

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
F.R. AVELLANEDA

CENTRO DE ESTUDIANTES DE INGENIERÍA TECNOLÓGICA



ASIGNATURA : Proyrcto Final

TITULO : Msquina unica y puente grua

PROFESOR: Ing. Federico Trejo Ponce

ALUMNOS :

Ortiz, Ezequiel Nicolas
Seifert, Matias Nahuel
Francio, Román

CURSO :

5°1°

ESPECIALIDAD : Ing. Mecánica

GRUPO:

FECHA DE REALIZACIÓN : 19/11/2019

FECHA Y FIRMA DE APROBACIÓN DEL TP :

FIRMA DEL ALUMNO :

Proyección de Serie de Válvulas Esféricas

Índice

1) Objetivo.....	3
2) Alcance.....	3
3) Estudio de mercado	3
4) Definición de válvulas esféricas.....	7
4.1) Pasaje total:	8
4.2) Pasaje reducido:	9
4.3) Válvula roscada:.....	11
5) Norma BS 5351	12
5.1) Alcances.....	12
5.2) Mínima presión/temperatura de asientos para válvulas esféricas	12
5.3) Mínimo diámetro de cuerpo y esfera	13
5.4) Espesor de pared	13
5.5) Fuerza en manivelas y volantes.....	14
5.6) Diseño anti-estático.....	14
5.7) Tolerancias.....	15
5.8) Dimensiones de cara de Brida.....	16
6) Norma ASME B16.10-2000.....	17
6.1) Distancia entre bridas adoptada:	17
6.2) Rangos de presión y temperatura	20
7) Ranura para O ‘ring.....	21
8) Desarrollo de Trabajo Práctico:.....	22
9) Pasaje Total	22

9.1) Diseño de la esfera de Pasaje:	22
9.2) Diseño de Vástago e internos de sello.....	24
9.3) Diseño del cuerpo.....	28
10) Pasaje Reducido	33
10.1) Diseño del cuerpo.....	33
11) Proyección de Serie de Válvulas	39
12) Medidas típicas.....	40
12.1) Pasaje Total	40
12.2) Pasaje Reducido	41
13) Planos:	42
14) Bibliografía.....	43

1) Objetivo

El trabajo práctico consiste en el desarrollo de una serie de válvulas esféricas de pasaje total y reducido, donde hemos realizando un estudio de mercado para determinar cuáles son las más utilizadas en la industria, los diseños más convenientes para su fabricación y luego poder realizar un proyecto viable.

También se nos pidió como adicional la racionalización de los repuestos y la intercambiabilidad de los mismos.

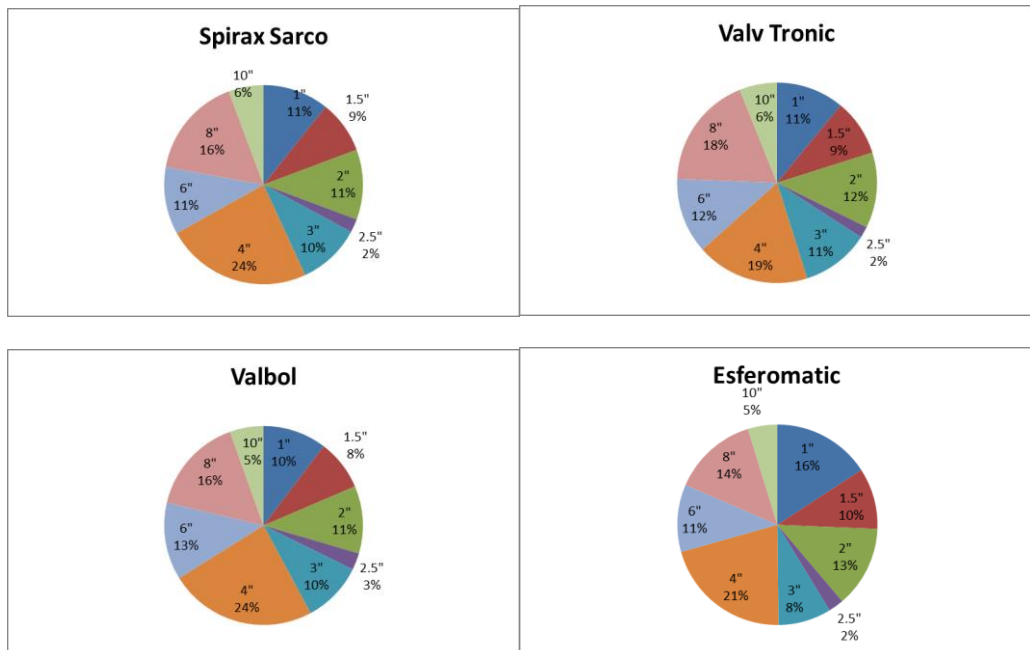
2) Alcance

El diseño y desarrollo de nuestro proyecto abarcará las series 150, 300 y 600 tanto en pasaje total como en reducido. Respetando las normas correspondientes para su construcción.

Se nos pidió que abarquemos los diámetros entre 1” y 10”.

3) Estudio de mercado

En un principio, en este estudio analizamos cuales eran los diámetros más utilizados en el mercado, comparando las medidas normalizadas y obteniendo así el siguiente gráfico, en los que se indican las medidas más vendidas por otros fabricantes:




(*)Datos tomados de la facturación de las empresas.

Además de ver los datos de facturación de las empresas, realizamos un relevamiento de los catálogos de otros fabricantes, y determinamos que de nuestra familia de válvulas eliminaremos la medida de 2,5” ya que tiene bajo nivel de venta y no se encuentra detallado en la mayoría de los catálogos.

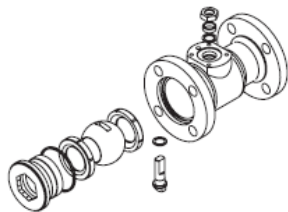
El diseño del cuerpo está basado en el realizado por el Ing. Jorge Snajderman (el cual se encuentra en el apunte brindado para la materia Diseño mecánico DM 011), sumándoles algunas modificaciones con respecto a los modelos de las empresas detalladas anteriormente y a su vez observando detalles de los distintos sellos, asientos de la esfera y O´ring que vamos a utilizar en nuestro diseño. Durante el desarrollo de este trabajo se verán los catálogos utilizados y las normas aplicadas para el diseño.

A continuación mostramos algunos ejemplos tomados de los catálogos en los cuales se baso nuestro diseño.

Diseños de válvulas
 Modelo “L”

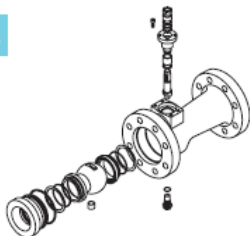


1 **Diseño 1**
 • Cuerpo unitario • Esfera flotante • Asientos blandos macizos



El cuerpo de una sola pieza implica una reducción al mínimo de posibilidades de fuga de fluido a través del mismo y otorga máxima seguridad. Este diseño también brinda una elevada resistencia estructural, asegurando la rigidez de la cañería y tiene una alta capacidad de soportar choques térmicos o mecánicos. La esfera flotante combinada con los asientos de TR (PTFE reforzado), aseguran una gran eficiencia de bloqueo en un amplio rango de presiones y temperaturas.

3 **Diseño 3**
 • Cuerpo unitario • Esfera guiada por tapón • Asientos metálicos con insertos blandos



A las ventajas ya descriptas del cuerpo unitario, se le suma el diseño de esfera con doble guía, que permite aliviar la presión sobre los asientos, obteniéndose una mayor vida útil de los mismos. El sistema de asientos metálicos permite el doble bloqueo de la línea.

Asientos de válvulas de esfera flotante:



Modelos TR, TK y PK

Esferomatic estandarizó sus asientos con PTFE reforzado macizo, aptos para una amplia gama de fluidos de proceso, de baja y mediana temperatura. Para el uso en altas temperaturas, este tipo de asiento se denomina TK. En forma especial se fabrican asientos similares de PEEK, denominados PK aptos para muy altas temperaturas y presiones.

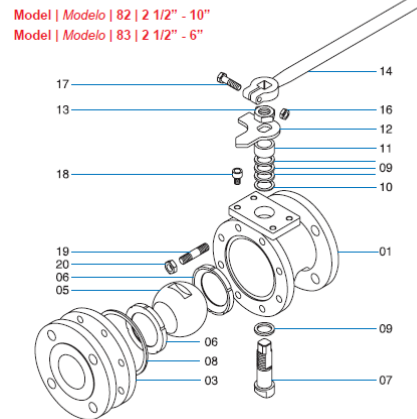
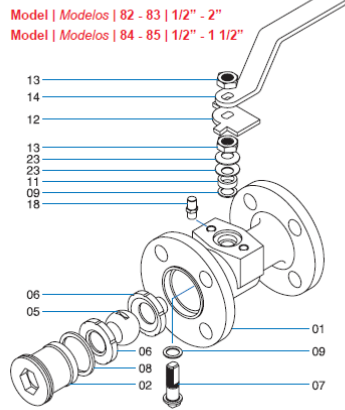
Model | Modelos | 82 - 83 - 84 - 85 - 86



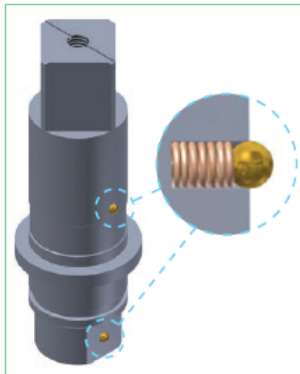
VALBOL

Válvulas Worcester de Argentina S.A.

Typical valve parts assembly | *Despiece de los componentes.*



Para el diseño del vástago realizamos un estudio de torsión y tomando medidas de la competencia, para poder realizar una válvula más compacta y así poder ser competitivos. Un detalle muy importante fue la colocación un sistema antiestático en el vástago para asegurar la continuidad eléctrica de toda la válvula. También observamos los materiales que utilizaban para la fabricación de los sellos y su disposición.



«« Dispositivo anti-estático:

Todas las válvulas Esferomatic cuentan con un dispositivo de continuidad eléctrica entre la esfera, el vástago y el cuerpo, que permite descargar la corriente estática generada por el pasaje del fluido en la válvula. Dicho dispositivo es mecánico, y ajustable a medida que se produce el desgaste del vástago por el uso.



«« El prensa, válvula de Esfera Flotante:

El prensa de las válvulas de esfera flotante de 1/2" o mayores, presenta juntas de grafito y O'Ring de Viton en el vástago, según diseño; esto le proporciona una gran hermeticidad, aún con altas temperaturas.

El vástago es reforzado e inexpulsable, y dispone además de un buje metálico antifricción, que lo hace apto para servicio pesado.

El sistema de vástago cuenta con un juego de resortes a platillo que mantienen constante la compresión de las juntas y que no necesita mantenimiento alguno.

El tope es independiente de la palanca, para prevenir la pérdida de las referencias de cierre ante la eventual extracción de la misma.

El diseño de la manivela de la válvula fue más convencional, pero hubo que adaptarlo para cada tamaño, con el objetivo de evitar el aprisionamiento entre válvula y la mano del operario. Adicionalmente a esto tuvimos en cuenta realizarla de manera fundida y no de chapa, ya que de esta manera la fuerza que se puede realizar es mayor, y debido a su forma es más fácil de obtener.

El modelado de los dos cuerpos de la válvula de pasaje total es por una cuestión de mantenimiento, es decir para hacerlo más sencillo. Este punto del trabajo se encuentra más detallado en el desarrollo de este trabajo en donde se explica los criterios utilizados.

Al contrario con la de pasaje reducido, en donde se tomó la decisión de utilizar un cuerpo enterizo, ya que por una cuestión de costos era más rentable (al poseer menor cantidad de material, y menos procesos de arranque de viruta), brindándonos una disminución del costo considerable.

Los paquetes de sellos se obtuvieron de catálogo, pero realizando algunos cambios, los cuales están detallados en el desarrollo.

4) Definición de válvulas esféricas

Una **válvula de esfera o esférica**, es un mecanismo de llave de paso que sirve para regular el flujo de un fluido canalizado y se caracteriza por poseer en su interior una esfera perforada para restringir en más o menos el paso de este.

Se abre mediante el giro del eje unido a la esfera perforada, de tal forma que permite el paso del fluido cuando está alineada la perforación con la entrada y la salida de la válvula. Cuando la válvula está cerrada, el agujero estará perpendicular a la entrada y a la salida. La posición de la manilla de actuación indica el estado de la válvula (abierta o cerrada).

Este tipo de válvulas no ofrecen una regulación precisa al ser de $\frac{1}{4}$ de vuelta. Su ventaja es que la bola perforada permite la circulación directa en la posición abierta con una pérdida de carga bastante más reducida que las de asiento, y corta el paso cuando se gira la manivela a 90° y cerrando el conducto en su totalidad.

Las válvulas de bola manuales pueden cerrarse rápidamente, lo que puede producir un golpe de ariete. Por ello y para evitar la acción humana pueden estar equipadas con un *servomotor* ya sea neumático, hidráulico o motorizado.

Atendiendo al número de conexiones que posee la válvula, puede ser de dos o tres vías. En este trabajo práctico nos abocaremos a las de dos vías.

Las válvulas con cuerpo de una sola pieza son siempre de pequeña dimensión y paso reducido. Este tipo de construcción hace que la válvula tenga un precio reducido.

Las válvulas con cuerpo de dos piezas suelen ser de paso estándar. Este tipo de construcción permite un recambio más veloz.

Las válvulas de tres piezas permiten desmontar fácilmente la *bola*, el *asiento* o el *vástago* ya que están situados en la pieza central. Esto facilita la limpieza de sedimentos y remplazo de partes deterioradas sin tener que desmontar los elementos que conectan con la válvula.

4.1) Pasaje total:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas.

Ventajas:

- Bajo costo.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.
- Cierre hermético con baja torsión (par).

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas se pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidables, titanio, tantalio, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Instrucciones especiales para instalación y mantenimiento

- Dejar suficiente espacio para accionar una manija.
- Se deben tener en cuenta la distancia entre bridas al momento de su colocación.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.

Para el caso de la Serie de válvulas de pasaje total hemos realizando un estudio de mercado (revisando el producto de los competidores, costo de fabricación y maquinarias necesarias) tomando así la decisión de proyectar válvulas de dos cuerpo, debido a la facilidad que tiene para su montaje y mantenimiento.



Imagen a modo ilustrativo

4.2) Pasaje reducido:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas.

Ventajas:

- Bajo costo contra las de pasaje total.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas son pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidable, titanio, tántalo, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Instrucciones especiales para instalación y mantenimiento

- Dejar suficiente espacio para accionar una manija.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.

Para el caso de la Serie de válvulas de pasaje reducido hemos realizando un estudio de mercado (revisando el producto de los competidores, costo de fabricación y maquinarias necesarias) tomando así la decisión de proyectar válvulas de un cuerpo, debido a la facilidad que tiene para su montaje y mantenimiento.



Imagen a modo ilustrativo

4.3) Válvula roscada:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas, utilizadas generalmente para servicios de gas

Ventajas:

- Bajo costo.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas son pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidable, titanio, tantaló, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.



Imagen a modo ilustrativo

5) Norma BS 5351

5.1) Alcances

Esta norma especifica la presión y temperatura del asiento y cuerpo de las válvulas y el diseño, incluyendo materiales, dimensiones, operación, performance, prueba y calificación. También da el espesor de pared, característica antiestática y prueba de fuego.

5.2) Mínima presión/temperatura de asientos para válvulas esféricas

Table 3. Minimum pressure/temperature seat ratings for ball valves											
Nominal size of valve (DN)		Service temperature (°C)									
		-30 to 40	50	75	90	100	125	150	175	200	230
Full bore	Reduced bore	Minimum non-shock pressure									
		bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar
8 to 20	8 to 25	69	66	56	51	47	38	29	20	11	0
25 to 65	32 to 80	50	49	48	48	47	38	29	20	11	0
80 to 100	100 to 150	42	42	42	42	39	32	24	17	9	0
150	200 to 250	31	31	31	31	29	23	18	12	7	0
200 to 400	300 to 400	21	21	21	21	20	16	12	8	5	0

NOTE 1. The pressure/temperature ratings given in table 3 are based on seat rings made from PTFE resins without fillers, of virgin material completely free of reclaimed processed material (see 10.3).

NOTE 2. See table 1 for equivalent nominal size (in).

NOTE 3. 1 bar = 100 kN/m² = 100 kPa.

5.3) Mínimo diámetro de cuerpo y esfera

Table 9. Minimum ball and body port diameters PN 10, PN 16, Class 150, PN 25, PN 40, Class 300, Class 600 and Class 800

Nominal size (DN)	Minimum diameter		
	Reduced bore valves PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 to 800	Full bore valves	
		PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 and 300	Classes 600 and 800
	mm	mm	mm
8	6	6	6
10	6	9	9
15	9.0	12.5	12.5
20	12.5	17	17
25	17	24	24
(32)	23	30	30
40	28	37	37
50	36	49	49
(65)	50	64	64
80	57	75	75
100	75	98	98
150	98	148	148
200	144	198	198
250	187	248	245
300	228	298	295
350	266	335	325
400	305	380	375

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).

5.4) Espesor de pared

El mínimo espesor de pared que contiene la presión la da la tabla 10 de la norma, a continuación:

Table 10. Shell thickness

Nominal size (DN)	Minimum shell thickness							
	PN 10	PN 16	Class 150	PN 25	PN 40	Class 300	Class 600	Class 800 *
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	—	—	—	—	—	—	—	3.3
10	—	—	—	—	—	—	—	3.5
15	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	5.0	4.0
20	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	5.0	4.3
25	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	6.0	6.0	5.0
(32)	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	7.0	7.0	5.6
40	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	7.0	7.0	5.6
50	6.5	6.5	7.0	7.5	8.0	8.0	8.0	6.1
(65)	6.5	7.0	7.0	7.5	8.0	8.0	9.0	—
80	6.5	7.0	7.0	7.5	8.0	9.0	10.0	—
100	7.5	7.5	8.0	8.0	9.0	10.0	12.0	—
150	8.0	9.0	9.0	9.0	11.0	12.0	16.0	—
200	9.0	10.0	10.0	11.0	13.0	14.0	20.0	—
250	9.5	11.0	11.0	12.0	14.0	16.0	23.0	—
300	11.0	12.0	12.0	13.0	16.0	18.0	27.0	—
350	11.0	12.5	13.0	14.0	17.5	20.0	29.0	—
400	12.0	14.0	14.0	16.0	19.0	22.0	32.0	—

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).

5.5) Fuerza en manivelas y volantes

Cuando se utilizan manivelas o volantes, la fuerza que deban soportar está en la tabla 12 a continuación:

Valve size	Force
	N
15	350
20	350
25	450
40	600
50	700
80	700
100	700
150	700
200	700
250	700
300	700
350	700
350	700
400	700

5.6) Diseño anti-estático

Las válvulas incorporan una característica anti-estática que asegura la continuidad eléctrica entre el vástago y el cuerpo de la válvula y también entre el vástago y la esfera. Esto se logra realizando un pequeño orificio en el vástago para colocar en su interior una esfera con un resorte, este conjunto permite que las piezas se encuentren siempre en contacto evitando una posible descarga estática accidental.

5.7) Tolerancias

(Fig. II-13 of Mandatory Appendix II), and the height shall provide lengths as specified in Fig. 11 or 12 (Fig. II-11 or II-12 of Mandatory Appendix II).

6.12.6 Size. Unless otherwise specified, auxiliary connections shall be of the pipe sizes given below.

Fitting Size	Connection Size (NPS)
2 ≤ NPS ≤ 4	½
5 ≤ NPS ≤ 8	¾
NPS ≥ 10	1

6.12.7 Designating Locations. The designation of locations for auxiliary connections for flanged fittings is shown in Fig. 15. A letter is used to designate each location.

7 TOLERANCES

7.1 General

For the purpose of determining conformance with this Standard, the convention for fixing significant digits where limits, maximum or minimum values, are specified shall be rounded as defined in ASTM Practice E 29. This requires that an observed or calculated value shall be rounded to the nearest unit in the last right-hand digit used for expressing the limit. The listing of decimal tolerances does not imply a particular method of measurement.

7.2 Center-to-Contact Surfaces and Center-to-End Tolerances

Required tolerances for various flanges and flanged fitting elements are as follows:

(a) Center-to-Contact Surfaces Other Than Ring Joint

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
NPS ≥ 12	±1.5 mm (±0.06 in.)

(b) Center-to-End (Ring Joint)

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
NPS ≥ 12	±1.5 mm (±0.06 in.)

(c) Contact Surface-to-Contact Surface Other Than Ring Joint

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±2.0 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 12	±3.0 mm (±0.12 in.)

(d) End-to-End (Ring Joint)

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±2.0 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 12	±3.0 mm (±0.12 in.)

7.3 Facings

(13)

Tolerances that apply to both flange and flanged fitting facings are as follows:

(a) Inside and outside diameter of large and small tongue and groove and female, ±0.5 mm (±0.02 in.).

(b) Outside diameter, 2.0 mm (0.06 in.) raised face, ±1.0 mm (±0.03 in.).

(c) Outside diameter, 7.0 mm (0.25 in.) raised face, ±0.5 mm (±0.02 in.).

(d) Ring joint groove tolerances are shown in Table 5 (Table II-5 of Mandatory Appendix II).

Tolerances that apply to flanges are as follows:

(e) Perpendicularity of the face with the bore

Size	Tolerance
NPS ≤ 5	1 deg
NPS ≥ 6	0.5 deg

7.4 Flange Thickness

(13)

Required tolerances for flange thickness are as follows:

Size	Tolerance
NPS ≤ 18	+3.0, -0.0 mm (+0.12, -0.00 in.)
NPS ≥ 20	+5.0, -0.0 mm (+0.19, -0.00 in.)

The plus tolerance is applicable to bolting bearing surfaces whether as-forged, as-cast, spot-faced, or back-faced (see para. 6.6).

7.5 Welding End Flange Ends and Hubs

7.5.1 Outside Diameter. Required tolerances for the nominal outside diameter dimension *A* of Figs. 7 and 8 (Figs. II-7 and II-8 of Mandatory Appendix II) of welding ends of welding neck flanges are as follows:

Size	Tolerance
NPS ≤ 5	+2.0, -1.0 mm (+0.09, -0.03 in.)
NPS ≥ 6	+4.0, -1.0 mm (+0.16, -0.03 in.)

7.5.2 Inside Diameter. Required tolerances for the nominal inside diameter of welding ends of welding neck flanges and smaller bore of socket welding flanges (dimension *B* in the referenced figures) are as follows:

(a) For Figs. 7 and 8 (Figs. II-7 and II-8 of Mandatory Appendix II) and Fig. 4, the tolerances are

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
12 ≤ NPS ≤ 18	±1.5 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 20	+3.0, -1.5 mm (+0.12, -0.06 in.)

(b) For Fig. 9 (Fig. II-9 of Mandatory Appendix II), the tolerances are

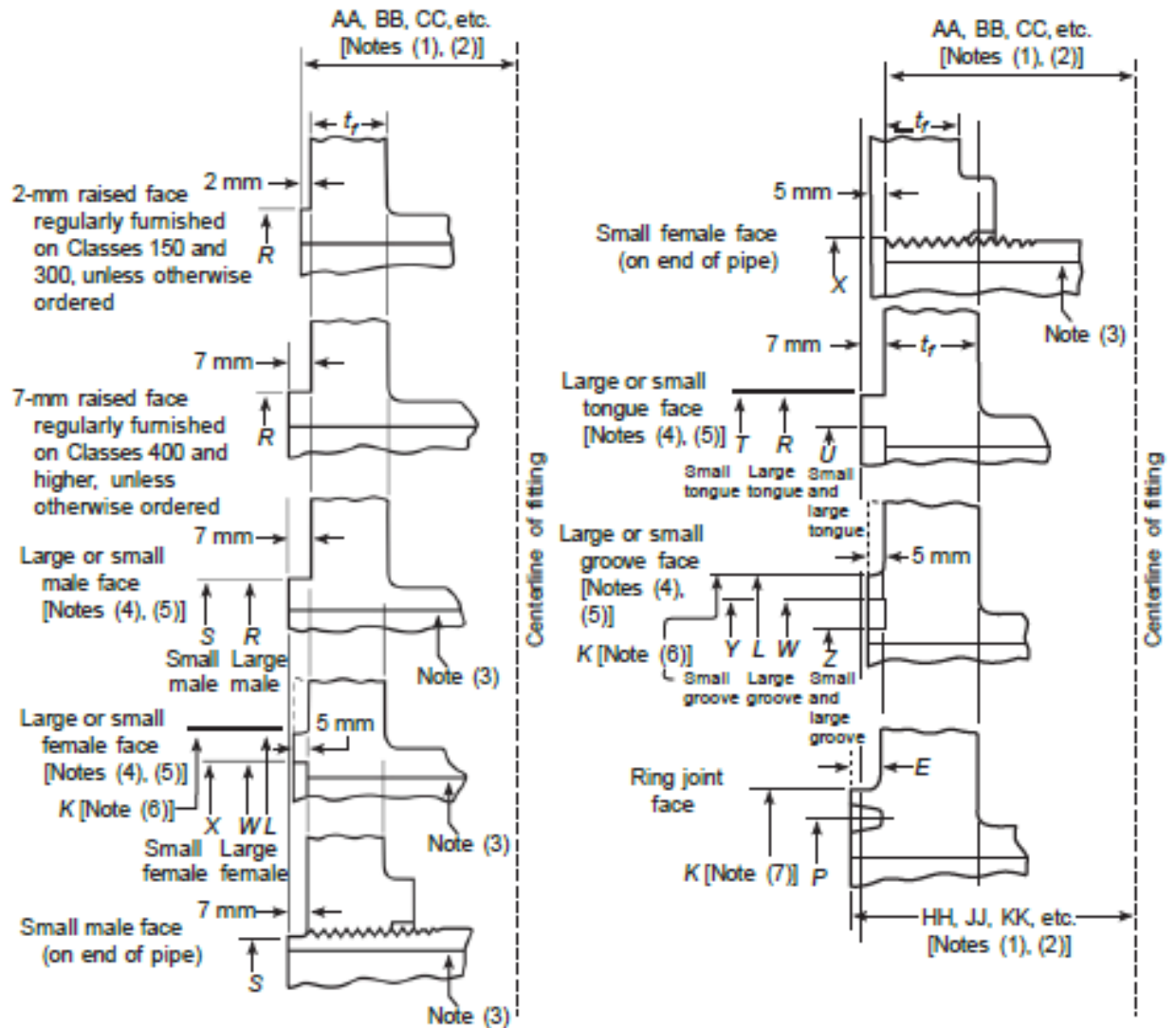
Size	Tolerance
NPS ≤ 10	+0.0, -1.0 mm (+0.0, -0.03 in.)
NPS ≥ 12	+0.0, -1.5 mm (+0.0, -0.06 in.)

7.5.3 Backing Ring Contact Surface. Required tolerances for the bore of the backing ring contact surface of

5.8) Dimensiones de cara de Brida

ASME B16.5-2013

Fig. 6 End Flange Facings and Their Relationship to Flange Thickness and Center-to-End and End-to-End Dimensions



6) Norma ASME B16.10-2000

6.1) Distancia entre bridas adoptada:

Para la selección de la distancia entre bridas utilizamos la norma ASME B16.10-2000, la cual según la serie adoptada nos da las medidas de las mismas:

Serie 150

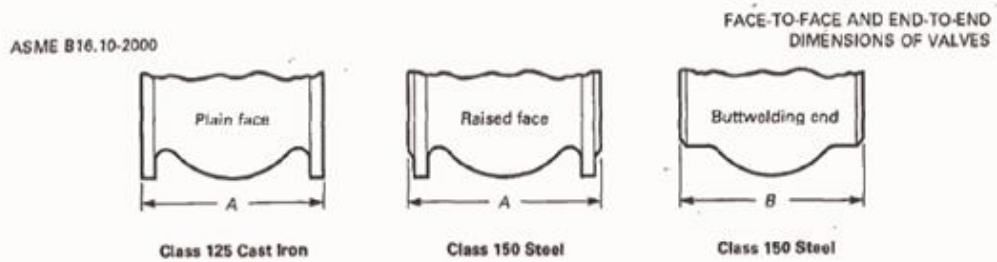
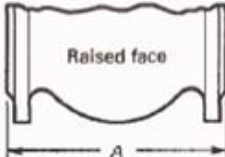


TABLE 1 CLASS 125 CAST IRON FLANGED AND CLASS 150 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS


Nominal Valve Size	NPS	DN	Class 125 Cast Iron					Class 150 Steel			
			Flanged End (Flat Face)					Flanged End (2 mm Raised Face) and Welding End			
			Gate, Solid Wedge and Double Disc, A	Plug		Globe, Lift Check, and Swing Check [Note (1)], A	Angle and Lift Check, D	Gate		Solid Wedge, Double Disc, and Conduit, B	Plug
Short Pattern, A	Regular and Venturi Pattern, A	Round Port, Full Bore, A	Conduit, A	Short Pattern, A							
1/4	8	102	...	102	...
3/8	10	102	...	102	...
1/2	15	108	...	108	...
3/4	20	117	...	117	...
1	25	...	140	140 (3)	140	127	...	127	140
1 1/2	32	165 (3)	152	140	...	140	...
2	40	...	165	165 (3)	165	165	...	165	165
2 1/2	60	178	178	190 (3)	190	203	102	178	178	216	178
3	65	190	190	210 (3)	210	216	108	190	190	241	190
4	80	203	203	229 (3)	229	248	146	203	203	282	203
6	100	229	229	229 (3)	305	292	146	229	229	305	229
8	125	254	254	356 (3)	381	330	165	254	...	381	254
10	150	267	267	394	457	356	178	267	267	403	267
12	200	292	292	457	559	495	248	292	292	419	292
14	250	330	330	533	660	622	311	330	330	457	330
16	300	356	356	610	762	698	349	356	356	502	356
18	350	381 (2)	...	686	...	787	394	381	381	572	...
20	400	406 (2)	...	762	...	914 (5)	457	406	406	610	...
24	450	432 (2)	...	864	432	432	660	...
28	500	467 (2)	...	914	457	457	711	...

Serie 300

FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS OF VALVES ASME B16.10-2000



Class 250 Cast Iron
and Class 300 Steel



Class 300 Steel

TABLE 2 CLASS 250 CAST IRON FLANGED AND CLASS 300 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO FACE AND END-TO-END DIMENSIONS

Nominal Valve Size		Class 250 Cast Iron						Class 300 Steel		
		Flanged End (2 mm Raised Face)						Flanged and Welding End		
		Gate, Solid Wedge and Double Disc, A	Plug			Globe, Lift Check, and Swing Check, A	Angle and Lift Check, D	Ball		
			Short Pattern, A	Regular Pattern, A	Venturi Pattern, A			Long Pattern, A	Short Pattern, A and B	Long Pattern, B
NPS	DN									
1/2	15	140	140	...
3/4	20	152	152	...
1	25	159	165	165	...
	32	178	178	...
1 1/2	40	190	190	190	190
2	50	216	184	216	...	267	133	216	216	216
2 1/2	65	241	203	241	...	292	146	241	241	241
3	80	282	235	282	...	318	159	282	282	282
4	100	305	267	305	...	356	178	305	305	305
	125	381	...	387	...	400	200
6	150	403	378	425	403	444	222	403	403	457
8	200	419	...	502	419	533	267	502	419	521
10	250	457	568	597	457	622	311	568	457	559
12	300	502	648	711	502	711	356	...	502	635
14	350	572	762	762	572	762
16	400	610	838	838	610	838
18	450	660	914	914	660	914
20	500	711	991	991	711	991
22	550	1110	1092	...	1092
24	600	787	1143	1143	813	1143

Serie 600

ASME B16.10-2000

FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS OF VALVES

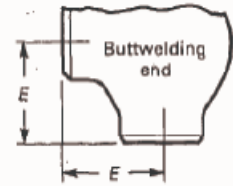
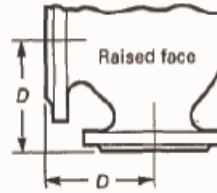
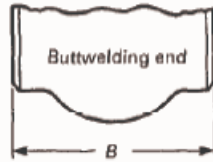
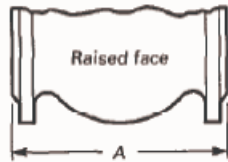


TABLE 3 CLASS 600 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO FACE AND END-TO-END DIMENSIONS

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Class 600 Steel											
Flanged End (7 mm Raised Face and Welding End)											
Nominal Valve Size	NPS	DN	Ball	Gate		Plug		Globe Lift Check, and Swing Check, Long Pattern, A and B	Globe Lift Check, and Swing Check, Short Pattern [Note (1)], B	Angle and Lift Check, Long Pattern, D and E	Angle and Lift Check, Short Pattern [Note (1)], E
			Long Pattern, A and B	Solid Wedge, Double Disc, and Conduit, Long Pattern, A and B	Short Pattern, [Note (1)], B	Regular and Venturi Pattern, A and B	Round Bore, Full Port, A				
1/2	15	15	165 (2)	165	...	83	...
3/4	20	20	190 (2)	190	...	95	...
1	25	25	216	133	216 (4)	254	...	216	133	108	...
	32	32	229	146	229 (4)	229	146	114	...
1 1/2	40	40	241	241	152	241	318	...	241	152	121
2	50	50	292	292	178	292	330	...	292	178	146
2 1/2	65	65	330	330	216	330	381	...	330	216	165
3	80	80	356	356	254	356	444	...	356	254	178
4	100	100	432	432	305	432	508	559	432	305	216
	125	125	508	508	381	508	381	254	216
6	150	150	559	559	457	559	660	711	559	457	279
8	200	200	660	660	584	660	794	845	660	584	330
10	250	250	787	787	711	787	940	1016	787	711	394
12	300	300	838	838	813	838	1067	1067	838	813	419
14	350	350	889	889	889	889	889 (6)
16	400	400	991	991	991	991	991 (6)
18	450	450	1092	1092	1092	1092 (5)	1092 (6)
20	500	500	1194	1194	1194	1194 (5)	1194 (6)
22	550	550	1295	1295	...	1295 (5)	1295 (6)
24	600	600	1397	1397	1397	1397 (5)	1397 (6)

6.2) Rangos de presión y temperatura

Para los rangos de presión y temperatura que soportaran las válvulas, también se encuentra tabulado dentro de la norma ASME B16.5°-1998.

STD. ASME B16.5A-ENGL 1998 ■ 0759670 0608509 430 ■

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

ASME B16.5a-1998

TABLES 2
PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS FOR
GROUPS 1.1 THROUGH 3.17 MATERIALS

TABLE 2-1.1 RATINGS FOR GROUP 1.1 MATERIALS

(a)

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C-Si	A 105 (1)	A 216 Gr. WCB (1)	A 515 Gr. 70 (1)
C-Mn-Si	A 350 Gr. LF2 (1)		A 516 Gr. 70 (1)(2) A 537 Cl. 1 (3)
C-Mn-Si-V	A 350 Gr. LF6 Cl. 1 (4)		

NOTES:

- (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
- (2) Not to be used over 850°F.
- (3) Not to be used over 700°F.
- (4) Not to be used over 500°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

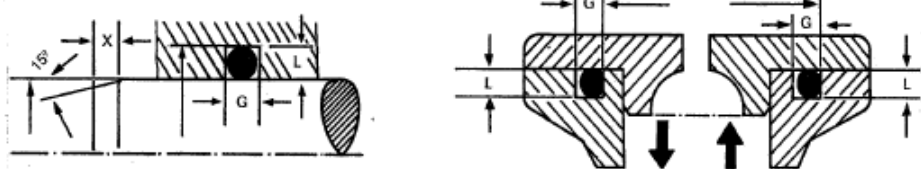
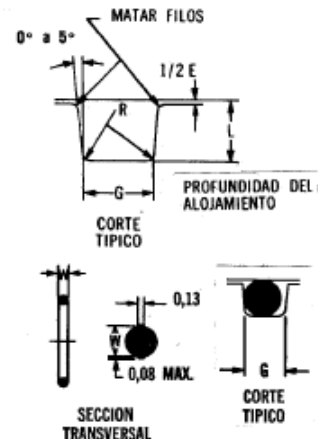
Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

7) Ranura para O 'ring

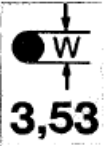
Buscamos un catálogo donde indique los huelgos necesarios para la colocación del O 'ring:

TABLA PARA DISEÑO DE ALOJAMIENTOS ESTATICOS Y DINAMICOS (medidas en milímetros)

Parker Nº	Diam. Int. Cilindro o Alojamiento	Diametro Eje o Vástago	Diametro Real W	Profundidad del Alojamiento L	Ajustamiento		Juego Diametral E	Accho del Alojamiento G	Radio del Alojamiento R	Eccentricidad Máxima e
					REAL	%				
2-004 AL	6	3	1,78	1,25	0,35	20	0,05	2,4	0,1	0,05
2-050	150	125	± 0,08	1,35	0,61	33	0,13	2,5	0,4	
2-110 AL	15	10	2,62	2,05	0,39	15	0,05	3,6	0,1	0,05
2-178	250	250	± 0,08	2,15	0,55	25	0,13	3,8	0,4	
2-210 AL	25	20	3,53	2,80	0,48	13	0,08	4,6	0,2	0,08
2-284	480	460	± 0,10	2,95	0,83	23	0,16	5,0	0,6	
2-325 AL	90	40	5,33	4,30	0,70	13	0,08	7,2	0,5	0,10
2-385	680	680	± 0,13	4,50	1,16	22	0,16	7,4	1,0	
2-425 AL	125	120	6,99	5,75	0,89	13	0,10	9,6	0,5	0,12
2-475	700	700	± 0,15	5,95	1,39	20	0,20	9,8	1,0	
2-206 AL	6	3	1,78	1,40	0,25	14	0,05	2,4	0,1	0,05
2-012	15	10	± 0,08	1,45	0,46	26	0,13	2,6	0,4	
2-110 AL	15	10	2,62	2,25	0,24	9	0,05	3,6	0,1	0,05
2-116	25	20	± 0,08	2,30	0,45	19	0,13	3,8	0,4	
2-210 AL	25	20	3,53	3,05	0,33	9	0,08	4,8	0,2	0,08
2-222	50	40	± 0,10	3,10	0,58	16	0,16	5,0	0,6	
2-325 AL	90	40	5,33	4,65	0,45	8	0,08	7,2	0,5	0,10
2-369	125	120	± 0,13	4,75	0,81	15	0,18	7,4	1,0	
2-425 AL	125	120	6,99	6,00	0,74	10	0,10	9,6	0,5	0,12
2-450	400	400	± 0,15	6,10	1,14	16	0,20	9,8	1,0	



PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.
2-201	4.34	11.40	2-218	31.34	38.40	2-235	78.97	86.03	2-252	132.94	140.00	2-269	221.84	228.90
2-202	5.94	13.00	2-219	32.92	39.98	2-236	82.14	89.20	2-253	136.12	143.18	2-270	228.19	235.25
2-203	7.52	14.58	2-220	34.52	41.58	2-237	85.32	92.38	2-254	139.29	146.35	2-271	234.54	241.60
2-204	9.12	16.18	2-221	36.09	43.15	2-238	88.49	95.55	2-255	142.47	149.53	2-272	240.89	247.95
2-205	10.69	17.75	2-222	37.69	44.75	2-239	91.67	98.73	2-256	145.64	152.70	2-273	247.24	254.30
2-206	12.29	19.35	2-223	40.87	47.93	2-240	94.84	101.90	2-257	148.82	155.88	2-274	253.59	260.65
2-207	13.87	20.93	2-224	44.04	51.10	2-241	98.02	105.08	2-258	151.99	159.05	2-275	266.29	273.35
2-208	15.47	22.53	2-225	47.22	54.28	2-242	101.19	108.25	2-259	158.34	165.40	2-276	278.99	286.05
2-209	17.04	24.10	2-226	50.39	57.45	2-243	104.37	111.43	2-260	164.69	171.75	2-277	291.69	298.75
2-210	18.64	25.70	2-227	53.57	60.63	2-244	107.54	114.60	2-261	171.04	178.10	2-278	304.39	311.45
2-211	20.22	27.28	2-228	56.74	63.80	2-245	110.72	117.78	2-262	177.39	184.45	2-279	329.79	336.85
2-212	21.82	28.88	2-229	59.92	66.98	2-246	113.89	120.95	2-263	183.74	190.80	2-280	355.19	362.25
2-213	23.39	30.45	2-230	63.09	70.15	2-247	117.07	124.13	2-264	190.09	197.15	2-281	380.59	387.65
2-214	24.99	32.05	2-231	66.27	73.33	2-248	120.24	127.30	2-265	196.44	203.50	2-282	405.26	412.32
2-215	26.57	33.63	2-232	69.44	76.50	2-249	123.42	130.48	2-266	202.79	209.85	2-283	430.66	437.72
2-216	28.17	35.23	2-233	72.62	79.68	2-250	126.59	133.65	2-267	209.14	216.20	2-284	456.06	463.12
2-217	29.74	36.80	2-234	75.79	82.85	2-251	129.77	136.83	2-268	215.49	222.55			



8) Desarrollo de Trabajo Práctico:

Para esta parte de proyecto desarrollaremos solamente la familia de válvulas de pasaje total y reducido bridadas, la serie correspondiente a válvulas roscadas la realizara otro miembro del grupo en su respectiva carpeta.

Primero desarrollaremos los pasos para la construcción de la Válvula de Pasaje Total de 1”

Para comenzar el desarrollo del trabajo práctico se buscaron las normas que afectan la construcción de Válvulas esféricas y entre ellas encontramos la norma ASME B16.10-2000 (especifica distancia entre bridas y rangos de presión y temperatura); BS5351 (dentro de la cual se detalla el diámetro mínimo de pasaje de la esfera, espesor de las paredes de la carcasa, etc.).

También se buscaron distintos catálogos para tomarlos como referencia y poder así definir algunos conceptos constructivos.

9) Pasaje Total

9.1) Diseño de la esfera de Pasaje:

El diseño se comenzó con el dibujo de la esfera. En este caso solo la medida del orificio se encontraba especificada en la norma, por lo tanto las demás medidas se tomaron del diseño de otros fabricantes. Para determinar el diámetro exterior se tomo como relación 1.6 veces del diámetro interior.

Para realizar la ranura donde se ubicara el vástago se tomaron las medidas que poseía la esfera de la competencia y determino su profundidad. Luego se buscó que radio poseía una freza de corte lateral de doble filo estándar y se determinó que se utilizaría una de $\varnothing 80$.

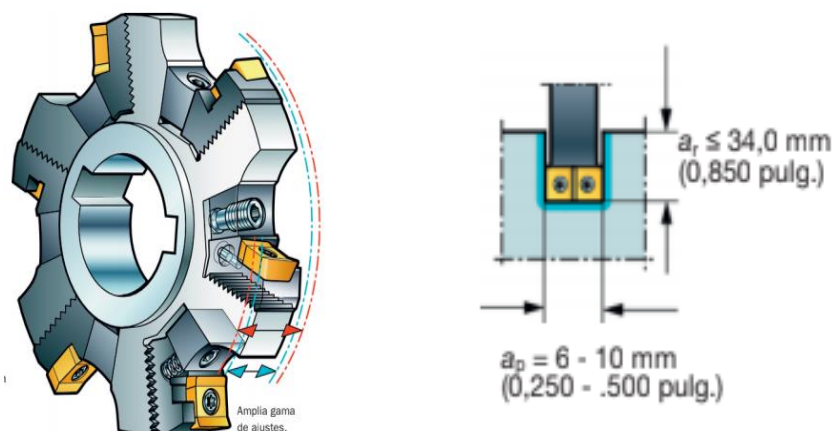
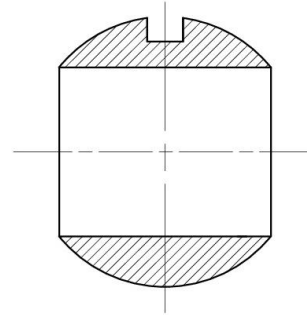


Table 9. Minimum ball and body port diameters PN 10, PN 16, Class 150, PN 25, PN 40, Class 300, Class 600 and Class 800

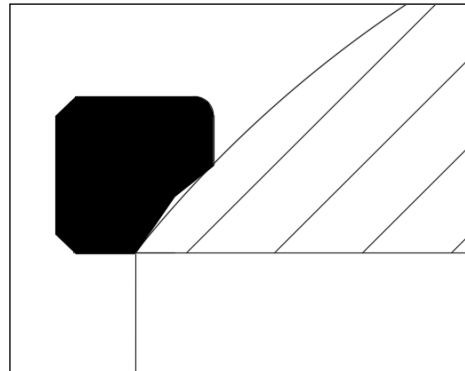
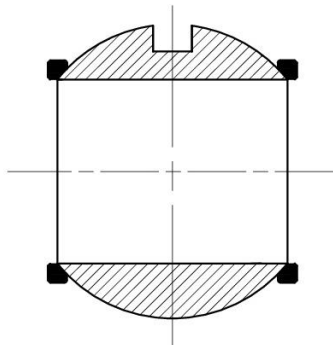
Nominal size (DN)	Minimum diameter		
	Reduced bore valves PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 to 800	Full bore valves	
		PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 and 300	Classes 600 and 800
	mm	mm	mm
8	6	6	6
10	6	9	9
15	9,0	12,5	12,5
20	12,5	17	17
25	17	24	24
(32)	23	30	30
40	28	37	37
50	36	49	49
(65)	50	64	64
80	57	75	75
100	75	98	98
150	98	148	148
200	144	198	198
250	187	248	245
300	228	298	295
350	266	335	325
400	305	380	375

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).



Esfera para Válvula de pasaje Total de 1"

A continuación se pasó al diseño de los sello/asientos de la esfera. Estos se realizaron de 4mmx4mm con las esquinas redondeadas y la parte que se encuentra en contacto con la esfera no resulta ser tangente a la misma, sino que posee una inclinación hacia adentro para que la presión genere un mejor sello entre ambos con el objetivo de evitar posibles fugas o filtraciones.



9.2) Diseño de Vástago e internos de sello

Luego se prosiguió con la construcción del vástago calculando el diámetro mínimo para resistir la fuerza indicada por norma (Tabla 2.5), con esta se determinó el momento que se debería soportar el vástago.

Con estos datos fue posible obtener el diámetro mínimo de diseño, y luego para racionalizar se adoptó un diámetro tal que nos permita usarlo en más de una válvula. Con este criterio se utilizaron para un mismo diámetro de vástago para las válvulas de 1” y 1½”, 2” y 3”, 4” y 6”, 8” y 10”. Esto conlleva a que las demás piezas internas (Sello de teflón, arandela Sello, chapa de tope, arandela Belleville, manivela y tuerca) también se utilicen como se detalló anteriormente.

DN	Ø Nominal de la válvula	Fuerza	Largo de palanca	Momento	Tensión admisible	Ø Vástago	Ø adoptado
	Pulgada	Newton	cm	Kgcm	Kg/cm ²	mm	mm
25	1	450	15	688.78	1680	12.784	16
40	1½	600	15	918.37		14.070	16
50	2	700	27	1928.57		18.018	20
80	3	700	30	2142.86		18.662	20
100	4	700	50	3571.43		22.126	26
150	6	700	66	4714.29		24.272	26
200	8	700	77	5500.00		25.551	28
250	10	700	88	6285.71		26.714	28

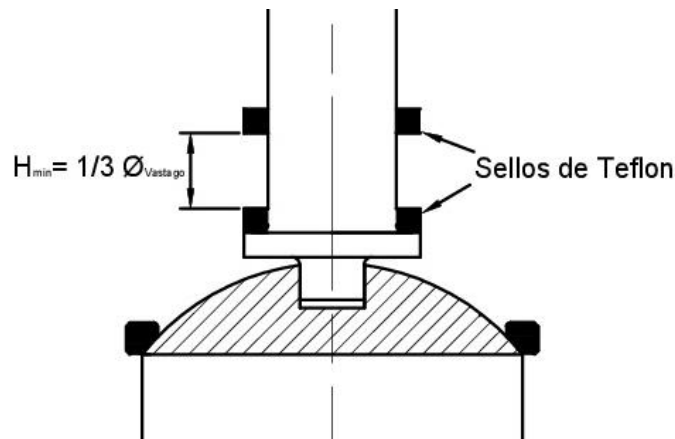
La construcción del vástago se realizó desde la parte inferior, donde se encastra en la esfera hasta la parte superior.

Las dimensiones se tomaron de un vástago que nos facilitó el Ing. Jorge Sznajderman y de allí se adecuaron proporcionalmente a las medidas que nos dieron por cálculo.

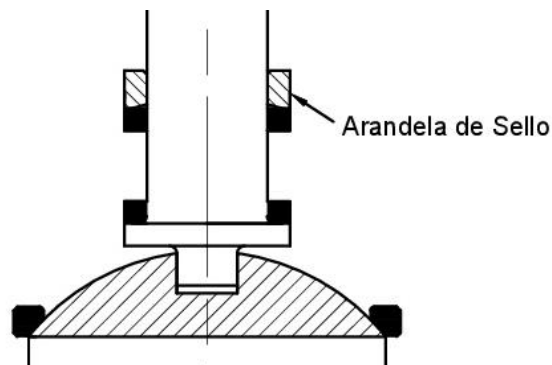
La parte inferior consta de un rectángulo con los bordes redondeados, el cual se encastra en la ranura que posee la esfera. Posee un sombrero donde se apoyara el sello de teflón y continúa con una transición al diámetro adoptado. En la parte superior se realizó la rosca y un frezado en los extremos donde la chapa de tope y la manivela traban para que al girarla, también lo haga el vástago.

El largo final del vástago lo obtuvimos una vez diseñado todos los internos, que se pasaran a explicar a continuación:

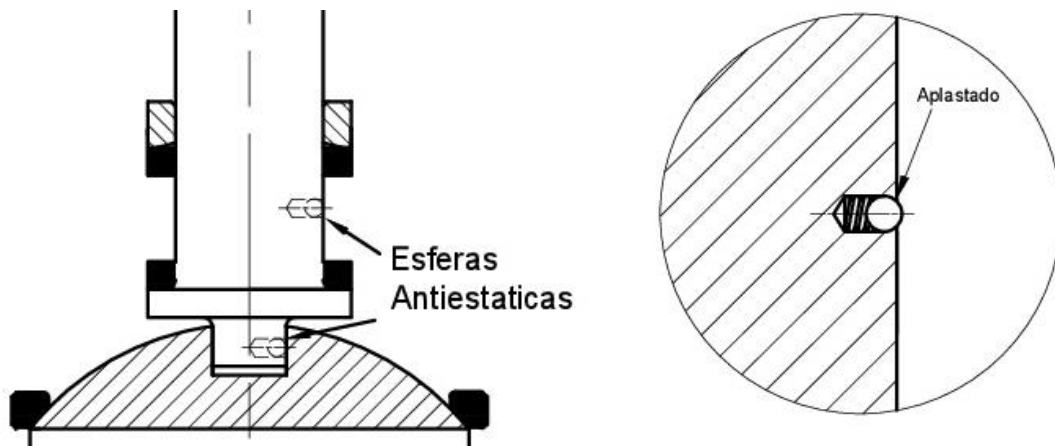
Sello de teflón: este se encarga de que evitar fugas entre el cuerpo y el vástago y permite su giro para abrir y cerrar la válvula sin problemas. Nuestro diseño cuenta con dos sellos iguales realizados mediante el mecanizado de una pieza de teflón. La sección del sello es de 3x3 mm y para poder resistir la fuerza de compresión cuando el conjunto se encuentra con el torque final de ajuste. Entre los sellos se adoptó una distancia mínima de $1/3$ del diámetro de vástago.



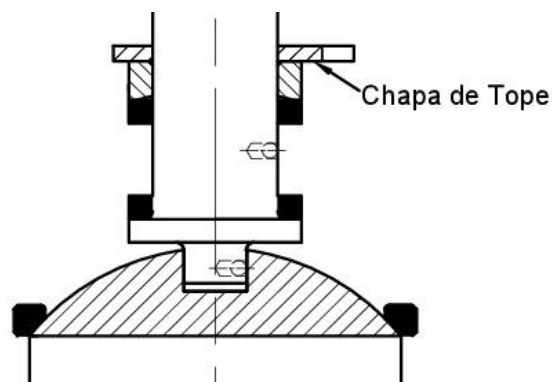
Arandela de sello: esta arandela se encarga de mantener presionado contra el cuerpo el sello de teflón y además sobre esta irán apoyados los demás componentes. Para su diseño se tomó en cuenta que habrá 3mm dentro del cuerpo y que sobresaldrán 2mm, dándonos una sección de 3mm de ancho por 5mm de alto.



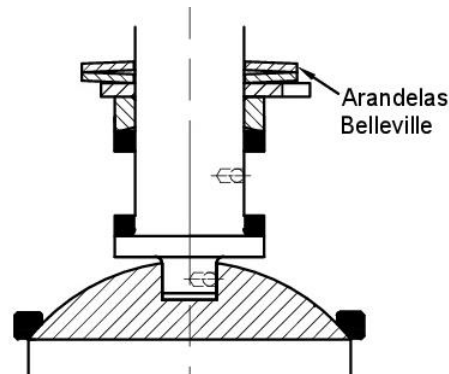
Esferas antiestáticas: estas son para que el cuerpo se encuentre en contacto permanente con la esfera y el vástago, con el objetivo de poseer una continuidad eléctrica en toda la válvula. Su diseño consiste en un agujero de 2mm de diámetro y 4 de profundidad, dentro del cual se coloca un resorte y una esferita ligeramente más pequeña, y luego se prensa el orificio para generar una pequeña deformación que impida la expulsión de la esferita.



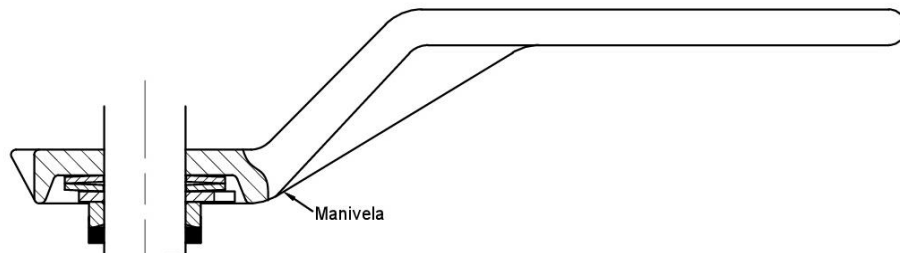
Chapa de tope: esta permite que la manivela se coloque en posición abierta y luego a 90° en posición cerrada. Posee una sección donde hará tope con una espina colocada en el cuerpo y el orificio redondo de la chapa donde se colocara el vástago posee una parte recta para que trabaje, permitiendo que ambas partes queden unidas en una posición.



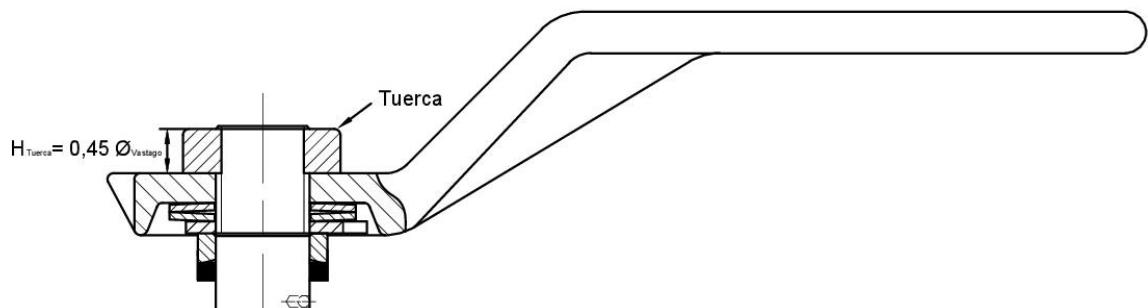
Arandelas Belleville: estas se encargan de mantener el conjunto de piezas con la presión necesaria para que no existan fugas. Su selección se realizó desde un catálogo, buscando una que posea su diámetro interior ligeramente más grande que el del vástago.



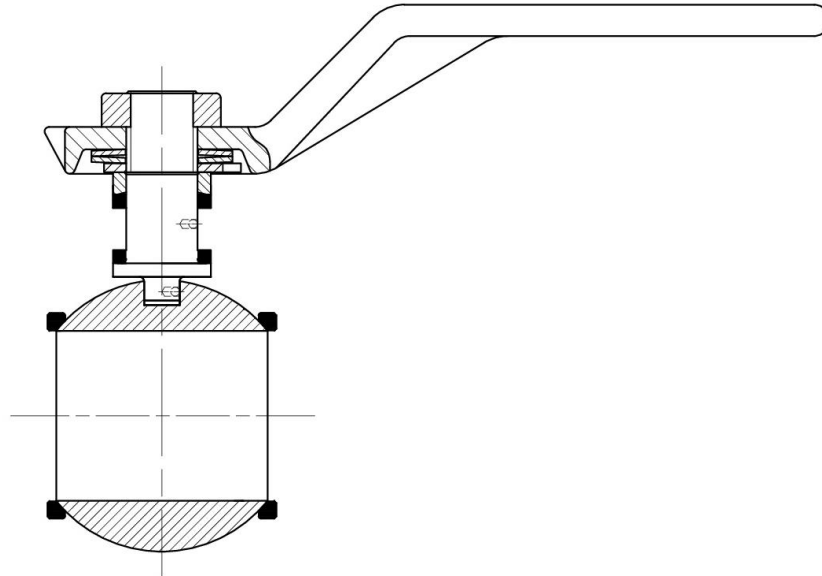
Manivela: permite transmitir el movimiento hasta la esfera, para abrir o cerrar la válvula. Su diseño cuenta con una cavidad inferior donde se alojan las arandelas y la chapa de tope y su parte superior es liza para colocar la tuerca de ajuste. Además cuenta en la parte delantera con una especie de aguja, la cual indica la posición de la misma. La altura es la suficiente como para que no golpee la brida y su largo es el adoptado para calcular el diámetro de diseño del vástago.



Tuerca: Tiene una altura de 0,45 del diámetro del vástago, su función es mantener el conjunto con la presión adecuada.

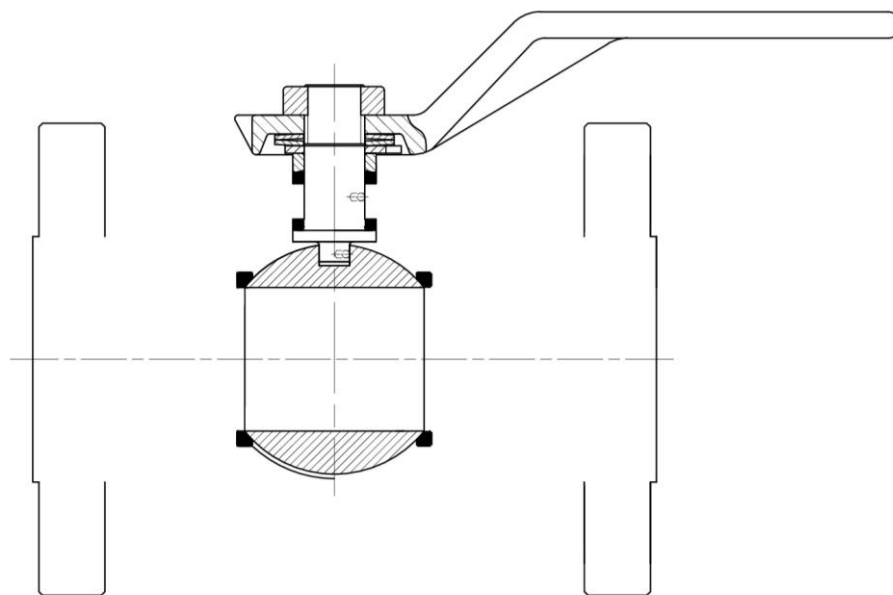


Una vez que se determinaron las dimensiones de las piezas antes mencionadas, se tiene el largo total del vástago. Luego más adelante es necesario verificar si esta medida permite su correcta instalación, es decir que se puede colocar en el alojamiento del cuerpo sin que haya interferencias.

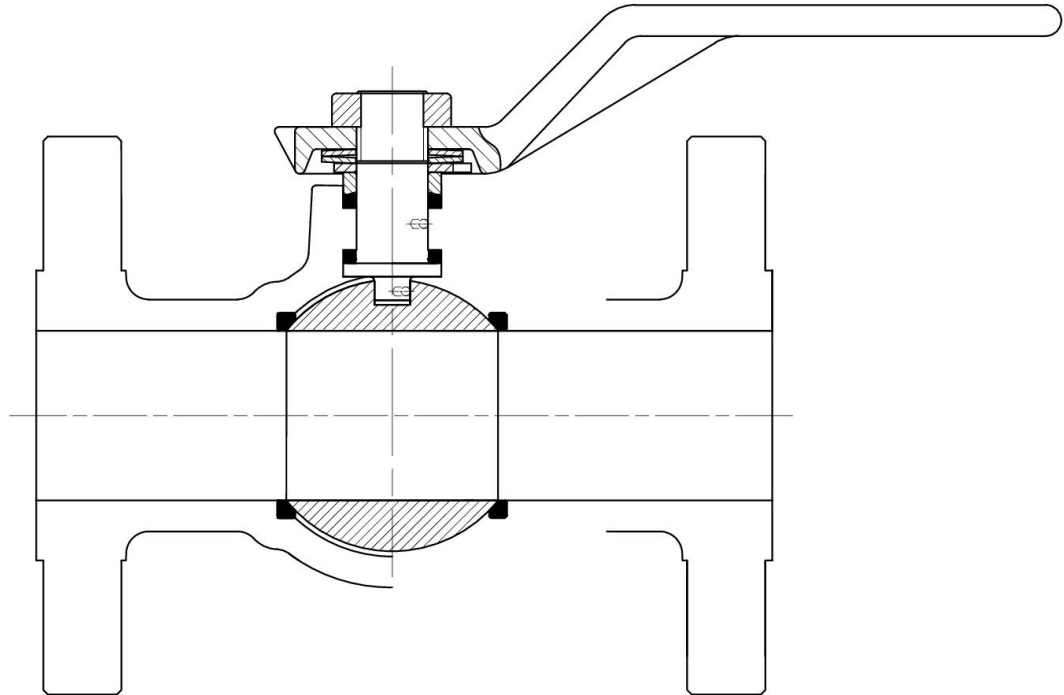


9.3) Diseño del cuerpo

En primer lugar determinamos la distancia entre caras según la NORMA ASME B16.10, luego de esto se realizó el dibujo de las bridas, de la cual tomamos sus medidas según la NORMA ASME B16.5 y la visualización de las válvulas de la competencia.



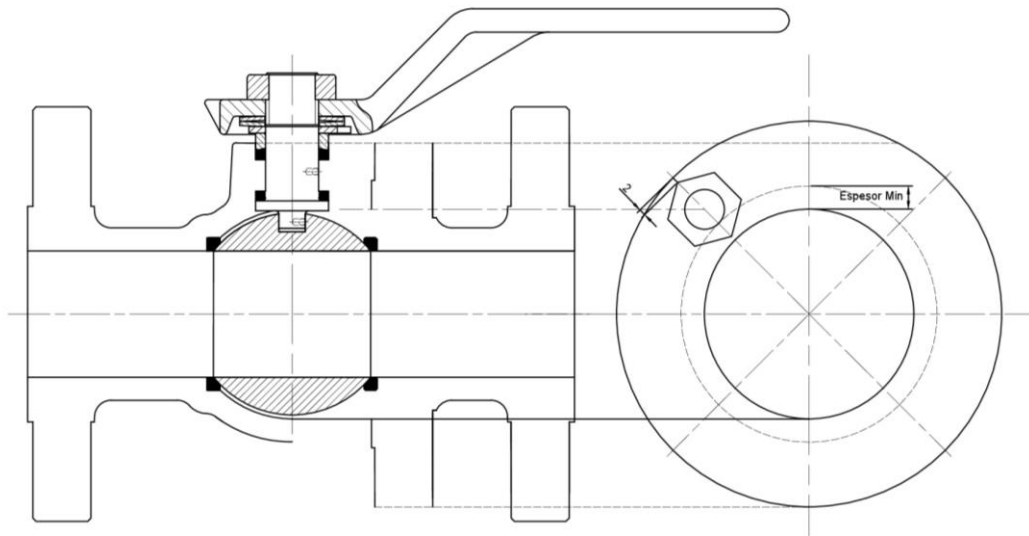
A partir del conjunto de piezas diseñados en el paso anterior, proyectamos el pasaje de la válvula hasta chocar con las bridas, y desde ahí se pre-diseño el perfil exterior con el espesor mínimo necesario para nuestra serie (más un milímetro de tolerancia por si se corriera el noyo en la fundición). Las intersecciones de las esquinas se redondearon y se dio 3° de inclinación a las paredes en la dirección de desmolde.



Como nuestro diseño consiste en una válvula de dos cuerpos es necesaria la utilización de bridas internas. En primer lugar se partió con la premisa de que ambas tienen el mismo espesor de bridas e igual a las bridas de conexión a la cañería. Para la unión de los cuerpos se pensó colocar espárragos fijos en una de sus caras, debido a esto se tomaron las siguientes consideraciones:

A partir del diámetro donde se ubicara la esfera, se proyectó el espesor una circunferencia concéntrica hacia el exterior, equivalente al espesor mínimo para poder determinar la ubicación de los espárragos, una vez ubicadas las tuercas le damos 2mm de luz y así determinamos el diámetro exterior de la brida.

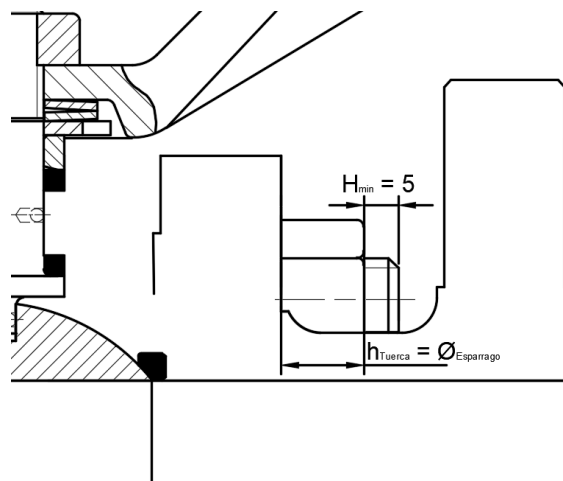
En la parte superior de la brida se realizó un corte, ya que de utilizar las medidas de la brida, el vástago sería mucho más largo, dificultando el armado.

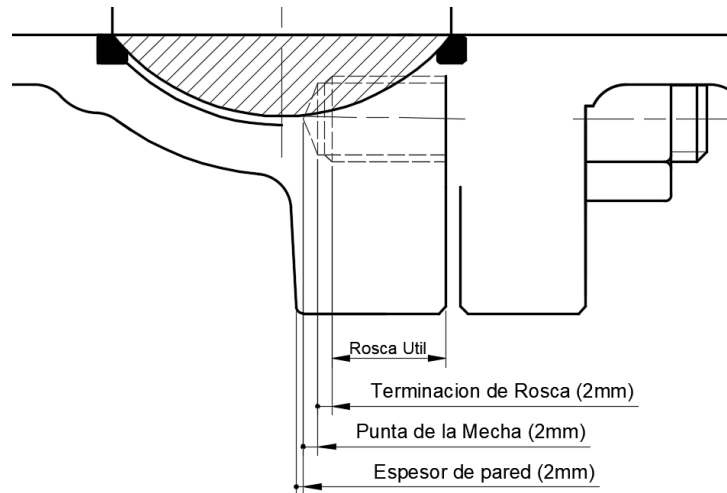


$$\text{Espesor} = 1.5 \times \varnothing_{\text{esparrago}} + 2\text{mm} + 2\text{mm} + 2\text{mm}$$

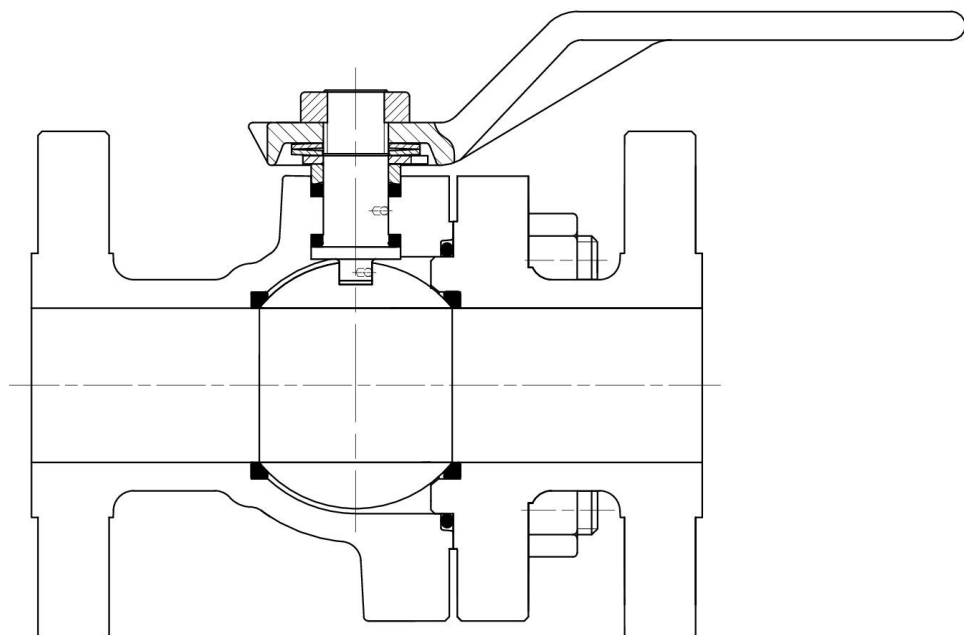
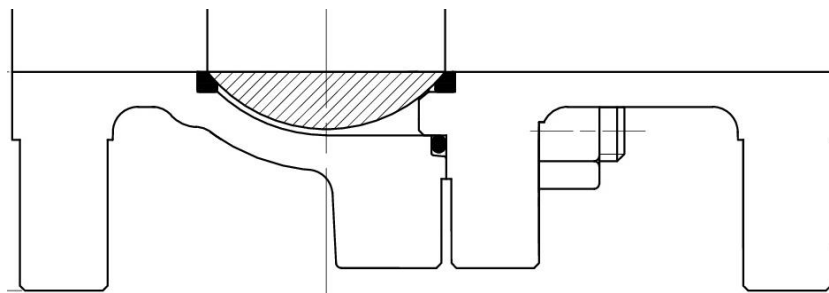
Donde el primer término corresponde a la rosca útil, el segundo corresponde a una sobre medida de seguridad, el tercero es la punta cónica de la herramienta de corte, y finalmente el cuarto termino son de 1 a 2 mm para no dejar un agujero pasante.

Para sujetar el esparrago la altura de la tuerca debe ser 1 vez el diámetro, y el mismo debe sobresalir como mínimo 5mm, todo esto nos da el largo mínimo que debe tener el esparrago el cual debe ser múltiplo de 5.

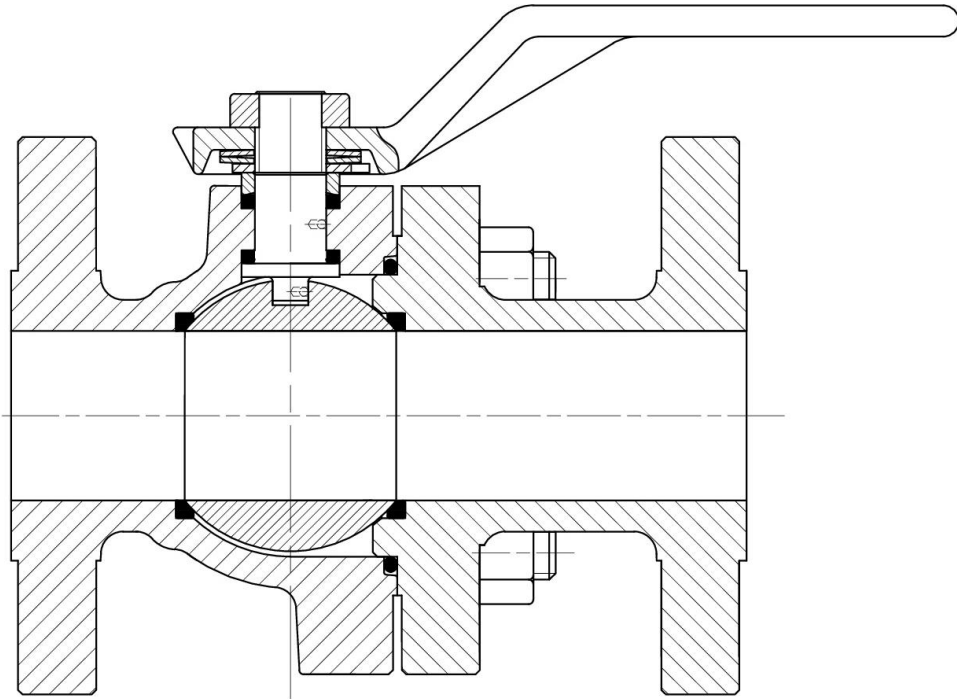




Para el cierre hermético entre los cuerpos se tuvo en cuenta la colocación de un O ´ring (adoptado de catálogo) y que las bridas hagan tope entre ellas en un anillo que sobresale de la misma. Además el cuerpo de la derecha posee un anillo que se encuentra muy próximo a la esfera (0,5 mm) pero sin hacer contacto, con el objetivo de brindar un sello mecánico si llegara a ocurrir un incendio y el O ´ring y el teflón se derritieran.



Luego para que se pueda armar y desarmar cómodamente la válvula, se buscó la posición de la esfera con su conjuntos y las bridas donde la distancia entre los espárragos y la brida sea tal que permita colocar una herramienta para ajustar las tuercas, quedando el diseño final como se muestra a continuación:



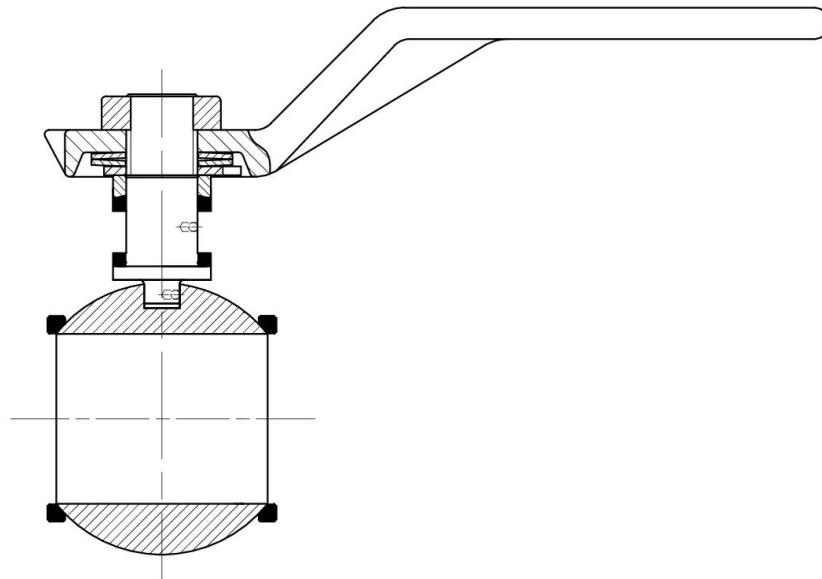
10) Pasaje Reducido

En esta parte del trabajo hablaremos sobre las consideraciones que hay que tener a la hora de realizar el diseño de una válvula de pasaje reducido. Anteriormente dijimos que trataríamos de estandarizar los internos de todas las válvulas, para disminuir Stock en nuestro almacén y a su vez facilitar el diseño de nuestras válvulas.

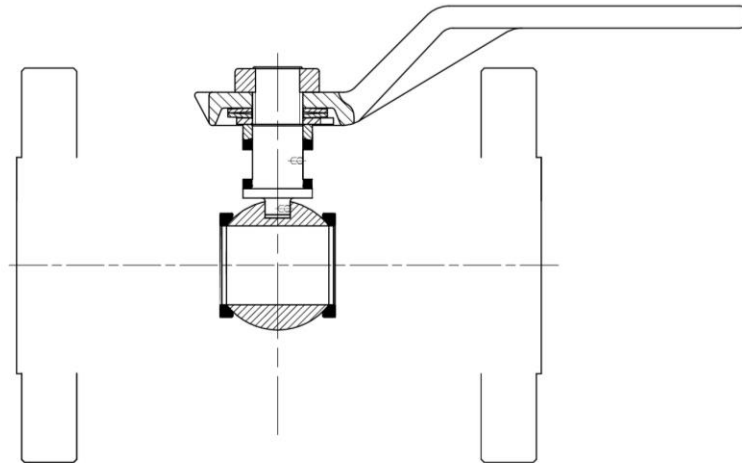
10.1) Diseño del cuerpo

El diseño del cuerpo de pasaje total es más sencillo que el anterior, ya que solamente consta de un cuerpo y un tapón, el cual mantendrá los internos con la presión necesaria para sellar y así evitar pérdidas en la válvula.

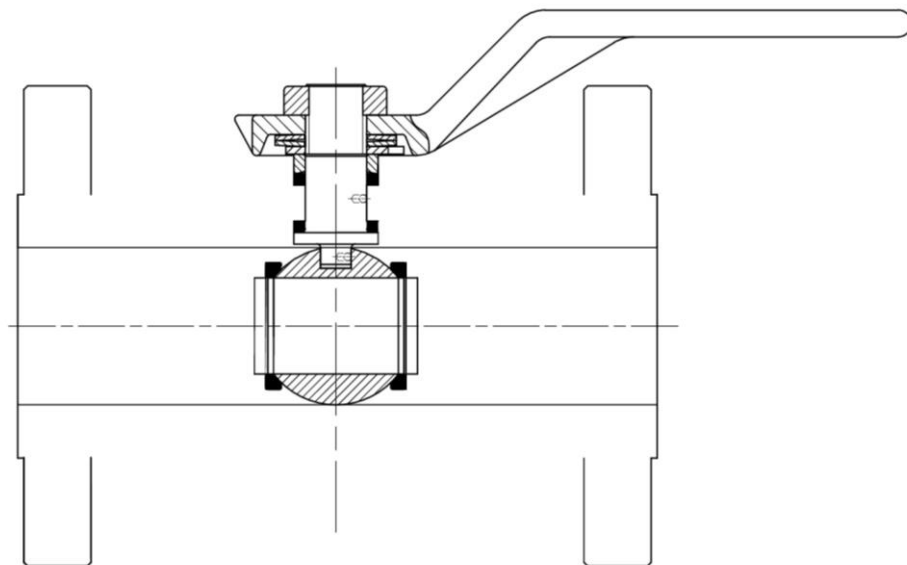
Para determinar las primeras dimensiones del cuerpo, tendremos que tener en cuenta el diseño de los internos. Como se mencionó anteriormente con el objetivo de racionalizar, adoptaremos el correspondiente conjunto interno de pasaje total anterior a la medida que tendremos nosotros, es decir, si tenemos una válvula de 1 ½” de pasaje reducido colocaremos el interno correspondiente a la medida de 1”.



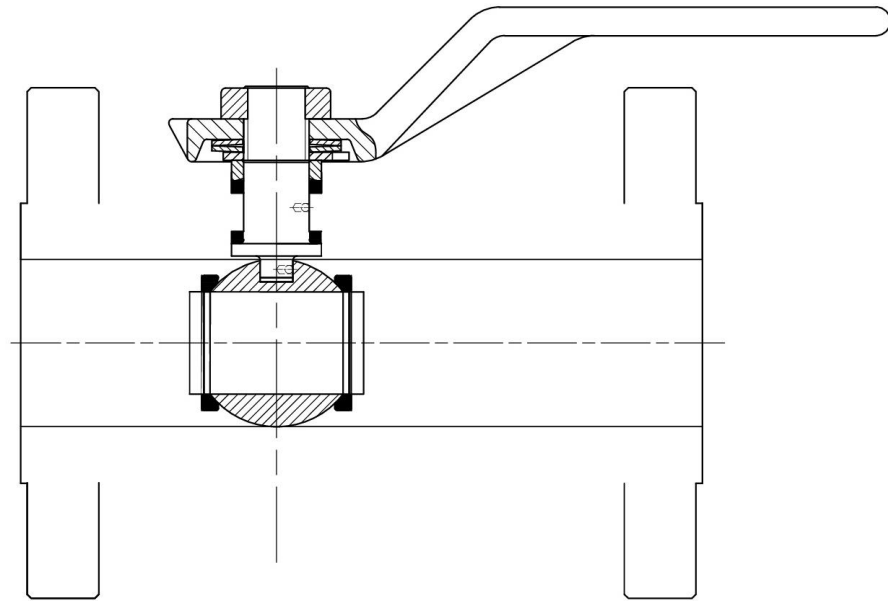
Luego de determinar cuáles son los internos que colocaremos en nuestra válvula, debemos tener en cuenta la distancia entre caras y las dimensiones de las bridas según la norma.



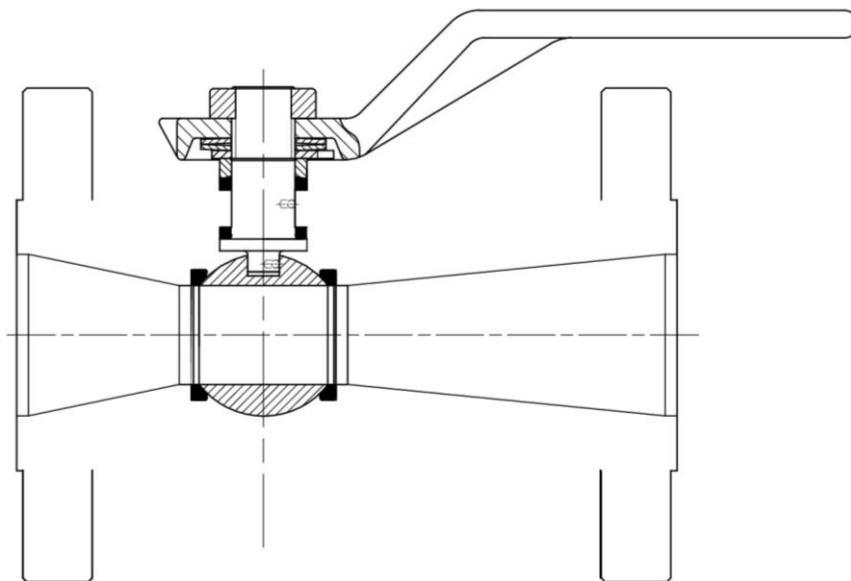
Con la medida correspondiente al pasaje de la válvula (en este caso $1\frac{1}{2}''=38\text{mm}$) se trazó una recta hasta chocar con la bridas.



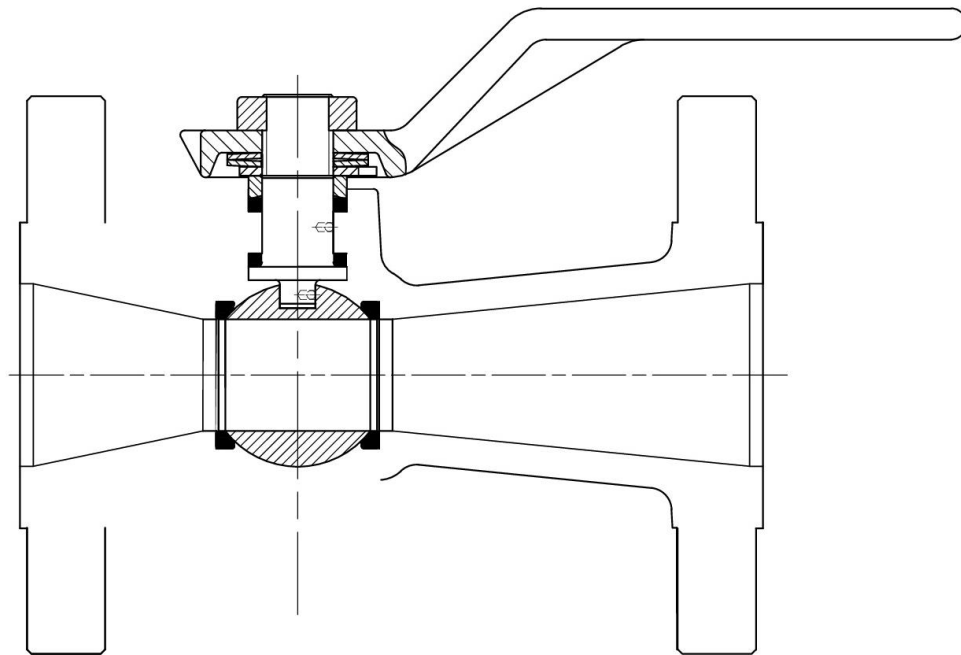
Tomando de referencia las medidas en catálogos y manteniendo una relación con las de pasaje total, se determinó la distancia entre la cara de la brida y la posición de la esfera y sus conjuntos.



A continuación se hizo el pasaje interno de la válvula, desde el orificio de la esfera hasta el orificio de la brida.

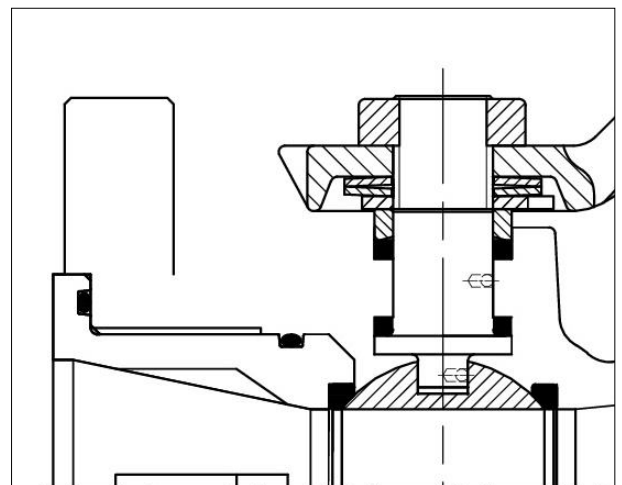
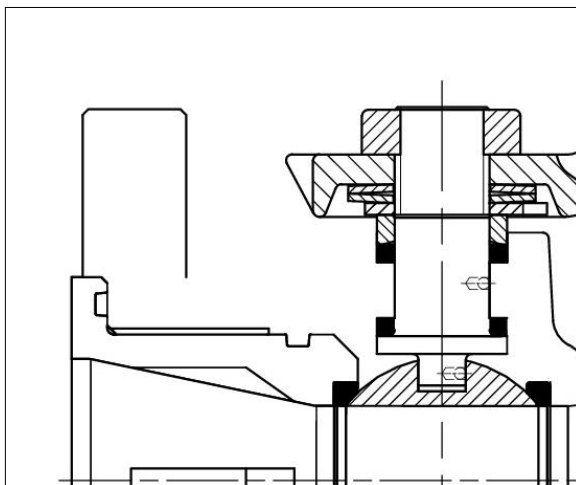


Al tener el pasaje interno de la válvula, ahora podemos darle el espesor al cuerpo, respetando la dimensión mínima necesaria más un mm de tolerancia y realizándole radios de redondeos en las esquinas.

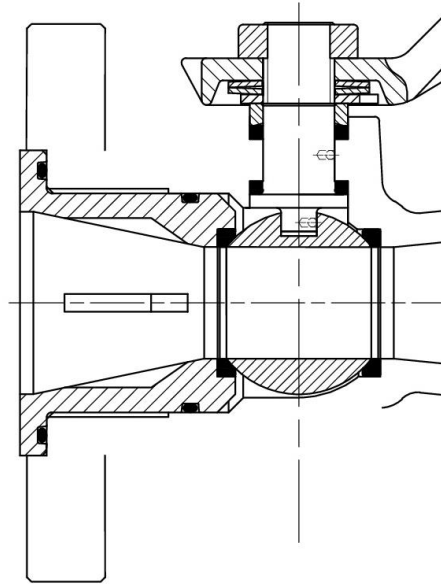


Luego se pasó al diseño del tapón, para ello se realizó respetando el espesor mínimo desde el pasaje interno de la válvula hasta el exterior del mismo. Además posee dos ranuras para colocar O rings con el objetivo de mejorar el sellado.

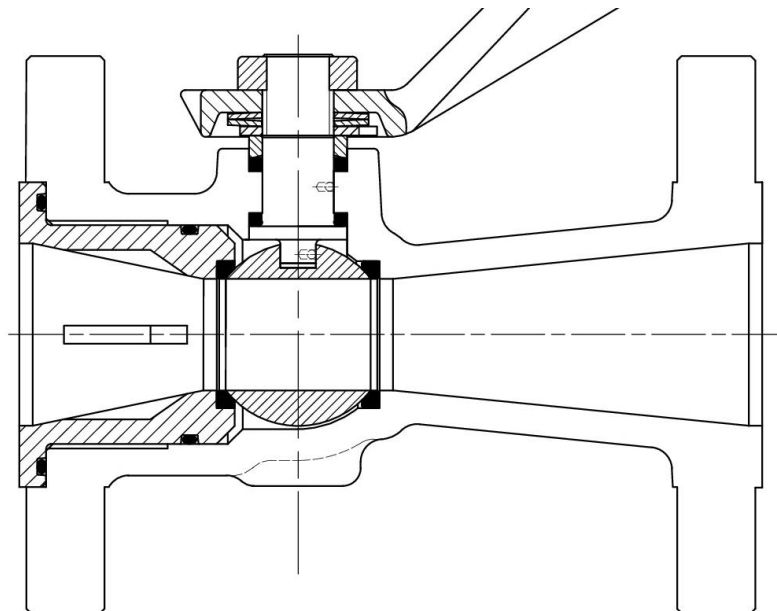
En su interior cuenta con unas ranura para poder insertar una herramienta y darle el ajuste necesario para obtener un óptimo sellado.



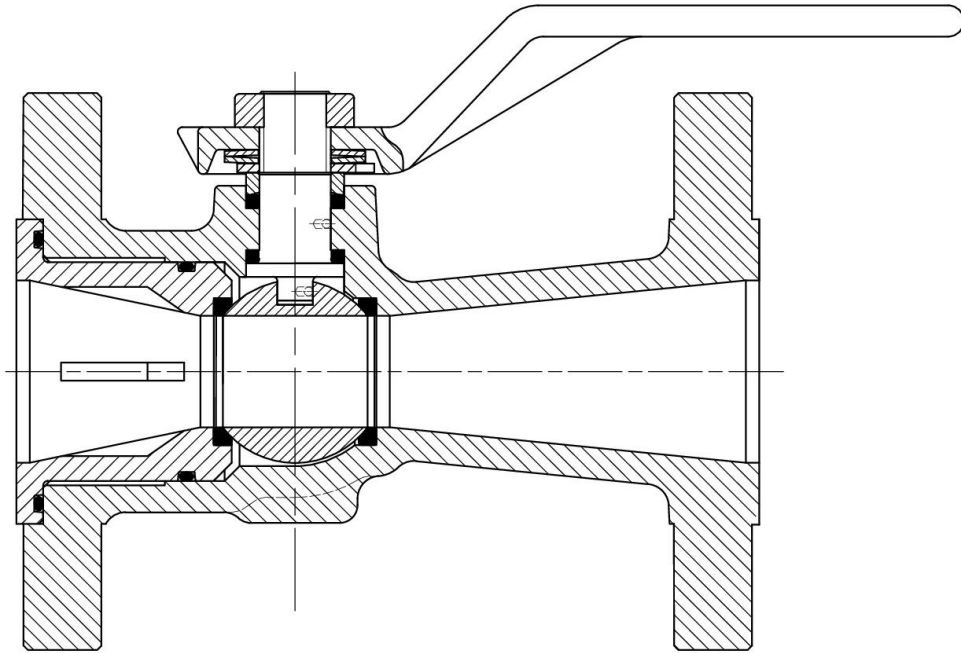
Al concluir el diseño del tapón, se pasó a realizar el diseño interior, donde se alojaría la esfera y donde se enroscaría este.



Por último se terminó con el diseño del cuerpo, dejando desde la cara exterior del tapón el espesor mínimo necesario de pared.



Al final la válvula de pasaje reducido queda de la siguiente manera:



11) Proyección de Serie de Válvulas

La proyección de la familia de esta serie de válvulas, se realizó de la misma manera que diseñamos las explicadas anteriormente. Para ello partimos del diseño del vástago con el diámetro calculado en la tabla de la pág. 19, luego realizamos lo mismo con el diseño de los internos y la esfera.

A partir de aquí utilizamos el criterio de construcción mencionado al principio del proyecto, adoptando la distancia entre caras, dimensiones y cantidad de agujeros de la brida, de acuerdo a la norma.

Los parámetros de diseños son los mismos, la única salvedad que tuvimos que tener en cuenta es que la distancia entre bridas no es escalable entre una medida y además varia su espesor mínimo requerido, ya que va en aumento en función de su tamaño.

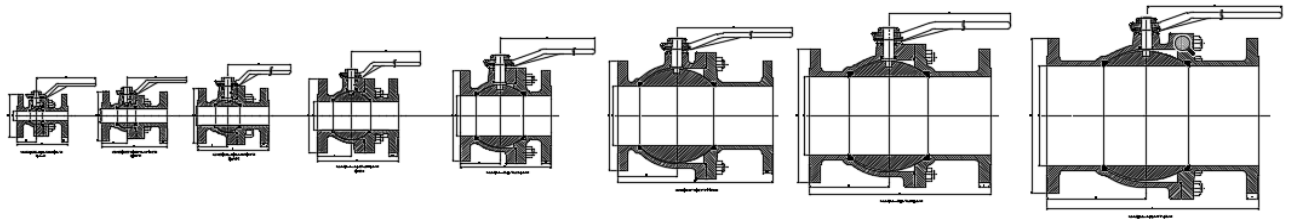


Imagen de la proyección de pasaje total

Observación: El diámetro de las esferas de las ultimas válvulas se tomó 1.5 (para la de 8") y 1.4 (para la de 10") veces respecto de su diámetro inferior.

Como podemos ver al ser una familia de válvulas respetan una simetría.

Para el diseño de válvulas de pasaje reducido, tuvimos en cuenta que los internos asociados a la de pasaje total se iban a compartir (1" - 3/4", 1 1/2" - 1", 2"-1 1/2", 3"-2", 4"-3", 6"-4", 8"-6", 10"-8"), y luego se adoptaron los criterios de diseño mencionados al principio.

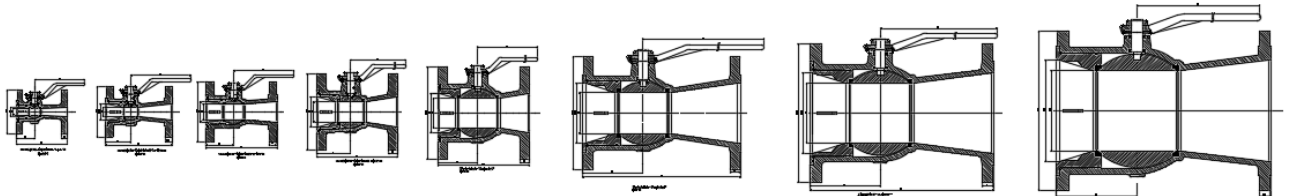
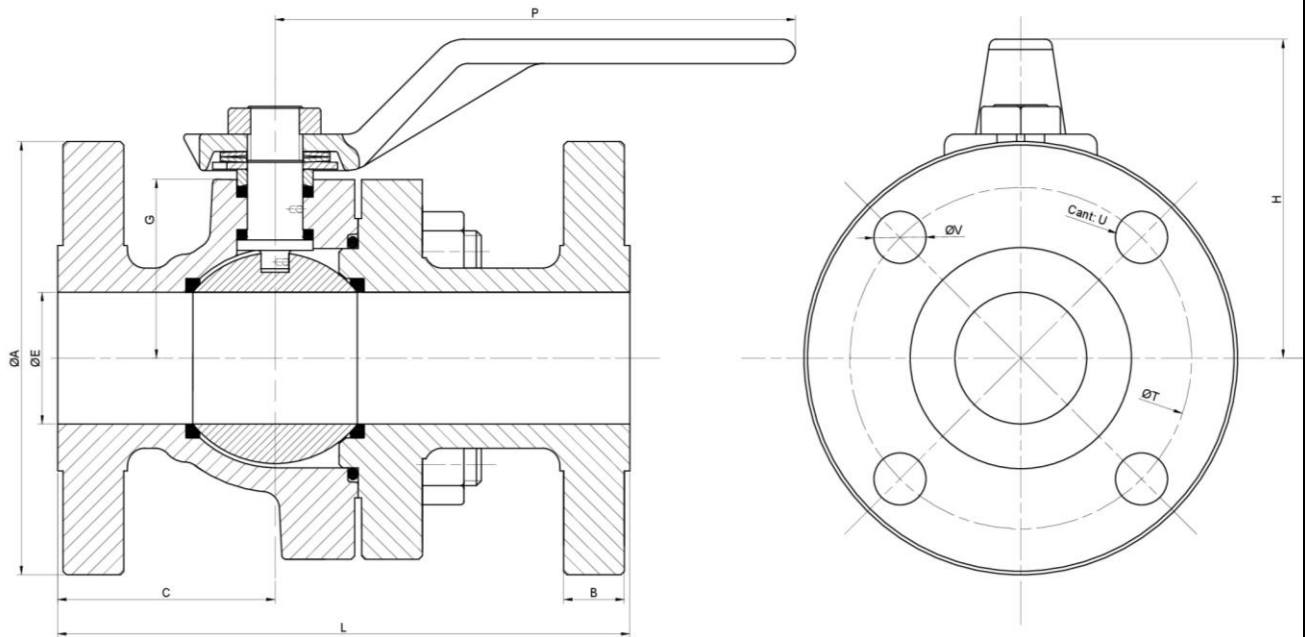


Imagen de Proyección de pasaje reducido

12) Medidas típicas

Una vez concluido el diseño de toda la familia de nuestras válvulas, pudimos obtener las medidas principales detalladas a continuación:

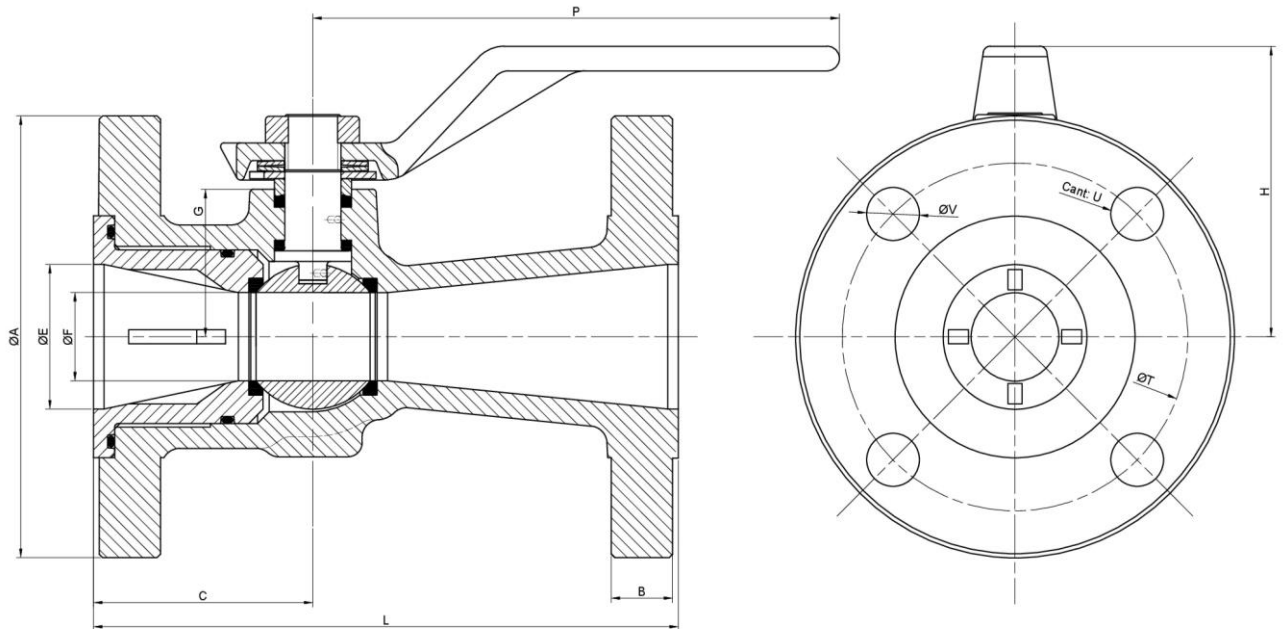
12.1) Pasaje Total



Válvulas Esféricas de Pasaje Total

Diámetro	Serie	A	B	C	E	G	H	L	P	T	U	V
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	unidad	mm
1"	150	110	14,2	49	25	42	62	127	150	79,2	4	15
1 1/2"	150	125	17,5	62,7	38	51,5	92	165	150	98,5	4	15
2"	150	138	19,1	75	51	75	117	178	300	120,5	4	19
	300	165	20,7	75	51	75	117	216	300	127	8	19
3"	150	191	22,3	85	75	94,5	137,5	202	300	152,5	4	19
4"	150	230	22,3	100	101	123	170	229	700	190,5	8	19
6"	150	279	23,9	150	150	150	197,5	292	700	241,5	8	22
8"	150	343	27	200	200	186,5	220	457	900	298,5	8	22
10"	150	391	28,5	250	254	212	265	533	900	362	12	25

12.2) Pasaje Reducido



Válvulas Esféricas de Pasaje Reducido

Diámetro	Serie	A	B	C	E	F	G	H	L	P	T	U	V
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	unidad	mm
1"	150	110	14,2	45	25	19	33	71	127	125	79,2	4	15
1 1/2"	150	125	17,5	62,5	40,9	25	42	82	165	150	98,4	4	15
2"	150	150	19,1	70	52	38	51,5	92	178	150	120,5	4	19
	300	150	20,7	70	52	38	51,5	92	216	150	127	8	19
3"	150	191	22,3	85	75	52	74	117	203	300	152,5	4	19
4"	150	230	22,3	100	98	75	94,5	137,5	229	300	190,5	8	19
6"	150	279	23,9	150	150	101	123	170	392	700	241,5	8	22
8"	150	343	27	175	198	150	150	197,5	457	700	298,5	8	22
10"	150	397	28,5	200	254	200	186,5	239,5	533	900	362	12	25

13) Planos:

PR – 000 → Plano de Explosión Render – Pasaje Reducido (Serie 150)

PR - 001 → Plano de Proyección – Pasaje Reducido (Serie 150)

TP – 000 → Plano de Explosión Render – Pasaje Total (Serie 150)

TP - 001 → Plano de Proyección – Pasaje Total (Serie 150)

- **Pasaje Reducido 1 "**

PR1 – 001 → Plano Perfil – Pasaje Reducido (1" - Serie 150)

PR1 – 002 → Plano Cuerpo – Pasaje Reducido (1" - Serie 150)

PR1 – 003 → Plano Tapón – Pasaje Reducido (1" - Serie 150)

PR1 – 004 → Plano de Sello de la Esfera – Pasaje Reducido (1" - Serie 150)

PR1 – 005 → Plano de la Esfera – Pasaje Reducido (1"- Serie 150)

PR1 – 006 → Plano del Vástago – Pasaje Reducido (1" - Serie 150)

PR1 – 007 → Plano de Sello de Teflón – Pasaje Reducido (1" - Serie 150)

PR1 – 008 → Plano de Sello de Metal – Pasaje Reducido (1"- Serie 150)

PR1 – 009 → Plano de Chapa de Traba – Pasaje Reducido (1"- Serie 150)

PR1 – 010 → Plano de la Manivela – Pasaje Reducido (1"- Serie 150)

Lista de Materiales – Pasaje Reducido (1" ½ - Serie 150)

- **Pasaje Total 1 "**

TP1 - 001 → Plano Perfil – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 - 002 → Plano Cuerpo A – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 - 003 → Plano Cuerpo B – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 - 004 → Plano Sello de la Esfera – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 - 005 → Plano Esfera – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 – 006 → Plano del Vástago – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 – 007 → Plano de Sello de Teflón – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 – 008 → Plano de Sello de Metal – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 – 009 → Plano de Chapa de Traba – Pasaje Total (1" – Serie 150)

TP1 – 010 → Plano de la Manivela – Pasaje Total (1" – Serie 150)

Lista de Materiales - Pasaje Total (1 ½" – Serie 150)

14) Bibliografía

Norma BS 5351

Norma ASME B16.10-2000

Norma ASME B16.5°-1998

Normas APA – Presentación de proyectos

SDM 009 – Vadecum de piezas

SPM 01 – MAQUINA: Definiciones- procedimientos generales para proyecto Series - Recomendaciones

Catalogo ESFEROMATIC – Válvulas Esféricas

Catalogo SPIRAX SARCO - Válvulas Esféricas

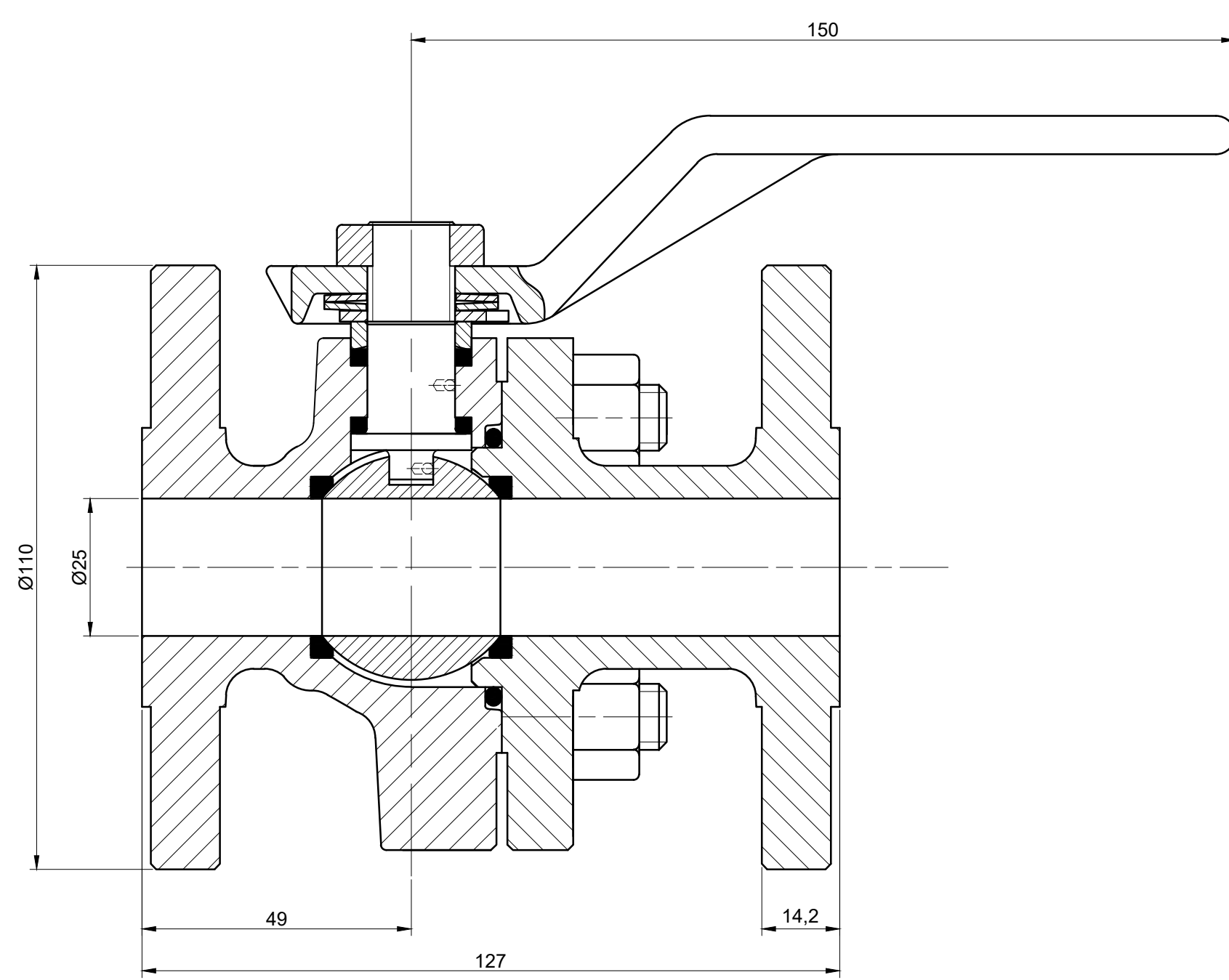
Catalogo VELAN - Válvulas Esféricas

Catalogo GENEBRE – Válvulas Esféricas

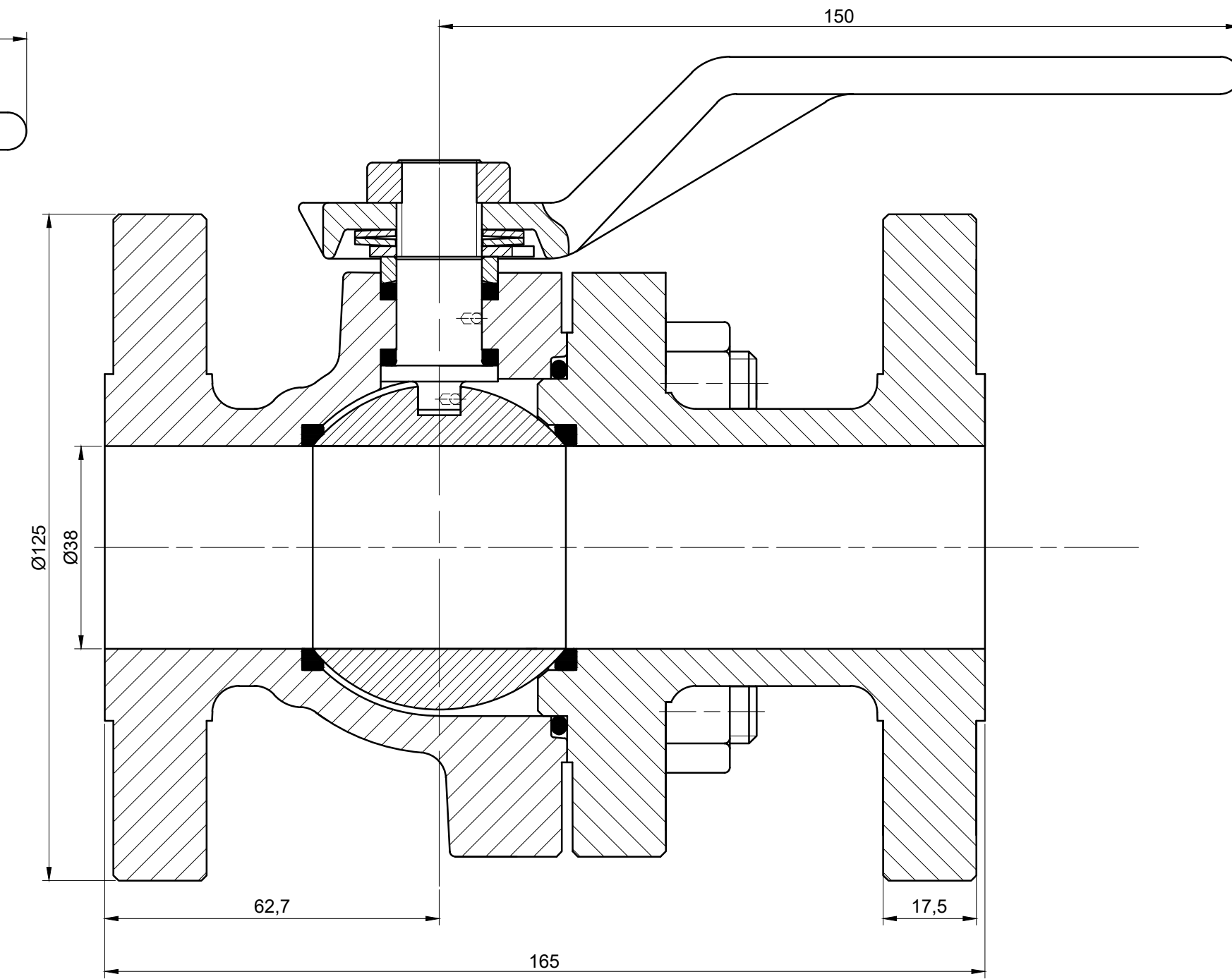
Catalogo TECNOCONTROL – Válvulas Esféricas

Richard W. Greene - “Válvulas selección, uso y mantenimiento” – ED. MAC GRAW HILL

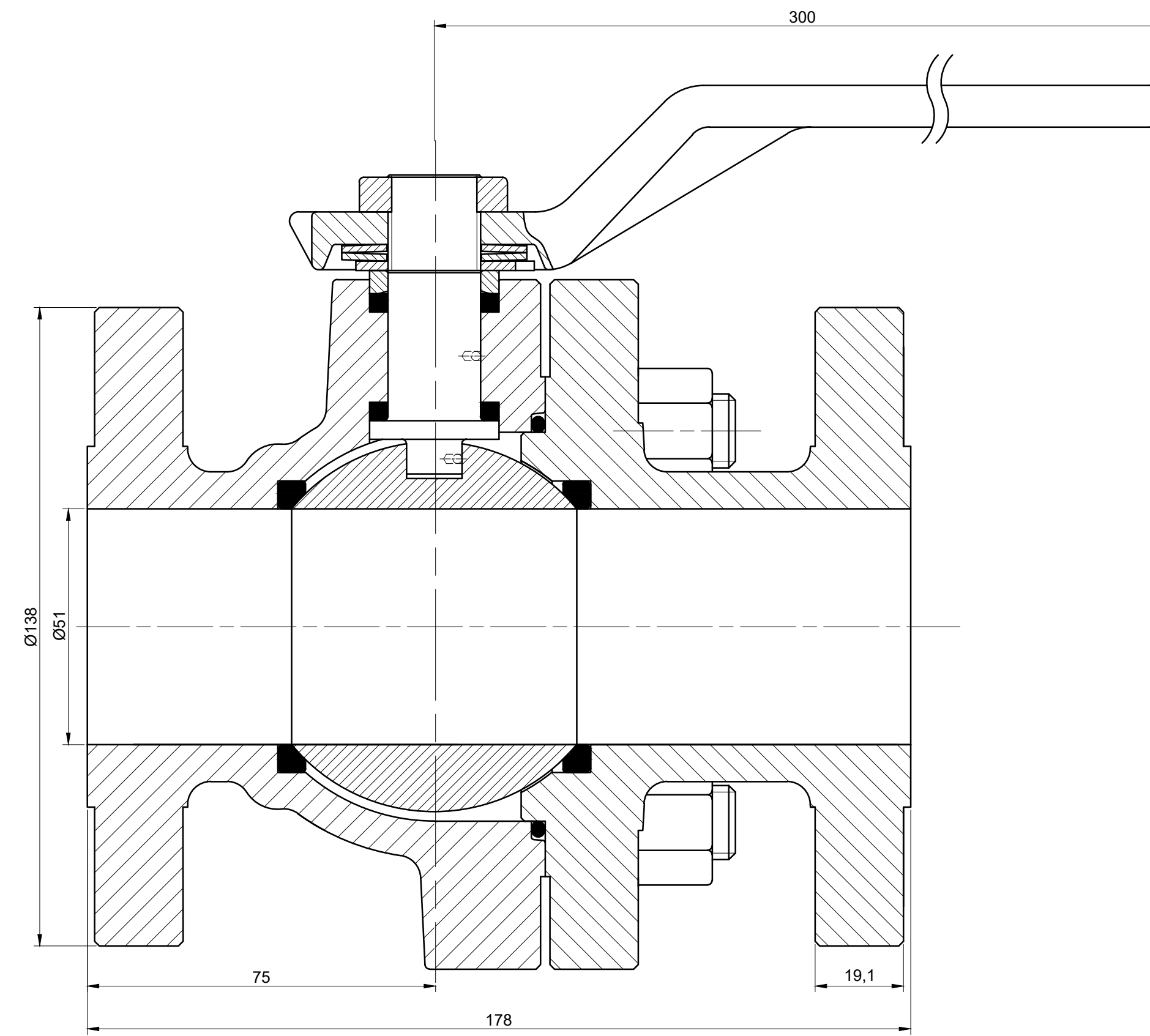
Peter Smith & RW Zape – “Valve selection hand book” – fifth edition – ED ELSEVIER



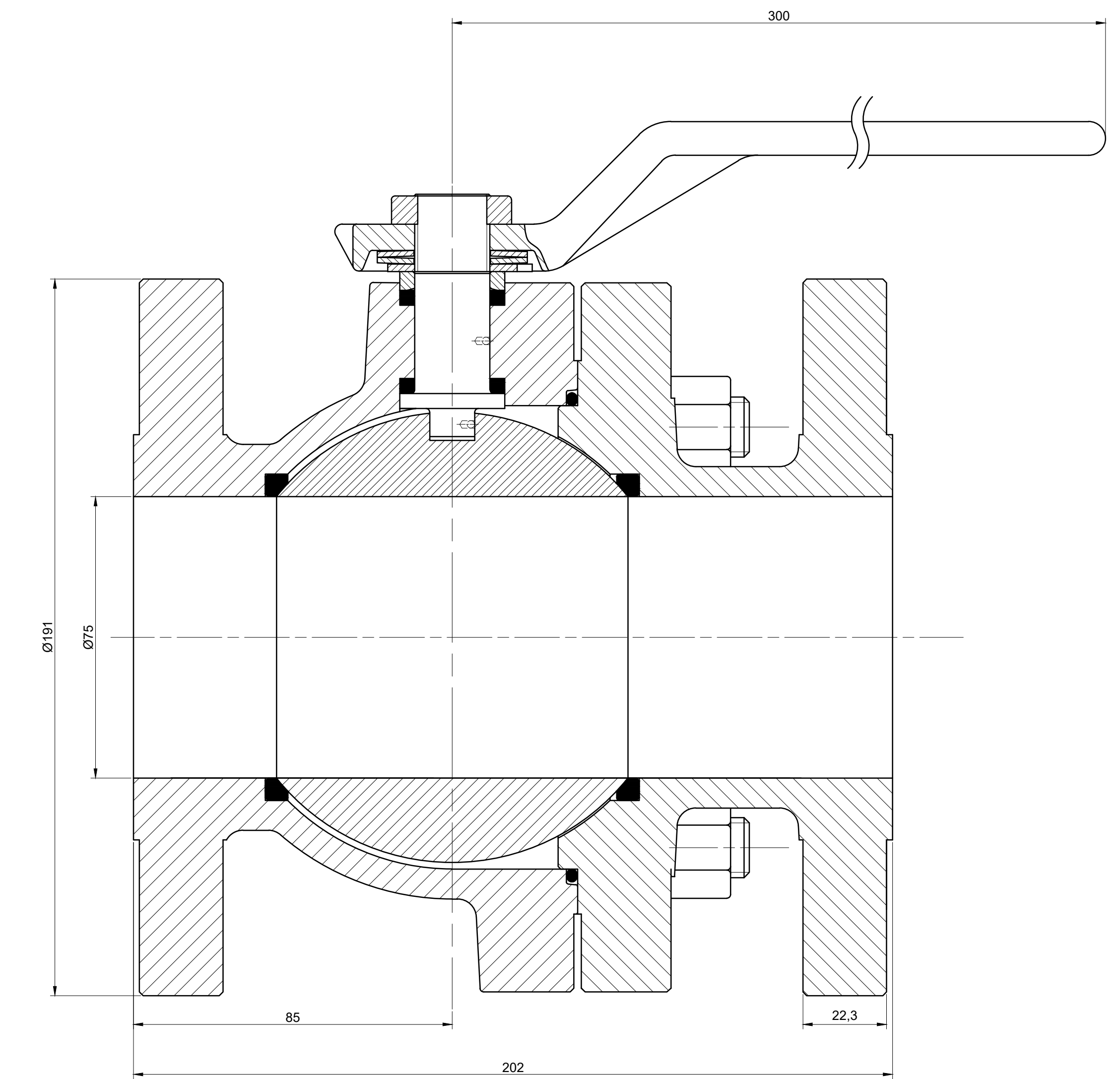
Valvula Esferica - Pasaje Total 1" Serie 150
Escala: 1:1



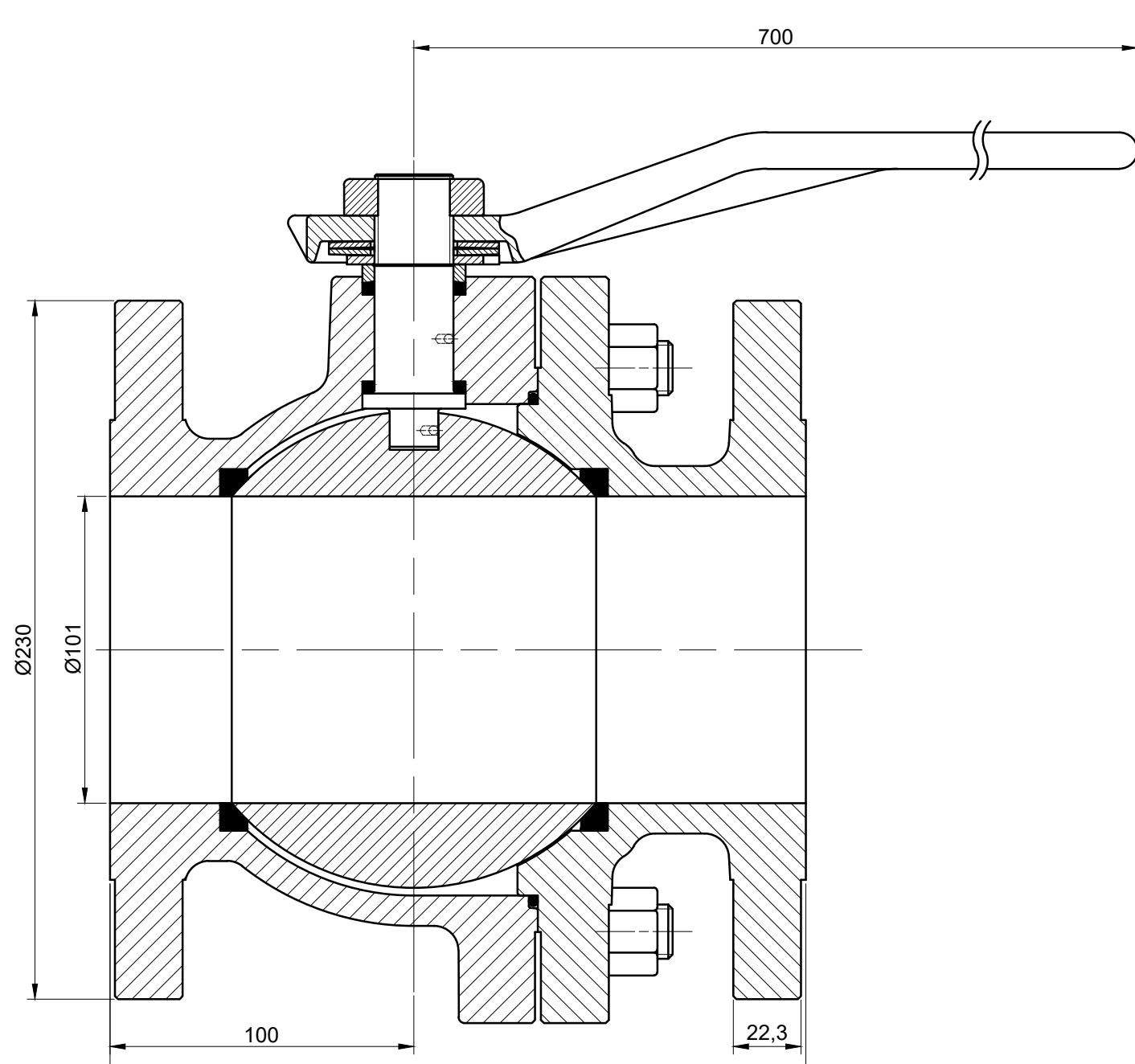
Valvula Esferica - Pasaje Total 1 1/2" Serie 150
Escala: 1:1



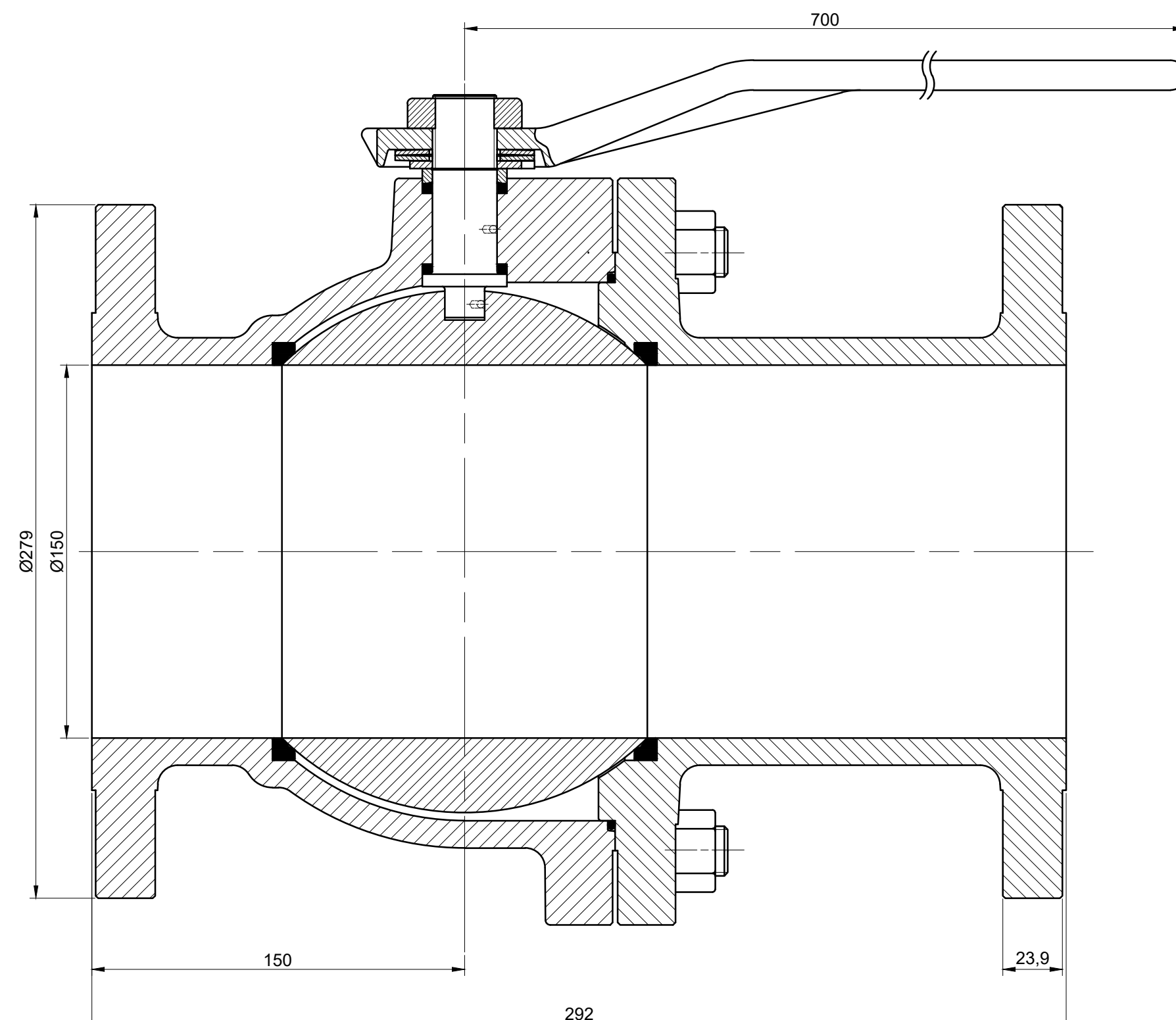
Valvula Esferica - Pasaje Total 2" Serie 150
Escala: 1:1



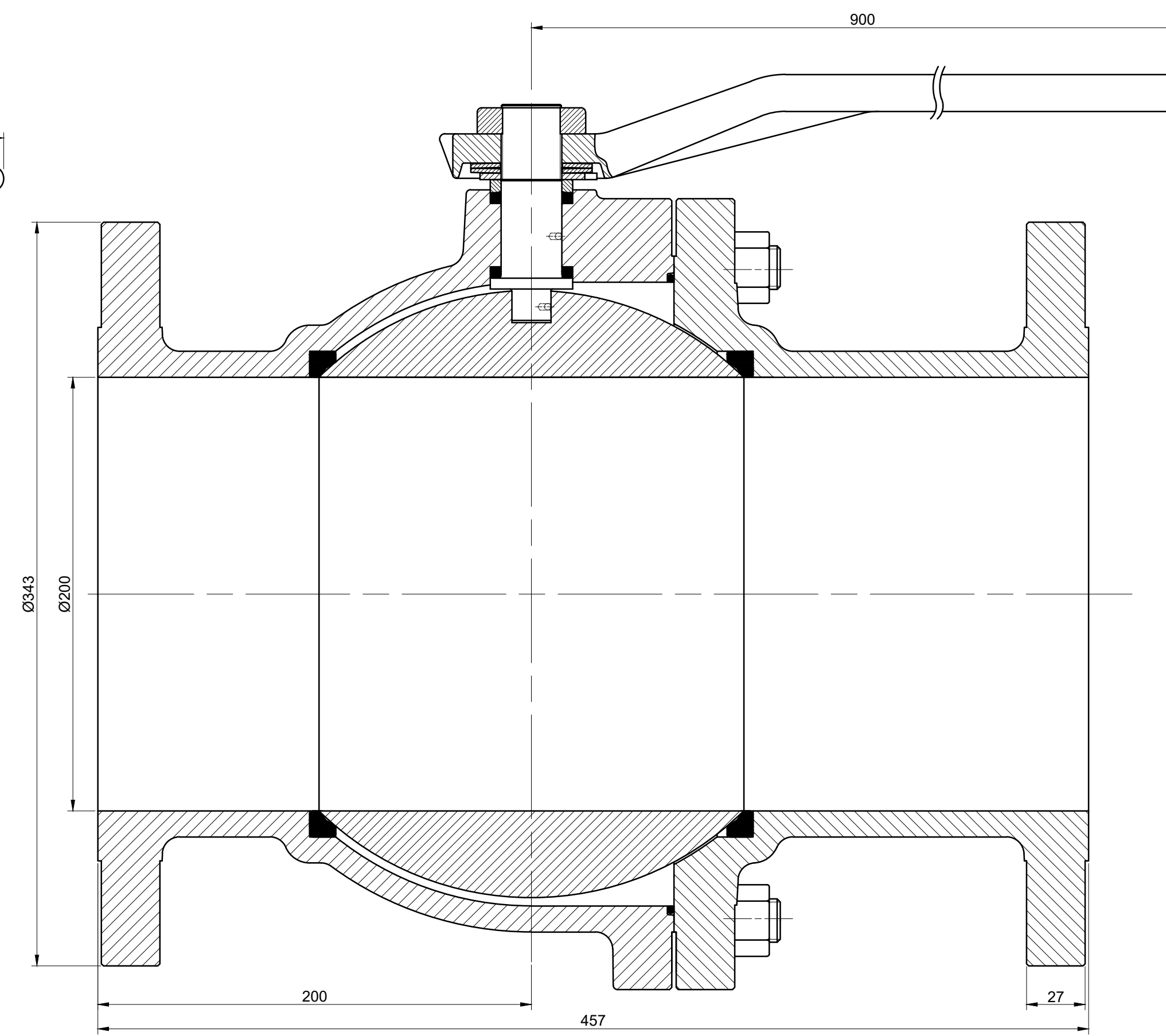
Valvula Esferica - Pasaje Total 3" Serie 150
Escala: 1:1



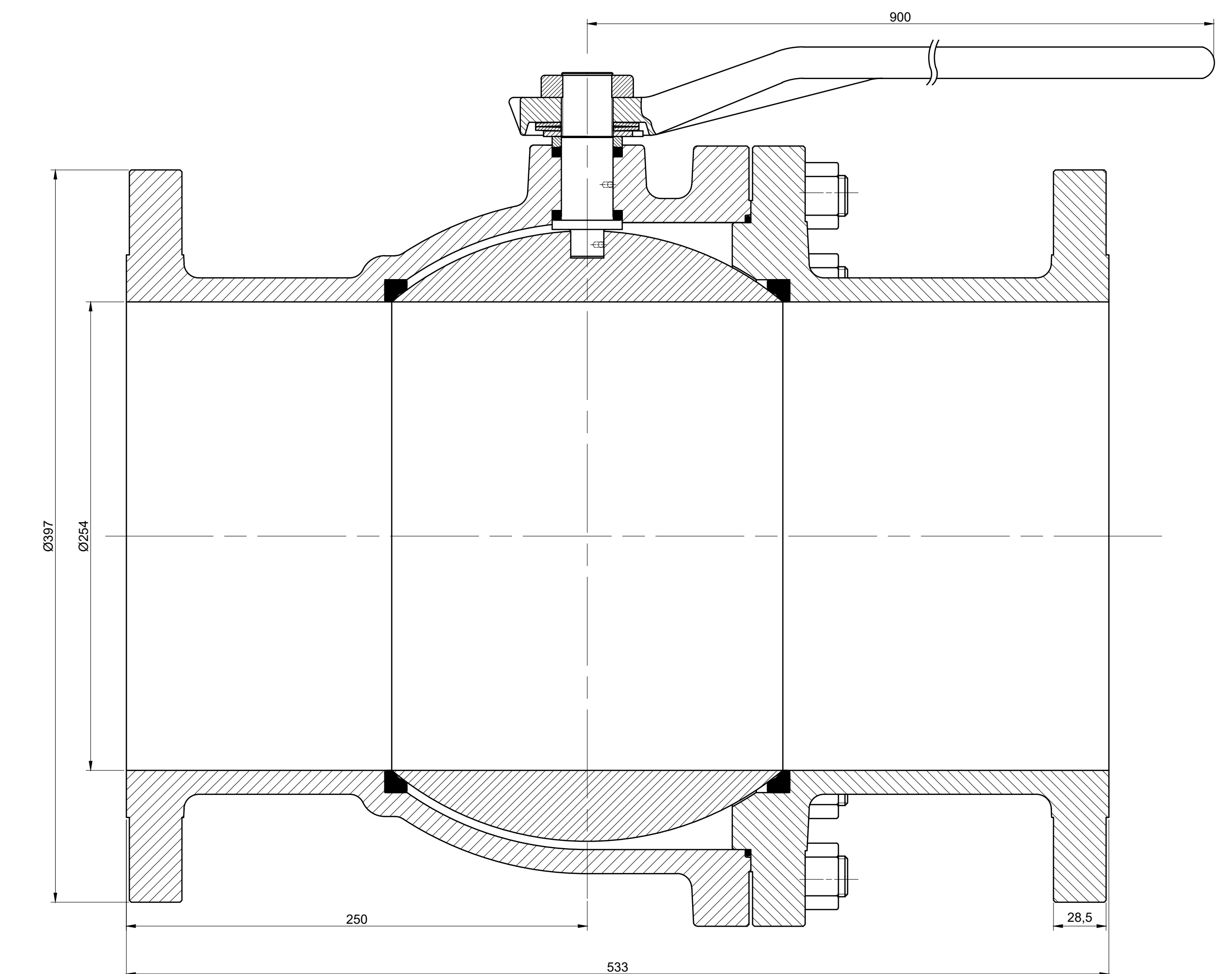
Valvula Esferica - Pasaje Total 4" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Total 6" Serie 150
Escala: 1:2



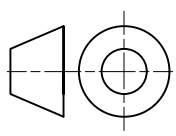
Valvula Esferica - Pasaje Total 8" Serie 150
Escala: 1:2

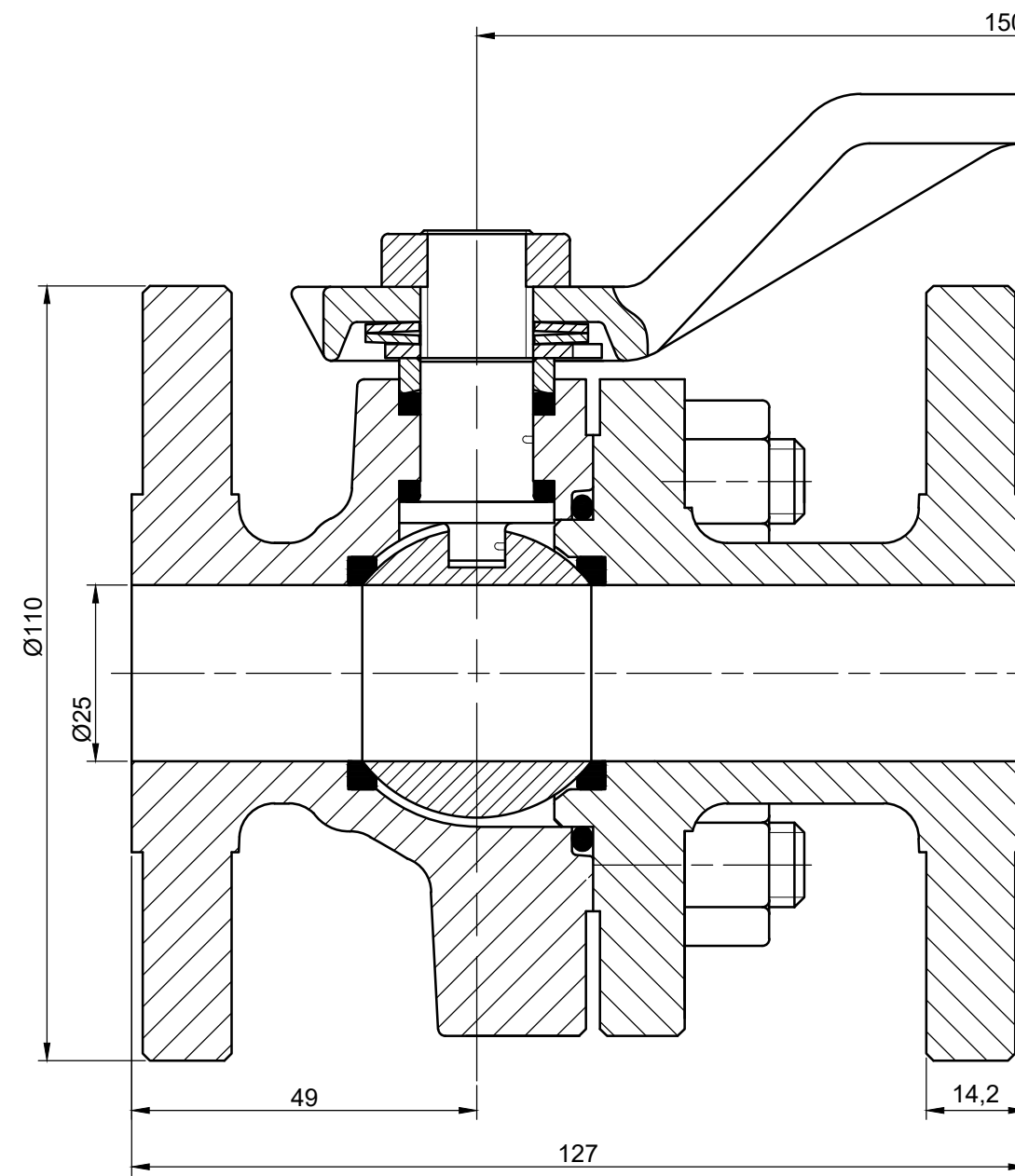


Valvula Esferica - Pasaje Total 10" Serie 150
Escala: 1:2

Mod	Era	Es	Autor	Rev	Fecha
			U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final		
Diseño: <i>Francisco Ortiz Paez Sefari</i>		Máquina de Serie -			Año: 2018
Reviso:		Vlv. esferica Pasaje Total Serie 150			Especificación Tec. N°
Fecha: 22/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:			Plano N°:
S/Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√			TP- 001

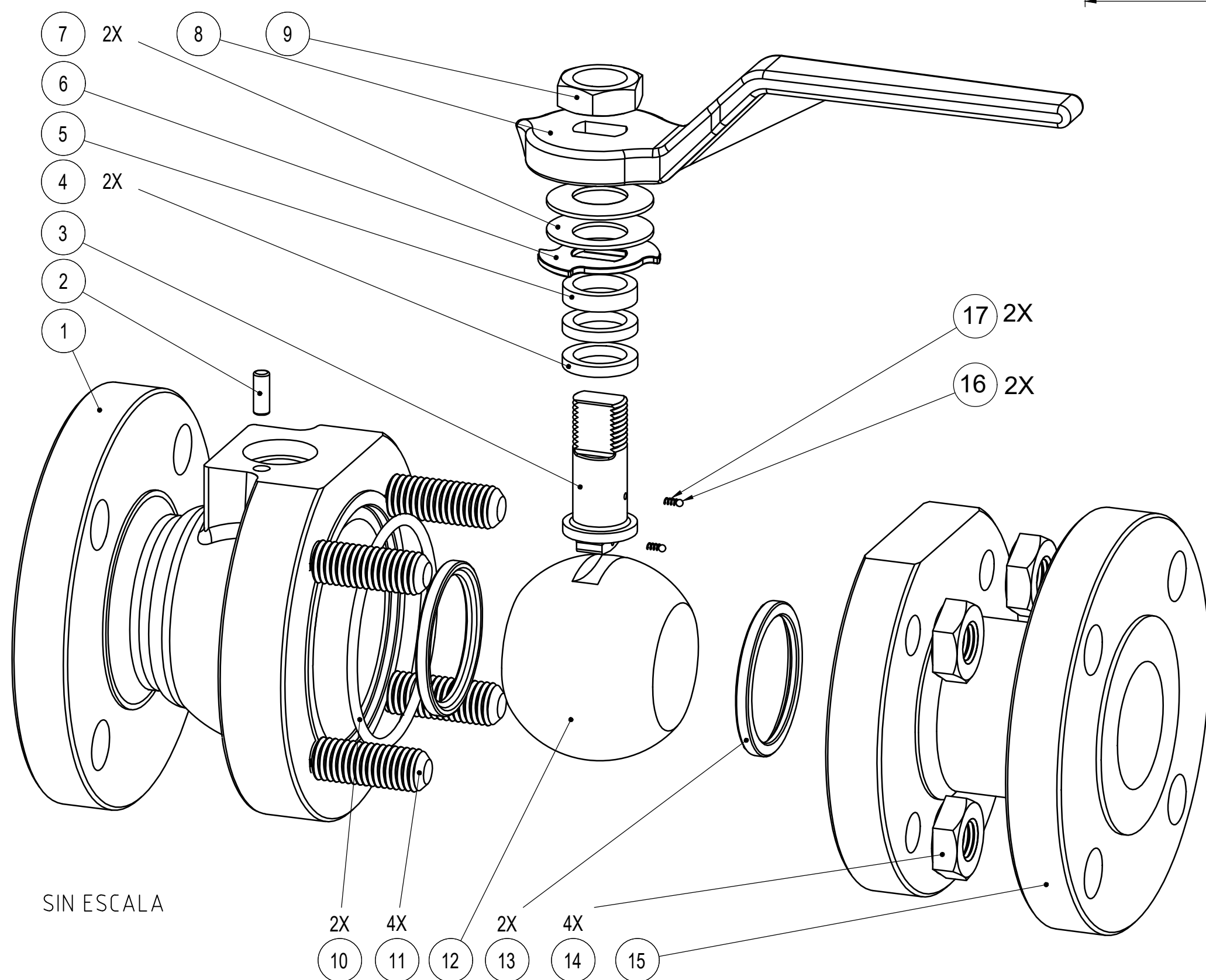
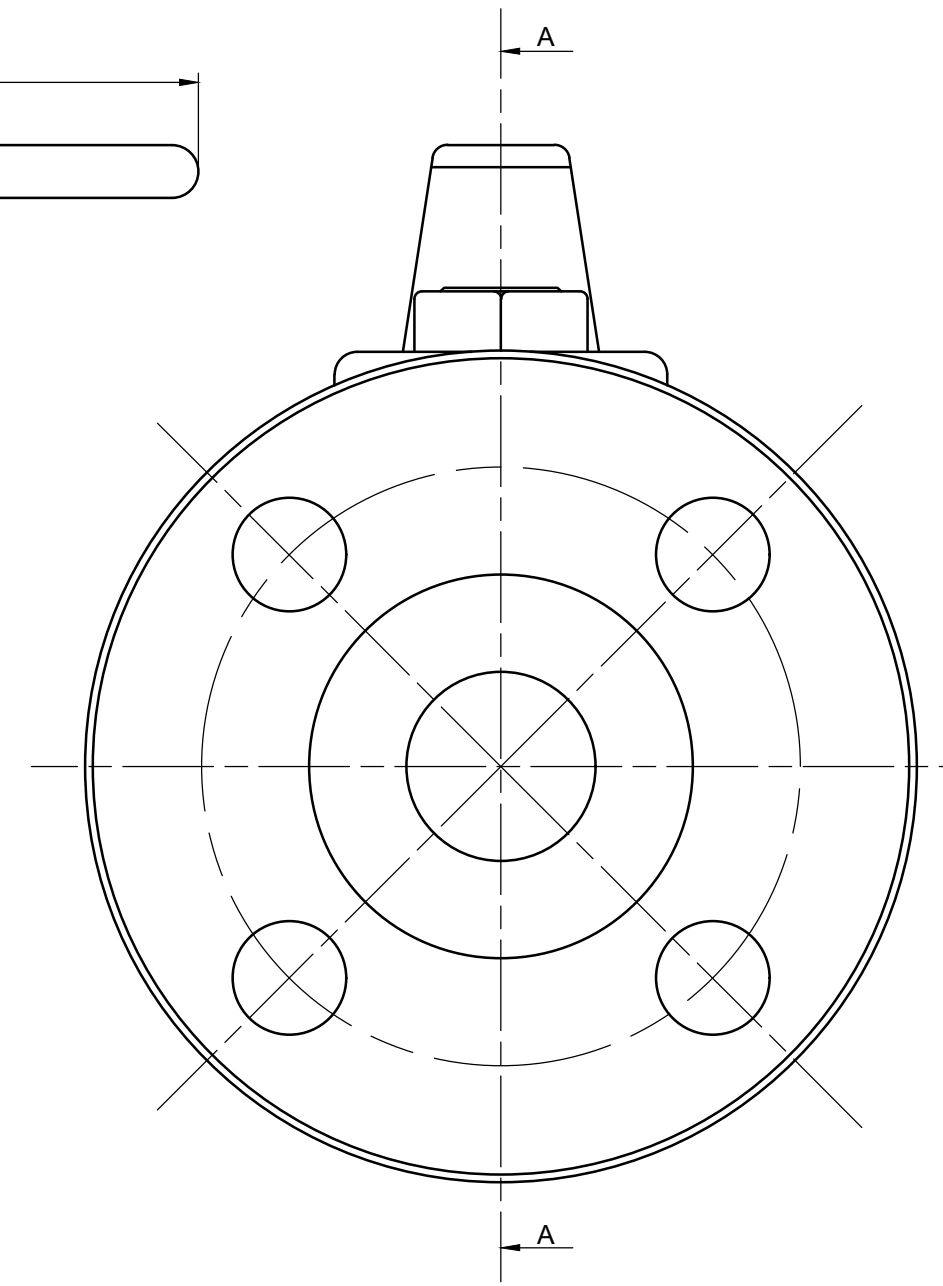


Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" Pasaje Total serie 150 - Explosion Renderizada		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 29/10/2018					
Escala: Sin escala				Tolerancias no indicadas: Longitudinales: Angulares: Rugosidad:	
				Plano N°: TP - 000	



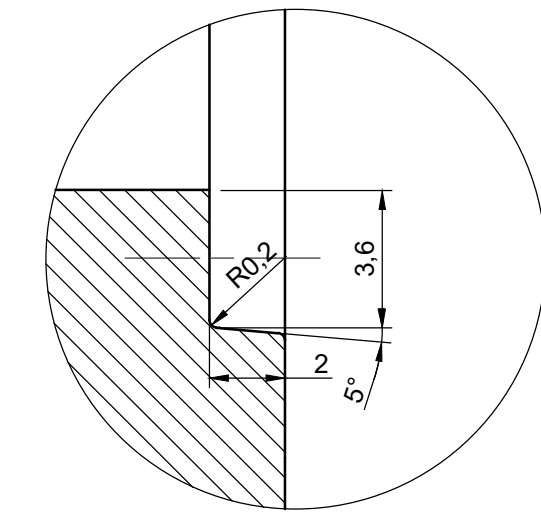
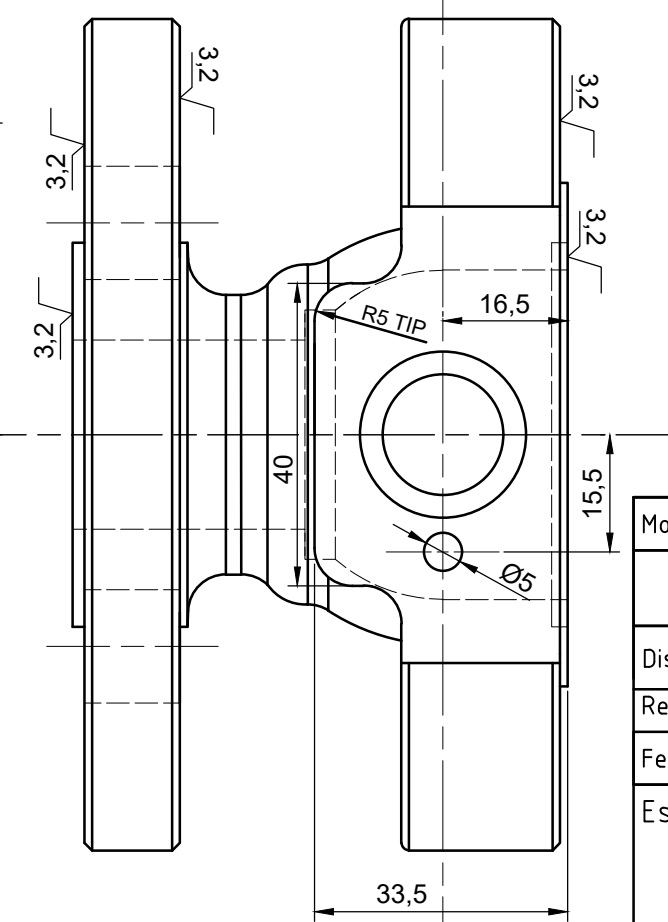
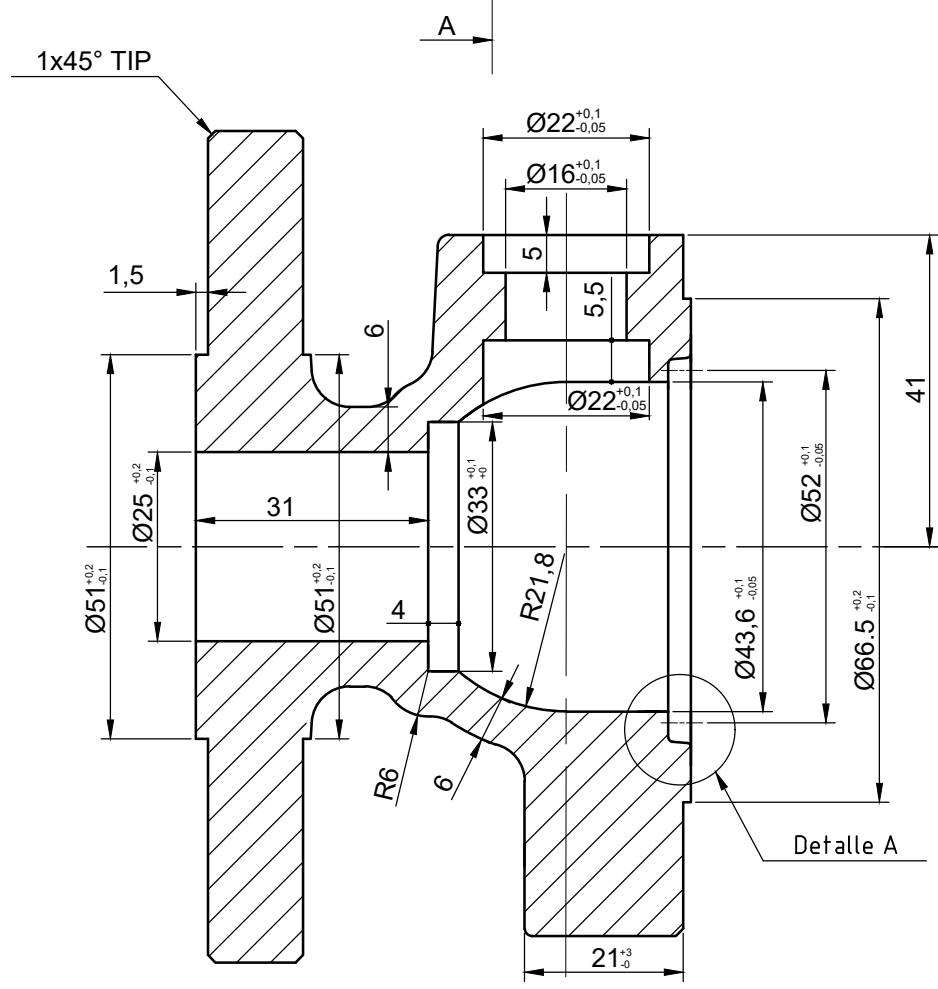
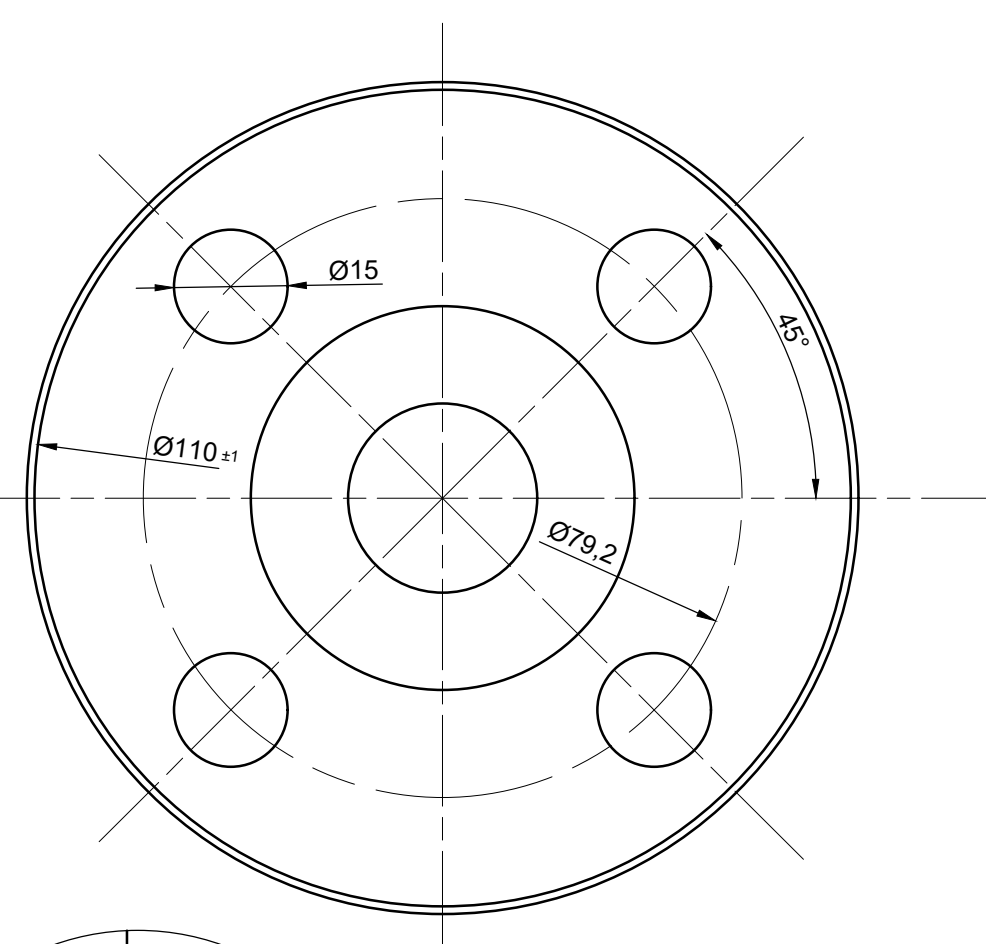
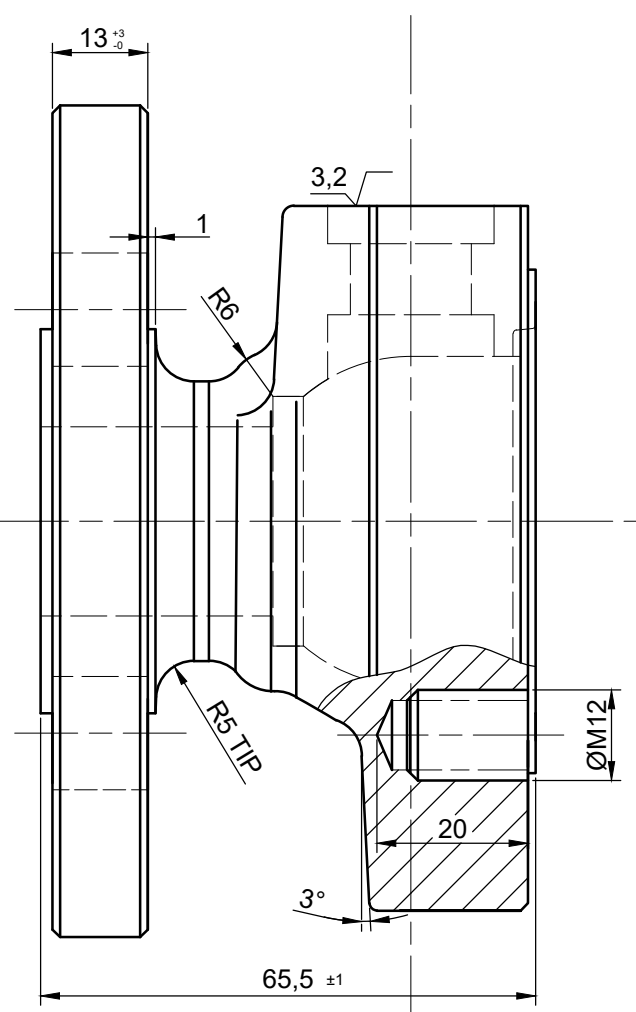
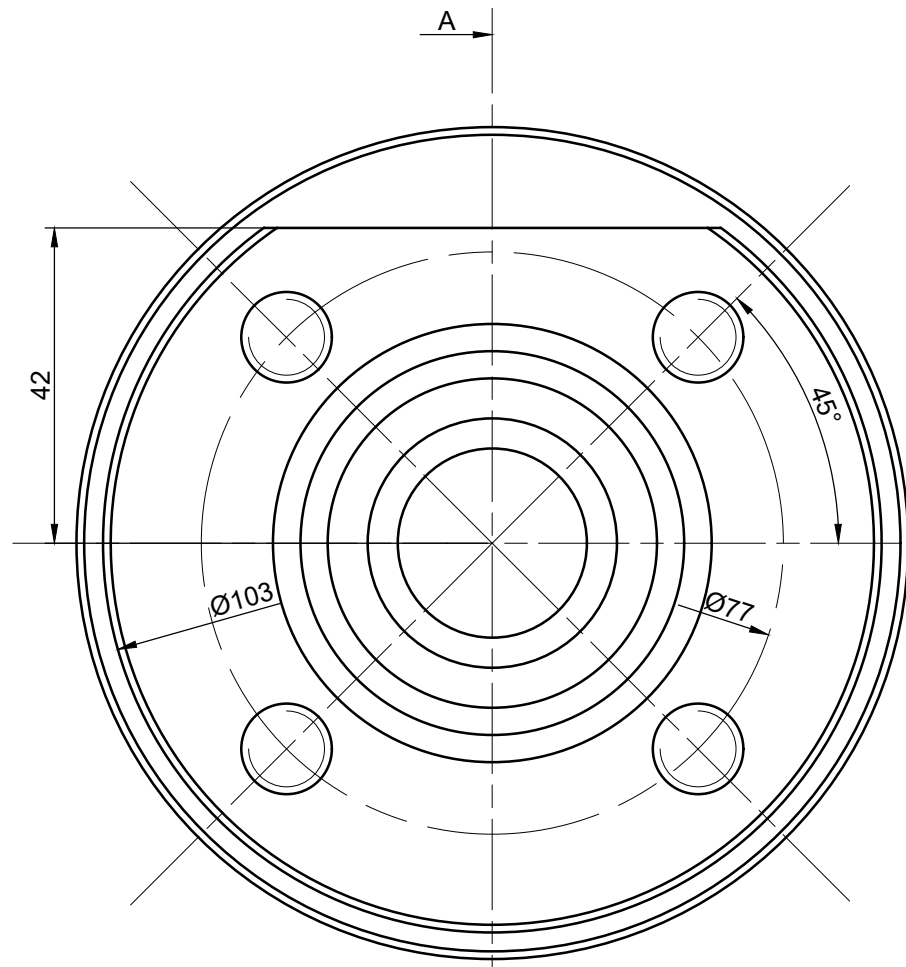
Corte A-A

ESC:1:1



SIN ESCALA

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
S/Plano		Longitudinales: ±0,1	Angulares: ±30°	TP1 - 001	
		Rugosidad: 1,6			

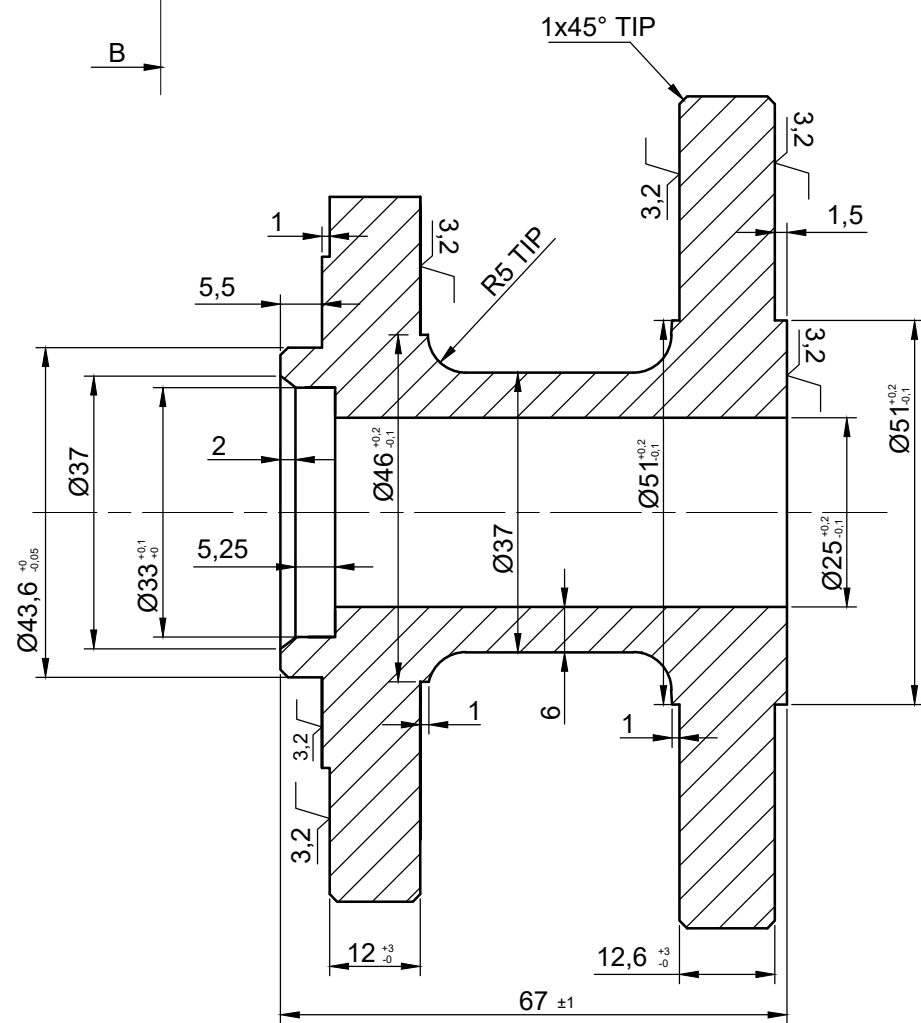
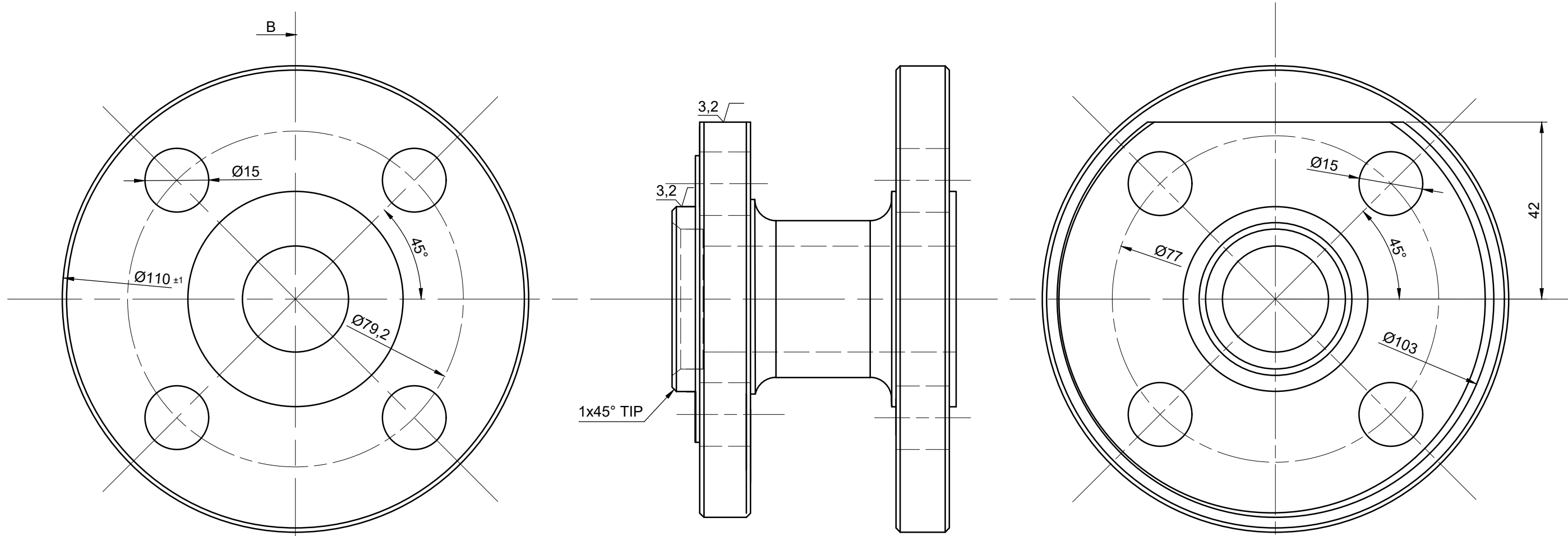


Detalle A

Material: A216 Gr WCB

Corte A-A

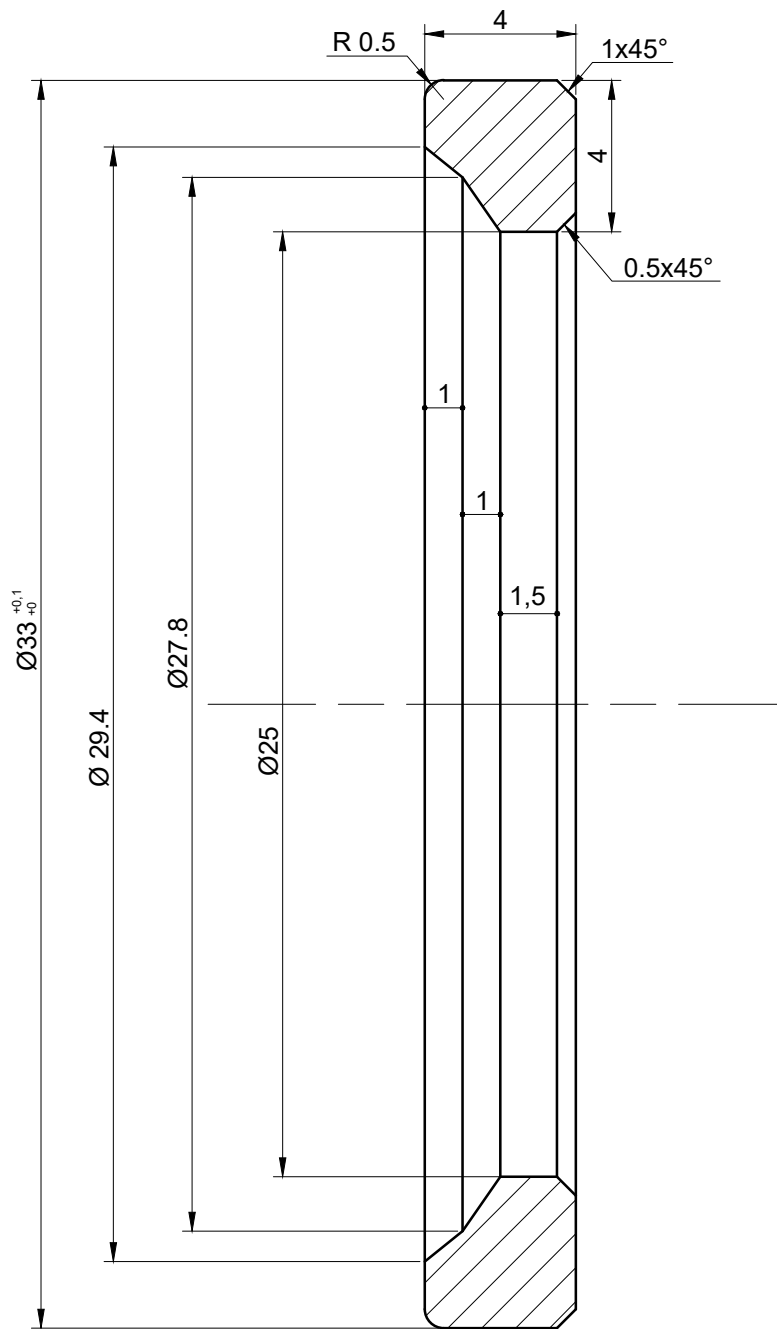
Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert			Máquina de Serie - Vlv. esferica 1"		Año: 2018
Reviso:			serie 150 - Cuerpo parte A		Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:	Tolerancias no indicadas:		Plano N°:		
1:1	Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1.6√		TP1 - 002		



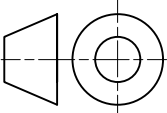
Corte B-B

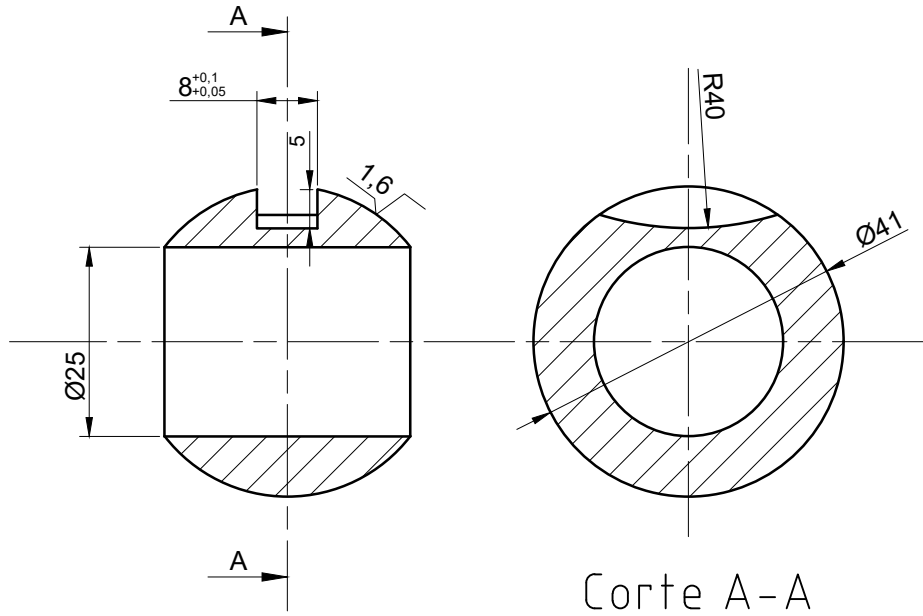
Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150 - Cuerpo parte B	
Reviso:		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1.6√	TP1 - 003



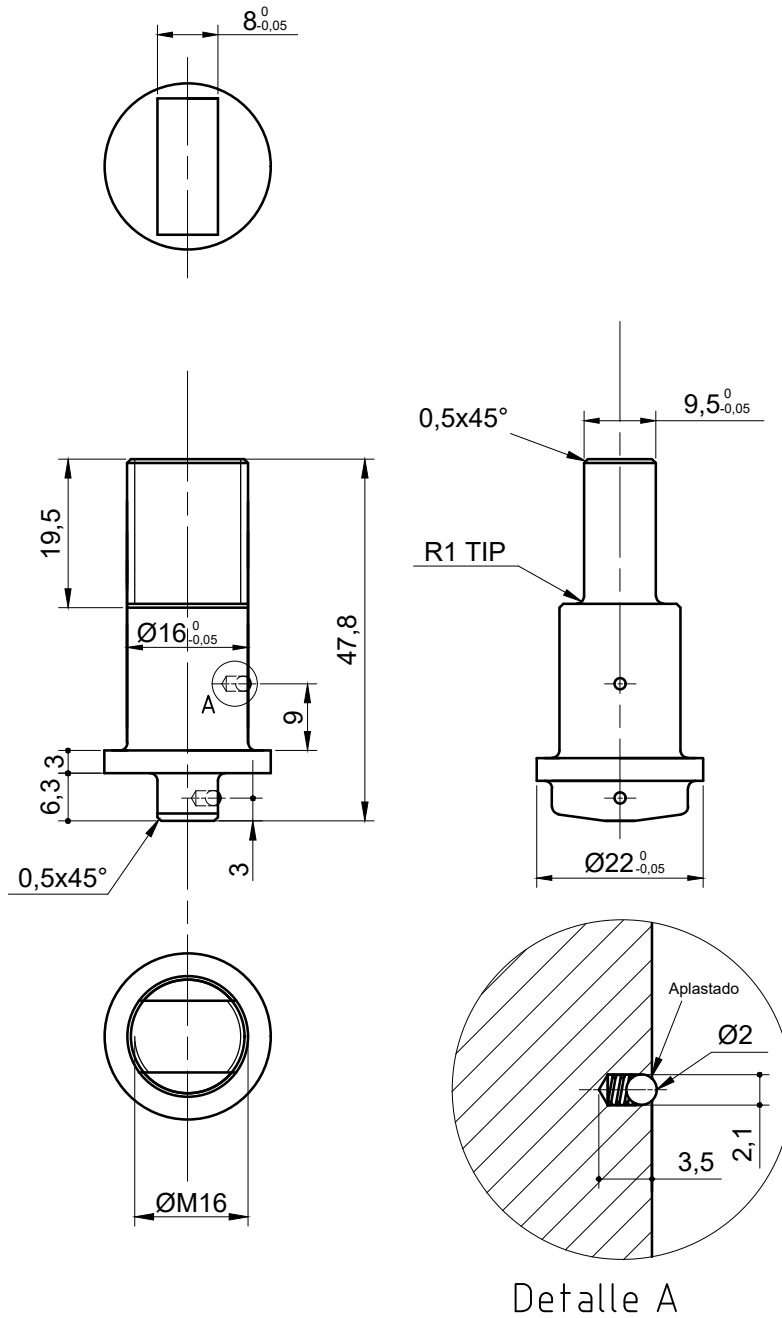
Material: PTFE + 15% Grafito

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150 - Sello de Esfera	
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escala:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
5:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 004



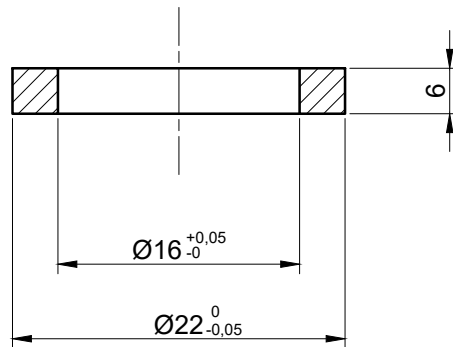
Material: Aisi 316

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150 - Esfera		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6	TP1 - 005	



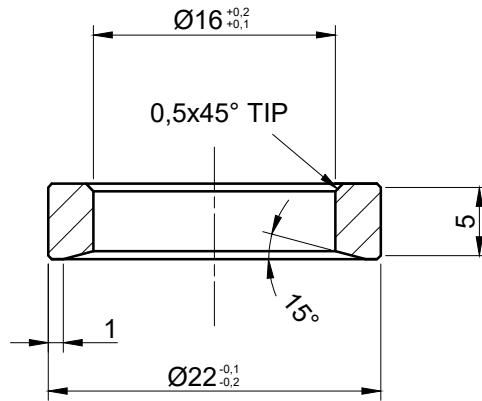
Material: AISI 316

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" Serie 150 - Vastago		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1.6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 006	

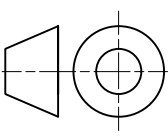



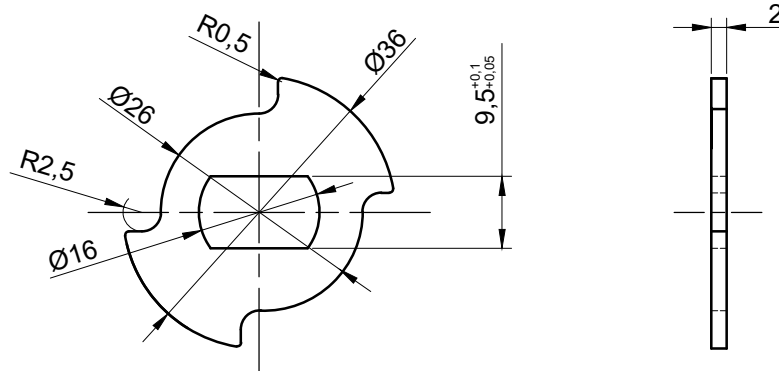
Material: PTFE

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150 - Sello de Teflon		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 11/08/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30'' Rugosidad: 1,6√	TP1 - 007	



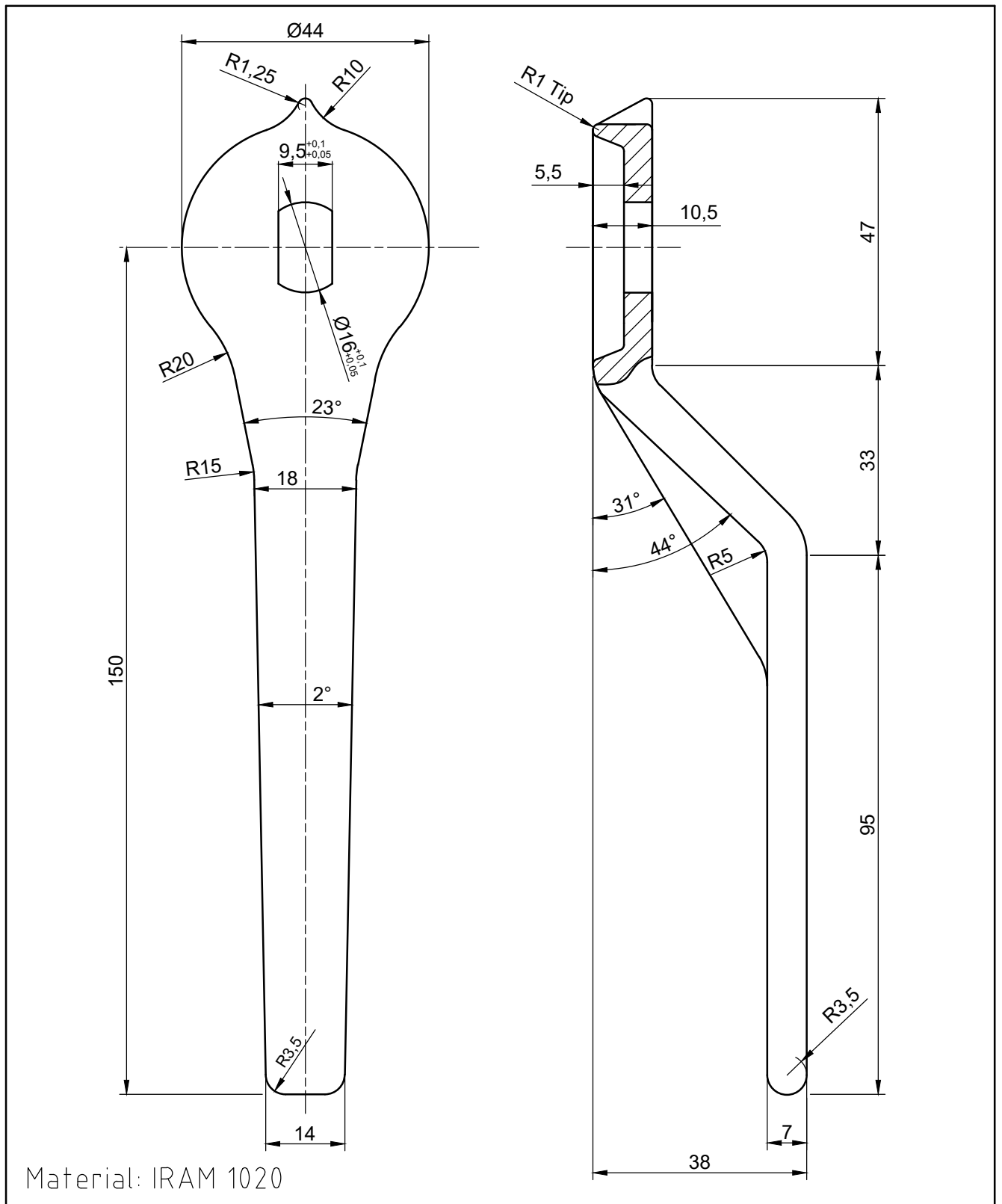
Material: IRAM 1020
 Trat. Sup.: Pasivado

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150 - Sello de Metal		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 15/05/2018			
Escalas: 2:1		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6 	Plano N°: TP1 - 008



Material: IRAM 1010

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150 - Chapa de Tope	
Reviso:			
Fecha: 17/05/2018			
Escala:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 009



Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" serie 150 - Manivela		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 13/08/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 010	

UTN - FRA ALUMNO: Ortiz Ezequiel
 Maquina en Serie - Valvulas Esfericas - Pasaje Raducido
 PLANO DE CONJUNTO N°:PR1 -001

LISTA DE MATERIALES

HOJA 1 DE 1

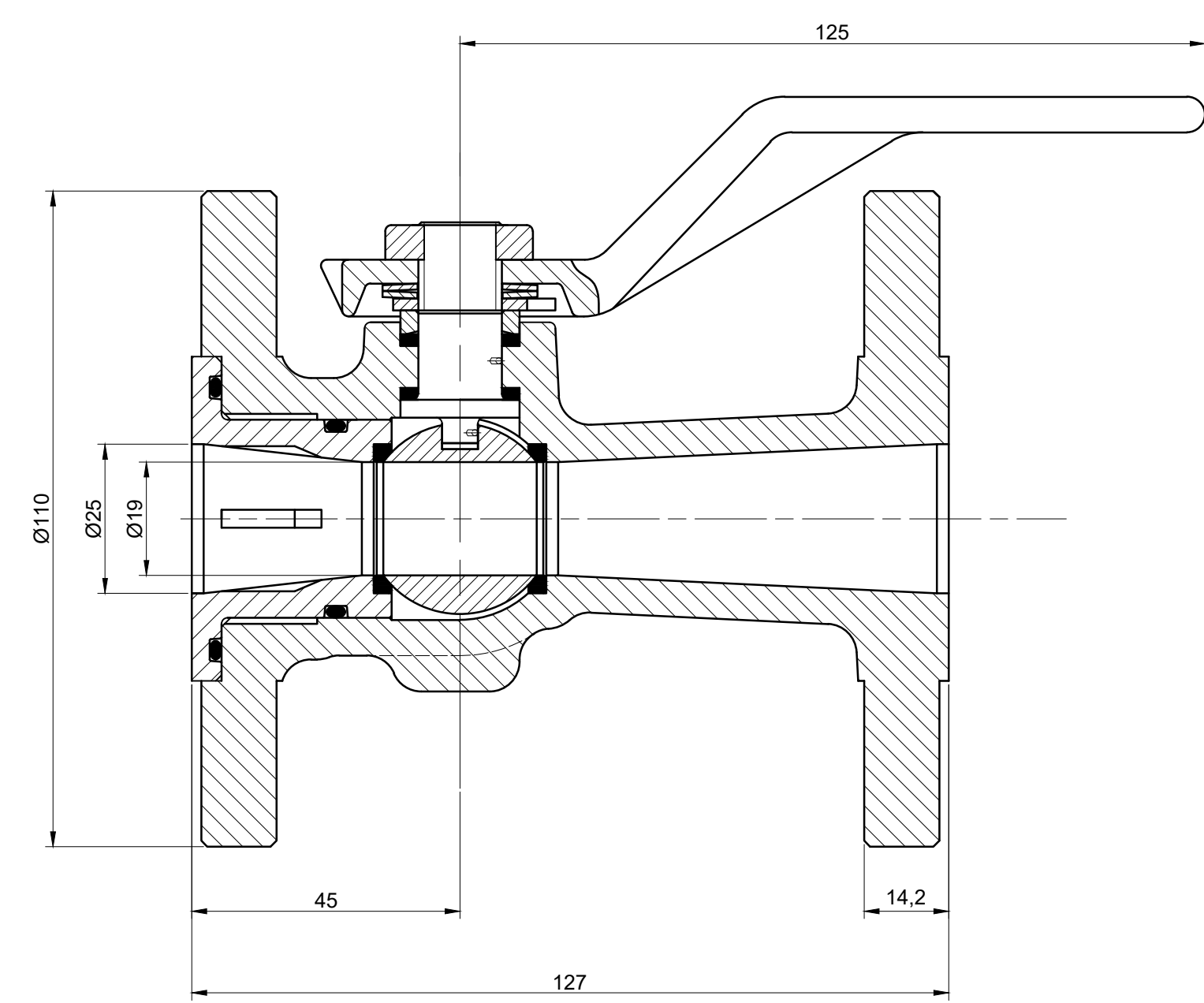
Nº	DENOMINACION	CNT.	MATERIAL	PLANO N°	F	A	T	C	Ob.
1	Cuerpo de Valvula de 1"	1	A216 Gr WCB	PR1 - 002			X		
2	Espina ϕ 5x10	1	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
3	Vastago ϕ =14	1	AISI 316	PR1 - 006			X		
4	Sello de Teflon ϕ_{int} =14 (p/vastago)	2	PTFE	PR1 - 007				X	
5	Arandela de sello ϕ_{int} =14 (p/vastago)	1	IRAM-IAS-1020	PR1 - 008			X		a
6	Chapa de Tope e=2	1	IRAM-IAS-1010	PR1 - 009			X		
7	Arandela Belleville ϕ_{int} =14.2 -DIN 2093	2	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
8	Manivela de Valvula de 1" L=125	1	IRAM-IAS-1020	PR1 - 010			X		
9	Tuerca ϕ M14 h=6	1	IRAM-IAS-1040	Catalogo				X	
10	Tapon de Valvula de 1"	1	A216 Gr WCB	PR1 - 003			X		
11	O'ring Parker N° 2-215 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
12	Sello de Teflon (p/esfera)	2	PTFE+15% Grafito	PR1 -004			X		
13	Esfera ϕ_{int} =19	1	AISI 316	PR1 - 005			X		
14	O'ring Parker N° 2-223 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
15	Esfera Antiestatica ϕ =1	2	AISI 316	-			X		
16	Resorte ϕ_{int} =1 L=3	2	AISI 316	Catalogo				X	

Ob. a: Tratamiento superficial de Pasivado

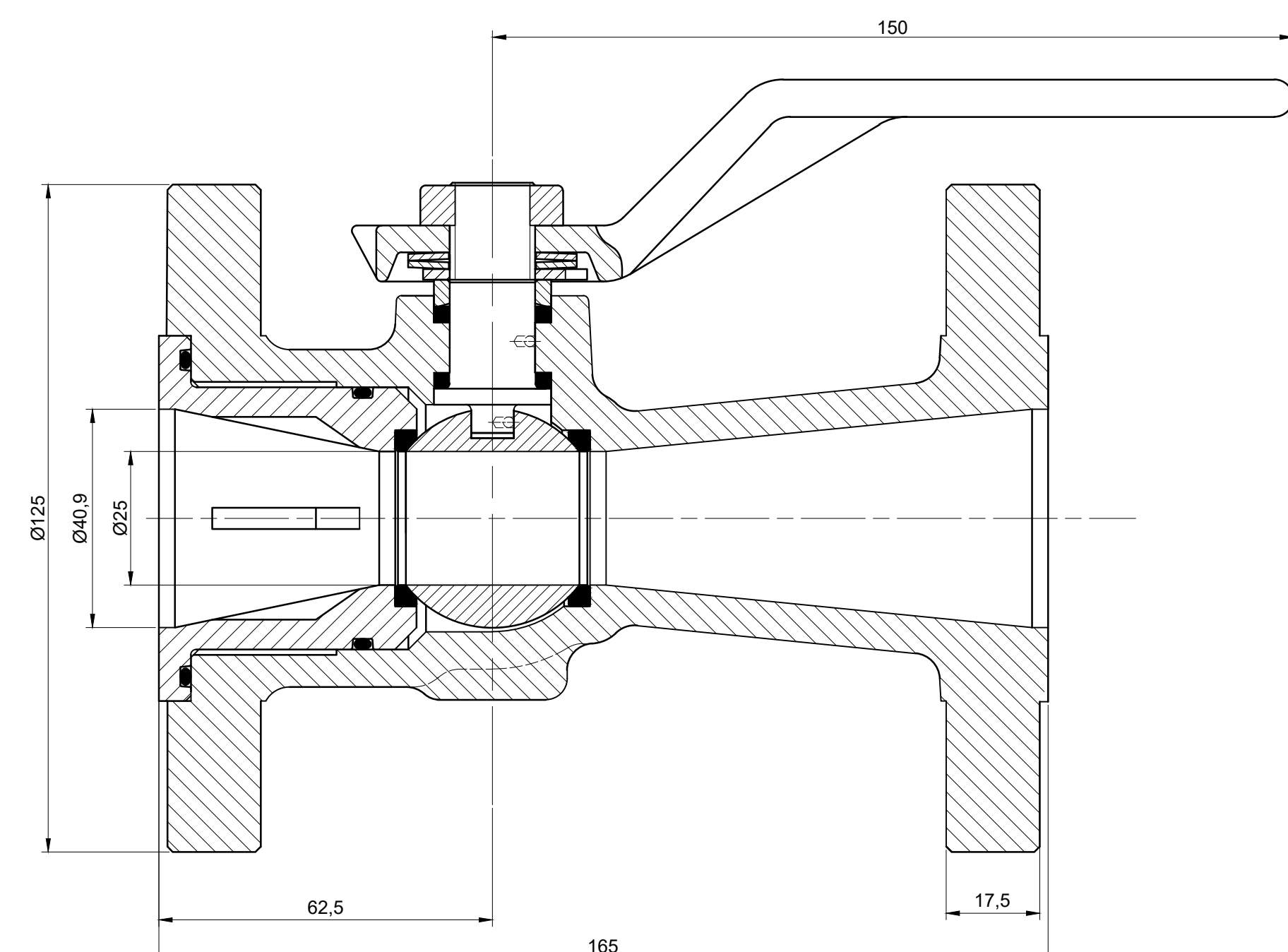
Proy.:

Aprob.:

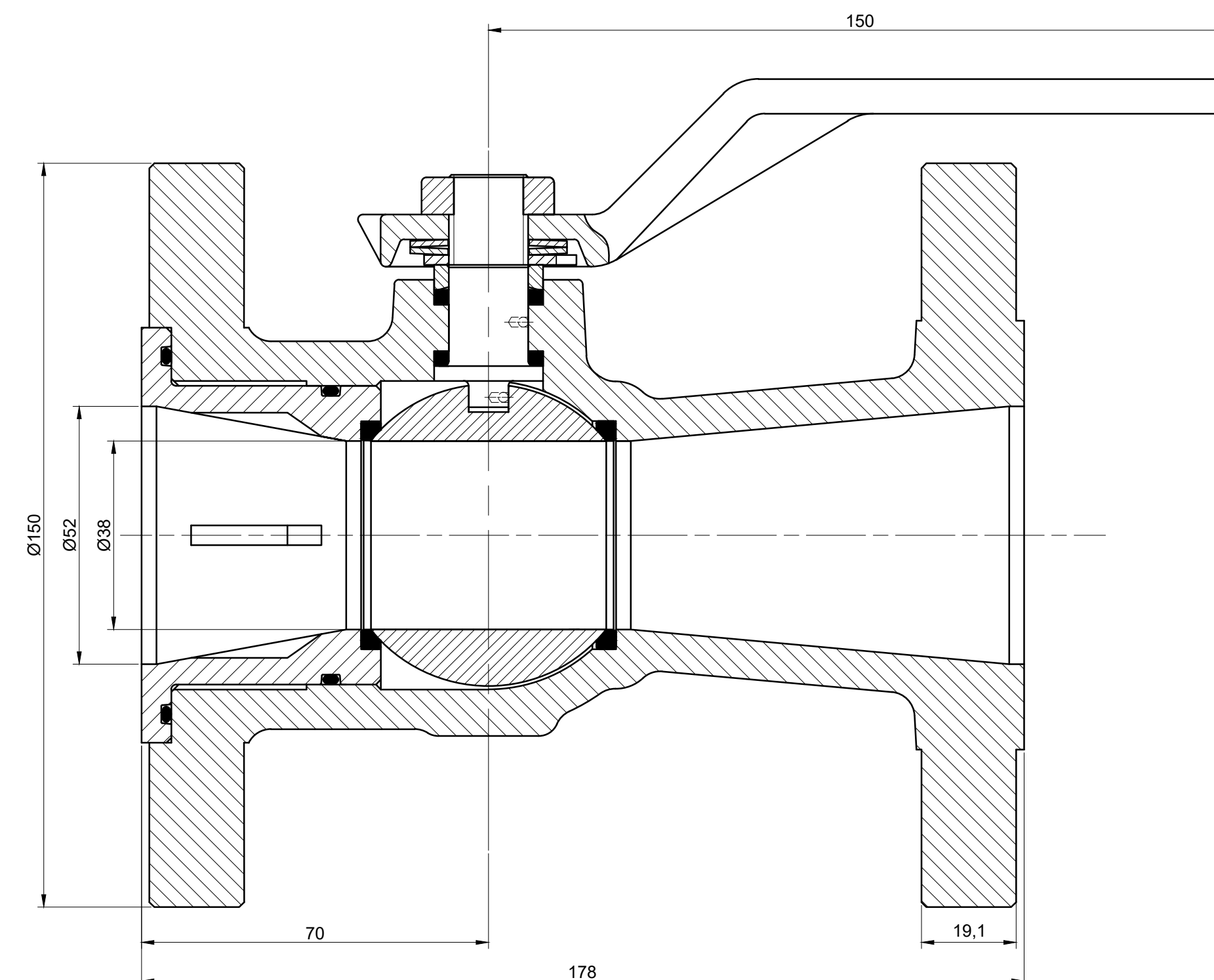
Fecha:



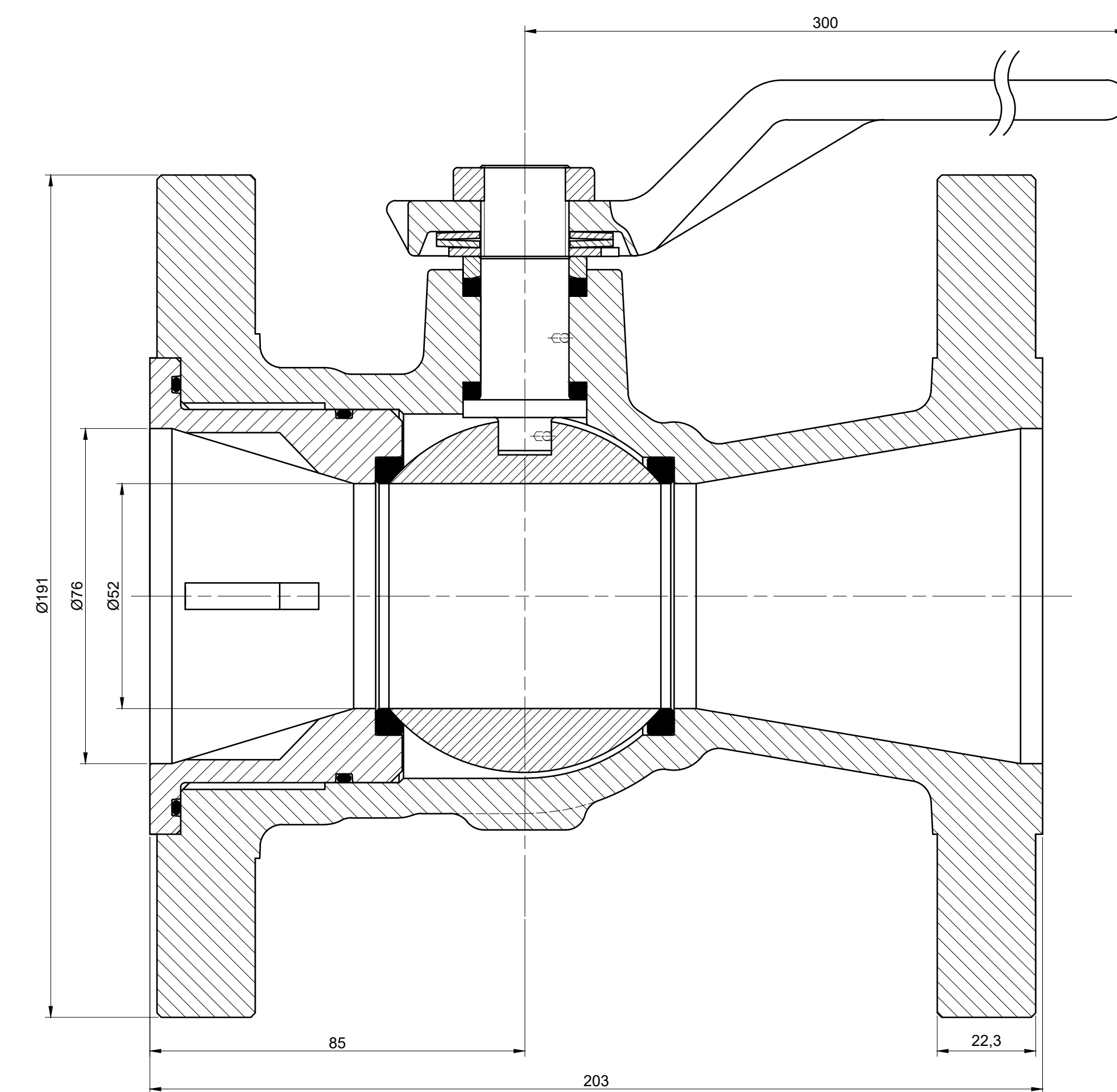
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 1" Serie 150
Escala: 1:1



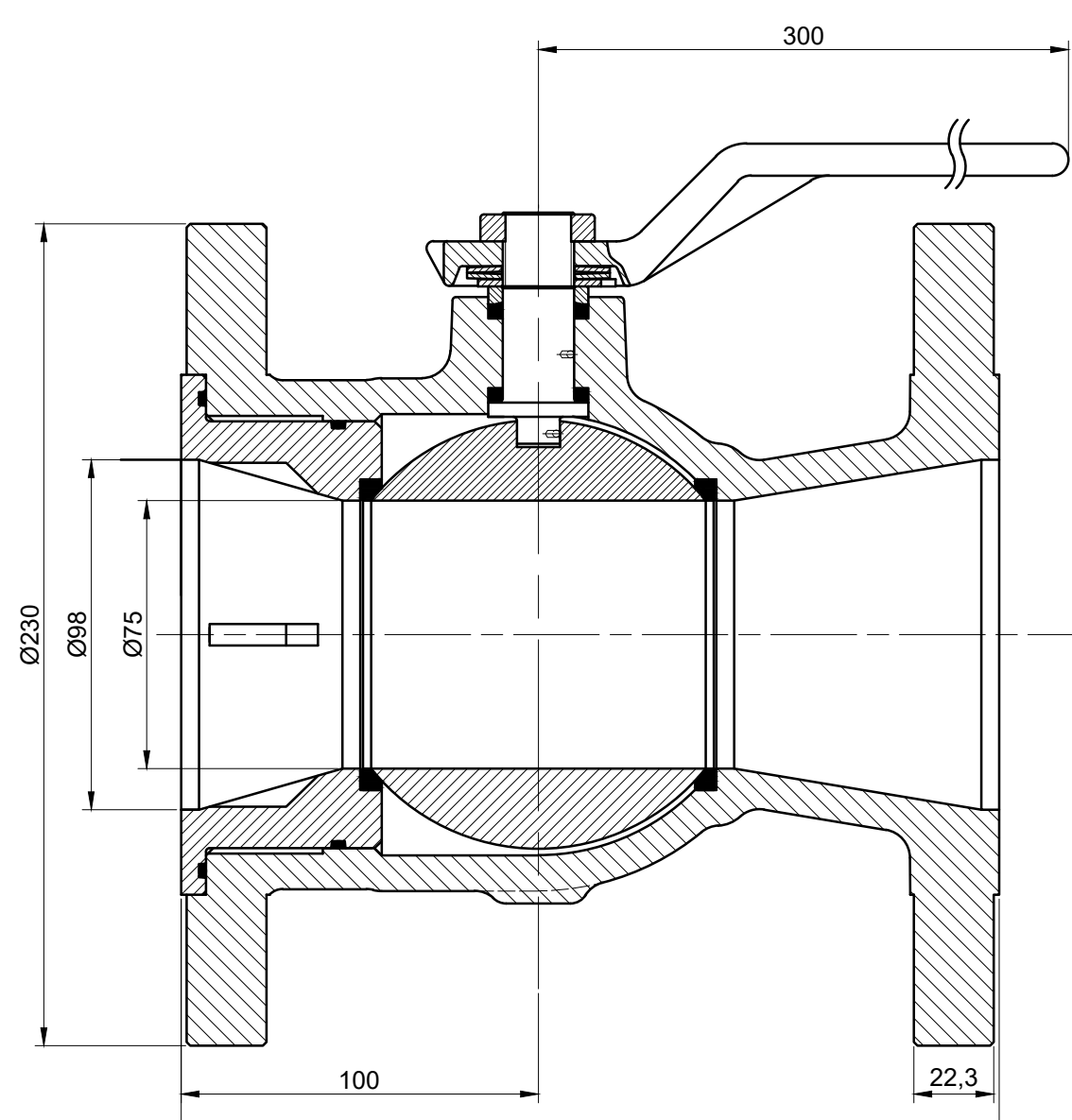
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 1 1/2" Serie 150
Escala: 1:1



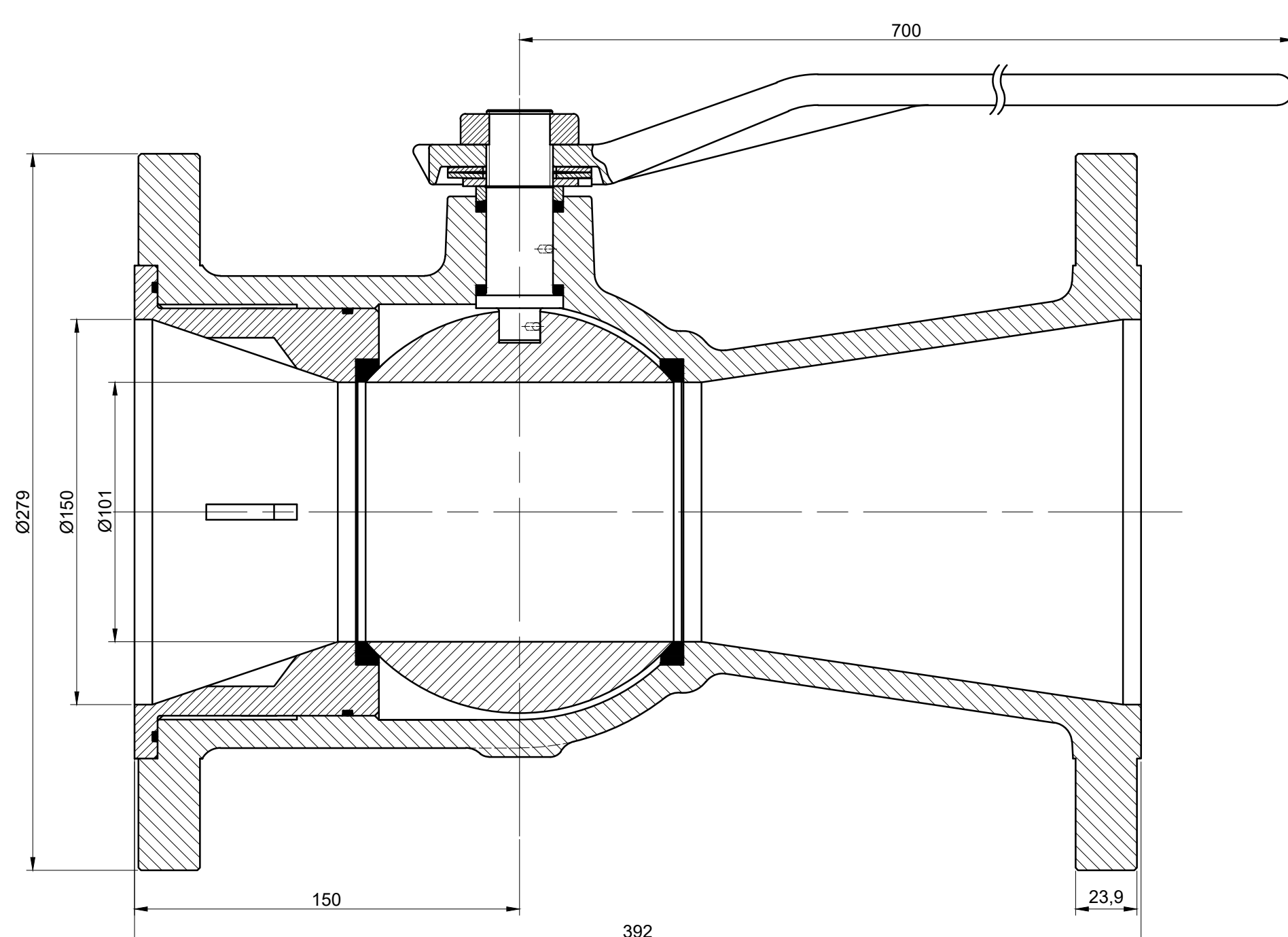
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 2" Serie 150
Escala: 1:1



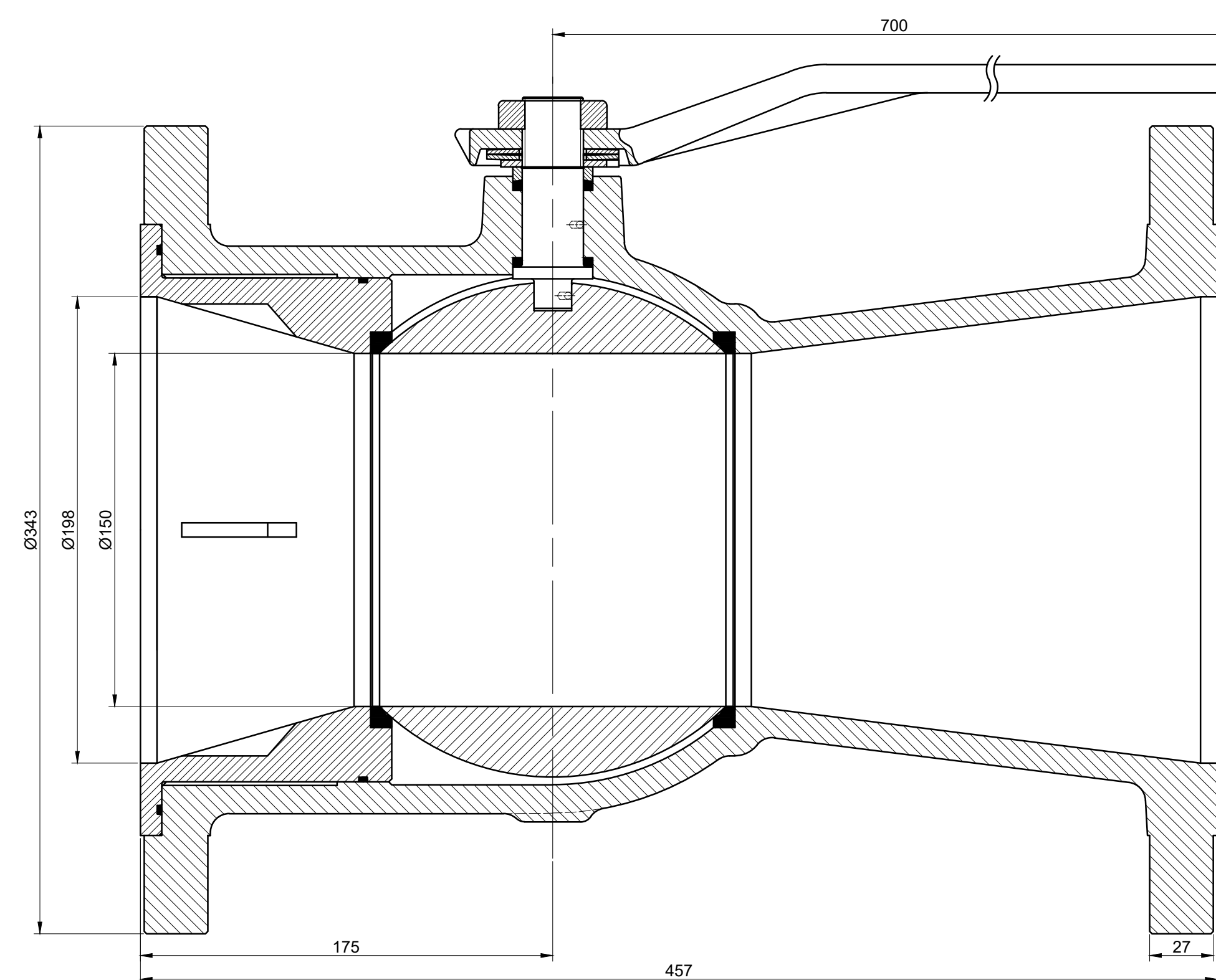
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 3" Serie 150
Escala: 1:1



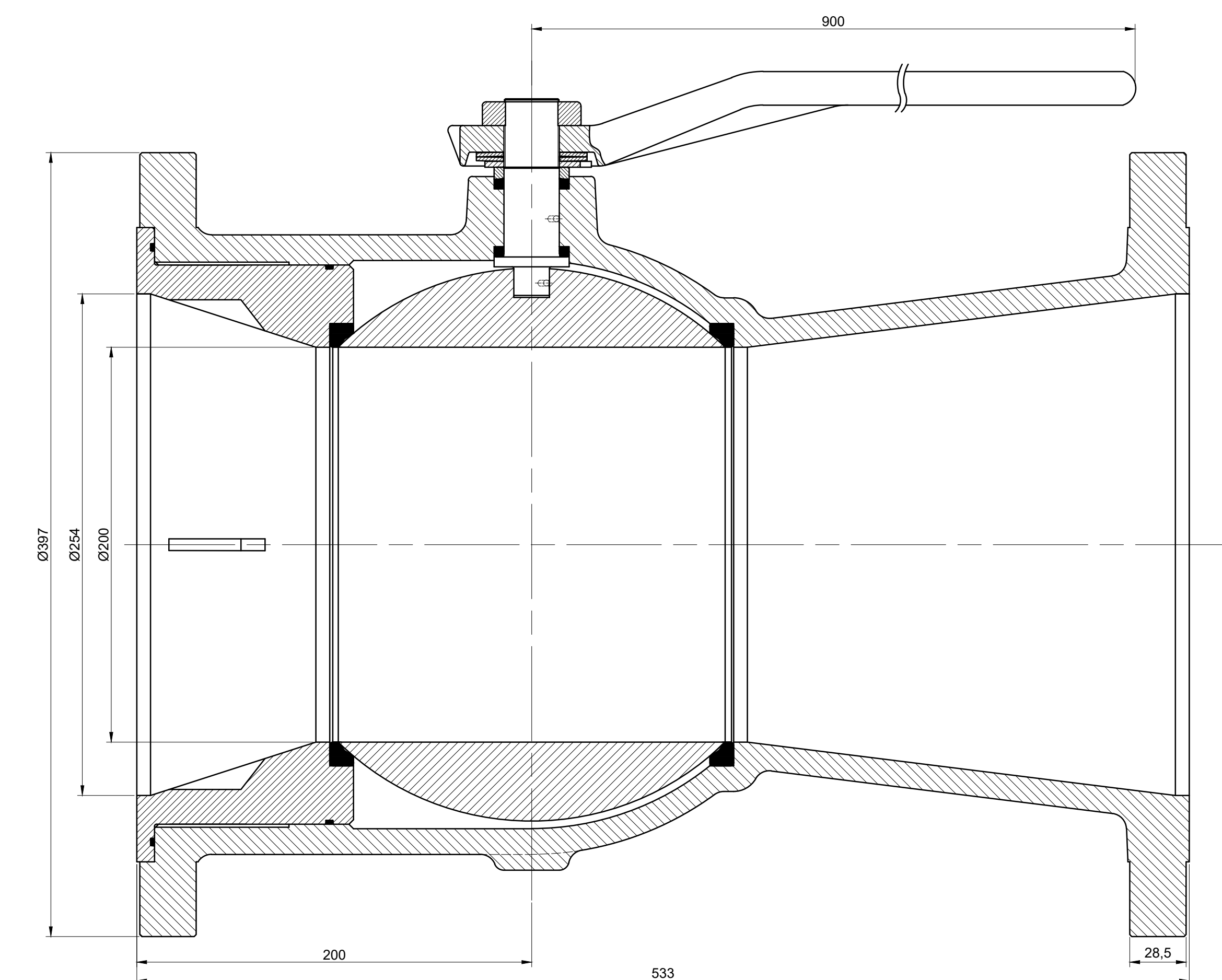
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 4" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Reducido 6" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Reducido 8" Serie 150
Escala: 1:2

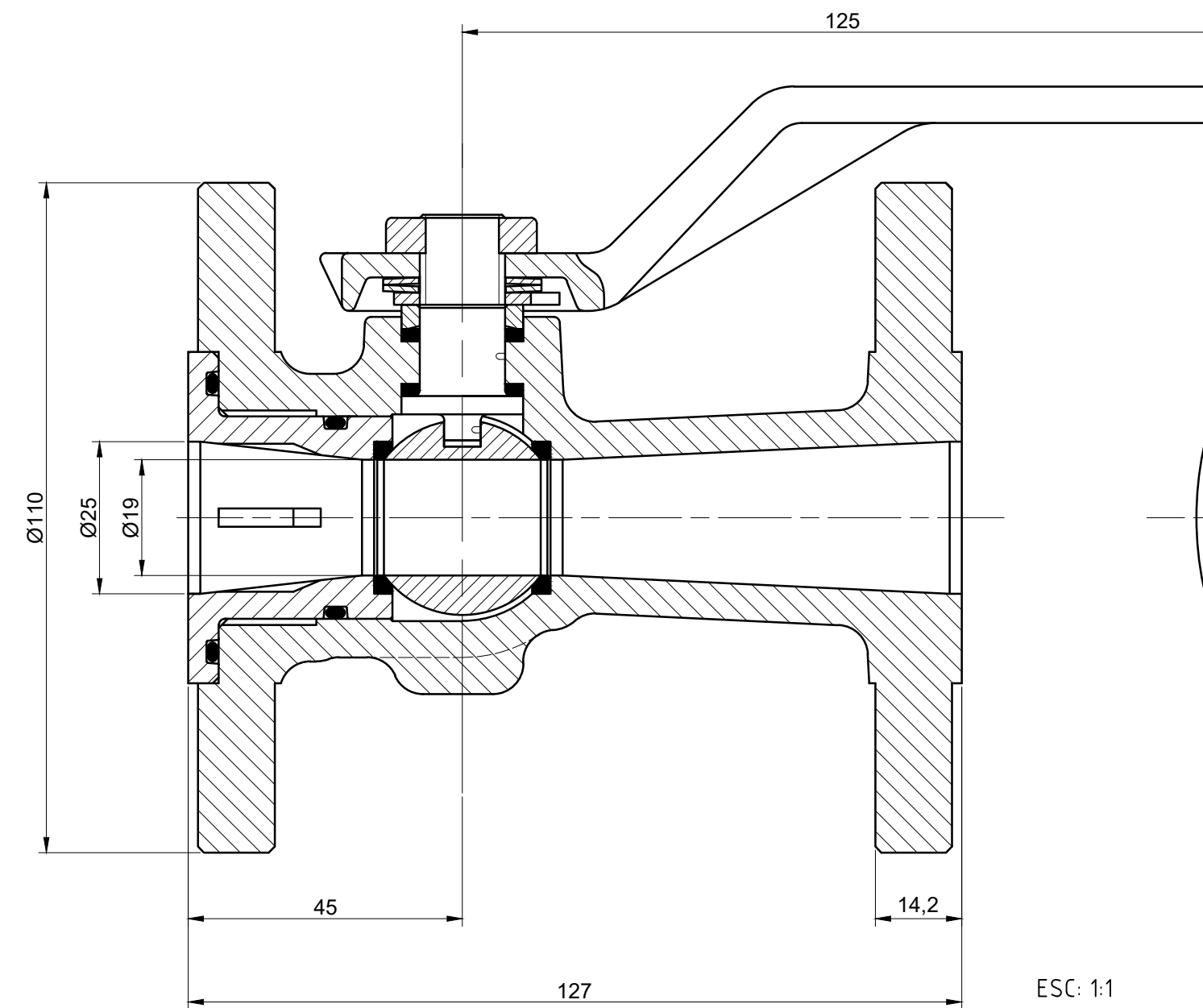


Valvula Esferica - Pasaje Reducido 10" Serie 150
Escala: 1:2

Mod	Era	Es	Autor	Rev	Fecha
U.T.N. - Fra. - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: <i>Francisco Ortiz Paez Serrill</i>					Año: 2018
Reviso:					Especificación Tec. N°
Fecha: 22/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°: PR-001	
S/ Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 1,6			

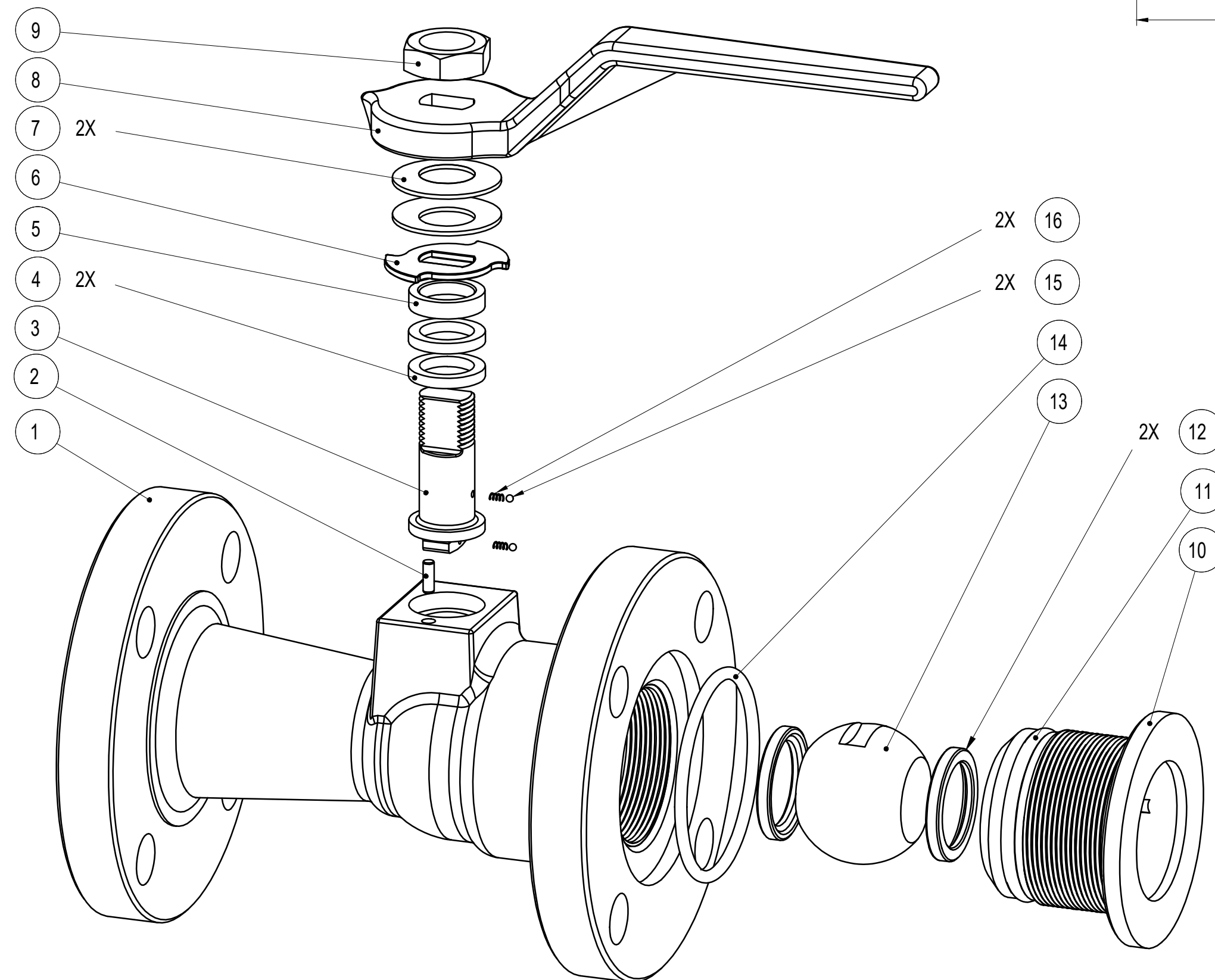
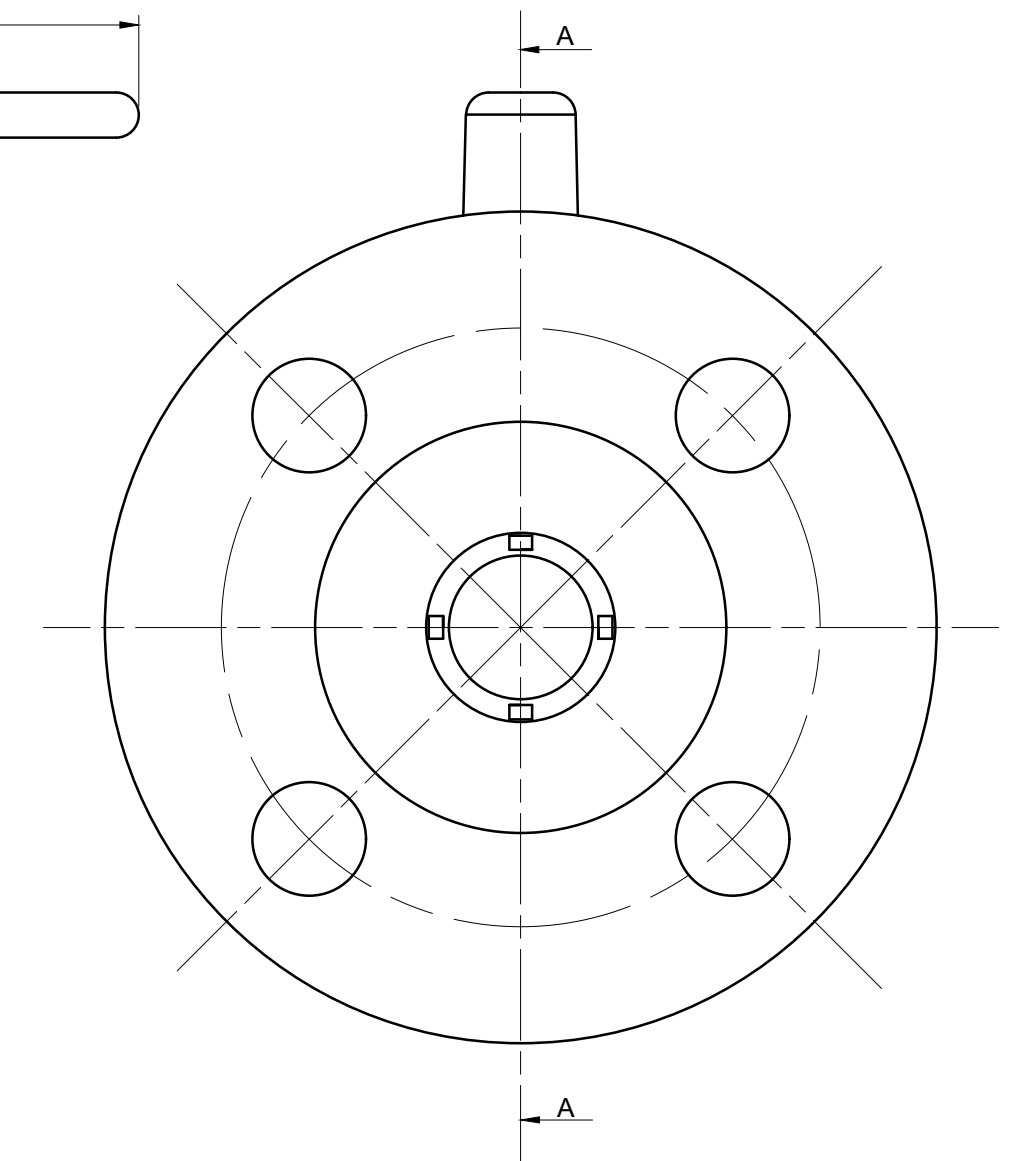


Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1" Pasaje Reducido serie 150 - Explosion Renderizada		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 29/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
Sin Escala		Longitudinales: Angulares: Rugosidad:		PR - 000	



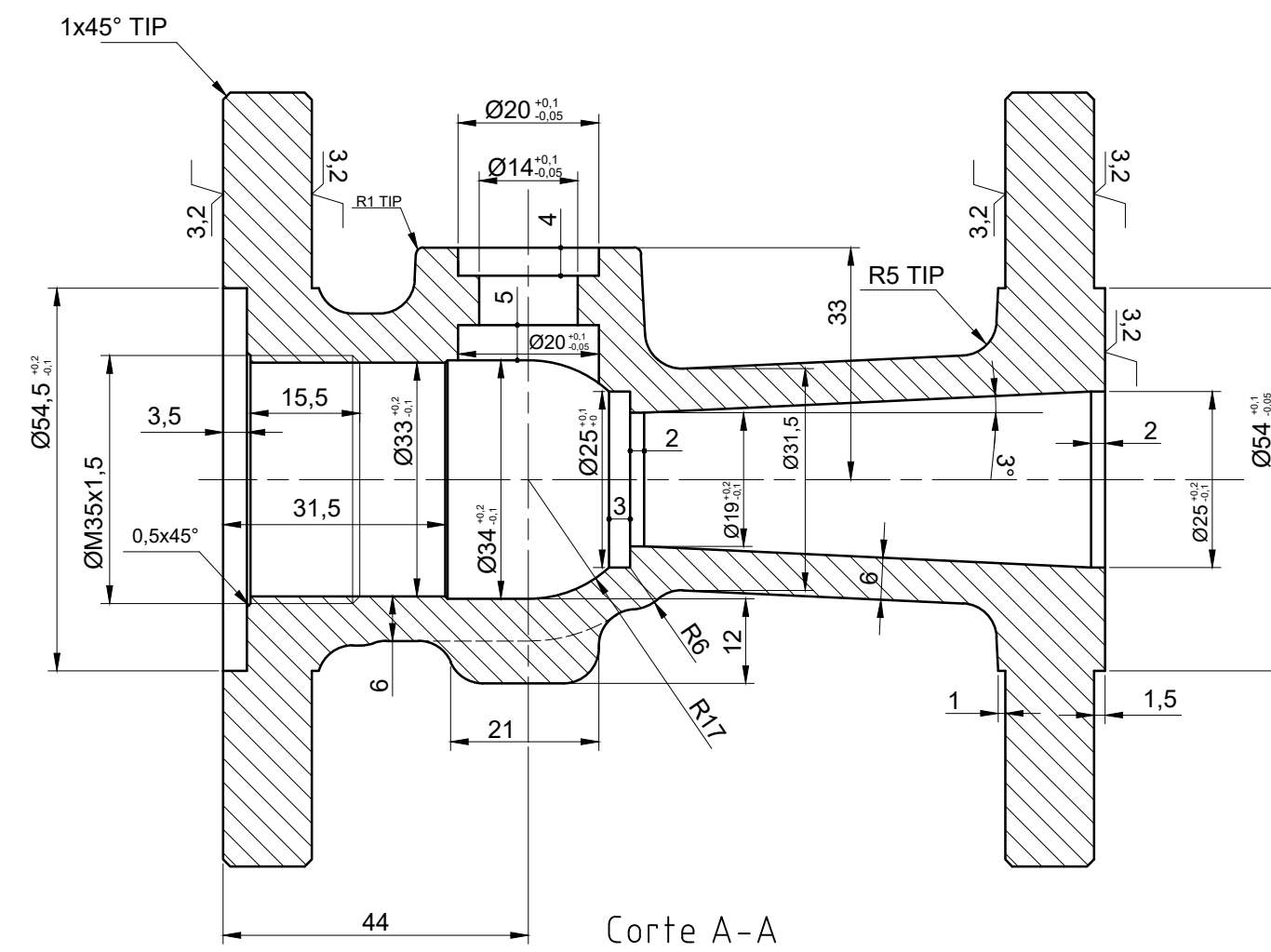
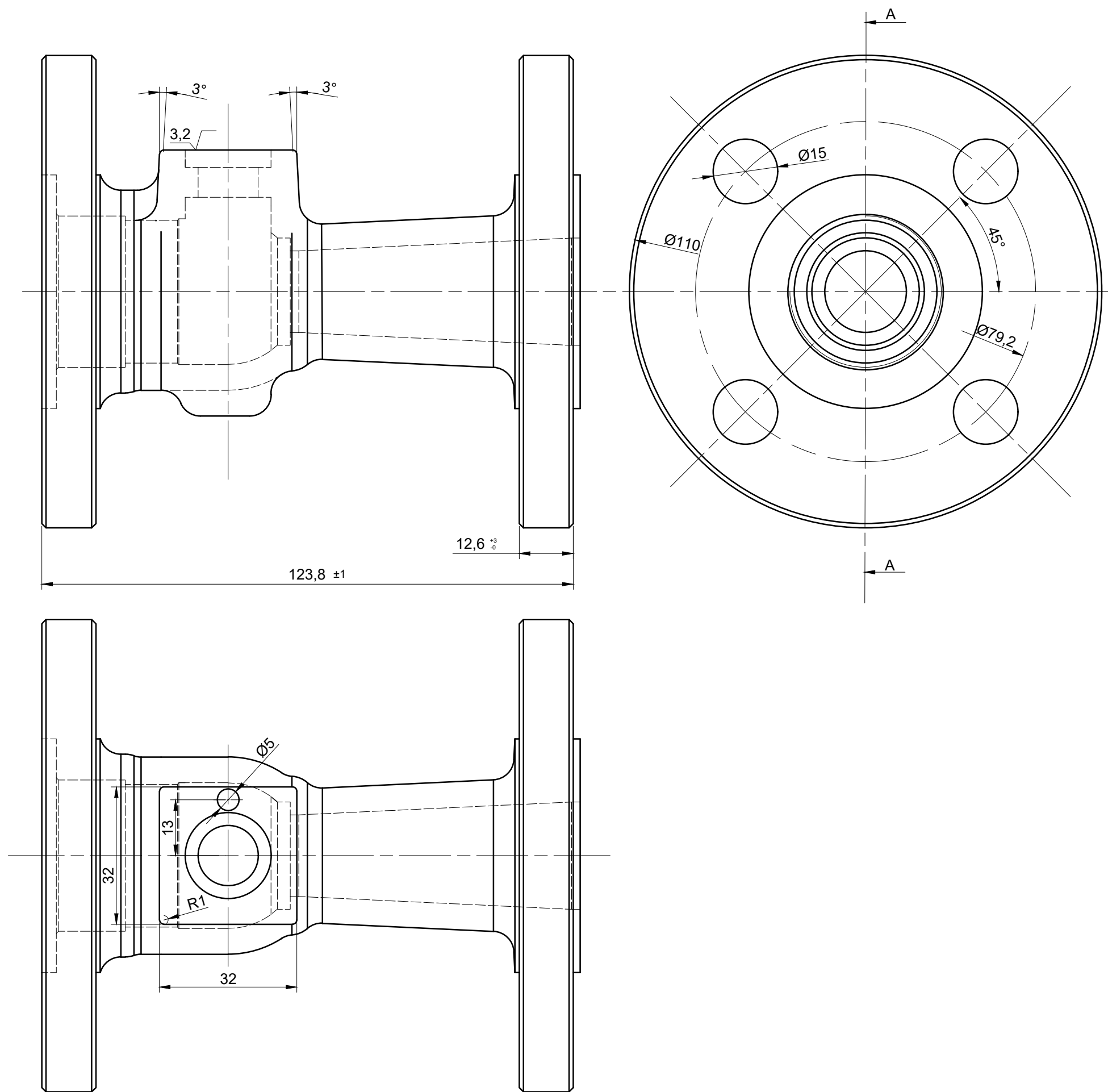
Corte A-A

ESC: 1:1



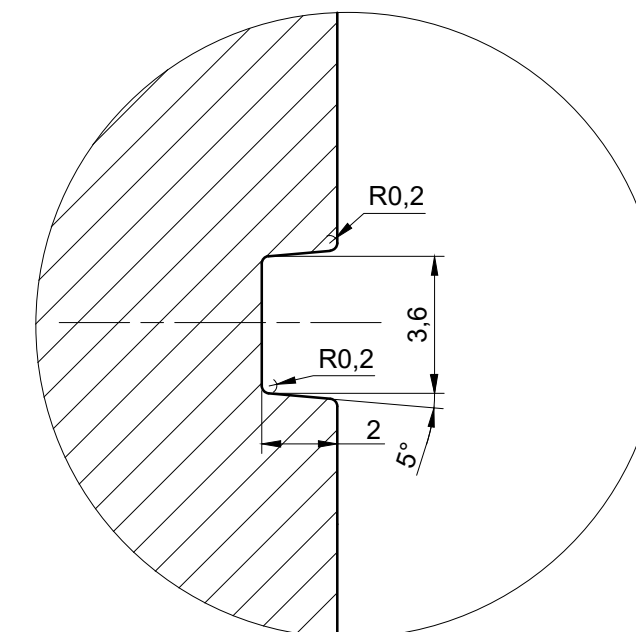
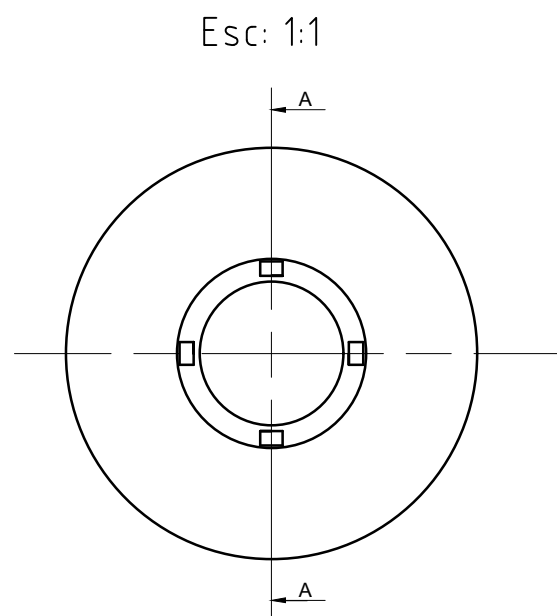
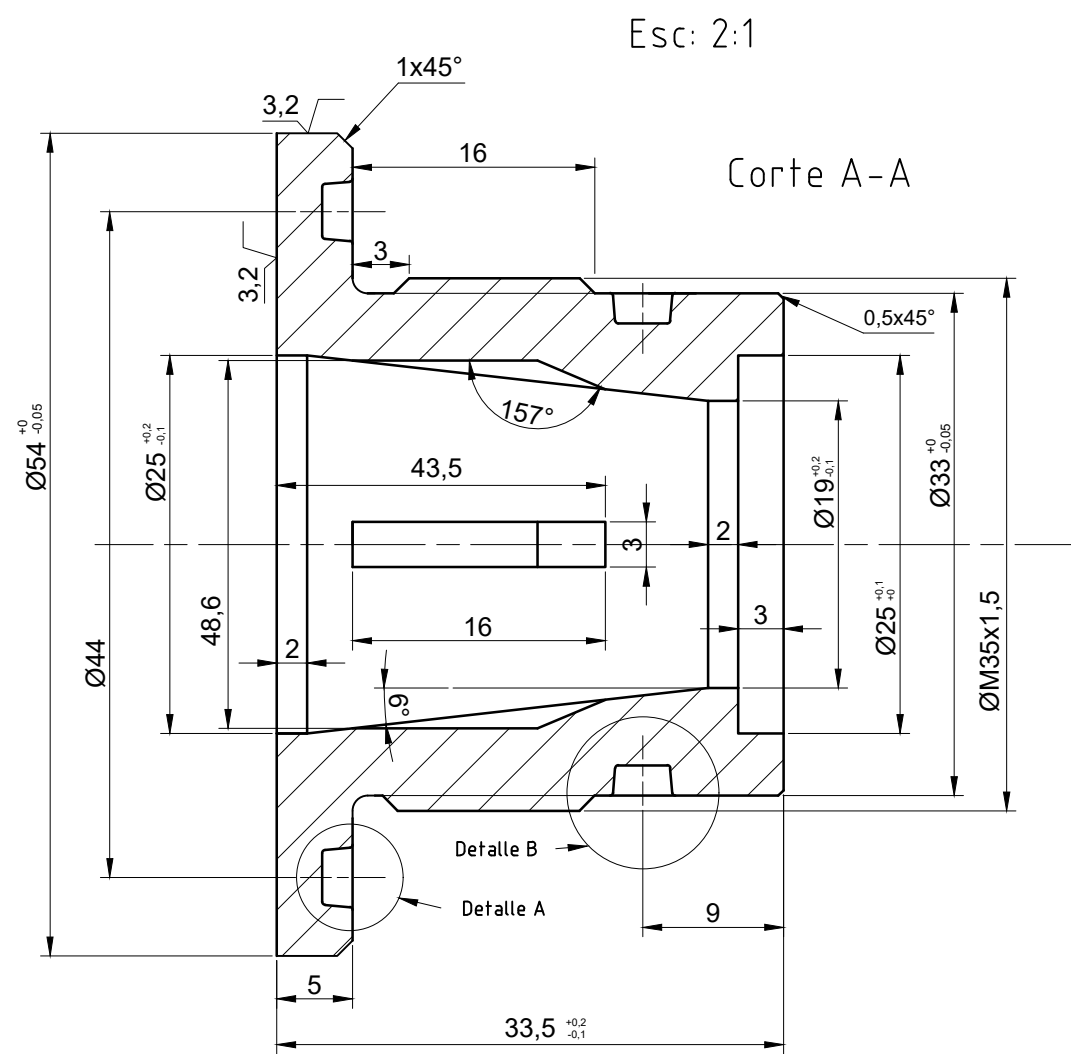
SIN ESCALA

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 14/08/2018					
Escalas:	Tolerancias no indicadas:		Plano N°:		
S/Plano	Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6		PR1 - 001		

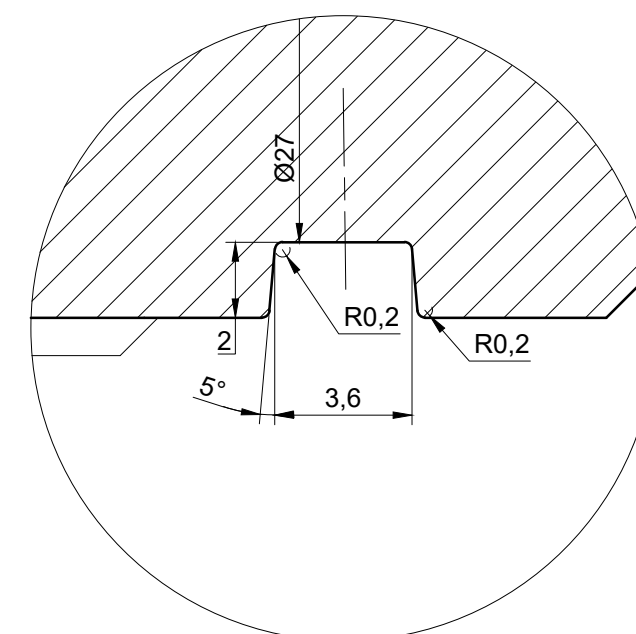


Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150			Año: 2018
Reviso:		Cuerpo			Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 14/08/2018					
Escalas:	1:1	Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6			Plano N°: PR1 - 002



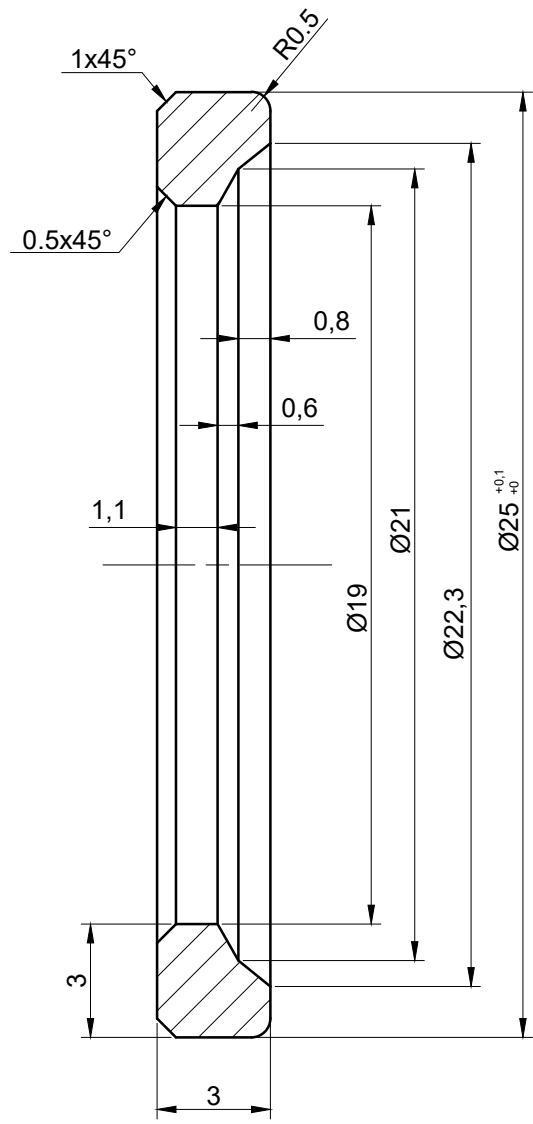
Detalle A



Detalle B

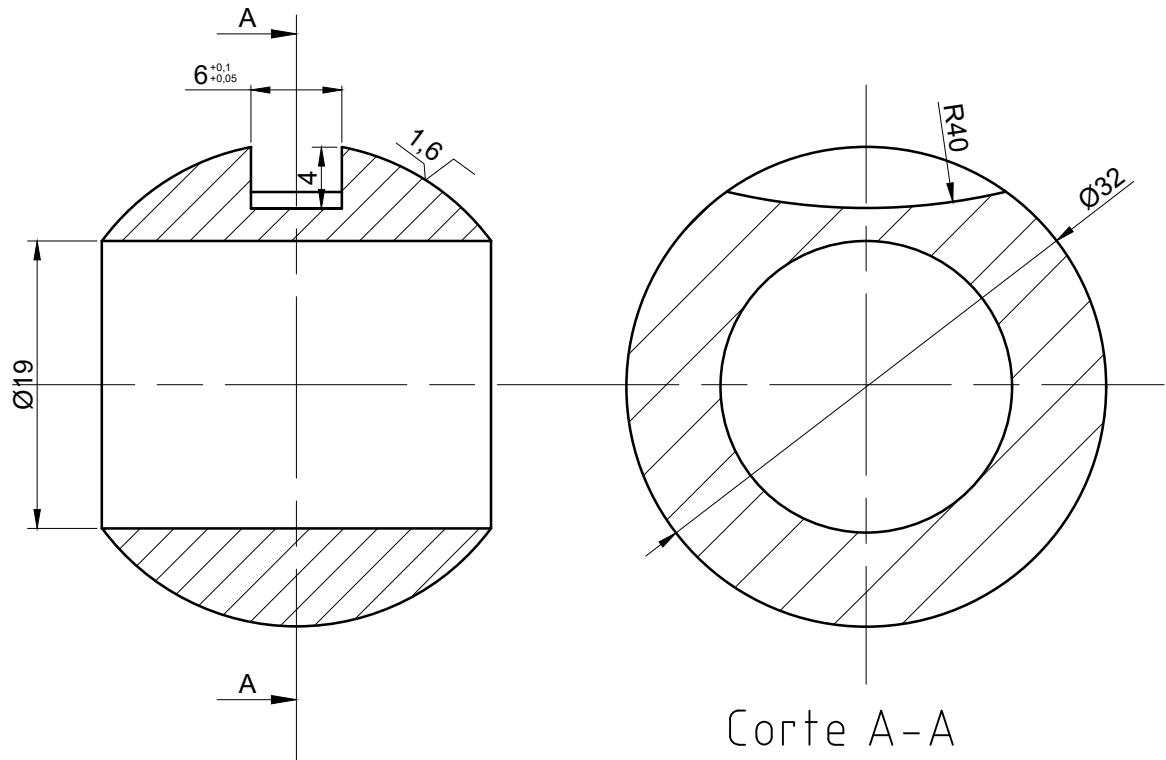
Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert			Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150		Año: 2018
Reviso:			Tapon		Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 14/8/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
S/Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√		PR1 - 003	



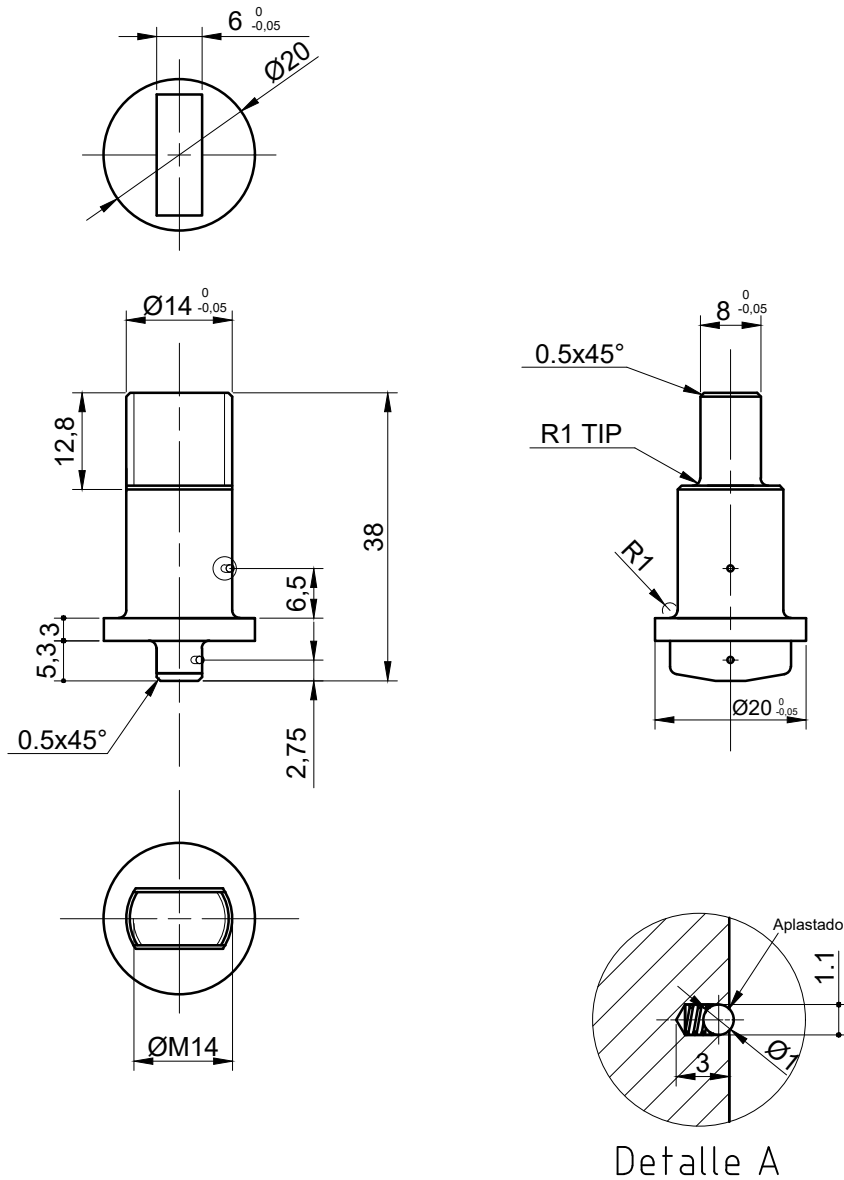
Material: PTFE + 15% Grafito

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert	Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150			Año: 2018	
Reviso:	Sello de Teflon p/ Esfera			Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
5:1		Longitudinales: ±0,1	Angulares: ±30"	PR1 - 004	
		Rugosidad: 1,6√			



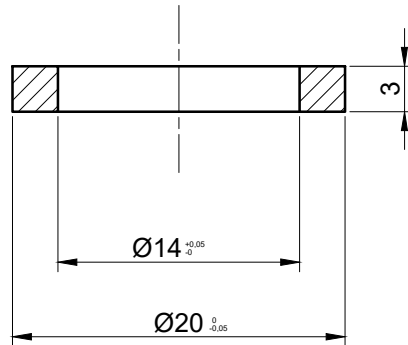
Material: Aisi 316

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150 - Esfera		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√		PR1 - 005	

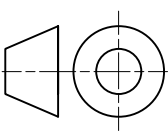


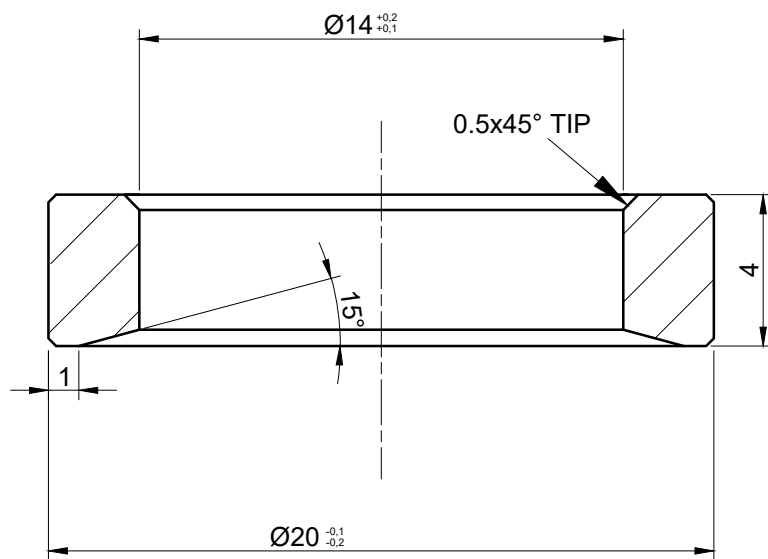
Material: AISI 316

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vastago - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$		PR1 - 006	



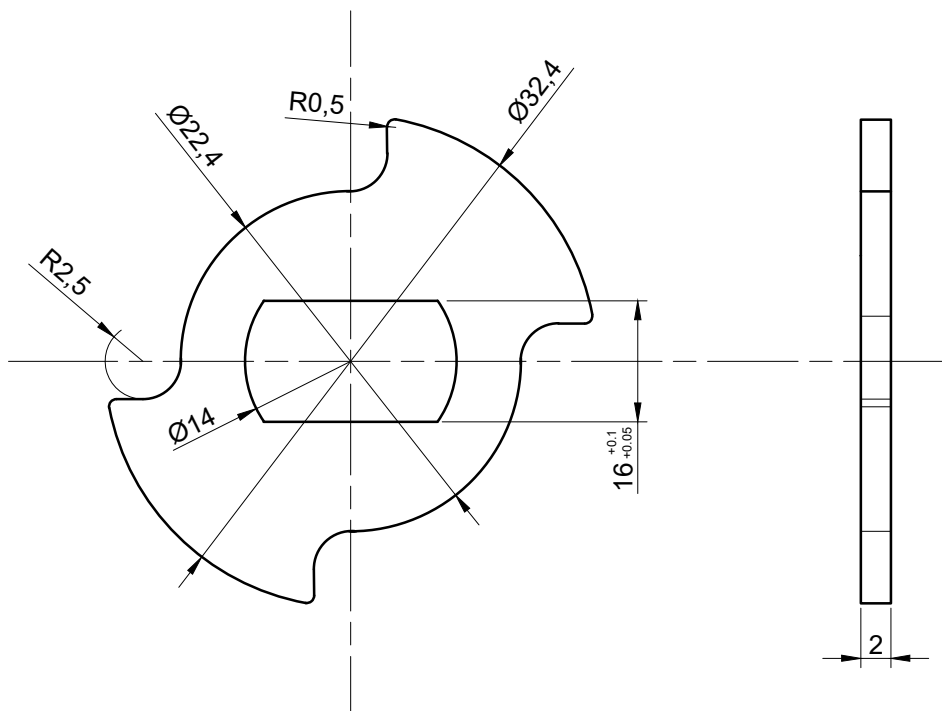
Material: PTFE

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert	Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:	Sello de Teflon		
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30'' Rugosidad: 1,6√	PR1 - 007



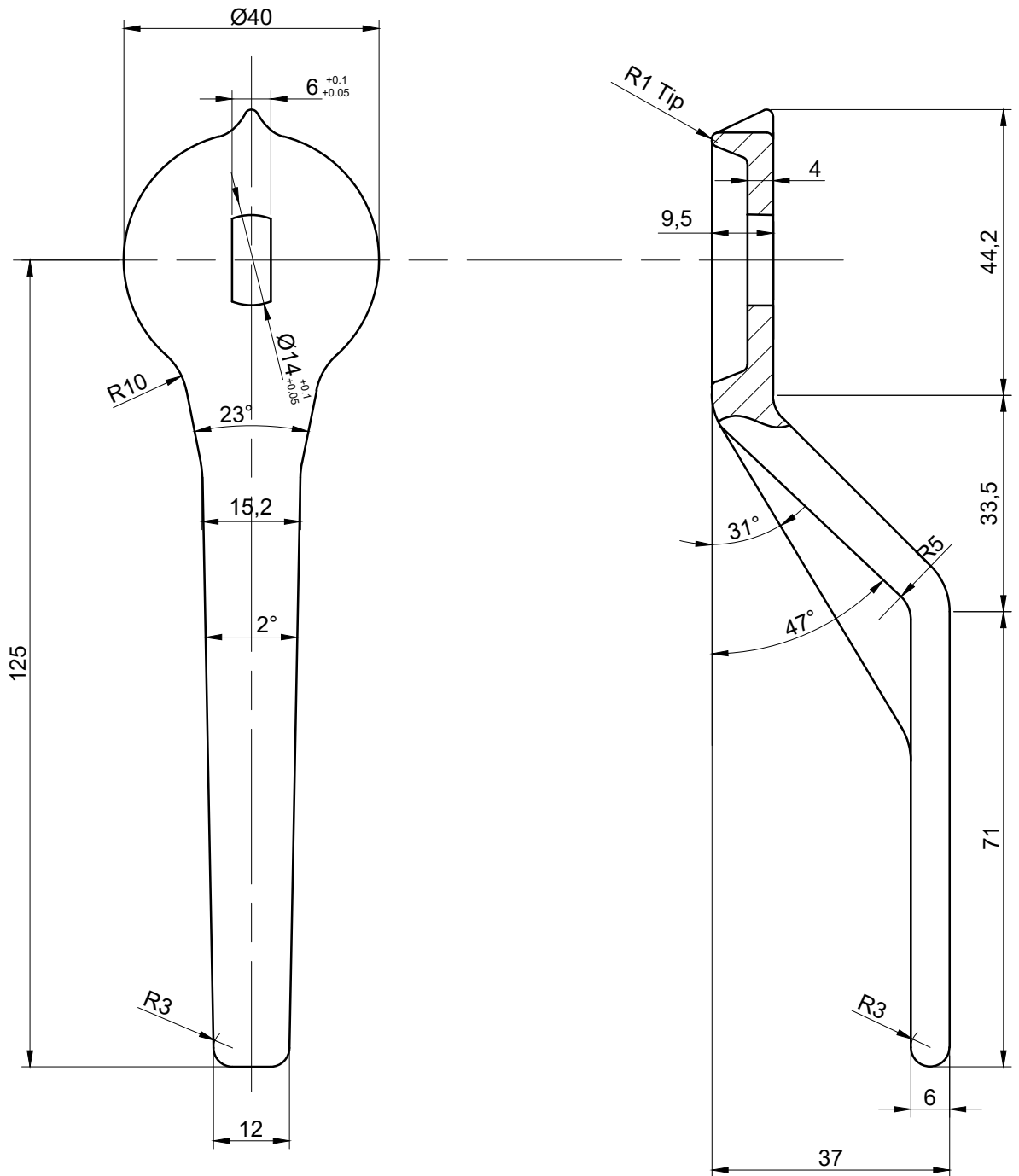
Material: IRAM 1020
 Trat. Sup.: Pasivado

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150 Sello de Metal			Año: 2018
Reviso:					Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
5:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√	PR1 - 008		



Material: IRAM 1010

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150 Chapa de Tope		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√		PR1 - 009	



Material: IRAM 1020

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert			Máquina de Serie - Manivela - Vlv. Esferica de Pasaje Reducido 1" Serie 150		Año: 2018
Reviso:					Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	PR1 - 010		

Proyección de Serie de Válvulas Esféricas

Índice

1) Objetivo.....	3
2) Alcance.....	3
3) Estudio de mercado	3
4) Definición de válvulas esféricas.....	7
4.1) Pasaje total:	8
4.2) Pasaje reducido:	9
4.3) Válvula roscada:.....	11
5) Norma BS 5351	12
5.1) Alcances.....	12
5.2) Mínima presión/temperatura de asientos para válvulas esféricas	12
5.3) Mínimo diámetro de cuerpo y esfera	13
5.4) Espesor de pared	13
5.5) Fuerza en manivelas y volantes.....	14
5.6) Diseño anti-estático.....	14
5.7) Tolerancias.....	15
5.8) Dimensiones de cara de Brida.....	16
6) Norma ASME B16.10-2000.....	17
6.1) Distancia entre bridas adoptada:	17
6.2) Rangos de presión y temperatura	20
7) Ranura para O ‘ring.....	21
8) Desarrollo de Trabajo Práctico:.....	22
9) Pasaje Total	22

9.1) Diseño de la esfera de Pasaje:	22
9.2) Diseño de Vástago e internos de sello.....	24
9.3) Diseño del cuerpo.....	28
10) Pasaje Reducido	33
10.1) Diseño del cuerpo.....	33
11) Proyección de Serie de Válvulas	39
12) Medidas típicas.....	40
12.1) Pasaje Total	40
12.2) Pasaje Reducido	41
13) Planos:	42
14) Bibliografía.....	43

1) Objetivo

El trabajo práctico consiste en el desarrollo de una serie de válvulas esféricas de pasaje total y reducido, donde hemos realizando un estudio de mercado para determinar cuáles son las más utilizadas en la industria, los diseños más convenientes para su fabricación y luego poder realizar un proyecto viable.

También se nos pidió como adicional la racionalización de los repuestos y la intercambiabilidad de los mismos.

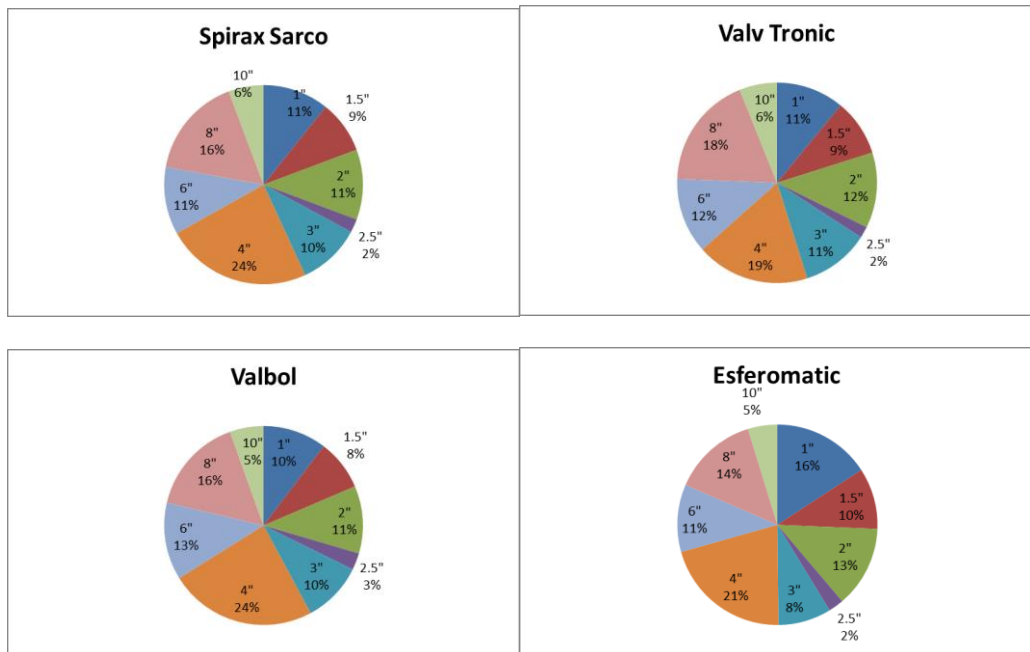
2) Alcance

El diseño y desarrollo de nuestro proyecto abarcará las series 150, 300 y 600 tanto en pasaje total como en reducido. Respetando las normas correspondientes para su construcción.

Se nos pidió que abarquemos los diámetros entre 1” y 10”.

3) Estudio de mercado

En un principio, en este estudio analizamos cuales eran los diámetros más utilizados en el mercado, comparando las medidas normalizadas y obteniendo así el siguiente gráfico, en los que se indican las medidas más vendidas por otros fabricantes:




(*)Datos tomados de la facturación de las empresas.

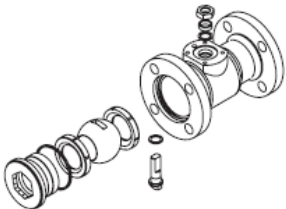
Además de ver los datos de facturación de las empresas, realizamos un relevamiento de los catálogos de otros fabricantes, y determinamos que de nuestra familia de válvulas eliminaremos la medida de 2,5” ya que tiene bajo nivel de venta y no se encuentra detallado en la mayoría de los catálogos.

El diseño del cuerpo está basado en el realizado por el Ing. Jorge Snajderman (el cual se encuentra en el apunte brindado para la materia Diseño mecánico DM 011), sumándoles algunas modificaciones con respecto a los modelos de las empresas detalladas anteriormente y a su vez observando detalles de los distintos sellos, asientos de la esfera y O´ring que vamos a utilizar en nuestro diseño. Durante el desarrollo de este trabajo se verán los catálogos utilizados y las normas aplicadas para el diseño.

A continuación mostramos algunos ejemplos tomados de los catálogos en los cuales se baso nuestro diseño.

Diseños de válvulas
Modelo “L”


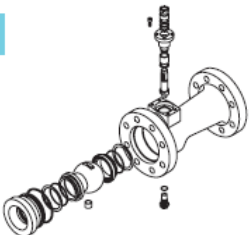
1



Diseño 1
 • Cuerpo unitario • Esfera flotante • Asientos blandos macizos

El cuerpo de una sola pieza implica una reducción al mínimo de posibilidades de fuga de fluido a través del mismo y otorga máxima seguridad. Este diseño también brinda una elevada resistencia estructural, asegurando la rigidez de la cañería y tiene una alta capacidad de soportar choques térmicos o mecánicos. La esfera flotante combinada con los asientos de TR (PTFE reforzado), aseguran una gran eficiencia de bloqueo en un amplio rango de presiones y temperaturas.

3



Diseño 3
 • Cuerpo unitario • Esfera guiada por tapón • Asientos metálicos con insertos blandos

A las ventajas ya descriptas del cuerpo unitario, se le suma el diseño de esfera con doble guía, que permite aliviar la presión sobre los asientos, obteniéndose una mayor vida útil de los mismos. El sistema de asientos metálicos permite el doble bloqueo de la línea.

Asientos de válvulas de esfera flotante:



Modelos TR, TK y PK

Esferomatic estandarizó sus asientos con PTFE reforzado macizo, aptos para una amplia gama de fluidos de proceso, de baja y mediana temperatura. Para el uso en altas temperaturas, este tipo de asiento se denomina TK. En forma especial se fabrican asientos similares de PEEK, denominados PK aptos para muy altas temperaturas y presiones.

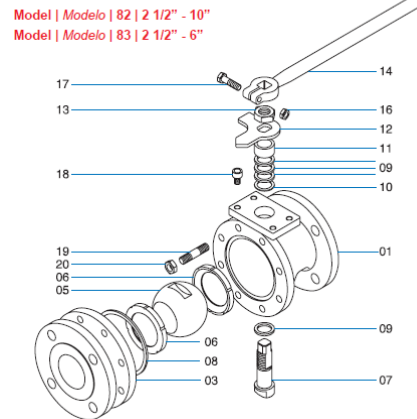
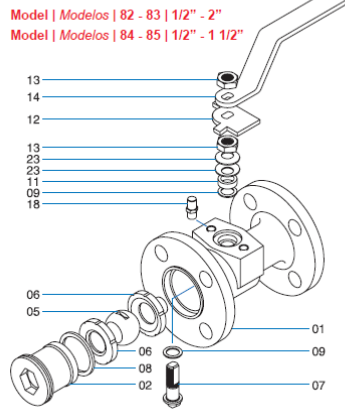
Model | Modelos | 82 - 83 - 84 - 85 - 86



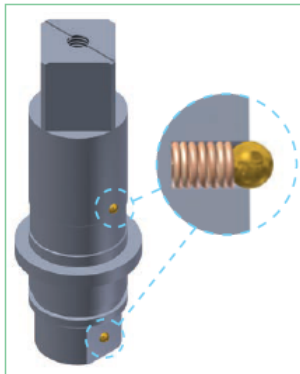
VALBOL

Válvulas Worcester de Argentina S.A.

Typical valve parts assembly | *Despiece de los componentes.*



Para el diseño del vástago realizamos un estudio de torsión y tomando medidas de la competencia, para poder realizar una válvula más compacta y así poder ser competitivos. Un detalle muy importante fue la colocación un sistema antiestático en el vástago para asegurar la continuidad eléctrica de toda la válvula. También observamos los materiales que utilizaban para la fabricación de los sellos y su disposición.



«« Dispositivo anti-estático:

Todas las válvulas Esferomatic cuentan con un dispositivo de continuidad eléctrica entre la esfera, el vástago y el cuerpo, que permite descargar la corriente estática generada por el pasaje del fluido en la válvula. Dicho dispositivo es mecánico, y ajustable a medida que se produce el desgaste del vástago por el uso.



«« El prensa, válvula de Esfera Flotante:

El prensa de las válvulas de esfera flotante de 1/2" o mayores, presenta juntas de grafito y O'Ring de Viton en el vástago, según diseño; esto le proporciona una gran hermeticidad, aún con altas temperaturas.

El vástago es reforzado e inextinguible, y dispone además de un buje metálico antifricción, que lo hace apto para servicio pesado.

El sistema de vástago cuenta con un juego de resortes a platillo que mantienen constante la compresión de las juntas y que no necesita mantenimiento alguno.

El tope es independiente de la palanca, para prevenir la pérdida de las referencias de cierre ante la eventual extracción de la misma.

El diseño de la manivela de la válvula fue más convencional, pero hubo que adaptarlo para cada tamaño, con el objetivo de evitar el aprisionamiento entre válvula y la mano del operario. Adicionalmente a esto tuvimos en cuenta realizarla de manera fundida y no de chapa, ya que de esta manera la fuerza que se puede realizar es mayor, y debido a su forma es más fácil de obtener.

El modelado de los dos cuerpos de la válvula de pasaje total es por una cuestión de mantenimiento, es decir para hacerlo más sencillo. Este punto del trabajo se encuentra más detallado en el desarrollo de este trabajo en donde se explica los criterios utilizados.

Al contrario con la de pasaje reducido, en donde se tomó la decisión de utilizar un cuerpo enterizo, ya que por una cuestión de costos era más rentable (al poseer menor cantidad de material, y menos procesos de arranque de viruta), brindándonos una disminución del costo considerable.

Los paquetes de sellos se obtuvieron de catálogo, pero realizando algunos cambios, los cuales están detallados en el desarrollo.

4) Definición de válvulas esféricas

Una **válvula de esfera o esférica**, es un mecanismo de llave de paso que sirve para regular el flujo de un fluido canalizado y se caracteriza por poseer en su interior una esfera perforada para restringir en más o menos el paso de este.

Se abre mediante el giro del eje unido a la esfera perforada, de tal forma que permite el paso del fluido cuando está alineada la perforación con la entrada y la salida de la válvula. Cuando la válvula está cerrada, el agujero estará perpendicular a la entrada y a la salida. La posición de la manilla de actuación indica el estado de la válvula (abierta o cerrada).

Este tipo de válvulas no ofrecen una regulación precisa al ser de $\frac{1}{4}$ de vuelta. Su ventaja es que la bola perforada permite la circulación directa en la posición abierta con una pérdida de carga bastante más reducida que las de asiento, y corta el paso cuando se gira la manivela a 90° y cerrando el conducto en su totalidad.

Las válvulas de bola manuales pueden cerrarse rápidamente, lo que puede producir un golpe de ariete. Por ello y para evitar la acción humana pueden estar equipadas con un *servomotor* ya sea neumático, hidráulico o motorizado.

Atendiendo al número de conexiones que posee la válvula, puede ser de dos o tres vías. En este trabajo práctico nos abocaremos a las de dos vías.

Las válvulas con cuerpo de una sola pieza son siempre de pequeña dimensión y paso reducido. Este tipo de construcción hace que la válvula tenga un precio reducido.

Las válvulas con cuerpo de dos piezas suelen ser de paso estándar. Este tipo de construcción permite un recambio más veloz.

Las válvulas de tres piezas permiten desmontar fácilmente la *bola*, el *asiento* o el *vástago* ya que están situados en la pieza central. Esto facilita la limpieza de sedimentos y remplazo de partes deterioradas sin tener que desmontar los elementos que conectan con la válvula.

4.1) Pasaje total:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas.

Ventajas:

- Bajo costo.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.
- Cierre hermético con baja torsión (par).

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas se pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidables, titanio, tántalo, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Instrucciones especiales para instalación y mantenimiento

- Dejar suficiente espacio para accionar una manija.
- Se deben tener en cuenta la distancia entre bridas al momento de su colocación.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.

Para el caso de la Serie de válvulas de pasaje total hemos realizando un estudio de mercado (revisando el producto de los competidores, costo de fabricación y maquinarias necesarias) tomando así la decisión de proyectar válvulas de dos cuerpo, debido a la facilidad que tiene para su montaje y mantenimiento.



Imagen a modo ilustrativo

4.2) Pasaje reducido:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas.

Ventajas:

- Bajo costo contra las de pasaje total.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas son pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidable, titanio, tántalo, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Instrucciones especiales para instalación y mantenimiento

- Dejar suficiente espacio para accionar una manija.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.

Para el caso de la Serie de válvulas de pasaje reducido hemos realizando un estudio de mercado (revisando el producto de los competidores, costo de fabricación y maquinarias necesarias) tomando así la decisión de proyectar válvulas de un cuerpo, debido a la facilidad que tiene para su montaje y mantenimiento.



Imagen a modo ilustrativo

4.3) Válvula roscada:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas, utilizadas generalmente para servicios de gas

Ventajas:

- Bajo costo.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas son pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidables, titanio, tántalo, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.



Imagen a modo ilustrativo

5) Norma BS 5351

5.1) Alcances

Esta norma especifica la presión y temperatura del asiento y cuerpo de las válvulas y el diseño, incluyendo materiales, dimensiones, operación, performance, prueba y calificación. También da el espesor de pared, característica antiestática y prueba de fuego.

5.2) Mínima presión/temperatura de asientos para válvulas esféricas

Table 3. Minimum pressure/temperature seat ratings for ball valves											
Nominal size of valve (DN)		Service temperature (°C)									
		-30 to 40	50	75	90	100	125	150	175	200	230
Full bore	Reduced bore	Minimum non-shock pressure									
		bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar
8 to 20	8 to 25	69	66	56	51	47	38	29	20	11	0
25 to 65	32 to 80	50	49	48	48	47	38	29	20	11	0
80 to 100	100 to 150	42	42	42	42	39	32	24	17	9	0
150	200 to 250	31	31	31	31	29	23	18	12	7	0
200 to 400	300 to 400	21	21	21	21	20	16	12	8	5	0

NOTE 1. The pressure/temperature ratings given in table 3 are based on seat rings made from PTFE resins without fillers, of virgin material completely free of reclaimed processed material (see 10.3).

NOTE 2. See table 1 for equivalent nominal size (in).

NOTE 3. 1 bar = 100 kN/m² = 100 kPa.

5.3) Mínimo diámetro de cuerpo y esfera

Table 9. Minimum ball and body port diameters PN 10, PN 16, Class 150, PN 25, PN 40, Class 300, Class 600 and Class 800

Nominal size (DN)	Minimum diameter		
	Reduced bore valves PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 to 800	Full bore valves	
		PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 and 300	Classes 600 and 800
	mm	mm	mm
8	6	6	6
10	6	9	9
15	9.0	12.5	12.5
20	12.5	17	17
25	17	24	24
(32)	23	30	30
40	28	37	37
50	36	49	49
(65)	50	64	64
80	57	75	75
100	75	98	98
150	98	148	148
200	144	198	198
250	187	248	245
300	228	298	295
350	266	335	325
400	305	380	375

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).

5.4) Espesor de pared

El mínimo espesor de pared que contiene la presión la da la tabla 10 de la norma, a continuación:

Table 10. Shell thickness

Nominal size (DN)	Minimum shell thickness							
	PN 10	PN 16	Class 150	PN 25	PN 40	Class 300	Class 600	Class 800 *
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	—	—	—	—	—	—	—	3.3
10	—	—	—	—	—	—	—	3.5
15	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	5.0	4.0
20	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	5.0	4.3
25	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	6.0	6.0	5.0
(32)	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	7.0	7.0	5.6
40	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	7.0	7.0	5.6
50	6.5	6.5	7.0	7.5	8.0	8.0	8.0	6.1
(65)	6.5	7.0	7.0	7.5	8.0	8.0	8.0	9.0
80	6.5	7.0	7.0	7.5	8.0	9.0	10.0	—
100	7.5	7.5	8.0	8.0	9.0	10.0	12.0	—
150	8.0	9.0	9.0	9.0	11.0	12.0	16.0	—
200	9.0	10.0	10.0	11.0	13.0	14.0	20.0	—
250	9.5	11.0	11.0	12.0	14.0	16.0	23.0	—
300	11.0	12.0	12.0	13.0	16.0	18.0	27.0	—
350	11.0	12.5	13.0	14.0	17.5	20.0	29.0	—
400	12.0	14.0	14.0	16.0	19.0	22.0	32.0	—

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).

5.5) Fuerza en manivelas y volantes

Cuando se utilizan manivelas o volantes, la fuerza que deban soportar está en la tabla 12 a continuación:

Valve size	Force
	N
15	350
20	350
25	450
40	600
50	700
80	700
100	700
150	700
200	700
250	700
300	700
350	700
350	700
400	700

5.6) Diseño anti-estático

Las válvulas incorporan una característica anti-estática que asegura la continuidad eléctrica entre el vástago y el cuerpo de la válvula y también entre el vástago y la esfera. Esto se logra realizando un pequeño orificio en el vástago para colocar en su interior una esfera con un resorte, este conjunto permite que las piezas se encuentren siempre en contacto evitando una posible descarga estática accidental.

5.7) Tolerancias

(Fig. II-13 of Mandatory Appendix II), and the height shall provide lengths as specified in Fig. 11 or 12 (Fig. II-11 or II-12 of Mandatory Appendix II).

6.12.6 Size. Unless otherwise specified, auxiliary connections shall be of the pipe sizes given below.

Fitting Size	Connection Size (NPS)
2 ≤ NPS ≤ 4	½
5 ≤ NPS ≤ 8	¾
NPS ≥ 10	1

6.12.7 Designating Locations. The designation of locations for auxiliary connections for flanged fittings is shown in Fig. 15. A letter is used to designate each location.

7 TOLERANCES

7.1 General

For the purpose of determining conformance with this Standard, the convention for fixing significant digits where limits, maximum or minimum values, are specified shall be rounded as defined in ASTM Practice E 29. This requires that an observed or calculated value shall be rounded to the nearest unit in the last right-hand digit used for expressing the limit. The listing of decimal tolerances does not imply a particular method of measurement.

7.2 Center-to-Contact Surfaces and Center-to-End Tolerances

Required tolerances for various flanges and flanged fitting elements are as follows:

(a) Center-to-Contact Surfaces Other Than Ring Joint

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
NPS ≥ 12	±1.5 mm (±0.06 in.)

(b) Center-to-End (Ring Joint)

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
NPS ≥ 12	±1.5 mm (±0.06 in.)

(c) Contact Surface-to-Contact Surface Other Than Ring Joint

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±2.0 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 12	±3.0 mm (±0.12 in.)

(d) End-to-End (Ring Joint)

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±2.0 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 12	±3.0 mm (±0.12 in.)

7.3 Facings

Tolerances that apply to both flange and flanged fitting facings are as follows:

(a) Inside and outside diameter of large and small tongue and groove and female, ±0.5 mm (±0.02 in.).

(b) Outside diameter, 2.0 mm (0.06 in.) raised face, ±1.0 mm (±0.03 in.).

(c) Outside diameter, 7.0 mm (0.25 in.) raised face, ±0.5 mm (±0.02 in.).

(d) Ring joint groove tolerances are shown in Table 5 (Table II-5 of Mandatory Appendix II).

Tolerances that apply to flanges are as follows:

(e) Perpendicularity of the face with the bore

Size	Tolerance
NPS ≤ 5	1 deg
NPS ≥ 6	0.5 deg

7.4 Flange Thickness

Required tolerances for flange thickness are as follows:

Size	Tolerance
NPS ≤ 18	+3.0, -0.0 mm (+0.12, -0.00 in.)
NPS ≥ 20	+5.0, -0.0 mm (+0.19, -0.00 in.)

The plus tolerance is applicable to bolting bearing surfaces whether as-forged, as-cast, spot-faced, or back-faced (see para. 6.6).

7.5 Welding End Flange Ends and Hubs

7.5.1 Outside Diameter. Required tolerances for the nominal outside diameter dimension *A* of Figs. 7 and 8 (Figs. II-7 and II-8 of Mandatory Appendix II) of welding ends of welding neck flanges are as follows:

Size	Tolerance
NPS ≤ 5	+2.0, -1.0 mm (+0.09, -0.03 in.)
NPS ≥ 6	+4.0, -1.0 mm (+0.16, -0.03 in.)

7.5.2 Inside Diameter. Required tolerances for the nominal inside diameter of welding ends of welding neck flanges and smaller bore of socket welding flanges (dimension *B* in the referenced figures) are as follows:

(a) For Figs. 7 and 8 (Figs. II-7 and II-8 of Mandatory Appendix II) and Fig. 4, the tolerances are

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
12 ≤ NPS ≤ 18	±1.5 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 20	+3.0, -1.5 mm (+0.12, -0.06 in.)

(b) For Fig. 9 (Fig. II-9 of Mandatory Appendix II), the tolerances are

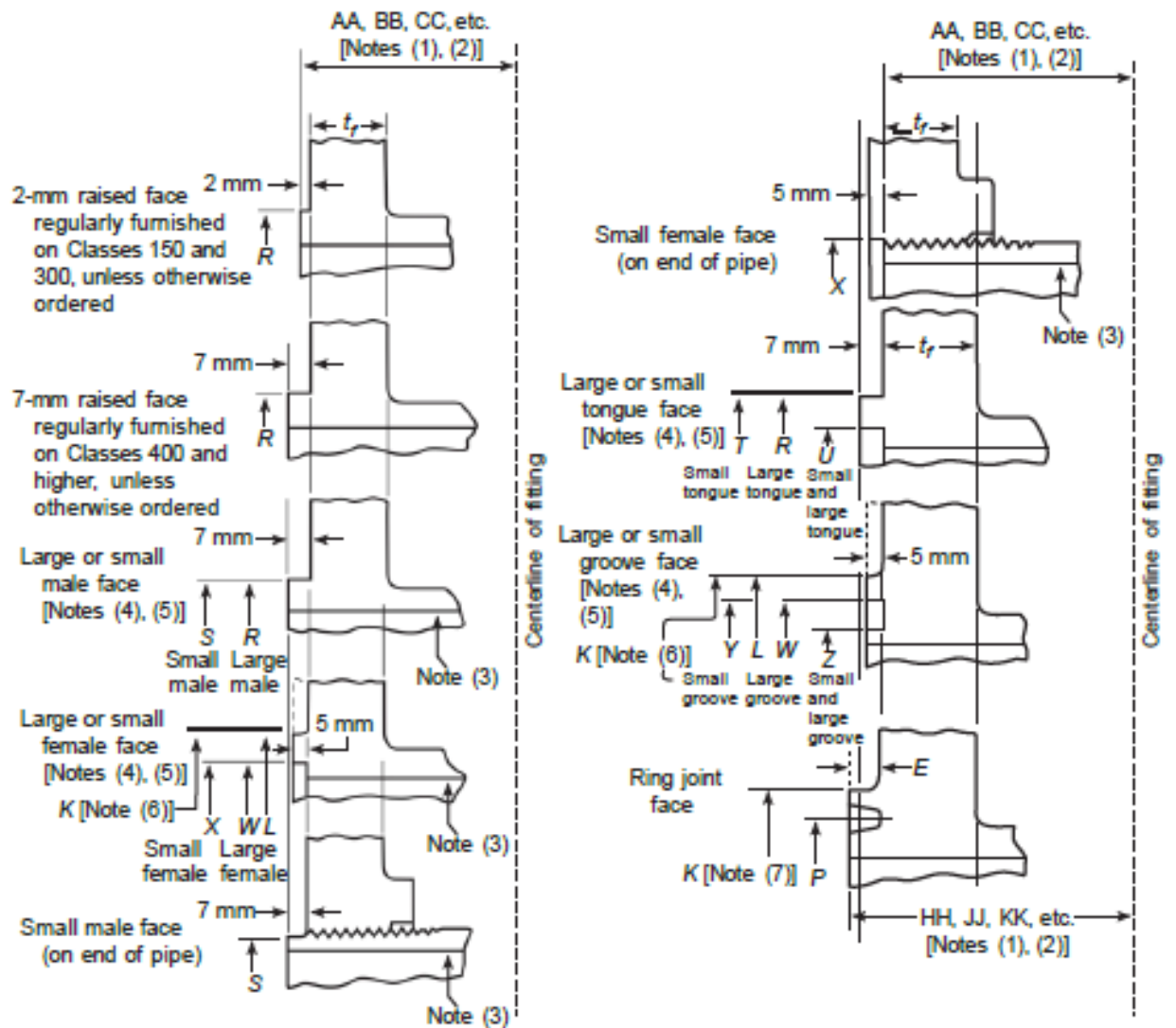
Size	Tolerance
NPS ≤ 10	+0.0, -1.0 mm (+0.0, -0.03 in.)
NPS ≥ 12	+0.0, -1.5 mm (+0.0, -0.06 in.)

7.5.3 Backing Ring Contact Surface. Required tolerances for the bore of the backing ring contact surface of

5.8) Dimensiones de cara de Brida

ASME B16.5-2013

Fig. 6 End Flange Facings and Their Relationship to Flange Thickness and Center-to-End and End-to-End Dimensions



6) Norma ASME B16.10-2000

6.1) Distancia entre bridas adoptada:

Para la selección de la distancia entre bridas utilizamos la norma ASME B16.10-2000, la cual según la serie adoptada nos da las medidas de las mismas:

Serie 150

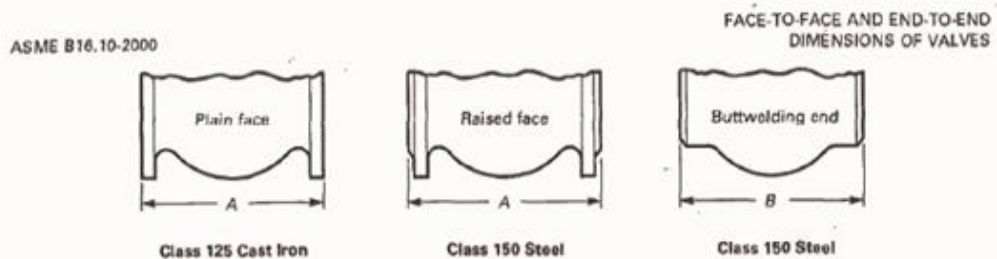


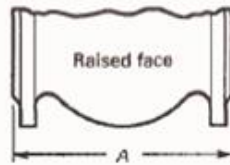
TABLE 1 CLASS 125 CAST IRON FLANGED AND CLASS 150 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS

Nominal Valve Size	NPS	DN	Class 125 Cast Iron					Class 150 Steel				
			Flanged End (Flat Face)					Flanged End (2 mm Raised Face) and Welding End				
			Gate, Solid Wedge and Double Disc, A	Plug		Globe, Lift Check, and Swing Check [Note (1)], A	Angle and Lift Check, D	Solid Wedge and Double Disc, A	Gate		Plug	
Short Pattern, A	Regular and Venturi Pattern, A	Round Port, Full Bore, A	Conduit, A	Solid Wedge, Double Disc, and Conduit, B	Short Pattern, A							
1/4	8	102	...	102	...	
3/8	10	102	...	102	...	
1/2	15	108	...	108	...	
3/4	20	117	...	117	...	
1	25	...	140	140 (3)	140	127	...	127	140	
1 1/2	32	165 (3)	152	140	...	
2	40	...	165	165 (3)	165	165	...	165	165	
2 1/2	60	178	178	190 (3)	190	203	102	178	178	216	178	
3	65	190	190	210 (3)	210	216	108	190	190	241	190	
4	80	203	203	229 (3)	229	248	146	203	203	282	203	
4	100	229	229	229 (3)	305	292	146	229	229	305	229	
4	125	254	254	356 (3)	381	330	165	381	254	
6	150	267	267	394	457	356	178	267	267	403	267	
8	200	292	292	457	559	495	248	292	292	419	292	
10	250	330	330	533	660	622	311	330	330	457	330	
12	300	356	356	610	762	698	349	356	356	502	356	
14	350	381 (2)	...	686	...	787	394	381	381	572	...	
16	400	406 (2)	...	762	...	914 (5)	457	406	406	610	...	
18	450	432 (2)	...	864	432	432	660	...	
20	500	467 (2)	...	914	457	457	711	...	

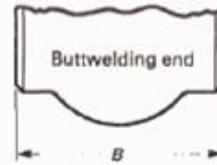
Serie 300

FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS OF VALVES

ASME B16.10-2000



Class 250 Cast Iron and Class 300 Steel



Class 300 Steel

TABLE 2 CLASS 250 CAST IRON FLANGED AND CLASS 300 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO FACE AND END-TO-END DIMENSIONS

		1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Class 250 Cast Iron					Class 300 Steel			
		Flanged End (2 mm Raised Face)					Flanged and Welding End			
		Gate, Solid Wedge and Double Disc, A	Plug			Globe, Lift Check, and Swing Check, A	Angle and Lift Check, D	Ball		
Nominal Valve Size	Short Pattern, A		Regular Pattern, A	Venturi Pattern, A	Long Pattern, A			Short Pattern, A and B	Long Pattern, B	
NPS	DN									
1/2	15	110	140	...
3/4	20	112	152	...
1	25	159	165	165	...
	32	178	...
1 1/2	40	190	190	190	190
2	50	216	184	216	...	267	133	216	216	216
2 1/2	65	241	203	241	...	292	146	241	241	241
3	80	282	235	282	...	318	159	282	282	282
4	100	305	267	305	...	356	178	305	305	305
	125	381	...	387	...	400	200
6	150	403	378	425	403	444	222	403	403	457
8	200	419	...	502	419	533	267	502	419	521
10	250	457	568	597	457	622	311	568	457	559
12	300	502	648	711	502	711	356	...	502	635
14	350	572	762	762	572	762
16	400	610	838	838	610	838
18	450	660	914	914	660	914
20	500	711	991	991	711	991
22	550	1110	1092	...	1092
24	600	787	1143	1143	813	1143

Serie 600

ASME B16.10-2000

FACE-TO-FACE AND END-TO-END
 DIMENSIONS OF VALVES

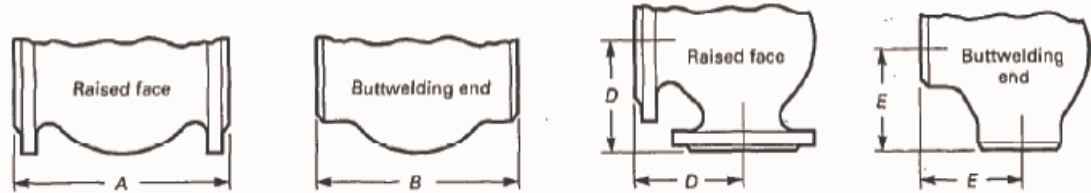


TABLE 3 CLASS 600 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO FACE AND END-TO-END DIMENSIONS

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Class 600 Steel											
Flanged End (7 mm Raised Face and Welding End)											
Nominal Valve Size	NPS	DN	Ball	Gate		Plug		Globe Lift Check, and Swing Check, Long Pattern, A and B	Globe Lift Check, and Swing Check, Short Pattern [Note (1)], B	Angle and Lift Check, Long Pattern, D and E	Angle and Lift Check, Short Pattern [Note (1)], E
			Long Pattern, A and B	Conduit, Long Pattern, A and B	Short Pattern, [Note (1)], B	Regular and Venturi Pattern, A and B	Round Bore, Full Port, A				
1/2	15	15	165 (2)	165	...	83	...
3/4	20	20	190 (2)	190	...	95	...
1	25	25	216	133	216 (4)	254	...	216	133	108	...
	32	32	229	146	229 (4)	229	146	114	...
1 1/2	40	40	241	241	152	241	318	...	241	152	121
2	50	50	292	292	178	292	330	...	292	178	146
2 1/2	65	65	330	330	216	330	381	...	330	216	165
3	80	80	356	356	254	356	444	...	356	254	178
4	100	100	432	432	305	432	508	559	432	305	216
	125	125	508	508	381	508	381	254	216
6	150	150	559	559	457	559	660	711	559	457	279
8	200	200	660	660	584	660	794	845	660	584	330
10	250	250	787	787	711	787	940	1016	787	711	394
12	300	300	838	838	813	838	1067	1067	838	813	419
14	350	350	889	889	889	889	889 (6)
16	400	400	991	991	991	991	991 (6)
18	450	450	1092	1092	1092	1092 (5)	1092 (6)
20	500	500	1194	1194	1194	1194 (5)	1194 (6)
22	550	550	1295	1295	...	1295 (5)	1295 (6)
24	600	600	1397	1397	1397	1397 (5)	1397 (6)

6.2) Rangos de presión y temperatura

Para los rangos de presión y temperatura que soportaran las válvulas, también se encuentra tabulado dentro de la norma ASME B16.5°-1998.

STD. ASME B16.5A-ENGL 1998 ■ 0759670 0608509 430 ■

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

ASME B16.5a-1998

TABLES 2
PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS FOR
GROUPS 1.1 THROUGH 3.17 MATERIALS

TABLE 2-1.1 RATINGS FOR GROUP 1.1 MATERIALS

(a)

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C-Si	A 105 (1)	A 216 Gr. WCB (1)	A 515 Gr. 70 (1)
C-Mn-Si	A 350 Gr. LF2 (1)		A 516 Gr. 70 (1)(2) A 537 Cl. 1 (3)
C-Mn-Si-V	A 350 Gr. LF6 Cl. 1 (4)		

NOTES:

- (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
- (2) Not to be used over 850°F.
- (3) Not to be used over 700°F.
- (4) Not to be used over 500°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

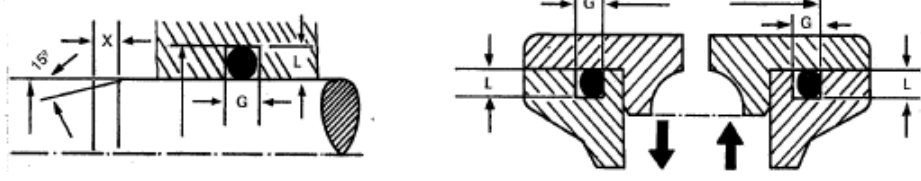
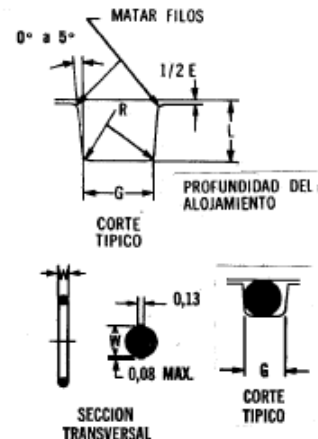
Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

7) Ranura para O 'ring

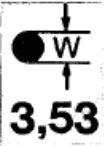
Buscamos un catálogo donde indique los huelgos necesarios para la colocación del O 'ring:

TABLA PARA DISEÑO DE ALOJAMIENTOS ESTATICOS Y DINAMICOS (medidas en milímetros)

Parker Nº	Diam. Int. Cilindro o Alojamiento	Diametro Eje o Vástago	Diametro Real W	Profundidad del Alojamiento L	Ajustamiento		Juego Diametral E	Accho del Alojamiento G	Radio del Alojamiento R	Eccentricidad Máxima e
					REAL	%				
2-004	6	3	1,78	1,25	0,35	20	0,05	2,4	0,1	0,05
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-050	150	125	± 0,08	1,35	0,61	33	0,13	2,5	0,4	
2-110	15	10	2,62	2,05	0,39	15	0,05	3,6	0,1	0,05
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-178	250	250	± 0,08	2,15	0,55	25	0,13	3,5	0,4	
2-210	25	20	3,53	2,80	0,45	13	0,05	4,6	0,2	0,08
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-284	480	460	± 0,10	2,95	0,83	23	0,16	5,0	0,6	
2-325	90	40	5,33	4,30	0,70	13	0,08	7,2	0,5	0,10
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-355	680	680	± 0,13	4,50	1,16	22	0,15	7,4	1,0	
2-425	125	120	6,99	5,75	0,89	13	0,10	9,6	0,5	0,12
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-475	700	700	± 0,15	5,95	1,39	20	0,20	9,8	1,0	
2-206	6	3	1,75	1,40	0,25	14	0,05	2,4	0,1	0,05
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-012	15	10	± 0,08	1,45	0,45	26	0,13	2,5	0,4	
2-110	15	10	2,62	2,25	0,24	9	0,05	3,5	0,1	0,05
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-116	25	20	± 0,08	2,30	0,45	19	0,13	3,8	0,4	
2-210	25	20	3,53	3,05	0,33	9	0,05	4,8	0,2	0,08
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-222	50	40	± 0,10	3,10	0,58	16	0,16	5,0	0,6	
2-325	90	40	5,33	4,65	0,45	8	0,08	7,2	0,5	0,10
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-369	125	120	± 0,13	4,75	0,81	15	0,18	7,4	1,0	
2-425	125	120	6,99	6,00	0,74	10	0,10	8,6	0,5	0,12
AL	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
2-450	400	400	± 0,15	6,10	1,14	10	0,20	8,8	1,0	



PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.
2-201	4.34	11.40	2-218	31.34	38.40	2-235	78.97	86.03	2-252	132.94	140.00	2-269	221.84	228.90
2-202	5.94	13.00	2-219	32.92	39.98	2-236	82.14	89.20	2-253	136.12	143.18	2-270	228.19	235.25
2-203	7.52	14.58	2-220	34.52	41.58	2-237	85.32	92.38	2-254	139.29	146.35	2-271	234.54	241.60
2-204	9.12	16.18	2-221	36.09	43.15	2-238	88.49	95.55	2-255	142.47	149.53	2-272	240.89	247.95
2-205	10.69	17.75	2-222	37.69	44.75	2-239	91.67	98.73	2-256	145.64	152.70	2-273	247.24	254.30
2-206	12.29	19.35	2-223	40.87	47.93	2-240	94.84	101.90	2-257	148.82	155.88	2-274	253.59	260.65
2-207	13.87	20.93	2-224	44.04	51.10	2-241	98.02	105.08	2-258	151.99	159.05	2-275	266.29	273.35
2-208	15.47	22.53	2-225	47.22	54.28	2-242	101.19	108.25	2-259	158.34	165.40	2-276	278.99	286.05
2-209	17.04	24.10	2-226	50.39	57.45	2-243	104.37	111.43	2-260	164.69	171.75	2-277	291.69	298.75
2-210	18.64	25.70	2-227	53.57	60.63	2-244	107.54	114.60	2-261	171.04	178.10	2-278	304.39	311.45
2-211	20.22	27.28	2-228	56.74	63.80	2-245	110.72	117.78	2-262	177.39	184.45	2-279	329.79	336.85
2-212	21.82	28.88	2-229	59.92	66.98	2-246	113.89	120.95	2-263	183.74	190.80	2-280	355.19	362.25
2-213	23.39	30.45	2-230	63.09	70.15	2-247	117.07	124.13	2-264	190.09	197.15	2-281	380.59	387.65
2-214	24.99	32.05	2-231	66.27	73.33	2-248	120.24	127.30	2-265	196.44	203.50	2-282	405.26	412.32
2-215	26.57	33.63	2-232	69.44	76.50	2-249	123.42	130.48	2-266	202.79	209.85	2-283	430.66	437.72
2-216	28.17	35.23	2-233	72.62	79.68	2-250	126.59	133.65	2-267	209.14	216.20	2-284	456.06	463.12
2-217	29.74	36.80	2-234	75.79	82.85	2-251	129.77	136.83	2-268	215.49	222.55			



8) Desarrollo de Trabajo Práctico:

Para esta parte de proyecto desarrollaremos solamente la familia de válvulas de pasaje total y reducido bridadas, la serie correspondiente a válvulas roscadas la realizara otro miembro del grupo en su respectiva carpeta.

Primero desarrollaremos los pasos para la construcción de la Válvula de Pasaje Total de 1”

Para comenzar el desarrollo del trabajo práctico se buscaron las normas que afectan la construcción de Válvulas esféricas y entre ellas encontramos la norma ASME B16.10-2000 (especifica distancia entre bridas y rangos de presión y temperatura); BS5351 (dentro de la cual se detalla el diámetro mínimo de pasaje de la esfera, espesor de las paredes de la carcasa, etc.).

También se buscaron distintos catálogos para tomarlos como referencia y poder así definir algunos conceptos constructivos.

9) Pasaje Total

9.1) Diseño de la esfera de Pasaje:

El diseño se comenzó con el dibujo de la esfera. En este caso solo la medida del orificio se encontraba especificada en la norma, por lo tanto las demás medidas se tomaron del diseño de otros fabricantes. Para determinar el diámetro exterior se tomo como relación 1.6 veces del diámetro interior.

Para realizar la ranura donde se ubicara el vástago se tomaron las medidas que poseía la esfera de la competencia y determino su profundidad. Luego se buscó que radio poseía una freza de corte lateral de doble filo estándar y se determinó que se utilizaría una de $\varnothing 80$.

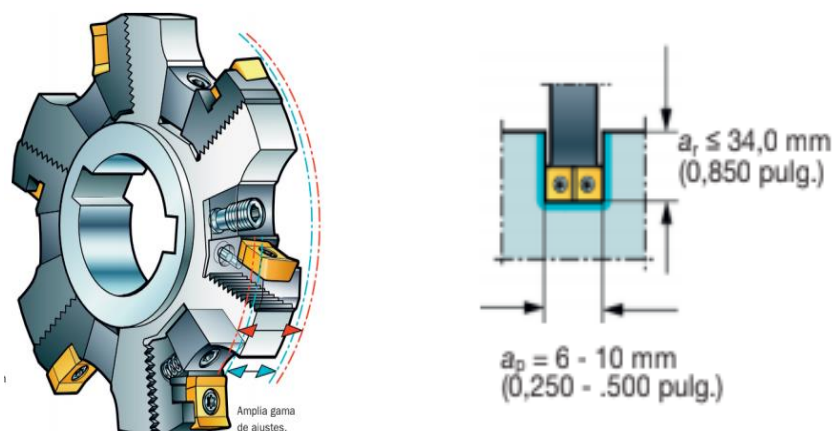
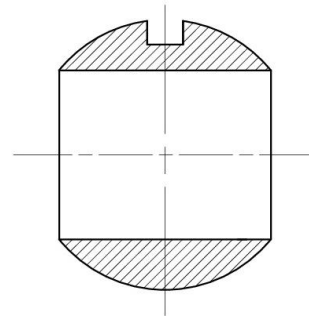


Table 9. Minimum ball and body port diameters PN 10, PN 16, Class 150, PN 25, PN 40, Class 300, Class 600 and Class 800

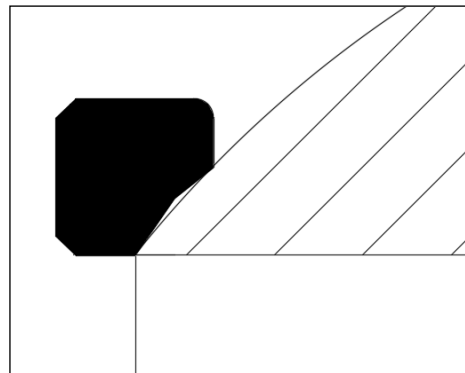
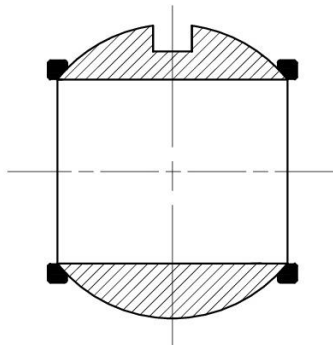
Nominal size (DN)	Minimum diameter		
	Reduced bore valves PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 to 800	Full bore valves	
		PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 and 300	Classes 600 and 800
	mm	mm	mm
8	6	6	6
10	6	9	9
15	9,0	12,5	12,5
20	12,5	17	17
25	17	24	24
(32)	23	30	30
40	28	37	37
50	36	49	49
(65)	50	64	64
80	57	75	75
100	75	98	98
150	98	148	148
200	144	198	198
250	187	248	245
300	228	298	295
350	266	335	325
400	305	380	375

NOTE: See table 1 for equivalent nominal size (in).



Esfera para Válvula de pasaje Total de 1 1/2"

A continuación se pasó al diseño de los sello/asientos de la esfera. Estos se realizaron de 4mmx4mm con las esquinas redondeadas y la parte que se encuentra en contacto con la esfera no resulta ser tangente a la misma, sino que posee una inclinación hacia adentro para que la presión genere un mejor sello entre ambos con el objetivo de evitar posibles fugas o filtraciones.



9.2) Diseño de Vástago e internos de sello

Luego se prosiguió con la construcción del vástago calculando el diámetro mínimo para resistir la fuerza indicada por norma (Tabla 2.5), con esta se determinó el momento que se debería soportar el vástago.

Con estos datos fue posible obtener el diámetro mínimo de diseño, y luego para racionalizar se adoptó un diámetro tal que nos permita usarlo en más de una válvula. Con este criterio se utilizaron para un mismo diámetro de vástago para las válvulas de 1” y 1½”, 2” y 3”, 4” y 6”, 8” y 10”. Esto conlleva a que las demás piezas internas (Sello de teflón, arandela Sello, chapa de tope, arandela Belleville, manivela y tuerca) también se utilicen como se detalló anteriormente.

DN	Ø Nominal de la válvula	Fuerza	Largo de palanca	Momento	Tensión admisible	Ø Vástago	Ø adoptado
	Pulgada	Newton	cm	Kgcm	Kg/cm ²	mm	mm
25	1	450	15	688.78	1680	12.784	16
40	1½	600	15	918.37		14.070	16
50	2	700	27	1928.57		18.018	20
80	3	700	30	2142.86		18.662	20
100	4	700	50	3571.43		22.126	26
150	6	700	66	4714.29		24.272	26
200	8	700	77	5500.00		25.551	28
250	10	700	88	6285.71		26.714	28

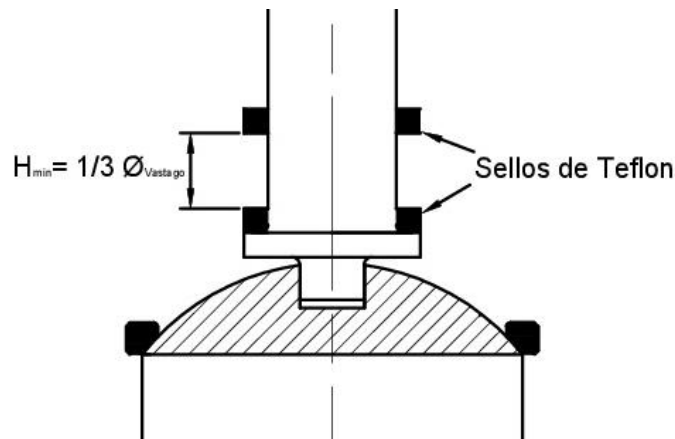
La construcción del vástago se realizó desde la parte inferior, donde se encastra en la esfera hasta la parte superior.

Las dimensiones se tomaron de un vástago que nos facilitó el Ing. Jorge Sznajderman y de allí se adecuaron proporcionalmente a las medidas que nos dieron por calculo.

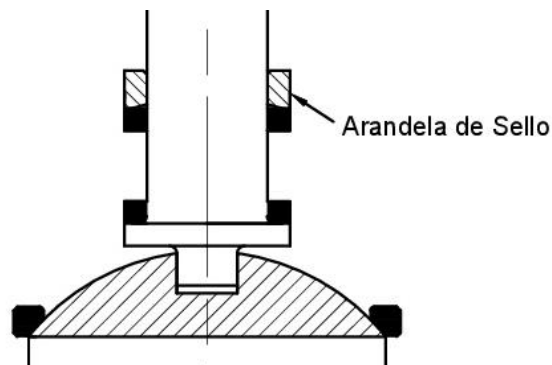
La parte inferior consta de un rectángulo con los bordes redondeados, el cual se encastra en la ranura que posee la esfera. Posee un sombrero donde se apoyara el sello de teflón y continúa con una transición al diámetro adoptado. En la parte superior se realizó la rosca y un frezado en los extremos donde la chapa de tope y la manivela traban para que al girarla, también lo haga el vástago.

El largo final del vástago lo obtuvimos una vez diseñado todos los internos, que se pasaran a explicar a continuación:

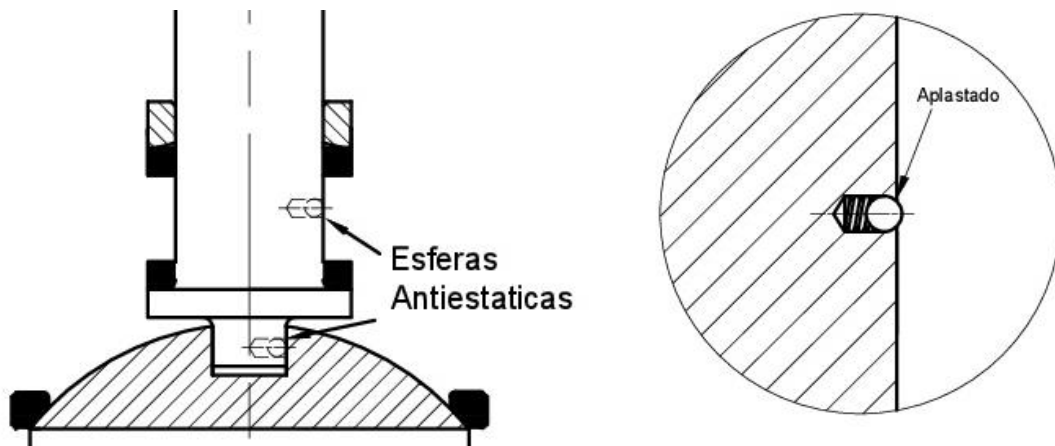
Sello de teflón: este se encarga de que evitar fugas entre el cuerpo y el vástago y permite su giro para abrir y cerrar la válvula sin problemas. Nuestro diseño cuenta con dos sellos iguales realizados mediante el mecanizado de una pieza de teflón. La sección del sello es de 3x3 mm y para poder resistir la fuerza de compresión cuando el conjunto se encuentra con el torque final de ajuste. Entre los sellos se adoptó una distancia mínima de $1/3$ del diámetro de vástago.



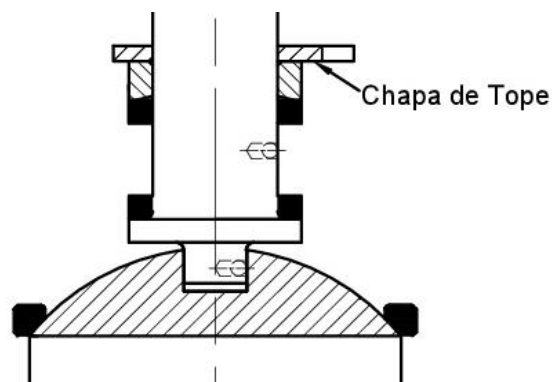
Arandela de sello: esta arandela se encarga de mantener presionado contra el cuerpo el sello de teflón y además sobre esta irán apoyados los demás componentes. Para su diseño se tomó en cuenta que habrá 3mm dentro del cuerpo y que sobresaldrán 2mm, dándonos una sección de 3mm de ancho por 5mm de alto.



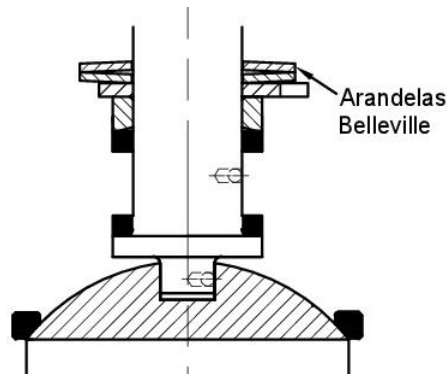
Esferas antiestáticas: estas son para que el cuerpo se encuentre en contacto permanente con la esfera y el vástago, con el objetivo de poseer una continuidad eléctrica en toda la válvula. Su diseño consiste en un agujero de 2mm de diámetro y 4 de profundidad, dentro del cual se coloca un resorte y una esferita ligeramente más pequeña, y luego se prensa el orificio para generar una pequeña deformación que impida la expulsión de la esferita.



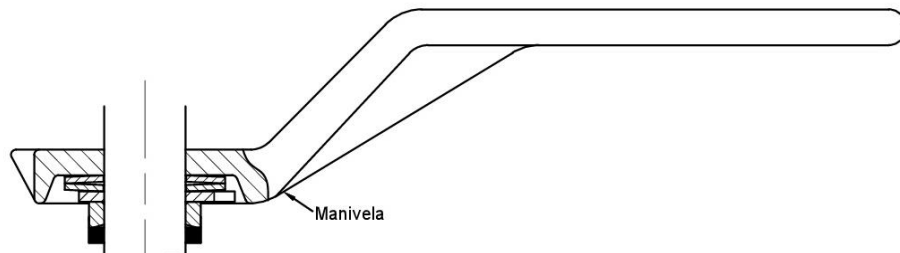
Chapa de tope: esta permite que la manivela se coloque en posición abierta y luego a 90° en posición cerrada. Posee una sección donde hará tope con una espina colocada en el cuerpo y el orificio redondo de la chapa donde se colocara el vástago posee una parte recta para que trabaje, permitiendo que ambas partes queden unidas en una posición.



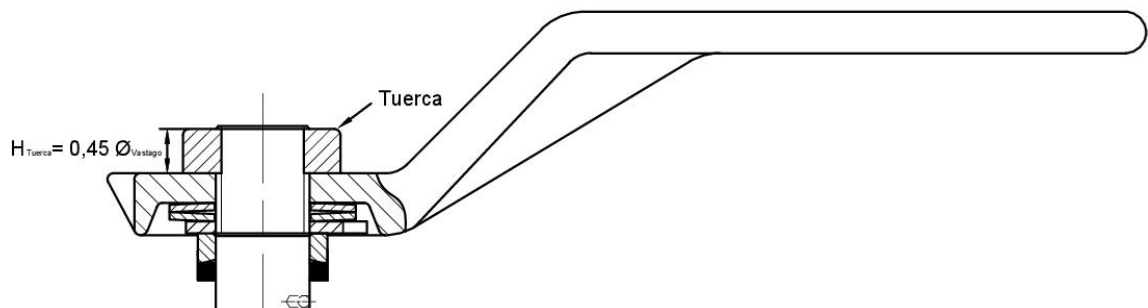
Arandelas Belleville: estas se encargan de mantener el conjunto de piezas con la presión necesaria para que no existan fugas. Su selección se realizó desde un catálogo, buscando una que posea su diámetro interior ligeramente más grande que el del vástago.



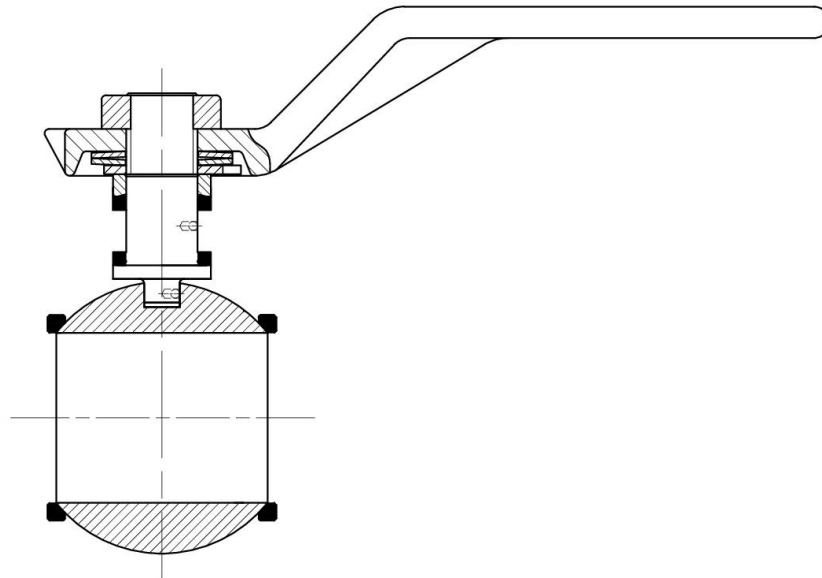
Manivela: permite transmitir el movimiento hasta la esfera, para abrir o cerrar la válvula. Su diseño cuenta con una cavidad inferior donde se alojan las arandelas y la chapa de tope y su parte superior es liza para colocar la tuerca de ajuste. Además cuenta en la parte delantera con una especie de aguja, la cual indica la posición de la misma. La altura es la suficiente como para que no golpee la brida y su largo es el adoptado para calcular el diámetro de diseño del vástago.



Tuerca: Tiene una altura de 0,45 del diámetro del vástago, su función es mantener el conjunto con la presión adecuada.

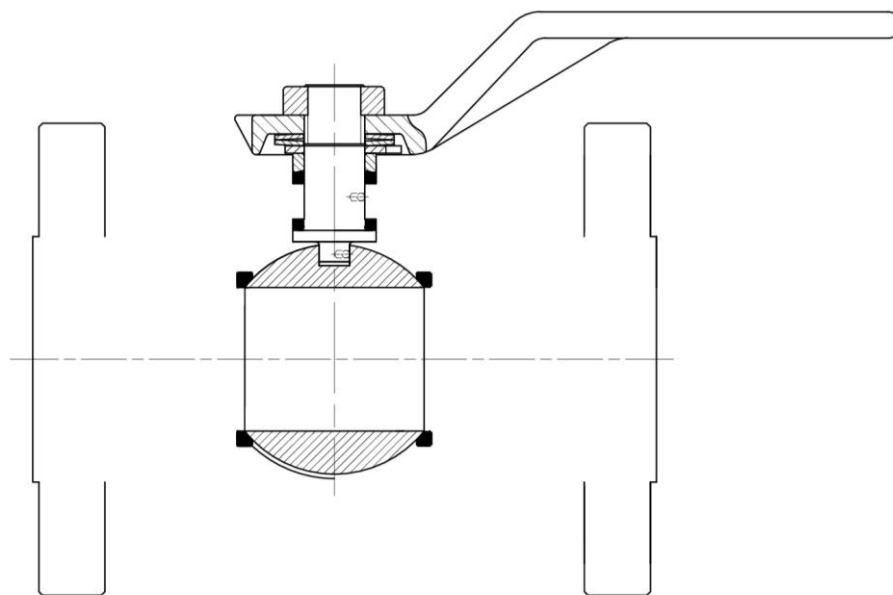


Una vez que se determinaron las dimensiones de las piezas antes mencionadas, se tiene el largo total del vástago. Luego más adelante es necesario verificar si esta medida permite su correcta instalación, es decir que se puede colocar en el alojamiento del cuerpo sin que haya interferencias.

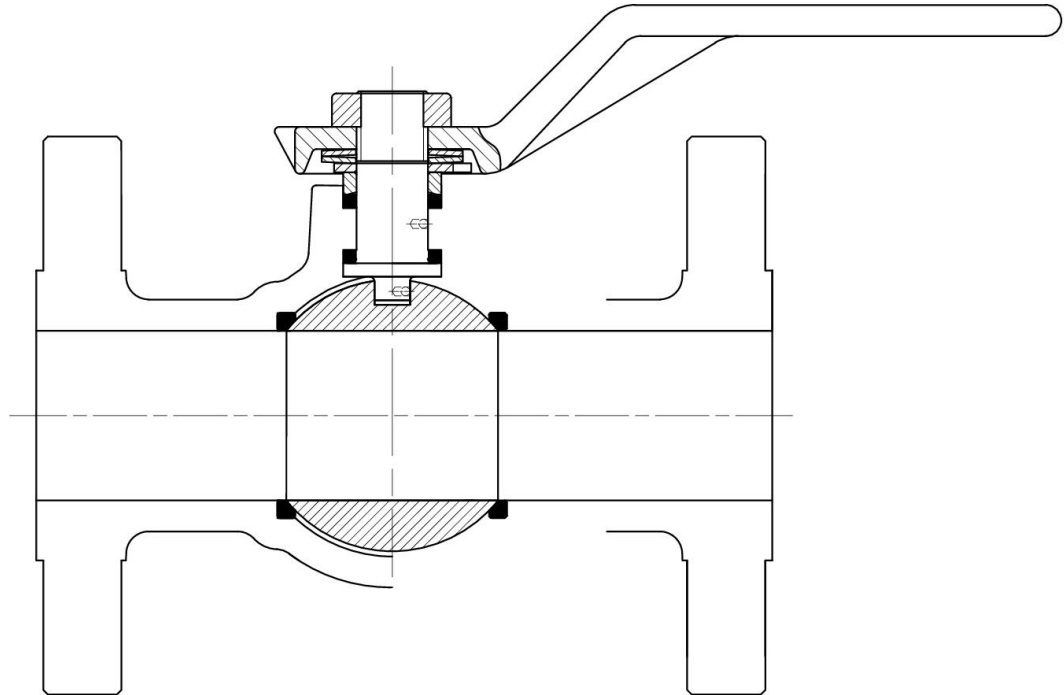


9.3) Diseño del cuerpo

En primer lugar determinamos la distancia entre caras según la NORMA ASME B16.10, luego de esto se realizó el dibujo de las bridas, de la cual tomamos sus medidas según la NORMA ASME B16.5 y la visualización de las válvulas de la competencia.



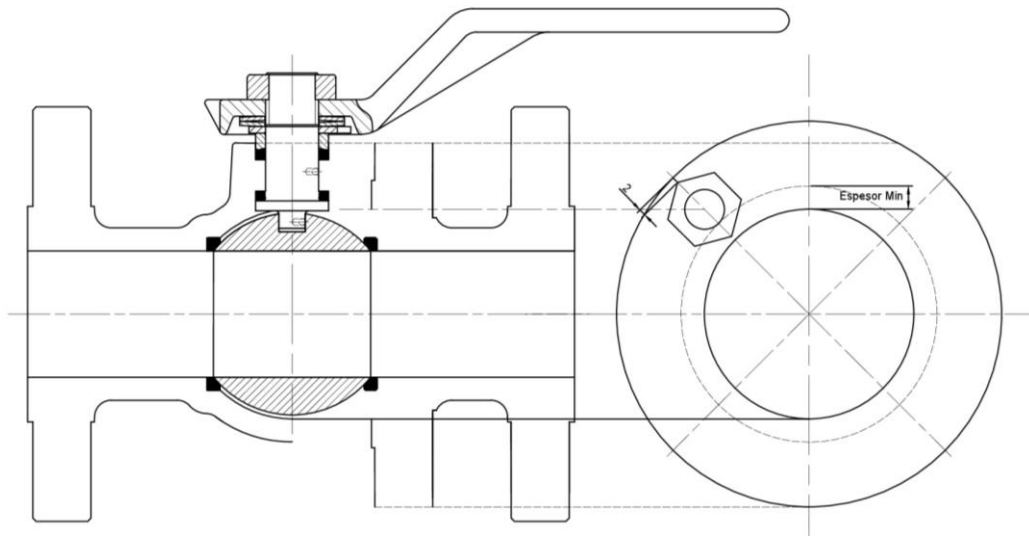
A partir del conjunto de piezas diseñados en el paso anterior, proyectamos el pasaje de la válvula hasta chocar con las bridas, y desde ahí se pre-diseño el perfil exterior con el espesor mínimo necesario para nuestra serie (más un milímetro de tolerancia por si se corriera el noyo en la fundición). Las intersecciones de las esquinas se redondearon y se dio 3° de inclinación a las paredes en la dirección de desmolde.



Como nuestro diseño consiste en una válvula de dos cuerpos es necesaria la utilización de bridas internas. En primer lugar se partió con la premisa de que ambas tienen el mismo espesor de bridas e igual a las bridas de conexión a la cañería. Para la unión de los cuerpos se pensó colocar espárragos fijos en una de sus caras, debido a esto se tomaron las siguientes consideraciones:

A partir del diámetro donde se ubicara la esfera, se proyectó el espesor una circunferencia concéntrica hacia el exterior, equivalente al espesor mínimo para poder determinar la ubicación de los espárragos, una vez ubicadas las tuercas le damos 2mm de luz y así determinamos el diámetro exterior de la brida.

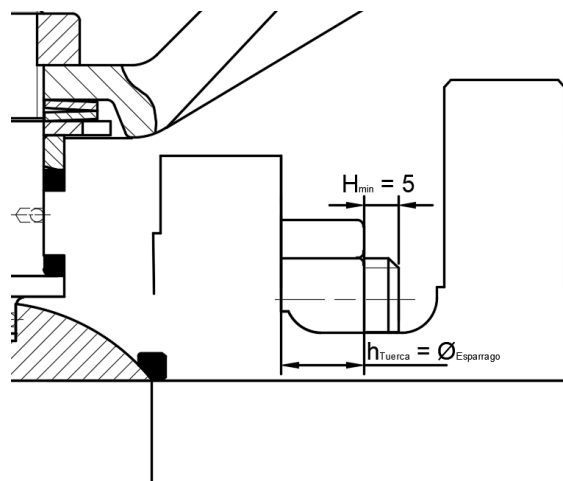
En la parte superior de la brida se realizó un corte, ya que de utilizar las medidas de la brida, el vástago sería mucho más largo, dificultando el armado.

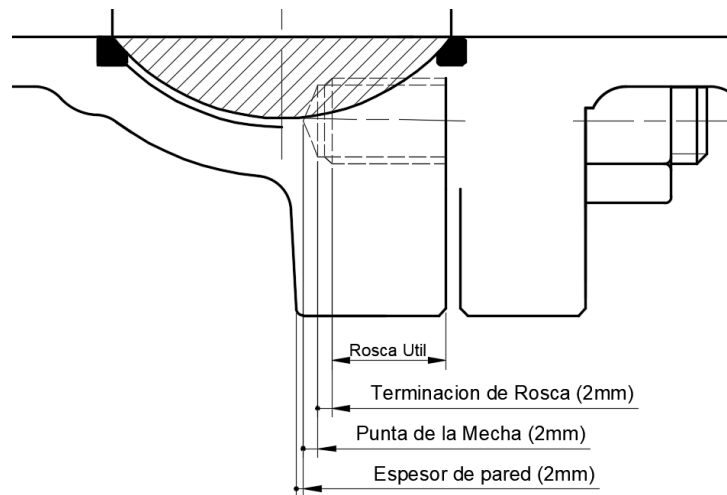


$$\text{Espesor} = 1.5 \times \varnothing_{\text{esparrago}} + 2\text{mm} + 2\text{mm} + 2\text{mm}$$

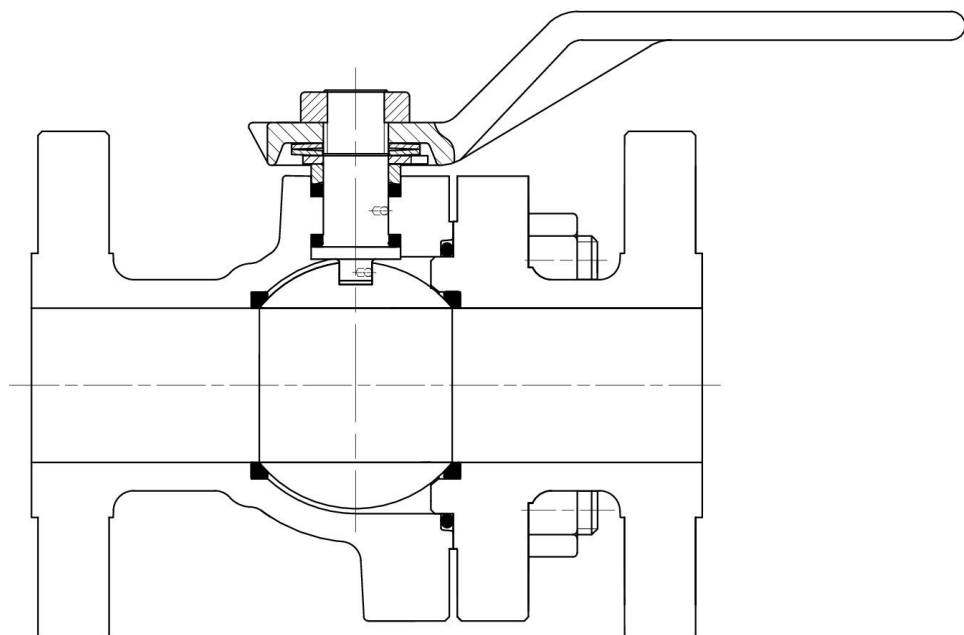
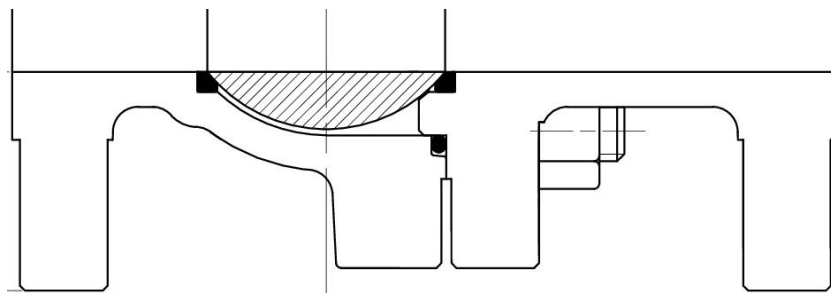
Donde el primer término corresponde a la rosca útil, el segundo corresponde a una sobre medida de seguridad, el tercero es la punta cónica de la herramienta de corte, y finalmente el cuarto termino son de 1 a 2 mm para no dejar un agujero pasante.

Para sujetar el esparrago la altura de la tuerca debe ser 1 vez el diámetro, y el mismo debe sobresalir como mínimo 5mm, todo esto nos da el largo mínimo que debe tener el esparrago el cual debe ser múltiplo de 5.

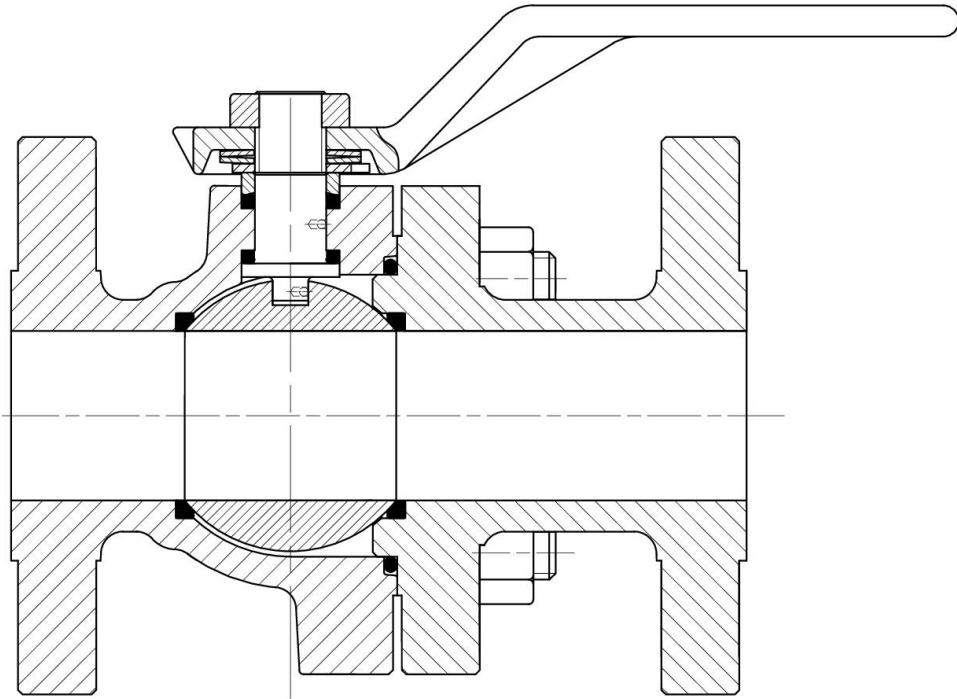




Para el cierre hermético entre los cuerpos se tuvo en cuenta la colocación de un O ring (adoptado de catálogo) y que las bridas hagan tope entre ellas en un anillo que sobresale de la misma. Además el cuerpo de la derecha posee un anillo que se encuentra muy próximo a la esfera (0,5 mm) pero sin hacer contacto, con el objetivo de brindar un sello mecánico si llegara a ocurrir un incendio y el O ring y el teflón se derritieran.



Luego para que se pueda armar y desarmar cómodamente la válvula, se buscó la posición de la esfera con su conjuntos y las bridas donde la distancia entre los espárragos y la brida sea tal que permita colocar una herramienta para ajustar las tuercas, quedando el diseño final como se muestra a continuación:



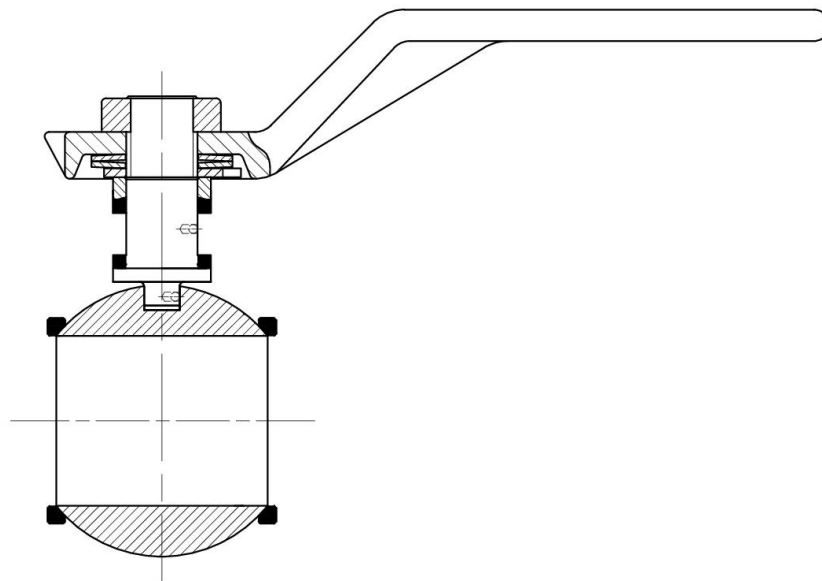
10) Pasaje Reducido

En esta parte del trabajo hablaremos sobre las consideraciones que hay que tener a la hora de realizar el diseño de una válvula de pasaje reducido. Anteriormente dijimos que trataríamos de estandarizar los internos de todas las válvulas, para disminuir Stock en nuestro almacén y a su vez facilitar el diseño de nuestras válvulas.

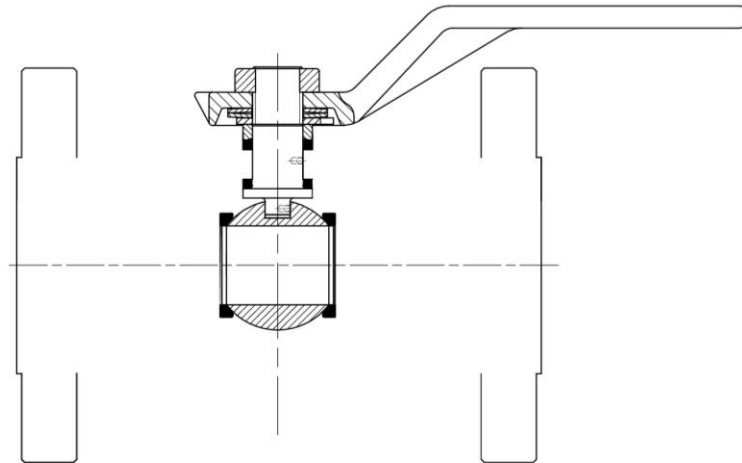
10.1) Diseño del cuerpo

El diseño del cuerpo de pasaje total es más sencillo que el anterior, ya que solamente consta de un cuerpo y un tapón, el cual mantendrá los internos con la presión necesaria para sellar y así evitar pérdidas en la válvula.

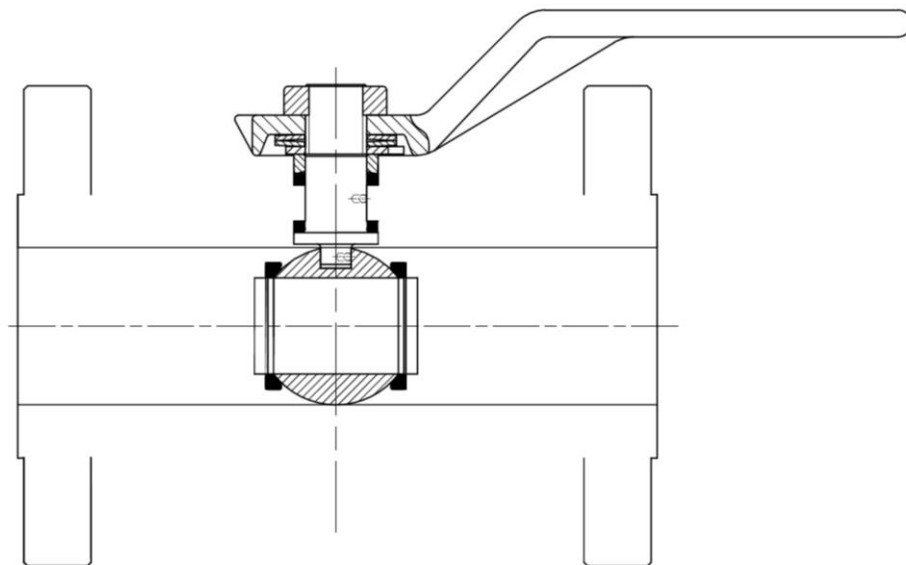
Para determinar las primeras dimensiones del cuerpo, tendremos que tener en cuenta el diseño de los internos. Como se mencionó anteriormente con el objetivo de racionalizar, adoptaremos el correspondiente conjunto interno de pasaje total anterior a la medida que tendremos nosotros, es decir, si tenemos una válvula de 1 ½” de pasaje reducido colocaremos el interno correspondiente a la medida de 1”.



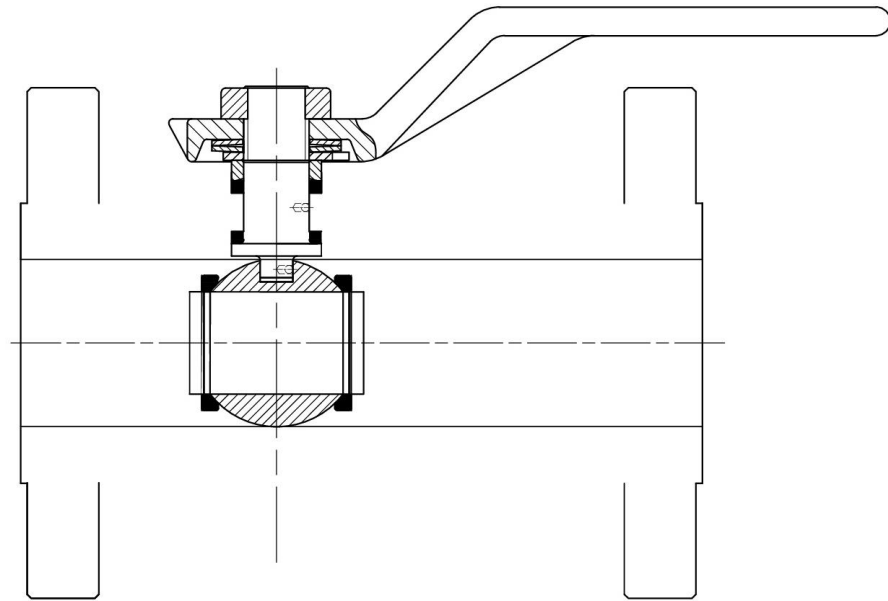
Luego de determinar cuáles son los internos que colocaremos en nuestra válvula, debemos tener en cuenta la distancia entre caras y las dimensiones de las bridas según la norma.



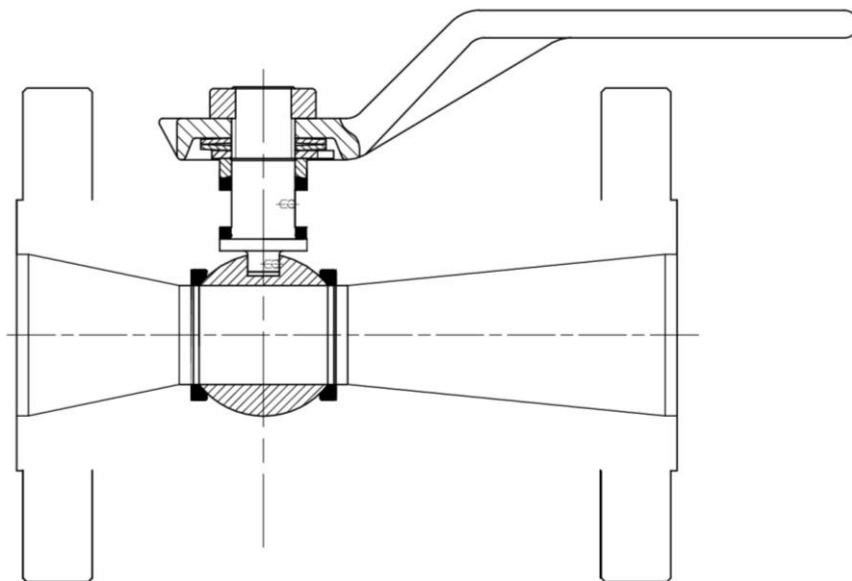
Con la medida correspondiente al pasaje de la válvula (en este caso $1\frac{1}{2}''=38\text{mm}$) se trazó una recta hasta chocar con la bridas.



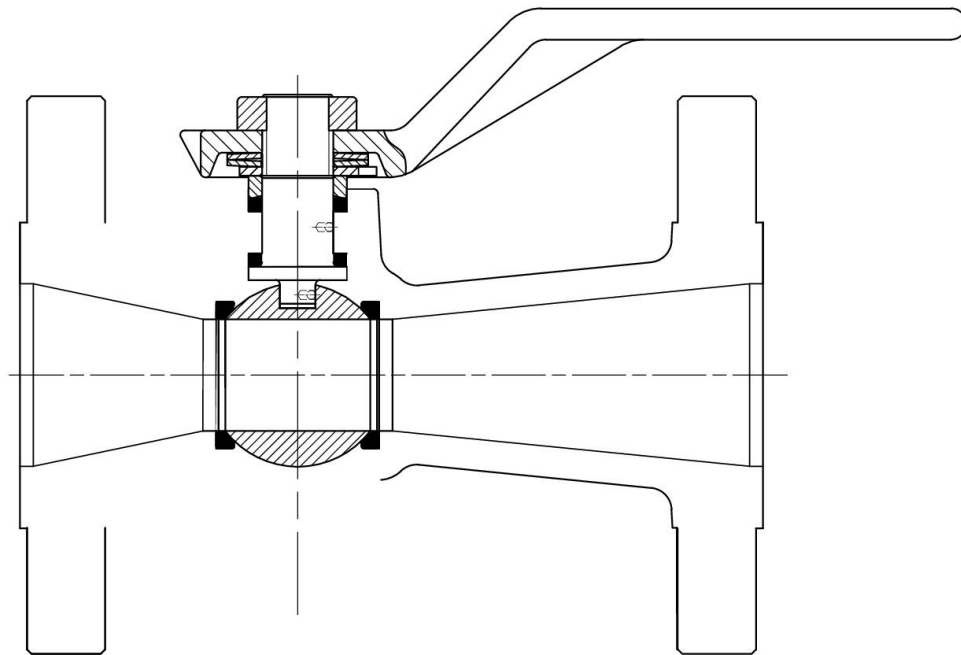
Tomando de referencia las medidas en catálogos y manteniendo una relación con las de pasaje total, se determinó la distancia entre la cara de la brida y la posición de la esfera y sus conjuntos.



A continuación se hizo el pasaje interno de la válvula, desde el orificio de la esfera hasta el orificio de la brida.

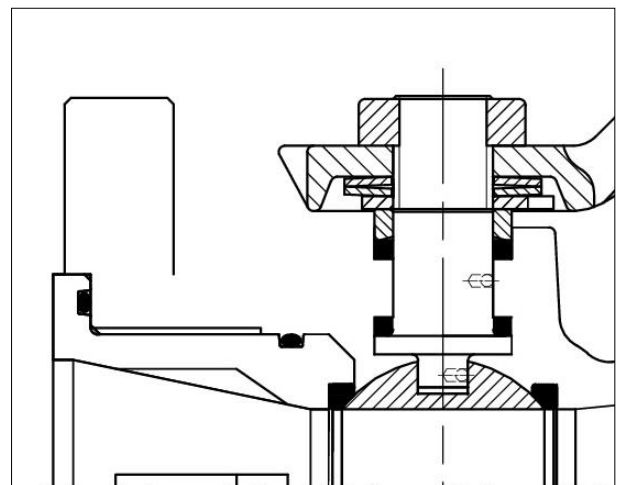
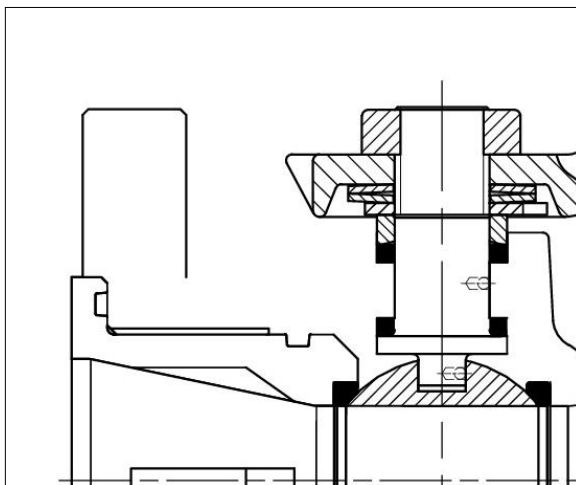


Al tener el pasaje interno de la válvula, ahora podemos darle el espesor al cuerpo, respetando la dimensión mínima necesaria más un mm de tolerancia y realizándole radios de redondeos en las esquinas.

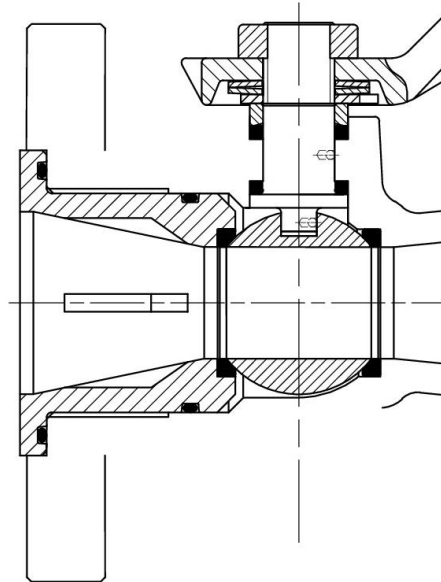


Luego se pasó al diseño del tapón, para ello se realizó respetando el espesor mínimo desde el pasaje interno de la válvula hasta el exterior del mismo. Además posee dos ranuras para colocar O rings con el objetivo de mejorar el sellado.

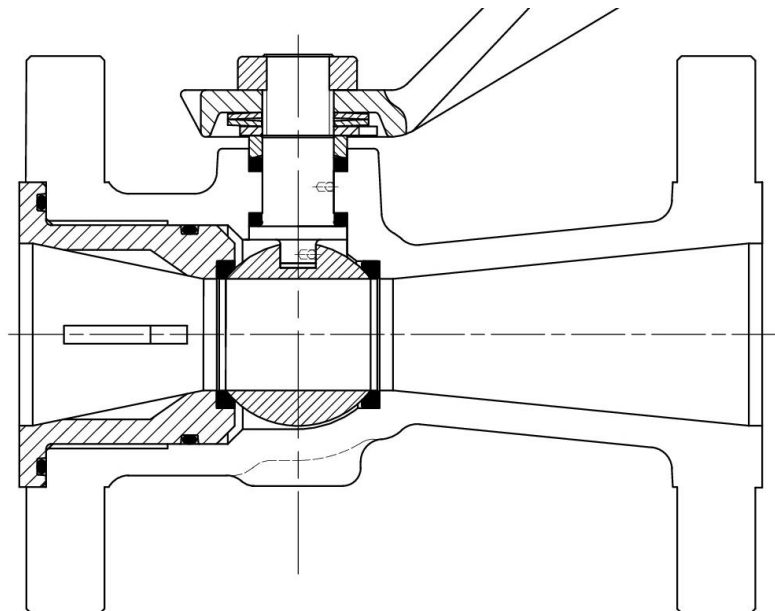
En su interior cuenta con unas ranura para poder insertar una herramienta y darle el ajuste necesario para obtener un óptimo sellado.



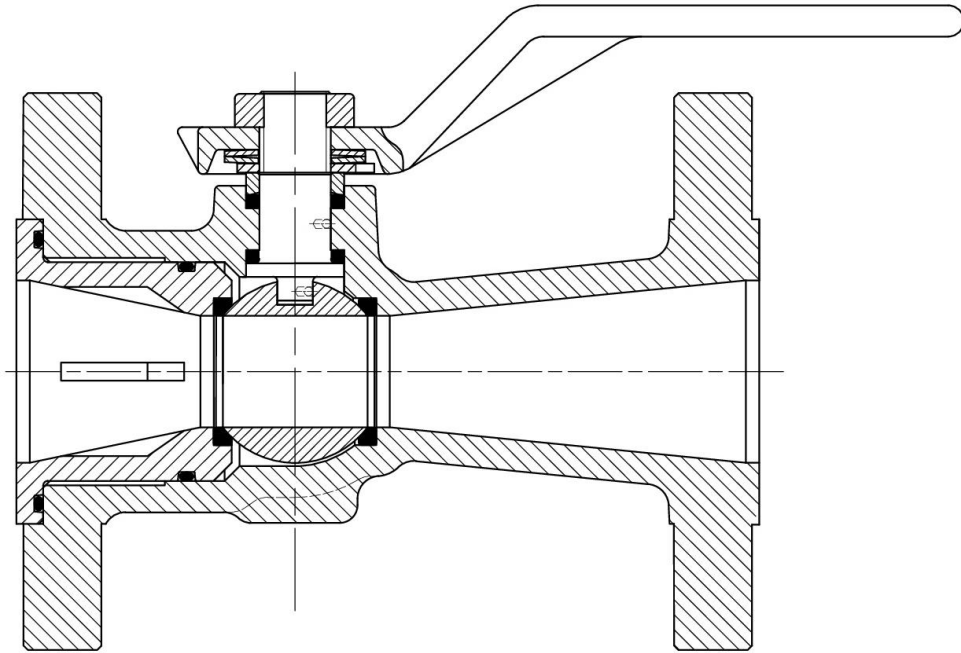
Al concluir el diseño del tapón, se pasó a realizar el diseño interior, donde se alojaría la esfera y donde se enroscaría este.



Por último se terminó con el diseño del cuerpo, dejando desde la cara exterior del tapón el espesor mínimo necesario de pared.



Al final la válvula de pasaje reducido queda de la siguiente manera:



11) Proyección de Serie de Válvulas

La proyección de la familia de esta serie de válvulas, se realizó de la misma manera que diseñamos las explicadas anteriormente. Para ello partimos del diseño del vástago con el diámetro calculado en la tabla de la pág. 19, luego realizamos lo mismo con el diseño de los internos y la esfera.

A partir de aquí utilizamos el criterio de construcción mencionado al principio del proyecto, adoptando la distancia entre caras, dimensiones y cantidad de agujeros de la brida, de acuerdo a la norma.

Los parámetros de diseños son los mismos, la única salvedad que tuvimos que tener en cuenta es que la distancia entre bridas no es escalable entre una medida y además varia su espesor mínimo requerido, ya que va en aumento en función de su tamaño.

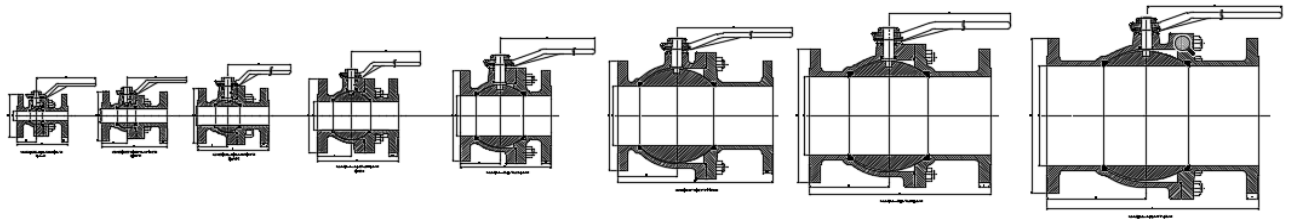


Imagen de la proyección de pasaje total

Observación: El diámetro de las esferas de las ultimas válvulas se tomó 1.5 (para la de 8") y 1.4 (para la de 10") veces respecto de su diámetro inferior.

Como podemos ver al ser una familia de válvulas respetan una simetría.

Para el diseño de válvulas de pasaje reducido, tuvimos en cuenta que los internos asociados a la de pasaje total se iban a compartir (1" - 3/4", 1 1/2" - 1", 2"-1 1/2", 3"-2", 4"-3", 6"-4", 8"-6", 10"-8"), y luego se adoptaron los criterios de diseño mencionados al principio.

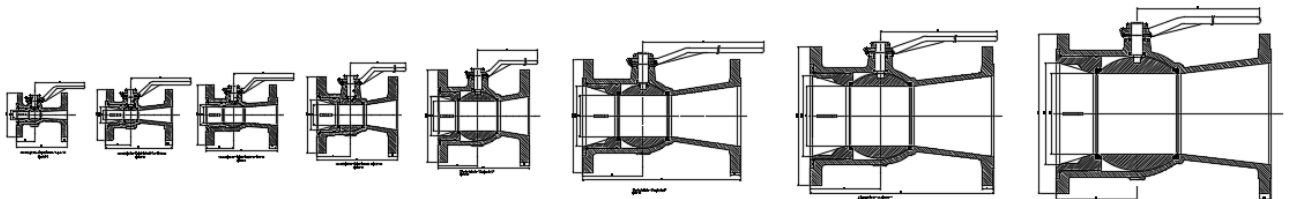
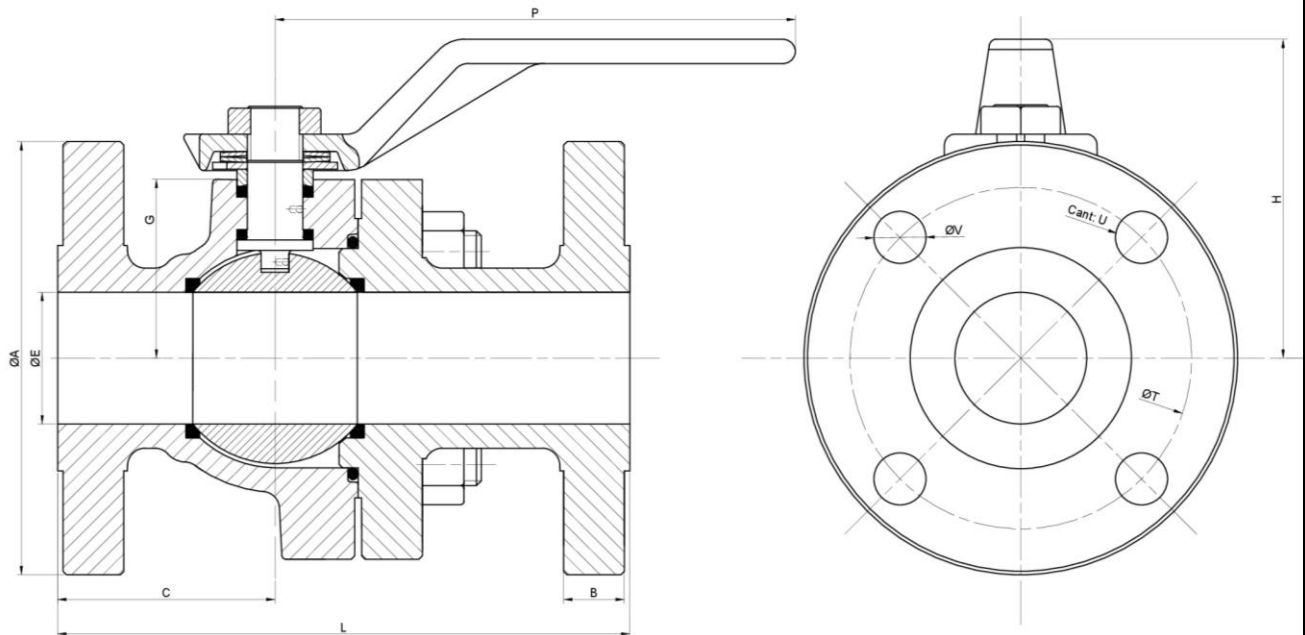


Imagen de Proyección de pasaje reducido

12) Medidas típicas

Una vez concluido el diseño de toda la familia de nuestras válvulas, pudimos obtener las medidas principales detalladas a continuación:

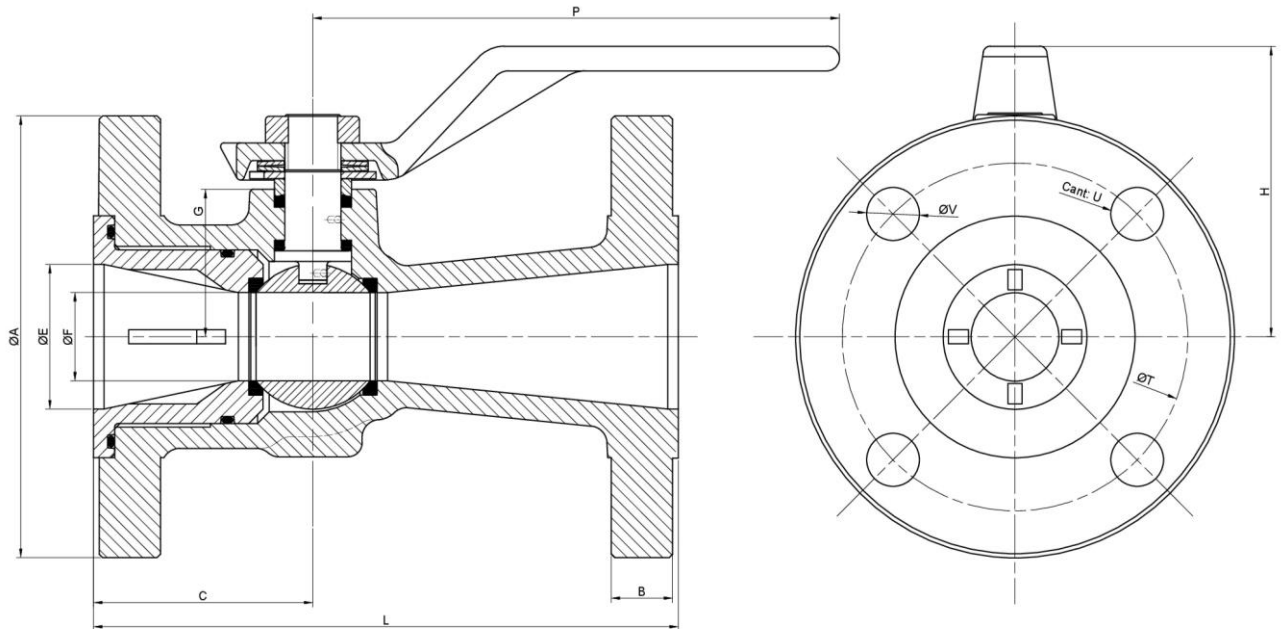
12.1) Pasaje Total



Válvulas Esféricas de Pasaje Total

Diámetro	Serie	A	B	C	E	G	H	L	P	T	U	V
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	unidad	mm
1"	150	110	14,2	49	25	42	62	127	150	79,2	4	15
1 1/2"	150	125	17,5	62,7	38	51,5	92	165	150	98,5	4	15
2"	150	138	19,1	75	51	75	117	178	300	120,5	4	19
	300	165	20,7	75	51	75	117	216	300	127	8	19
3"	150	191	22,3	85	75	94,5	137,5	202	300	152,5	4	19
4"	150	230	22,3	100	101	123	170	229	700	190,5	8	19
6"	150	279	23,9	150	150	150	197,5	292	700	241,5	8	22
8"	150	343	27	200	200	186,5	220	457	900	298,5	8	22
10"	150	391	28,5	250	254	212	265	533	900	362	12	25

12.2) Pasaje Reducido



Válvulas Esféricas de Pasaje Reducido

Diámetro	Serie	A	B	C	E	F	G	H	L	P	T	U	V
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	unidad	mm
1"	150	110	14,2	45	25	19	33	71	127	125	79,2	4	15
1 1/2"	150	125	17,5	62,5	40,9	25	42	82	165	150	98,4	4	15
2"	150	150	19,1	70	52	38	51,5	92	178	150	120,5	4	19
	300	150	20,7	70	52	38	51,5	92	216	150	127	8	19
3"	150	191	22,3	85	75	52	74	117	203	300	152,5	4	19
4"	150	230	22,3	100	98	75	94,5	137,5	229	300	190,5	8	19
6"	150	279	23,9	150	150	101	123	170	392	700	241,5	8	22
8"	150	343	27	175	198	150	150	197,5	457	700	298,5	8	22
10"	150	397	28,5	200	254	200	186,5	239,5	533	900	362	12	25

13) Planos:

PR – 000 → Plano de Explosión Render – Pasaje Reducido (Serie 150)

PR - 001 → Plano de Proyección – Pasaje Reducido (Serie 150)

TP – 000 → Plano de Explosión Render – Pasaje Total (Serie 150)

TP - 001 → Plano de Proyección – Pasaje Total (Serie 150)

- **Pasaje Reducido 1 ½ ”**

PR15 – 001 → Plano Perfil – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR15 – 002 → Plano Cuerpo – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR15 – 003 → Plano Tapón – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR1 – 004 → Plano de Sello de la Esfera – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR1 – 005 → Plano de la Esfera – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR1 – 006 → Plano del Vástago – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR1 – 007 → Plano de Sello de Teflón – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR1 – 008 → Plano de Sello de Metal – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR1 – 009 → Plano de Chapa de Traba – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

PR1 – 010 → Plano de la Manivela – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

Lista de Materiales – Pasaje Reducido (1” ½ - Serie 150)

- **Pasaje Total 1 ½ ”**

TP15-001 → Plano Perfil – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP15-002 → Plano Cuerpo A – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP15-003 → Plano Cuerpo B – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP15-004 → Plano Sello de la Esfera – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP15-005 → Plano Esfera – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP1 – 006 → Plano del Vástago – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP1 – 007 → Plano de Sello de Teflón – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP1 – 008 → Plano de Sello de Metal – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP1 – 009 → Plano de Chapa de Traba – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

TP1 – 010 → Plano de la Manivela – Pasaje Total (1 ½” – Serie 150)

Lista de Materiales - Pasaje Total (1 ½" – Serie 150)

14) Bibliografía

Norma BS 5351

Norma ASME B16.10-2000

Norma ASME B16.5°-1998

Normas APA – Presentación de proyectos

SDM 009 – Vademecum de piezas

SPM 01 – MAQUINA: Definiciones- procedimientos generales para proyecto Series - Recomendaciones

Catalogo ESFEROMATIC – Válvulas Esféricas

Catalogo SPIRAX SARCO - Válvulas Esféricas

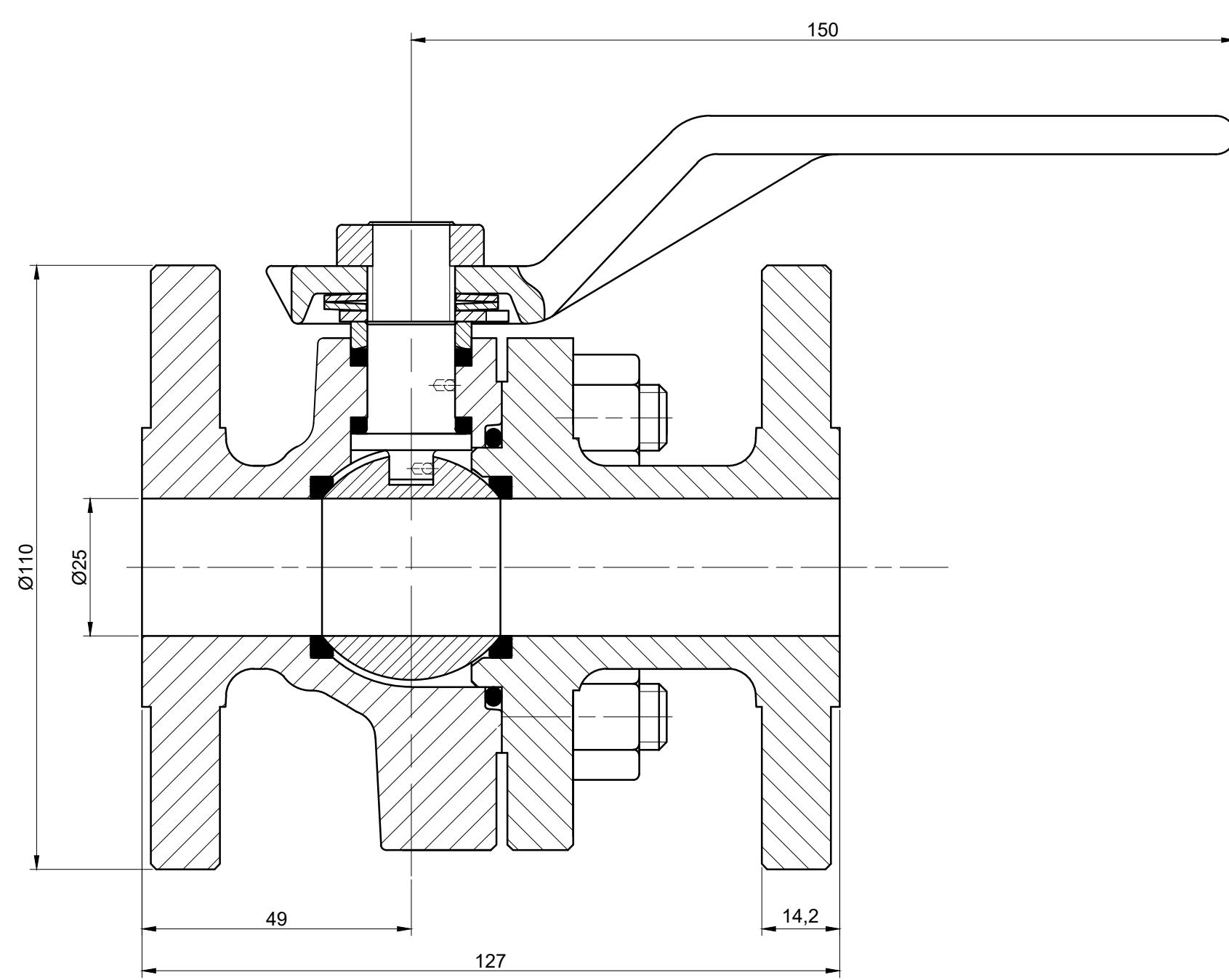
Catalogo VELAN - Válvulas Esféricas

Catalogo GENEBRE – Válvulas Esféricas

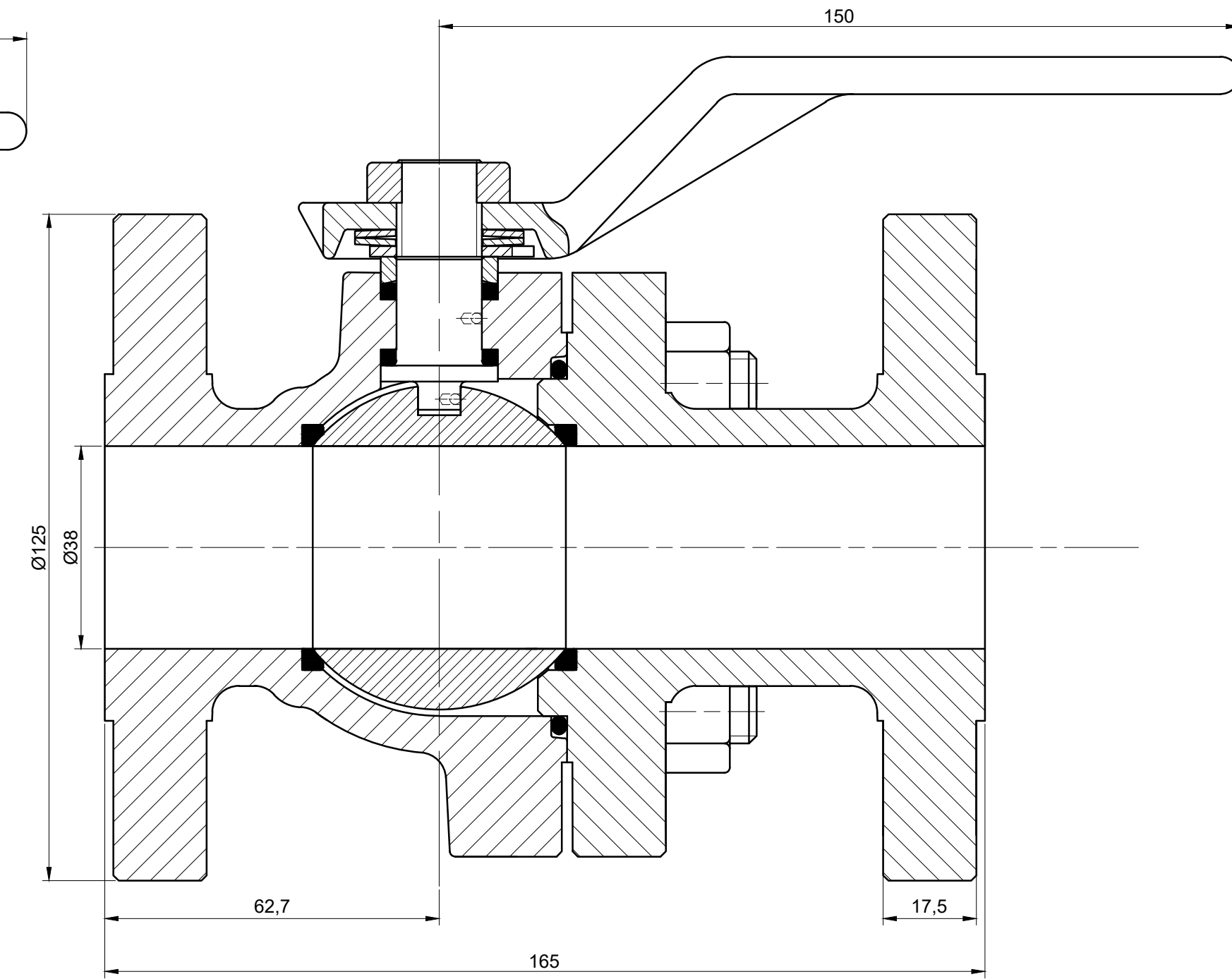
Catalogo TECNOCONTROL – Válvulas Esféricas

Richard W. Greene - “Válvulas selección, uso y mantenimiento” – ED. MAC GRAW HILL

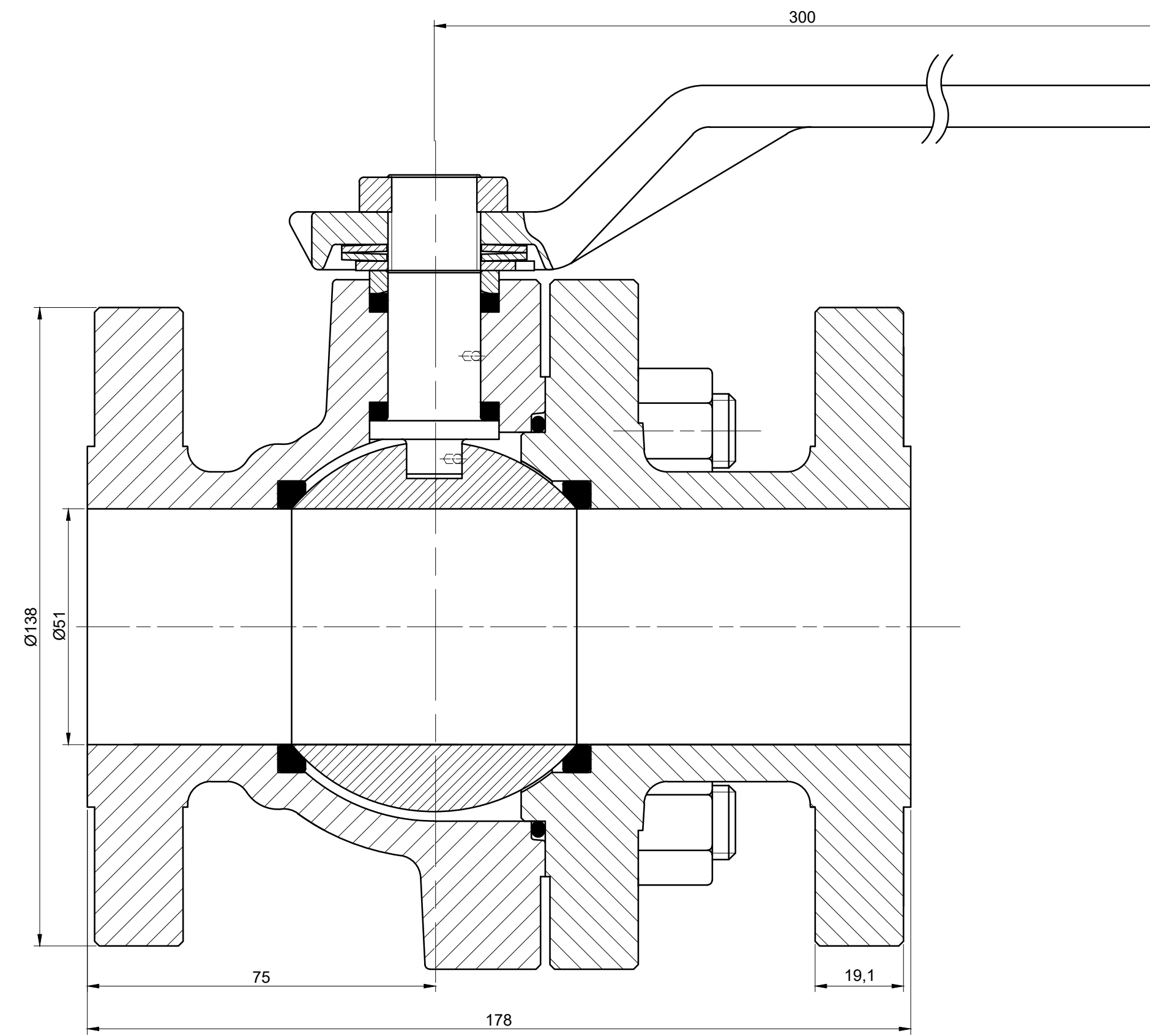
Peter Smith & RW Zape – “Valve selection hand book” – fifth edition – ED ELSEVIER



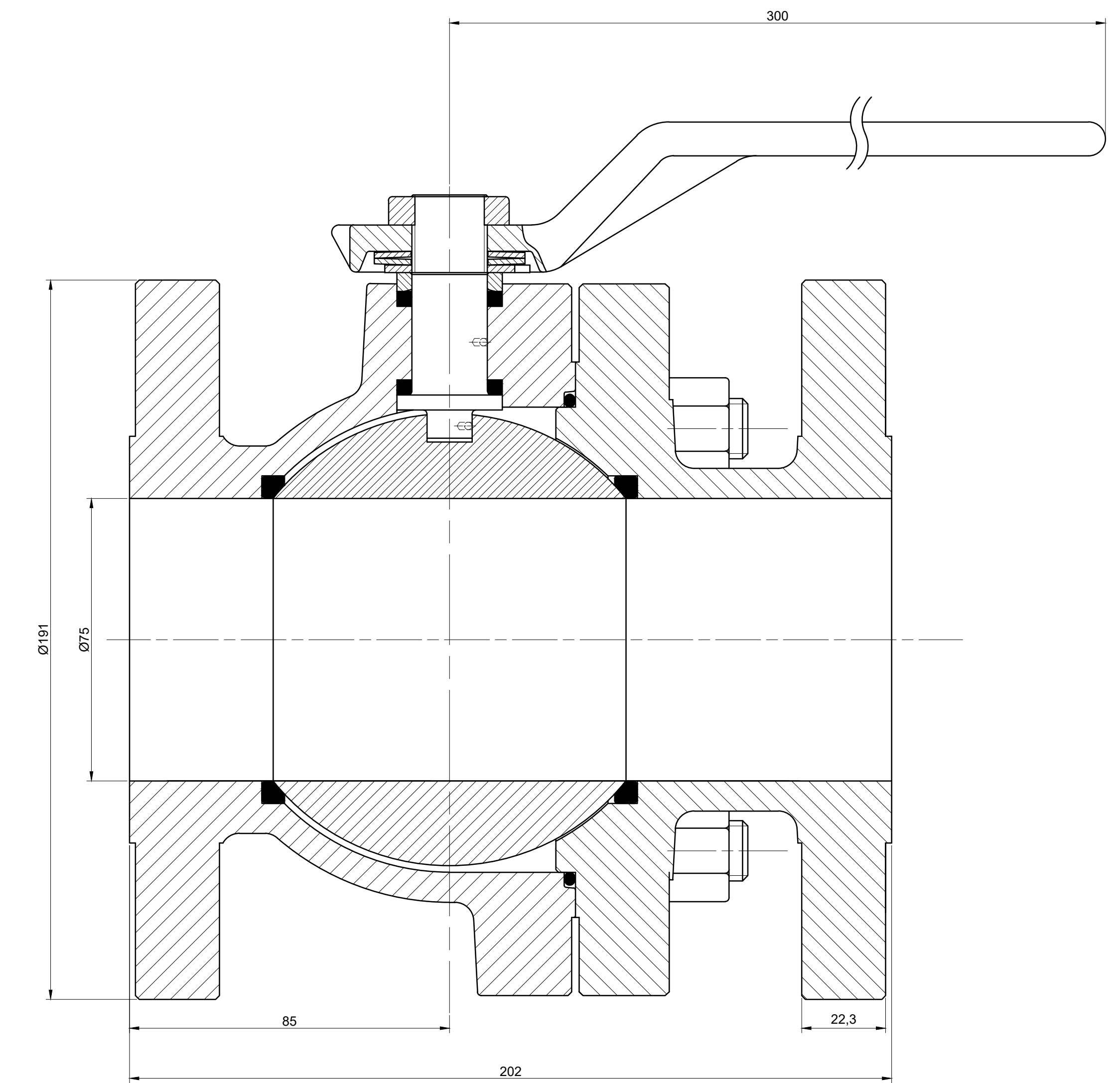
Valvula Esferica - Pasaje Total 1" Serie 150
Escala: 1:1



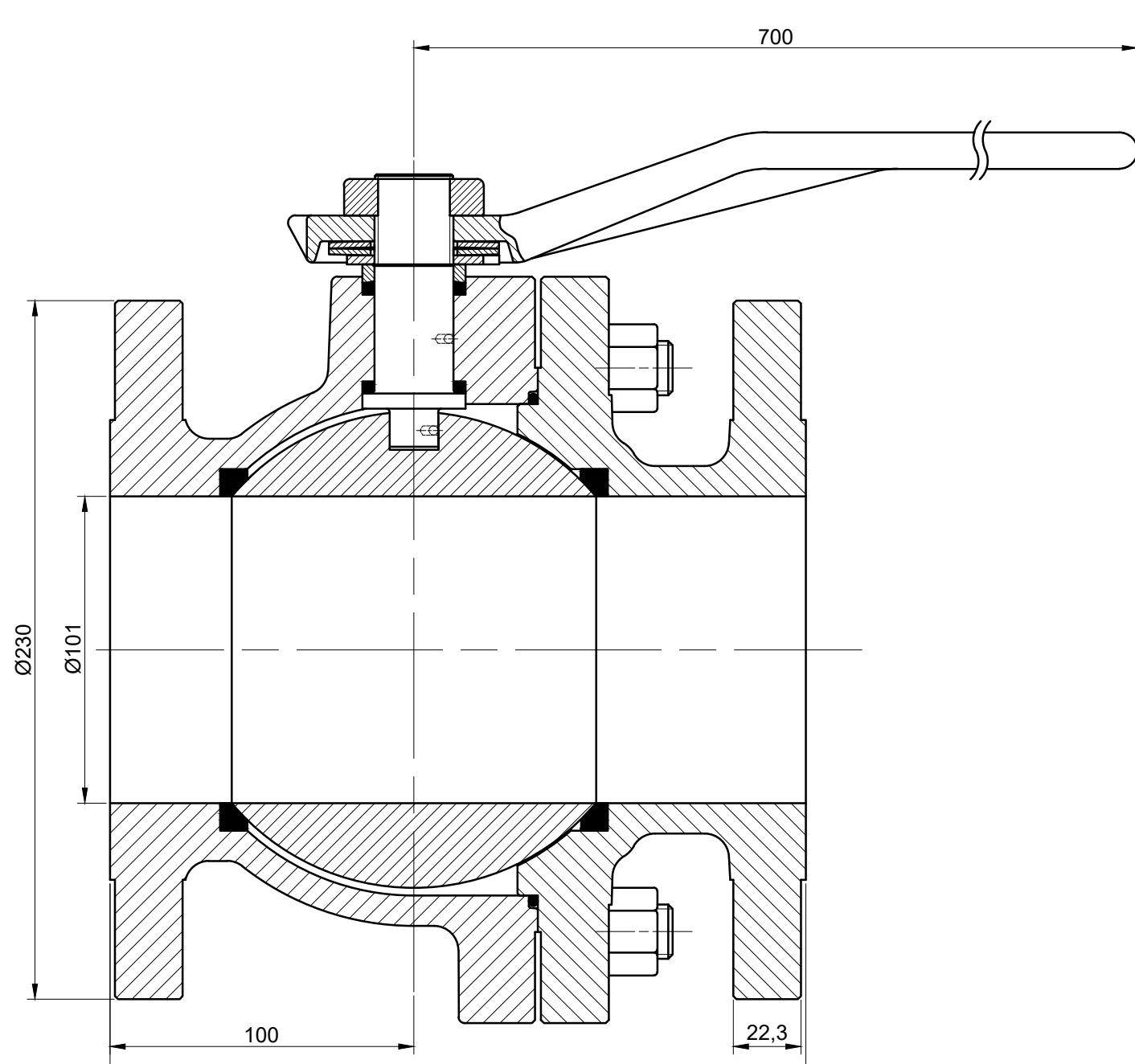
Valvula Esferica - Pasaje Total 1 1/2" Serie 150
Escala: 1:1



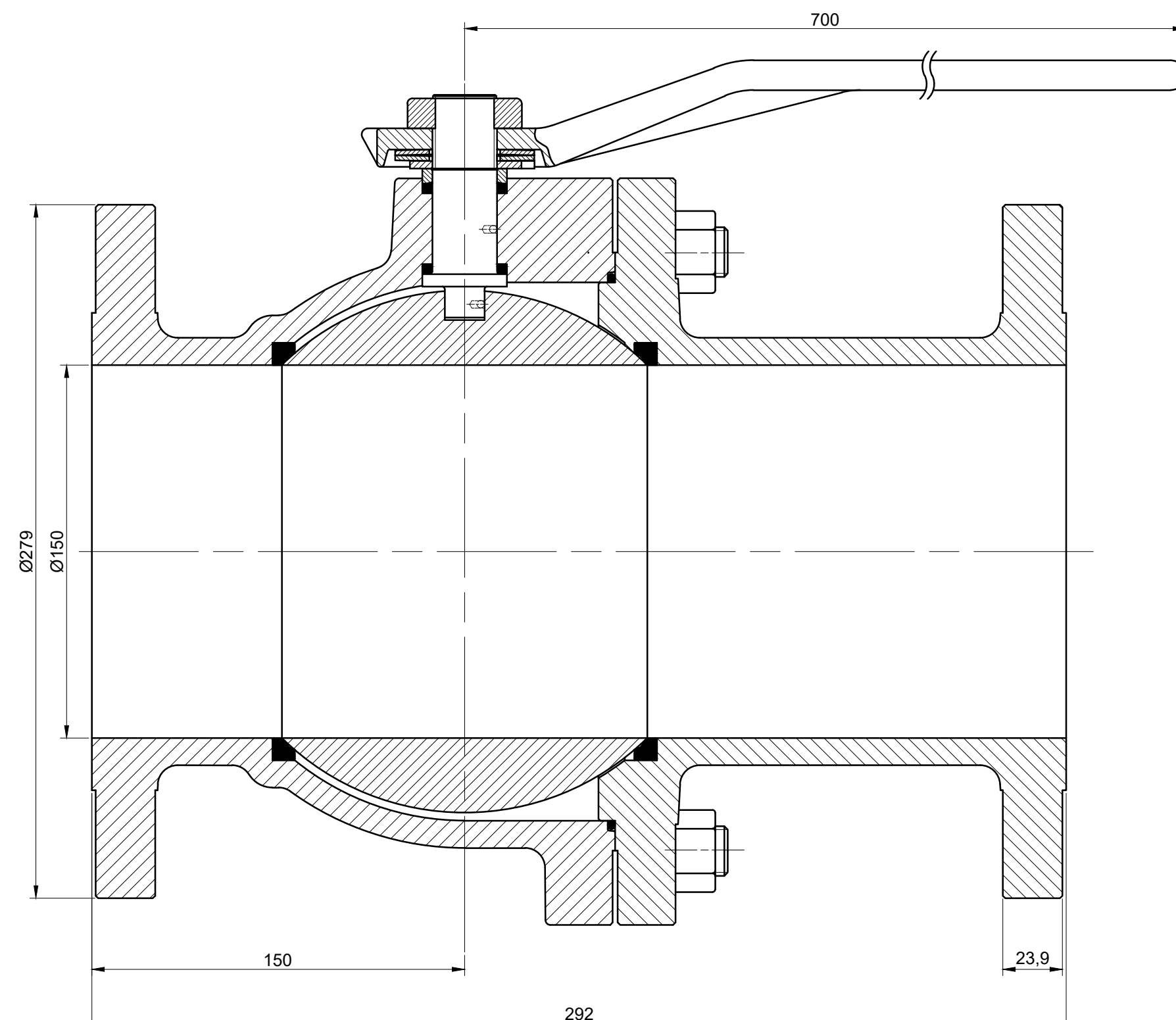
Valvula Esferica - Pasaje Total 2" Serie 150
Escala: 1:1



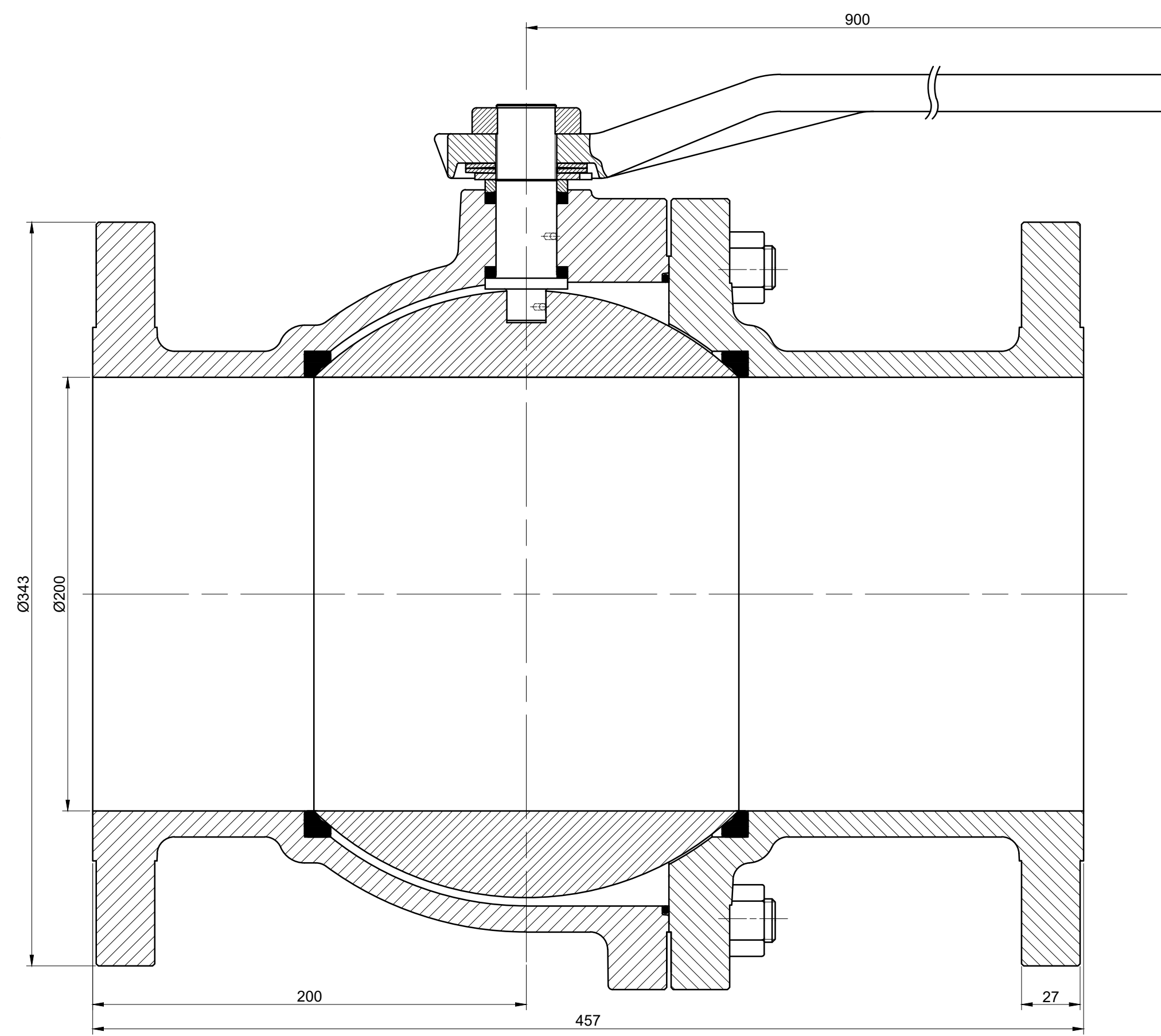
Valvula Esferica - Pasaje Total 3" Serie 150
Escala: 1:1



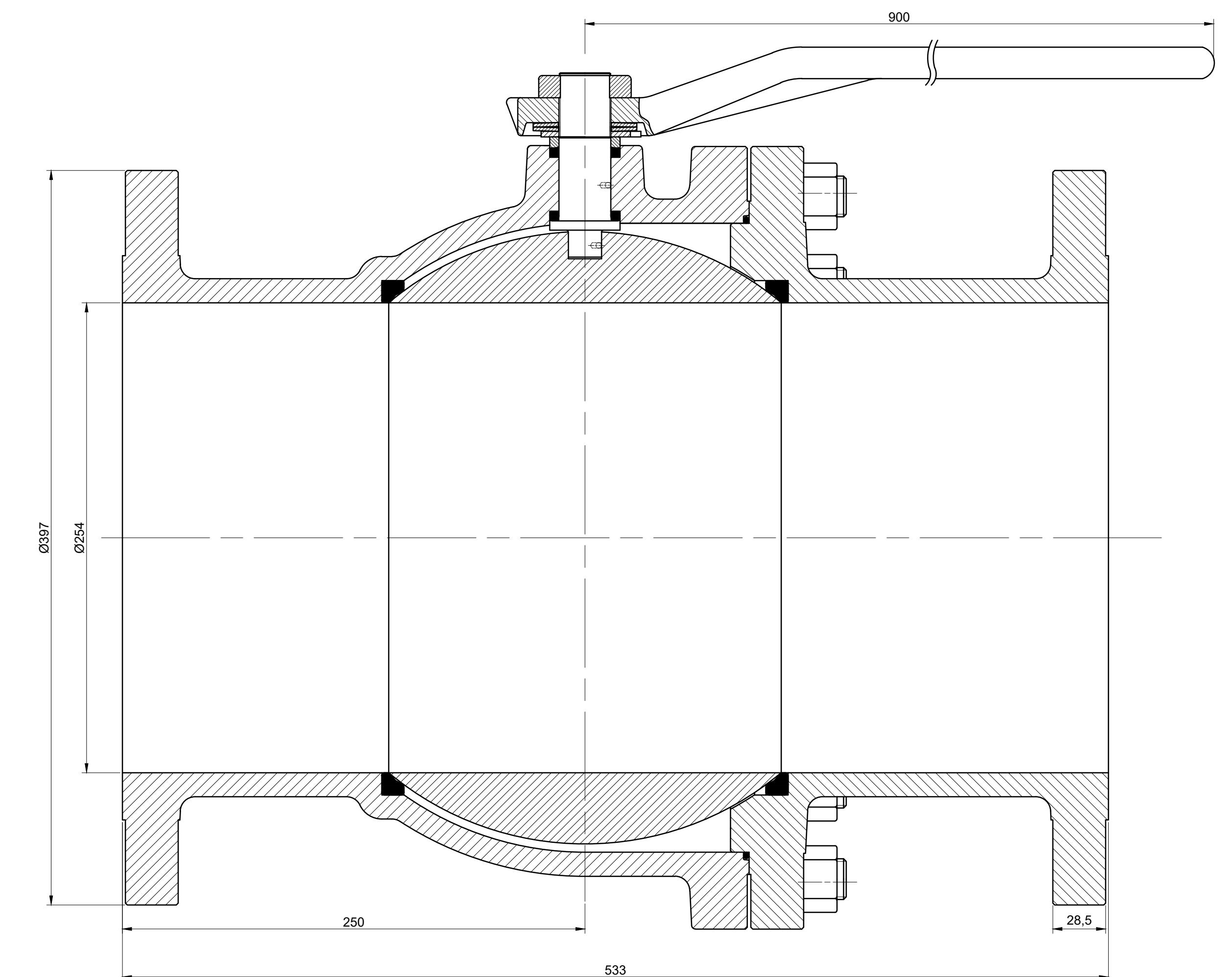
Valvula Esferica - Pasaje Total 4" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Total 6" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Total 8" Serie 150
Escala: 1:2

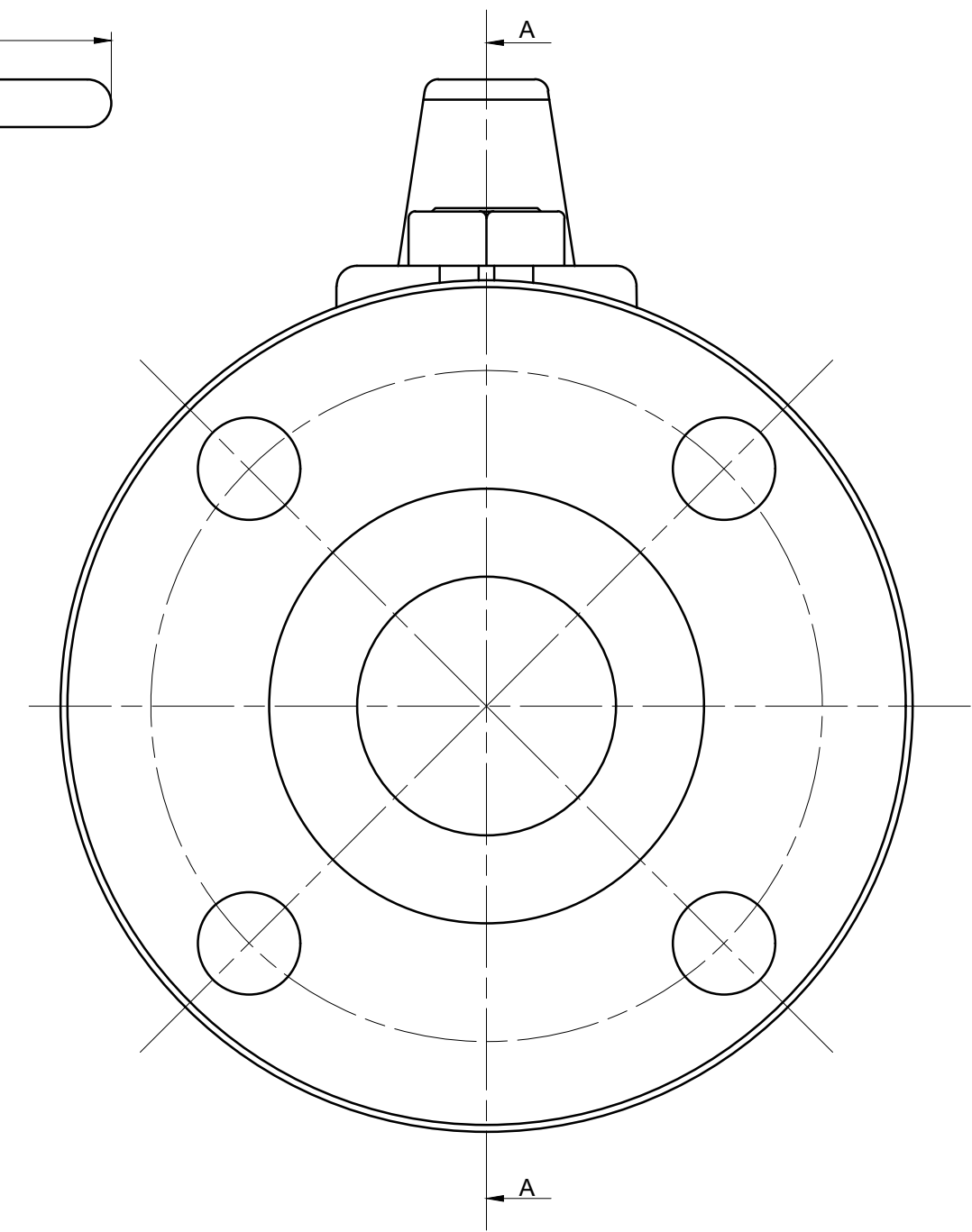
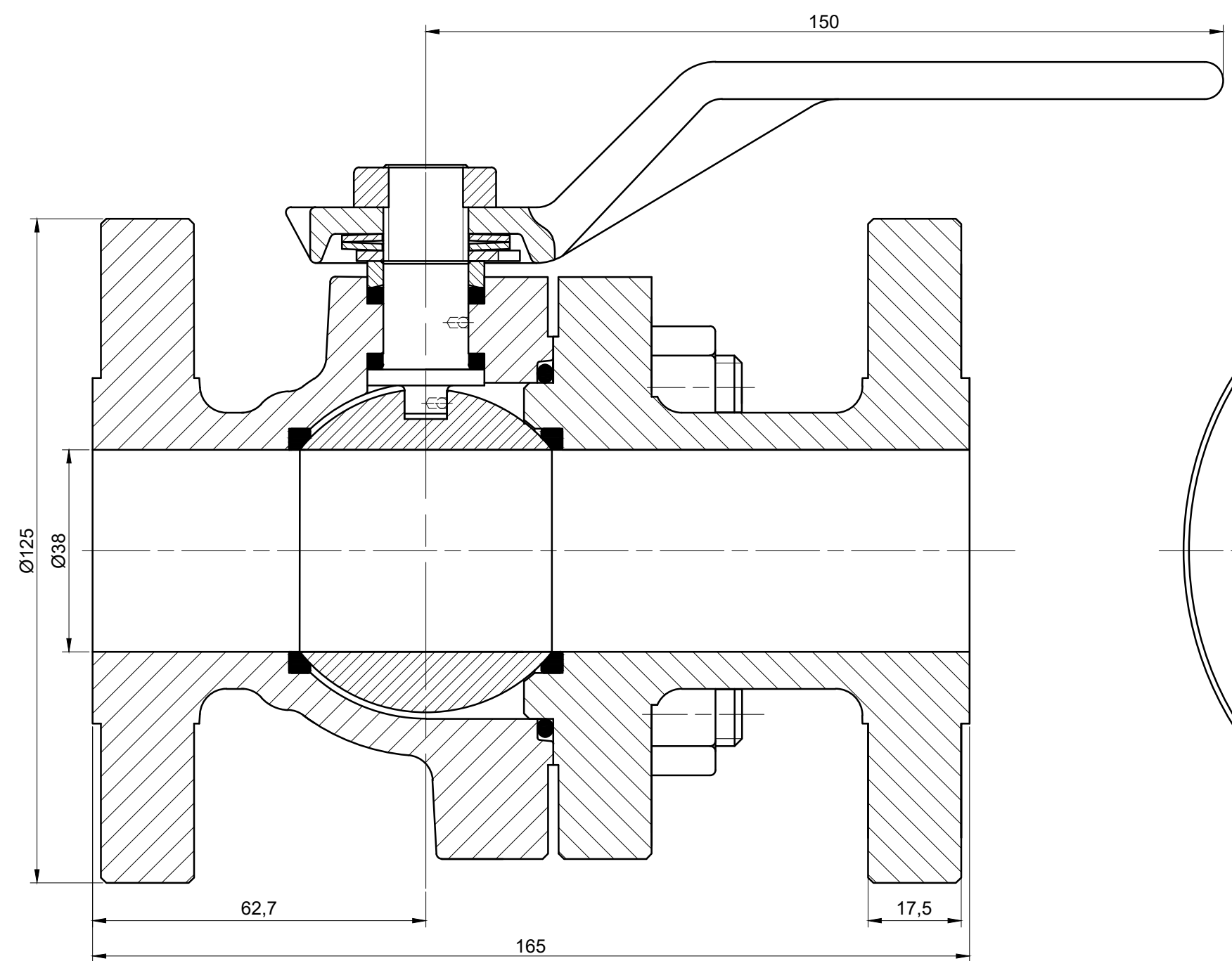


Valvula Esferica - Pasaje Total 10" Serie 150
Escala: 1:2

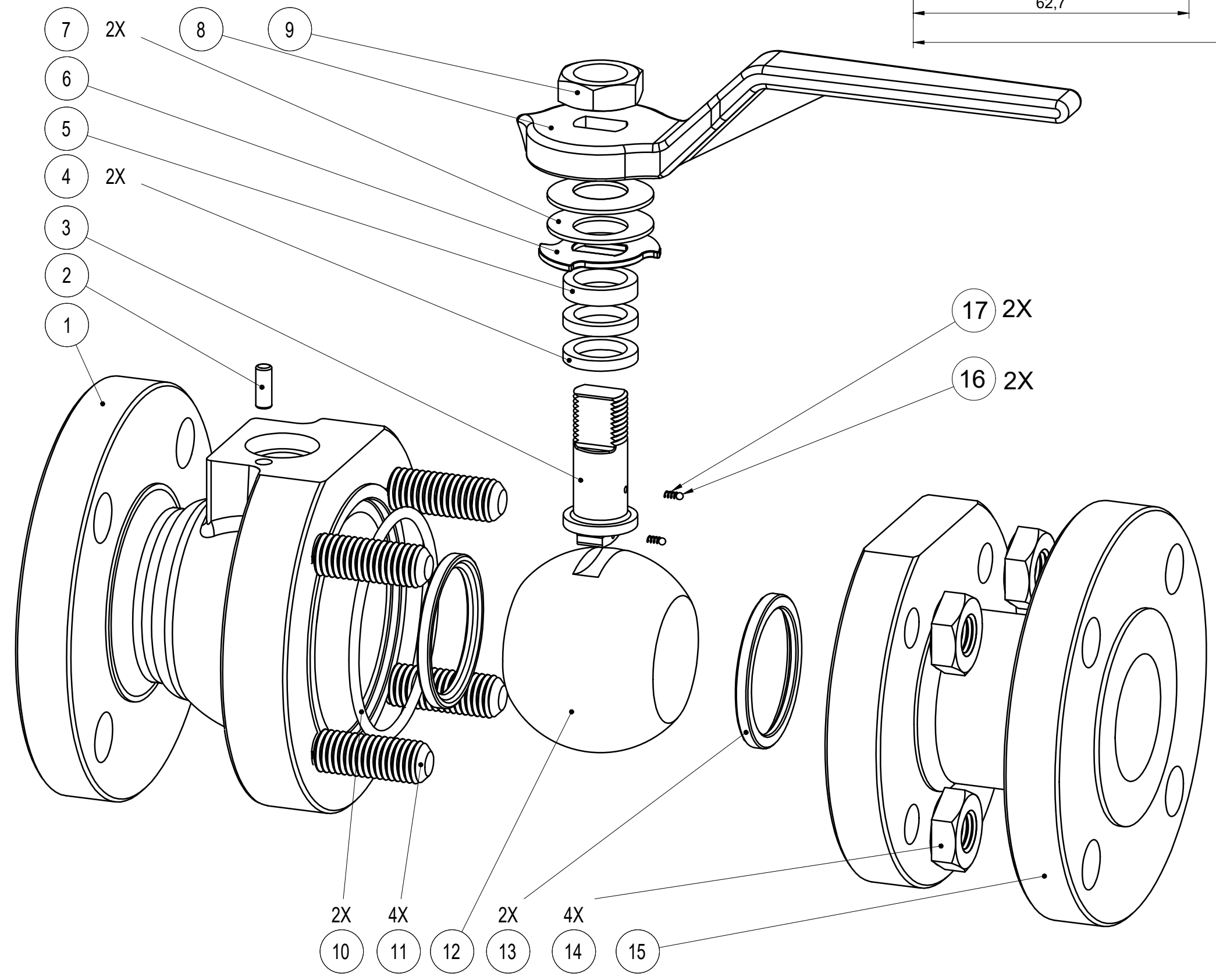
Mod	Era	Es	Autor	Rev	Fecha
			U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final		
Diseño: <i>Francisco Ortiz Paez Sefari</i>		Máquina de Serie -			Año: 2018
Reviso:		Vlv. esferica Pasaje Total Serie 150			Especificación Tec. N°
Fecha: 22/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:			Plano N°:
S/Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6			TP- 001



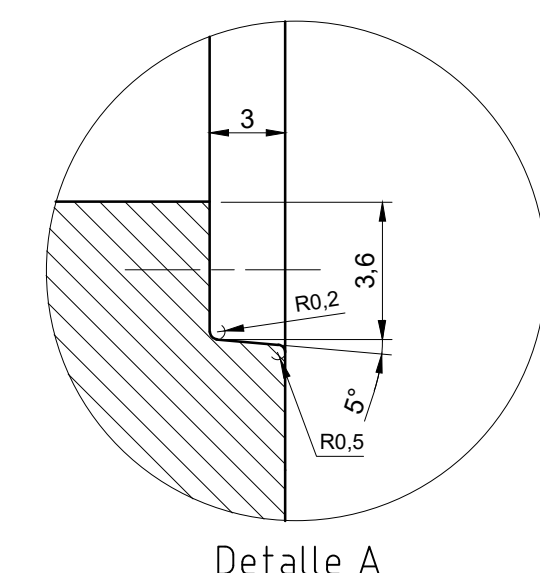
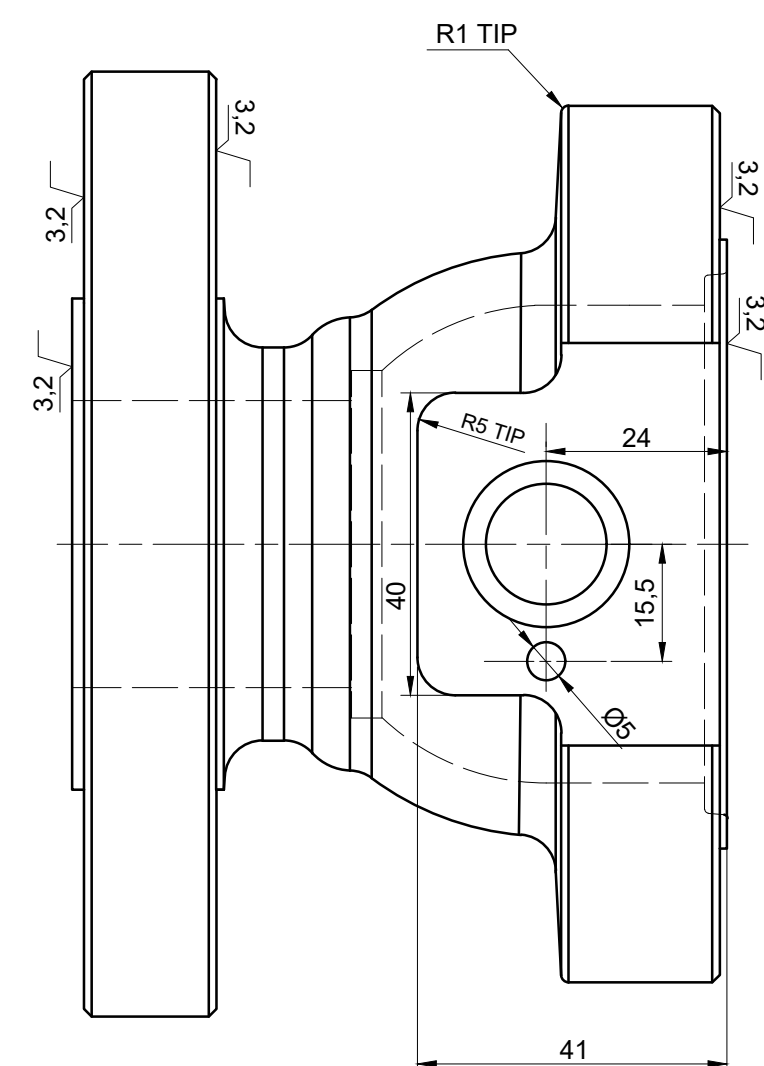
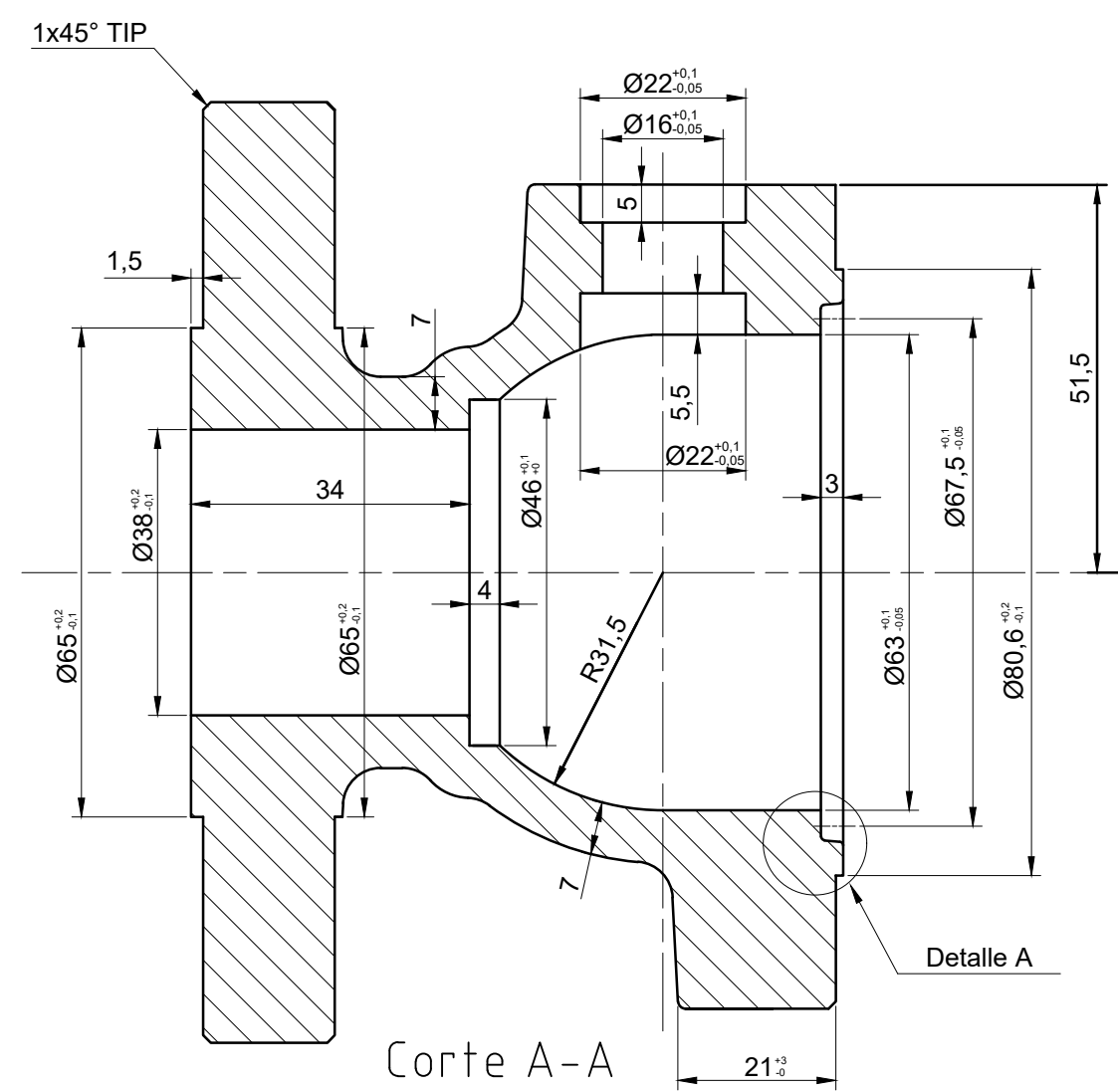
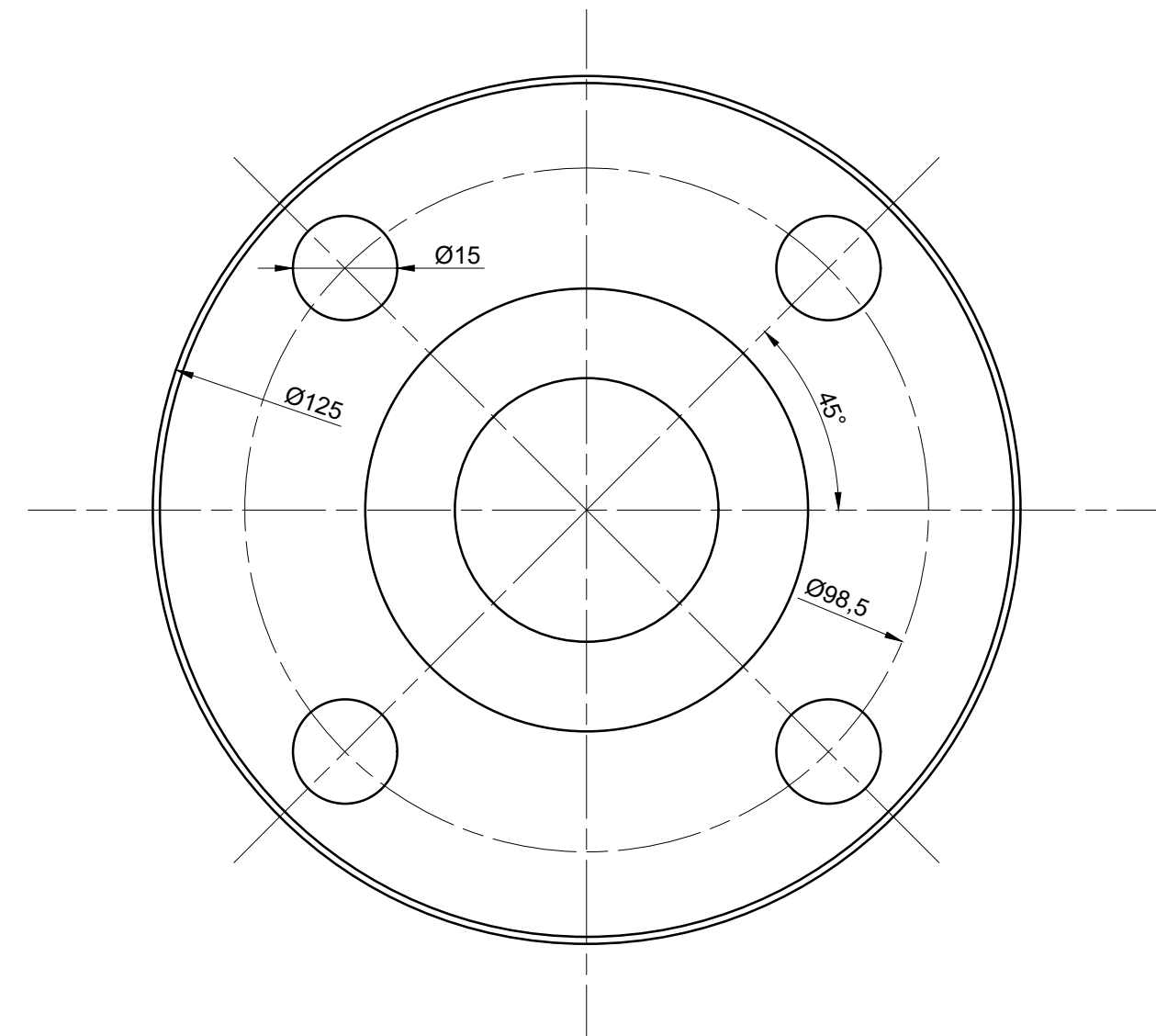
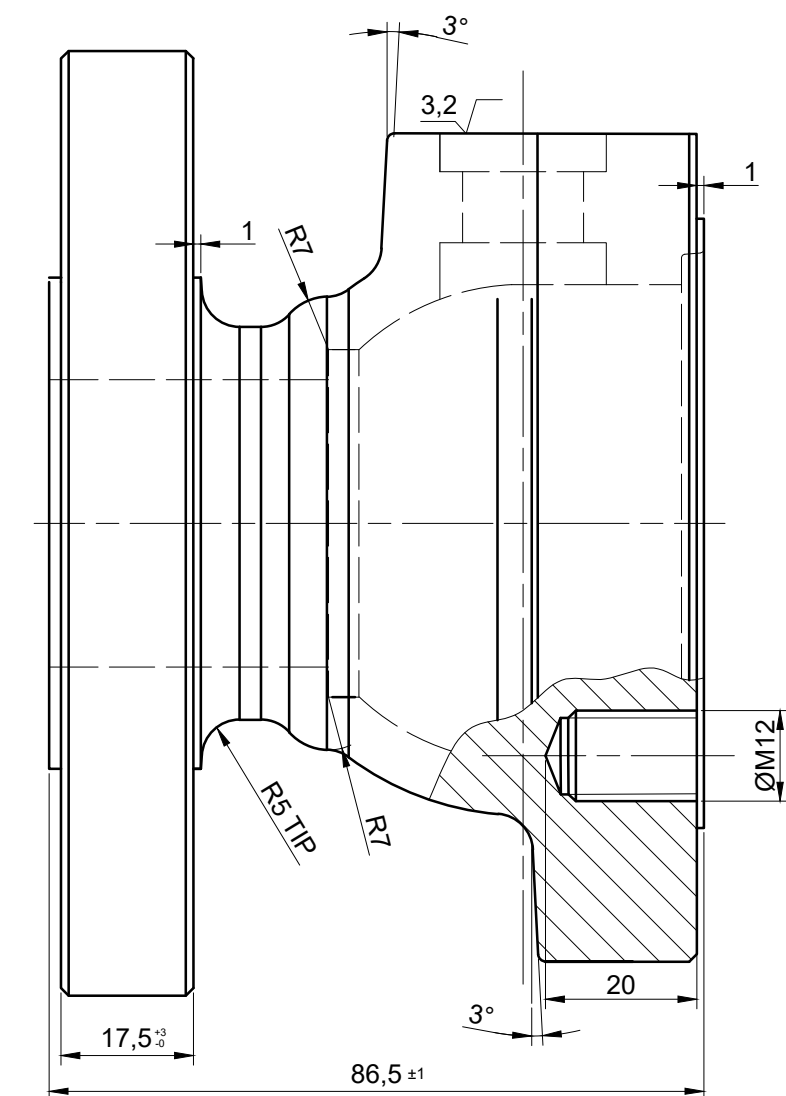
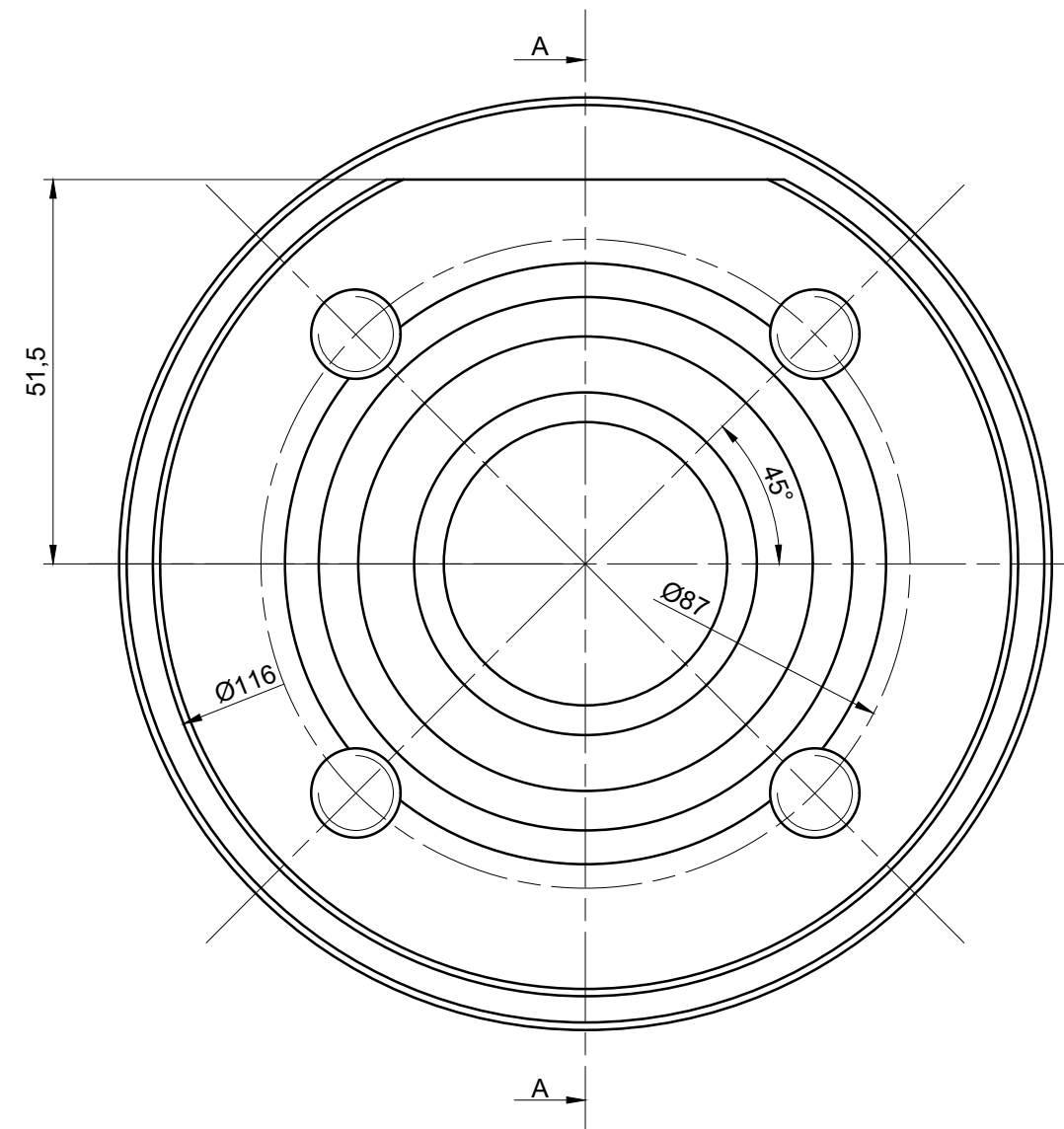
Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. – Fra – Dto. Mecanica – Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie – Vlv. esferica 1 1/2" Pasaje Total serie 150 – Explosion Renderizada		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 13/07/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
Sin escala		Longitudinales: Angulares: Rugosidad:		TP – 000	



Corte A-A

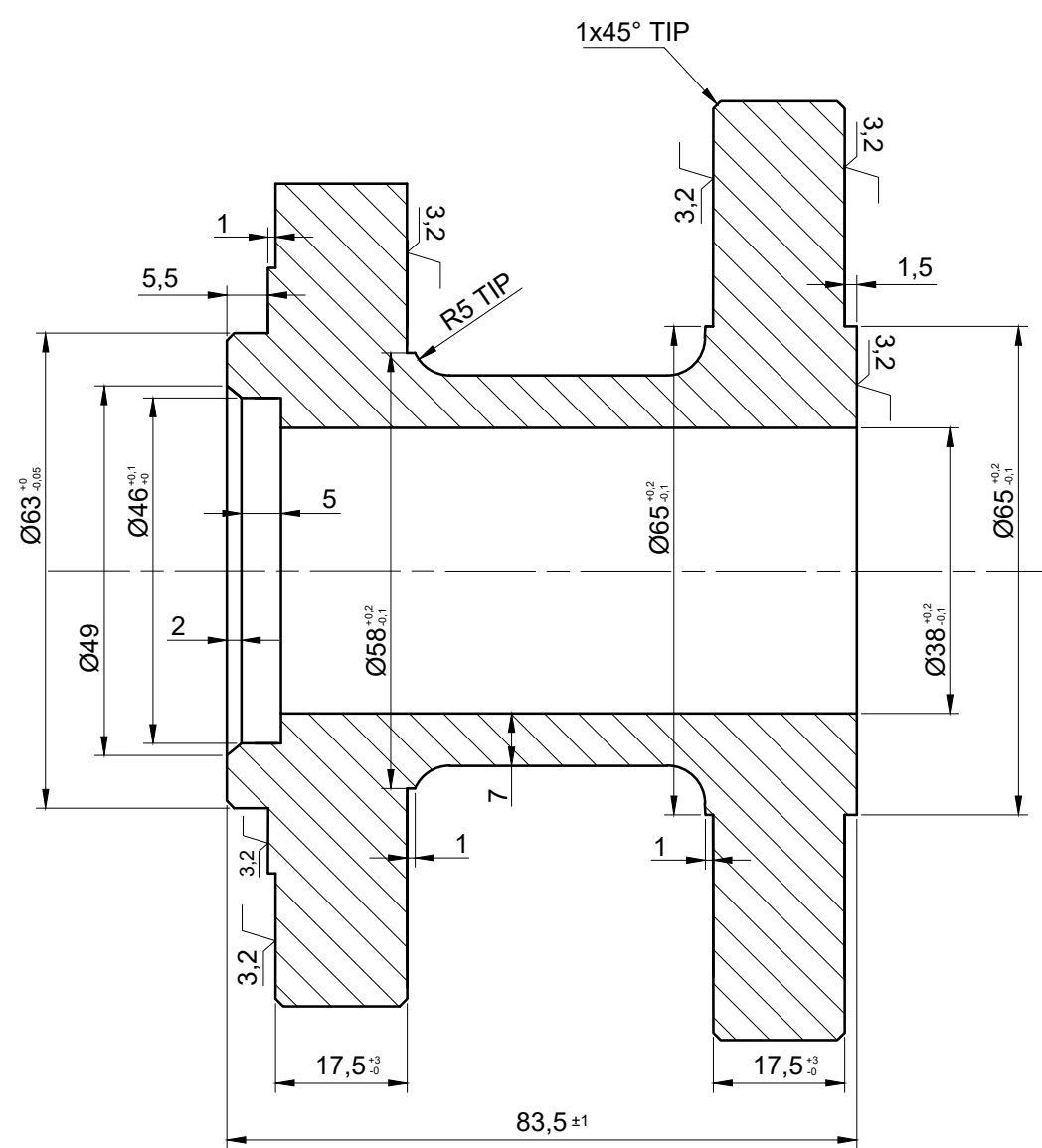
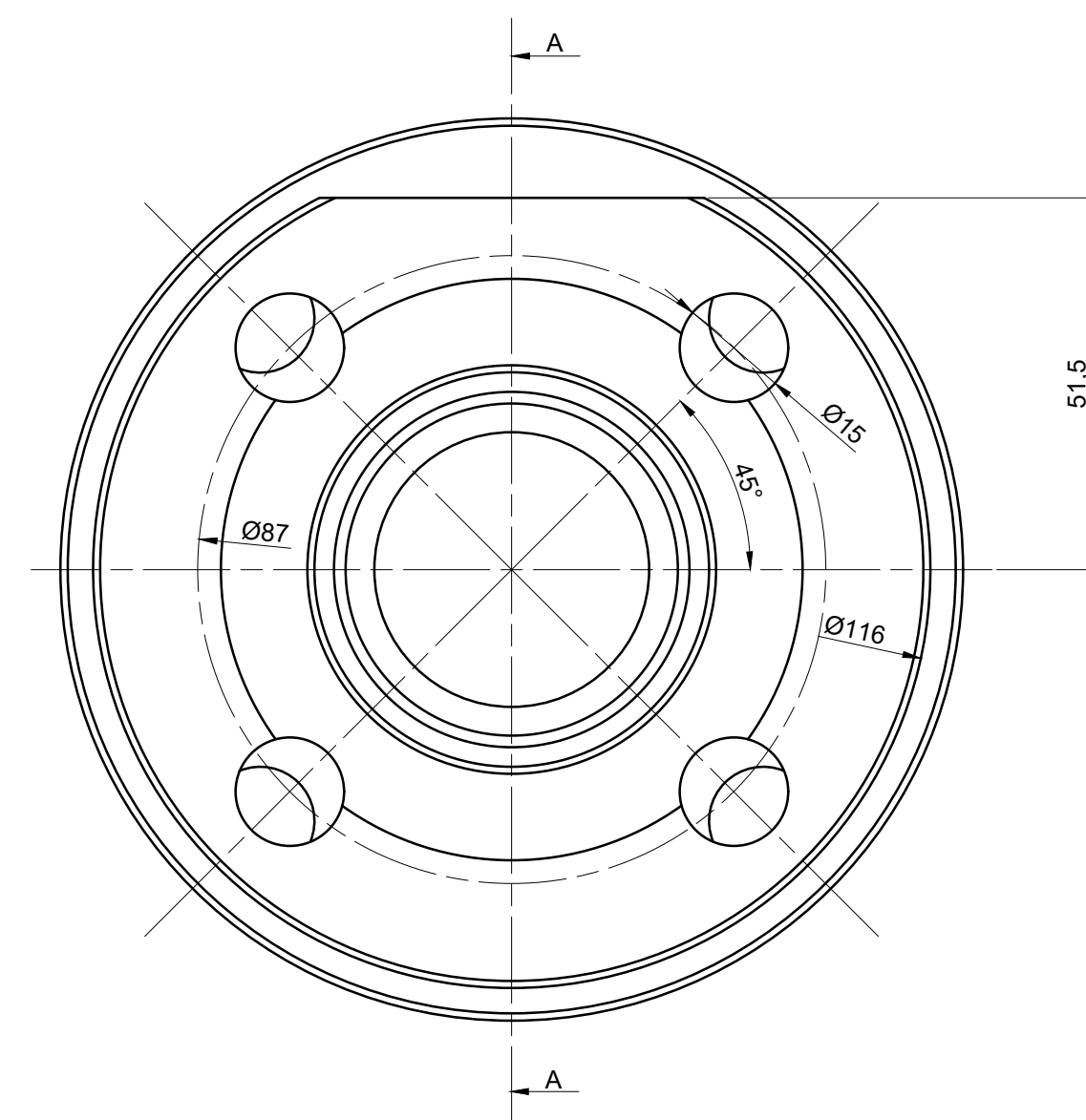
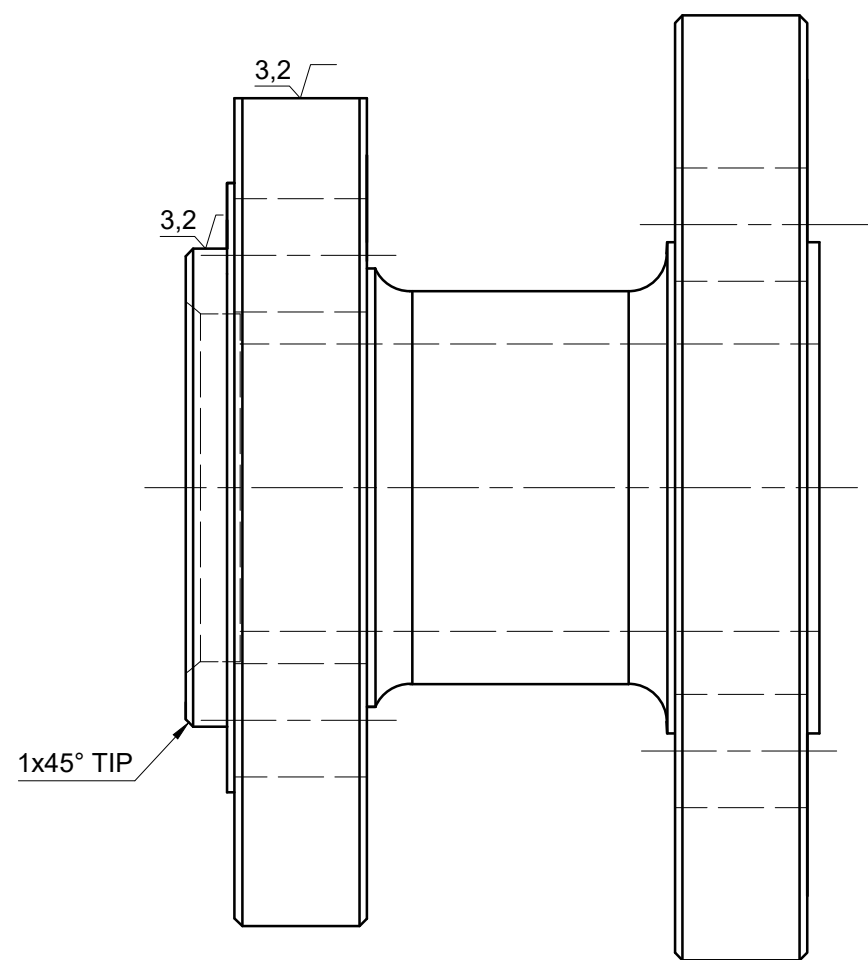
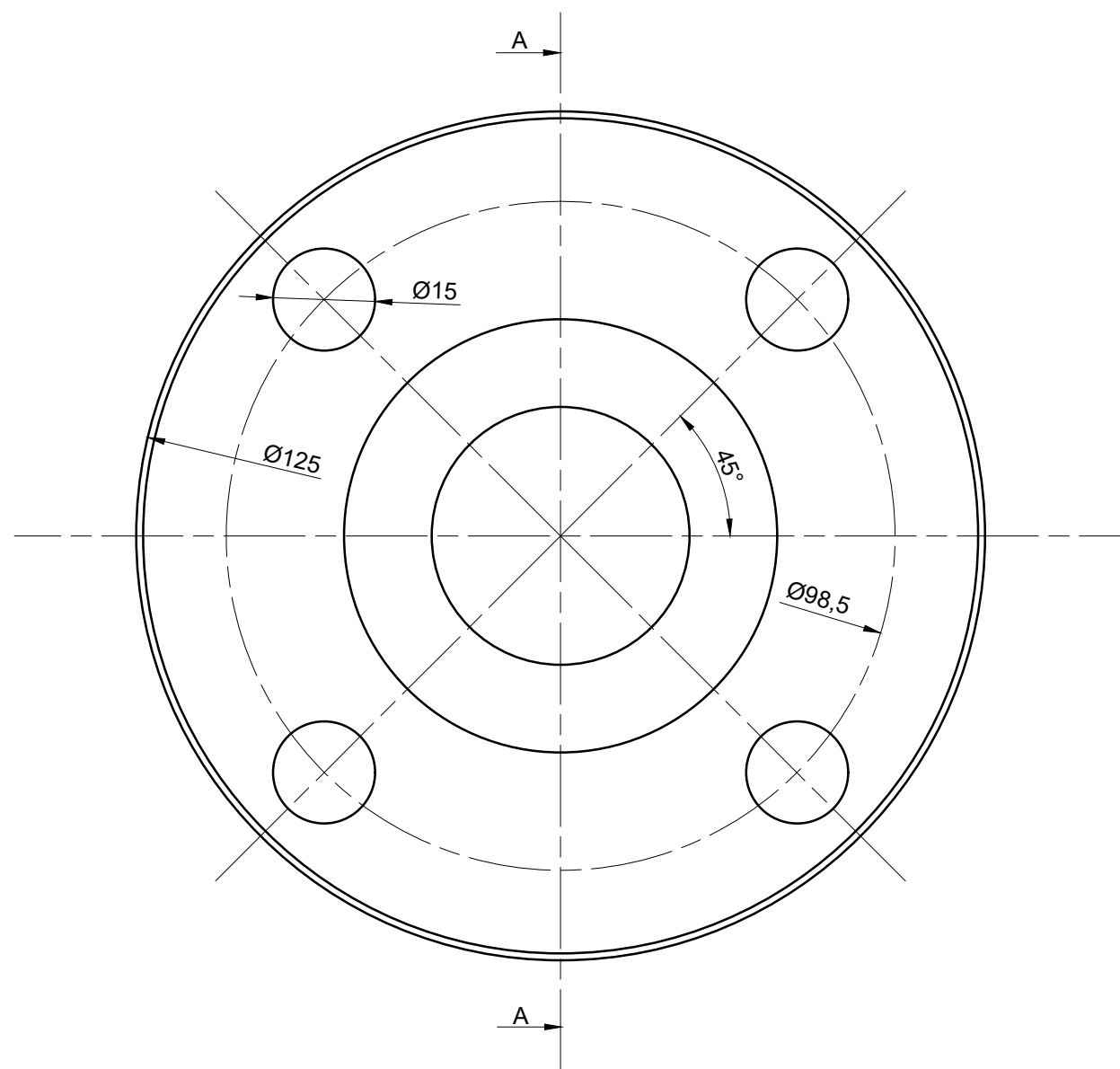


Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert			Máquina de Serie - Vlv. esferica 1"1/2 serie 150		Año: 2018
Reviso:					Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 12/06/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6		TP15 - 001	



Material: A216 Gr WCB

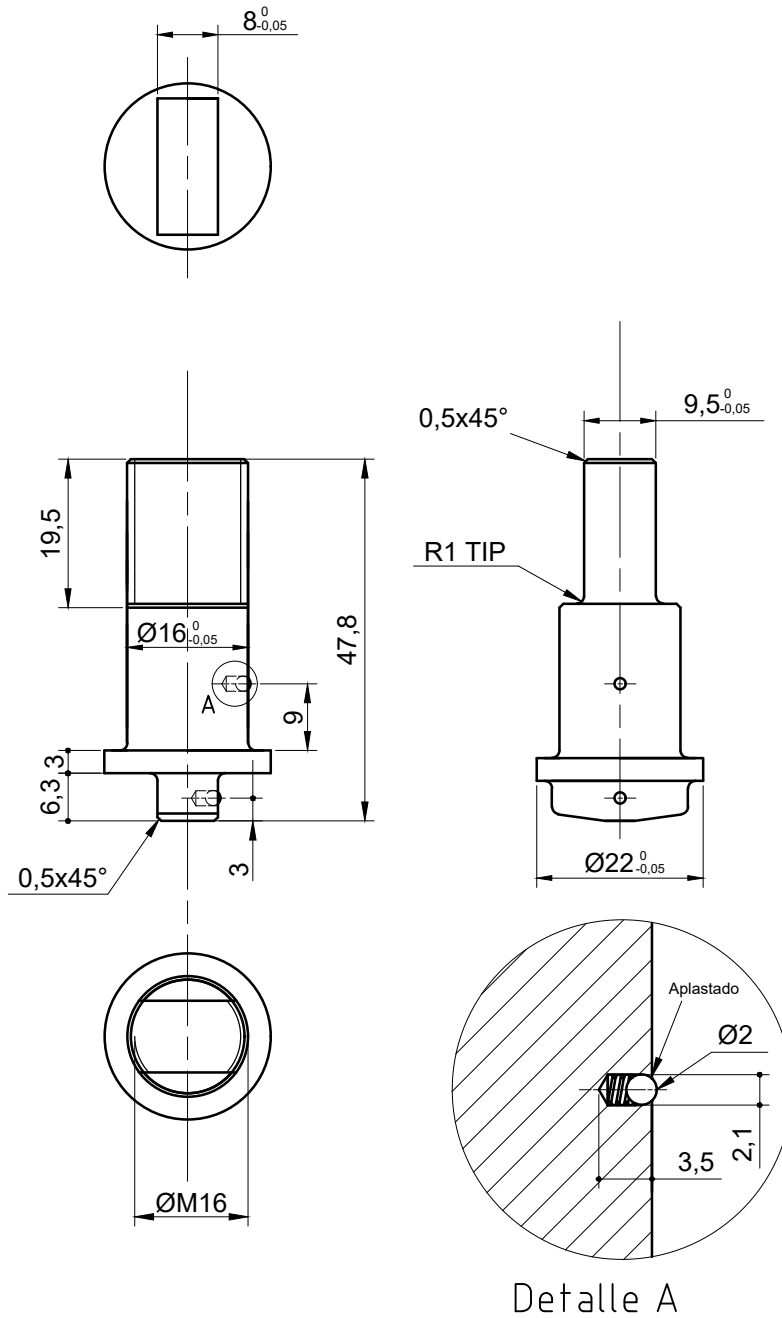
Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica		Año: 2018	
Reviso:		Pasaje Total 1" 1/2 serie 150		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018		Cuerpo (Parte A)			
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 1,6		TP15 - 002	



Corte A-A

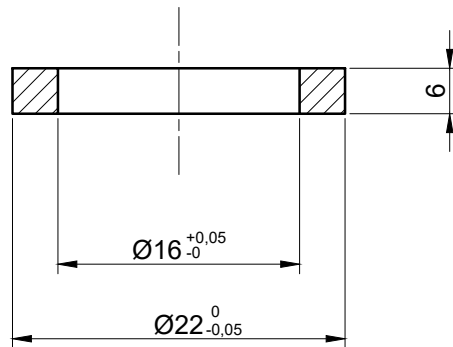
Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert			Máquina de Serie - Vlv. esferica		Año: 2018
Reviso:			Pasaje Total 1" 1/2 serie 150		Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018			Cuerpo (Parte B)		
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6		TP15 - 003	



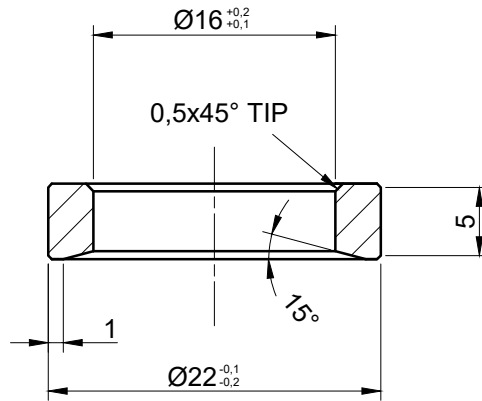
Material: AISI 316

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" Serie 150 - Vástago		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1.6√	TP1 - 006

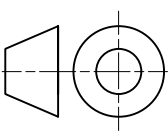



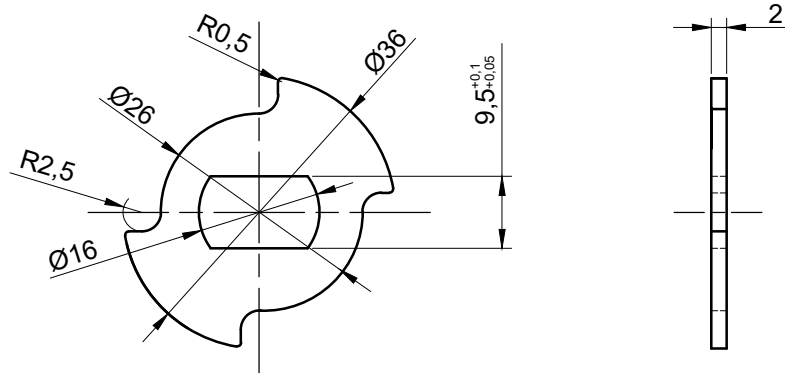
Material: PTFE

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Sello de Teflon	Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
2:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 007



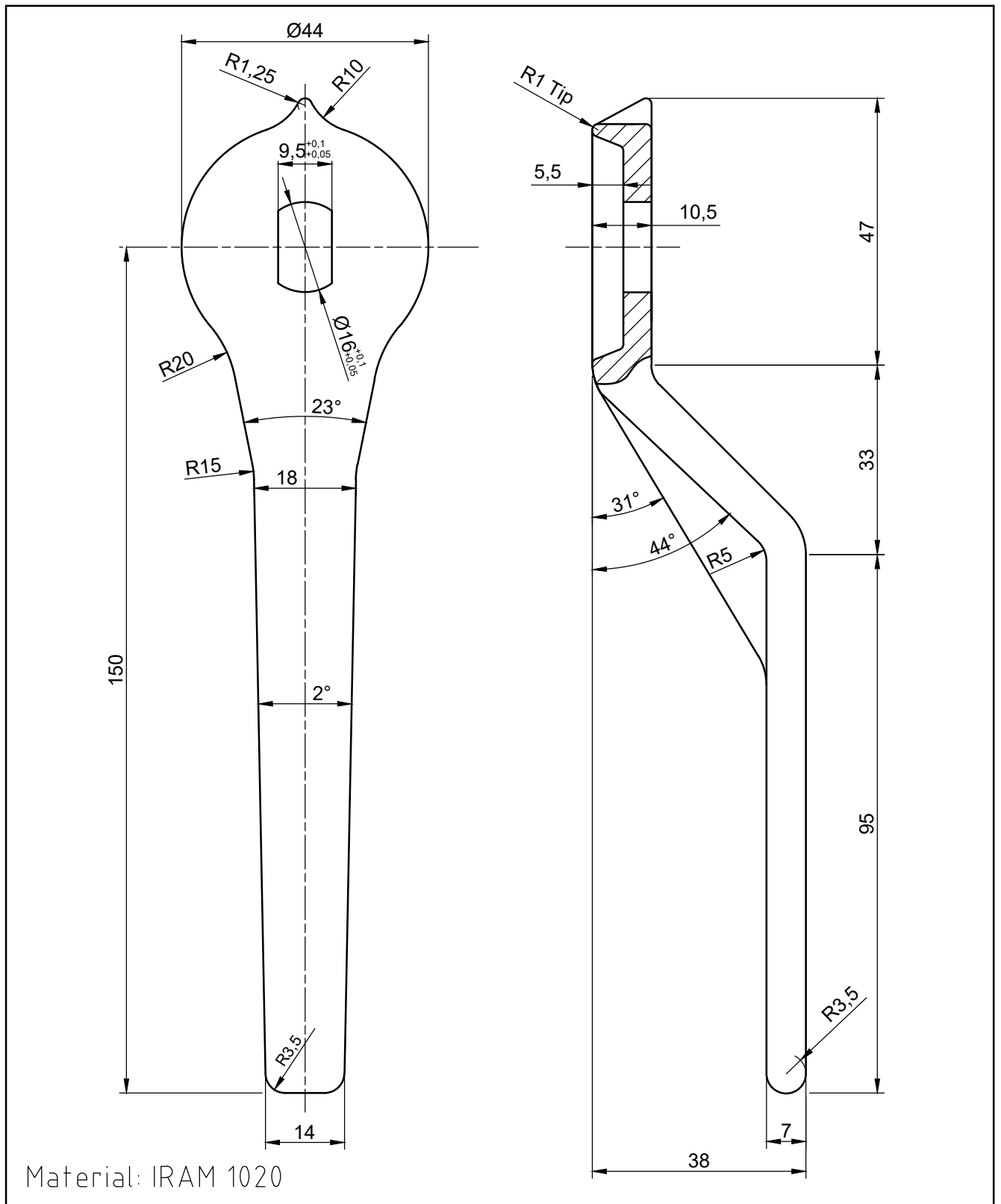
Material: IRAM 1020
 Trat. Sup.: Pasivado

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Sello de Metal		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas: 2:1		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6 	Plano N°: TP1 - 008

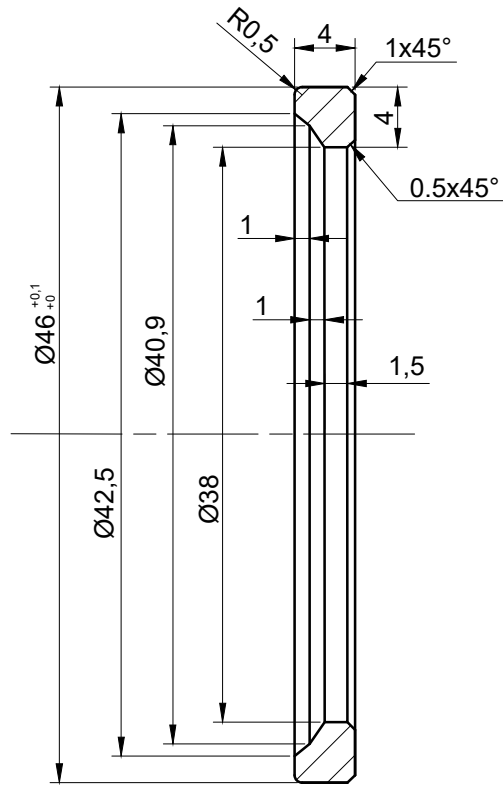


Material: IRAM 1010

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Chapa de Tope		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√	TP1 - 009

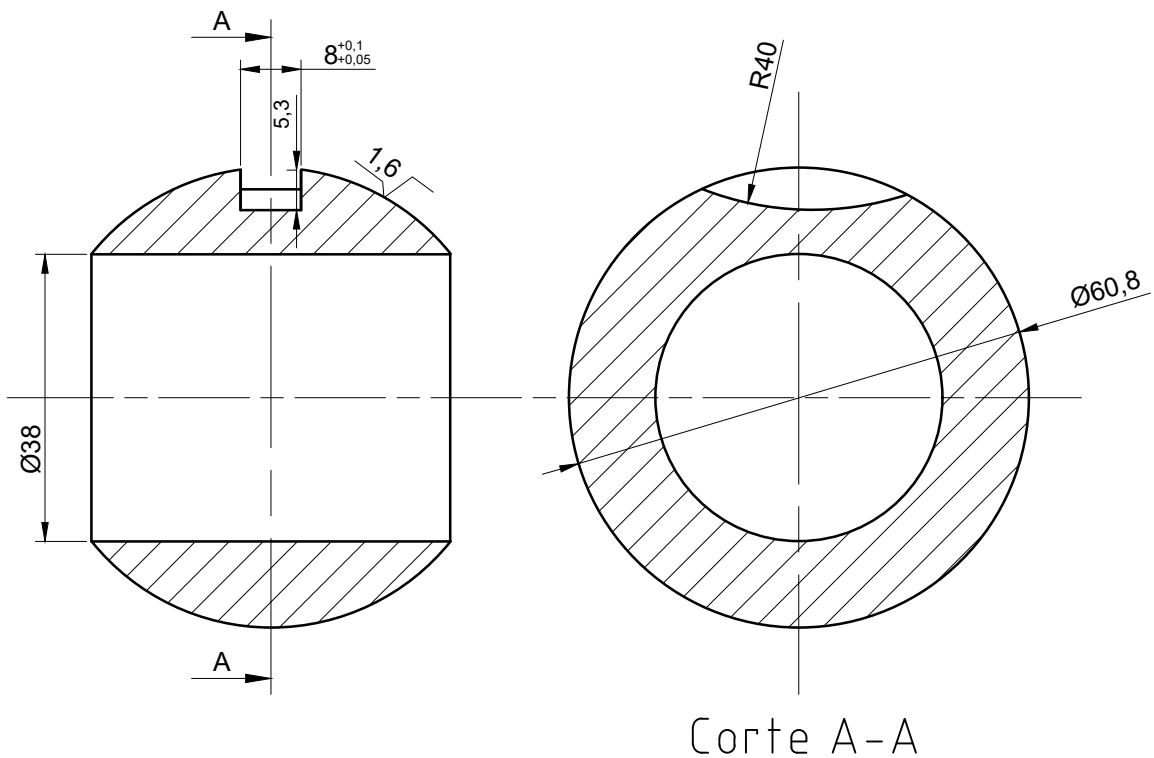


Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Manivela	
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escala:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 010



Material: PTFE + 15% Grafito

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Sello p/ Esfera		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6	TP15 - 004	



Material: Aisi 316

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1/2" serie 150 - Esfera		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6	TP15 - 005	

UTN - FRA ALUMNO: Seifert Matias
 Maquina en Serie - Valvulas Esfericas - Pasaje Total
 PLANO DE CONJUNTO N°:TP15 -001

LISTA DE MATERIALES

HOJA 1 DE 1

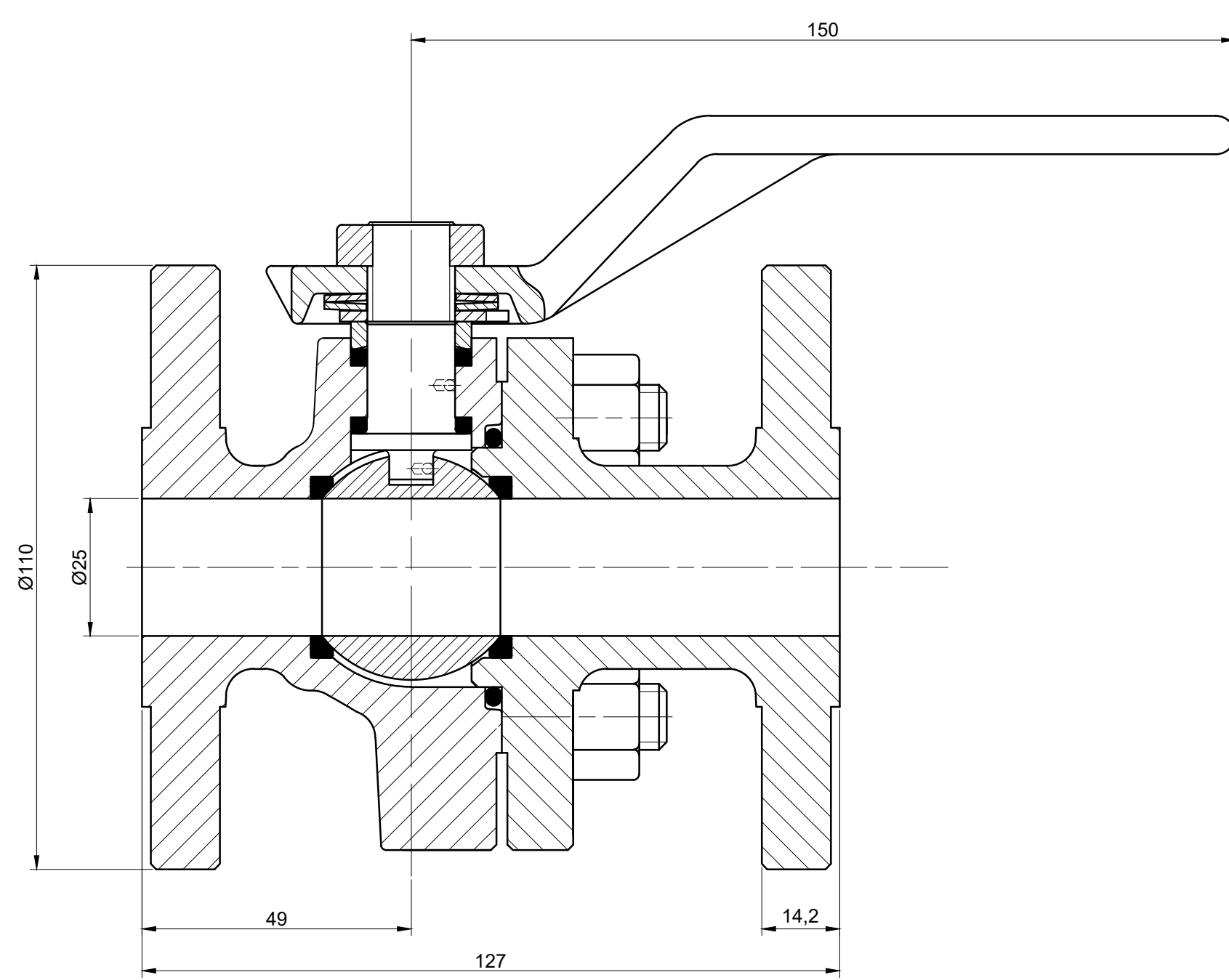
Nº	DENOMINACION	CNT.	MATERIAL	PLANO N°	F	A	T	C	Ob.
1	Cuerpo de Valvula de 1 1/2" -Parte A	1	A216 Gr WCB	TP15 - 002			X		
2	Espina ϕ 5x10	1	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
3	Vastago ϕ =16	1	AISI 316	TP1 - 006			X		
4	Sello de Teflon ϕ_{int} =16 (p/vastago)	2	PTFE	TP1 - 007				X	
5	Arandela de sello ϕ_{int} =16 (p/vastago)	1	IRAM-IAS-1020	TP1 - 008			X		a
6	Chapa de Tope e=2	1	IRAM-IAS-1010	TP1 - 009			X		
7	Arandela Belleville ϕ_{int} =16.3 -DIN 2093	2	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
8	Manivela de Valvula de 1 1/2" L=150	1	IRAM-IAS-1020	TP1 - 010			X		
9	Tuerca ϕ M16 h=7,5	1	IRAM-IAS-1040	Catalogo				X	
10	O'ring Parker N° 2-230 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
11	Esparrago ϕ M12 L=55	4	ASTM A193 B7	Catalogo				X	
12	Esfera ϕ_{int} =38	1	AISI 316	TP15 - 005			X		
13	Sello de Teflon (p/esfera)	2	PTFE+15% Grafito	TP15 - 004			X		
14	Tuerca ϕ M12	4	ASTM A194 2H	Catalogo				X	
15	Cuerpo de Valvula de 1 1/2" -Parte B	1	A216 Gr WCB	TP15 - 003			X		
16	Esfera Antiestatica ϕ =2	2	AISI 316	-			X		
17	Resorte ϕ_{ext} =2 L=4	2	AISI 316	Catalogo				X	

Ob. a: Tratamiento superficial de Pasivado

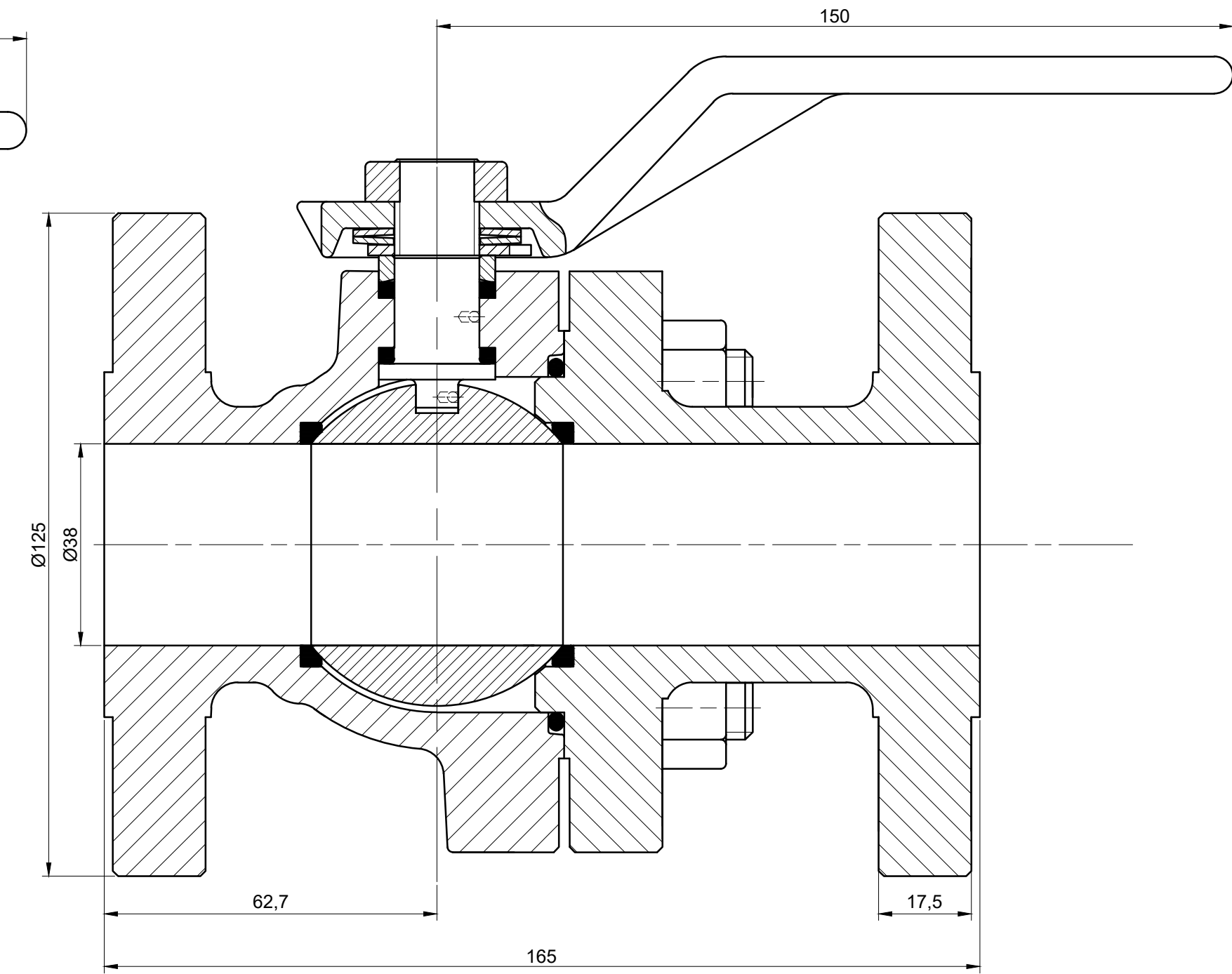
Proy.:

Aprob.:

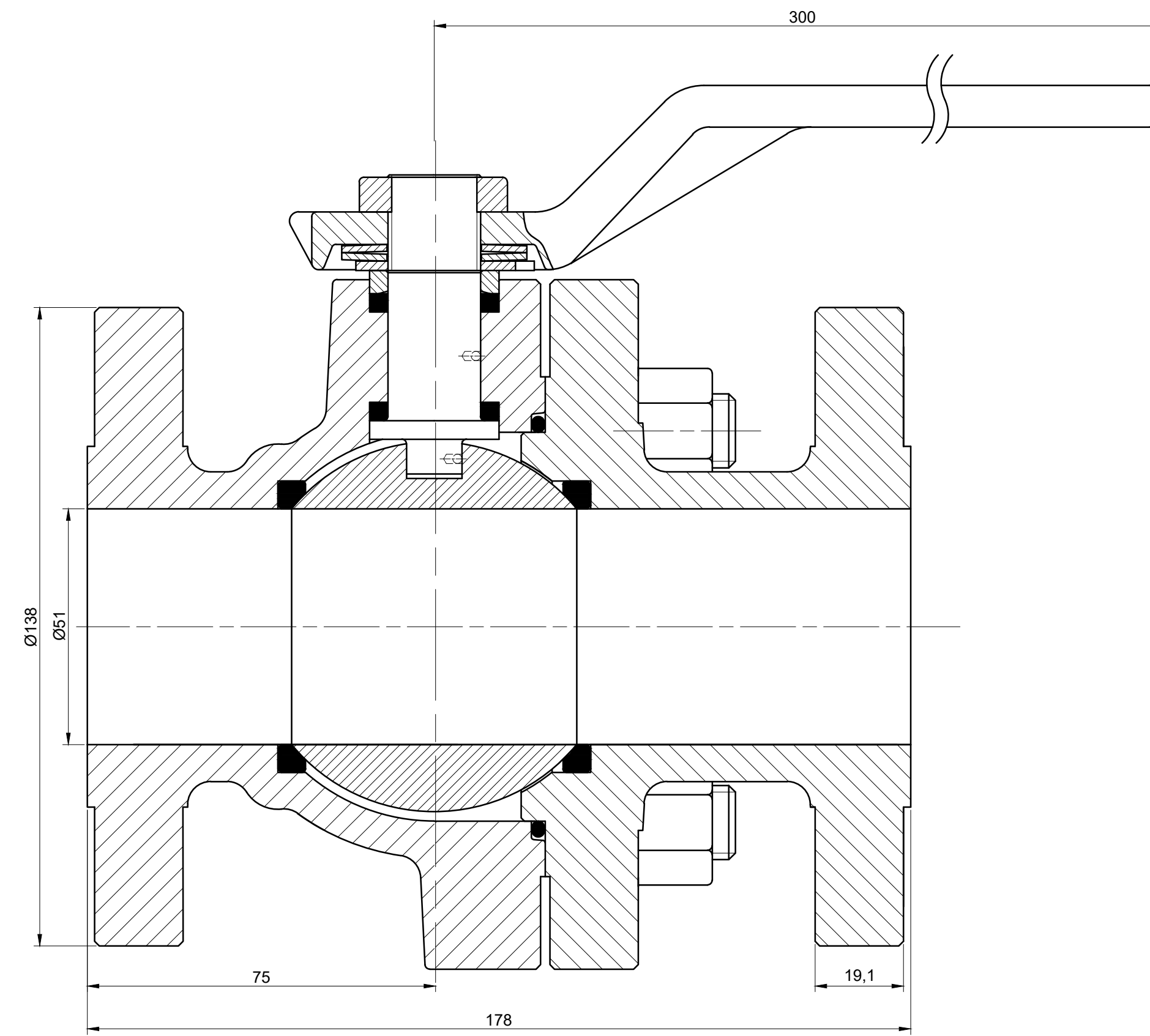
Fecha:



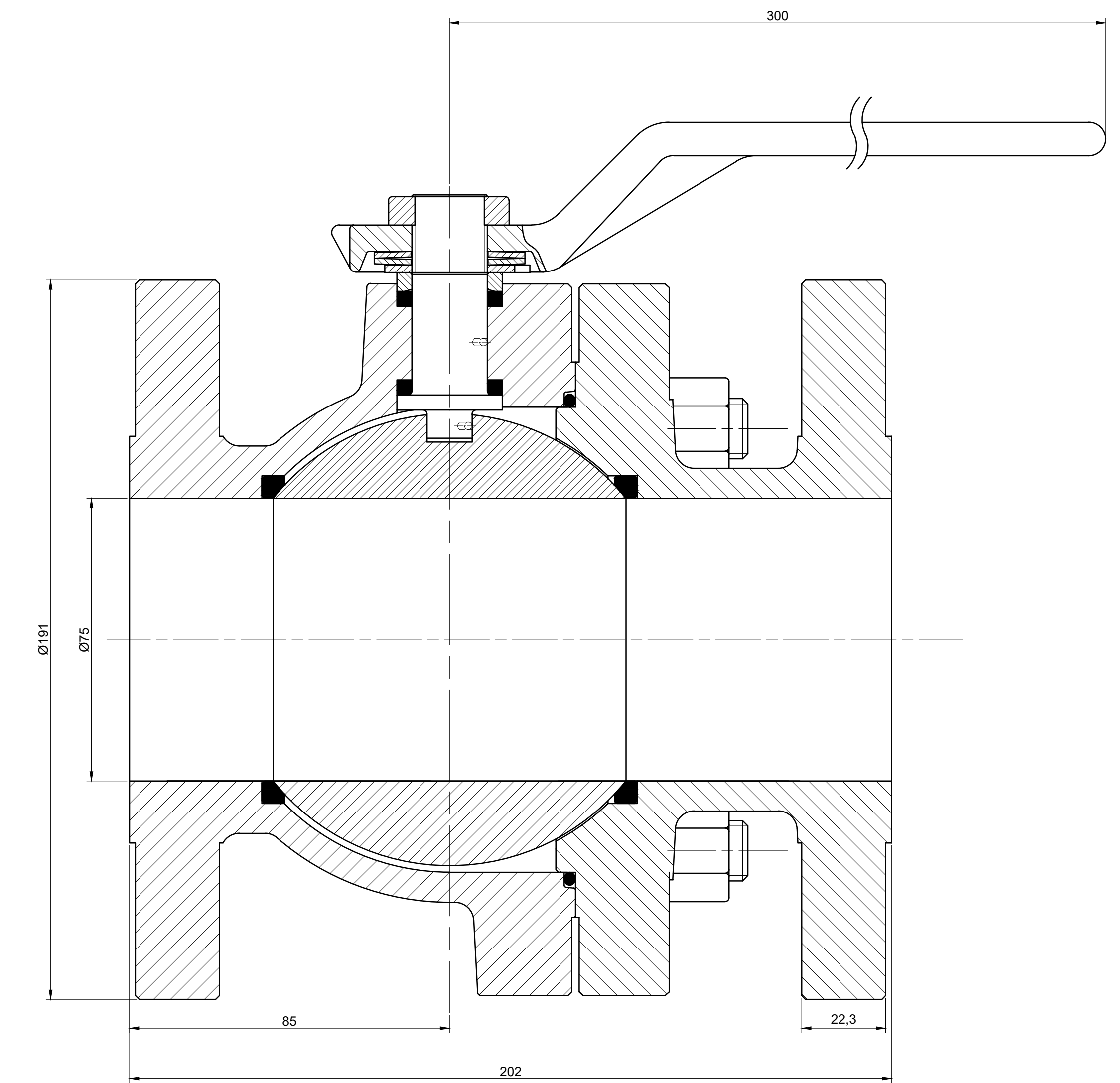
Valvula Esferica - Pasaje Total 1" Serie 150
Escala: 1:1



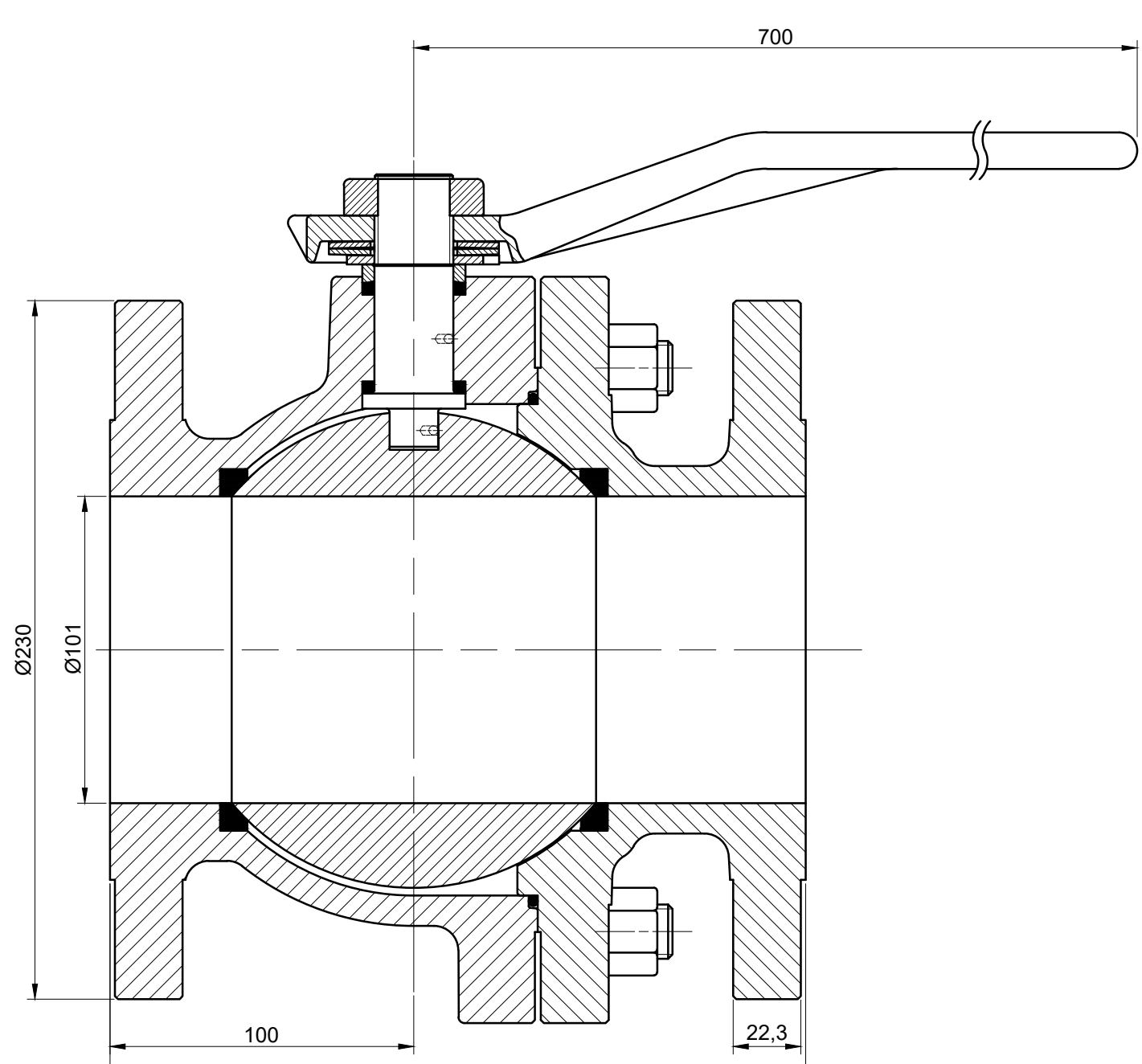
Valvula Esferica - Pasaje Total 1 1/2" Serie 150
Escala: 1:1



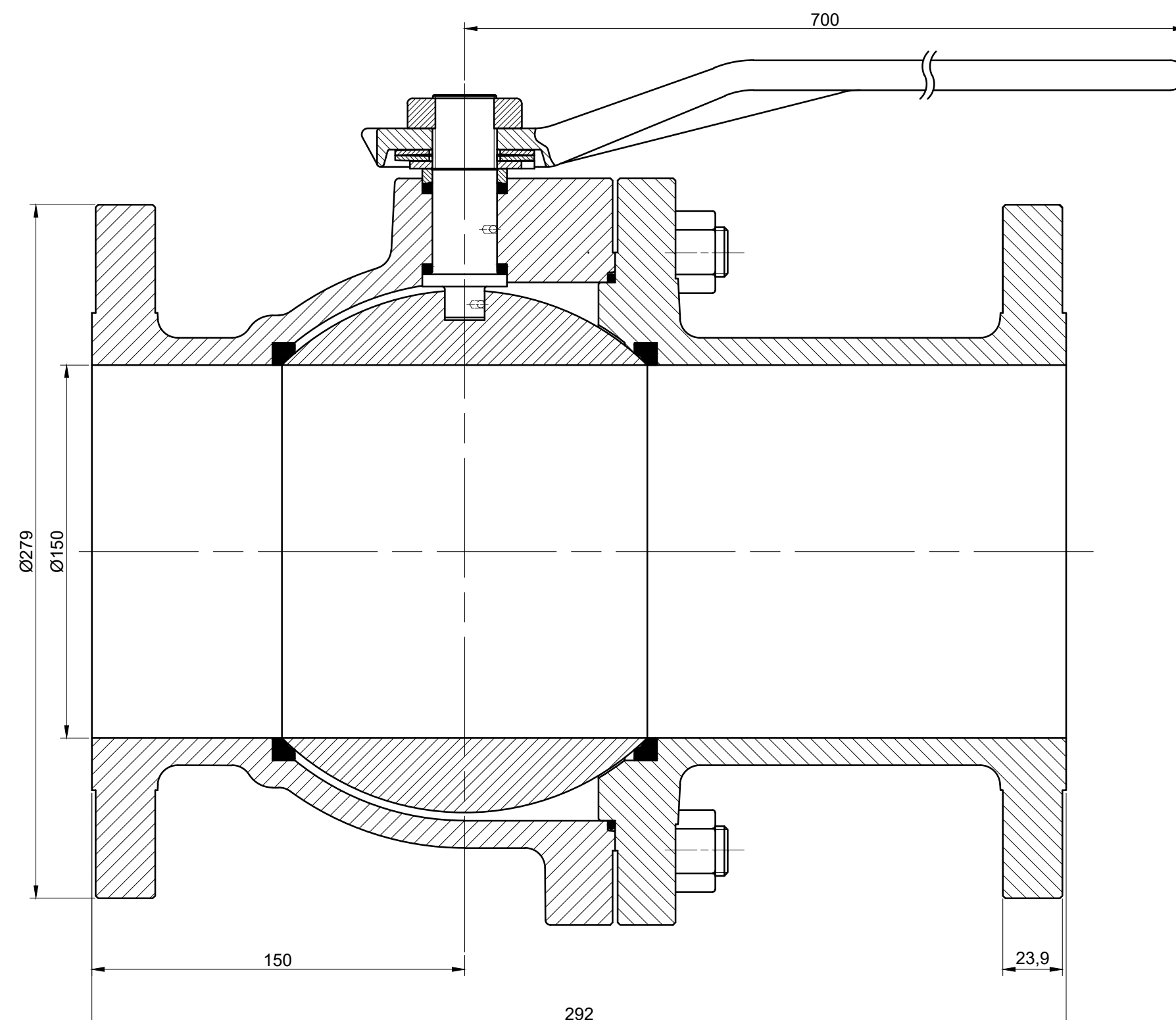
Valvula Esferica - Pasaje Total 2" Serie 150
Escala: 1:1



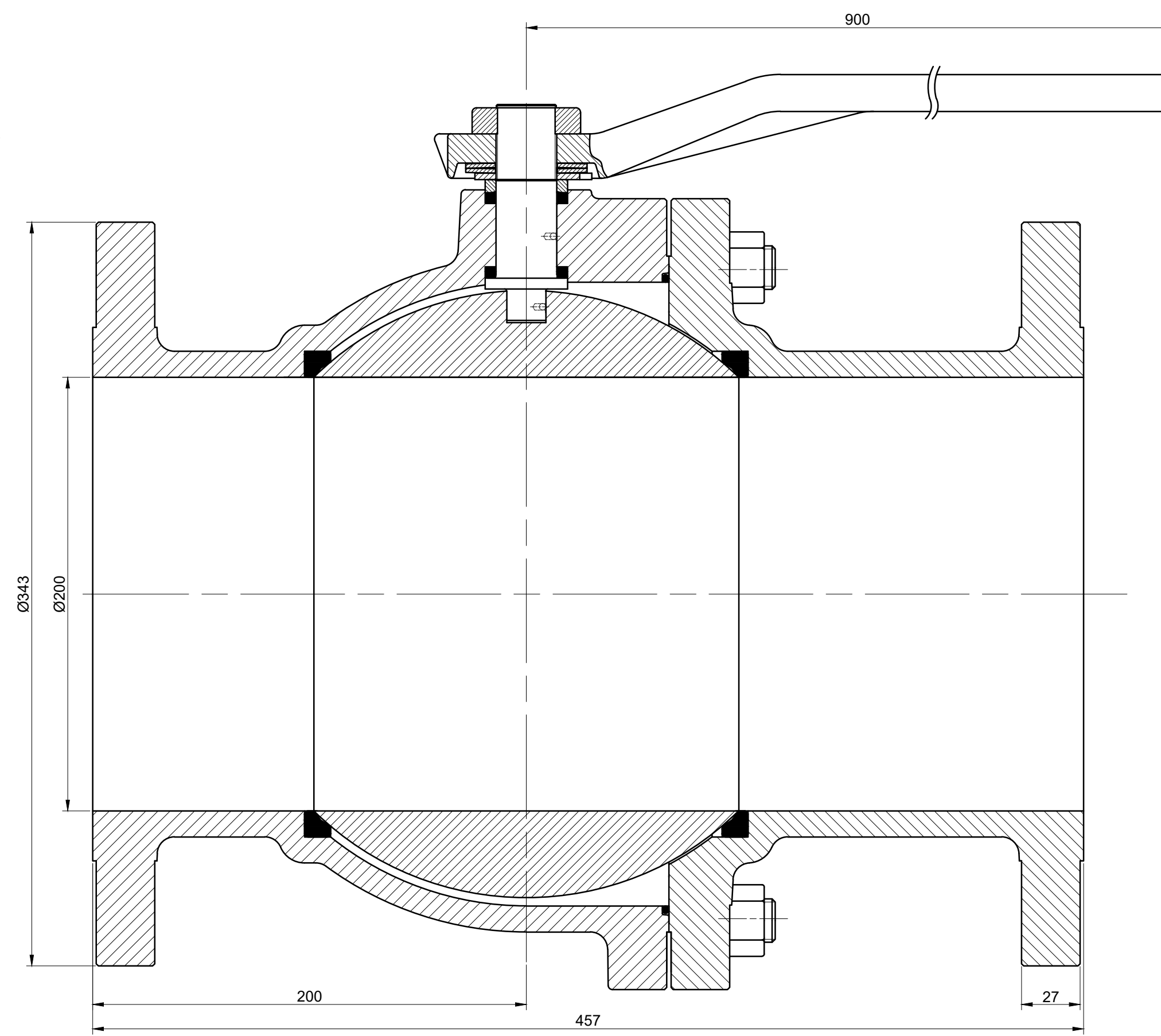
Valvula Esferica - Pasaje Total 3" Serie 150
Escala: 1:1



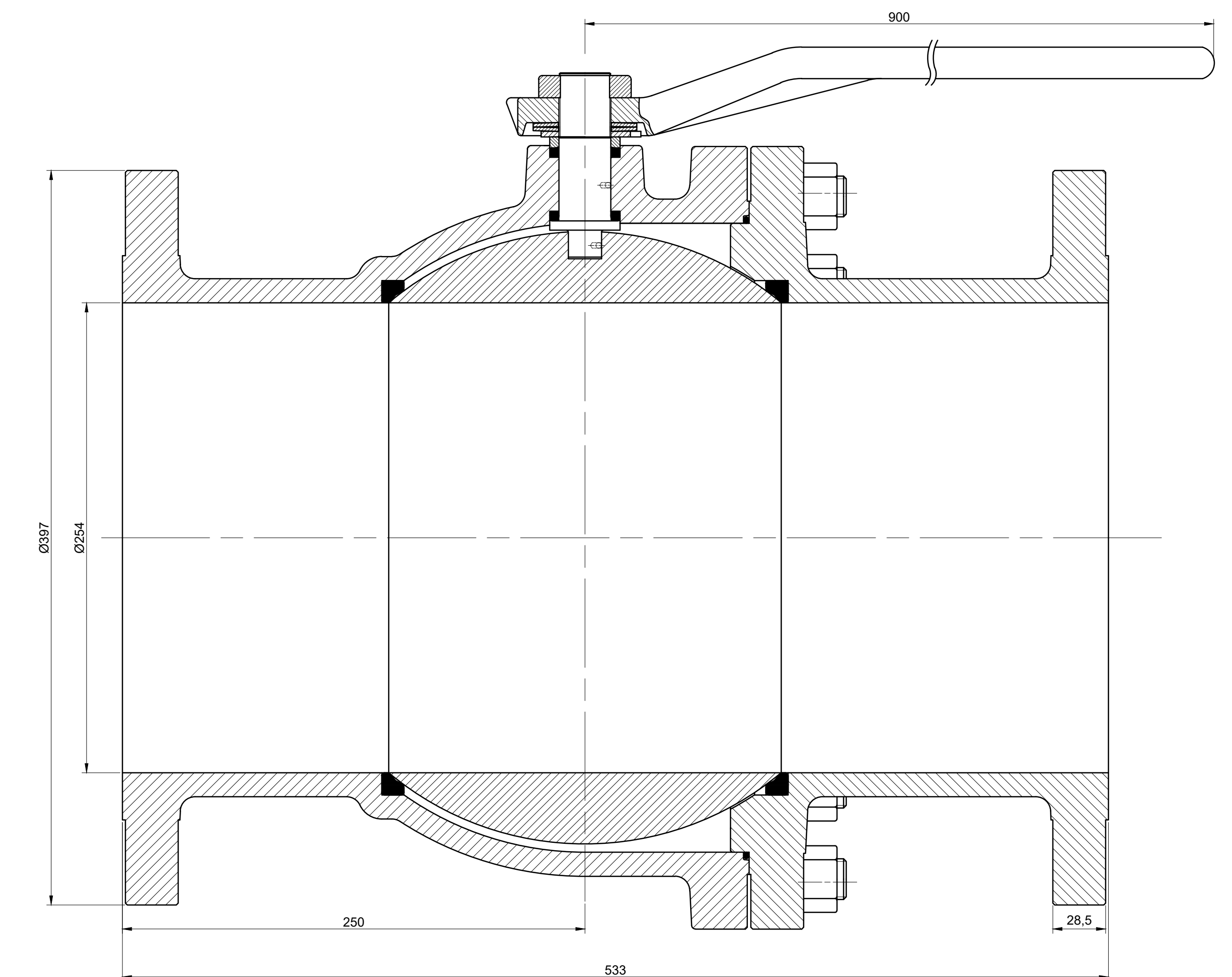
Valvula Esferica - Pasaje Total 4" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Total 6" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Total 8" Serie 150
Escala: 1:2

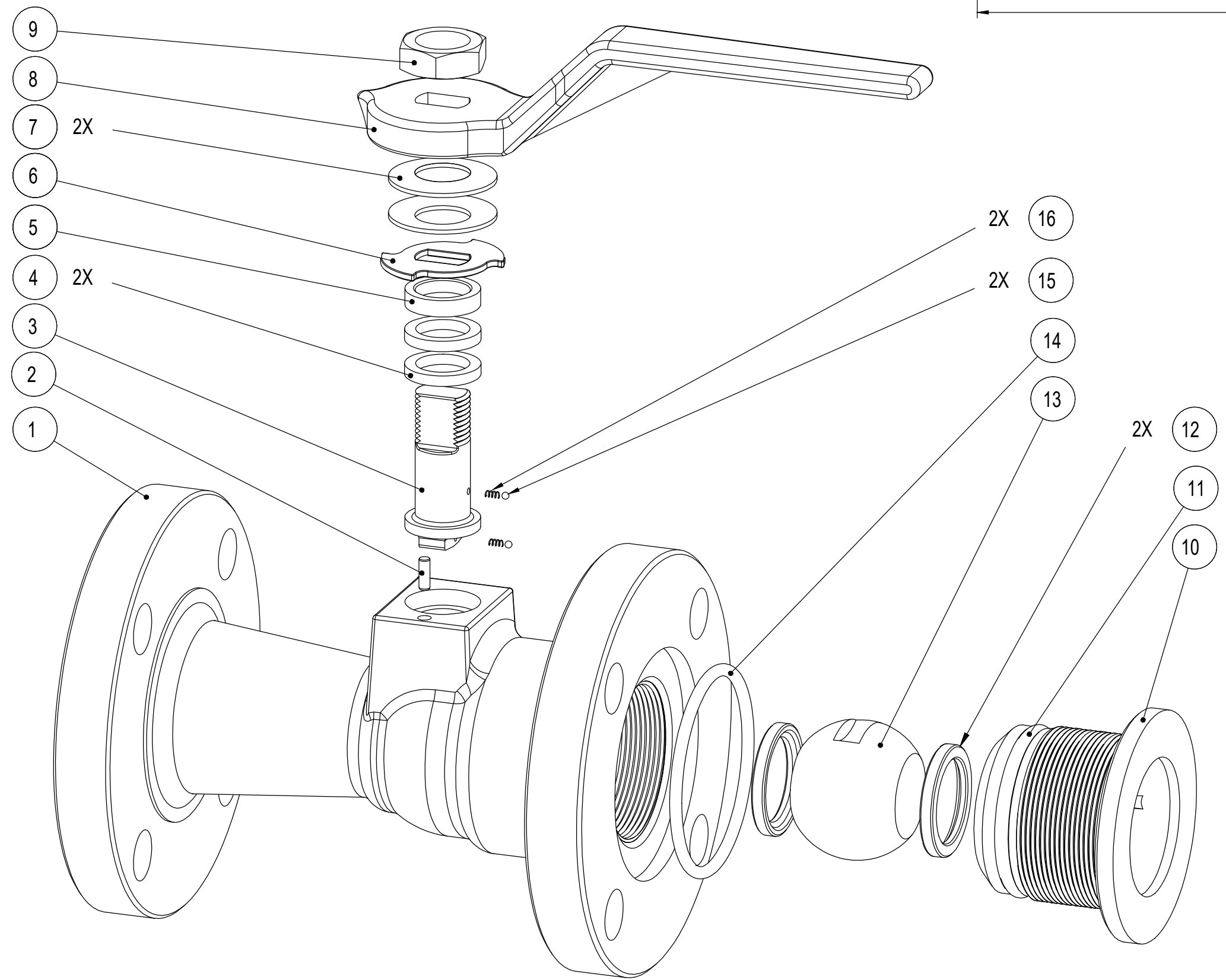
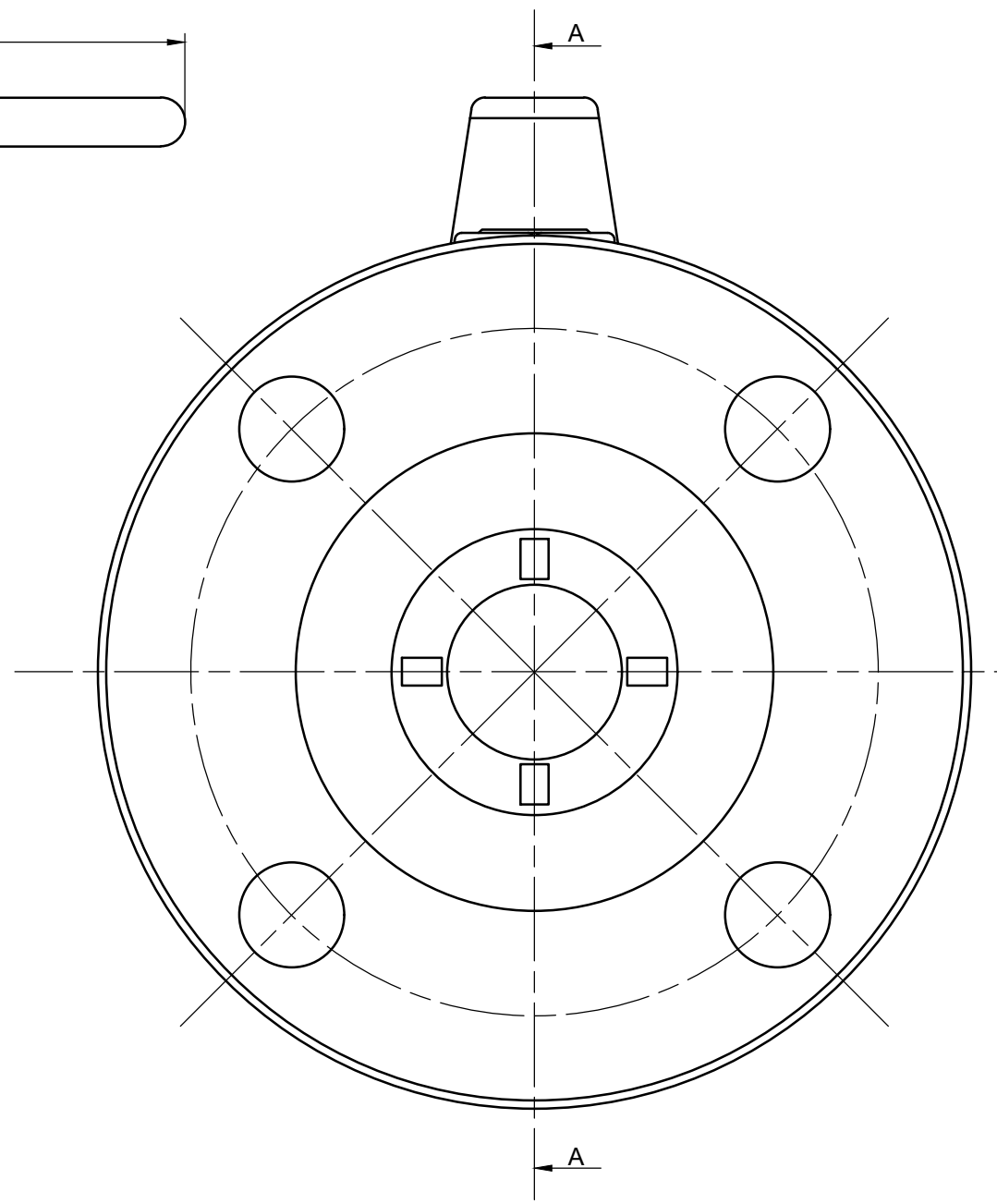
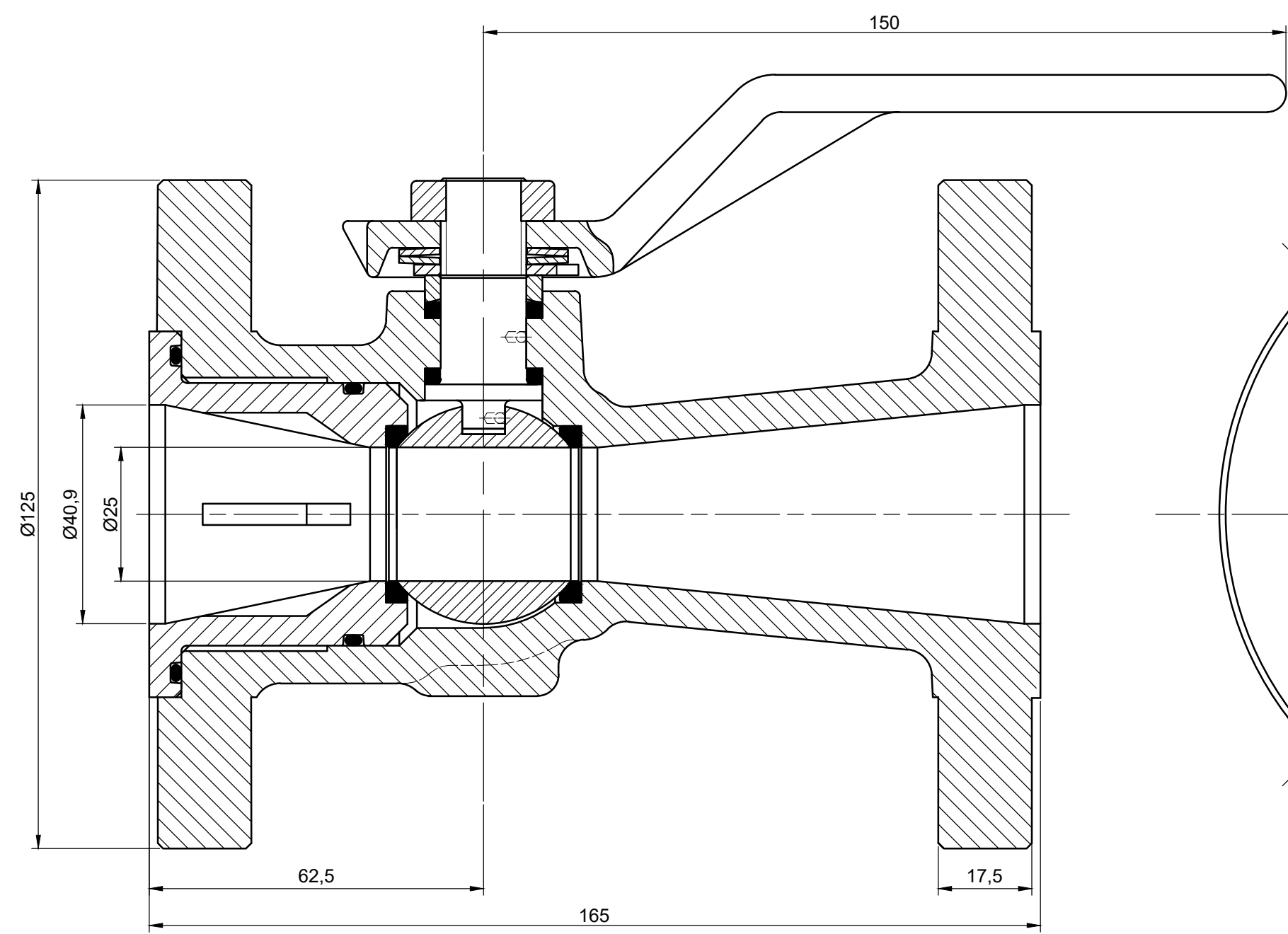


Valvula Esferica - Pasaje Total 10" Serie 150
Escala: 1:2

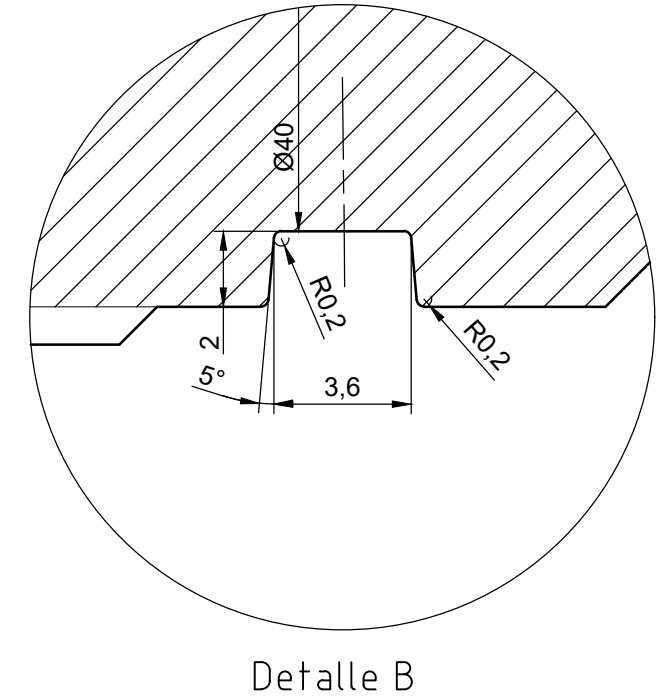
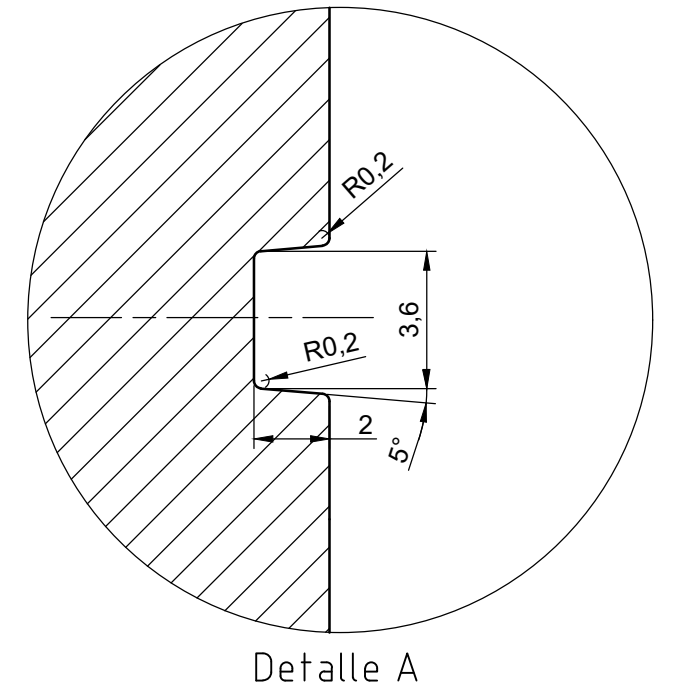
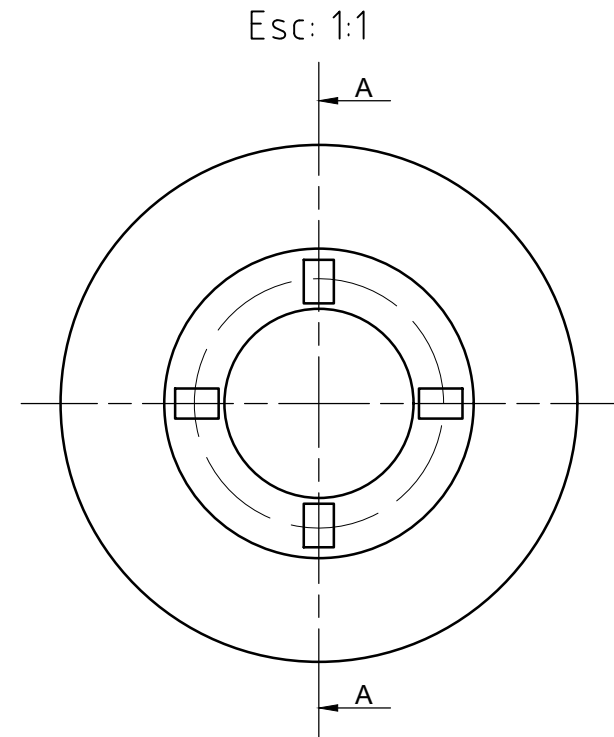
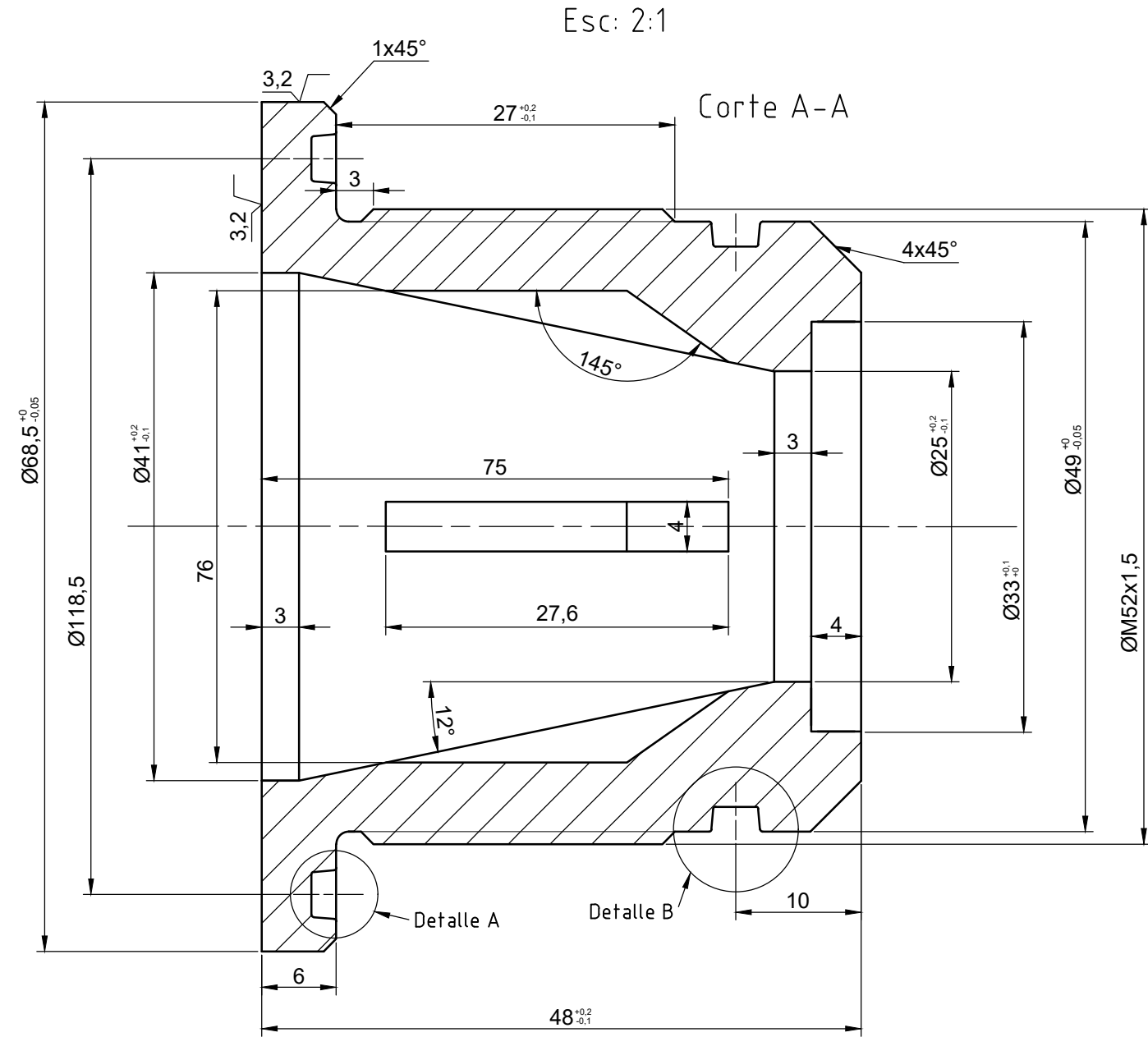
Mod	Era	Es	Autor	Rev	Fecha
			U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final		
Diseño: <i>Francisco Ortiz Paez Sefari</i>		Máquina de Serie -			Año: 2018
Reviso:		Vlv. esferica Pasaje Total Serie 150			Especificación Tec. N°
Fecha: 22/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:			Plano N°:
S/Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6			TP- 001



Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. – Fra – Dto. Mecanica – Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie – Vlv. esferica 1 1/2" Pasaje Total serie 150 – Explosion Renderizada		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 13/07/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
Sin escala		Longitudinales: Angulares: Rugosidad:		TP – 000	

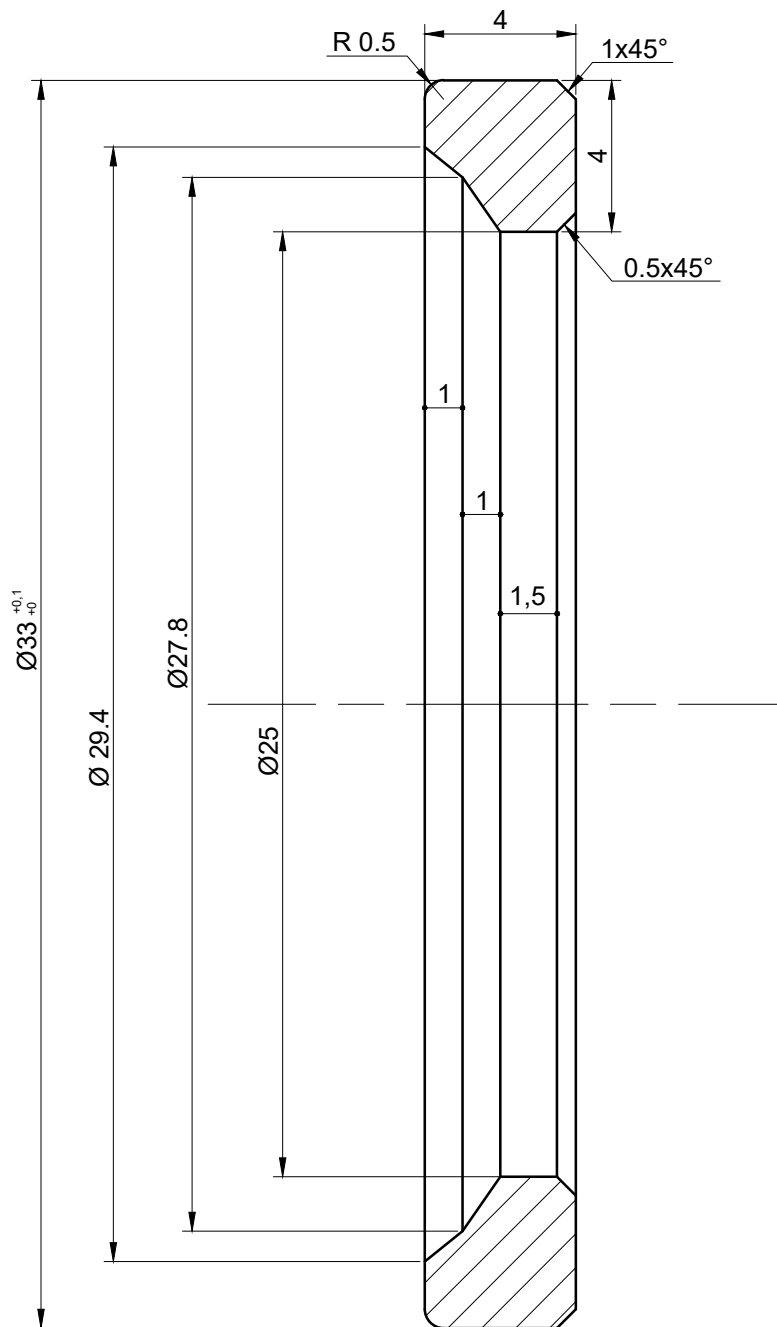


Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2"		Año: 2018	
Reviso:		Pasaje Reducido serie 150		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 17/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6		PR15 - 001	



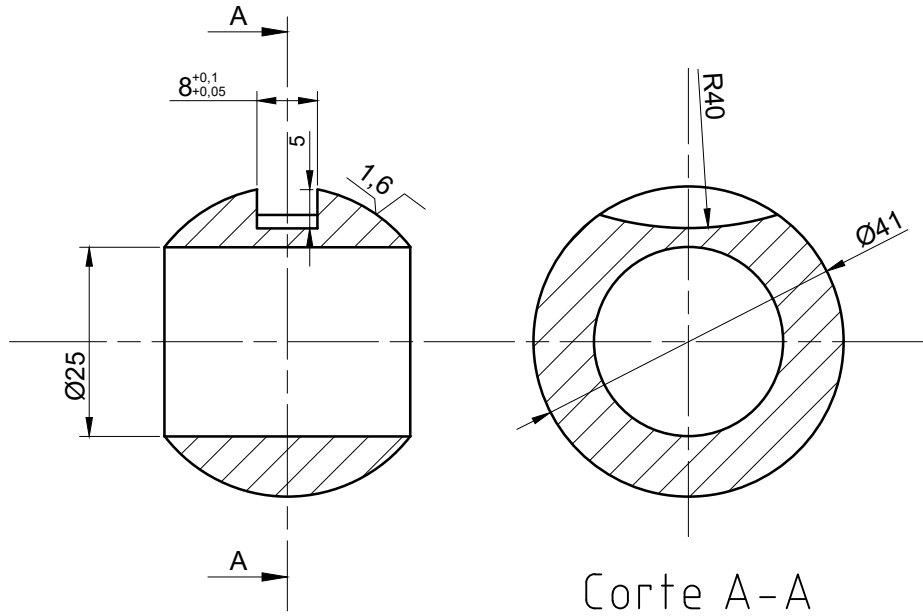
Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2"		Año: 2018	
Reviso:		Pasaje Reducido serie 150		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 17/08/2018		Tapon			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
S/ Plano		Longitudinales: ±0,1	Angulares: ±30"	PR15 - 003	
		Rugosidad: 1,6			

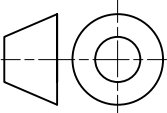


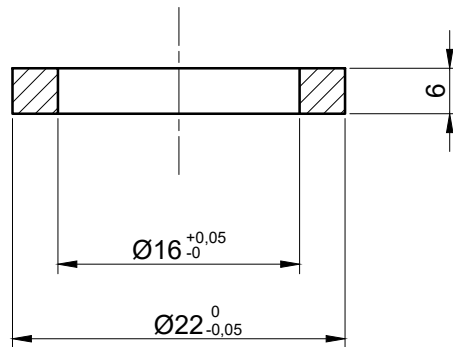
Material: PTFE + 15% Grafito

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Sello de Esfera		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
5:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 004	



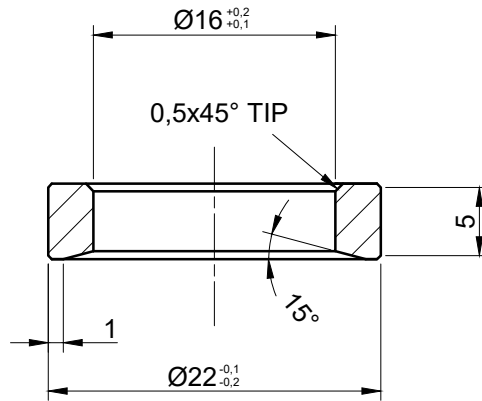
Material: Aisi 316

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Esfera		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas: 1:1		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	Plano N°: TP1 - 005

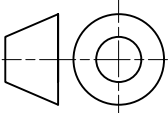



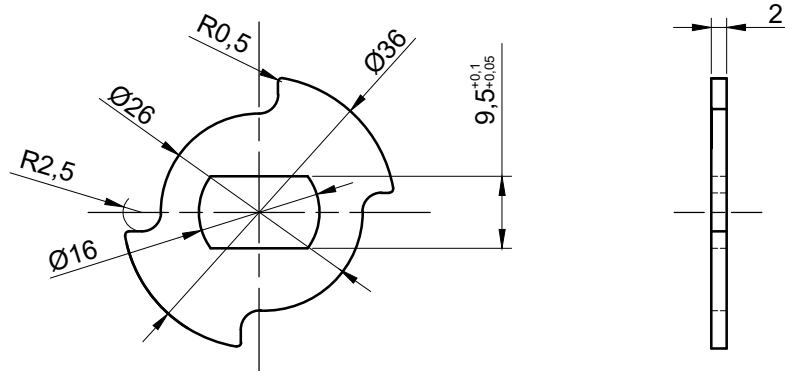
Material: PTFE

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Sello de Teflon	Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
2:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 007



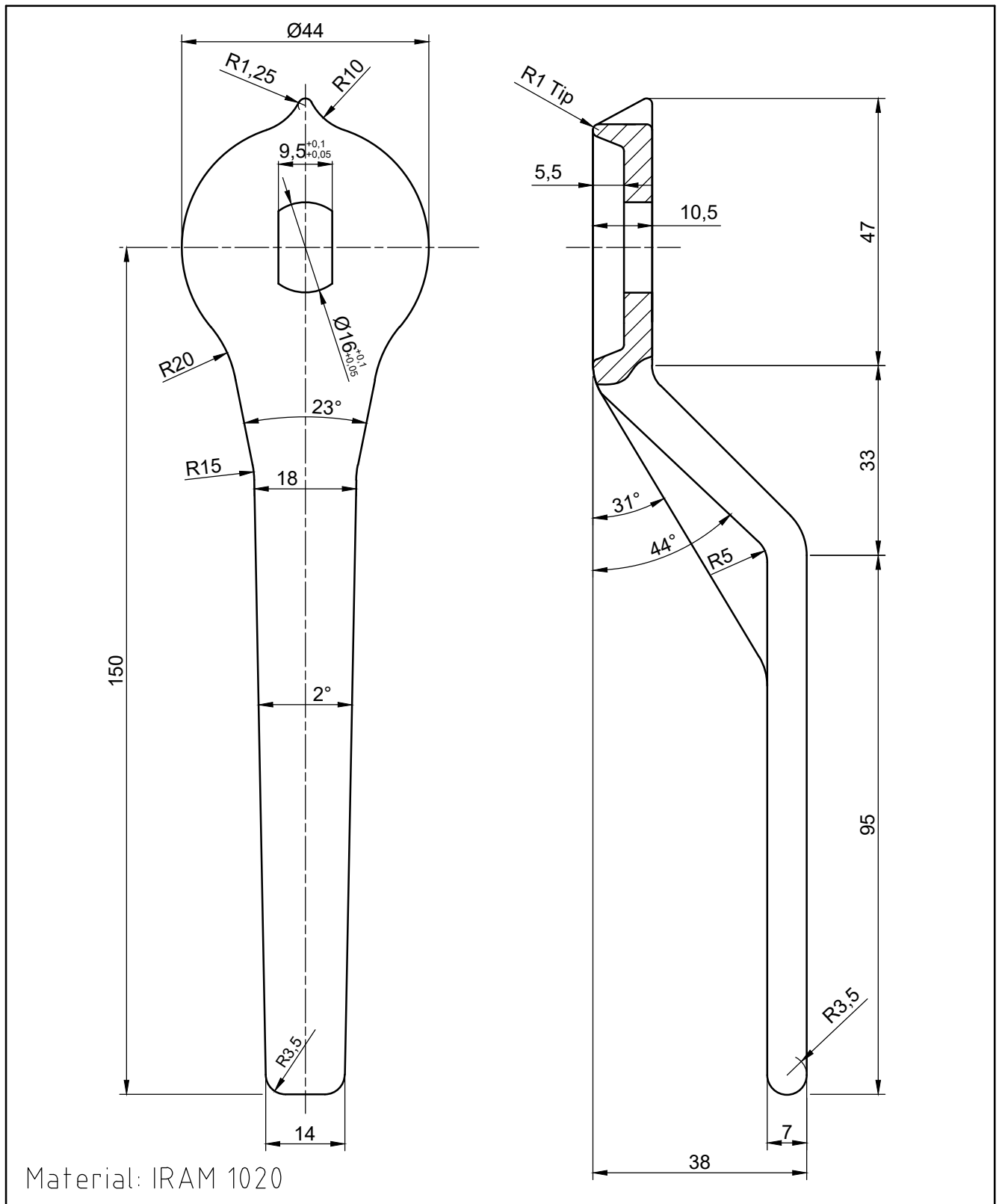
Material: IRAM 1020
 Trat. Sup.: Pasivado

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Sello de Metal		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas: 2:1		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6 	Plano N°: TP1 - 008



Material: IRAM 1010

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Chapa de Tope		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√	TP1 - 009



Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 1 1/2" serie 150 - Manivela	
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escala:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 010

UTN - FRA ALUMNO: Seifert Matias
 Maquina en Serie - Valvulas Esfericas - Pasaje Raducido
 PLANO DE CONJUNTO N°:PR15 -001

LISTA DE MATERIALES

HOJA 1 DE 1

Nº	DENOMINACION	CNT.	MATERIAL	PLANO N°	F	A	T	C	Ob.
1	Cuerpo de Valvula de 1 1/2"	1	A216 Gr WCB	PR15 - 002			X		
2	Espina ϕ 5x10	1	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
3	Vastago ϕ =16	1	AISI 316	TP1 - 006			X		
4	Sello de Teflon ϕ_{int} =16 (p/vastago)	2	PTFE	TP1 - 007				X	
5	Arandela de sello ϕ_{int} =16 (p/vastago)	1	IRAM-IAS-1020	TP1 - 008			X		a
6	Chapa de Tope e=2	1	IRAM-IAS-1010	TP1 - 009			X		
7	Arandela Belleville ϕ_{int} =16.3 -DIN 2093	2	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
8	Manivela de Valvula de 1 1/2" L=150	1	IRAM-IAS-1020	TP1 - 010			X		
9	Tuerca ϕ M16 h=7,5	1	IRAM-IAS-1040	Catalogo				X	
10	Tapon de Valvula de 1 1/2"	1	A216 Gr WCB	PR15 - 003			X		
11	O´ring Parker N° 2-224 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
12	Sello de Teflon (p/esfera)	2	PTFE+15% Grafito	TP1 -004			X		
13	Esfera ϕ_{int} =25	1	AISI 316	TP1 - 005			X		
14	O´ring Parker N° 2-228 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
15	Esfera Antiestatica ϕ =2	2	AISI 316	-			X		
16	Resorte ϕ_{int} =2 L=4	2	AISI 316	Catalogo				X	

Ob. a: Tratamiento superficial de Pasivado

Proy.:

Aprob.:

Fecha:

Proyección de Serie de Válvulas Esféricas

Índice

1) Objetivo.....	3
2) Alcance.....	3
3) Estudio de mercado	3
4) Definición de válvulas esféricas.....	7
4.1) Pasaje total:	8
4.2) Pasaje reducido:	9
4.3) Válvula roscada:.....	11
5) Norma BS 5351	12
5.1) Alcances.....	12
5.2) Mínima presión/temperatura de asientos para válvulas esféricas	12
5.3) Mínimo diámetro de cuerpo y esfera	13
5.4) Espesor de pared	13
5.5) Fuerza en manivelas y volantes.....	14
5.6) Diseño anti-estático.....	14
5.7) Tolerancias.....	15
5.8) Dimensiones de cara de Brida.....	16
6) Norma ASME B16.10-2000.....	17
6.1) Distancia entre bridas adoptada:	17
6.2) Rangos de presión y temperatura	20
7) Ranura para O ‘ring.....	21
8) Desarrollo de Trabajo Práctico:.....	22
9) Pasaje Total	22

9.1) Diseño de la esfera de Pasaje:	22
9.2) Diseño de Vástago e internos de sello.....	24
9.3) Diseño del cuerpo.....	28
10) Pasaje Reducido	33
10.1) Diseño del cuerpo.....	33
11) Proyección de Serie de Válvulas	39
12) Medidas típicas.....	40
12.1) Pasaje Total	40
12.2) Pasaje Reducido	41
13) Planos:	42
14) Bibliografía.....	43

1) Objetivo

El trabajo práctico consiste en el desarrollo de una serie de válvulas esféricas de pasaje total y reducido, donde hemos realizando un estudio de mercado para determinar cuáles son las más utilizadas en la industria, los diseños más convenientes para su fabricación y luego poder realizar un proyecto viable.

También se nos pidió como adicional la racionalización de los repuestos y la intercambiabilidad de los mismos.

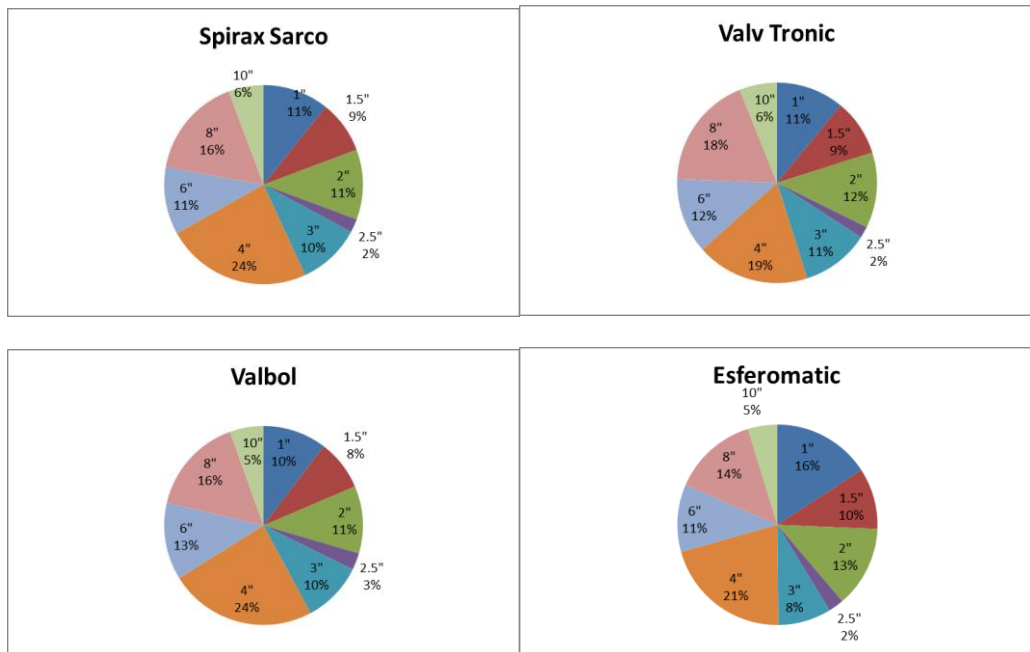
2) Alcance

El diseño y desarrollo de nuestro proyecto abarcará las series 150, 300 y 600 tanto en pasaje total como en reducido. Respetando las normas correspondientes para su construcción.

Se nos pidió que abarquemos los diámetros entre 1” y 10”.

3) Estudio de mercado

En un principio, en este estudio analizamos cuales eran los diámetros más utilizados en el mercado, comparando las medidas normalizadas y obteniendo así el siguiente gráfico, en los que se indican las medidas más vendidas por otros fabricantes:



(*)Datos tomados de la facturación de las empresas.

Además de ver los datos de facturación de las empresas, realizamos un relevamiento de los catálogos de otros fabricantes, y determinamos que de nuestra familia de válvulas eliminaremos la medida de 2,5” ya que tiene bajo nivel de venta y no se encuentra detallado en la mayoría de los catálogos.

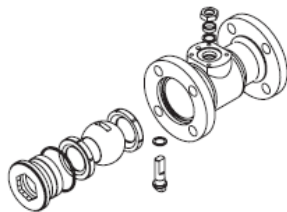
El diseño del cuerpo está basado en el realizado por el Ing. Jorge Snajderman (el cual se encuentra en el apunte brindado para la materia Diseño mecánico DM 011), sumándoles algunas modificaciones con respecto a los modelos de las empresas detalladas anteriormente y a su vez observando detalles de los distintos sellos, asientos de la esfera y O´ring que vamos a utilizar en nuestro diseño. Durante el desarrollo de este trabajo se verán los catálogos utilizados y las normas aplicadas para el diseño.

A continuación mostramos algunos ejemplos tomados de los catálogos en los cuales se baso nuestro diseño.

Diseños de válvulas Modelo “L”



1

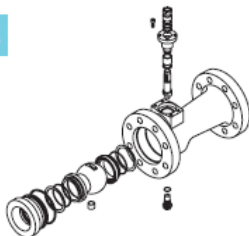


Diseño 1

• Cuerpo unitario • Esfera flotante • Asientos blandos macizos

El cuerpo de una sola pieza implica una reducción al mínimo de posibilidades de fuga de fluido a través del mismo y otorga máxima seguridad. Este diseño también brinda una elevada resistencia estructural, asegurando la rigidez de la cañería y tiene una alta capacidad de soportar choques térmicos o mecánicos. La esfera flotante combinada con los asientos de TR (PTFE reforzado), aseguran una gran eficiencia de bloqueo en un amplio rango de presiones y temperaturas.

3



Diseño 3

• Cuerpo unitario • Esfera guiada por tapón • Asientos metálicos con insertos blandos

A las ventajas ya descriptas del cuerpo unitario, se le suma el diseño de esfera con doble guía, que permite aliviar la presión sobre los asientos, obteniéndose una mayor vida útil de los mismos. El sistema de asientos metálicos permite el doble bloqueo de la línea.

Asientos de válvulas de esfera flotante:



Modelos TR, TK y PK

Esferomatic estandarizó sus asientos con PTFE reforzado macizo, aptos para una amplia gama de fluidos de proceso, de baja y mediana temperatura. Para el uso en altas temperaturas, este tipo de asiento se denomina TK. En forma especial se fabrican asientos similares de PEEK, denominados PK aptos para muy altas temperaturas y presiones.

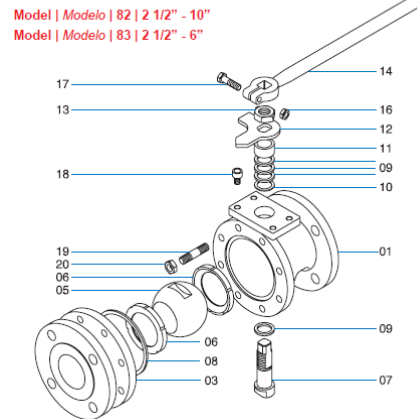
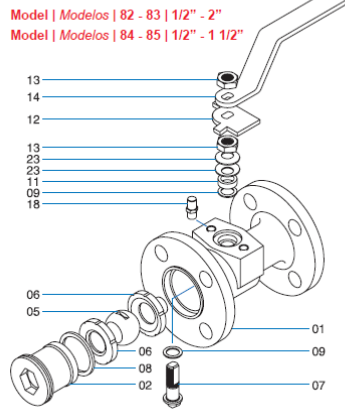
Model | Modelos | 82 - 83 - 84 - 85 - 86



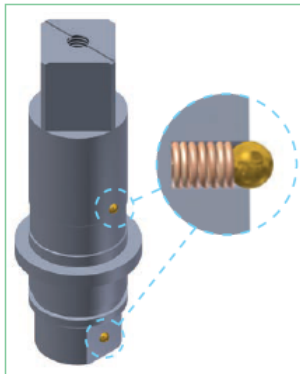
VALBOL

Válvulas Worcester de Argentina S.A.

Typical valve parts assembly | *Despiece de los componentes.*



Para el diseño del vástago realizamos un estudio de torsión y tomando medidas de la competencia, para poder realizar una válvula más compacta y así poder ser competitivos. Un detalle muy importante fue la colocación un sistema antiestático en el vástago para asegurar la continuidad eléctrica de toda la válvula. También observamos los materiales que utilizaban para la fabricación de los sellos y su disposición.



«« Dispositivo anti-estático:

Todas las válvulas Esferomatic cuentan con un dispositivo de continuidad eléctrica entre la esfera, el vástago y el cuerpo, que permite descargar la corriente estática generada por el pasaje del fluido en la válvula. Dicho dispositivo es mecánico, y ajustable a medida que se produce el desgaste del vástago por el uso.



«« El prensa, válvula de Esfera Flotante:

El prensa de las válvulas de esfera flotante de 1/2" o mayores, presenta juntas de grafito y O'Ring de Viton en el vástago, según diseño; esto le proporciona una gran hermeticidad, aún con altas temperaturas.

El vástago es reforzado e inexpulsable, y dispone además de un buje metálico antifricción, que lo hace apto para servicio pesado.

El sistema de vástago cuenta con un juego de resortes a platillo que mantienen constante la compresión de las juntas y que no necesita mantenimiento alguno.

El tope es independiente de la palanca, para prevenir la pérdida de las referencias de cierre ante la eventual extracción de la misma.

El diseño de la manivela de la válvula fue más convencional, pero hubo que adaptarlo para cada tamaño, con el objetivo de evitar el aprisionamiento entre válvula y la mano del operario. Adicionalmente a esto tuvimos en cuenta realizarla de manera fundida y no de chapa, ya que de esta manera la fuerza que se puede realizar es mayor, y debido a su forma es más fácil de obtener.

El modelado de los dos cuerpos de la válvula de pasaje total es por una cuestión de mantenimiento, es decir para hacerlo más sencillo. Este punto del trabajo se encuentra más detallado en el desarrollo de este trabajo en donde se explica los criterios utilizados.

Al contrario con la de pasaje reducido, en donde se tomó la decisión de utilizar un cuerpo enterizo, ya que por una cuestión de costos era más rentable (al poseer menor cantidad de material, y menos procesos de arranque de viruta), brindándonos una disminución del costo considerable.

Los paquetes de sellos se obtuvieron de catálogo, pero realizando algunos cambios, los cuales están detallados en el desarrollo.

4) Definición de válvulas esféricas

Una **válvula de esfera o esférica**, es un mecanismo de llave de paso que sirve para regular el flujo de un fluido canalizado y se caracteriza por poseer en su interior una esfera perforada para restringir en más o menos el paso de este.

Se abre mediante el giro del eje unido a la esfera perforada, de tal forma que permite el paso del fluido cuando está alineada la perforación con la entrada y la salida de la válvula. Cuando la válvula está cerrada, el agujero estará perpendicular a la entrada y a la salida. La posición de la manilla de actuación indica el estado de la válvula (abierta o cerrada).

Este tipo de válvulas no ofrecen una regulación precisa al ser de $\frac{1}{4}$ de vuelta. Su ventaja es que la bola perforada permite la circulación directa en la posición abierta con una pérdida de carga bastante más reducida que las de asiento, y corta el paso cuando se gira la manivela a 90° y cerrando el conducto en su totalidad.

Las válvulas de bola manuales pueden cerrarse rápidamente, lo que puede producir un golpe de ariete. Por ello y para evitar la acción humana pueden estar equipadas con un *servomotor* ya sea neumático, hidráulico o motorizado.

Atendiendo al número de conexiones que posee la válvula, puede ser de dos o tres vías. En este trabajo práctico nos abocaremos a las de dos vías.

Las válvulas con cuerpo de una sola pieza son siempre de pequeña dimensión y paso reducido. Este tipo de construcción hace que la válvula tenga un precio reducido.

Las válvulas con cuerpo de dos piezas suelen ser de paso estándar. Este tipo de construcción permite un recambio más veloz.

Las válvulas de tres piezas permiten desmontar fácilmente la *bola*, el *asiento* o el *vástago* ya que están situados en la pieza central. Esto facilita la limpieza de sedimentos y remplazo de partes deterioradas sin tener que desmontar los elementos que conectan con la válvula.

4.1) Pasaje total:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas.

Ventajas:

- Bajo costo.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.
- Cierre hermético con baja torsión (par).

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas se pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidables, titanio, tántalo, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Instrucciones especiales para instalación y mantenimiento

- Dejar suficiente espacio para accionar una manija.
- Se deben tener en cuenta la distancia entre bridas al momento de su colocación.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.

Para el caso de la Serie de válvulas de pasaje total hemos realizando un estudio de mercado (revisando el producto de los competidores, costo de fabricación y maquinarias necesarias) tomando así la decisión de proyectar válvulas de dos cuerpo, debido a la facilidad que tiene para su montaje y mantenimiento.



Imagen a modo ilustrativo

4.2) Pasaje reducido:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas.

Ventajas:

- Bajo costo contra las de pasaje total.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas son pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidable, titanio, tántalo, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Instrucciones especiales para instalación y mantenimiento

- Dejar suficiente espacio para accionar una manija.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.

Para el caso de la Serie de válvulas de pasaje reducido hemos realizando un estudio de mercado (revisando el producto de los competidores, costo de fabricación y maquinarias necesarias) tomando así la decisión de proyectar válvulas de un cuerpo, debido a la facilidad que tiene para su montaje y mantenimiento.



Imagen a modo ilustrativo

4.3) Válvula roscada:

Estás válvulas generalmente son utilizadas para:

- Para servicio de conducción y corte, sin estrangulación.
- Cuando se requiere apertura rápida.
- Para temperaturas moderadas.
- Cuando se necesita resistencia mínima a la circulación.

Aplicaciones:

- Servicio general, altas temperaturas, pastas semilíquidas, utilizadas generalmente para servicios de gas

Ventajas:

- Bajo costo.
- Alta capacidad.
- Corte bidireccional.
- Circulación en línea recta.
- Pocas fugas.
- Se limpia por sí sola.
- Poco mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Tamaño compacto.

Desventajas:

- Características deficientes para estrangulación.
- Alta torsión para accionarla.
- Susceptible al desgaste de sellos o empaquetaduras.
- Propensa a la cavitación.
- El cierre brusco genera el conocido golpe de ariete.

Variaciones:

- Este tipo de válvulas son pueden fabricar de distintas maneras de tres cuerpos, dos cuerpos, etc., en función de la necesidad de quien la solicite y para qué tipo de servicio.

Materiales

- Cuerpo: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, latón, aluminio, aceros al carbono, aceros inoxidables, titanio, tántalo, zirconio; plásticos de polipropileno y PVC.
- Asiento: TFE, TFE con llenador, Nylon, Buna-N, neopreno.

Especificaciones para el pedido

- Temperatura de operación.
- Tipo de orificio en la bola.
- Material para el asiento.
- Material para el cuerpo.
- Presión de funcionamiento.
- Orificio completo o reducido.
- Entrada superior o entrada lateral.



Imagen a modo ilustrativo

5) Norma BS 5351

5.1) Alcances

Esta norma especifica la presión y temperatura del asiento y cuerpo de las válvulas y el diseño, incluyendo materiales, dimensiones, operación, performance, prueba y calificación. También da el espesor de pared, característica antiestática y prueba de fuego.

5.2) Mínima presión/temperatura de asientos para válvulas esféricas

Table 3. Minimum pressure/temperature seat ratings for ball valves											
Nominal size of valve (DN)		Service temperature (°C)									
		-30 to 40	50	75	90	100	125	150	175	200	230
Full bore	Reduced bore	Minimum non-shock pressure									
		bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar	bar
8 to 20	8 to 25	69	66	56	51	47	38	29	20	11	0
25 to 65	32 to 80	50	49	48	48	47	38	29	20	11	0
80 to 100	100 to 150	42	42	42	42	39	32	24	17	9	0
150	200 to 250	31	31	31	31	29	23	18	12	7	0
200 to 400	300 to 400	21	21	21	21	20	16	12	8	5	0

NOTE 1. The pressure/temperature ratings given in table 3 are based on seat rings made from PTFE resins without fillers, of virgin material completely free of reclaimed processed material (see 10.3).

NOTE 2. See table 1 for equivalent nominal size (in).

NOTE 3. 1 bar = 100 kN/m² = 100 kPa.

5.3) Mínimo diámetro de cuerpo y esfera

Table 9. Minimum ball and body port diameters PN 10, PN 16, Class 150, PN 25, PN 40, Class 300, Class 600 and Class 800

Nominal size (DN)	Minimum diameter		
	Reduced bore valves PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 to 800	Full bore valves	
		PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 and 300	Classes 600 and 800
	mm	mm	mm
8	6	6	6
10	6	9	9
15	9.0	12.5	12.5
20	12.5	17	17
25	17	24	24
(32)	23	30	30
40	28	37	37
50	36	49	49
(65)	50	64	64
80	57	75	75
100	75	98	98
150	98	148	148
200	144	198	198
250	187	248	245
300	228	298	295
350	266	335	325
400	305	380	375

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).

5.4) Espesor de pared

El mínimo espesor de pared que contiene la presión la da la tabla 10 de la norma, a continuación:

Table 10. Shell thickness

Nominal size (DN)	Minimum shell thickness							
	PN 10	PN 16	Class 150	PN 25	PN 40	Class 300	Class 600	Class 800 *
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	—	—	—	—	—	—	—	3.3
10	—	—	—	—	—	—	—	3.5
15	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	5.0	4.0
20	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	5.0	4.3
25	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	6.0	6.0	5.0
(32)	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	7.0	7.0	5.6
40	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	7.0	7.0	5.6
50	6.5	6.5	7.0	7.5	8.0	8.0	8.0	6.1
(65)	6.5	7.0	7.0	7.5	8.0	8.0	9.0	—
80	6.5	7.0	7.0	7.5	8.0	9.0	10.0	—
100	7.5	7.5	8.0	8.0	9.0	10.0	12.0	—
150	8.0	9.0	9.0	9.0	11.0	12.0	16.0	—
200	9.0	10.0	10.0	11.0	13.0	14.0	20.0	—
250	9.5	11.0	11.0	12.0	14.0	16.0	23.0	—
300	11.0	12.0	12.0	13.0	16.0	18.0	27.0	—
350	11.0	12.5	13.0	14.0	17.5	20.0	29.0	—
400	12.0	14.0	14.0	16.0	19.0	22.0	32.0	—

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).

5.5) Fuerza en manivelas y volantes

Cuando se utilizan manivelas o volantes, la fuerza que deban soportar está en la tabla 12 a continuación:

Valve size	Force
	N
15	350
20	350
25	450
40	600
50	700
80	700
100	700
150	700
200	700
250	700
300	700
350	700
350	700
400	700

5.6) Diseño anti-estático

Las válvulas incorporan una característica anti-estática que asegura la continuidad eléctrica entre el vástago y el cuerpo de la válvula y también entre el vástago y la esfera. Esto se logra realizando un pequeño orificio en el vástago para colocar en su interior una esfera con un resorte, este conjunto permite que las piezas se encuentren siempre en contacto evitando una posible descarga estática accidental.

5.7) Tolerancias

(Fig. II-13 of Mandatory Appendix II), and the height shall provide lengths as specified in Fig. 11 or 12 (Fig. II-11 or II-12 of Mandatory Appendix II).

6.12.6 Size. Unless otherwise specified, auxiliary connections shall be of the pipe sizes given below.

Fitting Size	Connection Size (NPS)
2 ≤ NPS ≤ 4	½
5 ≤ NPS ≤ 8	¾
NPS ≥ 10	1

6.12.7 Designating Locations. The designation of locations for auxiliary connections for flanged fittings is shown in Fig. 15. A letter is used to designate each location.

7 TOLERANCES

7.1 General

For the purpose of determining conformance with this Standard, the convention for fixing significant digits where limits, maximum or minimum values, are specified shall be rounded as defined in ASTM Practice E 29. This requires that an observed or calculated value shall be rounded to the nearest unit in the last right-hand digit used for expressing the limit. The listing of decimal tolerances does not imply a particular method of measurement.

7.2 Center-to-Contact Surfaces and Center-to-End Tolerances

Required tolerances for various flanges and flanged fitting elements are as follows:

(a) Center-to-Contact Surfaces Other Than Ring Joint

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
NPS ≥ 12	±1.5 mm (±0.06 in.)

(b) Center-to-End (Ring Joint)

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
NPS ≥ 12	±1.5 mm (±0.06 in.)

(c) Contact Surface-to-Contact Surface Other Than Ring Joint

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±2.0 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 12	±3.0 mm (±0.12 in.)

(d) End-to-End (Ring Joint)

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±2.0 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 12	±3.0 mm (±0.12 in.)

7.3 Facings

(13)

Tolerances that apply to both flange and flanged fitting facings are as follows:

(a) Inside and outside diameter of large and small tongue and groove and female, ±0.5 mm (±0.02 in.).

(b) Outside diameter, 2.0 mm (0.06 in.) raised face, ±1.0 mm (±0.03 in.).

(c) Outside diameter, 7.0 mm (0.25 in.) raised face, ±0.5 mm (±0.02 in.).

(d) Ring joint groove tolerances are shown in Table 5 (Table II-5 of Mandatory Appendix II).

Tolerances that apply to flanges are as follows:

(e) Perpendicularity of the face with the bore

Size	Tolerance
NPS ≤ 5	1 deg
NPS ≥ 6	0.5 deg

7.4 Flange Thickness

(13)

Required tolerances for flange thickness are as follows:

Size	Tolerance
NPS ≤ 18	+3.0, -0.0 mm (+0.12, -0.00 in.)
NPS ≥ 20	+5.0, -0.0 mm (+0.19, -0.00 in.)

The plus tolerance is applicable to bolting bearing surfaces whether as-forged, as-cast, spot-faced, or back-faced (see para. 6.6).

7.5 Welding End Flange Ends and Hubs

7.5.1 Outside Diameter. Required tolerances for the nominal outside diameter dimension *A* of Figs. 7 and 8 (Figs. II-7 and II-8 of Mandatory Appendix II) of welding ends of welding neck flanges are as follows:

Size	Tolerance
NPS ≤ 5	+2.0, -1.0 mm (+0.09, -0.03 in.)
NPS ≥ 6	+4.0, -1.0 mm (+0.16, -0.03 in.)

7.5.2 Inside Diameter. Required tolerances for the nominal inside diameter of welding ends of welding neck flanges and smaller bore of socket welding flanges (dimension *B* in the referenced figures) are as follows:

(a) For Figs. 7 and 8 (Figs. II-7 and II-8 of Mandatory Appendix II) and Fig. 4, the tolerances are

Size	Tolerance
NPS ≤ 10	±1.0 mm (±0.03 in.)
12 ≤ NPS ≤ 18	±1.5 mm (±0.06 in.)
NPS ≥ 20	+3.0, -1.5 mm (+0.12, -0.06 in.)

(b) For Fig. 9 (Fig. II-9 of Mandatory Appendix II), the tolerances are

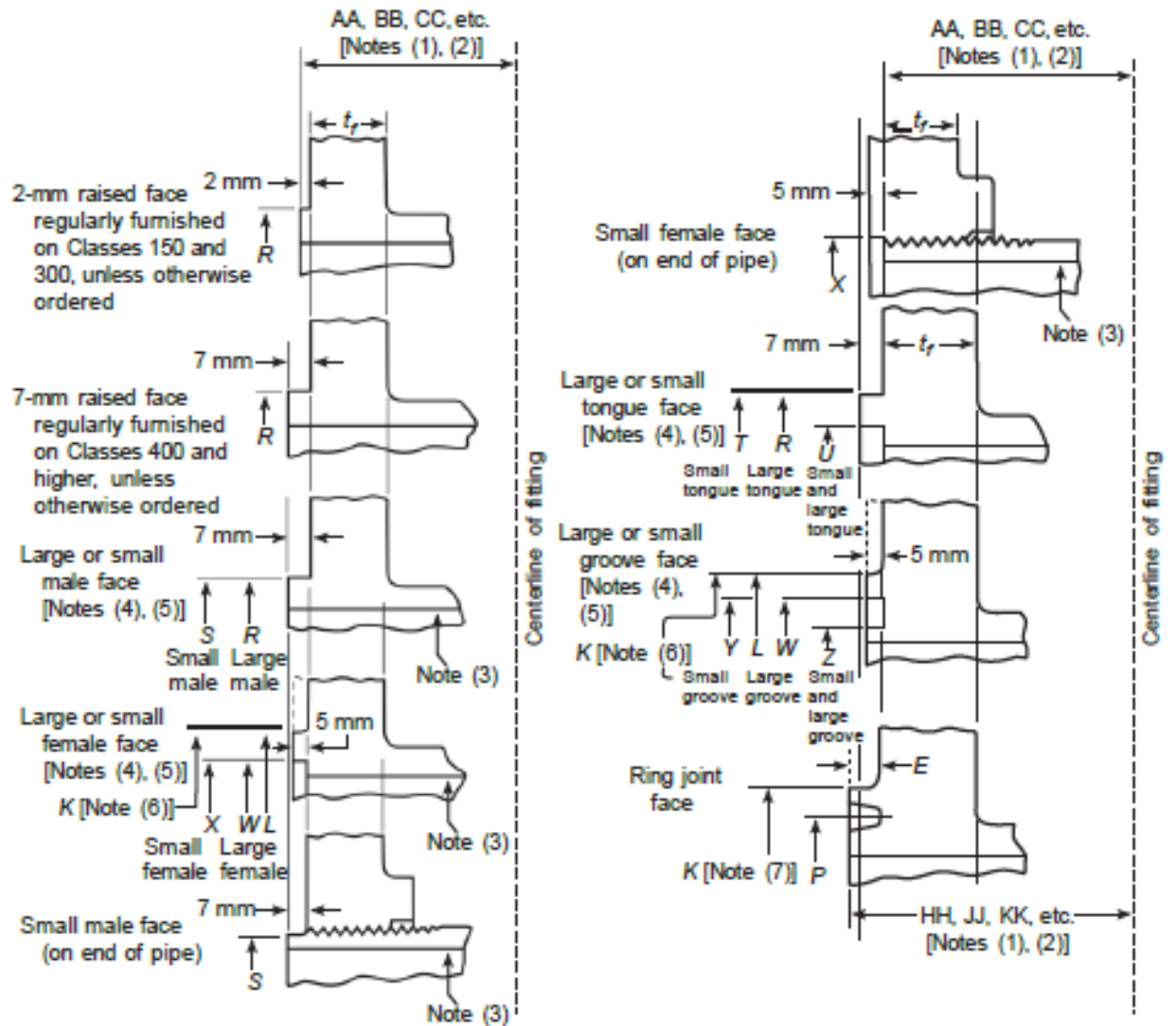
Size	Tolerance
NPS ≤ 10	+0.0, -1.0 mm (+0.0, -0.03 in.)
NPS ≥ 12	+0.0, -1.5 mm (+0.0, -0.06 in.)

7.5.3 Backing Ring Contact Surface. Required tolerances for the bore of the backing ring contact surface of

5.8) Dimensiones de cara de Brida

ASME B16.5-2013

Fig. 6 End Flange Facings and Their Relationship to Flange Thickness and Center-to-End and End-to-End Dimensions



6) Norma ASME B16.10-2000

6.1) Distancia entre bridas adoptada:

Para la selección de la distancia entre bridas utilizamos la norma ASME B16.10-2000, la cual según la serie adoptada nos da las medidas de las mismas:

Serie 150

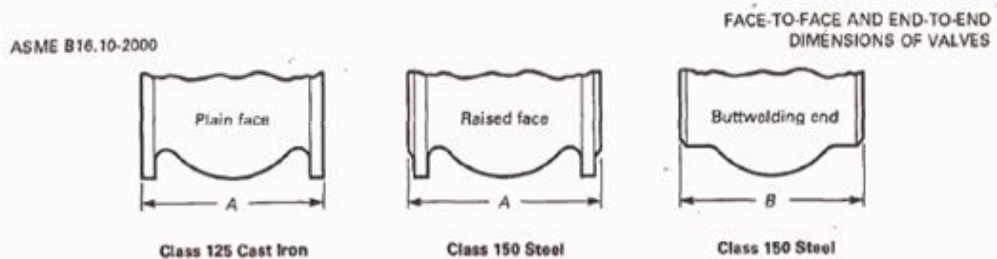
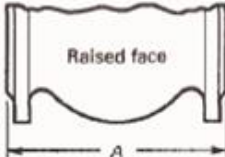


TABLE 1 CLASS 125 CAST IRON FLANGED AND CLASS 150 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS


Nominal Valve Size	NPS	DN	Class 125 Cast Iron					Class 150 Steel			
			Flanged End (Flat Face)					Flanged End (2 mm Raised Face) and Welding End			
			Gate, Solid Wedge and Double Disc, A	Plug		Globe, Lift Check, and Swing Check [Note (1)], A	Angle and Lift Check, D	Gate		Solid Wedge, Double Disc, and Conduit, B	Plug
Short Pattern, A	Regular and Venturi Pattern, A	Round Port, Full Bore, A	Conduit, A	Short Pattern, A							
1/4	8	102	...	102	...
3/8	10	102	...	102	...
1/2	15	108	...	108	...
3/4	20	117	...	117	...
1	25	...	140	140 (3)	140	127	...	127	140
1 1/2	32	165 (3)	152	140	...	140	...
2	40	...	165	165 (3)	165	165	...	165	165
2 1/2	60	178	178	190 (3)	190	203	102	178	178	216	178
3	65	190	190	210 (3)	210	216	108	190	190	241	190
4	80	203	203	229 (3)	229	248	146	203	203	282	203
4	100	229	229	229 (3)	305	292	146	229	229	305	229
4	125	254	254	356 (3)	381	330	165	381	254
6	150	267	267	394	457	356	178	267	267	403	267
8	200	292	292	457	559	495	248	292	292	419	292
10	250	330	330	533	660	622	311	330	330	457	330
12	300	356	356	610	762	698	349	356	356	502	356
14	350	381 (2)	...	686	...	787	394	381	381	572	...
16	400	406 (2)	...	762	...	914 (5)	457	406	406	610	...
18	450	432 (2)	...	864	432	432	660	...
20	500	467 (2)	...	914	457	457	711	...

Serie 300

FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS OF VALVES ASME B16.10-2000



Class 250 Cast Iron
and Class 300 Steel



Class 300 Steel

TABLE 2 CLASS 250 CAST IRON FLANGED AND CLASS 300 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO FACE AND END-TO-END DIMENSIONS

Nominal Valve Size		Class 250 Cast Iron						Class 300 Steel		
		Flanged End (2 mm Raised Face)						Flanged and Welding End		
		Gate, Solid Wedge and Double Disc, A	Plug			Globe, Lift Check, and Swing Check, A	Angle and Lift Check, D	Ball		
			Short Pattern, A	Regular Pattern, A	Venturi Pattern, A			Long Pattern, A	Short Pattern, A and B	Long Pattern, B
NPS	DN									
1/2	15	100	140	...
3/4	20	112	152	...
1	25	159	165	165	...
	32	178	...
1 1/2	40	190	190	190	190
2	50	216	184	216	...	267	133	216	216	216
2 1/2	65	241	203	241	...	292	146	241	241	241
3	80	282	235	282	...	318	159	282	282	282
4	100	305	267	305	...	356	178	305	305	305
	125	381	...	387	...	400	200
6	150	403	378	425	403	444	222	403	403	457
8	200	419	...	502	419	533	267	502	419	521
10	250	457	568	597	457	622	311	568	457	559
12	300	502	648	711	502	711	356	...	502	635
14	350	572	762	762	572	762
16	400	610	838	838	610	838
18	450	660	914	914	660	914
20	500	711	991	991	711	991
22	550	1110	1092	...	1092
24	600	787	1143	1143	813	1143

Serie 600

ASME B16.10-2000

FACE-TO-FACE AND END-TO-END DIMENSIONS OF VALVES

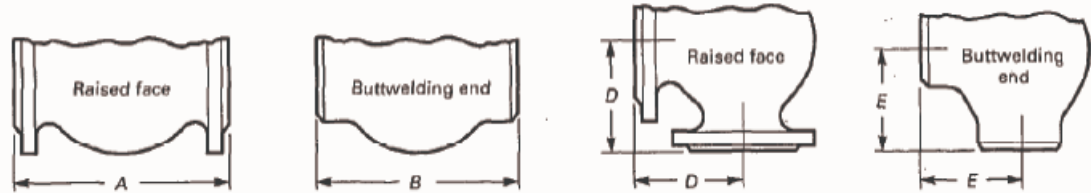


TABLE 3 CLASS 600 STEEL FLANGED AND BUTTWELDING END VALVES, FACE-TO FACE AND END-TO-END DIMENSIONS

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Class 600 Steel											
Flanged End (7 mm Raised Face and Welding End)											
Nominal Valve Size	NPS	DN	Ball	Gate		Plug		Globe Lift Check, and Swing Check, Long Pattern, A and B	Globe Lift Check, and Swing Check, Short Pattern [Note (1)], B	Angle and Lift Check, Long Pattern, D and E	Angle and Lift Check, Short Pattern [Note (1)], E
			Long Pattern, A and B	Conduit, Long Pattern, A and B	Short Pattern, [Note (1)], B	Regular and Venturi Pattern, A and B	Round Bore, Full Port, A				
1/2	15	15	165 (2)	165	...	83	...
3/4	20	20	190 (2)	190	...	95	...
1	25	25	216	133	216 (4)	254	...	216	133	108	...
	32	32	229	146	229 (4)	229	146	114	...
1 1/2	40	40	241	241	152	241	318	...	241	152	121
2	50	50	292	292	178	292	330	...	292	178	146
2 1/2	65	65	330	330	216	330	381	...	330	216	165
3	80	80	356	356	254	356	444	...	356	254	178
4	100	100	432	432	305	432	508	559	432	305	216
	125	125	508	508	381	508	381	254	216
6	150	150	559	559	457	559	660	711	559	457	279
8	200	200	660	660	584	660	794	845	660	584	330
10	250	250	787	787	711	787	940	1016	787	711	394
12	300	300	838	838	813	838	1067	1067	838	813	419
14	350	350	889	889	889	889	889 (6)
16	400	400	991	991	991	991	991 (6)
18	450	450	1092	1092	1092	1092 (5)	1092 (6)
20	500	500	1194	1194	1194	1194 (5)	1194 (6)
22	550	550	1295	1295	...	1295 (5)	1295 (6)
24	600	600	1397	1397	1397	1397 (5)	1397 (6)

6.2) Rangos de presión y temperatura

Para los rangos de presión y temperatura que soportaran las válvulas, también se encuentra tabulado dentro de la norma ASME B16.5°-1998.

STD. ASME B16.5A-ENGL 1998 ■ 0759670 0608509 430 ■

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

ASME B16.5a-1998

TABLES 2
PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS FOR
GROUPS 1.1 THROUGH 3.17 MATERIALS

TABLE 2-1.1 RATINGS FOR GROUP 1.1 MATERIALS

(a)

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
C-Si	A 105 (1)	A 216 Gr. WCB (1)	A 515 Gr. 70 (1)
C-Mn-Si	A 350 Gr. LF2 (1)		A 516 Gr. 70 (1)(2) A 537 Cl. 1 (3)
C-Mn-Si-V	A 350 Gr. LF6 Cl. 1 (4)		

NOTES:

- (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 800°F, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible, but not recommended for prolonged use above 800°F.
- (2) Not to be used over 850°F.
- (3) Not to be used over 700°F.
- (4) Not to be used over 500°F.

WORKING PRESSURES BY CLASSES, psig

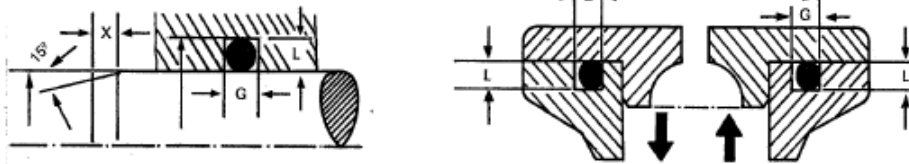
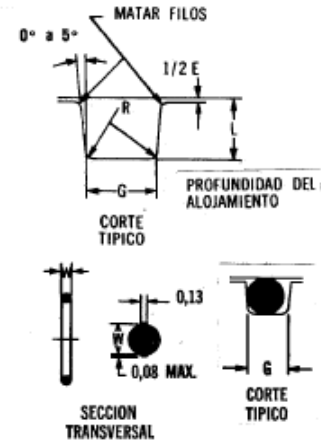
Class Temp., °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 to 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

7) Ranura para O 'ring

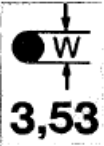
Buscamos un catálogo donde indique los huelgos necesarios para la colocación del O 'ring:

TABLA PARA DISEÑO DE ALOJAMIENTOS ESTATICOS Y DINAMICOS (medidas en milímetros)

Parker Nº	Diam. Int. Cilindro o Alojamiento	Diametro Eje o Vástago	Diametro Real W	Profundidad del Alojamiento L	Ajustamiento		Juego Diametral E	Accho del Alojamiento G	Radio del Alojamiento R	Excentricidad Máxima e
					REAL	%				
2-004 AL 2-050	6 A 150	3 A 125	1,78 A ± 0,08	1,25 A 1,35	0,35 A 0,61	20 A 33	0,05 A 0,13	2,4 A 2,8	0,1 A 0,4	0,05
2-110 AL 2-178	15 A 250	10 A 250	2,62 A ± 0,08	2,05 A 2,15	0,39 A 0,55	15 A 25	0,05 A 0,13	3,6 A 3,8	0,1 A 0,4	0,05
2-210 AL 2-284	25 A 480	20 A 460	3,53 A ± 0,10	2,80 A 2,95	0,48 A 0,83	13 A 23	0,06 A 0,16	4,6 A 5,0	0,2 A 0,6	0,08
2-325 AL 2-395	50 A 680	40 A 660	5,33 A ± 0,13	4,30 A 4,50	0,70 A 1,16	13 A 22	0,08 A 0,16	7,2 A 7,4	0,5 A 1,0	0,10
2-425 AL 2-475	125 A 700	120 A 700	6,99 A ± 0,15	5,75 A 5,95	0,89 A 1,39	13 A 20	0,10 A 0,20	9,6 A 9,8	0,5 A 1,0	0,12
2-206 AL 2-012	6 A 15	3 A 10	1,78 A ± 0,08	1,40 A 1,45	0,25 A 0,46	14 A 26	0,05 A 0,13	2,4 A 2,6	0,1 A 0,4	0,05
2-110 AL 2-116	15 A 25	10 A 20	2,62 A ± 0,08	2,25 A 2,30	0,24 A 0,45	9 A 19	0,05 A 0,13	3,6 A 3,8	0,1 A 0,4	0,05
2-210 AL 2-222	25 A 50	20 A 40	3,53 A ± 0,10	3,05 A 3,10	0,33 A 0,58	9 A 16	0,06 A 0,16	4,8 A 5,0	0,2 A 0,6	0,08
2-325 AL 2-349	50 A 125	40 A 120	5,33 A ± 0,13	4,65 A 4,75	0,45 A 0,81	8 A 15	0,08 A 0,18	7,2 A 7,4	0,5 A 1,0	0,10
2-425 AL 2-450	125 A 400	120 A 400	6,99 A ± 0,15	6,00 A 6,15	0,74 A 1,14	10 A 16	0,10 A 0,20	8,6 A 8,8	0,5 A 1,0	0,12



PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.	PARKER Nº	D.I. mm.	D.E. mm.
2-201	4.34	11.40	2-218	31.34	38.40	2-235	78.97	86.03	2-252	132.94	140.00	2-269	221.84	228.90
2-202	5.94	13.00	2-219	32.92	39.98	2-236	82.14	89.20	2-253	136.12	143.18	2-270	228.19	235.25
2-203	7.52	14.58	2-220	34.52	41.58	2-237	85.32	92.38	2-254	139.29	146.35	2-271	234.54	241.60
2-204	9.12	16.18	2-221	36.09	43.15	2-238	88.49	95.55	2-255	142.47	149.53	2-272	240.89	247.95
2-205	10.69	17.75	2-222	37.69	44.75	2-239	91.67	98.73	2-256	145.64	152.70	2-273	247.24	254.30
2-206	12.29	19.35	2-223	40.87	47.93	2-240	94.84	101.90	2-257	148.82	155.88	2-274	253.59	260.65
2-207	13.87	20.93	2-224	44.04	51.10	2-241	98.02	105.08	2-258	151.99	159.05	2-275	266.29	273.35
2-208	15.47	22.53	2-225	47.22	54.28	2-242	101.19	108.25	2-259	158.34	165.40	2-276	278.99	286.05
2-209	17.04	24.10	2-226	50.39	57.45	2-243	104.37	111.43	2-260	164.69	171.75	2-277	291.69	298.75
2-210	18.64	25.70	2-227	53.57	60.63	2-244	107.54	114.60	2-261	171.04	178.10	2-278	304.39	311.45
2-211	20.22	27.28	2-228	56.74	63.80	2-245	110.72	117.78	2-262	177.39	184.45	2-279	329.79	336.85
2-212	21.82	28.88	2-229	59.92	66.98	2-246	113.89	120.95	2-263	183.74	190.80	2-280	355.19	362.25
2-213	23.39	30.45	2-230	63.09	70.15	2-247	117.07	124.13	2-264	190.09	197.15	2-281	380.59	387.65
2-214	24.99	32.05	2-231	66.27	73.33	2-248	120.24	127.30	2-265	196.44	203.50	2-282	405.26	412.32
2-215	26.57	33.63	2-232	69.44	76.50	2-249	123.42	130.48	2-266	202.79	209.85	2-283	430.66	437.72
2-216	28.17	35.23	2-233	72.62	79.68	2-250	126.59	133.65	2-267	209.14	216.20	2-284	456.06	463.12
2-217	29.74	36.80	2-234	75.79	82.85	2-251	129.77	136.83	2-268	215.49	222.55			



8) Desarrollo de Trabajo Práctico:

Para esta parte de proyecto desarrollaremos solamente la familia de válvulas de pasaje total y reducido bridadas, la serie correspondiente a válvulas roscadas la realizara otro miembro del grupo en su respectiva carpeta.

Primero desarrollaremos los pasos para la construcción de la Válvula de Pasaje Total de 1”

Para comenzar el desarrollo del trabajo práctico se buscaron las normas que afectan la construcción de Válvulas esféricas y entre ellas encontramos la norma ASME B16.10-2000 (especifica distancia entre bridas y rangos de presión y temperatura); BS5351 (dentro de la cual se detalla el diámetro mínimo de pasaje de la esfera, espesor de las paredes de la carcasa, etc.).

También se buscaron distintos catálogos para tomarlos como referencia y poder así definir algunos conceptos constructivos.

9) Pasaje Total

9.1) Diseño de la esfera de Pasaje:

El diseño se comenzó con el dibujo de la esfera. En este caso solo la medida del orificio se encontraba especificada en la norma, por lo tanto las demás medidas se tomaron del diseño de otros fabricantes. Para determinar el diámetro exterior se tomo como relación 1.6 veces del diámetro interior.

Para realizar la ranura donde se ubicara el vástago se tomaron las medidas que poseía la esfera de la competencia y determino su profundidad. Luego se buscó que radio poseía una freza de corte lateral de doble filo estándar y se determinó que se utilizaría una de $\varnothing 80$.

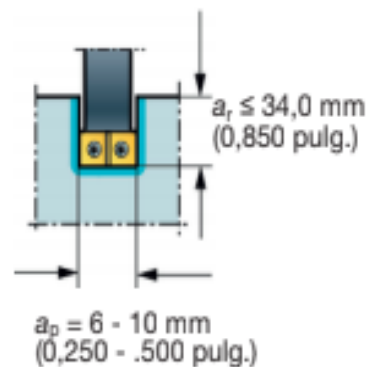
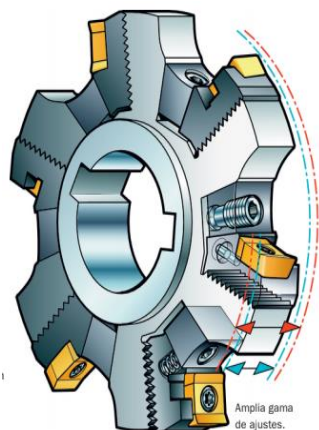
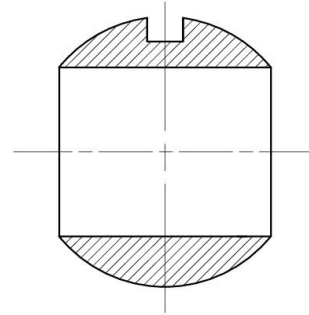


Table 9. Minimum ball and body port diameters PN 10, PN 16, Class 150, PN 25, PN 40, Class 300, Class 600 and Class 800

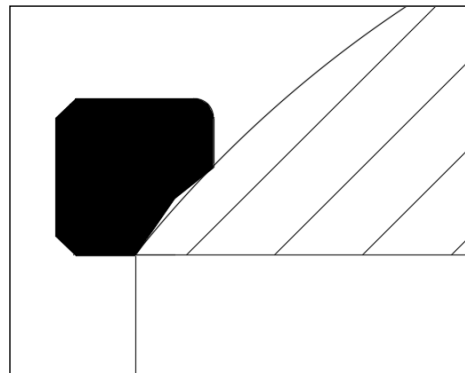
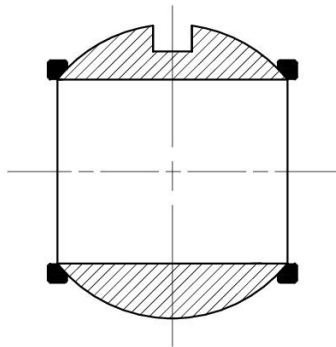
Nominal size (DN)	Minimum diameter		
	Reduced bore valves PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 to 800	Full bore valves	
		PN 10 up to and including PN 40 and Classes 150 and 300	Classes 600 and 800
	mm	mm	mm
8	6	6	6
10	6	9	9
15	9.0	12.5	12.5
20	12.5	17	17
25	17	24	24
(32)	23	30	30
40	28	37	37
50	36	49	49
(65)	50	64	64
80	57	75	75
100	75	98	98
150	98	148	148
200	144	198	198
250	187	248	245
300	228	298	295
350	266	335	325
400	305	380	375

NOTE. See table 1 for equivalent nominal size (in).



Esfera para Válvula de pasaje Total de 2"

A continuación se pasó al diseño de los sello/asientos de la esfera. Estos se realizaron de 4mmx4mm con las esquinas redondeadas y la parte que se encuentra en contacto con la esfera no resulta ser tangente a la misma, sino que posee una inclinación hacia adentro para que la presión genere un mejor sello entre ambos con el objetivo de evitar posibles fugas o filtraciones.



9.2) Diseño de Vástago e internos de sello

Luego se prosiguió con la construcción del vástago calculando el diámetro mínimo para resistir la fuerza indicada por norma (Tabla 2.5), con esta se determinó el momento que se debería soportar el vástago.

Con estos datos fue posible obtener el diámetro mínimo de diseño, y luego para racionalizar se adoptó un diámetro tal que nos permita usarlo en más de una válvula. Con este criterio se utilizaron para un mismo diámetro de vástago para las válvulas de 1” y 1½”, 2” y 3”, 4” y 6”, 8” y 10”. Esto conlleva a que las demás piezas internas (Sello de teflón, arandela Sello, chapa de tope, arandela Belleville, manivela y tuerca) también se utilicen como se detalló anteriormente.

DN	Ø Nominal de la válvula	Fuerza	Largo de palanca	Momento	Tensión admisible	Ø Vástago	Ø adoptado
	Pulgada	Newton	cm	Kgcm	Kg/cm ²	mm	mm
25	1	450	15	688.78	1680	12.784	16
40	1½	600	15	918.37		14.070	16
50	2	700	27	1928.57		18.018	20
80	3	700	30	2142.86		18.662	20
100	4	700	50	3571.43		22.126	26
150	6	700	66	4714.29		24.272	26
200	8	700	77	5500.00		25.551	28
250	10	700	88	6285.71		26.714	28

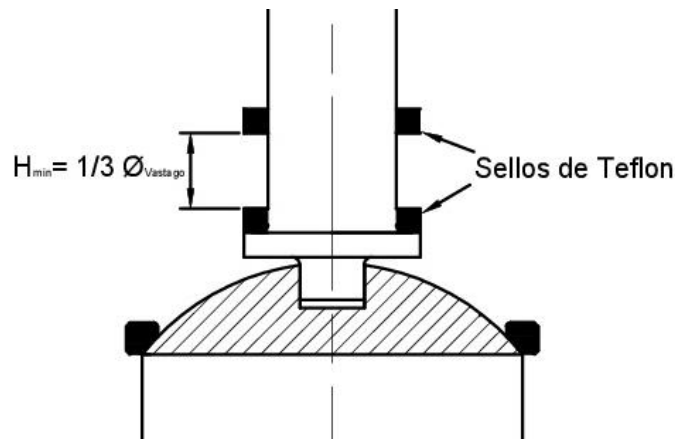
La construcción del vástago se realizó desde la parte inferior, donde se encastra en la esfera hasta la parte superior.

Las dimensiones se tomaron de un vástago que nos facilitó el Ing. Jorge Sznajderman y de allí se adecuaron proporcionalmente a las medidas que nos dieron por cálculo.

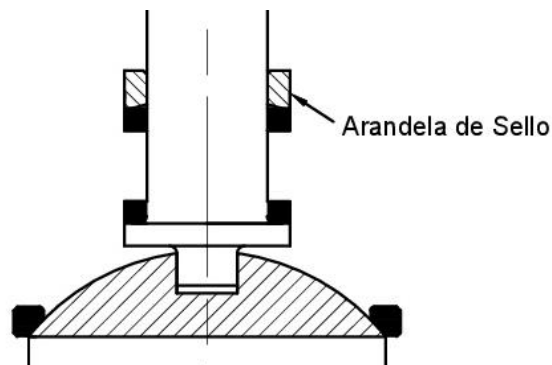
La parte inferior consta de un rectángulo con los bordes redondeados, el cual se encastra en la ranura que posee la esfera. Posee un sombrero donde se apoyara el sello de teflón y continúa con una transición al diámetro adoptado. En la parte superior se realizó la rosca y un frezado en los extremos donde la chapa de tope y la manivela traban para que al girarla, también lo haga el vástago.

El largo final del vástago lo obtuvimos una vez diseñado todos los internos, que se pasaran a explicar a continuación:

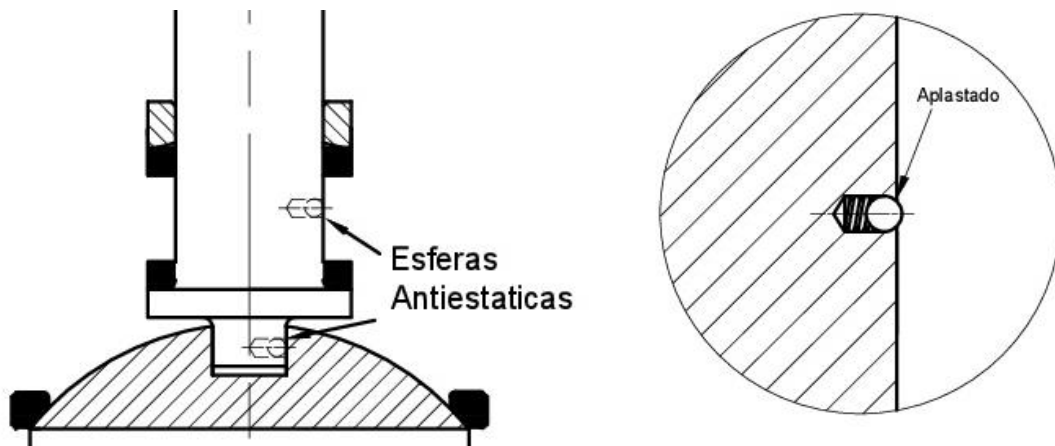
Sello de teflón: este se encarga de que evitar fugas entre el cuerpo y el vástago y permite su giro para abrir y cerrar la válvula sin problemas. Nuestro diseño cuenta con dos sellos iguales realizados mediante el mecanizado de una pieza de teflón. La sección del sello es de 3x3 mm y para poder resistir la fuerza de compresión cuando el conjunto se encuentra con el torque final de ajuste. Entre los sellos se adoptó una distancia mínima de $1/3$ del diámetro de vástago.



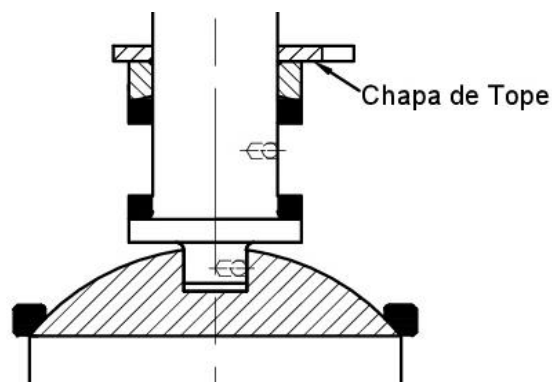
Arandela de sello: esta arandela se encarga de mantener presionado contra el cuerpo el sello de teflón y además sobre esta irán apoyados los demás componentes. Para su diseño se tomó en cuenta que habrá 3mm dentro del cuerpo y que sobresaldrán 2mm, dándonos una sección de 3mm de ancho por 5mm de alto.



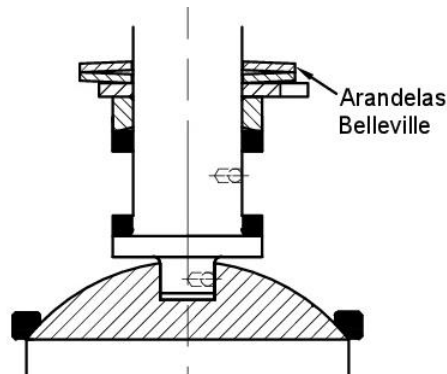
Esferas antiestáticas: estas son para que el cuerpo se encuentre en contacto permanente con la esfera y el vástago, con el objetivo de poseer una continuidad eléctrica en toda la válvula. Su diseño consiste en un agujero de 2mm de diámetro y 4 de profundidad, dentro del cual se coloca un resorte y una esferita ligeramente más pequeña, y luego se prensa el orificio para generar una pequeña deformación que impida la expulsión de la esferita.



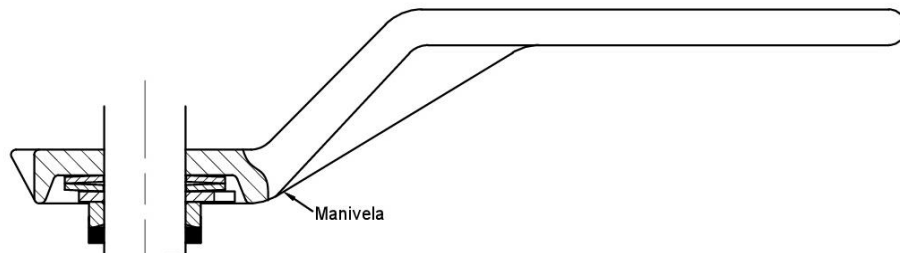
Chapa de tope: esta permite que la manivela se coloque en posición abierta y luego a 90° en posición cerrada. Posee una sección donde hará tope con una espina colocada en el cuerpo y el orificio redondo de la chapa donde se colocara el vástago posee una parte recta para que trabaje, permitiendo que ambas partes queden unidas en una posición.



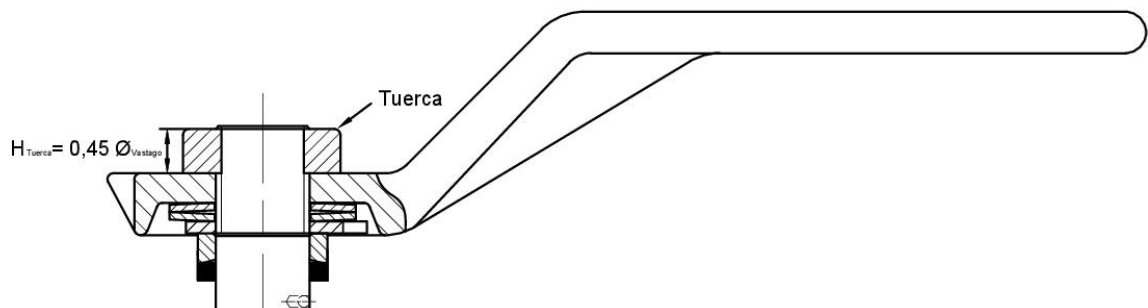
Arandelas Belleville: estas se encargan de mantener el conjunto de piezas con la presión necesaria para que no existan fugas. Su selección se realizó desde un catálogo, buscando una que posea su diámetro interior ligeramente más grande que el del vástago.



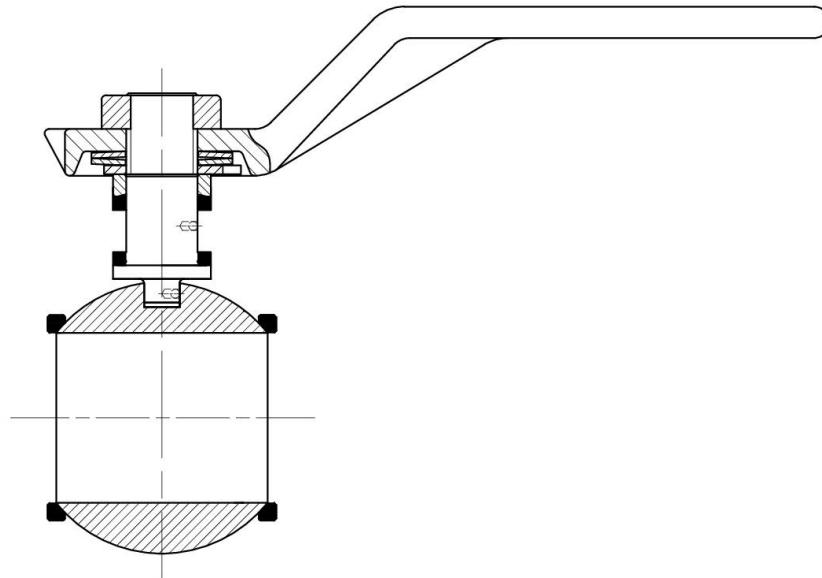
Manivela: permite transmitir el movimiento hasta la esfera, para abrir o cerrar la válvula. Su diseño cuenta con una cavidad inferior donde se alojan las arandelas y la chapa de tope y su parte superior es liza para colocar la tuerca de ajuste. Además cuenta en la parte delantera con una especie de aguja, la cual indica la posición de la misma. La altura es la suficiente como para que no golpee la brida y su largo es el adoptado para calcular el diámetro de diseño del vástago.



Tuerca: Tiene una altura de 0,45 del diámetro del vástago, su función es mantener el conjunto con la presión adecuada.

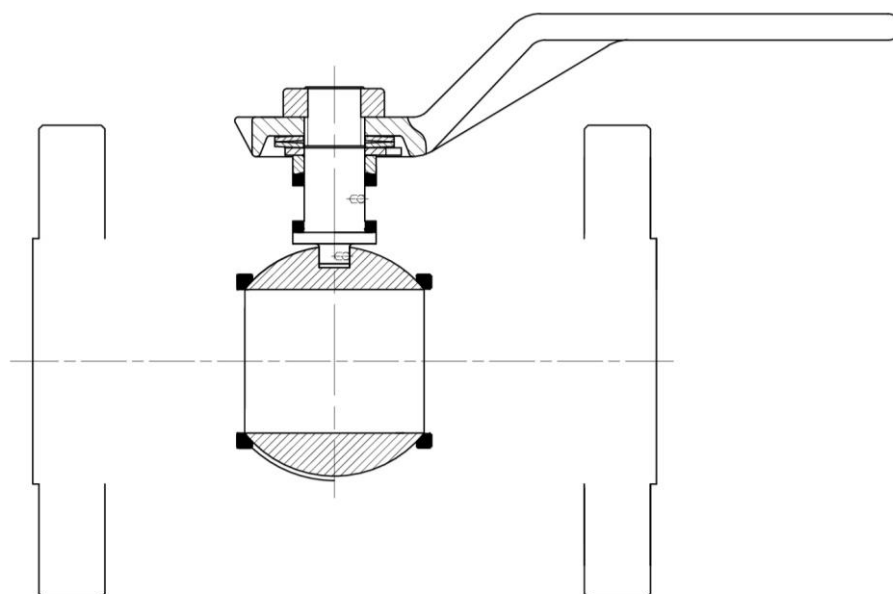


Una vez que se determinaron las dimensiones de las piezas antes mencionadas, se tiene el largo total del vástago. Luego más adelante es necesario verificar si esta medida permite su correcta instalación, es decir que se puede colocar en el alojamiento del cuerpo sin que haya interferencias.

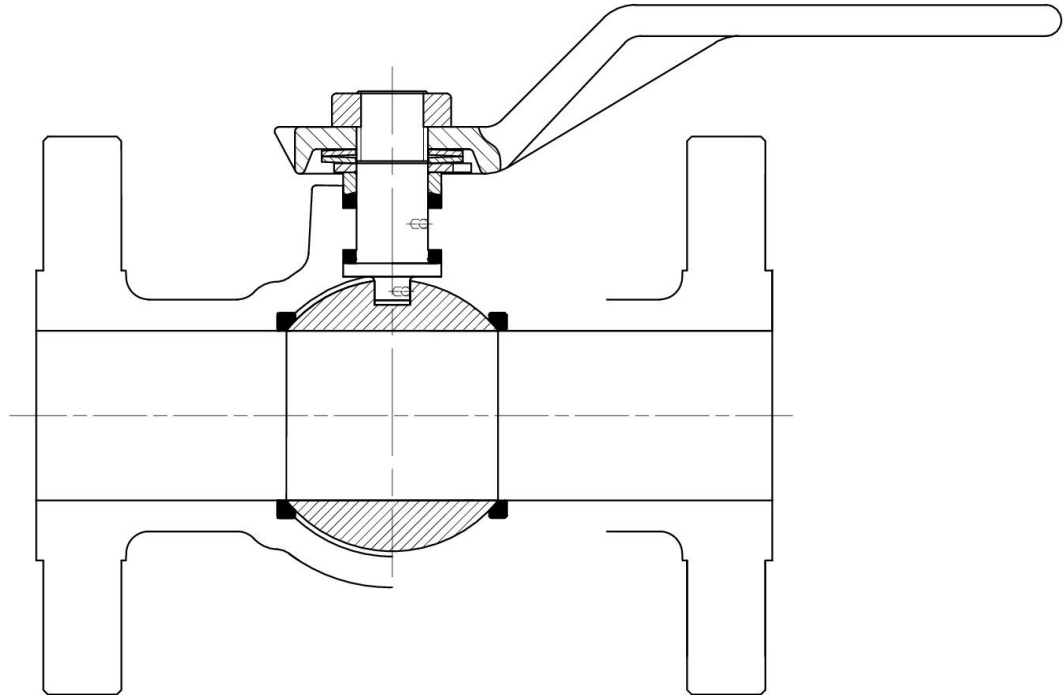


9.3) Diseño del cuerpo

En primer lugar determinamos la distancia entre caras según la NORMA ASME B16.10, luego de esto se realizó el dibujo de las bridas, de la cual tomamos sus medidas según la NORMA ASME B16.5 y la visualización de las válvulas de la competencia.



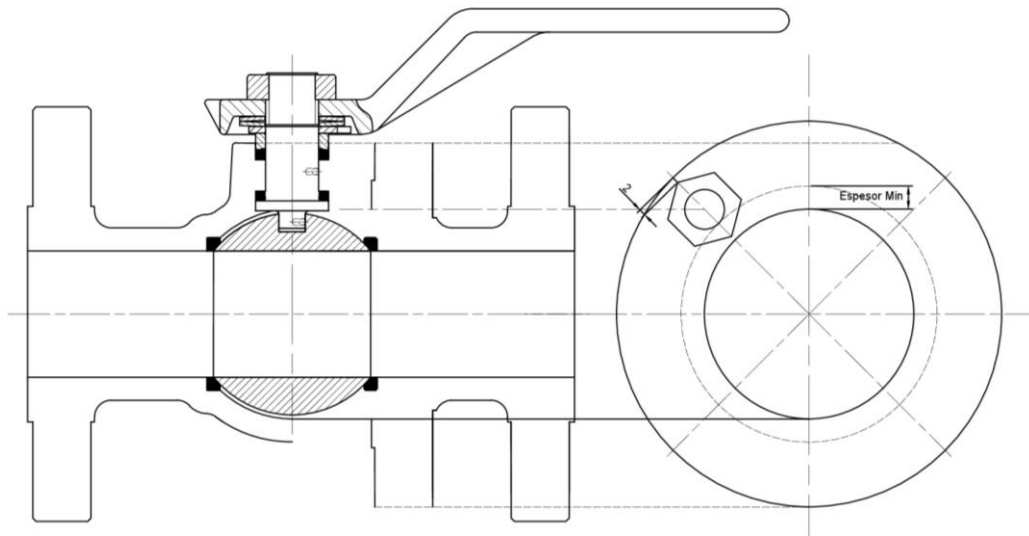
A partir del conjunto de piezas diseñados en el paso anterior, proyectamos el pasaje de la válvula hasta chocar con las bridas, y desde ahí se pre-diseño el perfil exterior con el espesor mínimo necesario para nuestra serie (más un milímetro de tolerancia por si se corriera el noyo en la fundición). Las intersecciones de las esquinas se redondearon y se dio 3° de inclinación a las paredes en la dirección de desmolde.



Como nuestro diseño consiste en una válvula de dos cuerpos es necesaria la utilización de bridas internas. En primer lugar se partió con la premisa de que ambas tienen el mismo espesor de bridas e igual a las bridas de conexión a la cañería. Para la unión de los cuerpos se pensó colocar espárragos fijos en una de sus caras, debido a esto se tomaron las siguientes consideraciones:

A partir del diámetro donde se ubicara la esfera, se proyectó el espesor una circunferencia concéntrica hacia el exterior, equivalente al espesor mínimo para poder determinar la ubicación de los espárragos, una vez ubicadas las tuercas le damos 2mm de luz y así determinamos el diámetro exterior de la brida.

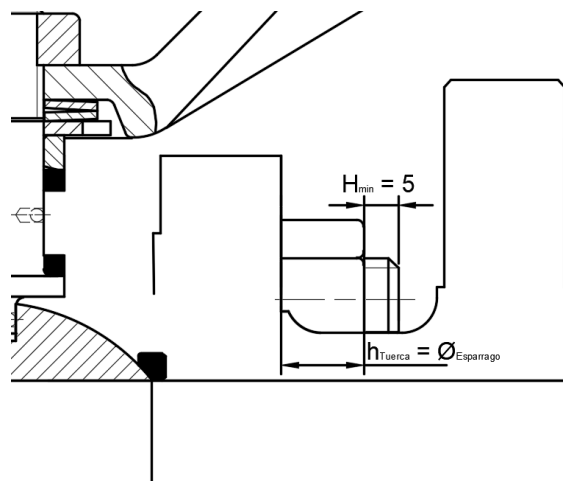
En la parte superior de la brida se realizó un corte, ya que de utilizar las medidas de la brida, el vástago sería mucho más largo, dificultando el armado.

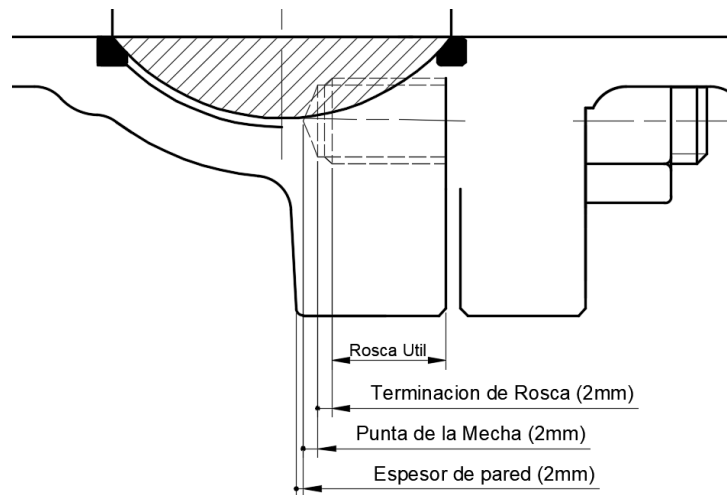


$$\text{Espesor} = 1.5 \times \varnothing_{\text{esparrago}} + 2\text{mm} + 2\text{mm} + 2\text{mm}$$

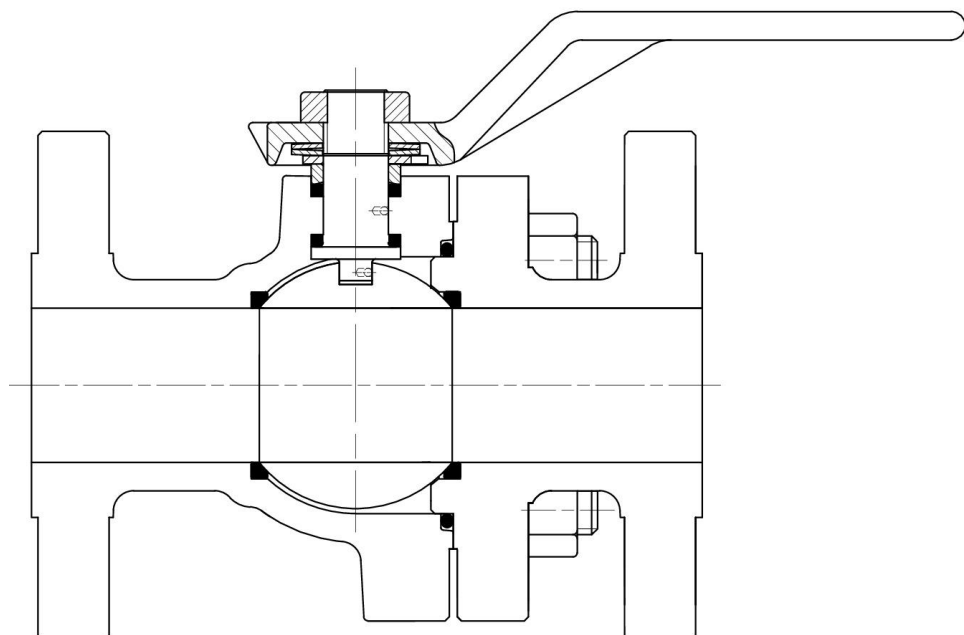
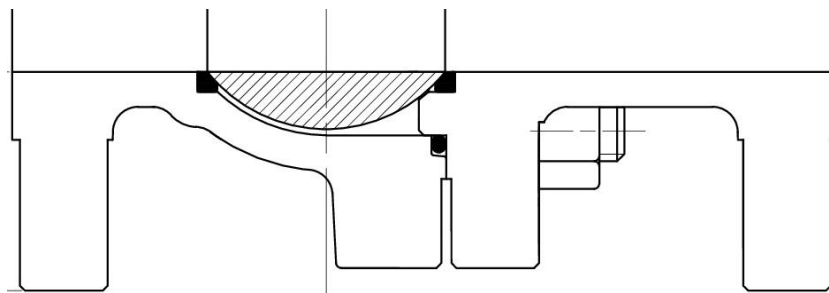
Donde el primer término corresponde a la rosca útil, el segundo corresponde a una sobre medida de seguridad, el tercero es la punta cónica de la herramienta de corte, y finalmente el cuarto termino son de 1 a 2 mm para no dejar un agujero pasante.

Para sujetar el esparrago la altura de la tuerca debe ser 1 vez el diámetro, y el mismo debe sobresalir como mínimo 5mm, todo esto nos da el largo mínimo que debe tener el esparrago el cual debe ser múltiplo de 5.

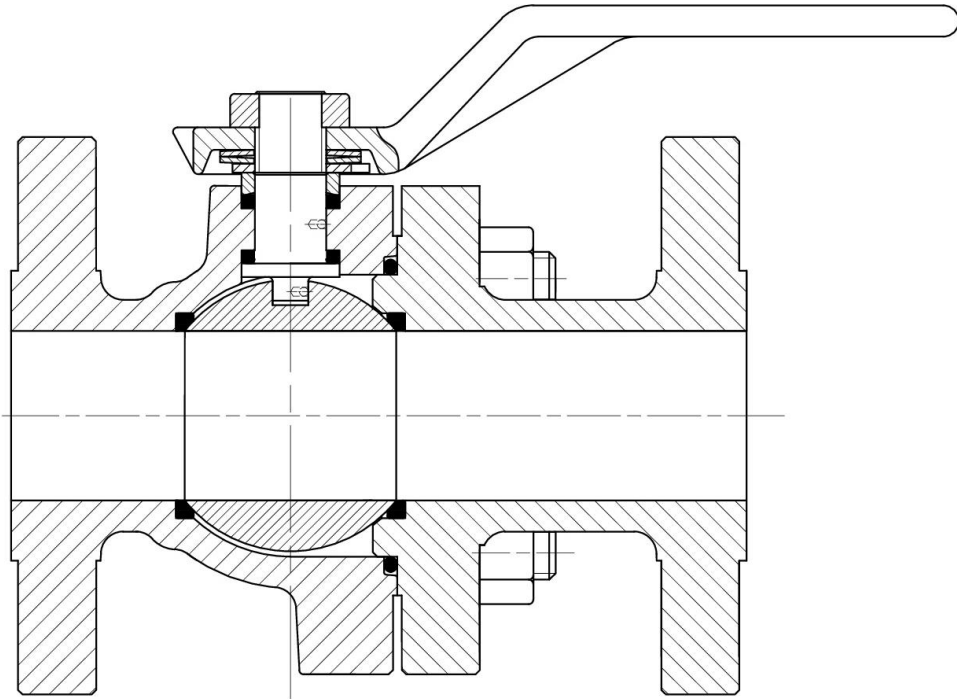




Para el cierre hermético entre los cuerpos se tuvo en cuenta la colocación de un O ´ring (adoptado de catálogo) y que las bridas hagan tope entre ellas en un anillo que sobresale de la misma. Además el cuerpo de la derecha posee un anillo que se encuentra muy próximo a la esfera (0,5 mm) pero sin hacer contacto, con el objetivo de brindar un sello mecánico si llegara a ocurrir un incendio y el O ´ring y el teflón se derritieran.



Luego para que se pueda armar y desarmar cómodamente la válvula, se buscó la posición de la esfera con su conjuntos y las bridas donde la distancia entre los espárragos y la brida sea tal que permita colocar una herramienta para ajustar las tuercas, quedando el diseño final como se muestra a continuación:



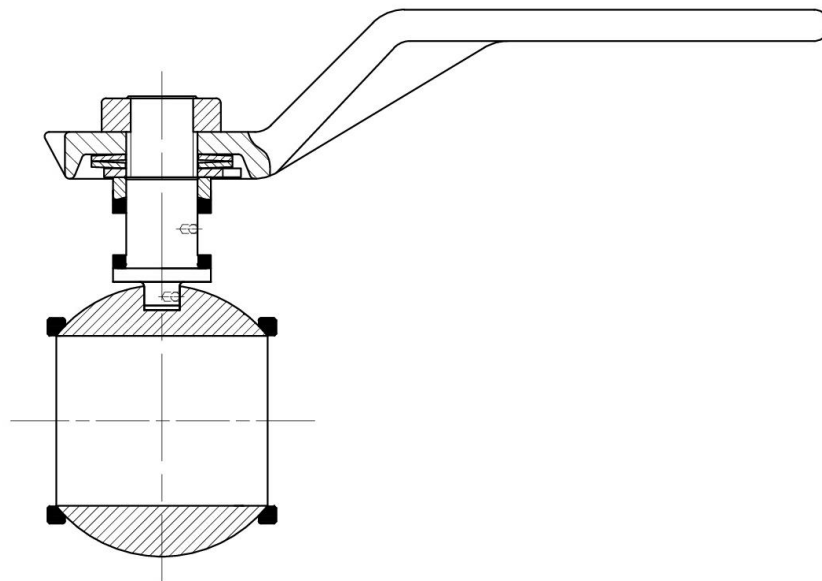
10) Pasaje Reducido

En esta parte del trabajo hablaremos sobre las consideraciones que hay que tener a la hora de realizar el diseño de una válvula de pasaje reducido. Anteriormente dijimos que trataríamos de estandarizar los internos de todas las válvulas, para disminuir Stock en nuestro almacén y a su vez facilitar el diseño de nuestras válvulas.

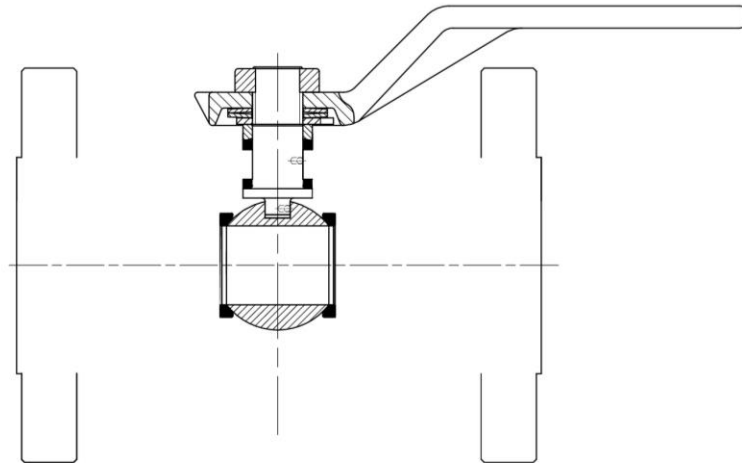
10.1) Diseño del cuerpo

El diseño del cuerpo de pasaje total es más sencillo que el anterior, ya que solamente consta de un cuerpo y un tapón, el cual mantendrá los internos con la presión necesaria para sellar y así evitar pérdidas en la válvula.

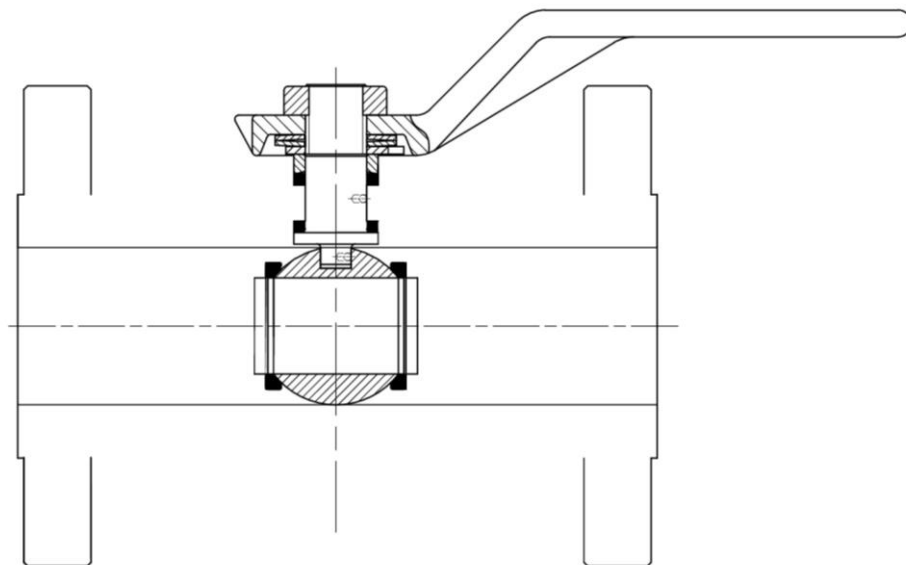
Para determinar las primeras dimensiones del cuerpo, tendremos que tener en cuenta el diseño de los internos. Como se mencionó anteriormente con el objetivo de racionalizar, adoptaremos el correspondiente conjunto interno de pasaje total anterior a la medida que tendremos nosotros, es decir, si tenemos una válvula de 1 ½” de pasaje reducido colocaremos el interno correspondiente a la medida de 1”.



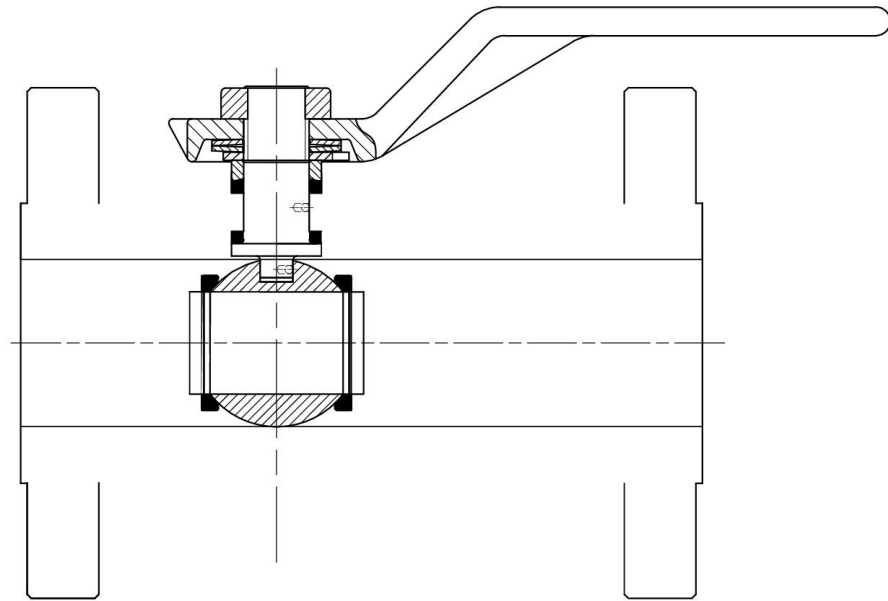
Luego de determinar cuáles son los internos que colocaremos en nuestra válvula, debemos tener en cuenta la distancia entre caras y las dimensiones de las bridas según la norma.



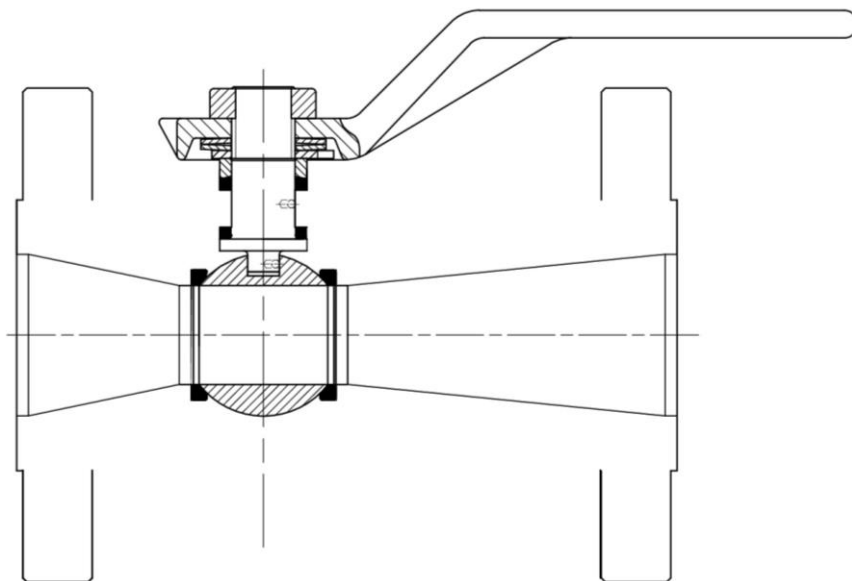
Con la medida correspondiente al pasaje de la válvula (en este caso $1\frac{1}{2}''=38\text{mm}$) se trazó una recta hasta chocar con la bridas.



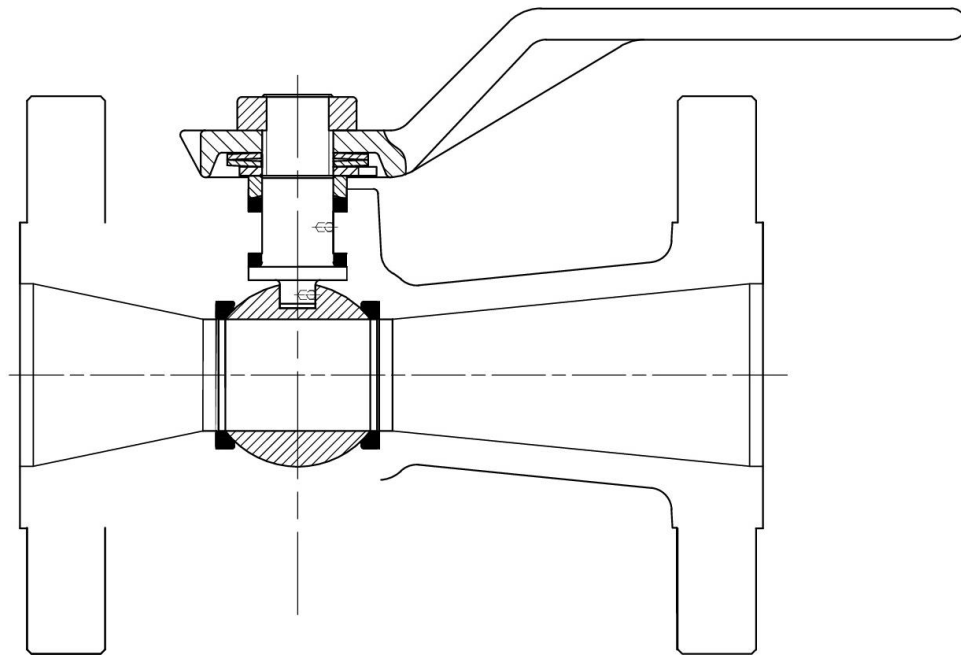
Tomando de referencia las medidas en catálogos y manteniendo una relación con las de pasaje total, se determinó la distancia entre la cara de la brida y la posición de la esfera y sus conjuntos.



A continuación se hizo el pasaje interno de la válvula, desde el orificio de la esfera hasta el orificio de la brida.

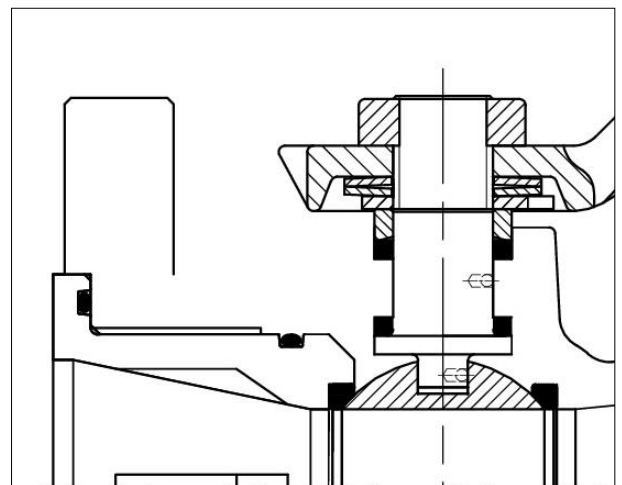
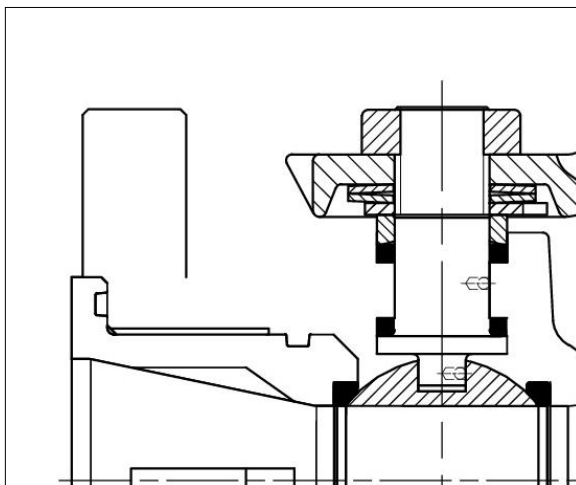


Al tener el pasaje interno de la válvula, ahora podemos darle el espesor al cuerpo, respetando la dimensión mínima necesaria más un mm de tolerancia y realizándole radios de redondeos en las esquinas.

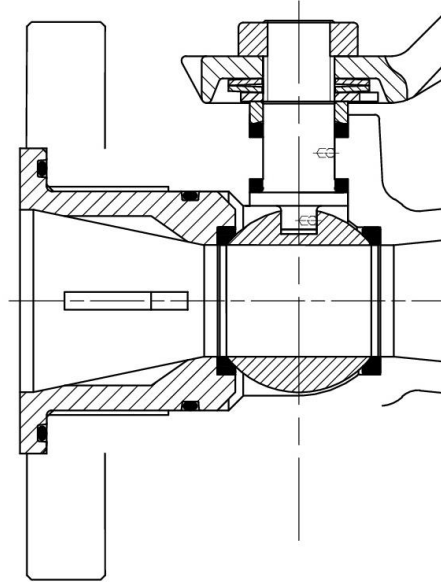


Luego se pasó al diseño del tapón, para ello se realizó respetando el espesor mínimo desde el pasaje interno de la válvula hasta el exterior del mismo. Además posee dos ranuras para colocar O rings con el objetivo de mejorar el sellado.

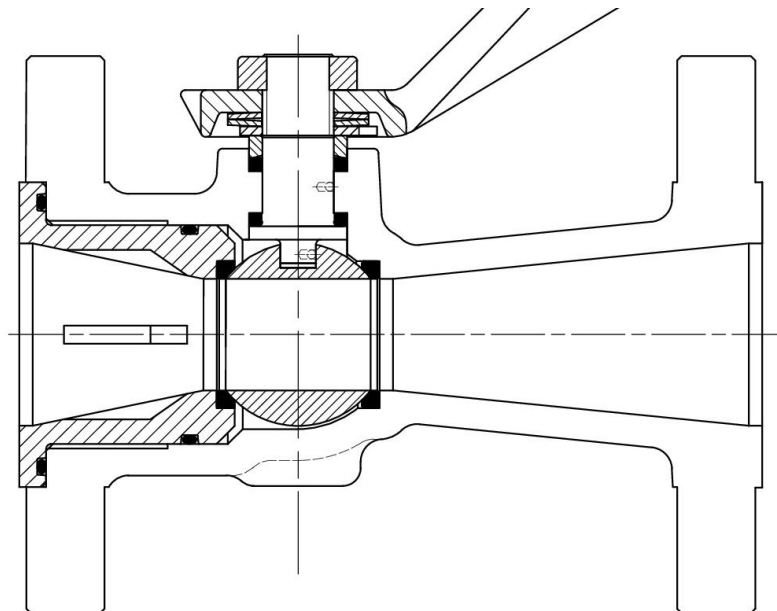
En su interior cuenta con unas ranura para poder insertar una herramienta y darle el ajuste necesario para obtener un óptimo sellado.



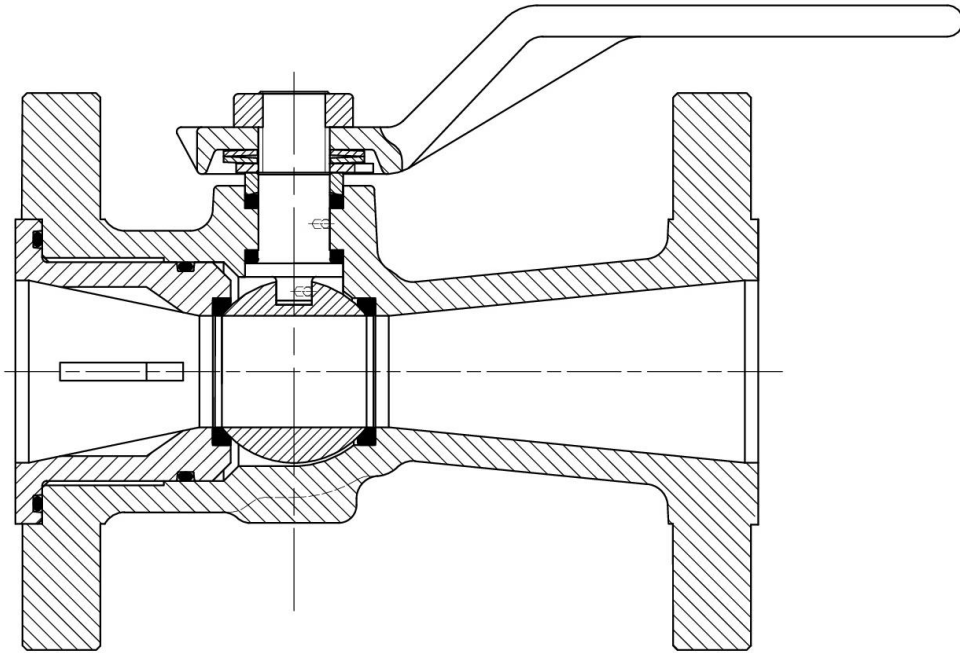
Al concluir el diseño del tapón, se pasó a realizar el diseño interior, donde se alojaría la esfera y donde se enroscaría este.



Por último se terminó con el diseño del cuerpo, dejando desde la cara exterior del tapón el espesor mínimo necesario de pared.



Al final la válvula de pasaje reducido queda de la siguiente manera:



11) Proyección de Serie de Válvulas

La proyección de la familia de esta serie de válvulas, se realizó de la misma manera que diseñamos las explicadas anteriormente. Para ello partimos del diseño del vástago con el diámetro calculado en la tabla de la pág. 19, luego realizamos lo mismo con el diseño de los internos y la esfera.

A partir de aquí utilizamos el criterio de construcción mencionado al principio del proyecto, adoptando la distancia entre caras, dimensiones y cantidad de agujeros de la brida, de acuerdo a la norma.

Los parámetros de diseños son los mismos, la única salvedad que tuvimos que tener en cuenta es que la distancia entre bridas no es escalable entre una medida y además varia su espesor mínimo requerido, ya que va en aumento en función de su tamaño.

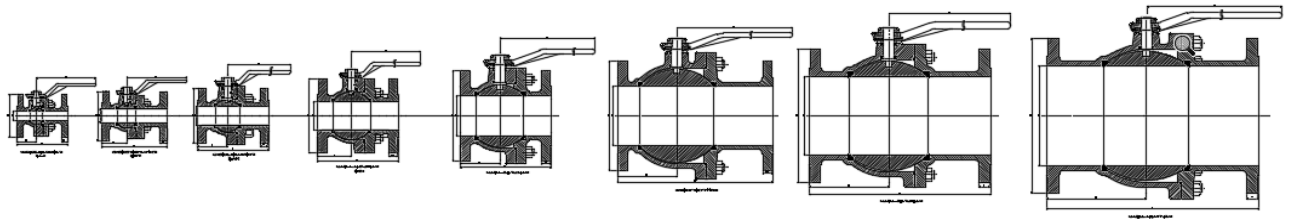


Imagen de la proyección de pasaje total

Observación: El diámetro de las esferas de las ultimas válvulas se tomó 1.5 (para la de 8") y 1.4 (para la de 10") veces respecto de su diámetro inferior.

Como podemos ver al ser una familia de válvulas respetan una simetría.

Para el diseño de válvulas de pasaje reducido, tuvimos en cuenta que los internos asociados a la de pasaje total se iban a compartir (1" - 3/4", 1 1/2" - 1", 2" - 1 1/2", 3" - 2", 4" - 3", 6" - 4", 8" - 6", 10" - 8"), y luego se adoptaron los criterios de diseño mencionados al principio.

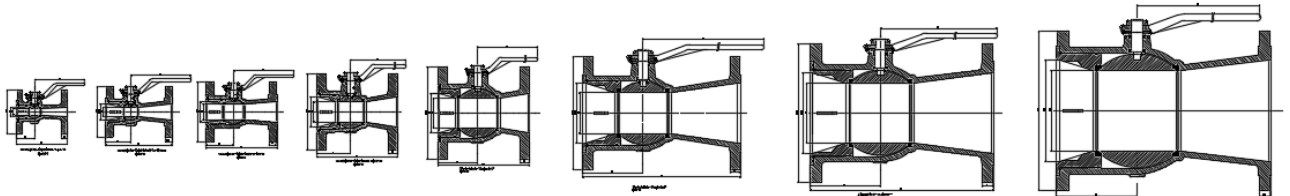
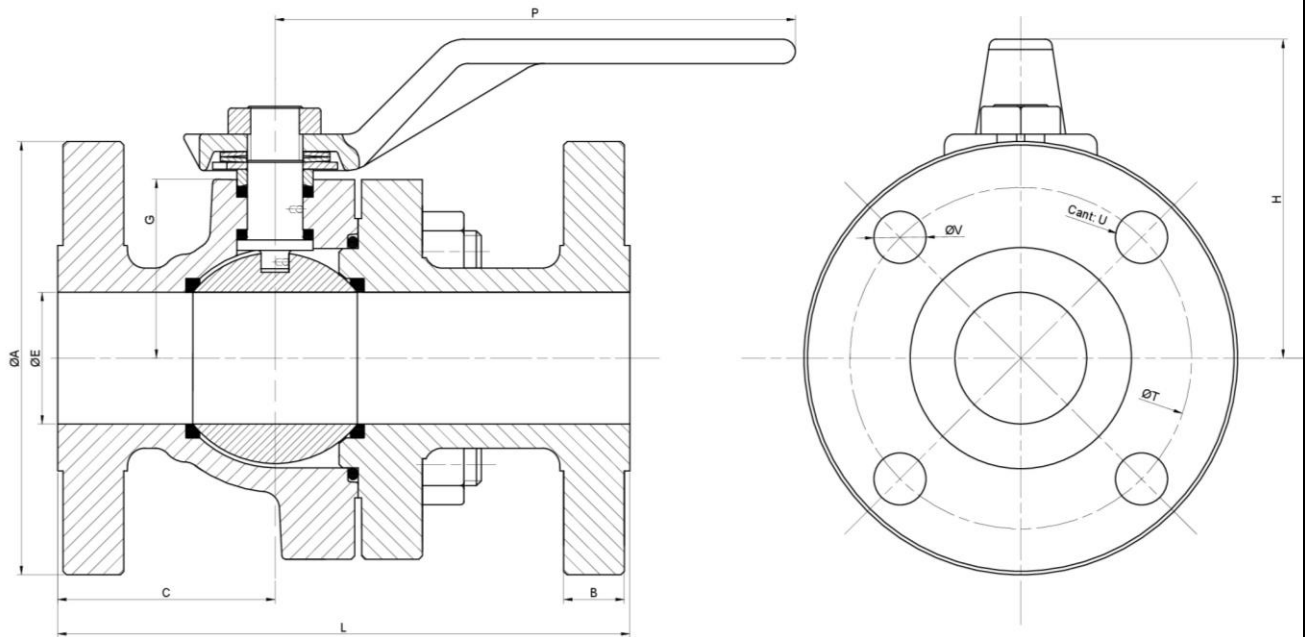


Imagen de Proyección de pasaje reducido

12) Medidas típicas

Una vez concluido el diseño de toda la familia de nuestras válvulas, pudimos obtener las medidas principales detalladas a continuación:

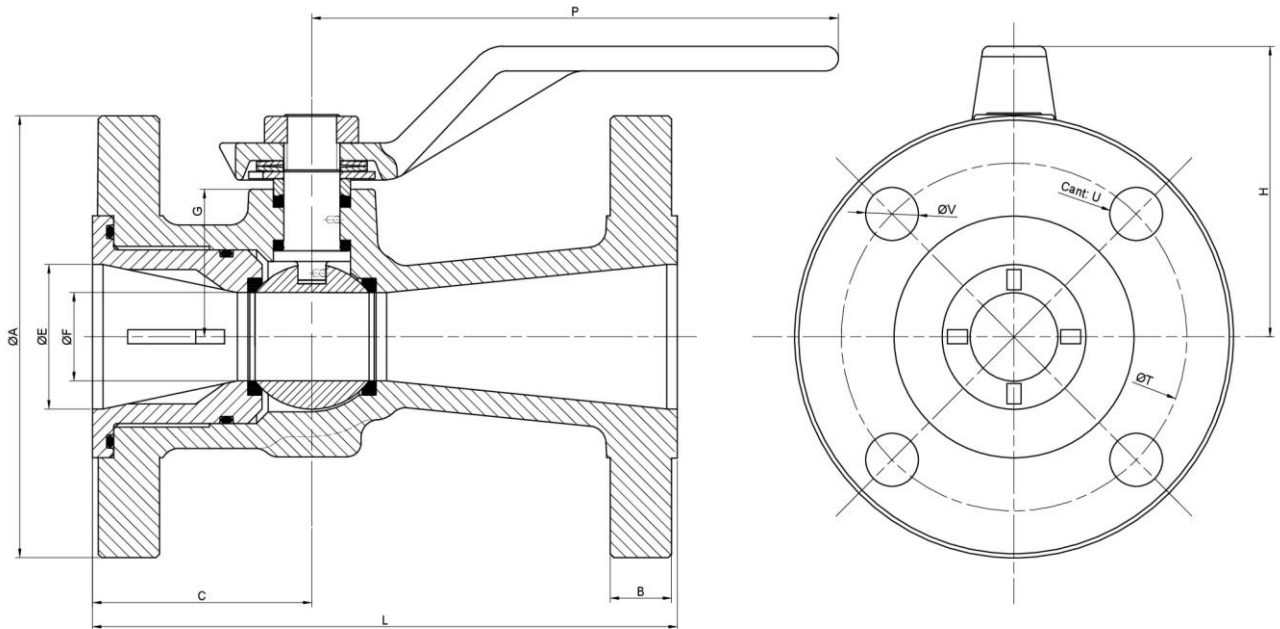
12.1) Pasaje Total



Válvulas Esféricas de Pasaje Total

Diámetro	Serie	A	B	C	E	G	H	L	P	T	U	V
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	unidad	mm
1"	150	110	14,2	49	25	42	62	127	150	79,2	4	15
1 1/2"	150	125	17,5	62,7	38	51,5	92	165	150	98,5	4	15
2"	150	138	19,1	75	51	75	117	178	300	120,5	4	19
	300	165	20,7	75	51	75	117	216	300	127	8	19
3"	150	191	22,3	85	75	94,5	137,5	202	300	152,5	4	19
4"	150	230	22,3	100	101	123	170	229	700	190,5	8	19
6"	150	279	23,9	150	150	150	197,5	292	700	241,5	8	22
8"	150	343	27	200	200	186,5	220	457	900	298,5	8	22
10"	150	391	28,5	250	254	212	265	533	900	362	12	25

12.2) Pasaje Reducido



Válvulas Esféricas de Pasaje Reducido

Diámetro	Serie	A	B	C	E	F	G	H	L	P	T	U	V
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	unidad	mm
1"	150	110	14,2	45	25	19	33	71	127	125	79,2	4	15
1 1/2"	150	125	17,5	62,5	40,9	25	42	82	165	150	98,4	4	15
2"	150	150	19,1	70	52	38	51,5	92	178	150	120,5	4	19
	300	150	20,7	70	52	38	51,5	92	216	150	127	8	19
3"	150	191	22,3	85	75	52	74	117	203	300	152,5	4	19
4"	150	230	22,3	100	98	75	94,5	137,5	229	300	190,5	8	19
6"	150	279	23,9	150	150	101	123	170	392	700	241,5	8	22
8"	150	343	27	175	198	150	150	197,5	457	700	298,5	8	22
10"	150	397	28,5	200	254	200	186,5	239,5	533	900	362	12	25

13) Planos:

PR – 000 → Plano de Explosión Render – Pasaje Reducido (Serie 300)

PR - 001 → Plano de Proyección – Pasaje Reducido (Serie 300)

TP – 000 → Plano de Explosión Render – Pasaje Total (Serie 300)

TP - 001 → Plano de Proyección – Pasaje Total (Serie 300)

- **Pasaje Reducido 2"**

PR2 – 001 → Plano Perfil – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

PR2 – 002 → Plano Cuerpo – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

PR2 – 003 → Plano Tapón – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

TP15 – 004 → Plano de Sello de la Esfera – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

TP15 – 005 → Plano de la Esfera – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

TP1 – 006 → Plano del Vástago – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

TP1 – 007 → Plano de Sello de Teflón – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

TP1 – 008 → Plano de Sello de Metal – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

TP1 – 009 → Plano de Chapa de Traba – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

TP1 – 010 → Plano de la Manivela – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

Lista de Materiales – Pasaje Reducido (2" - Serie 300)

- **Pasaje Total 2"**

TP2-001 → Plano Perfil – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2-002 → Plano Cuerpo A – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2-003 → Plano Cuerpo B – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2-004 → Plano Sello de la Esfera – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2-005 → Plano Esfera – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2 – 006 → Plano del Vástago – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2 – 007 → Plano de Sello de Teflón – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2 – 008 → Plano de Sello de Metal – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2 – 009 → Plano de Chapa de Traba – Pasaje Total (2" – Serie 300)

TP2 – 010 → Plano de la Manivela – Pasaje Total (2" – Serie 300)

Lista de Materiales - Pasaje Total (1 ½" – Serie 150)

14) Bibliografía

Norma BS 5351

Norma ASME B16.10-2000

Norma ASME B16.5°-1998

Normas APA – Presentación de proyectos

SDM 009 – Vadecum de piezas

SPM 01 – MAQUINA: Definiciones- procedimientos generales para proyecto Series - Recomendaciones

Catalogo ESFEROMATIC – Válvulas Esféricas

Catalogo SPIRAX SARCO - Válvulas Esféricas

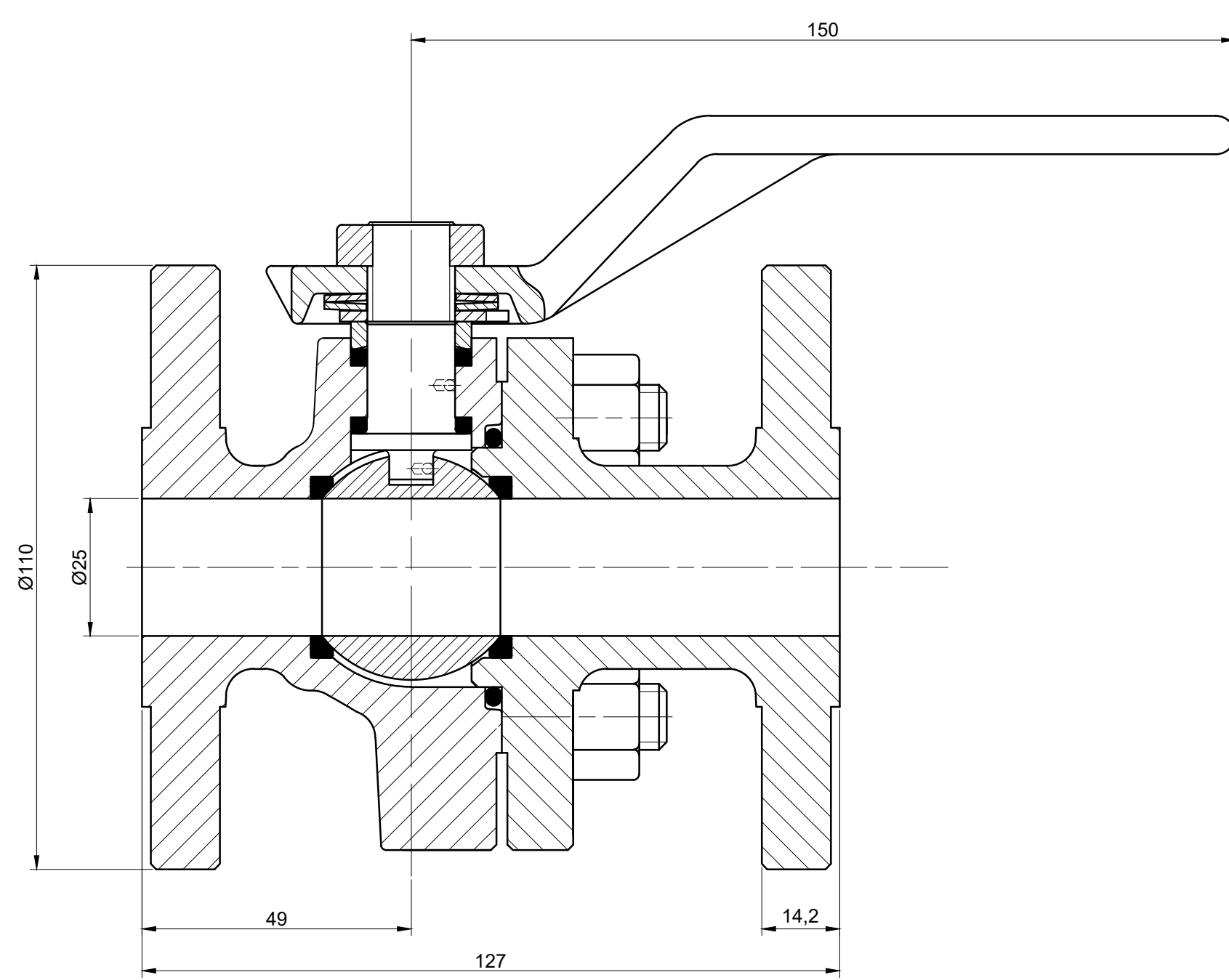
Catalogo VELAN - Válvulas Esféricas

Catalogo GENEBRE – Válvulas Esféricas

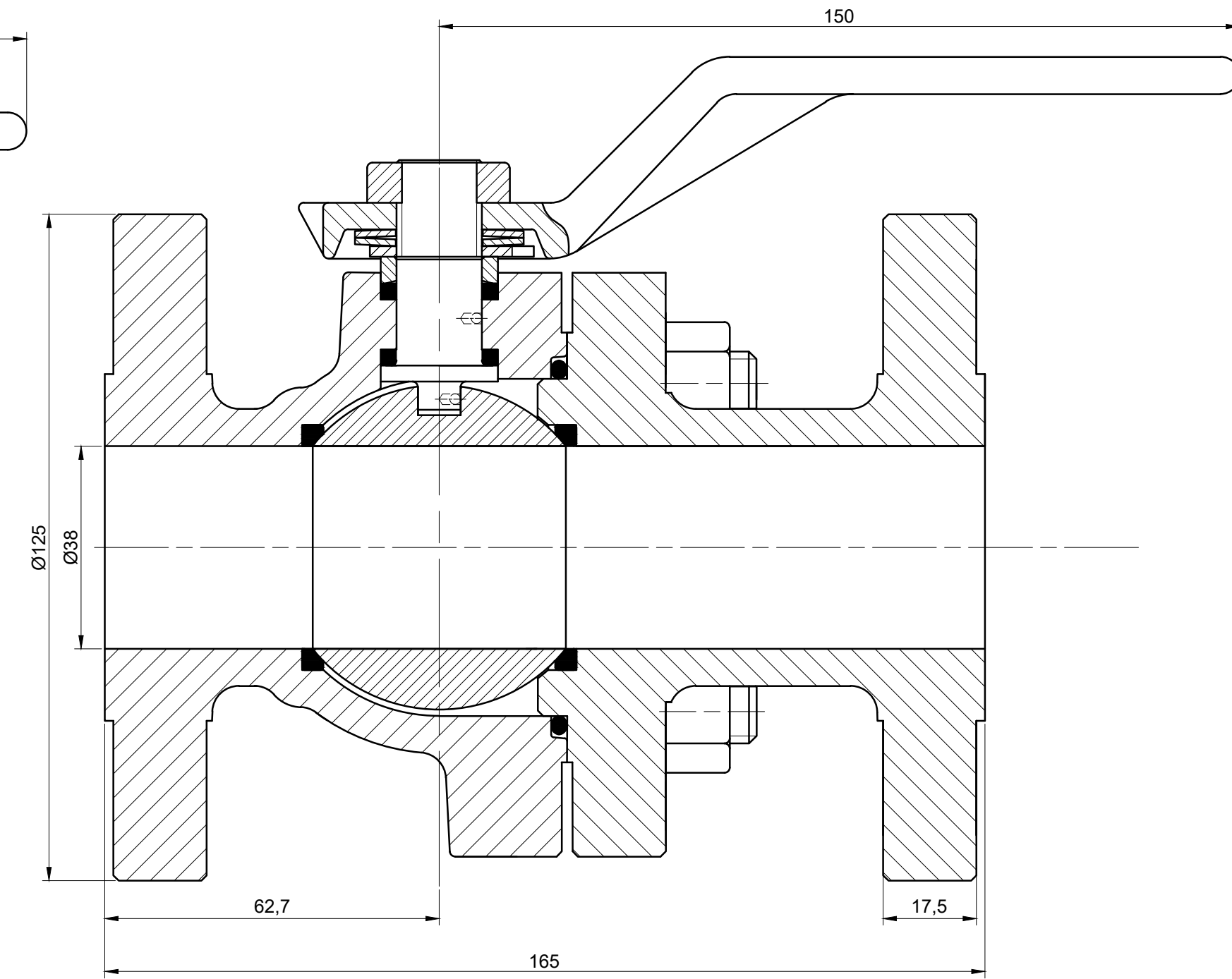
Catalogo TECNOCONTROL – Válvulas Esféricas

Richard W. Greene - “Válvulas selección, uso y mantenimiento” – ED. MAC GRAW HILL

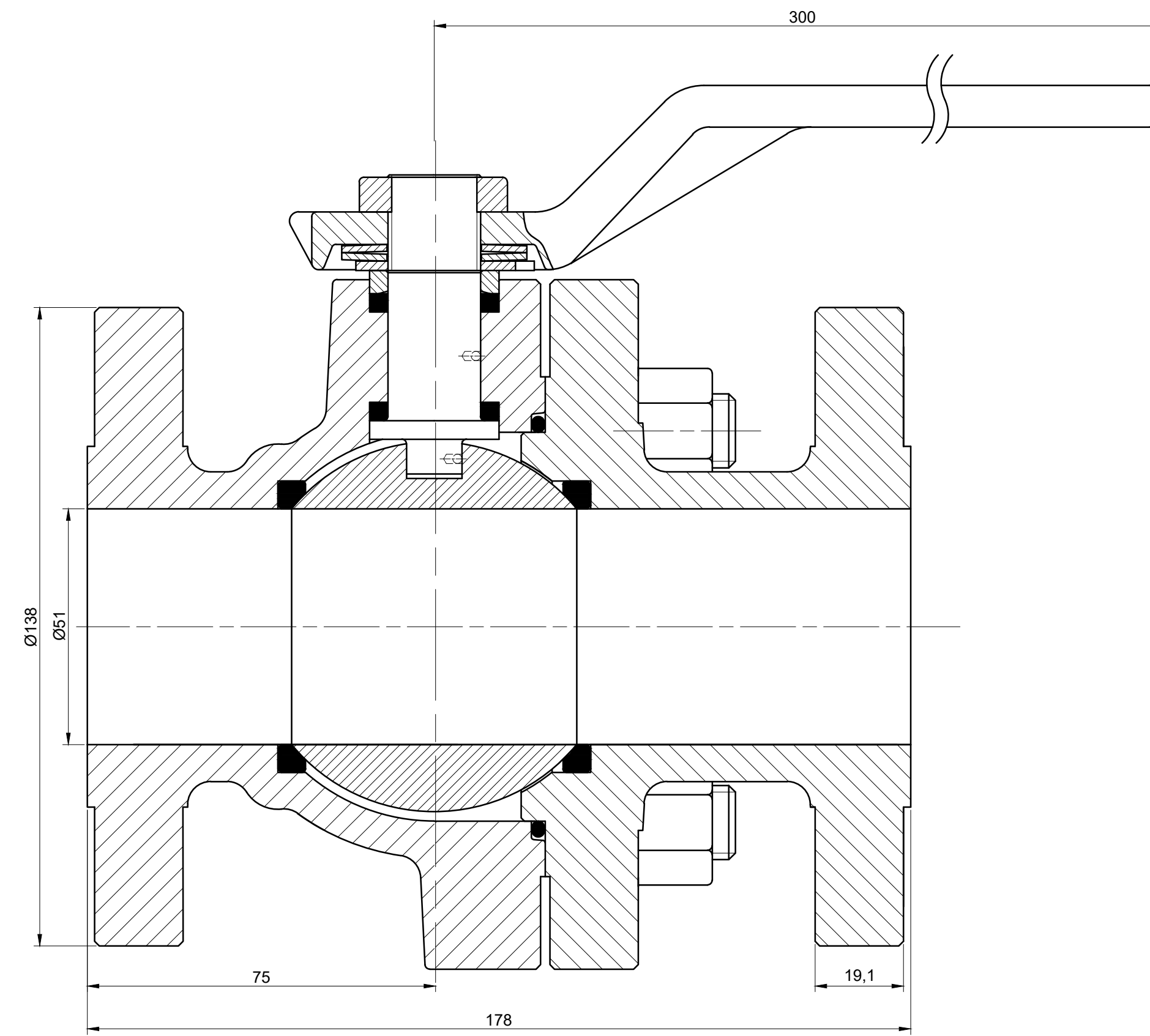
Peter Smith & RW Zape – “Valve selection hand book” – fifth edition – ED ELSEVIER



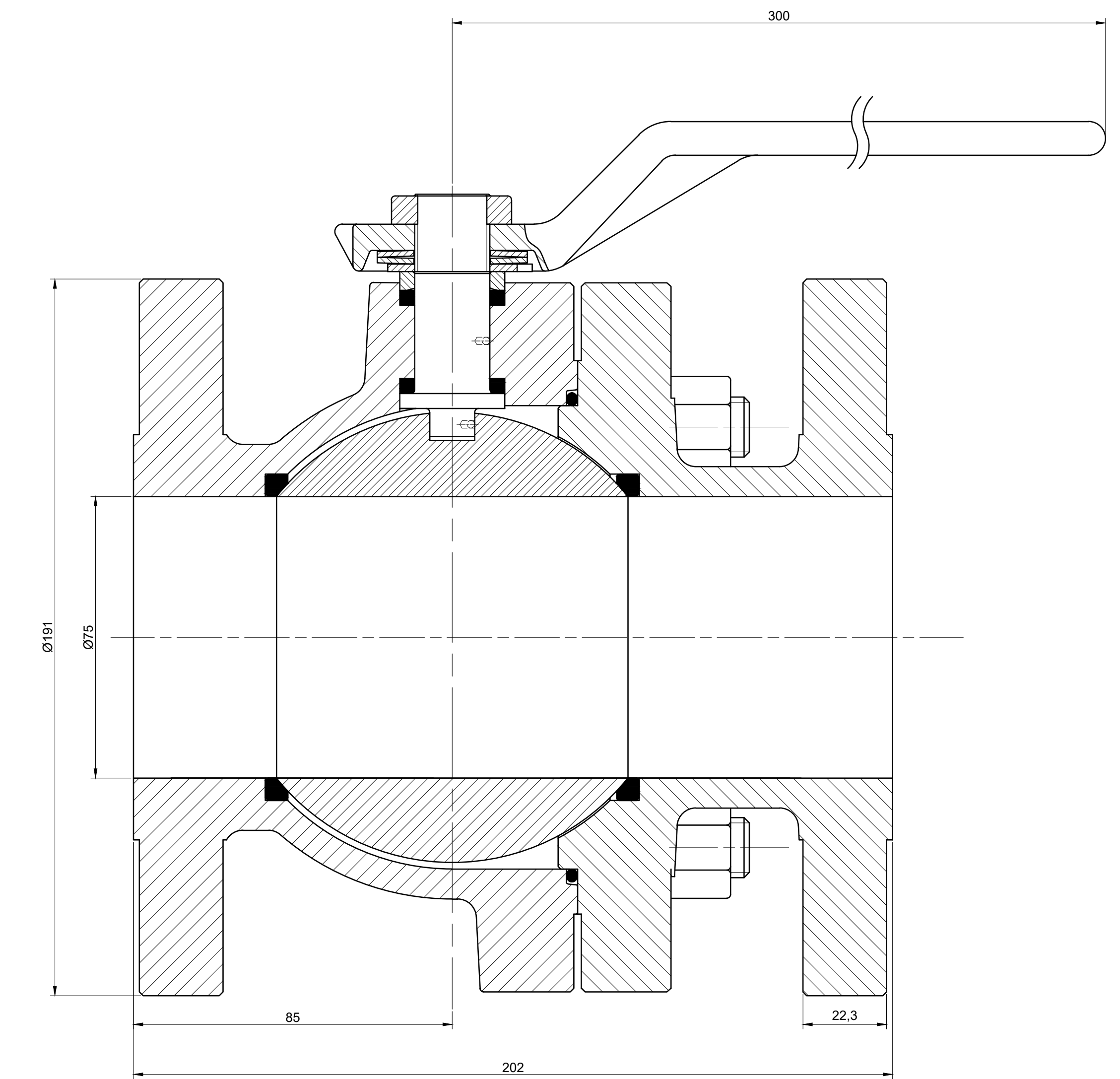
Valvula Esferica - Pasaje Total 1" Serie 150
Escala: 1:1



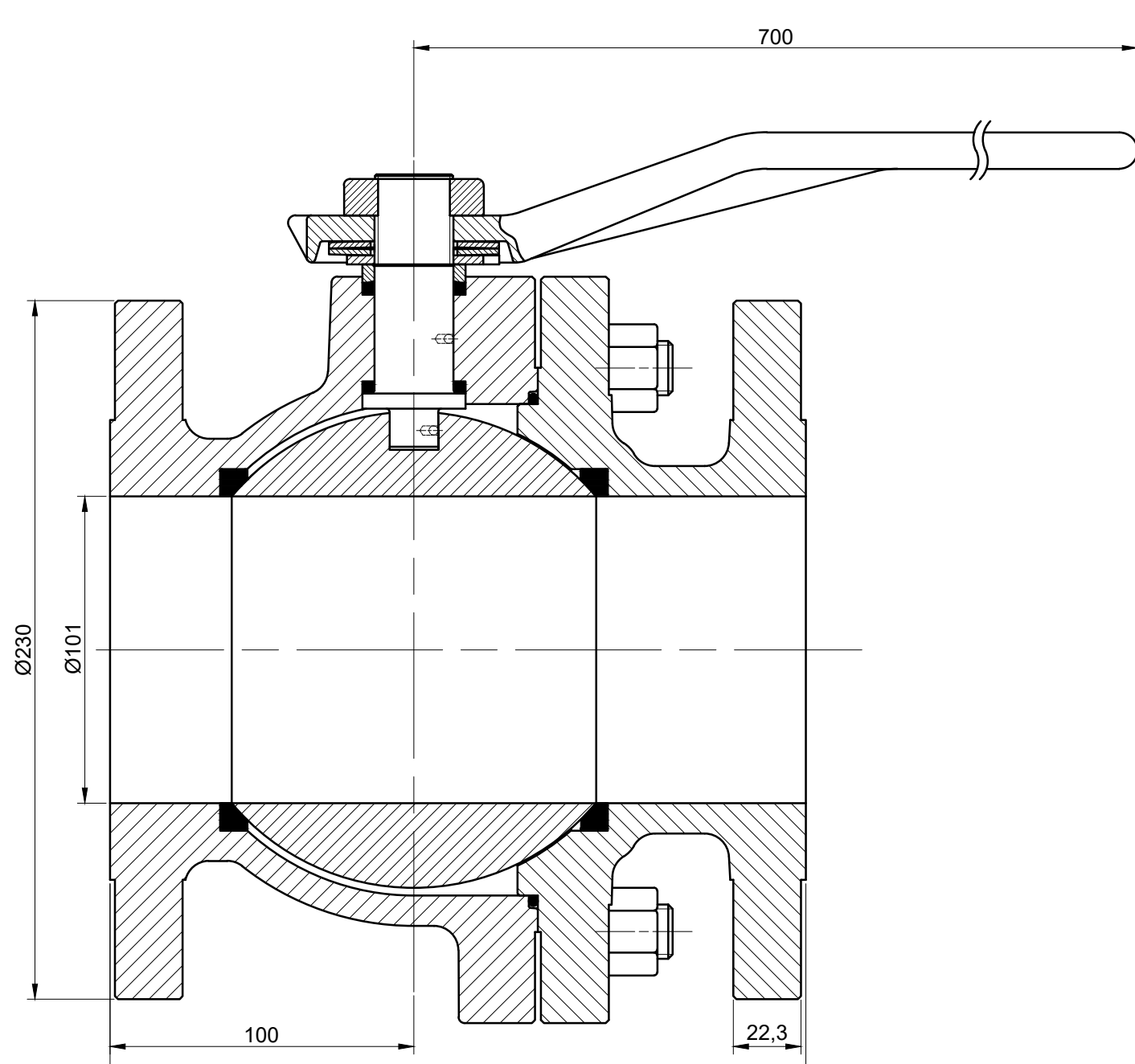
Valvula Esferica - Pasaje Total 1 1/2" Serie 150
Escala: 1:1



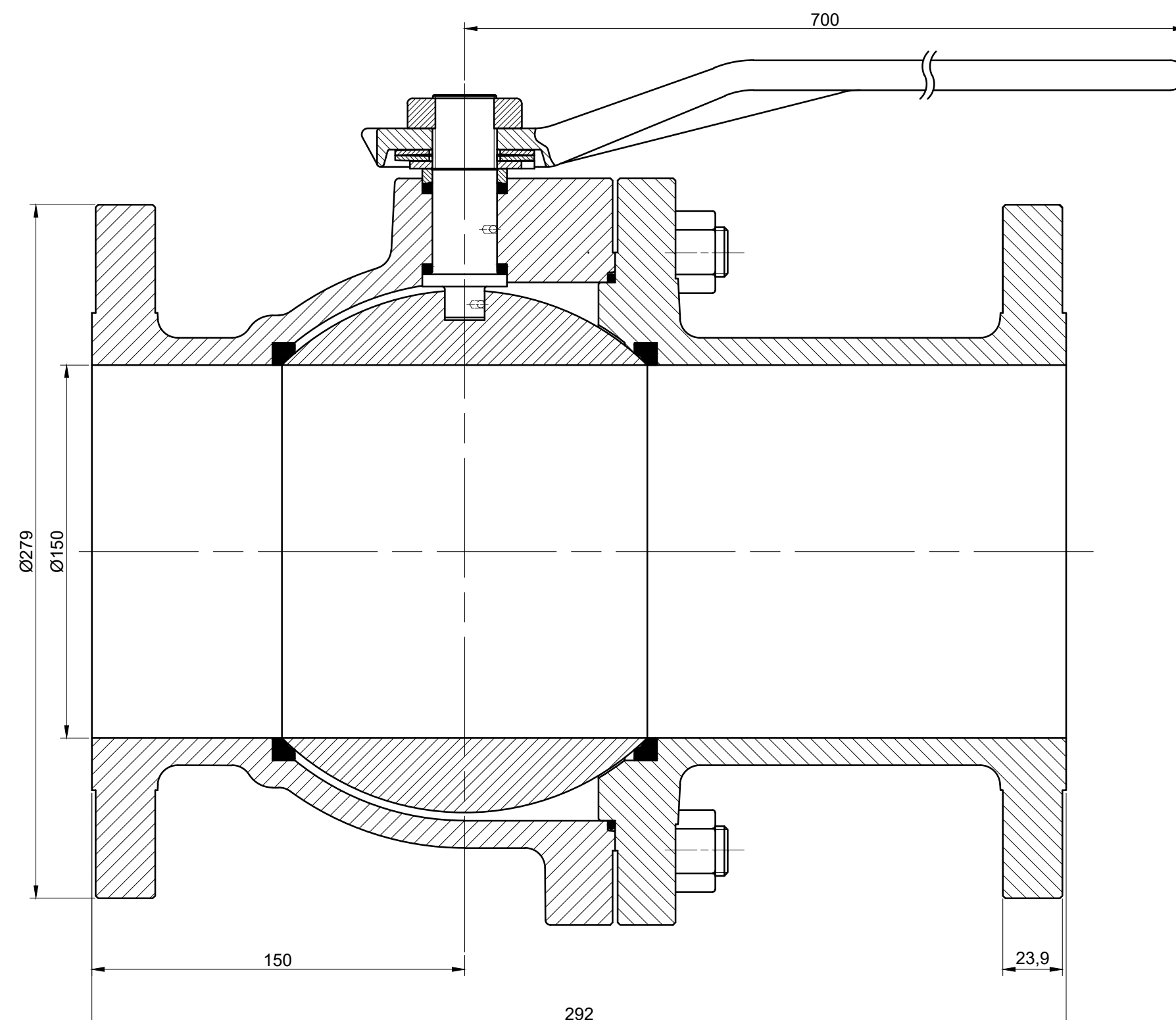
Valvula Esferica - Pasaje Total 2" Serie 150
Escala: 1:1



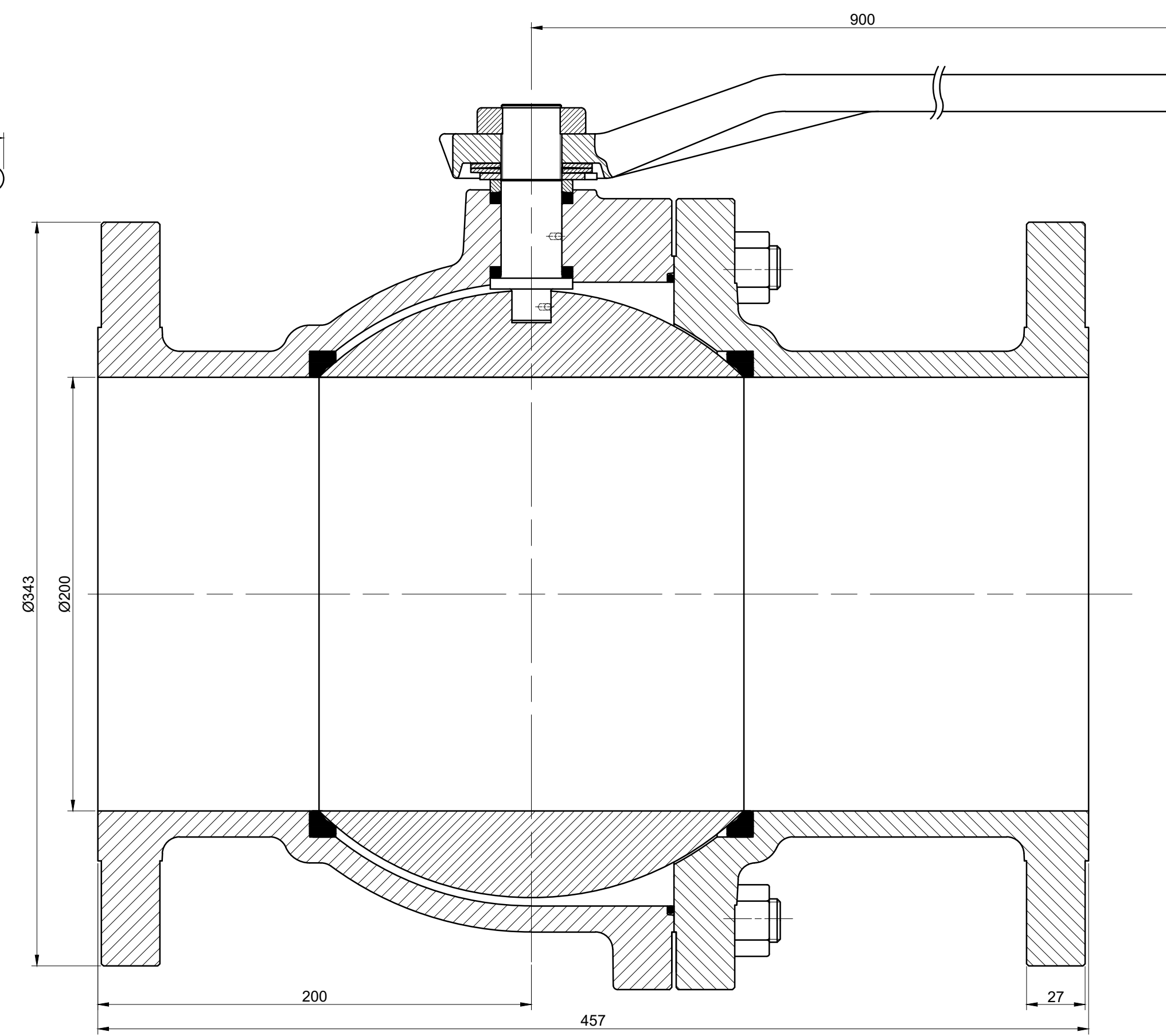
Valvula Esferica - Pasaje Total 3" Serie 150
Escala: 1:1



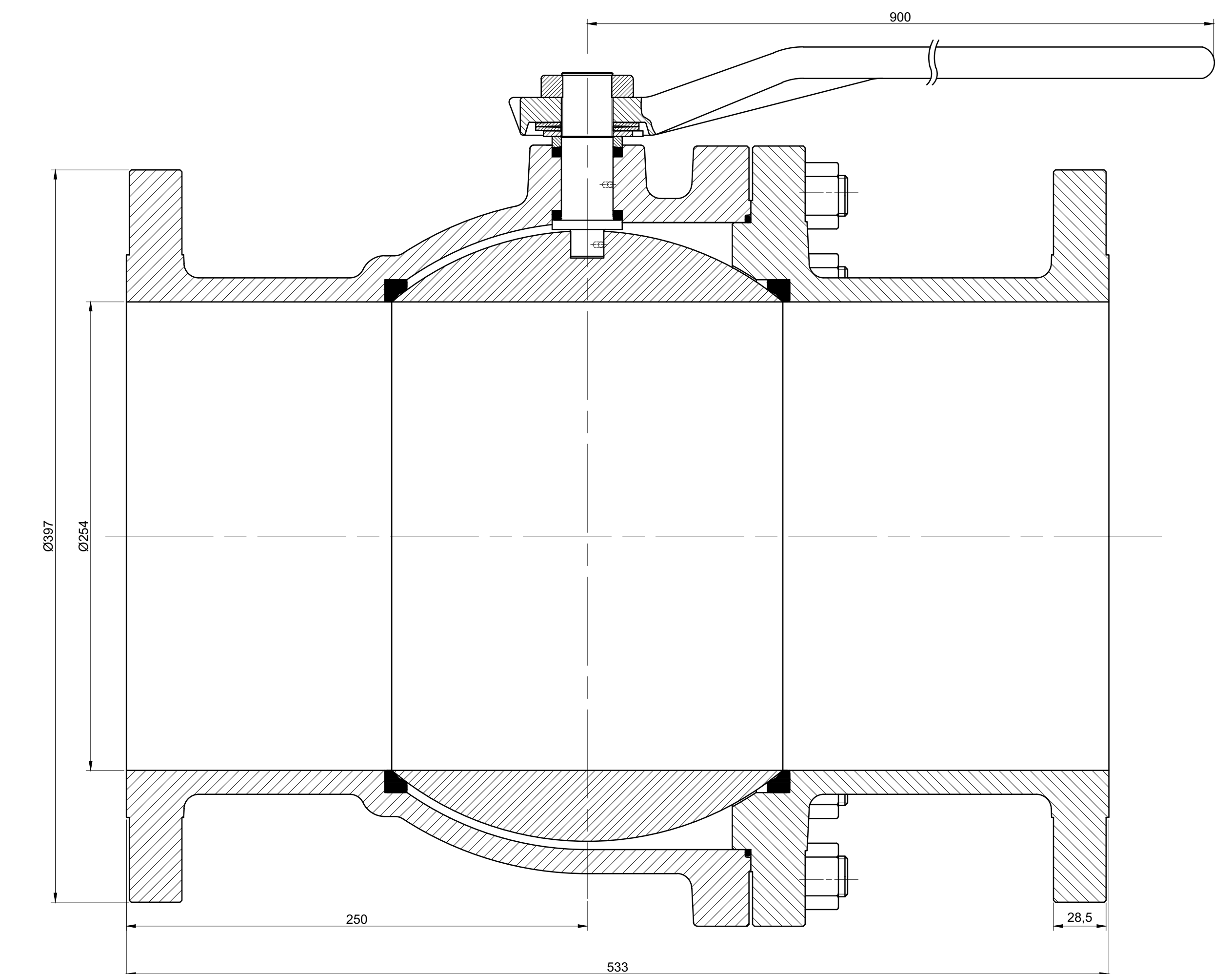
Valvula Esferica - Pasaje Total 4" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Total 6" Serie 150
Escala: 1:2

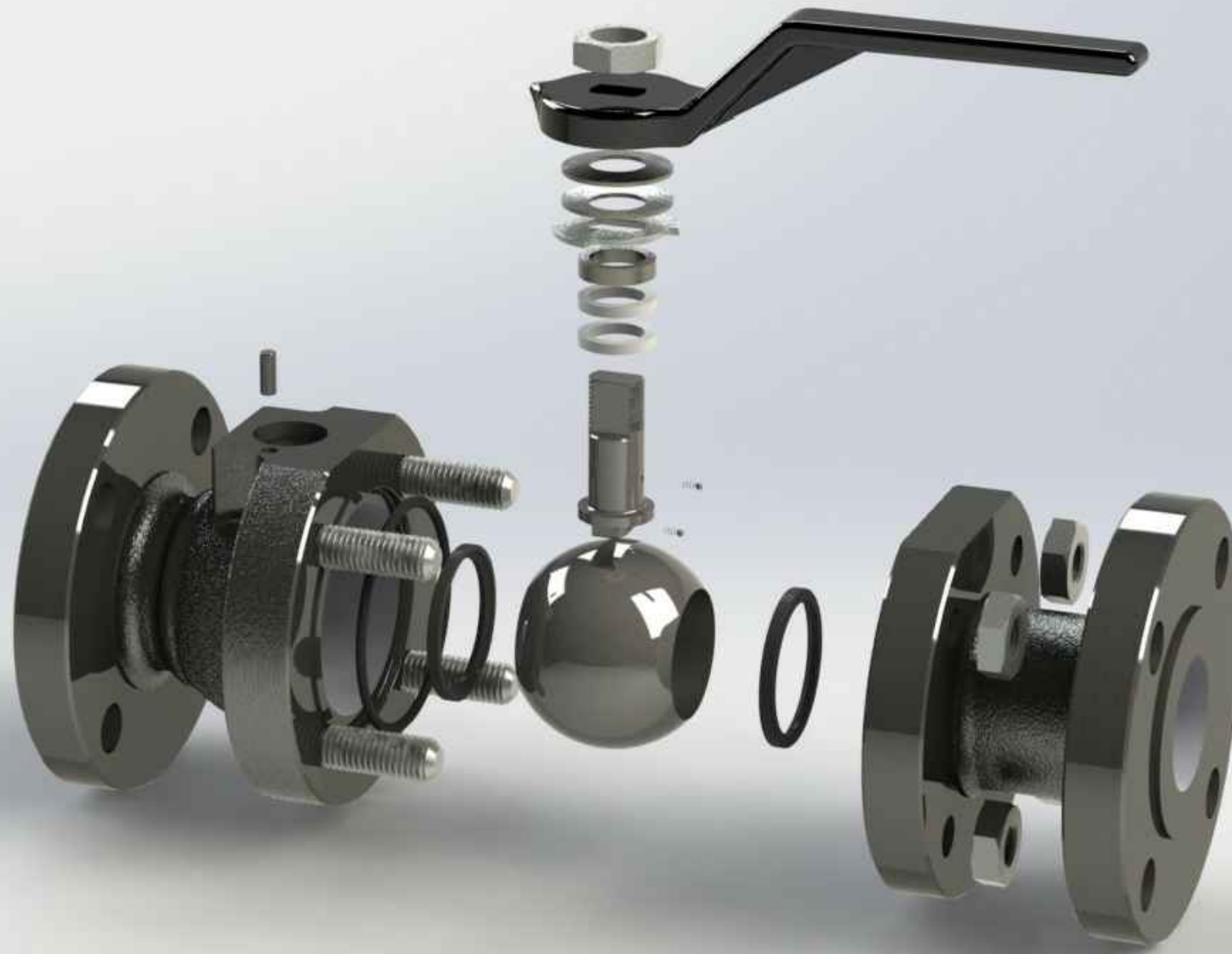


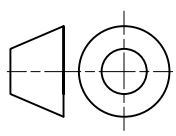
Valvula Esferica - Pasaje Total 8" Serie 150
Escala: 1:2

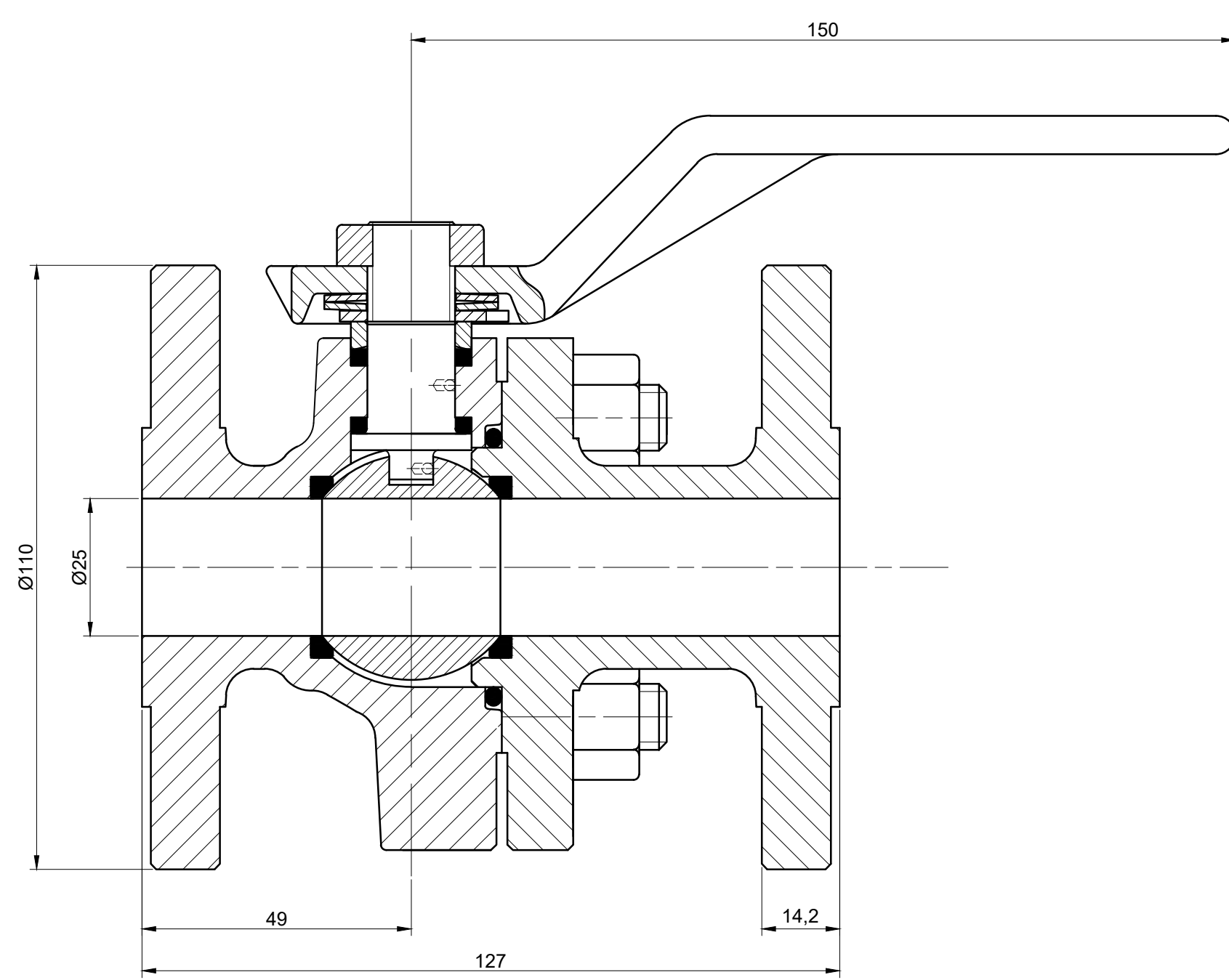


Valvula Esferica - Pasaje Total 10" Serie 150
Escala: 1:2

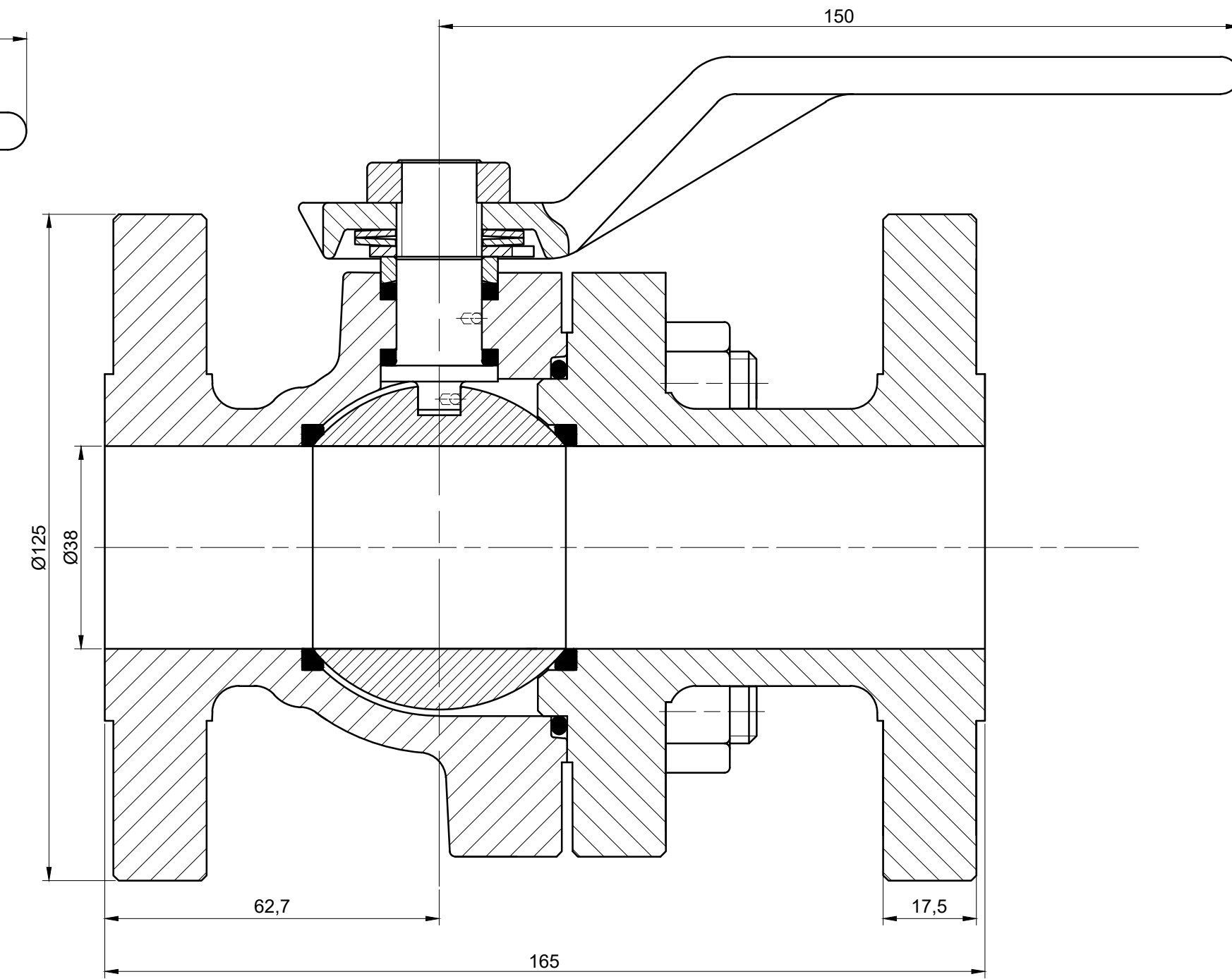
Mod	Era	Es	Autor	Rev	Fecha
			U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final		
Diseño: <i>Francisco Ortiz Paez Sefari</i>		Máquina de Serie -			Año: 2018
Reviso:		Vlv. esferica Pasaje Total Serie 150			Especificación Tec. N°
Fecha: 22/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:			Plano N°:
S/Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6			TP- 001



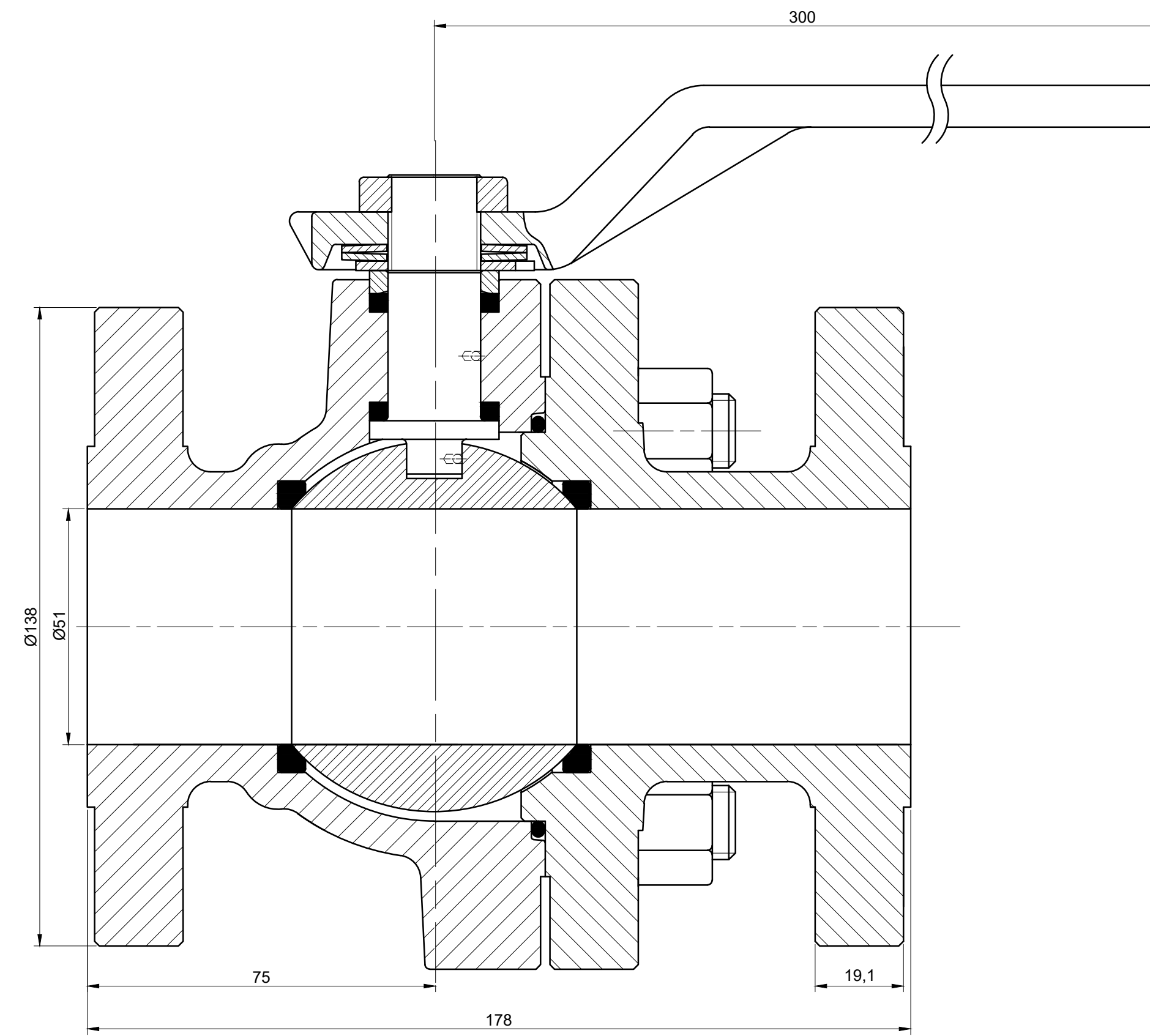
Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" Pasaje Total serie 300 - Explosion Renderizada		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 29/10/2018					
Escala: Sin escala				Tolerancias no indicadas: Longitudinales: Angulares: Rugosidad:	
				Plano N°: TP - 000	



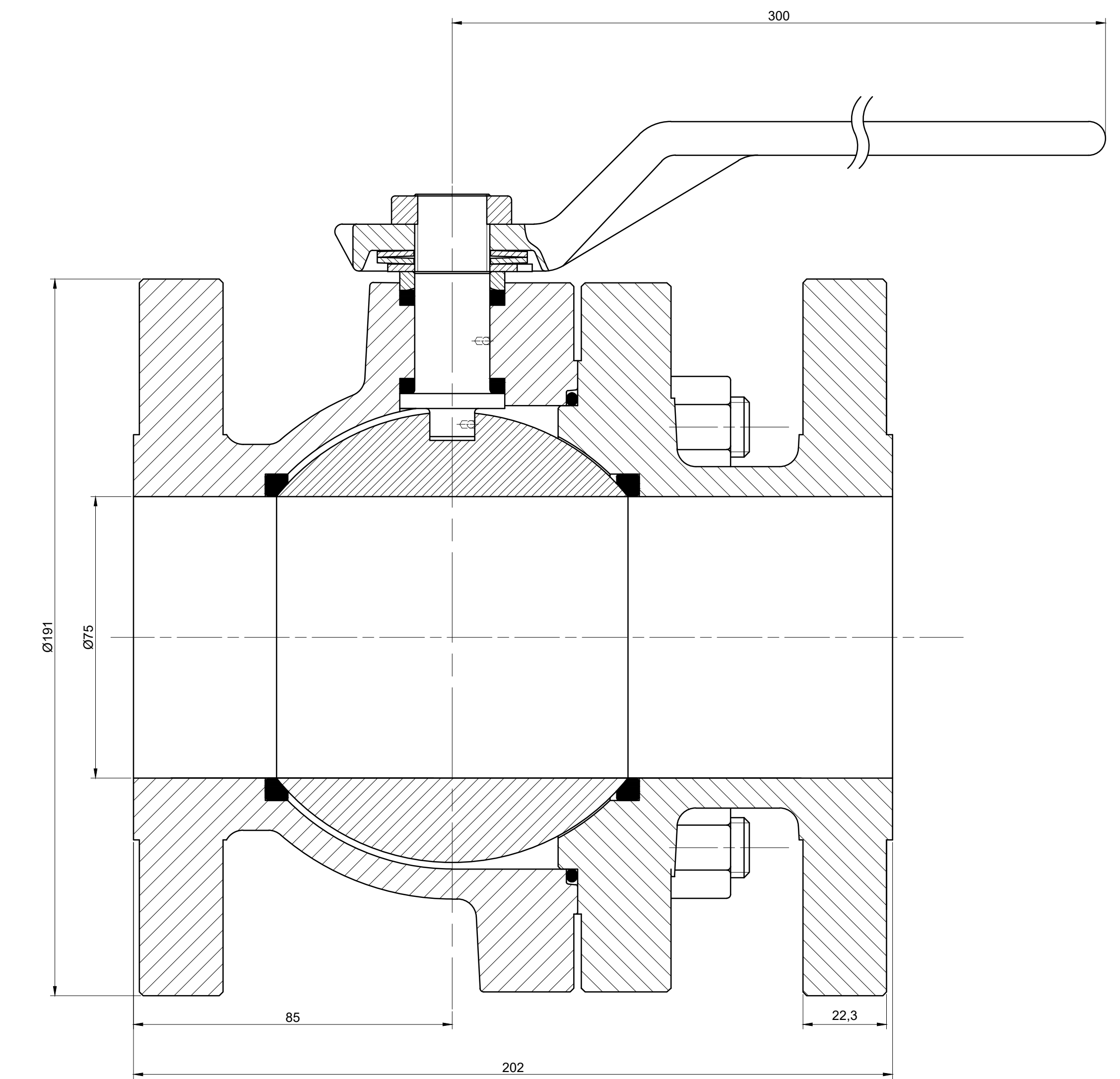
Valvula Esferica - Pasaje Total 1" Serie 150
Escala: 1:1



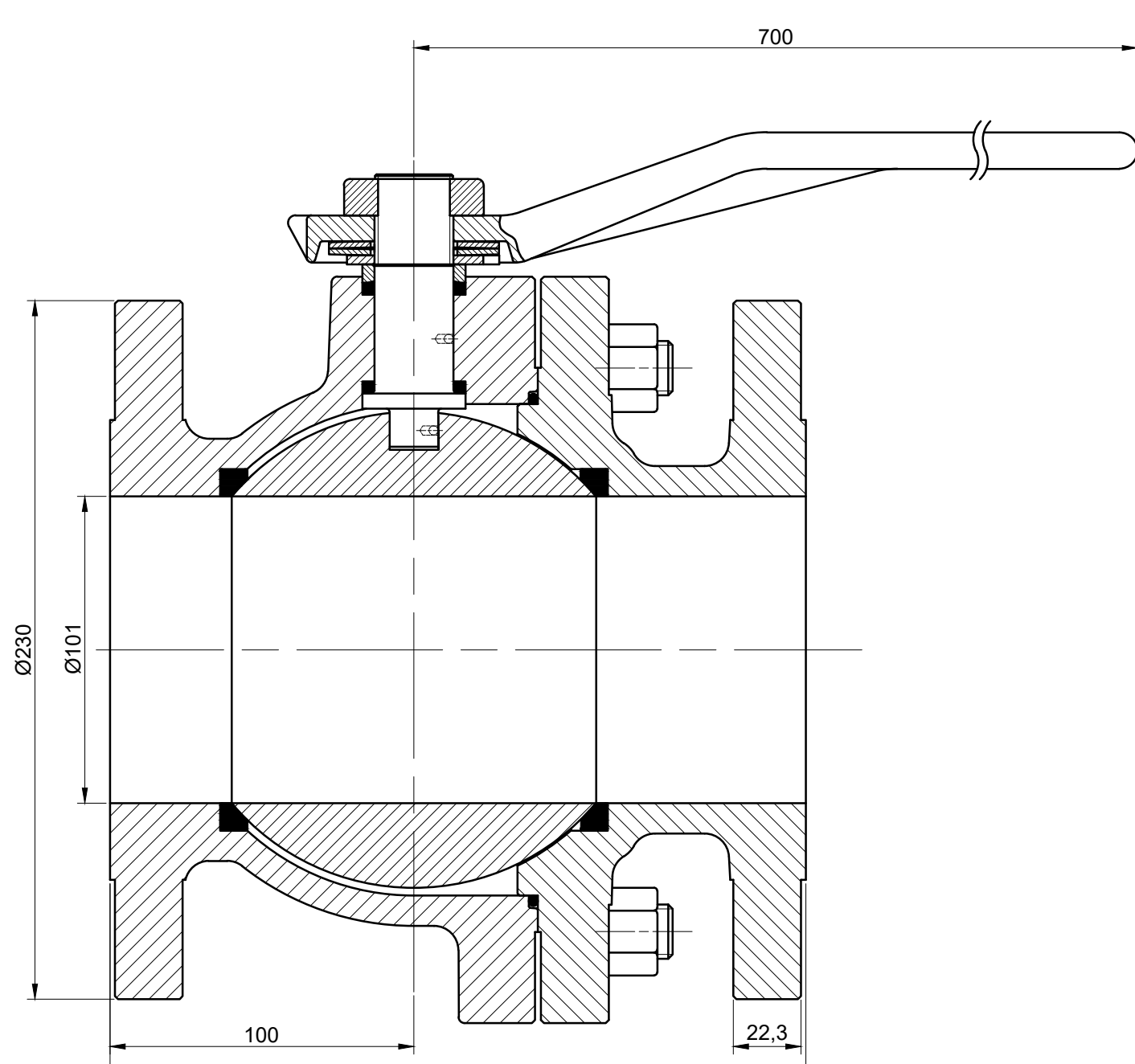
Valvula Esferica - Pasaje Total 1 1/2" Serie 150
Escala: 1:1



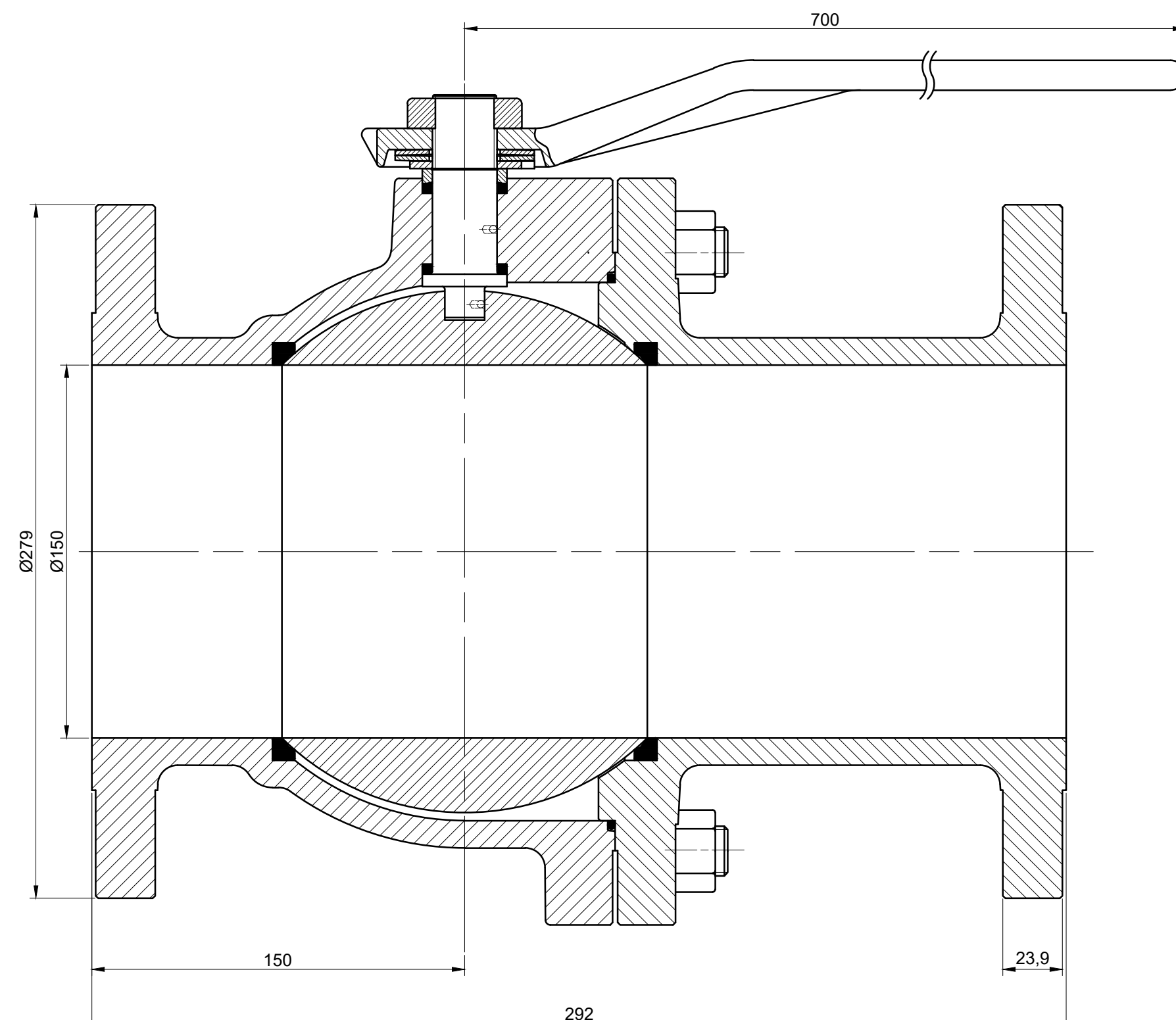
Valvula Esferica - Pasaje Total 2" Serie 150
Escala: 1:1



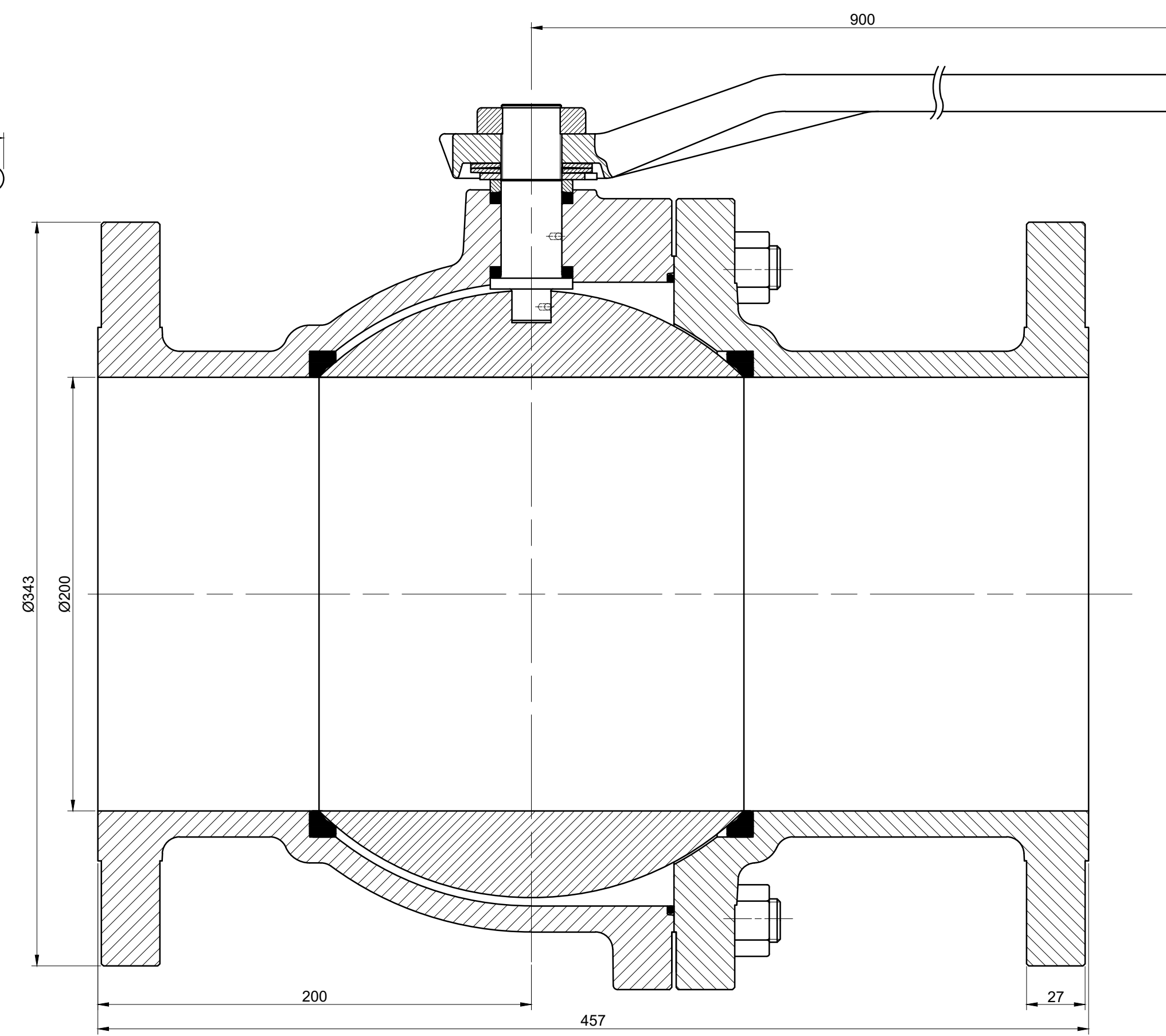
Valvula Esferica - Pasaje Total 3" Serie 150
Escala: 1:1



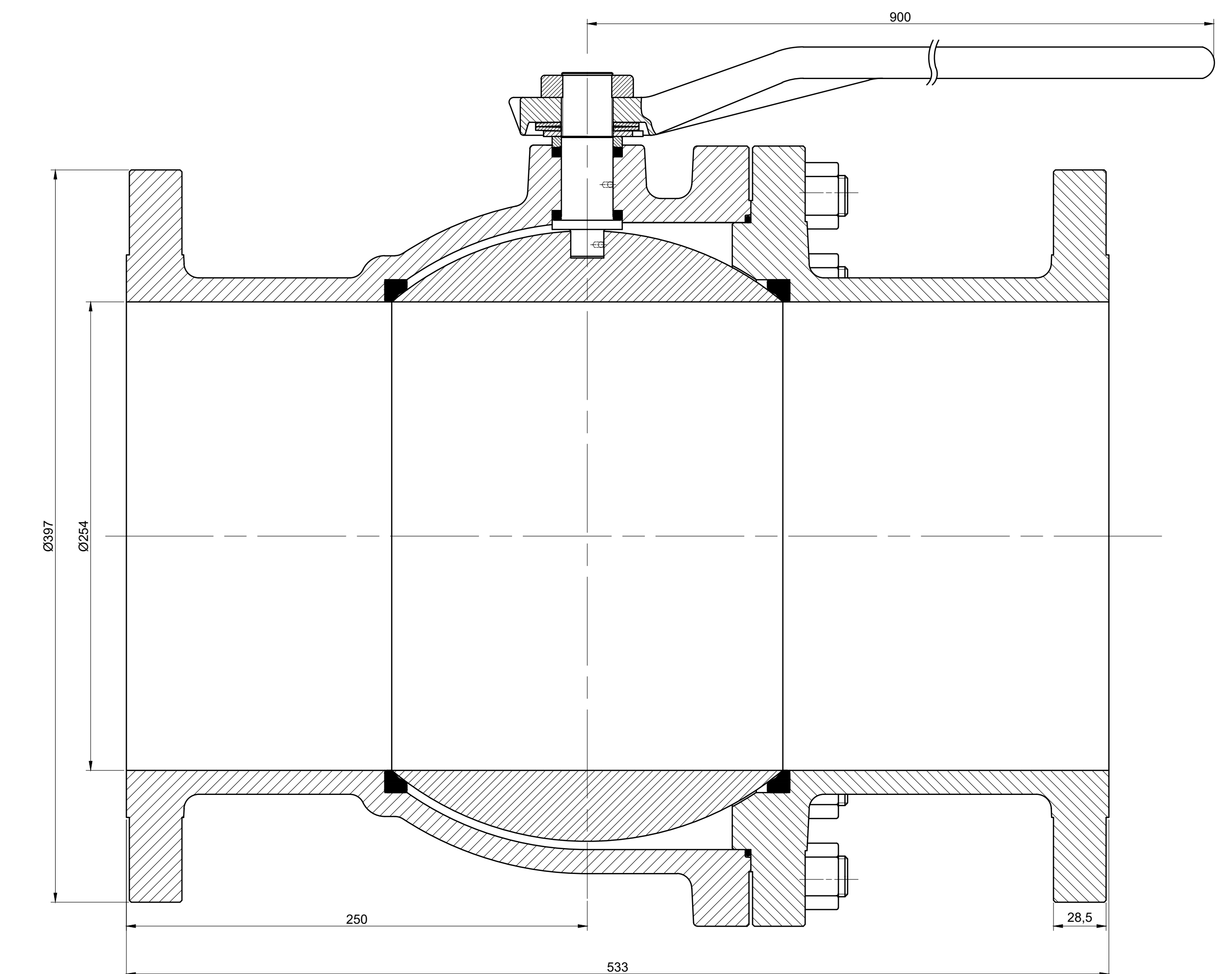
Valvula Esferica - Pasaje Total 4" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Total 6" Serie 150
Escala: 1:2

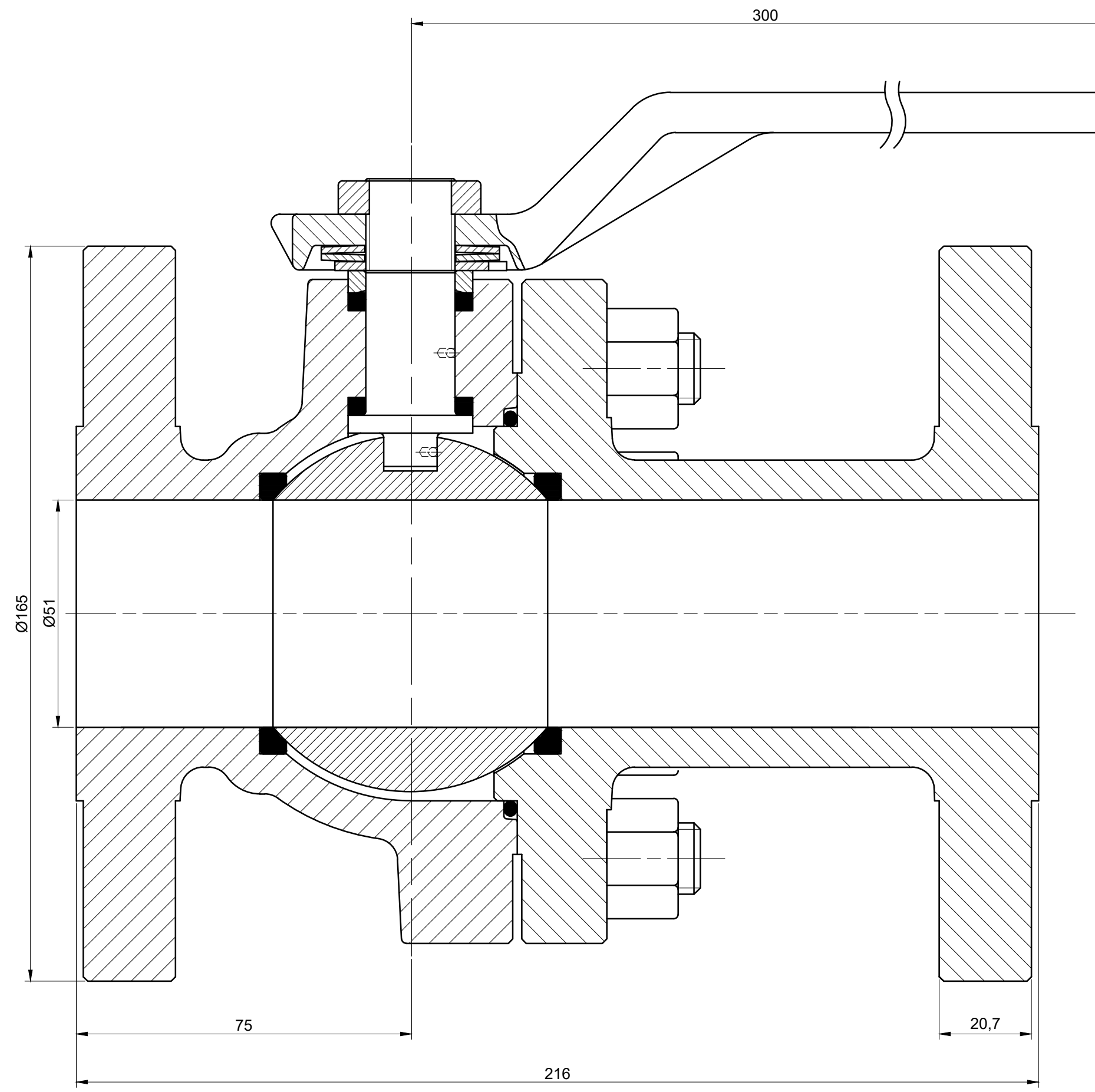


Valvula Esferica - Pasaje Total 8" Serie 150
Escala: 1:2

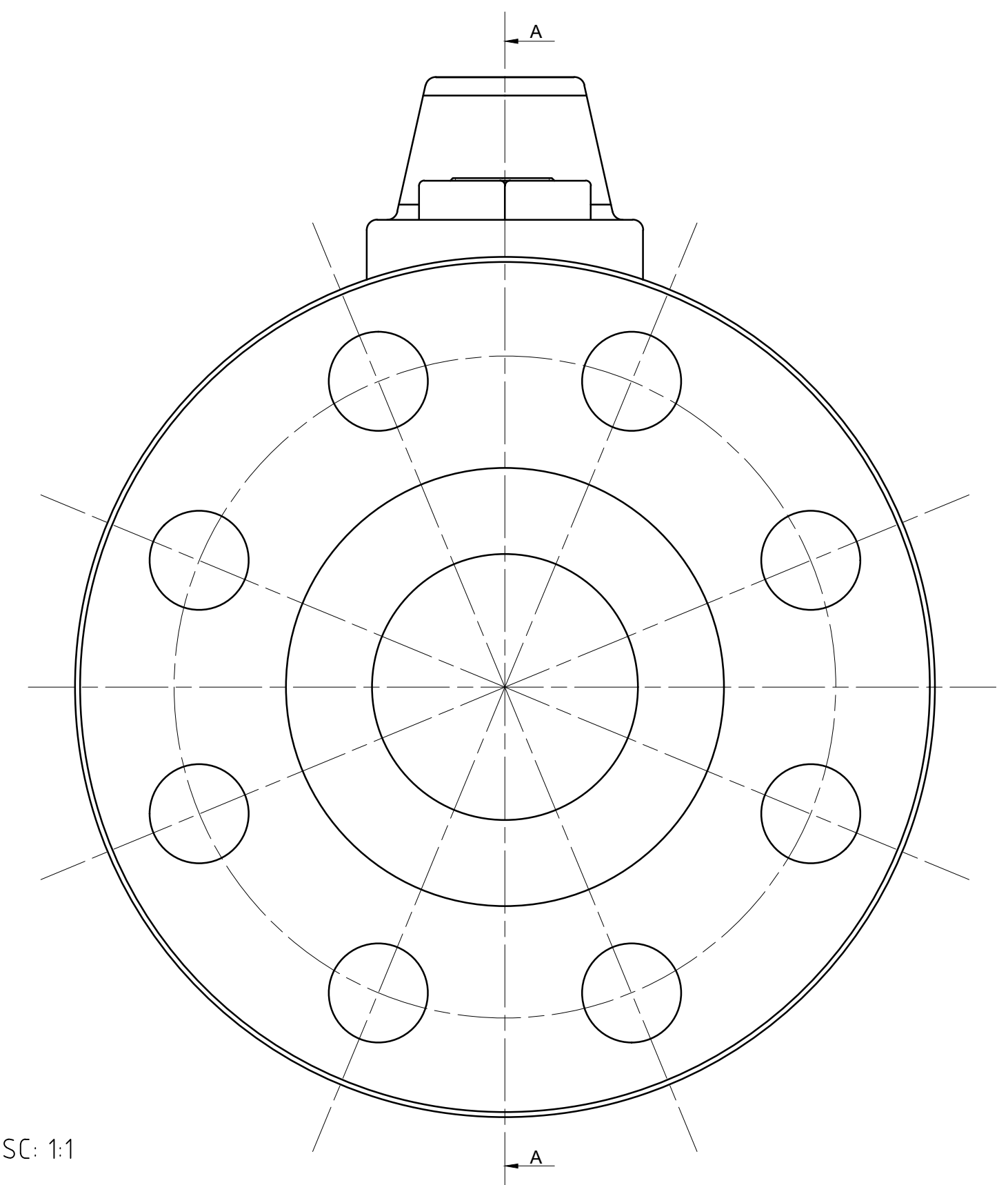


Valvula Esferica - Pasaje Total 10" Serie 150
Escala: 1:2

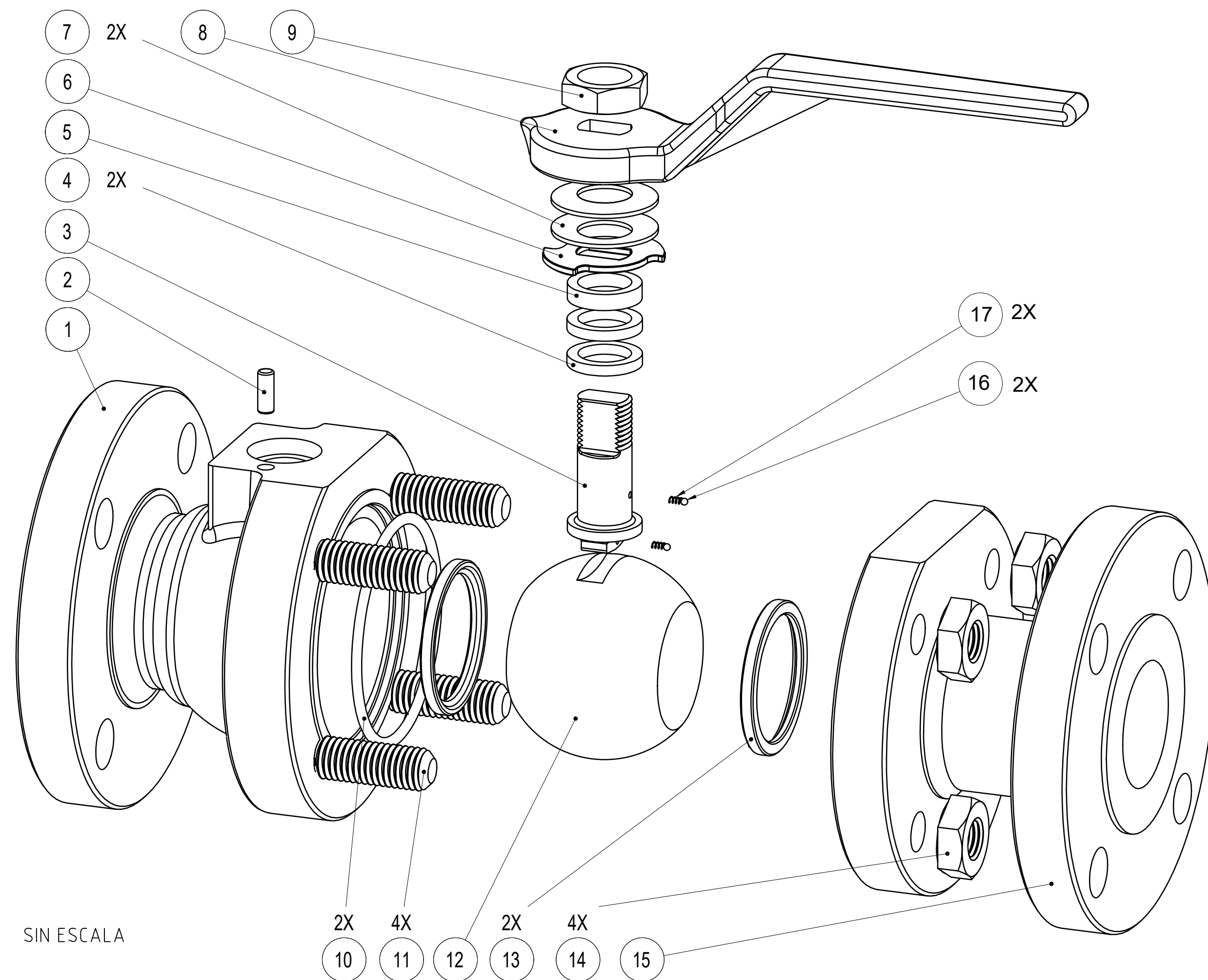
Mod	Era	Es	Autor	Rev	Fecha
			U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final		
Diseño: <i>Francisco Ortiz Paez Sefari</i>		Máquina de Serie -			Año: 2018
Reviso:		Vlv. esferica Pasaje Total Serie 150			Especificación Tec. N°
Fecha: 22/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:			Plano N°:
S/Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√			TP- 001



Corte A-A

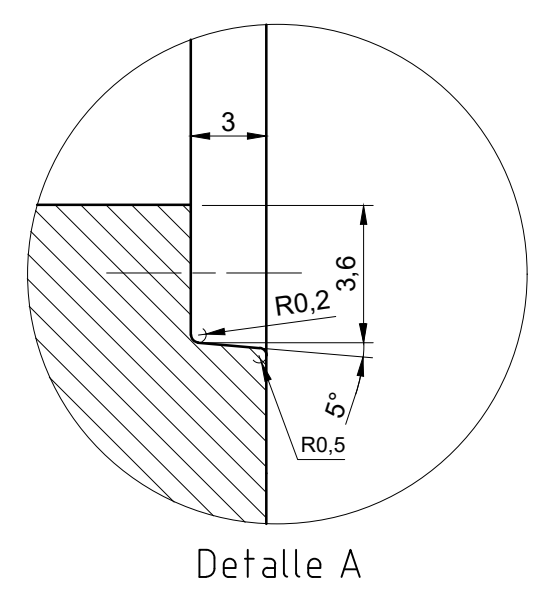
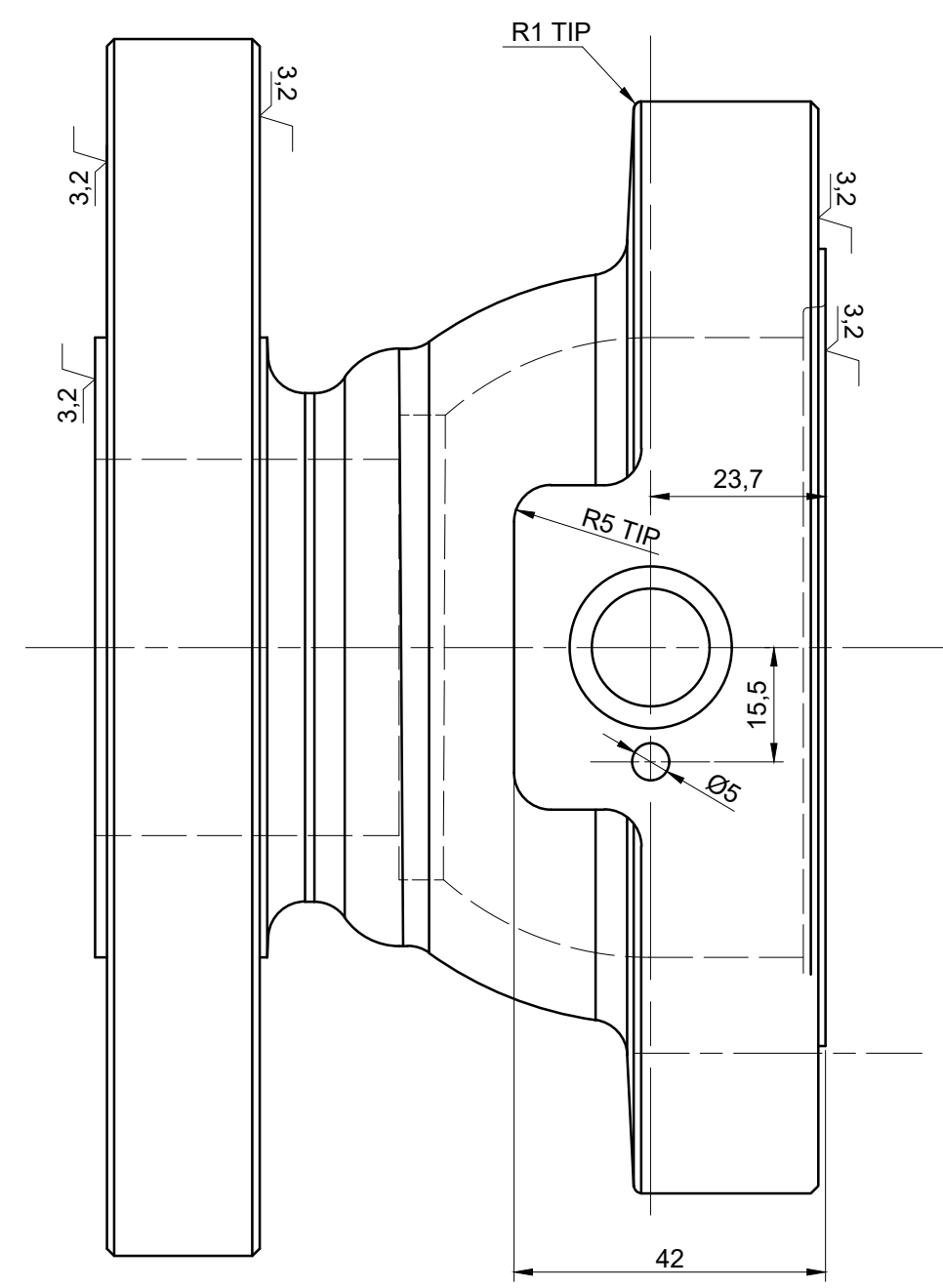
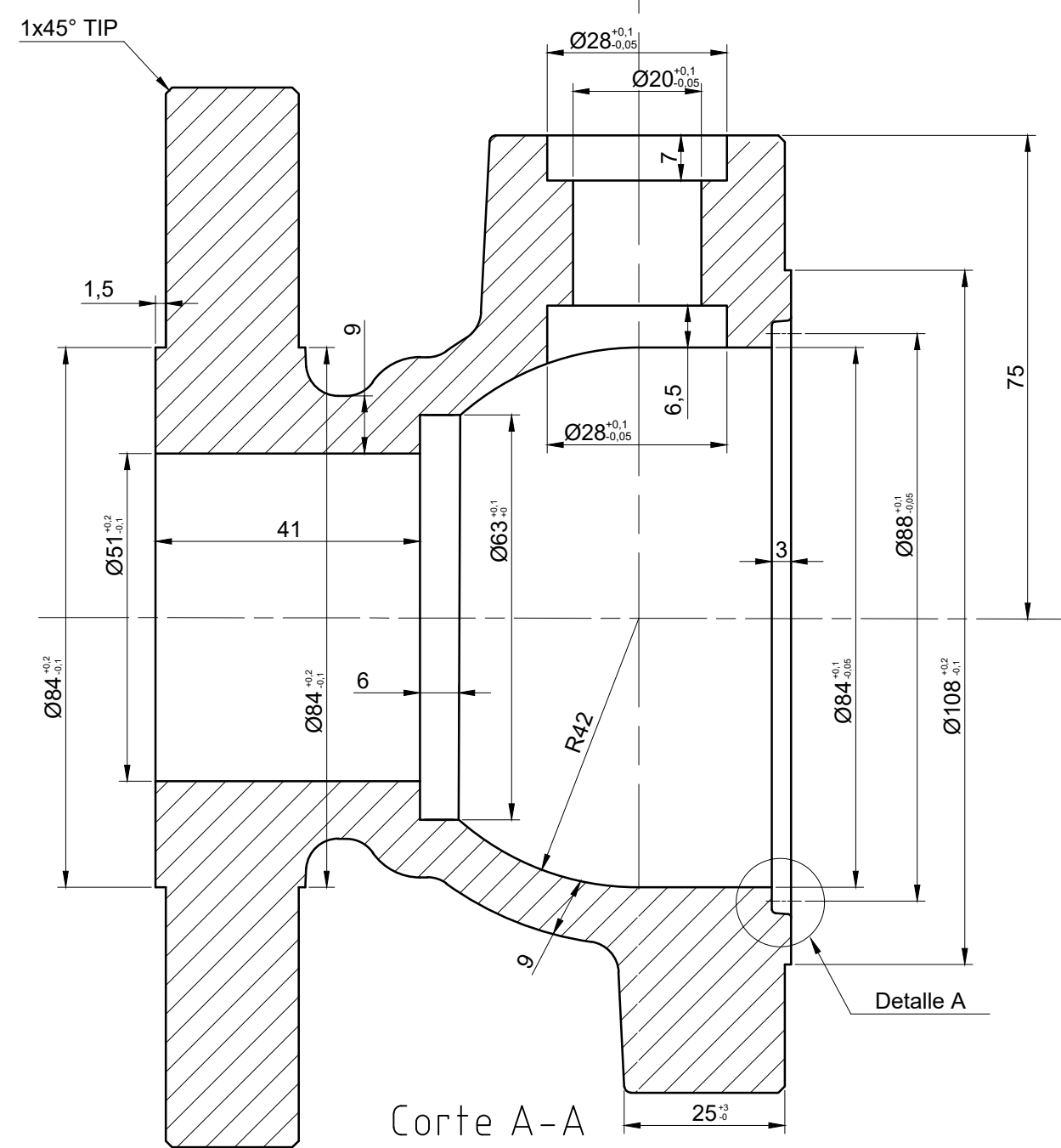
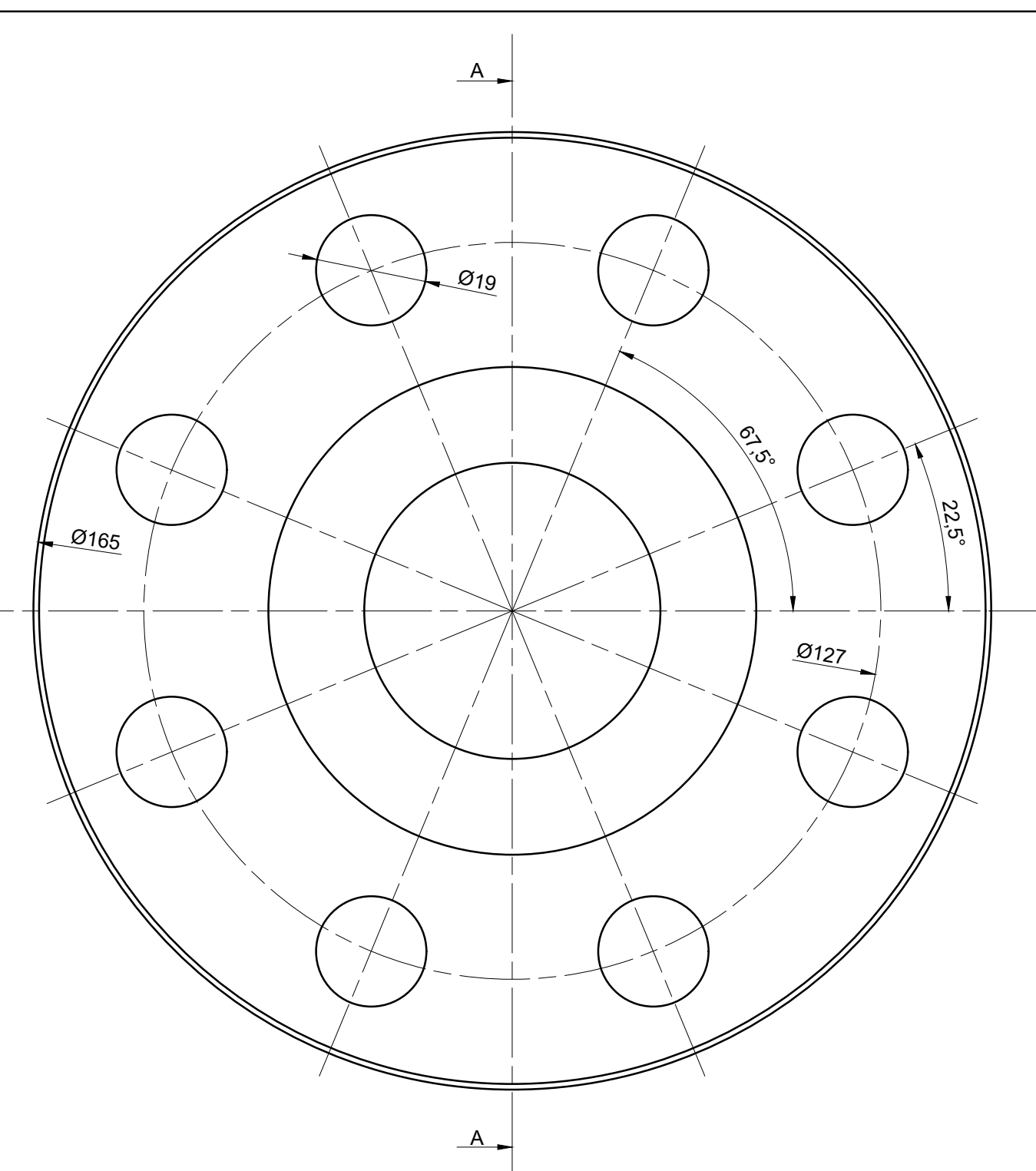
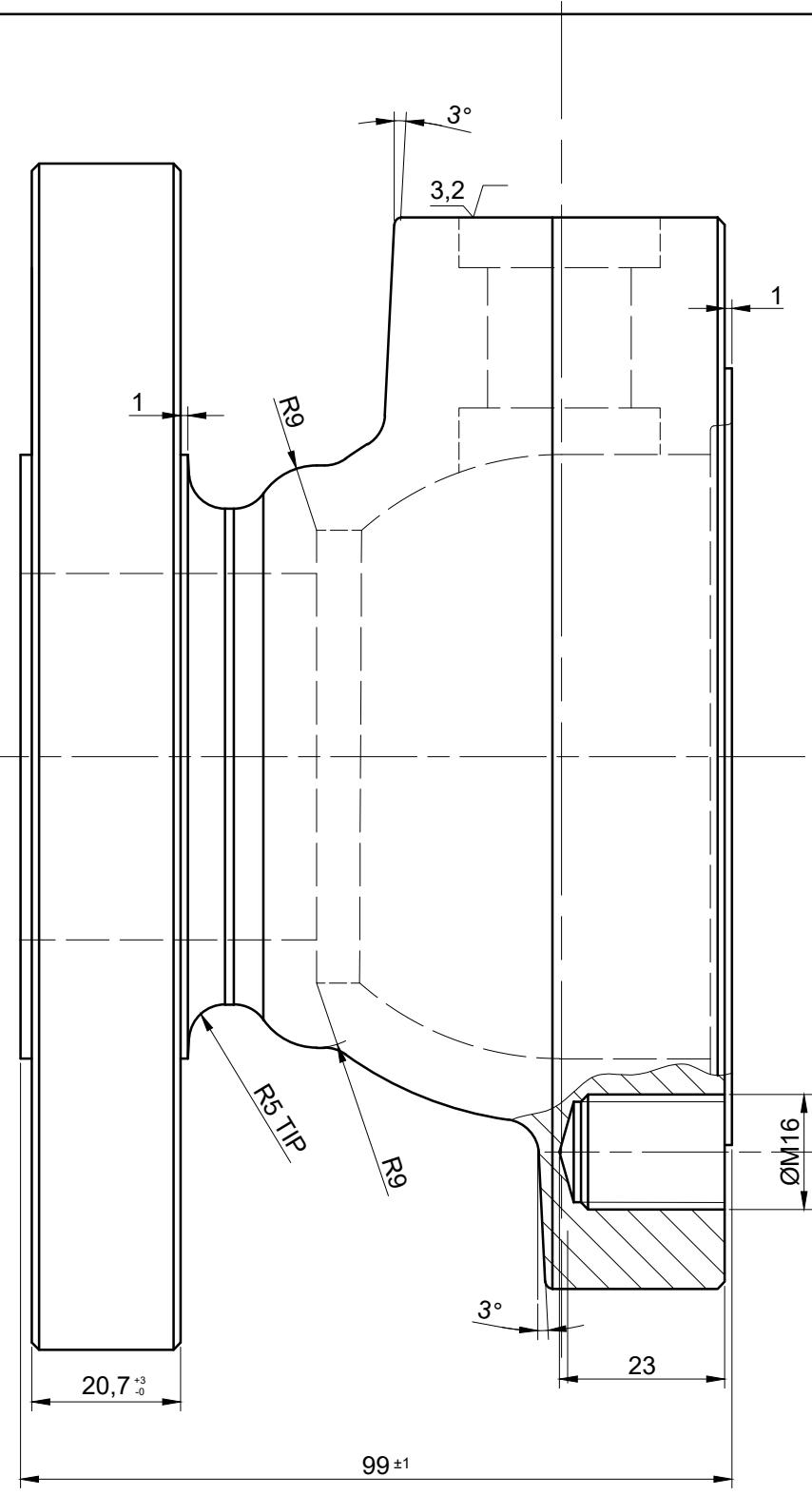
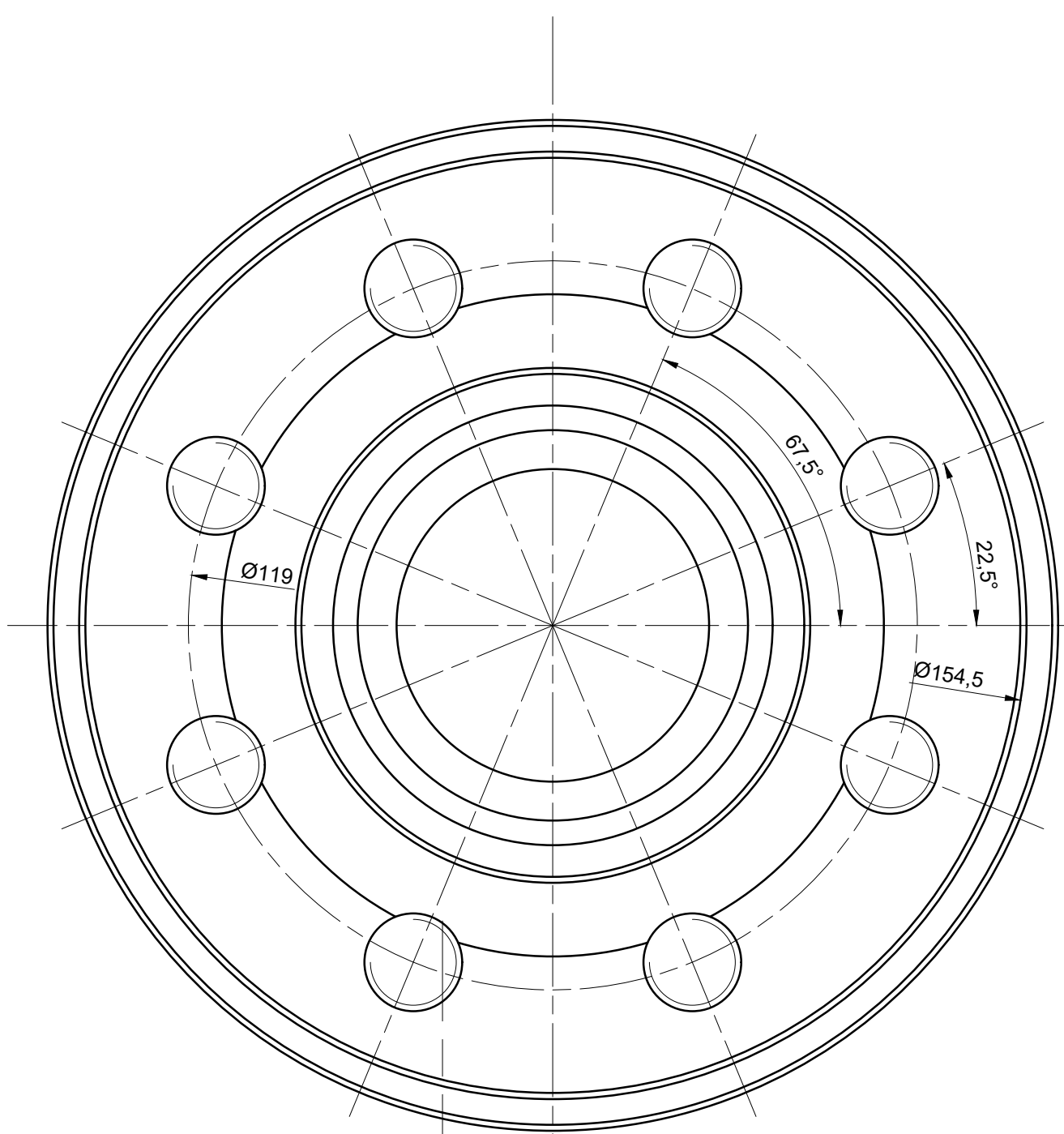


ESC: 1:1



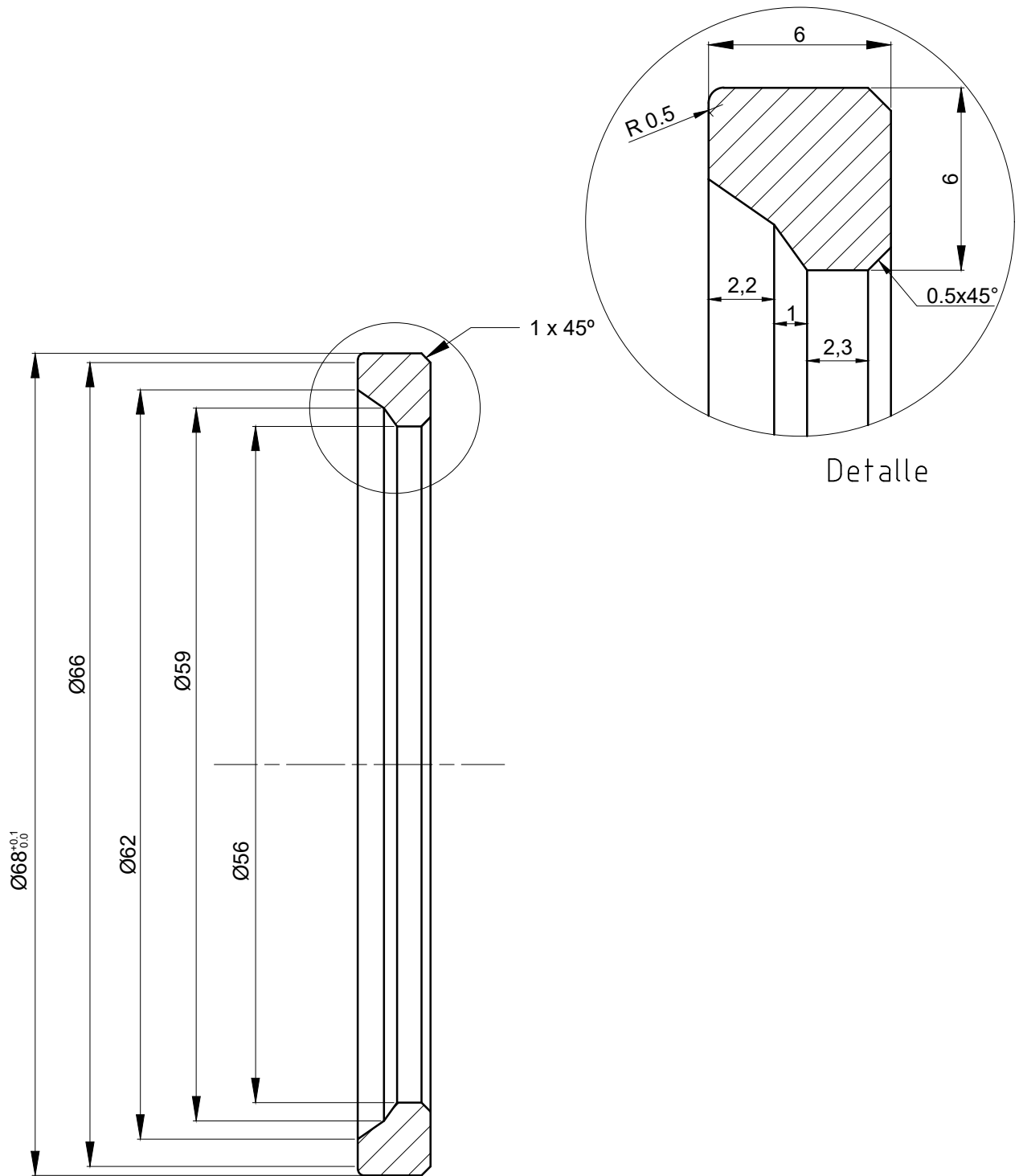
SIN ESCALA

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2"		Año: 2018	
Reviso:		Serie 300		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018					
Escalas:	Tolerancias no indicadas:		Plano N°:		
S/Plano	Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 1,6		TP2 -001		



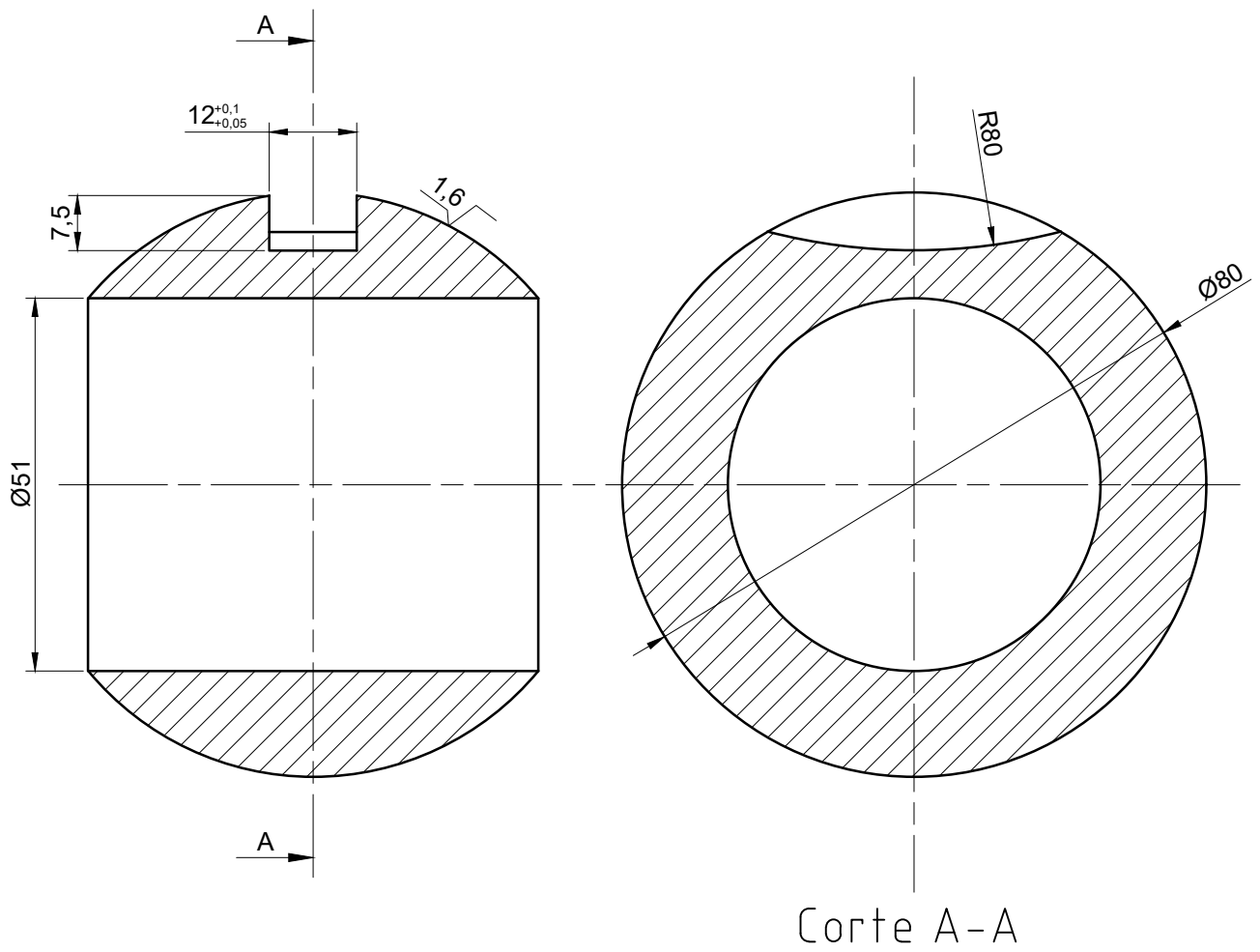
Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica		Año: 2018	
Reviso:		Pasaje Total 2" Serie 300		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 24/10/2018		Cuerpo (Parte A)			
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1		TP2 - 002	
		Angulares: ±30"			
		Rugosidad: 1,6			



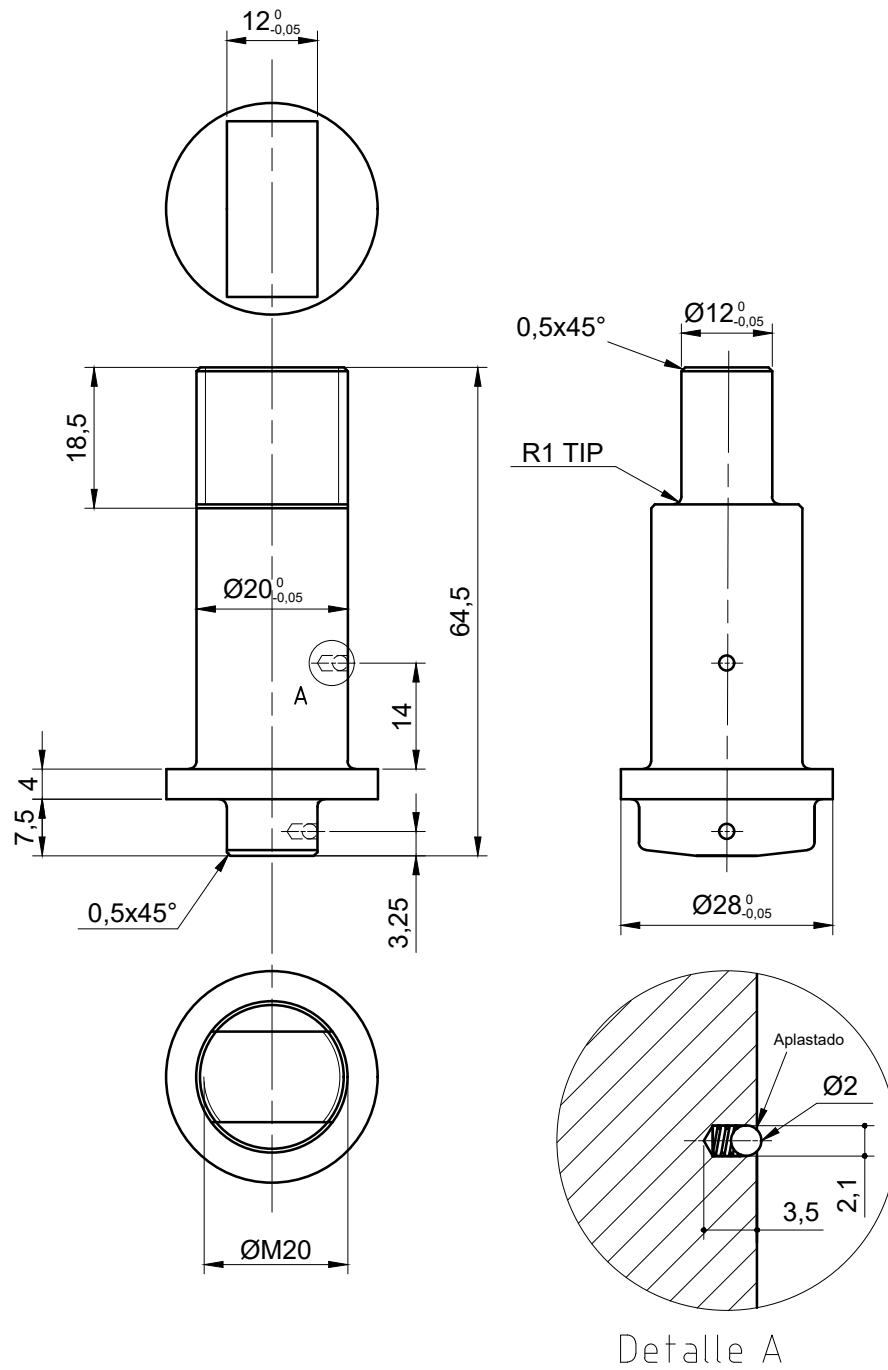
Material: PTFE + 15% Grafito

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Sello de Esfera		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6	TP2 - 004	



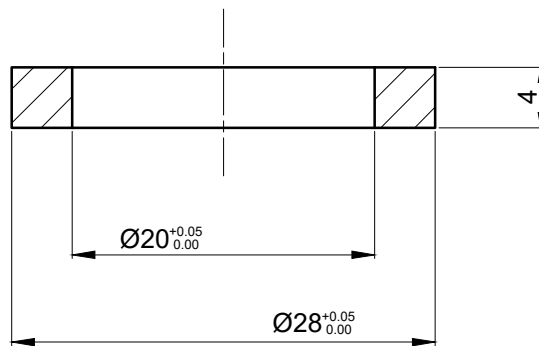
Material: Aisi 316

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Esfera		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6	TP2 - 005	



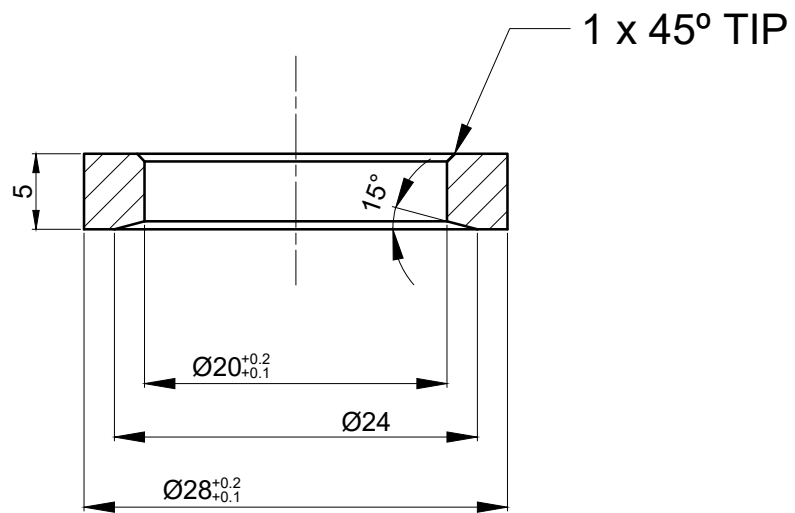
Material: AISI 316

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 2"		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:	Serie 300 - Vastago		
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP2 - 006



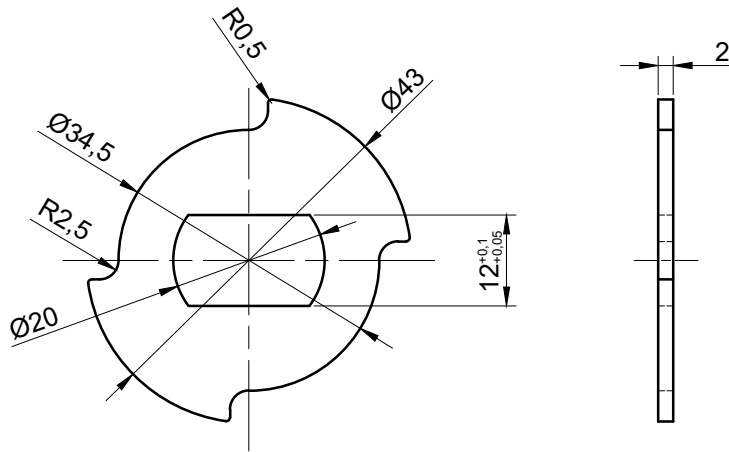
Material: PTFE

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 2"		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:	serie 300 - Sello de Teflon		
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30'' Rugosidad: 1,6√	TP2 - 007

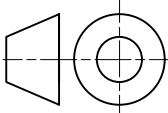


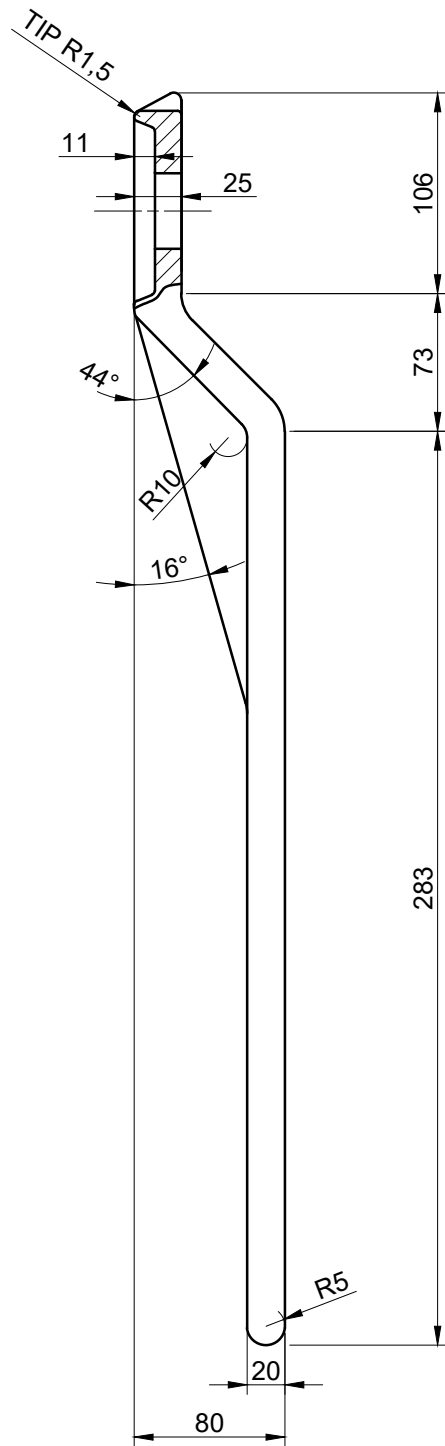
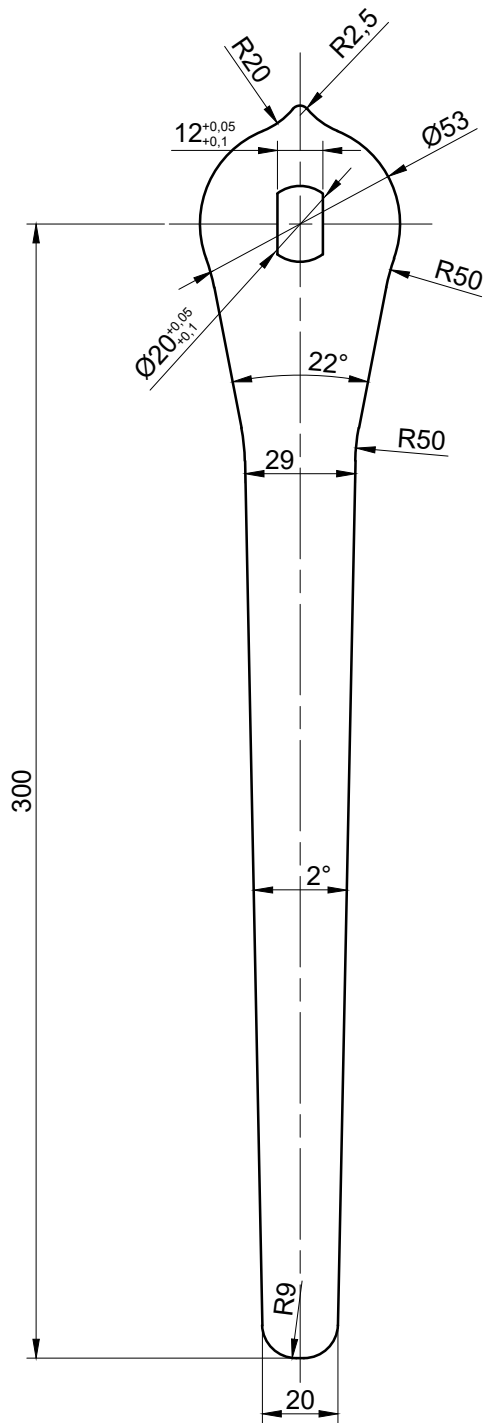
Material: IRAM 1020
 Trat. Sup.: Pasivado

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Sello de Metal		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas: 2:1		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	Plano N°: TP2 - 008



Material: IRAM 1010

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 2'' serie 300 - Chapa de Tope		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√	TP2 - 009



Material: IRAM 1020

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Manivela		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:2		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP2 - 010	

UTN - FRA ALUMNO: Francioni Roman
 Maquina en Serie - Valvulas Esfericas - Pasaje Total
 PLANO DE CONJUNTO N°:TP2 -001

LISTA DE MATERIALES

HOJA 1 DE 1

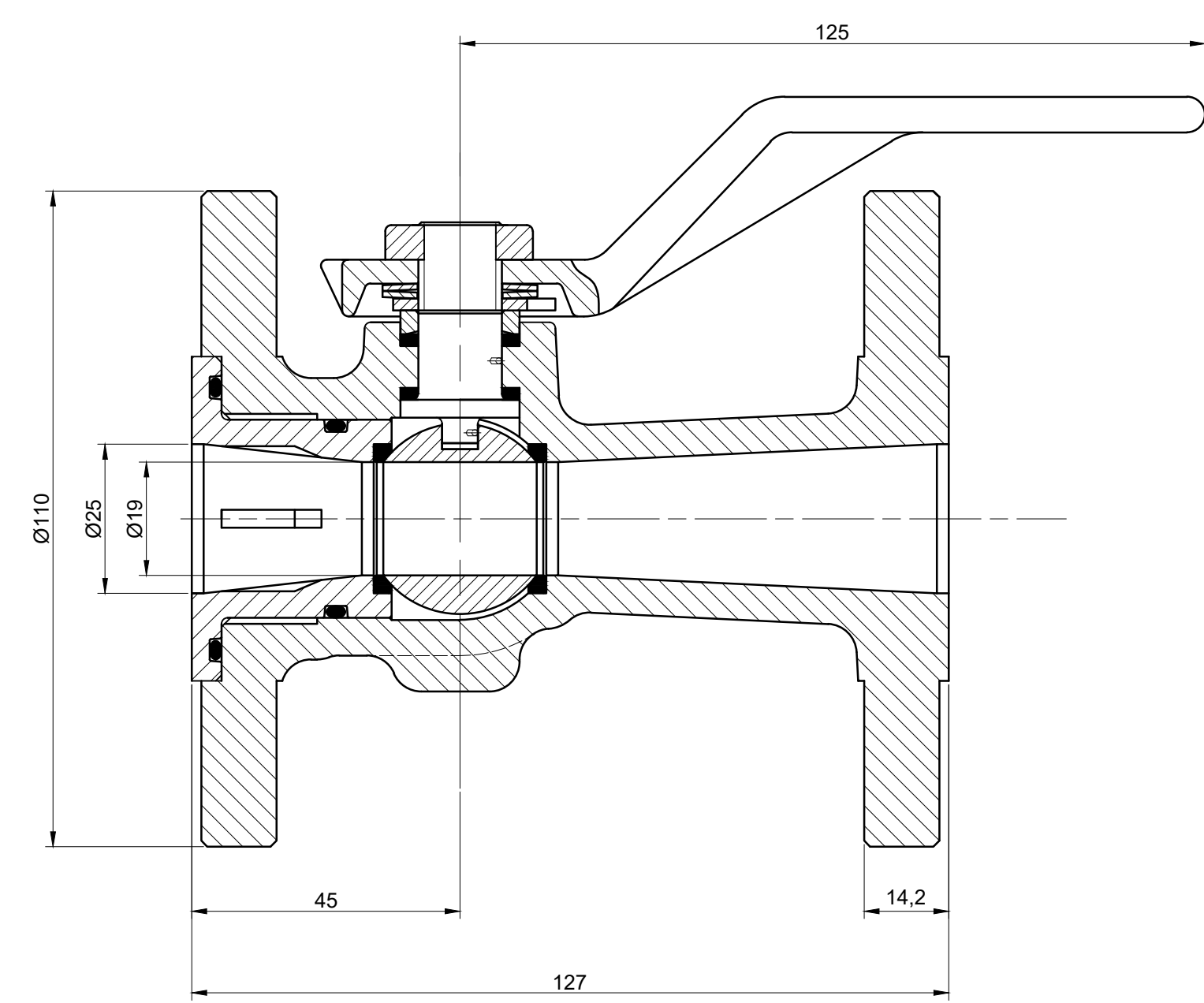
Nº	DENOMINACION	CNT.	MATERIAL	PLANO Nº	F	A	T	C	Ob.
1	Cuerpo de Valvula de 2" -Parte A	1	A216 Gr WCB	TP2 - 002			X		
2	Espina ϕ 5x10	1	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
3	Vastago ϕ =20	1	AISI 316	TP2 - 006			X		
4	Sello de Teflon ϕ_{int} =20 (p/vastago)	2	PTFE	TP2 - 007				X	
5	Arandela de sello ϕ_{int} =20 (p/vastago)	1	IRAM-IAS-1020	TP2 - 008			X		a
6	Chapa de Tope e=2	1	IRAM-IAS-1010	TP2 - 009			X		
7	Arandela Belleville ϕ_{int} =20.4 -DIN 2093	2	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
8	Manivela de Valvula de 2" L=300	1	IRAM-IAS-1020	TP2 - 010			X		
9	Tuerca ϕ M20 h=7,5	1	IRAM-IAS-1040	Catalogo				X	
10	O´ring Parker N° 2-237 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
11	Esparrago ϕ M16 L=65	8	ASTM A193 B7	Catalogo				X	
12	Esfera ϕ_{int} =51	1	AISI 316	TP2 - 005			X		
13	Sello de Teflon (p/esfera)	2	PTFE+15% Grafito	TP2 - 004			X		
14	Tuerca ϕ M16	8	ASTM A194 2H	Catalogo				X	
15	Cuerpo de Valvula de 2" -Parte B	1	A216 Gr WCB	TP2 - 003			X		
16	Esfera Antiestatica ϕ =2	2	AISI 316	-			X		
17	Resorte ϕ_{int} =2 L=4	2	AISI 316	Catalogo				X	

Ob. a: Tratamiento superficial de Pasivado

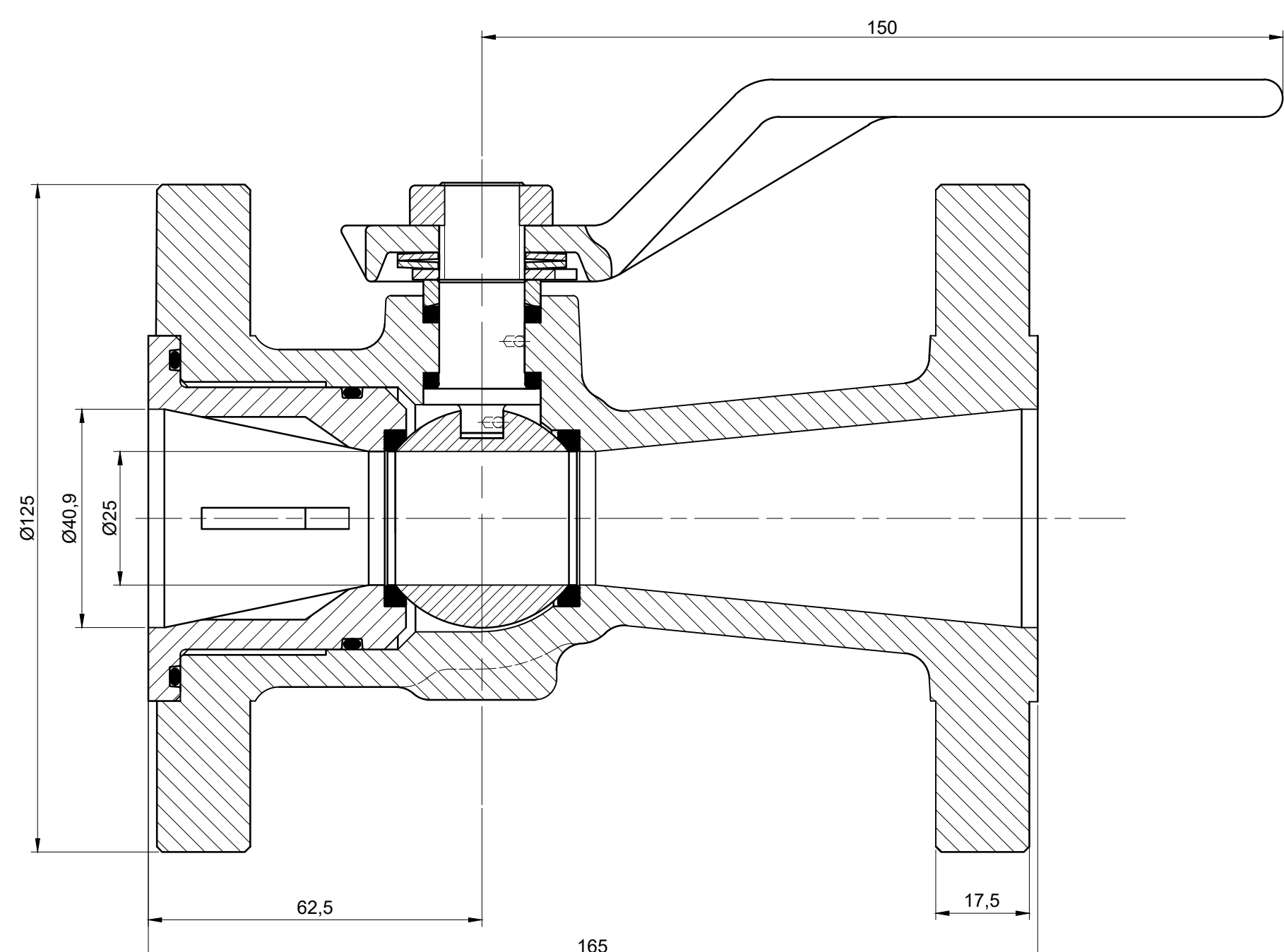
Proy.:

Aprob.:

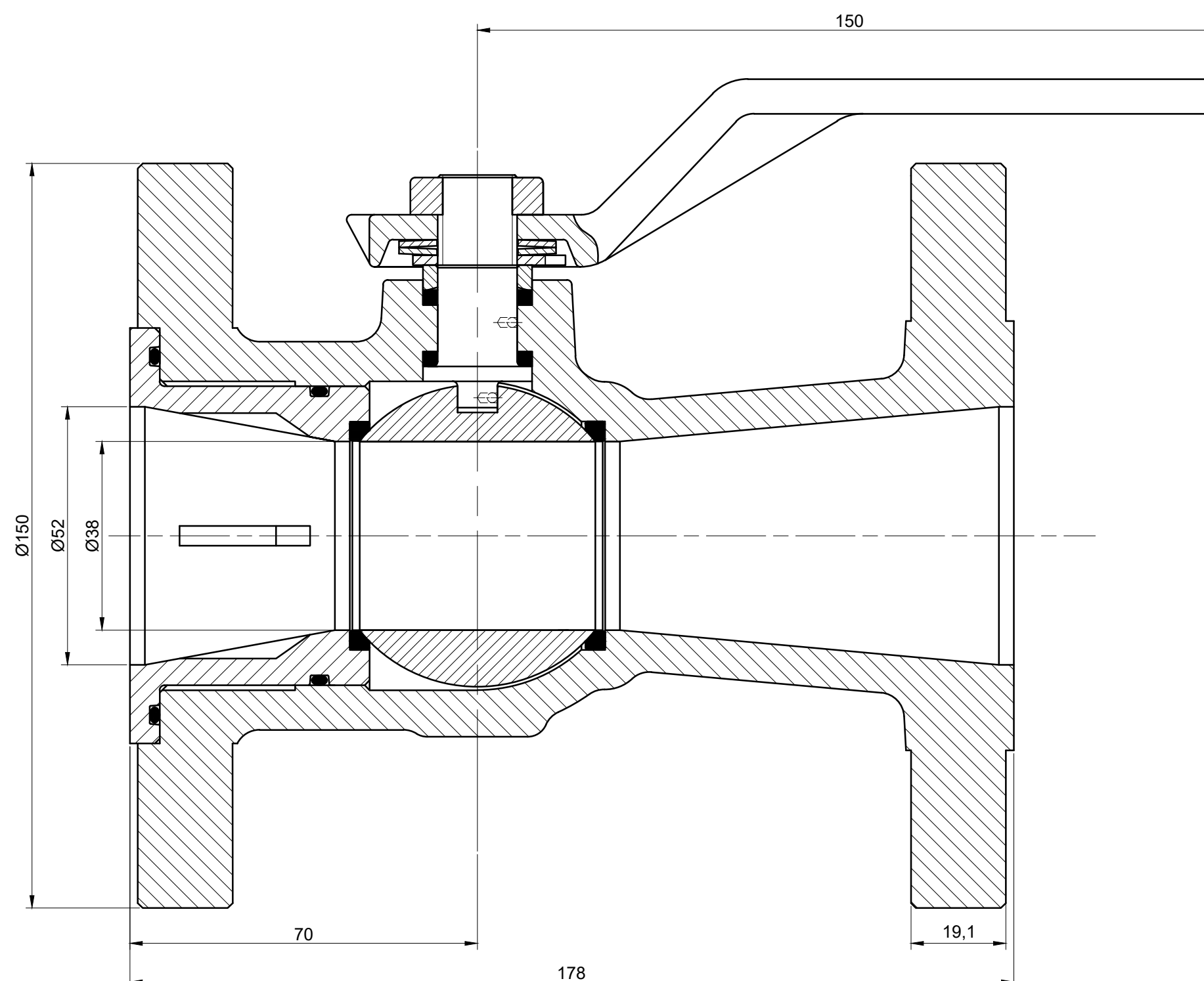
Fecha:



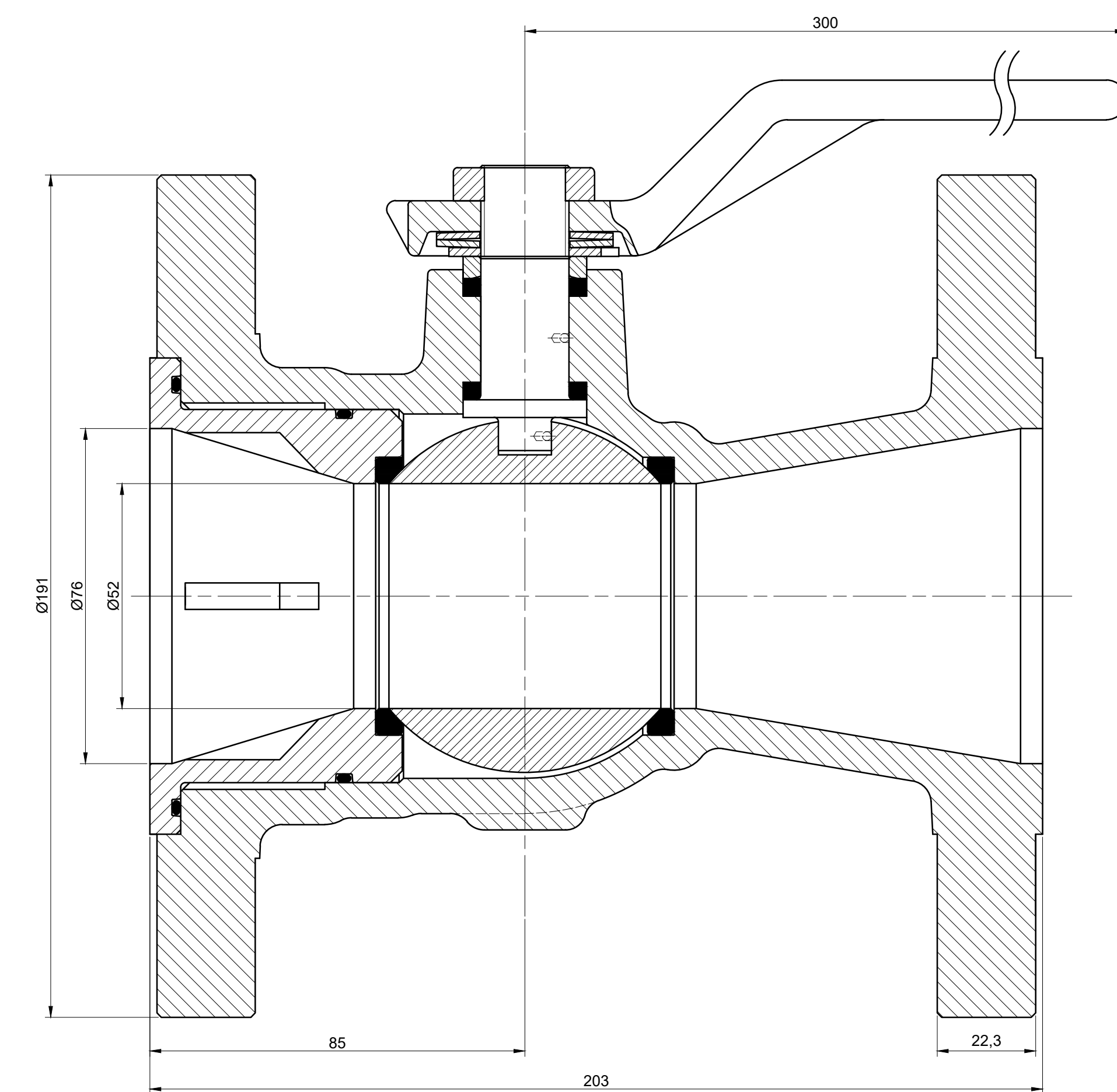
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 1" Serie 150
Escala: 1:1



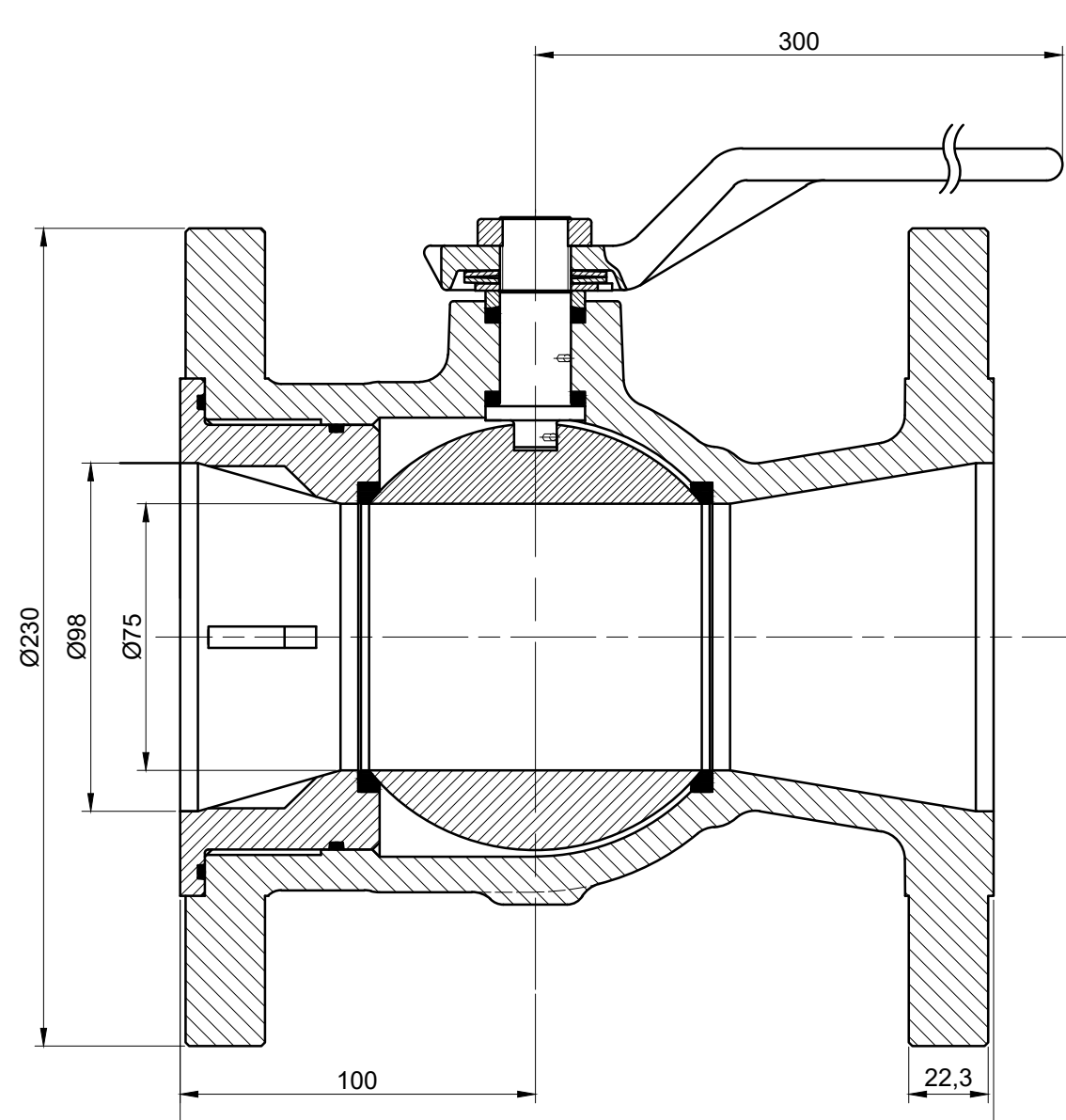
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 1 1/2" Serie 150
Escala: 1:1



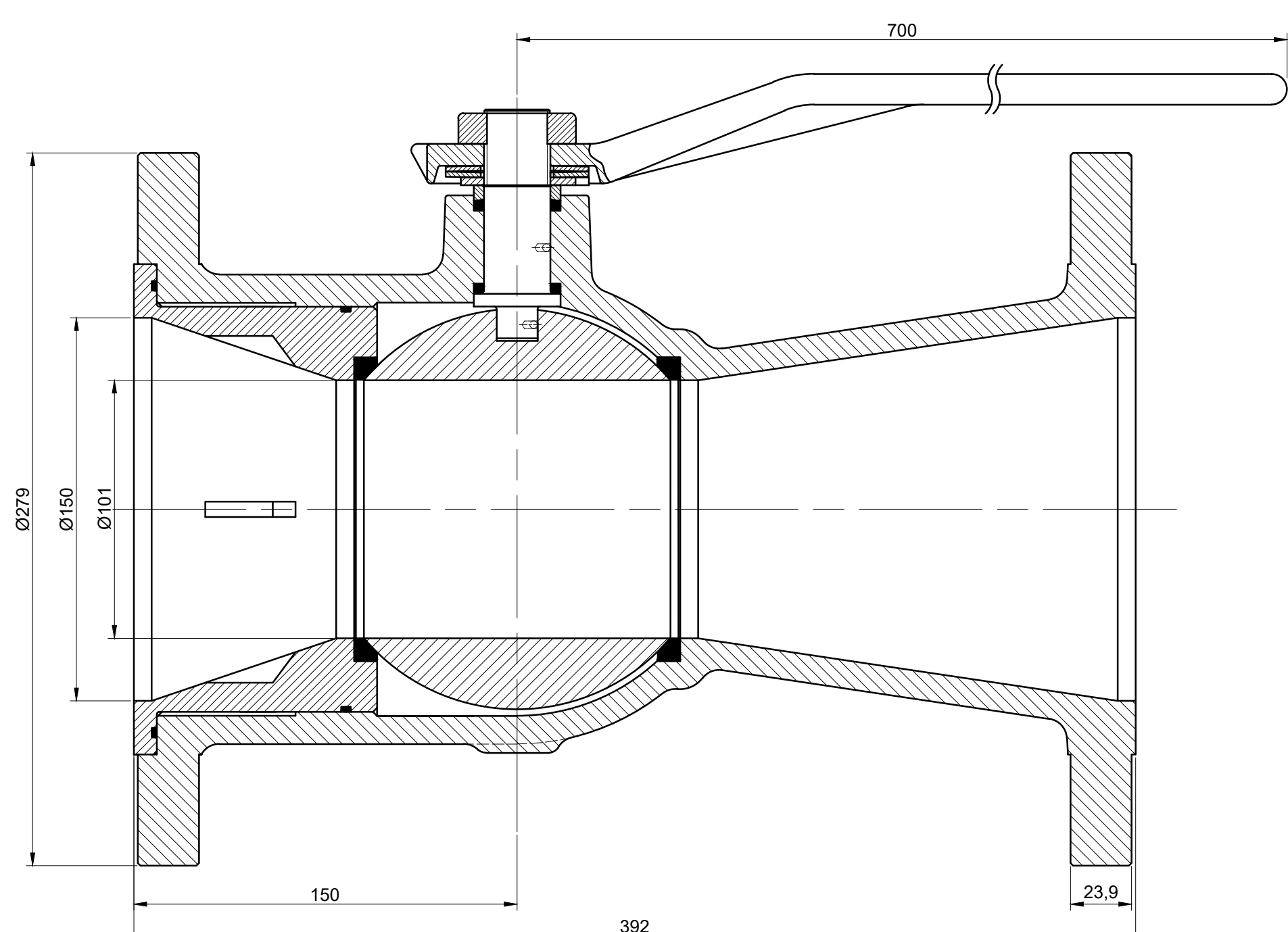
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 2" Serie 150
Escala: 1:1



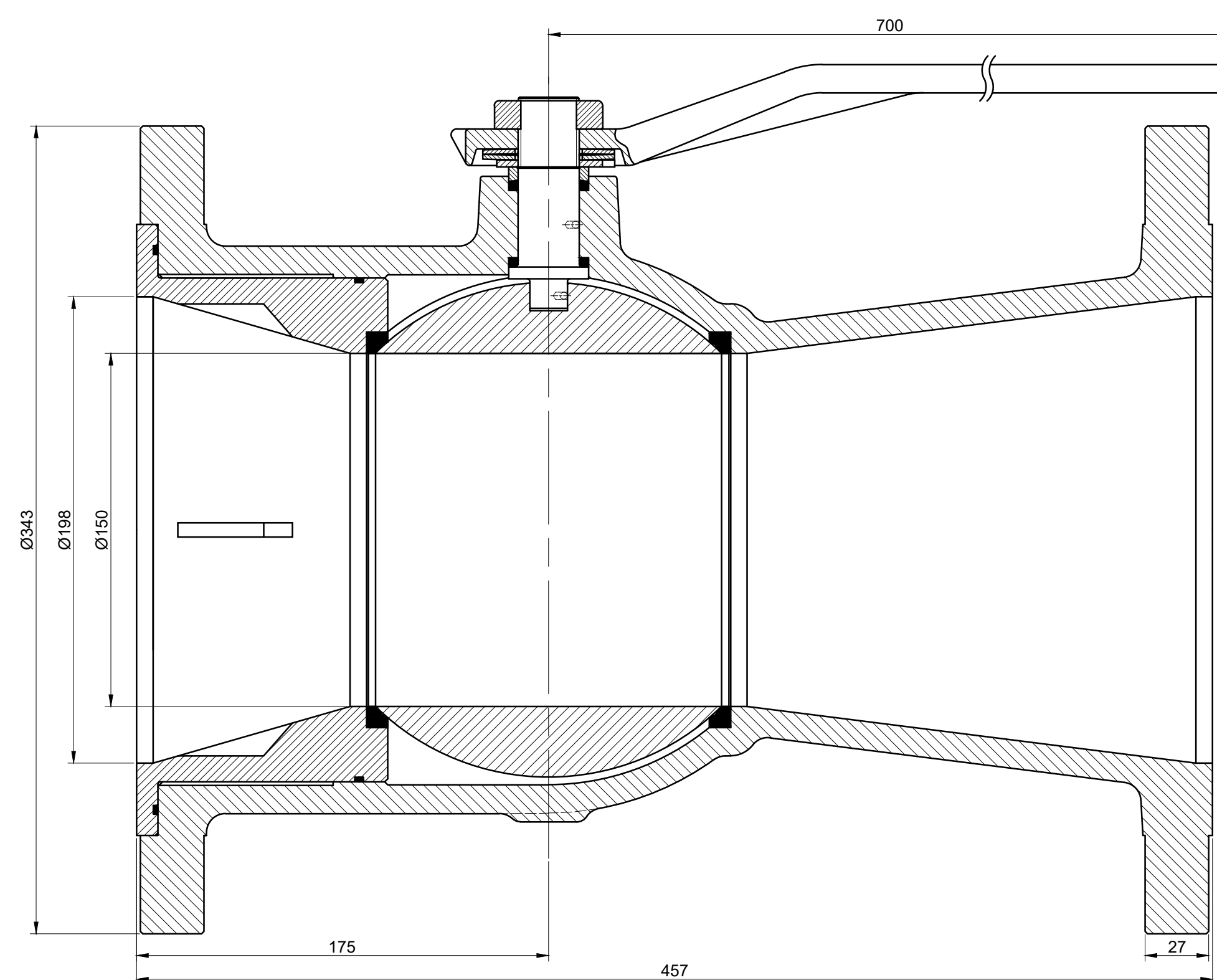
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 3" Serie 150
Escala: 1:1



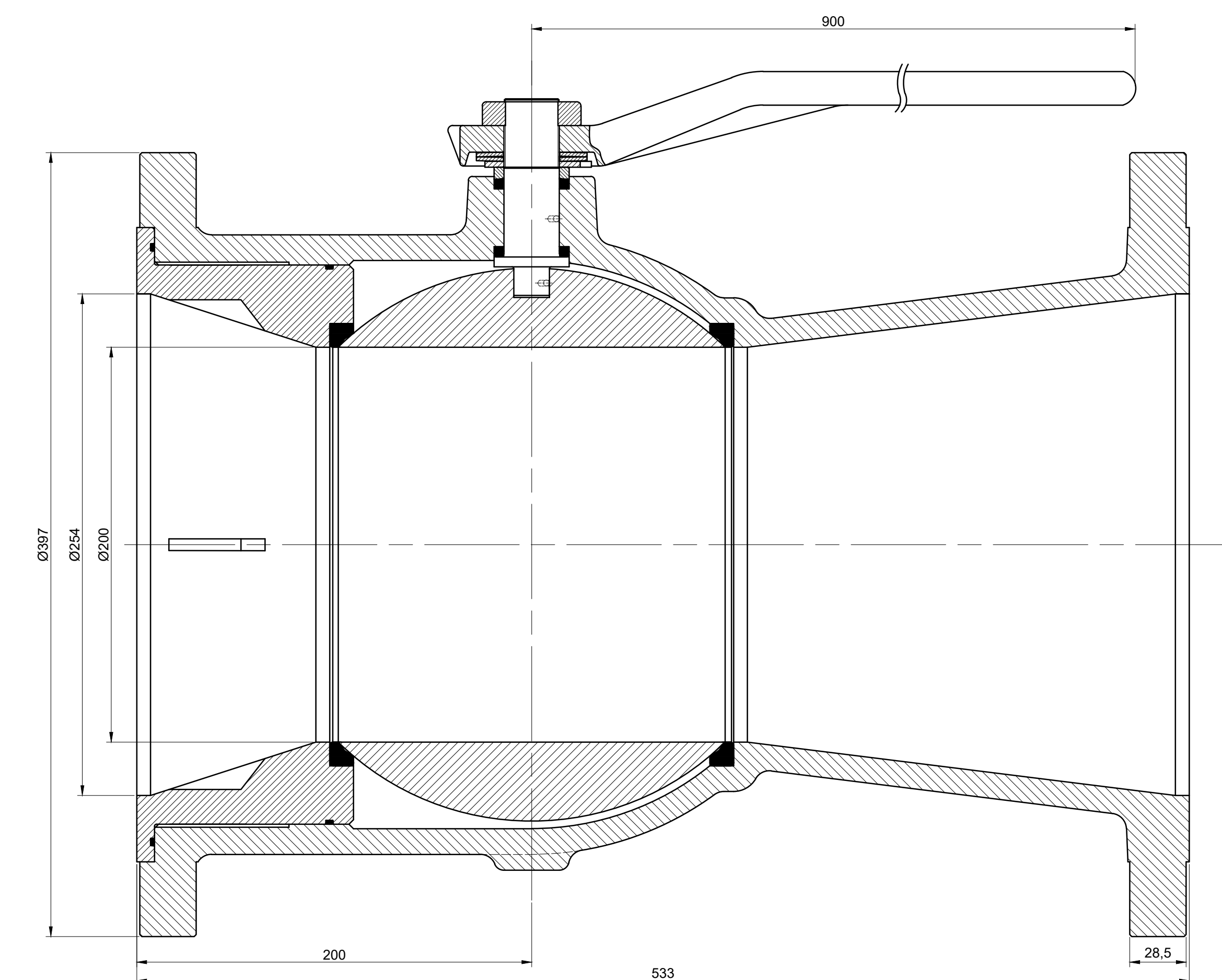
Valvula Esferica - Pasaje Reducido 4" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Reducido 6" Serie 150
Escala: 1:2



Valvula Esferica - Pasaje Reducido 8" Serie 150
Escala: 1:2

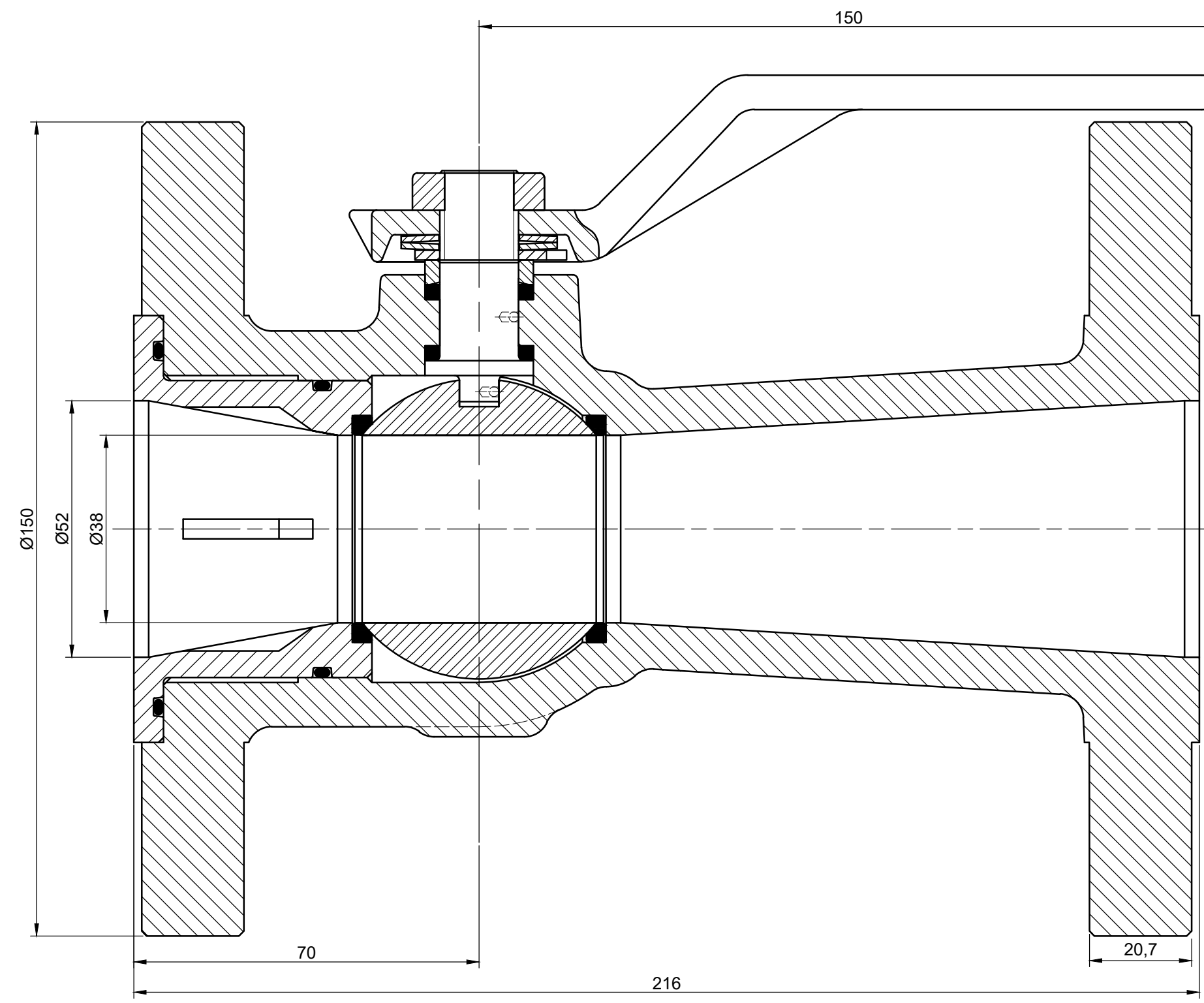


Valvula Esferica - Pasaje Reducido 10" Serie 150
Escala: 1:2

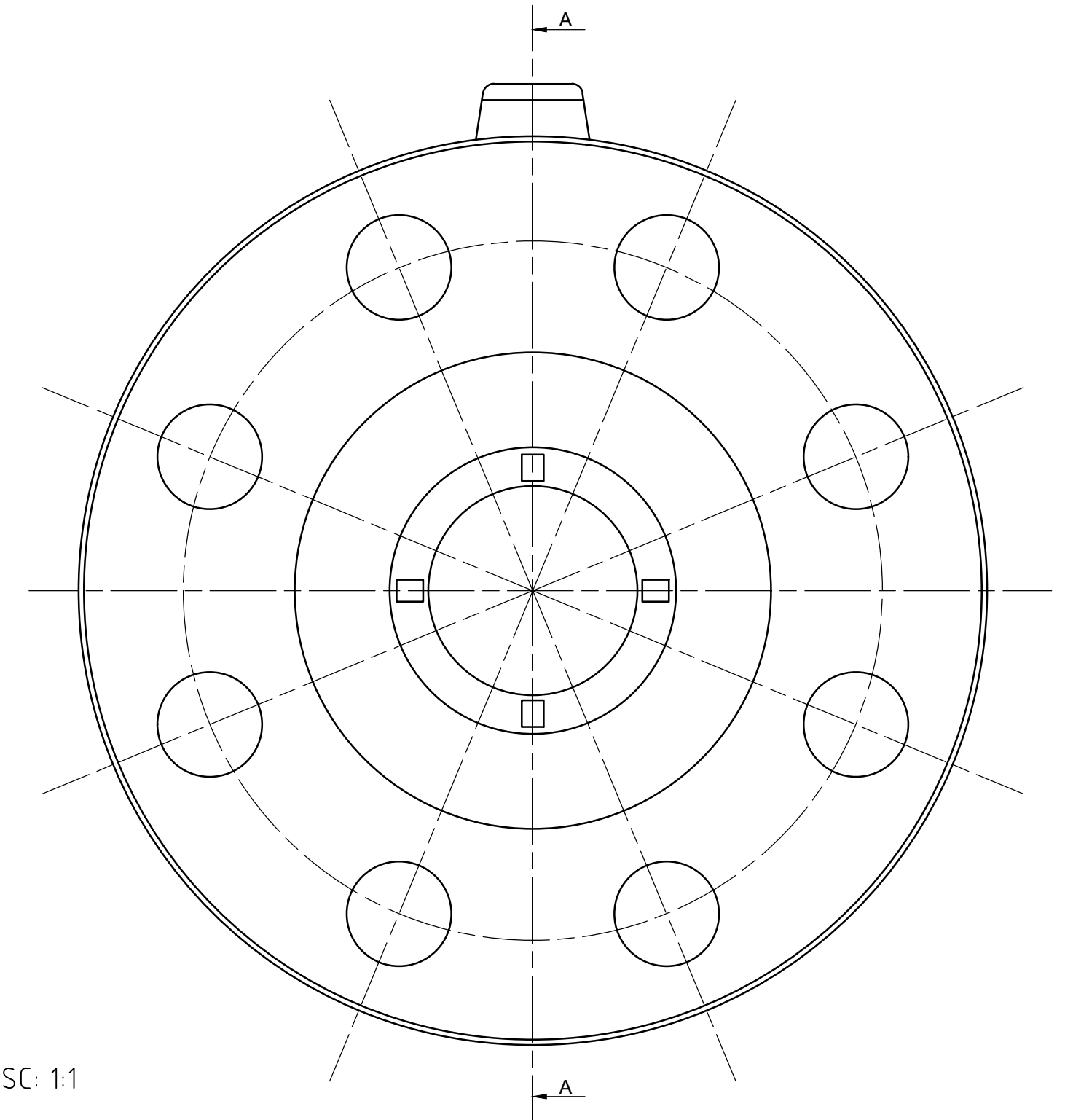
Mod.	Era	Es.	Autor	Rev.	Fecha
U.T.N. - Fra. - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: <i>Francisco Ortiz Paez Serrill</i>					Año: 2018
Revisión:					Especificación Tec. N°
Fecha: 22/08/2018					
Escala:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°: PR-001	
S/ Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 1,6			



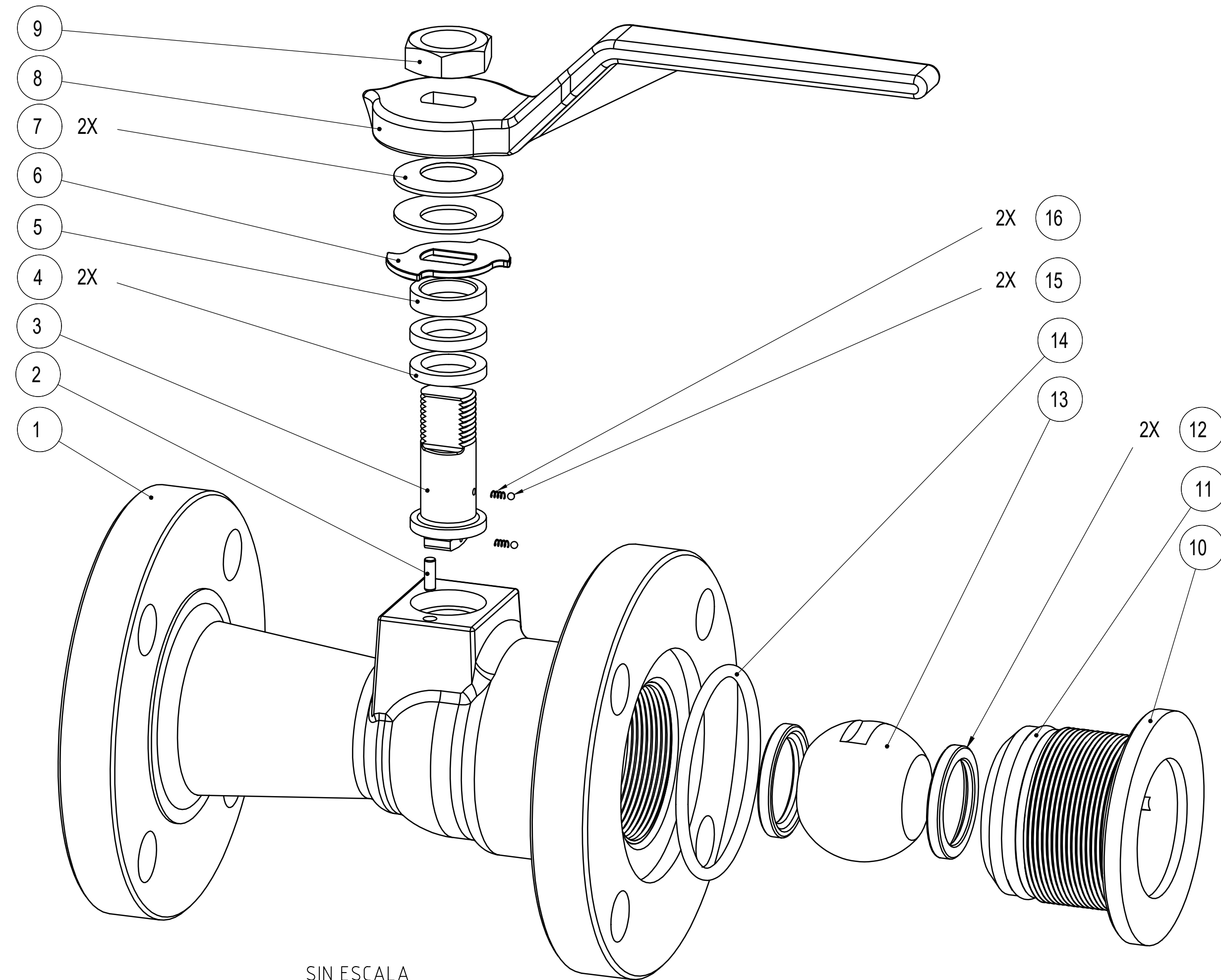
Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" Pasaje Reducido serie 300 - Explosion Renderizada		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 29/10/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: Angulares: Rugosidad:		Plano N°: PR - 000	
Sin Escala					



Corte A-A

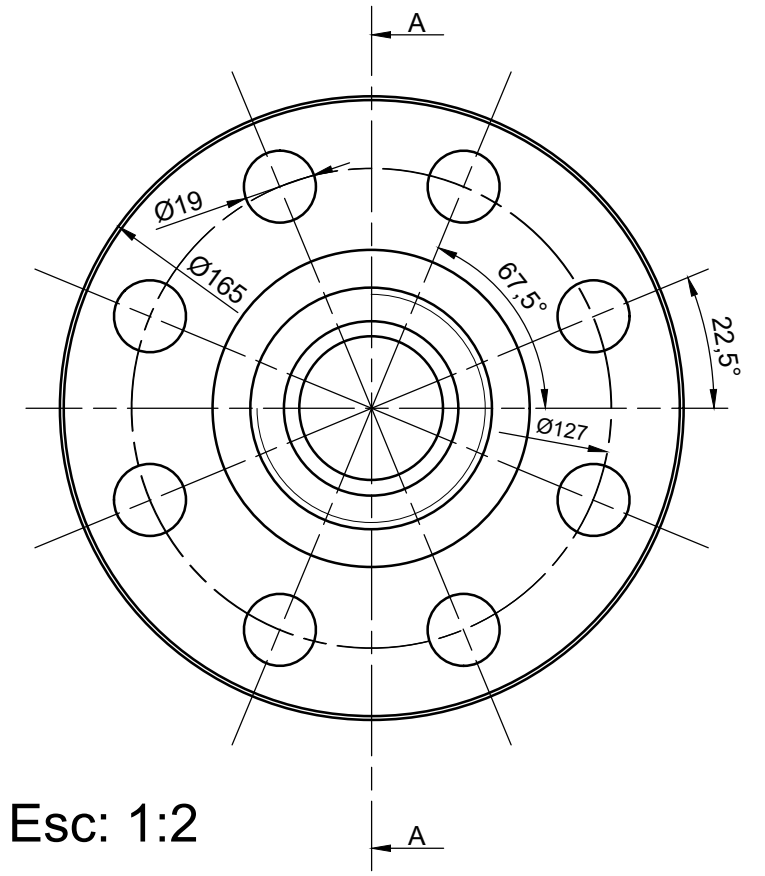
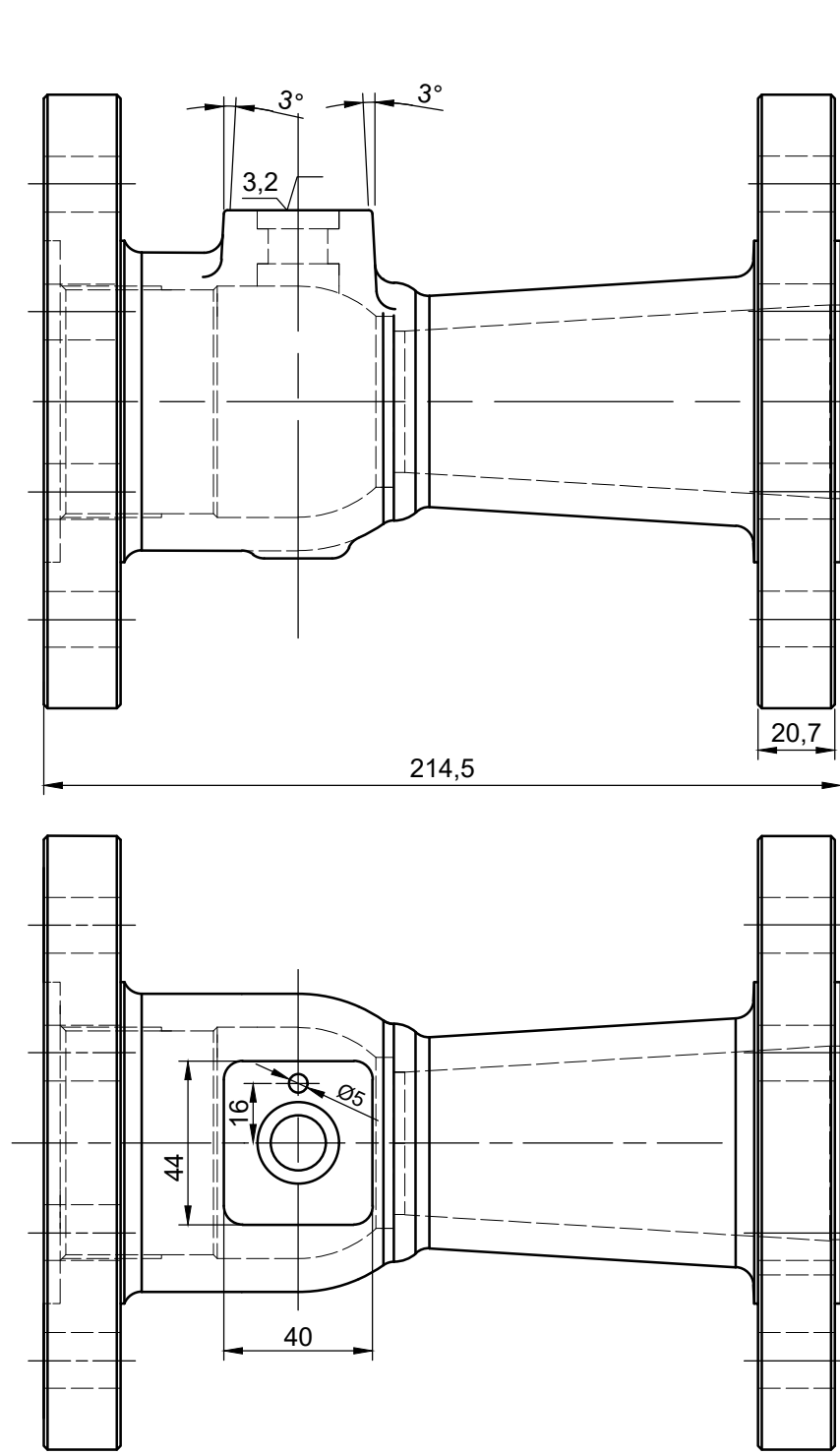


ESC: 1:1

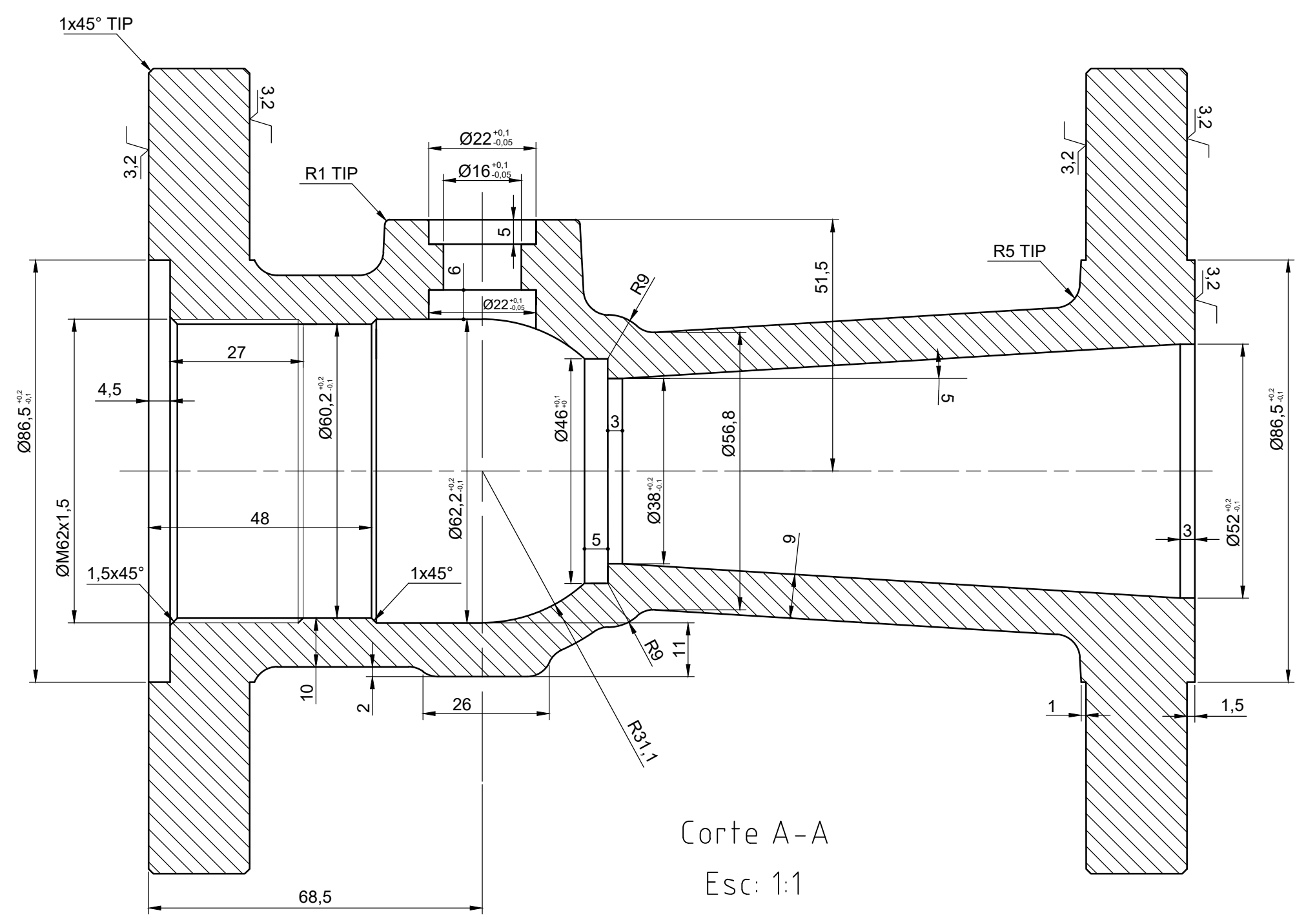


SIN ESCALA

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2"			Año: 2018
Reviso:		Pasaje Reducido serie 300			Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 14/08/2018					
Escalas:	Tolerancias no indicadas:			Plano N°:	
S/Plano	Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 1,6			PR2-001	



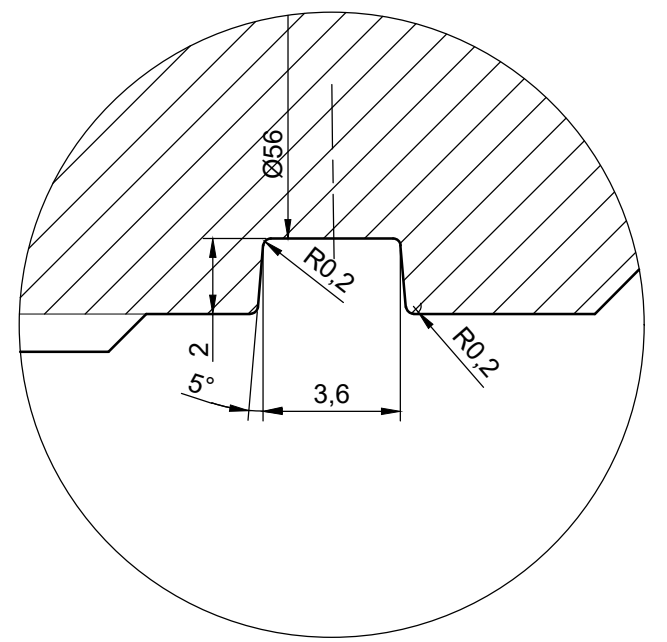
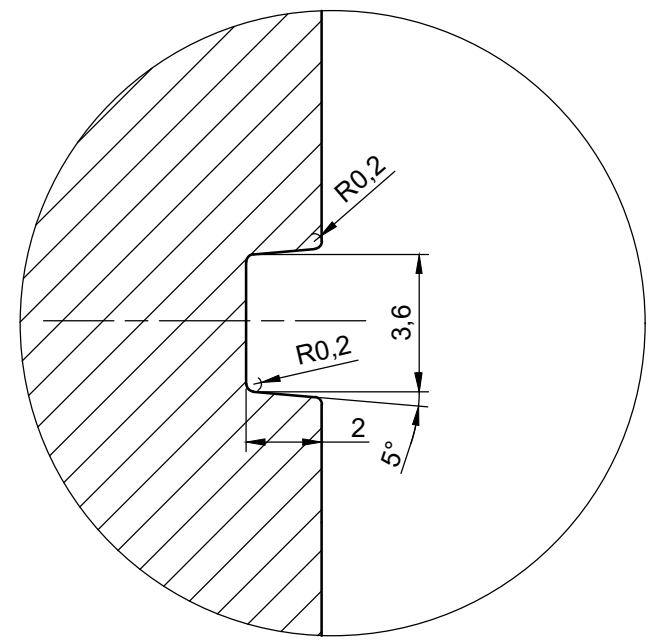
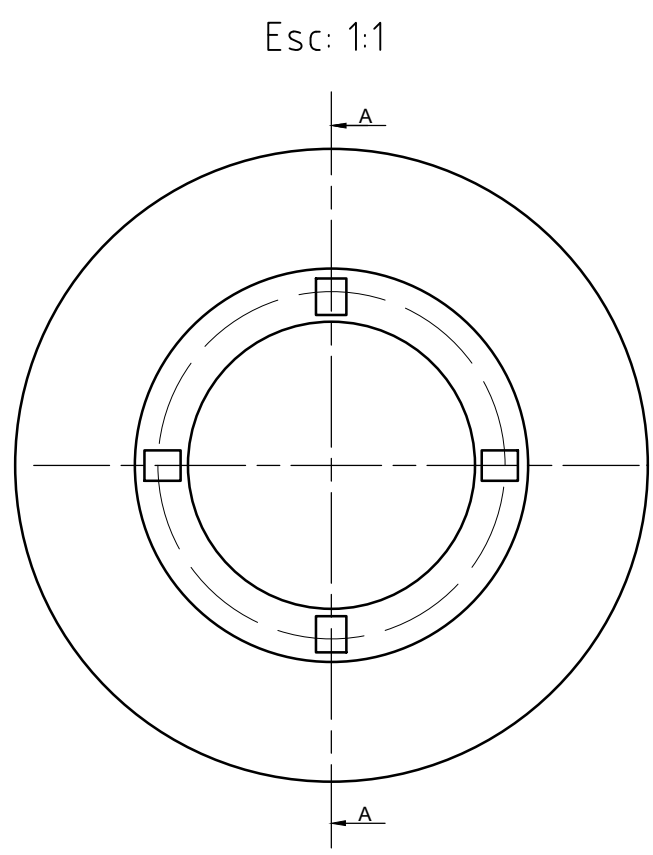
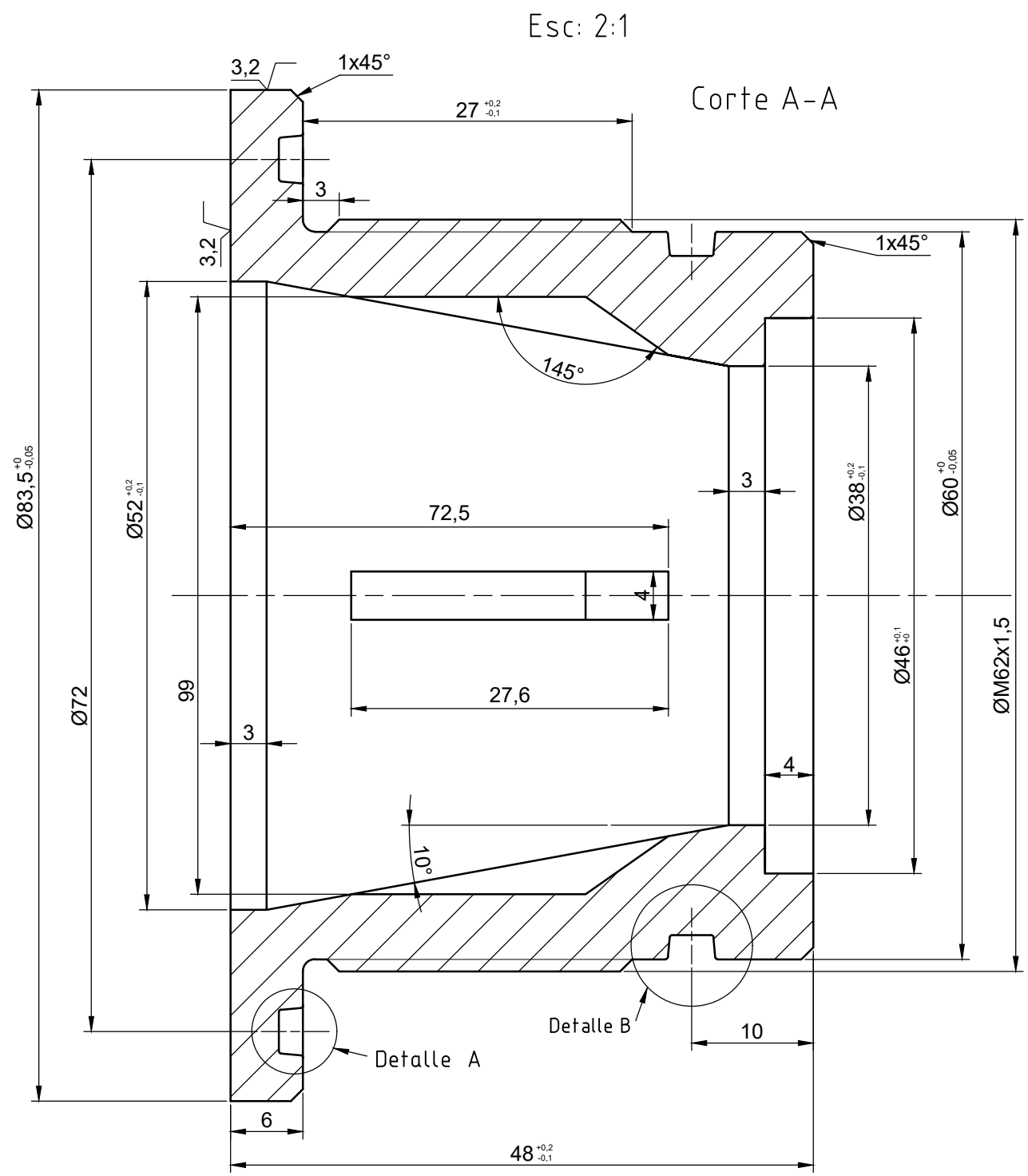
Esc: 1:2



Corte A-A
Esc: 1:1

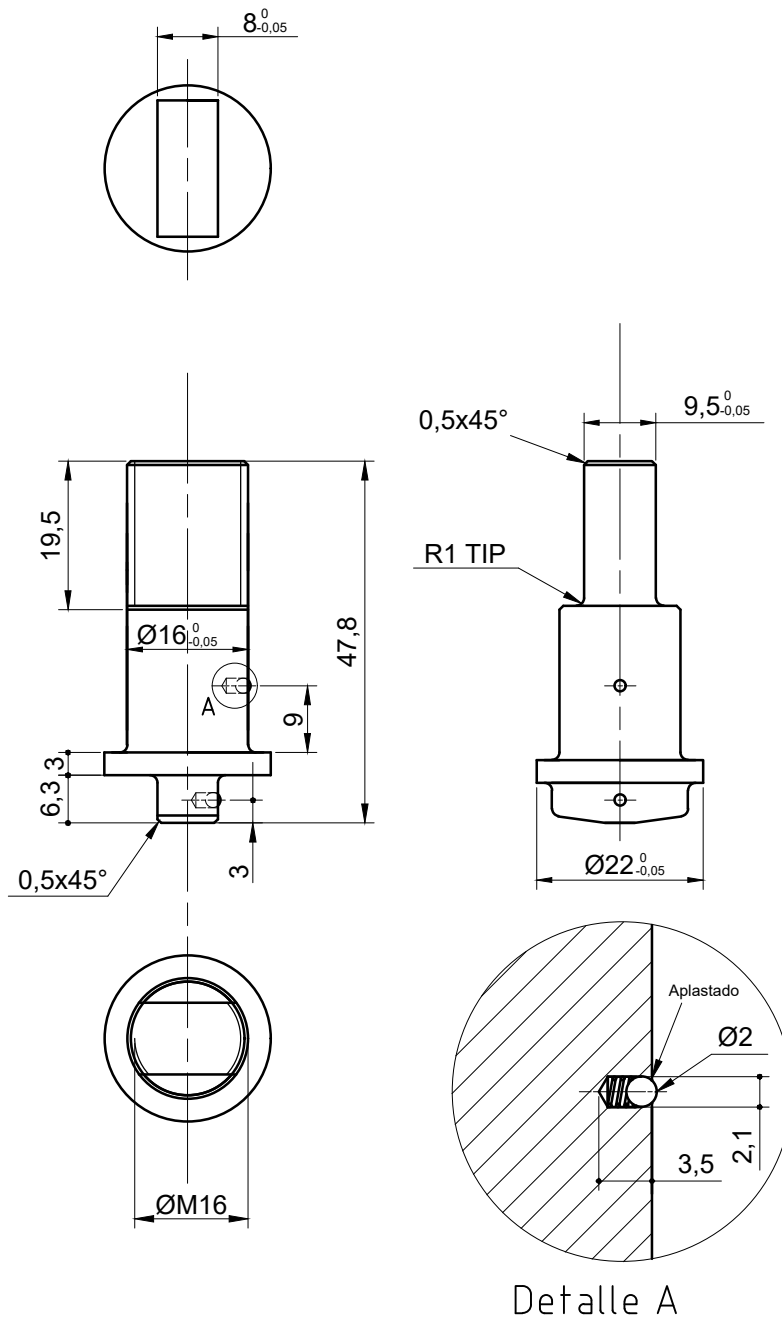
Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2"		Año: 2018	
Reviso:		Pasaje Reducido serie 300		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 21/08/2018		Cuerpo			
Escalas:	Tolerancias no indicadas:		Plano N°:		
S/Plano	Longitudinales: ±0,1		PR2-002		
	Angulares: ±30°				
	Rugosidad: 1,6				



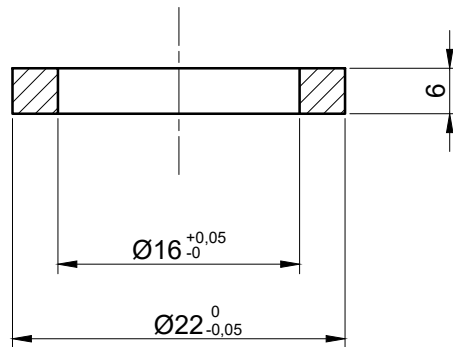
Material: A216 Gr WCB

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final					
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" Pasaje Reducido serie 300 - Tapon		Año: 2018	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 21/08/2018					
Escalas:		Tolerancias no indicadas:		Plano N°:	
S/Plano		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6		PR2 - 003	



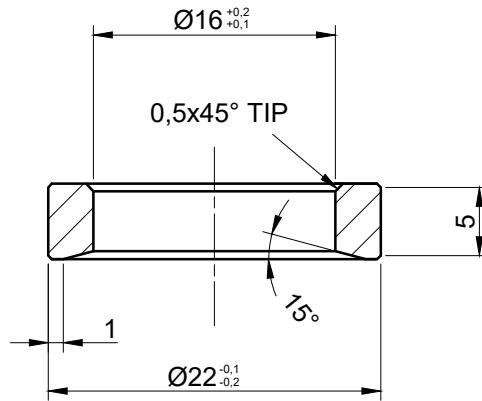
Material: AISI 316

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" Serie 300 - Vastago		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1.6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 006	



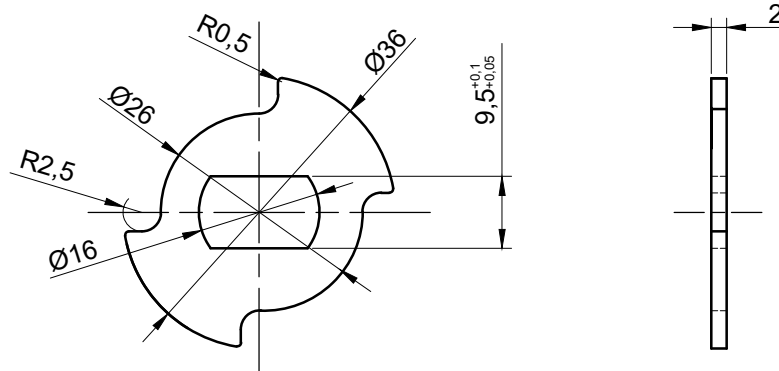
Material: PTFE

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Sello de Teflon		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 11/08/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30'' Rugosidad: 1,6√	TP1 - 007	



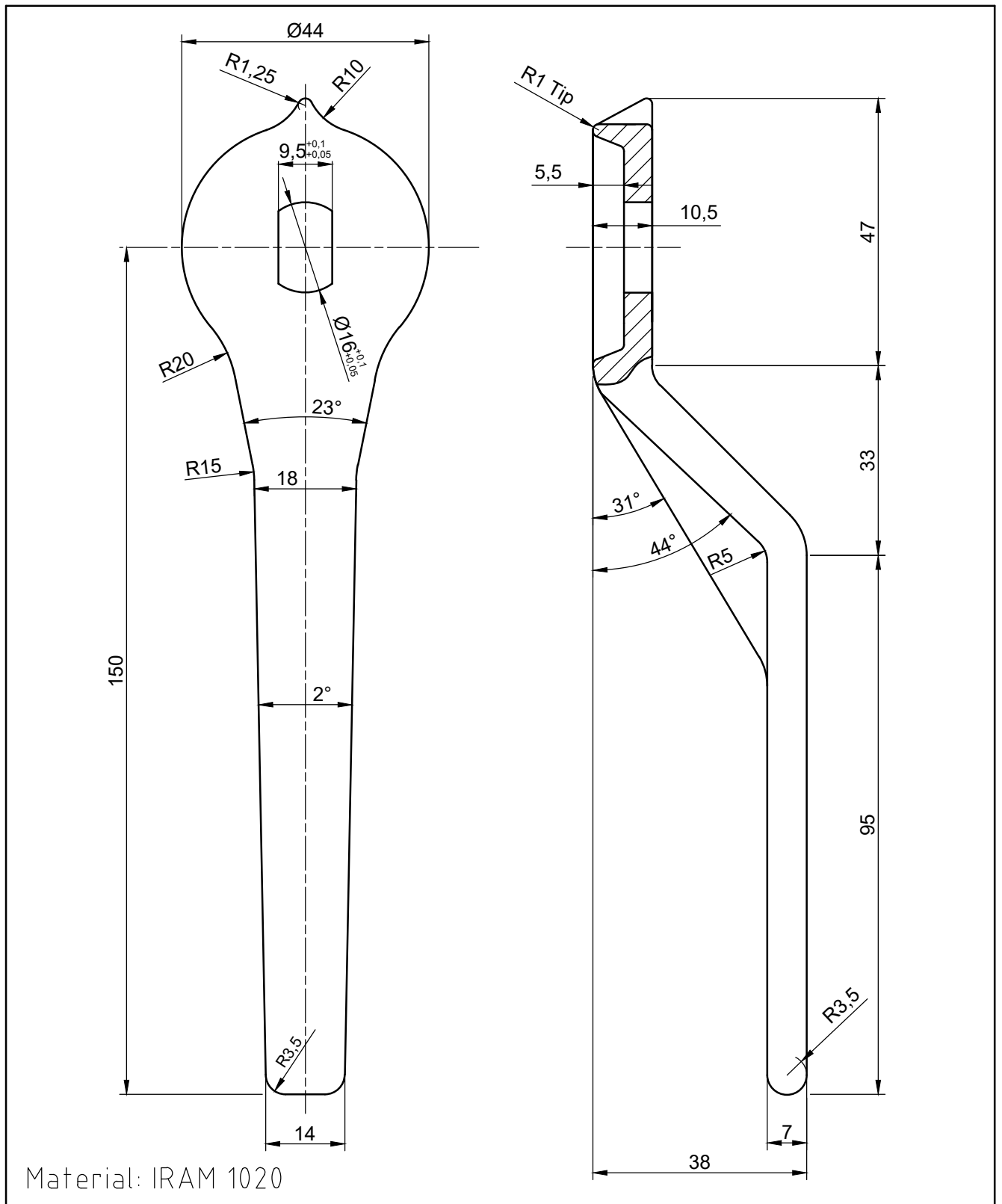
Material: IRAM 1020
 Trat. Sup.: Pasivado

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Sello de Metal	Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 15/05/2018			
Escalas: 2:1		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6	Plano N°: TP1 - 008

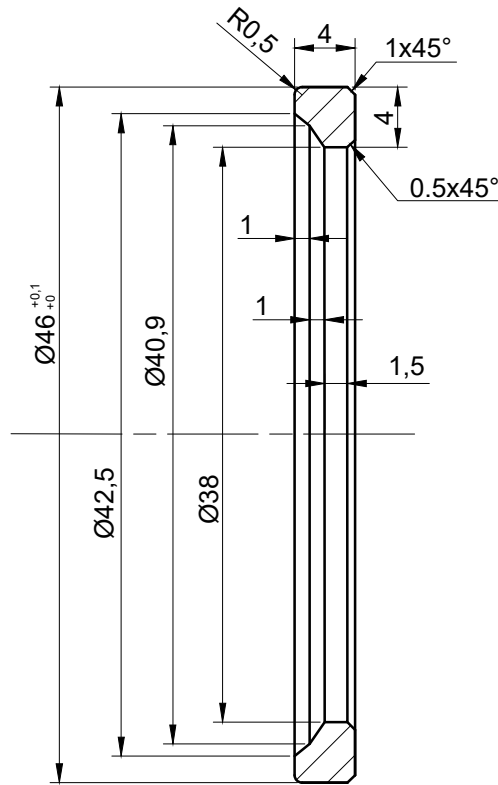


Material: IRAM 1010

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni,Ortiz,Polak,Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 2"		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:	serie 300 - Chapa de Tope		
Fecha: 17/05/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√	TP1 - 009

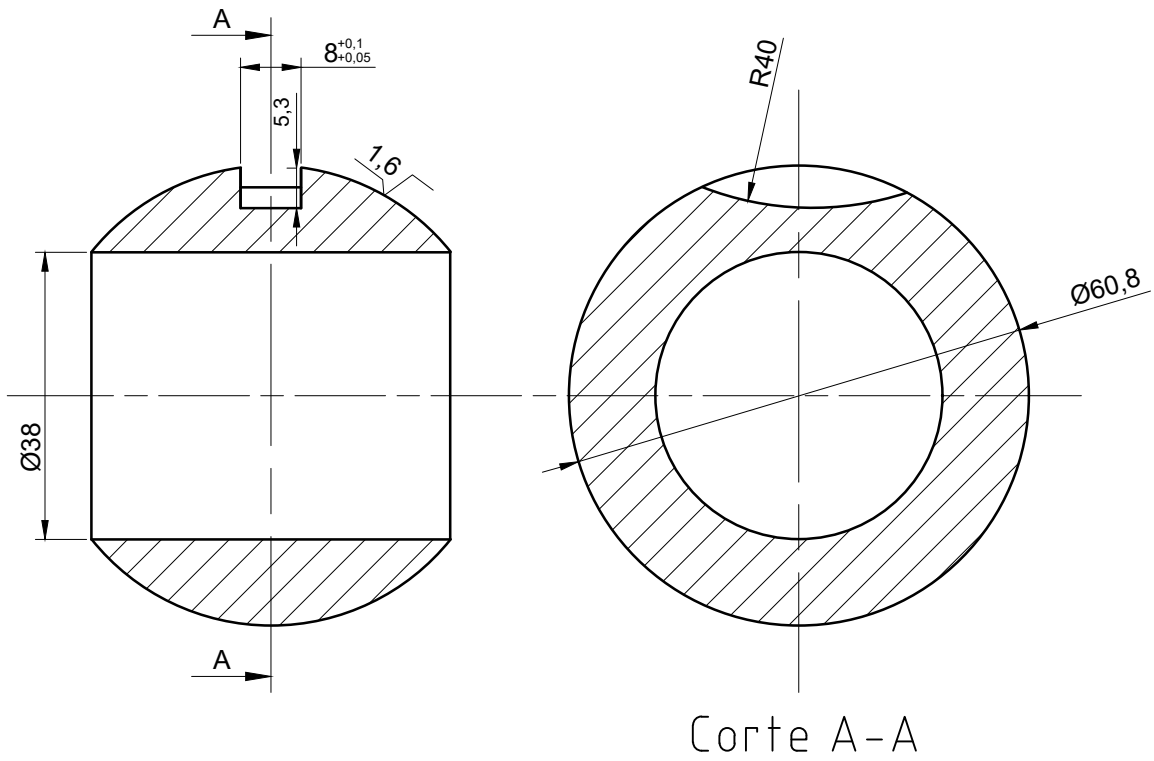


Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Manivela		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 13/08/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
1:1		Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30''$ Rugosidad: $1,6 \sqrt{\quad}$	TP1 - 010	



Material: PTFE + 15% Grafito

Mod.	Era:	Es:	Autor	
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final				
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert		Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Sello p/ Esfera		
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 24/10/2018				
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:	
2:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6√	TP15 - 004	



Material: Aisi 316

Mod.	Era:	Es:	Autor
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto final			
Diseño: Francioni, Ortiz, Polak, Seifert	Máquina de Serie - Vlv. esferica 2" serie 300 - Esfera		Especificacion Tecn. N°:
Reviso:			
Fecha: 24/10/2018			
Escalas:		Tolerancias no indicadas:	Plano N°:
1:1		Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30" Rugosidad: 1,6	TP15 - 005

UTN - FRA ALUMNO: Francioni Roman
 Maquina en Serie - Valvulas Esfericas - Pasaje Raducido
 PLANO DE CONJUNTO N°:PR2 -001

LISTA DE MATERIALES

HOJA 1 DE 1

Nº	DENOMINACION	CNT.	MATERIAL	PLANO N°	F	A	T	C	Ob.
1	Cuerpo de Valvula de 2"	1	A216 Gr WCB	PR2 - 002			X		
2	Espina ϕ 5x10	1	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
3	Vastago ϕ =16	1	AISI 316	TP1 - 006			X		
4	Sello de Teflon ϕ_{int} =16 (p/vastago)	2	PTFE	TP1 - 007				X	
5	Arandela de sello ϕ_{int} =16 (p/vastago)	1	IRAM-IAS-1020	TP1 - 008			X		a
6	Chapa de Tope e=2	1	IRAM-IAS-1010	TP1 - 009			X		
7	Arandela Belleville ϕ_{int} =16.3 -DIN 2093	2	IRAM-IAS-1070	Catalogo				X	
8	Manivela de Valvula de 2" L=150	1	IRAM-IAS-1020	TP1 - 010			X		
9	Tuerca ϕ M16 h=7,5	1	IRAM-IAS-1040	Catalogo				X	
10	Tapon de Valvula de 2"	1	A216 Gr WCB	PR2 - 003			X		
11	O'ring Parker N° 2-228 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
12	Sello de Teflon (p/esfera)	2	PTFE+15% Grafito	TP15 -004			X		
13	Esfera ϕ_{int} =38	1	AISI 316	TP15 - 005			X		
14	O'ring Parker N° 2-232 W=3.53	1	Nitrilo	Catalogo				X	
15	Esfera Antiestatica ϕ =2	2	AISI 316	-			X		
16	Resorte ϕ_{int} =2 L=4	2	AISI 316	Catalogo				X	

Ob. a: Tratamiento superficial de Pasivado

Proy.:

Aprob.:

Fecha:

Trabajo Práctico Maquina Única

Proyecto Final

Memoria de Calculo

Año: 2019

• **Índice**

• Índice	2
• Cálculos Puente Grua	4
• Motor de elevación:	26
• Carga Principal:.....	26
• Carga Auxiliar:.....	28
• Verificación de la potencia térmica del reductor principal:.....	32
• Verificación de la potencia térmica del reductor principal:.....	37
• Corrección de los diámetros primitivos de los tambores.....	40
• Tambor principal:	40
• Tambor Secundario:	48
• Verificación de fuerzas radiales.....	55
Conjunto principal:.....	55
Conjunto Auxiliar o Secundario:	57
• Espesor de flancos del tambor	59
• Acoplamiento para el tambor (Tipo Barrilete)	61
• Acoplamiento para el tambor principal (Tipo Engranaje)	68
• Acoplamiento para el tambor auxiliar (Tipo Engranaje)	69
• Calculo del eje del extremo del tambor (CMAA 70 4.11 SHAFTING)	72
Conjunto principal	72
Conjunto Auxiliar	73
• Freno de elevación:	81
Primario.....	81
Secundario.....	82
• Ruedas del carro:.....	83
• Motorreductores de traslación	88
• Estructura del Carro	93
Datos de inicio.....	93
• Calculo de vigas de para carro.....	94
Viga 1.....	96
Viga 2.....	98
Viga 3.....	100

Viga 4	102
Viga 5	104
Viga 6	106
Viga 7	108
Viga 8 y Viga 9	110
Viga 10	112
Viga 11	114
• Cálculo de Viga principal	118
• Viga testera	132
• Cálculo electrico	139

• Cálculos Puente Grua

Datos iniciales para la realización del Puente grúa:

Carga Máxima	40 Tn
Carga Máxima de Izaje auxiliar	10 Tn
Velocidad de izaje principal	12 m/min
Velocidad de izaje Auxiliar	6 m/min
Velocidad de traslación del puente	70 m/min
Velocidad de traslación del carro	30 m/min
Altura de Izaje	20 m
Trocha	27 m

- Puente grúa para manejo de bobinas de acero laminado en frio.
- Servicio para exterior (lluvia y viento).
- Clase F.
- Utilización de un aparejo Standard.
- Mecanismo con traba para estacionamiento.
- Puente grúa de 8 ruedas para disminuir la carga puntual sobre la viga carrilera.
- Diseño de gancho C.
- Carro en cabina.
- Doble plataforma y luminarias.
- Izaje auxiliar independiente debajo de una de las vigas principales.

La aplicación de nuestro puente grúa será para la manipulación de bobinas de acero laminado en frio.

Selección del aparejo:

Adoptaremos el tipo de aparejo de la siguiente manera: Debido a que nuestro puente grúa va a ser de clase F, en el cual este tipo de servicio va a requerir una grúa capaz de maniobrar cargas aproximadas a la nominal, en nuestro caso van a ser 40 Toneladas, a lo larga de su vida útil. Esta clase de grúas nos deben proporcionar la más alta confiabilidad con especial atención a la facilidad de las características de mantenimiento.

T-1. Grupo del mecanismo FEM/DIN 15020

ESTADO DE CARGA		VIDA EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO REAL DEL MECANISMO													
Factor K.	SERVICIO	800		1600		3200		6300		12500		25000		50000	
0,125	Frecuencia muy reducida de la carga máxima					M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m
0,250	Frecuencia reducida de la carga máxima			M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m	M8	5 m
0,500	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas	M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m	M8	5 m	M8	5 m
1.000	Frecuencia elevada de la carga máxima	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m	M8	5 m	M8	5 m	M8	5 m

Selección del tipo de aparejo (cantidad de poleas):

Aparejo Principal:

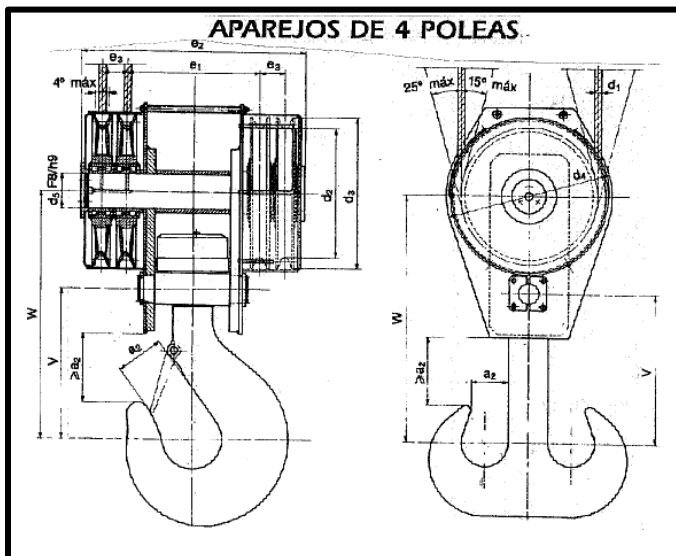
Una recomendación del docente fue que en función de nuestra carga máxima que es de 40 T, partamos de la base de 4 poleas (8 tiros) en la que procederemos más adelante a la determinación del diámetro de los cables.

Para ello ingresaremos al apunte SPM-003 Página 29 y obtenemos la siguiente tabla.

A dicha tabla se ingresa con la carga nominal de 40 T y el grupo que obtuvimos de la tabla anterior, el cual es M8 y 5m.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL – FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA - ING. MECÁNICA																	Pág. N°:								
CATEDRA DE: PROYECTO DE MAQUINAS – 5º Año – Prof.: ING. JORGE R. SZNAJDERMAN – AP: SPM 03																	026								
N°	GRUPO		CARGA		VIDA		CABLE		DIMENSIONES										PESO kgs.	TPO					
	ISO FEM	DIN	t	h	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	e ₁	e ₂	e ₃	e ₄	v	w	Simple	Doble									
20	M3	1 Bm	50	1.600	20	345	405	450	100	360	630	67	415	710	125	100	640	041.20.M3							
	M4	1 Am	40	3.200		400	455	500	90	610	640							041.20.M4							
	M5	2 m	32	6.300		455	510	555	350	600	60							700	645	041.20.M5					
	M6	3 m	25	12.500		515	570	620	80	600	60							700	650	041.20.M6					
	M7	4 m	20	25.000																					041.20.M7
	M8	5 m	16	50.000																					041.20.M8
25	M3	1 Bm	63	1.600	22	385	455	500	110	390	690	80	460	775	140	112	810	041.25.M3							
	M4	1 Am	50	3.200		450	510	555	100	380	650	67						815	041.25.M4						
	M5	2 m	40	6.300		510	570	620	110	450	750	80						840	160	125	1.060	041.25.M5			
	M6	3 m	32	12.500		570	630	680	90	380	650	67						840	160	125	1.060	041.25.M6			
	M7	4 m	25	25.000		640	710	765	100	450	750	80						840	160	125	1.070	041.25.M7			
	M8	5 m	20	50.000		715	795	850	110	490	900	80						930	180	140	1.280	041.25.M8			
32	M3	1 Bm	80	1.600	24	435	510	555	120	450	750	80	500	160	125	1.050	041.32.M3								
	M4	1 Am	63	3.200		500	570	620	110								730	67	840	160	125	1.060	041.32.M4		
	M5	2 m	50	6.300		560	630	680	120								490	900	80	930	180	140	1.270	041.32.M5	
	M6	3 m	40	12.500		640	710	765	100								490	900	80	930	180	140	1.270	041.32.M6	
	M7	4 m	32	25.000		715	795	850	110								565	940	95	930	180	140	1.280	041.32.M7	
	M8	5 m	25	50.000		795	875	930	120								620	1.020	109	1.160	224	180	2.180	041.32.M8	
40	M3	1 Bm	100	1.600	26	485	570	620	130	500	850	95	565	940	180	140	1.260	041.40.M3							
	M4	1 Am	80	3.200		550	630	680	120	490	900	80						930	180	140	1.270	041.40.M4			
	M5	2 m	63	6.300		630	710	765	120	565	940	95						930	180	140	1.270	041.40.M5			
	M6	3 m	50	12.500		715	795	850	110	620	1.020	109						1.160	224	180	2.180	041.40.M6			
	M7	4 m	40	25.000		795	875	930	120	620	1.020	109						1.160	224	180	2.180	041.40.M7			
	M8	5 m	32	50.000		875	955	1010	130	690	1.090	119						1.260	248	180	2.200	041.40.M8			
50	M3	1 Bm	125	1.600	30	540	630	680	150	560	930	100	620	1.035	200	160	1.640	041.50.M3							
	M4	1 Am	100	3.200		625	710	765	130	550	890	95						930	180	140	1.650	041.50.M4			
	M5	2 m	80	6.300		710	795	850	130	620	1.020	109						1.160	224	180	2.180	041.50.M5			
	M6	3 m	63	12.500		795	875	930	120	690	1.090	119						1.260	248	180	2.200	041.50.M6			
	M7	4 m	50	25.000		875	955	1010	130	770	1.170	129						1.360	272	180	2.220	041.50.M7			
	M8	5 m	40	50.000		955	1.035	1.090	130	850	1.250	139						1.460	300	180	2.240	041.50.M8			
63	M3	1 Bm	160	1.600	34	605	710	765	160	620	1.020	109	700	1.160	224	180	2.180	041.63.M3							
	M4	1 Am	125	3.200		695	795	850	140	620	980	95						1.150	224	180	2.190	041.63.M4			
	M5	2 m	100	6.300		780	880	935	140	690	1.090	119						1.260	248	180	2.200	041.63.M5			
	M6	3 m	80	12.500		865	965	1.020	130	770	1.170	129						1.360	272	180	2.220	041.63.M6			
	M7	4 m	63	25.000		955	1.035	1.090	130	850	1.250	139						1.460	300	180	2.240	041.63.M7			
	M8	5 m	50	50.000		1.035	1.115	1.170	130	930	1.330	149						1.560	324	180	2.260	041.63.M8			

De esta tabla definimos nuestro aparejo que es de tipo: **040.50.M8**. En la siguiente figura se puede visualizar las 4 poleas:

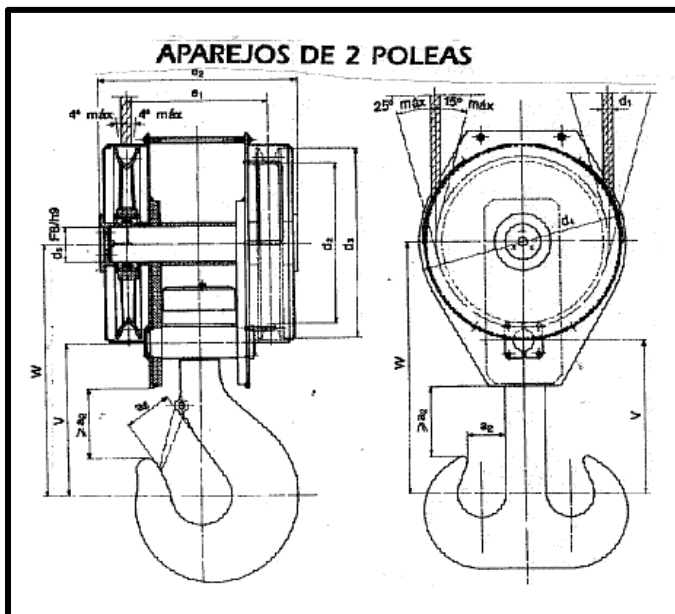


Selección de Aparejo Auxiliar:

El Procedimiento de selección del aparejo auxiliar es similar al anterior, pero en este caso la carga nominal va a ser de 10 T. A continuación, se adjunta la tabla del apunte SPM-003 de la que se seleccionó el aparejo de dos poleas N 12:

12	M3	1 Bm	32	1.600	22	340	405	450	80	330	470	315	565	100	80	230	022.12M3
	M4	1 Am	25	3.200													022.12M4
	M5	2 m	20	6.300	20	395	455	500	75	450	235					022.12M5	
	M6	3 m	16	12.500												450	510
	M7	4 m	12,5	25.000	20	500	570	620	360	490	240					022.12M7	
	M8	5 m	10	50.000												022.12M8	

De esta tabla definimos nuestro aparejo que es de tipo: 020.12.M8. En la siguiente figura se puede visualizar las 2 poleas:



Cálculo y selección del cable:

Gancho Principal:

Para determinar esto, ingresaremos a la Página 17 del SPM-003 donde obtenemos la siguiente ecuación:

$$S = \frac{\text{Carga} + \text{Peso aparejo}}{\text{Número de ramales} \times \eta \text{ aparejo}}$$

Para ello, tenemos que aclarar que el número de ramales, en nuestro caso, que tenemos un aparejo de 4 poleas, es igual a 8.

Vale aclarar que utilizaremos poleas con rodamiento, no con cojinetes. Utilizando el SPM-003, Página 18 obtenemos el siguiente cuadro:

T-2.2. Rendimiento del aparejo

Nº de Ramales	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Poleas con rodamiento	η	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,90	0,89	0,88

Del cuadro anterior de acuerdo a nuestro número de ramales que en nuestro caso a ser de 4 poleas vamos a ser 8, que va a corresponder con un rendimiento de 0,93.

Con este valor de rendimiento ya estamos en condiciones de calcular la tracción máxima de elevación que va a tener nuestro cable del gancho principal. Sabiendo también los siguientes valores:

Carga = 40.000 Kg

Peso de aparejo (obtenido de un catálogo "CarlStahl") = 3.700 Kg

Numero de ramales = 8

Rendimiento de la polea = 0,93

$$S = \frac{\text{Carga} + \text{Peso aparejo}}{\text{Número de ramales} \times \eta \text{ aparejo}} \rightarrow S = \frac{40000 \text{ kg} + 3700 \text{ kg}}{8 \times 0,93} \rightarrow S = 5873,65 \text{ Kg}$$

El paso siguiente va a ser la determinación del diámetro del cable.

Luego de obtener el valor anterior del diámetro deberemos ingresar a una tabla, catálogo de fabricantes de cables de acero para izaje, usaremos un catálogo de la marca IPH, seleccionaremos un cable de 8 cordones (IPH GP8C). El cual posee las siguientes ventajas y características:



Ventajas y características

- Alta carga de rotura por el compactado de los cordones gracias al incremento de su sección metálica.
- Mayor resistencia a la abrasión, reduciendo el desgaste del cable y de las poleas.
- Mínima pérdida de diámetro bajo tensión.
- Perfecta distribución de carga y excelente resistencia a la fatiga por flexión.
- No utilizar este cable con destorcedor (Swivel).

A continuación se adjunta la tabla de dimensiones del cable adoptado:

Carga mínima de rotura					
Diámetro	Masa aprox.	Grado 1960 N/mm ²		Grado 2160 N/mm ²	
		[mm]	[kg/m]	[kN]	[t]
10,00	0,45	78,0	7,96	86,0	8,78
11,00	0,54	94,4	9,63	104	10,6
12,00	0,64	113	11,5	124	12,7
13,00	0,77	132	13,5	146	14,9
14,00	0,87	153	15,6	169	17,2
15,00	1,01	176	18,0	194	19,8
16,00	1,14	200	20,4	220	22,4
17,00	1,29	225	23,0	248	25,3
18,00	1,45	254	25,9	279	28,5
19,00	1,62	282	28,8	310	31,6
20,00	1,80	313	31,9	344	35,1
21,00	1,98	345	35,2	379	38,7
22,00	2,16	379	38,7	416	42,4
23,00	2,37	414	42,3	455	46,4
24,00	2,58	451	46,0	495	50,5
25,00	2,80	489	49,9	537	54,8
26,00	3,02	529	54,0	582	59,4
27,00	3,26	570	58,2	628	64,0
28,00	3,50	614	62,7	675	68,9
29,00	3,76	659	67,2	724	73,9
30,00	4,02	704	71,8	775	79,1

El paso siguiente va a consistir en la verificación del cable seleccionado verificación.

Primero buscaremos en la ley 19587 y decreto 351-79 de seguridad e higiene el coeficiente de seguridad a utilizar en la selección del cable de los aparejos de nuestro puente grúa. En el que vemos que en el artículo 118 ítem 5, encontramos que nuestro coeficiente de seguridad a adoptar va a ser 6.

Artículo 118°) Los elementos de las grúas se construirán y montarán con los coeficientes de seguridad siguientes, para su carga máxima admisible.

- 1) Tres, para ganchos empleados en los aparatos accionados a mano.
- 2) Cuatro, para ganchos en los accionados a fuerza motriz.
- 3) Cinco, para aquellos que se empleen en el izado o transporte de materiales peligrosos.
- 4) Cuatro, para las partes estructurales.
- 5) Seis, para los cables izadores.

Estarán provistos de lastres o contrapesos en proporción a la carga a izar.

Previamente se asegurará la solidez y firmeza del suelo.

Los armazones de los carros y los extremos del puente en las grúas móviles, estarán provistos de topes o ménsulas de seguridad para limitar la caída del carro o puente en el caso de rotura de una rueda o eje, como así también se dispondrá de ellos en los rieles.

Por lo tanto, realizando la verificación:

$$\sigma = S \times 6$$

$$\sigma = 5873,65 \text{ kg} \times 6$$

$$\sigma = 35241,9 \text{ kg}$$

Donde determinamos que VERIFICA, ya que nuestra carga, es de 35241,9 kg, lo cual es mucho menor que la carga mínima de rotura de nuestro cable, que como vemos en la anterior imagen es de: 62,7tn

35241,9 kg < 62.700 kg → Verifica.

Verificación del diámetro según FEM:

De la tabla T-2.1. Página 18 del apunte SPM-003 vimos que el coeficiente Z_p para el grupo M8 es igual a 11,2.

$$Z_p \leq \frac{F_o}{S}$$

Donde F_o es la carga de rotura del cable. Despejando nos queda de la siguiente manera:

$$F_o \geq Z_p \times S$$

Donde "S" se calcula con la siguiente ecuación:

$$S = \frac{\text{Carga} + \text{Peso Aparejo} + \text{Peso cable}}{\text{Número de ramales} \times \eta}$$

El peso del cable lo calculamos de la siguiente manera:

Peso cable = Peso unitario x Cantidad de Ramales x Altura de elevación.

$$\text{Peso cable} = 3,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 8 \times 20 \text{ m}$$

$$\text{Peso cable} = 560 \text{ kg}$$

Por ende, nos queda lo siguiente:

$$S = \frac{40.000 \text{ kg} + 3700 \text{ kg} + 560 \text{ kg}}{8 \times 0,93}$$

$$\boxed{S = 5948,92 \text{ Kg}}$$

Planteando la inecuación:

$$F_o \geq Z_p \times S$$

$$F_o \geq 9 \times 5948,92 \text{ Kg}$$

$$F_o \geq 53540,32 \text{ Kg}$$

Por lo tanto:

62.700 Kg > 53540,32 Kg → VERIFICA.

Una vez finalizada la selección del cable del gancho principal, volveremos a hacer lo mismo para la determinación del cable del gancho auxiliar.

Gancho Auxiliar:

- Carga de un ramal de un cable:

$$S = \frac{\text{Carga} + \text{Peso aparejo}}{\text{Número de ramales} \times \eta \text{ aparejo}}$$

Carga de gancho auxiliar = 10 Tn

Peso de aparejo auxiliar = 215 Kg

Numero de ramales de gancho auxiliar = 4

η aparejo = 0,97

Utilizando la tabla del apunte SPM-003, Página 18 obtenemos el rendimiento del aparejo ingresando con el número de ramales que como se escribió anteriormente es igual a 4:

T-2.2. Rendimiento del aparejo

Nº de Ramales	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Poleas con rodamiento	η	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,90	0,89	0,88

Por lo tanto el valor de la carga será el siguiente:

$$S = \frac{10000 \text{ Kg} + 215 \text{ Kg}}{4 \times 0,97}$$

$$S = 2632,73 \text{ Kg}$$

- Determinación del diámetro del cable:

2.2 Diámetro del cable

FEM Seguridad $Z_p \geq \frac{F_o}{S}$ (carga de rotura del cable) / (tracción máxima en el cable)

DIN $d = C \sqrt{S}$ C=coef. indicado en T-2-1

T-2.1. Coeficientes Z_p y C

GRUPO	F E M		GRUPO	D I N			
	SEGURIDAD MINIMA Z_p			COEFICIENTE C			
	NORMAL	CARGAS PELIGROSAS CABLE ANTI-GIRATORIO		NORMAL		CARGAS PELIGROSAS Y CABLE ANTIGIRATORIO	
				180	200	180	200
M3	3,55	4	1 Bm	0,250	0,235	0,265	0,250
M4	4	4,5	1 Am	0,265	0,250	0,280	0,265
M5	4,5	5,6	2 m	0,280	0,265	0,315	0,280
M6	5,6	7,1	3 m	0,315	0,280	0,335	0,325
M7	7,1	9	4 m	0,335	0,325	0,375	0,365
M8	9	11,2	5 m	0,375	0,365	0,425	0,400

De la tabla anterior obtenemos los coeficientes que vamos a utilizar en el cálculo del diámetro del cable según FEM y DIN.

Según FEM → $Z_p = 9$

Según DIN → $C = 0,365$

Verificación del diámetro según DIN:

$$d = C \times \sqrt{S}$$

$$d = 0.365 \times \sqrt{2632,73}$$

$$d = 18,73 \text{ mm}$$

Seleccionaremos un cable de 8 cordones (IPH GP8C). El cual posee las siguientes ventajas y características:



Ventajas y características

- Alta carga de rotura por el compactado de los cordones gracias al incremento de su sección metálica.
- Mayor resistencia a la abrasión, reduciendo el desgaste del cable y de las poleas.
- Mínima pérdida de diámetro bajo tensión.
- Perfecta distribución de carga y excelente resistencia a la fatiga por flexión.
- No utilizar este cable con destorcedor (Swivel).

A continuación se adjunta la tabla de dimensiones del cable adoptado:

Carga mínima de rotura					
Diámetro	Masa aprox.	Grado 1960 N/mm ²		Grado 2160 N/mm ²	
		[kN]	[t]	[kN]	[t]
[mm]	[kg/m]				
10,00	0,45	78,0	7,96	86,0	8,78
11,00	0,54	94,4	9,63	104	10,6
12,00	0,64	113	11,5	124	12,7
13,00	0,77	132	13,5	146	14,9
14,00	0,87	153	15,6	169	17,2
15,00	1,01	176	18,0	194	19,8
16,00	1,14	200	20,4	220	22,4
17,00	1,29	225	23,0	248	25,3
18,00	1,45	254	25,9	279	28,5
19,00	1,62	282	28,8	310	31,6
20,00	1,80	313	31,9	344	35,1
21,00	1,98	345	35,2	379	38,7
22,00	2,16	379	38,7	416	42,4
23,00	2,37	414	42,3	455	46,4
24,00	2,58	451	46,0	495	50,5
25,00	2,80	489	49,9	537	54,8
26,00	3,02	529	54,0	582	59,4
27,00	3,26	570	58,2	628	64,0
28,00	3,50	614	62,7	675	68,9
29,00	3,76	659	67,2	724	73,9
30,00	4,02	704	71,8	775	79,1

Como ya habíamos visto anteriormente el coeficiente de seguridad a utilizar en puentes grúa según las leyes de seguridad e higiene va a ser igual a 6.

Por lo tanto, realizando la verificación:

$$\sigma = S \times 6$$

$$\sigma = 2632,73 \text{ Kg} \times 6$$

$$\sigma = 15.796,4 \text{ kg}$$

Donde determinamos que VERIFICA, ya que nuestra carga, es de 15.796,4 kg, lo cual es mucho menor que la carga mínima de rotura de nuestro cable, que como vemos en la anterior imagen es de: 28,8tn

15.796,4 kg < 28.800 kg → Verifica.

Verificación del diámetro según FEM:

De la tabla T-2.1. página 18 del apunte SPM-003 vimos que el coeficiente Z_p para el grupo M8 es igual a 9.

$$Z_p \leq \frac{F_o}{S}$$

Donde F_o es la carga de rotura del cable. Despejando nos queda de la siguiente manera:

$$F_o \geq Z_p \times S$$

Donde "S" se calcula con la siguiente ecuación:

$$S = \frac{\text{Carga} + \text{Peso Aparejo} + \text{Peso cable}}{\text{Número de ramales} \times \eta}$$

Carga = 10.000 Kg

Peso aparejo = 215 Kg

Peso del cable = 129,6 Kg

Numero de ramales = 4

Rendimiento de la polea = 0,97

El peso del cable lo calculamos de la siguiente manera:

Peso cable = Peso unitario x Cantidad de Ramales x Altura de elevación.

$$\text{Peso cable} = 1,62 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 4 \times 20 \text{ m}$$

Peso cable = 129,6 kg

Por ende, nos queda lo siguiente:

$$S = \frac{10.000 \text{ kg} + 215 \text{ kg} + 129,6 \text{ kg}}{4 \times 0,97}$$

$$\boxed{S = 2666,13 \text{ Kg}}$$

Planteando la inecuación:

$$F_o \geq Z_p \times S$$

$$F_o \geq 9 \times 2666,13 \text{ Kg}$$

$$F_o \geq 23995,2 \text{ Kg}$$

Por lo tanto:

28.800 Kg > **23.995,2 Kg** → VERIFICA.

Como por ambos métodos el diámetro de cable adoptado para el aparejo principal y auxiliar nos verifico, seleccionamos entonces los siguientes diámetros:

Aparejo Principal: Cable IPH GP8C, Diámetro de 28mm.

Aparejo Secundario: Cable IPH GP8C, Diámetro de 19mm.

➤ Selección de poleas:

- Poleas Principales

Polea de reenvió

Hay que verificar la siguiente inecuación:

$$D \geq D_{\text{cable}} \times h_1 \times h_2$$

Dónde:

h1 = coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el sistema de elevación

h2 = coeficiente de mayorización de h1

Dichos coeficientes se determinan usando las siguientes tablas:

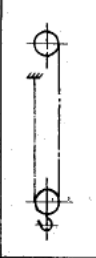
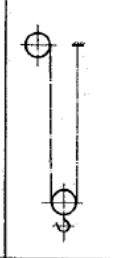
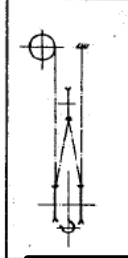
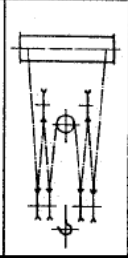
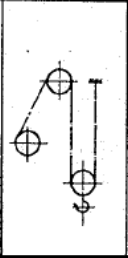
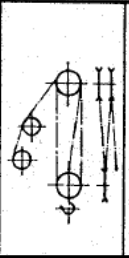
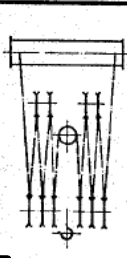
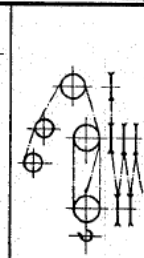
La primera determina h1:

T-3.1. Coeficiente h_1

GRUPO		CABLE NORMAL		CABLE ANTIGIRATORIO	
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA
M3	1 Bm	16	12.5	18	14
M4	1 Am	18	14	20	16
M5	2 m	20	14	22,4	16
M6	3 m	22.4	16	25	18
M7	4 m	25	16	28	18
M8	5 m	28	18	31,5	20

En donde vemos el valor del coeficiente $h_1 \rightarrow h_1 = 28$

T-3.2. Coeficiente h_2

Disposición del aparejo								
h_2	1	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,25

De la tabla anterior obtuvimos el valor del coeficiente $h_2 \rightarrow h_2 = 1,12$

Una vez ya obtenidos los coeficientes estamos en condiciones de verificar la siguiente ecuación:

$$D \geq D_{\text{cable}} \times h_1 \times h_2$$

$$D \geq 28 \text{ mm} \times 28 \times 1,12$$

$$D \geq 878,08 \text{ mm}$$

El diámetro adoptado para la polea de reenvío va a ser igual a 900 mm.

Luego verificamos la relación D_{ext}/d_{cable}

$$\frac{D}{d} = \frac{1000 \text{ mm}}{28 \text{ mm}}$$

$\frac{D}{d} = 35,7 \rightarrow$ Según la norma CMAA se recomienda mayor a 30 por lo tanto verifica.

Polea compensadora principal

Se debe realizar el mismo procedimiento que realizamos para la selección de la polea de reenvío, pero para este caso hay que utilizar los coeficientes correspondientes.


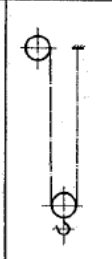
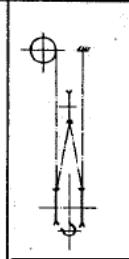
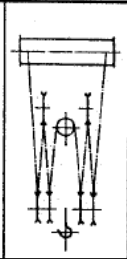
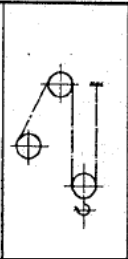

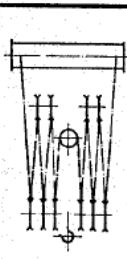

$$D \geq D_{cable} \times h_1 \times h_2$$

T-3.1. Coeficiente h_1

GRUPO		CABLE NORMAL		CABLE ANTIGIRATORIO	
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA
M3	1 Bm	16	12.5	18	14
M4	1 Am	18	14	20	16
M5	2 m	20	14	22.4	16
M6	3 m	22.4	16	25	18
M7	4 m	25	16	28	18
M8	5 m	28	18	31.5	20

Según la tabla anterior el coeficiente h_1 es el siguiente $\rightarrow h_1 = 18$

T-3.2. Coeficiente h_2

Disposición del aparejo								
h_2	1	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,25

De la tabla anterior obtuvimos el valor del coeficiente $h_2 \rightarrow h_2 = 1,12$

Una vez ya obtenidos los coeficientes estamos en condiciones de verificar la siguiente ecuación:

$$D \geq D_{cable} \times h1 \times h2$$

$$D \geq 28 \text{ mm} \times 18 \times 1,12$$

$$D \geq 564,48 \text{ mm}$$

Vamos a utilizar poleas laminadas poltex con rodamiento de bolas.

Luego, según una recomendación de la norma CMAA, la polea compensadora, no debe tener un diámetro menor que la mitad del diámetro de las poleas de reenvío.

Por lo tanto:

$$\text{Diámetro de la polea compensadora} \geq \frac{\text{Diámetro de Polea de reenvío}}{2}$$

$$\text{Diámetro de la polea compensadora} \geq \frac{900 \text{ mm}}{2}$$

$$\text{Diámetro de la polea compensadora} \geq 450 \text{ mm}$$

Por lo tanto, deberemos utilizar una polea que cumpla ambas condiciones, por lo tanto:

El diámetro de polea que verifica con ambas condiciones va a ser una polea de diámetro de 630 mm.

D1	g cable	d2	b	d3	d4	d5	d6	d7	d8	l1 -0,2	l2	l3	l4 0,2	l5	Rodamientos	Peso apr. Kg.	Referencia				
225	10-11	5,8	280	32	45	60	110	145	85	120	55	100	77	80	82	6212	6209	10	010.22.09		
250	10-13	5,8	285	34	40	50	90	125	80	115	55	100	76	58	76	6210	6208	11	010.25.08		
		6,3	290	38	50	60	110	145	90	125	55	100	77	80	82	6212	6210	12	010.25.10		
		7	295	44	60	70	125	165	110	145	60	110	82	85	87	6214	6212	14	010.25.12		
280	10-13	5,8	315	34	40	50	90	125	80	115	55	100	76	58	76	6210	6208	11	010.25.08		
		6,3	320	38	50	60	110	145	90	125	55	100	77	80	82	6212	6210	12	010.25.10		
		7	325	44	60	70	125	165	110	145	60	110	82	85	87	6214	6211	17	010.26.11		
315	13-15	7	360	38	50	60	110	145	90	125	55	100	77	80	82	6212	6210	18	010.31.10		
		8	359	40	60	70	125	165	110	145	60	110	82	85	87	6214	6212	20	010.31.12		
		8	411	48	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	22	010.31.14
355	15-17	8	399	40	60	70	125	165	110	145	60	110	82	85	87	6214	6212	22	010.35.12		
		9	411	48	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	24	010.35.14
		9	456	48	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	28	010.40.12
400	17-19	9	456	48	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	28	010.40.14
		10	456	50	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	30	010.40.15
		10	506	50	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	34	010.40.16
450	19-21	10	526	60	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	35	010.45.14
		11	526	60	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	40	010.45.16
		11	576	60	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	44	010.45.18
500	20-24	11	576	60	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	41	010.50.16
		12,5	570	60	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	44	010.50.18
		12,5	630	60	80	100	180	230	140	180	125	165	55	110	87	70	92	6216	6214	48	010.50.20
560	20-26	11	636	60	100	120	200	250	160	210	80	140	108	95	128	6222	6218	55	010.56.18		
		12,5	630	60	100	120	200	250	160	210	80	140	108	95	128	6222	6218	58	010.56.20		
		14	630	60	120	140	250	305	215	265	100	160	134	100	132	6226	6222	63	010.56.22		
630	24-31	12,5	700	60	100	120	215	265	180	230	85	150	113	100	128	6224	6220	70	010.63.20		
		14	700	60	120	140	250	305	215	265	100	160	134	100	132	6226	6222	74	010.63.22		
		16	710	70	150	170	260	320	225	275	90	150	124	100	132	6034	6030	76	010.63.24		
710	25-34	14	780	60	110	130	230	290	200	250	95	160	123	100	132	6226	6222	88	010.71.22		
		16	790	70	120	140	250	305	215	265	100	160	134	100	132	6228	6224	95	010.71.24		
		18	810	80	170	190	290	350	260	320	100	160	134	110	142	6038	6034	105	010.71.34		
800	29-38	16	880	70	120	140	250	305	215	265	100	160	134	100	132	6228	6224	125	010.80.24		
		18	900	80	130	150	270	330	230	290	100	160	134	110	142	6230	6226	130	010.80.26		
		20	900	83	140	160	240	290	210	265	85	140	119	95	127	6032	6028	135	010.80.28		
900	33-38	18	1000	80	180	200	310	370	280	340	110	170	144	120	152	6232	6228	152	010.90.28		
		20	1000	83	200	220	340	400	310	370	120	180	154	130	162	6044	6040	175	010.90.40		
		220	240	360	420	340	400	130	180	164	130	162	6048	6044	182	010.90.44					

- Polea Auxiliar:

Debido a que nuestro aparejo es de solo 2 poleas, determinaremos una sola polea.

Polea compensadora auxiliar


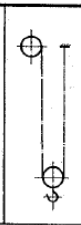






Ídem a los casos anteriores. Hay que verificar la siguiente inecuación:

$$D \geq D_{\text{cable}} \times h_1 \times h_2$$

T-3.1. Coeficiente h_1					
GRUPO		CABLE NORMAL		CABLE ANTIGIRATORIO	
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA
M3	1 Bm	16	12.5	18	14
M4	1 Am	18	14	20	16
M5	2 m	20	14	22,4	16
M6	3 m	22.4	16	25	18
M7	4 m	25	16	28	18
M8	5 m	28	18	31,5	20

De la tabla anterior obtenemos nuestro coeficiente $\rightarrow h_1 = 18$

De la siguiente tabla determinaremos el valor del coeficiente $\rightarrow h_2 = 1,12$

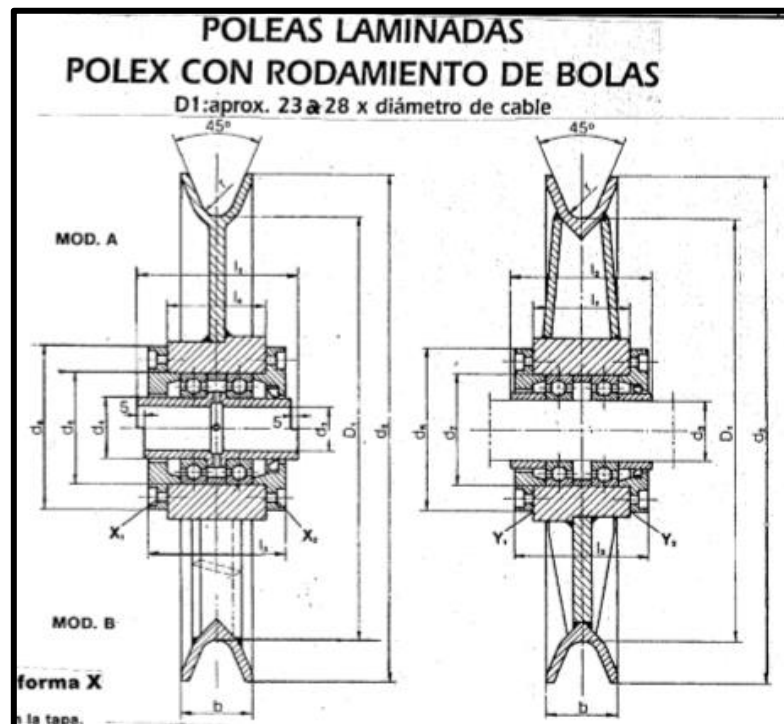
T-3.2. Coeficiente h_2								
Disposición del aparejo								
h_2	1		1,12			1,25		

$$D \geq D_{\text{cable}} \times h_1 \times h_2$$

$$D \geq 19\text{mm} \times 18 \times 1,12$$

$$D \geq 383,04 \text{ mm}$$

Seguiremos usando el mismo tipo de polea:



De la siguiente tabla se seleccionó una polea de $D_1 = 400$ mm.

D ₁	Ø cable	r	d ₂	b	E _g	d ₄ h ₈	d ₅	d ₆	M ₇	d ₈	l ₁ -0,2	l ₂	l ₃	l ₄ 0,2	l ₅	Rodamientos		Peso apr. Kg.	Referencia		
																x	y				
225	10-11	5,6	280	32	45	60	110	145	85	120	55	100	77	60	82	6212	6209	10	010.22.09		
250	10-13	5,6	285	34	40	50	90	125	80	115	55	100	76	58	76	6210	6208	11	010.25.08		
		6,3	290	38	50	60	110	145	90	125	58	100	77	60	82	6214	6210	12	010.25.10		
		7	295	44	60	70	125	165	110	145	60	110	82	65	87	6214	6212	14	010.25.12		
280	10-13	5,6	315	34	55	70	125	165	100	135	60	110	82	65	87	6214	6211	17	010.26.11		
		6,3	320	38	55	70	125	165	100	135	60	110	82	65	87	6214	6211	17	010.26.11		
		7	325	44	60	70	125	165	100	135	60	110	82	65	87	6214	6211	17	010.26.11		
315	13-15	7	380	38	50	80	110	145	90	125	55	100	77	60	82	6212	6210	18	010.31.10		
		8	359	40	70	80	140	180	125	165	110	125	165	110	87	70	92	6214	6212	20	010.31.12
		8	359	48	80	100	180	230	140	180	125	165	110	87	70	92	6216	6214	22	010.31.14	
355	15-17	8	399	40	60	70	155	165	110	145	60	110	62	65	87	6214	6212	22	010.35.12		
		9	411	48	80	100	180	230	140	180	70	130	96	85	113	6220	6216	24	010.35.14		
		9	411	48	80	100	180	230	140	180	70	130	96	85	113	6220	6216	24	010.35.16		
400	17-19	9	456	48	70	80	140	180	125	165	65	110	82	65	87	6214	6212	26	010.40.12		
		10	456	50	80	100	180	230	140	180	70	130	96	85	113	6220	6216	28	010.40.14		
		10	456	50	80	100	180	230	140	180	70	130	96	85	113	6220	6216	30	010.40.15		
450	19-21	10	506	50	70	80	140	180	125	165	65	110	87	70	92	6216	6214	28	010.40.14		
		11	526	60	80	110	200	250	160	210	80	140	108	95	123	6222	6218	30	010.40.15		
		11	526	60	80	110	200	250	160	210	80	140	108	95	123	6222	6218	30	010.40.15		
500	20-24	11	576	60	80	100	200	230	140	180	70	130	96	85	113	6220	6216	41	010.50.16		
		12,5	570	60	90	110	200	250	160	210	80	140	108	95	123	6222	6218	44	010.50.18		
		12,5	570	60	90	110	200	250	160	210	80	140	108	95	123	6222	6218	44	010.50.18		
560	20-26	11	636	60	90	110	200	250	160	210	80	140	108	95	128	6222	6218	55	010.56.18		
		12,5	630	60	110	130	230	290	200	250	95	180	123	100	132	6226	6222	63	010.56.22		
		14	630	60	120	140	250	305	215	265	85	140	119	95	127	6228	6224	65	010.56.24		
630	24-31	12,5	700	60	100	120	215	265	180	230	85	150	113	100	128	6224	6220	70	010.63.20		
		14	700	70	110	130	230	290	200	250	95	160	123	100	132	6226	6222	74	010.63.22		
		16	710	70	120	140	250	305	215	265	100	160	134	100	132	6228	6224	77	010.63.24		
710	25-34	14	780	60	110	130	230	290	200	250	95	160	123	100	132	6226	6222	88	010.71.22		
		16	790	70	120	140	240	290	210	265	85	140	119	95	127	6032	6028	100	010.71.28		
		18	810	80	130	150	260	320	225	275	90	150	124	100	132	6034	6030	105	010.71.34		
800	29-38	16	880	70	120	140	250	305	215	265	100	160	134	100	132	6228	6224	125	010.80.24		
		18	900	80	130	150	270	330	230	290	100	160	134	110	142	6230	6226	130	010.80.26		
		20	900	83	140	160	240	290	210	265	85	140	119	95	127	6032	6028	135	010.80.28		
900	33-38	18	1000	80	140	160	290	350	250	310	105	160	139	115	147	6232	6228	152	010.90.28		
		20	1000	83	160	200	310	370	280	340	110	170	144	120	152	6040	6036	167	010.90.36		
		20	1000	83	180	220	340	420	340	400	130	180	164	130	162	6044	6040	175	010.90.44		

- Tambores de arrollamiento:

- Tambor Principal:

Por cuestiones de diseño, adoptaremos un reductor central y dos tambores opuestos, los cuales tendrán hélices de enrollamiento también en sentidos opuestos, una hélice derecha y otra izquierda.

Según la Página 172 del SPM-003, utilizando la siguiente tabla, en función del tipo de cable adoptado (6 x 37- IPH) y en función del grado que estamos utilizando de la norma (CMAA sección C) determinaremos la recomendación para poder calcular el diámetro de nuestros tambores principales.

TABLE 4.6.4-1

GUIDE FOR MINIMUM PITCH DIAMETER OF DRUMS

CMAA Class	6 x 37 Class Rope	6 x 19 Class Rope
A & B	16	20
C	18	24
D	20	24
E	24	30
F	30	30

} x d

Según esta recomendación, el diámetro primitivo del tambor, debe ser como mínimo 30 veces el diámetro del cable:

$$\text{Diámetro primitivo tambor} = 30 \times \text{diámetro cable}$$

$$\text{Diámetro primitivo tambor} = 30 \times 28 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro primitivo tambor} = 840 \text{ mm}$$

Ingresando al apunte SPM-003, Página 8, en función al diámetro de cable (28 mm) obtenemos lo siguiente:

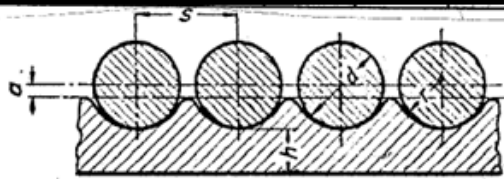


FIG. . — Dimensiones de las ranuras de los tambores de cables.

. — DIMENSIONES DE LAS RANURAS DE LOS TAMBORES según la figura

Diámetro del cable	10.	13.	16.	19.	22.	27.	33.	40.	44.
<i>s</i>	12	15	18	22	25	31	37	45	49
<i>r</i>	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
<i>a</i>	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

- Cantidad de espiras en el tambor principal:

$$N = \frac{\text{Long. de elevación} \times \text{cantidad de poleas}}{\pi \times D t} + 2 \text{ espiras}$$

Cabe aclarar que las dos espiras extras (espiras muertas) se dejan por una cuestión de seguridad.

Por lo tanto:

$$N = \frac{20.000 \text{ mm} \times 4}{\pi \times 840 \text{ mm}} + 2 \text{ espiras}$$

$$N = 32,31 \text{ espiras}$$

Para el tambor principal **adopto 33 espiras.**

- Velocidad tangencial del tambor:

$$\text{Vel. Tang. del tambor} = \text{Vel de elevación} \times N^{\circ} \text{poleas.}$$

$$\text{Vel. Tang. del tambor} = 12 \frac{\text{m}}{\text{min}} \times 4$$

$$\text{Vel. Tang Tambor} = 48 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

- RPM del tambor principal:

$$\text{RPM} = \frac{\text{Vel. cable}}{D_{\text{tambor}} \times \pi}$$

$$\text{RPM} = \frac{48 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{0,84 \text{ m} \times \pi}$$

$$\text{RPM tambor principal} = 18,2 \text{ RPM}$$

- Tambores de arrollamiento:

- Tambor Auxiliar:

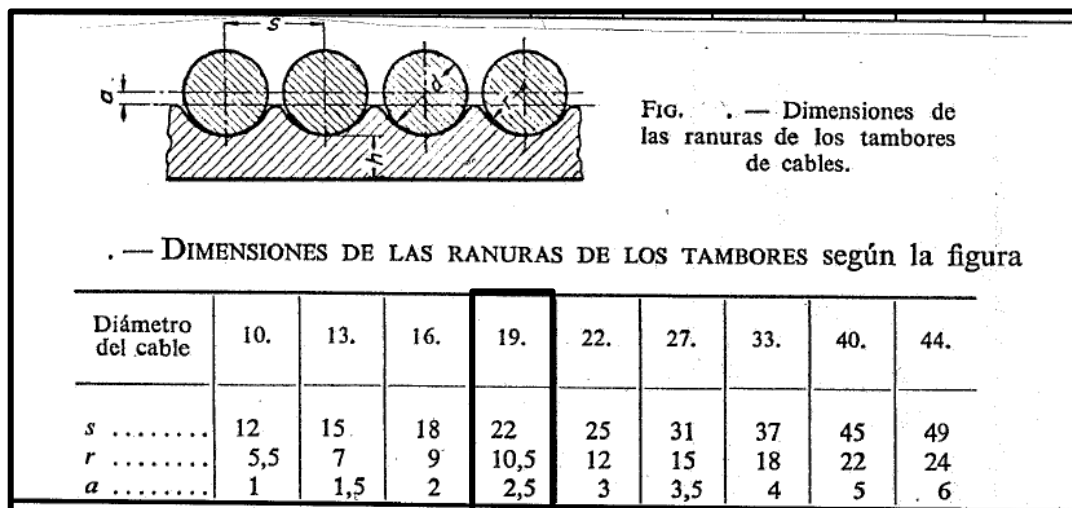
Realizamos nuevamente el mismo procedimiento anterior que se hizo para el caso del tambor principal, pero ahora para el tambor auxiliar:

$$\text{Diámetro tambor} = 30 \times \text{diámetro cable}$$

$$\text{Diámetro tambor} = 30 \times 19 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro tambor} = 570 \text{ mm}$$

Ingresando al apunte SPM-003, Página 8, en función al diámetro de cable (18 mm) obtenemos lo siguiente:



- Cantidad de espiras en el tambor principal:

$$N = \frac{\text{Long. de elevación} \times \text{cantidad de poleas}}{\pi \times Dt} + 2 \text{ espiras}$$

Cabe aclarar que las dos espiras extras (espiras muertas) se dejan por una cuestión de seguridad.

Por lo tanto:

$$N = \frac{20.000 \text{ mm} \times 2}{\pi \times 570 \text{ mm}} + 2 \text{ espiras}$$

$$N = 24,33 \text{ espiras}$$

Para el tambor principal adopto 25 espiras.

- Velocidad tangencial del tambor:

$$Vel.T. tambor = Vel de elevación \times N^{\circ} poleas.$$

$$Vel.T. tambor = 6 \frac{m}{min} \times 2$$

$$Vel. T. tambor = 12 \frac{m}{min}$$

- RPM del tambor principal:

$$RPM = \frac{Vel. cable}{Dtambor \times \pi}$$

$$RPM = \frac{12 \frac{m}{min}}{0.57 m \times \pi}$$

$$RPM tambor Auxiliar = 6,7 RPM$$

- **Motor de elevación:**

Para seleccionarlo, primero vamos a calcular cual será la potencia necesaria mínima que debe tener nuestro motor.

- **Carga Principal:**

La potencia del motor necesaria la calcularemos en función a una ecuación que hay en la CMAA 70

$$N = \frac{(Q + P_{ap} + P_c) * V_e}{60 * 75 * \eta_{tot}}$$

Dónde:

- Q es la carga a elevar → Q = 40 Tn
- Pap es el peso del aparejo → P_{AP} = 3700 kg
- Pc es el peso del cable → P_C = 560 kg
- Ve es la velocidad de elevación → Ve = 12 $\frac{m}{min}$
- η_{tot} es el rendimiento total que se compone de la siguiente manera:

$$\eta_{tot} = \eta \text{ reductor }^n \cdot \eta \text{ tambor} \cdot \eta \text{ aparejo}$$

Donde vemos que depende de los rendimientos de cada uno de los componentes que se ven movidos por el motor.

- η reductor = 0,98 y n es el número de etapas de nuestro reductor. Elegiremos n=3
- η tambor= 0,98 (CMAA 70)
- η aparejo = 0,93

$$\eta_{tot} = 0,98^3 \cdot 0,98 \cdot 0,93$$

$$\eta_{tot} = 0,858$$

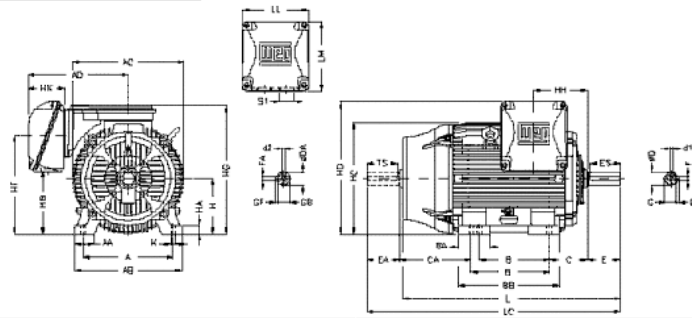
Por lo tanto:

$$N = \frac{(Q + P_{ap} + P_c) \cdot V_e}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{tot}}$$

$$N = \frac{(40.000 \text{ kg} + 3700 \text{ kg} + 560 \text{ kg}) \cdot 12 \frac{m}{min}}{60 \cdot 75 \cdot 0,858}$$

$$N = 137,56 \text{ Cv} = 102,5 \text{ Kw}$$

Potencia		Carcasa	Full Load Torque (kgfm)	Corriente con rotor trabado IV In	Par con rotor trabado Tl/Tn	Break-down Torque Tl/Tn	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	400 V						Corriente nominal In (A)	
								Caliente	Frio			% de la potencia nominal			Factor de potencia				
KW	HP										RPM	50	75	100	50	75	100		
IV Polos																			
5,5	7,5	L132S	3,64	8,8	2,9	3,5	0,0640	16	35	78,0	66	1470	90,8	91,8	91,9	0,63	0,75	0,82	10,5
7,5	10	L132M/L	4,97	9,3	3,2	3,8	0,0791	14	31	84,0	66	1470	91,4	92,3	92,6	0,62	0,74	0,81	14,4
9,2	12,5	160M	6,05	8,6	3	3,3	0,1908	16	35	115	61	1480	91,9	92,9	93,0	0,61	0,74	0,81	17,6
11	15	160M	7,26	8,2	3	3,5	0,1637	14	31	125	61	1475	92,0	93,0	93,3	0,61	0,73	0,81	21,0
15	20	L160L	9,91	7,2	3	3,2	0,1813	28	62	150	61	1475	92,7	93,6	93,9	0,63	0,75	0,81	28,5
18,5	25	L180M	12,2	8,2	3	3,4	0,2201	16	35	185	61	1480	93,6	94,2	94,2	0,64	0,76	0,83	34,2
22	30	L180L	14,5	8,7	3,3	3,8	0,2594	14	31	200	61	1480	93,7	94,3	94,5	0,63	0,75	0,82	41,0
30	40	200L	19,7	7,4	2,8	3,2	0,3979	18	40	284	63	1485	93,9	94,7	94,9	0,60	0,73	0,81	56,3
37	50	225S/M	24,3	7,9	2,8	3,2	0,7346	21	46	490	63	1485	94,6	95,1	95,2	0,67	0,78	0,84	66,8
45	60	225S/M	29,5	8,3	2,9	3,3	0,7346	15	33	440	63	1485	94,2	95,0	95,4	0,62	0,74	0,82	83,0
55	75	250S/M	36,1	8,3	3	3,4	1,21	17	37	531	64	1485	94,9	95,4	95,7	0,66	0,78	0,83	100
75	100	280S/M	49,0	7,9	2,9	2,9	2,78	40	88	830	69	1490	95,5	96,1	96,2	0,72	0,81	0,85	132
90	125	280S/M	59,0	7,9	3	2,9	3,40	40	88	895	69	1485	95,9	96,3	96,4	0,73	0,82	0,86	157
110	150	315S/M	71,9	7,4	2,7	2,7	4,42	54	119	1150	71	1490	95,8	96,4	96,8	0,73	0,82	0,86	191
132	175	315S/M	85,3	7,5	2,8	2,7	5,29	50	110	1342	71	1490	96,1	96,7	96,9	0,73	0,82	0,86	229
150	200	315L	98,1	7,7	3	2,6	5,73	40	88	1430	72	1490	96,3	96,8	96,9	0,74	0,83	0,86	260
160	220	315L	105	7,7	3	2,6	5,73	40	88	1430	72	1490	96,3	96,8	96,9	0,74	0,83	0,86	277
185	250	315L	121	7,7	3	2,6	6,17	32	70	1480	72	1490	96,4	96,8	96,9	0,74	0,83	0,86	320
200	270	315L	131	7,9	3	2,7	6,51	31	68	1627	72	1490	96,4	96,9	97,0	0,74	0,83	0,86	346
220	300	355M/L	144	7,9	2,6	2,8	8,95	36	79	1670	74	1490	96,9	96,6	96,9	0,72	0,81	0,85	386
250	340	355M/L	163	8,2	2,7	2,8	10,0	33	73	1730	74	1490	96,1	96,7	97,0	0,72	0,81	0,85	438
260	350	355M/L	170	8,2	2,7	2,8	10,0	33	73	1730	74	1490	96,1	96,7	97,0	0,72	0,81	0,85	455
280	380	355M/L	183	7,9	2,7	2,7	10,5	28	62	1772	74	1490	96,3	96,8	97,0	0,72	0,81	0,85	490
300	400	355M/L	196	7,8	2,7	2,6	11,1	24	53	1825	74	1490	96,4	96,8	97,0	0,73	0,82	0,86	519
315	430	355M/L	206	7,8	2,9	2,6	11,6	27	58	1878	74	1490	96,5	96,9	97,0	0,73	0,82	0,86	545
330	450	355A/B¹	216	7,3	2,5	2,4	12,5	28	62	2062	76	1490	96,7	97,0	97,0	0,77	0,84	0,87	564
355	480	355A/B¹	232	7,6	2,8	2,5	13,5	23	51	2089	76	1490	96,7	97,0	97,0	0,75	0,83	0,87	607



A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BD	C	CA	D
505	120	630	657	525	405457	184	621	216	443	80m6
E	ES	F	G	GD	DA	EA	FS	FA	GB	GF
170	180	22	71	14	65m6	140	125	18	58	11
H	HA	HB	HC	HD	HA	HG	HB	HK	K	I
315	46	386	644	768	582	751	264	176	28	1274
LC	LL	LM	S1		d1		d2			
1426	579	382	2xM63x1,5		DM20		DM20			

Modulacion	6316 G3	6316 G3
Intervalo de lubricación	11000 h	13000 h
Cantidad de grasa	45 g	34 g

• Carga Auxiliar:

La potencia del motor necesaria la calcularemos en función a una ecuación que hay en la CMAA 70

$$N = \frac{(Q + P_{ap} + P_c) * V_e}{60 * 75 * \eta_{tot}}$$

Dónde:

- Q es la carga a elevar → Q = 10 Tn
- P_{ap} es el peso del aparejo → P_{ap} = 215 kg
- P_c es el peso del cable → P_c = 129,9 kg
- V_e es la velocidad de elevación → V_e = 6 $\frac{m}{min}$
- η_{tot} es el rendimiento total que se compone de la siguiente manera:

$$\eta_{tot} = \eta_{reductor}^n \cdot \eta_{tambor} \cdot \eta_{aparejo}$$

Donde vemos que depende de los rendimientos de cada uno de los componentes que se ven movidos por el motor.

- $\eta_{reductor} = 0,98$ y n es el número de etapas de nuestro reductor. Elegiremos n=3
- $\eta_{tambor} = 0,98$ (CMAA 70)
- $\eta_{aparejo} = 0,97$

$$\eta_{tot} = 0,98^3 \cdot 0,98 \cdot 0,97$$

$$\eta_{tot} = 0,895$$

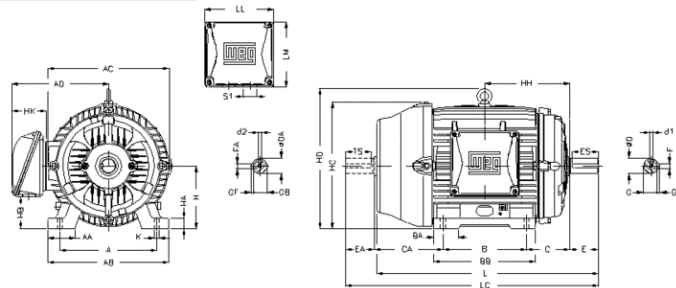
Por lo tanto:

$$N = \frac{(Q + P_{ap} + P_c) * V_e}{60 * 75 * \eta_{tot}}$$

$$N = \frac{(10.000 \text{ kg} + 215 \text{ kg} + 129,9 \text{ kg}) * 6 \frac{m}{min}}{60 * 75 * 0,895}$$

$$N = 15 \text{ Cv} = 11,17 \text{ Kw}$$

Potencia		Carcasa	Full Load Torque (kgfm)	Corriente con rotor trabado IV In	Par con rotor trabado TU/Tn	Break-down Torque Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	400 V						Corriente nominal In (A)
kW	HP							% de la potencia nominal					Cálida	Frio	Factor de potencia				
								50	75						100	50	75	100	
IV Polos																			
5,5	7,5	L132S	3,64	8,8	2,9	3,5	0,0640	16	35	78,0	66	1470	90,8	91,8	91,9	0,63	0,75	0,82	10,5
7,5	10	L132M/L	4,97	9,3	3,2	3,6	0,0791	14	31	84,0	66	1470	91,4	92,3	92,6	0,62	0,74	0,81	14,4
9,2	12,5	160M	6,06	8,6	3	3,3	0,1398	16	35	115	61	1480	91,9	92,9	93,0	0,61	0,74	0,81	17,6
11	15	160M	7,26	8,2	3	3,5	0,1537	14	31	125	61	1475	92,0	93,0	93,3	0,61	0,73	0,81	21,0
15	20	L160L	9,91	7,2	3	3,2	0,1813	28	62	150	61	1475	92,7	93,6	93,9	0,63	0,75	0,81	28,5
18,5	25	L160M	12,2	8,2	3	3,4	0,2191	16	35	165	61	1480	93,0	94,2	94,2	0,64	0,76	0,83	34,2
22	30	L160L	14,5	8,7	3,3	3,8	0,2594	14	31	200	61	1480	93,7	94,3	94,5	0,63	0,75	0,82	41,0
30	40	200L	19,7	7,4	2,8	3,2	0,3979	18	40	284	63	1485	93,9	94,7	94,9	0,60	0,73	0,81	56,3
37	50	225S/M	24,3	7,9	2,8	3,2	0,7346	21	46	430	63	1485	94,6	95,1	95,2	0,67	0,78	0,84	66,8
45	60	225S/M	29,5	8,3	2,9	3,3	0,7346	15	33	440	63	1485	94,2	95,0	95,4	0,62	0,74	0,82	83,0
55	75	250S/M	36,1	8,3	3	3,4	1,21	17	37	531	64	1485	94,9	95,4	95,7	0,66	0,78	0,83	100
75	100	280S/M	49,0	7,9	2,9	2,9	2,78	40	88	830	69	1490	95,5	95,1	95,2	0,72	0,81	0,85	132
90	125	280S/M	59,0	7,9	3	2,9	3,40	40	88	895	69	1485	95,9	95,3	95,4	0,73	0,82	0,85	157
110	150	315S/M	71,9	7,4	2,7	2,7	4,42	54	119	1150	71	1490	95,8	96,4	96,8	0,73	0,82	0,86	191
132	175	315S/M	86,3	7,5	2,8	2,7	5,29	50	110	1332	71	1490	96,1	96,7	96,9	0,73	0,82	0,86	229
160	200	316L	98,1	7,7	3	2,6	5,73	40	88	1490	72	1490	96,3	96,8	96,9	0,74	0,83	0,86	260
160	220	316L	105	7,7	3	2,6	5,73	40	88	1490	72	1490	96,3	96,8	96,9	0,74	0,83	0,86	277
185	250	316L	121	7,7	3	2,6	6,17	32	70	1490	72	1490	96,4	96,8	96,9	0,74	0,83	0,86	320
200	270	316L	131	7,9	3	2,7	6,51	31	68	1627	72	1490	96,4	96,9	97,0	0,74	0,83	0,86	346
220	300	355M/L	144	7,9	2,6	2,8	8,95	36	70	1670	74	1490	95,9	96,6	96,9	0,72	0,81	0,85	386
250	340	355M/L	168	8,2	2,7	2,8	10,0	33	73	1730	74	1490	96,1	96,7	97,0	0,72	0,81	0,85	438
280	360	355M/L	170	8,2	2,7	2,8	10,0	33	73	1730	74	1490	96,1	96,7	97,0	0,72	0,81	0,85	455
280	380	355M/L	183	7,9	2,7	2,7	10,5	28	62	1772	74	1490	96,3	96,8	97,0	0,72	0,81	0,85	490
300	400	355M/L	196	7,8	2,7	2,6	11,1	24	53	1825	74	1490	96,4	96,8	97,0	0,73	0,82	0,86	519
315	430	355M/L	206	7,8	2,9	2,6	11,6	27	59	1878	74	1490	96,5	96,9	97,0	0,73	0,82	0,86	545
330	450	355A/B1	216	7,3	2,5	2,4	12,5	28	62	2062	76	1490	96,7	97,0	97,0	0,77	0,84	0,87	564
355	480	355A/B1	232	7,6	2,8	2,5	13,5	23	51	2080	76	1490	96,7	97,0	97,0	0,75	0,83	0,87	607



A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	CA	D
254	44	252	329	266	254	63	298	108	174	42h6
E	ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF
110	80	12	37	8	42h6	110	80	12	37	8
H	HA	HB	HC	HD	HF	HH	HK	K	L	LC
160	17	79	331	380	168	235	101	14,5	642	756
LL	LM	S1		d1		d2				
198,5	190	2xM40x1,5		DM16		DM16				

	Delantero	Trasero
Rodamiento	6309 C3	6209 Z-C3
Intervalo de lubricación	20000 h	20000 h
Cantidad de grasa	13 g	9 g

- Reductor de Elevación:

- Reductor Principal:

Lo primero que deberemos hacer para la selección del reductor principal va a ser calcular la velocidad radial del tambor principal, mediante la implementación de la siguiente formula:

$$V_{rt} = \frac{V_e \times i}{2}$$

i : Es el numero de ramales de nuestro sistema(al tener 4 poleas son 8 ramales).

Ve : Velocidad de elevacion(12 m/min).

Vrt : Velocidad radial del tambor principal.

$$V_{rt} = \frac{12 \times 8}{2} \rightarrow V_{rt} = 48 \frac{m}{min}$$

Por cada vuelta que da el tambor se enrollará la siguiente magnitud de cable:

$$C_{pt} = \pi \times D_t$$

$$C_{pt} = \pi \times 840 \text{ mm}$$

$$C_{pt} = 2638,9 \text{ mm} = 2,639 \text{ m}$$

Ahora calcularemos la velocidad con la que gira el tambor:

$$V_t = \frac{V_{rt}}{C_{pt}}$$

$$V_t = \frac{48 \text{ m/min}}{2,639 \text{ m}} \rightarrow V_t = 18,19 \text{ RPM}$$

Por lo tanto, teniendo en cuenta las RPM del motor eléctrico que hemos seleccionado, y dichas RPM recién calculadas, podemos determinar la relación de reducción REAL, la cual será:

$$i_{real} = \frac{n_{motor}}{n_{tambor}}$$

Donde las RPM del motor lo sacamos de las revoluciones nominales del catálogo Weg, que en nuestro caso es 1490 Rpm

$$i_{real} = \frac{1490 \text{ RPM}}{18,19 \text{ RPM}}$$

$$i_{real} = 81,91$$

La potencia de selección de nuestro reductor será:

$$N_s = N_{\text{motor}} \times F_s$$

Donde F_s es un factor de servicio, el cual lo determinamos del catálogo de Sumitomo.

Según la norma DIN vieja, nuestro puente (M8) corresponde al grupo 4. Con dicho valor, y el tipo de movimiento que vamos a realizar con dicho reductor (elevación de carga), ingresamos al catálogo de Sumitomo, Página 8 del mismo, y obtenemos el siguiente valor:

GRÚAS

Clasificación de la grúa	Elevadora	De movimiento transversal	De desplazamiento	De movimiento giratorio	Elevadora con pluma
Grupo I	1.00		1.50	1.25	1.00
Grupo II	1.25		1.50		1.00
Grupo III	1.50		1.75		1.25
Grupo IV	1.75		2.00		1.50

La clasificación de grúas se basa en JIS B8821-1976: "Norma de cálculo para la estructura de grúas".

Donde el $F_s = 1,75$

$$N_s = 102,5 \text{ Kw} \times 1,75$$

Entonces, la potencia necesaria para la selección de nuestro reductor será:

$$N_s = 179,37 \text{ Kw}$$

Para la selección entramos al catálogo Sumitomo, Página C-127 y obtenemos lo siguiente:

- Ingresamos con la relación de reducción real: 81,91
- Luego, con las RPM del motor (eje rápido): 1490 rpm
- Luego buscamos los Kw acordes: 179,37 Kw
- Por último determinamos el tamaño del reductor: 9095
- Ejes paralelos- Triple Reducción.

Tamaño del reductor										Velocidad del eje de baja velocidad en RPM	Velocidad del eje de alta velocidad en RPM	Relación de reducción nominal	
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136			
78.118	77.451	75.820	83.128	79.474	77.647	76.490	76.490	79.203					
240	290*	353*	386*	481*	587*	735*	856*	988*	*	*	23	1800	80
200	242	295	323	402	490	615*	716*	826*	*	*	19	1500	
160	194	237	259	323	393	493	574	663*	*	*	15	1200	
134	162	198	216	269	328	412	480	554	*	*	13	1000	
121	146	178	195	243	296	372	432	499	*	*	11	900	
101	122	149	163	203	247	310	361	417	*	*	9.4	750	

Una vez seleccionado el reductor, haremos la verificación de la potencia térmica.

• **Verificación de la potencia térmica del reductor principal:**

Para ello, usaremos la tabla que se encuentra en la página C-121 del catálogo Sumitomo.

Temperatura ambiente °C	Factor de corrección de la temperatura	
	Sin ventilador	Con ventilador
20	1.00	1.00
30	0.85	0.87
40	0.70	0.73
50	0.55	0.60

Tal como lo vemos, nuestro motor y reductor estarán sometidos a una temperatura ambiente de 20°C aproximadamente, los cuales no tendrán un ventilador para su refrigeración.

De la misma página del catálogo Sumitomo determinamos la potencia térmica nominal.

Tamaño del reductor										Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Velocidad del eje de alta velocidad en RPM	Relación de reducción nominal	
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131				9136
197	245	263	304	330	363	487	487	447			-	1800	Reducción triple de tipo horizontal
471	689	738	814	885	599	803	803	737			1		
194	242	259	300	326	357	481	481	450			-	1500	
412	605	647	717	778	590	793	793	742			1		
187	235	251	293	317	346	468	468	445			-	1200	
353	521	556	619	671	571	772	772	734			1		
180	227	242	284	307	335	454	454	436			-	1000	80 ▼ 90
301	447	476	532	575	553	749	749	719			1		
176	222	237	278	300	328	445	445	429			-	900	
282	418	445	499	539	540	734	734	708			1		
168	213	226	267	288	314	427	427	416			-	750	
244	364	388	436	470	517	705	705	686			1		

$$N \text{ térmica nominal} = N \text{ motor} \cdot \text{factor de corrección}$$

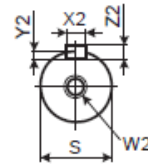
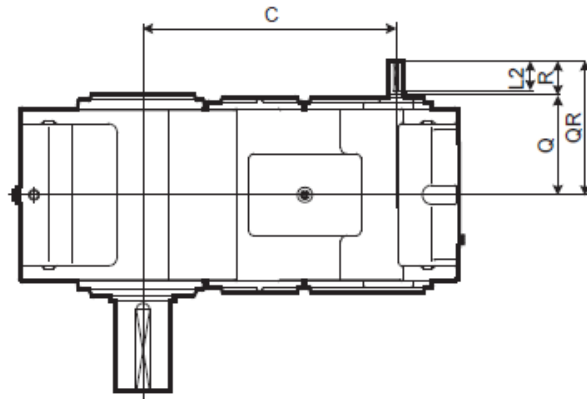
Tal como vimos, el factor de corrección (en función de la temperatura de trabajo) vale 1, entonces:

$$N \text{ térmica nominal} = N \text{ motor} \cdot \text{factor de corrección}$$

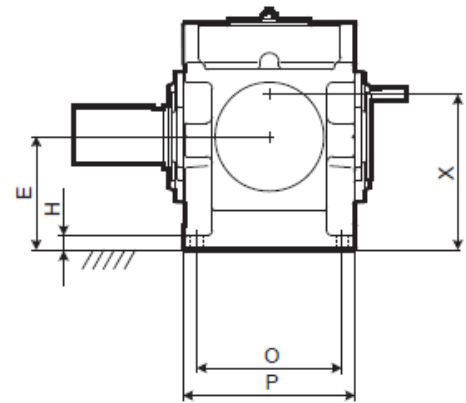
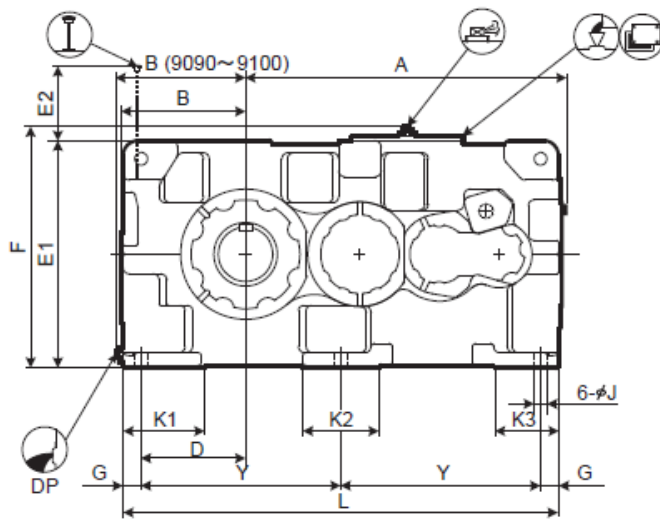
$$N \text{ térmica nominal} = 102,5 \text{ Kw} \cdot 1$$

$$N \text{ térmica nominal} = 102,5 \text{ Kw} < 194 \text{ Kw (obtenido de tabla)} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

Por lo tanto, ese será el reductor que utilizaremos. De la página C-166 del Sumitomo obtenemos lo siguiente:



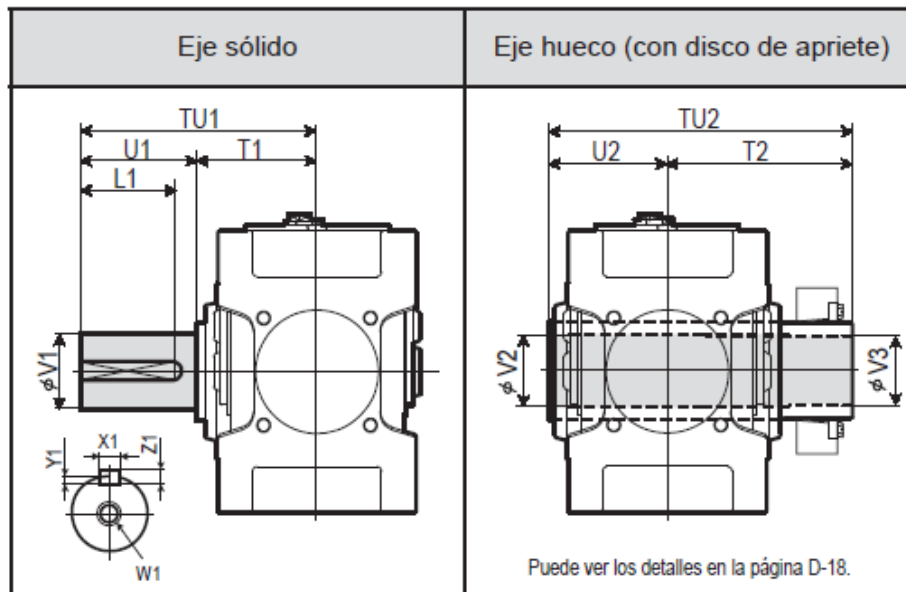
Eje de alta velocidad



Tamaño	A	B	C	D	E	E1	E2	F	G	H	J	K1	K2	K3	L	O	P	X	Y
9090	1060	428	795	345	375	750	194	797	60	50	42	270	250	210	1440	480	570	517	660
9095	1090	458	825	375	400	800	199	847	60	50	42	290	250	210	1500	480	570	542	690

Tamaño	Eje de alta velocidad										DP	Peso kg	Cant. de aceite l
	Q	QR	R	S	W2/Prof.	Chaveta							
						X2	Y2	Z2	L2				
9090	330	440	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	1 1/2"	2150	150	
9095	330	440	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	1 1/2"	2400	180	

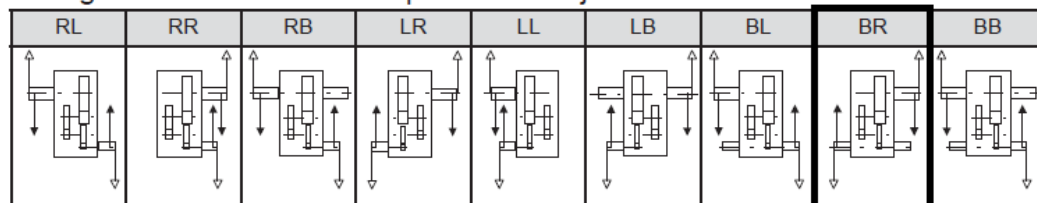
Eje de baja velocidad



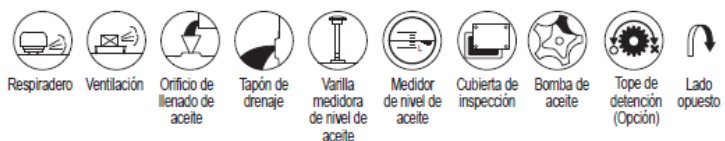
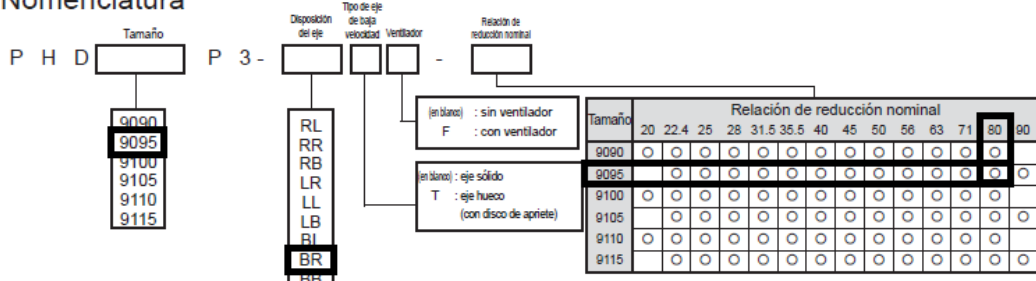
Tamaño	Eje sólido					Eje hueco (con disco de apriete)								
	TU1	T1	U1	V1	W1/Prof.	Chaveta				TU2	T2	U2	V2	V3
						X1	Y1	Z1	L1					
9090	650	350	300	180m6	M30/60	45	15	25	270	844	494	350	193	190
9095	700	350	350	190m6	M30/60	45	15	25	320	859	509	350	203	200

Unidad: mm

Configuración estándar de disposición de eje



Nomenclatura



Reductor Principal: PHD 9095 P3 – BR (Eje Solido) - 80

- Reductor Auxiliar:

Lo primero que deberemos hacer para la selección del reductor Auxiliar va a ser calcular la velocidad radial del tambor principal, mediante la implementación de la siguiente formula:

$$V_{rt} = \frac{V_e \times i}{2}$$

i : Es el numero de ramales de nuestro sistema (al tener 2 poleas son 4 ramales).

V_e : Velocidad de elevacion (6 m/min).

V_{rt} : Velocidad radial del tambor principal.

$$V_{rt} = \frac{6 \times 4}{2} \rightarrow V_{rt} = 12 \frac{m}{min}$$

Por cada vuelta que da el tambor se enrollará la siguiente magnitud de cable:

$$C_{pt} = \pi \times D_t$$

$$C_{pt} = \pi \times 570 \text{ mm}$$

$$C_{pt} = 1790,7 \text{ mm} = 1,791 \text{ m}$$

Ahora calcularemos la velocidad con la que gira el tambor:

$$V_t = \frac{V_{rt}}{C_{pt}}$$

$$V_t = \frac{12 \text{ m/min}}{1,791 \text{ m}} \rightarrow V_t = 6,7 \text{ RPM}$$

Por lo tanto, teniendo en cuenta las RPM del motor eléctrico que hemos seleccionado, y dichas RPM recién calculadas, podemos determinar la relación de reducción REAL, la cual será:

$$i_{real} = \frac{n_{motor}}{n_{tambor}}$$

Donde las RPM del motor lo sacamos de las revoluciones nominales del catálogo Weg, que en nuestro caso es 1490 Rpm

$$i_{real} = \frac{1476 \text{ RPM}}{6,7 \text{ RPM}}$$

$$i_{real} = 220,3$$

La potencia de selección de nuestro reductor, será:

$$N_s = N_{\text{motor}} \times F_s$$

Donde F_s es un factor de servicio, el cual lo determinamos del catálogo de Sumitomo.

Según la norma DIN vieja, nuestro puente (M8) corresponde al grupo 4. Con dicho valor, y el tipo de movimiento que vamos a realizar con dicho reductor (elevación de carga), ingresamos al catálogo de Sumitomo, Página 8 del mismo, y obtenemos el siguiente valor:

GRÚAS

Clasificación de la grúa	Elevadora	De movimiento transversal	De desplazamiento	De movimiento giratorio	Elevadora con pluma
Grupo I	1.00		1.50	1.25	1.00
Grupo II	1.25		1.50		1.00
Grupo III	1.50		1.75		1.25
Grupo IV	1.75		2.00		1.50

La clasificación de grúas se basa en JIS B8821-1976: "Norma de cálculo para la estructura de grúas".

Donde el $F_s = 1,75$

$$N_s = 11,17 \text{ Kw} \times 1,75$$

Entonces, la potencia necesaria para la selección de nuestro reductor será:

$$N_s = 19,55 \text{ Kw}$$

Para la selección entramos al catálogo Sumitomo, Página C-127 y obtenemos lo siguiente:

- Ingresamos con la relación de reducción real: 220,3
- Luego, con las RPM del motor (eje rápido): 1476 rpm
- Luego buscamos los Kw acordes: 19.55Kw
- Por último determinamos el tamaño del reductor: 9065
- Ejes paralelos- Reducción cuádruple.

Relación de reducción nominal	Velocidad del eje de alta velocidad en RPM	Velocidad del eje de baja velocidad en RPM	Tamaño del reductor																
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090		
											236.74	222.15	239.37	224.81	214.26	212.55	212.75	211.77	225.88
	1800	8.0									12.3	18.8	19.2	25.7	33	39	51	65	71
	1600	6.7									10.3	14.0	16.0	21.4	28.1	33	43	54	59
224	1200	5.4									8.2	11.3	12.8	17.1	22.5	26.6	34	44	47
	1000	4.5									6.9	9.4	10.7	14.3	18.8	22.1	28.8	36	39
	900	4.0									6.2	8.5	9.6	12.9	16.9	19.9	25.9	33	35
	750	3.3									5.2	7.1	8.0	10.7	14.1	16.6	21.6	27.6	30

Una vez seleccionado el reductor, haremos la verificación de la potencia térmica.

• Verificación de la potencia térmica del reductor principal:

Para ello, usaremos la tabla que se encuentra en la página C-121 del catálogo Sumitomo.

Temperatura ambiente °C	Factor de corrección de la temperatura	
	Sin ventilador	Con ventilador
20	1.00	1.00
30	0.85	0.87
40	0.70	0.73
50	0.55	0.60

Tal como lo vemos, nuestro motor y reductor estarán sometidos a una temperatura ambiente de 20°C aproximadamente, los cuales no tendrán un ventilador para su refrigeración.

De la misma página del catálogo Sumitomo determinamos la potencia térmica nominal.

Relación de reducción nominal	Velocidad del eje de alta velocidad en RPM	Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Tamaño del reductor														
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090
Reducción euádruple de tipo horizontal	1800	-							37	45	54	65	74	91	94	114	128
	1500	-							35	43	52	62	71	87	91	110	124
	1200	-							33	40	48	58	67	82	86	104	118
200	1000	-							31	38	46	55	64	78	82	99	112
	900	-							30	36	44	53	62	75	79	96	109
250	750	-							28	34	41	49	58	71	75	90	103

$$N_{\text{térmica nominal}} = N_{\text{motor}} \cdot \text{factor de corrección}$$

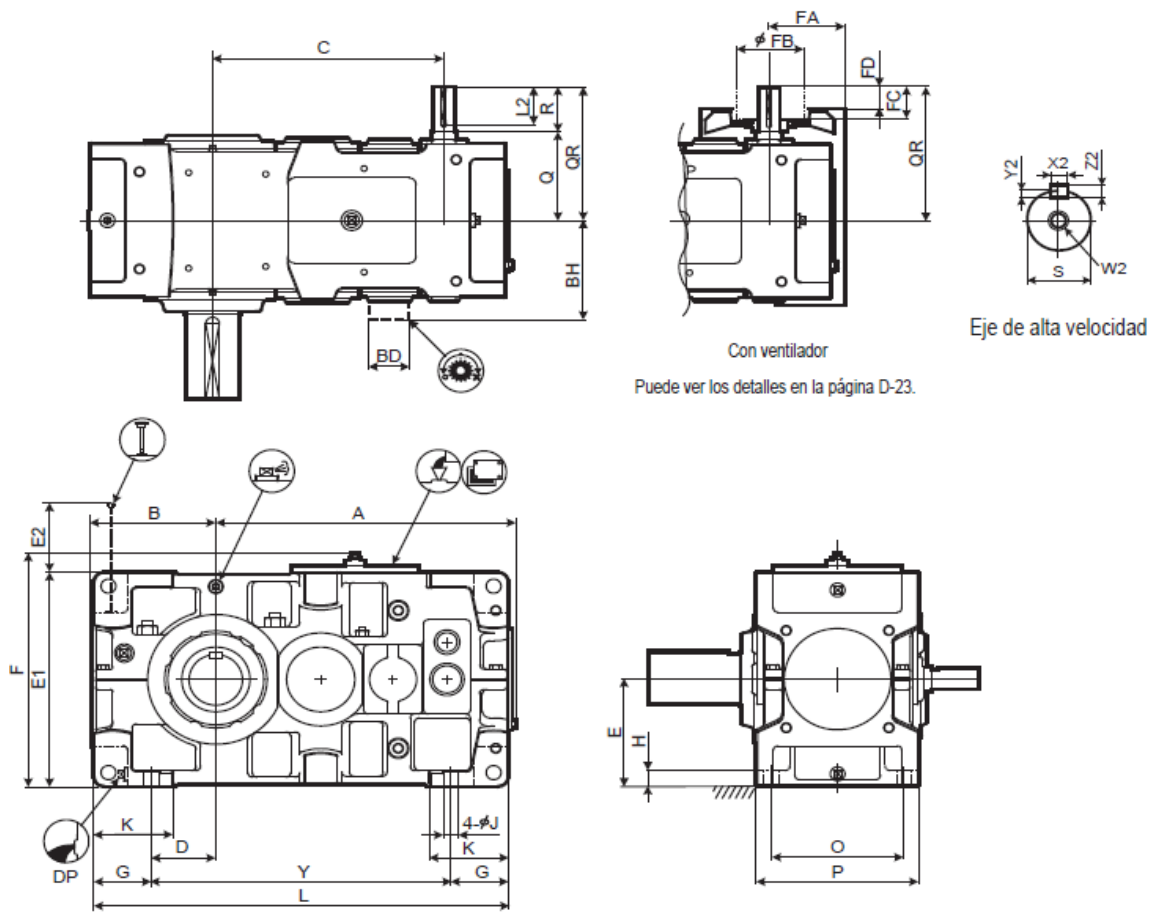
Tal como vimos, el factor de corrección (en función de la temperatura de trabajo) vale 1, entonces:

$$N_{\text{térmica nominal}} = N_{\text{motor}} \cdot \text{factor de corrección}$$

$$N_{\text{térmica nominal}} = 11,17 \text{ Kw} \cdot 1$$

$$N_{\text{térmica nominal}} = 11,17 \text{ Kw} < 62 \text{ Kw (obtenido de tabla)} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

Por lo tanto, ese será el reductor que utilizaremos. De la página C-166 del Sumitomo obtenemos lo siguiente:

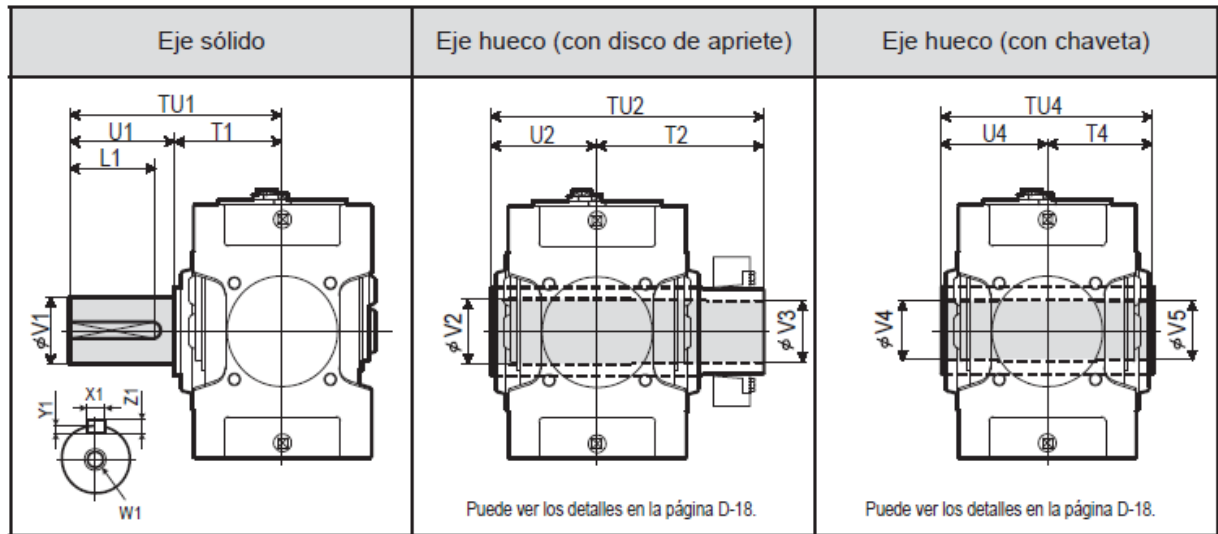


Tamaño	A	B	C	D	E	E1	E2	F	G	H	J	K	L	O	P	Y
9060	701	299	540	151	265	530	155	578	135	35	35	180	970	310	380	700
9065	747	338	586	190	300	600	120	648	135	35	35	180	1055	310	380	785

Tamaño	Eje de alta velocidad									Ventilador				Tope de detención		DP	Peso kg	Cant. de aceite l
	Q	QR	R	S	W2/Prof.	Chaveta			L2	FA	FB	FC	FD	BD	BH			
9060	219	329	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	199	160	80	52	175	308	1"	660	33
9065	219	329	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	199	160	80	52	175	308	1"	815	38

Unidad: mm

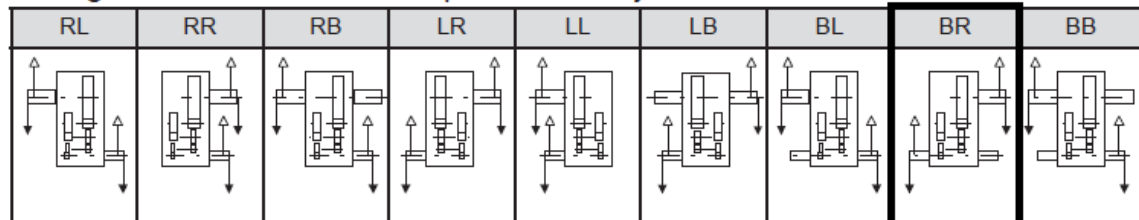
Eje de baja velocidad



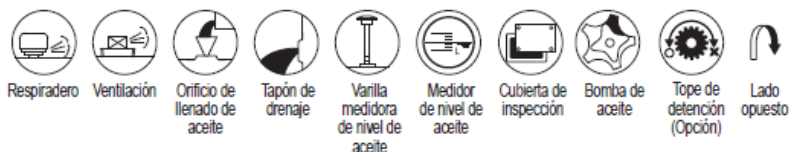
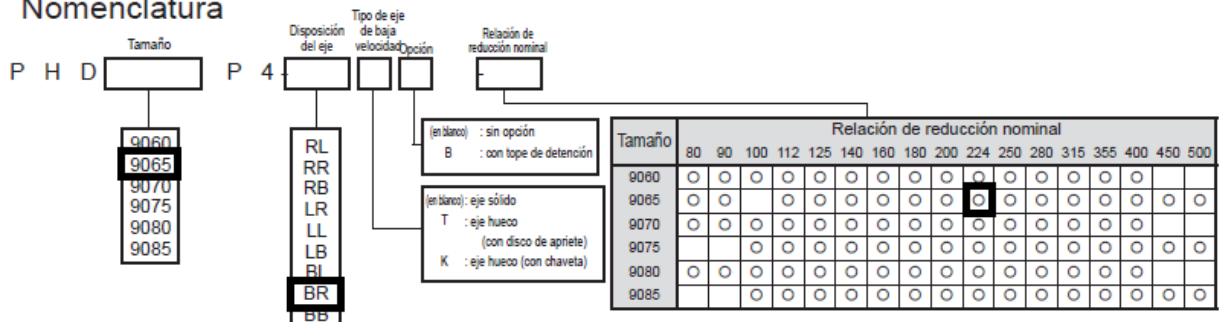
Tamaño	Eje sólido						Chaveta				Eje hueco (con disco de apriete)					Eje hueco (con chaveta)				
	TU1	T1	U1	V1	W1/Prof.		X1	Y1	Z1	L1	TU2	T2	U2	V2	V3	TU4	T4	U4	V4	V5
9060	440	230	210	125m6	M24/50		32	11	18	185	583	353	230	128	125	470	235	235	125	123
9065	484	234	250	140m6	M30/60		36	12	20	225	594	359	235	143	140	480	240	240	145	143

Unidad: mm

Configuración estándar de disposición de eje



Nomenclatura



Reductor Principal: PHD 9065 P4 – BR (Eje Solido) – 224

- **Corrección de los diámetros primitivos de los tambores.**

- **Tambor principal:**

- Número Real de RPM del tambor:

$$n \text{ reales} = \frac{n \text{ motor}}{i(\text{exacta})}$$

$$n \text{ reales} = \frac{1490 \text{ RPM}}{78,118}$$

$$n \text{ reales} = \mathbf{19,07 \text{ RPM}}$$

- Enrollamiento por cada vuelta del tambor:

$$c = \frac{V_{rt}}{n \text{ reales}}$$

$$c = \frac{48 \frac{m}{min}}{19,07 \text{ RPM}}$$

$$c = \mathbf{2,51 \text{ m} = 2516,55 \text{ mm}}$$

- Diámetro primitivo del tambor:

$$Dt = \frac{c}{\pi}$$

$$Dt = \frac{2516,55 \text{ mm}}{\pi}$$

$$Dt = 801,04 \text{ mm} \rightarrow \text{redondeando } \mathbf{Dt = 800 \text{ mm}}$$

- Cantidad de espiras del tambor de arrollamiento:

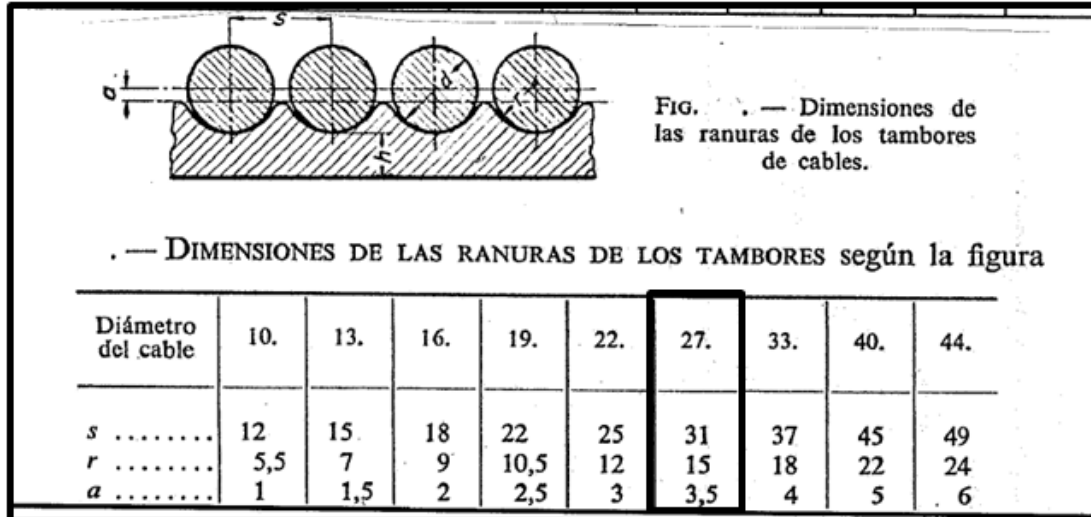
$$N^{\circ} \text{ espiras} = \frac{\text{Altura izaje} \cdot N^{\circ} \text{ poleas}}{\pi \cdot Dt} + 2 \text{ espiras de seguridad}$$

$$N^{\circ} \text{ espiras} = \frac{20.000 \text{ mm} \cdot 4}{\pi \cdot 800 \text{ mm}} + 2$$

$$N^{\circ} \text{ espiras} = \mathbf{33,83} \rightarrow \text{Adopto } \mathbf{34 \text{ espiras por lado}}$$

• Largo de enrollamiento del tambor:

Usaremos la tabla adjuntada anteriormente



Podemos verificar dicho valor de S de la siguiente manera (recomendación dada por el docente):

$$S = 1,14 \times Dc$$

$$S = 1,14 \times 28 \text{ mm}$$

$$S = 31,92 \rightarrow \text{redondeando, adoptamos } S = 32$$

Por lo tanto:

$$L_t = N^{\circ} \text{espiras} \times S$$

$$L_t = 34 \times 32 \text{ mm}$$

$$L_t = 1088 \text{ mm} = 1,088 \text{ m por lado}$$

- Cálculo del espesor del tambor:

Para ello, ingresaremos en la CMAA que se encuentra en la página 173 del apunte SPM-003, en donde nos dice lo siguiente:

4.6.1.1 The drum shaft shall be designed per the applicable Section 4.11.4 of this specification.

Por lo tanto, veremos que debemos usar la sección 4.11.4 que se encuentra en la página 178 del mismo apunte, donde encontramos lo siguiente:

4.11.4 Stress Calculations

All shafting shall be designed to meet the stresses encountered in actual operation. For the purposes of this specification, the strength shall be based on the torque required to lift the rated load for hoist machinery and the motor nameplate rating for drive machinery. Due consideration shall be given to the maximum brake torque which may be applied to the shaft. When significant stresses are produced by other forces, these forces shall be positioned to provide the maximum stresses at the section under consideration. Impact shall not be included.

4.11.4.1 Static Stress Check for Operating Conditions

A. For shafting subjected to axial loads, the stress shall be calculated as follows - (for shafting not limited by buckling)

$$\sigma = P/A$$

P = total axial load
 A = cross sectional area of shaft

This axial stress shall not exceed $\sigma_u/5$.

Por lo tanto, vemos que la tensión admisible, no debe ser mayor a la quinta parte de la tensión de rotura del material elegido.

Para su construcción utilizaremos un acero ASTM A-36, que es lo mismo que IRAM-IAS-F24

Tal como vemos en la siguiente tabla, determinamos la F_u del acero elegido:

Tabla 1.1 Esfuerzos F_y y F_u de aceros estructurales

Nomenclatura	F_y ⁽³⁾	F_u	
		MPa	kg/cm ²
B-254	A36	250	2530
			400 a
			550
			a5620
B-99	A529	290	2950
			414 a
			585
			a5975
B-282	A242	290	2950
		320	3235
		345	3515
			485
			4920
B-284	A572	290	2950
		345	3515
		414	4220
		450	4570
			550
			5620
	A992	345	3515
			450 a
			620
			a6330
B-177	A53	240	2460
B-199	A500 ⁽⁵⁾	320	3235
B-200	A501	250	2530
	A588	345 ⁽⁶⁾	3515 ⁽⁶⁾
			483 ⁽⁶⁾
			4920 ⁽⁶⁾
	A913	345 a	3515
			448 a
			4570
		483 ⁽⁷⁾	a4920 ⁽⁷⁾
			620 ⁽⁷⁾
			a6330 ⁽⁷⁾

Donde obtenemos que:

$$\sigma_u = 4080 \frac{Kg}{cm^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma u}{5}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{4080 \frac{Kg}{cm^2}}{5}$$

$$\sigma_{adm} = 816 \frac{Kg}{cm^2}$$

Si entramos en la norma, veremos algunas recomendaciones de qué hay que tener en cuenta para el cálculo del espesor del tambor de enrollamiento. La siguiente imagen adjunta la hemos sacado del apunte SPM-003- Pág. 9

2. Espesor de los tambores

La sollicitación del tambor se compone: 1.º de una torsión; 2.º, de una flexión por la tracción del cable y 3.º, de una compresión causada por el apriete del cable. Los esfuerzos de torsión son pequeños y por ello despreciables. Normalmente también los esfuerzos de flexión son despreciables, excepto para los tambores de longitud excesiva. Resulta, por lo tanto, que el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la sollicitación del arrollamiento

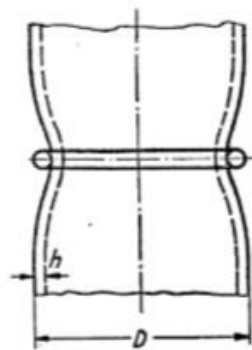


FIG. 40.

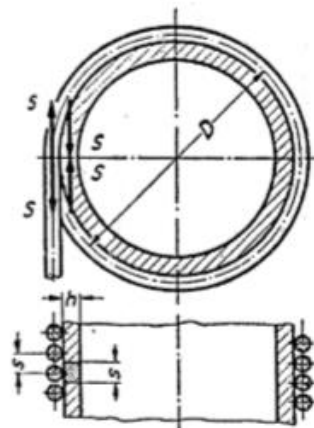


FIG. 41.

FIG. 40. — Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.

FIG. 41. — Sollicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.

Tal como vemos, se generan 3 tipos de esfuerzos:

- Torsión (de muy poco valor, motivo por el cual no lo consideraremos para los cálculos).
- Flexión.
- Compresión.

A continuación haremos los cálculos de ambos esfuerzos, para determinar cuáles son los espesores que debemos adoptar para verificar ambos esfuerzos.

- Tensión de compresión:

$$\sigma_c = \frac{Sr}{h \times s}$$

Despejando el espesor del tambor, nos queda

$$h \geq \frac{Sr}{\sigma_{adm} \times S}$$

Dónde:

- h es el espesor
- s es la distancia entre el centro de las espiras (tabulado en función del diámetro del cable)
- Sr es la carga del cable que hemos calculado anteriormente.

Reemplazando los valores obtenemos que:

$$h \geq \frac{5948,92 \text{ Kg}}{816 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 3,2 \text{ cm}}$$

$$\mathbf{h \geq 2,27 \text{ cm}}$$

- Tensión de flexión:

$$\sigma_f = 0,96 * Sr * \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 * h^6}}$$

Despejando h:

$$h = \sqrt[6]{\left(\frac{0,96^4 * Sr^4}{\sigma_{adm}^4} * \frac{1}{D^2}\right)}$$

$$h = \sqrt[6]{\left(\frac{0,96^4 * (5948,92 \text{ Kg})^4}{(816 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2})^4} * \frac{1}{(80 \text{ cm})^2}\right)}$$

$$\mathbf{h > 0,849 \text{ cm}}$$

Por lo tanto, debemos adoptar el mayor espesor "h" de los dos calculados.

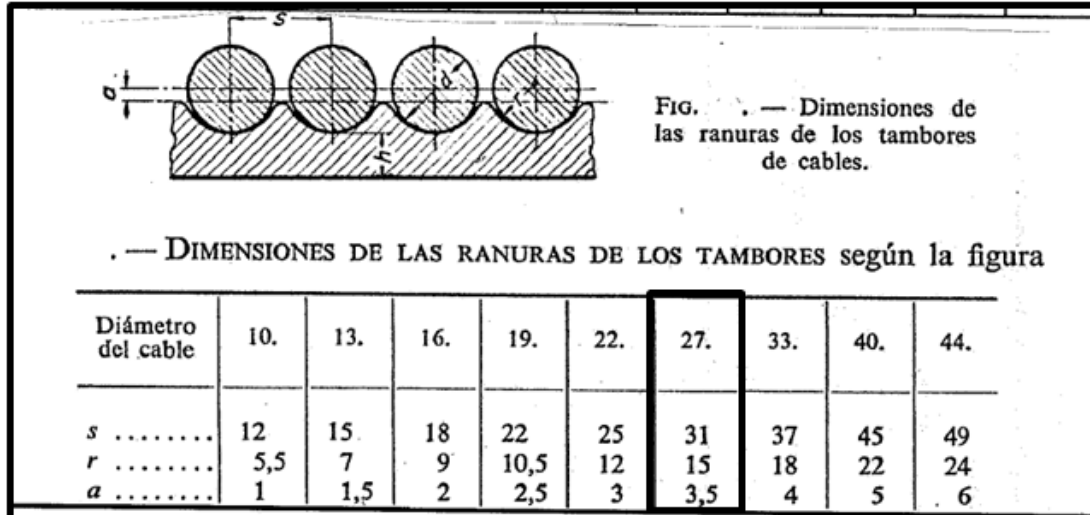
Por ende, adoptaremos $\rightarrow h = 2,27 \text{ cm}$

Luego, debemos adoptar un espesor de chapa comercial, pero previamente, debemos considerar un sobre espesor por deformaciones en el cilindrado de la chapa.

Adoptaremos un sobre espesor de 4 mm.

Entonces:

$$\text{espesor normalizado} = h + \frac{dc}{2} - a + \text{sobre espesor}$$



$$\text{espesor necesario} = 22,7 \text{ mm} + \frac{28 \text{ mm}}{2} - 3,5 \text{ mm} + 4 \text{ mm}$$

$$\text{espesor necesario} = 37,2 \text{ mm}$$

Por lo tanto, para la construcción del tambor principal, ingresando en una tabla de espesores normalizados de chapas, se seleccionó una chapa de 1^{1/2}" que es equivalente a 38,1 mm.

Diámetro interno:

$$D_i = D_t - D_c - 2h$$

Di= diámetro interno

Dt= diámetro del tambor

Dc=diámetro del cable

H= espesor de chapa.

$$D_i = D_t - D_c - 2h$$

$$D_i = 800 \text{ mm} - 28 \text{ mm} - 2 \times 38,1 \text{ mm}$$

$$D_i = 695,8 \text{ mm} = 69,58 \text{ cm}$$

Diámetro externo:

$$D_e = D_t - 2a$$

$$D_e = 800 \text{ mm} - 2 \times 3,5$$

$$D_e = 793 \text{ mm} = 79,3 \text{ cm}$$

Peso del tambor:

$$\text{Peso} = \frac{7,8 \text{ gr}}{\text{cm}^3} \cdot L \cdot \pi \cdot \frac{D_e^2 - D_i^2}{4}$$

$$\text{Peso} = \frac{7,8 \text{ gr}}{\text{cm}^3} \cdot 108,8 \text{ cm} \cdot \pi \cdot \frac{(79,3 \text{ cm})^2 - (69,58 \text{ cm})^2}{4}$$

$$\text{Peso tambor} = 964530,6 \text{ gr} = 964,5 \text{ Kg}$$

Inclinación de la hélice del cable:

$$\text{Tg } \beta = \frac{s}{\pi * Dt}$$

Despejando β :

$$\beta = \text{Arc Tg } \frac{s}{\pi * Dt}$$

$$\beta = \text{Arc Tg } \frac{3,2 \text{ cm}}{\pi * 80 \text{ cm}}$$

$$\beta = 0,729^\circ = 0^\circ 43' 46''$$

Ingresando en la página 12 del apunte SPM-003, obtenemos la siguiente imagen:

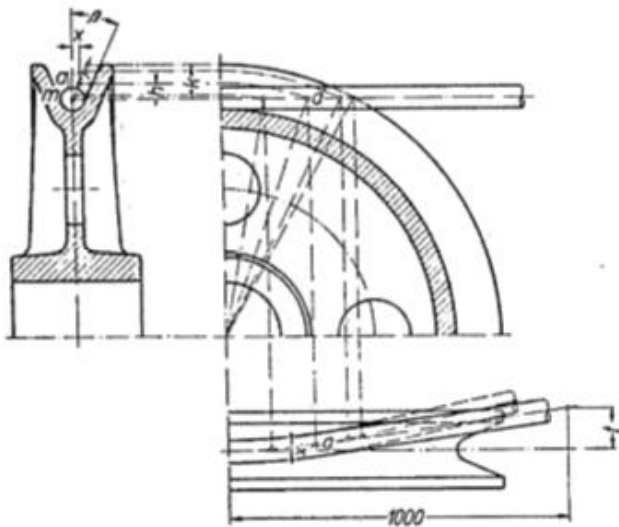


FIG. 62. — Estudio de la inclinación del cable sobre una polea.

Trazos llenos: el cable sale de la polea por el punto a .

Trazos de punto: el cable sale de la polea al borde de la llanta, lo que constituye la mayor inclinación admisible.

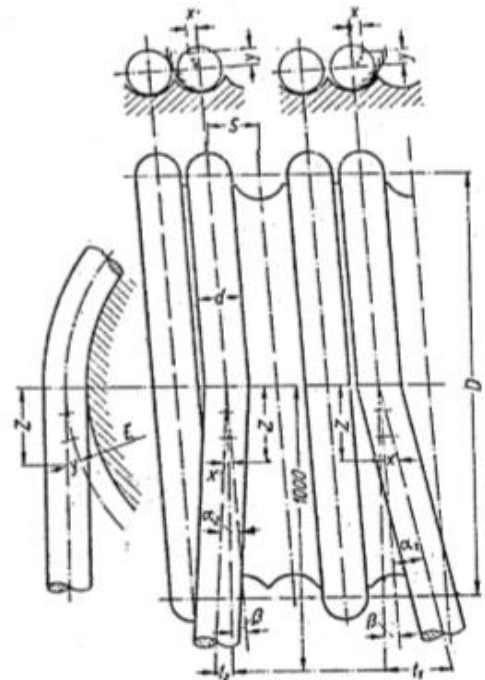


FIG. 63. — Estudio de la inclinación del cable sobre un tambor.

Luego, de la página 13 del mismo apunte, obtenemos el siguiente gráfico:

$$\frac{D \text{ tambor}}{d \text{ cable}} = \frac{80 \text{ cm}}{2,8 \text{ cm}}$$

$$\frac{D}{d} = 28,6$$

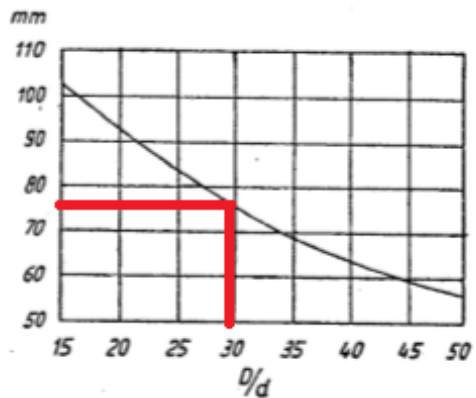


FIG. 64. — Máxima inclinación del cable t_1 por 1000 mm (en el sentido de inclinación de las ranuras).

Donde obtenemos:

$$t_1 = \frac{77 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}$$

De la misma página del apunte, obtenemos la siguiente fórmula:

$$t_1 = 1000 \operatorname{tg} (\alpha_1 + \beta) =$$

Despejando α_1 , obtenemos:

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{t_1}{1.000} \right) - \beta$$

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{77}{1000} \right) - 0,729^\circ$$

$$\alpha_1 = 3^\circ 40' 26''$$

• **Tambor Secundario:**

- Número Real de RPM del tambor:

$$n \text{ reales} = \frac{n \text{ motor}}{i(\text{exacto})}$$

$$n \text{ reales} = \frac{1476 \text{ RPM}}{224,81}$$

$$n \text{ reales} = 6,56 \text{ RPM}$$

- Enrollamiento por cada vuelta del tambor:

$$c = \frac{V_{rt}}{n \text{ reales}}$$

$$c = \frac{12 \frac{m}{min}}{6,56 \text{ RPM}}$$

$$c = 1,83 \text{ m} = 1827 \text{ mm}$$

- Diámetro primitivo del tambor:

$$Dt = \frac{c}{\pi}$$

$$Dt = \frac{1827 \text{ mm}}{\pi}$$

$$Dt = 581,55 \text{ mm} \rightarrow \text{redondeando } Dt = 580 \text{ mm}$$

- Cantidad de espiras del tambor de arrollamiento:

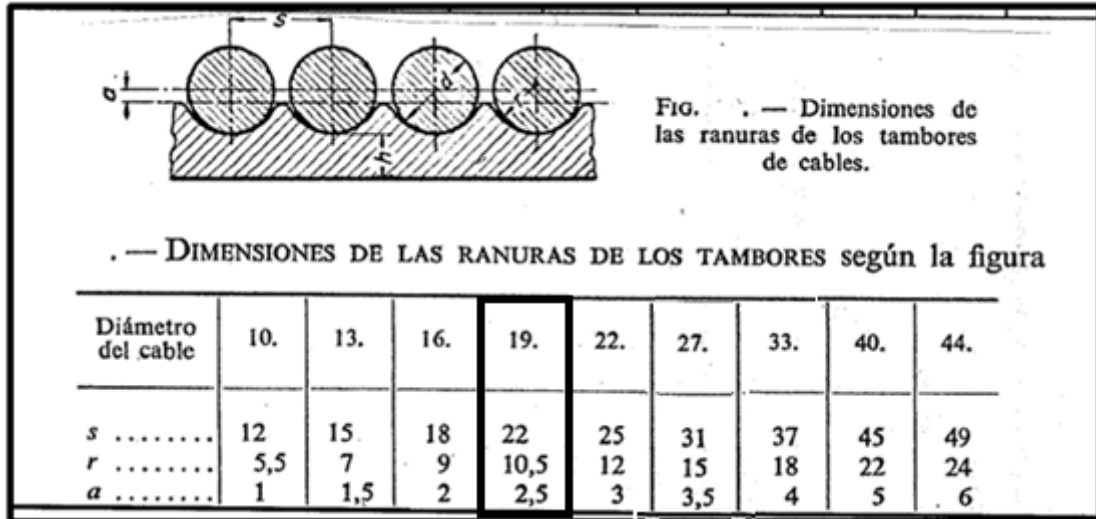
$$N^{\circ} \text{ espiras} = \frac{\text{Altura izaje} \cdot N^{\circ} \text{ poleas}}{\pi \cdot Dt} + 2 \text{ espiras de seguridad}$$

$$N^{\circ} \text{ espiras} = \frac{20.000 \text{ mm} \cdot 2}{\pi \cdot 580 \text{ mm}} + 2$$

$$N^{\circ} \text{ espiras} = 23,95 \rightarrow \text{Adopto } 24 \text{ espiras por lado}$$

Largo de enrollamiento del tambor:

Usaremos la siguiente tabla:



Podemos verificar dicho valor de S de la siguiente manera (recomendación dada por el docente):

$$S = 1,14 \times Dc$$

$$S = 1,14 \times 19 \text{ mm}$$

$$S = 21,66 \rightarrow \text{redondeando, adoptamos } S = 22 \text{ mm}$$

Por lo tanto:

$$Lt = N^{\circ} \text{espiras} \cdot S$$

$$Lt = 24 \cdot 22 \text{ mm}$$

$$Lt = 528 \text{ mm} = 0,528 \text{ m}$$

- Cálculo del espesor del tambor:

- Para ello, ingresaremos en la CMAA que se encuentra en la página 173 del apunte SPM-003, en donde nos dice lo siguiente:

4.6.1.1 The drum shaft shall be designed per the applicable Section 4.11.4 of this specification.

- Por lo tanto, veremos que debemos usar la sección 4.11.4 que se encuentra en la página 178 del mismo apunte, donde encontramos lo siguiente:

4.11.4 Stress Calculations

All shafting shall be designed to meet the stresses encountered in actual operation. For the purposes of this specification, the strength shall be based on the torque required to lift the rated load for hoist machinery and the motor nameplate rating for drive machinery. Due consideration shall be given to the maximum brake torque which may be applied to the shaft. When significant stresses are produced by other forces, these forces shall be positioned to provide the maximum stresses at the section under consideration. Impact shall not be included.

4.11.4.1 Static Stress Check for Operating Conditions

A. For shafting subjected to axial loads, the stress shall be calculated as follows - (for shafting not limited by buckling)

$$\sigma = P/A$$

P = total axial load
A = cross sectional area of shaft

This axial stress shall not exceed $\sigma_u/5$.

Por lo tanto, vemos que la tensión admisible, no debe ser mayor a la quinta parte de la tensión de rotura del material elegido.

Para su construcción utilizaremos un acero ASTM A-36, que es lo mismo que IRAM-IAS-F24

Tal como vemos en la siguiente tabla, determinamos la F_u del acero elegido:

Tabla 1.1 Esfuerzos F_y y F_u de aceros estructurales

Nomenclatura		F_y ⁽³⁾	F_u ⁽⁴⁾		
NMX ¹	ASTM ²	MPa	kg/cm ²	MPa	kg/cm ²
B-254	A36	250	2530	400 a	4080
				550	a5620
B-99	A529	290	2950	414 a	4220
				585	a5975
B-282	A242	290	2950	435	4430
			320	3235	460
			345	3515	485
B-284	A572	290	2950	414	4220
			345	3515	450
			414	4220	515
			450	4570	550
	A992	345	3515	450 a	4570
				620	a6330
B-177	A53	240	2460	414	4220
B-199	A500 ⁽⁵⁾	320	3235	430	4360
B-200	A501	250	2530	400	4080
	A588	345 ⁽⁶⁾	3515 ⁽⁶⁾	483 ⁽⁶⁾	4920 ⁽⁶⁾
	A913	345 a	3515	448 a	4570
		483 ⁽⁷⁾	a4920 ⁽⁷⁾	620 ⁽⁷⁾	a6330 ⁽⁷⁾

Donde obtenemos que:

$$\sigma_u = 4080 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_u}{5}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{4080 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{5}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 816 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Si entramos en la norma, veremos algunas recomendaciones de qué hay que tener en cuenta para el cálculo del espesor del tambor de enrollamiento. La siguiente imagen adjunta la hemos sacado del apunte SPM-003- Pág. 9

2. Espesor de los tambores

La sollicitación del tambor se compone: 1.º de una torsión; 2.º, de una flexión por la tracción del cable y 3.º, de una compresión causada por el apriete del cable. Los esfuerzos de torsión son pequeños y por ello despreciables. Normalmente también los esfuerzos de flexión son despreciables, excepto para los tambores de longitud excesiva. Resulta, por lo tanto, que el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la sollicitación del arrollamiento

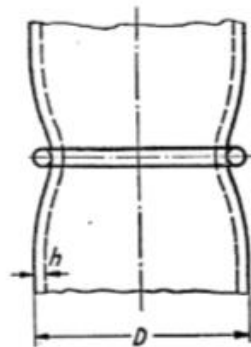


FIG. 40.

FIG. 40. — Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.

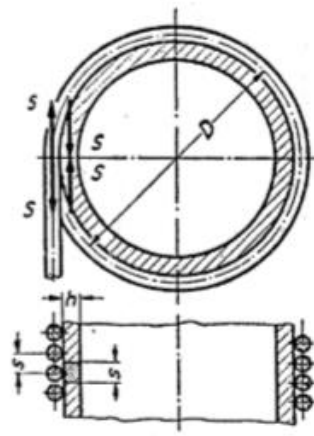


FIG. 41.

FIG. 41. — Sollicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.

Tal como vemos, se generan 3 tipos de esfuerzos:

- Torsión (de muy poco valor, motivo por el cual no lo consideraremos para los cálculos).
- Flexión.
- Compresión.

A continuación, haremos los cálculos de ambos esfuerzos, para determinar cuáles son los espesores que debemos adoptar para verificar ambos esfuerzos.

- Tensión de compresión:

$$\sigma_c = \frac{Sr}{h \times s}$$

Despejando el espesor del tambor, nos queda

$$h \geq \frac{Sr}{\sigma_{adm} \times S}$$

Dónde:

- h es el espesor
- s es la distancia entre el centro de las espiras (tabulado en función del diámetro del cable)
- Sr es la carga del cable que hemos calculado anteriormente.

Reemplazando los valores obtenemos que:

$$h \geq \frac{2666,6 \text{ Kg}}{816 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 2,2 \text{ cm}}$$

$$\mathbf{h \geq 1,44 \text{ cm}}$$

- Tensión de flexión:

$$\sigma_f = 0.96 * Sr * \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 * h^6}}$$

Despejando h:

$$h = \sqrt[6]{\left(\frac{0.96^4 * Sr^4}{\sigma_{adm}^4} * \frac{1}{D^2}\right)}$$

$$h = \sqrt[6]{\left(\frac{0.96^4 * (2666,6 \text{ Kg})^4}{(816 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2})^4} * \frac{1}{(58 \text{ cm})^2}\right)}$$

$$\mathbf{h > 0,55 \text{ cm}}$$

Por lo tanto, debemos adoptar el mayor espesor "h" de los dos calculados.

Por ende, adoptaremos $\rightarrow h = 1,44 \text{ cm}$

Luego, debemos adoptar un espesor de chapa comercial, pero previamente, debemos considerar un sobre espesor por deformaciones en el cilindrado de la chapa y mecanizado.

Adoptaremos un sobre espesor de 4 mm.

Entonces:

$$\text{espesor normalizado} = h + \frac{dc}{2} - a + \text{sobre espesor}$$

$$\text{espesor necesario} = 14,4 \text{ mm} + \frac{19 \text{ mm}}{2} - 2,5 \text{ mm} + 4 \text{ mm}$$

$$\text{espesor necesario} = 25,4 \text{ mm}$$

Por lo tanto, para la construcción del tambor principal, ingresando en una tabla de espesores normalizados de chapas, se seleccionó una chapa de 1" que es equivalente a 25,4mm.

Diámetro interno:

$$D_i = D_t - D_c - 2h$$

D_i = diámetro interno

D_t = diámetro del tambor

D_c =diámetro del cable

H = espesor de chapa.

$$D_i = D_t - D_c - 2h$$

$$D_i = 580 \text{ mm} - 19 \text{ mm} - 2 \times 25,4 \text{ mm}$$

$$D_i = 510,2 \text{ mm} = 51,02 \text{ cm}$$

Diámetro externo:

$$D_e = D_t - 2a$$

$$D_e = 580 \text{ mm} - 2 \times 2,5$$

$$D_e = 575 \text{ mm} = 57,5 \text{ cm}$$

Peso del tambor:

$$\text{Peso} = \frac{7,8 \text{ gr}}{\text{cm}^3} * L * \pi * \frac{D_e^2 - D_i^2}{4}$$

$$\text{Peso} = \frac{7,8 \text{ gr}}{\text{cm}^3} \cdot 52,8 \text{ cm} \cdot \pi * \frac{(57,5 \text{ cm})^2 - (51,02 \text{ cm})^2}{4}$$

$$\text{Peso tambor} = 227459,04 \text{ gr} = 227,46 \text{ Kg}$$

Inclinación de la hélice del cable:

$$\text{Tg } \beta = \frac{s}{\pi * D_t}$$

Despejando β :

$$\beta = \text{Arc Tg } \frac{s}{\pi * D_t}$$

$$\beta = \text{Arc Tg } \frac{2,2 \text{ cm}}{\pi * 58 \text{ cm}}$$

$$\beta = 0,692^\circ = 0^\circ 41' 30''$$

Ingresando en la página 12 del apunte SPM-003, obtenemos la siguiente imagen:

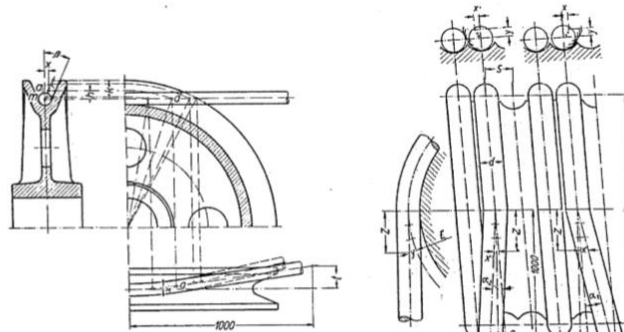


FIG. 62. — Estudio de la inclinación del cable sobre una polea.
 Trazos llenos: el cable sale de la polea por el punto a .
 Trazos de punto: el cable sale de la polea al borde de la llanta, lo que constituye la mayor inclinación admisible.

FIG. 63. — Estudio de la inclinación del cable sobre un tambor.

Luego, de la página 13 del mismo apunte, obtenemos el siguiente gráfico:

$$\frac{D \text{ tambor}}{d \text{ cable}} = \frac{58 \text{ cm}}{1,9 \text{ cm}}$$

$$\frac{D}{d} = 30$$

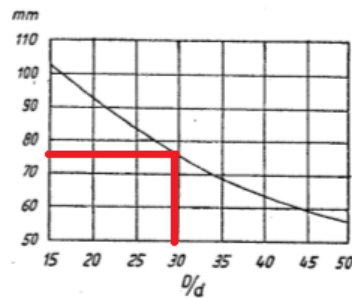


FIG. 64. — Máxima inclinación del cable t_1 por 1000 mm (en el sentido de inclinación de las ranuras).

Donde obtenemos:

$$t_1 = \frac{77 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}$$

De la misma página del apunte, obtenemos la siguiente fórmula:

$$t_1 = 1000 \operatorname{tg} (\alpha_1 + \beta) =$$

Despejando α_1 , obtenemos:

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{t_1}{1.000} \right) - \beta$$

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{77}{1000} \right) - 0,692^\circ$$

$$\alpha_1 = 3^\circ 42' 1''$$

- **Verificación de fuerzas radiales**

Conjunto principal:

Determinación de la carga radial F.

La máxima carga radial será obtenida cuando el cable este más próximo al acoplamiento (La Pasteca estará en la posición más alta, el cable se encuentra enrollado en el tambor, la tensión no considera el peso)

$$F = S_r + \frac{W_1 + W_2}{2}$$

Dónde:

- S_r es la tensión que hemos calculado del cable, según la verificación FEM que hemos hecho anteriormente.
- Donde W_1 es el peso del tambor y el W_2 es el peso del cable dividido 2 ya que consideramos medio tambor.

$$F = 5948,92\text{Kg} + \frac{964,5\text{ Kg} + \frac{560\text{ Kg}}{2}}{2}$$

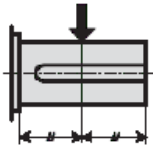
F = 6571,17 Kg

Por lo tanto, dicho valor debemos compararlo con el que obtenemos de la tabla de reductores (Sumitomo).

Dicho valor lo comparamos con el que aparece en la tabla de la página C-137 del Sumitomo donde se registran las cargas radiales admisibles.

Ingresando con el tipo de reductor, considerando que usaremos rodamientos estándares, y teniendo en cuenta las RPM de baja velocidad (**aprox 20 RPM**) obtenemos lo siguiente:

Carga radial admisible (kgf)



Aplicable a las configuraciones: reducción doble RL, LR/

Velocidad del eje de baja velocidad en RPM	Tamaño del reductor																
	9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100
250	850	1550	1000	2200	1950	2200	2300	3200	1700	2900	1750	4500	4500	5950	5950	9950	8200
180	1000	1800	1250	2350	2100	2350	2450	3200	1850	2750	1800	5650	5650	8550	8550	10500	9800
Modelo de rodamiento estándar																	
100	1200	1800	1700	3000	2650	2800	2900	3600	2250	3100	2600	6450	6450	7600	7600	11300	10800
63	1200	1800	2200	3600	3350	3600	3800	4350	3400	3900	3450	9700	9700	10650	10650	15100	15650
40	1200	1800	2700	3600	4250	4450	4950	5650	4600	5250	4850	13150	13150	14950	14950	17550	20750
≤ 25	1200	1800	2700	3600	4300	5000	5600	6900	6200	7000	6900	17000	17000	17450	17450	17450	21950
Modelo de rodamiento de alta resistencia																	
250									4700	7600	4100	9150	9150	11700	11700	15900	15350
180									5300	7350	4650	10550	10550	12750	12750	16800	17400
100									6150	8050	6050	11800	11800	14350	14350	17950	19100
63									8300	9850	8150	15550	15550	17750	17750	19050	22300
40									8300	10000	11100	19550	19550	19550	19550	19750	24650
≤ 25									8300	10000	12000	18400	18400	17450	17450	17450	21900

Donde obtenemos un valor de: 17450 Kg

El valor de la tabla esta dado para la condición de conexión de entrada al árbol rápido y árbol lento conectados del mismo lado. Para conexión con doble salida, multiplicar el valor obtenido de la tabla por 0,5.

Por lo tanto, debemos compararlo con el valor:

$$F_s = \frac{17450 \text{ Kg}}{2} = 8725 \text{ Kg}$$

Luego, teniendo en cuenta el factor de corrección en voladizo=1 (Cf), obtenemos lo siguiente:

$$F_r = F \cdot C_f$$

$$F_r = 6571,17 \text{ Kg} \cdot 1$$

$$F_r = 6571,17 \text{ Kg}$$

Comparando, obtenemos lo siguiente:

$$F_r < F_s$$

$$6571,17 \text{ Kg} < 8725 \text{ Kg} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

Es importante aclarar que la fuerza axial, es absorbida por el extremo del tambor opuesto.

Por lo tanto, $F_a = 0 \text{ Kg}$

Lo mismo haremos con el conjunto secundario o auxiliar de nuestro puente.

Conjunto Auxiliar o Secundario:

Determinación de la carga radial F.

La máxima carga radial será obtenida cuando el cable este más próximo al acoplamiento (La Pasteca estará en la posición más alta, el cable se encuentra enrollado en el tambor, la tensión no considera el peso)

$$F = S_r + \frac{W_1 + W_2}{2}$$

Dónde:

- S_r es la tensión que hemos calculado del cable, según la verificación FEM que hemos hecho anteriormente.
- Donde W_1 es el peso del tambor y el W_2 es el peso del cable dividido 2 ya que consideramos medio tambor.

$$F = 2666,13 \text{ Kg} + \frac{227,46 \text{ Kg} + \frac{129,6 \text{ Kg}}{2}}{2}$$

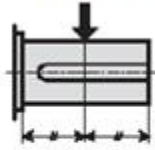
F = 2812,26 Kg

Por lo tanto, dicho valor debemos compararlo con el que obtenemos de la tabla de reductores (Sumitomo).

Dicho valor lo comparamos con el que aparece en la tabla de la página C-137 del Sumitomo donde se registran las cargas radiales admisibles.

Ingresando con el tipo de reductor, considerando que usaremos rodamientos estándares, y teniendo en cuenta las RPM de baja velocidad (**aprox 20 RPM**) obtenemos lo siguiente:

Carga radial admisible (kgf)



Aplicable a las configuraciones: reducción doble RL, LR/

Velocidad del eje de baja velocidad en RPM	Tamaño del reductor																
	9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100
250	850	1550	1000	2200	1950	2200	2300	3200	1700	2900	1750	4500	4500	5950	5950	9950	8200
160	1000	1800	1250	2350	2100	2350	2450	3200	1850	2750	1800	5650	5650	8550	8550	10500	9800
100	1200	1800	1700	3000	2650	2800	2900	3600	2250	3100	2600	6450	6450	7600	7600	11300	10800
63	1200	1800	2200	3600	3350	3600	3800	4350	3400	3900	3450	9700	9700	10650	10650	15100	15650
40	1200	1800	2700	3600	4250	4450	4950	5850	4800	5250	4850	13150	13150	14950	14950	17550	20750
≤ 25	1200	1800	2700	3600	4300	5000	5600	6900	6200	7000	6900	17000	17000	17450	17450	17450	21950
250									4700	7600	4100	9150	9150	11700	11700	15900	15350
160									5300	7350	4650	10550	10550	12750	12750	16800	17400
100									6150	8050	6050	11800	11800	14350	14350	17950	19100
63									8300	9850	8150	15550	15550	17750	17750	19050	22300
40									8300	10000	11100	19550	19550	19550	19550	19750	24650
≤ 25									8300	10000	12000	18400	18400	17450	17450	17450	21900

Donde obtenemos un valor de: 17450 Kgf

El valor de la tabla esta dado para la condición de conexión de entrada al árbol rápido y árbol lento conectados del mismo lado. Para conexión con doble salida, multiplicar el valor obtenido de la tabla por 0,5.

Por lo tanto, debemos compararlo con el valor:

$$F_s = \frac{7000 \text{ Kg}}{2} = 3500 \text{ Kg}$$

Luego, teniendo en cuenta el factor de corrección en voladizo=1 (Cf), obtenemos lo siguiente:

$$F_r = F \cdot C_f$$

$$F_r = 2812,26 \text{ Kg} \cdot 1$$

$$F_r = 2812,26 \text{ Kg}$$

Comparando, obtenemos lo siguiente:

$$F_r < F_s$$

$$2812,26 \text{ Kg} < 3500 \text{ Kg} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

Es importante aclarar que la fuerza axial, es absorbida por el extremo del tambor opuesto.

Por lo tanto, $F_a = 0 \text{ Kg}$

- **Espesor de flancos del tambor**

Estimación del espesor de flanco del tambor secundario:

Las placas laterales del tambor están solicitadas a flexión por la componente que resulta de la inclinación de los cables. Esta componente puede ser estimada en un 10% de la tracción del cable. El esfuerzo a la flexión de los costados se calcula:

$$\sigma_f = 1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{W^2} =$$

Donde:

σ_f = esfuerzo de flexión

W= espesor del costado

D= diámetro del tambor

Dm= diámetro del cubo

H = carga estimada (10 % Sr)

$$H = 0,1 * Sr$$

$$H = 0,1 * 5948,92Kg$$

$$H = 594,8 Kg$$

$$\sigma_f \text{ max} = 800 Kg/cm^2 \text{ (según apunte SPM – 003)}$$

Despejando W de la ecuación anterior, obtenemos lo siguiente:

$$W = \sqrt[2]{1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{\sigma_f}}$$

Antes de continuar, debemos adoptar una relación tentativa de Dm/D.

Adoptaremos el siguiente valor:

$$\frac{Dm}{D} = 0,2$$

Entonces:

$$W = \sqrt[2]{1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{\sigma_f}}$$

$$W = \sqrt[2]{1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * 0,2\right) * \frac{594,8 \text{ Kg}}{800 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}}$$

$$W = 0,96 \text{ cm} = 9,6 \text{ mm}$$

Como vemos, este es el espesor necesario para que soporte la inclinación del cable, utilizaremos una chapa de 1/2 “

Estimación del espesor de flanco del tambor principal:

Las placas laterales del tambor están solicitadas a flexión por la componente que resulta de la inclinación de los cables. Esta componente puede ser estimada en un 10% de la tracción del cable. El esfuerzo a la flexión de los costados se calcula:

$$\sigma_f = 1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{W^2}$$

Dónde:

σ_f = esfuerzo de flexión

W= espesor del costado

D= diámetro del tambor

Dm= diámetro del cubo

H = carga estimada (10 % Sr)

$$H = 0,1 * Sr$$

$$H = 0,1 * 2666,13 \text{ Kg}$$

$$H = 266,6 \text{ Kg}$$

$$\sigma_f \text{ max} = 800 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (según apunte SPM - 003)}$$

Despejando W de la ecuación anterior, obtenemos lo siguiente:

$$W = \sqrt[2]{1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{\sigma_f}}$$

Antes de continuar, debemos adoptar una relación tentativa de Dm/D.

Adoptaremos el siguiente valor:

$$\frac{Dm}{D} = 0,2$$

Entonces:

$$W = \sqrt[2]{1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{\sigma_f}}$$

$$W = \sqrt[2]{1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * 0,2\right) * \frac{266,6 \text{ Kg}}{800 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}}$$

$$W = 0,64 \text{ cm} = 6,4 \text{ mm}$$

Como vemos, este es el espesor necesario para que soporte la inclinación del cable, pero por cuestiones de diseño, adoptaremos el espesor de flanco del tambor principal calculado anteriormente, utilizaremos una chapa de 1/2 “.

- **Acoplamiento para el tambor (Tipo Barrilete)**

Tambor principal:

Para ello, debemos tener en cuenta algunos factores que luego utilizaremos para calcular los momentos máximos de giro en el acoplamiento.

Uno de dichos factores es el factor K1 que se encuentra tabulado en la tabla del apunte SPM-003, página 38.

Grupo DIN 15020	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
Grupo FEM (1970)	I B	I A	II	III	IV	V
Grupo FEM (1987) Grupo BS 466 (1984)	M1, M2, M3	M4	M5	M6	M7	M8
Factor de servicio K ₁	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2

Donde vemos K₁=2

En la misma página del apunte, encontramos la siguiente ecuación que nos permite calcular el momento máximo de giro.

$$M_{\max} = S_r * \frac{D_p}{2} * K_1$$

M_{\max} = Momento de giro máximo en el acoplamiento en DaNm

S_r = tiro estático en el tambor (calculado anteriormente)

N = rpm del tambor

D_p = Diámetro primitivo del tambor

K_1 = Factor de servicio

$$M_{\max} = 2 * S_r * \frac{D_p}{2} * K_1$$

Por lo tanto, reemplazando los valores:

$$M_{\max} = 2 * 5948,92 \text{ Kg} * \frac{0,8 \text{ m}}{2} * 2$$

$$M_{\max} = 9518,3 \text{ DaNm}$$

Finalmente, para la selección del acoplamiento barrilete, tendremos en cuenta lo siguiente:

Momento de giro máximo.

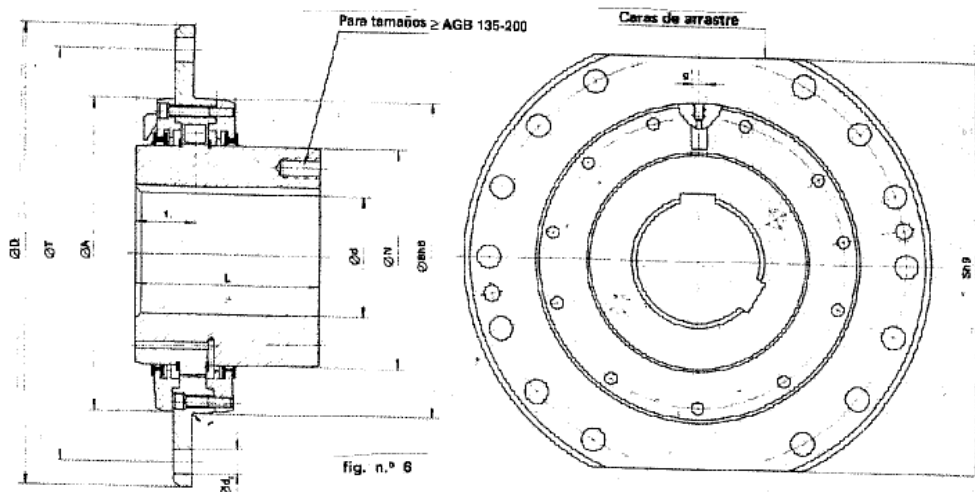
Carga radial calculada anteriormente.

Diámetro del eje de salida del reductor. (según plano del reductor)= 190 mm

Con dichos valores ingresamos en la página 40 del apunte SPM-003 y determinamos el tipo de acoplamiento barrilete a utilizar.

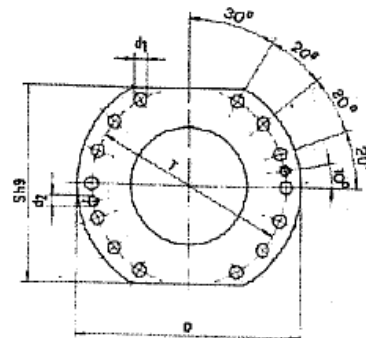
TIPO AGB	Mmax. da Nm.	St carga radial adm. Kg.	d máx.	d min.	D	L	L min.	N	A	B	S	e	f	c	r	h	k	T	d _i	Desplazamiento axial máx.	Peso Kg.	GD ² Kgm ²	J Kgm ²
65	450	1.450	65	38	250	95	85	95	159	160	220	42	44	12	2,5	16	31	220	15	3	12	0,24	0,06
75	600	1.650	75	48	280	100	85	110	179	180	250	42	44	12	2,5	16	31	250	15	3	19	0,50	0,13
85	750	1.850	85	58	320	110	95	125	199	200	280	45	46	15	2,5	17	32	280	19	4	23	0,66	0,17
95	900	2.000	95	58	340	125	95	140	219	220	300	45	46	15	2,5	17	32	300	19	4	27	1,13	0,28
105	1.550	3.100	105	78	360	130	95	160	239	240	320	45	47	15	2,5	19	34	320	19	4	33	1,42	0,36
120	1.950	3.500	120	78	380	145	95	180	259	260	340	45	47	15	2,5	19	34	340	19	4	42	1,90	0,48
135	2.400	3.850	135	98	400	170	95	200	279	280	360	45	47	15	2,5	19	34	360	19	4	54	2,65	0,66
145	2.800	4.200	145	98	420	175	95	220	309	310	380	45	47	15	2,5	19	34	380	19	4	70	3,70	0,93
175	3.800	4.900	175	98	450	185	120	260	339	340	400	60	61	20	2,5	22	40	400	24	4	95	5,80	1,45
205	7.000	11.500	205	118	550	240	125	310	419	420	500	60	61	20	2,5	22	42	500	24	6	162	15,7	3,93
230	12.000	12.500	230	138	580	260	130	350	449	450	530	60	61	20	2,5	22	42	530	24	6	195	22,5	5,63
280	18.000	15.000	280	158	650	315	140	415	529	530	580	65	66	25	2,5	27	47	600	24	6	305	43,9	11,0
300	31.000	25.000	300	168	680	350	145	445	559	560	600	65	70	25	4	34	54	630	24	8	360	63,4	16,0
315	40.000	30.000	315	198	710	380	165	475	599	600	640	81	85	35	4	34	56	660	28	8	408	79,8	20,0
355	50.000	34.000	355	228	780	410	165	535	669	670	700	81	85	35	4	34	56	730	28	8	580	138	34,5
400	68.500	38.000	400	258	850	450	165	600	729	730	760	81	85	35	4	34	59	800	28	8	715	208	52,0

Dimensiones y características



Al ser de tamaño 230 se tendrá la siguiente disposición de agujeros en la brida.

Disposición agujeros de la brida



Tipos 230...280

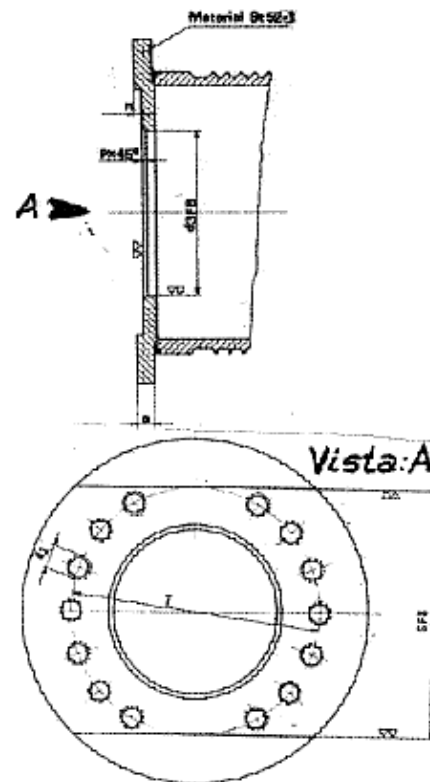
Fig. n.º 8. Disposición agujeros.

Brida del tambor de enrollamiento lado acoplamiento

La ejecución de la brida del tambor de enrollamiento se realizará según fig. n.º 10 y dimensiones según tabla n.º 4.

Tabla n.º 4 La calidad del material de la brida será St 52-3.

TIPO AGB Tamaño	D	T	S F8	a min.	d ₁	d ₂ rosca	d ₃ F8	p	n min.
65	250	220	220	25	15	M12	160	3	10
75	280	200	250				180		
85	320	260	280				200		
95	340	300	300				220		
105	360	320	320				240		
120	360	340	340				260		
135	400	360	360	19	M16	280	3	10	
145	420	380	380			310			
175	450	400	400	30		340	5	35	
205	550	500	500			420			
230	580	530	530	40	24	M20	450	20	
280	650	600	580	50			530	25	
300	680	630	600				560		
315	710	660	640	60	28	M24	600	5	35
355	780	730	700				670		
400	850	800	760				730		



Nota: Adoptamos como espesor mínimo para las tapas laterales del tambor 40 mm, y la planchuela más próxima es de 45 mm.

Tambor Auxiliar:

Para ello, debemos tener en cuenta algunos factores que luego utilizaremos para calcular los momentos máximos de giro en el acoplamiento.

Uno de dichos factores es el factor K1 que se encuentra tabulado en la tabla del apunte SPM-003, página 38.

Grupo DIN 15020	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
Grupo FEM (1970)	I B	I A	II	III	IV	V
Grupo FEM (1987) Grupo BS 466 (1984)	M1, M2, M3	M4	M5	M6	M7	M8
Factor de servicio K ₁	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2

Donde vemos K₁=2

En la misma página del apunte, encontramos la siguiente ecuación que nos permite calcular el momento máximo de giro.

$$M_{\max} = S_r * \frac{D_p}{2} * K_1$$

M_{max} = Momento de giro máximo en el acoplamiento en DaNm

S_r = tiro estático en el tambor (calculado anteriormente)

N = rpm del tambor

D_p = Diámetro primitivo del tambor

K₁ = Factor de servicio

$$M_{\max} = 2 * S_r * \frac{D_p}{2} * K_1$$

Por lo tanto, reemplazando los valores:

$$M_{\max} = 2 * 2632,7 \text{ Kg} * \frac{0,58 \text{ m}}{2} * 2$$

$$M_{\max} = 3053,9 \text{ DaNm}$$

Finalmente, para la selección del acoplamiento barrilete, tendremos en cuenta lo siguiente:

Momento de giro máximo.

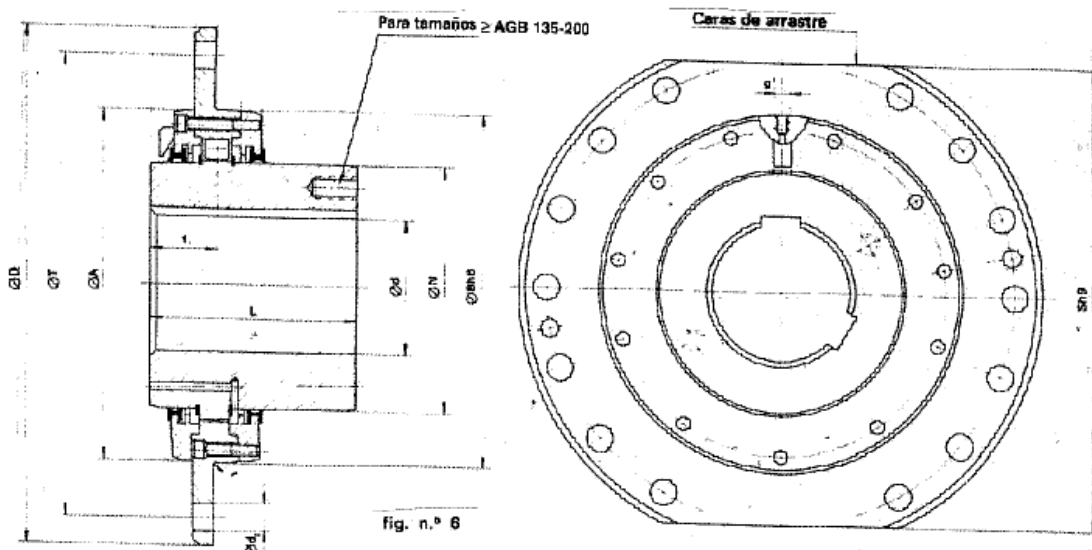
Carga radial calculada anteriormente.

Diámetro del eje de salida del reductor. (según plano del reductor)= 140 mm

Con dichos calores ingresamos en la página 40 del apunte SPM-003 y determinamos el tipo de acoplamiento barrilete a utilizar.

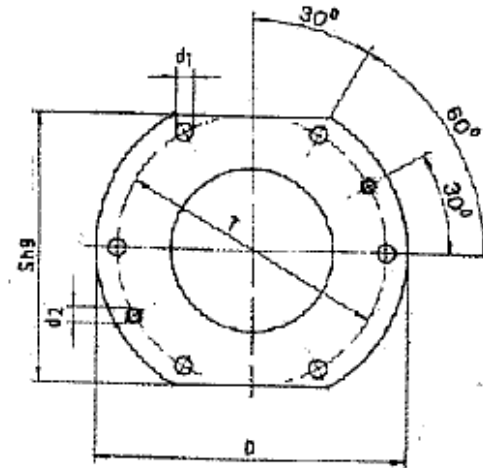
TIPO AGB	Mmax. da Nm.	St carga radial adm. Kg.	d máx.	d min.	D	L	L min.	N	A	B	S	e	f	c	r	h	k	T	d _i	Desplazamiento axial máx.	Peso Kg.	GD ² Kg ^m ²	J Kg ^m ²
65	450	1.450	65	38	250	95	85	95	159	160	220	42	44	12	2,5	16	31	220	15	3	12	0,24	0,06
75	600	1.650	75	48	280	100	85	110	179	180	250	42	44	12	2,5	16	31	250	15	3	19	0,50	0,13
85	750	1.850	85	58	320	110	95	125	199	200	280	45	46	15	2,5	17	32	280	19	4	23	0,66	0,17
95	900	2.000	95	58	340	125	95	140	219	220	300	45	46	15	2,5	17	32	300	19	4	27	1,13	0,28
105	1.550	3.100	105	78	360	130	95	160	239	240	320	45	47	15	2,5	19	34	320	19	4	33	1,42	0,36
120	1.950	3.500	120	78	380	145	95	180	259	260	340	45	47	15	2,5	19	34	340	19	4	42	1,90	0,48
135	2.400	3.850	135	98	400	170	95	200	279	280	360	45	47	15	2,5	19	34	360	19	4	54	2,65	0,66
145	2.800	4.200	145	98	420	175	95	220	309	310	380	45	47	15	2,5	19	34	380	19	4	70	3,70	0,93
175	3.800	4.900	175	98	450	185	120	260	339	340	400	60	61	20	2,5	22	40	400	24	4	95	5,80	1,45
205	7.000	11.500	205	118	550	240	125	310	419	420	500	60	61	20	2,5	22	42	500	24	6	162	15,7	3,93
230	12.000	12.500	230	138	580	260	130	350	449	450	530	60	61	20	2,5	22	42	530	24	6	195	22,5	5,63
280	18.000	15.000	280	158	650	315	140	415	529	530	580	65	66	25	2,5	27	47	600	24	6	305	43,9	11,0
300	31.000	25.000	300	168	680	350	145	445	559	560	600	65	70	25	4	34	54	630	24	8	360	63,4	16,0
315	40.000	30.000	315	198	710	380	165	475	599	600	640	81	85	35	4	34	56	660	28	8	408	79,8	20,0
355	50.000	34.000	355	228	780	410	165	535	669	670	700	81	85	35	4	34	56	730	28	8	580	138	34,5
400	68.500	38.000	400	258	850	450	165	600	729	730	760	81	85	35	4	34	59	800	28	8	715	208	52,0

Dimensiones y características



Al ser de tamaño 175 se tendrá la siguiente disposición de agujeros en la brida.

Disposición agujeros de la brida



Tipos 65...205

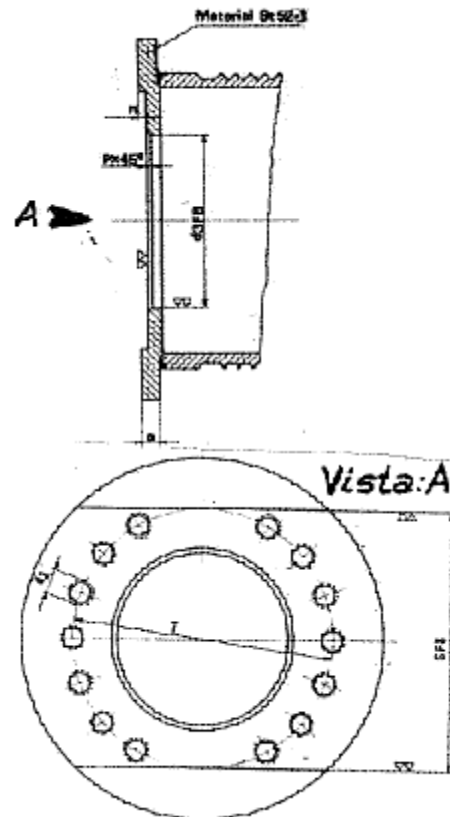
Fig. n.º 7. Disposición agujeros.

**Brida del tambor de enrollamiento
 lado acoplamiento**

La ejecución de la brida del tambor de enrollamiento se realizará según fig. n.º 10 y dimensiones según tabla n.º 4.

Tabla n.º 4 La calidad del material de la brida será St 52-3.

TIPO AGB	D	T	S	a	d ₁	d ₂ rosca	d ₃	p	n
Tamaño			F8	min.			F8		min.
65	250	220	220	25	15	M12	160	5	10
75	280	260	250				180		
85	320	280	280				200		
95	340	300	300				220		
105	360	320	320				240		
120	380	340	340				260		
135	400	360	360	30	19	M16	280	5	
145	420	380	380				310		
175	450	400	400	40	24	M20	340	20	
205	550	500	500				420		
230	580	530	530	50			450	25	
280	650	600	600				530		
300	680	630	600	60	28	M24	560	5	
315	710	660	640				600		
355	780	730	700				670		
400	850	800	760				730		



Nota: Adoptamos como espesor mínimo para las tapas laterales del tambor 40 mm, y la planchuela más próxima es de 45 mm.

• **Acoplamiento para el tambor principal (Tipo Engranaje)**

Tambor principal:

El acoplamiento que se utilizara para vincular el motor con el reductor va a ser de engranajes.

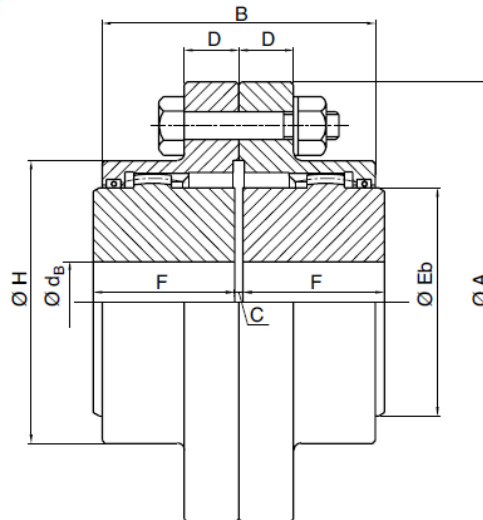
Con los siguientes datos procederemos a realizar la selección del mismo

Rpm= 1490

Potencia= 147,81 HP

$$M_t = 71620 \times \frac{N}{n} \rightarrow M_t = 71620 \times \frac{147,51 \text{ HP}}{1490 \text{ rpm}} = 7090,83 \text{ Kgcm} \rightarrow \boxed{M_t = 694,8 \text{ Nm}}$$

Seleccionando el acoplamiento para el momento torsor calculado, vemos que en la tabla del catálogo el no diámetro máximo permitido para este, no coincide con el eje del reductor



Tamaño Tamaño Size	Torque (Nm)			rpm max	σ dB max	σ dA max	A	B	D	F	H	Eb	Ea	C gap	Grasa (gr)	Peso Weight Kg
	T	R	N													
101	1140	1596	2052	8000	44	37	115.9	72.0	14.0	41	76.0	58	48	3.0	50	3.7
101 ¹ / ₄	1756	2458	3161	7250	47	43	130.0	83.0	16.0	43	83.0	64	55	3.0	80	5.2
101 ¹ / ₂	2348	3287	4226	6500	60	54	152.4	95.0	19.0	49	98.0	79	69	3.0	100	8.5
102	4269	5977	7684	5600	73	71	177.8	120.0	19.0	62	124.5	100	92	3.0	150	13.3
102 ¹ / ₂	7470	10458	13446	5000	92	84	212.8	148.0	22.0	77	149.0	122	109	5.0	300	25.0
103	12094	16932	20560	4400	105	95	239.7	178.0	22.0	91	174.0	140	123	5.0	500	37.0
103 ¹ / ₂	18496	25894	31443	3900	123	105	279.4	206.0	27.0	106	200.0	162	140	6.0	700	59.0
104	30590	42826	52003	3600	146	120	317.5	234.0	27.0	120	234.0	192	168	6.0	1200	86.0
104 ¹ / ₂	41971	58759	71351	3200	171	135	346.1	262.0	27.0	135	263.0	214	182	8.0	1300	121.0
105	56560	79184	96152	2900	183	160	388.9	298.0	38.0	153	293.0	239	210	8.0	2000	171.0
105 ¹ / ₂	73985	103579	118376	2650	205	175	425.5	316.0	38.0	168	325.0	267	235	8.0	2500	239.0
106	90345	126483	144552	2450	230	190	457.2	338.0	25.0	188	356.0	295	250	8.0	4000	267.0
107	135160	189224	216256	2150	270	---	527.0	396.0	28.5	221	406.0	342	---	10.0	5000	465.0

Se seleccionó el tamaño TADF/B102 ½ del catálogo de Tecnon

• **Acoplamiento para el tambor auxiliar (Tipo Engranaje)**

Tambor principal:

El acoplamiento que se utilizara para vincular el motor con el reductor va a ser de engranajes.

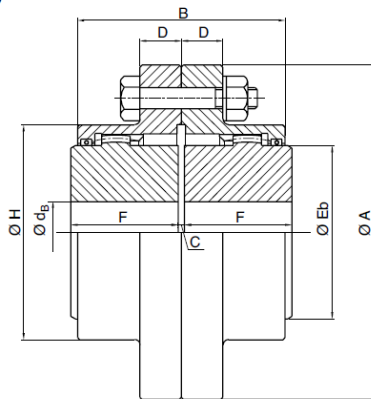
Con los siguientes datos procederemos a realizar la selección del mismo

Rpm= 1476

Potencia= 21,5 HP

$$M_t = 71620 \times \frac{N}{n} \rightarrow M_t = 71620 \times \frac{21,5 \text{ HP}}{1475 \text{ rpm}} = 1043,9 \text{ Kgc}m \rightarrow M_t = 102, 31 \text{ Nm}$$

Seleccionando el acoplamiento para el momento torsor calculado, vemos que en la tabla del catálogo el no diámetro máximo permitido para este, no coincide con el eje del reductor.



Tamaño Tamaño Size	Torque (Nm)			rpm max	e dB max	e dA max	A	B	D	F	H	Eb	Ea	C gap	Grasa (gr)	Peso Weight Kg
	T	R	N													
101	1140	1596	2052	8000	44	37	115.9	72.0	14.0	41	76.0	58	48	3.0	50	3.7
101 1/4	1756	2458	3161	7250	47	43	130.0	83.0	16.0	43	83.0	64	55	3.0	80	5.2
101 1/2	2348	3287	4226	6500	60	54	152.4	95.0	19.0	49	98.0	79	69	3.0	100	8.5
102	4269	5977	7684	5600	73	71	177.8	120.0	19.0	62	124.5	100	92	3.0	150	13.3
102 1/2	7470	10458	13446	5000	92	84	212.8	148.0	22.0	77	149.0	122	109	5.0	300	25.0
103	12094	16932	20560	4400	105	95	239.7	178.0	22.0	91	174.0	140	123	5.0	500	37.0
103 1/2	18496	25894	31443	3900	123	105	279.4	206.0	27.0	106	200.0	162	140	6.0	700	59.0
104	30590	42826	52003	3600	146	120	317.5	234.0	27.0	120	234.0	192	168	6.0	1200	86.0
104 1/2	41971	58759	71351	3200	171	135	346.1	262.0	27.0	135	263.0	214	182	8.0	1300	121.0
105	56560	79184	96152	2900	183	160	388.9	298.0	38.0	153	293.0	239	210	8.0	2000	171.0
105 1/2	73985	103579	118376	2650	205	175	425.5	316.0	38.0	168	325.0	267	235	8.0	2500	239.0
106	90345	126483	144552	2450	230	190	457.2	338.0	25.0	188	356.0	295	250	8.0	4000	267.0
107	135160	189224	216256	2150	270	----	527.0	396.0	28.5	221	406.0	342	----	10.0	5000	465.0

• **Calculo del eje del extremo del tambor (CMAA 70 4.11 SHAFTING)**

Conjunto principal

Realizamos la verificación del eje adoptado de acuerdo a esfuerzos de corte y flexión. No consideramos cargas combinadas porque actúan en distintas fibras.

Adoptamos un acero SAE 1045, considerando una tensión máxima de $\sigma_U = 6500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$. Consideramos que la carga radial máxima la tendremos aplicada, para el más desfavorable de los casos, en el extremo del tambor, del lado del eje (para el esfuerzo de corte), y la carga aplicada en voladizo, sobre el extremo del eje, para el esfuerzo de flexión.

Adoptando un diámetro "d" de 110 mm = 11 cm, (menor que el árbol del reductor por no transmitir par torsor)

a) Verificación al corte, CMAA 70 4.11.4.1

$$I_{xx} = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * (11 \text{ cm})^4}{64} = 718,7 \text{ cm}^4$$

$$S_x = \frac{2x(r^2)^{3/2}}{3} = \frac{(2 * (5,5 \text{ cm})^2)^{3/2}}{3} = 156,9 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \text{esfuerzo de corte} = \frac{F * S_x}{I_{xx} * d} = \frac{(Sr + Pt) * S_x}{I_{xx} * d} = \frac{(5873,65 + 3315) \text{ kg} * 159,9 \text{ cm}^3}{718,7 \text{ cm}^4 * 11 \text{ cm}} = 185,84 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Según CMAA 4.11.4, el esfuerzo de corte no debe superar $\frac{\sigma_u}{5 * \sqrt{3}}$

$$\frac{\sigma_u}{5 * \sqrt{3}} = \frac{6500}{5 * \sqrt{3}} = 750,55 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} > 185,84 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{For solid shaft: } \tau_v = 1.33 V/A \leq \sigma_u / (5\sqrt{3})$$

$$\tau = 1,33 * \frac{F}{A} = 1,33 * \frac{9188,65 \text{ Kg}}{\pi * (5,5 \text{ cm})^2} = 531,8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto el eje adoptado verifica al corte

a) Verificación a la flexión CMAA 70 4.11.4.1

Le = Es el largo del eje del apoyo del tambor. Supongo un largo de eje de 150 mm.

Consideramos la carga aplicada en voladizo en el extremo del eje. Lt = largo del tambor.

$$\sigma_B = Mr/l \leq \sigma_u / 5$$

Me = Momento flector

$$Me = \left[Sr \times \frac{Lt + Le}{Lt + 2 \times Le} \right] \times Le = 5873,65 \text{ Kg} \times \frac{300 \text{ cm} + 15 \text{ cm}}{300 \text{ cm} + 2 \times 15 \text{ cm}} \times 15 \text{ cm} = 84100 \text{ Kgcm}$$

$$\sigma_b = \frac{Me \times r}{I_{xx}} = \frac{84100 \text{ Kgcm} \times 5,5 \text{ cm}}{718,7 \text{ cm}^4} = 643,59 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\frac{\sigma_u}{5 \times \sqrt{3}} = 1.300 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} > 643,59 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto el eje adoptado verifica a la flexión

Conjunto Auxiliar

Realizamos la verificación del eje adoptado de acuerdo a esfuerzos de corte y flexión. No consideramos cargas combinadas porque actúan en distintas fibras.

Adoptamos un acero SAE 1045, considerando una tensión máxima de $\sigma_U = 6500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$. Consideramos que la carga radial máxima la tendremos aplicada, para el más desfavorable de los casos, en el extremo del tambor, del lado del eje (para el esfuerzo de corte), y la carga aplicada en voladizo, sobre el extremo del eje, para el esfuerzo de flexión.

Adoptando un diámetro "d" de 90 mm =9 cm, (menor que el árbol del reductor por no transmitir par torsor)

b) Verificación al corte, CMAA 70 4.11.4.1

$$I_{xx} = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * (9 \text{ cm})^4}{64} = 322,06 \text{ cm}^4$$

$$S_x = \frac{2x(r^2)^{3/2}}{3} = \frac{(2 * (4,5 \text{ cm})^2)^{3/2}}{3} = 85,9 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \text{esfuerzo de corte} = \frac{F * S_x}{I_{xx} * d} = \frac{(S_r + P_t) * S_x}{I_{xx} * d} = \frac{(2632,73 + 680) \text{ kg} * 85,9 \text{ cm}^3}{322,06 \text{ cm}^4 * 9 \text{ cm}} = 98,17 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Según CMAA 4.11.4, el esfuerzo de corte no debe superar $\frac{\sigma_u}{5 * \sqrt{3}}$

$$\frac{\sigma_u}{5 * \sqrt{3}} = \frac{6500}{5 * \sqrt{3}} = 750,55 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} > 98,17 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

For solid shaft: $\tau_v = 1.33 V/A \leq \sigma_u / (5\sqrt{3})$

$$\tau = 1,33 * \frac{F}{A} = 1,33 * \frac{2632,73 \text{ Kg}}{\pi * (4,5 \text{ cm})^2} = 55 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto el eje adoptado verifica al corte

b) Verificación a la flexión CMAA 70 4.11.4.1

Le = Es el largo del eje del apoyo del tambor. Supongo un largo de eje de 125mm.

Consideramos la carga aplicada en voladizo en el extremo del eje. Lt = largo del tambor.

$$\sigma_B = Mr/l \leq \sigma_u / 5$$

Me = Momento flector

$$Me = \left[Sr \times \frac{Lt + Le}{Lt + 2 \times Le} \right] \times Le = 5873,65 \text{ Kg} \times \frac{150 \text{ cm} + 12,5 \text{ cm}}{150 \text{ cm} + 2 \times 12,5 \text{ cm}} \times 12,5 \text{ cm} = 68176,3 \text{ Kgcm}$$

$$\sigma_b = \frac{Me \times r}{I_{xx}} = \frac{68176,3 \text{ Kgcm} \times 4,5 \text{ cm}}{322,06 \text{ cm}^4} = 952,6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\frac{\sigma_u}{5 \times \sqrt{3}} = 1.300 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} > 952,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto el eje adoptado verifica a la flexión

- Rodamientos del Tambor:

- Tambor Principal:

De acuerdo al catálogo general de SKF, seleccionamos el tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática C0, porque se producen las siguientes condiciones:

Cargas estáticas (Página 52 del catálogo general de SKF)

La capacidad de carga estática C0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos:

Permanecen estacionarios bajo carga durante largos periodos de tiempo.

- realizan movimientos oscilantes muy lentos
- giran a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm)

Carga radial $F_r = 6571,17\text{kg} = 64,4$ KN

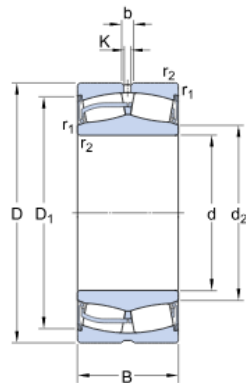
Carga Axial Adoptamos un 15% de la carga radial = 9,6 KN

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a = 64,4\text{KN} + 3,2 * 9,6 \text{ KN} = 95,12 \text{ KN}$$

► **23022-2RS/VT143**

Producto popular
 SKF Explorer

Dimensiones



d	110	mm
D	170	mm
B	45	mm
	≈ 122	mm
D ₁	≈ 156	mm
b	6	mm
K	3	mm
r _{1,2}	min. 2	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	326	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	440	kN
Carga límite de fatiga	P _u	46.5	kN
Velocidad límite		1500	r/min
Factor de cálculo	e	0.21	
Factor de cálculo	Y ₁	3.2	
Factor de cálculo	Y ₂	4.8	
Factor de cálculo	Y ₀	3.2	

Masa

Masa		3.8	kg
------	--	-----	----

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Con este valor calculamos el factor de seguridad estático. SKF aconseja en el caso de rodamientos de rodillo a rótula un valor de S₀ en funcionamiento normal: (pág. 77)

Tabla 10

Valores orientativos para el factor de seguridad estático s₀

Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos					Rodamientos estacionarios		
	Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso					Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
	no importante		normal		alto			
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar s₀ ≥ 4

¹⁾ Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de s₀ por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de s₀ menores

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{440 \text{ KN}}{95,12 \text{ KN}} = 4,62 > 1 \quad \text{Verifica}$$

Calculo de la vida útil expresada en horas de funcionamiento: (página 52)

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) * L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) * \left(\frac{C_0}{P_0} \right)^p = \left(\frac{10^6}{60 * 18,19 \text{ rpm}} \right) * \left(\frac{440 \text{ KN}}{95,12 \text{ KN}} \right)^{\frac{10}{3}} = 151107,32 \text{ hs}$$

151107,32 hs > 5000 hs (expectancia de vida mínima para CMAA clase C) ∴ VERIFICA

C=Capacidad de carga dinámica

P=Carga dinámica equivalente del rodamiento

n= número de revoluciones

p=Exponente de la ecuación de vida

p = 3 para rodamientos de bolas

p = 10/3 para rodamientos de rodillos

L10h=Vida nominal en horas de funcionamiento

L10=Vida nominal en millones de revoluciones

➤ Tambor Auxiliar:

De acuerdo al catálogo general de SKF, seleccionamos el tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática C₀, porque se producen las siguientes condiciones:

Cargas estáticas (Página 52 del catálogo general de SKF)

La capacidad de carga estática C₀ se usa en los cálculos cuando los rodamientos:

Permanecen estacionarios bajo carga durante largos periodos de tiempo.

- realizan movimientos oscilantes muy lentos
- giran a velocidades muy bajas (n < 10 rpm)

Carga radial Fr = 2812,26kg = 27,56 KN

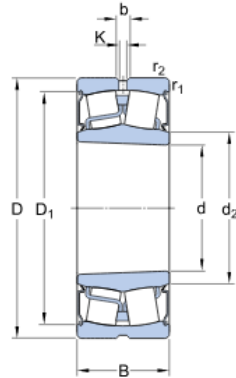
Carga Axial Adoptamos un 15% de la carga radial = 4,13 KN

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a = 27,56 \text{ KN} + 2,8 * 4,13 \text{ KN} = 39,12 \text{ KN}$$

► **BS2-2218-2RSK/VT143**

Producto popular
SKF Explorer

Dimensiones



d	90	mm
D	160	mm
B	48	mm
	≈ 102	mm
D ₁	≈ 146	mm
b	6	mm
K	3	mm
r _{1,2}	min. 2	mm

Agujero cónico, conicidad de 1:12

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	331	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	375	kN
Carga límite de fatiga	P _u	39	kN
Velocidad límite		1800	r/min
Factor de cálculo	e	0.24	
Factor de cálculo	Y ₁	2.8	
Factor de cálculo	Y ₂	4.2	
Factor de cálculo	Y ₀	2.8	

Masa

Masa		3.7	kg
------	--	-----	----

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Con este valor calculamos el factor de seguridad estático. SKF aconseja en el caso de rodamientos de rodillo a rótula un valor de S₀ en funcionamiento normal: (pág. 77).

Tabla 10

Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso					Rodamientos estacionarios		
	no importante		normal	alto				
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar $s_0 \geq 4$

¹⁾ Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de s_0 menores

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{375 \text{ KN}}{39,12 \text{ KN}} = 9,6 > 1 \quad \text{Verifica}$$

Calculo de la vida útil expresada en horas de funcionamiento: (página 52)

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) * L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) * \left(\frac{C_0}{P_0} \right)^p = \left(\frac{10^6}{60 * 6,7 \text{ rpm}} \right) * \left(\frac{375 \text{ KN}}{39,12 \text{ KN}} \right)^{\frac{10}{3}} = 465459,6 \text{ hs}$$

465459,6 hs > 5000 hs (expectancia de vida mínima para CMAA clase C) ∴ VERIFICA

C=Capacidad de carga dinámica

P=Carga dinámica equivalente del rodamiento

n= número de revoluciones

p=Exponente de la ecuación de vida

p = 3 para rodamientos de bolas

p = 10/3 para rodamientos de rodillos

L10h=Vida nominal en horas de funcionamiento

L10=Vida nominal en millones de revoluciones

• **Freno de elevación:**

Primario

Siendo el par motor máximo el del motor:

Mt = 694,8 Nm

PINZA	TURBEL	PESO Kg	POTENCIA VA	REACCION en el EJE N	PAR DE FRENADO (Nm) EN FUNCION DEL DIAMETRO DEL DISCO Regulable desde 50 - 100 %															
					200	240	280	315	355	400	445	500	550	630						
FPT-1	255	28	160	2250	160	210	250	290	340	390										
FPT-2	356	56	160	3600				410	490	580	650	760	850	1000						
FPT-2	506	65	240	5000				580	680	810	910	1060	1180	1400						
					445	500	550	630	710	800	900	1000	1100	1250						
FPT-3	806	129	270	9900	1680	1930	2180	2550	2950	3400										
FPT-3	1306	140	575	14500	2450	2950	3200	3750	4350	4950										
FPT-3	2006	150	725	23500	3900	4500	5100	6050	6950	8000										
FPT-4	2006	220	725	24500				6100	7100	8200	9450	10600	11900	13700						
FPT-4	3006	220	875	35000				8750	10100	11700	13500	15200	17000	19600						

Adoptamos el siguiente freno de disco (pág. 077 SPM 03)

Pinza: FPT-2

Turbel: 356

Potencia: 160 VA

Reacción en el eje: 3600N

Diámetro del disco: 500 mm

Par de Frenado: 760 Nm

Peso sistema de frenado = Peso pinzas + Peso turbel = 56 Kg+ 15Kg=71Kg

TIPO	FUERZA NOMINAL N	CARRERA NOMINAL mm.	CONSUMO 380V.50 Hz. A.	PESO CON ACEITE Kp.	CAPACIDAD DE ACEITE dm.	DIMENSIONES													
						A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
255	250	50	0'4	9	1'8	12	16	160	20	20	40	80	284	29	20	80	134	18	9
356	350	60	0'65	15	2'5	16	16	160	25	20	40	80	370	41	20	80	134	18	11
506	500	60	0'65	18	2'9	20	20	171	30	30	60	120	435	101	23	85	129	70	69
512	500	120	0'75	20	2'9	20	20	171	30	30	60	120	515	161	23	85	129	70	129
806	800	60	0'65	19	3	20	20	171	30	30	60	120	450	101	23	85	129	70	69
812	800	120	0'75	21	3	20	20	171	30	30	60	120	530	161	23	85	129	70	129
1.306	1.300	60	0'6	39	8'7	25	25	230	40	25	40	90	645	128	35	115	140	70	83

Secundario

Siendo el par motor máximo el del motor:

$$M_t = 102,31 \text{ Nm}$$

PINZA	TURBEL	PESO Kg	POTENCIA VA	REACCION en el EJE N	PAR DE FRENADO (Nm) EN FUNCION DEL DIAMETRO DEL DISCO Regulable desde 50 - 100 %											
					∅ 200	∅ 240	∅ 280	∅ 315	∅ 355	∅ 400	∅ 445	∅ 500	∅ 550	∅ 630		
FPT-1	255	28	160	2250	160	210	250	290	340	390						
FPT-2	356	56	160	3600				410	490	580	650	760	850	1000		
FPT-2	506	65	240	5000				580	680	810	910	1060	1180	1400		
FPT-3	806	129	270	9900												
FPT-3	1306	140	575	14500	1680	1930	2180	2550	2950	3400						
FPT-3	2006	150	725	23500	2450	2950	3200	3750	4350	4950						
FPT-4	2006	220	725	24500	3900	4500	5100	6050	6950	8000						
FPT-4	3006	220	875	35000				6100	7100	8200	9450	10600	11900	13700		
								8750	10100	11700	13500	15200	17000	19600		

DIMENSIONES Los valores de los datos...

Adoptamos el siguiente freno de disco (pág. 077 SPM 03)

Pinza: FPT-1

Turbel: 255

Potencia: 160 VA

Reacción en el eje: 2250N

Diámetro del disco: 200 mm

Par de Frenado: 160 Nm

Peso sistema de frenado = Peso pinzas + Peso turbel = 28 Kg + 9 Kg = 37 Kg

TIPO	FUERZA NOMINAL N	CARRERA NOMINAL mm.	CONSUMO 380V.50 Hz. A.	PESO CON ACEITE Kp.	CAPACIDAD DE ACEITE dm. ³	DIMENSIONES													
						A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
255	250	50	0'4	9	1'8	12	16	160	20	20	40	80	284	29	20	80	134	18	9
356	350	60	0'65	15	2'5	16	16	160	25	20	40	80	370	41	20	80	134	18	11
506	500	60	0'65	18	2'9	20	20	171	30	30	60	120	435	101	23	85	129	70	69
512	500	120	0'75	20	2'9	20	20	171	30	30	60	120	515	161	23	85	129	70	129
806	800	60	0'65	19	3	20	20	171	30	30	60	120	450	101	23	85	129	70	69
812	800	120	0'75	21	3	20	20	171	30	30	60	120	530	161	23	85	129	70	129
1.306	1.300	60	0'6	39	8'7	25	25	230	40	25	40	90	645	128	35	115	140	70	83

• **Ruedas del carro:**

Las Normas DIN establecen las siguientes fórmulas para determinar el diámetro de rodadura D_n .

$$D_n = \frac{R_m}{P_{\text{lím}} \times b \times C_1 \times C_2}$$

Dónde:

D_n = diámetro de la rueda en banda de rodadura (mm)

$P_{\text{lím}}$ = tensión límite del material utilizado (N/mm^2)

b = ancho efectivo del riel (mm)

C_1 = coeficiente que depende de la clase de mecanismo

C_2 = coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda

R_m = reacción media sobre la rueda (N)

La máxima reacción de la viga del lado del reductor sobre la rueda de la carga nominal será:

$$2 \times R_{\text{max}} = P_1 + P_2$$

$$P_1 = \frac{C_{\text{carga}} + P_{\text{tambor}} + P_{\text{cable}} + P_{\text{poleas}} + P_{\text{aparejo}} + P_{\text{estructura(adopt.)}}}{2} + P_{\text{reductor}} + P_{\text{acople}} + P_{\text{motor}} + P_{\text{freno}}$$

$$P_1 = \frac{40000 + 3315 + 680 + 460 + 3700 + 10000}{2} + 2400 + 228 + 1150 + 71$$

$$P_1 = 32926,5 \text{ Kg} \quad (\text{principal})$$

$$P_2 = \frac{C_{\text{carga}} + P_{\text{tambor}} + P_{\text{cable}} + P_{\text{poleas}} + P_{\text{aparejo}}}{2} + P_{\text{reductor}} + P_{\text{acople}} + P_{\text{motor}} + P_{\text{freno}}$$

$$P_2 = \frac{10000 + 610 + 155 + 44 + 215}{2} + 815 + 73 + 150 + 37$$

$$P_2 = 2087 \text{ Kg} \quad (\text{secundaria})$$

En cada rueda la carga será:

$$R_{\text{max}} = \frac{P_1 + P_2}{2} = \frac{32926,5 \text{ Kg} + 2087 \text{ Kg}}{2} = 17506,75 \text{ Kg}$$

$$R_{\text{max}} = 17506,75 \text{ Kg}$$

La reacción de la rueda de la viga del lado del reductor sin carga será:

$$R_{\text{min}} = R_{\text{max}} - \left(\frac{C_{\text{carga1}}}{4} \right) = 17506,75 - \left(\frac{40000}{4} \right) = 7506,8 \text{ Kg}$$

$$R_{\text{min}} = 7506,8 \text{ Kg}$$

La reacción media será:

$$R_m = \frac{2 \times R_{\max} + R_{\min}}{3}$$

$$R_m = \frac{2 \times 17506,75 \text{ Kg} + 7506,8 \text{ Kg}}{3}$$

$$R_m = 14173,43 \text{ Kg}$$

Adoptamos de la tabla N° 1 la presión límite:

Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N / mm ²	N / mm ²	N / mm ²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥ 690	≥ 740	7,00

$$P_{\text{lim}} = 7 \text{ N/mm}^2$$

Adoptamos valor del ancho efectivo del riel, de tabla 2, para riel tipo BURBACH A100 según DIN 536

$$b = 80 \text{ mm}$$

Riel (Símbolo)			r	L - 2 r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

Adoptamos de la tala N° 3 el valor del coeficiente C₁, que depende del grupo de mecanismo

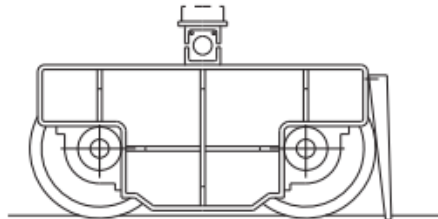
$$C_1 = 0,7$$

Tiempo de Operación Diario (Horas)			C ₁
Grupo DIN	Desde %	Incluido %	
M 3	0	16	1.25
M 4	16	25	1.12
M 5	25	40	1.00
M 6	40	63	0.90
M 7	63	100	0.80

$$R_m = 14173,43 \text{ Kg} = 130895,4 \text{ N}$$

Con el valor de $R_m=130895,4$ N seleccionamos la siguiente rueda para el riel adoptado anteriormente.

UNIDAD DE RUEDA GUIA
 CON CAJERAS EN ANGULO
 SERIE MA1
 NORMA AISE N° 6

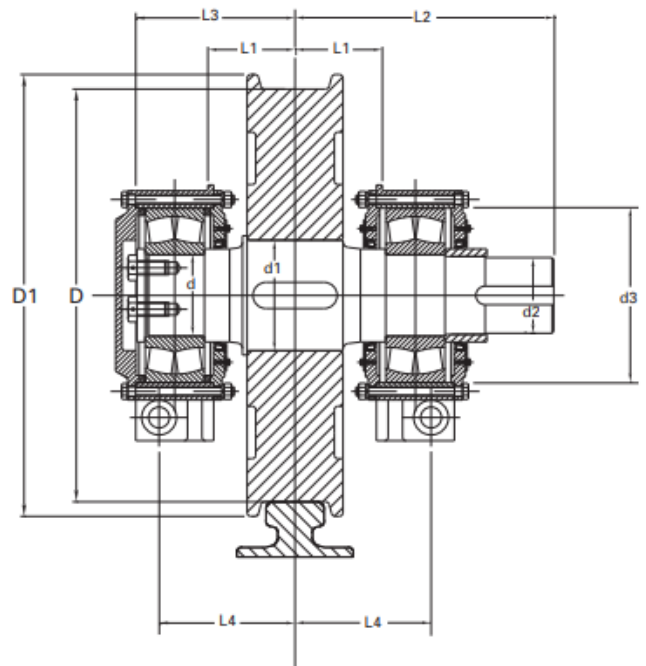


RUEDAS MONTADAS SOBRE TESTERA

La unidad está compuesta por:
 2 cajeras porta rodamiento
 2 rodamientos
 1 eje
 1 rueda
 y accesorios

Materiales:

RUEDA 42CrMo4V / 50 CrMo4V
 EJE: 42CrMo4V
 CAJERA: ASTM A27 60/30



UNIDAD CONDUCTORA

N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340

Rueda MA2 500 H.

Se debe verificar el siguiente desarrollo empírico:

Para la velocidad de desplazamiento del carro de V_c : 30 m/min y el D_1 obtenido de la tabla anterior, calculamos la velocidad de rotación:

$$\omega = \frac{V_{\text{carro}}}{\pi \times D_r} = \frac{30 \text{ m/min}}{\pi \times 0.55 \text{ m}}$$

$$\omega = 11,57 \text{ rpm}$$

Con este valor, de la tabla 4 del catálogo de Miguel Abad, obtenemos C_2

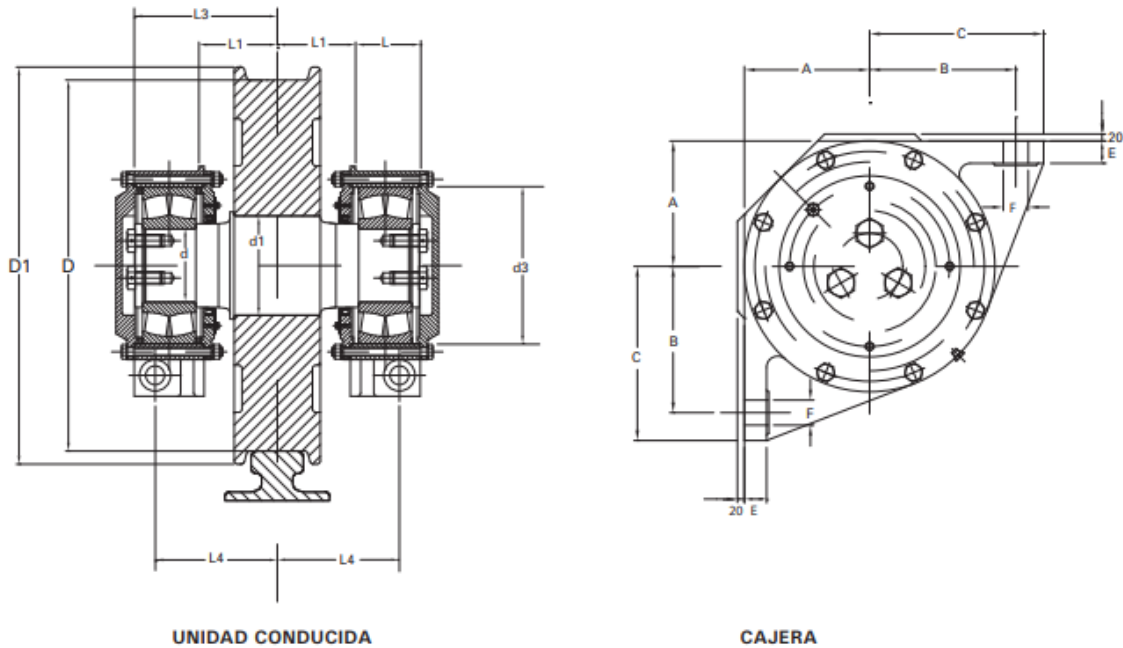
Velocidad de Rotación	C_2	Velocidad de Rotación	C_2
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00		

$C_2 = 1,11$

- Verificación de D_n

$$D_n = \frac{R_m}{P_{lim} \times b \times C_1 \times C_2} = \frac{130895,4 \text{ N}}{7 \times 80 \times 0,7 \times 1,11} = 300,82 \text{ mm}$$

Verifica la rueda adoptada



N° SERIE	A (mm)	B (mm)	C (mm)	E (mm)	F (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	L4 (mm)
MA1 250	85	110	135	20	22	90	300	155	130
MA1 315	95	120	145	22	25	100	380	170	140
MA1 400	125	150	185	25	28	115	400	205	170
MA1 500 S	135	160	195	30	33	120	450	212	117
MA1 500 H	160	185	220	30	33	150	450	254	219
MA1 630 S	150	175	210	30	33	120	390	224	189
MA1 630 H	170	200	240	30	33	150	530	264	224
MA1 710 S	180	210	250	30	33	150	445	274	234
MA1 710 H	190	220	260	30	33	150	500	282	242
MA1 800	200	230	270	30	33	150	550	290	250

• **Motorreductores de traslación**

Potencia de régimen

$$N_r = \frac{(Q + P_c) \times w \times V_c}{75 \times \eta}$$

Según tabla 41, pág. 041 SPM-03:

TABLA 41. — RESISTENCIA A LA RODADURA w Y w_{tot} (kg por tonelada de reacción)

Diámetro de la rueda (y del eje) (mm)	200 (55)	250 (60)	320 (70)	400 (80)	500 (90)	630 (100)	710 (110)	800 (125)	900 (140)	1000 (160)	1120 (180)	1250 (200)
w para ruedas sobre	cojinetes de bronce.	27	23	21	18,5	16,5	14,5	14	14	14	14	14
	rodamientos	5,5	4,5	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	1,0
w_{tot} para ruedas sobre	cojinetes de bronce.	32	28	26	23,5	21,5	19,5	19	19	19	19	19
	rodamientos	10,5	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	7,0	6,5	6,5	6,5	6,0

w = resistencia a la rodadura para ruedas montadas sobre rodamientos = 7,0Kg/Tn

V_c = velocidad del carro = 30 m/min = 0,5 m/seg

η = rendimiento mecánico = 0,9

P_c = Peso del carro = sumando todos los componentes y peso de la estructura = 35013,5 Kg

$$N_r = \frac{(40.000 + 35013,5 \text{ Kg}) \times 7 \times 0,5}{1000 \times 75 \times 0,9} = 3,88 \text{ CV}$$

Potencia necesaria de aceleración:

$$N_a = \frac{(Q + P_c) \times V_c^2}{g \times t_a \times 75 \times \eta} \times \beta$$

N_a : potencia necesaria de aceleración

g : aceleración de la gravedad

t_a = tiempo de arranque (s/ tabla Nº 69, pág. 059 SPM-03) = (Aproximado) 5seg

β = coeficiente que tiene en cuenta las masas en rotación, según SPM-03, pág. 059 = 1,45

TABLA 69. — COEFICIENTES DE MAYORACIÓN $\frac{N_{nom}}{N_R}$ PARA LOS MOVIMIENTOS HORIZONTALES

Velocidad v (m/s)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	
Duración del arranque t_a (seg)	5	6	7	8	9	10	
$\frac{N_{nom}}{N_R}$ para {	ruedas sobre cojinetes de bronce, $w = 20$ kg/t.	1,0	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
	ruedas sobre rodamientos, $w = 7$ kg/t.....	1,45	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2

$$N_a = \frac{(40.000 + 35013,5) \times 0,5^2}{9,81 \times 5 \times 75 \times 0,9} \times 1,45 = 8,22 \text{ CV}$$

La potencia nominal necesaria será:

$$N_{nom} = \frac{N_r + N_a}{1,7} = \frac{3,88 + 8,22}{1,7} = 7,11 \text{ CV} = 5,3 \text{ kW}$$

El Nº de vueltas que deberá girar la rueda será:

$$n_{rueda} = \frac{V_c}{\pi \cdot D_r} = \frac{30}{\pi \times 0,550} = 17,36 \text{ rpm}$$

$$n_{motor} = 1470 \text{ rpm}$$

Puesto que utilizaremos dos ruedas motrices, con un reductor acoplado a cada una de ellas, la energía requerida para la translación estará repartida entre dos unidades separadas.

Selección de motorreductores:

$$i \text{ teórica} = \text{relación de transmisión requerida} = \frac{n \text{ entrada}}{n \text{ salida}} = \frac{1470}{17,36} = 84,67$$

Determinamos el factor de servicio para esta aplicación (grupo IV) $S_f = 1,75$

La potencia equivalente de la transmisión será:

N_{nm} = potencia nominal del motor

$$N_e = N_{nm} * S_f = \frac{5,3}{2} \text{ Kw} * 1,75 = 4,63 \text{ Kw}$$

Calculo del momento torsor:

$$M = 71.620 \frac{N_e}{n \text{ salida}} = 71.620 * \frac{4,63 \text{ KW}}{17,36 \text{ rpm}} = 19101,4 \text{ Kgcm} = 1949,12 \text{ Nm}$$

Buscamos un motoreductor con las siguientes características:

n motor = 1470 rpm

n salida reductor = 17,36 rpm

N motor = 4,63 KW

Momento torsor = 1949,12 Nm

Relación de transmisión (i) = 84,67

Buscamos un motorreductor de características similares a través del configurador on-line de SEW

Selección de productos

1 Búsqueda

2 Variantes

3 Opciones

4 Res

Búsqueda

Designación del tipo requerido:

Ninguna búsqueda

Búsqueda

Diseño del reductor:

F = reductor de ejes paralelos

Tipo motor:

Motor DR.. AC

País de uso:

Europa / Otros países (IEC 50Hz)

Potencia del motor P [kW] / Par Ma [Nm]:

4,7 ± / 1.950 ±

Velocidad de salida na [1/min] / Índice de reducción i:

17,36 ± / 87 ±

Factor de servicio fB:

1,75 ±

Clase con eficiencia internacional (IE):

IE3 - Eficiencia Premium

Nº de polos:

4 polos

Factor de duración:

S1-100%

Serie de motor:

DRN (Estandar)

Operación de convertidor de frecuencia

Velocidades de salida bajas especiales:

i

Resultados de la búsqueda

	Denominación	Clase eficiente	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	fB	na2 [1/min]	
	FA107DRN112M4	IE3	4	18	2190	83,99	3,5	1464	\$
	FA107DRN112M4	IE3	4	16	2410	92,47	3,2	1464	\$
	FA97DRN132S4	IE3	5,5	17	3110	86,59	1,4	1461	\$
	FA107DRN112M4	IE3	4	20	1940	74,52	4	1464	\$
	FA107DRN132S4	IE3	5,5	17	3010	83,99	2,5	1461	\$
	FA107DRN112M4	IE3	4	15	2640	101,38	2,9	1464	\$
	FA107DRN132S4	IE3	5,5	17	3180	88,49	2,4	1461	\$
	FA107DRN132S4	IE3	5,5	20	2670	74,52	2,9	1461	\$

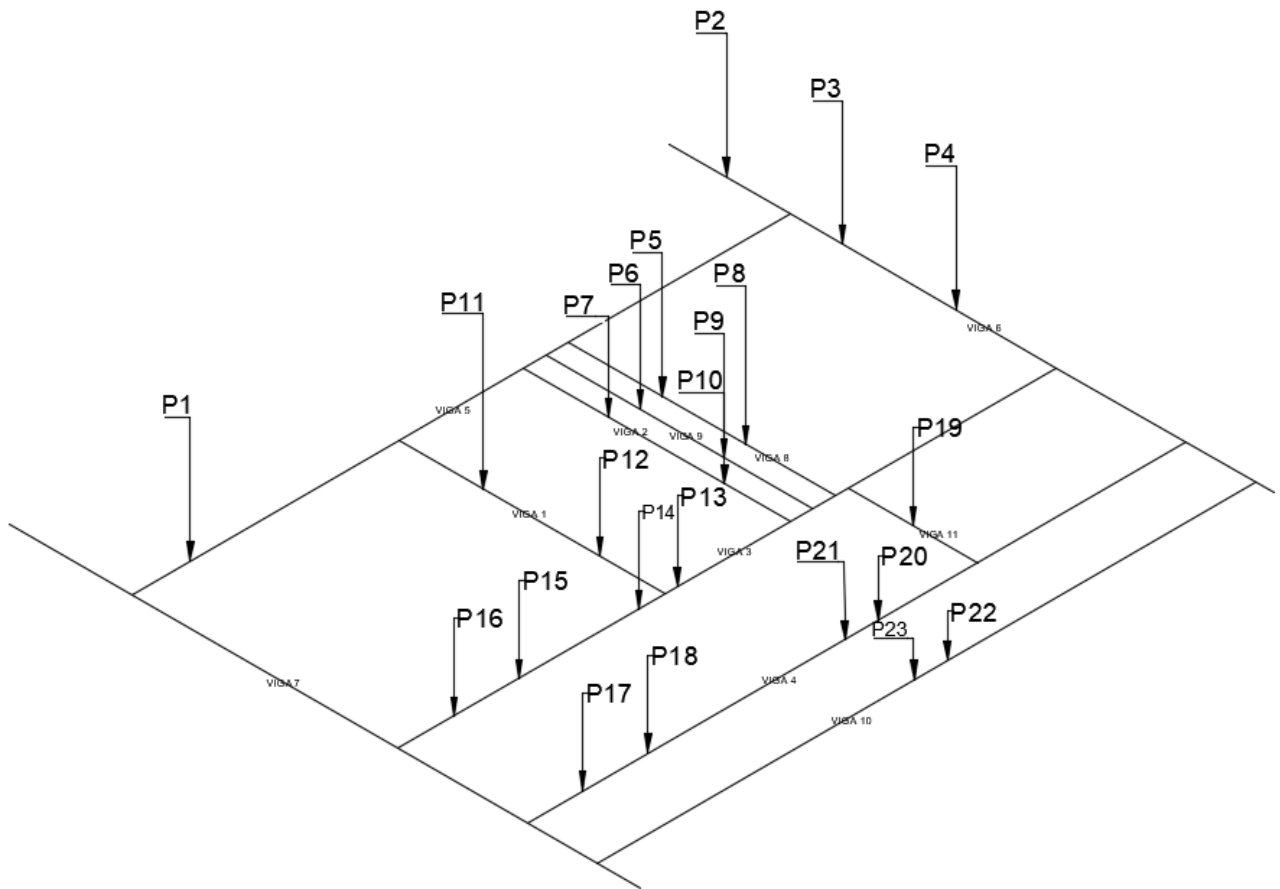
• **Estructura del Carro**

Datos de inicio

- Q (Tn) Carga: 40Tn.
- Vc (m/min) Velocidad del carro: 30 m/min.
- Vp (m/min) Velocidad del puente: 70 m/min
- Ve (m/min) Velocidad de elevación: 12 m/min
- Trocha (m) : 27 m.
- H (m) Altura de elevación: 20 m.
- Q' (Tn) Carga secundario: 10Tn.
- Ve' (m/min) Velocidad de elevación: 6 m/min.
- Grupo: V / según CMAA 70 clase F.
- Aplicación: Manejo de bobinas de acero.

Grupo DIN 15020	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
Grupo FEM (1970)	I B	I A	II	III	IV	V
Grupo FEM (1987) Grupo BS 466 (1984)	M1, M2, M3	M4	M5	M6	M7	M8
Factor de servicio K _t	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2

• Calculo de vigas de para carro



P1: Peso de 1/2 del tambor (1757,5 kg)

P2: (Peso del Reductor + 1/2 del peso del tambor + 1/2 del peso del cable+ 1/4 Del peso del aparejo + Peso acople) x 1/3 = $(2400 + 1/2 * 3315 + 1/2 * 650 + 1/4 * 3700 + 228) * 1/3 = 1794,16 \text{ Kg}$

P3: 1794,16 Kg

P4: 1794,16 Kg

P5: 1/4 Del peso del motor = $1/4 (1150 \text{ Kg}) = 287,5 \text{ Kg}$

P6: 1/4 Del peso del motor = $1/4 (1150 \text{ Kg}) = 287,5 \text{ Kg}$

P8: 1/4 Del peso del motor = $1/4 (1150 \text{ Kg}) = 287,5 \text{ Kg}$

P9: 1/4 Del peso del motor = $1/4 (1150 \text{ Kg}) = 287,5 \text{ Kg}$

P7: 1/2 (Del peso de las 2 poleas de reenvio + Peso del eje + 1/4 peso del aparejo + peso de dos tiros) = $1/2 (310 \text{ Kg} + 150 \text{ Kg} + 1/4 * 3700 + 5873.65 * 2) = 6566,15 \text{ Kg}$

P11: 1/2 (Del peso de las 2 poleas de reenvio + Peso del eje + 1/4 peso del aparejo + peso de dos tiros) = $1/2 (310 \text{ Kg} + 150 \text{ Kg} + 1/4 * 3700 + 5873.65 * 2) = 6566,15 \text{ Kg}$

P10: 1/2 (Del peso de la polea compensadora + peso de los componentes + peso de dos tiros) = $1/2 (210 \text{ Kg}) = 5978,65 \text{ Kg}$

P12: 1/2 (Del peso de la polea compensadora + peso de los componentes + peso de dos tiros) = $1/2 (210 \text{ Kg}) = 5978.65 \text{ Kg}$

P13: 1/2 (Peso del motor auxiliar) = $1/2 (150 \text{ Kg}) = 75 \text{ Kg}$

$$P14: 1/2 (\text{Peso del motor auxiliar}) = 1/2 (150 \text{ Kg}) = 75 \text{ Kg}$$

$$P15: (1/4 \text{ Del peso del reductor auxiliar} + 1/8 \text{ Del conjunto del tambor} + 1/4 \text{ Peso un Tiro}) = 1/4 815 \text{ Kg} + 1/8 5808 \text{ Kg} + 1/4 2666.66 \text{ Kg} = 1596.415 \text{ kg}$$

$$P16: (1/4 \text{ Del peso del reductor auxiliar} + 1/8 \text{ Del conjunto del tambor} + 1/4 \text{ Peso un Tiro}) = 1/4 815 \text{ Kg} + 1/8 5808 \text{ Kg} + 1/4 2666.66 \text{ Kg} = 1596.415 \text{ kg}$$

$$P17: (1/4 \text{ Del peso del reductor auxiliar} + 1/8 \text{ Del conjunto del tambor} + 1/4 \text{ Peso un Tiro}) = 1/4 815 \text{ Kg} + 1/8 5808 \text{ Kg} + 1/4 2666.66 \text{ Kg} = 1596.415 \text{ kg}$$

$$P18: (1/4 \text{ Del peso del reductor auxiliar} + 1/8 \text{ Del conjunto del tambor} + 1/4 \text{ Peso un Tiro}) = 1/4 815 \text{ Kg} + 1/8 5808 \text{ Kg} + 1/4 2666.66 \text{ Kg} = 1596.415 \text{ kg}$$

$$P19: (1/2 \text{ Del peso del conjunto del tambor}) + (\text{Peso un Tiro}) = (1/2 * 5808 \text{ Kg}) + 2666.66 \text{ kg} = 5570.66 \text{ Kg}$$

$$P20: 1/2 * (\text{Peso un tiro}) = 1/2 * 2666.66 = 1333.33 \text{ Kg}$$

$$P21: 1/2 * (\text{Peso un tiro}) = 1/2 * 2666.66 = 1333.33 \text{ Kg}$$

$$P22: 1/2 * (\text{Peso un tiro}) = 1/2 * 2666.66 = 1333.33 \text{ Kg}$$

$$P23: 1/2 * (\text{Peso un tiro}) = 1/2 * 2666.66 = 1333.33 \text{ Kg}$$

Para las chapa del carro utilizáramos según la norma ASTM A36 o su equivalente que se pueda encontrar en la industria nacional (F-24).

Viga 1

Datos	P ₁₁ =	6566,15 kg
	P ₁₂ =	5978,65 kg

Datos	D _{tot} =	1616,1 mm	161,61 cm
	D ₁ =	515,57 mm	51,557 cm
	D ₂ =	1219,53 mm	121,953 cm

Reacciones	R _{b1} =	6606,31 kg
	R _{a1} =	5938,49 kg

Momentos	M _a =	0 kgcm
	M ₁₁ =	-306170,88 kgcm
	M ₁₂ =	-261986,32 kgcm
	M _b =	0 kgcm

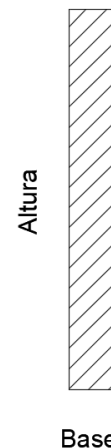
Dimensiones Viga	Base =	19,05 mm	1,905 cm
	Altura =	350 mm	35 cm

I _{xx}	6806,41 cm ⁴
W _{xx}	388,94 cm ⁴

Tensión rot	4080 Kg/cm ²
-------------	-------------------------

Tensión adm	816 Kg/cm ²
-------------	------------------------

Tensión Act	787,20 Kg/cm ²	Verifica
-------------	---------------------------	----------



Verificación de sección de apoyo de eje de polea compensadora.

La tensión actuante debe ser menor o igual al 20 % a la tensión de fluencia del material para que verifique.

Se utilizarán cojinetes de bronce: $\sigma_{\text{Fluencia}} = 1200 \text{ Kg/cm}^2$

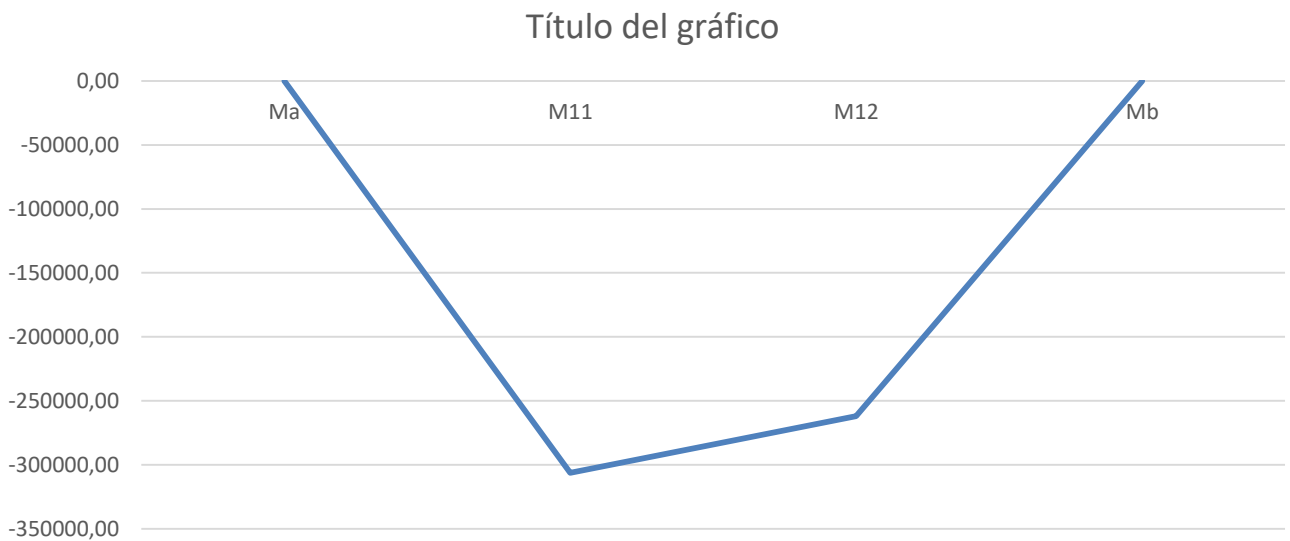
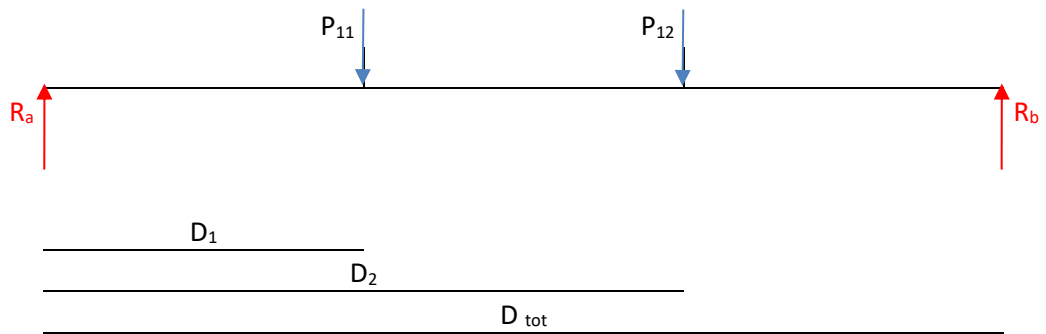
d: Diámetro del eje $\rightarrow d = 140 \text{ mm}$

L: Espesor de chapa $\rightarrow L = 19.05 \text{ mm}$

P: Carga radial $\rightarrow P = 6000 \text{ Kg}$

$$\sigma_{\text{Actuante}} = \frac{P}{d \times L} \rightarrow \sigma_{\text{Actuante}} = \frac{6000 \text{ Kg}}{14 \text{ cm} \times 1,905 \text{ cm}} \rightarrow \sigma_{\text{Actuante}} = 224 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot (18,66 \% \text{ de la tensión de fluencia})$$

El espesor de chapa adoptado VERIFICA.



Viga 2

Datos	P ₇ =	6566,15 kg
	P ₁₀ =	5978,55 kg

Datos	D _{tot} =	1616,1 mm	161,61 cm
	D ₁ =	515,57 mm	51,557 cm
	D ₂ =	1219,53 mm	121,953 cm

Reacciones	R _{b2} =	6606,23 kg
	R _{a2} =	5938,47 kg

Momentos	M _a =	0 kgcm
	M ₇ =	-306169,61 kgcm
	M ₁₀ =	-261983,33 kgcm
	M _b =	0 kgcm

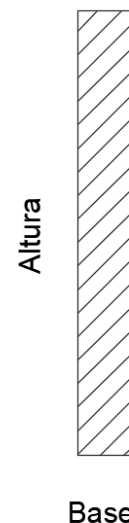
Dimensiones Viga	Base	19,05 mm	19,05 cm
	Altura	350 mm	35 cm

I _{xx}	6806,40 cm ⁴
W _{xx}	388,93 cm ⁴

Tensión	4080 Kg/cm ²
---------	-------------------------

Tensión _{adm}	816 Kg/cm ²
------------------------	------------------------

Tensión _{Act}	787,19 Kg/cm ²	Verifica
------------------------	---------------------------	----------



Verificación de sección de apoyo de eje de polea compensadora.

La tensión actuante debe ser menor o igual al 20 % a la tensión de fluencia del material para que verifique.

Se utilizarán cojinetes de bronce: $\sigma_{\text{Fluencia}} = 1200 \text{ Kg/cm}^2$

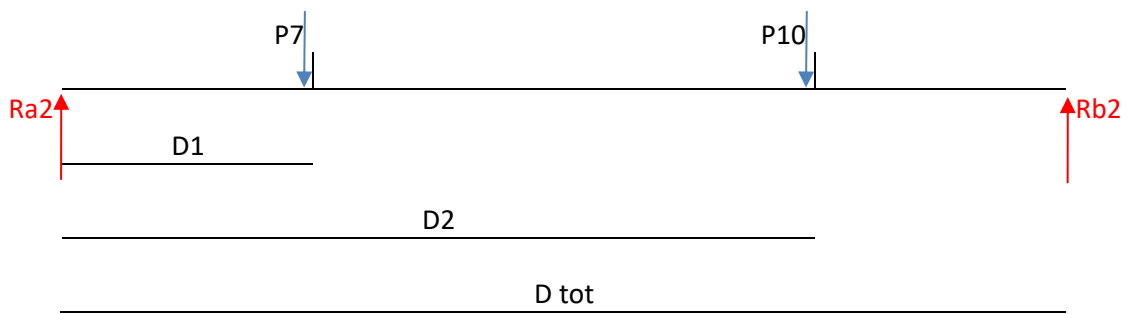
d: Diámetro del eje $\rightarrow d = 140 \text{ mm}$

L: Espesor de chapa $\rightarrow L = 19.05 \text{ mm}$

P: Carga radial $\rightarrow P = 6000 \text{ Kg}$

$$\sigma_{\text{Actuante}} = \frac{P}{d \times L} \rightarrow \sigma_{\text{Actuante}} = \frac{6000 \text{ Kg}}{14 \text{ cm} \times 1,905 \text{ cm}} \rightarrow \sigma_{\text{Actuante}} = 224 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot (18,66 \% \text{ de la tensión de fluencia})$$

El espesor de chapa adoptado VERIFICA.



Viga 3

Datos	$R_{b1} =$	6606,31 kg
	$R_{b2} =$	6606,23 kg
	$P_{13} =$	75 kg
	$P_{14} =$	75 kg
	$P_{15} =$	929,75 kg
	$P_{16} =$	929,75 kg
	$R_{b9} =$	331,60 kg
	$R_{b8} =$	331,60 kg
	$R_{a11} =$	2785,33 kg

Datos	$D_{tot} =$	4000 mm	400 cm
	$D1 =$	734 mm	73,40 cm
	$D2 =$	1045 mm	104,50 cm
	$D3 =$	1443 mm	144,30 cm
	$D4 =$	1550 mm	155 cm
	$D5 =$	1697 mm	169,70 cm
	$D6 =$	2450 mm	245 cm
	$D7 =$	2610 mm	261 cm
	$D8 =$	2770 mm	277 cm
	$D9 =$	2890 mm	289 cm

Reacciones	$R_{b3} =$	9537,05 kg
	$R_{a3} =$	9133,52 kg

Momentos	$M_a =$	0 kgcm
	$M_{16} =$	-670400,67 kgcm
	$M_{15} =$	-925538,05 kgcm
	$M_{14} =$	-1215044,21 kgcm
	$M_{Rb1} =$	-1292073,77 kgcm
	$M_{13} =$	-1300786,71 kgcm
	$M_{Rb2} =$	-1462325,32 kgcm

	$M_{Rb9} =$	-1242354,57	kgcm
	$M_{Rb8} =$	-1139632,72	kgcm
	$M_{Ra11} =$	-1058612,13	kgcm
	$M_b =$	0	kgcm

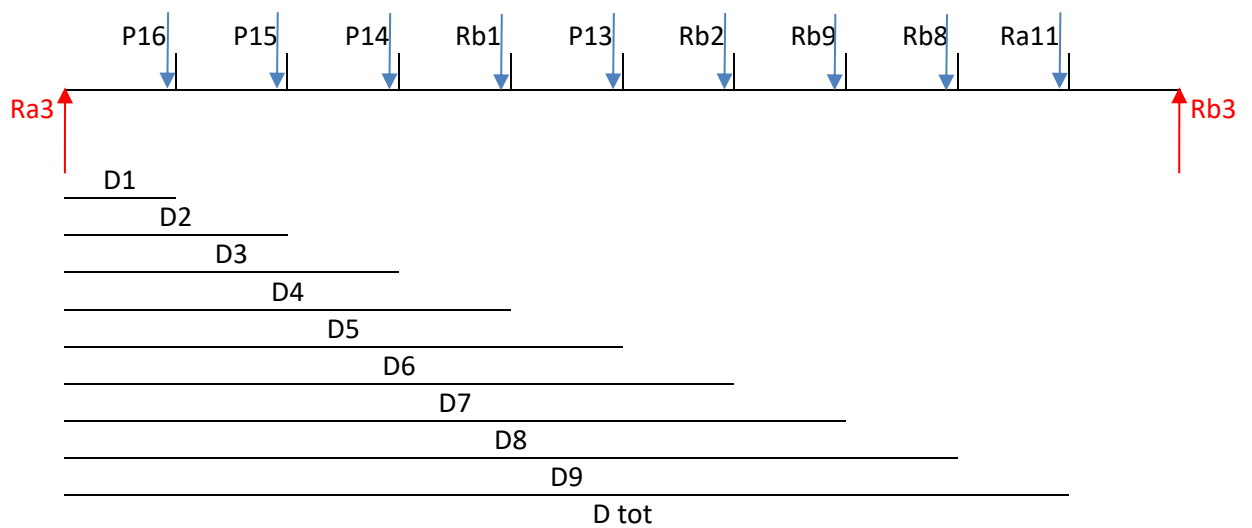
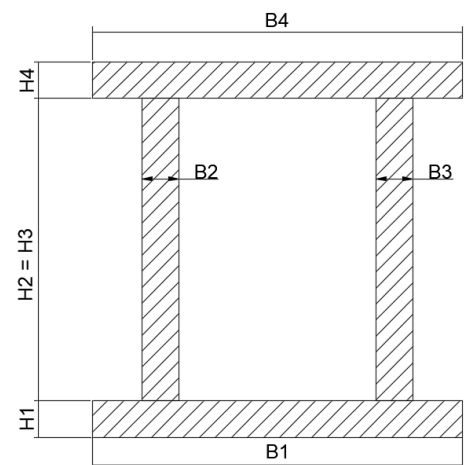
B_4	B_1	350 mm	35 cm
H_4	H_1	19,05 mm	1,905 cm

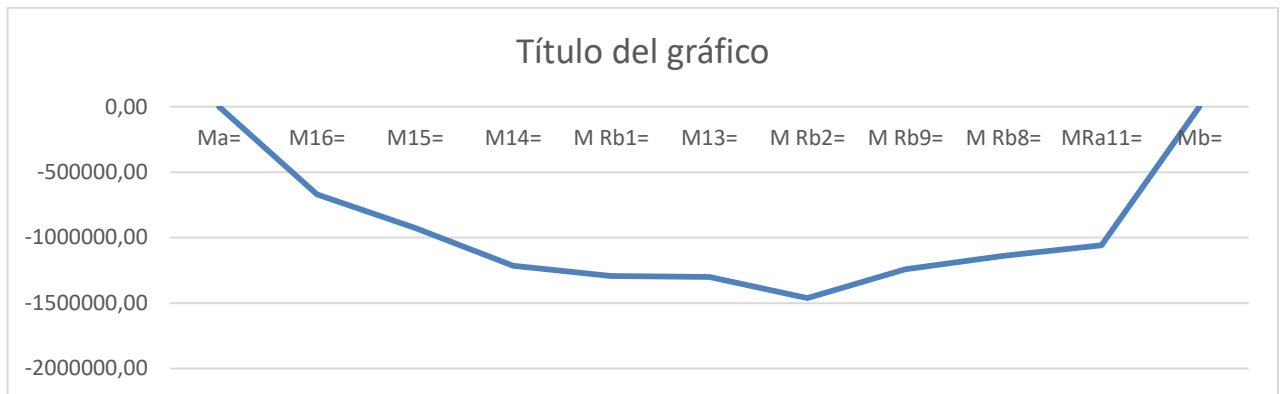
B_3	B_2	9,525 mm	0,9525 cm
H_3	H_2	550 mm	55 cm

I_{xx}	55141,82	cm ⁴
W_{xx}	1875,25	cm ⁴

Dato	Tensión	4080	Kg/cm ²
	Tensión _{adm}	816,00	Kg/cm ²

Tensión _{Act}	779,8 Kg/cm ²	Verifica
------------------------	--------------------------	----------





Viga 4

Datos	P ₁₇ =	1596,41 Kg
	P ₁₈ =	1596,41 Kg
	P ₁₉ =	2785,33 Kg
	P ₂₀ =	2666,66 Kg
	P ₂₁ =	2666,66 Kg

Datos	D ₁ =	734,26 mm	73,426 cm
	D ₂ =	1045,08 mm	104,508 cm
	D ₃ =	1800 mm	180 cm
	D ₄ =	2200 mm	220 cm
	D ₅ =	2891,36 mm	289,136 cm
	D ₆ =	4000 mm	400 cm

Reacciones	R _{a4} =	4587,99 Kg
	R _{b4} =	4056,81 Kg

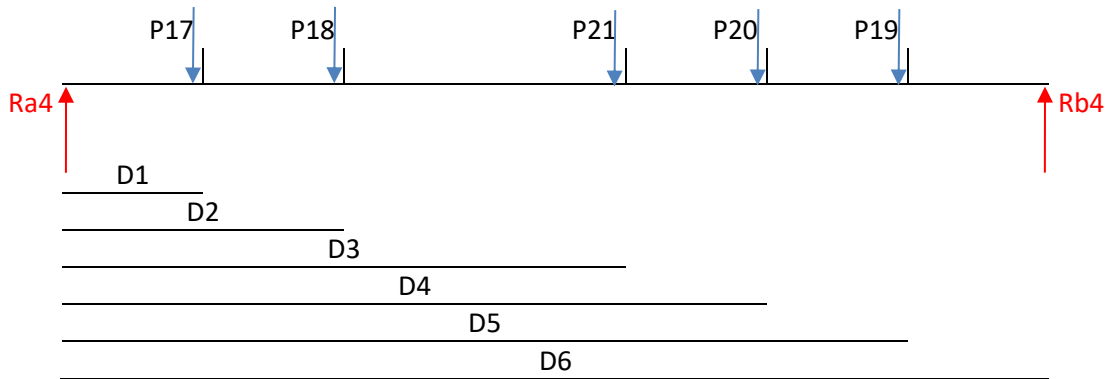
Momentos	M _{a4} =	0 Kgcm
	M ₁₇ =	-336878 Kgcm
	M ₁₈ =	-529101,6 Kgcm
	M ₂₁ =	-535186,8 Kgcm
	M ₂₀ =	-537660,5 Kgcm
	M _{Rb11} =	-449755 Kgcm
	M _{b4} =	0 Kgcm

Dimensiones Viga	Base	19,05 mm	1,905 cm
	Altura	550 mm	55 cm

Dato	lxx =	26412,03 cm ⁴
	Wxx =	960,43 cm ⁴

Dato	Tension =	4080 Kg/cm ²
	Tension adm =	816 Kg/cm ²

Tension Act= 559,80 Kg/cm² Verifica



Viga 5

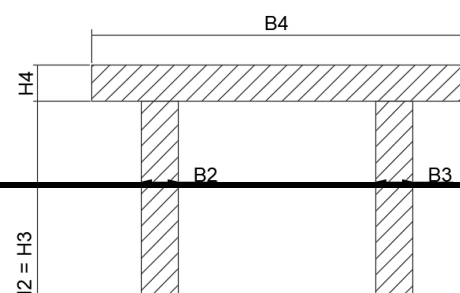
Datos	P1=	1757,50	kg
	Ra1 =	5938,49	kg
	Ra2 =	5938,47	kg
	Ra9 =	243,40	kg
	Ra8 =	243,40	kg

Datos	D _{tot} =	4000	mm	400	cm
	D ₁ =	356,12	mm	35,61	cm
	D ₂ =	1550	mm	155	cm
	D ₃ =	2450	mm	245	cm
	D ₄ =	2610	mm	261	cm
	D ₅ =	2770	mm	277	cm

Reacciones	R _{b5} =	6422,32	kg
	R _{a5} =	7698,94	kg

Momentos	M _a =	0	kgcm
	M ₁ =	-274174,64	kgcm
	M _{a1} =	-983511,23	kgcm
	M _{a2} =	-995459,60	kgcm
	M ₆ =	-888808,09	kgcm
	M ₅ =	-789945,36	kgcm
	M _b =	0	kgcm

B ₄	B ₁	300 mm	30 cm
H ₄	H ₁	19,05 mm	1,905 cm

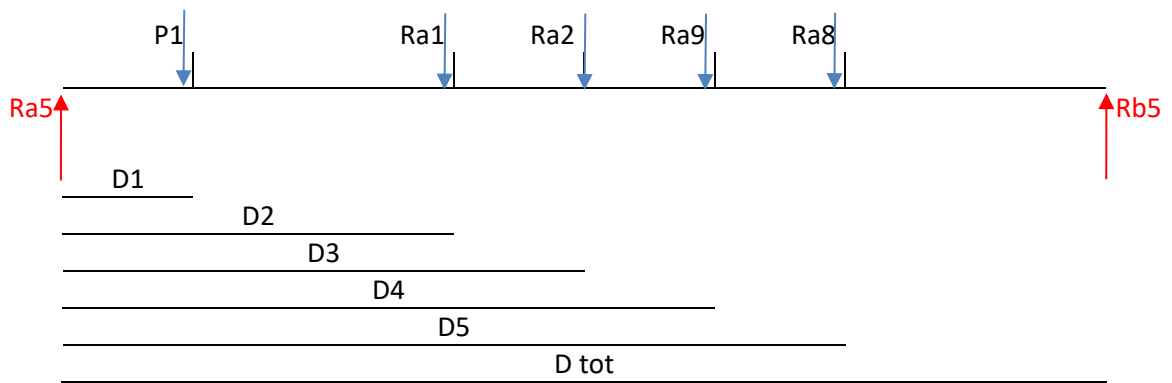


B ₃	B ₂	9,525 mm	0,9525 cm
H ₃	H ₂	550 mm	55 cm

I _{xx}	47122,08 cm ⁴
W _{xx}	1602,52 cm ⁴

Dato	Tensión	4080 Kg/cm ²
	Tensión _{adm}	816 Kg/cm ²

Tensión _{Act}	621,18 Kg/cm ²	Verifica
------------------------	---------------------------	----------



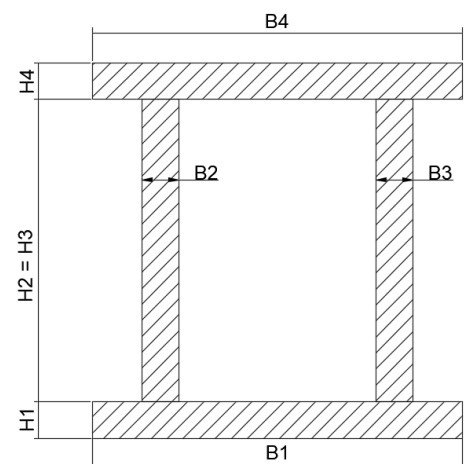
Viga 6

Datos	$P_2=$	1794,16	kg
	$R_{b5}=$	6422,32	kg
	$P_3=$	1794,16	kg
	$P_5=$	287,50	kg
	$P_4=$	1794,16	kg
	$P_6=$	287,5	kg
	$R_{b3}=$	7524,65	kg
	$R_{b4}=$	6070,16	kg
	$R_{b10}=$	1333,33	kg

Datos	$D_{tot}=$	4000	mm	400	cm
	$D_1=$	613,44	mm	61,34	cm
	$D_2=$	1004,42	mm	100,44	cm
	$D_3=$	1318,44	mm	131,84	cm
	$D_4=$	1574,44	mm	157,44	cm
	$D_5=$	2008,44	mm	200,84	cm
	$D_6=$	2082,44	mm	208,24	cm
	$D_7=$	2620,52	mm	262,05	cm
	$D_8=$	3405,52	mm	340,55	cm
	$D_9=$	3760	mm	376	cm

Reacciones	$R_{b6}=$	14993,87	kg
	$R_{a6}=$	12314,07	kg

Momentos	$M_{a6}=$	0	kgcm
	$M_2=$	-755394,07	kgcm
	$M_{b5}=$	-1166701,36	kgcm
	$M_3=$	-1295373,76	kgcm



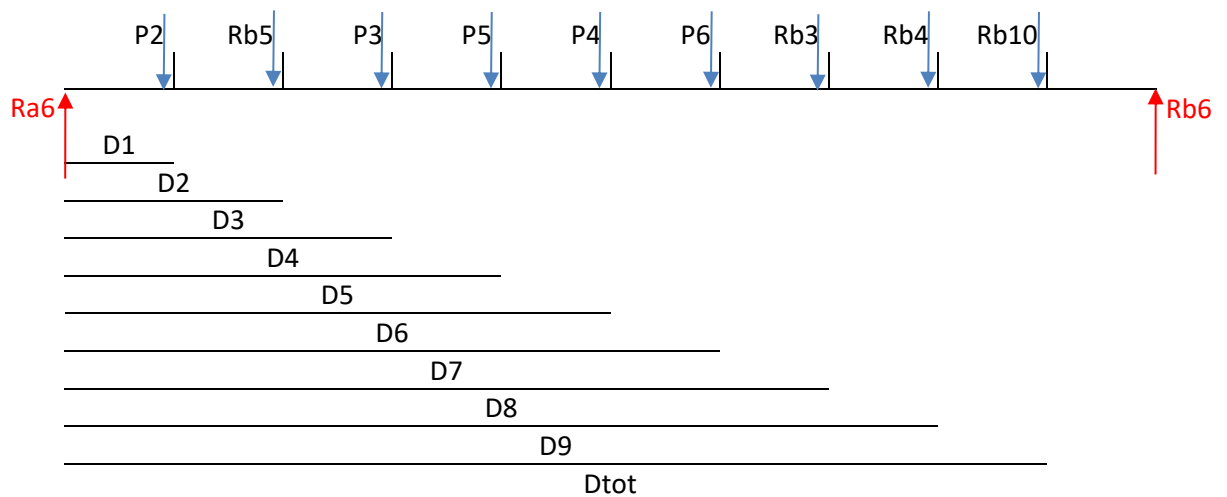
	M ₅ =	-1354341,46	kgcm
	M ₄ =	-1441832,66	kgcm
	M ₆ =	-1443473,72	kgcm
	M _{b3} =	-1439936,71	kgcm
	M _{b4} =	-844091,95	kgcm
	M _{Rb6} =	-295537,59	kgcm
	M _{b6} =	0	kgcm

B ₄ =	B ₁ =	550 mm	55 cm
H ₄ =	H ₁ =	19,05 mm	2,54 cm

B ₃ =	B ₂ =	9,525 mm	9,525 cm
H ₃ =	H ₂ =	500 mm	50 cm
I _{xx} =		87036,44 cm ⁴	
W _{xx} =		3234,95 cm ⁴	

Dato	Tensión=	4080,00	Kg/cm ²
	Tensión _{adm} =	816,00	Kg/cm ²

Tensión _{Act} =	418,66	Kg/cm ²	Verifica
--------------------------	--------	--------------------	----------





Viga 7

Datos	R _{a5} =	7698,94	kg
	R _{a3} =	8360,60	kg
	R _{a4} =	5359,98	kg
	R _{a10} =	1333,33	kg

Datos	D _{tot} =	4000 mm	400 cm
	D ₁ =	1004,42 mm	100,44 cm
	D ₂ =	2620,52 mm	262,05 cm
	D ₃ =	3405,52 mm	340,55 cm
	D ₄ =	3760 mm	376,00 cm

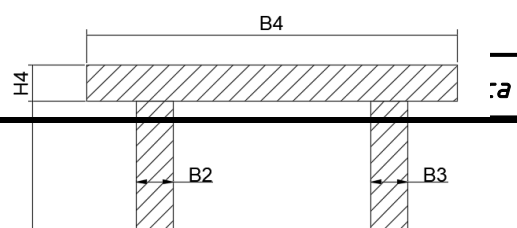
Reacciones	R _{b7} =	13227,22	kg
	R _{a7} =	9525,62	kg

Momentos	M _{a7} =	0	kgcm
	M _{Ra5} =	-956771,83	kgcm
	M _{Ra3} =	-1251980,86	kgcm
	M _{Ra4} =	-739068,17	kgcm
	M _{Ra10} =	-228614,76	kgcm
	M _b =	0	kgcm

B ₄ =	B ₁ =	550 mm	55 cm
H ₄ =	H ₁ =	19,05 mm	1,905 cm

B ₃ =	B ₂ =	9,525 mm	0,9525 cm
------------------	------------------	----------	-----------

Francioni Román, Ortiz Ezequiel, Seifert Mati:

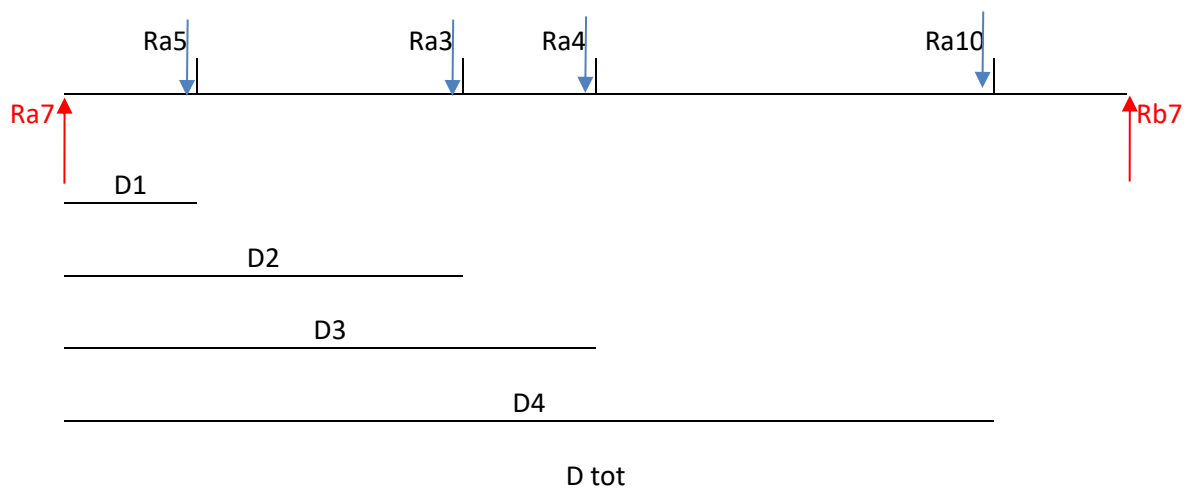


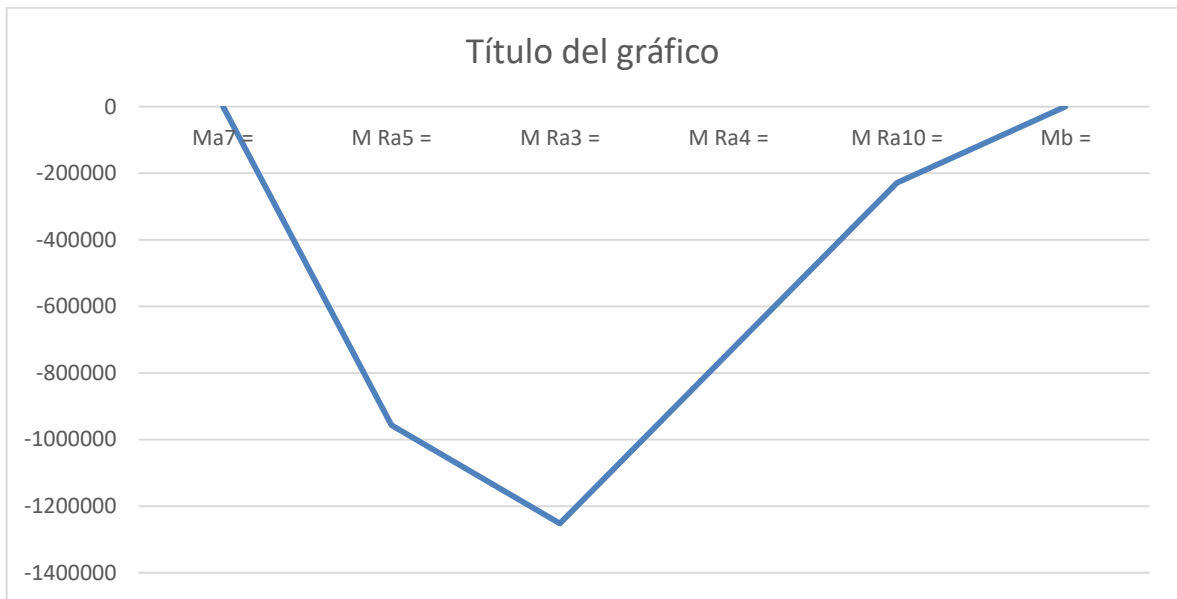
$H_3=$	$H_2=$	500	mm	50	cm
--------	--------	-----	----	----	----

$I_{xx}=$	87036,44	cm ⁴
$W_{xx}=$	3234,95	cm ⁴

Dato	Tensión=	4080	Kg/cm ²
	Tensión adm=	816	Kg/cm ²

Tensión Act	387,02	Kg/cm ²	Verifica
-------------	--------	--------------------	----------





Viga 8 y Viga 9

Datos	P5 = P6	287,5 kg
	P8 = P7	287,5 kg

Datos	D tot=	1616,1 mm	161,61 cm
	D1 =	678 mm	67,8 cm
	D2 =	1186 mm	118,6 cm

Reacciones	Rb8 =	331,600767 kg
	Ra8 =	243,399233 kg

Momentos	Ma	0 kgcm
	M5	-16502,46 kgcm
	M8	-142621,49 kgcm
	Mb	0 kgcm

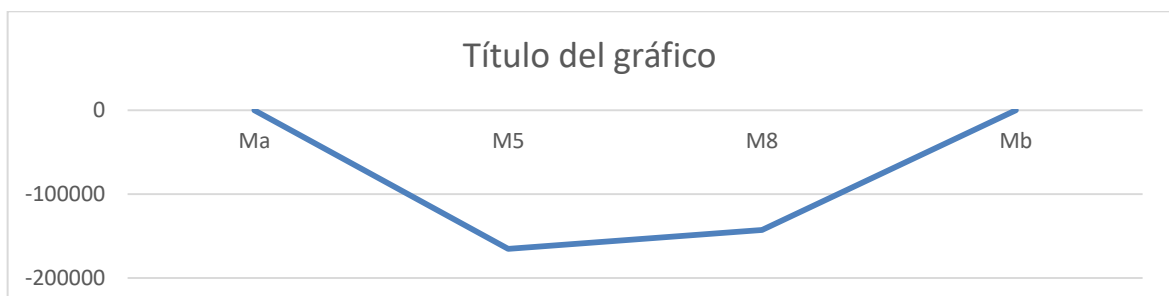
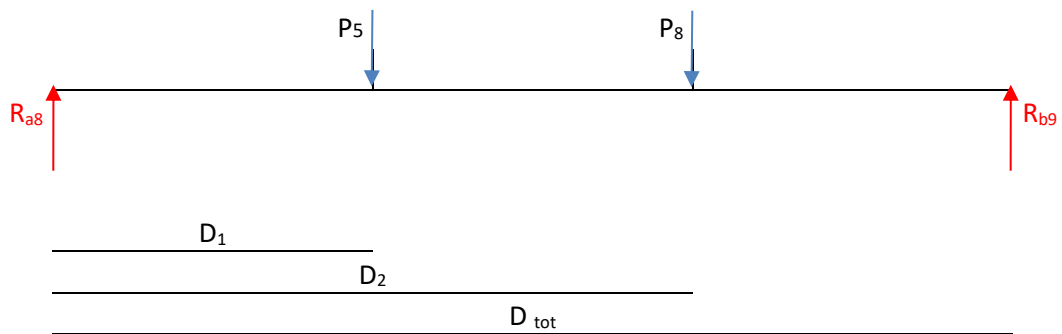
Dimensiones Viga	Base=	9,525 mm	0,9525 cm
	Altura=	150,00 mm	15,00 cm

I_{xx}	267,89 cm ⁴
W_{xx}	35,72 cm ⁴

Tensión rot	4080 Kg/cm ²
-------------	-------------------------

Tensión adm	816 Kg/cm ²
-------------	------------------------

Tensión Act	462,01 Kg/cm ²	Verifica
-------------	---------------------------	----------



Viga 10

Datos	$P_{22} =$	1333,33	kg
	$P_{23} =$	1333,33	kg

Datos	$D_{tot} =$	4000 mm	400 cm
	$D_1 =$	1800 mm	180 cm
	$D_2 =$	2200 mm	220 cm

Reacciones	$R_{b10} =$	1333,33	kg
	$R_{a10} =$	1333,33	kg

Momentos	$M_{a10} =$	0	kgcm
	$M_{p23} =$	-239999,4	kgcm
	$M_{p22} =$	-239999,4	kgcm
	$M_{b10} =$	0	kgcm

Dimensiones Viga	Base=	19,05 mm	1,905 cm
	Altura=	550 mm	55 cm

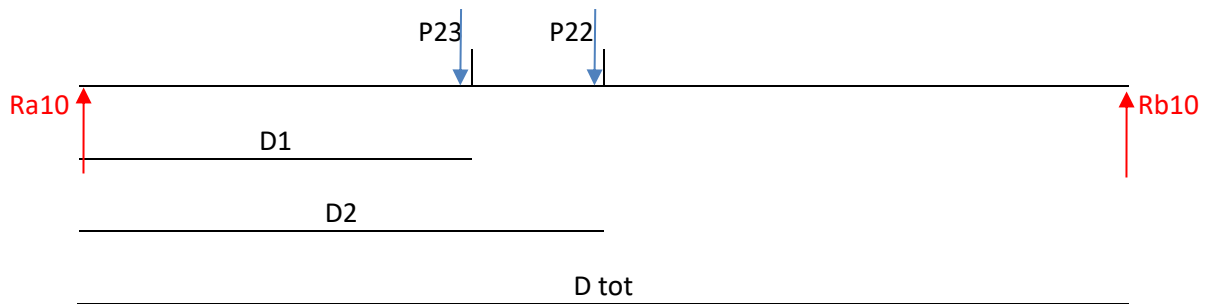
Dato	$I_{xx} =$	26412,03 cm ⁴
	$W_{xx} =$	960,43 cm ⁴

Dato	Tension =	4080 Kg/cm ²
	Tension _{adm} =	816 Kg/cm ²

Tension _{Act} =	249,88 Kg/cm ²	Verifica
--------------------------	---------------------------	----------



Base





Viga 11

Datos	$P_{19} =$	5570,66 kg
--------------	------------	------------

Datos	$D_{tot} =$	785 mm	78,5 cm
	$D_1 =$	392,5 mm	39,25 cm

Reacciones	$R_{b11} =$	2785,33 kg
-------------------	-------------	------------

$R_{a11} =$	2785,33 kg
-------------	------------

Momentos	$M_{a11} =$	0 kgmm	0 kgcm
	$M_{19} =$	-1093242,03 kgmm	-109324,20 kgcm
	$M_{b11} =$	0 kgmm	0 kgcm

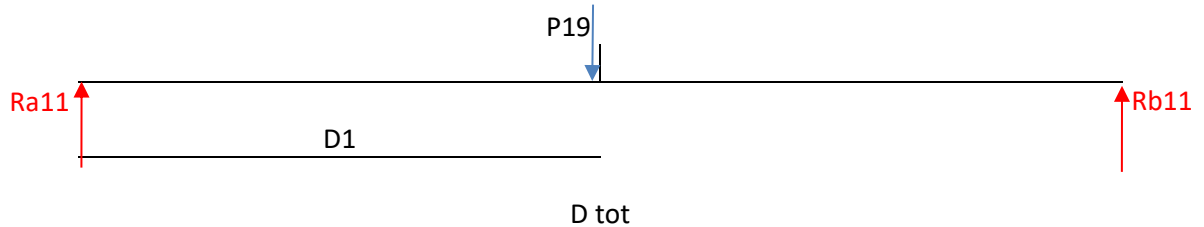
Dimensiones Viga	Base =	9,525 mm	0,9525 cm
	Altura =	300 mm	30 cm

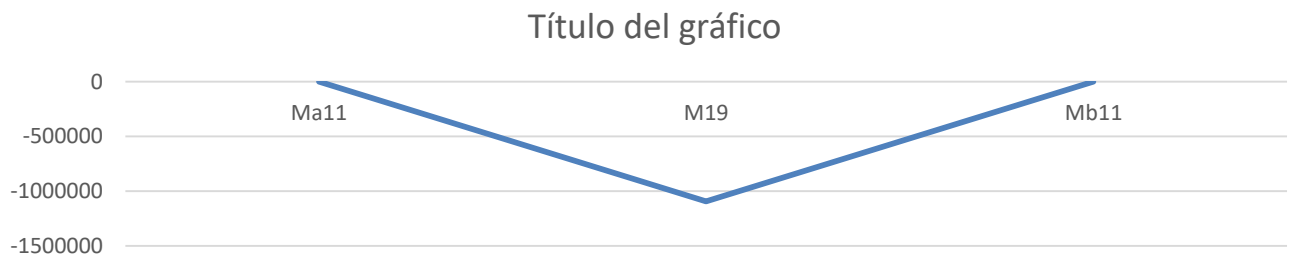
I_{xx}	2143,13 cm ⁴
W_{xx}	142,88 cm ⁴

Tensión rot	4080 Kg/cm ²
-------------	-------------------------

Tensión adm	816 Kg/cm ²
-------------	------------------------

Tensión Act	765,17 Kg/cm ²	Verifica
-------------	---------------------------	----------





Procedemos a calcular los cordones de soldadura:

Del libro Diseño de ingeniería del Shigley, extraemos la siguiente tabla:

Tabla 9-3 PROPIEDADES MÍNIMAS DE METAL DE SOLDADURA

AWS número de electrodo*	Resistencia a la tensión, kpsi	Resistencia de fluencia, kpsi	Porcentaje de alargamiento
E60xx	62	50	17-25
E70xx	70	57	22
E80xx	80	67	19
E90xx	90	77	14-17
E100xx	100	87	13-16
E120xx	120	107	14

Adoptamos electrodos consumibles **E-7018**

Tensión de rotura de 70 Kpsi = 4.921 Kg/cm²

Tensión de fluencia = 57 Kpsi = 4.007 Kg/cm²

$$\sigma_{eqadm} = 0,6 \times \sigma_y = 0,6 \times 4.007 \frac{Kg}{cm^2} = 2.404 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\tau_{adm} = 0,35 \times \sigma_y = 0,35 \times 4.007 \frac{Kg}{cm^2} = 1.403 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\tau_{adm\ sold} = \frac{R_a \times S_{x2}}{I_{xx} \times (2 \times a)}$$

$$a = \frac{R_a \times S_{x2}}{I_{xx} \times (2 \times \tau_{adm\ sold})} = \frac{11033,92 \text{ Kg} \times 7910,32 \text{ cm}^3}{87.036,44 \text{ cm}^4 \times (2 * 1.403 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2})} = 0,278 \text{ cm} = 2,78 \text{ mm}$$

$$a_{m\acute{a}x} = 0,7 \times e_{alma} = 0,7 \times 19,05 \text{ mm} = 13,34 \text{ mm}$$

Tabla J.2.4. Tamaño Mínimo de Soldaduras de Filete (b)

Espesor del Material Unido más Grueso (mm)	Tamaño Mínimo de la Soldadura de Filete (a) (mm)
Hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19	6
Más de 19	8

(a) Lado del filete. Debe hacerse de una sola pasada.
 (b) Ver la Sección J.2.2(b) para el lado máximo del cordón de filete.

Adopto **8 mm** de garganta de cordón de soldadura de cada lado. (5/16")

- **Cálculo de Viga principal**

En esta parte del proyecto vamos a realizar el cálculo y diseño de la viga principal.

Lo primero que debemos identificar las cargas principales:

- **Cargas principales (CMAA 3.3.2.1.1)**

Carga estática (Peso de la Viga)	DL=Pp*L	11,52 Tn	11515,06 Kg
Peso del carro*	TL	19 Tn	19000 Kg
Carga de Izaje	LL=C	40 Tn	40000 Kg
Factor de carga estática en función de Vp	DLF	1,16	Se adopta 1,16
Factor de carga de Izaje	HLF	0,20	Se adopta 0,20
Factor de fuerzas de inercia	IFD	0,0312	Se adopta 0,0312

(*) El peso total del carro se obtuvo de programas de diseño 3D

- **Cargas Secundarias (CMAA 3.3.2.1.2)**

Factor de torcedura (Para vigas testeras y carrileras)	SsK	6,75
Carga de viento en operación**	WLO	1088,64 Kg
Carga de viento fuera de operación	WLS	7000 Kg
Carga por colisión	CF	N/A

(**) Corresponde de multiplicar 5 Lb/pie² por el area proyectada del puente

- **Casos de combinación de carga (CMAA 3.3.2.4)**

- Caso 1 - Uso regular bajo cargas principales (CMAA 3.3.2.4.1)
DL(DLFb)+TL(DLFt)+LL(1+HLF)+IFD
- Caso 2 - Uso regular bajo carga principales y cargas adicionales (CMAA 3.3.2.4.2)
DL(DLFb)+TL(DLFt)+LL(1+HLF)+IFD+WLO+SK
- Caso 3 - Cargas extraordinarias (Se aplican cuando hay cargas de viento según CMAA 3.3.2.4.3)
DL +TL + WLS

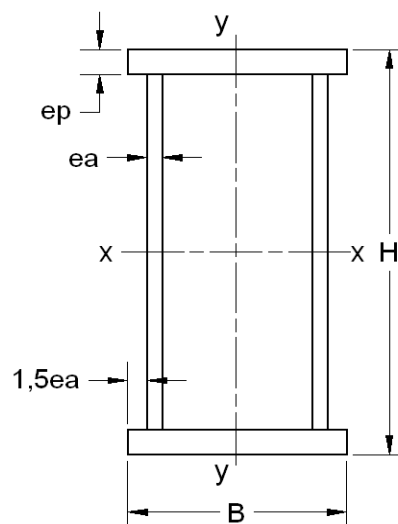
- **Tensiones admisibles (CMAA 3.4)**

Utilizamos chapa estructural de material Tensión de Fluencia $\sigma_{flu} = 250$ Mpa
 ASTM A36

CASO DE CARGA	TENSION ADMISIBLE COMPRESION (σ_{ac})		TENSION ADMISIBLE TRACCION (σ_{at})		TENSION ADMISIBLE CORTE (ζ_a)		TENSION ADMISIBLE APLASTAMIENTO (σ_b)	
1	$0,60 \cdot \sigma_{flu} =$	15,3	$0,60 \cdot \sigma_{flu} =$	15,3	$0,35 \cdot \sigma_{flu} =$	8,93	$0,75 \cdot \sigma_{flu} =$	19,13
2	$0,66 \cdot \sigma_{flu} =$	16,83	$0,66 \cdot \sigma_{flu} =$	16,83	$0,375 \cdot \sigma_{flu} =$	9,56	$0,80 \cdot \sigma_{flu} =$	20,4
3	$0,75 \cdot \sigma_{flu} =$	19,13	$0,75 \cdot \sigma_{flu} =$	19,13	$0,43 \cdot \sigma_{flu} =$	10,97	$0,90 \cdot \sigma_{flu} =$	22,95

Nota: Los valores de las tensiones en la tabla anterior están indicados en kg/mm^2

- **Dimensiones**



Dimensionado Aproximado de la Viga

Limitaciones de diseño según CMAA 3.5.1

$L/H < 25$	$L/H =$	15,88	VERIFICA
$L/B < 65$	$L/B =$	33,75	VERIFICA

Altura	H=	1700	mm
Ancho	B=	800	mm
Espesor de Platabanda	ep=	12,7	mm
Espesor de alma	ea=	9,5	mm
Momento de inercia x-x	Jx=	2,45E+10	mm ⁴
Momento de inercia y-y	Jy=	2,16E+10	mm ⁴
Modulo resistente x-x	Wx=	2,73E+07	mm ³
Modulo resistente y-y	Wy=	3,75E+07	mm ³
Momento estatico x-x	Sx=	1,91E+08	mm ³

Peso de la viga	Pv =	426,5	Kg/m
-----------------	------	-------	------

- **Tensiones Normales**

- **CASO 1:**

Carga concentrada:

Carga concentrada vertical	$P_v = ((TL+LL) \cdot (1+HLF))/4 =$	17653,54 Kg
Carga concentrada horizontal	$Ph = P_v \cdot IFD =$	550,79 Kg

Carga distribuida:

Carga distribuida vertical	$Q_v = DL \cdot DFL =$	13413,08 Kg
Carga distribuida horizontal	$Q_h = Q_v \cdot IFD =$	418,49 Kg

Momento flector por carga concentrada:

Mf vertical por carga concentrada	$M_{xc} = P_v / 2L \cdot [L - (a/2)]^2 =$	5,2E-10 Kgmm
Mf horizontal por carga concentrada	$M_{yc} = Ph / 2L \cdot [L - (a/2)]^2 =$	1,63E-11 Kgmm

Momento flector por cargas distribuidas:

Mf vertical por carga distribuida	$M_{xq} = (Q_v \cdot L) / 8 =$	4,5E+07 Kgmm
Mf horizontal por carga distribuida	$M_{yq} = (Q_h \cdot L) / 8 =$	1,4E+06 Kgmm

Tensiones normales:

Tensión Normal según x	$\sigma_x = (M_{xc} + M_{xq}) / W_x =$	1,66 kg/mm ²
Tensión Normal según y	$\sigma_y = (M_{yc} + M_{yq}) / W_y =$	0,04 kg/mm ²
Tensión Normal Resultante	$\sigma_{max} = \sigma_x + \sigma_y =$	1,69 kg/mm ²
Tensión Admisible	$\sigma_{adm} = \sigma_{at} = \sigma_{ac} =$	15,3 kg/mm ²
	$\sigma_{max} < \sigma_{adm} =$	VERIFICA

○ **CASO 2**

Carga concentrada:

Carga concentrada vertical $P_v = ((TL+LL) \cdot (1+HLF) + WLO + SK) / 4 = 15027,05 \text{ Kg}$
 Carga concentrada horizontal $Ph = P_v \cdot IFD = 468,84 \text{ Kg}$

Carga distribuida:

Carga distribuida vertical $Q_v = (DL \cdot DFL) + WLO + SK = 15593,72 \text{ Kg}$
 Carga distribuida horizontal $Q_h = Q_v \cdot IFD = 486,52 \text{ Kg}$

Momento flector por carga concentrada:

Mf vertical por carga concentrada $M_{xc} = P_v / 2L \cdot [L - (a/2)]^2 = 4,5E-10 \text{ Kgmm}$
 Mf horizontal por carga concentrada $M_{yc} = Ph / 2L \cdot [L - (a/2)]^2 = 1,39E-11 \text{ Kgmm}$

Momento flector por cargas distribuidas:

Mf vertical por carga distribuida $M_{xq} = (Q_v \cdot L) / 8 = 5,3E+07 \text{ Kgmm}$
 Mf horizontal por carga distribuida $M_{yq} = (Q_h \cdot L) / 8 = 1,6E+06 \text{ Kgmm}$

Tensiones normales:

Tensión Normal según x $\sigma_x = (M_{xc} + M_{xq}) / W_x = 1,92 \text{ kg/mm}^2$
 Tensión Normal según y $\sigma_y = (M_{yc} + M_{yq}) / W_y = 0,04 \text{ kg/mm}^2$

Tensión Normal Resultante $\sigma_{max} = \sigma_x + \sigma_y = 1,97 \text{ kg/mm}^2$

Tensión Admisible $\sigma_{adm} = \sigma_{at} = \sigma_{ac} = 16,83 \text{ kg/mm}^2$

$\sigma_{max} < \sigma_{adm} = \text{VERIFICA}$

○ **CASO 3**

Carga concentrada:

	$P_v =$	
Carga concentrada vertical	$((TL*(1+HLF)+WLS))/4 =$	4263,39 Kg
Carga concentrada horizontal	$Ph = P_v * IFD =$	133,02 Kg

Carga distribuida:

Carga distribuida vertical	$Q_v = DL * DFL + WLS =$	20413,08 Kg
Carga distribuida horizontal	$Q_h = Q_v * IFD =$	636,89 Kg

Momento flector por carga concentrada:

Mf vertical por carga concentrada	$M_{xc} = P_v / 2L * [L - (a/2)]^2 =$	1,3E-10 Kgmm
Mf horizontal por carga concentrada	$M_{yc} = Ph / 2L * [L - (a/2)]^2 =$	3,94E-12 Kgmm

Momento flector por cargas distribuidas:

Mf vertical por carga distribuida	$M_{xq} = (Q_v * L) / 8 =$	6,9E+07 Kgmm
Mf horizontal por carga distribuida	$M_{yq} = (Q_h * L) / 8 =$	2,1E+06 Kgmm

Tensiones normales:

Tensión Normal según x	$\sigma_x = (M_{xc} + M_{xq}) / W_x =$	2,52 kg/mm ²
Tensión Normal según y	$\sigma_y = (M_{yc} + M_{yq}) / W_y =$	0,06 kg/mm ²

Tensión Normal Resultante	$\sigma_{max} = \sigma_x + \sigma_y =$	2,58 kg/mm ²
---------------------------	--	-------------------------

Tensión Admisible	$\sigma_{adm} = \sigma_{at} = \sigma_{ac} =$	19,13 kg/mm ²
-------------------	--	--------------------------

$\sigma_{max} < \sigma_{adm} =$ VERIFICA

- Tensiones Tangenciales

- CASO 1

Carro ubicado en el centro de la viga

Distancia entre la base del riel y el eje x-x $c=H/2=$ 815,04

Tensión tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal $Mtph=Ph*c=$ 4,49E+05 Kgmm

Área media ficticia $Am=(B-4ea)*(H-ep)=$ 1285722,6 mm²

Espesor mínimo $emin=$ 9,5 mm

Tensión tangencial por Mtph $\zeta_{ph}=Mtph/(2*Am*emin)=$ 0,01838 kg/mm²

Tensión tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida $Cd=0,33*Qv=$ 4426,32 kg

Corte por carga concentrada $Cc=Pv=$ 17653,54 kg

Corte total $Ct=Cd+Cc=$ 22079,86 kg

Tensión tangencial por corte en el alma $\zeta_{ct}=Ct*\sigma_x/(Jx*2*ea)=$ 7,84E-08 kg/mm²

Tensión Tangencial Resultante $\zeta_{max}=\zeta_{ph}+\zeta_{ct}=$ 0,018 kg/mm²

Tensión Admisible $\zeta_{adm}=\zeta_a=$ 8,930 kg/mm²

$\zeta_{max} < \zeta_{adm}=$ VERIFICA

○ CASO 2

Tensión tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal $M_{tph} = Ph \cdot c = 3,82E+05 \text{ Kgmm}$

Área media ficticia $A_m = (B - 4ea) \cdot (H - ep) = 1285722,6 \text{ mm}^2$

Espesor mínimo $e_{min} = 9,5 \text{ mm}$

Tensión tangencial por M_{tph} $\zeta_{ph} = M_{tph} / (2 \cdot A_m \cdot e_{min}) = 0,01564 \text{ kg/mm}^2$

Tensión tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida $C_d = 0,33 \cdot Q_v = 5145,93 \text{ kg}$

Corte por carga concentrada $C_c = P_v = 15027,05 \text{ kg}$

Corte total $C_t = C_d + C_c = 20172,98 \text{ kg}$

Tensión tangencial por corte en el alma $\zeta_{ct} = C_t \cdot \sigma_x / (J_x \cdot 2 \cdot ea) = 8,33E-08 \text{ kg/mm}^2$

Tensión Tangencial Resultante $\zeta_{max} = \zeta_{ph} + \zeta_{ct} = 0,02 \text{ kg/mm}^2$

Tensión Admisible $\zeta_{adm} = \zeta_a = 9,56 \text{ kg/mm}^2$

$\zeta_{max} < \zeta_{adm} = \text{VERIFICA}$

○ **CASO 3**

Tensión tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal	$M_{tph} = Ph * c =$	1,08E+05	Kgmm
Área media ficticia	$A_m = (B - 4ea) * (H - ep) =$	1285722,6	mm ²
Espesor mínimo	$e_{min} =$	9,5	mm
Tensión tangencial por Mtph	$\zeta_{ph} = M_{tph} / (2 * A_m * e_{min}) =$	0,00444	kg/mm ²

Tensión tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida	$C_d = 0,33 * Q_v =$	6736,32	kg
Corte por carga concentrada	$C_c = P_v =$	4263,39	kg
Corte total	$C_t = C_d + C_c =$	10999,70	kg
Tensión tangencial por corte en el alma	$\zeta_{ct} = C_t * \sigma_x / (J_x * 2 * ea) =$	5,94E-08	kg/mm ²

Tensión Tangencial Resultante $\zeta_{max} = \zeta_{ph} + \zeta_{ct} = 0,00444 \text{ kg/mm}^2$

Tensión Admisible $\zeta_{adm} = \zeta_a = 10,97 \text{ kg/mm}^2$

$\zeta_{max} < \zeta_{adm} = \text{VERIFICA}$

Carro ubicado en el extremo de la viga

Sección de la viga en la punta

Altura	$H_e = H/2$	850	mm
Ancho	$B =$	800	mm
Espesor platabanda	$ep =$	12,7	mm
Espesor del alma	$ea =$	9,5	mm
Momento de inercia	$J_{xe} =$	5,23E+09	mm ⁴
Momento de inercia	$J_{ye} =$	1,18E+10	mm ⁴
Módulo resistente x-x	$W_{xe} = J_{xe} / (H_e/2) =$	1,13E+07	mm ³
Módulo resistente y-y	$W_{ye} = J_{ye} / (B/2) =$	2,04E+07	mm ³
Momento estático en x-x	$S_{xe} =$	9,45E+07	mm ³

○ **CASO 1**

Distancia entre la base del riel y el eje x-x $ce=He/2=$ **400,47** mm

Tensión tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal $Mtphe=Ph*ce=$ 220573,42 Kgmm

Área media ficticia $Am=(B-4ea)*(He-ep)=$ 638022,6 mm²

Espesor mínimo $emin=ea=$ 9,5 mm

Tensión tangencial por Mtp $\zeta_{phe}=Mtphe/2*Am*emin=$ 0,01819548 kg/mm²

Tensión tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida en el extremo $Cde=Qv/2=$ 6706,54 kg

Corte por carga concentrada en el extremo $Cce=Pv*(2-a/L)=$ 32691,75 kg

Corte total en el extremo $Cte=Cde+Cce=$ 39398,29 kg

Tensión tangencial por Corte $\zeta_{cte}=Cte/(2*B*ep+2*(He-2ep)*ea)=$ 1,09 kg/mm²

Tensión Admisible $\zeta_{adm}=\zeta_a=$ 8,93 kg/mm²

$\zeta_{maxe} < \zeta_{adm} =$ **VERIFICA**

○ CASO 2

Tensión tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal	$M_{tph} = Ph \cdot c_e =$	187756,51	Kgmm
Área media ficticia	$A_m = (B - 4e_a) \cdot (H_e - e_p) =$	638022,6	mm ²
Espesor mínimo	$e_{min} = e_a =$	9,5	mm
Tensión tangencial por Mtp	$\zeta_{phe} = M_{tph} / (2 \cdot A_m \cdot e_{min}) =$	0,015	kg/mm ²

Tensión tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida en el extremo	$C_{de} = Q_v / 2 =$	7796,86	kg
Corte por carga concentrada en el extremo	$C_{ce} = P_v \cdot (2 - a/L) =$	27827,87	kg
Corte total en el extremo	$C_{te} = C_{de} + C_{ce} =$	35624,73	kg
Tensión tangencial por Corte	$\zeta_{cte} = C_{te} / (2 \cdot B \cdot e_p + 2 \cdot (H_e - 2e_p) \cdot e_a) =$	0,99	kg/mm ²
Tensión Tangencial Resultante	$\zeta_{maxe} = \zeta_{phe} + \zeta_{cte} =$	1,01	kg/mm ²
Tensión Admisible	$\zeta_{adm} = \zeta_a =$	9,56	kg/mm ²

$T_{maxe} < T_{adm} =$ VERIFICA

○ **CASO 3**

Tensión tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal	$M_{tph} = Ph \cdot c_e =$	53269,17	Kgmm
Área media ficticia	$A_m = (B - 4e_a) \cdot (H_e - e_p) =$	638022,6	mm ²
Espesor mínimo	$e_{min} = e_a =$	9,5	mm
Tensión tangencial por M _{tph}	$\zeta_{phe} = M_{tph} / (2 \cdot A_m \cdot e_{min}) =$	0,0043	kg/mm ²

Tensión tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida en el extremo	$C_{de} = Q_v / 2 =$	10206,54	kg
Corte por carga concentrada en el extremo	$C_{ce} = P_v \cdot (2 - a/L) =$	7895,16	kg
Corte total en el extremo	$C_{te} = C_{de} + C_{ce} =$	18101,70	kg
Tensión tangencial por Corte	$\zeta_{cte} = C_{te} / (2 \cdot B \cdot e_p + 2 \cdot (H_e - 2e_p) \cdot e_a) =$	0,50	kg/mm ²
Tensión Tangencial Resultante	$\zeta_{maxe} = \zeta_{phe} + \zeta_{cte} =$	0,51	kg/mm ²
Tensión Admisible	$\zeta_{adm} = \zeta_a =$	10,97	kg/mm ²

$\zeta_{maxe} < \zeta_{adm} =$ VERIFICA

Tensiones Combinadas

Se considera el carro en el centro del puente y la sección central. **CASO 1**
Se calculan en el extremo superior debajo del riel, donde actúan las máximas tensiones normales y la tensiones tangenciales por momento torsor (el corte es despreciable)

Tensión Combinada	$\sigma_{comb} = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\zeta_{ph}^2)^{1/2} =$	1,64	kg/mm ²
Tensión Admisible	$\sigma_{adm} = \sigma_{ac} = \sigma_{at} =$	15,30	kg/mm ²

$\sigma_{comb} < \sigma_{adm} =$ VERIFICA

Cálculo de Flecha

Según CMAA 3.5.5.1 se considera el peso del carro y la carga de izaje, sin considerar cargas de inercia.

Flecha

$$f = [(TL+LL)/4] * (L-a) * [3L^2 - (L-a)^2] / 48 * E * J_x = 22,74 \text{ mm}$$

Flecha admisible (máx.)

$$f_{adm} = L/888 = 30,41 \text{ mm}$$

$$f < f_{adm} = \text{VERIFICA}$$

Según CMAA 3.5.5.1 las vigas cajón deben ser curvadas con una contraflecha "-f" calculada como sigue:

Flecha por peso propio

$$f_p = 5/384 * DL * L^3 / E * J_x = 5,72 \text{ mm}$$

Flecha por carga de izaje:

$$f_i = (LL/4) * (L-a) * [3L^2 - (L-a)^2] / 48 * E * J_x = 15,41 \text{ mm}$$

Contraflecha

$$-f = f_p + 0,5 * f_i = 13,43 \text{ mm}$$

Verificación al pandeo

Según CMAA 3.5.4.1 se calcula la máxima distancia entre las placas rigidizadoras transversales

Espesor del alma

$$e_a = 0,37 \text{ pulg.}$$

Tensión tangencial alma (sección central)

$$\zeta_{max} = 0,03 \text{ Ksi (Kpsi)}$$

Distancia máxima

$$k = 350 * e_a / (\zeta_{max})^{1/2} = 809,70 \text{ pulg.} \quad 20566,4145 \text{ mm}$$

Alma sin rigidizador longitudinal

Sometida a esfuerzos de compresión, tracción y tangenciales de corte y torsión.

Dist. e/rigidizadores	a=	1500 mm
Altura panel alma	b1= H-2ep=	1674,6 mm
Tensión de compresión	$\sigma = \sigma_{max} =$	1,69 kg/mm ²
Tensión corte (usamos corte + torsión)	$\zeta = \zeta_{max} =$	0,01838 kg/mm ²
Coefficiente alfa	$\alpha = a/b1 =$	0,90

Condición: $a1 < k$ y $a1 < 72''$ ó $a1 < b1$ VERIFICA

Para el Caso 3 de tabla 3.4.8.2.1 "Tracción y compresión con igual valor de borde"

Tipo de repartición de carga

$$F = (\sigma_{maxt} / \sigma_{maxc}) = -1$$

Coefficiente de abollamiento por compresión

$$K_s = 23,9$$

$$\alpha \geq 2/3 \quad K_s = 23,9$$

$$\alpha < 2/3 \quad K_s = 15,87 + 1,87/\alpha^2 + 8,6 \cdot \alpha^2$$

Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coefficiente de abollamiento por corte

$$K_t = 10,66$$

$$\alpha \geq 1 \quad K_t = 5,34 + 4,00/\alpha^2$$

$$\alpha < 1 \quad K_t = 4,00 + 5,34/\alpha^2$$

Tensión de Euler

$$\sigma_e = (\pi^2 E / 12(1 - \mu^2)) \cdot (ea/b1)^2 = 0,61 \text{ kg/mm}^2$$

(Para el acero E=210000 kg/mm² y $\mu=0,3$)

$$\sigma_k = K_s \cdot \sigma_e = 14,60 \text{ kg/mm}^2$$

$$\zeta_k = K_t \cdot \sigma_e = 6,51 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión crítica de comparación (σ_{1k})

Si $\sigma_{1k} < \sigma_p$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza N_{be} para la verificación

Si $\sigma_{1k} > \sigma_p$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza N_{bp} para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad $\sigma_p = \sigma_{yp} / 1,32 = \sigma_b = 19,13 \text{ kg/mm}^2$

$$\sigma_{1k} = (\sigma^2 + 3\zeta^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * \sigma/\sigma_k + [((3-F)/4 * \sigma/\sigma_k)^2 + (\zeta/\zeta_k)^2]^{1/2}] = 14,597 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{1kr} = \sigma_{yp} * \sigma_{1k}^2 / (0,1836 * \sigma_{yp}^2 + \sigma_{1k}^2) = 17,24 \text{ kg/mm}^2$$

Abolladura en régimen:

ELASTICO

Factor de diseño $DFB = 1,7 + 0,175 * (F - 1) = 1,35$

Factor seguridad abolladura. Régimen elástico $N_{be} = \sigma_{1k} / (\sigma^2 + 3\zeta^2)^{1/2} = 8,62$

Factor seguridad abolladura. Régimen plástico $N_{bp} = \sigma_{1kr} / (\sigma^2 + 3\zeta^2)^{1/2} = N/A$

$N_{be} \geq DFB$ VERIFICA

$N_{bp} \geq DFB$ N/A

• **Viga testera**

Dimensionamiento de la viga testera

Altura	HT=	590	mm
Ancho	BT=	250	mm
Espesor nominal platabanda	ep=	12,5	mm
Espesor nominal del alma	ea=	9,5	mm
Distancia entre ruedas	LT=	1000	Mm
Momento de inercia	Jx=	7176854019	mm ⁴
Momento de inercia	Jy=	7973490867	mm ⁴
Módulo resistente x-x	Wx=Jx/(HT/2)=	24328318,71	mm ³
Módulo resistente y-y	Wy=Jy/(BT/2)=	63787926,94	mm ³
Peso propio viga testera	PT=A*LT*7,8=	1725,75	Kg

En la sección extrema de altura 0,4*HT aprox

Momento de inercia	Jxe=	401180214,3	mm ⁴
Momento estático en x-x	Sxe=	3075020,775	mm ³

Tensiones normales

Momentos flectores verticales

Carga concentrada vertical	Cte=	17628,77	Kg
Carga distribuida vertical	Qv=PT*DLF=	2010,20	Kg
Mf vertical por carga concentrada	Mxc=Cte*LT/4=	4407191,28	Kgmm
Mf vertical por carga distribuida	Mxq=(Qv*LT)/8=	251275,54	Kgmm

Momentos flectores horizontales

Carga concentrada horizontal	$\sigma_K = \sigma_{sk} * Cte =$	118994,16	Kg
Carga distribuida horizontal	Qh= $\sigma_{sk} * Qv =$	2341,55	Kg
Mf horizontal por carga conc.	Myc=SK*LT/4=	29748541,12	Kgmm
Mf horizontal por carga distribuida	Myq=(Qh*LT)/8=	292693,14	Kgmm

Verificación de tensiones normales

CASO 2

Tensión según x	$\sigma_x = (M_{xc} + M_{xq}) / W_x =$	0,19	kg/mm ²
Tensión según y	$\sigma_y = (M_{yc} + M_{yq}) / W_y =$	0,47	kg/mm ²
Tensión total	$\sigma_{max} = \sigma_x + \sigma_y =$	0,66	kg/mm²
Tensión admisible	$\sigma_{adm} = \sigma_{at} = \sigma_{ac} =$	16,83	kg/mm²

$\sigma_{max} < \sigma_{adm}$

VERIFICA

Tensiones tangenciales

Tensiones tangenciales por corte

Corte por carga distribuida	$C_{det} = Q_v / 2 =$	1005,10	Kg
Corte por carga concentrada	$C_{cet} = C_{te} / 2 =$	8814,38	Kg
Corte total en sección extrema	$C_{tet} = C_{de} + C_{ce} =$	9819,48	Kg
Tensión tangencial en el alma	$T_{cte} = C_{tet} * \sigma_{xe} / J_{xe} * 2 * e_a =$	3,96	kg/mm ²

Verificación de tensiones tangenciales

CASO 2

Tensión total	$\zeta_{max} = \zeta_{cte} =$	3,96	kg/mm²
Tensión admisible	$\zeta_a =$	16,83	kg/mm²

$\zeta_{max} < \zeta_a$

VERIFICA

Cálculo del eje balancín

Material SAE 4140 Normalizado

Tensión de fluencia	$S_{yp} =$	66,8
	$D =$	114,3
Distancia al apoyo	$d =$	90
Modulo resistente	$W = \pi * D^3 / 32 =$	146601,5579

Usamos un caño de 4" Sch 40 para soporte del eje

Tensión longitudinal máxima $\sigma_{max}=(Cte/2)*d/W=$ 5,41 kg/mm²
 Tensión admisible $\sigma_{adm}=0,6*\sigma_{yp}=$ 40,08 kg/mm²
 $\sigma_{max}<\sigma_{adm}$ **VERIFICA**

Tensión tang. máxima $\zeta_{max}=16/3*(Cte/2)/\pi*D^2=$ 1,15 kg/mm²
 Tensión admisible $\zeta_{adm}=0,35*\sigma_{yp}=$ 23,38 kg/mm²
 $\zeta_{max}<\zeta_{adm}$ **VERIFICA**

Selección de ruedas viga testera

Vamos a preseleccionar una rueda para luego verificarla. Se necesitaran 8 ruedas.

Diámetro de rueda propuesta MA1 500 $D_i=$ 550 mm
 Ancho de riel Burbach A100 $b=$ 80 mm
 Velocidad de rotación de las ruedas $nt=1000*V_p/(\pi*D_i)=$ 40,51 rpm

Reacción máxima $R_{max}=Cte/2=$ 8814,38 Kg
 Reacción mínima $R_{min}=[(P_v*a/L)+Q_v/2]/2=$ 534,14 Kg
 Reacción media $R_m=(2*R_{max}+R_{min})/3=$ 6054,30 Kg

N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340

Adoptamos de tabla 1 la presión límite.

$P_{lim}: 7 \text{ N/mm}^2$

Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N / mm ²	N / mm ²	N / mm ²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥ 690	≥ 740	7,00

Adoptamos el valor del ancho efectivo del riel, de la tabla 2, para riel tipo Burbach A100 según DIN 536.

Para riel tipo Burbach $b = L - 2 r$

$b: 80 \text{ mm}$

Riel (Símbolo)			r	L - 2 r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

Adoptamos de la tabla 3 el valor del coeficiente C1, que depende del grupo de mecanismo DIN.

Tiempo de Operación Diario (Horas)			C ₁
Grupo DIN	Desde %	Incluido %	
M 3	0	16	1.25
M 4	16	25	1.12
M 5	25	40	1.00
M 6	40	63	0.90
M 7	63	100	0.80

Con el número de vueltas calculado, de la tabla 4 obtenemos el coeficiente C2
 $N=32,77 \text{ rpm}$

Tabla 4

Velocidad de Rotación	C ₂	Velocidad de Rotación	C ₂
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00		

C₂ = 0,99

Por último, calculamos Dn y verificamos si la rueda adoptada es apta:

76,44

VERIFICA

Como el Dn nos da menor que el seleccionado, podemos utilizar la rueda seleccionada según catalogo.

Motorreductores de traslación

Potencia de régimen

$$N_r = \frac{(Q + P_c) \times w \times V_c}{75 \times \eta}$$

Según tabla 41, pág. 041 SPM-03:

TABLA 41. — RESISTENCIA A LA RODADURA w Y w_{tot} (kg por tonelada de reacción)

Diámetro de la rueda (y del eje) (mm)	200	250	320	400	500	630	710	800	900	1000	1120	1250
	(55)	(60)	(70)	(80)	(90)	(100)	(110)	(125)	(140)	(160)	(180)	(200)
w para ruedas sobre {	cojinetes de bronce	27	23	21	18,5	16,5	14,5	14	14	14	14	14
	rodamientos	5,5	4,5	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	1,0
w_{tot} para ruedas sobre {	cojinetes de bronce	32	28	26	23,5	21,5	19,5	19	19	19	19	19
	rodamientos	10,5	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	7,0	6,5	6,5	6,5	6,0

w = resistencia a la rodadura para ruedas montadas sobre rodamientos = 7,5Kg/Tn

Vc = velocidad del carro = 70 m/min = 1,16 m/seg

η = rendimiento mecánico = 0,9

Pc = Peso del Puente = sumando todos los componentes y peso de la estructura = 59013,5 Kg

$$N_r = \frac{(40.000 + 59013,5 \text{ Kg}) \times 7,5 \times 1,16}{1000 \times 75 \times 0,9} = 12,76 \text{ CV}$$

Potencia necesaria de aceleración:

$$N_a = \frac{(Q + P_c) \times V_c^2}{g \times t_a \times 75 \times \eta} \times \beta$$

Na: potencia necesaria de aceleración

g: aceleración de la gravedad

ta = tiempo de arranque (s/ tabla Nº 69, pág. 059 SPM-03) = (Aproximado) 8seg

β = coeficiente que tiene en cuenta las masas en rotación, según SPM-03, pág. 059 = 1,45

TABLA 69. — COEFICIENTES DE MAYORACIÓN $\frac{N_{nom}}{N_R}$ PARA LOS MOVIMIENTOS HORIZONTALES

Velocidad v (m/s)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Duración del arranque t_a (seg)	5	6	7	8	9	10
$\frac{N_{nom}}{N_R}$ para {ruedas sobre cojinetes de bronce, w = 20 kg/t. ruedas sobre rodamientos, w = 7 kg/t.....	1,0 1,45	1,0 2,0	1,2 2,5	1,3 2,8	1,4 3,0	1,5 3,2

Se debe instalar una potencia superior a la de eficiencia η de los motores.

$$N_a = \frac{(40.000 + 59013,5) \times 1,6^2}{9,81 \times 8 \times 75 \times 0,9} \times 2,8 = 134 \text{ CV}$$

La potencia nominal necesaria será:

$$N_{nom} = \frac{N_r + N_a}{1,7} = \frac{12,76 + 134}{1,7} = 87,2 \text{ CV} = 64,5 \text{ kW}$$

El Nº de vueltas que deberá girar la rueda será:

$$n_{rueda} = \frac{V_c}{\pi \cdot D_r} = \frac{70}{\pi \times 0,450} = 49,5 \text{ rpm}$$

$$n_{motor} = 1470 \text{ rpm}$$

Puesto que utilizaremos dos ruedas motrices, con un reductor acoplado a cada una de ellas, la energía requerida para la translación estará repartida entre dos unidades separadas.

Selección de motorreductores:

$$i \text{ teórica} = \text{relación de transmisión requerida} = \frac{n \text{ entrada}}{n \text{ salida}} = \frac{1470}{49,5} = 29,69$$

Determinamos el factor de servicio para esta aplicación (grupo IV) $S_f = 1,75$

La potencia equivalente de la transmisión será:

N_{nm} = potencia nominal del motor

$$N_e = N_{nm} * S_f = \frac{64,5}{2} \text{ Kw} * 1,75 = 56,43 \text{ Kw}$$

Cálculo del momento torsor:

$$M = 71.620 \frac{N_e}{n \text{ salida}} = 71.620 * \frac{56,43 \text{ KW}}{49,5 \text{ rpm}} = 81646,8 \text{ Kgcm} = 8331,30 \text{ Nm}$$

Buscamos un motorreductor con las siguientes características:

n motor = 1470 rpm

n salida reductor = 49,5 rpm

N motor = 56,43 KW

Momento torsor = 8331,30 Nm

Relación de transmisión (i) = 29,69

Buscamos un motorreductor de características similares a través del configurador on-line de SEW

Datos técnicos			FA127DRN250M4		
Características	Valor	Unidad			
Velocidad nominal del motor	1482	1/min	Potencia del motor	55	kW
Velocidad de salida	59	1/min	Factor de duración	S1-100%	
Índice de reducción total	25,30		Clase eficiente	IE3	
Par de salida	8960	Nm	Eficiencia (50/75/100% Pn)	94,4 / 94,8 / 94,6	%
Factor de servicio SEW-FB	1,35		Marcado CE	Si	
Posición de montaje	M1		Tensión del motor	380/660	V
Pintura imprimación/CapaFinal	7031 Gris azulado (51370310)		Esquema de conexionado	R13	
Posición de conexión/caja de bornas	0	°	Frecuencia	50	Hz
Entrada de cable/ Posición del conector	X		Corriente nominal	110 / 63	A
Eje hueco	100	mm	Cos Phi	0,80	
Salida permitida con carga radial $n=1400$	16500	N	Clase de aislamiento	155(F)	
Cantidad de lubricante 1er reductor	39	Litro	Tipo protección del motor	IP55	
			Requisito del diseño	IEC	
			Momento de inercia de masa del motor	7364,68	10^{-4} kgm ²
			Peso neto	869	Kg

• **Cálculo eléctrico**

• **Llave principal**

Para la selección de la llave principal debemos sumar todas las corrientes y seleccionar la que cumpla las condiciones necesarias:

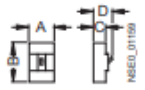
Equipos	Motor Tambor Principal (A)	Motor Tambor Auxiliar (B)	Motores P del carro (C)	Motores A del carro (D)	Motor Freno Hidraulico P (G)	Motor Freno Hidraulico A (H)
Corriente (A)	191	28,6	19	11	2	2,3
Rango sup. del rele [A]	255	38	25	15	3	3



Tipo VL160X/3VL1 VL160/3VL2 VL250/3VL3 VL400/3VL4

Interrupedores automáticos de caja moldeada

Interrupedores automáticos de caja moldeada 3VL hasta 1600 A

Intensidad asignada I_n a 50 °C temperatura ambiente	A	16 ... 160	50 ... 160	200 ... 250	200 ... 400		
Número de polos		3	4	3	4	3	4
Tensión asignada de empleo U_e AC 50/60 Hz DC ¹⁾	V	690	690	690	690	690	690
	V	500	500	600	600	600	600
Disparador por sobreintensidad							
Magnetotérmico		✓	✓	✓	✓	✓	✓
Electrónico, LCD ETU/ETU		–	–	✓	✓	✓	✓
Módulo COM20 PROFIBUS		–	–	✓	✓	✓	✓
Dimensiones							
 A	mm	105	139	105	139	105	139
B	mm	157	157	175	175	175	175
C	mm	81	81	81	81	81	81
D	mm	107	107	107	107	107	107
Poder de corte I_{cu}/I_{cs} Valor efectivo según IEC 60947-2							


El interruptor general será el siguiente:

Tablero	1
Corriente	254
Equipo seleccionado	VL400

- **Relés térmicos (Guardamotores)**

Cada motor llevara un relé térmico. Para seleccionarlo se recomienda que la corriente nominal del motor esté en las inmediaciones del 50 al 75% de la escala de regulación del relé térmico. De esta manera buscamos con la siguiente tabla, en el catálogo de Siemens.

Equipos	Motor Tambor Principal (A)	Motor Tambor Auxiliar (B)	Motores P del carro (C)	Motores A del carro (D)	Motores P de Viga principal (E)	Motores A de Viga principal (F)	Motor Freno Hidraulico P (G)	Motor Freno Hidraulico A (H)
Corriente (A)	191	28,6	19	11	145	145	2	2,3
Rango sup. del rele [A]	255	38	25	15	193	193	3	3

N° Almacén	Descripción del producto	Código
	 Guardamotores SIRIUS innovations Tamaño S00 hasta 16 A / 7,5 kW (RESORTE)	
100276520	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.11 - 0.16 A (RESORTE)	3RV2011-0AA20
100276521	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.14 - 0.2 A (RESORTE)	3RV2011-0BA20
100276522	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.18 - 0.25 A (RESORTE)	3RV2011-0CA20
100276523	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.22 - 0.32 A (RESORTE)	3RV2011-0DA20
100276524	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.28 - 0.4 A (RESORTE)	3RV2011-0EA20
100276525	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.35 - 0.5 A (RESORTE)	3RV2011-0FA20
100276526	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.45 - 0.63 A (RESORTE)	3RV2011-0GA20
100276527	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.55 - 0.8 A (RESORTE)	3RV2011-0HA20
100276528	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.7 - 1 A (RESORTE)	3RV2011-0JA20
100188847	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 0.9 - 1.25 A (RESORTE)	3RV2011-0KA20
100276529	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 1.1 - 1.6 A (RESORTE)	3RV2011-1AA20
100232043	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 1.4 - 2 A (RESORTE)	3RV2011-1BA20
100276530	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 1.8 - 2.5 A (RESORTE)	3RV2011-1CA20
100276531	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 2.2 - 3.2 A (RESORTE)	3RV2011-1DA20
100276532	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 2.8 - 4 A (RESORTE)	3RV2011-1EA20
100276533	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 3.5 - 5 A (RESORTE)	3RV2011-1FA20
100276534	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 4.5 - 6.3 A (RESORTE)	3RV2011-1GA20
100274902	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 5.5 - 8 A (RESORTE)	3RV2011-1HA20
100276535	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 7 - 10 A (RESORTE)	3RV2011-1JA20
100276536	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 9 - 12.5 A (RESORTE)	3RV2011-1KA20
100208673	Guardamotor SIRIUS Innovations, S00, Clase 10, Regulación: 11 - 16 A (RESORTE)	3RV2011-4AA20



Guardamotores SIRIUS innovations
Tamaño S0 hasta 32 A / 15 Kw (RESORTE)

100188845	Guardamotor SIRIUS Innovations, S0, Clase 10, Regulación: 11 - 16 A (RESORTE)	3RV2021-4AA20
100276537	Guardamotor SIRIUS Innovations, S0, Clase 10, Regulación: 14 - 20 A (RESORTE)	3RV2021-4BA20
100276538	Guardamotor SIRIUS Innovations, S0, Clase 10, Regulación: 17 - 22 A (RESORTE)	3RV2021-4CA20
100276539	Guardamotor SIRIUS Innovations, S0, Clase 10, Regulación: 20 - 25 A (RESORTE)	3RV2021-4DA20
100276540	Guardamotor SIRIUS Innovations, S0, Clase 10, Regulación: 23 - 28 A (RESORTE)	3RV2021-4NA20
100276541	Guardamotor SIRIUS Innovations, S0, Clase 10, Regulación: 27 - 32 A (RESORTE)	3RV2021-4EA20

N° Almacén	Descripción del producto	Código
------------	--------------------------	--------



Relés de sobrecarga térmicos
Tamaño S2 hasta 50 A, Clase 10

100015303	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:5.5-8 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-1HB0
100015304	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:7-10 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-1JB0
100015305	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:9-12 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-1KB0
100015307	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:11-16 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-4AB0
100015309	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:14-20 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-4BB0
100015311	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:18-25 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-4DB0
100015313	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:22-32 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-4EB0
100015315	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:28-40 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-4FB0
100015317	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:36-45 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-4GB0
100015318	Relé de sobrecarga térmico, Clase 10, Ir:40-50 A, 1NA+1NC, S2	3RU1136-4HB0

N° Almacén	Descripción del producto	Código
------------	--------------------------	--------



Relés de sobrecarga electrónicos con Lectura de PTC
Clase ajustable 5, 10, 20 ó 30. Alarma por sobrecarga. Reset Remoto

100069686	Relé de sobrecarga electrónico, Entrada PTC, Clases 5...30, Ir:0.3-3A, 2NA+2NC	3RB2283-4AA0-Z1
100069687	Relé de sobrecarga electrónico, Entrada PTC, Clases 5...30, Ir:2.4-25A, 2NA+2NC	3RB2283-4AA0-Z2
100060108	Relé de sobrecarga electrónico, Entrada PTC, Clases 5...30, Ir:10-100A, 2NA+2NC	3RB2283-4AA0-Z3
100069688	Relé de sobrecarga electrónico, Entrada PTC, Clases 5...30, Ir:20-200A, 2NA+2NC	3RB2283-4AA0-Z4
100069689	Relé de sobrecarga electrónico, Entrada PTC, Clases 5...30, Ir:63-630A, 2NA+2NC	3RB2283-4AA0-Z5
100069690	Relé de sobrecarga electrónico, Entrada PTC, Clases 5...30, Ir:205-820A, 2NA+2NC	3RB2283-4AA0-Z6

Los relés seleccionados son los siguientes:

Equipos	Motor Tambor Principal (A)	Motor Tambor Auxiliar (B)	Motores P del carro (C)	Motores A del carro (D)	Motores P de Viga principal (E)	Motores A de Viga principal (F)	Motor Freno Hidraulico P (G)	Motor Freno Hidraulico A (H)
Corriente (A)	191	28,6	19	11	145	145	2	2,3
Rango sup. del rele [A]	255	38	25	15	193	193	3	3
Selección de Guardamo	3RB2283-4AA0-Z5	3RU1136-4FB0	3RV2021-4CA20	3RV2011-4AA20	3RB2283-4AA0-Z4	3RB2283-4AA0-Z4	3RV2011-1DA20	3RV2011-1DA20

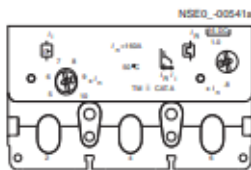
• **Termomagnéticas**

Las llaves termomagnéticas las dispondremos de manera tal que los motores de translación del puente tengan uno cada uno, y los demás equipos que estarán conectados al tablero tengan una llave distintas a estas.

Equipo	Motor P viga principal	Motor A viga principal	Tablero
Corriente	145	145	253,9

Tipo	Intensidad asignada I_n	Regulación de intensidad de disparadores de sobrecorriente de tiempo inverso "L" I_R	Regulación de intensidad de disparadores por cortocircuito instantáneos "I" I_I	PE	I_{cu} hasta 55 kA con 415 V, poder de corte estándar N ver "Sinopsis".	Referencia	Precio básico por UP/ precio ver pág. 2/34	UP (UDS, JGO, M)	TE' / UD EMB	Peso aprox. por UP
	A	A	A			Requiere complemento a la referencia, ver pág. 2/59				kg

3 polos, montaje fijo, para protección de distribuciones, 50 a 630 A, disparadores magnetotérmicos LI



Protección de distribuciones, TM, función LI

con disparadores térmicos por sobrecorriente regulables, disparadores por cortocircuito regulables

VL160/ 3VL2	50 63 80 100 125 160	40 ... 50 50 ... 63 63 ... 80 80 ... 100 100 ... 125 125 ... 160	300 ... 600 300 ... 600 400 ... 800 500 ... 1000 625 ... 1250 800 ... 1600	3VL27 05-1DC3□-... 3VL27 06-1DC3□-... 3VL27 08-1DC3□-... 3VL27 10-1DC3□-... 3VL27 12-1DC3□-... 3VL27 16-1DC3□-...	1 1 1 1 1 1	1 UD 1 UD 1 UD 1 UD 1 UD 1 UD	2,200 2,200 2,200 2,200 2,200 2,200
VL250/ 3VL3	200 250	160 ... 200 200 ... 250	1000 ... 2000 1250 ... 2500	3VL37 20-1DC3□-... 3VL37 25-1DC3□-...	1 1	1 UD 1 UD	2,300 2,300

Tipo de conexión elegible en la 12ª posición de la referencia

- conexión por borne tipo marco
- conexión por tornillos

3

6

VL400/3VL4	200 250 315 400	160 ... 200 200 ... 250 250 ... 315 320 ... 400	1000 ... 2000 1250 ... 2500 1575 ... 3150 2000 ... 4000	3VL47 20-1DC36-... 3VL47 25-1DC36-... 3VL47 31-1DC36-... 3VL47 40-1DC36-...	1 1 1 1	1 UD 1 UD 1 UD 1 UD	5,700 5,700 5,700 5,700
VL630/3VL5	315 400 500 630	250 ... 315 320 ... 400 400 ... 500 500 ... 630	1575 ... 3150 2000 ... 4000 2500 ... 5000 3150 ... 6300	3VL57 31-1DC36-... 3VL57 40-1DC36-... 3VL57 50-1DC36-... 3VL57 63-1DC36-...	1 1 1 1	1 UD 1 UD 1 UD 1 UD	9,000 9,000 9,000 9,000

Las Termomagneticas seleccionadas son las siguientes:

Equipo	Motor P viga principal	Motor A viga principal	Tablero
Corriente	145	145	253,9
Código	3VL27 16-1DC3-L02	3VL27 16-1DC3-L02	3VL47 25-1DC36-L02

- Variadores de velocidad**

Estos equipos los seleccionamos con la corriente asociada a la potencia asignada, dependerá el fabricante de los mismos:

Tabla de selección

Potencia asignada ¹⁾		Intensidad de salida asignada ²⁾ /n A	Potencia basada en intensidad con carga básica ³⁾		Intensidad con carga básica ³⁾ /H A	Tamaño	SINAMICS G120 Power Module PM240 sin filtro de red integrado	SINAMICS G120 Power Module PM240 con filtro de red integrado de clase A
kW	hp		kW	hp			Referencia	Referencia
3 AC 380 ... 480 V								
0,37	0,50	1,3	0,37	0,50	1,3	FSA	6SL3224-OBE13-7UA0	–
0,55	0,75	1,7	0,55	0,75	1,7	FSA	6SL3224-OBE15-5UA0	–
0,75	1,0	2,2	0,75	1,0	2,2	FSA	6SL3224-OBE17-5UA0	–
1,1	1,5	3,1	1,1	1,5	3,1	FSA	6SL3224-OBE21-1UA0	–
1,5	2,0	4,1	1,5	2,0	4,1	FSA	6SL3224-OBE21-5UA0	–
2,2	3,0	5,9	2,2	3,0	5,9	FSB	6SL3224-OBE22-2UA0	6SL3224-OBE22-2AA0
3,0	4,0	7,7	3,0	4,0	7,7	FSB	6SL3224-OBE23-0UA0	6SL3224-OBE23-0AA0
4,0	5,0	10,2	4,0	5,0	10,2	FSB	6SL3224-OBE24-0UA0	6SL3224-OBE24-0AA0
7,5	10	18	5,5	7,5	13,2	FSC	6SL3224-OBE25-5UA0	6SL3224-OBE25-5AA0
11,0	15	25	7,5	10	19	FSC	6SL3224-OBE27-5UA0	6SL3224-OBE27-5AA0
15,0	20	32	11,0	15	26	FSC	6SL3224-OBE31-1UA0	6SL3224-OBE31-1AA0
18,5	25	38	15,0	20	32	FSD	6SL3224-OBE31-5UA0	6SL3224-OBE31-5AA0
22	30	45	18,5	25	38	FSD	6SL3224-OBE31-8UA0	6SL3224-OBE31-8AA0
30	40	60	22	30	45	FSD	6SL3224-OBE32-2UA0	6SL3224-OBE32-2AA0
37	50	75	30	40	60	FSE	6SL3224-OBE33-0UA0	6SL3224-OBE33-0AA0
45	60	90	37	50	75	FSE	6SL3224-OBE33-7UA0	6SL3224-OBE33-7AA0
55	75	110	45	60	90	FSF	6SL3224-OBE34-5UA0	6SL3224-OBE34-5AA0
75	100	145	55	75	110	FSE	6SL3224-OBE35-5UA0	6SL3224-OBE35-5AA0
90	125	178	75	100	145	FSE	6SL3224-OBE37-5UA0	6SL3224-OBE37-5AA0
110	150	205	90	125	178	FSF	6SL3224-OBE38-8UA0	–
132	200	250	110	150	205	FSF	6SL3224-OBE41-1UA0	–
160	250	302	132	200	250	FSGX	6SL3224-OXE41-3UA0	–
200	300	370	160	250	302	FSGX	6SL3224-OXE41-6UA0	–
250	400	477	200	300	370	FSGX	6SL3224-OXE42-0UA0	–

Equipos	Motor Tambor Principal (A)	Motor Tambor Auxiliar (B)	Motores P del carro (C)	Motores A del carro (D)
Corriente (A)	191	28,6	19	11
Selección de Variador de velocidad	6SL3224-OXE41-6UA0	6SL3224-OBE31-8UA0	6SL3224-OBE27-5UA0	6SL3224-OBE27-5UA0

Equipos	Motores P de Viga principal (E)	Motores A de Viga principal (F)	Motor Freno Hidraulico P (G)	Motor Freno Hidraulico A (H)
Corriente (A)	145	145	2	2,3
Selección de Variador de velocidad	6SL3224-OBE37-5UA0	6SL3224-OBE37-5UA0	6SL3224-OBE21-1UA0	6SL3224-OBE21-1UA0

Trabajo Práctico Maquina Única

Proyecto Final

Memoria de Calculo

"Gancho C"

Gancho C

Para el diseño del gancho que sujetará las bobinas de nuestro proceso, utilizamos como referencia las Normas ASME BTH1.09 Rev. 2015 (Para el diseño) y la ASME B30.20 Below-the-hook Lifting Devices.

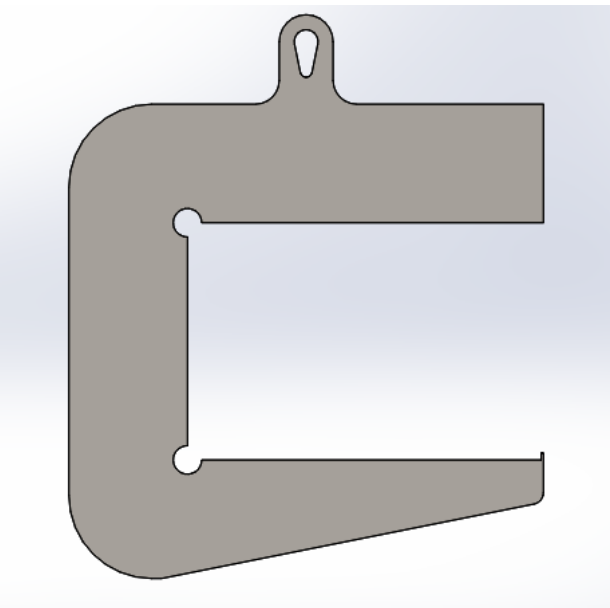
A su vez utilizamos el criterio de eje curvo para el cálculo de los esfuerzos resistentes dentro del gancho, ya que el mismo se trata de uno tipo C.

Para comenzar el diseño del gancho debemos determinar en principio cuales son nuestras condiciones de Arranque:

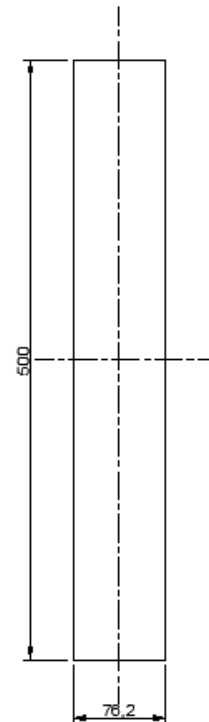
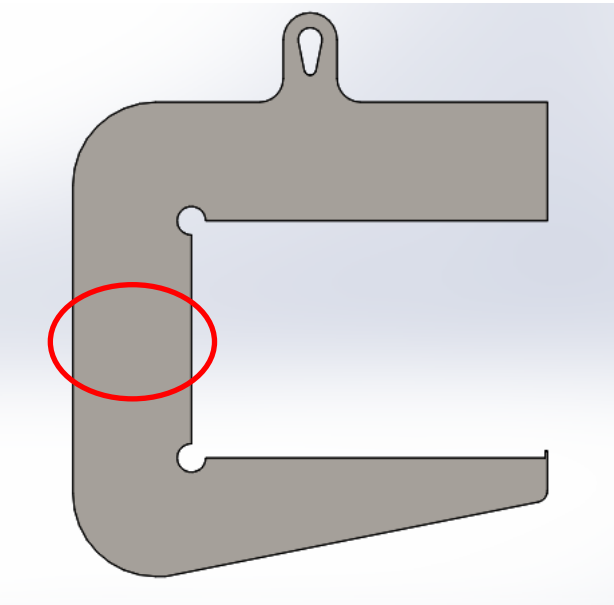
Datos:

- Material: SAE 1020;
- Sección: Rectangular;
- Espesor de Chapa: 3" (76.2 mm)
- Fuerzo a Soportar: 40 Tn.

Con estos parámetros determinados, realizamos el primer diseño del elemento:



Como primera medida identificamos cual es la sección que está más comprometida estructuralmente



■ Sección sometida a Flexión.

Según la Norma antes detallada, tenemos que determinar la Categoría de Diseño (Sección 2-2). Teniendo en cuenta esta premisa, consideramos nuestro gancho tipo Categoría A:

2-2 DESIGN CATEGORY

The design categories defined in paras. 2-2.1 and 2-2.2 provide for different design factors that establish the stress limits to be used in the design. The design factors are given in para. 3-1.3.

Lifters shall be designed to Design Category B, unless a qualified person determines that Design Category A is appropriate.

Commentary: When selecting a Design Category, consideration shall be given to all operations that will affect the lifting device design. The discussions of the Design Categories below and in Commentary for para. 3-1.3 refer to considerations given to unintended overloads in development of the design factors. These comments are in no way to be interpreted as permitting a lifting device to be used above its rated load under any circumstances other than for load testing in accordance with ASME B30.20 or other applicable safety standards or regulations.

2-2.1 Design Category A

(a) Design Category A should be designated when the magnitude and variation of loads applied to the lifter are predictable, where the loading and environmental conditions are accurately defined or not severe.

(b) Design Category A lifting devices shall be limited to Service Class 0.

(c) The nominal design factor for Design Category A shall be in accordance with para. 3-1.3.

Para considerarlo del tipo categoría A tuvimos que tener en cuenta lo siguiente:

- a) Debe ser diseñado donde la magnitud y vibración de las cargas aplicadas en el elevador son predecibles, donde las cargas y las condiciones ambientales están bien definidas y no son severas.
- b) El dispositivo debe estar limitado para servicio Clase 0.
- c) El factor de diseño de categoría A debe estar en concordancia con el punto 3-1.3 de esta norma.

¹ traducción del punto 2-2.1 de la norma ASME BHT-1-2008.

Para el diseño estructural, iremos al capítulo 3 de la Norma.

En la sección 3-1.3 (Base de diseño estático)

3-1.3 Static Design Basis

The static strength design of a below-the-hook lifting device shall be based on the allowable stresses defined in sections 3-2 and 3-3. The minimum values of the nominal design factor N_d in the allowable stress equations shall be as follows:

$N_d = 2.00$ for Design Category A lifters
 $N_d = 3.00$ for Design Category B lifters

Allowable stresses for design conditions not addressed herein shall be based on the following design factors:

(a) Design factors for Design Category A lifting devices shall be not less than 2.00 for limit states of yielding or buckling and 2.40 for limit states of fracture and for connection design.

(b) Design factors for Design Category B lifting devices shall be not less than 3.00 for limit states of yielding or buckling and 3.60 for limit states of fracture and for connection design.

N_d : Factor de diseño = 2 (Según norma)

Para determinar cuanto es la flexión que debe soportar según norma debemos ir al punto 3-2.3.3

Teniendo en cuenta este valor vamos a determinar la tensión admisible a Tracción y compresión según norma:

- Esfuerzos de tracción:

3-2.1 Tension Members

The allowable tensile stress F_t shall not exceed the value given by eq. (3-1) on the gross area nor the value given by eq. (3-2) on the effective net tensile area.

$$F_t = \frac{F_y}{N_d} \quad (3-1)$$

$$F_t = \frac{F_u}{1.20N_d} \quad (3-2)$$

where

F_u = specified minimum ultimate tensile strength

F_y = specified minimum yield stress

Refer to para. 3-3.3 for pinned connection design requirements.

$$F_t = \frac{2498 \frac{Kg}{cm^2}}{2} = 1249 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$F_t = \frac{4320 \frac{Kg}{cm^2}}{1.2 * 2} = 1800 \frac{Kg}{cm^2}$$

- Esfuerzo de Compresión:

En primer lugar debemos determinar para que sección estamos determinando el esfuerzo de compresión, en nuestro caso corresponde a un sólido de sección rectangular.

3-2.3.3 Strong Axis Bending of Solid Rectangular Bars. The allowable bending stress for a rectangular section of depth d and thickness t is given as follows:

When

$$\frac{L_b d}{t^2} \leq \frac{0.08E}{F_y} \quad (3-19)$$

$$F_b = \frac{1.25F_y}{N_d} \quad (3-20)$$

When

$$\frac{0.08E}{F_y} < \frac{L_b d}{t^2} \leq \frac{1.9E}{F_y} \quad (3-21)$$

$$F_b = C_b \left[1.52 - 0.274 \left(\frac{L_b d}{t^2} \right) \frac{F_y}{E} \right] \frac{F_y}{N_d} \leq \frac{1.25F_y}{N_d} \quad (3-22)$$

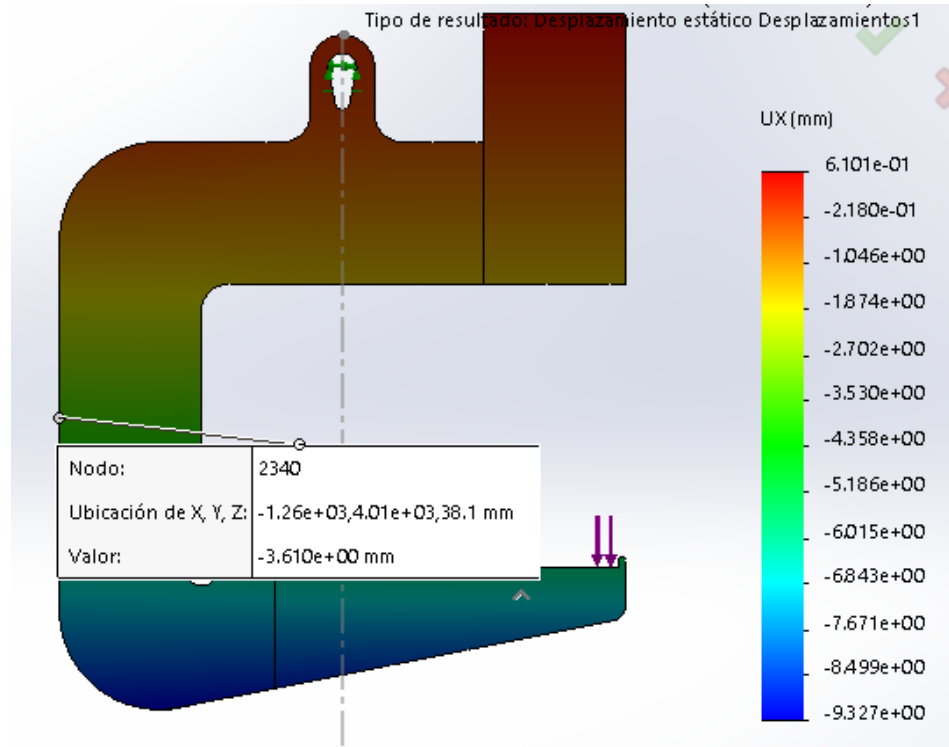
When

$$\frac{L_b d}{t^2} > \frac{1.9E}{F_y} \quad (3-23)$$

$$F_b = \frac{1.9EC_b}{N_d(L_b d / t^2)} \quad (3-24)$$

Cálculo:

Para determinar L_b utilizamos un programa de cálculo por elementos finitos:



Como:

$$\frac{L_b * b}{t^2} < \frac{0.08 * E}{F_y}$$

Donde:

L_b : 3,612 mm;

b: 500 mm;

t: 76,2 mm;

E: Módulo de elasticidad del acero: 2.100.000 Kg/cm²;

F_y: Tensión de Fluencia: 2498 Kg/cm².

$$\frac{3.612 \text{ mm} * 500 \text{ mm}}{(76.2 \text{ mm})^2} < \frac{0.08 * 2.100.000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{2498 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} \rightarrow 0,31 < 67,25 \rightarrow \text{Verifica en la 1}^\circ \text{ condición}$$

3-2.3.3 Strong Axis Bending of Solid Rectangular Bars. The allowable bending stress for a rectangular section of depth d and thickness t is given as follows:

When

$$\frac{L_b d}{t^2} \leq \frac{0.08E}{F_y} \quad (3-19)$$

$$F_b = \frac{1.25F_y}{N_d} \quad (3-20)$$

When

$$\frac{0.08E}{F_y} < \frac{L_b d}{t^2} \leq \frac{1.9E}{F_y} \quad (3-21)$$

$$F_b = C_b \left[1.52 - 0.274 \left(\frac{L_b d}{t^2} \right) \frac{F_y}{E} \right] \frac{F_y}{N_d} \leq \frac{1.25F_y}{N_d} \quad (3-22)$$

When

$$\frac{L_b d}{t^2} > \frac{1.9E}{F_y} \quad (3-23)$$

$$F_b = \frac{1.9EC_b}{N_d(L_b d / t^2)} \quad (3-24)$$

Utilizaremos la siguiente expresión para determinar la tensión admisible:

$$F_b = \frac{1.25 * F_y}{N_d} = \frac{1.25 * 2498 \frac{Kg}{cm^2}}{2} = 1561.25 \frac{Kg}{cm^2}$$

Determinación de la tensión en las vigas de eje de curvatura grande

Para determinar las tensiones utilizamos el libro de Pisarenko:

Para poder determinar las tensiones, primero debemos determinar si la curvatura es grande o pequeña con la siguiente formula:

$$\frac{h}{R} \leq \frac{1}{5}$$

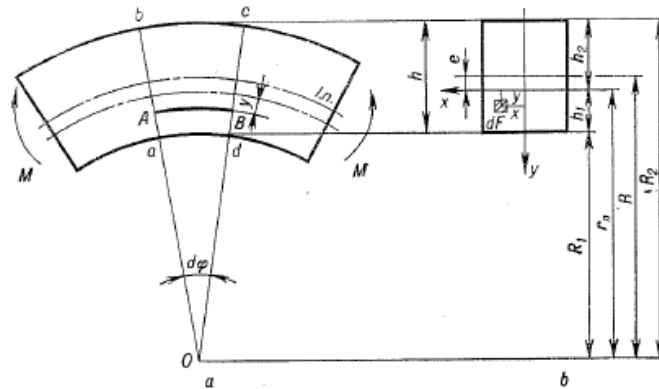
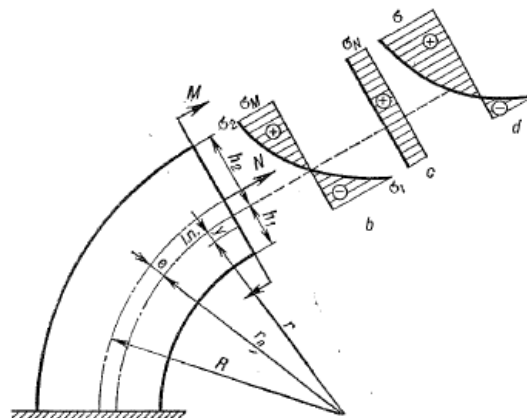


Fig. 271

$$\frac{h}{R} \geq \frac{1}{5} \rightarrow \frac{500\text{mm}}{750\text{mm}} = \frac{2}{3} \geq \frac{1}{5} \rightarrow \text{Consideramos como viga de curvatura grande.}$$



Las formulas para determinar las tensiones son las siguientes:

$$\sigma_1 = \frac{M \cdot h_1}{F \cdot e \cdot R_1} \quad (1.1)$$

$$\sigma_2 = \frac{M \cdot h_2}{F \cdot e \cdot R_2} \quad (1.2)$$

Donde:

F: Área de la sección transversal;

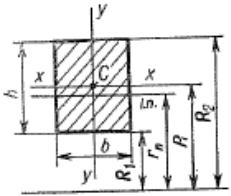
e: La distancia desde la línea neutra hasta el centro de gravedad;

R₁ y R₂: Los radios de curvatura exterior e interior;

h_1 y h_2 : Las distancias desde la línea neutra hasta dichas fibras;

$$F = b * h = 76.2mm * 500mm = 38100mm^2 = 381cm^2$$

Determinación de R_n :

Sección (C es el centro de gravedad)	r_n
<p>Rectángulo</p> 	$r_n = \frac{h}{\ln \frac{R_2}{R_1}} = \frac{h}{\ln \frac{1 + \frac{h}{2R}}{1 - \frac{h}{2R}}}$ $\ln \frac{R_2}{R_1} = \frac{h}{R} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{h}{2R} \right)^2 + \frac{1}{5} \left(\frac{h}{2R} \right)^4 + \dots \right]$

$$r_n = \frac{h}{\ln \frac{R_2}{R_1}} = \frac{500mm}{\ln \frac{1000}{500}} = 721.32mm = 72.134cm$$

$$e = R - R_n = 75cm - 72.2132cm = 2.2868cm$$

$$h_1 = 25cm + 2.2868cm = 27.2868cm$$

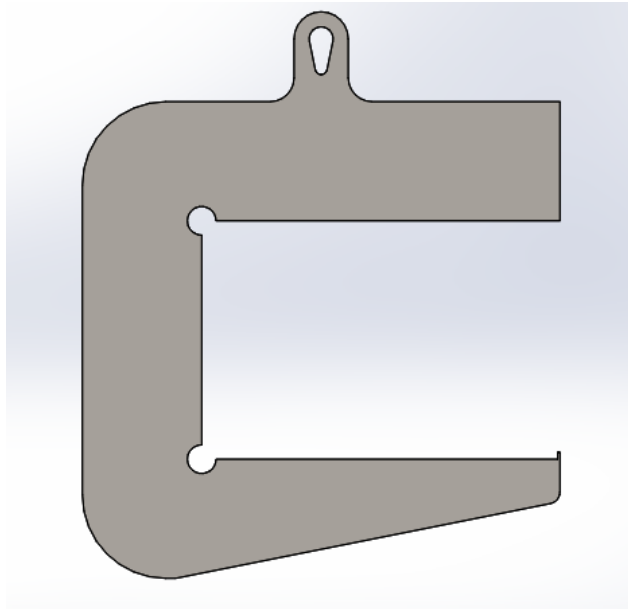
$$h_2 = 25cm - 2.2868cm = 22.7132cm$$

$$R_1 = 100cm$$

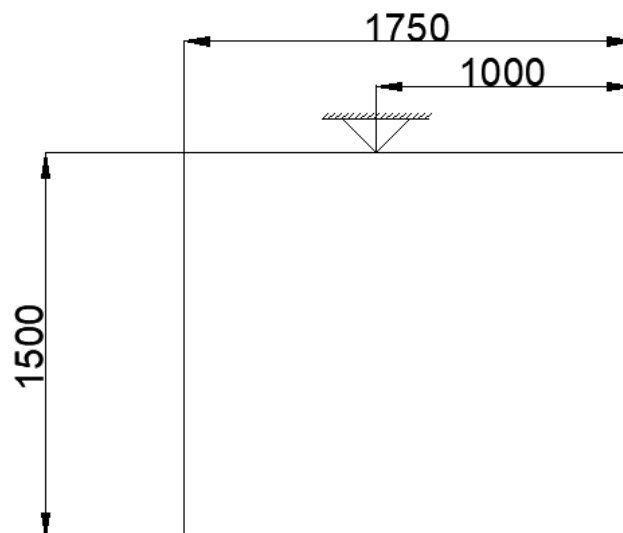
$$R_2 = 50cm$$

Determinación del momento del gancho:

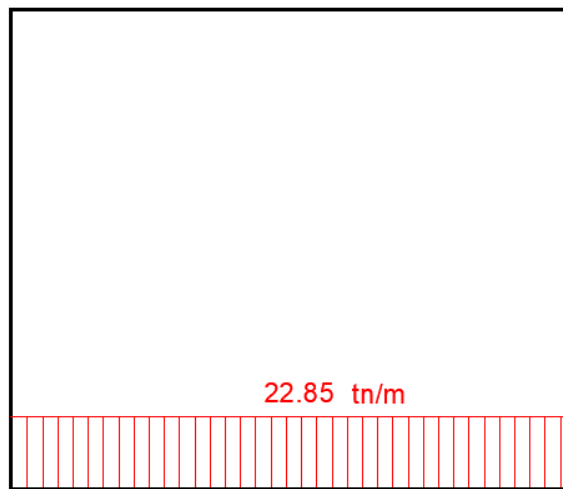
- Sistema de estudio:



- Simplificación matemática:



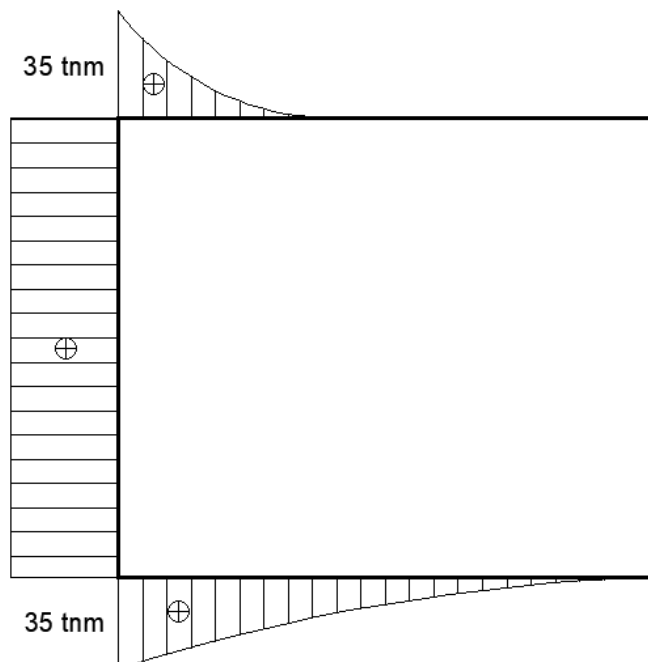
- Cargas aplicadas:



- Cálculo de momento en la sección más solicitada:

$$M_{to_a} = F * D = 22.85 \frac{tn}{m} * 1.75 \frac{m * 1.75m}{2} = 34.98tnm \approx 35tnm \approx 3500000kgcm$$

Distribución de momentos:



Utilizamos las formulas 1.1 y 1.2 para determinar las tensiones en la sección más solicitada:

$$\sigma_1 = \frac{M * h_1}{F * e * R_1} = \frac{3500000Kgcm * 27.2868cm}{381cm^2 * 2.2868cm * 100cm} = 1096.14 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{M * h_2}{F * e * R_2} = \frac{3500000Kgcm * 22.2732cmcm}{381cm^2 * 2.2868cm * 50cm} = 1789.48 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_1 = 1096.14 \frac{Kg}{cm^2} \leq 1561.25 \frac{Kg}{cm^2} \rightarrow \text{Verifica a la compresión.}$$

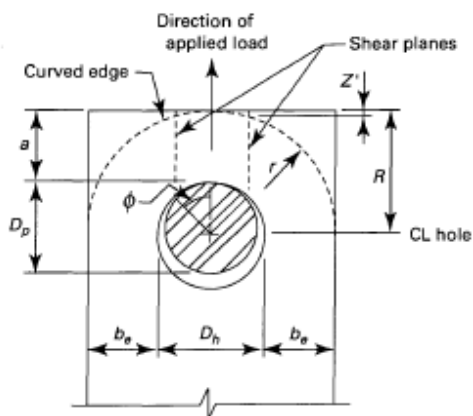
$$\sigma_2 = 1789.48 \frac{Kg}{cm^2} \geq 1249 \frac{Kg}{cm^2} \rightarrow \text{No verifica. Comprobamos si verifica por la tensión de rotura.}$$

$$\sigma_2 = 1789.48 \frac{Kg}{cm^2} \leq 1800 \frac{Kg}{cm^2} \rightarrow \text{Verifica a la tracción.}$$

Calculo del Ojal:

El ojal inicial se debió cambiar ya que el mismo no entraba dentro dl gancho de la pasteca , lo verificamos según norma:

Fig. C3-3 Pin-Connected Plate Notation



shared among the individual plates in proportion to their thicknesses (i.e., uniform bearing between the pin and the plates is assumed). The method to be used for design of any particular connection shall be determined by a qualified person based on a rational evaluation of the detail.

The ultimate shear strength of steel is often given in textbooks as 67% to 75% of the ultimate tensile strength. Tests have shown values commonly in the range of 80% to 95% for mild steels (Lyse and Godfrey, 1933; Tolbert, 1970) and about 70% for T-1 steel (Bibber, et al, 1952). The ultimate shear strength is taken as 70% of the ultimate tensile strength in eq. (3-50).

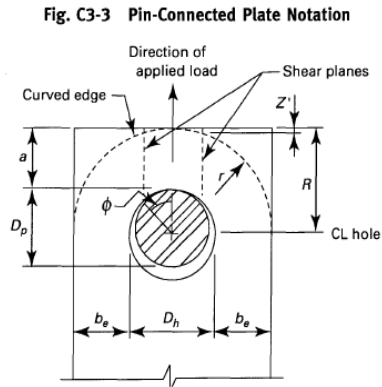
The shear plane area defined by eq. (3-51) is based on the geometry of a plate with a straight edge beyond the hole that is perpendicular to the line of action of the applied load. Note that the term in brackets in eq. (3-51) is the length of one shear plane. If the edge of the plate is curved, as illustrated in Fig. C3-3, the loss of shear area due to the curvature must be accounted for. If the curved edge is circular and symmetrical about an axis defined by the line of action of the applied load, then the loss of length of one shear plane Z' is given by eq. (C3-2), where r is the radius of curvature of the edge of the plate.

$$Z' = r - \sqrt{r^2 - \left(\frac{D_p}{2} \sin \phi\right)^2} \quad (C3-2)$$

ESTUDIO OJAL SEGÚN ASME BTH-1 2008

Estudio estatico

Clase de diseño =	A
Clase de servicio =	0



t =	7,60	cm - Espesor placa
Dp = b =	10	cm
Dh =	33	cm
be =	7,6	cm
Fu =	4285	kg/cm ² - Rotura F-26 (400 Mpa)
Fy =	2498	kg/cm ² - Fluencia F-26 (245 Mpa)
a =	8	cm
R =	14,0	cm
r =	14,5	cm
4.t =	16,3	cm (Ver norma formula 3-47 y 3-48 de pag. 25)
beff =	7,6	cm (Se toma el mínimo entre be y 4.t)
Nd =	2	Factor de diseño - (Izaje Categoría A, Ver punto 3-1.3 de norma pag 14)
P =	40,0	ton

$$C_r = 1 - 0.275 \sqrt{1 - \frac{D_p^2}{D_h^2}}$$

Cr = 0,74 Ver norma formula 3-46 de pag. 24

Pt = 152,2 ton Ver norma formula 3-45 de pag. 24 **Pt > P => Verifica** Pt/P **3,80**

$$P_b = C_r \frac{F_u}{1.20N_d} \left[1.13 \left(R - \frac{D_h}{2} \right) + \frac{0.92b_e}{1 + b_e/D_h} \right] t$$

Pb = 141,6 ton Ver norma formula 3-49 de pag. 25 **Pb > P => Verifica** Pb/P **3,54**
 $\phi = 17$ Ver norma formula 3-52 de pag. 25

$$Z' = r - \sqrt{r^2 - \left(\frac{D_p}{2} \sin \phi \right)^2}$$

Z = 0,1 cm

$$A_v = 2 \left[a + \frac{D_p}{2} (1 - \cos \phi) \right] t$$

Av = 124 cm² Ver norma formula 3-51 de pag. 25

Pv = 154,6 ton Ver norma formula 3-50 de pag. 25 **Pv > P => Verifica** Pv/P **3,87**

ESTUDIO OJAL SEGÚN LEY ARGENTINA

Se ha dado interpretación al coeficiente de seguridad especificado en la Ley Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (nº 19587 decreto 911/96), como 4 respecto de la tensión de rotura del material.

$\sigma_{adm} = \sigma_{rot} / 4 =$	1071	kg/cm ² para acero A-36
$\tau_{adm} =$	618	kg/cm ² para acero A-36

Sección cancamo en dirección a la fuerza

Corte:

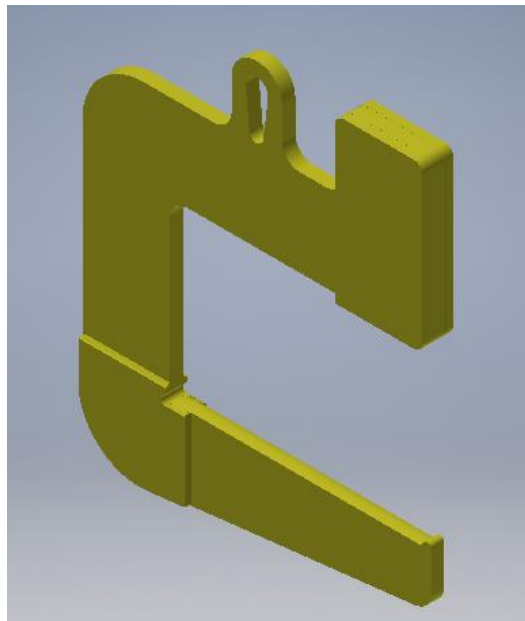
$A_c =$	124	cm ²	
$\tau =$	323	kg/cm ² .	Verifica

Aplastamiento:

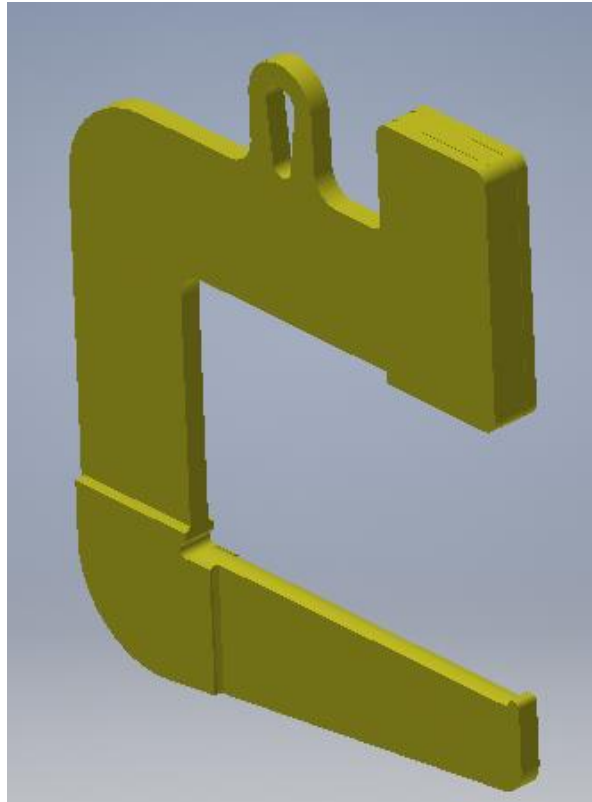
$A_a =$	76	cm ²	
$\sigma_a =$	526	kg/cm ² .	Verifica

Conclusión: el ojal cumple satisfactoriamente las condiciones solicitadas por la norma y la ley antes mencionada.

Diseño final del gancho:



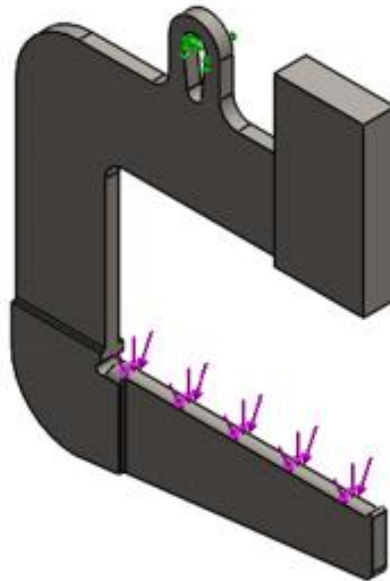
Para finalizar realizamos un redondeado sobre la cara donde iría apoyada la bobina, para así evitar marcar en interior.



Estudio del diseño

Realizamos un cálculo por medio de elementos finitos (solidWork) para el cálculo de la resistencia, deformación:

- Elemento de Estudio



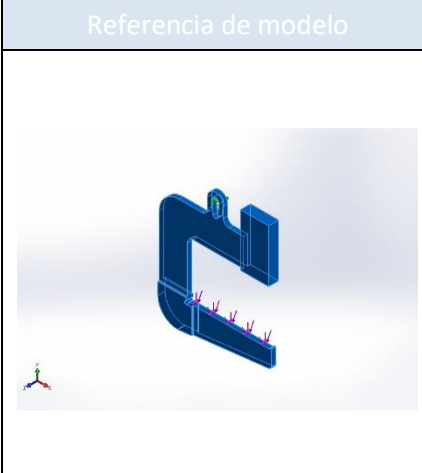
- Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 2
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático

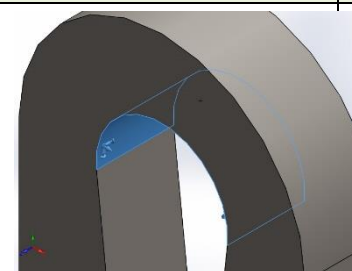
- Unidades

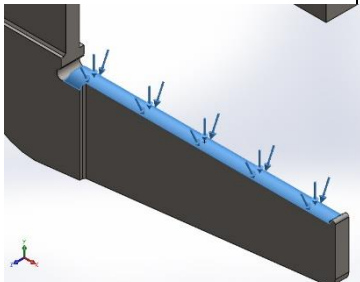
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

- Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: AISI 1020 Acero laminado en frío</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 3.5e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4.2e+08 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.05e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.29</p> <p>Densidad: 7870 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+10 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.2e-05 /Kelvin</p>

- Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción															
Fijo-1		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Geometría fija</p>															
Fuerzas resultantes																	
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Componentes</th> <th>X</th> <th>Y</th> <th>Z</th> <th>Resultante</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Fuerza de reacción(N)</td> <td>-98621.6</td> <td>391914</td> <td>-5375.16</td> <td>404168</td> </tr> <tr> <td>Momento de reacción (N.m)</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	Componentes	X	Y	Z	Resultante	Fuerza de reacción(N)	-98621.6	391914	-5375.16	404168	Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0
Componentes	X	Y	Z	Resultante													
Fuerza de reacción(N)	-98621.6	391914	-5375.16	404168													
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0													

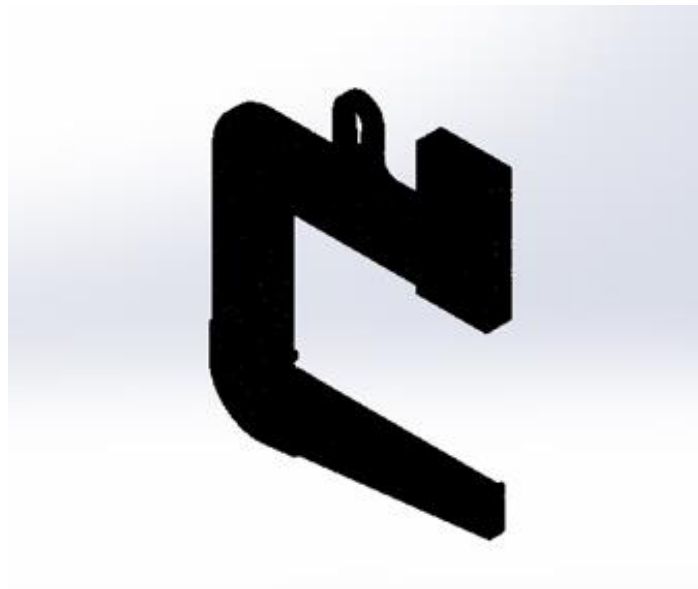
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 392000 N</p>

- Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.4851 mm
Tolerancia	0.274255 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

- Información de malla – Detalles

Número total de nodos	11090121
Número total de elementos	8009694
Cociente máximo de aspecto	25.331
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.000112
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:35:13



- **Fuerzas resultantes**

- **Fuerzas de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-98621.6	391914	-5375.16	404168

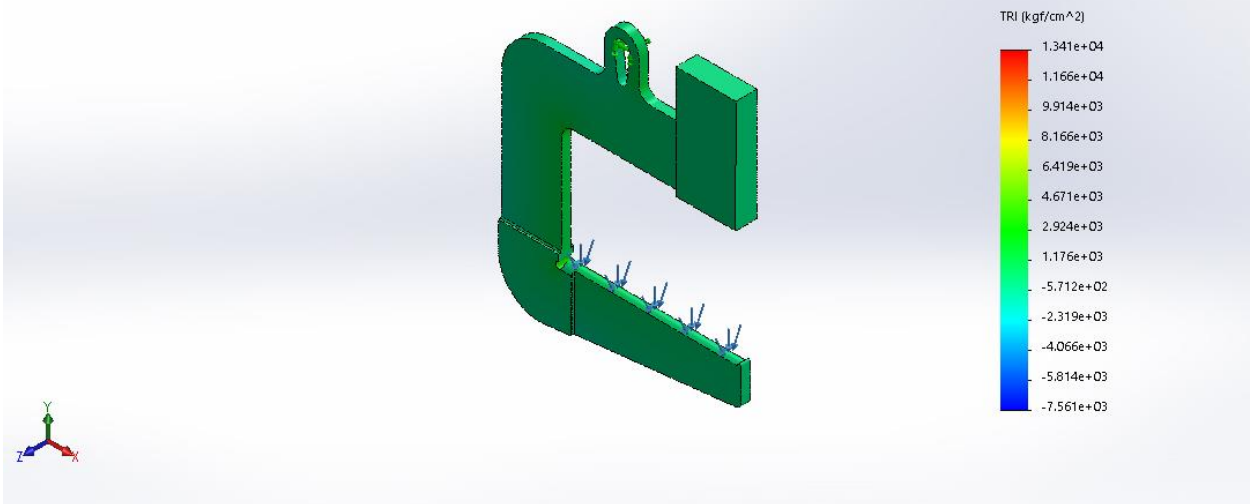
- **Momentos de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

• **Resultados del estudio**

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	TRI: Tensión triaxial (P1+P2+P3)	-7.561e+03kgf/cm ² Nodo: 11089641	1.341e+04 kgf/cm ² Nodo: 99408

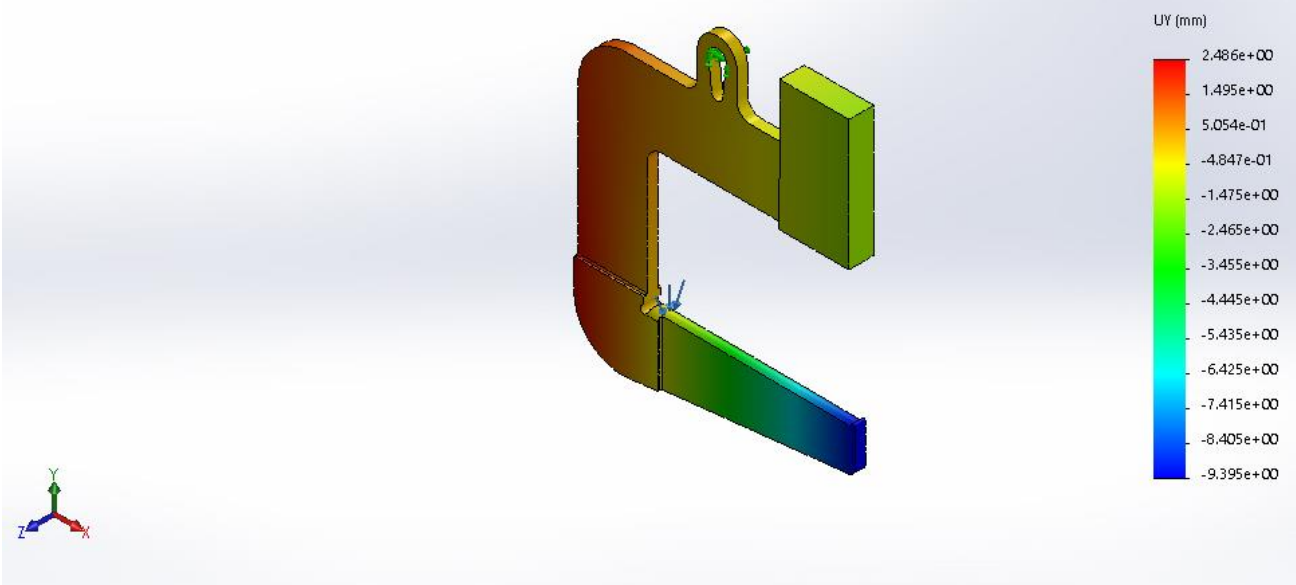
Nombre del modelo:Gancho C. Final
 Nombre de estudio:Análisis estático 2(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



Gancho C. Final-Análisis estático 2-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	UY: Desplazamiento de Y	-9.395e+00mm Nodo: 884	2.486e+00 mm Nodo: 115986

Nombre del modelo:Gancho C. Final
 Nombre de estudio:Análisis estático 3(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1



Gancho C. Final-Análisis estático 3-Desplazamientos-Desplazamientos1

- **Conclusión**

Según se determinó mediante medios analíticos y por elementos finitos, el gancho C verifica a la carga a la cual va a estar soportada.

El método de elementos finito realizado en el programa de simulación es un complemento al método analítico utilizado al principio de esta sección, dando resultados satisfactorios.

MANUAL DE MONTAJE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

1. INTRODUCCIÓN

Los presentes manuales de montaje, operación y mantenimiento tienen como principal objetivo servir de guía para el correcto armado del puente grúa, así como dar información sobre la forma correcta de uso y de mantenimiento del mismo.

La información contenida en este documento es aplicable al puente grúa (Completar con modelo de puente grúa), cuyas características principales de diseño se muestran en la tabla 1.

Datos del Proyecto	
Carga (Q)	40Tn
Luz del Puente (L)	20m
Altura de Izaje (H)	27m
Velocidad de Elevación (Ve)	12m/min
Velocidad del Carro (Vc)	30m/min
Velocidad del Puente (Vp)	70m/min
Grupo ó clase: DIN II - 5m / FEM - M8 / CMAA - F	

* Clase F (servicio severo continuo). Este tipo de servicio requiere de una grúa capaz de manejar cargas de aproximadamente la capacidad nominal continuamente y bajo condiciones de servicio severas a lo largo de toda su vida útil. Sus aplicaciones pueden incluir, grúas especialmente diseñadas según requisitos del cliente para realizar tareas de trabajo crítico que afectan la producción total de la instalación. Estas grúas deben proveer la más alta confiabilidad con atención especial a facilitar las características de mantenimiento.



Foto render

Cabe destacar que la validez de la garantía quedará sujeta a que el puente haya sido montado, operado y mantenido según los lineamientos expuestos en el presente documento, y siempre y cuando no se realice alguna modificación importante sin previo aviso y autorización del fabricante.

2. MANUAL DE MONTAJE

2.1. OBJETIVO

Indicar la forma correcta de la operación de montaje del puente grúa en el interior y exterior de la nave industrial.

2.2. ALCANCE

El presente documento incluye los principales lineamientos para el correcto montaje del puente grúa.

Quedan excluidos los aspectos referentes a la cimentación, suportación, columnas, etc., necesarias para la colocación de los rieles de traslación del puente. Dicho punto estará a cargo del cliente.

2.3. CONSIDERACIONES PREVIAS AL MONTAJE DEL PUENTE GRÚA

- El cliente deberá asegurar que el suelo del lugar de emplazamiento del puente grúa cuente con la resistencia suficiente para soportar transporte pesado, necesario para la instalación del equipo.
- Se requiere de un nivelado adecuado del suelo y de un lugar con las dimensiones suficientes que permitan realizar el montaje del puente grúa.
- Antes de proceder al montaje del puente grúa se deberá verificar que la distancia entre los rieles de traslación del puente sea la adecuada, así como verificar que las desalineaciones de los rieles se encuentren entre los valores admisibles.
- El cliente deberá disponer de un cuadro de distribución eléctrica con los siguientes elementos: interruptor de corte de carga, interruptor diferencial, interruptor automático (todos acordes a la potencia instalada de la grúa) y deberá contar también con un adecuado sistema de puesta a tierra.
- El sistema de alimentación eléctrica provisto por el cliente deberá satisfacer lo expuesto en el plano eléctrico, y deberá contar con la protección adecuada para la aplicación. El margen de voltaje no deberá excederse en 5% del valor nominal necesario para el puente.

2.4. PROCEDIMIENTO DE MONTAJE

- a. Realizar el armado de las vigas testeras (no colocando aún el motoreductor de traslación del puente)
- b. Realizar la sujeción de las vigas principales a las vigas testeras.
- c. Sujetar de manera adecuada la viga principal y proceder a su elevación hasta superar la altura de los rieles de traslación del puente. Luego colocarla sobre los rieles de traslación, realizando la correcta alineación de las vigas testeras.
- d. Izar la otra viga principal y proceder de igual manera que lo indicado en el punto “c”.
- e. Alinear de manera correcta las vigas principales con las vigas testeras y realizar la fijación definitiva de las mismas mediante la viga de unión.
- f. Armar el carro del puente grúa (no incluyendo el gancho, la polea y el cable)
- g. Izar el carro armado y colocarlo sobre los rieles de las vigas principales, cuidando la correcta colocación del mismo
- h. Colocar el gancho, las poleas y el cable
- i. Colocar el “Gancho C” diseñado para el uso de la nave industrial específico para este proyecto.
- j. Realizar la acometida eléctrica



Fotos de ejemplo de cómo debe realizarse el montaje de manera correcta.

2.5. PUESTA EN MARCHA

Antes de utilizar el puente grúa con carga se deberá comprobar que la instalación eléctrica se encuentre en perfecto estado y verificar todos los movimientos del puente grúa sin carga.



2.5.1. ENSAYO DINÁMICO

Este ensayo se realiza con una carga igual al 120% de la carga nominal. Se deberán realizar todos los movimientos de forma sucesiva y lenta.

2.5.2. ENSAYO ESTÁTICO

La carga de prueba será igual a 140% de la carga nominal. Consiste en levantar la carga nominal a 100 - 200 mm desde el nivel del suelo y progresivamente ir agregando carga hasta llegar al valor de prueba, la carga debe permanecer por lo menos 10 minutos suspendida.

Una vez la carga removida verificar que la flecha no excede el valor admisible.

2.5.3. ENSAYO DE MOVIMIENTOS INTENSIVOS

Consiste en transportar la carga nominal usando todos los movimientos del puente grúa en forma intensiva, durante una hora (como mínimo). Permite comprobar el correcto funcionamiento de los fines de carrera, de los frenos de los motores y todos los dispositivos de seguridad. La velocidad de los diversos mecanismos debe ser medida una vez superado el periodo de aceleración y en ningún caso debe exceder en 10% del valor nominal.

El calentamiento de los motores y frenos debe ser verificado en una atmósfera de por lo menos 40°C y no más de 75°C. Se debe comprobar que el consumo de los motores no excede en 10% de la corriente nominal que figura en sus chapas características.

3. MANUAL DE OPERACIÓN

3.1. OBJETIVO

Orientar al cliente y especialmente al personal que tendrá a cargo el manejo del puente grúa sobre la forma adecuada de operación del mismo.

3.2. ALCANCE

Este manual incluye los aspectos principales que se deben tener en cuenta para la operación adecuada del puente grúa. No constituye un manual de entrenamiento del personal encargado de manejo del equipo, sino que permite que el personal calificado conozca los requerimientos operativos esperados en el manejo del puente grúa.

3.3. CONSIDERACIONES PRINCIPALES DE LA OPERACIÓN DEL PUENTE GRÚA

- El puente grúa ha de ser utilizado únicamente para las tareas que fueron especificadas al realizar su solicitud al fabricante.
- El personal encargado del manejo del puente grúa deberá ser idóneo en el tema, poseer la capacitación adecuada y tener un claro conocimiento de las recomendaciones brindadas en este manual.

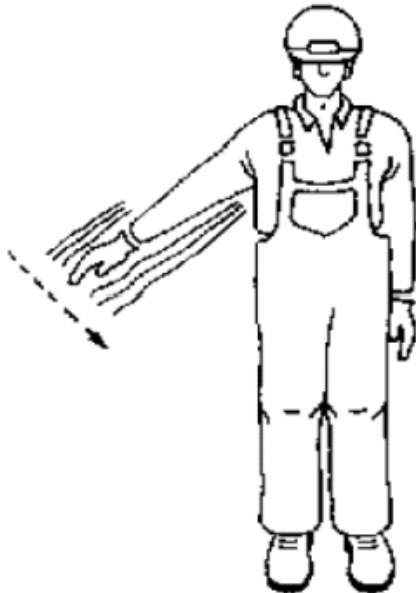
SEÑALES DE MANIOBRA

ATENCIÓN



SUBIR

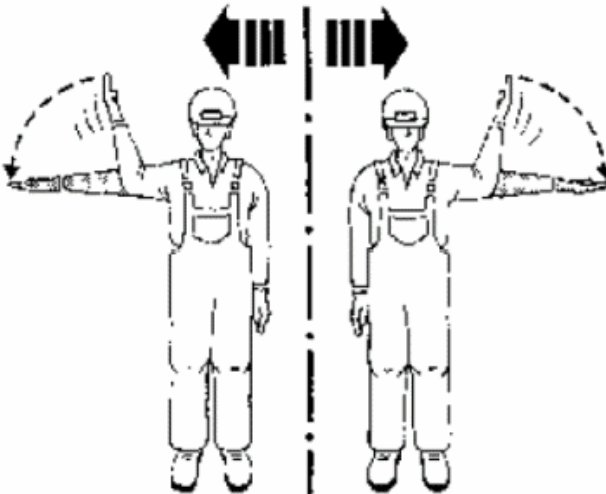
SUBIR LENTAMENTE



BAJAR

BAJAR LENTAMENTE

LENTO



DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL

**DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL
LENTO**

LENTO

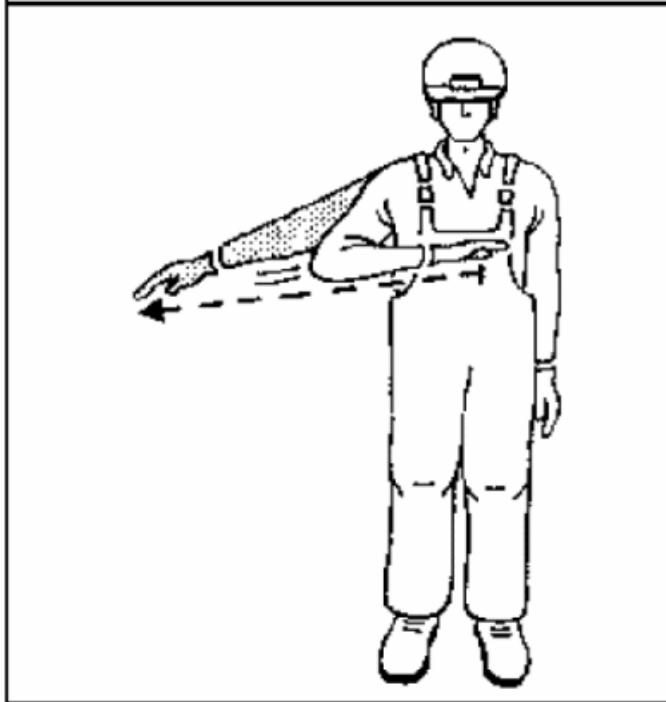
BRAZO
FIJO



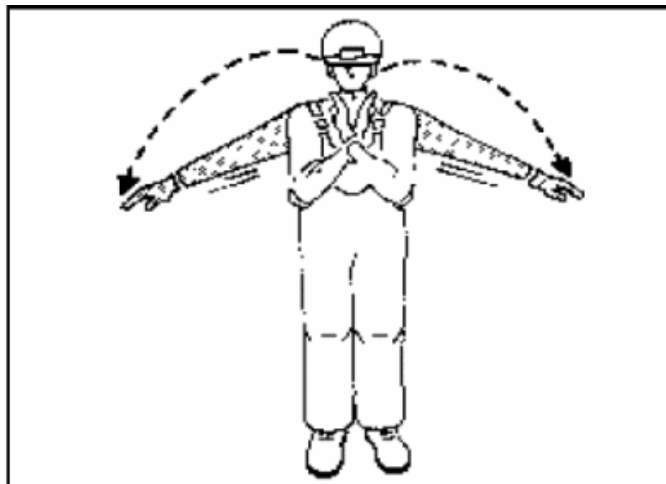
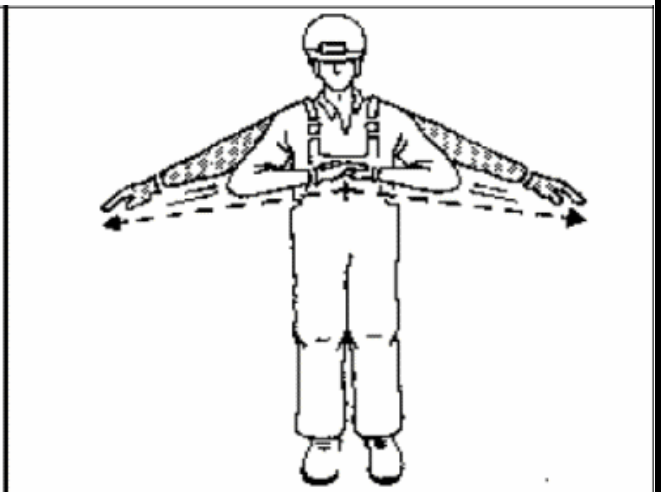
LENTO

BRAZO
FIJO





PARADA



FIN DE MANIOBRA

- Por ningún motivo se deberá realizar el izaje de cargas que superen en valor a la carga máxima admisible del puente.
- Antes de comenzar con la operación de la grúa se deberá verificar la ausencia de personas ajenas al establecimiento, o sin los elementos de protección adecuados. Se deberá verificar el funcionamiento correcto de los dispositivos de señalización y alarma, el funcionamiento de los frenos y los límites de carrera, que el aparejo se encuentra en la posición recomendada para la finalización del servicio y el funcionamiento correcto del sistema de izaje.
- Antes de conectar el interruptor de los aparatos de izar se verificará que los mandos se encuentran en punto muerto.
- Tanto la elevación como el descenso de la carga deberán realizarse de manera lenta y en sentido vertical.
- Una vez enganchada la carga se deberá efectuar una pequeña elevación para comprobar que la carga este adecuadamente sujeta y va a permanecer estable durante su transporte



- No perder de vista la situación y el movimiento de la carga.

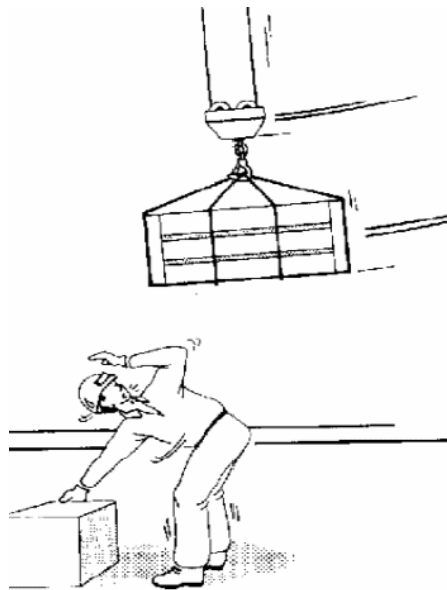


- En caso de problemas durante el movimiento de una carga, el operador debería activar inmediatamente el botón de emergencia.



- El operador debería evitar que durante el servicio los interruptores de límite de carrera y levantamiento sean activados. En caso de que hayan sido activados, para volver la grúa a condiciones operacionales, es necesario mandar el movimiento en dirección contraria a esto hasta que el interruptor de límite de carrera sea liberado.

- No se deberá transportar la carga por encima del personal



- No deberá dejarse el puente con cargas suspendidas
- Se deberá apoyar bien la carga antes de desengancharla.
- Se deberá evitar que los ganchos de las grúas apoyen sobre el suelo u otros objetos, para que el cable no pierda tensión.
- En caso de la carencia del voltaje de servicio el operador debería dejar todas las órdenes en la posición neutra.
- Nunca se efectuarán contramarchas, salvo en caso de emergencia.

4. MANUAL DE MANTENIMIENTO

4.1. OBJETIVO

El objetivo del presente manual de mantenimiento es exponer las principales tareas de mantenimiento requeridas para el puente grúa.

4.2. ALCANCE

Este manual incluye las principales inspecciones y tareas de mantenimiento a realizar, considerando la periodicidad de las mismas. No se incluyen recomendaciones de mantenimiento predictivo, quedando a voluntad del cliente su implementación.

4.3. Generalidades

El mantenimiento adecuado del puente grúa permitirá obtener la máxima disponibilidad, el adecuado funcionamiento y evitar problemas que lleven al deterioro del mismo.

Resulta fundamental que el personal encargado del mantenimiento posea la formación y entrenamiento necesario para la realización adecuada de las tareas. Es necesario también que se lleve un registro de las reparaciones realizadas en el puente. (Ver Tabla adjunta al final del manual)

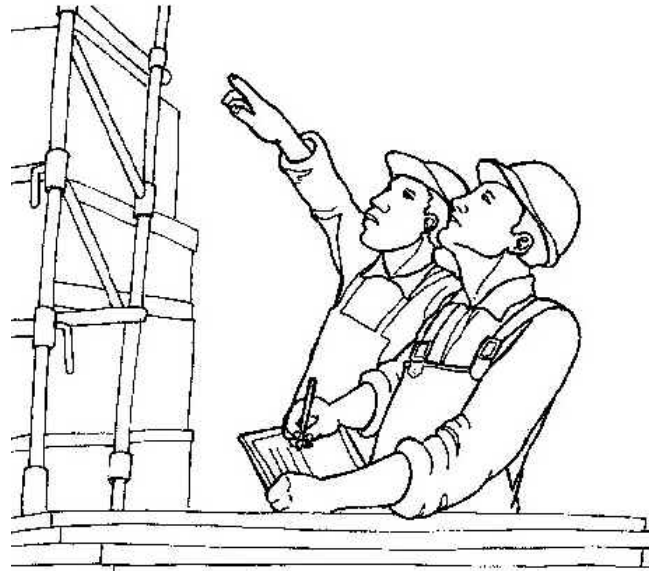
Las reparaciones que han de realizarse en el puente grúa, dentro del período de vigencia de la garantía, deberán ser llevadas a cabo por el fabricante del mismo.

Todas las tareas de mantenimiento deberán ser realizadas con el puente grúa parado, desenergizado y libre de cualquier carga suspendida. Se deberán colocar avisos en las mediaciones del lugar de trabajo y señalar los Swict de energización con la leyenda “NO TOCAR HOMBRES TRABAJANDO”.



Solo se emplearán piezas originales o admitidas específicamente y por escrito por el fabricante de la grúa. De no respetarse estos puntos la garantía será invalidada.

4.4. MANTENIMIENTO PERIÓDICO DEL PUENTE GRÚA



La norma de Seguridad e Higiene en el trabajo número 19587, en su decreto reglamentario 351, establece en líneas generales las inspecciones periódicas que deben ser realizadas a todo equipo de izaje, las mismas se exponen a continuación:

Inspecciones diarias[D]: verificación del estado de todos los elementos sometidos a esfuerzo. Estas inspecciones deben ser llevadas a cabo por el operador de la grúa.

Inspecciones Trimestrales[T]: Revisión general de todos los elementos de los aparatos para izar y a fondo de los cables, cadenas, fin de carrera, límites de izaje, poleas, frenos y controles eléctricos y de mando, del aparato (realizada por personal especializado).

Con respecto a los cables establece: deberán estar libres de nudos, torceduras permanentes y otros defectos. Inspeccionar diariamente el número de hilos rotos, se desechan los que tengan más del 10% de hilos rotos, contados a lo largo de dos tramos de cableado, separados entre sí por una distancia inferior a ocho veces su diámetro. Esta inspección es visual.

Ejemplos de condiciones inseguras de cables



El mantenimiento del puente grúa requiere de numerosas tareas, especialmente de inspección y prueba de funcionamiento de los equipos de seguridad. En la tabla 2 se listan las principales tareas requeridas para las distintas partes que constituyen el puente grúa.

Parte del puente	Tarea de mantenimiento	Periodicidad
Estructura del puente	Inspección para detectar corrosión o grietas (especialmente en uniones soldadas)	T-S-A
	Verificar apriete de tornillos y tuercas	M
	Inspección de los rieles (alineación, desgaste, fijación)	T
Testereros	Verificar apriete de tornillos y tuercas	
	Medir los niveles de aceite en los reductores de velocidad	M
	Inspección de las uniones soldadas	M
	Inspección de las ruedas	T
	Comprobar el funcionamiento de los frenos y los motores	M-T
	Comprobar la frenada simultanea de los grupos motrices	Q
	Verificar apriete de tornillos y tuercas	Q
Carro	Verificar funcionamiento de motores, frenos y reductores de velocidad	M
	Inspección de las ruedas (desgaste, grietas)	D
	Inspección de las uniones soldadas	M-T
	Medir los niveles de aceite en los reductores de velocidad	T
	Verificar estado del dentado de los engranajes	M
	Inspección del desgaste de las zapatas de los frenos	T
	Verificar la ausencia de pérdidas de aceite	M

Carro	Inspección de los paragolpes (estado de los topes y correcto anclaje)	M
	<p>Cable:</p> <ul style="list-style-type: none"> determinar la existencia de alambres cortados y cantidad determinar la existencia de aplastamiento determinar presencia de corrosión determinar existencia de alambres anidados y retorcidos realizar la limpieza de los cables realizar la lubricación en caso de ser necesario, realizar los cambios de los cables 	M
	<p>Pasteca:</p> <ul style="list-style-type: none"> Observar el giro de las poleas Comprobar el buen estado del gancho de carga Comprobar el dispositivo de seguridad Realizar la limpieza y engrase de las poleas Realizar el engrase de los rodamientos 	D-T
Gancho	<p>Poleas:</p> <ul style="list-style-type: none"> inspecciones para detectar corrosión, desgaste, etc. Inspección de la garganta (ver si está lisa) Comprobar giro libre 	Q-M-T
	<p>Tambor:</p> <ul style="list-style-type: none"> verificar ausencia de ruido o vibración anormal en los extremos de apoyo Verificar que el cable se encuentre correctamente arrollado sobre los canales 	

	<ul style="list-style-type: none"> Comprobar el correcto apriete del prensa cable Verificar la existencia de lubricación Verificar el ángulo de desviación lateral 	M-T
Eléctrico	Comprobar el estado en general de todos los aparatos de los armarios de aparellaje y sus puertas	M
	Comprobar el estado de las cajas de conexiones	M
	Comprobar el estado del aparellaje	M
	Comprobar el estado de las escobillas y colector en los motores si los lleva	M
	Comprobar los finales de carrera en la elevación, traslación carro y puente	T-S
	Inspección de los elementos móviles de alimentación eléctrica	M
	Revisar empalmes y sujeción de la línea de alimentación	M
	Comprobar la presión de los tomacorrientes	S
	Tablero: <ul style="list-style-type: none"> limpiar resistencias de frenado de movimientos de traslación de carro y de puente limpiar resistencias retóricas de motor de izaje 	T-S
	Radiomandos: <ul style="list-style-type: none"> Controlar el estado de las botoneras, manipuladores, indicadores luminosos, llaves de contacto. Realizar el reemplazo de ser necesario 	T

Controles	Reles térmicos	T
	Realizar la verificación del funcionamiento	
	Controlar colector de motores.	T
	Comprobar el contactor de accionamiento	T
	Verificar el desgaste de las zapatas	
	Lubricar	
	Frenos electromagnéticos	T

Periodicidad: D: Diario - Q: quincenal - M: mensual - T: Trimestral - S: semestral - A: anual

5. MANUAL DE MANTENIMIENTO

5.1. OBJETIVO

El objetivo del presente manual de mantenimiento es exponer las principales tareas de mantenimiento requeridas para el dispositivo de Izaje denominado “Gancho C”

5.2. ALCANCE

Este manual incluye las principales inspecciones y tareas de mantenimiento a realizar, considerando la periodicidad de las mismas. Este manual de mantenimiento esta basado en la norma ASME B.30.20 – 1999. “Below-the-hook Lifting Devices”.

5.3. Generalidades

El mantenimiento adecuado del permitirá obtener la máxima disponibilidad, el adecuado funcionamiento y evitar problemas que lleven al deterioro del mismo.

Resulta fundamental que el personal encargado del mantenimiento posea la formación y entrenamiento necesario para la realización adecuada de las tareas. Es necesario también que se lleve un registro de las reparaciones realizadas sobre el dispositivo. Ver Tabla adjunta al final del manual)

Las reparaciones que han de realizarse en el dispositivo, dentro del período de vigencia de la garantía, deberán ser llevadas a cabo por el fabricante del mismo, o por tercerizados autorizados y validados por el fabricante del dispositivo.

Todas las tareas de mantenimiento deberán realizar con el gancho fuera del equipo de izaje y señalizando que el mismo se encuentra en inspección o reparación.

El dispositivo no deberá levantar más de la carga para la cual fue diseñado, de ser así la garantía quedara invalidada.

5.4. MANTENIMIENTO PERIÓDICO DEL GANCHO

Como se detallo anteriormente este parte del manual de mantenimiento se tomó de la norma ASME B.30.20 – 1999.

- Como la norma indica que debemos realizar seguimiento periódico, según la siguiente tabla:

	Servicio Normal		Servicio pesado		Servicio Severo	
	Visual (Mensualmente)	Informar anualmente	Visual (Semanalmente o Mensualmente)	Informar Semestralmente	Visual (diaria o semanalmente)	Informar Trimestralmente
Deformación estructural, roturas o deterioro excesivo en cualquier parte de lal dispositivo	X		X		X	
Perdida o extravio de guardas, sujetadores, covertedores, paradas, placas identificadoras	X		X		X	
Toda funcion operacional y automatica, de sosten y mecanismos de alivio para medida de ajuste que interfiera con la operación	X		X		X	
Perdida de Pemos o sujetadores		X		X		X
Deterioro excesivo de enlaces y otras partes mecanicas		X		X		X
Deterioro excesivo del punto de enganche del elevador y horquilla de soporte de carga o pins		X		X		X

- En caso de encontrarse con demasiadas grietas se deberá realizar un ensayo del tipo NO DESTRUCTIVO, por una persona calificada, y se determinara cual es el grado rotura, y si debe salir o no se servicio.
- En caso de querer realizar otro tipo de controles, los cuales no están especificados en este manual puede dirigirse a la Norma detallada anteriormente o con el fabricante de dicho dispositivo

IN MICROCELLULAR STRUCTURE

HOW TO SELECT BUFFERS

The type of buffer should be selected on the following:

- 1): energy to be absorbed by the buffers;
- 2): maximum reaction force induced in the structures of the movable and fixed parts.

The following is to be considered:

Point 1

1.1 Distribution of the total mass between the bearings.

In case of overhead travelling cranes, two bearings are provided for each direction, as shown in fig. 1

P_1 = total weight;

P_2 = weight of the trolley and the overhung load (according to standards CNR-UNI 10021-73, FEM-Sez. I, DIN 15018, the load overhung on ropes should not be considered).

Part of weight concerning the bearings A:

$$P_A = \frac{P_1}{2} + P_2 \frac{L_2}{L_1} \quad \text{[tons]} \quad (1)$$

Part of the weight concerning the bearings B:

$$P_B = \frac{P_1}{2} + P_2 \frac{L_1 - L_2}{L_1} \quad \text{[tons]} \quad (2)$$

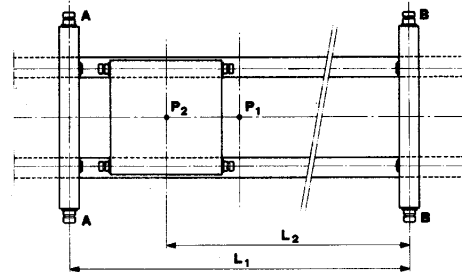


fig. 1

NOTE: The formulas mentioned above are also valid for cantilever cranes, where $L_2 \geq L_1$;

1.2 Induced energy at the bearings.

The kinetic energy:

$$E = \frac{1000 \cdot P \cdot v^2 \cdot 9,81}{2 \cdot 9,81 \cdot 3600 \cdot 10} = \frac{P \cdot v^2}{72} \quad \text{[daN-m]} \quad (3)$$

where: v = speed at impact (m/min)

P = weight in tons

Should the mass be stopped by one limit stop, the total energy created must be absorbed by the applied buffer.

In case of two masses m_1 and m_2 , with weights of P_1 and P_2 , approaching each others at a speed V_1 and V_2 , the impact energy can be determined by the relative speed between the two masses

$v_r = (v_1 + v_2)$ and the equivalent mass $m_e = (m_1 \cdot m_2 / (m_1 + m_2))$; referring to the weights it will be:

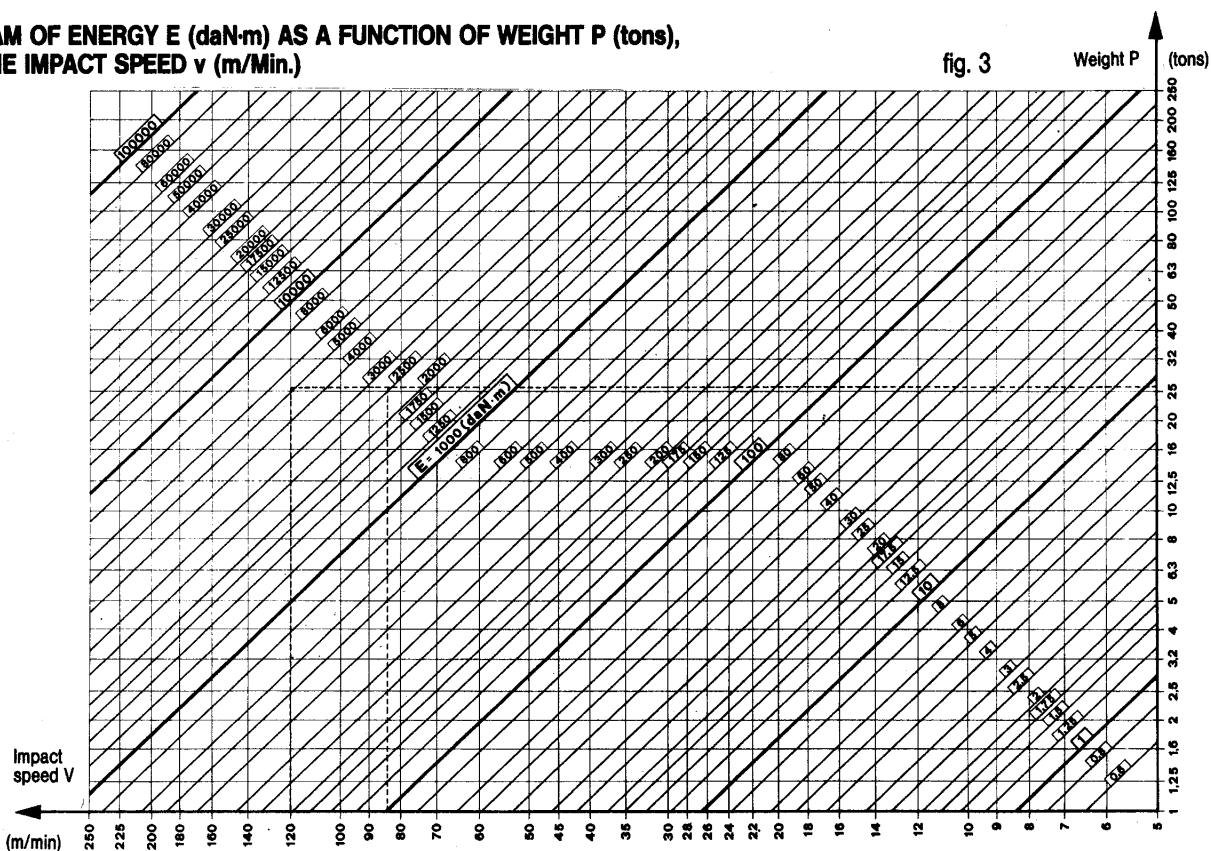
$$E = \frac{1000 \cdot P_1 \cdot P_2 \cdot 9,81}{9,81 \cdot (P_1 + P_2) \cdot 10} = \frac{(v_1 + v_2)^2}{2 \cdot 3600} = \frac{P_e \cdot v_r^2}{72} \quad \text{[daN-m]} \quad (4)$$

this energy should be absorbed by the buffers between the two masses.

Fig. 3, enables a quick determination of the kinetic energy induced at the bearing as a function of weight in tons, mass m (that is m_e) and the impact speed.

DIAGRAM OF ENERGY E (daN-m) AS A FUNCTION OF WEIGHT P (tons), AND THE IMPACT SPEED v (m/Min.)

fig. 3



IN MICROCELLULAR STRUCTURE

Point 2) Configuration of the buffer system.

The configuration of the system varies according to the energy that the relevant buffer system has to absorb at a specified bearing and of the maximum reaction force which can be applied to the structures. The system itself can be differently shaped.

It is possible to provide a buffer system consisting of one buffer only (fig. 2a) or two similar opposed buffers, of which one is on the moving part and one on the stationary part (fig. 2b).

In this case 50% of the energy will be absorbed by each buffer resulting in a lower final force. Knowing the energy to be absorbed and the impact speed, suitable speed can be selected by using figs. 4 and 5. Selecting the buffer according to CNR-UNI 10021-73 standards, the impact speed is equal to 70% of the operating speed. It is recommended that the buffer is selected on the basis of up to 50% deflection of its free length; this will result in:

- low final reaction force, in relation to the absorbed energy;
- ample reserve for further elastic absorption of energy.

Use of fig. 4:

Draw a horizontal line from the value of the deflection to the impact speed curve (interpolating at intermediate values); draw a vertical line from the intersection and extend it until it meets the curves of the buffers; draw a horizontal line from the calculated energy value until it crosses the drawn vertical line.

The curve immediately above this crossing point indicates the size of a suitable buffer.

Use of fig. 5:

Draw a horizontal line from the value of the deflection, until it crosses the impact speed curve (interpolating, at intermediate values); draw a vertical line from the intersection and extend it to cross the characteristic curve of the selected buffer; a horizontal line drawn from this point will intersect the vertical scale showing the final reaction force.

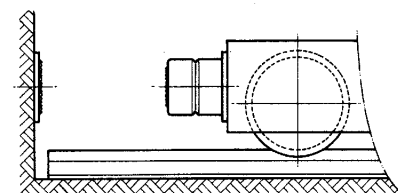


fig. 2a

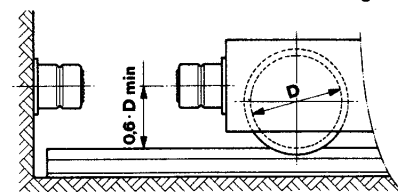


fig. 2b

CALCULATION EXAMPLE

Select the main buffers for on overhead travelling crane given the following data:

- weight of crane without trolley: $P_1 = 38$ tons
- weight of trolley: $P_2 = 7,1$ tons
- rail centres: $L_1 = 28$ m
- position of the fully displaced trolley: $L_2 = 26$ m
- speed of the overhead travelling crane: $v = 120$ m/min
- load hanging on ropes (uninfluential)
- crane stops against one limit stop

The selection is based on the following remarks:

- the load hanging on ropes can be neglected as stated by standards CNR-UNI 10021-73: FEM Sez. I; DIN 15018;
- the impact speed is considered to be equal to $0,7 \cdot v$ (based upon the above mentioned standards);
- in order to have a low final impact force and an energy absorption reserve with maximum reaction force still contained, assume a deflection of the buffer of 50% of the free length;
- the selection should be based on the worst condition; hence considering bearing "A" in this case.

Referring to fig. 1 and formula (1) the calculation is:

$$P_A = \frac{38}{2} + 7,1 \cdot \frac{26}{28} = 25,59 \text{ tons; the impact speed is: } v = 0,7 \cdot 120 = 84 \text{ m/min.}$$

The energy value "E" that the buffer has to absorb can be established by using fig. 3 based on the above values. Fig. 3 shows a value slightly above 2500 daN·m (rounded off to 2600).

Using fig. 4 a buffer size 400/400 is selected. Following onto fig. 5, the diagram will show that applying a 400/400 buffer the maximum reaction force is about 25 tons.

Should the overhead travelling crane accidentally collide at 120 m/min, the impact energy will be about 5200 daN·m. The 400/400 buffer can still absorb all the energy causing a deflection of about 64% of the free length. The maximum final force will be 42 tons.

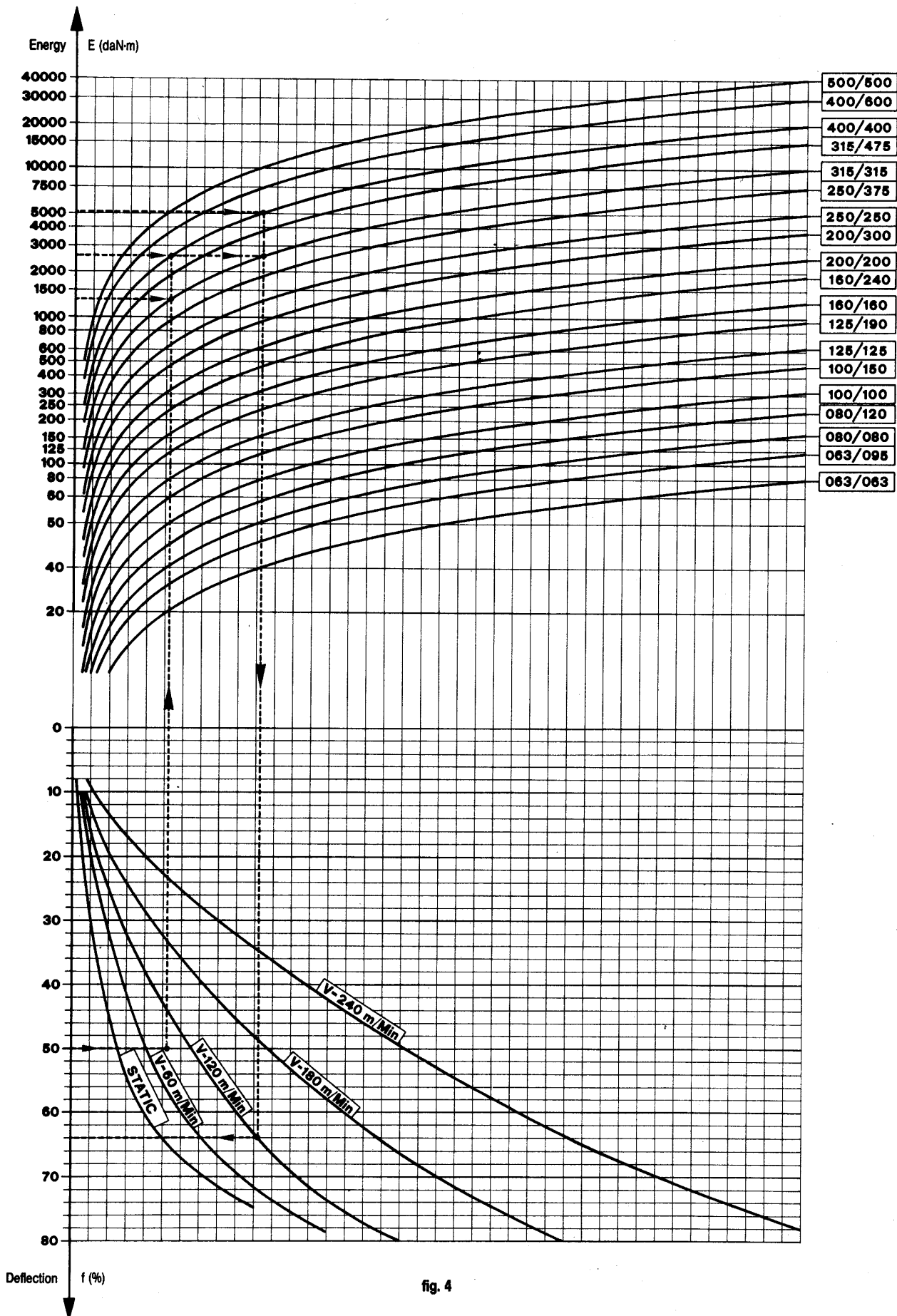
The final force that is imposed on the supporting structure can be further reduced by using two opposing buffers as shown in fig.2b. This, however, will decrease the free travelling distance of the crane.

Each buffer has to absorb 1300 daN·m energy, therefore, with 50% deflection and at an impact speed of 84 m/min, fig. 4 shows two 315/315 buffers are suitable, fig. 5 gives a final force of 16 tons.

Should the collision speed reach 120 m/min the resulting impact energy will be 2600 daN·m for each buffer.

In this instance the deflection is 64% and the final force is 26 tons as shown in fig. 5. The cost difference between one 400/400 and two 315/315 buffers is negligible.

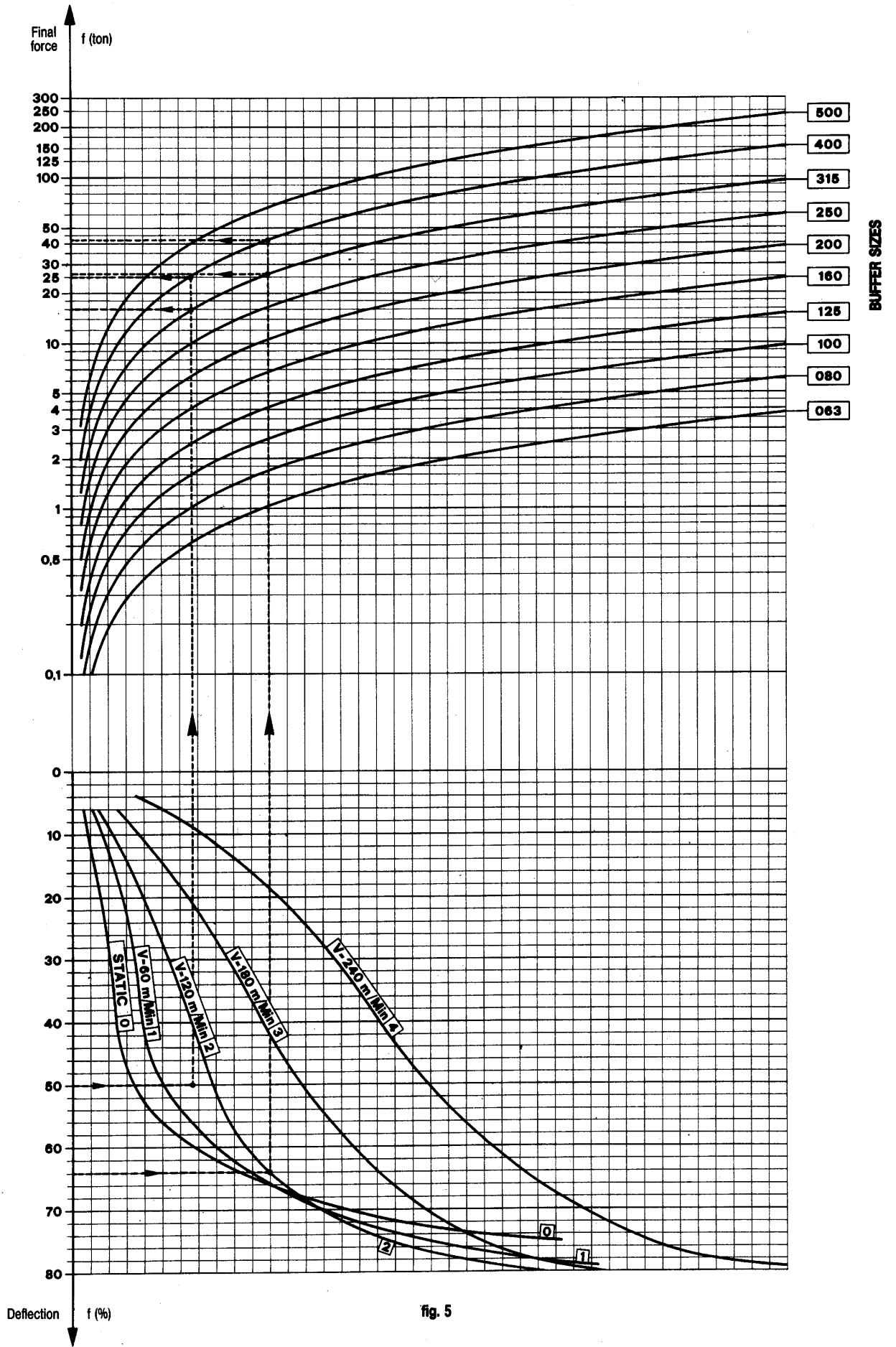
DIAGRAM TO ESTABLISH BUFFER SIZES



BUFFER SIZES

fig. 4

DIAGRAM TO ESTABLISH FINAL REACTION FORCE "F" (tons)



January 1993, with the right to bring any variation without notice

fig. 5

IN MICROCELLULAR STRUCTURE

DESCRIPTION OF THE MAIN FEATURES

The shock absorbing element of these buffers consists of an elastic body of polyurethane expanded resin with a microcellular structure of opened and closed cells.

This special structure makes the buffers capable of high performance as far as elasticity and energy absorption is concerned.

A special characteristic of these buffers is the differentiated reaction according to the impact speed: at a higher impact speed, with the same deflection, the reaction force and consequently the kinetic energy absorption capacity of the buffer increases, as shown in fig. 4.

The buffers are designed to allow the axial deflection to reduce the compressed length to 25% of the free length.

This reduction will increase the outside diameter by only 40%.

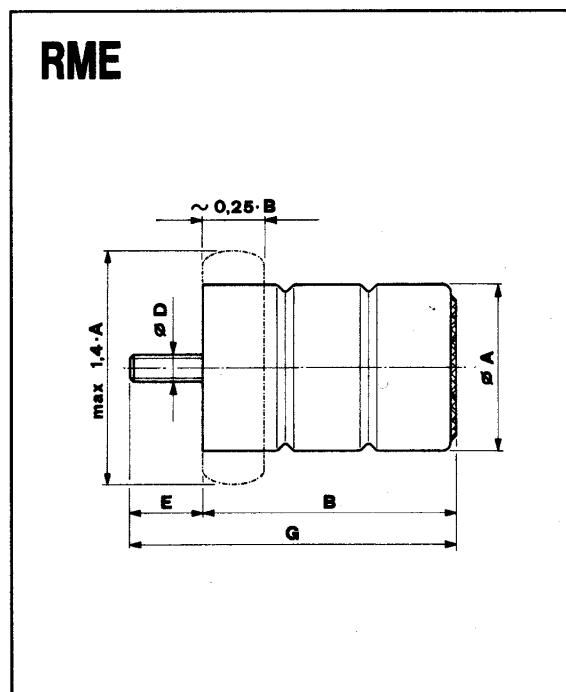
The "deflection load" curves show that under shock loading causing up to 50% deflection, the buffers reaction will be similar to metal springs. The system offers the optimum in mechanical energy absorption resulting in minimizing the final impact force imposed on the structure.

The material of the elastic element is anti-aging, with a good resistance to mechanical wear, oil, grease and gasoline; its structure is homogeneous and self-extinguishing.

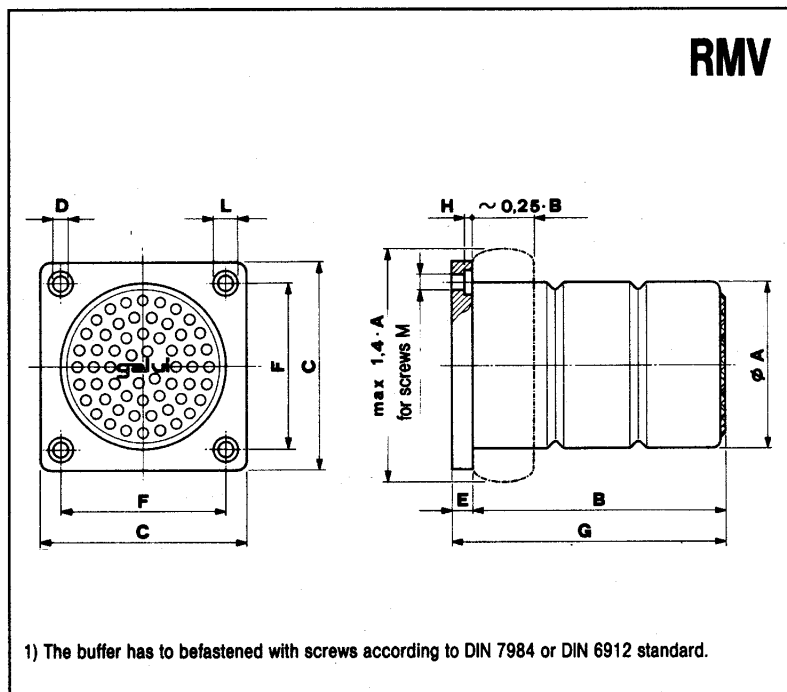
In each buffer a steel chain is encased and attached to the metallic support in order to avoid damage to people or property, in case of detachment because of radial impacts.

The working temperature is limited to a range of -30° to a $+80^{\circ}\text{C}$.

NOTE: The surface contacting to the buffer should be patteded.

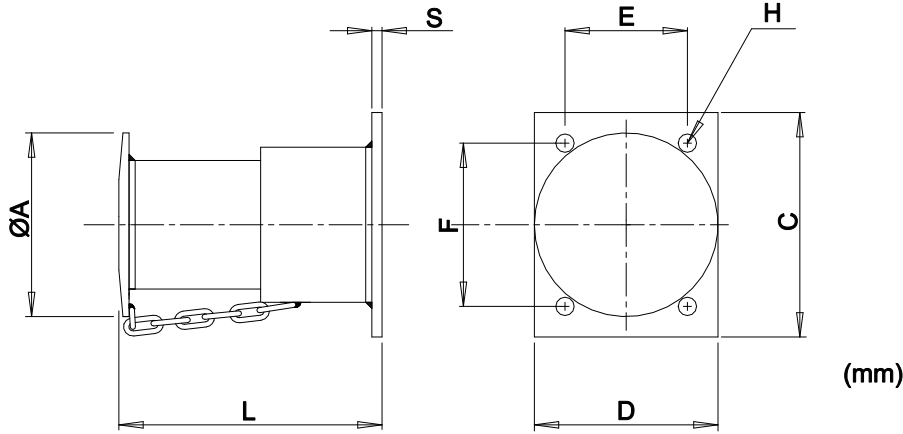


Type	ϕA	B	ϕD	E	G	Weight (kg)
RME.080.080	80	80	M12	35	115	0,350
RME.080.120	80	120	M12	35	155	0,455
RME.100.100	100	100	M12	35	135	0,600
RME.100.150	100	150	M12	35	185	0,800
RME.125.125	125	125	M12	35	160	1,065
RME.125.190	125	190	M12	35	225	1,380
RME.160.160	160	160	M12	40	200	2,620
RME.160.240	160	240	M12	40	280	3,490
RME.200.200	200	200	M12	40	240	4,510
RME.200.300	200	300	M12	40	340	6,160
RME.250.250	250	250	M24	80	330	9,240
RME.250.375	250	375	M24	80	455	12,390
RME.315.315	315	315	M24	80	395	17,190
RME.315.475	315	475	M24	80	555	23,540
RME.400.400	400	400	M30	80	480	34,780
RME.400.600	400	600	M30	80	680	48,580



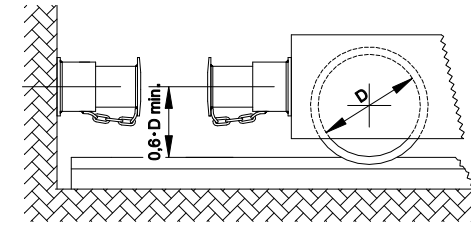
1) The buffer has to be fastened with screws according to DIN 7984 or DIN 6912 standard.

Type	ϕA	B	C	D	E	F	G	H	L	M ⁽¹⁾	Weight (kg)
RMV.063.063	63	63	80	9	8	63	71	—	—	M8	0,230
RMV.063.095	63	95	80	9	8	63	103	—	—	M8	0,275
RMV.080.080	80	80	100	11	10	80	90	—	—	M10	0,440
RMV.080.120	80	120	100	11	10	80	130	—	—	M10	0,545
RMV.100.100	100	100	125	11	10	100	110	—	—	M10	0,750
RMV.100.150	100	150	125	11	10	100	160	—	—	M10	0,950
RMV.125.125	125	125	160	14	12	125	137	5	20	M12	1,535
RMV.125.190	125	190	160	14	12	125	202	5	20	M12	1,850
RMV.160.160	160	160	200	14	12	160	172	5	20	M12	2,950
RMV.160.240	160	240	200	14	12	160	252	5	20	M12	3,820
RMV.200.200	200	200	250	18	15	200	215	6	26	M16	5,600
RMV.200.300	200	300	250	18	15	200	315	6	26	M16	7,250
RMV.250.250	250	250	315	18	15	250	265	6	26	M16	10,000
RMV.250.375	250	375	315	18	15	250	390	6	26	M16	13,150
RMV.315.315	315	315	400	18	15	315	330	6	26	M16	18,200
RMV.315.475	315	475	400	18	15	315	490	6	26	M16	24,550
RMV.400.400	400	400	500	22	20	400	420	7	33	M20	39,000
RMV.400.600	400	600	500	22	20	400	620	7	33	M20	52,280
RMV.500.500	500	500	630	26	20	500	520	8	39	M24	76,300



(•) Safety Chain Ø 3 mm
(••) Safety Chain Ø 4 mm

MODEL	load daN	energy daNm	stroke mm	A	L	S	C	D	E	F	H	Kg
MBS 0025 •	250	3,5	20	70	116	6	90	70	45	65	7	1,0
MBS 0050 •	500	7,0	25	90	129	6	110	90	60	80	9	1,7
MBS 0100 •	1000	16	25	120	141	6	130	115	85	105	11	3,5
MBS 0200 •	2000	44	50	160	223	8	170	150	110	130	13	7,4
MBS 0300 •	3000	72	50	170	233	8	200	175	130	160	15	9,3
MBS 0500 ••	5000	115	50	200	259	10	230	200	145	175	17	14,6
MBS 1000 ••	10000	440	75	260	352	10	310	260	210	260	19	30,2
MBS 1500 ••	15000	780	75	320	393	12	360	310	250	300	21	46,1

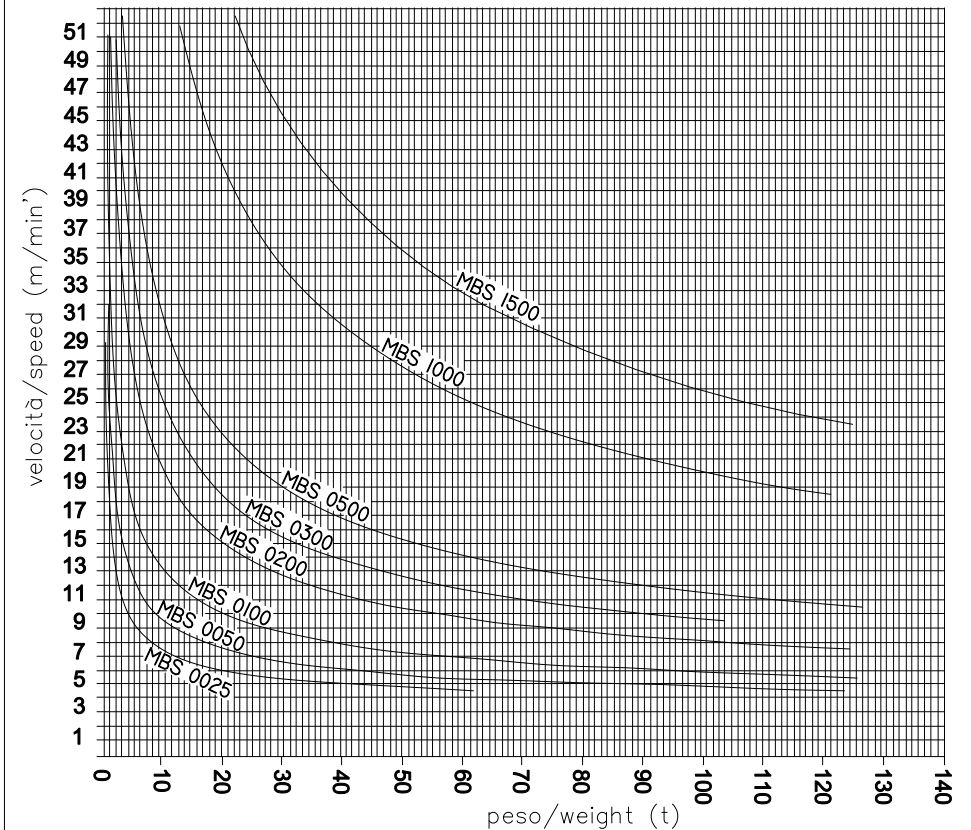


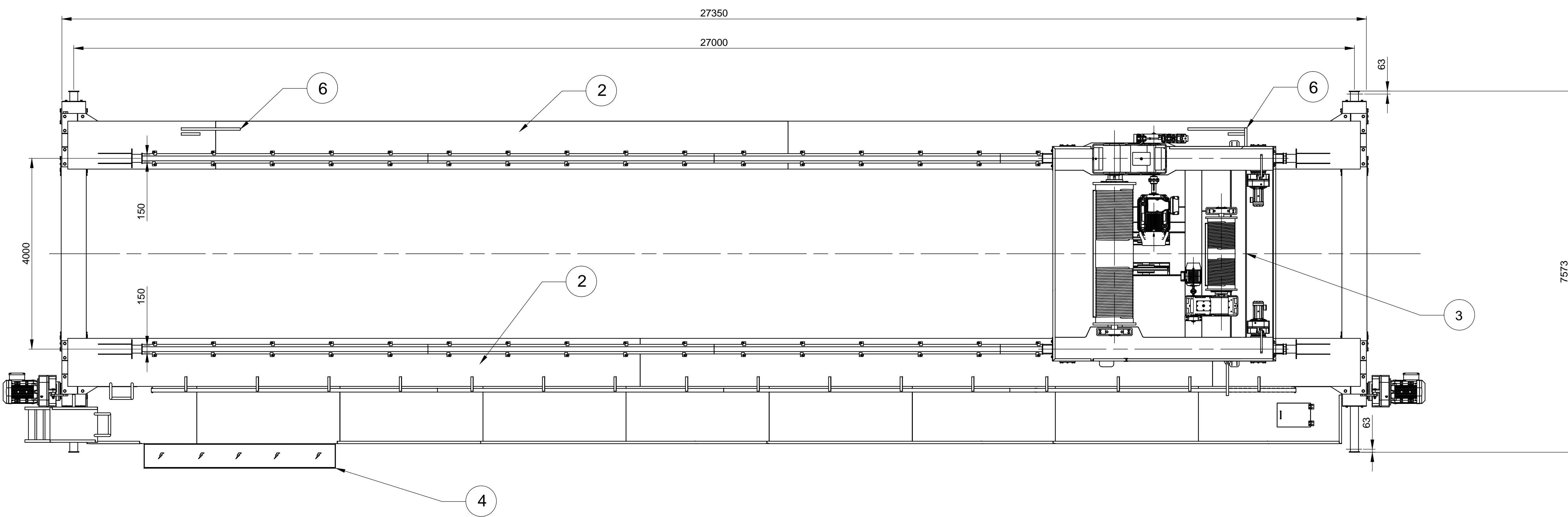
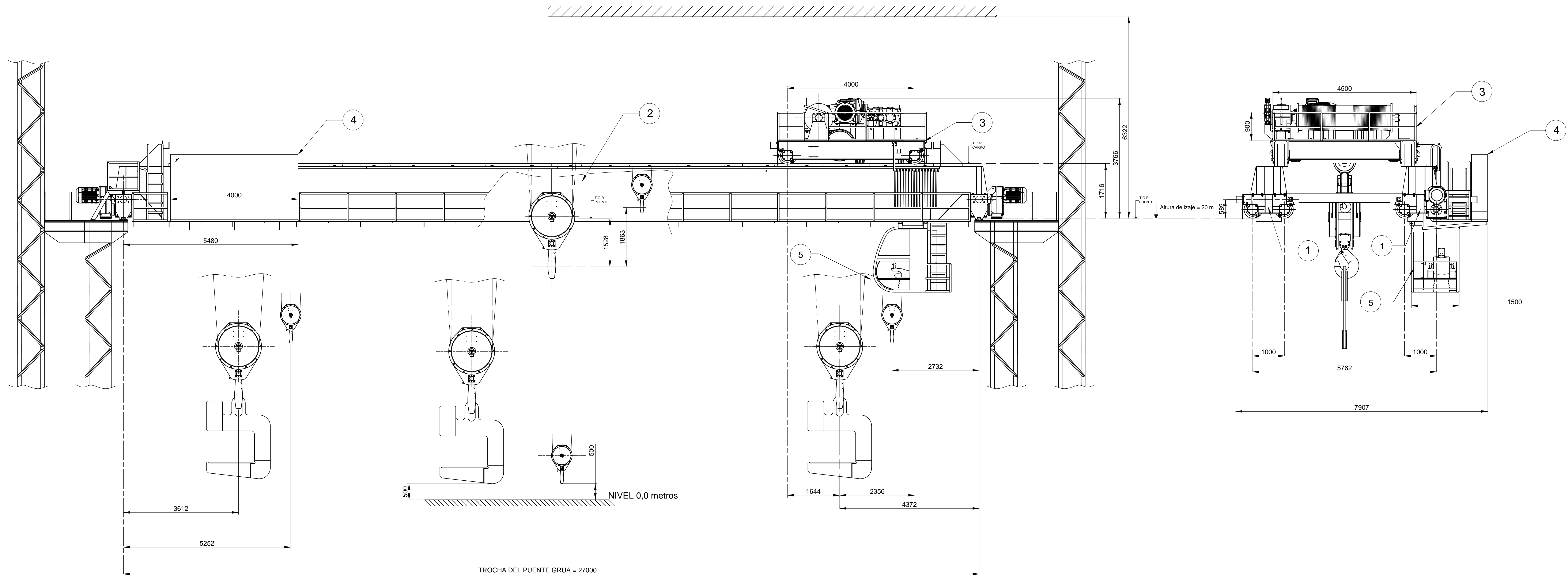
VERIFICARE CHE I RESPINGENTI SIANO MONTATI CON ASSE POSTO AD UNA ALTEZZA PARI O SUPERIORE A $0,6D$. (D= DIAMETRO RUOTA AL CONTATTO)
THE BUFFER MUST BE INSTALLED WITH ITS AXIS AT EQUAL HEIGHT OR GREATER THAN $0,6D$ (D= DIAMETER OF WHEEL CONTACT)

TRATTANDOSI DI ATTREZZATURA DESTINATA AD ESSERE INCORPORATA IN ALTRE MACCHINE, E' VIETATA LA MESSA IN SERVIZIO PRIMA DELLA DICHIARAZIONE DI CONFORMITA' TOTALE DELLA MACCHINA CUI E' INCORPORATA, SECONDO DISPOSIZIONI DELLA DIRETTIVA MACCHINE 2006-42-CE E SUCCESSIVE MODIFICHE
BEING THE EQUIPMENT DESTINED TO BE INCORPORATED TO OTHER MACHINES, START UP BEFORE TOTAL CONFORMITY DECLARATION OF THE MACHINE IT IS INCORPORATED IN, IS STRICTLY FORBIDDEN, IN ACCORDANCE WITH MACHINE DIRECTIVE 2006-42-CE AND FOLLOWING AMENDMENTS

INCROCIARE IL DATO DI VELOCITA' CON QUELLO DELLA MASSA D'URTO. SELEZIONARE LA CURVA DI ENERGIA POSTA SUL LATO SUPERIORE DEL PUNTO RISULTANTE

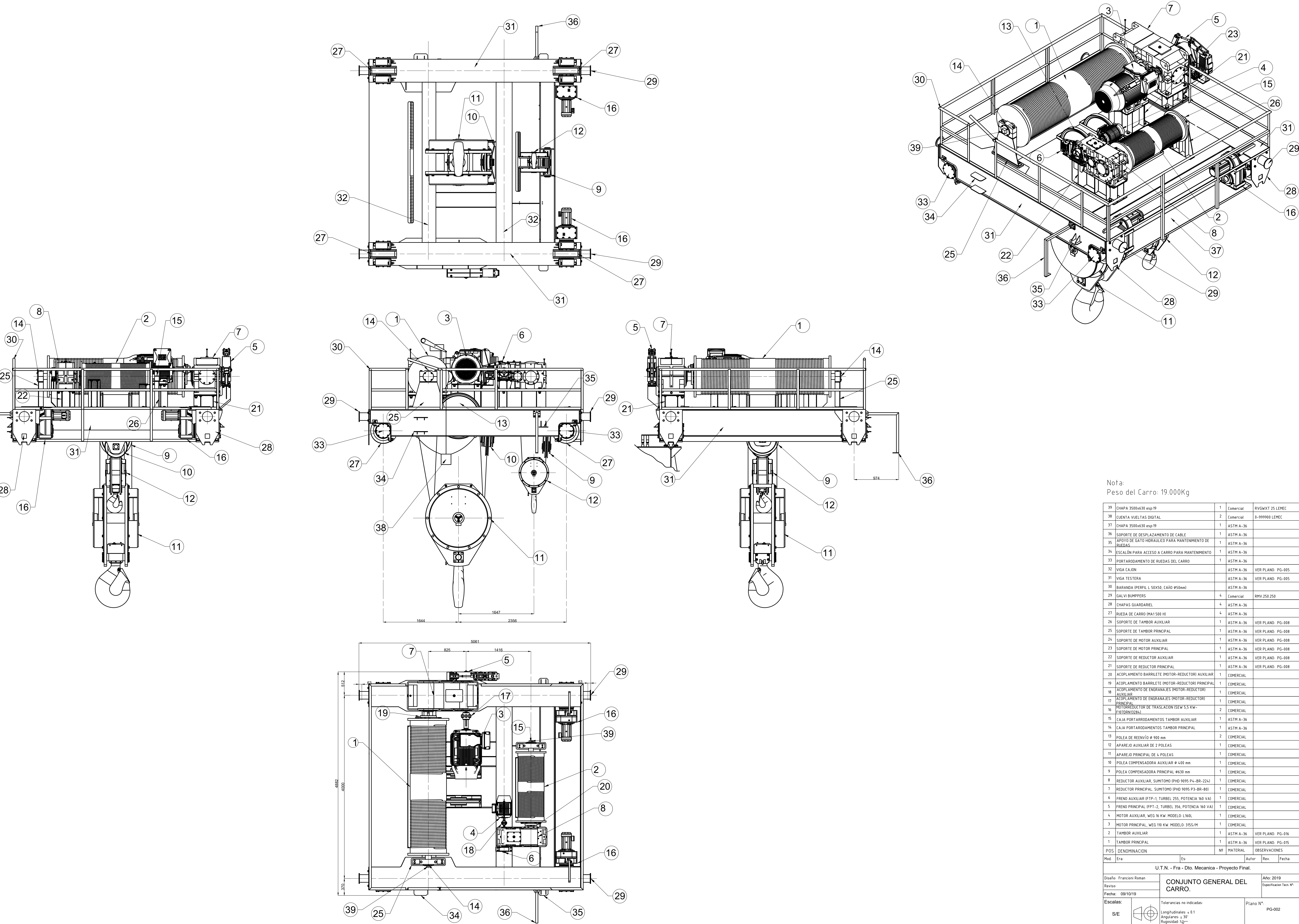
INTERSECT SPEED & MASS DETAILS ON THE DIAGRAM. CHOOSE THE BUFFER ON THE UPPER SIDE FROM RESULT POINT





DATOS GENERALES	
Capacidad	40 Tn
Capacidad auxiliar	10 Tn
Vel. Izaje Principal	12 m/min
Vel. Izaje Auxiliar	6 m/min
Vel. Traslacion del puente	70 m/min
Vel. Traslacion del carro	30 m/min
Altura de izaje	20 m
Peso del carro	19.000 Kg
Peso estructura del puente	13.000 Kg
Peso total	32.000 Kg
Normativa	CMAA 70
Clase	F

5	LIMITADOR DE CARRERA	2	-
5	CABINA	1	-
4	TABLERO ELECTRICO	1	PG-013-
3	CARRO	1	PG-002
2	VIGA PRINCIPAL	2	PG-003-
1	CONJUNTO BOGGIES	4	PG-009/010-
Pos	Denominacion	Cant	PLANO DE REFERENCIA
Mod.	Era	Es:	Autor Rev. Fecha
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.			
Diseño: Francioni Roman		A.E.J. M.B.F.J.	
Reviso:		Especificacion Tech. N°	
Fecha: 20/11/19		Conjunto general de puente grua de 40 Tn.	
Escala:		Plano N°:	
1:50	Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2	P.G - 001 -	



Nota:
Peso del Carro: 19.000Kg

Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	TIPO	REFERENCIA
39	CHAPA 350x630 esp.19	1	Comercial	RVGWXT 25 LEMEC
38	ELEMENTO VUELTA DIGITAL	2	Comercial	0-999900 LEMEC
37	CHAPA 350x630 esp.19	1	ASTM A-36	
36	SOPORTE DE DESPLAZAMIENTO DE CABLE	1	ASTM A-36	
35	APYO DE GATO HIDRAULICO PARA MANTENIMIENTO DE RUEDAS.	1	ASTM A-36	
34	ESCALÓN PARA ACCESO A CARRO PARA MANTENIMIENTO	1	ASTM A-36	
33	PORTARODAMIENTO DE RUEDAS DEL CARRO	1	ASTM A-36	
32	VIGA CAJON		ASTM A-36	VER PLANO PG-005
31	VIGA TESTERA		ASTM A-36	VER PLANO PG-005
30	BARANDA IPERFIL L 50X50, CARO #50mm		ASTM A-36	
29	GALVI BUMPERS	4	Comercial	RMV 250 250
28	CHAPAS GUARDARIEL	4	ASTM A-36	
27	RUEDA DE CARRO (Mx1 500 H)	4	ASTM A-36	
26	SOPORTE DE TAMBOR AUXILIAR	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-008
25	SOPORTE DE TAMBOR PRINCIPAL	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-008
24	SOPORTE DE MOTOR AUXILIAR	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-008
23	SOPORTE DE MOTOR PRINCIPAL	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-008
22	SOPORTE DE REDUCTOR AUXILIAR	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-008
21	SOPORTE DE REDUCTOR PRINCIPAL	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-008
20	ACOPPLAMIENTO BARRILETE (MOTOR-REDUCTOR) AUXILIAR	1	COMERCIAL	
19	ACOPPLAMIENTO BARRILETE (MOTOR-REDUCTOR) PRINCIPAL	1	COMERCIAL	
18	ACOPPLAMIENTO DE ENGRANAJES (MOTOR-REDUCTOR) AUXILIAR	1	COMERCIAL	
17	ACOPPLAMIENTO DE ENGRANAJES (MOTOR-REDUCTOR) PRINCIPAL	1	COMERCIAL	
16	MOTORREDUCTOR DE TRASLACION ISEW 5,5 KW (MOTOR1328)	2	COMERCIAL	
15	CAJA PORTARRODAMIENTOS TAMBOR AUXILIAR	1	ASTM A-36	
14	CAJA PORTARRODAMIENTOS TAMBOR PRINCIPAL	1	ASTM A-36	
13	POLEA DE REENVIO Ø 900 mm	2	COMERCIAL	
12	APAREJO AUXILIAR DE 2 POLEAS	1	COMERCIAL	
11	APAREJO PRINCIPAL DE 4 POLEAS	1	COMERCIAL	
10	POLEA COMPENSADORA AUXILIAR Ø 400 mm	1	COMERCIAL	
9	POLEA COMPENSADORA PRINCIPAL Ø 630 mm	1	COMERCIAL	
8	REDUCTOR AUXILIAR, SUMITOMO (PHD 9095 P4-BR-22)	1	COMERCIAL	
7	REDUCTOR PRINCIPAL, SUMITOMO (PHD 9095 P3-BR-80)	1	COMERCIAL	
6	FRENDO AUXILIAR (FPT-1, TURBEL 255, POTENCIA 160 VA)	1	COMERCIAL	
5	FRENDO PRINCIPAL (FPT-2, TURBEL 356, POTENCIA 160 VA)	1	COMERCIAL	
4	MOTOR AUXILIAR, WEG 16 KW, MODELO L160L	1	COMERCIAL	
3	MOTOR PRINCIPAL, WEG 110 KW, MODELO 3155/M	1	COMERCIAL	
2	TAMBOR AUXILIAR	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-016
1	TAMBOR PRINCIPAL	1	ASTM A-36	VER PLANO PG-015
POS	DENOMINACION	Nº	MATERIAL	OBSERVACIONES

Mod. Era: _____ Es: _____ Autor: _____ Rev: _____ Fecha: _____

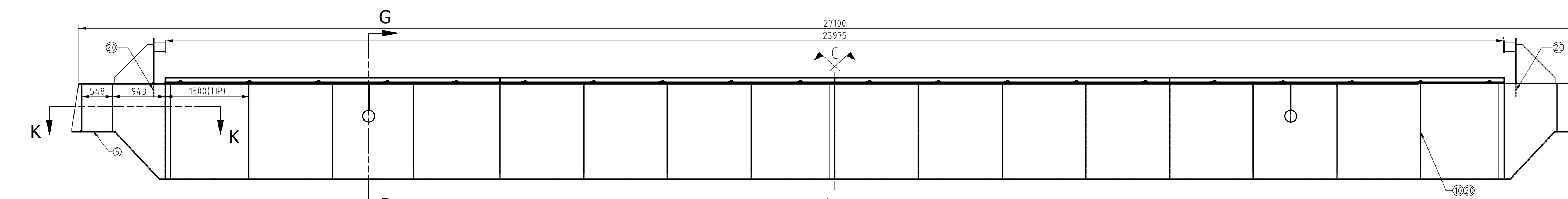
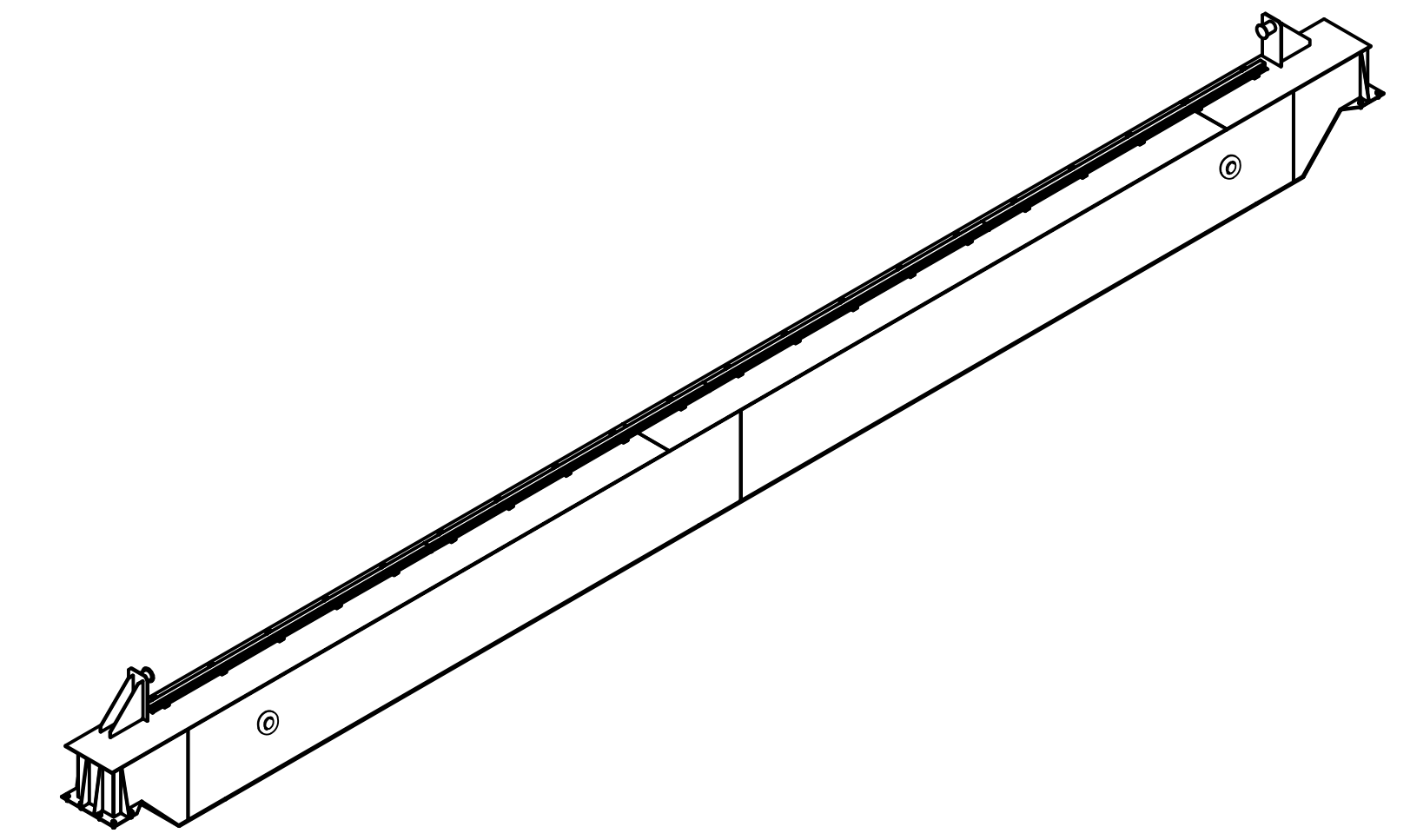
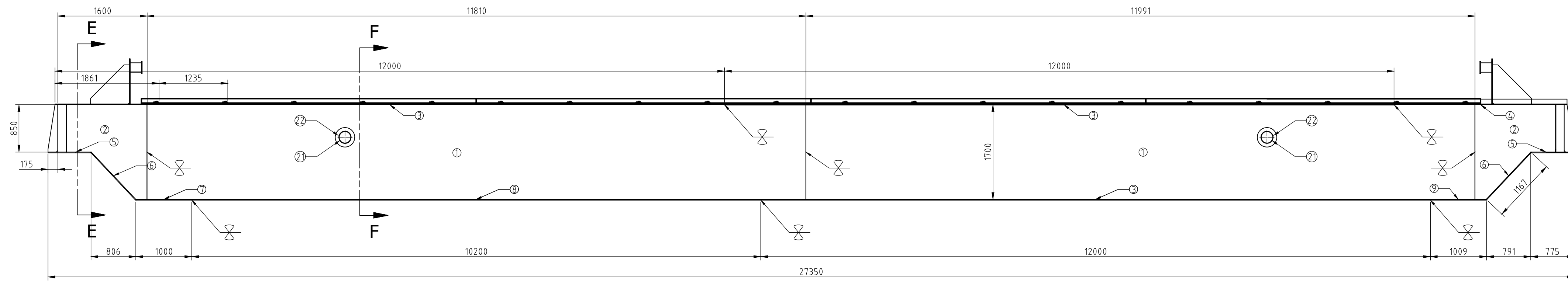
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.

Diseño: Francioni Roman
Revisión: _____
Fecha: 09/10/19

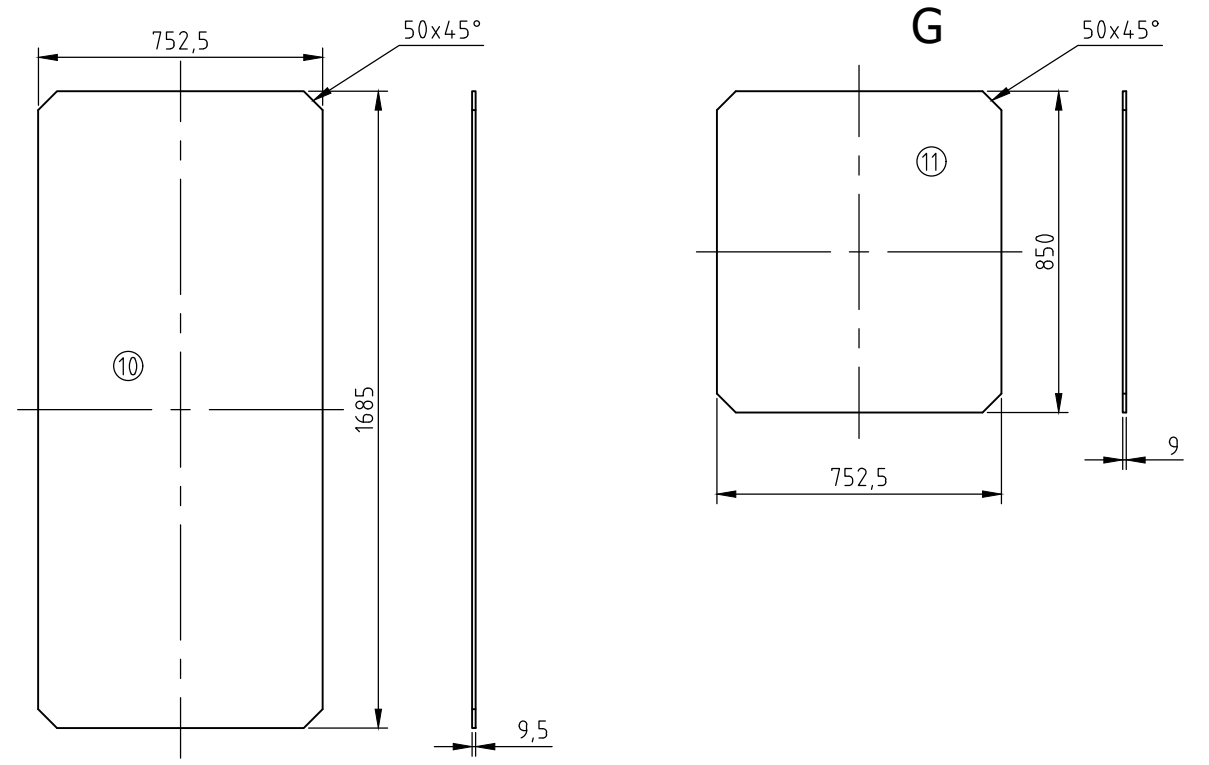
CONJUNTO GENERAL DEL CARRO.

Escalas: S/E Tolerancias no indicadas: Longitudinales ± 0.1 Angulares ± 30' Rugosidad 3.2

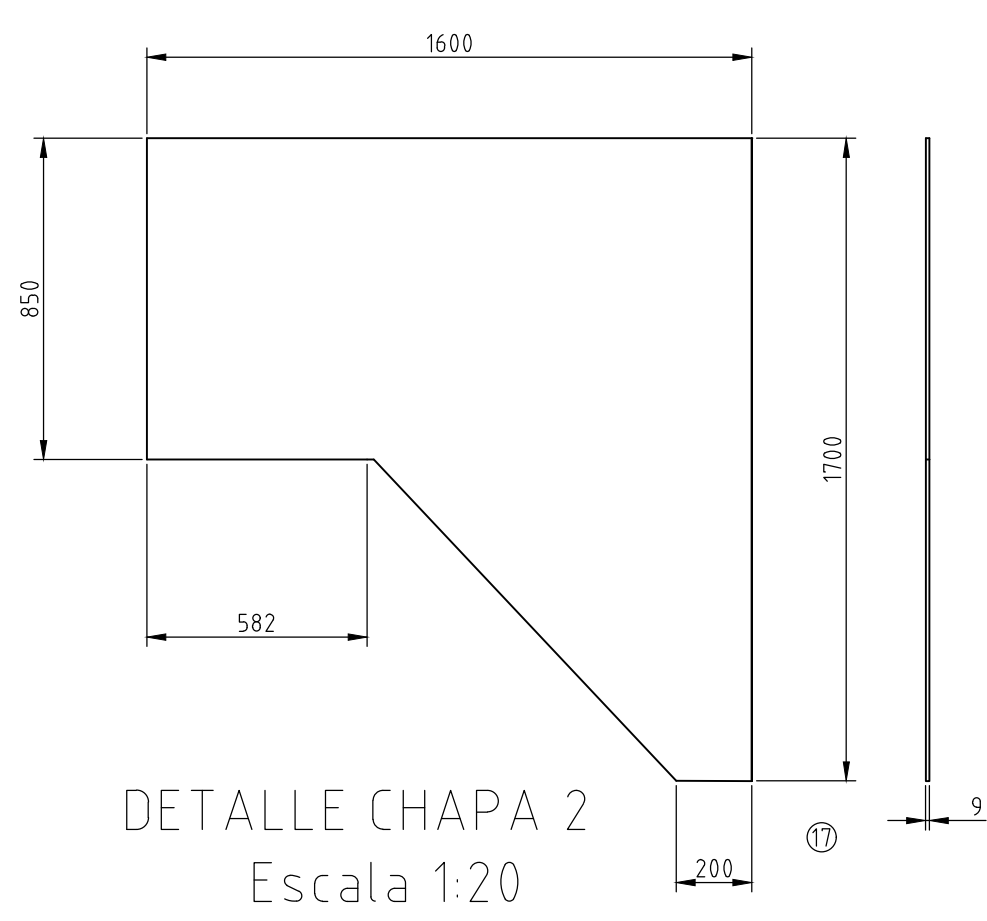
Plano Nº: PG-002



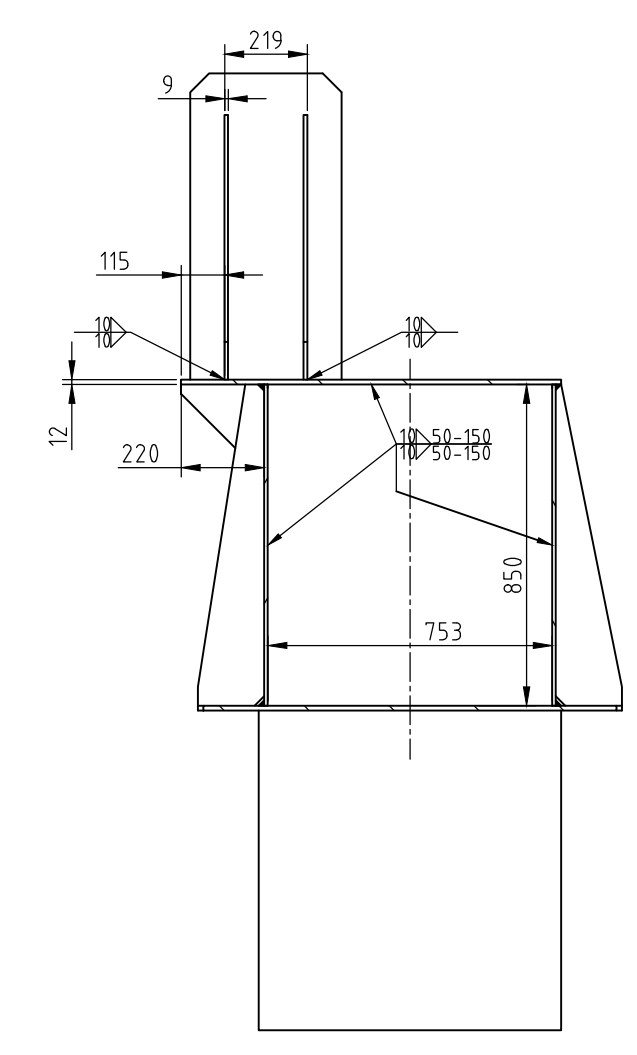
SECCIÓN D-D



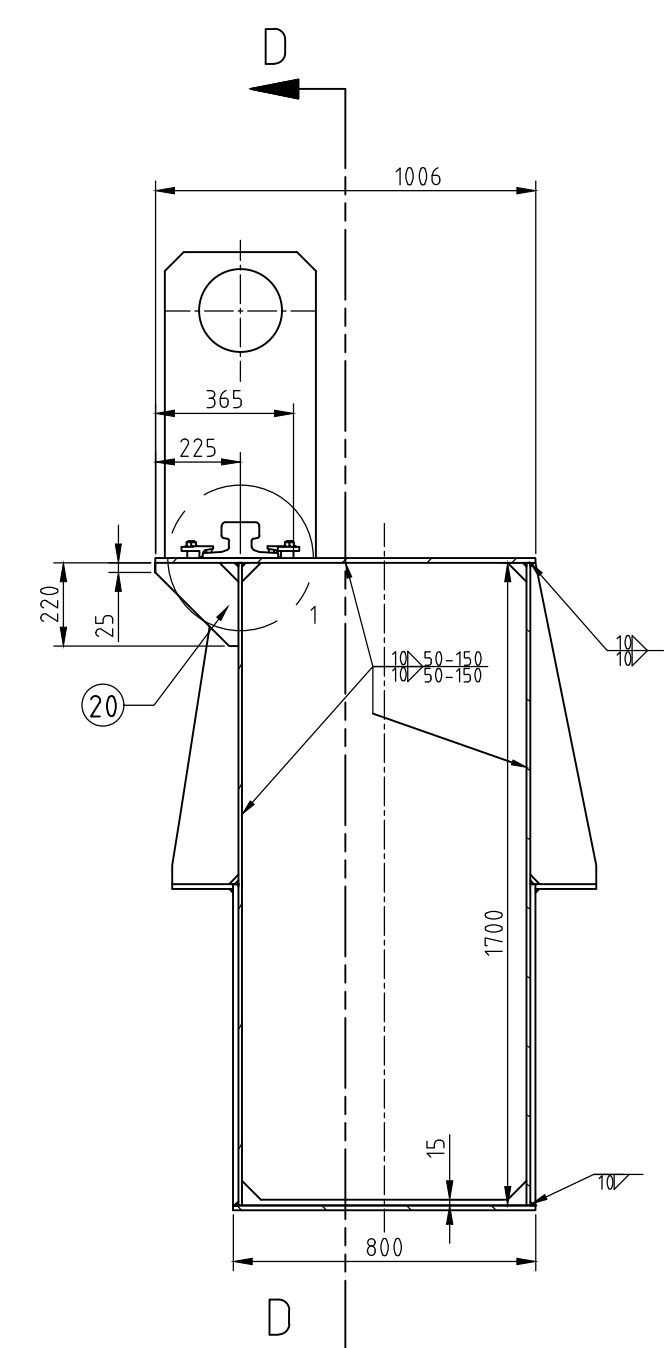
DETALLE DE DIAFRAGMAS
Escala 1:20



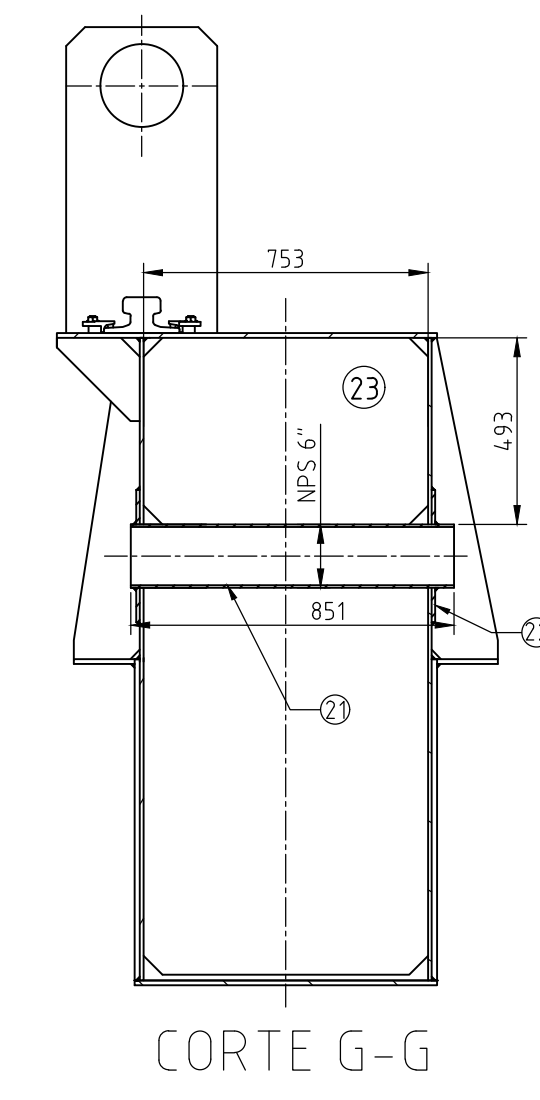
DETALLE CHAPA 2
Escala 1:20



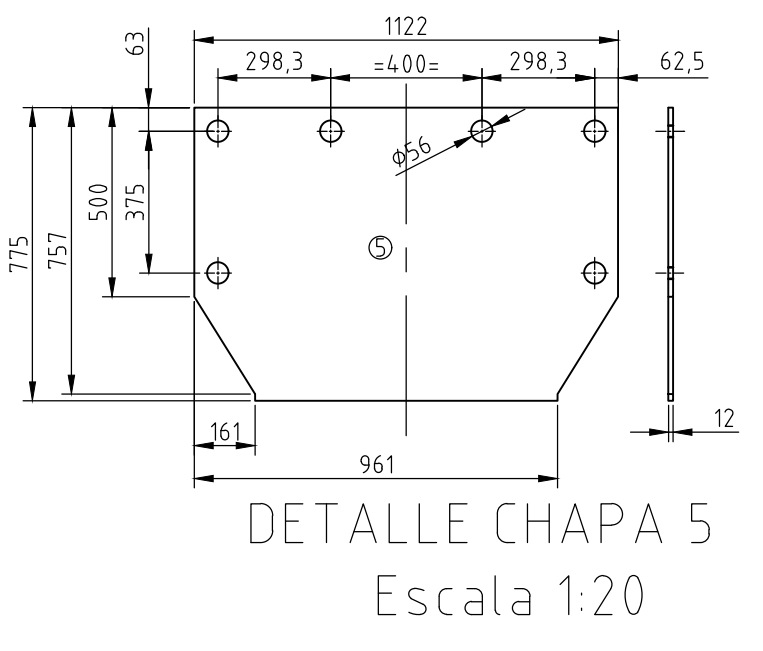
CORTE E-E



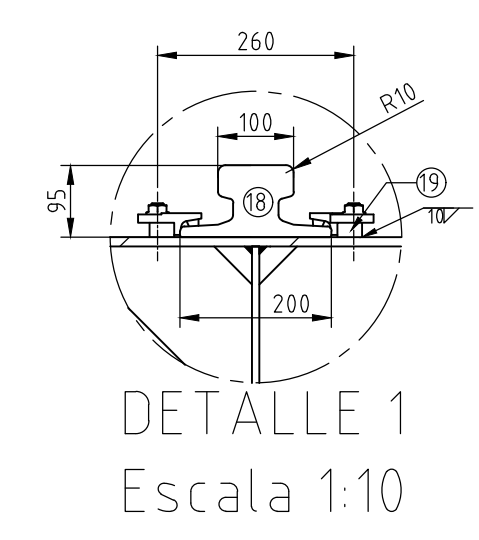
CORTE F-F
Escala 1:20



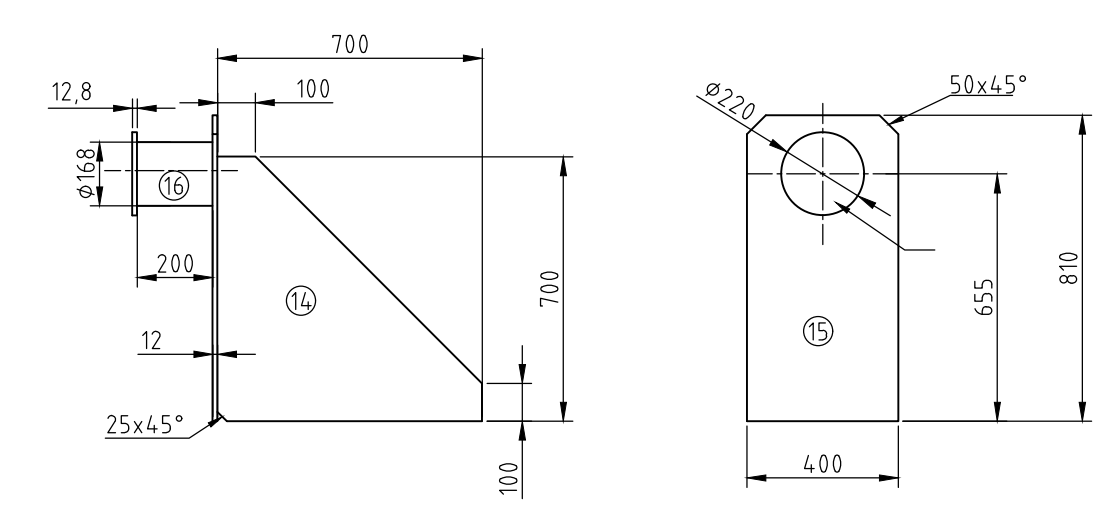
CORTE G-G



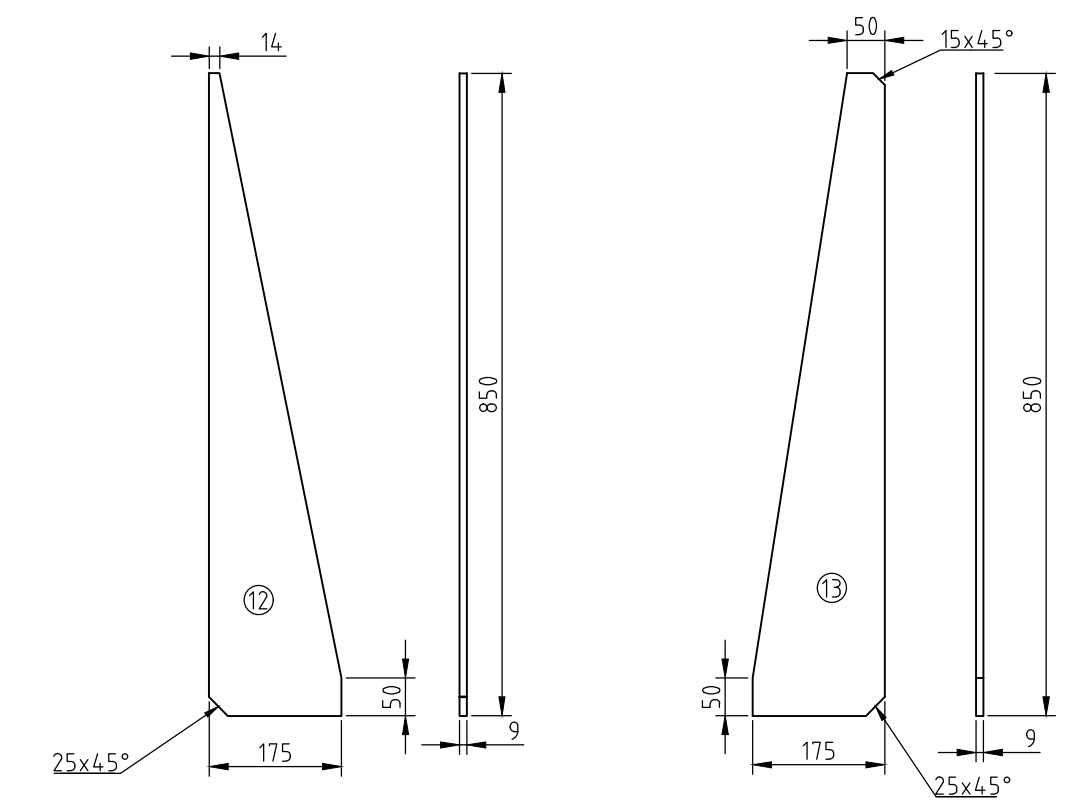
DETALLE CHAPA 5
Escala 1:20



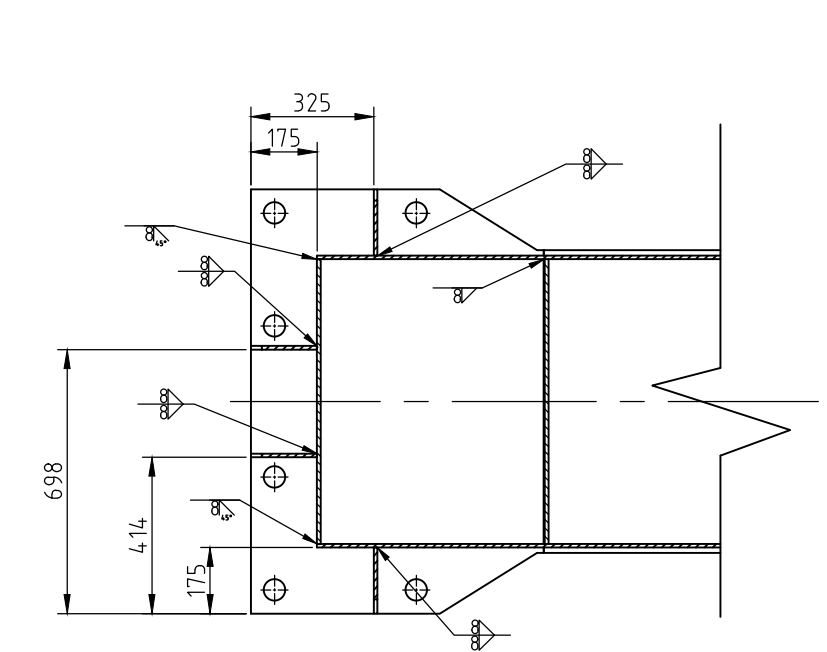
DETALLE 1
Escala 1:10



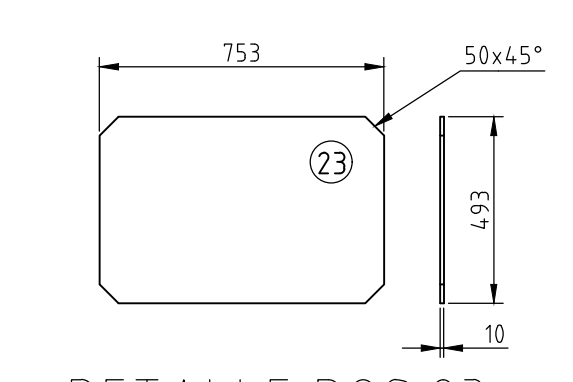
DETALLE DE PARAGOLPES
Escala 1:20



DETALLE A
Escala 1:10



CORTE K-K
Escala 1:20

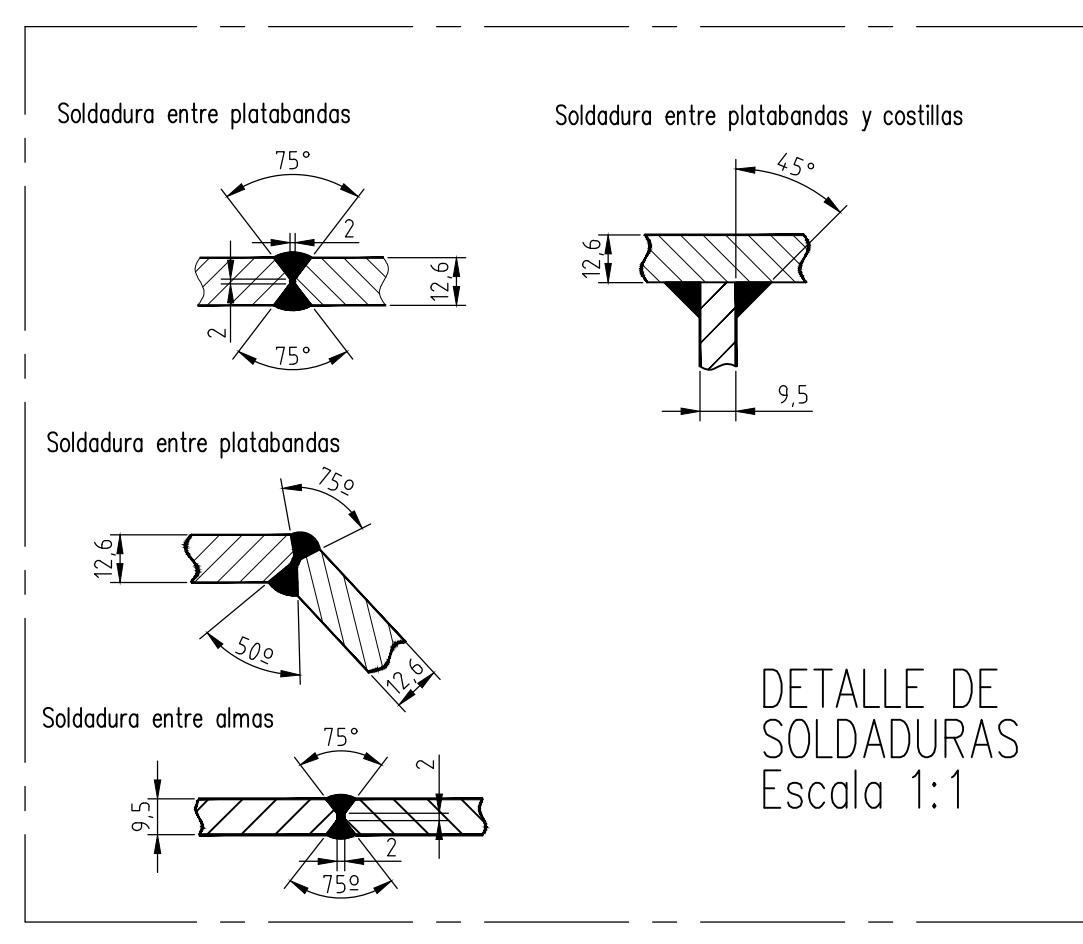


DETALLE POS.23
Escala 1:20

Terminación y pintura:
 1º Cantos vivos terminar con 3 x 45º
 2º Eliminar el óxido mediante cepillado enérgico o con electro-herramienta con cepillo de alambre.
 3º Aplicar 2 manos de antióxido al cromato de zinc aprobado por el IRAM.
 4º Terminar con 2 manos de esmalte sintético amarillo, con espesor mínimo de capa de 50 micrones.

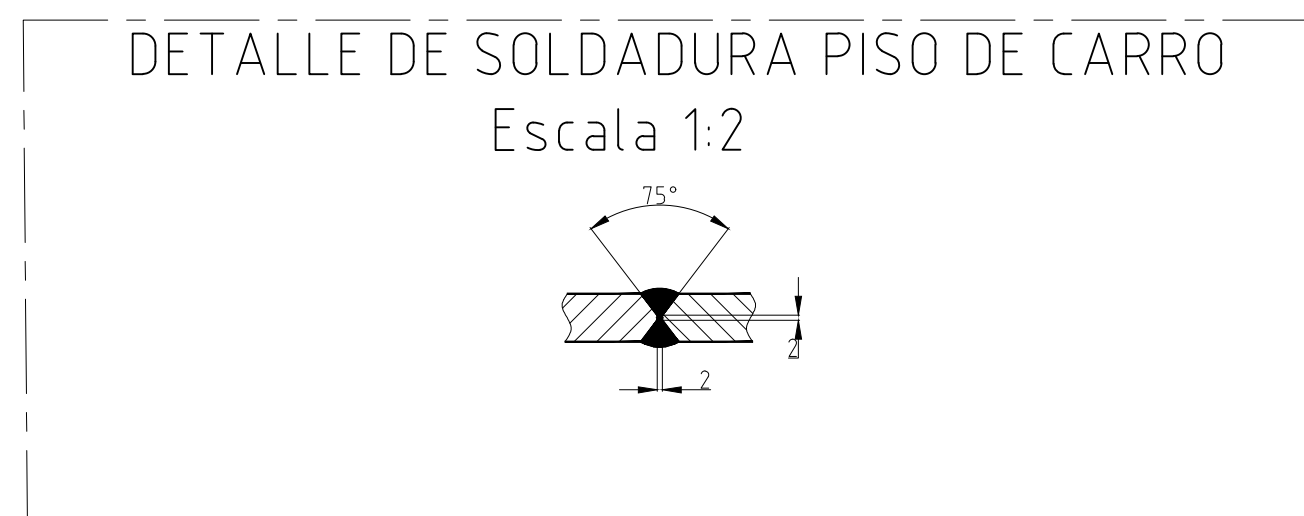
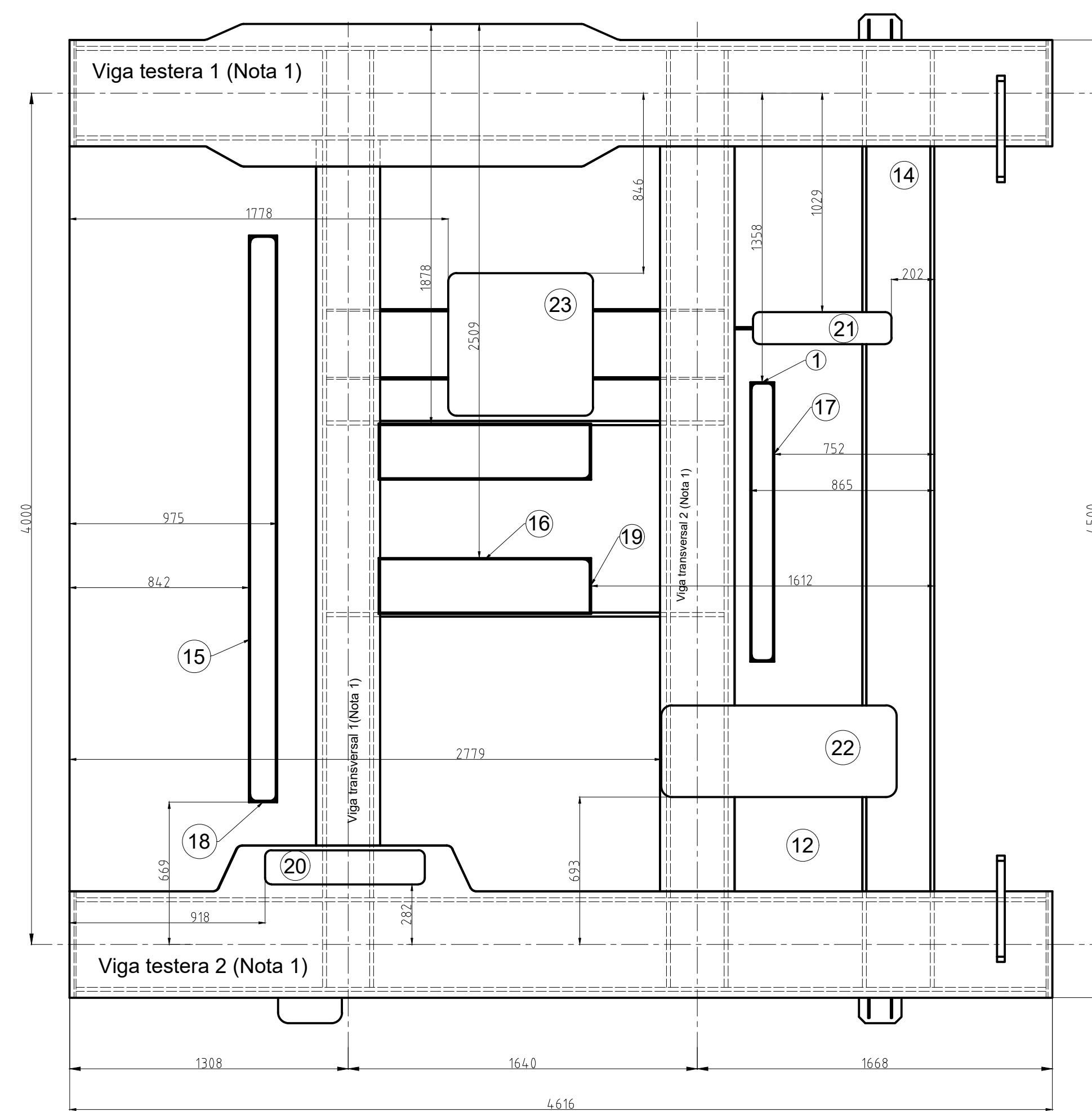
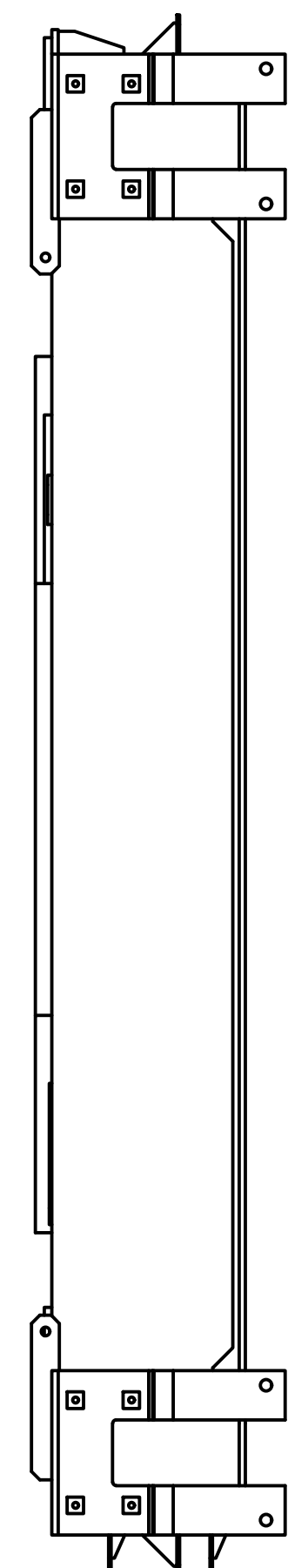
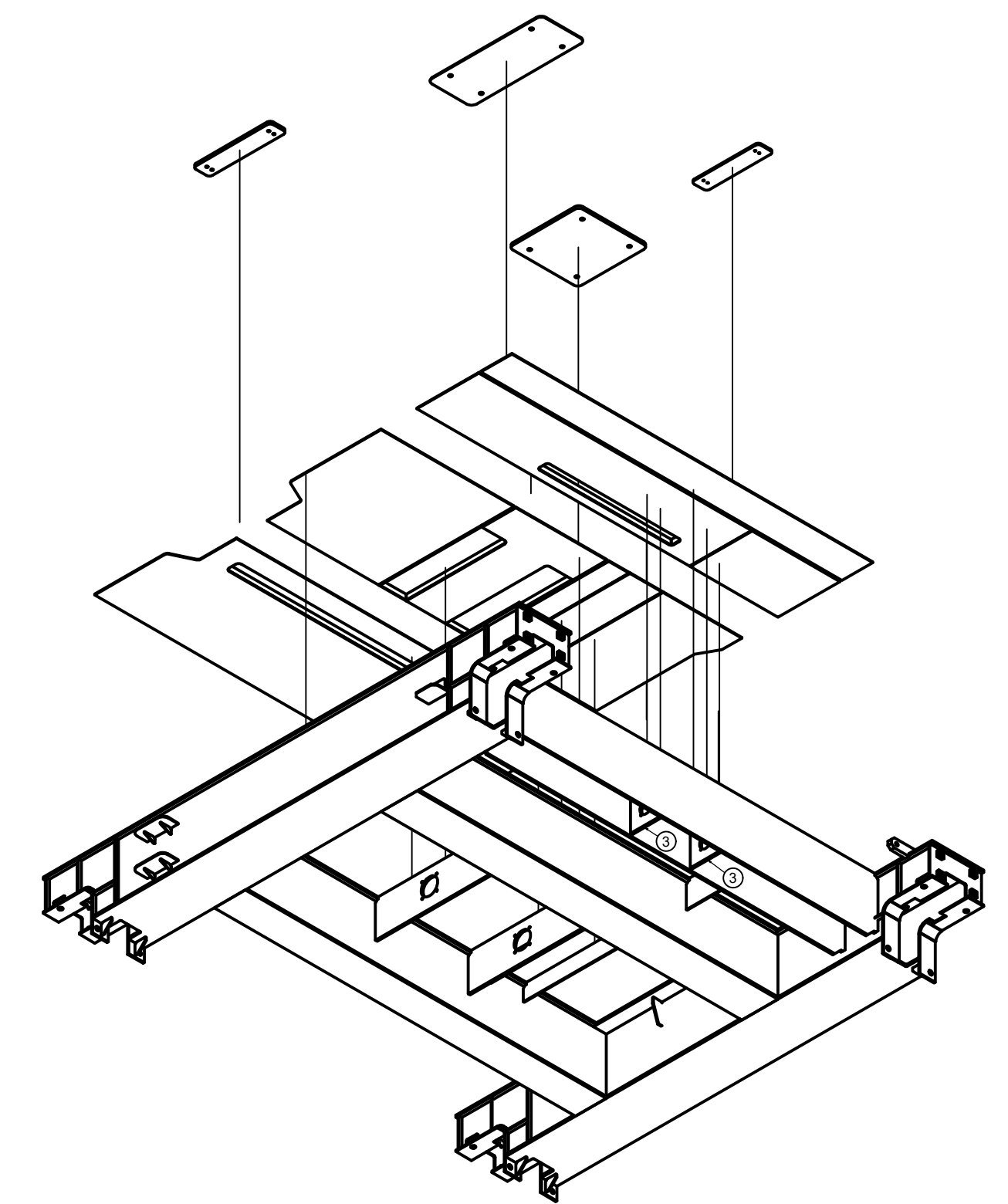
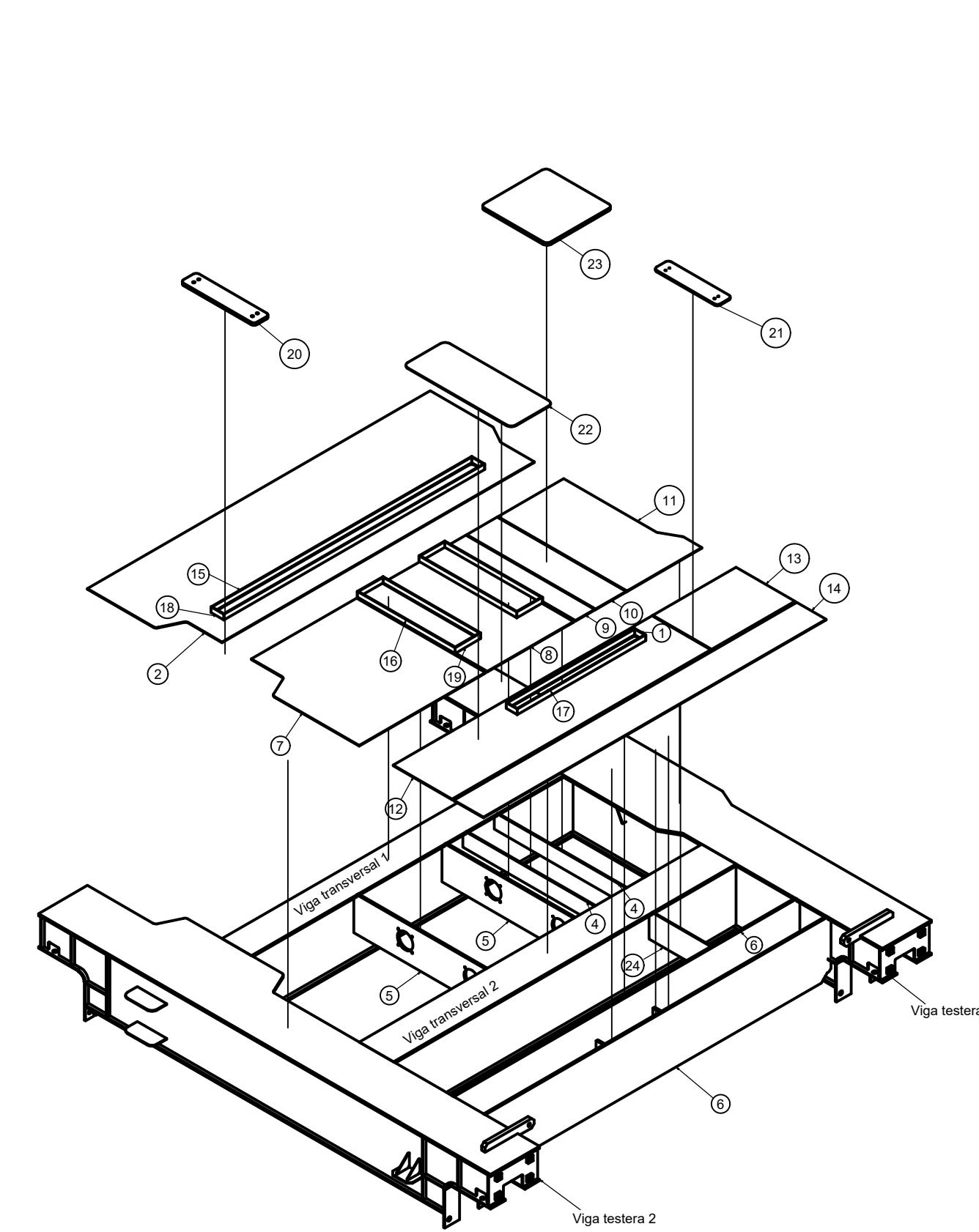
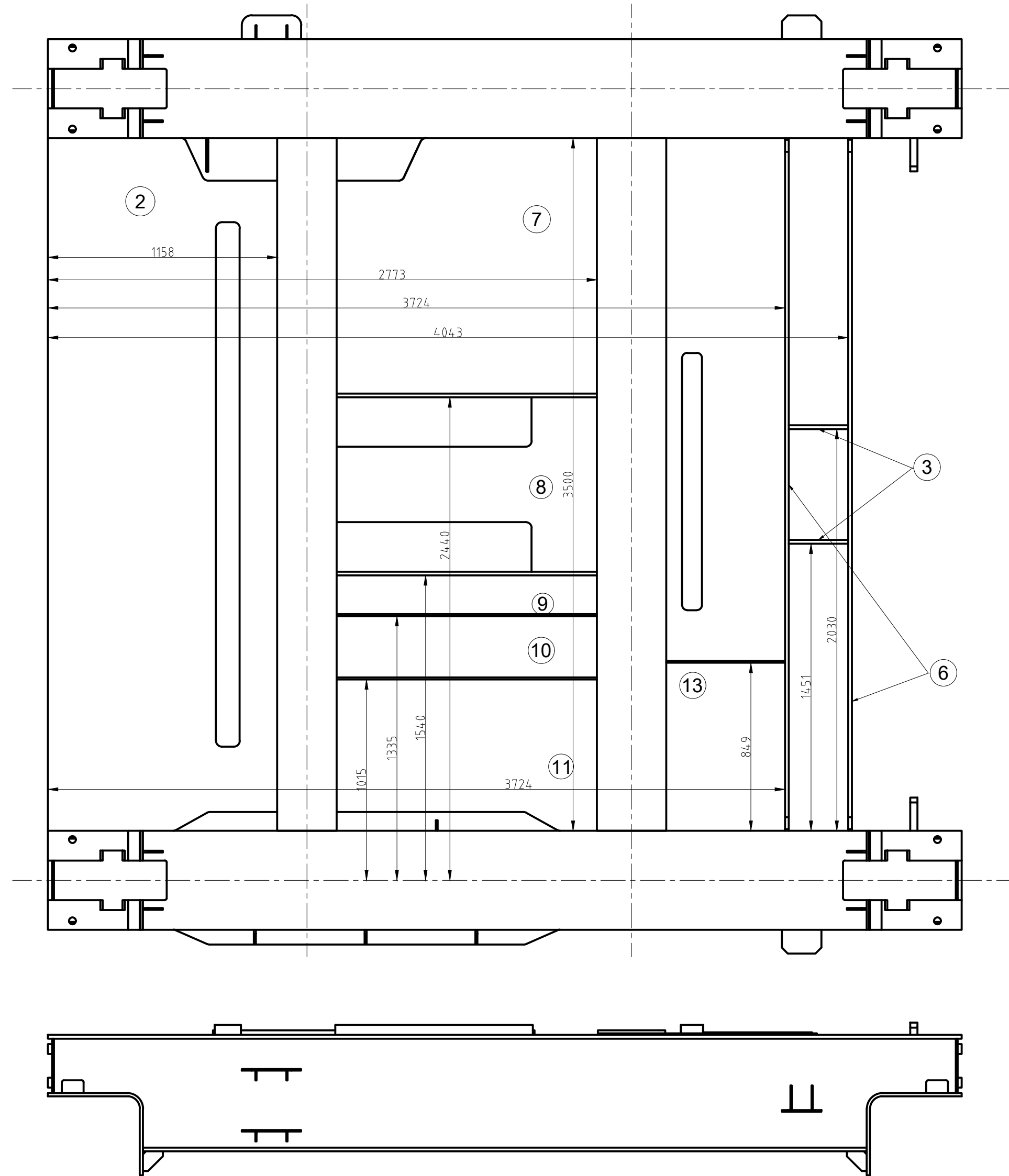
Soldadura:
 Utilizar electrodos o alambre de aporte según norma AWS 6010 para la pasada de raíz, y según norma AWS 7018 para las pasadas siguientes.
 Simbología según AWS 2.4
 Peso de viga: 5.500 Kg

23	Chapa 751x493 esp: 10	2	ASTM A-36
22	Chapa Ø350 esp 10	2	ASTM A-36
21	Tubo 6" Sch. 4.0 L-851 mm	2	ASTM A-36
20	Chapa 220x220 esp: 3/8"	19	ASTM A-36
19	Gancho de riel	40	Comercial
18	Riel A-100	8	Comercial
17	Chapa Ø220 esp 3/8"	2	ASTM A-36
16	Tubo 6" Sch. 4.0	2	ASTM A-36
15	Chapa 810 x 400mm esp 3/8"	2	ASTM A-36
14	Chapa 700 x 700 mm esp 3/8"	4	ASTM A-36
13	Chapa 825 x 175 mm esp 3/8"	6	ASTM A-36
12	Chapa 825 x 175 mm esp 3/8"	2	ASTM A-36
11	Chapa 850 x 753 mm esp 3/8"	4	ASTM A-36
10	Chapa 1600 x 753 mm esp 3/8"	17	ASTM A-36
9	Chapa 1010 x 800 mm esp 1/2"	8	ASTM A-36
8	Chapa 10200 x 800mm esp 1/2"	1	ASTM A-36
7	Chapa 1000 x 800 mm esp 1/2"	1	ASTM A-36
6	Chapa 1167 x 800 mm esp 1/2"	1	ASTM A-36
5	Chapa 1122 x 775 mm esp 1/2"	2	ASTM A-36
4	Chapa 1600 x 1008 mm esp 1/2"	1	ASTM A-36
3	Chapa 12000 x 1008 mm esp 1/2"	3	ASTM A-36
2	Chapa 1600 x 1700mm esp 3/8"	4	ASTM A-36
1	Chapa 11900 x 1700 mm esp 3/8"	4	ASTM A-36
Pos	Denominación	Cant	Material



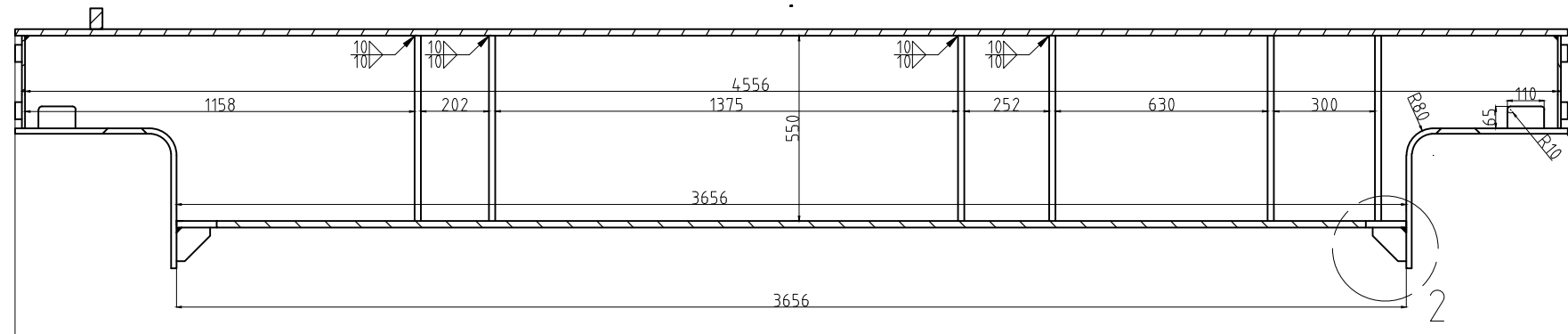
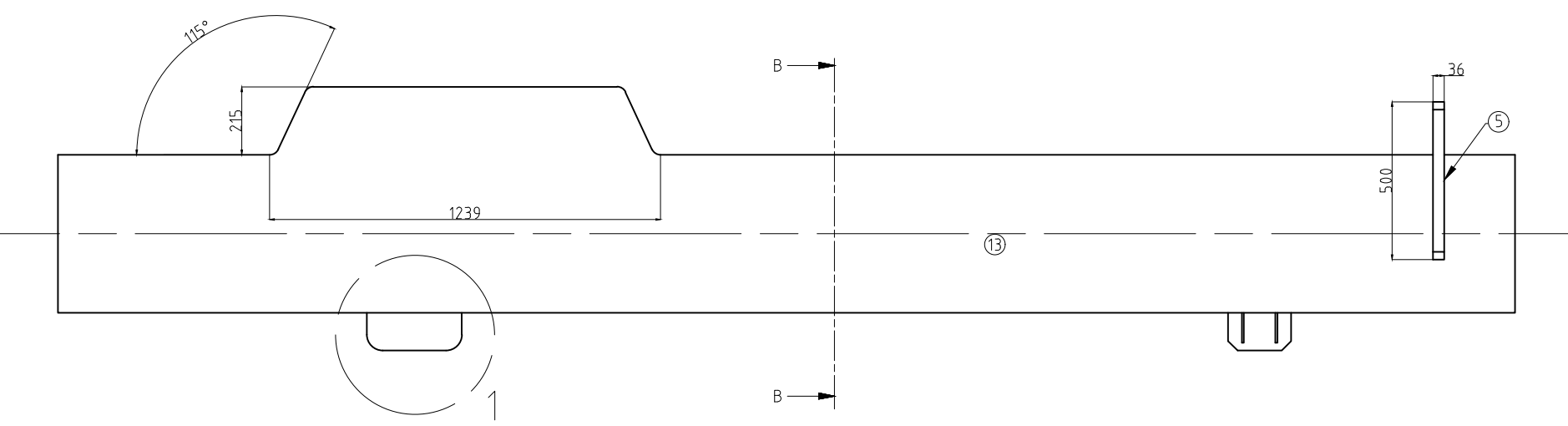
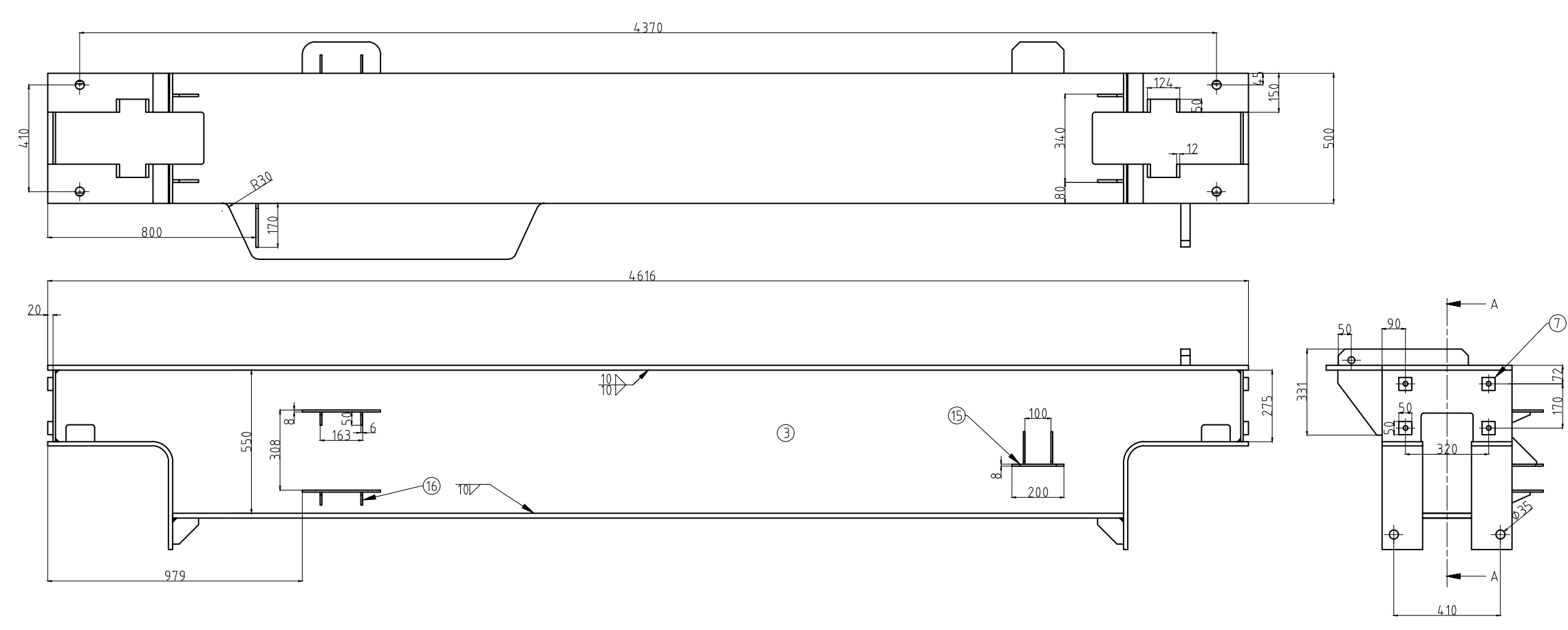
DETALLE DE SOLDADURAS
Escala 1:1

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.					
Diseño: Francioni Roman		Viga principal		Año: 2019	
Reviso:				Especificación Tecn. N°:	
Fecha: 09/10/19					
Escalas:	Tolerancias no indicadas:		Plano N°:		
1:50	Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2		PG-003		

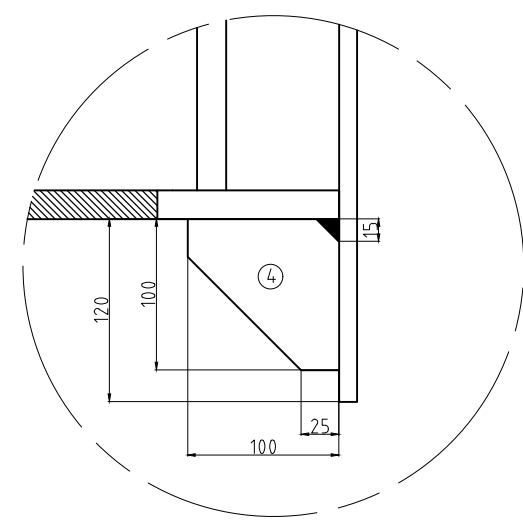


Nota:
 1) Ver Plano PG-005.
 2) Ver detalles de las NO aclaradas en Nota 1 en Plano PG-006
 3) Soldadura - según Norma A2.4

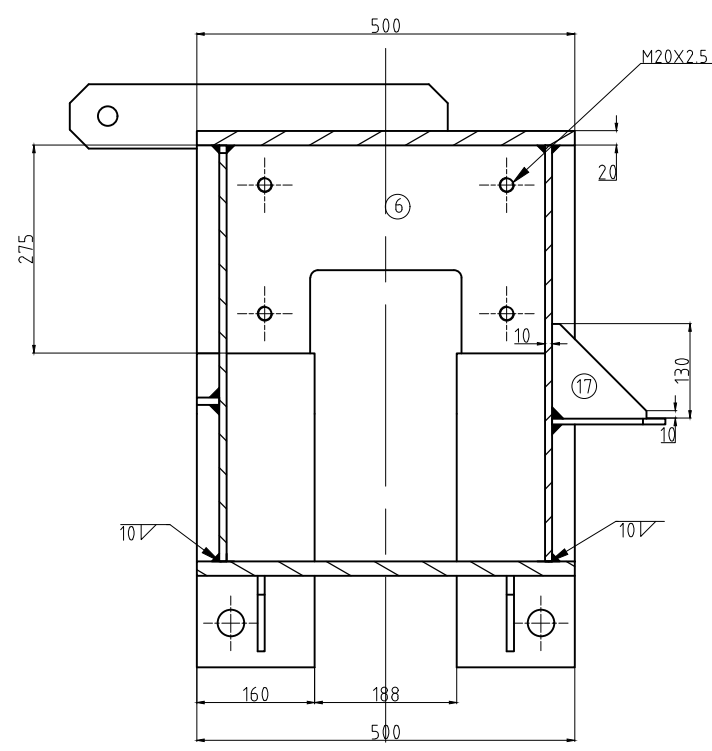
Mod.	Era	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.					
Diseño: Ortiz, Ezequiel			Estructura de Carro		Año: 2019
Reviso:					Especificación Tecn. N°:
Fecha: 01/11/2019					
Escalas:	1:20	Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30° Rugosidad: 3.2			Plano N°: PG-004



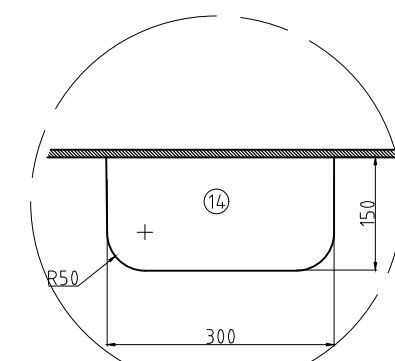
CORTE A-A



DETALLE 2
Escala 1:5

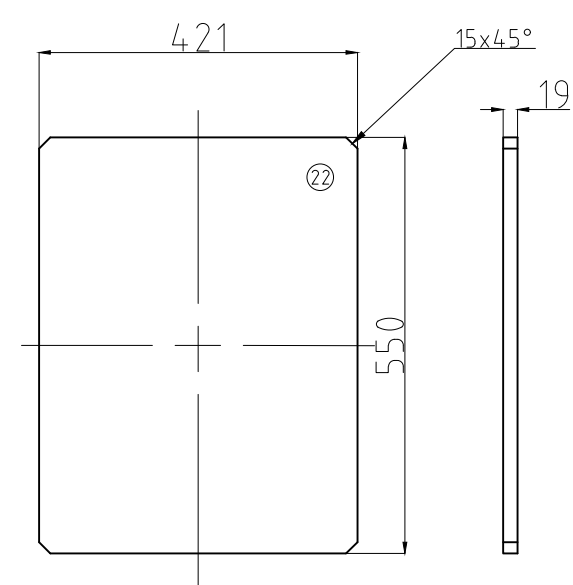
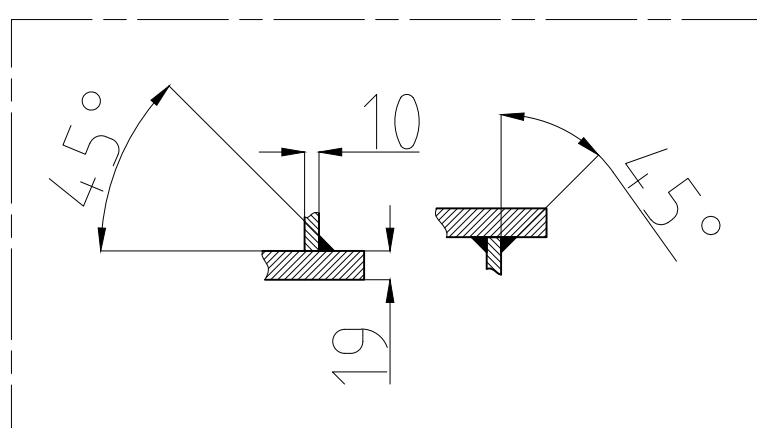


CORTE B-B
Escala 1:10
Viga testera 1

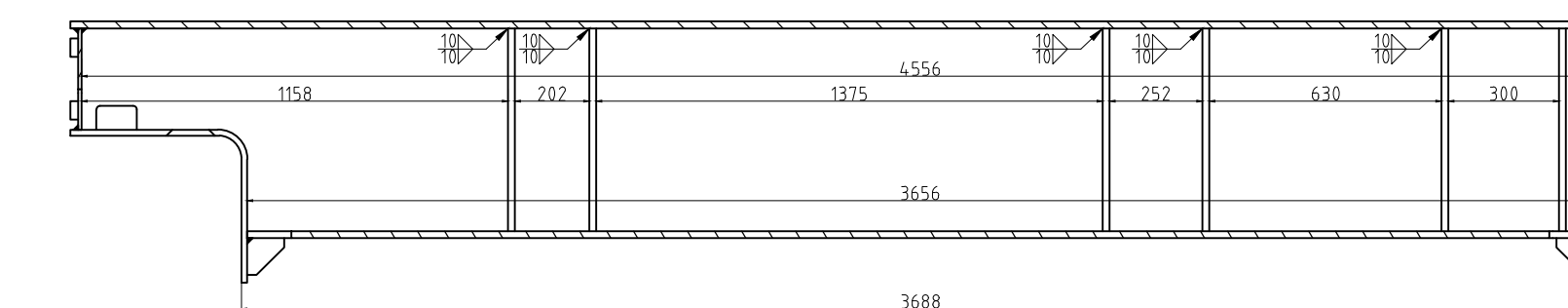
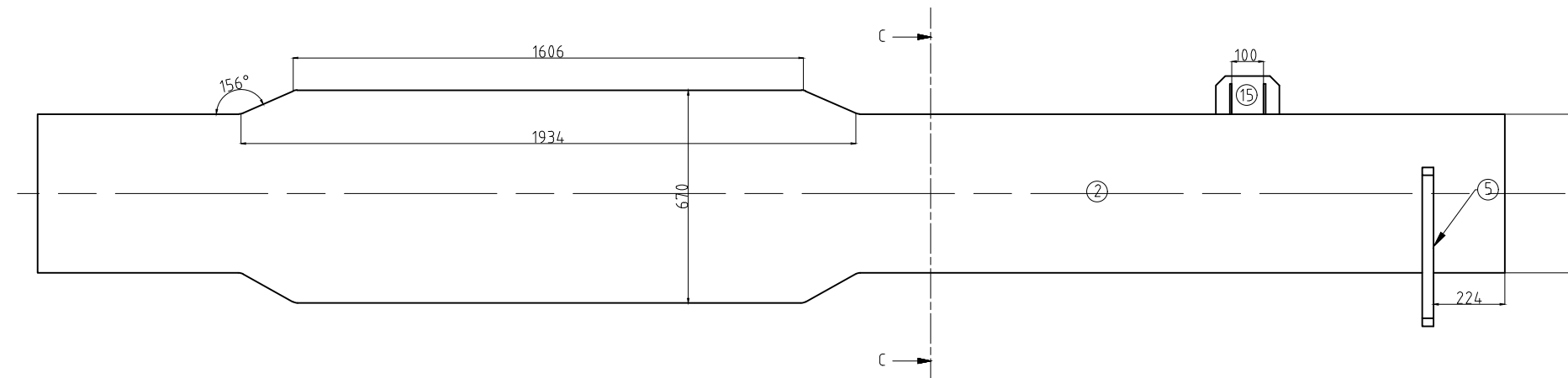
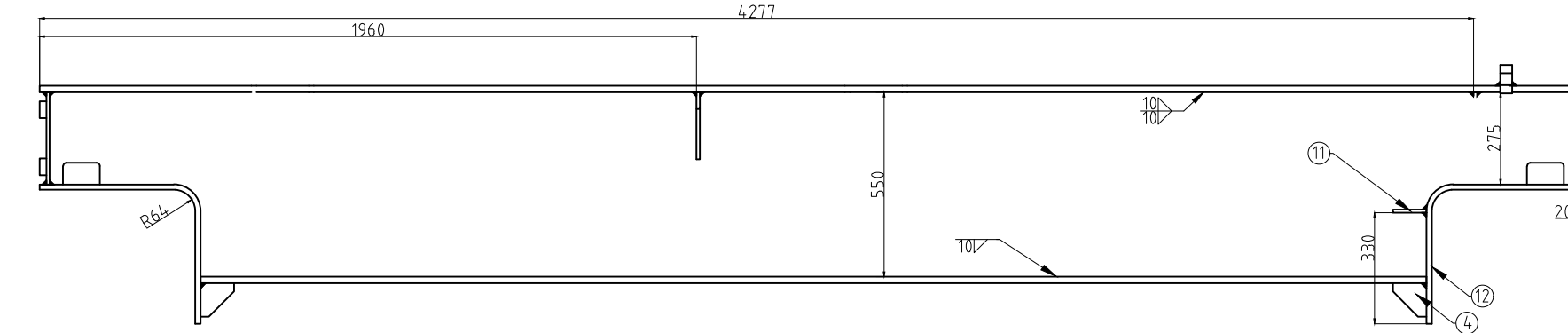
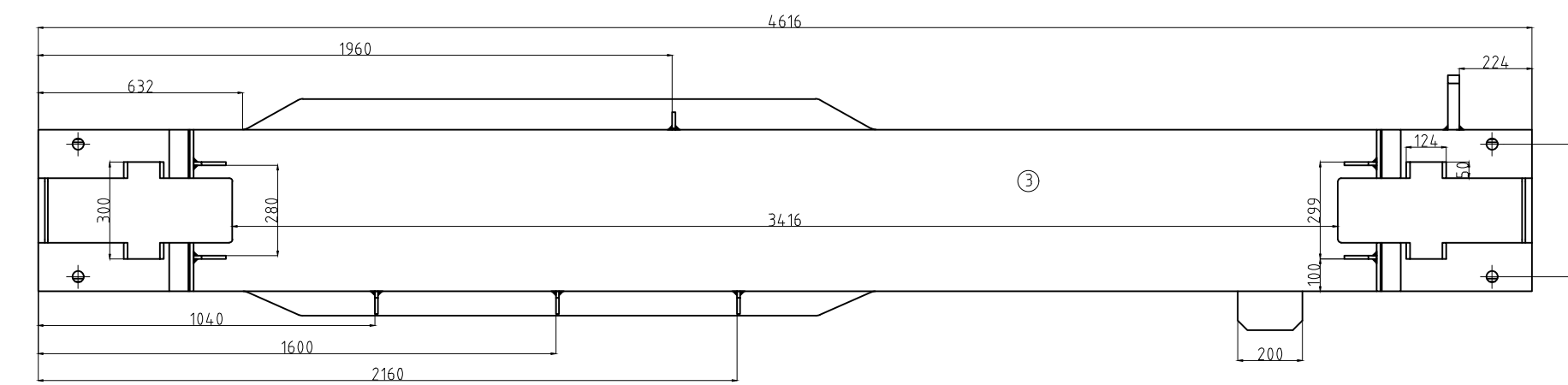


DETALLE CORTE PARCIAL 1
Escala 1:10

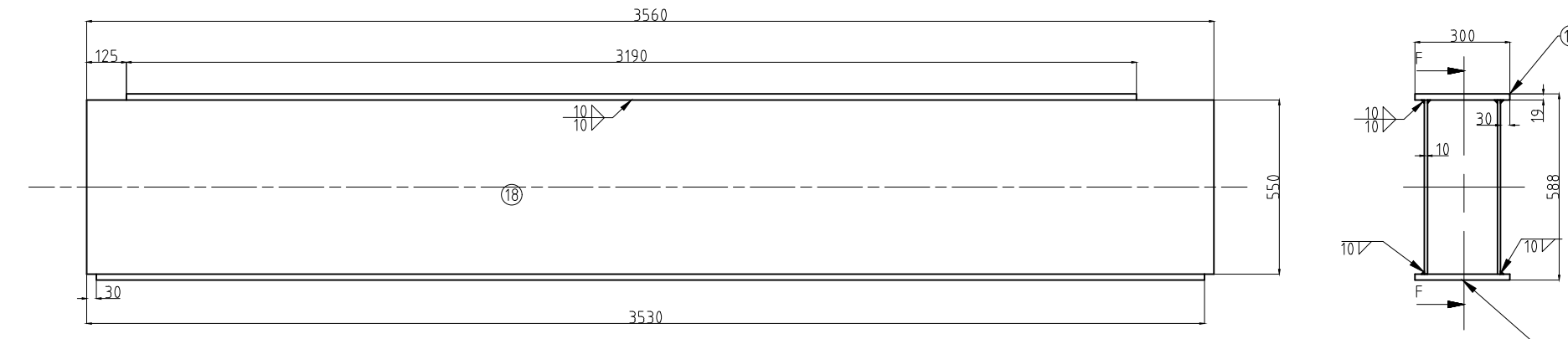
DETALLE DE SOLDADURA
Escala 1:5



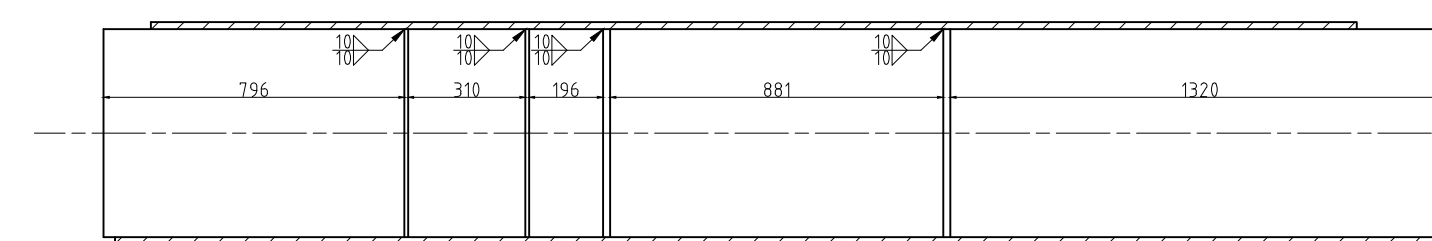
DETALLE RIGIDIZADOR 1
Escala 1:10



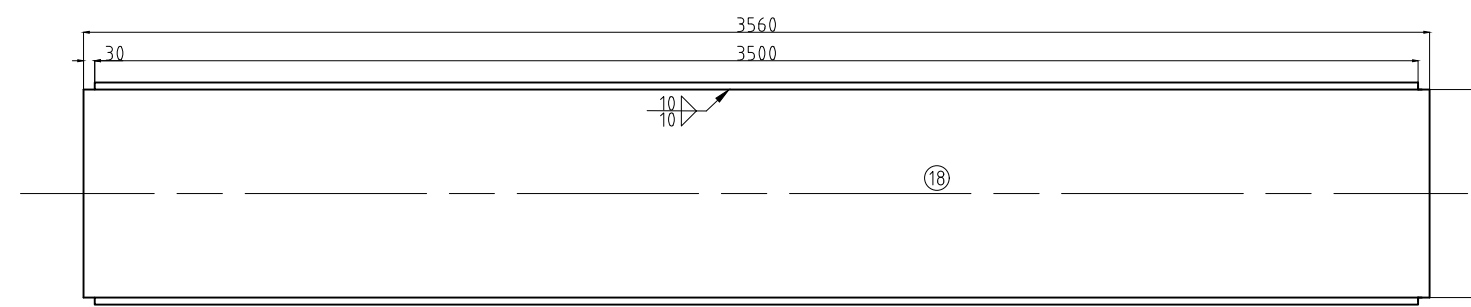
Corte C-C
Viga testera 2



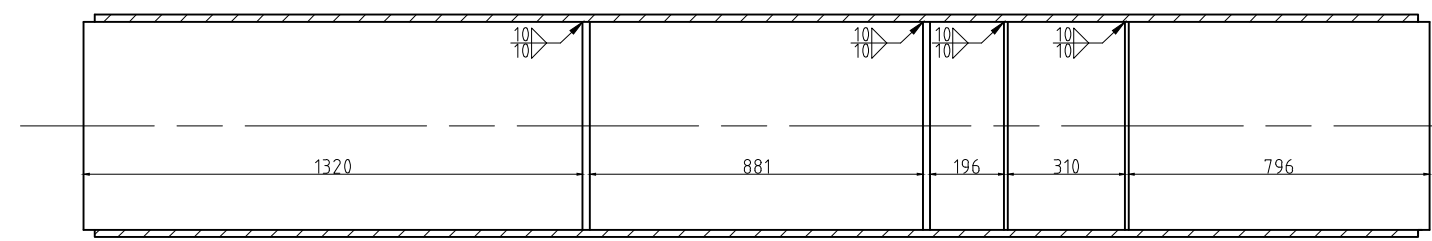
Viga transversal 1



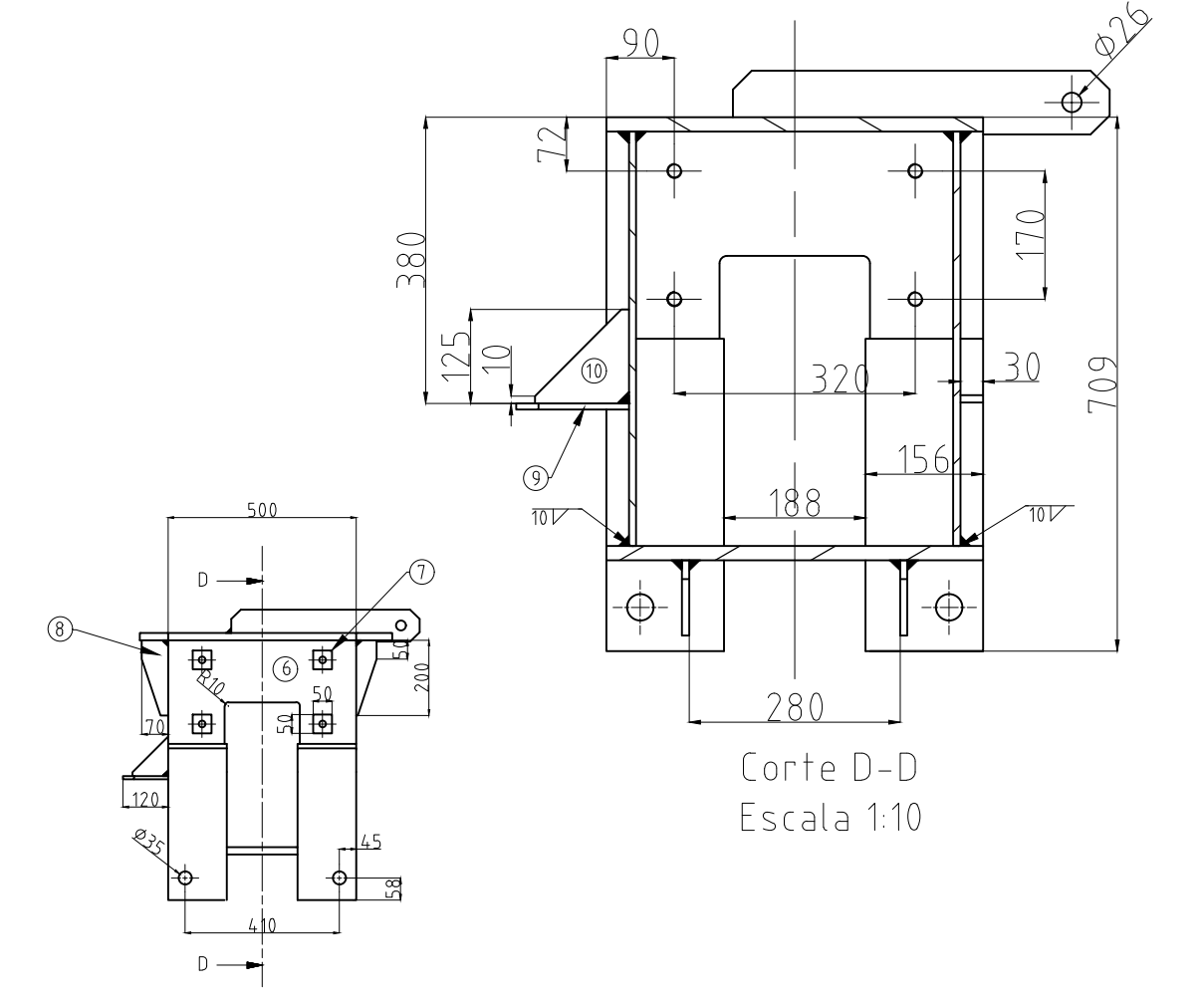
CORTE F-F



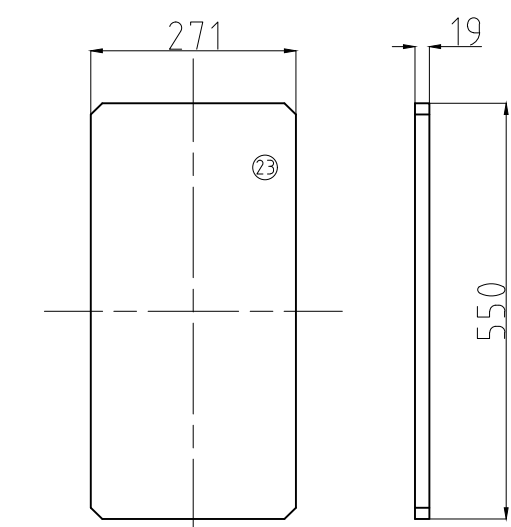
Viga transversal 2



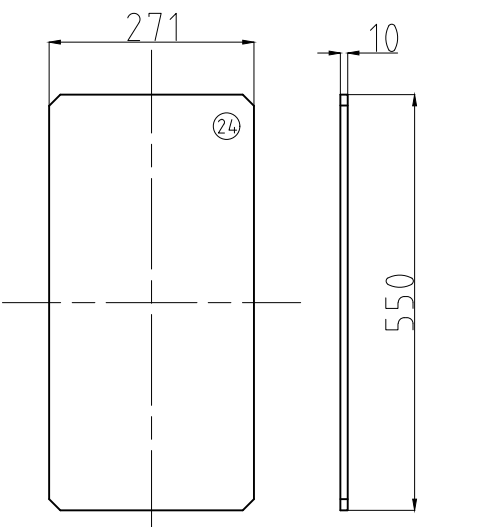
CORTE E-E



Corte D-D
Escala 1:10



DETALLE RIGIDIZADOR 2
Escala 1:10

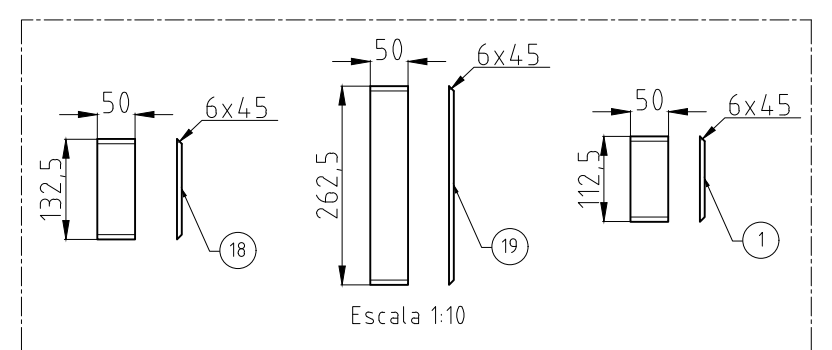
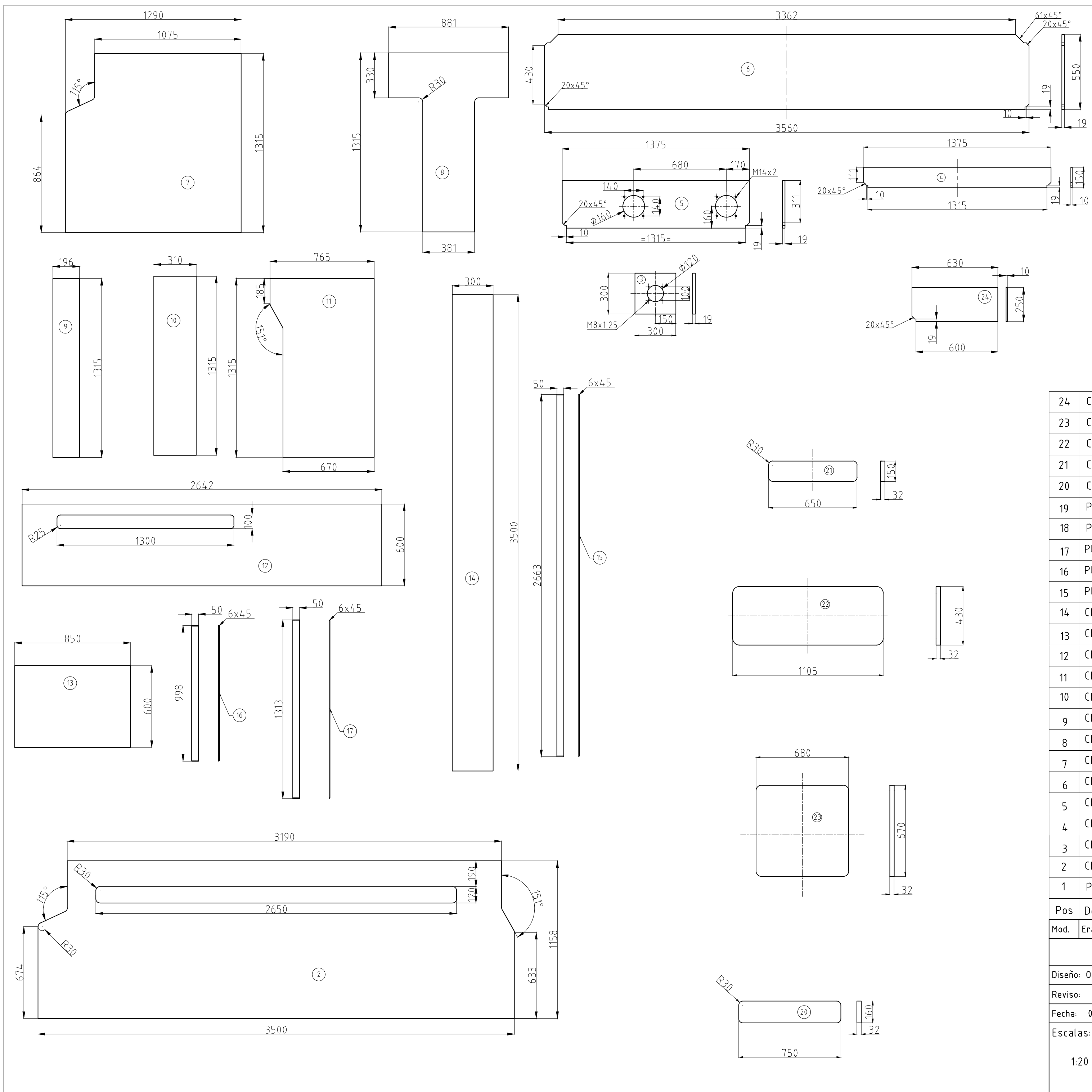


DETALLE RIGIDIZADOR 3
Escala 1:10

Nota:
1) Soldadura - según Norma A2.4

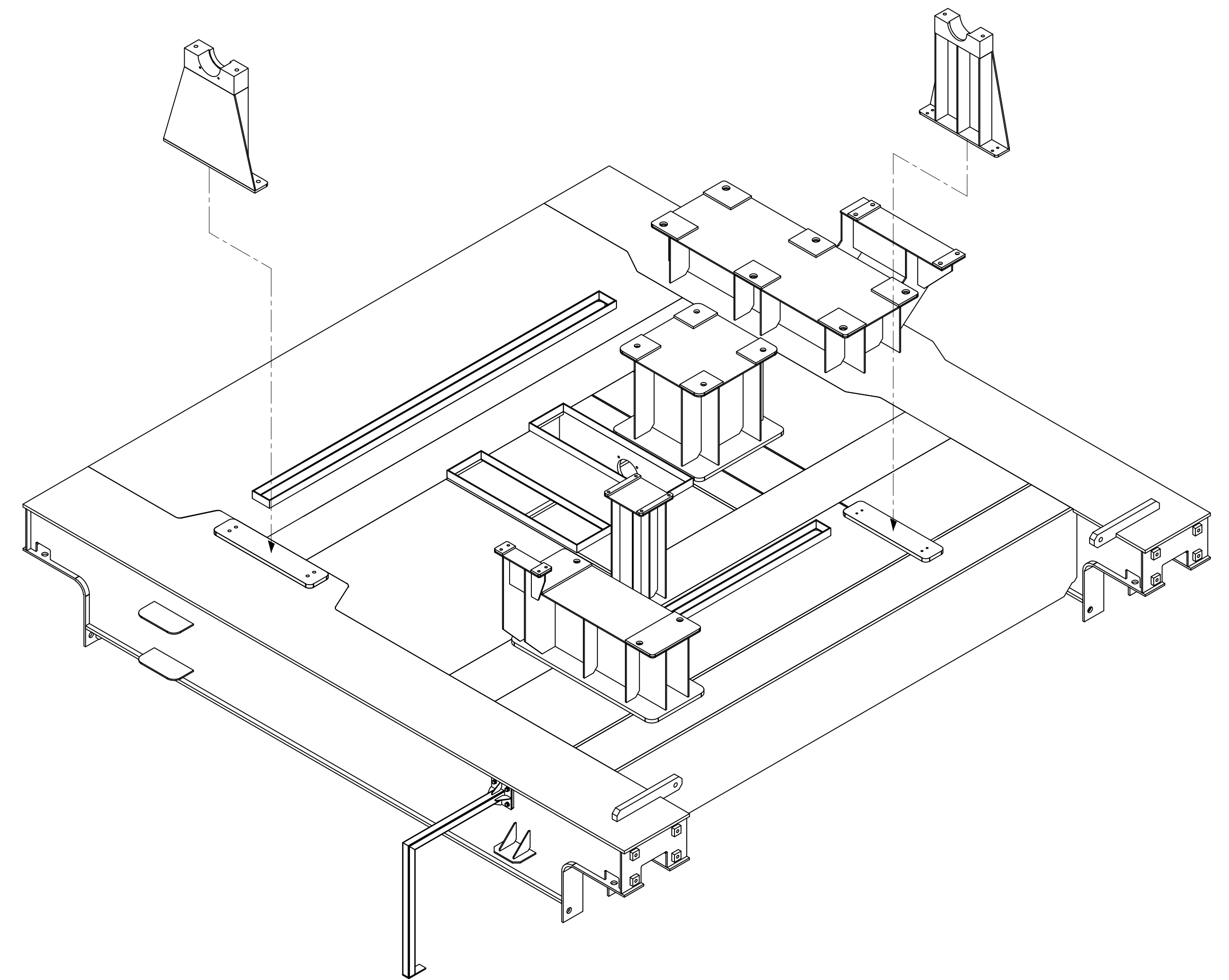
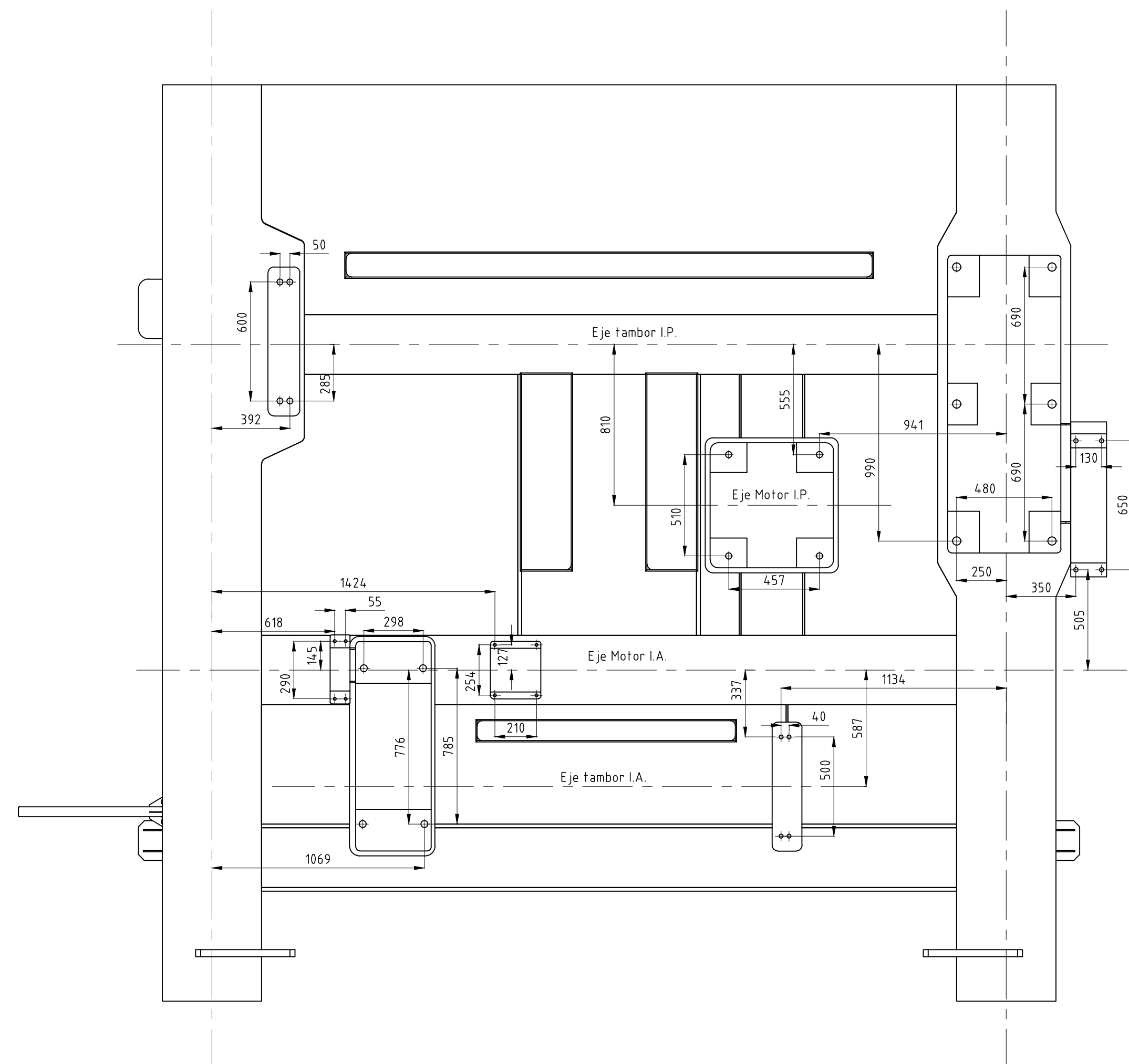
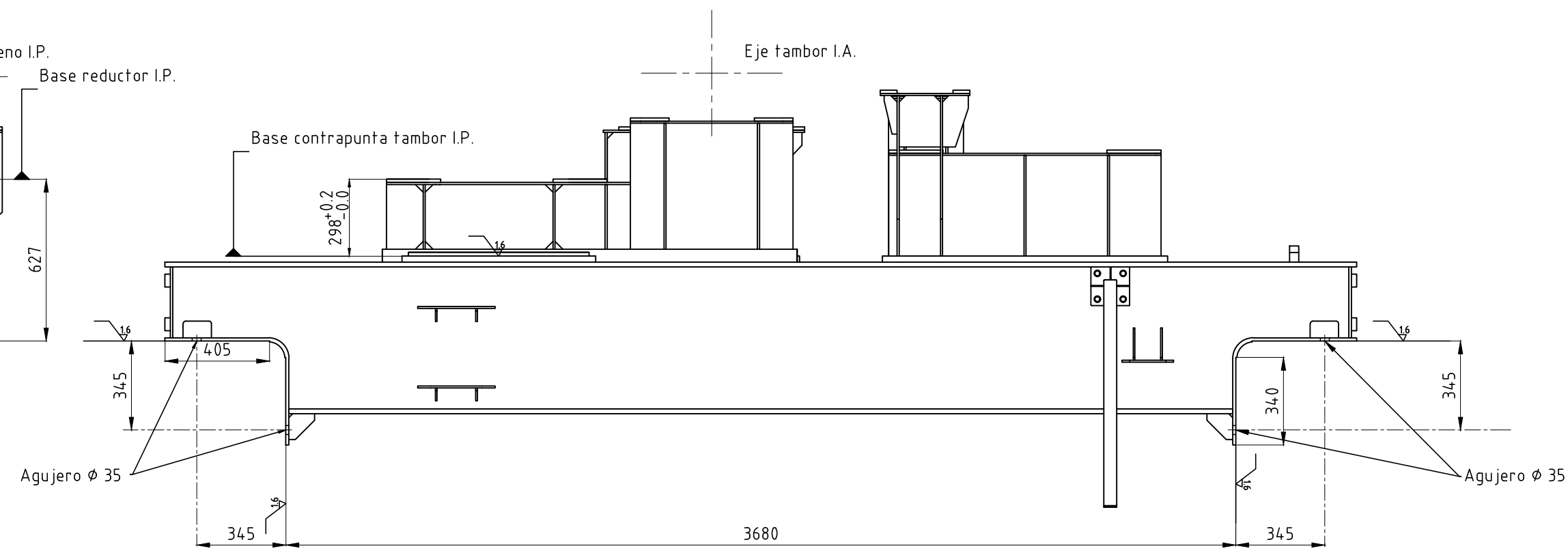
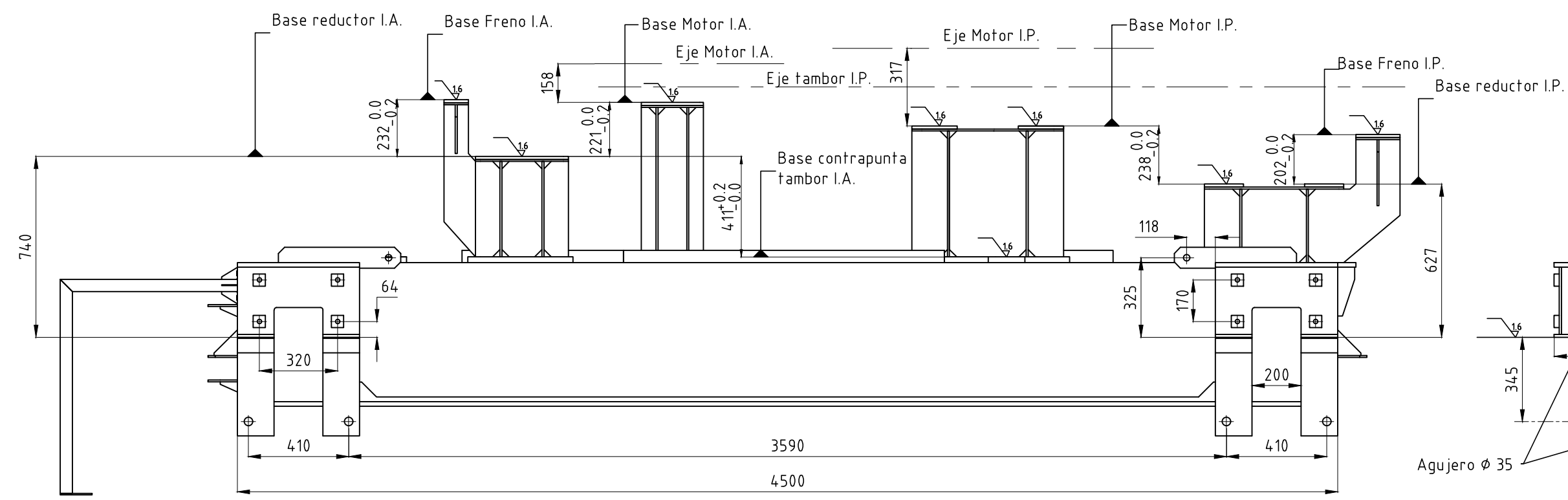
24	Chapa 550x271 esp: 10	4	ASTM A-36
23	Chapa 550x271 esp: 19	4	ASTM A-36
22	Chapa 550x421 esp: 19	12	ASTM A-36
21	Chapa 3500x350 esp: 19	2	ASTM A-36
20	Chapa 3530x300 esp: 19	1	ASTM A-36
19	Chapa 3190x300 esp: 19	1	ASTM A-36
18	Chapa 3560x550 esp: 10	4	ASTM A-36
17	Chapa 130x50 esp: 8	1	ASTM A-36
16	Chapa 70x50 esp: 8	4	ASTM A-36
15	Chapa 200x150 esp: 8	1	ASTM A-36
14	Chapa 300x150 esp: 8	2	ASTM A-36
13	Chapa 4316x715 esp: 19	1	ASTM A-36
12	Chapa 1115x162 esp: 16	8	ASTM A-36
11	Chapa 275x30 esp: 10	4	ASTM A-36
10	Chapa 100x33 esp: 10	1	ASTM A-36
9	Chapa 1315x196 esp: 19	1	ASTM A-36
8	Chapa 200x75 esp: 19	4	ASTM A-36
7	Chapa 50x50 esp: 22	16	ASTM A-36
6	Chapa 500x275 esp: 10	2	ASTM A-36
5	Chapa 500x85 esp: 36	2	ASTM A-36
4	Chapa 100x100 esp: 10	8	ASTM A-36
3	Chapa 3656x500 esp: 19	4	ASTM A-36
2	Chapa 4616x670 esp: 19	1	ASTM A-36
1	Chapa 4556x550 esp: 10	2	ASTM A-36

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.					
Diseño: Ortiz, Ezequiel		VIGA CAJÓN - CARRO			Año: 2019
Reviso:					Especificación Tecn. N°:
Fecha: 09/10/19					Plano N°:
Escala: 1:20		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2			PG-005



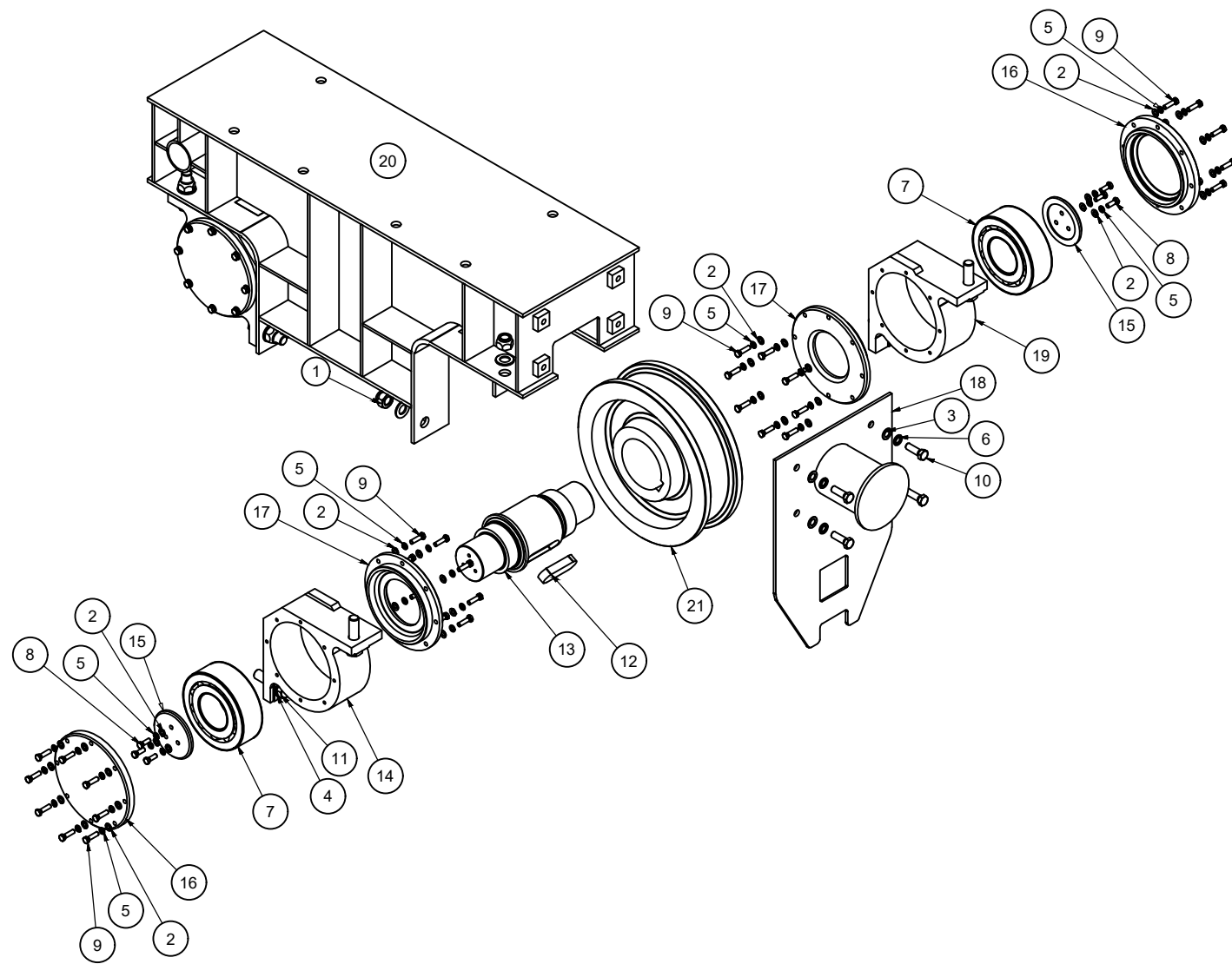
24	Chapa 630x250 esp: 10	1	ASTM A-36
23	Chapa 680x670 esp: 32	1	ASTM A-36
22	Chapa 1105x430 esp: 32	1	ASTM A-36
21	Chapa 650x150 esp: 32	1	ASTM A-36
20	Chapa 750x160 esp: 32	1	ASTM A-36
19	Planchuela 263 x 50 esp: 6,35	4	ASTM A-36
18	Planchuela 133 x 50 esp: 6,35	2	ASTM A-36
17	Planchuela 1313x50 esp: 6,35	2	ASTM A-36
16	Planchuela 998x50 esp: 6,35	4	ASTM A-36
15	Planchuela 3263x50 esp: 6,35	2	ASTM A-36
14	Chapa 3500x300 esp: 6,35	1	ASTM A-36
13	Chapa 850x600 esp: 6,35	1	ASTM A-36
12	Chapa 2642x600 esp: 6,35	1	ASTM A-36
11	Chapa 1315x765 esp: 6,35	1	ASTM A-36
10	Chapa 1315x310 esp: 6,35	1	ASTM A-36
9	Chapa 1315x196 esp: 6,35	1	ASTM A-36
8	Chapa 1315x881 esp: 6,35	1	ASTM A-36
7	Chapa 1315x1290 esp: 6,35	1	ASTM A-36
6	Chapa 3560x550 esp: 19	2	ASTM A-36
5	Chapa 1375x311 esp: 19	4	ASTM A-36
4	Chapa 1375x150 esp: 10	2	ASTM A-36
3	Chapa 300x300 esp: 19	2	ASTM A-36
2	Chapa 3500x1158 esp: 6,35	1	ASTM A-36
1	Planchuela 113x50 esp: 6,35	2	ASTM A-36

Pos	Denominacion	Cant	Material
Mod.	Era:	Es:	Autor
			Rev.
			Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.			
Diseño: Ortiz, Ezequiel		Año: 2019	
Reviso:		Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 01/11/2019			
Escala:		Tolerancias no indicadas:	
1:20		Longitudinales: ± 0.1	
		Angulares: ± 30'	
		Rugosidad: 3.2	
		Plano N°:	
		PG-006	



- Nota:
 1) Mecanizar primero la base del reductor.
 2) Luego mecanizar demás bases, tomando como referencia la base del reductor.

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.					
Diseño: Ortiz, Ezequiel					Año: 2019
Reviso:					Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 01/11/2019					
Escalas:	1:20	Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2			Plano N°: PG-007



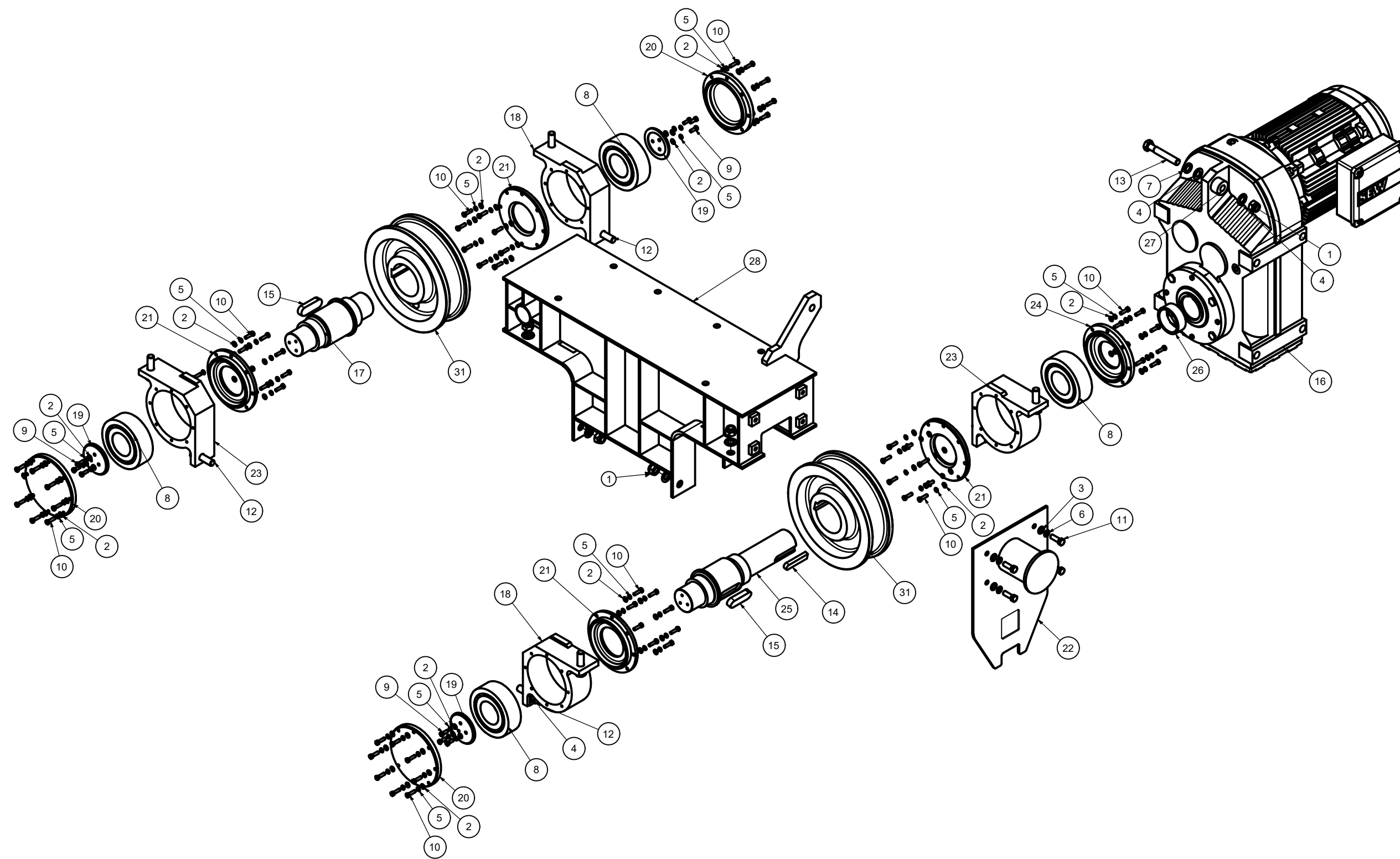
21	Rueda 550H	2	ACERO AL CARBONO
20	Estructura buggy Simple	1	Ver Plano PG-XX5
19	Portarodamiento - Lado B	1	SAE 1010
18	Cubrieriel Completo + Tope	1	SAE 1010
17	Tapa grande porta radamiento - Lado Interno	4	SAE 1010
16	Tapa grande porta rodamiento - Lado Externo	4	SAE 1010
15	Tapa porta rodamiento	4	SAE 1010
14	Portarodamiento - Lado A	2	SAE 1010
13	Eje Conducido	2	SAE 1010
12	Chaveta DIN 6885 - A 45 x 25 x 14.0	2	Comercial
11	Tornillo DIN 933 - M30 x 110	8	Comercial
10	Tornillo DIN 933 - M20 x 60	8	Comercial
9	Tornillo DIN 933 - M12 x 45	64	Comercial
8	Tornillo DIN 933 - M12 x 35	12	Comercial
7	DIN 635 SKF - SKF 22324 CC/W33	4	Comercial
6	Arandela Grover DIN 128 - A20	8	Comercial
5	Arandela Grover DIN 128 - A12	76	Comercial
4	Arandela DIN 125-1 - B 31	16	Comercial
3	Arandela DIN 125-1 - B 21	8	Comercial
2	Arandela DIN 125-1 - B 13	76	Comercial
1	Tuerca ANSI B18.16.3M - M30	8	Comercial
Pos	Denominacion	Cant	Material

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
------	------	-----	-------	------	--------

U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.

Diseño: Ortiz, Ezequiel	Estructura de buggy -Simple	Año: 2019
Reviso:		Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 01/11/2019		

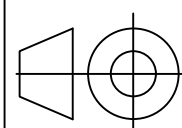
Escalas:		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2	Plano N°:
1:20			PG-009

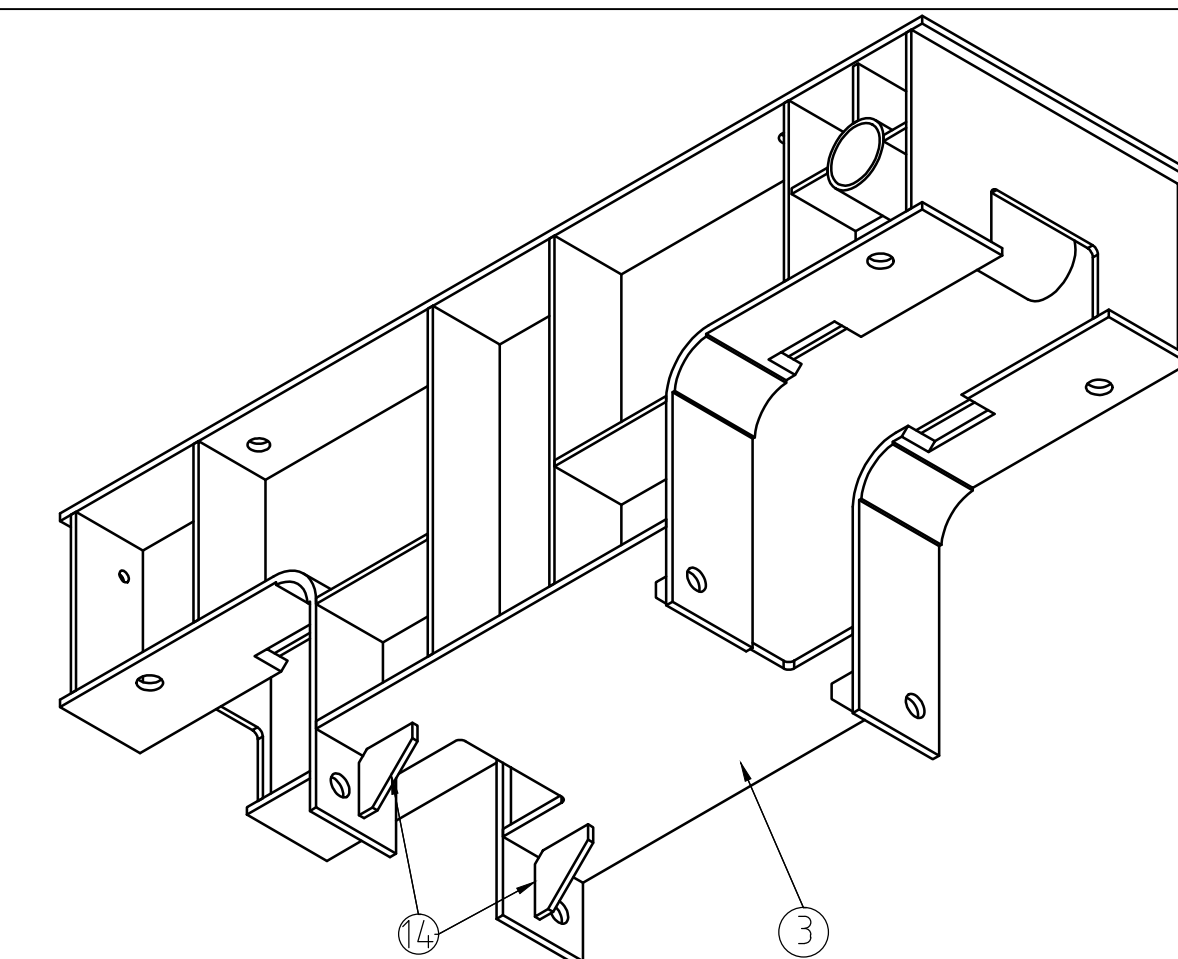
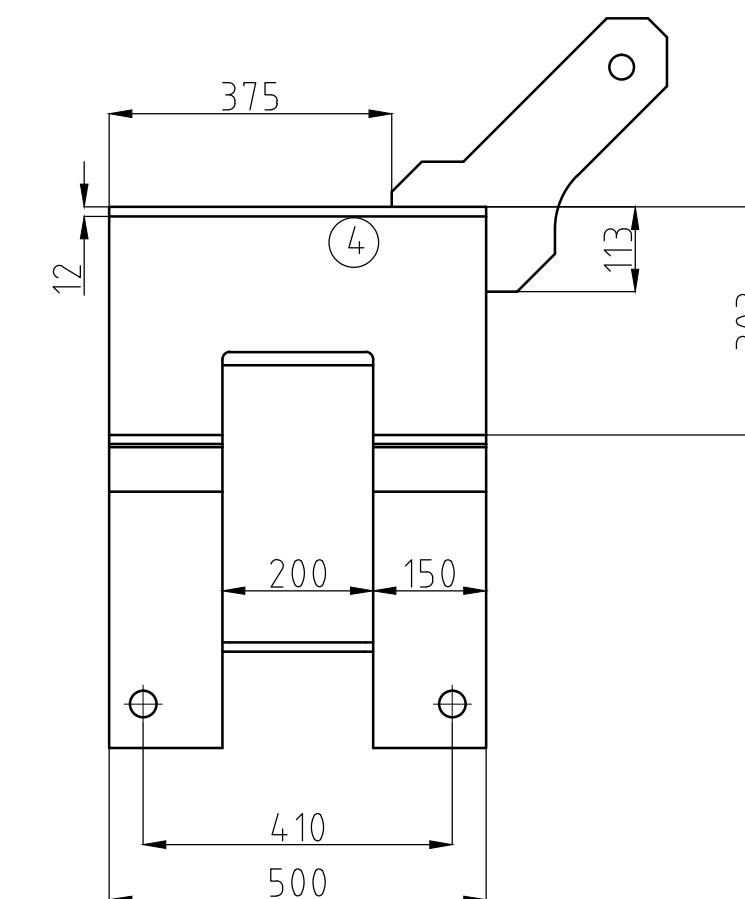
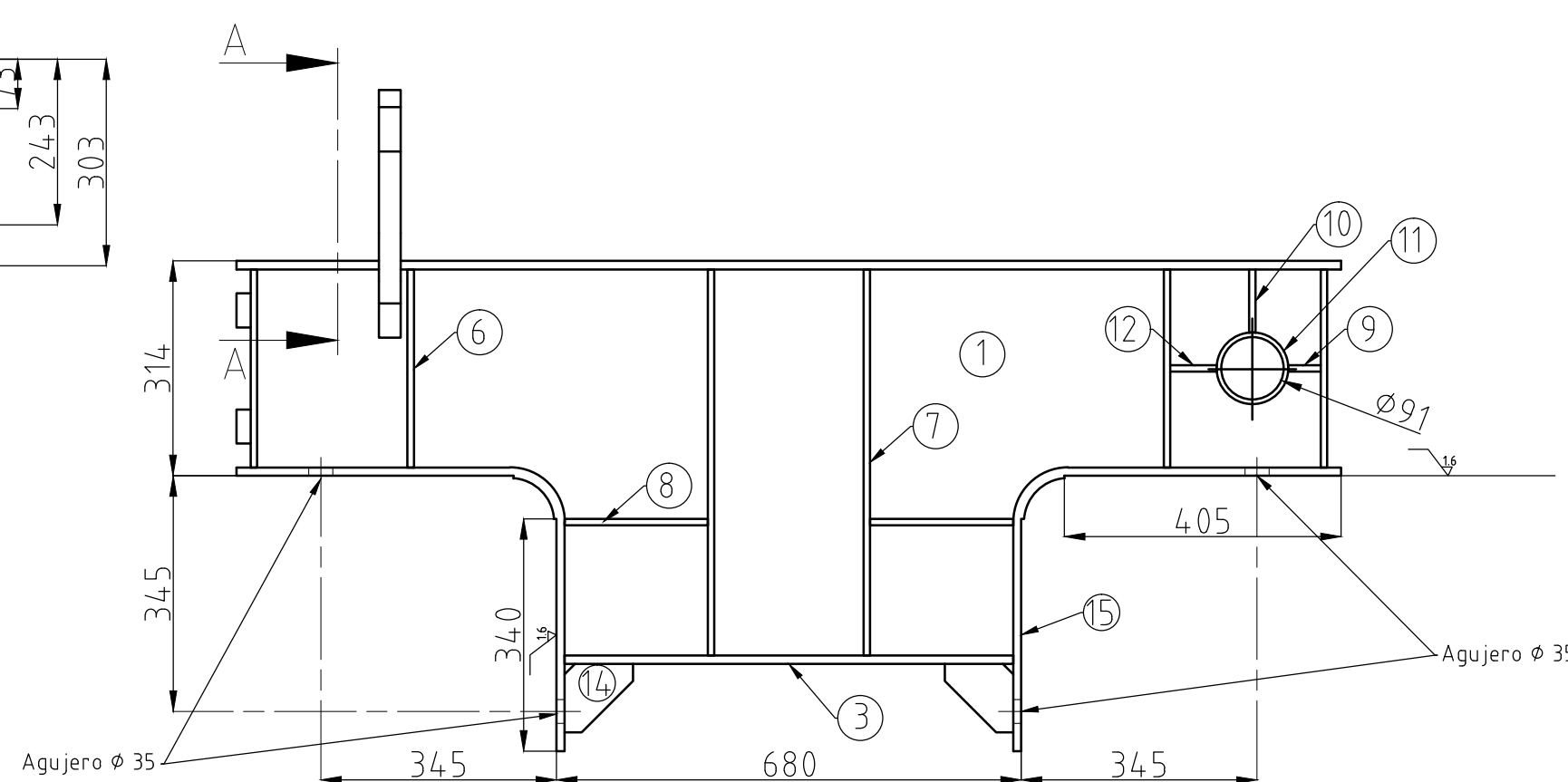
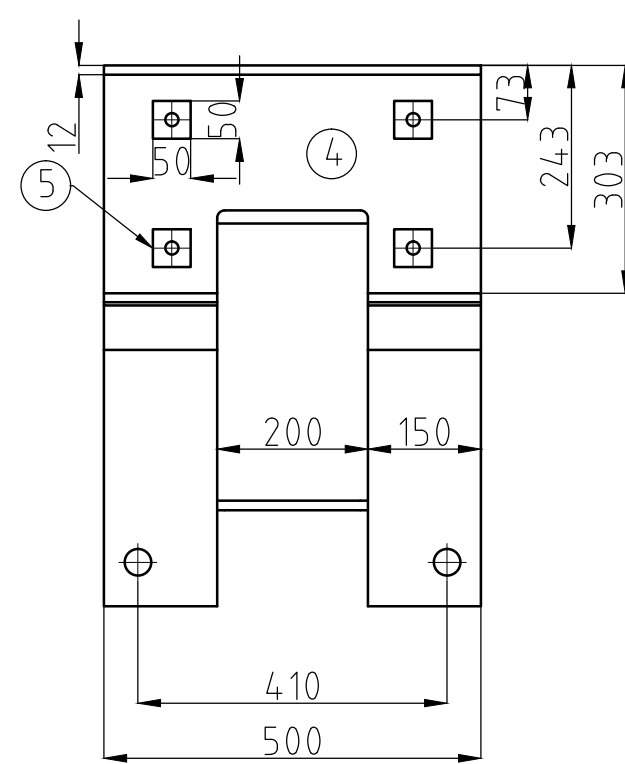
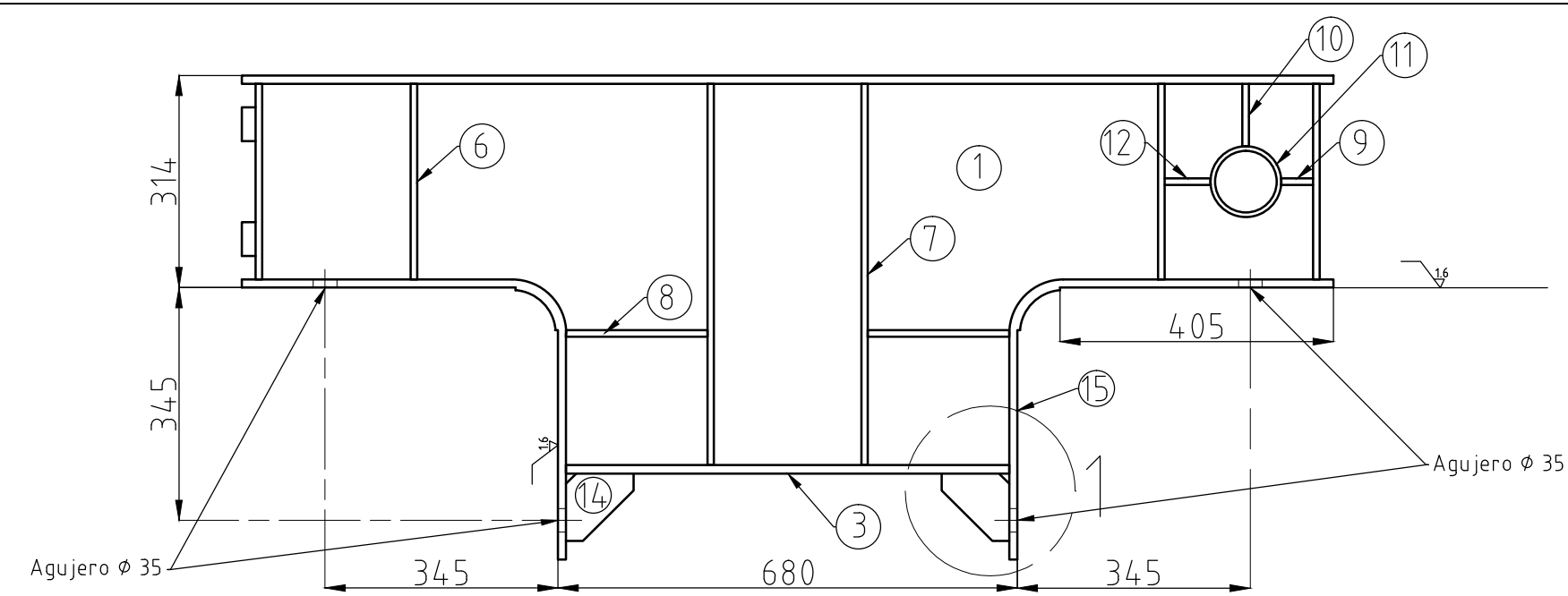


29	Rueda 550H	2	Comercial
28	Estructura de Buggi	1	SAE 1010
27	Separador de Motoreductor	1	SAE 1010
26	Separador de eje de rueda conducida	1	SAE 1010
25	Eje de rueda conductora	1	SAE 1010
24	Tapa porta rodamiento	2	SAE 1010
23	Porta rodamiento - Lado B	1	SAE 1010
22	Cubreriel completo + Tope	1	SAE 1010
21	Tapa porta rodamiento con agujero	4	SAE 1010
20	Tapa grande porta rodamiento - Lado Exterior	3	SAE 1010
19	Tapa porta rodamiento	3	SAE 1010
18	Portarodamiento - Lado A	2	SAE 1010
17	Eje Conducido Carro	1	SAE 1010
16	Motoreductor SEW (FA157DRN250M4)	1	Comercial
15	Chaveta DIN 6885 - A 45 x 25 x 140	2	SAE 1010
14	Chaveta DIN 6885 - A 32 x 18 x 160	1	SAE 1010
13	Tornillo DIN 933 - M30 x 190	1	Comercial
12	Tornillo DIN 933 - M30 x 110	8	Comercial
11	Tornillo DIN 933 - M20 x 60	8	Comercial
10	Tornillo DIN 933 - M12 x 45	60	Comercial
9	Tornillo DIN 933 - M12 x 35	9	Comercial
8	DIN 635 SKF - SKF 22324 CC/W33	4	Comercial
7	Arandela Grover DIN 128 - A30	1	Comercial
6	Arandela Grover DIN 128 - A20	4	Comercial
5	Arandela Grover DIN 128 - A12	73	Comercial
4	Arandela DIN 125-1 - B 31	18	Comercial
3	Arandela DIN 125-1 - B 21	4	Comercial
2	Arandela DIN 125-1 - B 13	73	Comercial
1	Tuerca ANSI B18.16.3M - M30	8	Comercial
Pos	Denominacion	Cant	Material

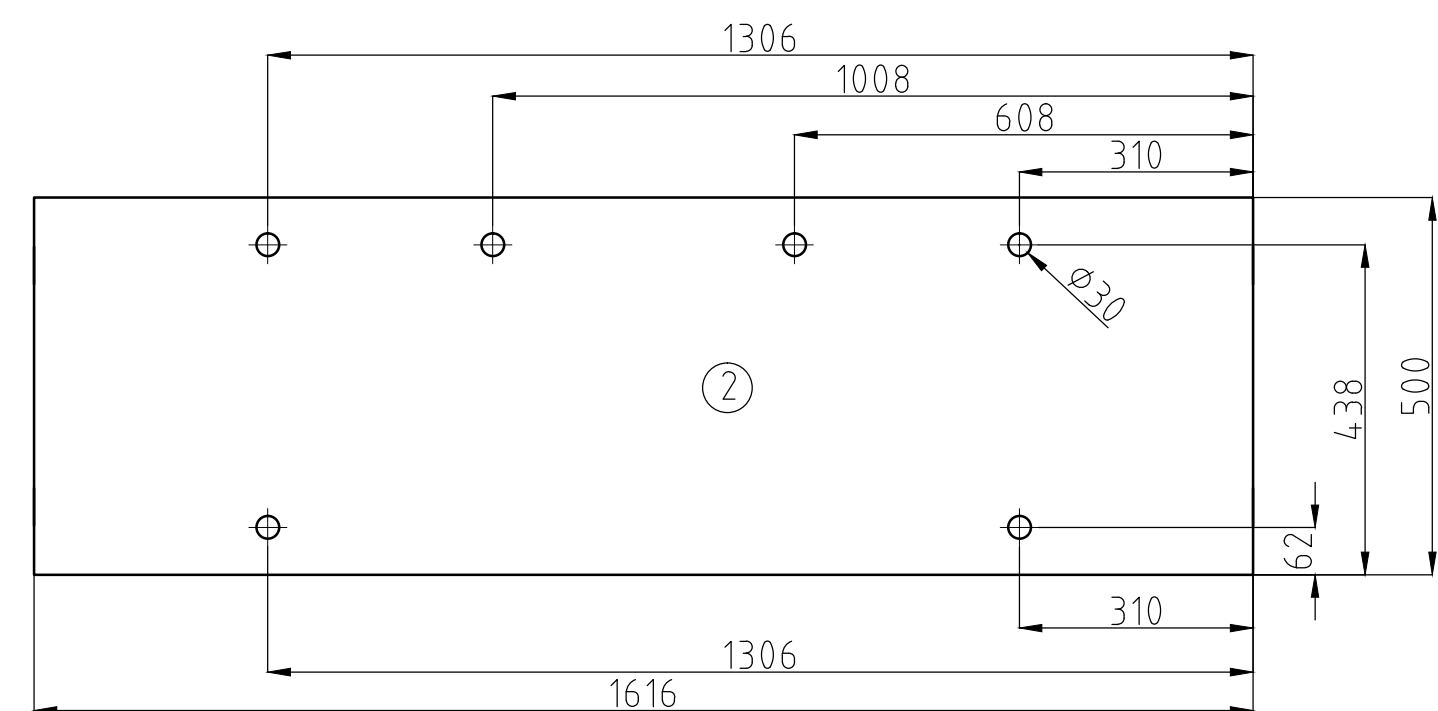
Mod. Era: Es: Autor Rev. Fecha:

U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.

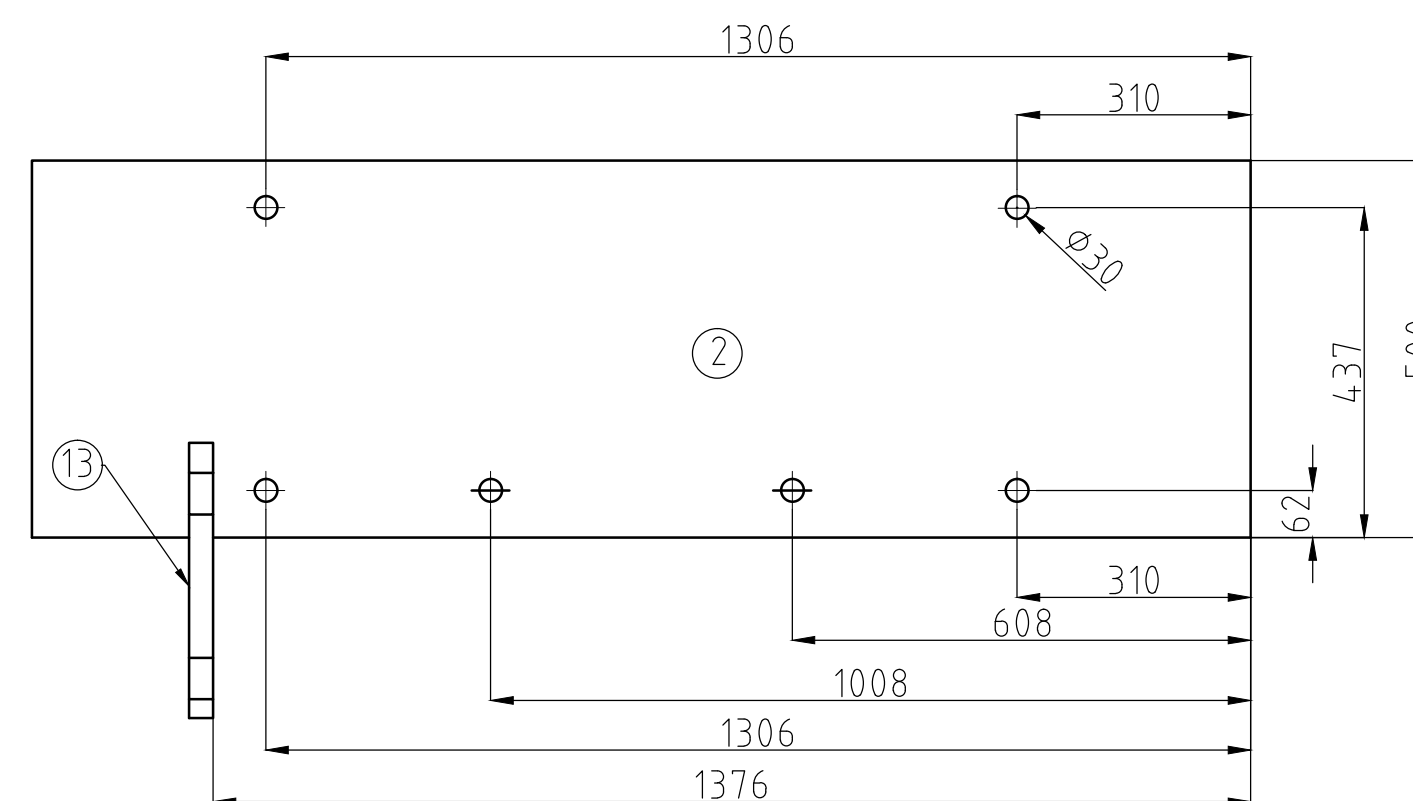
Diseño: Ortiz, Ezequiel	Estructura de buggi- Con Motoreductor	Año: 2019
Reviso:		Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 01/11/2019		
Escalas: S/E	 Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: 3.2	Plano N°: PG-010



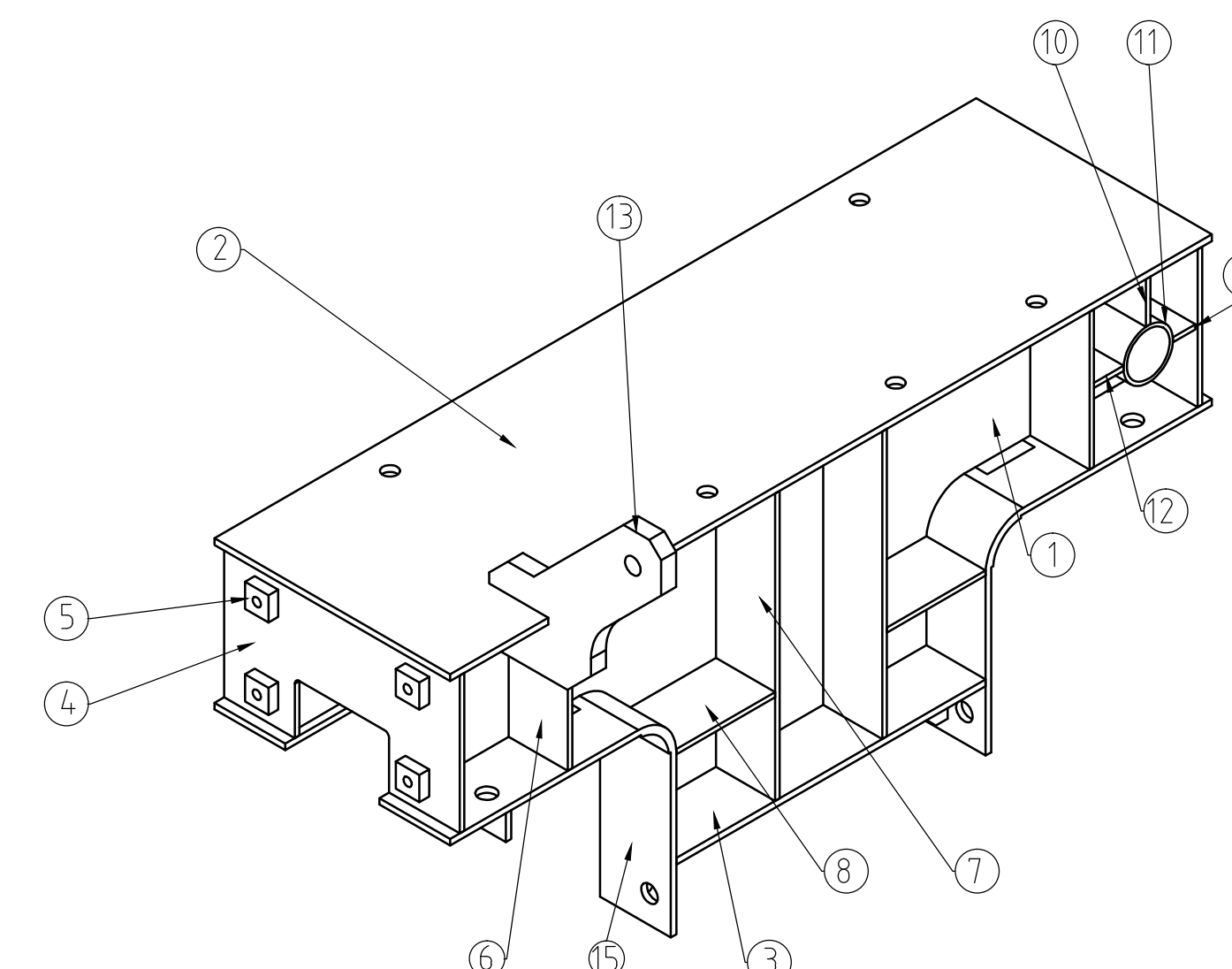
BOGIE CONVENCIONAL
Cantidad 2



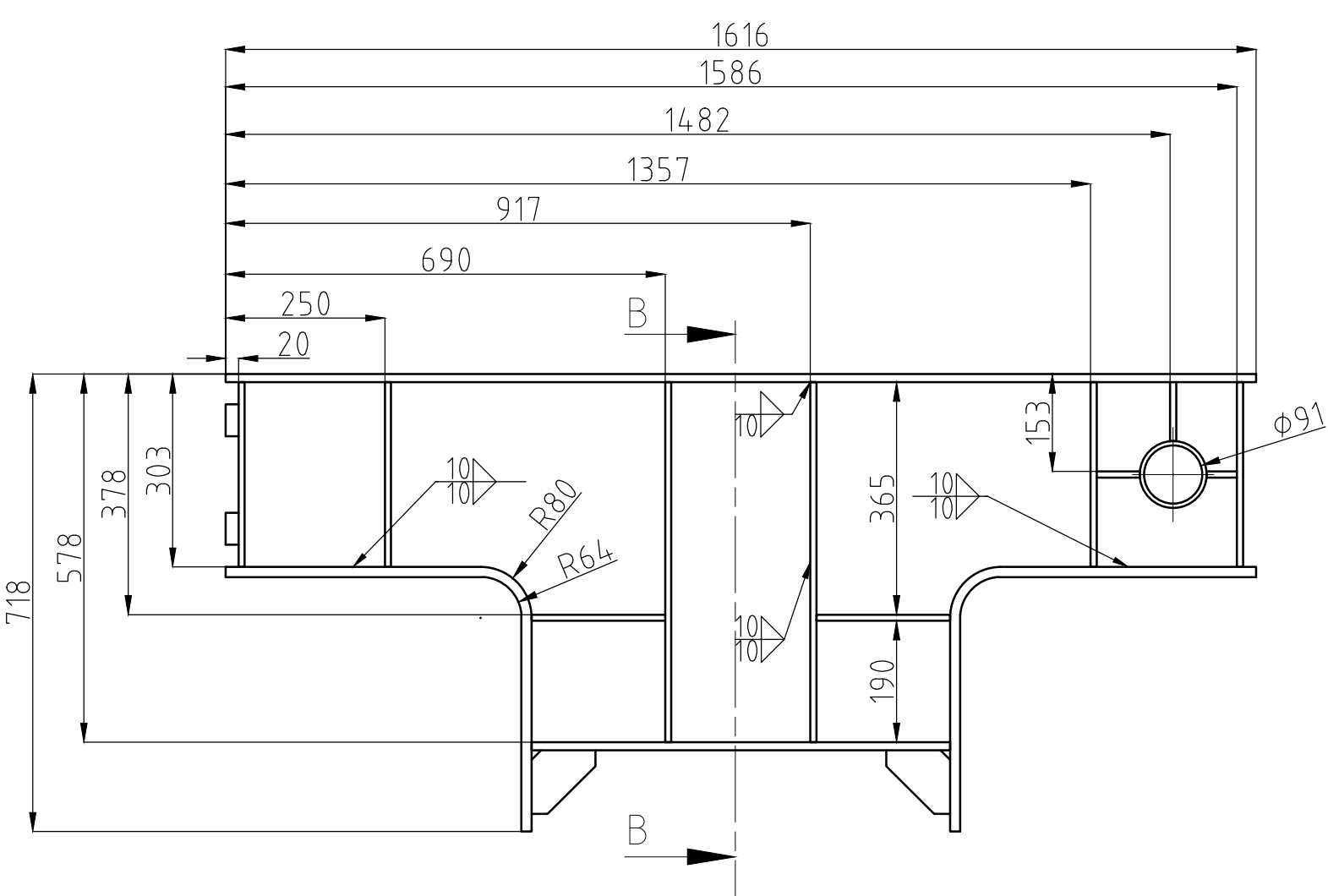
PLANO DE MECANIZADO



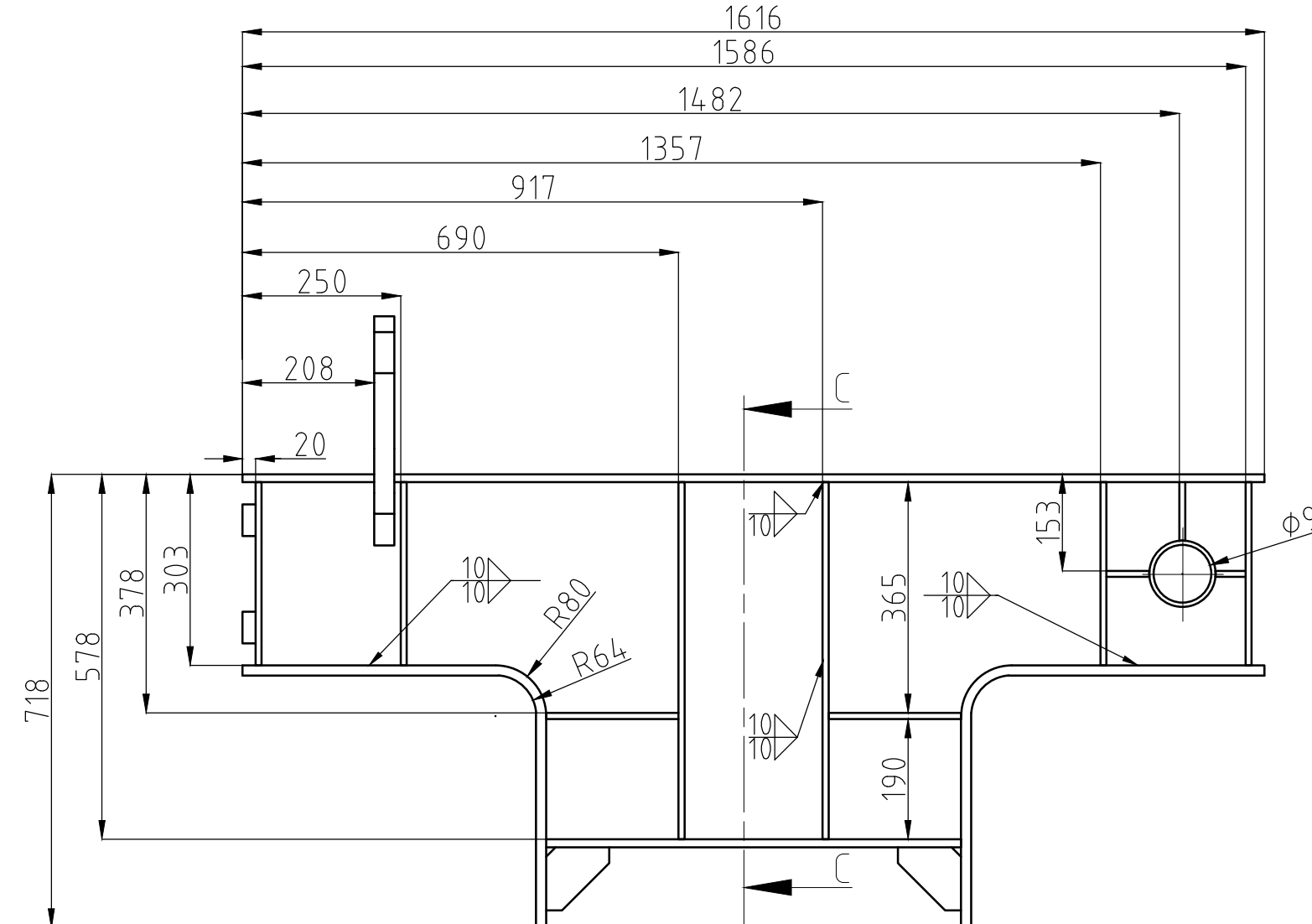
PLANO DE MECANIZADO



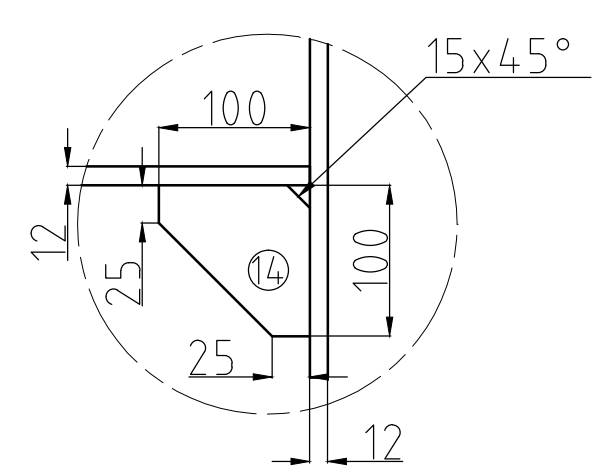
BOGIE MOTORIZADO
2 Según dibujo - 1 simetrico



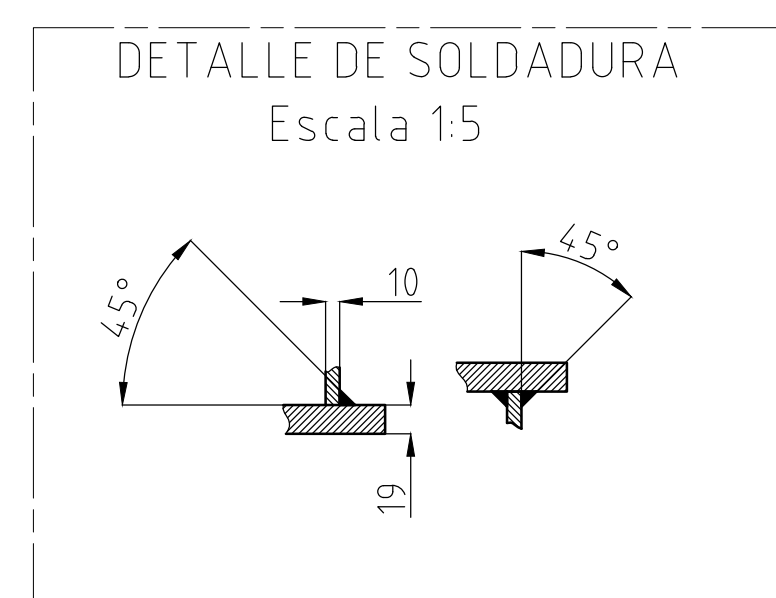
PLANO EN BRUTO



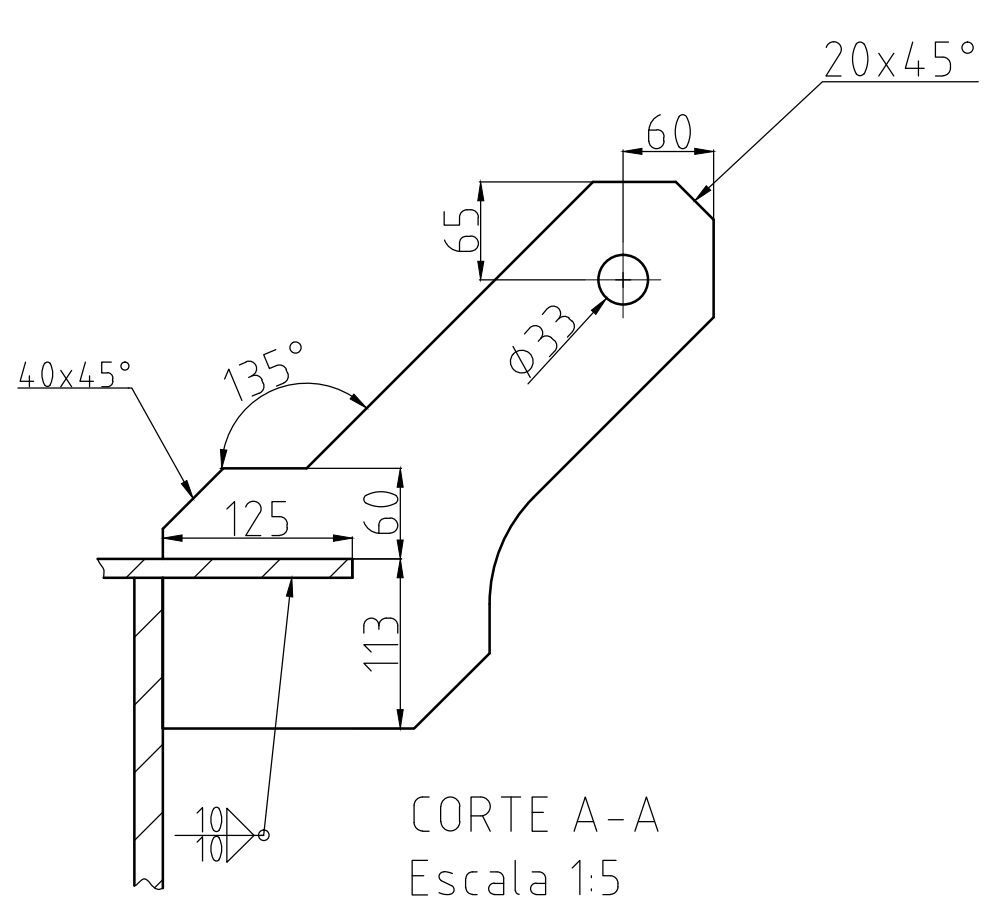
PLANO EN BRUTO



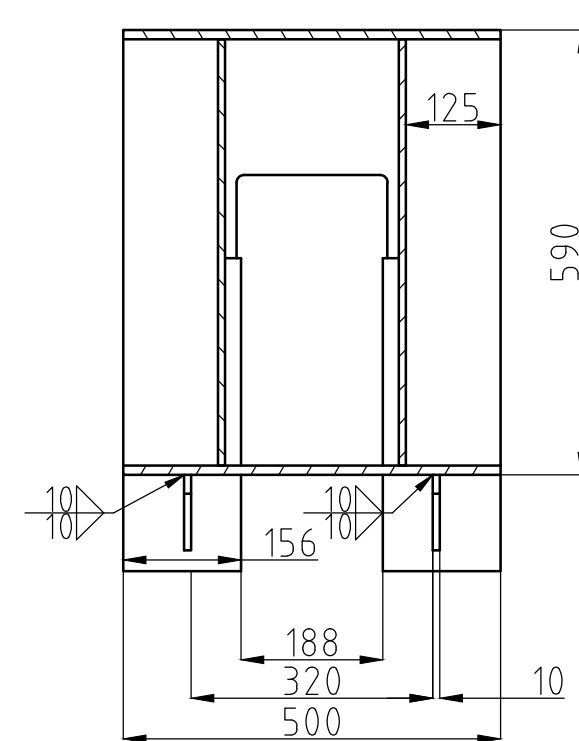
DETALLE 1
Escala 1:5



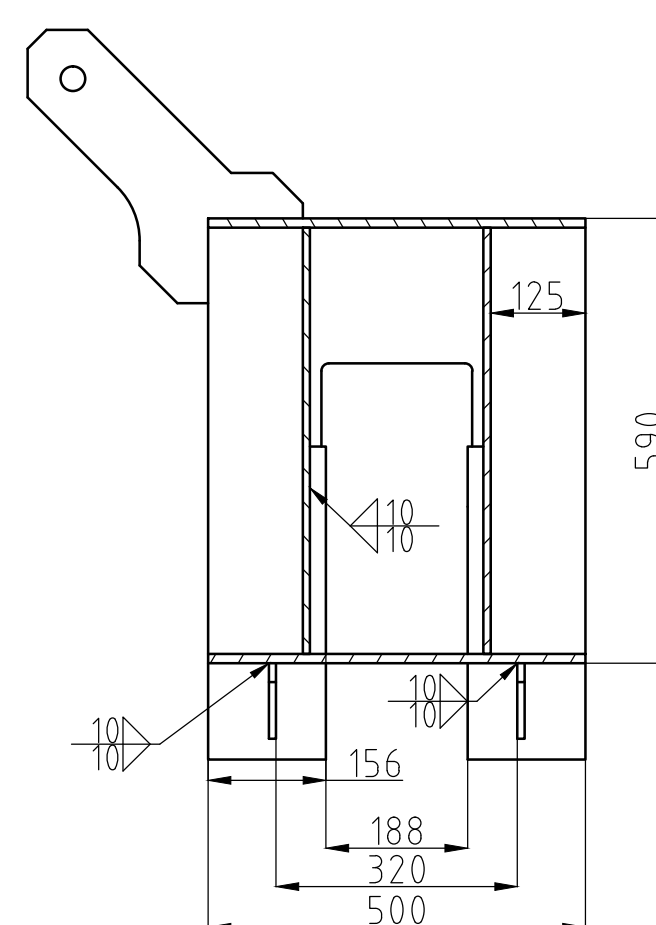
DETALLE DE SOLDADURA
Escala 1:5



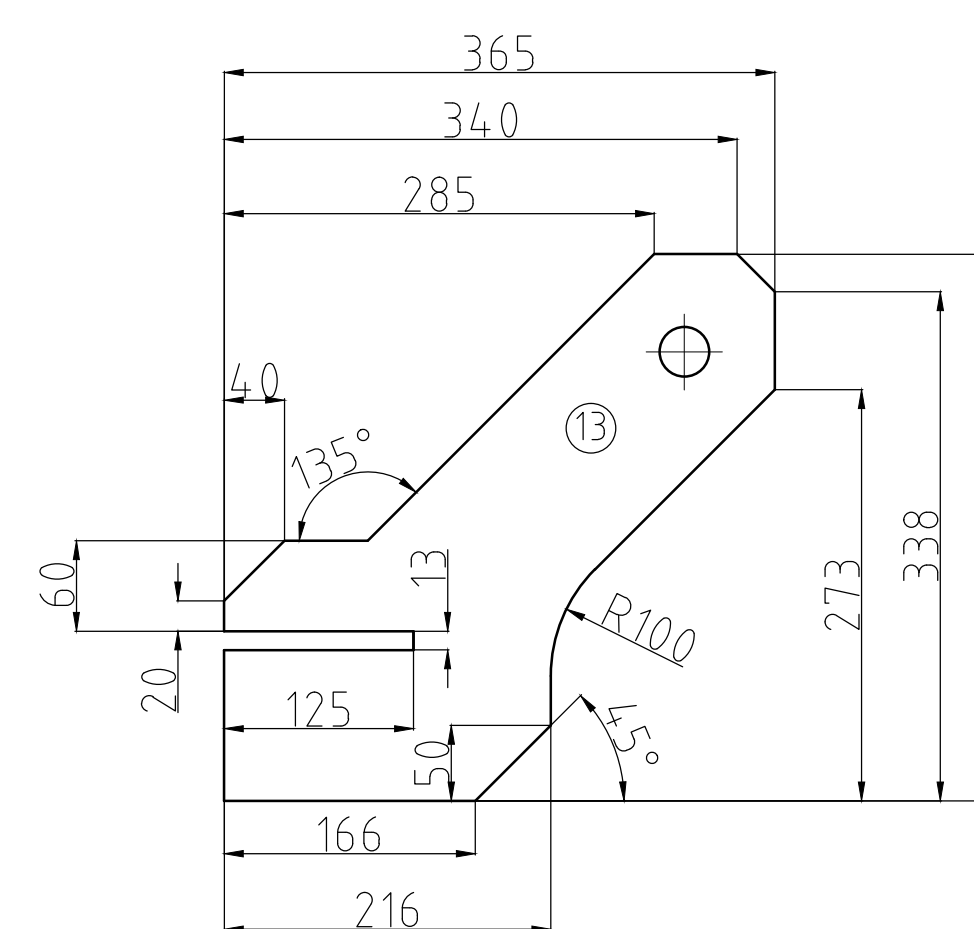
CORTE A-A
Escala 1:5



CORTE B-B
Escala 1:10



CORTE C-C
Escala 1:10



DETALLE 2
Escala 1:5

Nota:
1) Soldadura - según Norma A2.4

15	Chapa 900x156 esp: 16	8	ASTM A-36
14	Chapa 365x365 esp: 10	8	ASTM A-36
13	Chapa 500x220 esp: 32	1	ASTM A-36
12	Chapa 126x68 esp: 10	4	ASTM A-36
11	Caño 4" Sch. 40 L:490mm	2	ASTM A-36
10	Chapa 126x93 esp: 10	1	ASTM A-36
9	Chapa 126x48 esp: 10	4	ASTM A-36
8	Chapa 210x126 esp: 10	8	ASTM A-36
7	Chapa 565x126 esp: 10	8	ASTM A-36
6	Chapa 290x126 esp: 10	8	ASTM A-36
5	Chapa 50x50 esp: 36	16	ASTM A-36
4	Chapa 305x500 esp: 12	4	ASTM A-36
3	Chapa 670x500 esp: 12	2	ASTM A-36
2	Chapa 1620x500 esp: 12	2	ASTM A-36
1	Chapa 1560x580 esp: 10	4	ASTM A-36

Mod. Era: Es: Autor: Rev. Fecha:

U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.

Diseño: Ortiz, Ezequiel Año: 2019

Reviso: Estructura Bogie Especificacion Tec. N°

Fecha: 09/10/19

Escalas: 1:10

Tolerancias no indicadas:

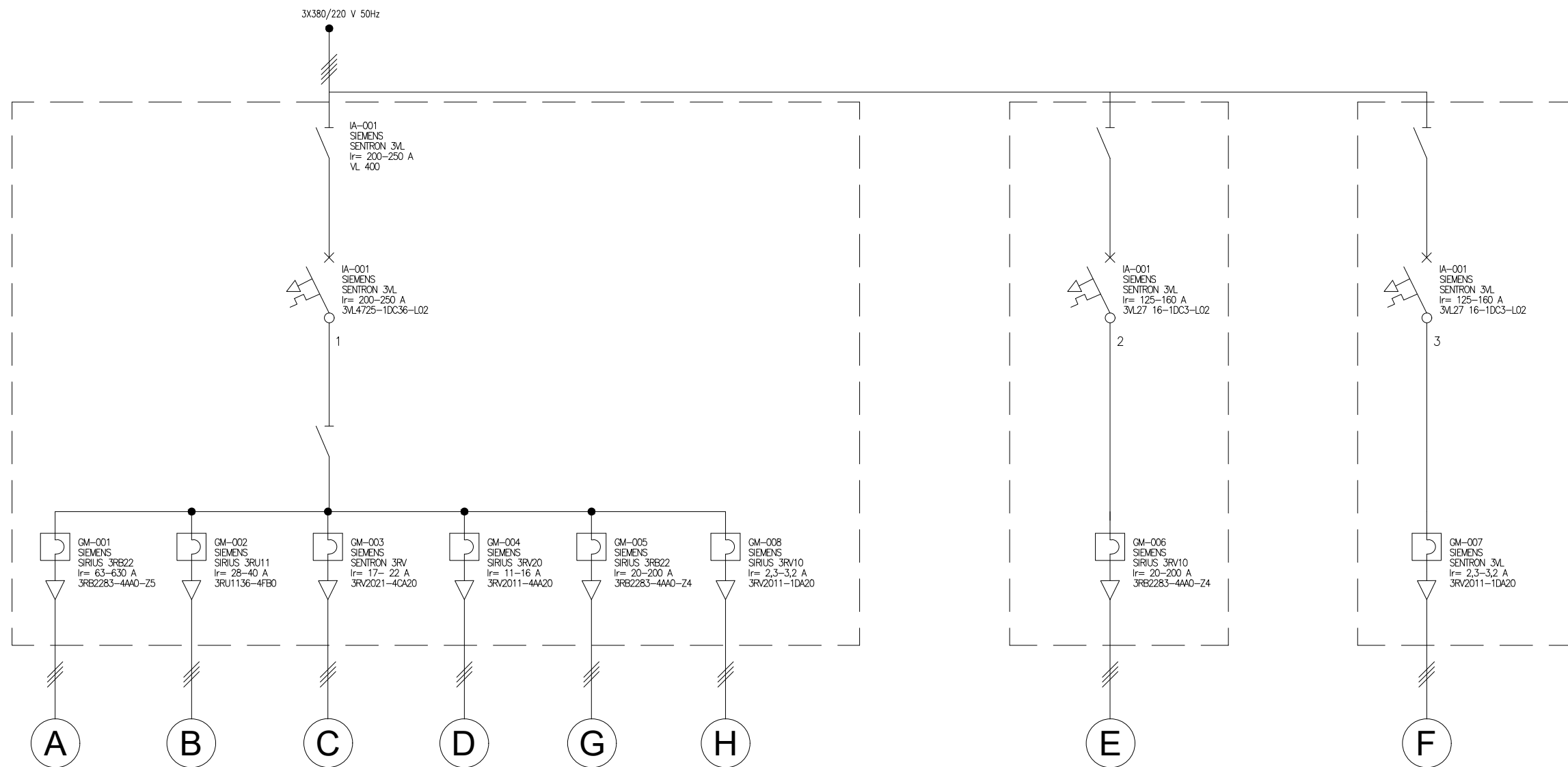
Longitudinales: ± 0.1

Angulares: ± 30'

Rugosidad: 3.2

Plano N°:

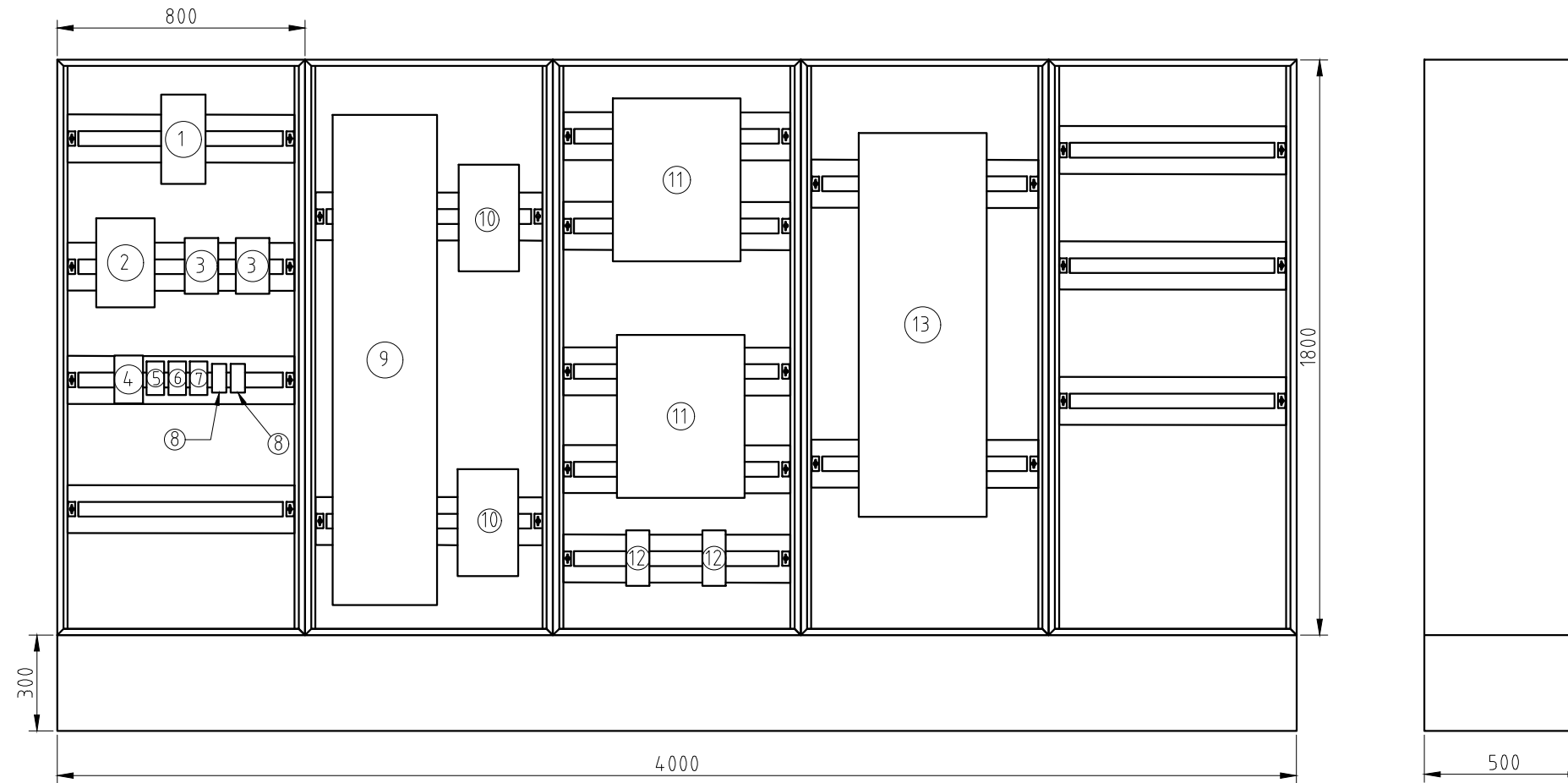
PG-011



Referencias:

A	Motor de tambor principal
B	Motor de tambor auxiliar
C	Motor del carro 1
D	Motor del carro 2
E	Motor de viga principal 1
F	Motor de viga principal 2
G	Motor de freno hidráulico tambor P.
H	Motor de freno hidráulico tambor A.

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.					
Diseño: Ortiz, Ezequiel		UNIFILAR		Año: 2019	
Reviso:				Especificacion Tecn. N°:	
Fecha: 09/10/19					
Escala:		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2		Plano N°:	
1:10				PG-012	



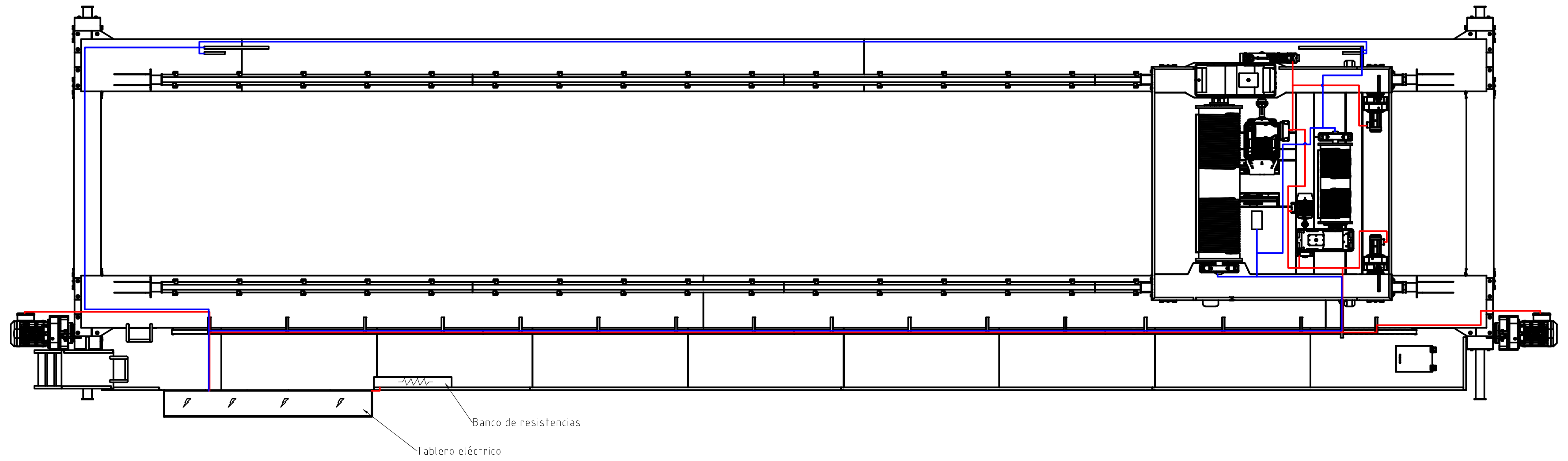
7	Guardamotor A. del carro (SIRUIS)	1	3RV2011-4AA20
6	Guardamotor P. del carro (SIRUIS)	1	3RV2021-4CA20
5	Guardamotor Tambor auxiliar (SIRUIS)	1	3RU1136-4FB0
4	Guardamotor Tambor principal (SIRUIS)	1	3RB2283-4AA0-Z5
3	Llave termomagnetica	2	3VL27 16-1DC3-L02
2	Llave Tablero Principal	1	3VL47 25-1DC36-L02
1	Interruptor general	1	VL4.00
Pos	Denominacion	Cant	Código proveedor

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
------	------	-----	-------	------	--------

U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.

13	Variador de Velocidad 5	1	6SL3224-0BE31-8UA0
12	Variador de Velocidad 4	2	6SL3224-0BE21-1UA0
11	Variador de Velocidad 3	2	6SL3224-0BE37-5UA0
10	Variador de Velocidad 2	2	6SL3224-0BE27-5UA0
9	Variador de Velocidad 1	1	6SL3224-0XE41-6UA0
8	Guardamotor Freno Hidraulico (SIRUIS)	2	3RV2011-1DA20

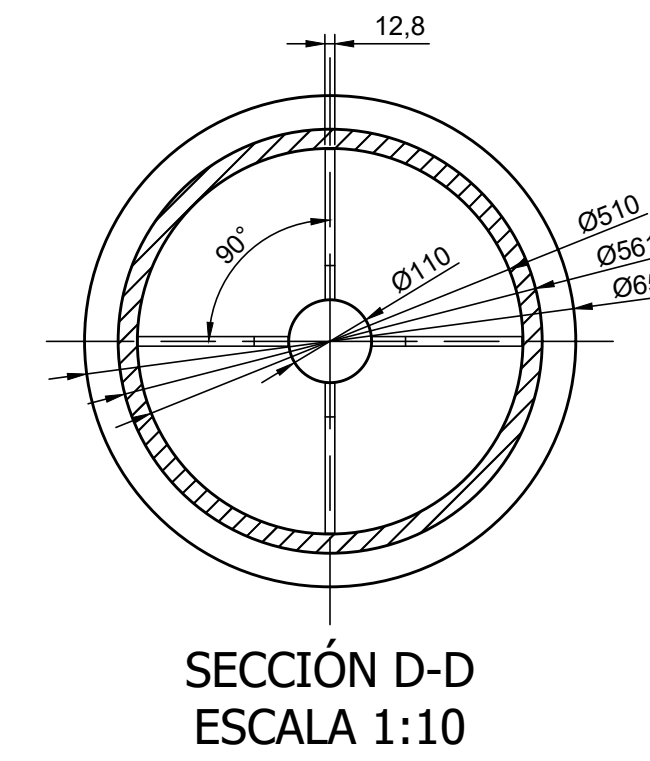
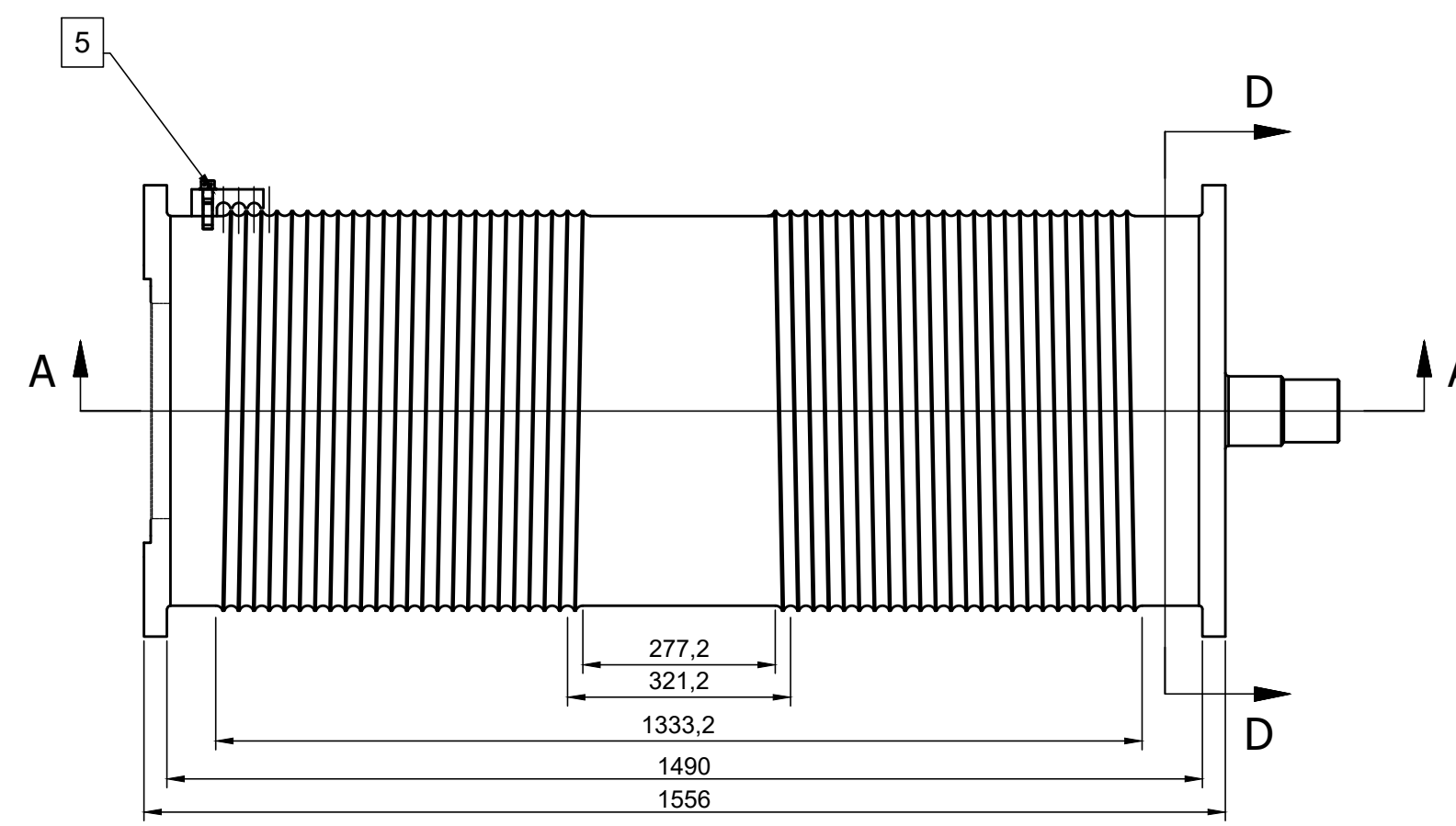
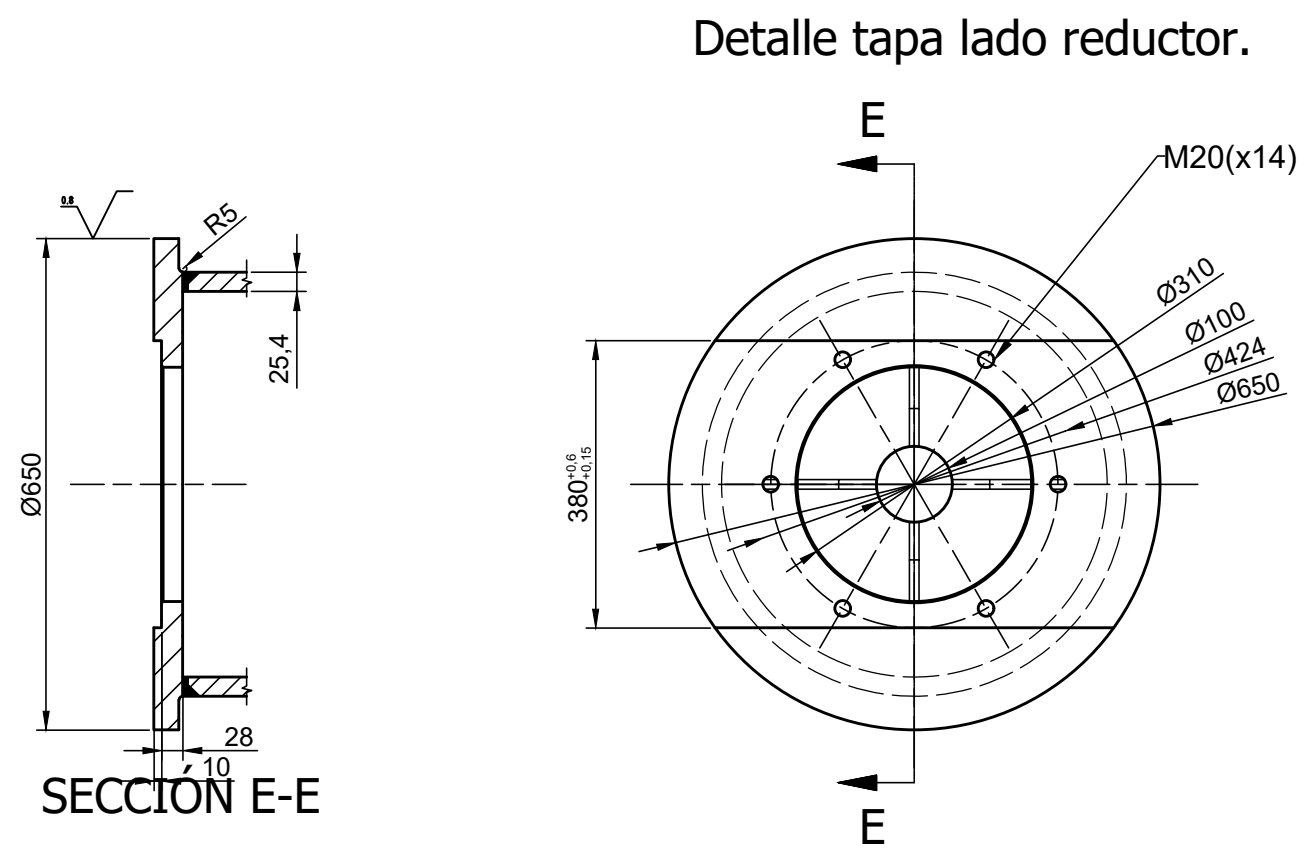
Diseño: Ortiz, Ezequiel	TOPOGRAFICO	Año: 2019
Reviso:		Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 09/10/19		
Escalas:		Tolerancias no indicadas:
1:10		Longitudinales: ± 0.1 Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $\sqrt{3.2}$
		Plano N°: PG-013



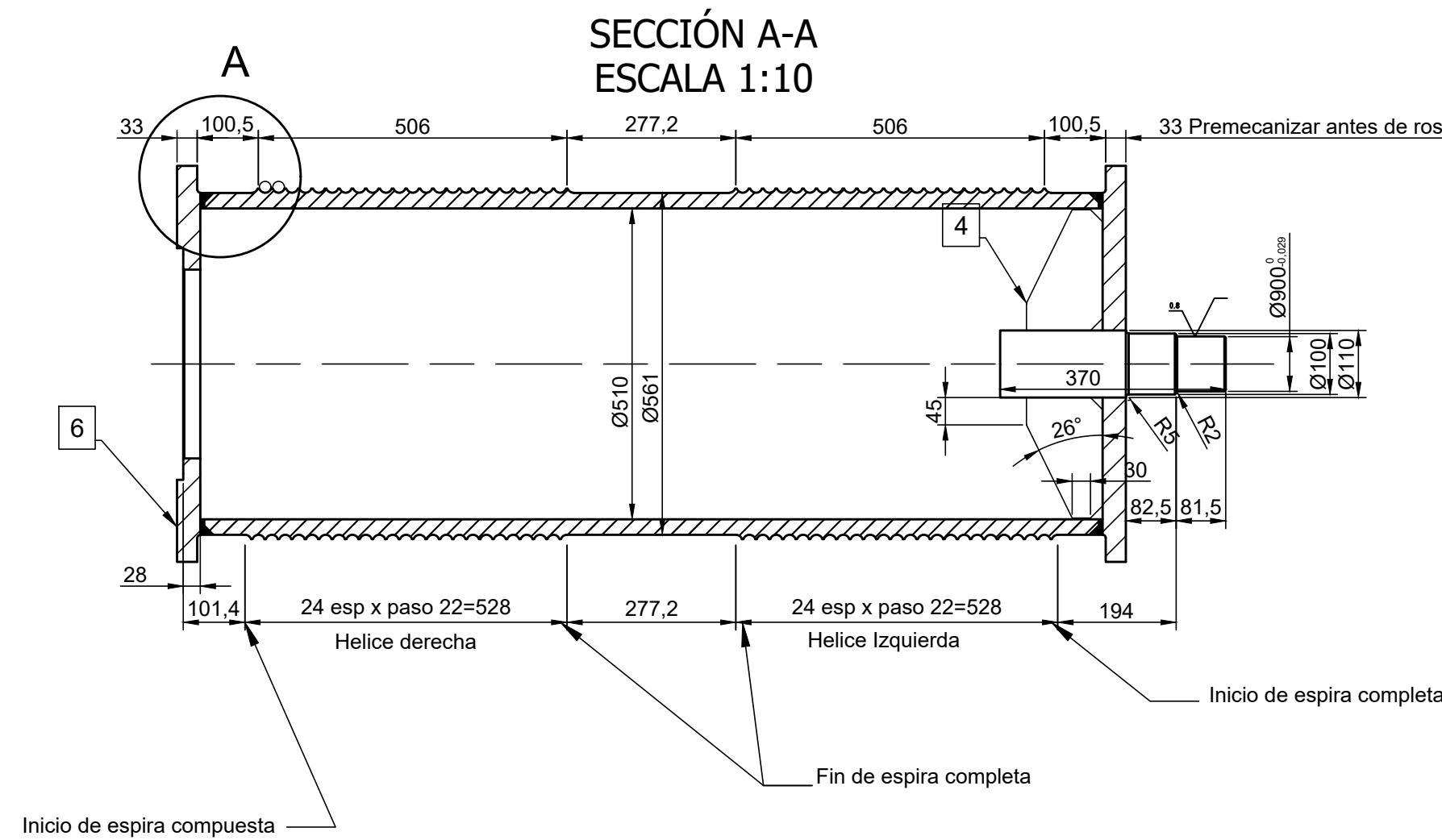
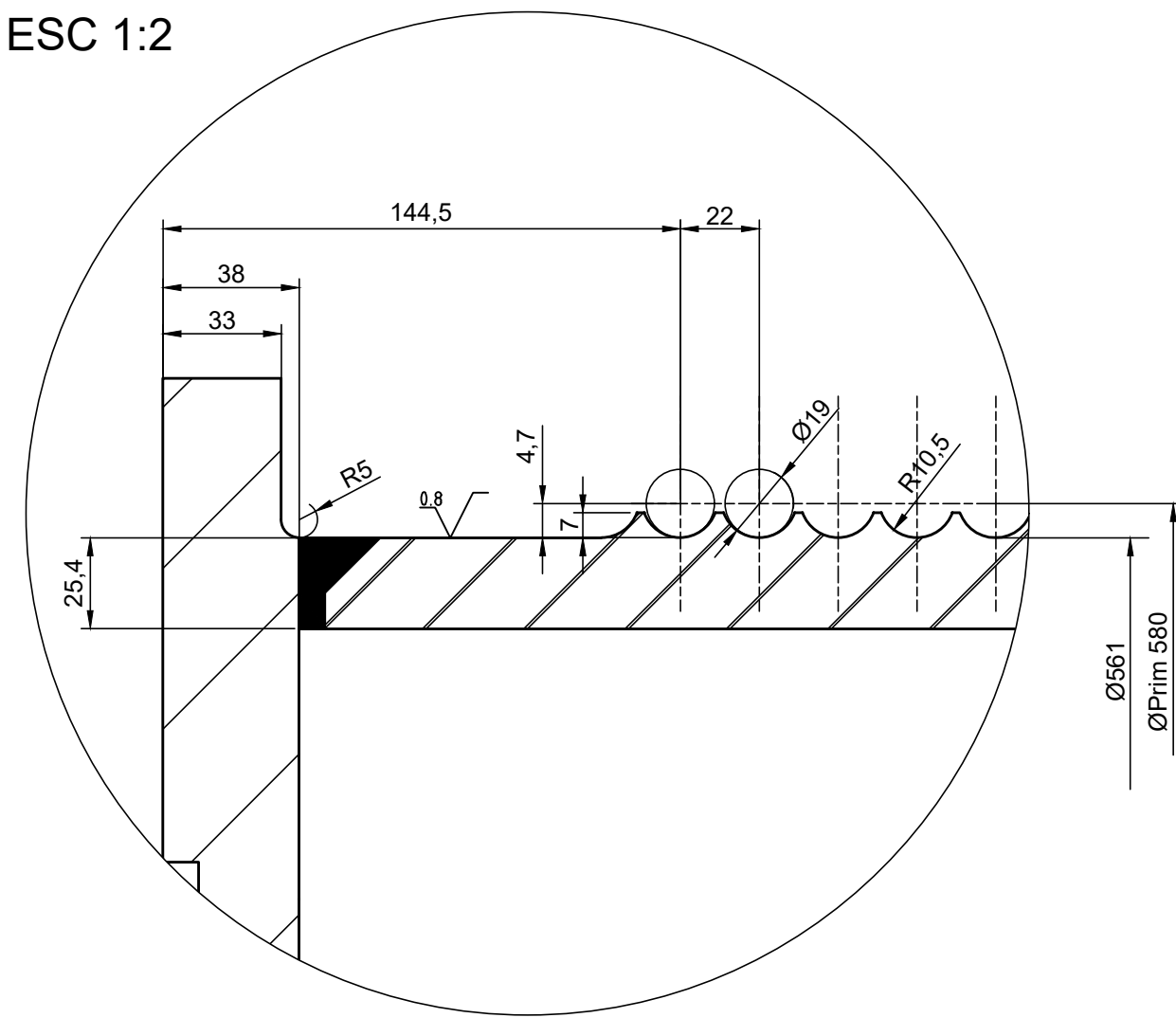
REFERENCIAS:

- LINEA DE SEÑAL
- LINEA DE POTENCIA

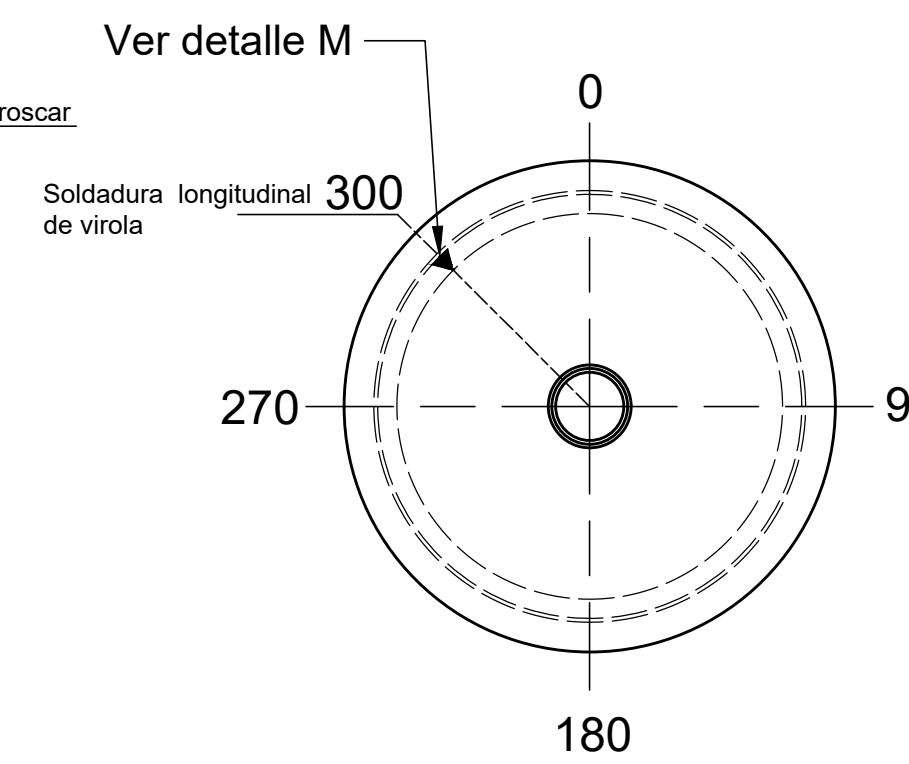
Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.					
Diseño: Ortiz, Ezequiel		CANALIZACIÓN ELÉCTRICA Y SEÑAL		Año: 2019	
Reviso:				Especificación Tecn. N°:	
Fecha: 01/11/2019					
Escalas:		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2 \sqrt{\text{---}}$		Plano N°:	
S/N				PG-014	



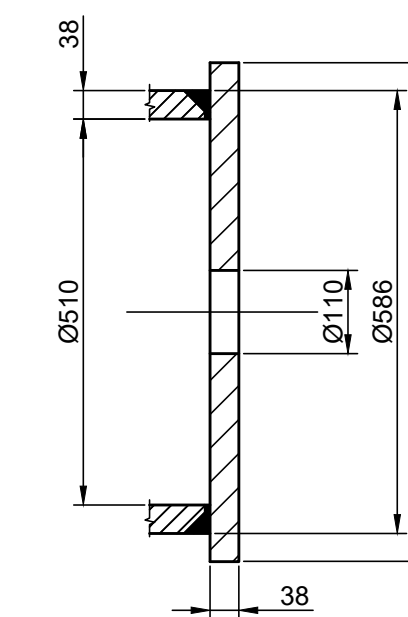
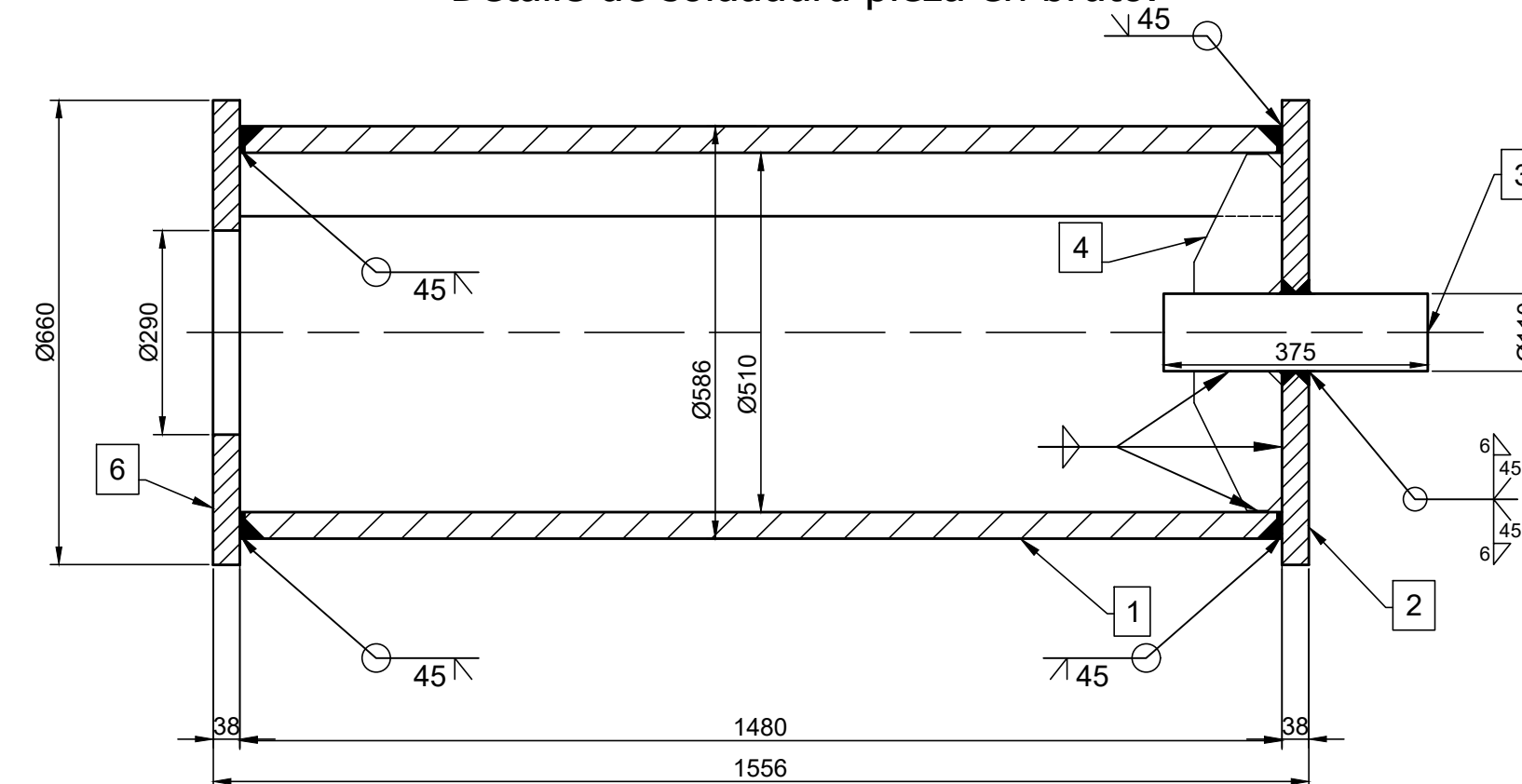
DETALLE - A
ESC 1:2



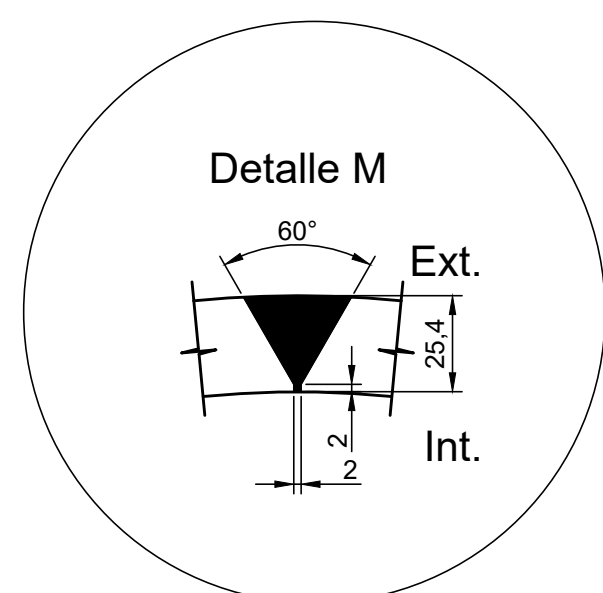
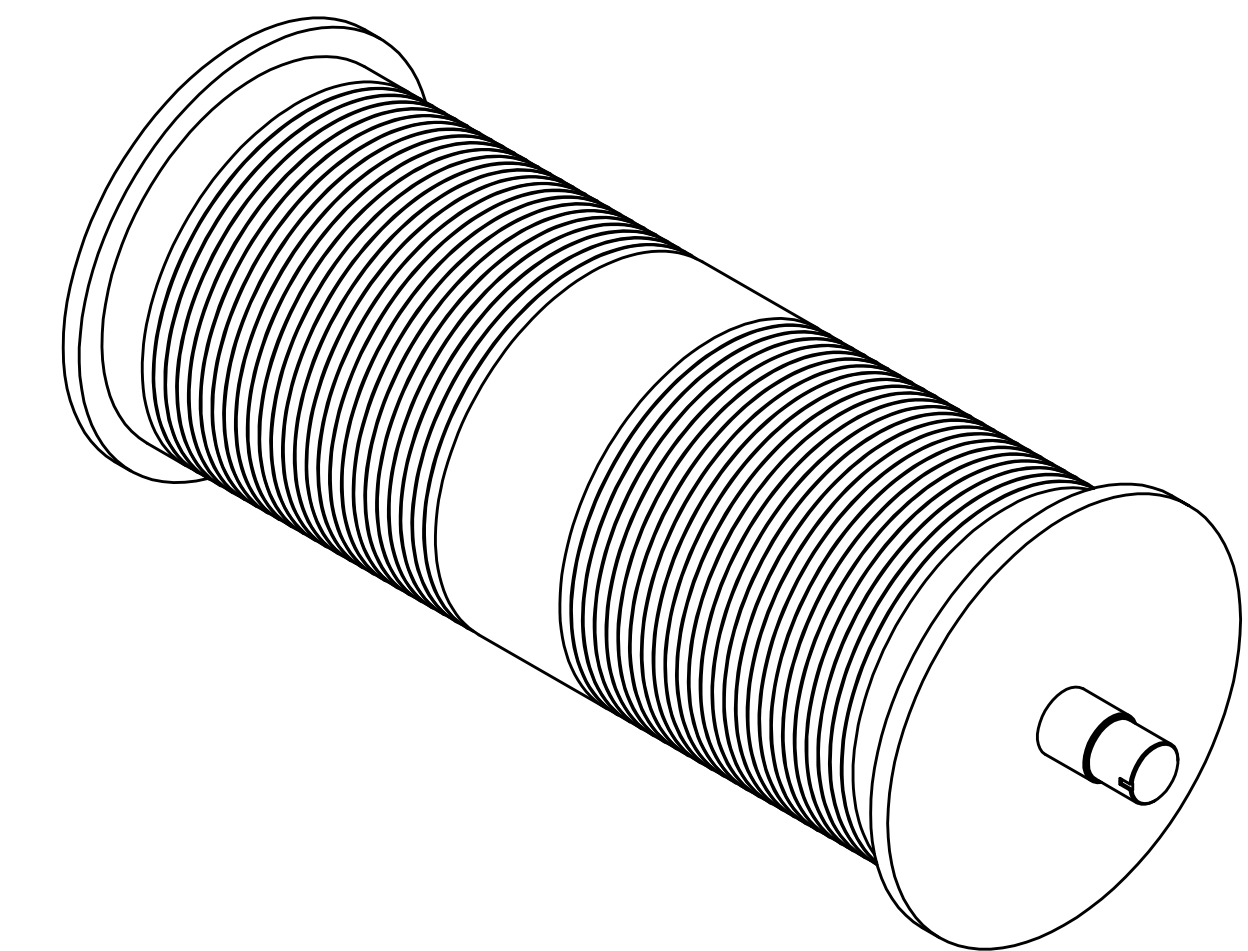
Detalle tapa lado eje.



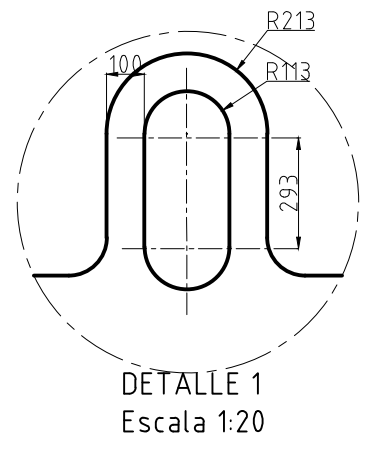
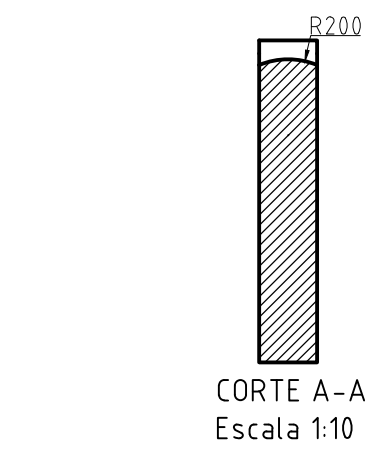
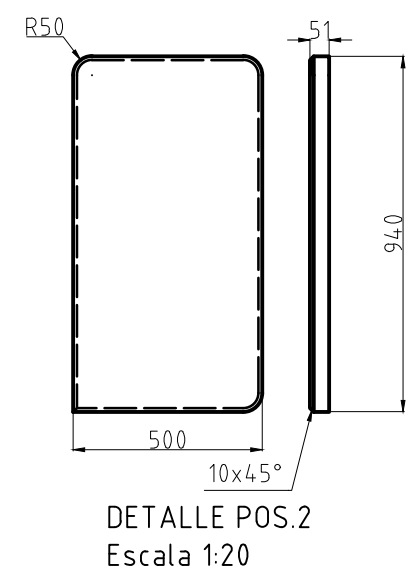
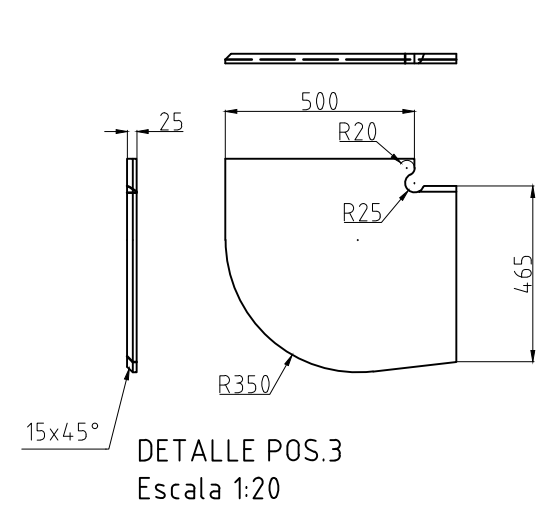
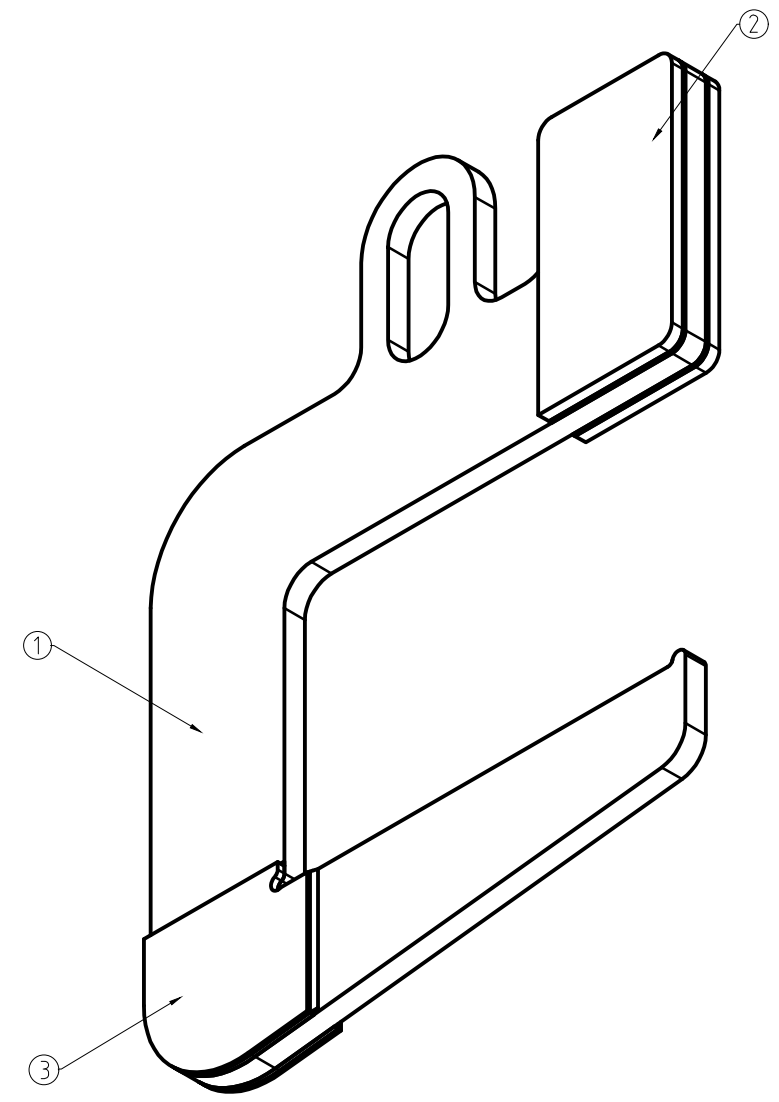
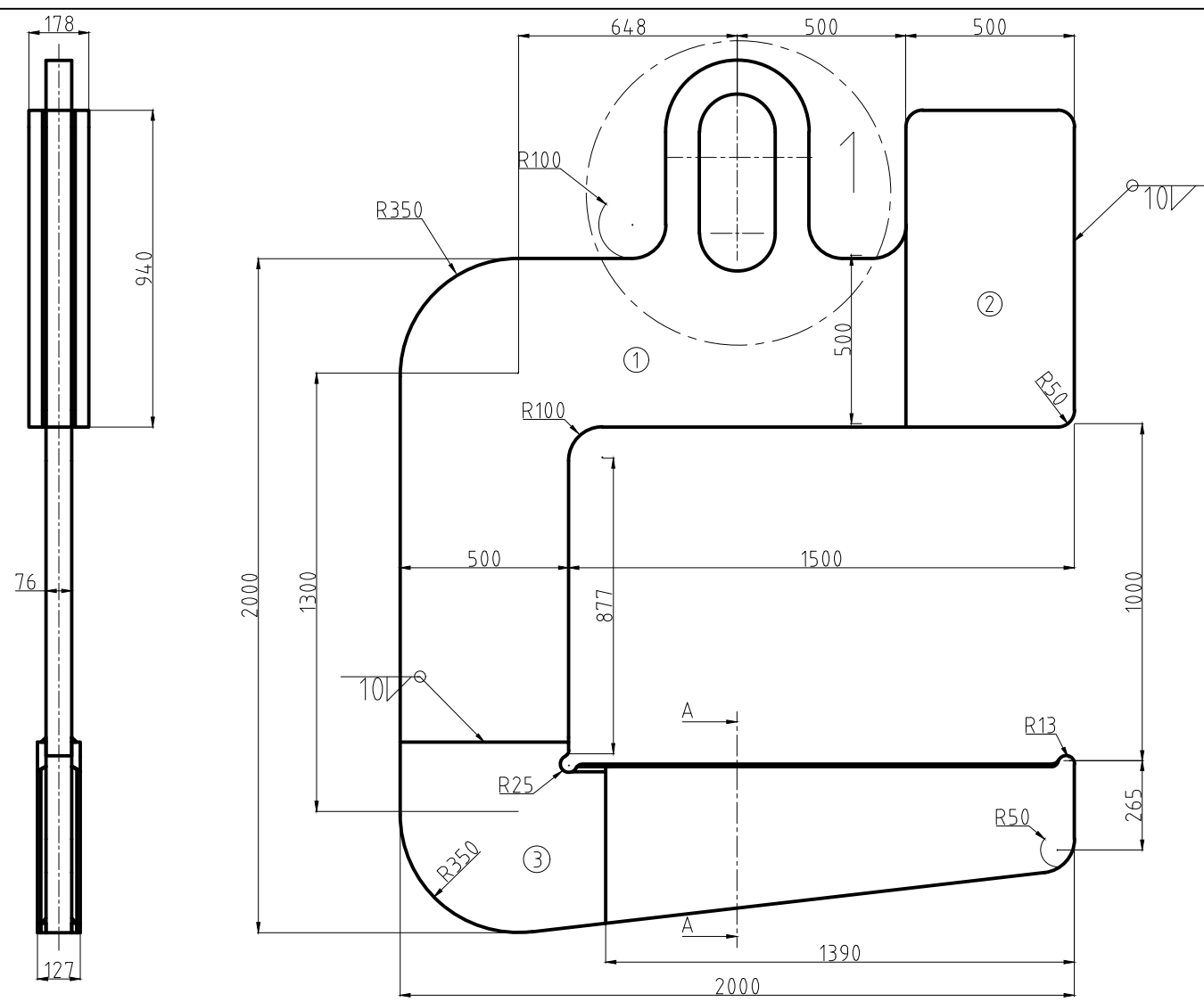
Detalle de soldadura pieza en bruto.



Nota:
Las espiras se mecanizaran luego de la soldadura y el tratamiento de destensado.
El tambor izquierdo es simetrico al derecho.
Tolerancias no especificadas
Angular:
Lineal:
Rugosidad general:
El tambor sera construido en chapa de A36 de xx".
Cilindrada y soldada segun especificacion.
Se realizara tratamiento termico de destensado post soldadura.
Posteriormente se mecanizara a las medidas especificadas para eliminar imperfecciones.
Soldadura:
Utilizar electrodos o alambre de aporte segun norma AWS 6010 para la pasada de raiz, y segun norma AWS 7018 para las pasadas siguientes.
Acotación de soldaduras según norma AWS 2.4
Terminación y pintura:
1º Cantos vivos terminar con 3 x 45°
2º Eliminar el óxido mediante cepillado enérgico o con electro-herramienta con cepillo de alambre.
3º Aplicar 2 manos de antióxido al cromato de zinc aprobado por el IRAM.
4º Terminar con 2 manos de esmalte sintético amarillo, con espesor mínimo de capa de 50 micrones.
No pintar sobre hélices.



6	Disco Ø660 mm esp 1 1/2 "	1	Comercial
5	Prensacable para cable de Ø19 mm	1	ASTM A-36
4	Placa rigidizadora 212.5 x 125 mm esp 1/2 "	4	IRAM 1045
3	Eje macizo Ø110 mm L= 375 mm	1	ASTM A-36
2	Disco Ø660 mm esp 1 1/2 "	1	ASTM A-36
1	Chapa 1480 x 1840 mm esp 1 1/2 "	1	ASTM A-36
Pos.	Denominacion	Cant	Material
Mod.	Era:	Es:	Autor Rev. Fecha:
U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.			
Diseño: Francioni Roman		TAMBOR AUXILIAR PARA CABLE DE Ø 19 mm.	
Reviso:			
Fecha: 09/10/19		Año: 2019 Especificacion Tecn. N°:	
Escalas:	Tolerancias no indicadas:		Plano N°:
1:10	Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2		PG - 016 -



Nota:
1) Soldadura - según Norma A2.4

Pos	Denominacion	Cant	Material
3	Chapa 3530x300 esp: 19	2	SAE 1020
2	Chapa 3190x300 esp: 19	2	SAE 1020
1	Chapa 2000x2000 esp: 76	1	SAE 1020

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha:

U.T.N. - Fra - Dto. Mecanica - Proyecto Final.

Diseño: Ortiz, Ezequiel	GANCHO C	Año: 2019
Reviso:		Especificacion Tecn. N°:
Fecha: 01/11/2019		

Escalas: 1:20		Tolerancias no indicadas: Longitudinales: ± 0.1 Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2	Plano N°: PG-017
------------------	--	--	---------------------