050)	694345
*15	1,50 (0.060)	694346
*20	2,00 (0.080)	694347
*23	2,30 (0.090)	694348

* = P, T, A or B, as required
■ Order in multiples of 25 per part number



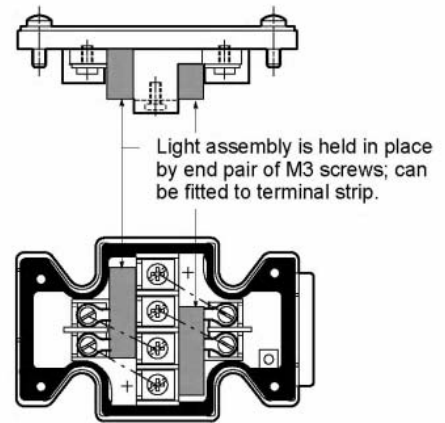
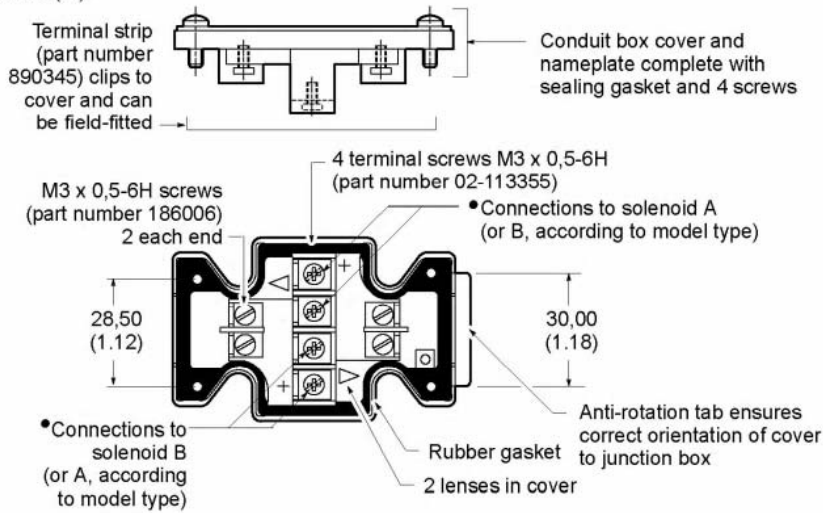
Maximum port dia in subplate/manifold block:
For steel and SG (ductile) iron: 7,0 (0.3)
For gray iron: 6,5 (0.25)

Electrical Plugs and Connectors

Terminal strip and lights

For valves with type "F" coils.

Dim mm (in.)



- 1. For DC coils the +ve lead(s) must be connected to the terminal(s) marked +. When using 3-wire incoming leads to double solenoid valves (i.e. common neutral) the inner pair of terminals must be interconnected
- 2. For correct light indication of energized solenoid ensure that solenoid leads are correctly connected: light terminals are common with each outer pair of solenoid terminals according to the side with + mark.

Insta-Plug

DG4V-3(S)---FPA---60
DG4V-3(S)---FPBW---60

Vickers 2-part "Insta-Plug" eliminates breaking electrical inputs for valve disconnect. A male half is pre-wired to the valve body. The mating plug is inside

a wire housing with external terminals for machine wire connections.

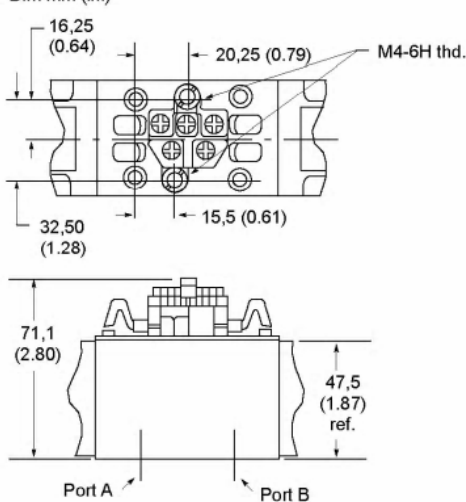
Captive thumb screws, when loosened, permit the wire housing to be pulled clear of the valve for disconnect. A longer ground post provides first make/last break ground connection.

The **PBW** configuration combines both male and female plugs in the wiring housing for a self-contained plug-in unit.

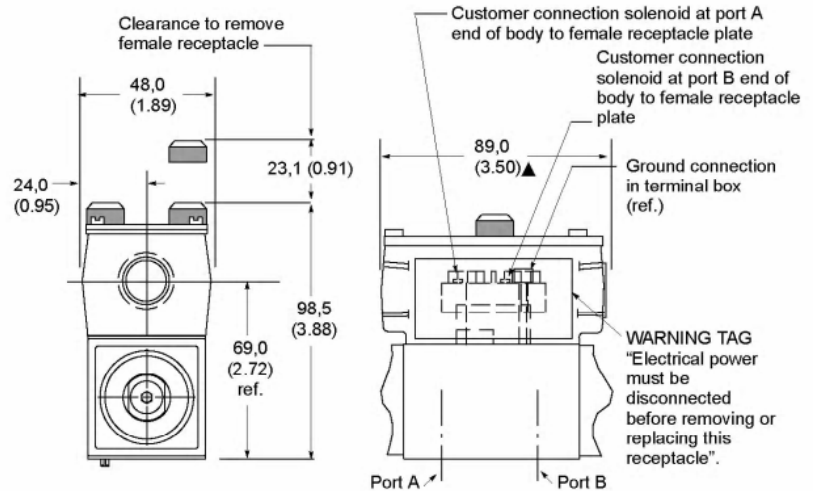
Optional solenoid indicator lights are pre-wired to the female plug. Solenoids "A" and/or "B" are identified on the wiring housing.

PA configuration

Dim mm (in.)



PBW configuration



▲ The conduit box dimensions used for the PA/PBW type connector are different from those on the other "F" type coil models.

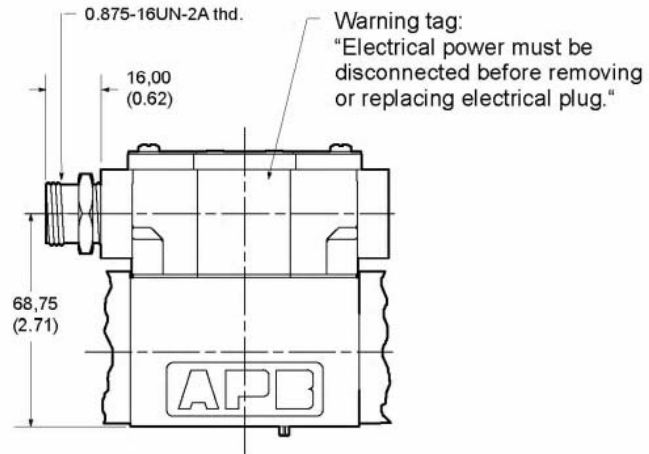
Electrical Plugs and Connectors

NFPA Connector T3.5.29-1980

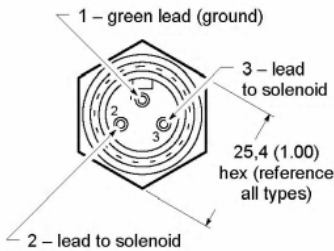
DG4V-3(S)---FPA3W(L)-**-60
 DG4V-3(S)---FPA5W(L)-**-60
 DG4V-3---S3-FPA5W(L)-**-60
 DG4V-3---S4-FPA5W(L)-**-60

The receptacle is a standard three or five pole connector with shortened leads and terminals added. The five pole plug has four leads 101,6 (4.0) long and one 177,8 (7.0) long. The three pole plug has two leads 101,6 (4.0) long and one 177,8 (7.0). All wires have underwriters recognized non-solder insulated eyelet terminals. The green wire is used for the ground (earth) connection (No. 8 screw furnished). Valves are supplied pre-wired.

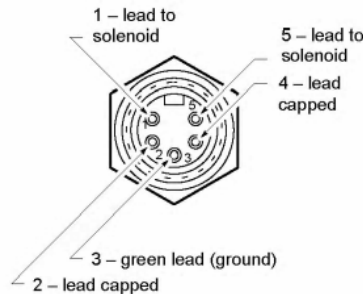
Connection details and model type/model code references



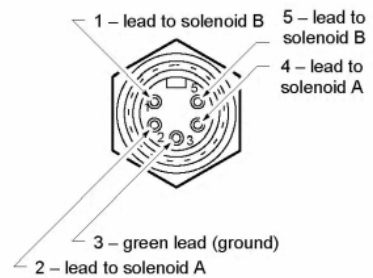
3 pin connector
 Use with single solenoid valve
 Key model code designations:
 DG4V-3(S)-*A(L)(-**-)(V)M-FPA3W(L)
 DG4V-3(S)-*B(L)(-**-)(V)M-FPA3W(L)



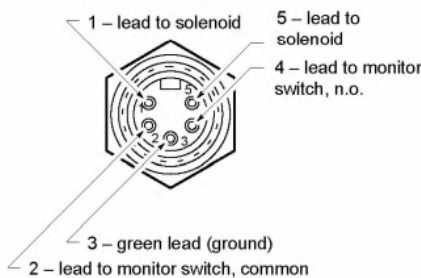
5 pin connector
 Use with single solenoid valve
 Key model code designations:
 DG4V-3(S)-*A(L)(-**-)(V)M-FPA5W(L)
 DG4V-3(S)-*B(L)(-**-)(V)M-FPA5W(L)



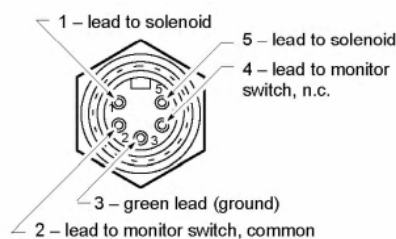
5 pin connector
 Use with double solenoid valve
 Key model code designations:
 DG4V-3-*C/N(L)(-**-)(V)M-S4-FPA5W(L)



5 pin connector
 Use with single solenoid valve with S3 spool position monitor switch
 Key model code designations:
 DG4V-3-*A(L)(-**-)(V)M-S3-FPA5W(L)



5 pin connector
 Use with single solenoid valve with S4 spool position monitor switch
 Key model code designations:
 DG4V-3-*A(L)(-**-)(V)M-S4-FPA5W(L)



Female 3 & 5 pin connectors are available from a Daniel Woodhead Co., Brad Harrison Div. Distributor (847-272-7990)
 40903 – Female connector with 12' lead for PA3 conn.
 41308 – Female connector with 12' lead for PA5 conn.
 These are Brad Harrison #'s.

Electrical Plugs and Connectors

DIN 43650 Connector

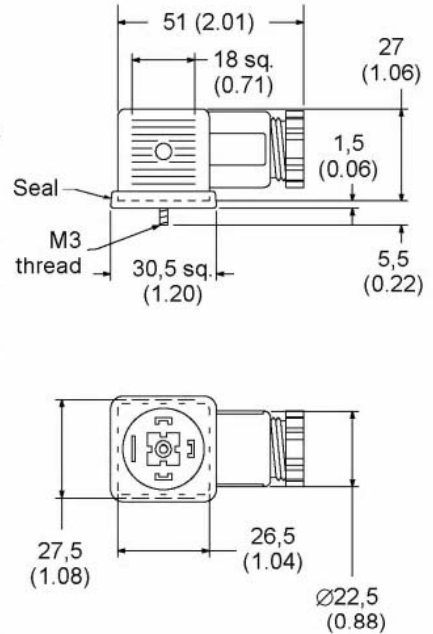
Cable diameter range Ø6–10 mm (0.24–0.40)
 Wire section range Ø,5–1,5 mm² (0.0008–0.0023 in²)
 Terminals Screw type
 Type of protection IEC144 class IP65, when plugs are fitted correctly to the valves with interface seals (supplied with plugs) in place.

Connector can be positioned at 90° intervals on valve by re-assembling contact holder into appropriate position inside connector housing.

Use U12 or U11 type connectors with 12 and 24V DC coils if rectification is required.

Connectors with and without indicator lights are available (order separately):

Receptacle	Voltage (AC or DC)	Part Numbers Gray – Black – "A" sol. "B" sol.
U1 Coils without lights	—	710776 710775
U6 Coils with lights	12-24 100-125 200-240	977467 977466 977469 977468 977471 977470
U11 Rectified coils with lights	12 DC 24 DC 98-240 VDC 200-240 VDC	02-141358 02-141359 02-141360 02-141361
U12 Rectified coils without lights		02-141357

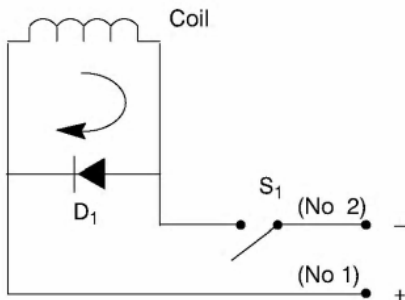


Surge Suppression Devices (For DC Valves)

Standard diode

Diode in parallel with coil. When switch (S₁) is opened, the energy stored in the coil is trapped and dissipated by the diode (D₁).

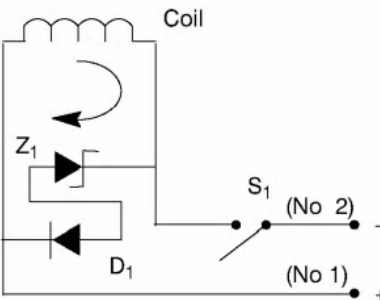
- Works only with DC voltage
- Polarity dependent
- Increases drop out time



Transzorb

Diode and Zener diode in parallel with coil. When switch (S₁) is opened, the energy stored in the coil is trapped and dissipated by the diode (D₁) and Zener diode (Z₁) and the coil resistance.

- The Zener makes exact limitation of inductive spikes.
- Works only with DC voltage
- Polarity dependent



NOTE: These surge suppression devices are "Polarity Dependent." Proper biasing conditions must be met when installing/connecting a coil in a system.

Valve Shift and Dropout Times With and Without Surge Suppression

	Shift	Dropout
CETOP 3		
No Diode	23	60
Diode Alone	23	141
Diode/Zener	23	78
CETOP 5		
No Diode	70	50
Diode Alone	70	158
Diode/Zener	70	100

Times represent cessation/application of voltage to coil versus velocity (start/stop) of a cylinder using a single solenoid, spring offset valve (time in milliseconds).

Subplates, Connection Plates and Mounting Surfaces

General description

This range of subplates and auxiliary connection plates are for use with size 3 valves. Optional BSPF or SAE/UNF pipe thread connections are available.

The subplates fall into five groups:

- Single station subplates with either side or rear entry ports for connecting to the main system.
- Multi-station manifolds having from two to six stations. The two service ports per station are arranged along one side but the pressure and tank lines are internally connected in parallel to each station.
- Tapping plates for insertion under modules or valves to provide access to service lines, e.g. for pressure gage connection.
- Cross-over plates for inter-connecting two sets of service lines at the top of module stacks when directional valves are not fitted.
- Blanking plate for terminating a valve station e.g. when the station is not to be used until later.

The 2 to 6 multi-station subplates, when used together with Vickers SystemStak valves, provide very compact control assemblies.

Plates having machined trapezoidal O-ring recesses are supplied complete with Viton O-rings.

On all models, the size 03 mounting face includes a drilled hole (for a location pin) in conformance with ANSI/B93.7M) and (NFPA) size 03. All Vickers size 3 valves and auxiliary plates contain a matching location pin to ensure correct orientation of the mounting faces.

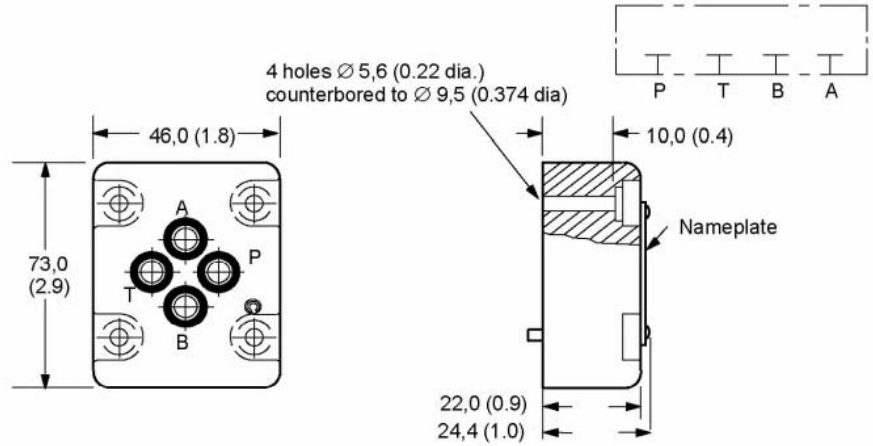
Design number subject to change. No change of installation dimensions for designs 10 thru 19.
 "R" (or "B") suffix – ISO 228 (BSPF) ports and/or metric attaching bolt tappings.
 "S" suffix – SAE/UNC ports and/or UNC attaching bolt tappings.

Description and maximum pressure	Functional symbol	Model code
Blanking plate 250 bar (3600 psi)		DGMA-3-B-1*
Crossover plate P-A, B-T 250 bar (3600 psi)		DGMA-3-C1-1*
Crossover plate P-B, A-T 250 bar (3600 psi)		DGMA-3-C2-1*
Tapping plate Ports A and B 250 bar (3600 psi)		DGMA-3-T1-1*-B DGMA-3-T1-1*-S
Tapping plate Ports P and T 250 bar (3600 psi)		DGMA-3-T2-1*-B DGMA-3-T2-1*-S
Adaptor size 05 to 03 207 bar (3000 psi)		DGAM-3-01-1*-R DGAM-3-01-1* (UNC valve mtg. bolts)
Single station subplate/manifold Rear ports P, T, A, B 250 bar (3600 psi)		DGVM-3-1*-R DGVM-3-1*-S
Single station subplate/manifold Side ports P, T, A, B 250 bar (3600 psi)		DGMS-3-1E-1*-R DGMS-3-1E-1*-S
Multi-station subplate/ manifold; side ports P, T, A ₁ , B ₁ , A ₂ , B ₂ , etc. 250 bar (3600 psi) 2 station 3 station		DGMS-3-2/3E-1*-R DGMS-3-2/3E-1*-S
Multi-station subplate/ manifold; side ports P, T, A ₁ , B ₁ , A ₂ , B ₂ , etc. 250 bar (3600 psi) 4 station 5 station 6 station		DGMS-3-4/5/6E-1*-R DGMS-3-4/5/6E-1*-S

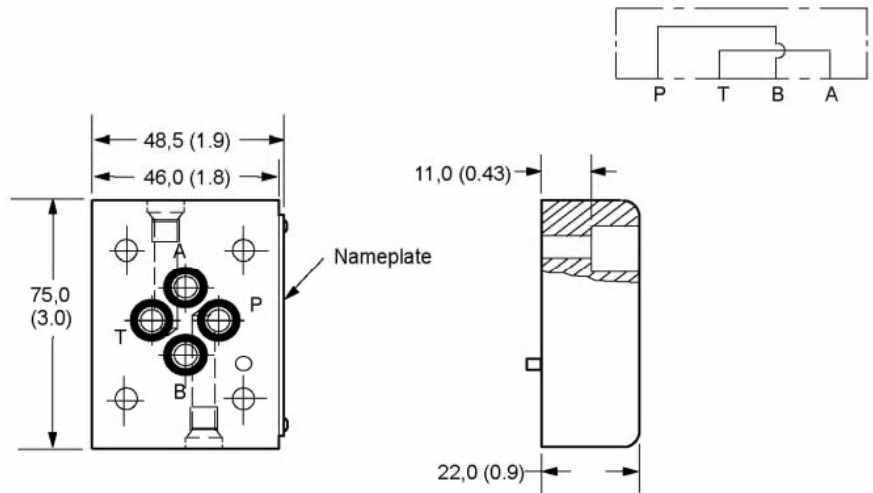
Installation Dimensions

DGMA-3-B-1* Blanking Plate

All dimensions shown in mm (inches)

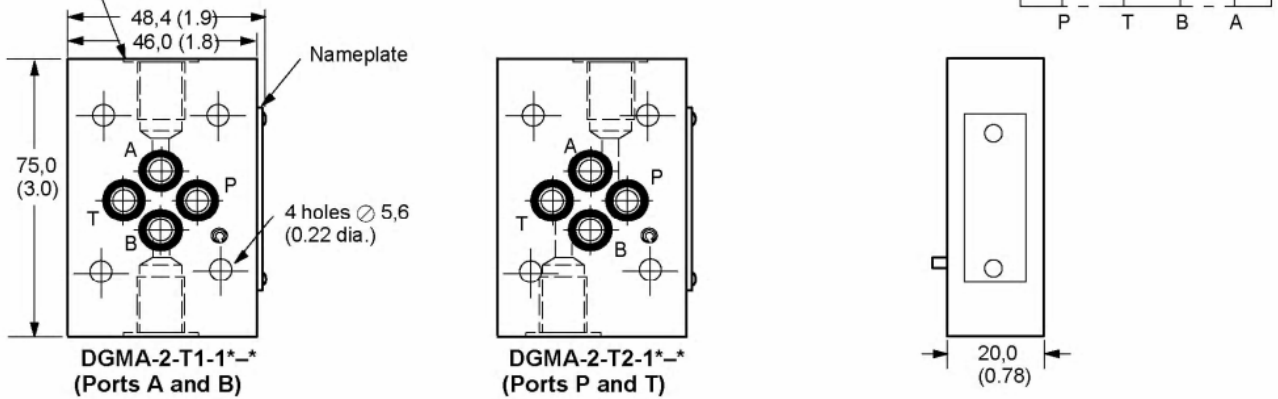


DGMA-3-C2-11 Crossover Plate



DGMA-3-T*-1*-* Tapping Plate

2 tapped ports for DGMA-3-T*-1*-B, G 1/8 (1/8" BSPF)
for DGMA-3-T*-2*-S, 7/16"-20 UNF-2B (SAE)
(for 1/4" O.D. tubing)



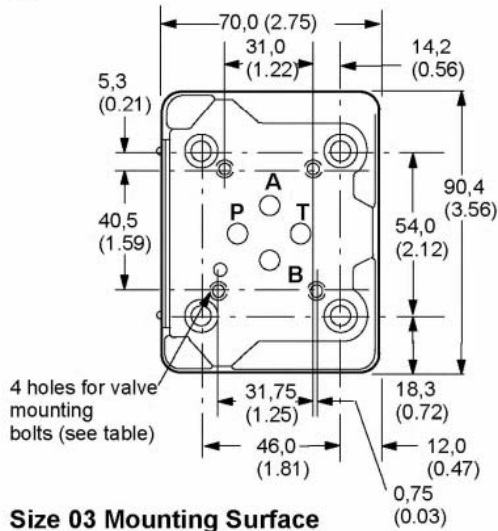
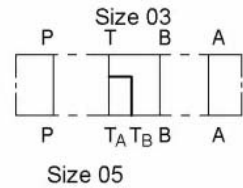
Installation Dimensions

**DGAM-3-01-1*-R (Metric bolt tapping)
 DGAM-3-01-1* (UNC bolt tapping)
 Adaptor plate, Size 05 to 03
 for pressure up to 210 bar (3000 psi)**

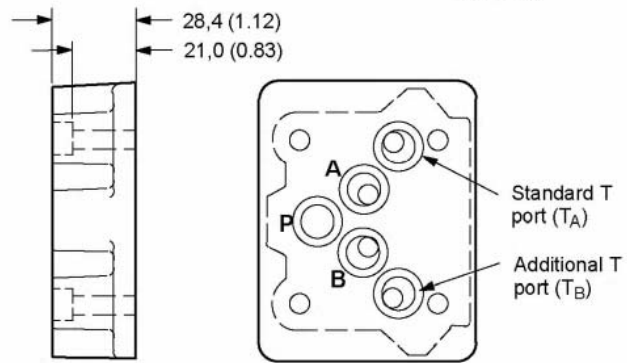
Dimensions shown in mm (inches)

Size 3 valves can frequently be used in place of size 5 valves, typically for pilot control functions, or generally where the system flow rate is within that of size 3 valves.

The DGAM-3 adaptor bolts to an existing size 5 interface and provides a size 3 mounting face for the smaller valves.



Size 03 Mounting Surface

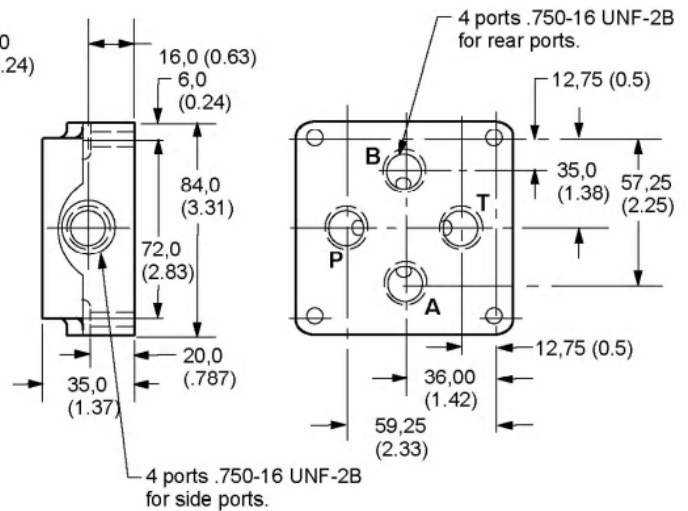
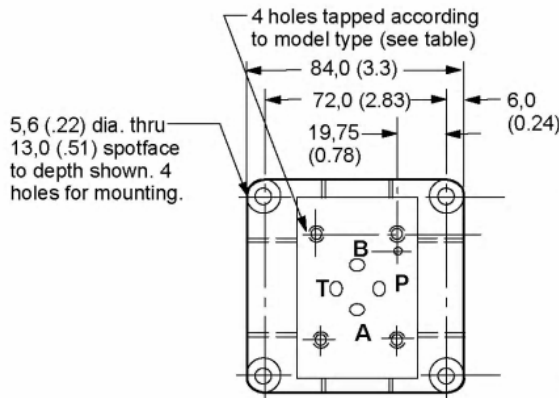
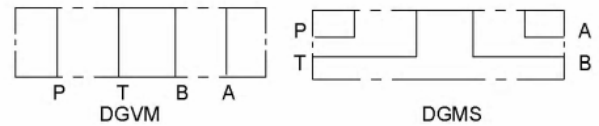


Size 05 Mounting Surface (seals included)

Model	Tappings for valve mounting bolts
DGAM-3-01-1*-R	M5-6H x 12 (0.47) deep
DGAM-3-01-1*	#10-24 UNC-2B x 12,7 (0.5) deep

Adaptor is supplied complete with bolts for mounting to size 5 interface:
 M6 bolts with type DGAM-3-01-1*-R
 1/4"-20 UNC bolts with type DGAM-3-01-1*

**DGVM-3-1*-*
 DGMS-3-1E(Y)-1*-*
 Single station subplate,
 rear and side tapped port**



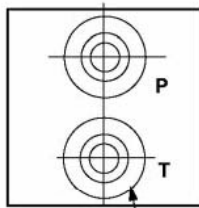
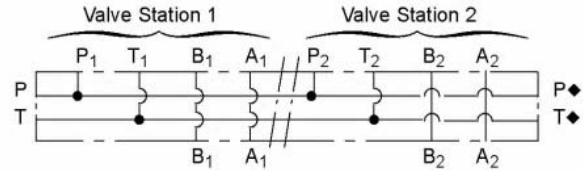
Model	Ports P, A, T, B at rear or side	Thread
DGVM-3-1*-R	Rear	G3/8 (3/8" BSPF) x 12,0 (0.47) deep
DGMS-3-1E-1*-R	Side	12,0 (0.47) deep
DGVM-3-1*-S	Rear	3/4" 16 UNF-2B x 14,3 (0.56) deep (SAE)
DGMS-3-1E-1*-S*	Side	5/8" 18 UNF-2B x 12,7 (0.5) deep (SAE)

Installation Dimensions

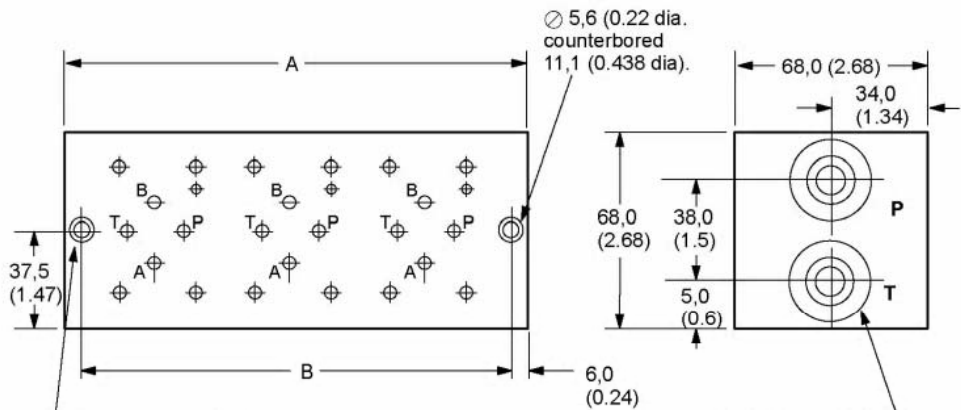
DGMS-3-3E-1*-*

Multi-station subplate (3 station shown)

Dimensions shown in mm (inches)

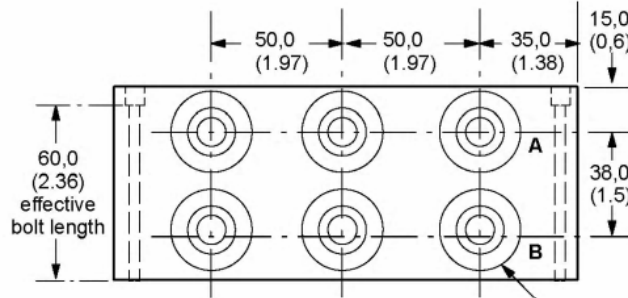


These two ports are present in 4, 5, and 6 station models. Optional in 2 and 3 station models, specify DGMS-3-2EX-1*-* or DGMS-3-3EX-1*-*



4 holes per model type
BSPF ports: M5-6H x 12,0 (0.47) deep
SAE ports: #10-24 UNC-2B x 12,5 (0.5) deep

P and T ports tapped according to model type:
DGMS-*E(X)-1*-R:
G1/2 (1/2" BSPF)
DGMA-*E(X)-1*-S:
3/4-16 UNF-2B (SAE)



A and B ports tapped according to model type:
DGMS-*E(X)-1*-R:
G3/8 (3/8" BSPF)
DGMA-*E(X)-1*-S:
3/4-16 UNF-2B (SAE)

Model	A Dim.	B Dim.
DGMS-3-2E(X)-1*-*	121 (4.8)	108 (4.25)
DGMS-3-3E(X)-1*-*	171 (6.8)	158 (6.22)
DGMS-3-4E-1*-*	221 (8.7)	208 (8.19)
DGMS-3-5E-1*-*	271 (10.7)	258 (10.15)
DGMS-3-6E-1*-*	321 (12.7)	308 (12.12)

◆ Thru connection P and T ports on types DGMS-3-2EX-1*-* and DGMS-3-3EX-1*-*

Installation Dimensions

Mounting Surface

Dimensions shown in mm (inches ▲)

When a subplate is not used, a machined pad must be provided for mounting. The pad must be flat within 0,01 mm per 100 mm (0.0001" per 1") and smooth within 0,8 µm (32 µin).

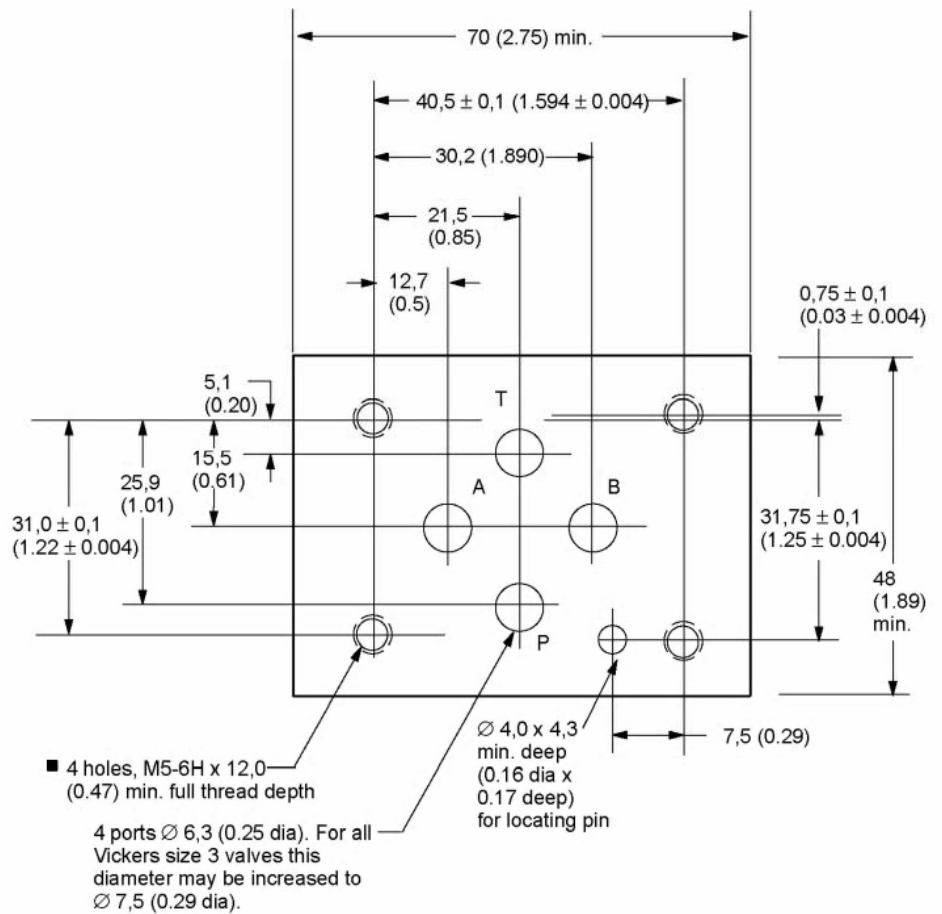
The interface conforms to ISO 4401-AB-03-4A (size 03) plus location pin hole
ANSI/B93.7M (and NFPA) size 03
CETOP R35H4.2-03, plus location pin hole
DIN 24340 Form A6, plus location pin hole

Dimensional tolerance = $\pm 0,2$ (± 0.008) except where otherwise stated.

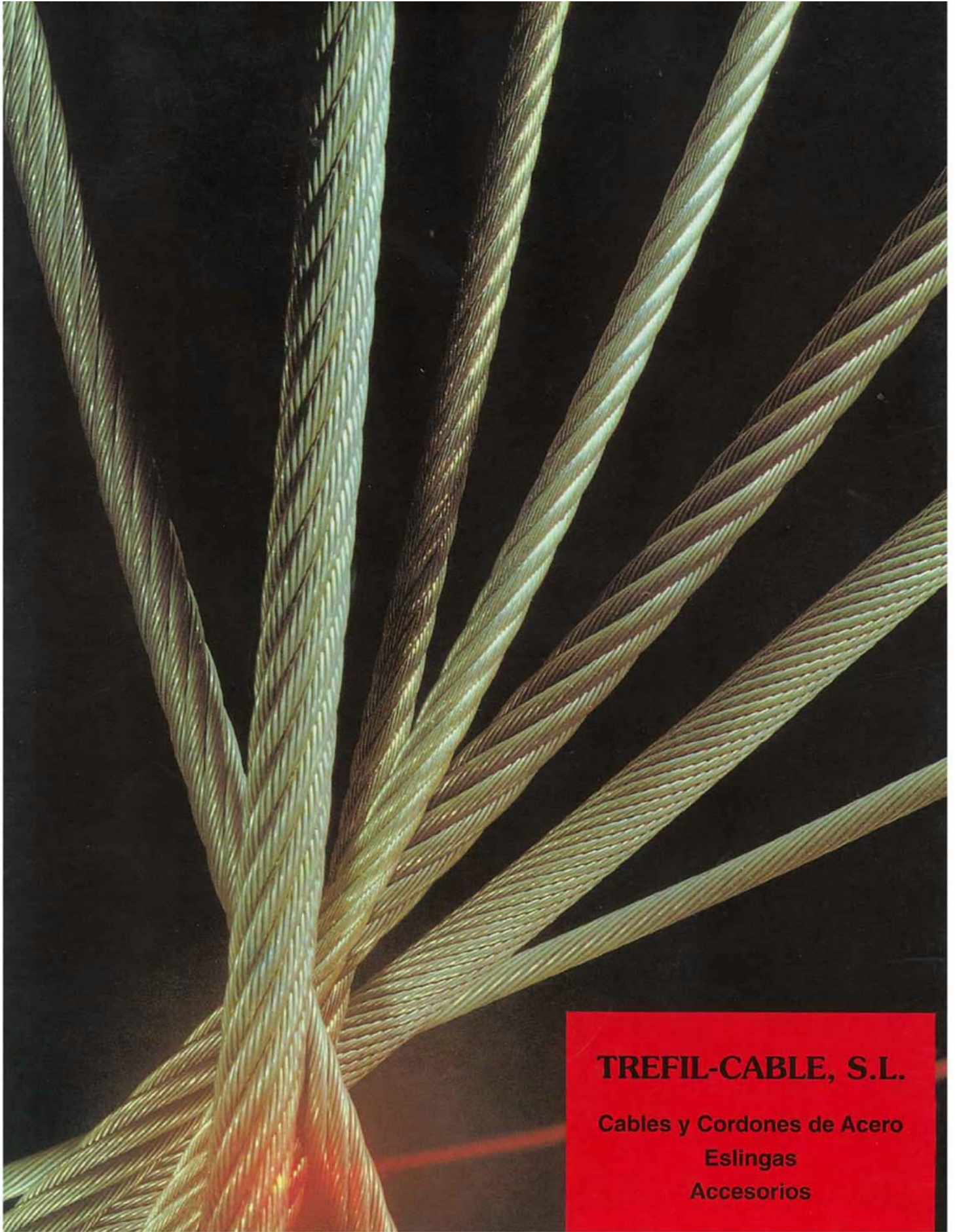
Prior to installing a valve, ensure that both valve and mounting surface are clean and free from burrs.

▲ ISO 4401 gives dimensions in mm. Inch conversions are accurate to 0.01" unless stated.

■ #10-24 UNC-2B optional



ANEXO D.
Catalogo de Cables de Alambre Metálico.



TREFIL-CABLE, S.L.

Cables y Cordones de Acero

Eslingas

Accesorios

Cables para grúas



19x7 (6+1)

Antigiratorios-resistentes gris / engrasado galvanizado

CALIDAD DEL ACERO
180 Kgs./mm²
200 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	
		180	200
mm	kg./100 m	Kgf.	Kgf.
5	9,4	1.479	1.642
6	13,6	2.131	2.356
7	18,5	2.897	3.213
8	24,2	3.790	4.192
9	30,6	4.790	5.314
10	37,8	5.920	6.558
11	45,7	7.160	7.936
12	54,4	8.520	9.445
13	63,9	10.000	11.118
14	74,1	11.600	12.852
16	96,8	15.200	16.830
18	122,0	19.200	21.216
20	151,0	23.700	26.214
22	183,0	28.600	31.722



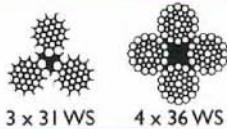
35x7 (6+1)

Antigiratorios-resistentes gris / engrasado galvanizado

CALIDAD DEL ACERO
200 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	
		180	200
mm	kg./100 m	Kgf.	Kgf.
10	44,0	7.701	
11	53,2	9.212	
12	63,4	11.118	
13	74,4	13.056	
14	86,2	15.096	
15	99,0	17.340	
16	113,0	19.686	
18	143,0	24.888	
19	159,0	27.744	
20	176,0	30.804	
22	213,0	37.230	
24	253,0	44.270	
25	275,0	48.144	
26	297,0	52.020	
28	345,0	60.384	
30	396,0	69.258	
32	451,0	78.846	
34	509,0	88.944	
36	570,0	99.756	
38	635,0	111.180	

Para aplicaciones especiales etc.



3 x 31 WS 4 x 36 WS



8x19S 8(9+9+1)+8x7+1x19
8x25F 8(12+6F+6+1)+8x7+1x19

Cables de acero para grúas pórtico con doble paralelismo sin galvanizar

CALIDAD DEL ACERO
200 Kgs./mm²
220 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	
		200	220
mm	kg./100 m	Kgf.	Kgf.
8	28,5	5.528	6.084
8,5	31,6	6.242	6.875
9	35,2	6.997	7.711
10	43,4	8.639	9.516
11	52,3	10.404	11.526
12	64,3	12.444	13.668
14	85,3	16.932	18.666
16	116,0	22.644	24.888
18	145,0	28.662	31.518
20	161,0	35.394	38.964
22	218,0	42.738	47.124
24	257,0	50.898	56.100
25	281,0	55.182	61.100
26	302,0	59.772	65.790
28	353,0	69.258	76.398
30	403,0	79.560	87.618
32	456,0	90.474	99.756
34	512,0	102.000	112.200
36	575,0	114.240	126.480
38	645,0	127.500	140.760
40	715,0	141.780	156.060
42	785,0	156.060	171.360
44	943,0	171.360	
48	1.027,0	204.000	



18x19S (9+9+1)

Antigiratorio gris / engrasado galvanizado

CALIDAD DEL ACERO
180 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	
		180	
mm	kg./100 m	Kgf.	Kgf.
16	99,8	15.504	
18	126,0	19.584	
19	141,0	21.828	
20	156,0	24.174	
22	189,0	29.274	
24	225,0	34.884	
26	264,0	40.902	
28	306,0	47.430	
29	328,0	50.898	
30	351,0	54.468	
32	399,0	61.914	
34	451,0	69.870	
36	505,0	78.336	
38	563,0	87.312	
40	624,0	96.798	
42	688,0	107.100	
44	755,0	117.300	
46	825,0	127.500	
48	899,0	139.740	
50	975,0	150.960	
52	1.050,0	163.200	
54	1.140,0	176.400	

Cables de uso general

Cables de 8 cordones alma metálica gris/engrasado galvanizado

8x19S (9+9+1) 8x25F (12+6F+6+1) 8x36WS (14+7/7+7+1)

CALIDAD DEL ACERO
180 Kgs./mm²
200 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	
		180	200
mm	kg./100 m	Kgf.	Kgf.
16	107,0	16.422	18.258
18	135,0	20.808	23.052
20	167,0	25.704	28.458
22	202,0	31.110	34.476
24	240,0	37.026	41.004
26	282,0	43.452	48.144
28	327,0	50.388	55.794
30	375,0	57.834	64.056
32	427,0	65.790	72.930
34	482,0	74.256	82.314
36	540,0	83.334	92.208
38	602,0	92.820	103.020
40	667,0	103.020	114.240
42	736,0	113.220	125.460
44	807,0	124.440	137.700
46	882,0	135.660	150.960
48	961,0	147.900	164.220
50	1040,0	161.160	177.480
52	1130,0	173.400	192.780
54	1220,0	187.680	207.060
56	1310,0	201.960	223.380
58	1400,0	216.240	239.700
60	1500,0	231.540	256.020

Cables de 6 cordones alma metálica gris/engrasado galvaniz.

6x19S (9+9+1) 6x25F (12+6F+6+1) 6x36WS (14+7/7+7+1)

CALIDAD DEL ACERO
180 Kgs./mm²
200 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	
		180	200
mm	kg./100 m	Kgf.	Kgf.
8	25,5	4.110	4.554
10	69,8	64.26	4.119
12	57,3	92.51	10.200
13	67,3	10.812	12.036
14	78,0	12.648	13.974
16	102,0	16.422	18.258
18	129,0	20.808	23.052
19	144,0	23.154	25.704
20	159,0	25.704	28.458
22	193,0	31.110	34.476
24	229,0	37.026	41.004
26	269,0	43.452	48.144
28	312,0	50.388	55.794
30	358,0	57.834	64.056
32	408,0	65.790	72.930
36	516,0	83.334	92.208
40	637,0	103.020	114.240
44	771,0	124.440	137.700
48	917,0	147.900	164.220
50	995,0	161.160	177.480
52	1080,0	173.400	192.780
54	1160,0	187.680	207.060
56	1250,0	201.960	223.380



Cables de 6 cordones alma textil gris/engrasado galvanizado

6x19S (9+9+1) 6x25F (12+6F+6+1) 6x36WS (14+7/7+7+1)

CALIDAD DEL ACERO
180 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
		180
mm	kg./100 m	Kgf.
8	22,5	3.814
9	28,5	4.824
10	35,2	5.956
11	42,6	7.211
12	50,7	8.578
13	59,5	10.067
14	69,0	11.628
16	90,1	15.300
18	114,0	19.278
19	127,0	21.522
20	141,0	23.868
22	170,0	28.866
24	203,0	34.272
26	238,0	40.290
28	276,0	46.716
30	317,0	53.652
32	360,0	60.996
34	407,0	68.850
36	456,0	77.214
38	508,0	85.986
40	563,0	95.370

Cables de electrificación, cordones galvanizados

1x7+0 1x19+0

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.	mm	kg./100 m	Kgf.
2	2,1	310	4	7,9	1.105
4	8,3	1.270	5	12,4	1.880
6	18,1	2.720	6	17,8	2.616
8	32,1	5.200	8	31,7	4.880
9	40,7	6.500	9	40,1	6.130
10	50,2	8.400	10	49,5	8.110
			11	59,9	9.290
			13	83,7	12.990

7x7+0			7x37+0		
Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.	mm	kg./100 m	Kgf.
6	13,7	2.100	6	18,9	2.250
8	18,7	3.700	8	25,9	3.900
10	38,1	6.100	10	38,5	5.750
12	54,9	8.450	12	57,4	8.600
14	74,7	11.200	14	79,7	11.900
16	97,5	14.800	16	105,6	15.800

Cables de pesca

Cables de pesca galvanizados/engrasados

CALIDAD DEL ACERO
6x24 + 7FC 180 Kgs./mm²

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.
6	10,6	1.815
7	14,5	2.478
8	18,9	3.233
9	23,9	4.090
10	29,5	5.059
11	35,7	6.120
12	42,5	7.282
13	49,9	8.547
14	57,8	9.965
16	75,5	12.954
18	95,6	16.422
20	118,0	20.196
22	143,0	24.480
24	170,0	29.070
26	199,0	34.170
28	231,0	39.678
30	266,0	45.492
32	302,0	51.714
36	382,0	65.484
40	472,0	80.886

Cables para la industria galvanizados

CALIDAD DEL ACERO
160 Kgs./mm²
180 Kgs./mm²

6x7 + 1

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.
2	1,38	210
3	3,11	480
4	5,54	850
5	8,65	1.330
6	12,50	1.910
7	17,00	2.600
8	22,10	3.400
10	34,60	5.310
12	49,80	7.650
14	67,00	10.400
16	88,60	13.600
18	112,00	17.200

Cables para la industria grises galvanizados

CALIDAD DEL ACERO
160 Kgs./mm²
180 Kgs./mm²

6x19 + 1

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.
6	12,5	2.000
7	17,0	2.720
8	22,1	3.550
9	28,0	4.490
10	34,6	5.550
11	41,9	6.710
12	49,8	7.980
14	67,8	10.900
16	88,6	14.200
18	112,0	18.000

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.
10	38,1	6.950
12	54,9	9.525
14	74,7	12.750
16	97,5	16.700
18	124,0	20.750

7x7 + 0



Cables de pesca "CORAL SEA"

Cables de pesca galvanizado/engrasado

CALIDAD DEL ACERO
140 Kgs./mm²
160 Kgs./mm²

6x26+1 WS (10 + 5/5 + 5 + 1) 6x19S (9 + 9 + 1)

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.
12	50	7.609
14	70,8	10.404
16	92,4	13.566
18	117	17.136
20	144	21.114
22	175	25.602
24	208	30.396
26	244	35.700
28	283	41.412
30	326	47.532
32	370	54.162
34	419	61.098
36	468	68.442
38	523	78.540
40	578	84.558

∅ 12 - 40 mm 6x19s
∅ 20 - 32 mm 6x26ws

Sondeos y perforaciones galvanizado/engrasado

CALIDAD DEL ACERO
140 Kgs./mm²

6x25+1 R 6x36+1 WS

Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	kg./100 m	Kgf.
20	144	19.850
22	175	24.650
24	208	29.200
25	226	31.900
26	244	34.400
28	283	40.050
30	326	46.250
32	370	52.250
34	418	60.190

Cable para elevadores y ascensores

engrasado

Calidad del acero 160 Kgs/m²

"DUAL"

Calidad del acero 140/180 Kgs/m²

ISO 2408	Calidad del acero 160 Kgs/m ²			Calidad del acero 140/180 Kgs/m ²				
	Diámetro nominal	Peso aprox.	C. Rotura efectiva	Diámetro nominal	Peso aprox.	C. Rotura efectiva		
	mm.	Kg/100 m.	Kgf.	mm.	Kg/100 m.	Kgf.		
Cable de elevación	8 x 19 + 1 Seale	8	21,6	3.350	8 x 19 + 1 Textil Seale	8	21,6	2.866
		9	27,3	3.900		9	27,3	3.631
		10	33,7	4.800		10	33,7	4.489
		11	40,8	6.600		11	40,8	5.426
		12	48,5	7.250		12	48,5	6.456
		13	57,0	8.350		13	57,0	7.578
		14	66,1	10.300		14	66,1	8.782
	15	75,0	11.250	15	75,0	10.506		
Cable de compensación	6 x 19 + 1 Textil	6	12,5	1.770	8 x 19 + 1 Textil Seale	14	66,1	8.782
		8	22,1	3.150		16	86,3	11.526
		9	28,0	3.980		18	109,0	14.484
		10	34,6	4.920		20	135,0	17.952
		11	41,9	5.950		22	163,0	21.310
		12	49,8	7.080		24	194,0	25.806
Cable de gobierno	6 x 19 + 1 (1 + 6 + 12) Textil	14	67,8	9.640	6 x 19 + 1 Seale	8	23,1	3.380
		16	88,6	12.600		9	29,2	4.280
		18	112	15.900		10	36,1	5.280
		20	138	19.700		11	43,7	6.390
						12	52,0	7.610
				13	61,0	8.930		



Cables inoxidables AISI 316

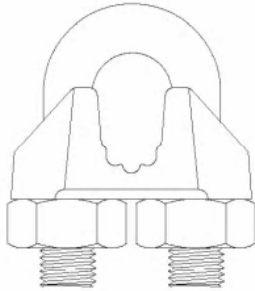
1 x 19			7 x 7		
Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	Kg/100 m	Kgf.	mm	Kg/100 m	Kgf.
2	1,9	336	2	1,5	224
2,5	3,1	530	3	3,5	501
3	4,4	754	4	6,1	907
4	7,9	1.346	5	9,6	1.428
5	12,4	2.101	6	13,8	2.050
6	17,8	3.029	7	18,8	2.794
7	24,3	3.855	8	24,6	3.651
8	31,7	5.038	10	38,4	5.701
9	40,1	6.375			
7 x 19 + 0			6 x 19 + 1 Textil		
Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva	Diámetro nominal	Peso aprox.	Carga de rotura efectiva
mm	Kg/100 m	Kgf.	mm	Kg/100 m	Kgf.
3	3,4	479	3	3,1	438
4	6,0	846	4	5,5	785
5	9,3	1.326	5	8,6	1.224
6	13,4	1.918	6	12,4	1.775
7	18,2	2.601	7	16,9	2.407
8	23,8	3.406	8	22,0	3.142
10	37,2	5.305	10	34,4	4.916
12	53,6	7.660			



ANEXO E.
Grapas de Amarre para Cable Metálico.

GRAPAS DE HIERRO MALEABLE

ADVERTENCIAS E INSTRUCCIONES DE APLICACIÓN



G-426

Totalmente plateados (Nota: tornillo "U" no es rojo)



ADVERTENCIA

- No Leer, ni comprender, ni seguir estas instrucciones puede provocar la muerte ó lesiones serias.
- Leer y comprender estas instrucciones antes de usar las grapas de hierro maleable.
- Usar el mismo tamaño de grapa para el mismo tamaño de cable de acero.
- Nunca use grapas de hierro maleable en aplicaciones críticas, de servicio pesado, ó para cargas en suspensión, como eslingas, líneas de suspensión, líneas de guía, líneas de arrastre, fijación de carga, andamios, etc.
- Las grapas de hierro maleable son para hacer terminaciones solamente en:
 - Únicamente con cable torcido regular derecho
 - Únicamente para aplicaciones de uso ligero y no-críticas como cargas ligeras, pasa-manos, enrejados, protecciones de áreas, etc.
- Aplique una primera carga para comprobar el ensamble. Esta carga deberá ser igual ó mayor al peso que soportará. Luego verifique y vuelva a apretar las tuercas al torque recomendado. (Ver tabla 1 en esta página).

NOTA: Para usos críticos ó para servicio pesado, tal como eslingas para izar, líneas de soporte, de guía, de arrastre, de fijación de carga, etc. Los siguientes productos de The Crosby Group son disponibles:

Crosby G-450 Grapas forjadas para cable de acero
 Crosby G-429 Grapas de base doble.

El tipo de terminación usado en cualquier aplicación es responsabilidad del usuario.

Para aplicaciones de construcción ver OSHA 1926.251.



1. Consultar la tabla 1 para las siguientes instrucciones. Doblar hacia atrás la cantidad de cable especificada, desde el guardacabo u ojo. Colocar la primera grapa a una distancia equivalente a la base de la grapa desde el extremo muerto del cable. Aplicar el tornillo "U" sobre el extremo muerto del cable, en el extremo vivo del cable descansa la base. Apretar las tuercas uniformemente, alternando hasta lograr el torque recomendado.

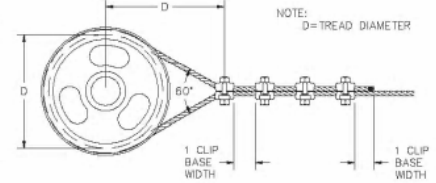


2. Aplique la segunda grapa lo más cerca posible del ojo ó del guardacabo y apriete las tuercas firmemente, pero sin llegar al torque requerido. Proceda al paso 3.



3. Espaciar las grapas adicionales a la misma distancia entre las primeras dos -tensar el cable flojo- y apriete cada tuerca uniformemente hasta llegar al torque recomendado.

4. Si se utiliza una polea en lugar de un guardacabo, añadir una grapa adicional. La distancia entre las grapas debe ser ubicada como indicadas en el dibujo.



5. **IMPORTANTE**
 Aplique una primera carga para comprobar el ensamble. Aplique una primera carga para comprobar el ensamble. Esta carga deberá ser igual ó mayor al peso que soportará. Luego verifique y vuelva a apretar las tuercas al torque recomendado. De acuerdo a las prácticas correctas de maniobras y mantenimiento, la terminación del cable de acero debe ser inspeccionada periódicamente buscando desgaste, abuso ó defectos en general.

Tabla 1

Grapas Tamaño (pulg.)	Tamaño Cable (Pulg.)	No. Mínimo de grapas	Cantidad de Cable a doblar En pulgadas	Torque En Pie-Lbs.
1/8	1/8	3	4-3/4	3
3/16	3/16	3	5-1/2	4.5
1/4	1/4	3	7	15
5/16	5/16	3	7-3/4	15
3/8	3/8	3	9-1/2	30
7/16	7/16	3	10-1/4	40
1/2	1/2	4	15-1/4	45
9/16	9/16	4	16	50
5/8	5/8	4	16	75
3/4	3/4	5	22-1/4	75
7/8	7/8	5	23-1/4	130
1	1	6	31	130
1-1/8	1-1/8	7	39-1/2	200
1-1/4	1-1/4	8	50	200
1-3/8	1-3/8	8	50	360
1-1/2	1-1/2	9	60-1/2	360

Si se utiliza una polea para doblar el cable, adicionar una grapa más. Ver Figura 4.
 Si se utiliza un mayor número de grapas que las indicadas en las tablas, se debe incrementar proporcionalmente la longitud del cable que se dobla.
 Los valores de apriete están basados en cuerdas limpias, secas y sin lubricación.

ANEXO F.

Especificaciones Técnicas del Asbesto.

Características Específicas

Elaborada con materias primas que ofrecen mejores condiciones de flexibilidad, estabilidad, confort en el frenado y una duración superior a las formulaciones que se encuentran en el mercado.

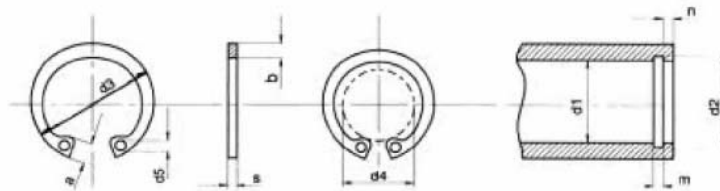
PARAMETRO	UNIDADES	VALOR	METODO ENSAYO
Índice de desgaste FAST	Pulg3/ hp.h x (10 – 3)	8.0 máx.	NTC 1715
Coefficiente de fricción promedio FAST	N.A.	0.25 – 0.45	NTC 1715
Dureza Rockwell	M	85 +/- 12	I06-010(mafr)
Gravedad específica	N.A.	1.9 +/- 0.1	NTC 1715
Extracto Acetónico	%	7.1 máx.	NTC 1715
Estabilidad Dimensional	%	7.0 máx.	NTC 1715
Resistencia Interna al corte	KgF/cm2	75 mín.	NTC 2405
Compresibilidad a Temperatura Ambiente	mm	0.300 máx.	NTC 2406
Compresibilidad a 200 °C	mm	0.400 máx.	NTC 2406
Clasificación del Coeficiente de fricción	N.A.	E F	NTC 1715
Espesor	Pulg.	Según Catálogo +0.005 -0.010	MAFRICCIÓN
Largo	Pulg.	Según Catálogo +0.125; -0.0	NTC 1715
Ancho	Pulg.	Según Catálogo +0.0; -0.031	NTC 1715

ANEXO G.
Catalogo de Elementos de Retención.

CATALOGO DE PRODUCTOS



OCTUBRE 2000



DESIGNACION: Para diámetro del agujero 40 mm.

Anillo de seguridad 40 I DIN 472

Med. Nom. d1	ANILLO								RANURA				Fuerza Axial KG. ≤																								
	s h11	a max.	b ≈	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13	n min.																									
8	0,8	2,4	1,1	8,7	+0,36 -0,10	3	1	0,123	8,4	H11 +0,09 -0	0,90	0,6	170																								
9		2,5	1,3	9,8		3,7		0,150	9,4																												
10	1	3,2	1,4	10,8		3,3	1,2	0,267	10,4					H11 +0,11 -0	1,1	0,75	310																				
11		3,3	1,5	11,8		4,1	0,310	11,4																													
12		3,4	1,7	13		4,9	1,5	0,370	12,5																												
13		3,6	1,8	14,1		5,3	0,420	13,6																													
14		3,7	1,9	15,1		6,2	1,7	0,520	14,6									15,7	16,8	1,1	1,2	515															
15																							7,2	0,560													
16		3,8	2	17,3		8	0,600	16,8	17,8									19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
17		3,9	2,1	18,3		8,8	0,650	17,8	19									20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	
18		1,2	4,1	2,2	19,5	+0,42 -0,13	9,4	2	0,740	19	H11 +0,13 -0	1,3	2,1					1580																			
19			20,5	10,4	0,830		20		21	22									23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38			
20	2,3		21,5	11,2	0,900		21		22	23				24	25	26	27		28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38								
21	2,4		22,5	12,2	1,000		22		23	24				25	26	27	28		29	30	31	32	33	34	35	36	37	38									
22	4,2		2,5	23,5	13,2		13,6		14,8	15,5				1,100	23	H12 +0,21 -0	1,3		2,1	1635																	
23																					24,6	13,6	1,340	24,1	25,2	26,2	27,2	28,4	29,4	30,4	31,4	32,7	33,7	34,7	35,7	37	38
24	4,4		2,6	25,9	+0,42 -0,21		14,8		2	1,420				25,2	26,2	27,2	28,4		29,4	30,4	31,4	32,7	33,7	34,7	35,7	37	38	39	40								
25	4,5		2,7	26,9	15,5		1,500		26,2	27,2				28,4	29,4	30,4	31,4		32,7	33,7	34,7	35,7	37	38	39	40											
26	1,5		4,7	2,8	27,9		16,1		16,5	17,9				1,540	27,2	H12 +0,25 -0	1,6		3	2980																	
27																					29,1	16,5	1,590	28,4	29,4	30,4	31,4	32,7	33,7	34,7	35,7	37	38	39	40		
28		4,8	3	31,1	18,5	17,9	18,5	1,610	29,4	30,4	H12 +0,25 -0	1,6	3	3070																							
29															32,1	18,5	1,729	30,4	31,4	32,7	33,7	34,7	35,7	37	38	39	40										
30		5,2	3,2	33,4	19,9	20	20,6	2,060	31,4	32,7	H12 +0,25 -0	1,6	3	3070																							
31															34,4	20	2,100	32,7	33,7	34,7	35,7	37	38	39	40												
32		20 20,6 22,6 23,6	3,3	35,5	20,8	20,6	20,8	2,210	33,7	34,7	H12 +0,25 -0	1,6	3	3070																							
33															36,5	20,8	2,200	34,7	35,7	37	38	39	40														
34			3,4	37,8	23,6	23,6	23,6	22,6	3,200	35,7	37	H12 +0,25 -0	1,6	3	3070																						
35																38,8	23,6	3,540	37	38	39	40															
36	24,6		3,5	38,8	24,6	24,6	24,6	3,700	38	39	H12 +0,25 -0	1,6	3	3070																							
37															39,8	24,6	3,740	39	40																		
38	3,7		40,8	26,4	26,4	26,4	26,4	3,900	40	40	H12 +0,25 -0	1,6	3	3070																							

DIMENSIONES EN MM.

Med. Nom. d1	ANILLO								RANURA				Fuerza Axial KG. ≤
	s h11	a max.	b ≈	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13	n min.	
39	1,5	5,6	3,8	42	+0,5 -0,25	26,5	2,5	3,620	41	H12 +0,25 -0	1,60	3,5	3560
40	1,75	5,8	3,9	43,5	+0,9 -0,39	27,8		4,700	42,5		1,85	3,8	4050
41		4	44,5	28		4,980		43,5	4150				
42		5,9	4,1	45,5		29,6		5,400	44,5				4250
43		4,2	46,5	29,7		5,470		45,5	4340				
44		6	47,5	31		5,720		46,5	4430				
45		6,2	4,3	48,5		32		6,000	47,5				4520
46		6,3	4,4	49,5		32,2		6,200	48,5				4620
47		6,4	4,4	50,5		33,5		6,400	49,5				4720
48		6,4	4,5	51,5		34,6		6,700	50,5				4820
50		2	6,5	4,6		54,2	+1,1 -0,46	36,3	2,5	7,300			53
51	4,7		55,2	36,5	8,510	54		6185					
52	56,2		37,9	8,200	55	6300							
53	6,7		4,9	57,2	38,5	9,210		56	6415				
54	5		58,2	39	9,710	57		6535					
55	59,2		40,7	8,300	58	6650							
56	6,8		5,1	60,2	41,7	8,700		59	6750				
57	61,2		42,2	9,970	60	8055							
58	6,9		5,2	62,2	43,5	10,500		61	7000				
60	5,4		64,1	44,7	11,100	63		7250					
62	7,3	5,5	66,2	46,7	11,200	65	7480						
63	5,6	67,2	47,7	11,700	66	7580							
65	2,5	7,6	5,8	69,2	+1,3 -0,54	49	3	14,300	68	H12 +0,35 -0	2,65	5,3	7820
67		7,7	6	71,5		50		17,500	70				8055
68		6,1	72,5	51,6		16,000		71	8170				
70		7,8	6,2	74,5		53,6		16,500	73				8420
72		6,4	76,5	55,6		18,100		75	8650				
75		6,6	79,5	58,6		18,800		78	9000				
77		7,9	6,7	81,5		59		22,300	80				9235
78		6,8	82,5	60,1		20,400		81	9350				
80		8,5	7	85,5		62,1		22,000	83,5				11200
82		87,5	64,1	24,000		85,5		11500					
85	3	7,2	90,5	66,9	+1,3 -0,54	3,5	25,300	88,5	H12 +0,35 -0	3,15	5,3	11900	
87		8,6	7,3	92,5			68,8	32,120				90,5	12035
88		7,4	93,5	69,9			34,600	91,5				12300	
90		7,6	95,5	71,9			35,000	93,5				12600	
92		8,7	7,8	97,5			73,7	35,900				95,5	12900
95		8,8	8,1	100,5			76,5	38,000				98,5	13300
97		8,2	102,5	78			39,530	100,5				13565	
98		9	8,3	103,5			79	40,500				101,5	13700
100		9,2	8,4	105,5			80,6	42,000				103,5	14000

DIMENSIONES EN MM.

Med. Nom. d1	ANILLO							RANURA				Fuerza Axial KG. ≤	
	s h11	a max.	b ≈	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13		n min.
102	4	9,5	8,5	108	+1,3 -0,54	82	3,5	55,000	106	H13 +0,54 -0	4,15	6	16300
105			8,7	112		85		56,000	109				16800
107			8,8	114		87		58,700	111				17135
108			8,9	115		88		60,000	112				17300
110		10,4	9	117	88,2	90	64,500	114	17600				
112		10,5	9,1	119	90	93	72,000	116	17900				
115		9,3	122	93	74,500	119	18400						
117		10,6	9,5	124	95	96	74,030	121	18720				
118		10,7	9,6	125	96	99	79,250	122	18880				
120		9,7	127	96,9	80,000	124	19200						
122		9,8	129	99	83,960	126	19480						
125		10	132	101,9	85,800	129	19900						
127		10,1	134	104,5	86,500	131	20220						
128		10,2	135	105,5	89,730	132	20380						
130		10,3	137	106,9	92,000	134	20700						
132		10,3	139	109	92,500	136	21020						
135		10,5	142	111,5	96,000	139	21500						
137		10,6	144	114	97,300	141	21820						
138		10,6	145	115	99,200	142	21980						
140		10,7	147	116,5	100,500	144	22300						
142	11,3	10,8	149	119	103,100	146	22600						
145	11,4	10,9	152	121	106,000	149	23100						
147	11,6	11	154	123,5	109,300	151	25860						
148	11,8	11,1	155	124	112,100	152	27240						
150	11,2	158	127,8	115,000	155	30000							
155	11,4	164	129,8	125,000	160	30900							
160	11,6	169	132,7	132,000	165	31900							
165	11,8	174,5	137,7	147,000	170	31960							
170	12,2	179,5	141,6	150,000	175	33900							
175	12,7	184,5	146,6	160,000	180	34800							
180	13,2	189,5	150,2	165,000	185	34500							
185	13,7	194,5	155,2	170,000	190	34930							
190	13,8	199,5	160,2	175,000	195	34000							
195	204,5	165,2	165,2	183,000	200	33000							
200	14	209,5	170,2	195,000	205	32500							

DIMENSIONES EN MM.

- MATERIAL: SAE 1070 IRAM-IAS U 500-179 (SIMILAR C 67, C 75, CK 75 SEGUN DIN 17222)
- DUREZA: HRC: 47 ÷ 54 (d1 4 ÷ d1 48); HRC: 44 ÷ 51 (d1 50 ÷ d1 200)
- Disponible tambien en acero inoxidable.
- Anillos DIN 472 de mayor espesor: Consultar.

ANEXO H

[Planos](#)