

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA
LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA**

**Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller**

BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ

ASESOR: Dr. Ing. Dante Ángel Elías Giordano

Lima, Diciembre, 2020

RESUMEN

La presente tesis muestra el diseño de un sistema mecánico de un equipo para la rehabilitación pasiva de la rodilla, con el propósito de disponer de un primer acercamiento al desarrollo de un rehabilitador de rodilla portable. Este trabajo se enfocó en personas de la población peruana adulta que han requerido una intervención quirúrgica para tratar alguna patología de la rodilla o que han sufrido un accidente cerebro vascular (ACV) que afecta el miembro inferior.

En la primera etapa se realiza una revisión de la antropometría, la anatomía y la fisiología de la rodilla, las patologías en esta articulación que pueden requerir de intervenciones quirúrgicas, los tipos de rehabilitación y los equipos empleados en la actualidad para la misma. Luego, se definieron las condiciones geométricas, cinemáticas y otras que se deben satisfacer para lograr los movimientos de rehabilitación requeridos. Posteriormente, se elaboró el diseño conceptual del sistema mecánico, se desarrollaron la cinemática y cinética del mecanismo del sistema mecánico, el cálculo de diseño en los componentes de mayor relevancia y se seleccionaron los componentes motrices y estandarizados.

El resultado del presente trabajo es un equipo cuyo rango de movimiento angular de la rodilla capaz de reproducir es de 0° hasta 120° , a una velocidad máxima de $150^{\circ}/\text{min}$ gracias al accionamiento de un tornillo de potencia-tuerca; este sistema presenta un peso de 18 kg aproximadamente, cuyas dimensiones de largo, ancho y alto son de 128 cm, 33 cm y 47 cm, respectivamente. El rango de estatura de los pacientes a la cual se encuentra orientado este sistema es desde 159 cm hasta 190 cm; el peso máximo del paciente para el cual fue diseñado fue de 120 kg.

El costo estimado de una sola unidad del sistema mecánico propuesto, el cual incluye los costos de diseño y fabricación, es de S/. 3600 y S/. 16906, respectivamente.



Dedico este trabajo a mis padres Zaida y Fernando, a mis hermanos Fernando y Katherine, y a mi tía Patricia por su apoyo y afecto incondicional a lo largo de mi vida.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco especialmente a las siguientes personas:

- Mis padres, hermanos y familiares que me mostraron su apoyo constante para la elaboración de este trabajo.
- El profesor Dante Elías Giordano por su tiempo, asesoramiento y motivación para culminar la presente tesis.



ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	i
INTRODUCCIÓN	1
ESTADO DEL ARTE	4
1.1. Biomecánica	4
1.2. Antropometría	4
1.3. Anatomía de la rodilla	5
1.4. Fisiología de la rodilla	6
1.4.1. Primer grado de libertad: Flexión-Extensión	7
1.4.2. Segundo grado de libertad: Rotación	9
1.5. Patologías de la rodilla	10
1.5.1. Artrosis	10
1.5.2. Lesiones y trastornos de los cartílagos	10
1.5.3. Lesiones de los ligamentos	11
1.5.4. Lesiones y trastornos de los tendones	12
1.6. Tipos de rehabilitación	13
1.6.1. Rehabilitación Pasiva	13
1.6.2. Rehabilitación Activa	14
1.7. Equipos y dispositivos empleados para la rehabilitación de rodilla	15
1.7.1. Dispositivos de movimiento pasivo continuo	15
1.7.2. Máquina de Ejercicio Terapéutico	17
1.7.3. Prototipo NeXOS	17
1.7.4. T-Rex Knee	18
1.7.5. Patentes	19
REQUERIMIENTOS Y DISEÑO CONCEPTUAL	21
2.1. Requerimientos	21
2.1.1. Función Principal	21
2.1.2. Cinemática	22
2.1.3. Solicitaciones de carga	22
2.1.4. Ergonomía	23
2.1.5. Montaje y Transporte	23
2.1.6. Geometría	23
2.1.7. Mantenimiento	23
2.1.8. Fabricación	24
2.1.9. Uso y Seguridad	24
2.1.10. Señales	24
2.1.11. Suministro de Energía	24
2.1.12. Costos	25
2.2. Estructura de Funciones	25
2.2.1. Caja Negra	25
2.2.2. Elaboración de la Estructura de Funciones	26
2.3. Determinación de los Conceptos de Solución	27
2.3.1. Matriz Morfológica	27

2.3.2.	Evaluación técnica y económica de las soluciones	30
2.4.	Proyecto óptimo a desarrollar	32
CINEMÁTICA Y CINÉTICA DEL MECANISMO DEL SISTEMA MECÁNICO		33
3.1.	Antropometría	33
3.1.1.	Dimensiones de los segmentos del miembro inferiores	34
3.1.2.	Masa de los segmentos del miembro inferior	34
3.1.3.	Momentos de Inercia de los segmentos	36
3.2.	Análisis Cinemático del mecanismo	37
3.2.1.	Análisis de Posición	37
3.2.2.	Análisis de Velocidad	46
3.2.3.	Análisis de Aceleración	48
3.3.	Análisis Cinético del mecanismo	54
3.3.1.	Análisis Cinético de la Estructura Soporte del Muslo	54
3.3.2.	Análisis Cinético de la Estructura Soporte de la Pierna	56
3.3.3.	Análisis Cinético de la Tuerca del Tornillo de Potencia	57
CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA MECÁNICO		61
4.1.	Sistema de transmisión de potencia	61
4.1.1.	Tornillo de potencia y tuerca	62
4.1.1.1.	Determinación del Momento Torsor en la rosca	64
4.1.1.2.	Determinación del Momento Torsor por fricción	65
4.1.1.3.	Verificación de la vida útil de la tuerca	66
4.1.1.4.	Velocidad límite del husillo	66
4.1.1.5.	Eficiencia del husillo	67
4.1.1.6.	Velocidad de giro crítica del husillo y distancia entre apoyos	67
4.1.1.7.	Resistencia al pandeo	69
4.1.2.	Motor y Acoplamiento	69
4.1.3.	Análisis de esfuerzos y deformación del cubo con rosca interior	70
4.2.	Sistema Mecanismo-Estructura	72
4.2.1.	Subensamble Estructura Soporte del Muslo	72
4.2.1.1.	Análisis de esfuerzos del Soporte del Muslo	75
4.2.2.	Subensamble Soporte de la Pierna	78
4.2.2.1.	Análisis de esfuerzos del Soporte de la Pierna	80
4.2.3.	Verificación de las uniones con pasadores	82
4.3.	Sistema Estructura Base	84
4.3.1.	Guía para el cubo con rosca interior	84
4.3.2.	Base del Equipo	85
SISTEMA MECÁNICO, PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS		86
5.1.	Diseño del sistema mecánico propuesto	86
5.2.	Componentes del sistema de control	87
5.3.	Lista de planos	88
5.4.	Estimación de costos	89
5.4.1.	Costos de diseño	89
5.4.2.	Costos de componentes	90
5.4.3.	Costos de fabricación	91

5.4.4. Costo total del sistema	91
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	93
CONCLUSIONES	94
BIBLIOGRAFÍA	95
ANEXO A: CINEMÁTICA Y CINÉTICA DEL MECANISMO	98
ANEXO B: MOTOR PASO A PASO	110
ANEXO C: ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	115
ANEXO D: CÁLCULO DE UNIONES ATORNILLADAS	117
ANEXO E: VERIFICACIÓN DEL TORNILLO DE POTENCIA ANEXO F: VERIFICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS	130
ANEXO G: SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO	134
ANEXO H: VALORES ADMISIBLES EN UNIONES CON PASADOR	140
ANEXO I: TORNILLO DE POTENCIA	146
PLANOS	147
	207



INTRODUCCIÓN

En el 2013, el Instituto Nacional de Estadística e Informática del Perú (INEI) señaló que el 5,2% de la población peruana (1 millón 575 mil personas) presentaba discapacidad. Asimismo, informó que el 88,6% de la población con alguna discapacidad no recibió terapia o tratamiento para la rehabilitación; del 11,4% que sí lo recibió, el 46,1% fue de rehabilitación física [INEI, 2013]. Previamente, en el 2012, la misma organización realizó un estudio en el que señaló que, del total de personas con discapacidad de locomoción y/o destreza, el 92% presentaba dificultad para caminar fuera de su casa tanto distancias cortas como largas; además, el 53,1% precisó no poder mantener el equilibrio ni poder moverse y caminar sin dificultades [INEI, 2014].

Las estadísticas señaladas se encuentran relacionadas con la articulación de la rodilla, ya que esta trabaja en cualquier actividad que implique la marcha o en dar estabilidad al cuerpo. Por ejemplo, el Ministerio de Salud realizó un estudio en base a datos del 2004 en el que se señala que la artrosis (de rodilla y otras articulaciones) es la condición más común que afecta y causa discapacidad en las personas, y determinó que es la séptima causa de carga de enfermedad en el país. Esta dolencia está asociada con la edad (más frecuente a los mayores de 45 años), obesidad (por la carga que soportan las rodillas), entre otros [MINSA, 2008].

La rehabilitación pasiva de la rodilla es una actividad necesaria, como por ejemplo en personas que han sufrido un accidente cerebro vascular (ACV) que afecta el

miembro inferior o que han requerido una intervención quirúrgica para tratar una reconstrucción del ligamento cruzado anterior, artrosis de rodilla, entre otros. La rehabilitación inmediata luego de estas operaciones es importante para recuperar el rango de movimiento normal y evitar rigidez de la articulación para que la persona luego no se encuentre limitada físicamente. La primera etapa de rehabilitación consta de movimientos pasivos en la que el paciente es ayudado por un fisioterapeuta para mover su extremidad inferior. En la segunda etapa de rehabilitación, el paciente realiza movimientos activos, con indicaciones del fisioterapeuta, los que se orientan a recuperar la fuerza muscular y la flexibilidad de las articulaciones [HAMONET, 1990].

Sin embargo, con las técnicas convencionales, que consisten en que un terapeuta fuerce con sus manos los movimientos de la rodilla, el proceso de rehabilitación resulta agotador tanto para el paciente como para el terapeuta. Además, la frecuencia, la repetibilidad y la exactitud de los movimientos no pueden ser garantizados por el terapeuta. Por ende, los pacientes interrumpen sus tratamientos pues no perciben progresos satisfactorios, las sesiones de terapia no se pueden programar con una mayor frecuencia debido a la cantidad insuficiente de terapeutas y equipos de rehabilitación, lo que se suma al hecho de que los pacientes deben trasladarse a los centros de rehabilitación.

Por lo tanto, y con el propósito de disponer de un primer acercamiento al desarrollo de un rehabilitador de rodilla portable, se propone el diseño del sistema mecánico de un equipo para la rehabilitación pasiva de la rodilla, orientado para la población peruana adulta. Este sistema rehabilitador busca, además de rehabilitar y fortalecer la zona afectada de la rodilla, incrementar el número de terapias, ofrecer movimientos seguros y precisos, reducir el tiempo de recuperación de los pacientes, y podrá ser usado para ampliar la línea de investigación en equipos para la rehabilitación de la marcha humana.

La presente tesis comprenderá la revisión del estado del arte, la definición de las condiciones geométricas, cinemáticas y otras que se deben satisfacer, el diseño conceptual del sistema mecánico, la cinemática y cinética del mecanismo del sistema mecánico, los cálculos de diseño en los componentes de mayor

relevancia, la selección de los componentes motrices y estandarizados, la elaboración de los planos para la fabricación, y la estimación del costo de diseño y fabricación.



CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE

En el presente capítulo se exponen los aspectos teóricos como la biomecánica, antropometría, anatomía y fisiología de la rodilla, las patologías de esta articulación que requieren algún tipo de rehabilitación física y el estado de la tecnología, necesarios para llevar a cabo el diseño del equipo rehabilitador.

1.1. Biomecánica

La Biomecánica es la disciplina que estudia el movimiento y sus causas en seres vivos utilizando los principios de la Mecánica. Esta disciplina proporciona herramientas matemáticas y conceptuales necesarias para entender cómo son los movimientos de los seres humanos y cómo los fisioterapeutas pueden mejorar el movimiento o lograr que el movimiento sea más seguro [KNUDSON, 2007].

1.2. Antropometría

La Antropometría es la rama principal de la antropología que se encarga de la medición del cuerpo humano para determinar las diferencias en individuos y grupos. Se requiere de un vasto número de mediciones físicas para describir y diferenciar las características según raza, edad, sexo y tipo de cuerpo [WINTER, 2009].

A continuación, se muestra en la Figura 1.1 una aproximación de las medidas de cada segmento del cuerpo humano en función de la estatura. En el presente trabajo esta figura permitirá definir las dimensiones de cada segmento del miembro inferior (muslo, pierna y pie) que serán consideradas en el diseño del equipo de rehabilitación.

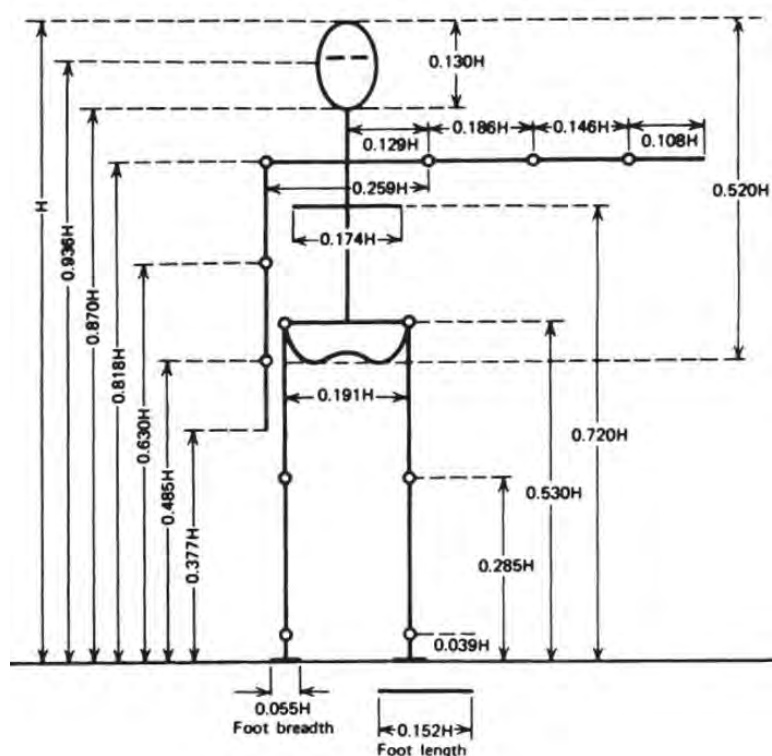


Figura 1.1 Longitudes de cada segmento del cuerpo según estatura H [WINTER, 2009]

1.3. Anatomía de la rodilla

La rodilla es la articulación intermedia del miembro inferior cuya función es dar estabilidad y resistencia debido al peso que tiene que soportar, regular la distancia del cuerpo con respecto al suelo y dar movilidad al cuerpo para la marcha. Está conformada por huesos, cartílagos, músculos, ligamentos, y tendones (Figura 1.2). Cabe mencionar que los huesos involucrados en esta articulación son el fémur, la rótula y la tibia, mas no el peroné que se une a la tibia [KAPANDJI, 2003].

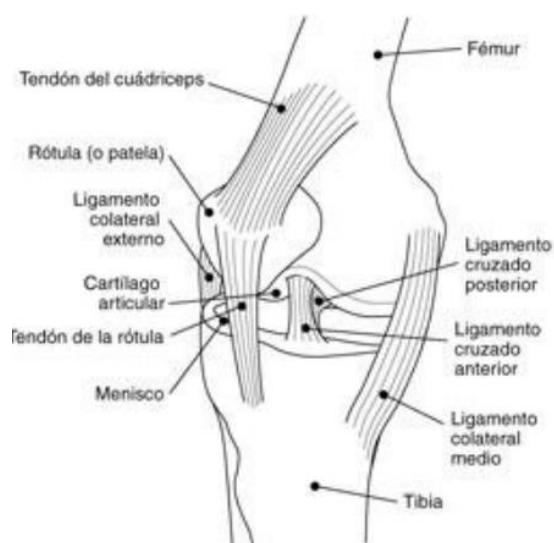


Figura 1.2 Estructura de la rodilla [NIAMS, 2014]

1.4. Fisiología de la rodilla

El principal grado de libertad que presenta esta articulación es la flexión-extensión (Figura 1.3) que regula la distancia del cuerpo con respecto al suelo. La rodilla trabaja esencialmente en compresión bajo acción de la gravedad. Asimismo, la rodilla presenta un segundo grado de libertad que es la rotación sobre el eje longitudinal de la pierna; este grado de libertad se presenta únicamente cuando la pierna se encuentra flexionada.

La articulación de la rodilla es un caso singular desde el punto de vista mecánico ya que debe conciliar dos imperativos contradictorios: poseer una gran estabilidad en extensión máxima, posición en la cual la rodilla soporta esfuerzos importantes debido al peso del cuerpo y a la longitud de los brazos de palanca, y adquirir gran movilidad a partir de cierto ángulo de flexión necesaria en la carrera y para la orientación óptima del pie en relación a irregularidades del terreno. En flexión, la rodilla está expuesta al máximo a lesiones de ligamentos y meniscos, mientras que en extensión es más vulnerable a las fracturas articulares y a las rupturas de ligamentos.

La amplitud de la flexión de la rodilla es distinta según la posición de la cadera y el tipo de movimiento: si la cadera está flexionada previamente, la flexión activa

alcanza los 140° , y únicamente llega a los 120° si la cadera está en extensión [KAPANDJI, 2003].

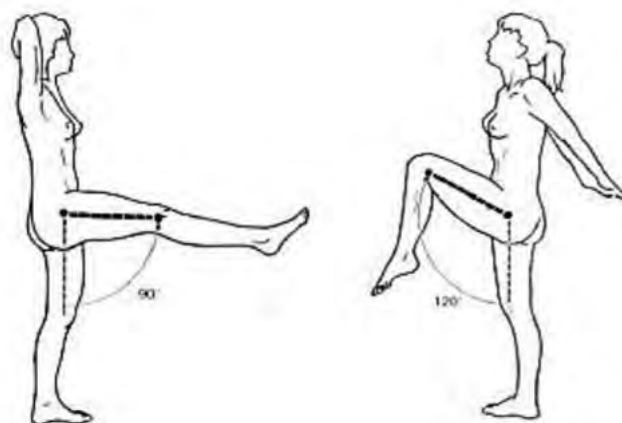


Figura 1.3 Movimiento de extensión (izquierda) y flexión (derecha) [KAPANDJI, 2003]

1.4.1. Primer grado de libertad: Flexión-Extensión

El primer grado de libertad está condicionado por el eje transversal XX' como se aprecia en la Figura 1.4, alrededor del cual se realizan los movimientos de flexión-extensión en un plano sagital (Figura 1.5); este eje, contenido en un plano frontal, atraviesa horizontalmente los cóndilos femorales. Dada la forma del cuello femoral, el eje de la diáfisis femoral no coincide con la prolongación del eje del esqueleto de la pierna, por lo que forma un ángulo obtuso, de afuera hacia dentro, de 170° a 175° (mostrado en la Figura 1.6): se trata del valgo fisiológico de la rodilla [KAPANDJI, 2003].



Figura 1.4 Vista externa de la rodilla semiflexionada [KAPANDJI, 2003]

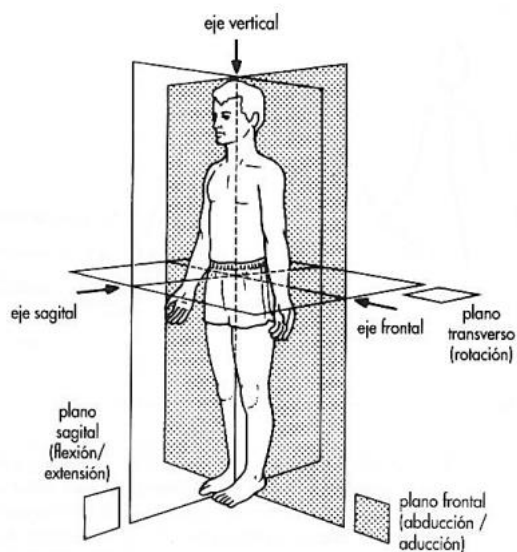


Figura 1.5 Planimetría del cuerpo humano [KAPANDJI, 2003]

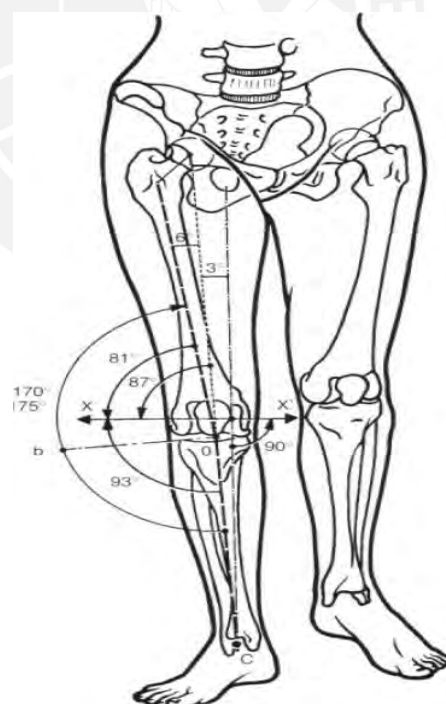


Figura 1.6 Esqueleto del miembro inferior [KAPANDJI, 2003]

El “eje mecánico del miembro inferior” está definido por los tres centros articulares de la cadera, de la rodilla (O) y del tobillo (C) que se encuentran alineados en una

misma recta OC (Figura 1.6). En la pierna, este eje se confunde con el eje del esqueleto; no obstante, en el muslo el eje mecánico OC forma un ángulo de 6° con el eje del fémur.

Por otro parte, el hecho de que las caderas se encuentran más separadas entre sí respecto a la separación entre tobillos, causa que el eje mecánico del miembro inferior esté ligeramente oblicuo hacia abajo y adentro, formando un ángulo de 3° con la vertical.

El eje horizontal de flexión-extensión (eje XX') forma un ángulo de 81° con el eje del fémur y 93° con el eje de la pierna, de lo cual se deduce que en máxima flexión el eje de la pierna no se sitúa exactamente detrás del eje del fémur, sino por detrás y ligeramente hacia dentro, por lo que el talón es desplazado hacia el plano de simetría: la flexión máxima permite al talón contactar con la nalga a la altura de la tuberosidad isquiática [KAPANDJI, 2003].

1.4.2. Segundo grado de libertad: Rotación

Es el giro alrededor del eje longitudinal YY' (Figura 1.4) de la pierna únicamente cuando la rodilla se encuentra en flexionada (Figura 1.7). La estructura imposibilita la rotación cuando la articulación está en máxima extensión. El eje de la pierna se confunde con el eje mecánico del miembro inferior y la rotación axial ya no se localiza en la rodilla, sino en la cadera que la supe [KAPANDJI, 2003].

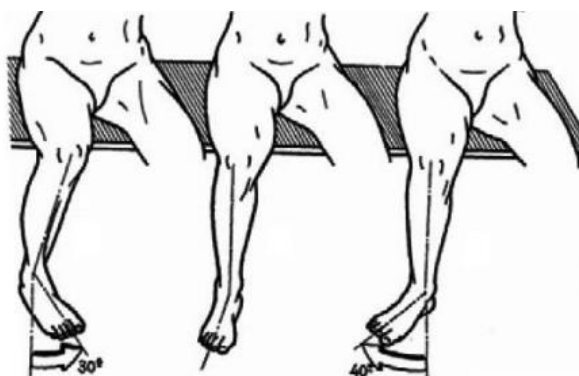


Figura 1.7 Rotación de la rodilla interna y externa [KAPANDJI, 2003]

1.5. Patologías de la rodilla

Según el Instituto Nacional de Artritis y Enfermedades Musculoesqueléticas y de la Piel (NIAMS), las rodillas pueden sufrir distintas enfermedades que, para curarlas, necesitan de rehabilitación física.

1.5.1. Artrosis

La osteoartritis o artrosis es una enfermedad que afecta al cartílago de la rodilla desgastándola gradualmente, como se aprecia en la Figura 1.8. Se recomiendan tomar medicamentos para aliviar el dolor y para disminuir la inflamación, ejercicios para aumentar la extensión del movimiento y la fortaleza.

La artritis reumatoide también es otro tipo de artritis que causa inflamación en las rodillas y puede destruir el cartílago; se trata con medicamentos, fisioterapia o cirugía de reemplazo de rodilla si estuviera gravemente dañada [NIAMS, 2014].

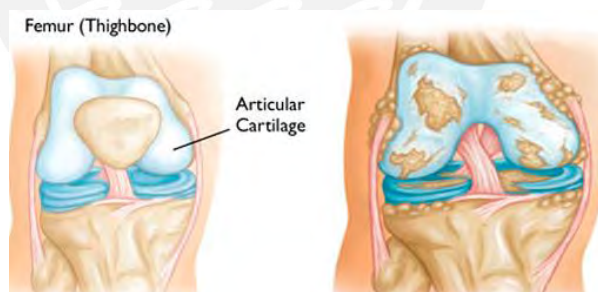


Figura 1.8 Rodilla con osteoartritis¹

1.5.2. Lesiones y trastornos de los cartílagos

La condromalacia que se aprecia en la Figura 1.9 ocurre cuando el cartílago de la rótula se ablanda debido a algunas lesiones, debilidad muscular o uso excesivo del mismo. También, puede desarrollarse cuando un golpe en la rótula desprende una parte del cartílago que contenga un fragmento del hueso.

¹ <http://imprimalia3d.com/noticias/2016/03/05/005829/bioimpresi-n-3d-contra-artritis> Fecha revisión 2/09/17

El menisco se puede lesionar fácilmente si la rodilla se tuerce mientras se carga un objeto pesado, generando un desgarro parcial o total. Si el desgarro es leve, el menisco se mantiene a la rodilla; si fuera mayor, podría quedar colgando de una tira de cartílago. El tratamiento incluye ejercicios para fortalecer los músculos, estímulos eléctricos para fortalecer los músculos o cirugía en caso de lesiones graves [NIAMS, 2014].



Figura 1.9 Rodilla con y sin condromalacia rotuliana²

1.5.3. Lesiones de los ligamentos

Los dos ligamentos de la rodilla que con frecuencia se lesionan son el ligamento anterior cruzado (LAC) y el ligamento posterior cruzado (LPC). Por lo general, el LAC se estira y/o desgarra al realizar un movimiento de rotación brusco como se aprecia en la Figura 1.10, y los impactos directos lesionan el LPC. Los ligamentos colaterales (mediano y lateral) se desgarran o estiran por golpes a los lados de la rodilla [NIAMS, 2014].



Figura 1.10 Comparación entre rodilla normal y con lesión de ligamento cruzado anterior³

² <http://www.fisiovalvaro.com/blog-fisioterapia-vicevalvaro/entry/padeces-de-condromalacia-rotuliana-te-explicamos-los-sintomas-y-como-tratarla.html> Fecha revisión 2/09/17

³ <https://medlineplus.gov/spanish/ency/article/001074.htm> Fecha revisión 2/09/17

1.5.4. Lesiones y trastornos de los tendones

Las lesiones de los tendones varían desde la tendinitis, que es la inflamación del tendón, hasta la ruptura de un tendón. El desgarro ocurre por el uso excesivo de un tendón como en los deportes o por tratar de impedir una caída. Por otra parte, la enfermedad de Osgood-Schlatter que se muestra en la Figura 1.11 es causada por la tensión en la placa de crecimiento de la parte superior de la tibia; esta enfermedad causa hinchazón en la rodilla y en la parte superior de la tibia. Además, el síndrome de la cintilla iliotibial ocurre cuando el tendón roza el hueso exterior de la rodilla, lo que causa hinchazón debido al uso excesivo de la misma por largo tiempo.

El tratamiento consta de descanso, uso de hielo, medicamentos, realizar ejercicios de estiramiento y fortalecimiento, e incluso cirugía en caso de desgarro total y uso de yeso en caso de desgarro parcial [NIAMS, 2014].



Figura 1.11 Enfermedad de Osgood-Schlatter⁴

⁴ <http://www.traumazamora.org/infopaciente/osgood/osgood.htm> Fecha revisión 2/09/17

1.6. Tipos de rehabilitación

La rehabilitación, según el Informe Mundial sobre la Discapacidad realizado por la Organización Mundial de la Salud (OMS) y el Banco Mundial en el 2011, es definido como un conjunto de medidas que ayudan a las personas, que presentan o probablemente presentarán una discapacidad, a conseguir y mantener el funcionamiento óptimo en interacción con su entorno [OMS, 2011].

La rehabilitación física busca recuperar y desarrollar los movimientos naturales del cuerpo para reincorporar al paciente a sus actividades diarias. De esta manera, la recuperación de los movimientos de la rodilla se inicia precozmente, horas después en caso de cirugía, en la fase llamada de rehabilitación inmediata para continuar durante algunas semanas de manera individualizada (el tiempo total de terapia lo determina la evolución particular de cada paciente) hasta el restablecimiento completo [MIRALLES, 1999].

La recuperación se puede lograr gracias a la fisioterapia pasiva y activa, que a continuación serán explicadas.

1.6.1. Rehabilitación Pasiva

Los movimientos pasivos son realizados por fisioterapeutas o equipos de forma preventiva o curativa, como se aprecia en la Figura 1.12. Estos movimientos deben respetar tanto los planos de movimiento como las amplitudes articulares fisiológicas, deben efectuarse a un ritmo relativamente lento y son realizados en base a técnicas específicas según la articulación a tratar.

Cuando existe déficit muscular, las movilizaciones pasivas preventivas de las articulaciones permiten evitar la aparición de rigideces; además, deben ser progresivas, no traumáticas, indoloras y deben realizarse con frecuencia diaria. Las movilizaciones curativas tienen como objetivo recuperar la amplitud articular disminuida causado, por ejemplo, por la inmovilización prolongada por fractura o por el brote inflamatorio en un reumatismo crónico [HAMONET, 1990].



Figura 1.12 Un paciente recibiendo rehabilitación pasiva.⁵

1.6.2. Rehabilitación Activa

Es el conjunto de ejercicios realizados por el propio paciente utilizando sus propias fuerzas como se muestra en la Figura 1.13, corregidos por el fisioterapeuta. Se dirigen a los músculos para el mantenimiento o recuperación de la fuerza muscular, a las articulaciones ya que las contracciones musculares permiten evitar rigideces articulares y a los huesos [HAMONET, 1990].



Figura 1.13 Rehabilitación activa para incrementar la fuerza y resistencia de los músculos en movimiento.⁶

⁵ <https://azopt.net/everyday-people-rehabbing-major-knee-injuries-with-azopt/> Fecha revisión 2/09/17

⁶ <http://www.fisioterapiacopez.com/index.php/coprez-strumentazione-fisioterapica> Fecha revisión 2/09/17

1.7. Equipos y dispositivos empleados para la rehabilitación de rodilla

Actualmente los equipos de rehabilitación de la rodilla pueden ser robóticos, mecánicos con sistema de control o únicamente mecánicos. En este trabajo se enfatizarán los equipos desarrollados para pacientes que requieren rehabilitación pasiva.

1.7.1. Dispositivos de movimiento pasivo continuo

El concepto de movimiento pasivo continuo (CPM) fue introducido por el canadiense Robert Salter en 1970. Los terapeutas se esfuerzan por acortar el tiempo de recuperación y mejorar el proceso de curación del paciente; también reconocen la importancia de movilizar la articulación lo más pronto posible dentro de los límites seguros de curación de los tejidos. La principal ventaja del uso del equipo CPM luego de una intervención quirúrgica, mostrado en la Figura 1.14, es recuperar el rango funcional de movimiento de forma temprana. Las indicaciones para el uso de CPM incluyen la terapia física después de una reconstrucción del ligamento anterior cruzado, una artroplastia de la rodilla, procedimientos del mecanismo extensor de la rodilla, entre otros. Generalmente, los movimientos pasivos continuos son tolerados luego de la operación, ya que el dolor perceptiblemente ha disminuido.

Existen dos principios básicos de diseño que caracterizan estos dispositivos: el anatómico o el de articulación libre. El primero permite mover la articulación de manera similar al movimiento anatómico natural de la misma, mientras que el segundo moviliza las estructuras adyacentes a la articulación y permite buscar a la articulación su propio movimiento anatómico. El diseño anatómico es preferible cuando se evalúa la comodidad del paciente [MCCARTHY, 1992].

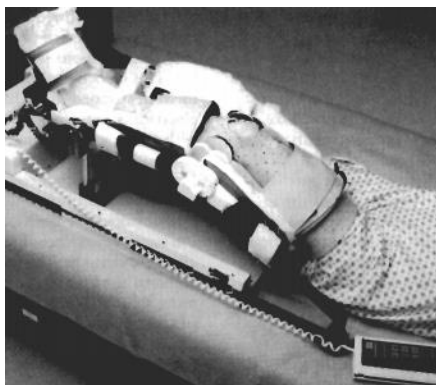


Figura 1.14 Equipo de movimiento pasivo continuo para recuperación de la rodilla
[MCCARTHY, 1992]

Un ejemplo de equipo de movimiento pasivo continuo comercial para la rehabilitación de la rodilla es el Optiflex 3 *Knee* CPM de la Figura 1.15, desarrollado por el Grupo Chattanooga; este equipo presenta las siguientes especificaciones:

- Rango de movimiento: -10° extensión, 120° flexión
- Dimensión: 94 x 33 cm
- Peso máximo del paciente: 159 kg
- Rango de longitudes: pantorrilla 25,4-59,7 cm; muslo 30,5-48,3 cm
- Peso del equipo: 12 kg
- Velocidades: 30° - 150° /minuto
- 100-240 V, 50/60 Hz
- Motor DC brushless con sistema de rodamientos auto lubricantes.



Figura 1.15 Equipo Optiflex 3 Knee CPM⁷

⁷ <https://international.chattgroup.com/products/optiflexr-3-knee-cpm> Fecha revisión 2/09/17

1.7.2. Máquina de Ejercicio Terapéutico

La Máquina de Ejercicio Terapéutico (TEM) es un equipo desarrollado en 1999 por T. Sakaki para realizar ejercicios que consta de dos brazos mecánicos de tal manera que mediante la realización repetitiva de distintos movimientos de la cadera y rodilla del paciente se reduzca la espasticidad (ver Figura 1.16). La intención de esta máquina es que sea exclusivamente para movimientos pasivos; sin embargo, en caso el paciente ejerza fuerza sobre la máquina, los brazos mecánicos simplemente se moverán de manera obediente [BRADLEY, 2004].

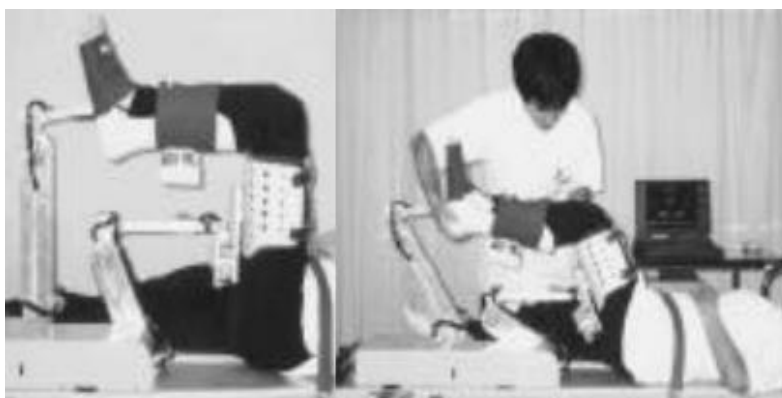


Figura 1.16 Equipo de Ejercicio Terapéutico de Sakaki en 1999 [BRADLEY, 2004]

1.7.3. Prototipo NeXOS

El proyecto NeXOS se propuso para investigar el diseño, control e implementación de una ayuda para la rehabilitación de los miembros inferiores. El objetivo es lograr un equilibrio de funcionamiento en el que el movimiento varíe de pasivo a condiciones activas y resistivas en el que el paciente trabaja contra el sistema y este ofrece resistencia. El mecanismo mostrado en la Figura 1.18 consta de sensores, válvulas, dos actuadores neumáticos lineales, cuya ventaja es que amortigua movimientos inesperados de la extremidad. Este sistema debe ser capaz de ser utilizado en el hogar del paciente y que, mediante Internet (Figura 1.17), pueda establecer vínculo con el terapeuta [BRADLEY, 2009].

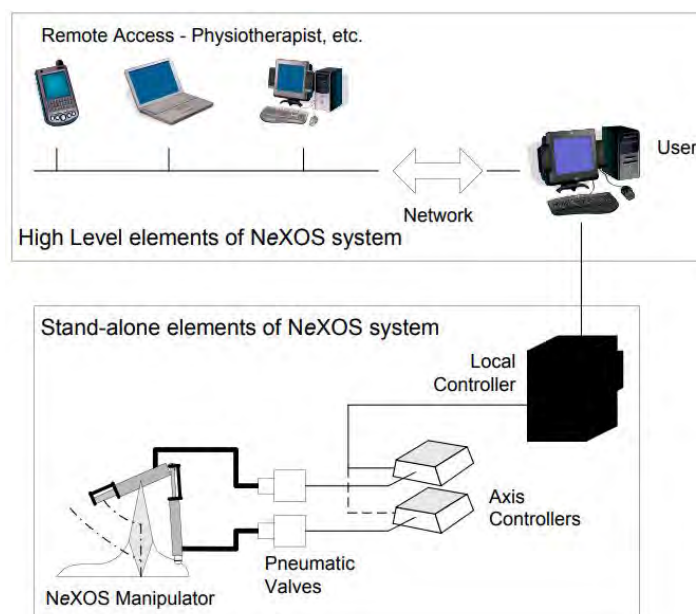


Figura 1.17 Configuración del sistema NeXOS [BRADLEY, 2009]



Figura 1.18 Sistema mecánico NeXOS [BRADLEY, 2009]

1.7.4. T-Rex Knee

La máquina *Total Range Exerciser T-Rex Knee* es un equipo rehabilitador de rodilla y cadera que emplea actuadores lineales eléctricos para lograr los movimientos de extensión y flexión de estas dos articulaciones, como se muestra en la Figura 1.19. Estos movimientos son ejecutados empleando un control remoto en el cual se puede configurar los parámetros del ejercicio de rehabilitación.



Figura 1.19 Máquina T-Rex Knee⁸

1.7.5. Patentes

La patente US5303716A que se aprecia en la Figura 1.20 es un equipo de rehabilitación portátil que emplea un sistema de suspensión que permite realizar ejercicios de movimiento de la articulación pasivos o activos; para los ejercicios de trabajo pasivo, la pierna se encuentra suspendida por dos sujetadores y el paciente debe jalar alternadamente las manijas para realizar la flexión-extensión.

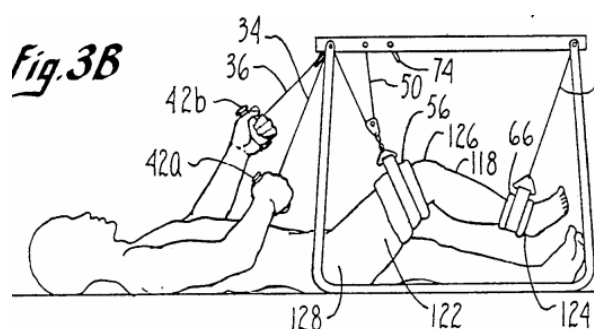


Figura 1.20 Patente US5303716A

⁸ <https://trexrehab.com/t-rex-machines/> Fecha revisión 1/04/20

Un diseño similar se presenta en la patente US5509894A que se muestra en la Figura 1.21, en el que el paciente aplica fuerza sobre el extremo de una barra articulada en el centro de una estructura para poder realizar los ejercicios.

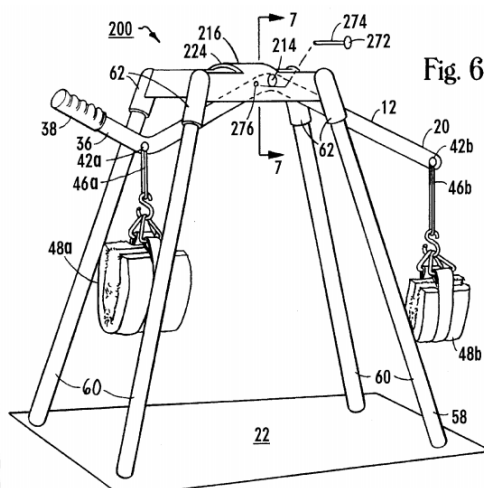


Figura 1.21 Patente US5509894A

La patente US7175602B2 mostrada en la Figura 1.22 también es un equipo de movimiento pasivo continuo portátil, de peso ligero, que se puede utilizar sentado, en posición reclinable o prona; otros objetivos de esta invención son proporcionar alto torque del motor, uso de bajo voltaje y utilizar un controlador que defina la potencia suministrada ya sea por batería o por la red eléctrica.

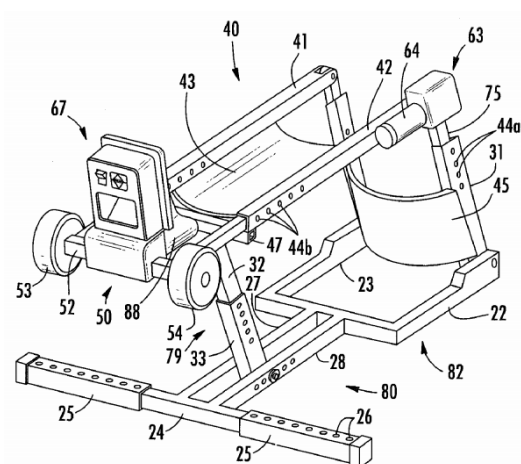


Figura 1.22 Patente US7175602B2

CAPÍTULO 2

REQUERIMIENTOS Y DISEÑO CONCEPTUAL

En el presente capítulo se exponen los requerimientos que han sido considerados, así como las funciones y sus portadores que componen el equipo para después mediante la evaluación técnica y económica se obtenga el diseño conceptual del equipo de rehabilitación de la rodilla. La metodología utilizada es la Recomendación VDI 2221.

2.1. Requerimientos

El diseño del equipo de rehabilitación de la rodilla está basado en una serie de requerimientos tomados en cuenta para la elaboración de la propuesta conceptual que dé solución al objetivo general. A continuación, se presentan detalladamente dichos requerimientos considerados para el presente diseño.

2.1.1. Función Principal

La función principal de este equipo es lograr que el paciente durante su terapia pueda realizar los movimientos de flexión y extensión de la rodilla en el plano sagital sin utilizar su fuerza, para así evitar que se rigidice la articulación. El rango de movimiento debe ser desde 0° hasta 120° por razones fisiológicas de la articulación.

2.1.2. Cinemática

La máquina deberá ser capaz de realizar los movimientos de flexión y extensión mencionados previamente a distintas velocidades porque cada paciente debe mover de forma pasiva el miembro inferior al inicio de la terapia a velocidades bajas y progresivamente aumentarla para así evitar dolores o causar lesiones. Por ello, el rango de velocidades del equipo recomendado debe encontrarse comprendido desde 5° por minuto ($\pi/36$ rad/min) hasta 150° por minuto ($5\pi/6$ rad/min), ya que la mayoría de equipos existentes operan en este rango de velocidades; además, la velocidad durante la terapia debe ser constante.

2.1.3. Solicitaciones de carga

El torque máximo en la rodilla durante la marcha a una velocidad de 1,31 m/s es de aproximadamente 40 Nm, como se aprecia en la Figura 2.1. Como los pacientes usuarios del equipo están en proceso de rehabilitación, se define que el valor del torque del equipo como máximo debe ser de 40 Nm.

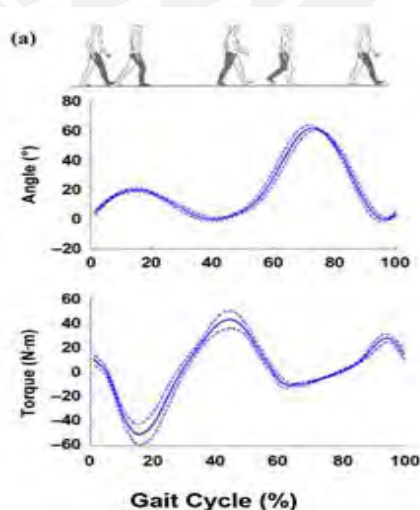


Figura 2.1 Ángulo y torque de la rodilla durante la marcha [MARTINEZ, 2009]

2.1.4. Ergonomía

La comodidad del usuario durante su sesión de terapia es fundamental, por lo que el diseño del equipo estará basado en las longitudes de los segmentos del miembro inferior que se encuentran en función de la estatura. Según el reporte del Instituto Nacional de Salud (INS) realizado en el 2006, la talla promedio de la población de Lima metropolitana (de 20 años de edad hacia adelante) es 1,59 metros [INS, 2006], con un intervalo de confianza del 95%. En consecuencia, se decide que el equipo pueda ser regulable para que sea utilizado por pacientes de estatura desde 1,59 metros hasta una estatura de 1,9 metros (1,75 metros de promedio).

2.1.5. Montaje y Transporte

El equipo será diseñado de tal forma que el montaje-desmontaje e instalación-desinstalación sea de manera sencilla. Además, se desea que el peso del equipo no exceda de 15 kilogramos para poder ser trasladado a cualquier lugar como hogares, centros médicos o institutos de rehabilitación, con la intención de que las personas encuentren disponibles estos equipos con mayor facilidad para llevar a cabo la terapia.

2.1.6. Geometría

El equipo debe presentar dimensiones máximas de largo, ancho y alto de 90 cm, 40 cm y 60 cm, respectivamente, para facilitar el transporte y pueda ser colocado sobre camas, mesas o camillas.

2.1.7. Mantenimiento

En cuanto al mantenimiento, se busca que sea de baja frecuencia de mantenimiento, fácil limpieza y acceso a las piezas intercambiables.

2.1.8. Fabricación

Los materiales empleados deben ser los adecuados para soportar las cargas en el equipo durante su operación. Asimismo, se desea que los elementos que componen el sistema sean encontrados o manufacturados en el país para la intercambiabilidad de piezas en caso de deterioro, y producción en cantidad del equipo en caso se desee.

2.1.9. Uso y Seguridad

El equipo debe funcionar sin que sus mecanismos generen ruidos molestos ya este operará en ambientes del sector salud y no debe generar molestias en el usuario. También, la máquina debe salvaguardar la integridad del usuario, por lo el equipo debe presentar una opción de freno de movimiento en caso el paciente sienta alguna molestia cuando realice su terapia.

2.1.10. Señales

El aparato de control de la máquina para establecer la velocidad y los ángulos del movimiento de la extremidad inferior presentará indicadores y señales para su adecuado uso por parte del paciente como del terapeuta a cargo.

2.1.11. Suministro de Energía

El suministro de energía para la operación del equipo se realiza por medio de una reducción de tensión de la red eléctrica nacional: 220 V de tensión con una frecuencia de 60 Hz; el consumo energético no debe ser elevado.

2.1.12. Costos

Se pretende que la solución propuesta sea la más económica posible, sin desatender los requerimientos técnicos necesarios para la rehabilitación de la rodilla, de tal manera que sea adquirida por los centros de salud y rehabilitación del país.

La Tabla 2.1 muestra un resumen de los principales requerimientos.

Tabla 2.1 Resumen de los requerimientos del equipo

Función Principal: Lograr que el paciente pueda realizar los movimientos de flexión y extensión de la rodilla	
Cinemática	Flexión ($\alpha=120^\circ$) y Extensión ($\alpha=0^\circ$). Velocidad: 5-150°/minuto
Solicitaciones	Torque en la rodilla como máximo de 40 Nm
Ergonomía	Personas usuarias de estatura entre 1,59 metros y 1,90 metros
Montaje y Transporte	Peso máximo de 15 kg para facilitar traslado. Montaje y desmontaje sencillo
Geometría	Dimensiones máximas de 90 cm de largo, 60 cm de alto y 40 cm de ancho
Mantenimiento	Baja frecuencia, fácil limpieza y acceso a las piezas
Fabricación	Materiales empleados adecuados, ligeros, de fácil adquisición y manufactura
Uso y Seguridad	Operar sin ruidos molestos y con sistema de freno de movimiento

2.2. Estructura de Funciones

La siguiente etapa luego de haber definido los requerimientos es la determinación de las funciones parciales que debe realizar el equipo de rehabilitación de rodilla para llevar a cabo la función principal.

2.2.1. Caja Negra

La Caja Negra sirve como representación de una función total en el que ocurre un proceso desconocido. Para el equipo de rehabilitación de rodilla, las entradas son la extremidad inferior con la rodilla operada quirúrgicamente, energía para llevar a cabo las funciones parciales y la información necesaria para realizar la terapia; como salidas se obtiene la rodilla ejercitada, información de salida sobre la terapia y vibración por parte de los mecanismos (Figura 2.2).



Figura 2.2 Caja negra del equipo de rehabilitación de rodilla

2.2.2. Elaboración de la Estructura de Funciones

A continuación, en la Figura 2.3 se muestra la estructura de funciones para el equipo rehabilitador. Primero, la rodilla operada debe posicionarse sobre una base para poder realizar la flexión y extensión en el plano sagital; luego, se debe sujetar la extremidad para fijarla al equipo. Después se deben establecer los parámetros de velocidad y rangos de movimiento según el estado del paciente y la indicación del terapeuta a cargo para que comience la terapia de rehabilitación.

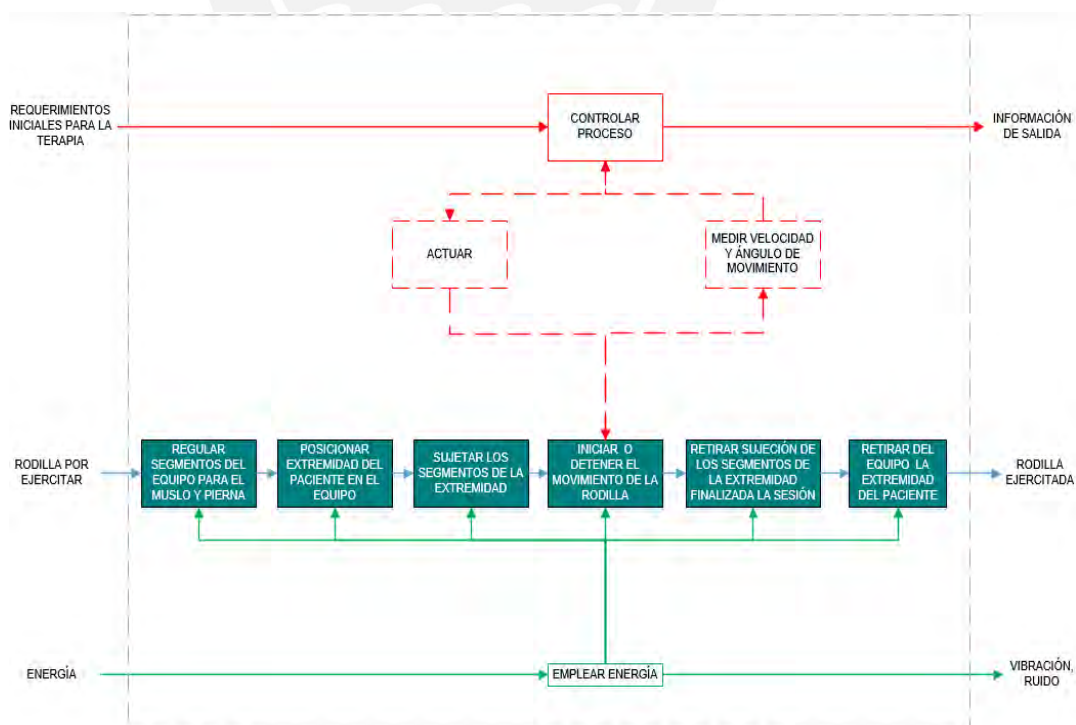


Figura 2.3 Estructura de Funciones del equipo rehabilitador de rodilla










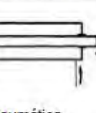
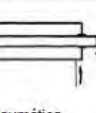
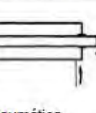
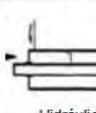











2.3. Determinación de los Conceptos de Solución

Establecidas las funciones parciales, se procede a buscar a los portadores de dichas funciones, que son los principios que realizan lo deseado.

2.3.1. Matriz Morfológica

En la Tabla 2.2 se muestran las distintas alternativas consideradas para llevar a cabo las funciones determinadas anteriormente.

Tabla 2.2 Matriz Morfológica del equipo rehabilitador de rodilla

Funciones Parciales	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
Regular Segmentos del Equipo para el muslo o pierna	 Manual	 Mecanismo		
Posicionar Extremidad del paciente en el equipo	 apoyada en asiento	 apoyada sobre estructura	 suspendida decúbito dorsal	
Sujetar los segmentos de la Extremidad	 Sujetador pie	 Correa para pie/pierna	 Sujetador muslo	 Peso Propio/Libre
Iniciar o Detener Movimiento de la rodilla	 Mecánico	 Actuador Eléctrico	 Neumática.	 Hidráulica
Medir Ángulo de Movimiento	 Goniómetro	 Dinámica de barras		
Medir Velocidad	 Sensor de posición	 Codificadores Hall	 Dinámica de barras	
Retirar Sujeción de los segmentos de la extremidad finalizada la sesión	 Manual-externa	 Fuerza propia	 Desplazamiento corporal	
Retirar del equipo Extremidad del paciente	 Fuerza propia	 Equipo móvil	 Manual-externa	
	Concepto de Solución 1	Concepto de Solución 2	Concepto de Solución 3	

Seguidamente se procede a mostrar el concepto de solución 1 (Figura 2.4), el concepto de solución 2 (Figura 2.5), y el concepto de solución 3 (Figura 2.6).

El concepto solución 1 consta de un motor que acciona un par de engranajes cuyo giro del eje movido logra la rotación del soporte de la pierna, cuyo apoyo de la pierna es mediante un sujetador y del pie es por una plataforma unida a otro sujetador. En la Figura 2.4 se muestra la pierna derecha sobre el mecanismo rehabilitador, mientras que la otra pierna se encuentra en reposo en el espacio entre dicho mecanismo y el asiento para el paciente.

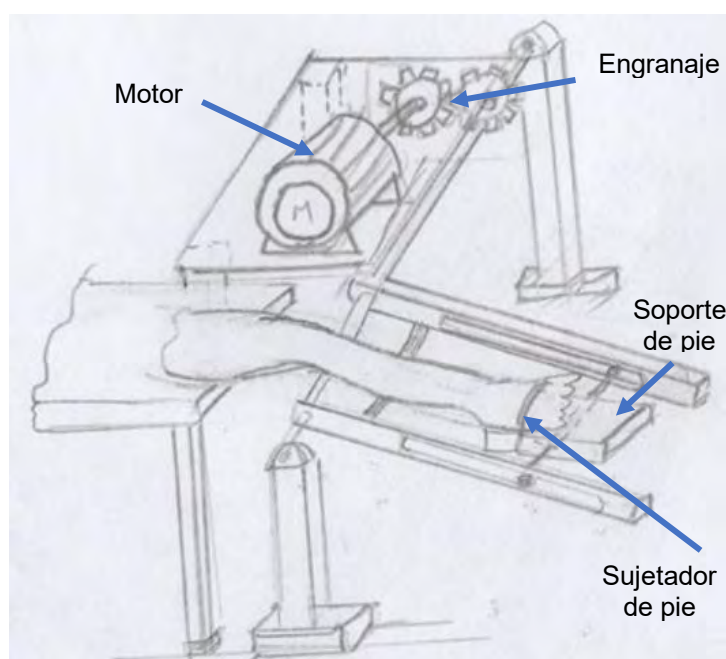


Figura 2.4 Concepto de Solución 1

El concepto solución 2 consta de barras regulables de la altura y la longitud de la pierna, un actuador lineal articulado en sus dos extremos que logra la flexión o extensión de la pierna, una base de apoyo para el pie sujetado mediante una correa para fijarla a la plataforma y al movimiento de la barra articulada que también presenta su sujetador en la pierna. Si se quiere rehabilitar la otra rodilla la silla se coloca en el otro extremo y el soporte de pie también.

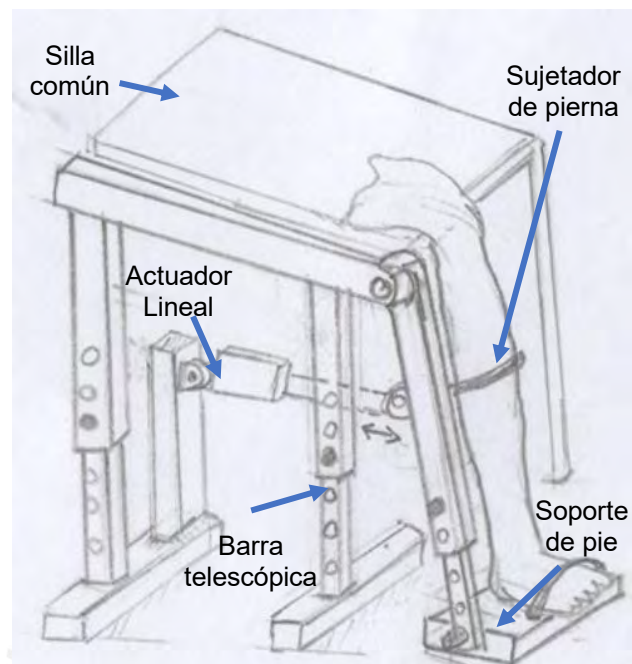


Figura 2.5 Concepto de Solución 2

El concepto de solución 3 es un mecanismo de biela-manivela-corredera, en la cual su estructura está compuesta de tubos que sirven de apoyo tanto para el muslo, pierna y pie. La manivela sería los tubos de apoyo para el muslo, la biela la estructura soporte de la pierna y la corredera es la tuerca del tornillo. Un motor se encarga de accionar el tornillo de traslación y así lograr el desplazamiento de la tuerca que permite el movimiento de flexión y extensión de la articulación de la rodilla; este equipo implica que ocurra un movimiento de cadera.

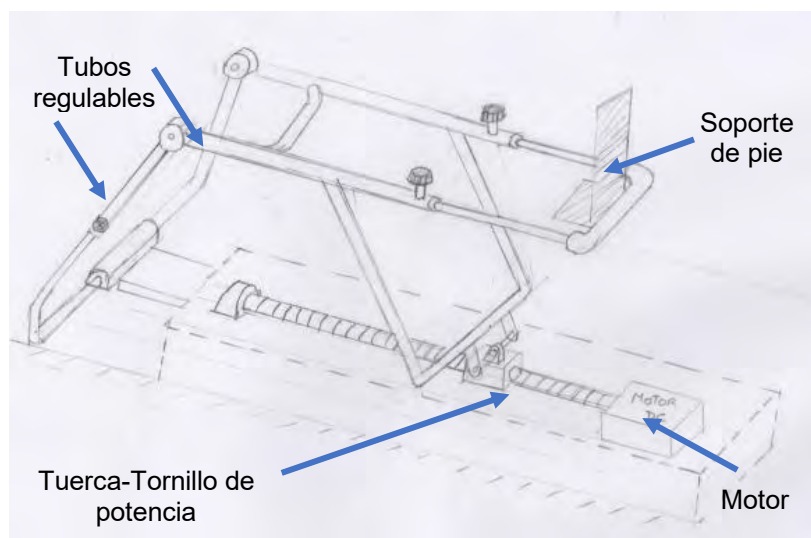


Figura 2.6 Concepto de Solución 3

2.3.2. Evaluación técnica y económica de las soluciones

Se procede a evaluar las tres soluciones obtenidas técnica y económicamente según ciertos criterios mostrados en las Tablas 2.3 y 2.4, basados en VDI 2225, para luego ser comparadas en la Figura 2.6.

Tabla 2.3 Evaluación Técnica

Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1 (Azul)		Solución 2 (Naranja)		Solución 3 (Verde)		Solución ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Cumplimiento de Función Principal	3	3	9	3	9	3	9	4	12
2	Facilidad de operación	3	3	9	3	9	3	9	4	12
3	Seguridad	3	2	6	3	9	3	9	4	12
4	Portabilidad	3	2	6	3	9	3	9	4	12
5	Factibilidad de automatización	2	3	6	2	6	3	4	4	8
6	Facilidad de mantenimiento	3	2	6	3	9	3	9	4	12
7	Ergonomía	3	3	9	2	9	3	9	4	12
8	Facilidad de montaje	2	2	4	3	6	3	6	4	8
Puntaje máximo $\sum p$ o $\sum gp$		22	20	55	22	61	24	66	32	88
Valor técnico xi				0,62		0,69		0,75		1

Tabla 2.4 Evaluación Económica

Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1 (Azul)		Solución 2 (Naranja)		Solución 3 (Verde)		Solución ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Reducido número de piezas	2	3	6	2	4	2	4	4	8
2	Facilidad de adquisición de materiales	3	3	9	3	9	3	9	4	12
3	Costo económico de mantenimiento	2	3	6	2	6	3	6	4	8
4	Costo económico de la energía	2	2	4	2	4	2	4	4	8
5	Costo económico de la tecnología	3	3	9	2	9	3	9	4	12
6	Costo económico de montaje	3	3	9	3	9	3	6	4	12
Puntaje máximo $\sum p$ o $\sum gp$		15		43		41		38		60
Valor económico y_i				0,71		0,63		0,68		1

Por lo tanto, el concepto de solución óptimo es el concepto de solución 3, como se aprecia en la Figura 2.7.

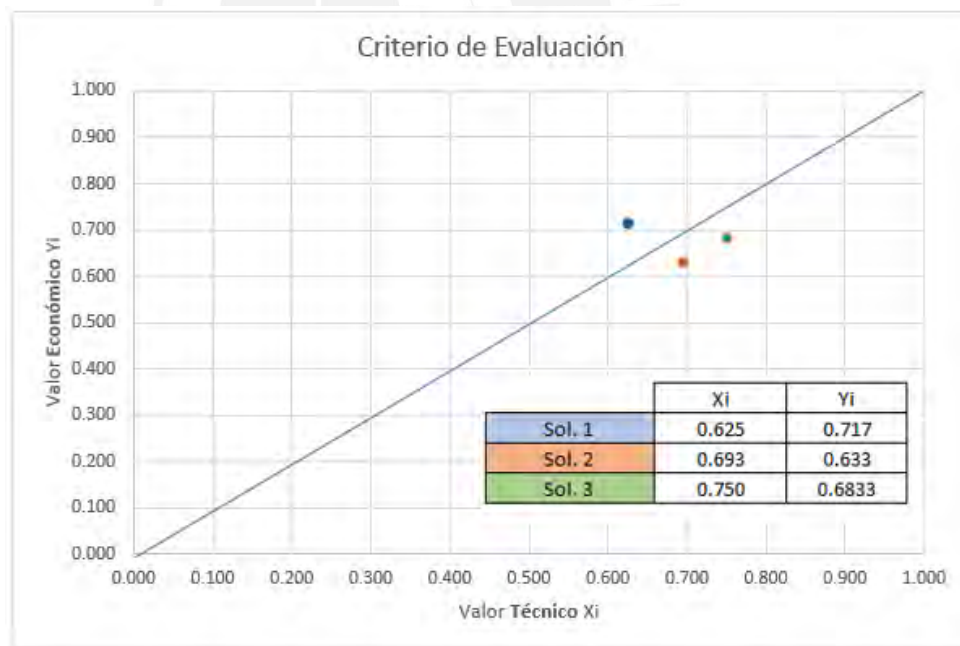


Figura 2.7 Evaluación técnica-económica de los conceptos de solución

2.4. Proyecto óptimo a desarrollar

En función al concepto de solución óptimo, en la que resalta su ergonomía, su facilidad de mantenimiento y de automatización, se propusieron distintos proyectos de solución para satisfacer los requerimientos señalados; entonces, se obtuvo el proyecto de solución óptimo que se explica brevemente a continuación.

El proyecto de solución óptimo consta de una estructura en la que se apoya el miembro inferior del usuario. Esta estructura presenta movimiento longitudinal (eje "x" según la Figura 2.8) debido al movimiento de un sistema de transmisión tornillo de potencia-tuerca. Un motor paso a paso acciona al tornillo de potencia, y el giro de este tornillo de potencia moviliza a una tuerca con giro restringido y que solo presenta movimiento longitudinal. La tuerca contiene en su interior billas recirculantes para reducir la fricción y aumentar la eficiencia mecánica. El apoyo fijo de la estructura soporte del equipo se encuentra a la altura de la cadera.

La Figura 2.8 muestra la vista principal del sistema mecánico del equipo de rehabilitación pasiva de la rodilla óptimo a desarrollar.

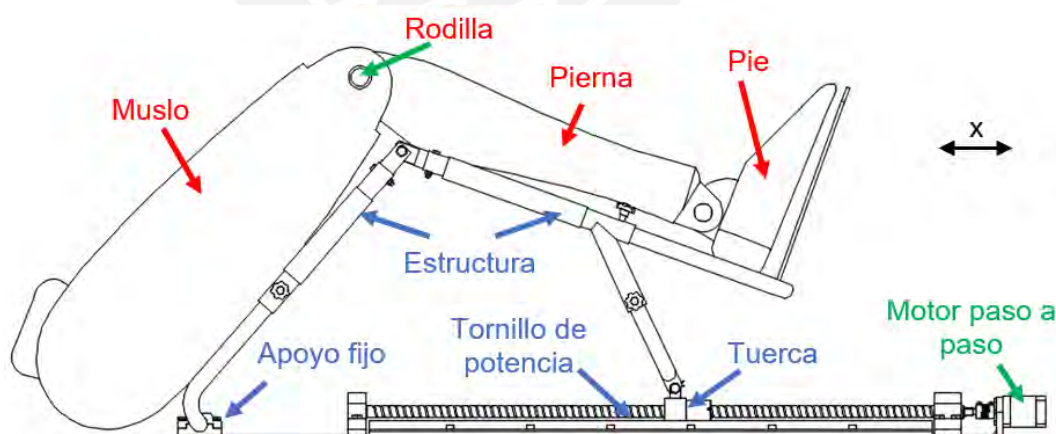


Figura 2.8 Proyecto óptimo a desarrollar

CAPÍTULO 3

CINEMÁTICA Y CINÉTICA DEL MECANISMO DEL SISTEMA MECÁNICO

En primer lugar, se definen las dimensiones de los segmentos del miembro inferior del cuerpo humano para dimensionar el equipo; luego, se realiza el análisis cinemático para determinar los valores de las aceleraciones lineales y angulares del mecanismo. Posteriormente, se desarrollará el análisis cinético con la finalidad de obtener las fuerzas involucradas durante la operación del mecanismo; finalmente, se muestran los resultados que permitirán la selección de los componentes de la máquina.

3.1. Antropometría

Como se mencionó en el primer capítulo, las dimensiones de los segmentos de los miembros inferiores se pueden obtener en función de la estatura de la persona “H”, como se aprecia en la Figura 3.1.

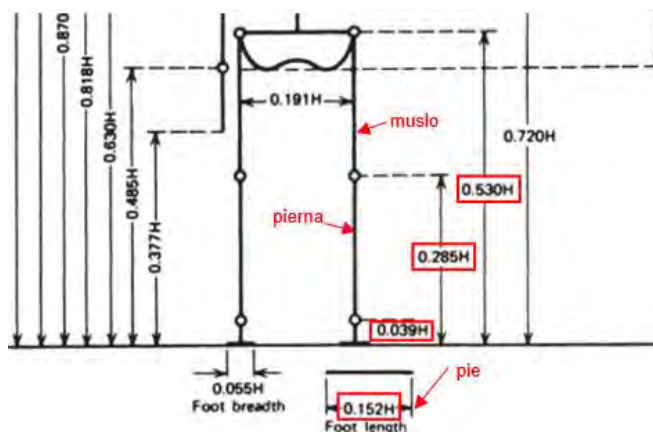


Figura 3.1 Longitud de cada segmento del miembro inferior según "H" [WINTER, 2009]

3.1.1. Dimensiones de los segmentos del miembro inferiores

Anteriormente se señaló que, en base al reporte del INS en el 2006, se va a orientar el equipo a las personas con estatura de 1,59 m (H_{\min}) hasta 1,9 m (H_{\max}). Así, utilizando la Figura 3.1, se obtienen las dimensiones del muslo, pierna y pie, que se encuentran ligados al movimiento de la rodilla.

El rango de la longitud del muslo va desde $l_{m_{\min}} = 390$ mm hasta $l_{m_{\max}} = 465$ mm. De la misma manera, el valor de la longitud de la pierna (de la rodilla hasta el tobillo) está comprendido desde $d_{pierna_{\min}} = 391$ mm hasta $d_{pierna_{\max}} = 467$ mm; la longitud desde la rodilla hasta la planta del pie es $l_{pierna_{\min}} = 453$ mm para longitud mínima y $l_{pierna_{\max}} = 542$ mm para la longitud máxima. Por último, la longitud del pie mínima es $l_{pie_{\min}} = 240$ mm y la máxima es $l_{pie_{\max}} = 290$ mm.

3.1.2. Masa de los segmentos del miembro inferior

Es importante determinar el peso de cada segmento del miembro inferior para el posterior análisis de fuerzas de los elementos del equipo; estas se pueden obtener en función de la masa corporal de la persona "M", como se puede apreciar en la Tabla 3.1. Además, también la tabla muestra cómo obtener el centro de masa y radio de giro (desde el punto proximal o distal) de cada segmento.

Tabla 3.1 Masa, Centro de Masa y Radio de giro de los segmentos del cuerpo [WINTER, 2009]

Segment	Definition	Segment Weight/Total Body Weight	Center of Mass/ Segment Length		Radius of Gyration/ Segment Length			Density
			Proximal	Distal	C of G	Proximal	Distal	
Hand	Wrist axis/knuckle II middle finger	0.006 M	0.506	0.494 P	0.297	0.587	0.577 M	1.16
Forearm	Elbow axis/ulnar styloid	0.016 M	0.430	0.570 P	0.303	0.526	0.647 M	1.13
Upper arm	Glenohumeral axis/elbow axis	0.028 M	0.436	0.564 P	0.322	0.542	0.645 M	1.07
Forearm and hand	Elbow axis/ulnar styloid	0.022 M	0.682	0.318 P	0.468	0.827	0.565 P	1.14
Total arm	Glenohumeral joint/ulnar styloid	0.050 M	0.530	0.470 P	0.368	0.645	0.596 P	1.11
Foot	Lateral malleolus/head metatarsal II	0.0145 M	0.50	0.50 P	0.475	0.690	0.690 P	1.10
Leg	Femoral condyles/medial malleolus	0.0465 M	0.433	0.567 P	0.302	0.528	0.643 M	1.09
Thigh	Greater trochanter/femoral condyles	0.100 M	0.433	0.567 P	0.323	0.540	0.653 M	1.05
Foot and leg	Femoral condyles/medial malleolus	0.061 M	0.606	0.394 P	0.416	0.735	0.572 P	1.09
Total leg	Greater trochanter/medial malleolus	0.161 M	0.447	0.553 P	0.326	0.560	0.650 P	1.06
Head and neck	C7-T1 and 1st rib/ear canal	0.081 M	1.000	— PC	0.495	0.116	— PC	1.11
Shoulder mass	Sternoclavicular joint/glenohumeral axis	—	0.712	0.288	—	—	—	1.04
Thorax	C7-T1/T12-L1 and diaphragm*	0.216 PC	0.82	0.18	—	—	—	0.92
Abdomen	T12-L1/L4-L5*	0.139 LC	0.44	0.56	—	—	—	—
Pelvis	L4-L5/greater trochanter*	0.142 LC	0.105	0.895	—	—	—	—
Thorax and abdomen	C7-T1/L4-L5*	0.355 LC	0.63	0.37	—	—	—	—
Abdomen and pelvis	T12-L1/greater trochanter*	0.281 PC	0.27	0.73	—	—	—	1.01
Trunk	Greater trochanter/glenohumeral joint*	0.497 M	0.50	0.50	—	—	—	1.03
Trunk head neck	Greater trochanter/glenohumeral joint*	0.578 MC	0.66	0.34 P	0.503	0.830	0.607 M	—
Head, arms, and trunk (HAT)	Greater trochanter/glenohumeral joint*	0.678 MC	0.626	0.374 PC	0.496	0.798	0.621 PC	—
HAT	Greater trochanter/mid rib	0.678	1.142	—	0.903	1.456	—	—

Según el INS, en su encuesta realizada en el 2006, señala que el peso promedio de la población es de 64,1 kg (67,8 kg para varones y 60,7 kg para mujeres) como se puede apreciar en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Medidas antropométricas de la población por sexo [INS, 2006]

Medidas antropométricas	Sexo				Total	
	Varón		Mujer		Promedio	Error estándar
	Promedio	Error estándar	Promedio	Error estándar		
Talla (cm)	164.3	0.4	151.4	0.3	157.7	0.2
Peso Bruto (kg)	68.6	0.5	61.3	0.5	64.8	0.4
Peso Neto (kg)	67.8	0.5	60.7	0.5	64.1	0.4
Perimetro Abdominal (cm)	90.3	0.4	90.4	0.5	90.3	0.4
Indice de Masa Corporal (kg/cm ²)	25.1	0.2	26.5	0.2	25.8	0.1

No obstante, para el diseño del equipo se va a definir que la masa máxima del usuario es de 120 kg, ya que es el límite superior de la distribución normal de la muestra realizada por el INS con un intervalo de confianza del 95%.

Por consiguiente, con la información de la Tabla 3.1, y para una masa de 120 kg del usuario, se obtienen los siguientes valores de masa para los segmentos del miembro inferior: $m_{pierna} = 5,58 \text{ kg}$, $m_{muslo} = 12 \text{ kg}$, $m_{pie} = 1,74 \text{ kg}$. De esta manera, se determina la masa total del miembro inferior (en el caso crítico) utilizando la ecuación 3.1, resultando el valor de 19,32 kg.

$$m_{m.inferior} = m_{pierna} + m_{muslo} + m_{pie} \quad (3.1)$$

3.1.3. Momentos de Inercia de los segmentos

La Tabla 3.1 también se emplea para determinar los momentos de inercia de la extremidad inferior. Sin embargo, primero se calculará el centro de masa de cada segmento para así ubicar el peso correspondiente como carga estática. La ubicación del centro de masa del punto proximal está a 43,3% del largo de la pierna. Entonces; con las longitudes calculadas para la pierna, se obtienen los centros de masa con las ecuaciones 3.2 y 3.3 ($COM_{pierna_mín}=199,4$ mm y $COM_{pierna_máx}=202,4$ mm).

$$COM_{pierna_mín} = 0,433 \cdot d_{pierna_mín} \quad (3.2)$$

$$COM_{pierna_máx} = 0,433 \cdot d_{pierna_máx} \quad (3.3)$$

Similarmente, la ubicación del centro de masa del muslo también se encuentra a la misma distancia; así, se obtienen con las ecuaciones 3.4 y 3.5 los valores $COM_{muslo_mín} = 168,7$ mm y $COM_{muslo_máx} = 201,6$ mm.

$$COM_{muslo_mín} = 0,433 \cdot l_{m_mín} \quad (3.4)$$

$$COM_{muslo_máx} = 0,433 \cdot l_{m_máx} \quad (3.5)$$

A continuación, se procede a calcular los momentos de inercia de la pierna y muslo proximales utilizando el porcentaje de ubicación del radio de giro “ ρ ”, cuyo valor es 52,8% para la pierna y 54% para el muslo según Tabla 3.1. Los parámetros que intervienen son la masa y longitud del segmento.

Usando las ecuaciones 3.6 y 3.7 se determina que el momento de inercia proximal de la pierna para la longitud mínima es $0,238$ kg-m² y para la longitud máxima es $0,34$ kg-m².

$$I_{\text{pierna_mín_prox}} = m_{\text{pierna}} \cdot (d_{\text{pierna_mín}} \cdot \rho_{\text{pierna_prox}})^2 \quad (3.6)$$

$$I_{\text{pierna_máx_prox}} = m_{\text{pierna}} \cdot (d_{\text{pierna_máx}} \cdot \rho_{\text{pierna_prox}})^2 \quad (3.7)$$

El momento de inercia del muslo proximal $I_{\text{muslo_prox}}$ se obtiene con las ecuaciones 3.8 y 3.9, resultando los valores de 0,53 kg-m² para la mínima longitud y 0,76 kg-m² para la máxima.

$$I_{\text{muslo_mín_prox}} = m_{\text{muslo}} \cdot (l_{\text{mín}} \cdot \rho_{\text{muslo_prox}})^2 \quad (3.8)$$

$$I_{\text{muslo_máx_prox}} = m_{\text{muslo}} \cdot (l_{\text{máx}} \cdot \rho_{\text{muslo_prox}})^2 \quad (3.9)$$

3.2. Análisis Cinemático del mecanismo

El principal objetivo del análisis cinemático es obtener las velocidades y aceleraciones de los eslabones del mecanismo para posteriormente determinar el valor de las fuerzas involucradas en estos mediante el análisis cinético.

3.2.1. Análisis de Posición

En primer lugar, en la Figura 3.2 se muestran las longitudes de los segmentos muslo-pierna-pie para la altura mínima (color negro) y altura máxima (color azul). El punto "A" representa a la articulación de la cadera, el punto "B" significa la articulación de la rodilla y el punto "D" al tobillo. Los puntos "M" y "N" son los puntos medios del muslo y la pierna para la estatura mínima, respectivamente; de la misma manera, "M'" y "N'" son de la estatura máxima considerada.

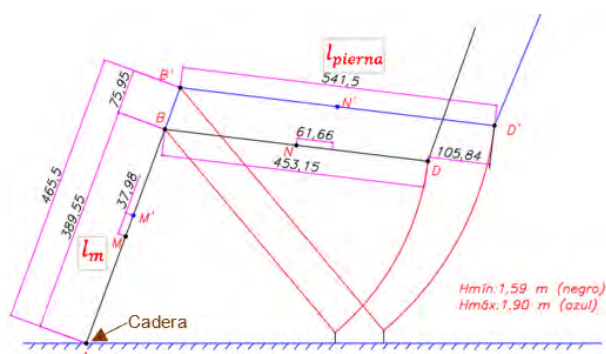


Figura 3.2 Medidas de los segmentos para las estaturas límites

En la Figura 3.3 se señalan los ángulos que intervendrán en las relaciones geométricas. Es importante conocer cuál es el ángulo mínimo que forma el muslo con la horizontal " θ_2 " para poder lograr la flexión completa de la rodilla del paciente utilizando las dimensiones de los segmentos. La altura de la rodilla respecto al suelo se indica como " h " y la altura de la rodilla al tobillo se expresa como " x "; estas variables en función de la estatura " H " y los ángulos señalados se muestran en las ecuaciones 3.10 y 3.11. El ángulo " α " es el ángulo de flexión de la rodilla, comprendido desde 0° hasta 120° .

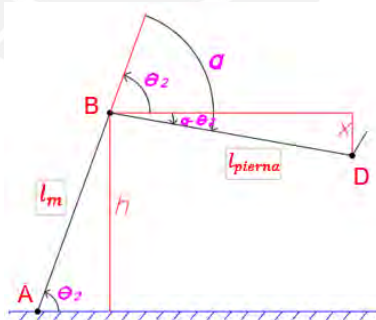


Figura 3.3 Relación de ángulos y segmentos

$$h = l_m \cdot \text{sen}(\theta_2) \quad (3.10)$$

$$x = l_{\text{pierna}} \cdot \text{sen}(\alpha - \theta_2) \quad (3.11)$$

Donde la longitud del muslo es $l_m=0,245*H$ y la longitud de la pierna es $l_{pierna}=0,285*H$ según la Figura 3.1.

Debe cumplirse de la Figura 3.3 que “h” sea mayor que “x” para que el extremo final de la pierna no impacte con la superficie horizontal al flexionar la rodilla; así, se obtiene la inecuación 3.12.

$$0,8596 > [\text{sen}(\alpha) \cdot \text{ctg}(\theta_2) - \cos(\alpha)] = A \quad (3.12)$$

Siendo “A” la expresión de la derecha de la inecuación 3.12, se procede a tabular los valores de “ θ_2 ” con un ángulo “ α ” de 120° (flexión completa). Los resultados en la Tabla 3.3. Se puede observar que para “ θ_2 ” menores a $67,45^\circ$ la inecuación 3.20 no se cumple y, por ende, significa que la pierna impactaría con el suelo. De esta manera, se concluye que para lograr la flexión de la rodilla como mínimo se requiere de un “ θ_2 ” igual a $67,45^\circ$. Entonces, dado el resultado de la Tabla 3.3, se opta utilizar el mecanismo de eslabones que se muestra en la Figura 3.4 para así evitar que la pierna impacte con el suelo.

Tabla 3.3 Resultados para conocer ángulo mínimo para lograr flexión completa

α (°)	θ_2 (°)	A	¿Cumple desigualdad?
120	30	2	No
120	50	1,23	No
120	60	1	No
120	67,45	0,8595	Sí
120	70	0,815	Sí

En el análisis cinemático la “Estructura Soporte del Muslo” se le denominará como “S₂”, comprendido entre los puntos “A” (apoyo fijo) y “B”; la “Estructura Soporte de la Pierna” se denomina “S₃” comprendido entre los puntos “B”, “C” y “D”; cabe señalar que “B” está ubicada a la altura de la rodilla. La “Tuerca del tornillo de potencia” empleado se ubica en “C” y se representa como “S₄” y solo presenta movimiento horizontal en ambos sentidos; en el punto “D” se encuentra apoyado el tobillo.

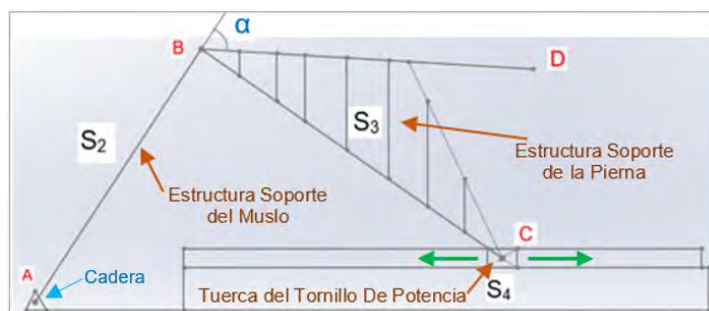


Figura 3.4 Mecanismo de barras del equipo

La Figura 3.5 se muestra la “Estructura Soporte del Muslo”, la Figura 3.6 muestra la “Estructura Soporte de la Pierna” y la Figura 3.7 la “Tuerca del tornillo de potencia”, denominados “S₂”, “S₃” y “S₄”, respectivamente.

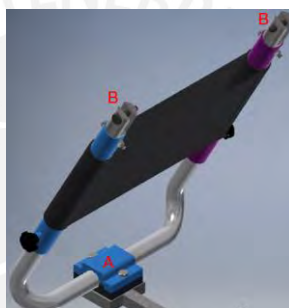


Figura 3.5 Estructura Soporte del Muslo

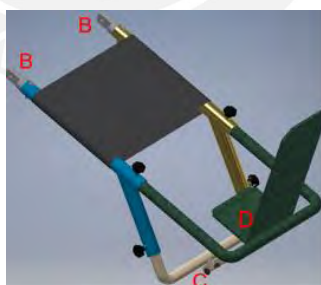


Figura 3.6 Estructura Soporte de la Pierna

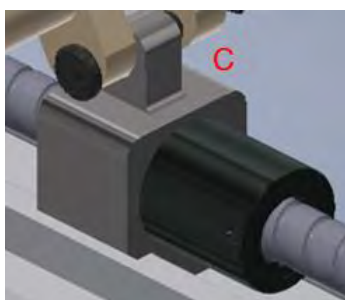


Figura 3.7 Tuerca del Tornillo de Potencia

A continuación, en la Figura 3.8, se muestran la posición inicial y final de la máquina, tomando como ejemplo las dimensiones mínimas del mecanismo. Para la posición inicial se muestra la extensión completa de la rodilla, con un ángulo de 180° (ángulo de flexión de rodilla “ α ” igual a 0°). Mientras que para la posición final que se señala en la Figura 3.9, se logra la flexión requerida de 120° (punto “B”), además de la flexión de la cadera.

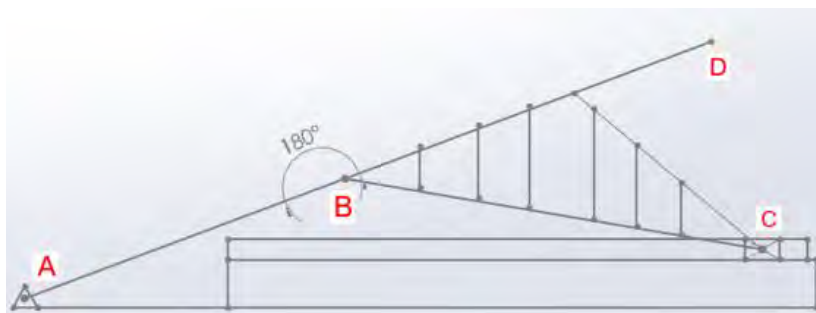


Figura 3.8 Posición inicial del mecanismo (extensión completa)

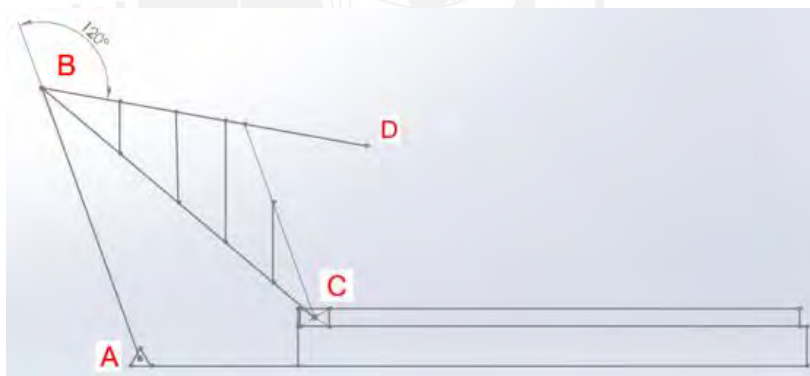


Figura 3.9 Posición final del mecanismo (flexión completa)

A continuación, se realizará el análisis cinemático del mecanismo a través del método de lazo vectorial, en el cual las ecuaciones se basarán en la Figura 3.10 para obtener las velocidades angulares de la estructura soporte del muslo “ S_2 ” y velocidades lineales de la tuerca del tornillo de potencia ubicada en “C” en todo instante del tiempo, al igual que las aceleraciones. Los ángulos señalados “ θ ” están definidos acorde a las direcciones de los vectores posición “R” elegidos.

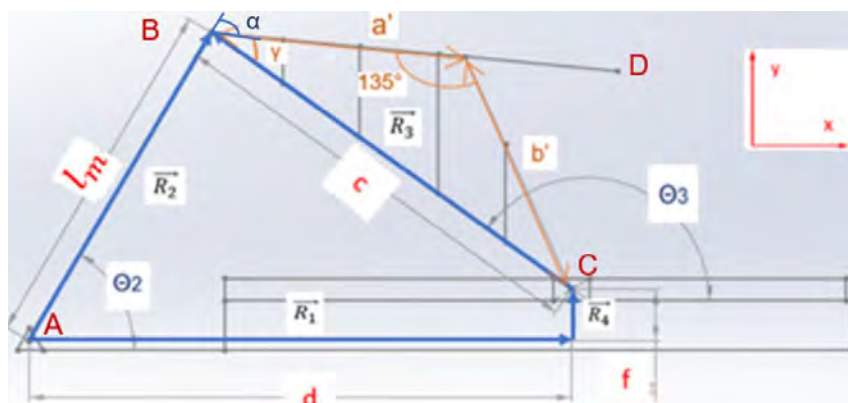


Figura 3.10 Ángulos y medidas para el análisis cinemático

De la elección de los vectores de posición se obtienen las ecuaciones 3.13 y 3.14; además, la distancia “c” se determina con la ecuación 3.15.

$$\vec{R}_2 - \vec{R}_3 - \vec{R}_4 - \vec{R}_1 = 0 \quad (3.13)$$

$$l_m \cdot e^{j\theta_2} - c \cdot e^{j\theta_3} - f \cdot e^{j\theta_4} - d \cdot e^{j\theta_1} = 0 \quad (3.14)$$

$$c = \sqrt{a'^2 + b'^2 - 2 \cdot a' \cdot b' \cdot \cos 135^\circ} \quad (3.15)$$

Donde,

l_m : longitud del apoyo del muslo; regulable desde 390 mm hasta 470 mm según se mencionó en el acápite 3.1.1

a' : medida de la estructura que se establece en 250 mm

b' : medida de la estructura que se puede regular entre 180 y 250 mm

d : magnitud del vector posición \vec{R}_1 , que corresponde a la posición horizontal del punto “C” (ubicación de la tuerca del tornillo de potencia) respecto al punto A

f : excentricidad vertical de 60 mm entre el apoyo fijo “A” y el punto “C”

En el diseño del equipo se definieron los valores de los parámetros “a”, “b”, el ángulo de 135° (de la Estructura Soporte de la Pierna) y “f” debido a que con estas medidas el mecanismo es capaz de realizar la extensión y flexión completas de la rodilla según el usuario (se realizó la simulación del movimiento del mecanismo empleando el *software Solidworks*, como se muestra en las Figuras 3.8 y 3.9). En la Tabla 3.4 se señalan los valores de los parámetros señalados según el usuario del equipo de rehabilitación.

Tabla 3.4 Parámetros del equipo de rehabilitación según la longitud del muslo del usuario

Caso	l_m (mm)	a' (mm)	b' (mm)	c (mm)	Observación
Usuario con longitud de muslo mínima	390	250	180	398,2	Regular medida de b' a un valor de 180 mm antes de realizar la terapia de rehabilitación.
Usuario con longitud de muslo máxima	470	250	250	461,9	Regular medida de b' a un valor de 250 mm antes de realizar la terapia de rehabilitación.

Estos símbolos empleados de la Figura 3.10 seguirán apareciendo en las siguientes ecuaciones para presentarlas de forma parametrizadas.

Simplificando la ecuación 3.14 para $\theta_1 = 0^\circ$ y $\theta_4 = 90^\circ$, se obtiene la ecuación 3.16 que se muestra en su forma extendida.

$$l_m \cdot (\cos\theta_2 + j \cdot \text{sen}\theta_2) - c \cdot (\cos\theta_3 + j \cdot \text{sen}\theta_3) - f \cdot j - d = 0 \quad (3.16)$$

Resolviendo la parte real e imaginaria de esta ecuación, se obtiene el ángulo " θ_3 " y la posición de la tuerca del tornillo de potencia (punto "C") con las ecuaciones 3.17 y 3.18, respectivamente.

$$\theta_3 = 180^\circ - \arcsen\left(\frac{l_m \cdot \text{sen}\theta_2 - f}{c}\right) \quad (3.17)$$

$$d = l_m \cdot \cos\theta_2 - c \cdot \cos\theta_3 \quad (3.18)$$

Asimismo, el ángulo de flexión de la rodilla " α " y el ángulo " γ " de la Figura 3.10 se determinan con las ecuaciones 3.19 y 3.20 respectivamente.

$$\gamma = \arcsen\left(\frac{b'}{c} \text{sen}(135^\circ)\right) \quad (3.19)$$

$$\alpha = 180^\circ - \theta_3 + \theta_2 - \gamma \quad (3.20)$$

Se emplean las ecuaciones 3.17, 3.19 y 3.20 para obtener el ángulo “ θ_2 ”, el cual resulta en función del ángulo de flexión de la rodilla “ α ” (0° hasta 120°), como se muestra en la ecuación 3.21.

$$\theta_2 + \arcsen\left(\frac{l_m \cdot \text{sen}\theta_2 - f}{c}\right) = \alpha + \arcsen\left(\frac{b'}{c} \text{sen}(135^\circ)\right) \quad (3.21)$$

Empleando las ecuaciones hasta aquí descritas, en la Figura 3.11 se muestra el caso para la persona de menor estatura (1,59 m) considerada en este análisis, que es el caso en el que la longitud del apoyo del muslo es mínima, cuyo valor es 390 mm. En esta figura se muestra la variación de los ángulos “ θ_3 ”, “ θ_2 ” y “ α ” durante el recorrido del mecanismo. Se puede apreciar que el valor de “ θ_2 ” se encuentra comprendido entre $14,34^\circ$ y $83,34^\circ$ y el valor de “ θ_3 ” entre $174,7^\circ$ y $124,7^\circ$ para lograr que el ángulo de flexión de rodilla “ α ” recorra desde 0° hasta 120° (desde la extensión hasta la flexión completa de la rodilla).

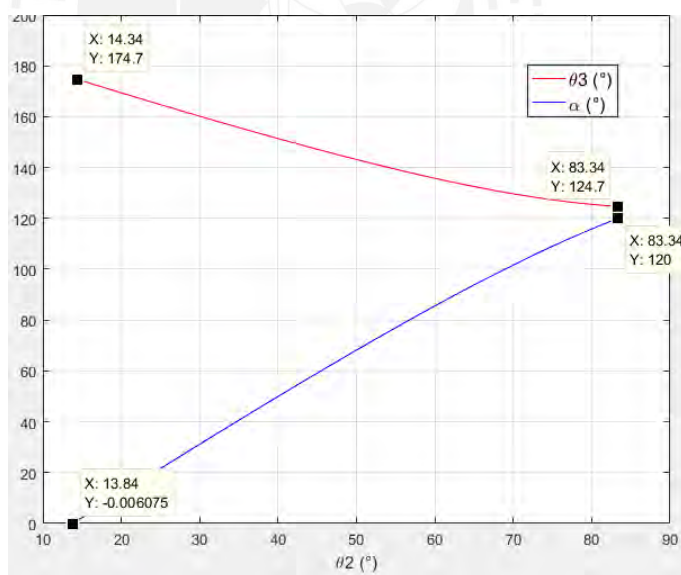


Figura 3.11 Ángulos θ_2 , θ_3 y α para la longitud mínima del miembro inferior

De la misma manera, en el caso para la persona de mayor estatura (1,90 m) considerada en este análisis, cuando se reemplaza la máxima longitud del apoyo del muslo, que es de 470 mm, se obtiene que “ θ_2 ” oscila entre $14,9^\circ$ y $81,4^\circ$ y que “ θ_3 ” está comprendido desde $172,4^\circ$ hasta $118,8^\circ$ como se muestra en la Figura 3.12.

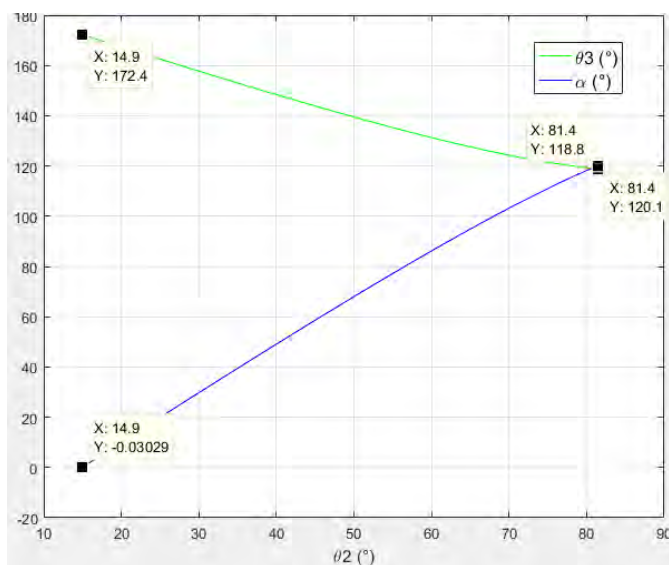


Figura 3.12 Ángulos θ_2 , θ_3 y α para la longitud máxima del miembro inferior

Asimismo, se obtiene de la ecuación 3.16 que la carrera máxima de la tuerca “S” del tornillo de potencia ubicada en el punto “C” es igual a 640 mm, ya que la posición “d” (de la Figura 3.10) más alejada para la máxima longitud del miembro inferior es 912 mm y la posición más cercana para la mínima longitud del mismo es 272 mm (según el lazo vectorial), acorde con la Figura 3.13.

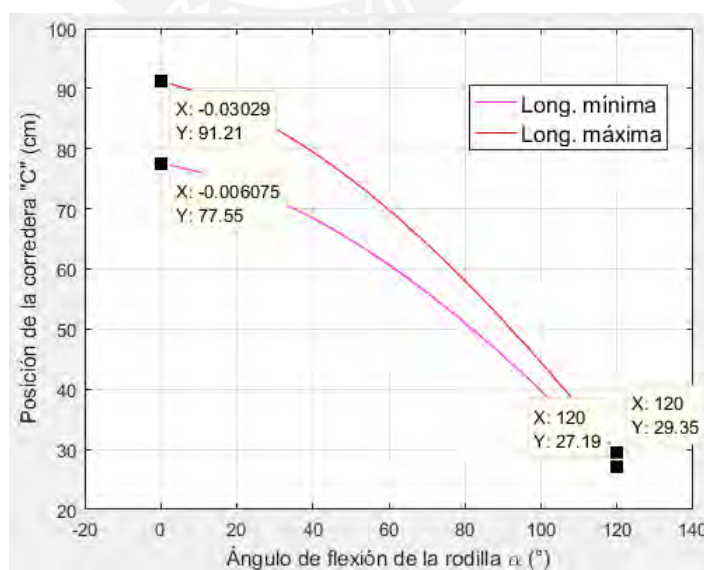


Figura 3.13 Posición de la tuerca del tornillo de potencia “d” para obtener su carrera “S”

3.2.2. Análisis de Velocidad

La velocidad lineal de la tuerca del tornillo de potencia ubicada en “C” y la velocidad angular del Soporte del Muslo nombrado “S₂” se determinan derivando respecto del tiempo la ecuación 3.14; por consiguiente, se obtiene la ecuación 3.22.

$$j \cdot l_m \cdot \omega_2 \cdot e^{j\theta_2} - j \cdot c \cdot \omega_3 \cdot e^{j\theta_3} - j \cdot f \cdot \omega_4 \cdot e^{j\theta_4} - \dot{d} = 0 \quad (3.22)$$

Resolviendo la parte imaginaria y real de dicha ecuación, se obtiene la velocidad angular “ ω_2 ” del Soporte del Muslo “S₂” y la velocidad lineal de la tuerca “ \dot{d} ”, como se aprecia en las ecuaciones 3.23 y 3.24, respectivamente.

$$\omega_2 = \frac{c \cdot \cos\theta_3}{l_m \cdot \cos\theta_2} \cdot \omega_3 \quad (3.23)$$

$$\dot{d} = -l_m \cdot \omega_2 \cdot \sin\theta_2 + c \cdot \omega_3 \cdot \sin\theta_3 = (-\cos\theta_3 \cdot \tan\theta_2 + \sin\theta_3) \cdot c \cdot \omega_3 \quad (3.24)$$

Cabe mencionar que los resultados que se mostrarán desde la Figura 3.10 hasta la Figura 3.16 presentan un signo basado en el sistema de referencia de la Figura 3.10. Si el movimiento es lineal hacia la derecha o se trata de una rotación en sentido antihorario, los valores presentarán signo positivo; en cambio, serán de signo negativo si el movimiento es lineal hacia la izquierda o rotacional en sentido horario.

Utilizando las ecuaciones 3.17, 3.21 y 3.23 para la condición de máxima velocidad angular “ ω_3 ” (-150°/min o -5 π /6 rad/min) del Soporte de la Pierna denominado “S₃” se determina la máxima velocidad angular del Soporte del Muslo “ ω_2 ” para la longitud del miembro inferior mínima y máxima, que se muestra en la Figura 3.14. Se puede apreciar que el máximo valor de dicha velocidad angular “ ω_2 ”, cuyo valor es 7,94 rad/min, se da para la longitud mínima del miembro inferior.

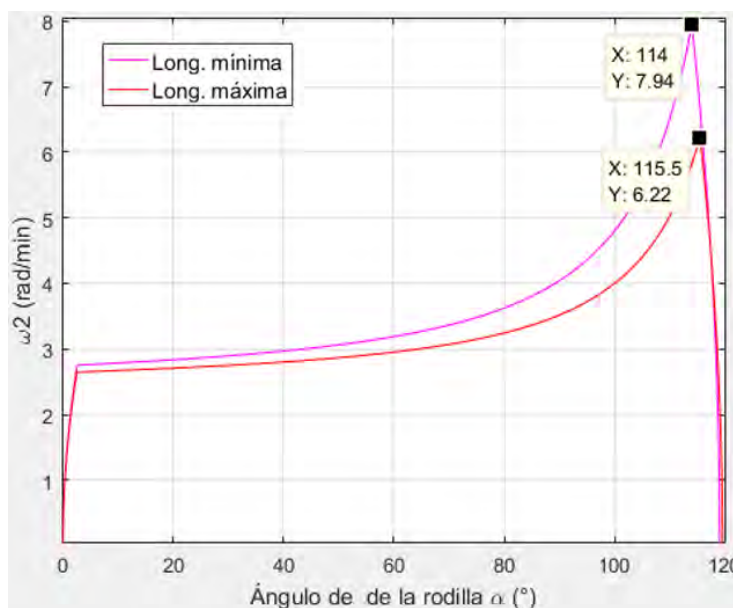


Figura 3.14 Máximas velocidades angulares " ω_2 " del Soporte del Muslo

Empleando los resultados mostrados de la velocidad angular " ω_2 " de la Figura 3.14 y la ecuación 3.24, se señala en la Figura 3.15 la velocidad lineal " \dot{d} " de la tuerca " S_4 " (punto "C"), cuya máxima velocidad es de -6,51 cm/s aproximadamente para ambas longitudes del miembro inferior.

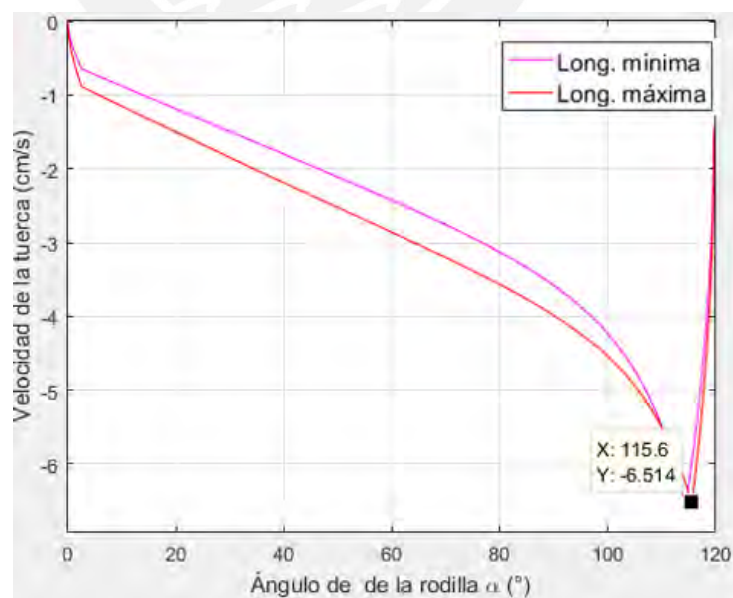


Figura 3.15 Velocidades máximas " \dot{d} " de la tuerca ubicada en el punto "C"

3.2.3. Análisis de Aceleración

De la misma manera, se procede a calcular la segunda derivada respecto del tiempo de la ecuación 3.14 para obtener las aceleraciones, que se aprecia en la ecuación 3.25.

$$l_m \cdot \alpha_2 \cdot j \cdot e^{j\theta_2} - l_m \cdot \omega_2^2 \cdot e^{j\theta_2} - c \cdot \alpha_3 \cdot j \cdot e^{j\theta_3} + c \cdot \omega_3^2 \cdot e^{j\theta_3} - \ddot{d} = 0 \quad (3.25)$$

Igualmente, la ecuación 3.25 se resuelve y se obtiene la aceleración angular del Soporte del Muslo "S₂" de la parte imaginaria de dicha ecuación y la aceleración lineal de la tuerca "S₄" en "C" de la parte real, como se aprecia en las ecuaciones 3.26 y 3.27, respectivamente.

$$\alpha_2 = \frac{l_m \cdot \omega_2^2 \cdot \text{sen}\theta_2 - c \cdot \omega_3^2 \cdot \text{sen}\theta_3 + c \cdot \alpha_3 \cdot \text{cos}\theta_3}{l_m \cdot \text{cos}\theta_2} \quad (3.26)$$

$$\ddot{d} = -l_m \cdot \alpha_2 \cdot \text{sen}\theta_2 - l_m \cdot \omega_2^2 \cdot \text{cos}\theta_2 + c \cdot \omega_3^2 \cdot \text{cos}\theta_3 + c \cdot \alpha_3 \cdot \text{sen}\theta_3 \quad (3.27)$$

Cabe mencionar que durante la operación del mecanismo la velocidad angular del soporte de la pierna " ω_3 " debe ser constante (aceleración angular " α_3 " es cero); no obstante, el soporte de la pierna "S₃" presenta una aceleración constante en el arranque y desaceleración constante en el frenado como se muestra en el Anexo A.

Los resultados de las Figuras 3.11, 3.12 y 3.14 se emplean en la ecuación 3.26 con el fin de determinar los valores máximos de la aceleración angular del soporte del muslo " α_2 " para los casos de mínima y máxima longitud del miembro inferior consideradas en el presente trabajo. La Figura 3.16 muestra los resultados obtenidos de " α_2 ", con un valor máximo de 114,6 rad/min².

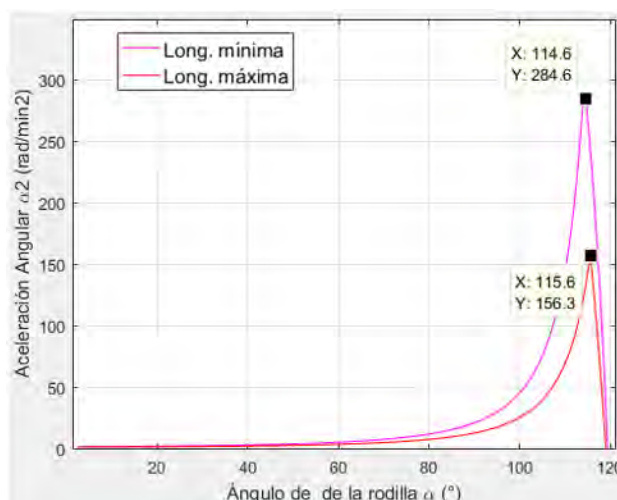


Figura 3.16 Máximas aceleraciones angulares “ α_2 ” del Soporte del Muslo “S₂”

De la misma manera, los resultados de la Figura 3.16 se reemplazan en la ecuación 3.27 y así se obtienen las aceleraciones máximas “ \ddot{d} ” de la tuerca del tornillo de potencia “S₄” para los dos casos indicados, apreciada en la Figura 3.17. El máximo valor es 31,95 mm/s² y ocurre cuando la máquina está configurada para la mínima longitud del miembro inferior.

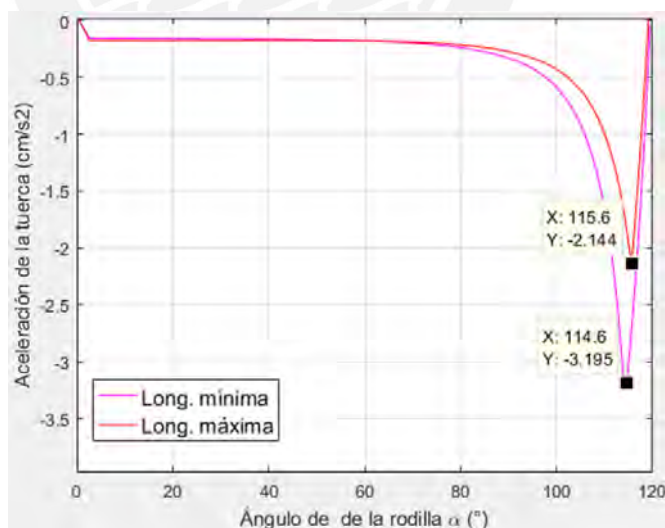


Figura 3.17 Aceleraciones máximas “ \ddot{d} ” de la tuerca del tornillo de potencia “S₄”

Por otro lado, deben determinarse las aceleraciones del centro de gravedad del Soporte del Muslo “S₂” y Soporte de la Pierna “S₃” para plantear las ecuaciones de movimiento de dichos eslabones en el posterior análisis cinético. Por ello, para la Estructura Soporte del Muslo se comprobó que su centro de gravedad “CG₂” se

encuentra aproximadamente a la mitad de su longitud, por lo que su aceleración sería el valor de aceleración del punto “B” dividido por dos.

Las aceleraciones del punto “B” y del “CG₂” del Soporte del muslo se obtienen con las ecuaciones 3.28 y 3.29:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{\alpha}_2 \times \vec{r}_{B/A} - \omega_2^2 \cdot \vec{r}_{B/A} = [a_{Bx}; a_{By}] \quad (3.28)$$

$$a_{Bx} = -l_m \cdot (\alpha_2 \cdot \text{sen}\theta_2 + \omega_2^2 \cdot \text{cos}\theta_2)$$

$$a_{By} = l_m \cdot (\alpha_2 \cdot \text{cos}\theta_2 - \omega_2^2 \cdot \text{sen}\theta_2)$$

$$\vec{a}_{CG2} = [a_{G2x}; a_{G2y}] = \frac{\vec{a}_B}{2} = \frac{[a_{Bx}; a_{By}]}{2} \quad (3.29)$$

Reemplazando los resultados de “ ω_2 ” de la Figura 3.14 y “ α_2 ” de la Figura 3.16 en las ecuaciones 3.28 y 3.29 se obtienen las componentes de la aceleración del centro de gravedad del Soporte del Muslo “CG₂” en los ejes “x-y” para la longitud mínima y máxima del miembro inferior, señaladas en la Figura 3.18. El máximo valor de la aceleración del “CG₂” obtenido de esta figura es 15,7 mm/s².

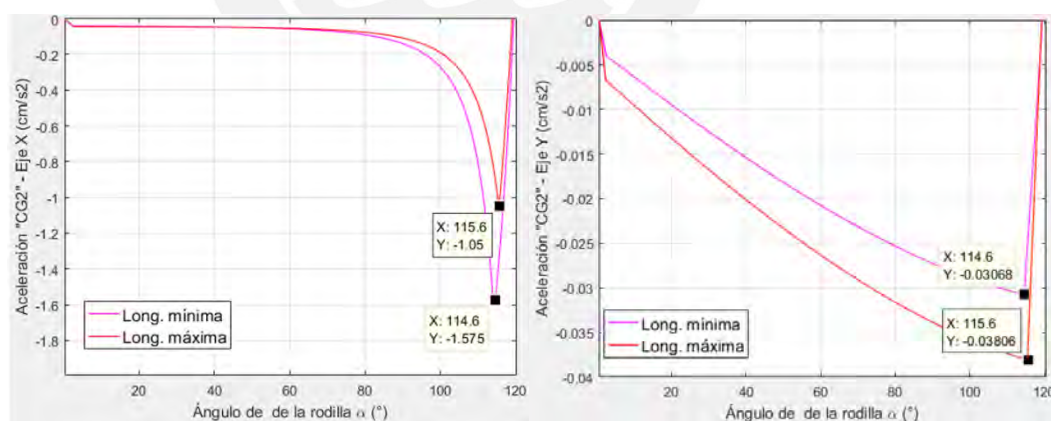


Figura 3.18 Componentes en los ejes “x-y” de la aceleración del “CG₂” en cm/s²

En cuanto al Soporte de la Pierna “S₃”, se debe conocer primero la posición de su centro de gravedad “CG₃”, que depende de cinco elementos de masa denominados “m₁₋₃”, “m₂₋₃”, “m₃₋₃”, “m₄₋₃” y “m₅₋₃”, en la que los dos últimos elementos mencionados (“m₄₋₃” y “m₅₋₃”) se encuentran perpendiculares al plano “x-y” en los puntos “D” y “C”, respectivamente. Por ello, se establece un sistema de referencia “x'-y'” en el punto “B” (Figura 3.19). Se considera para la estimación

que el centro de gravedad de los elementos de masa “ m_{1-3} ”, “ m_{2-3} ”, “ m_{3-3} ” se encuentra a la mitad de su longitud.

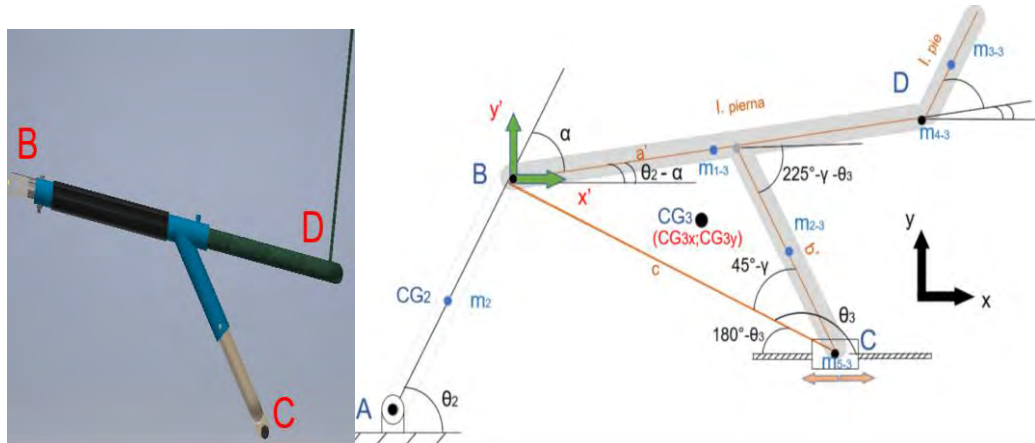


Figura 3.19 Parámetros para determinar CG_3 , respecto al sistema de referencia “ $x'-y'$ ”

Empleando la Figura 3.19, se obtiene la posición del “ CG_3 ” con las ecuaciones 3.30 y 3.31.

$$CG_{3x} = \frac{A_x + B_x + C_x + D_x}{m_3} \quad (3.30)$$

$$CG_{3y} = \frac{A_y + B_y + C_y + D_y}{m_3} \quad (3.31)$$

Donde,

$$A_x = m_{1-3} \cdot \left(\frac{l_{pierna}}{2} \cdot \cos(\theta_2 - \alpha) \right)$$

$$B_x = m_{2-3} \cdot \left(a' \cdot \cos(\theta_2 - \alpha) + \frac{b'}{2} \cdot \cos(225^\circ - \gamma - \theta_3) \right)$$

$$C_x = m_{3-3} \cdot \left(l_{pierna} \cdot \cos(\theta_2 - \alpha) + \frac{l_{pie_{max}}}{2} \cdot \cos(60^\circ - \alpha + \theta_2) \right)$$

$$D_x = m_{4-3} \cdot (l_{pierna} \cdot \cos(\theta_2 - \alpha)) + m_{5-3} \cdot (c \cdot \cos(180^\circ - \theta_3))$$

$$A_y = m_{1-3} \cdot \left(\frac{l_{pierna}}{2} \cdot \sin(\theta_2 - \alpha) \right)$$

$$B_y = m_{2-3} \cdot \left(a' \cdot \sin(\theta_2 - \alpha) - \frac{b'}{2} \cdot \sin(225^\circ - \gamma - \theta_3) \right)$$

$$C_y = m_{3-3} \cdot \left(l_{pierna} \cdot \text{sen}(\theta_2 - \alpha) + \frac{l_{pie\acute{m}ax}}{2} \cdot \text{sen}(60^\circ - \alpha + \theta_2) \right)$$

$$D_y = m_{4-3} \cdot (l_{pierna} \cdot \text{sen}(\theta_2 - \alpha)) + m_{5-3} \cdot (-c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3))$$

La masa de la Estructura Soporte de la Pierna “m₃” se estimó con el *software Autodesk Inventor Professional*. La Figura 3.20 muestra esta estructura con sus elementos de unión y accesorios de acero, en la que se señala los cinco elementos de masa que intervienen en las ecuaciones 3.30 y 3.31.

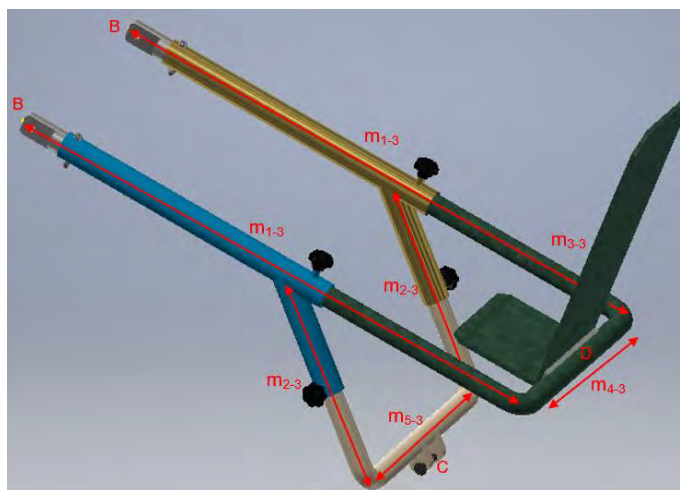


Figura 3.20 Elementos que conforman la masa “m₃” de la Estructura Soporte de la Pierna

La Tabla 3.5 muestra el valor de la masa “m₃” estimado de la Estructura Soporte de la Pierna.

Tabla 3.5 Masa “m₃” de la Estructura Soporte de la Pierna

Elemento	Masa (kg)	Observación
m₁₋₃	0,96	Cantidad: 2. Ver Figura 3.20
m₂₋₃	0.42	Cantidad: 2. Ver Figura 3.20
m₃₋₃	1,86	Plancha en la que se apoya el pie. Ver Figura 3.20
m₄₋₃	0,25	Ver Figura 3.20
m₅₋₃	0,25	Ver Figura 3.20
m₃	5,12	Todos los valores estimados del <i>software Autodesk Inventor</i>

Por consiguiente, “m₃” presenta el valor de 5,12 kg utilizando la ecuación 3.32.

$$m_3 = 2 \cdot m_{1-3} + 2 \cdot m_{2-3} + m_{3-3} + m_{4-3} + m_{5-3} \quad (3.32)$$

La aceleración del centro de gravedad de la Estructura Soporte de la Pierna “S₃” se determina con la ecuación 3.33, que está en función de la aceleración del punto “B” y la posición del “CG₃”, obtenidas previamente con las ecuaciones 3.28, 3.30 y 3.31.

$$\vec{a}_{CG3} = \vec{a}_B + \vec{\alpha}_3 \times \vec{r}_{CG3/B} - \omega_3^2 \cdot \vec{r}_{CG3/B} = [a_{G3x}; a_{G3y}] \quad (3.33)$$

$$a_{G3x} = a_{Bx} - \alpha_3 \cdot CG3_y - \omega_3^2 \cdot CG3_x$$

$$a_{G3y} = a_{By} + \alpha_3 \cdot CG3_x - \omega_3^2 \cdot CG3_y$$

Utilizando los valores obtenidos de las Figuras 3.11, 3.12, 3.14 y 3.16 en las ecuaciones 3.28, 3.30 y 3.31, estos resultados se reemplazan en la ecuación 3.33 y se obtienen los valores de la aceleración del centro de gravedad del soporte de la pierna en sus dos componentes “a_{G3x}” y “a_{G3y}”, como se muestra en la Figura 3.21. La máxima magnitud de la aceleración es aproximadamente 32,1 mm/s².

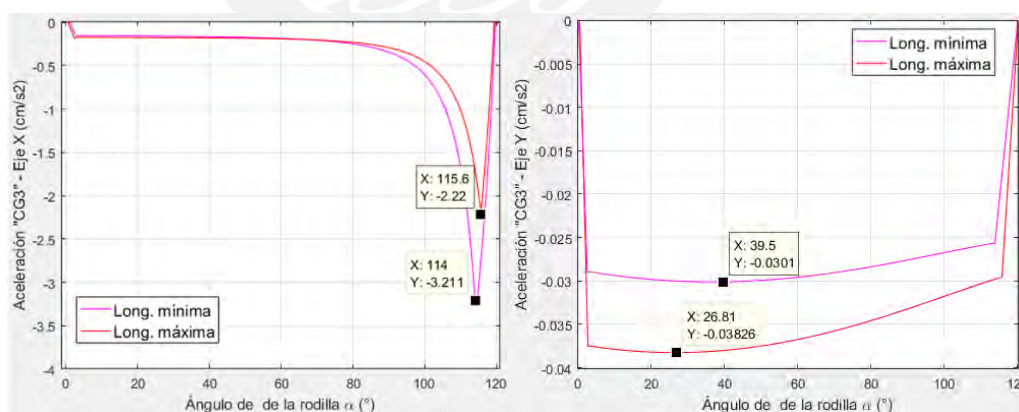


Figura 3.21 Componentes en los ejes “x-y” de la aceleración del “CG₃” en cm/s²

3.3. Análisis Cinético del mecanismo

Se procede a realizar el análisis cinético del mecanismo empleando las ecuaciones de movimiento del cuerpo rígido de traslación y rotación 3.34 y 3.35.

$$\Sigma \vec{F}_i = m_i \cdot \vec{a}_{Gi} \quad (3.34)$$

$$\Sigma \vec{M}_G = I_{Gi} \cdot \vec{\alpha}_i \quad (3.35)$$

3.3.1. Análisis Cinético de la Estructura Soporte del Muslo

En primer lugar, se estima la masa del soporte del muslo “S₂” empleando el *software Inventor*, de la misma manera que se determinó la masa del soporte de la pierna “m₃” anteriormente. La masa de la Estructura Soporte del muslo resulta m₂= 2 kg.

Asimismo, el momento de Inercia de masa del soporte del muslo en el punto “A” denominado “I_z” se estima con el *software Inventor*. El punto “A” se encuentra en el eje “z” como se aprecia en la Figura 3.22.

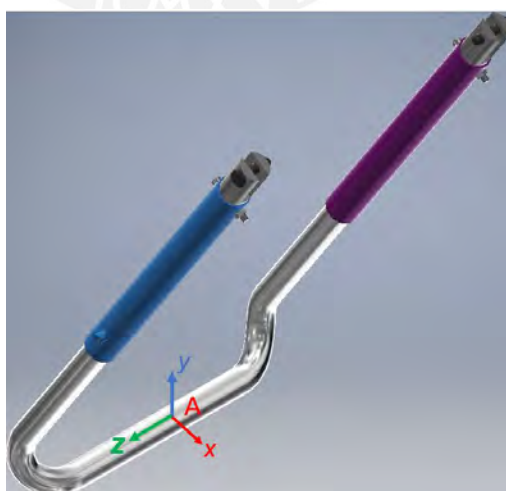


Figura 3.22 Ubicación del eje “z” y del punto “A” del Soporte del Muslo

En la Tabla 3.6 se muestran los valores estimados del momento de inercia con respecto al eje “z” de la estructura soporte del muslo, para su longitud mínima y máxima.

Tabla 3.6 Momento de inercia de masa “ I_z ” de la estructura soporte del muslo

Longitud del soporte del muslo	Momento de inercia de masa “ I_z ” (kg.m ²)	Observación
mínima	0,11	valor estimado del software Autodesk Inventor
máxima	0,19	valor estimado del software Autodesk Inventor

El momento de inercia total en el eje “z” denominado “ I_A ” que se empleará en el análisis cinético se determina sumando el valor del momento de inercia “ I_z ” de la Tabla 3.6 y el valor del momento de inercia proximal del muslo “ I_{muslo_prox} ” (previamente obtenido en la ecuación 3.8 y 3.9) como se muestra en la ecuación 3.36.

$$I_A = I_z + I_{muslo_prox} \quad (3.36)$$

El valor mínimo y máximo del momento de inercia proximal del muslo “ I_{muslo_prox} ” es 0,53 kg.m² y 0,76 kg.m², respectivamente. Por lo tanto, se emplea la ecuación 3.36 y se determina que el valor mínimo y máximo del momento de inercia total en la estructura soporte del muslo “ I_A ” es 0,64 kg.m² y 0,95 kg.m², respectivamente.

Definidos la masa y el momento de inercia total del soporte del muslo “ S_2 ”, en la Figura 3.23 se muestra su diagrama de cuerpo libre para el análisis cinético.

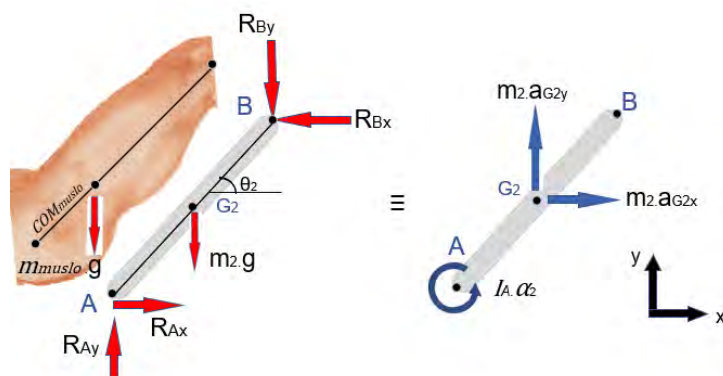


Figura 3.23 Análisis cinético de la Estructura Soporte del Muslo

Resolviendo la ecuación 3.34 en el eje “x” y en el eje “y” se obtienen las ecuaciones 3.37 y 3.38. Asimismo, resolviendo la ecuación 3.35 en el punto “A” de dicho eslabón se obtiene la ecuación 3.39.

$$R_{Ax} - R_{Bx} = m_2 \cdot a_{G2x} \quad (3.37)$$

$$R_{Ay} - R_{By} - (m_2 + m_{muslo}) \cdot g = m_2 \cdot a_{G2y} \quad (3.38)$$

$$R_{Bx} \cdot l_m \cdot \text{sen}\theta_2 - \left(m_2 \cdot g \cdot \frac{l_m}{2} + R_{By} \cdot l_m + m_{muslo} \cdot g \cdot COM_{muslo} \right) \cdot \text{cos}\theta_2 = I_A \cdot \alpha_2 \quad (3.39)$$

3.3.2. Análisis Cinético de la Estructura Soporte de la Pierna

Similarmenete, se realiza el análisis cinético para la estructura soporte de la pierna “S₃” según la Figura 3.24.

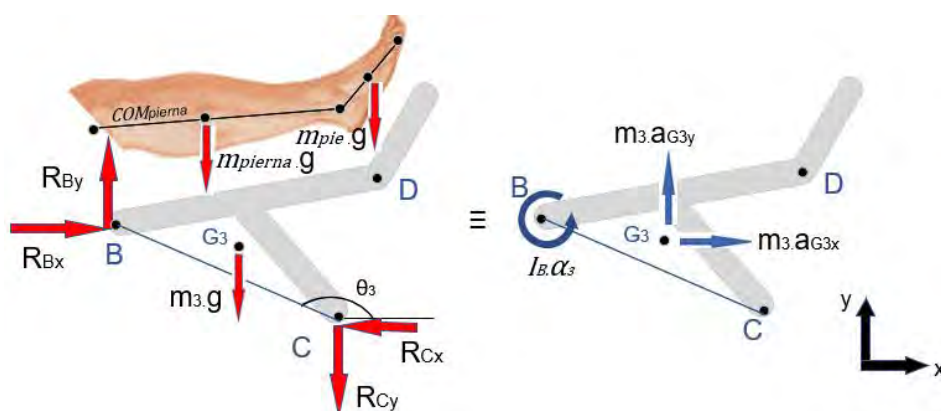


Figura 3.24 Análisis cinético de la Estructura Soporte de la Pierna

Resolviendo la ecuación 3.34 en el eje “x” y en el eje “y”, se obtienen las ecuaciones 3.40 y 3.41. Similarmente, resolviendo la ecuación 3.35 en el punto “B” se obtiene la ecuación 3.42 en la que se considera que la aceleración angular “ α_3 ” es constante en el arranque y en el frenado, y que es cero durante la operación del sistema mecánico como se mencionó en 2.1.2.

$$R_{Bx} - R_{Cx} = m_3 \cdot a_{G3x} \quad (3.40)$$

$$R_{By} - R_{Cy} - (m_3 + m_{pierna} + m_{pie}) \cdot g = m_3 \cdot a_{G3y} \quad (3.41)$$

$$W_1 + W_2 + W_3 = I_B \cdot \alpha_3 \quad (3.42)$$

Donde,

$$W_1 = R_{Cx} \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3) + R_{Cy} \cdot c \cdot \text{cos}(180^\circ - \theta_3)$$

$$W_2 = m_{pierna} \cdot g \cdot COM_{pierna} \cdot \text{cos}(\theta_2 - \alpha) + m_3 \cdot g \cdot CG3x$$

$$W_3 = m_{pie} \cdot g \cdot [l_{pierna} \cdot \text{cos}(\theta_2 - \alpha) + \frac{l_{pie}}{2} \cdot \text{cos}(60^\circ + \theta_2 - \alpha)]$$

3.3.3. Análisis Cinético de la Tuerca del Tornillo de Potencia

Por último, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la tuerca del tornillo de potencia “S₄” (Figura 3.25) en el cual cabe resaltar la fuerza que empuja a este eslabón “F_w” y la fuerza de fricción “F_{fr}” que se opone al movimiento (directamente proporcional a la fuerza R_{Ey}). Se estima que la masa de la tuerca del tornillo de potencia “m₄” es 0,5 kg y que el coeficiente de fricción de la tuerca con su superficie de contacto es 0,2.

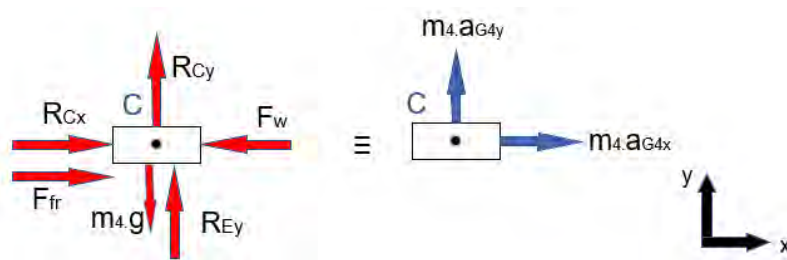


Figura 3.25 Análisis cinético de la tuerca del tornillo de potencia

Resolviendo la ecuación 3.34 en el eje “x” y en el eje “y”, considerando que “ a_{G4y} ” adquiere el valor de cero debido a que la tuerca solo presenta desplazamiento horizontal, se obtienen las ecuaciones 3.43 y 3.44.

$$R_{Cx} + F_{fr} - F_w = m_4 \cdot a_{G4x} = m_4 \cdot \ddot{d} \quad (3.43)$$

Donde “ a_{G4x} ” corresponde a “ \ddot{d} ”, el cual se determinó con la ecuación 3.27.

$$R_{Cy} + R_{Ey} - m_4 \cdot g = m_4 \cdot a_{G4y} = 0 \quad (3.44)$$

Las incógnitas son las fuerzas “ R_{Ax} ”, “ R_{Ay} ”, “ R_{Bx} ”, “ R_{By} ”, “ R_{Cx} ”, “ R_{Cy} ”, “ R_{Ey} ”, “ F_w ”. En el Anexo A se muestra resuelto el sistema de ecuaciones de ocho incógnitas y las gráficas de las fuerzas durante la operación del mecanismo.

A continuación, se muestra a manera de resumen en la Tabla 3.7 los parámetros involucrados en el análisis cinemático y cinético.

Tabla 3.7 Parámetros involucrados en el análisis cinemático y cinético

Variable	Valor	Observación
m_2	2 kg	Estimado en el <i>software Inventor</i>
m_3	5,12 kg	Ver ecuación 3.32. Estimado en el <i>software Inventor</i>
m_4	0,5 kg	Empleando <i>software Inventor</i> y catálogo de tuerca SKF
l_m	390 - 470 mm	Variable. Ver 3.1.1
l_{pierna}	453 - 542 mm	Variable. Ver 3.1.1
l_{pie}	240 - 290 mm	Variable. Ver 3.1.1
m_{muslo}	12 kg	Ver 3.1.2
m_{pierna}	5,58 kg	Ver 3.1.2
m_{pie}	1,74 kg	Ver 3.1.2
COM_{muslo}	168,7 – 201,6 mm	Variable. Ver 3.1.3
COM_{pierna}	199,4 – 202,4 mm	Variable. Ver 3.1.3
α	0° - 120°	Ver 2.1.1
θ_2	14,34° - 83,34°	Depende de α . Ver ecuación 3.21
θ_3	118,8° - 174,7°	Depende de α . Ver ecuación 3.17
$CG3_x$	43,4 - 31,2 cm	Variable. Ver ecuación 3.30

Variable	Valor	Observación (Continuación)
$CG3_y$	-25,2 – 13,5 cm	Variable. Ver ecuación 3.31
c	398,2 – 461,9 mm	Variable. Ver ecuación 3.15 y Tabla 3.4
I_A	0,64 – 0,95 kg·m ²	Variable. Ver ecuación 3.36
ω_3	$\pi/36 - 5\pi/6$ rad/min	Ver 2.1.2
ω_2	0 – 7,94 rad/min	Variable. Ver ecuación 3.22
α_2	0 – 284,6 rad/min ²	Depende de ω_3 , c, I_m y α variables (ecuación 3.25)
a_{G2x}	0 – 15,75 mm/s ²	Variable. Ver ecuación 3.28, 3.29 y Figura 3.18
a_{G2y}	0 – 0,39 mm/s ²	Variable. Ver ecuación 3.28, 3.29 y Figura 3.18
a_{G3x}	0 – 32,1 mm/s ²	Variable. Ver ecuación 3.33 y Figura 3.21
a_{G3y}	0,24 – 0,38 mm/s ²	Variable. Ver ecuación 3.33 y Figura 3.21
$a_{G4x} (\ddot{d})$	0 – 31,9 mm/s ²	Variable. Ver ecuación 3.27 y Figura 3.17

Reemplazando los valores de la Tabla 3.7 para la mínima y máxima longitud del miembro inferior considerada en este documento, se aprecia en la Figura 3.26 que la máxima fuerza requerida “ F_w ” que empuja la tuerca del tornillo de potencia “ S_4 ” es de 313 N, que se obtiene para la longitud mínima del miembro inferior.

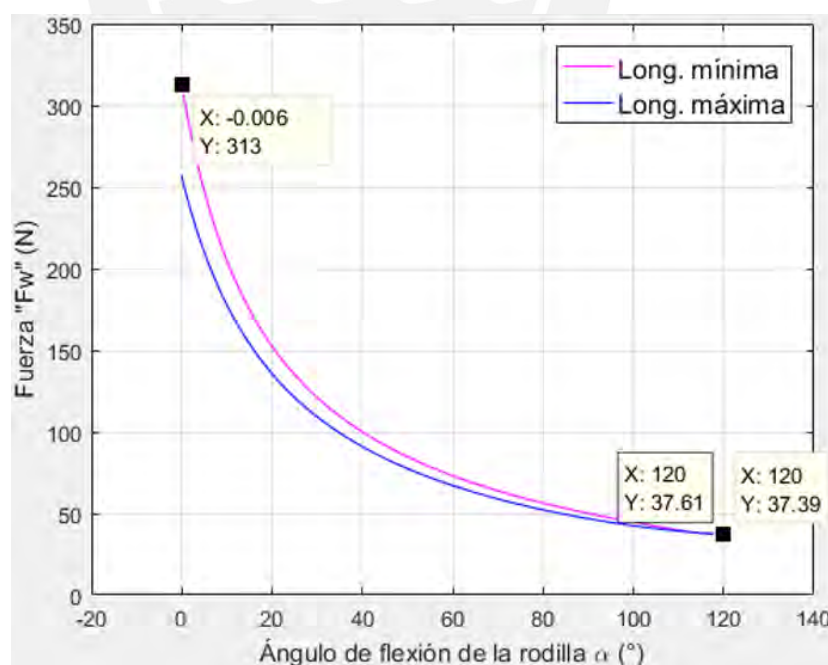


Figura 3.26 Fuerza “ F_w ” en la tuerca del tornillo de potencia “ S_4 ”

Asimismo, se muestran los valores de las reacciones obtenidas “ R_B ” y “ R_C ” durante la operación del mecanismo en la Figura 3.27 y 3.28, respectivamente; se aprecia que el valor máximo de la reacción “ R_B ” equivale a 289,8 N y el máximo valor de “ R_C ” equivale a 310,4 N. Estos valores se emplearán en el cálculo de las uniones con pasador ubicadas en los puntos “B” y “C” del mecanismo, respectivamente.

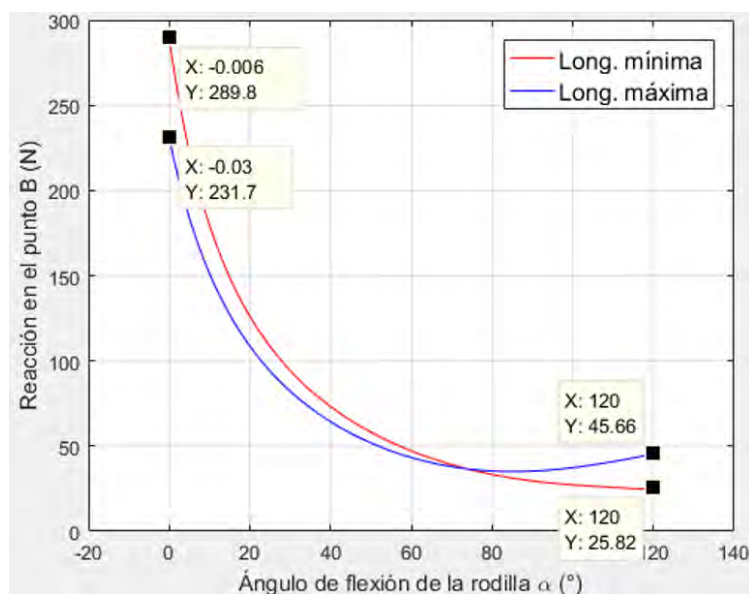


Figura 3.27 Reacción en el punto “B”

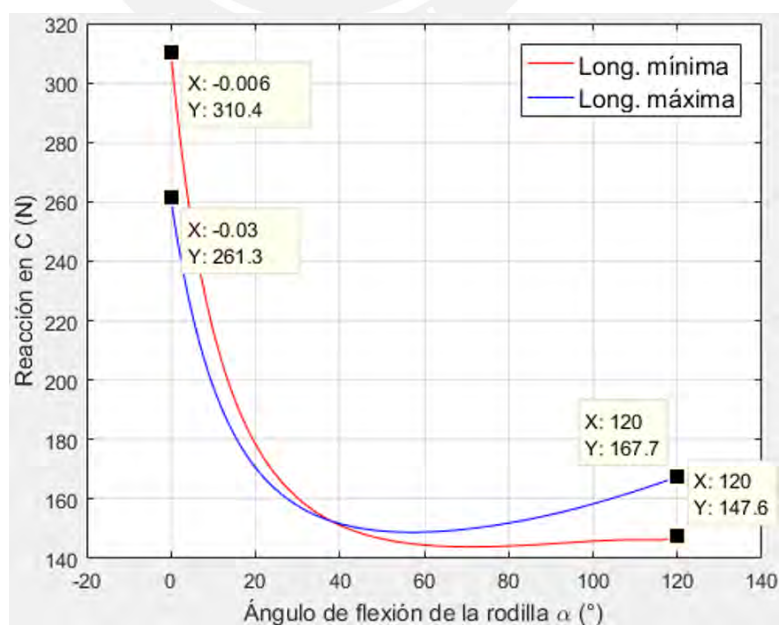


Figura 3.28 Reacción en el punto “C”

CAPÍTULO 4

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA MECÁNICO

En este capítulo se presenta el cálculo y la selección de componentes del equipo de rehabilitación de rodilla propuesto. A continuación, se muestran los subsistemas que conforman el equipo con sus respectivos componentes: sistema de transmisión de potencia, sistema Mecanismo-Estructura y sistema Estructura Base; por último, se presentan los resultados del análisis de esfuerzos y deformaciones de las piezas más importantes.

4.1. Sistema de transmisión de potencia

La transmisión de potencia y movimiento de la máquina se realiza mediante un tornillo de potencia y una tuerca, convirtiendo el movimiento giratorio en otro de traslación axial.

Esta tuerca debe interactuar con la estructura soporte de la pierna para lograr los movimientos de rehabilitación. Sin embargo, se requiere de un elemento intermedio, que se ha denominado cubo con rosca interior, el cual debe evitar que la estructura soporte de la pierna gire alrededor del eje del tornillo de potencia, lo que se logra con una guía sobre la que interactúa el cubo con rosca interior. La estructura soporte de la pierna se une al cubo con rosca interior a través de un pasador. En la Figura 4.1 se muestran la interacción entre los componentes mencionados.

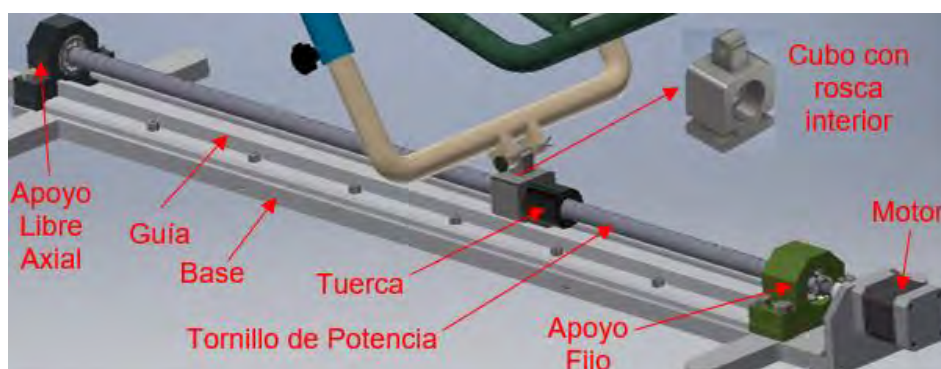


Figura 4.1 Componentes del sistema de Transmisión de Potencia

4.1.1. Tornillo de potencia y tuerca

Se emplea el catálogo “Husillos de bolas de precisión” de la marca SKF para seleccionar el tornillo de potencia; de este catálogo se verifican los modelos de tornillos de potencia SD/BD debido a que están diseñados para repetibilidad con alta precisión de posición y presentan alta eficiencia mecánica debido a la baja fricción entre el tornillo y la tuerca gracias a las bolas recirculantes.

Luego de haberse verificado dichos modelos de tornillos por fluencia y por pandeo, empleando como dato la fuerza axial máxima en el tornillo “ F_w ” mostrada en la Figura 3.26 (313 N), se selecciona un husillo de bolas-tuerca SD/BD 16x10 R. Como se aprecia en la Figura 4.2, este husillo presenta un diámetro nominal “ d_0 ” de 16 mm, un paso de hélice “ p ” de 10 mm, entre otras características.

Eje del husillo $d_0 \times P_h$	Tuerca		Sin rascador L $\pm 0,3$	Con rascador L ₁	Llave de apriete (FACOM)	Eje del husillo			
	D ₂ h10	M ₁ 6g				longitud máx.	d ₂	d ₁	
mm	mm	mm	mm	mm	—	mm	mm	mm	
6x2	16,5	M14x1	20	—	7,5	126-A35	1000	4,7	6
8x2,5	17,5	M15x1	23,5	23,5	7,5	126-A35	1000	6,3	7,6
10x2	19,5	M17x1	22	22	7,5	126-A35	1000	8,3	9,5
10x3	21	M18x1	29	—	9	126-A35	1000	7,9	9,9
10x4	21	M18x1	28	33	8	126-A35	1000	7,4	8,9
12x2	20	M18x1	20	23,5	8	126-A35	2000	9,9	11,2
12x4	25,5	M20x1	34	34	10	126-A35	2000	9,4	11,3
12x5	23	M20x1	36	40	10	126-A35	2000	9,3	11,8
12,7x12,7	29,5	M25x1,5	50	50	12	126-A35	2000	10,2	13
14x4	27	M22x1,5	30	34	8	126-A35	2000	11,9	13,7
16x2	29,5	M25x1,5	27	27	12	126-A35	2000	14,3	15,5
16x5	32,5	M26x1,5	42	42	12	126-A35	2000	12,7	15,2
16x10	32	M26x1,5	46	46	12	126-A35	2000	12,6	15,2

Figura 4.2 Características del husillo de bolas y su tuerca SD/BD 16x10 R [SKF, 2013]

Además, el tornillo de potencia seleccionado se soporta en dos apoyos recomendados también por el fabricante. Estos son el apoyo fijo PLBU 16 y el apoyo axialmente libre BUF 16, cuyos componentes se muestran en la Figura 4.3.

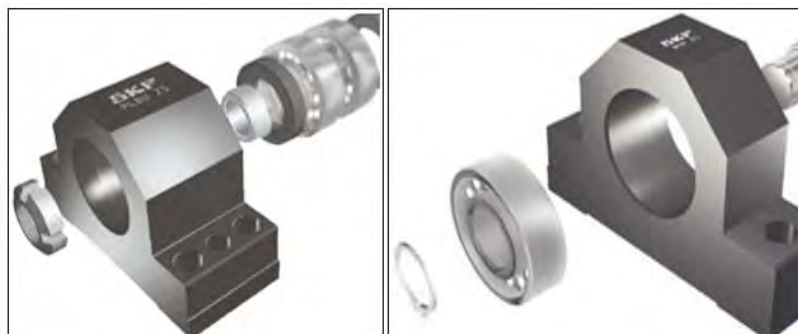


Figura 4.3 Apoyo fijo PLBU - Apoyo libre BUF [SKF, 2013]

El apoyo libre BUF 16 contiene un rodamiento rígido de bolas que presenta un diámetro de agujero “d” de 10 mm y un diámetro exterior “D” de 30 mm, apreciado en la Figura 4.4. Asimismo, el apoyo fijo PLBU 16 contiene dos rodamientos de bolas de contacto angular que presentan las mismas dimensiones que el rodamiento rígido de bolas.

Diámetro nominal	Rodamiento rígido de bolas		Designación de rodamiento SKF	Dimensiones		
	Capacidad de carga básica radial			d	D	B
d_0	C	C_0				
mm	kN	kN	–	mm	mm	mm
16	5,07	2,36	6200.2RS1	10	30	9

Figura 4.4 Rodamientos del apoyo libre BUF 16 [SKF, 2013]

A continuación, se muestran los parámetros requeridos para seleccionar el motor y la verificación del tornillo de potencia seleccionado.

4.1.1.1. Determinación del Momento Torsor en la rosca

De acuerdo a la fuerza axial “ F_w ” que actúa sobre la tuerca durante la operación del equipo, según se muestra en la Figura 3.26, se determina la fuerza necesaria que habrá que aplicar al tornillo para lograr su giro utilizando la Figura 4.5.

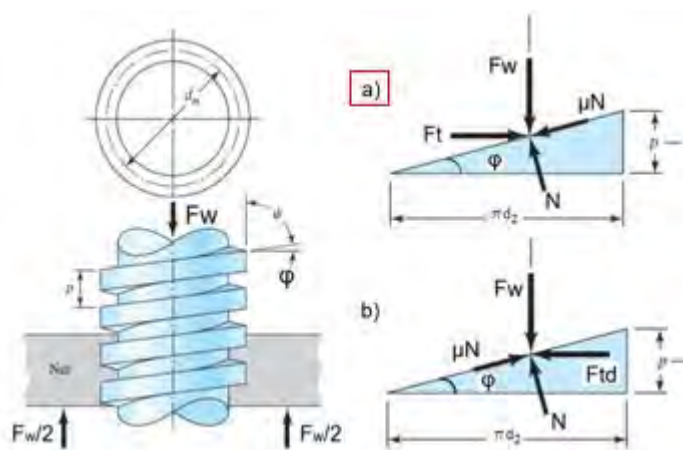


Figura 4.5 Diagrama de fuerzas sobre el tornillo y la tuerca [BUDYNAS, 2015]

Empleando el modelo matemático del caso (a) de la Figura 4.5, que corresponde a superar la fuerza axial sobre el tornillo para lograr el desplazamiento de la tuerca, se determina la fuerza tangencial “ F_t ” (ecuación 4.1) que origina el momento torsor en la rosca “ M_{tr} ”, como se aprecia en la ecuación 4.2.

$$F_t = \frac{F_w \cdot (\mu \cdot \cos\varphi + \operatorname{sen}\varphi)}{\cos\varphi - \mu \cdot \operatorname{sen}\varphi} \quad (4.1)$$

$$M_{tr} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{F_w \cdot (\mu \cdot \pi \cdot d_2 + p)}{\pi \cdot d_2 - \mu \cdot p} \cdot \frac{d_2}{2} \quad (4.2)$$

Donde,

F_w : Fuerza axial que actúa sobre el tornillo

d_2 : Diámetro de paso cuyo valor es 15,2 mm

p : Paso de la hélice cuyo valor es 10 mm

μ : Coeficiente de fricción entre la tuerca y el tornillo

φ : Ángulo de la hélice cuyo valor es $11,83^\circ$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right)$$

Dado que el diámetro de paso del tornillo es 15,2 mm y el coeficiente de fricción “ μ ” señalado por el fabricante es 0,006, se resuelve la ecuación 4.2 para la condición en la que la fuerza axial “ F_w ” es máxima (313 N, mostrado en la Figura 3.26) y se obtiene un momento “ M_{tr} ” de 0,52 Nm.

4.1.1.2. Determinación del Momento Torsor por fricción

Además del torque “ M_{tr} ” determinado, es necesario vencer la fricción en el apoyo fijo. Este apoyo equilibra la carga y al girar el tornillo aparece un momento torsor por fricción en el soporte axial “ M_{ta} ”, que se obtiene con la ecuación 4.3.

$$M_{ta} = F_w \cdot \mu_a \cdot \frac{D_m}{2} = F_w \cdot \mu_a \cdot \frac{(D + d)/2}{2} \quad (4.3)$$

Donde,

D_m : Diámetro medio del rodamiento

d : Diámetro del agujero del rodamiento, cuyo valor es 10 mm (ver Figura 4.4)

D : Diámetro exterior del rodamiento, cuyo valor es 30 mm (ver Figura 4.4)

μ_a : Coeficiente de fricción en el soporte, cuyo valor es 0,006 por ser rodamiento

Reemplazando el valor de la fuerza “ F_w ” máxima (313 N) y el valor del diámetro medio “ D_m ” que es 20 mm, se obtiene de la ecuación 4.3 el momento torsor por fricción “ M_{ta} ” que equivale a 0,019 Nm. De esta manera, se determina el momento torsor total de accionamiento “ M_t ” utilizando la ecuación 4.4, resultando el valor de 0,54 Nm.

$$M_t = M_{tr} + M_{ta} \quad (4.4)$$

El valor de la eficiencia considerando el momento total es 93,7%, obtenido de la ecuación 4.5.

$$e_r = \frac{p}{\pi \cdot \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_2 + p}{\pi \cdot d_2 - \mu \cdot p} \cdot d_2 + \mu_a \cdot D_m \right)} \quad (4.5)$$

4.1.1.3. Verificación de la vida útil de la tuerca

El fabricante define la vida útil como el periodo de duración real de un husillo de bolas específico antes de que falle. Se verifica que el 60% de la capacidad de carga dinámica de la tuerca “C_a” (6,42 kN) es mayor que la fuerza “F_w” máxima (313 N), lo que indica que la vida útil de la tuerca no disminuye por carga excesiva. La Figura 4.6 muestra dicha capacidad de carga.

Diámetro nominal d ₀	Paso P _n	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
		Capacidad de carga básica C _b	Capacidad de carga estática C _{0a}							Masa	Inercia	Grasa	
mm	mm	kN			mm		kgmm ²	cm ⁴	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	
6	2	1,9	2,2	1×2,5	0,05	0,02	7,7	0,1	0,025	0,18	0,7	0,7	SH 6×2 R
8	2,5	2,2	2,7	3	0,07	0,03	1,12	0,1	0,025	0,32	2,1	1,1	SD/BD 8×2,5 R
10	2	2,5	3,6	3	0,07	0,03	1,7	0,1	0,03	0,51	5,2	1,4	SD/BD 10×2 R
	3	2,6	3,3	1×2,5	0,07	0,03	2,9	0,3	0,05	0,5	5,1	1,3	SH 10×3 R
	4	4,5	5,5	3	0,07	0,03	2,7	0,3	0,04	0,43	3,8	1,3	SD/BD 10×4 R
12	2	2,9	4,7	3	0,07	0,03	1,5	0,1	0,023	0,67	10	1,7	SD/BD 12×2 R
	4	4,9	6,6	3	0,07	0,03	7	0,4	0,066	0,71	10,8	1,6	SD/BD 12×4 R
	5	4,2	5,4	3	0,07	0,03	5	0,6	0,058	0,71	10,1	1,4	SD/BD 12×5 R
12,7	12,7	6,6	8,9	2×1,5	0,07	0,03	20	1,1	0,15	0,71	16,2	1,6	SH 12,7×12,7 R
14	4	6	9,1	3	0,07	0,03	8	0,6	0,083	1,05	22	1,7	SD/BD 14×4 R
16	2	3,3	6,2	3	0,07	0,03	9,2	0,6	0,1	1,4	39,7	1,7	SD/BD 16×2 R
	5	7,6	10,7	3	0,07	0,03	22,7	0,9	0,135	1,3	33,9	2,1	SD/BD 16×5 R
	10	10,7	17,2	2×1,8	0,07	0,03	26,4	1	0,16	1,21	30,7	1,9	SD/BD 16×10 R

Figura 4.6 Capacidad de carga básica de la tuerca del husillo seleccionado [SKF, 2013]

4.1.1.4. Velocidad límite del husillo

La velocidad límite, que es el producto del diámetro nominal y el máximo número de revoluciones por minuto del tornillo como muestra la ecuación 4.7, debe ser menor que 50 000 mm/min para el husillo de bola SD/BD según el fabricante. Reemplazando la velocidad lineal máxima de la tuerca “d” de la Figura 3.15 (65,1 mm/s) y el paso del tornillo (10 mm) se obtiene las revoluciones por minuto máximas con la ecuación 4.6, resultando un valor de 390,8 rpm; por consiguiente, reemplazando el diámetro nominal del tornillo (16 mm) se determina una velocidad límite “v_{lím}” de 6253,4 mm/min según la ecuación 4.7, por lo que el tornillo no falla.

$$n_{m\acute{a}x} = \frac{\dot{d}_{m\acute{a}x}}{p} \cdot 60 \quad (4.6)$$

$$v_{l\acute{i}m} = n_{m\acute{a}x} \cdot d_0 \quad (4.7)$$

4.1.1.5. Eficiencia del husillo

La eficiencia del tornillo de potencia para vencer la carga se determina mediante la ecuación 4.8, y se obtiene un valor de 97% (en la cual no se considera la fricción en el apoyo). Asimismo, el fabricante ofrece una expresión para obtener dicha eficiencia (ecuación 4.9), cuyo valor también resulta 97%.

$$e = \frac{p \cdot (\pi \cdot d_2 - \mu \cdot p)}{\pi \cdot d_2 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot d_2 + p)} \cdot 100\% \quad (4.8)$$

$$e' = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0}{p} \cdot \mu} \cdot 100\% \quad (4.9)$$

4.1.1.6. Velocidad de giro crítica del husillo y distancia entre apoyos

Por otro lado, la velocidad de giro crítica del eje dado por el fabricante se muestra en la ecuación 4.10, que está en función del diámetro de raíz (ver Figura 4.2), el factor de corrección de montaje “ f_1 ” y la distancia entre los dos apoyos “ L ”.

$$n_{cr} = 49 \cdot 10^6 \cdot \frac{f_1 \cdot d_3}{L^2} \quad (4.10)$$

Donde,

n_{cr} : Velocidad crítica (rpm)

d_3 : Diámetro de raíz cuyo valor es 12,6 mm

f_1 : Factor de corrección de montaje, igual a 3,8 para soportes fijo-radial

L : Longitud libre, o distancia entre los dos rodamientos de apoyo (mm)

La distancia entre apoyos “ L ” se obtiene con la ecuación 4.11.

$$L = l_1 + S + l_{extr} + l_{rod} \quad (4.11)$$

Donde,

l_1 : Longitud de la tuerca, cuyo valor es 76 mm: 46 mm de la tuerca del fabricante (ver Figura 4.2) y 30 mm de longitud del cubo con rosca interior

S: Carrera de la tuerca, cuyo valor es 640 mm (ver Figura 3.13)

l_{rod} : Distancia desde el final del eje roscado para ambos soportes

l_{extr} : Longitud extra sin roscar en los dos extremos, igual a dos pasos “ p ”

$$l_{extr} = 2 \cdot (2 \cdot p) = 40 \text{ mm}$$

La distancia “ l_{rod} ” (ecuación 4.12) se determina según los apoyos del tornillo: el extremo del tornillo para el apoyo fijo PLBU 16 y el otro extremo para el apoyo libre BUF 16 se muestran en las Figuras 4.7 y 4.8, respectivamente.

$$l_{rod} = \frac{B_1 - G_1}{2} + (B_7 + \frac{B_5 - m}{2}) \quad (4.12)$$

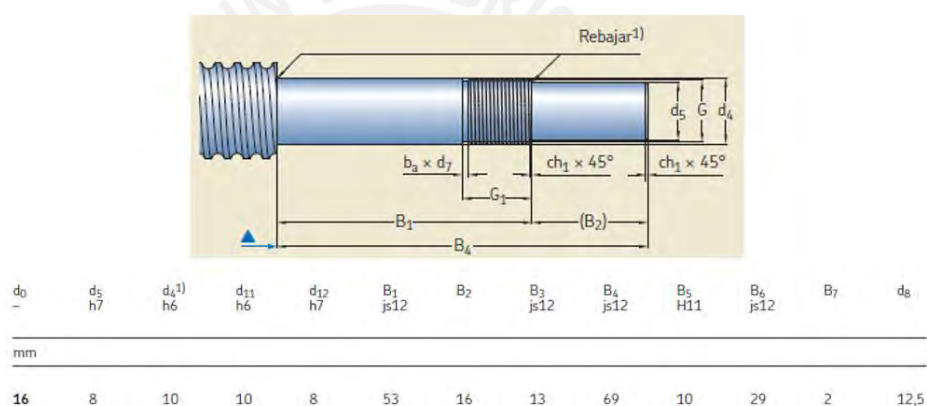


Figura 4.7 Extremo del tornillo para el apoyo fijo PLBU 16 [SKF, 2013]

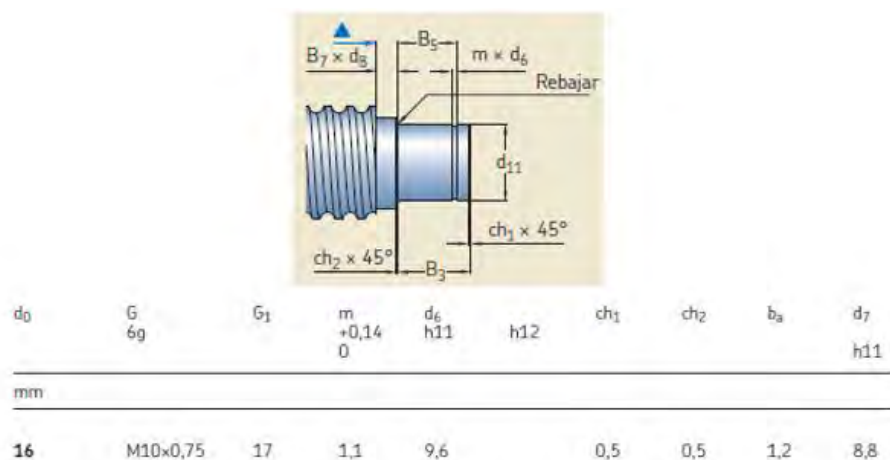


Figura 4.8 Extremo del tornillo para el apoyo libre BUF 16 [SKF, 2013]

Reemplazando los valores de las Figuras 4.7 y 4.8 en la ecuación 4.12 se obtiene $l_{rod} = 24,45$ mm y, por ende, la distancia entre apoyos “L” es 780,45 mm según la ecuación 4.11. Entonces, se determina con la ecuación 4.10 que la velocidad de giro crítica es de 3852 rpm, mayor que la velocidad de giro máxima determinada (390,8 rpm) con la ecuación 4.6, por lo que el tornillo no falla.

4.1.1.7. Resistencia al pandeo

Es necesario comprobar el tornillo de potencia por pandeo. Por ello, el fabricante brinda la ecuación 4.13 que es la carga de compresión máxima permisible “ F_P ”, basada en la fórmula de Euler con un factor de seguridad de 3.

$$F_P = 34000 \cdot \frac{f_3 \cdot d_3^4}{L^2} \quad (4.13)$$

Donde,

f_3 : Factor de corrección de montaje, cuyo valor es 2 para apoyo fijo y radial

d_3 : Diámetro de raíz cuyo valor es 12,6 mm

L: Distancia entre apoyos, cuyo valor es 780,45 mm

Reemplazando los valores en dicha ecuación, se obtiene una carga máxima permisible “ F_P ” que equivale 2813,9 N, mayor que la carga axial “ F_w ” máxima en el tornillo (313 N); por ende, el tornillo no falla por pandeo.

4.1.2. Motor y Acoplamiento

El motor que se emplea es un motor paso a paso. Este actuador electromagnético convierte los pulsos digitales a movimiento de rotación, que presenta como ventajas una mayor precisión en la posición y repetición de movimientos, alta respuesta en el arranque y en la parada, duradero ya que no presenta escobillas, amplio rango de velocidades de rotación, entre otros.

Empleando el momento torsor total requerido de accionamiento “ M_t ” determinado con la ecuación 4.4 que equivale 0,54 Nm, se selecciona el motor paso a paso seleccionado que se muestra en la Figura 4.9, cuya resolución es $1,8^\circ$ de ángulo de paso, presenta un torque estático de 0.78 Nm y un torque máximo de 0,85 Nm, el diámetro de su eje es 5 mm y su masa es de 408 gramos (ver Anexo B).

MODEL	step angle (°)	current/phase (A)	resistance/phase typ ($\Omega \pm 10\%$)	inductance/phase typ (mH $\pm 20\%$)	max holding torque (oz-in)	max optimal speed (RPS)
NEMA17-13-04SD-AMT112S	1.8	0.67	9.9	12.52	42.0	6
NEMA17-13-04PD-AMT112S	1.8	1.33	2.5	3.09	42.0	11
NEMA17-16-06SD-AMT112S	1.8	0.70	10.8	21.84	63.0	3
NEMA17-16-06PD-AMT112S	1.8	1.40	2.7	5.46	63.0	6
NEMA17-19-07SD-AMT112S	1.8	2.10	1.3	9.36	83.0	5
NEMA17-19-07PD-AMT112S	1.8	1.05	5.2	2.34	83.0	5
NEMA17-23-01D-AMT112S	1.8	2.00	2.0	2.91	110.0	7




Figura 4.9 Motor paso a paso seleccionado de la marca CUI INC [MOUSER, 2019]

La transmisión del par del motor paso a paso al tornillo de potencia se lleva a cabo mediante un acoplamiento cuyas características se muestran en la Figura 4.10; este componente es flexible para solucionar algún posible desalineamiento. Dado que el diámetro del extremo del tornillo de potencia es de 8 mm (Figura 4.7) y el diámetro del eje del motor paso a paso es 5 mm, se emplea el acoplamiento flexible comercial 5x8 mm de acero inoxidable. El cálculo del acoplamiento se encuentra en el Anexo G.



Característica	-
Diámetro de agujero 1	5 mm
Diámetro de agujero 2	8 mm
Diámetro exterior	20 mm
Largo	26 mm
Fijación	M3(x4)
Par nominal	1 Nm
Par máximo	2 Nm

Figura 4.10 Acoplamiento flexible de la marca NBK

4.1.3. Análisis de esfuerzos y deformación del cubo con rosca interior

La tuerca que proporciona el fabricante no falla ante la carga a la que se encuentra sometida, como se mostró en el acápite 4.1.1.3. Por consiguiente, se realizará un

análisis de esfuerzos y deformación del cubo con rosca interior. Se optó por emplear el *software Autodesk Inventor Professional* para elaborar el diseño mecánico y realizar dicho análisis mediante el método de Elementos Finitos, por lo cual las imágenes presentadas a continuación provienen de dicho programa.

La Figura 4.11 muestra las cargas externas que actúan sobre el cubo con rosca interior. La situación crítica de este elemento ocurre en la posición inicial del mecanismo (extensión de la rodilla) para la longitud mínima del miembro inferior; por ello, se emplean las magnitudes de las cargas determinadas en el acápite 3.3 para esta condición.

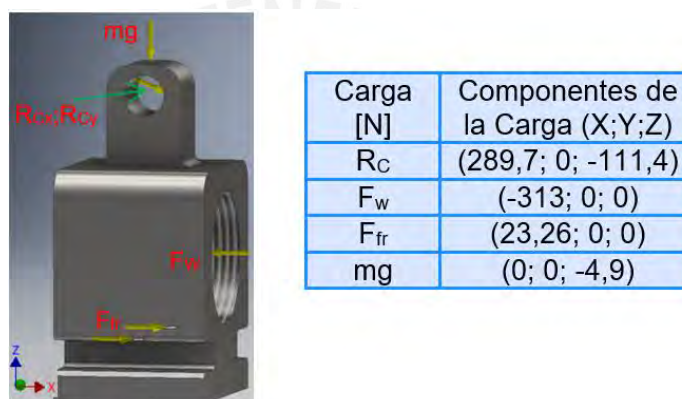


Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre del cubo con rosca interior

La Figura 4.12 muestran el esfuerzo equivalente de Von Mises y la deformación de esta pieza; se aprecia que el máximo esfuerzo sometido es de $24,71 \text{ N/mm}^2$ y la deformación máxima equivale a $0,0037 \text{ mm}$, que corresponde a una deformación unitaria de $0,02\%$ aproximadamente.

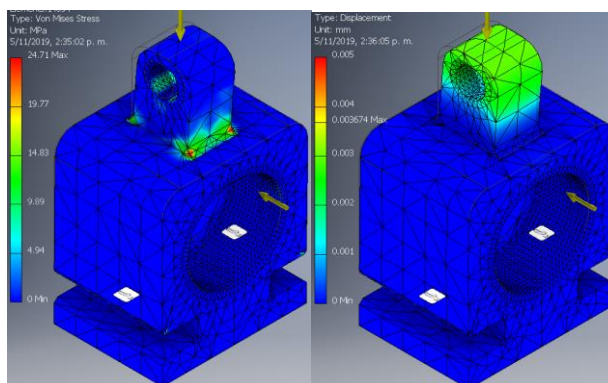


Figura 4.12 Análisis de Esfuerzos y Deformaciones del cubo con rosca interior



Figura 4.15 Tubos rectos del Soporte del muslo



Figura 4.16 Horquilla exterior del Soporte del muslo



Figura 4.17 Tubos doblado del Soporte del muslo

El muslo se apoya en el sujetador que se coloca alrededor de los tubos como se puede apreciar en la Figura 4.14. Este presenta un largo de 560 mm, un ancho de 150 mm y es de material poliéster con velcro (adhesivo). La fijación del largo de este ensamble, debido a que se regula en función al largo del muslo del usuario, se realiza mediante perillas de ajuste roscadas M5x10 (Figura 4.18); estas se encargan de presionar el tubo interior concéntrico y fijar por fricción con el tubo exterior.

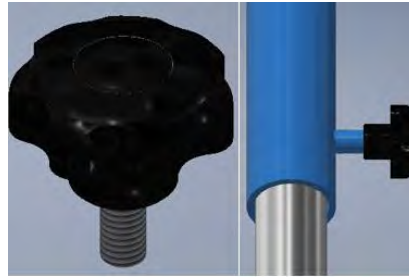


Figura 4.18 Perilla de ajuste

La función del apoyo fijo mostrado en la Figura 4.19, ubicado en el punto “A”, es fijar el soporte del muslo a la estructura base mediante tornillos y permitir el giro del mismo.

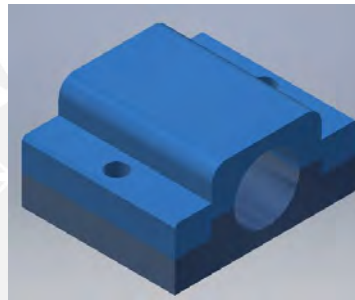


Figura 4.19 Apoyo de la estructura soporte del muslo

Este apoyo se conforma por dos piezas que se unen mediante tornillos M6, una pieza inferior y una superior, como se aprecia en la Figura 4.20.

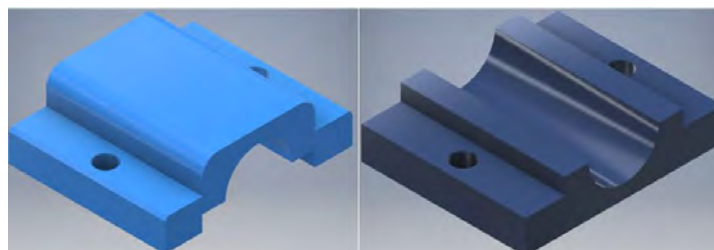


Figura 4.20 Pieza superior e inferior del apoyo fijo en “A” del soporte del muslo

4.2.1.1. Análisis de esfuerzos del Soporte del Muslo

La Figura 4.21 muestra las cargas a las que se encuentra sometido, que además se determinaron en el análisis dinámico: la reacción en la articulación “B”, el peso del muslo, y la gravedad que significa la consideración del peso de la estructura.

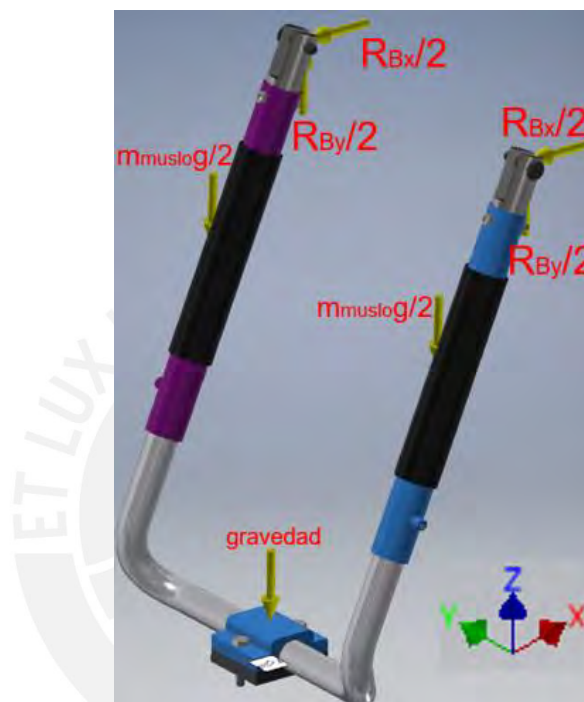


Figura 4.21 Cargas externas sobre el Soporte del Muslo

La influencia de las fuerzas inerciales del mecanismo son muy bajas comparadas con las cargas externas; por ende, se realizarán los análisis estáticos con las sollicitaciones determinadas del análisis cinético en 3.3.

Se analizaron los esfuerzos para dos posiciones del soporte del muslo: extensión completa (posición inicial) y flexión completa (posición final). La restricción horizontal de la estructura se ubica en su apoyo fijo. Las magnitudes de las cargas para la posición inicial y final del soporte de la pierna se muestran en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Magnitudes de las cargas empleadas para el análisis de deformaciones

Carga [N]	Componentes de la Carga (X; Y; Z) Posición Inicial	Componentes de la Carga (X; Y; Z) Posición Final
R_{Bx}	(-232; 0; 0)	(-2,41; 0; 0)
R_{By}	(0; 0; -1,35)	(0; 0; 22)
$m_{muslo}g$	(0; 0; -117,8)	(0; 0; -117,8)
m_2g	(0; 0; -19,6)	(0; 0; -19,6)

En la posición inicial se emplearon las magnitudes de las cargas determinadas para longitud máxima del miembro inferior, mientras que para la posición final se utilizó las sollicitaciones para la longitud mínima de dicho miembro, dado que con estas longitudes se obtuvieron los valores máximos de cargas.

La Figura 4.22 muestra el esfuerzo equivalente de Von Mises y la deformación de esta estructura para la posición inicial; se aprecia que la deformación máxima es 0,09 mm y que el máximo esfuerzo es de 32,44 N/mm².

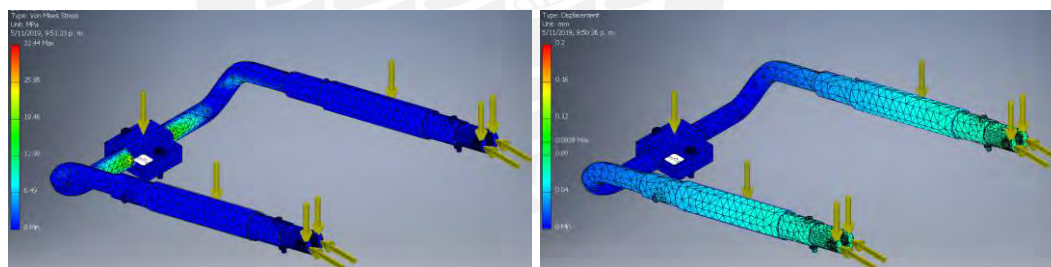


Figura 4.22 Esfuerzo y Deformación para la posición de extensión completa

La Figura 4.23 muestra la estructura para la posición final; se aprecia una deformación máxima de 0,028 mm (0,007% de deformación unitaria) y que el máximo esfuerzo es de 38,1 N/mm².

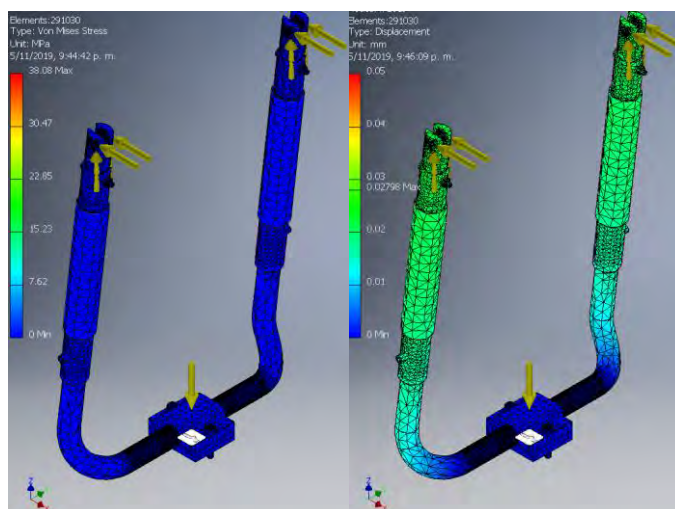


Figura 4.23 Esfuerzo y Deformación para la posición de flexión completa

El apoyo fijo del soporte del muslo también se analizó para la situación crítica que se da cuando el mecanismo se encuentra en la posición de extensión completa. La Figura 4.24 muestra el diagrama de cuerpo libre del apoyo fijo y la restricción en posición horizontal.

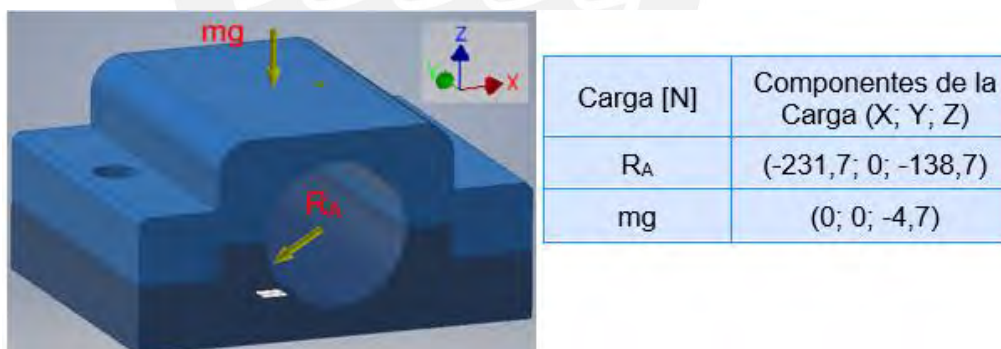


Figura 4.24 Diagrama de cuerpo libre y cargas máximas para el apoyo fijo

la Figura 4.25 muestra que el máximo esfuerzo equivale $0,55 \text{ N/mm}^2$ y que la deformación máxima es aproximadamente $0,06 \mu\text{m}$ ($1,8 \times 10^{-4} \%$ de deformación unitaria).

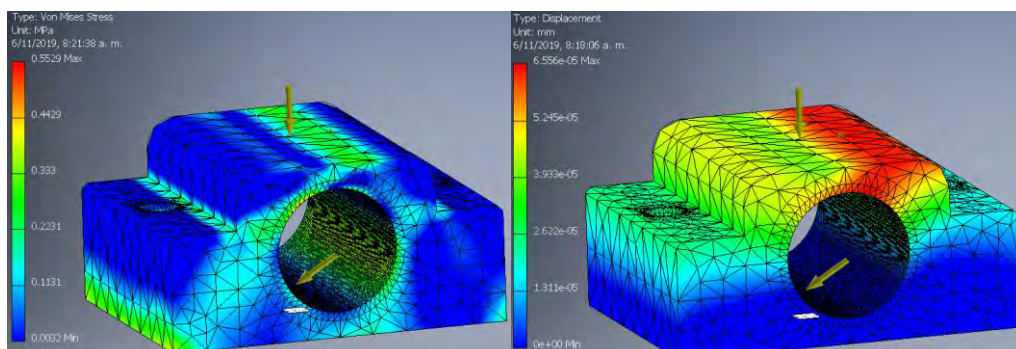


Figura 4.25 Esfuerzo y Deformación para el apoyo fijo del Soporte del Muslo

4.2.2. Subensamble Soporte de la Pierna

La Figura 4.26 muestra este subensamble de la máquina, cuya función es soportar la pierna y el pie del usuario durante la operación del mecanismo.

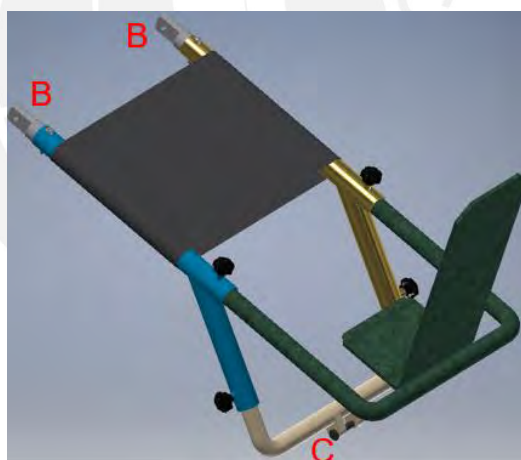


Figura 4.26 Soporte de la Pierna

Está compuesto también por cuatro elementos tubulares; la Figura 4.27 muestra los dos tubos de 3/4" de diámetro nominal que son móviles para realizar la regulación del segmento "b" (ver acápite 3.2.1) en el que uno de sus extremos presenta horquillas interiores (Figura 4.28) para ensamblar con el Soporte del Muslo. Además, presenta un sujetador para la pierna del mismo material de 560 mm de largo y 200 mm de ancho, y presenta cuatro perillas de ajuste para la regulación y fijación.

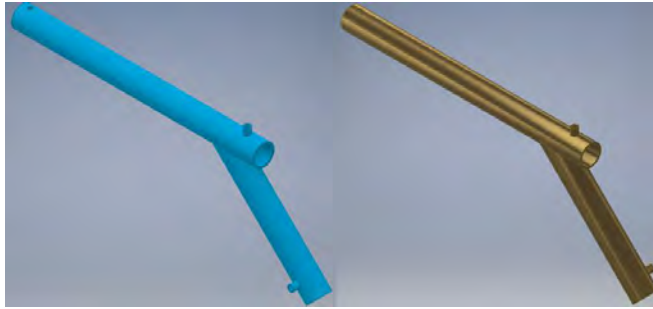


Figura 4.27 Tubos móviles del Soporte de la Pierna



Figura 4.28 Horquilla Interior

La Figura 4.29 muestra el tubo de 1/2" de diámetro en el que se fija con soldadura el apoyo del pie que es una plancha de acero doblada, y que también este tubo es móvil para regular el segmento de la pierna según el usuario.

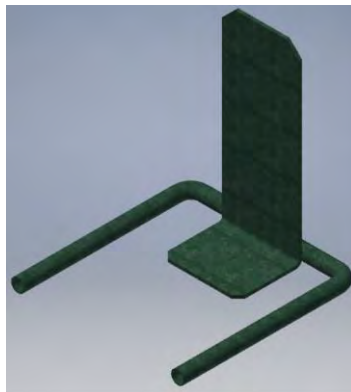


Figura 4.29 Apoyo del pie

La Figura 4.30 muestra el tubo de 1/2" de diámetro en el que se une al cubo con rosca interior con un pasador. La fijación de todos estos tubos también es empleando perillas de ajuste M5x10.



Figura 4.30 Tubo fijo que se une a la tuerca del husillo de potencia

4.2.2.1. Análisis de esfuerzos del Soporte de la Pierna

El Soporte de la pierna que se muestra en la Figura 4.31 será analizado en posición inicial y final al igual que el Soporte del Muslo.

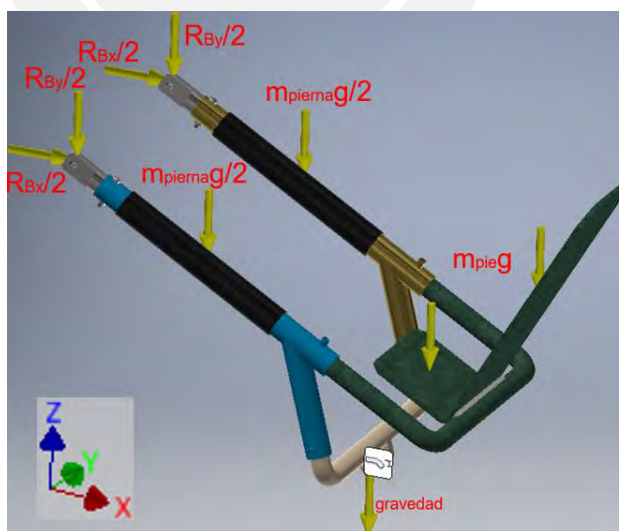


Figura 4.31 Cargas actuantes sobre la estructura soporte de la pierna

La magnitud de las cargas para la posición inicial y final del soporte de la pierna se muestra en la Tabla 4.2. En la posición inicial se emplearon para el análisis las magnitudes de las cargas determinadas para longitud mínima del miembro inferior

y para la posición final la longitud máxima del miembro inferior, ya que con estas longitudes se obtuvieron las máximas cargas (resultados obtenidos en el acápite 3.3).

Tabla 4.2 Magnitudes de las cargas empleadas para el análisis de deformaciones

Carga [N]	Componentes de la Carga (X; Y; Z) Posición Inicial	Componentes de la Carga (X; Y; Z) Posición Final
R_{Bx}	(289,7; 0; 0)	(2,41; 0; 0)
R_{By}	(0; 0; 10,64)	(0; 0; -44,45)
m_{pieg}	(23,26; 0; -17,1)	(23,26; 0; -17,1)
m_{pierna}	(0; 0; -54,7)	(0; 0; -54,7)
m_3g	(0; 0; -50,2)	(0; 0; -50,2)

La Figura 4.32 muestra el esfuerzo equivalente según Von Mises y la deformación de esta estructura para la posición inicial; se muestra que la deformación máxima es 0,1 mm y que el máximo esfuerzo es de 63,6 N/mm².

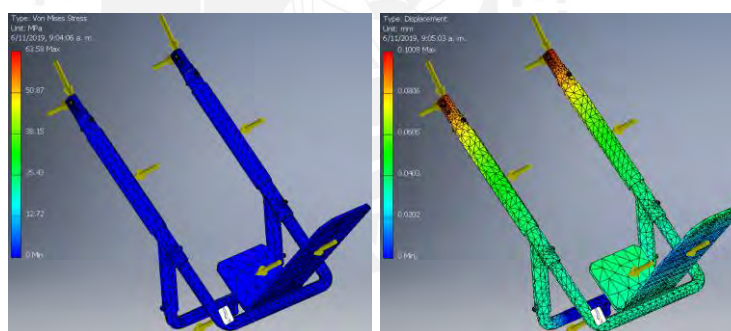


Figura 4.32 Esfuerzo y Deformación para la posición de extensión completa

La Figura 4.33 muestra la estructura para la posición final; se aprecia que la deformación máxima es 0,24 mm por lo que se obtiene una deformación unitaria de 0,08 % y que el máximo esfuerzo es de 40,32 N/mm².

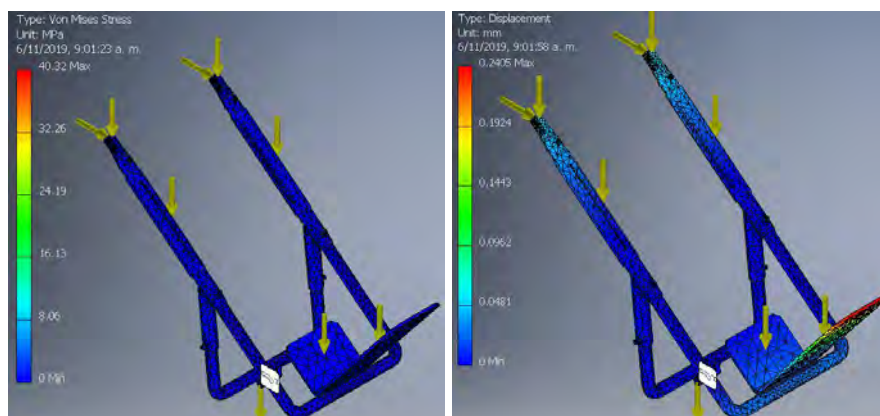


Figura 4.33 Esfuerzo y Deformación para la posición de flexión completa

4.2.3. Verificación de las uniones con pasadores

La unión Estructura Soporte del Muslo – Estructura Soporte de la Pierna y Estructura Soporte de la Pierna – Tuerca del tornillo de potencia es mediante pasadores. En la Figura 4.34 se muestra una unión articulada de tres elementos en la cual se puede apreciar que el pasador se encuentra a flexión y corte, mientras que las horquillas presentan aplastamiento.

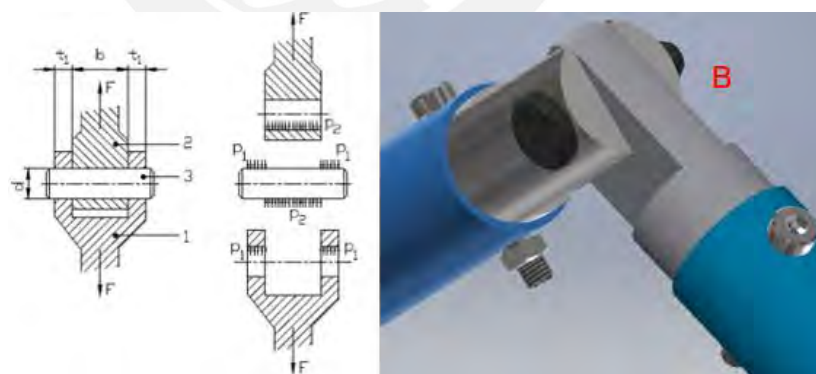


Figura 4.34 Unión Articulada con pasador transversal [PAULSEN, 2016]

En primer lugar, se verifica el pasador por flexión. Las ecuaciones 4.14 y 4.15 muestran el momento flector máximo y el esfuerzo por flexión máximo.

$$M_{f\text{máx}} = \frac{F \cdot (b + t_1)}{4} \quad (4.14)$$

$$\sigma_{f\text{m}\acute{a}x} = \frac{32 \cdot M_{f\text{m}\acute{a}x}}{\pi \cdot d^3} \quad (4.15)$$

Luego, se procede a verificar el pasador por corte. La ecuación 4.16 muestra el esfuerzo cortante.

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (4.16)$$

Los agujeros de las horquillas trabajan bajo una presión de contacto. Por ello, se emplea la ecuación 4.17 para la horquilla exterior y la ecuación 4.18 para la horquilla interior.

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot t_1 \cdot d} \quad (4.17)$$

$$p_2 = \frac{F}{b \cdot d} \quad (4.18)$$

Reemplazando los parámetros que intervienen en la articulación mostrados en la Figura 4.34 se obtienen los resultados para los pasadores de acero SAE 1020, indicados en la Tabla 4.3, en la cual se muestra que los pasadores no fallan ya que los valores admisibles que se encuentran en el Anexo H son mayores. Las cargas máximas a las que se encuentran sometidas las uniones con pasador se señalaron en el capítulo 3 en las Figuras 3.27 y 3.28.

Tabla 4.3 Esfuerzos a los que se encuentran sometidos los elementos de la articulación

Datos					Resultados			
Pasador de la Articulación [Cantidad]	Diámetro "d" (mm)	Ancho interior "b" (mm)	Ancho exterior "t1" (mm)	Carga "F" (N)	Esfuerzo Normal por Flexión Máx. Pasador " $\sigma_{f\text{m}\acute{a}x}$ " (N/mm ²)	Esfuerzo Cortante Pasador " τ_c " (N/mm ²)	Presión de aplast. Horquilla Exterior " p_1 " (N/mm ²)	Presión de aplast. Horquilla Interior " p_2 " (N/mm ²)
"B" [x2]	8	10	7	144,9	12,3	1,44	1,29	1,81
"C" [x1]	8	12	6	310,4	27,8	3,09	3,23	3,23

4.3. Sistema Estructura Base

La Estructura Base del equipo se muestra en la Figura 4.35, en la que se sujeta la guía para el cubo con rosca interior y el motor paso a paso.



Figura 4.35 Estructura Base del Equipo

4.3.1. Guía para el cubo con rosca interior

La guía para el cubo con rosca interior restringe el giro de esta para que la estructura-mecanismo solo presente movimiento longitudinal. Esta guía fabricada se sujeta a la base mediante doce tornillos M6x20, mostrada en la Figura 4.36. El material de la guía es de aleación de aluminio 6061 ya que soporta las cargas determinadas y además presenta bajo peso comparado con el acero. El cálculo de las uniones atornilladas de la base se encuentra en el Anexo D.

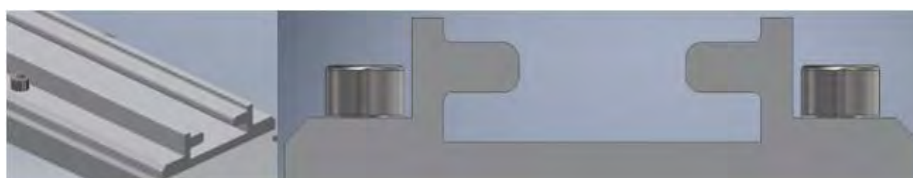


Figura 4.36 Guía para la tuerca del tornillo de potencia

4.3.2. Base del Equipo

La base del equipo de rehabilitación se muestra en la Figura 4.37. Su función es sujetar la guía del cubo con rosca interior y soportar el peso del equipo y del usuario.

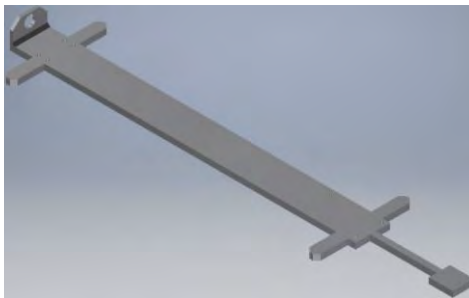


Figura 4.37 Base del Equipo de Rehabilitación

En esta base se suelda una plancha de 8 mm de espesor en la que se fija el motor paso a paso con cuatro tornillos M3, apreciado en la Figura 4.38. El material empleado también es de aleación de aluminio 6061.

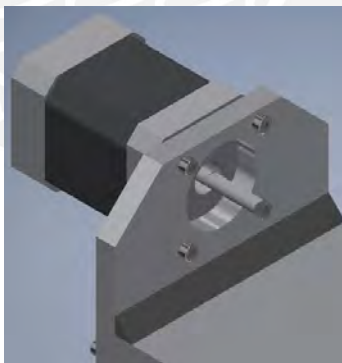


Figura 4.38 Plancha que sujeta el motor, soldada a la base

CAPÍTULO 5

SISTEMA MECÁNICO, PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS

En el presente capítulo se muestra el sistema mecánico del equipo rehabilitación pasiva de la rodilla propuesto, los componentes del sistema de control, una tabla de sus planos de ensamble y fabricación y posteriormente se estima el costo de los componentes, de fabricación y diseño.

5.1. Diseño del sistema mecánico propuesto

El diseño propuesto del equipo de rehabilitación pasiva de la rodilla se muestra en la Figura 5.1; asimismo, se aprecia la interacción de este equipo con la extremidad inferior de un usuario.

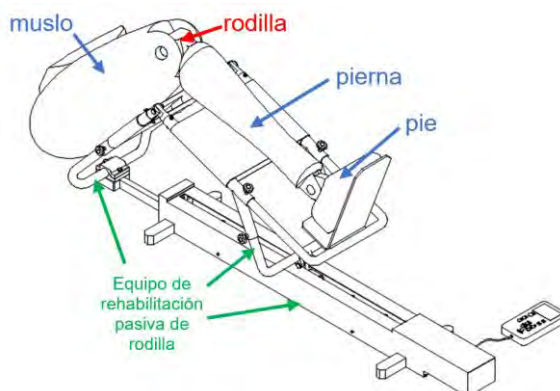


Figura 5.1 Diseño propuesto del equipo rehabilitador de rodilla

La transmisión de potencia y movimiento del equipo se realiza mediante un tornillo de potencia y una tuerca, convirtiendo el movimiento giratorio en otro de traslación axial; cabe mencionar que el elemento motriz es un motor paso a paso que transmite su momento torsor al tornillo de potencia gracias a un acoplamiento.

En la Figura 5.2 se muestra el mecanismo en su posición inicial y en la Figura 5.3 en su posición final.



Figura 5.2 Posición inicial del sistema mecánico



Figura 5.3 Posición final del sistema mecánico

5.2. Componentes del sistema de control

El sistema mecánico propuesto debe contar con un sistema de control, pero este se encuentra fuera del alcance de la presente tesis. No obstante, en la Figura 5.4

se muestran los componentes principales con los que debe contar dicho sistema de control.

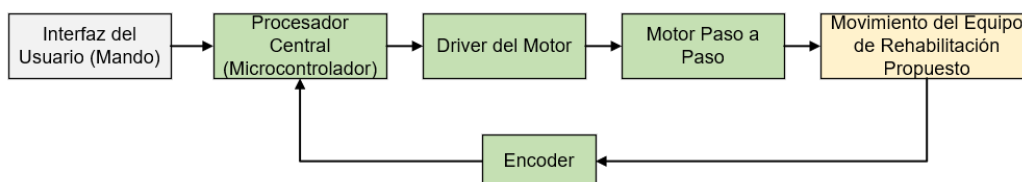


Figura 5.4 Esquema de los componentes principales del sistema de control

El microcontrolador se encarga de automatizar la operación del mecanismo, ya que recibe los parámetros del trabajo de rehabilitación y controla los datos de entrada y salida; este recibe la información del “*encoder*”, cuya función es ser la interfaz al traducir el movimiento de la rodilla en una señal eléctrica para su lectura. Posteriormente, con los datos que recoge el microcontrolador del “*encoder*”, el “*driver*” del motor transforma la información en forma de pulsos en rotación mecánica, lográndose el movimiento del motor paso a paso y del tornillo de potencia. Así, se controla la posición-velocidad del mecanismo, y el ángulo de flexión de la rodilla.

5.3. Lista de planos

Se muestra en la Tabla 5.1 la nomenclatura de identificación para los planos elaborados, la cual su código genérico es “PX-YY-ZZ”: la primera sección “PX” es para identificar si es un plano de ensamble, fabricación o general, la segunda indica el número de plano, y la última el tamaño del formato ISO.

Tabla 5.1 Codificación de los planos adjuntos del sistema mecánico propuesto

Código de Plano	Significado		
	X	YY	ZZ
PX-YY-ZZ	Tipo de Plano: E (Ensamble) F (Fabricación) G (General)	Número de Plano	Tamaño del Formato
Ejemplo	PF-03-A0: Plano de Fabricación número 03, Tamaño de formato A0		

A continuación, se muestra en la Tabla 5.2 la lista de los planos adjuntos del sistema mecánico propuesto; los planos de fabricación contienen los ítems (piezas) identificados según el plano de ensamble.

Tabla 5.2 Lista de planos del sistema mecánico propuesto

Código	Descripción del Plano
PE-01-A0	Plano de Ensamble
PF-01-A1	Ítem 20, 21, 23, 24, 25, 28, 29
PF-02-A1	Ítem 31, 32, 33, 35, 36
PF-03-A0	Ítem 01, 17, 18
PF-04-A1	Ítem 39
PG-01-A0	Vista general con carcasa de protección
PG-02-A0	Vista general sin carcasa de protección
PG-03-A1	Vista explosionada de la estructura soporte del muslo
PG-04-A1	Vista explosionada de la estructura soporte de la pierna

5.4. Estimación de costos

La estimación de los costos del sistema mecánico del equipo de rehabilitación pasiva de la rodilla propuesto se realiza considerando el costo de diseño, el costo de los componentes adquiridos y el costo de fabricación.

5.4.1. Costos de diseño

El costo de diseño contempla las horas-hombre dedicadas por el profesional desde la investigación hasta la obtención del diseño del sistema mecánico propuesto. Se consideró que el pago mensual de un diseñador mecánico asciende a S/. 3200 soles por 160 horas laborales; entonces, se obtiene un costo horario de S/. 20 soles. Dado que el tiempo dedicado fue de 180 horas, se determina que el costo de diseño es de S/. 3600 soles.

5.4.2. Costos de componentes

El costo de los componentes es la suma de los precios de cada uno de los componentes adquiridos y utilizados en el diseño del sistema mecánico del equipo de rehabilitación. En el caso de los componentes que deben ser importados, el costo ha sido elevado en un 60% por los gastos de envío y se ha aplicado la conversión de moneda a soles utilizando un tipo de cambio referencial de acuerdo a la moneda original de la cotización del proveedor.

A continuación, se muestran en la Tabla 5.3 los precios de cada componente (incluido IGV) y el costo total estimado, cuyo valor es S/. 9846,77 soles.

Tabla 5.3 Costo de componentes

Componente	Cantidad	Precio unitario (S/.)	¿Importado?	Costo (S/.)
Motor paso a paso	1	413,58	Sí	661,73
Acoplamiento flexible	1	151,04	No	241,66
Tornillo de potencia/tuerca/apoyos	1	5524,60	Sí	8839,35
Tornillo de cabeza cilíndrica M3x6	2	0,16	No	0,32
Tornillo de cabeza cilíndrica M3x8	2	0,16	No	0,33
Tornillo de cabeza cilíndrica M3x10	8	0,14	No	1,13
Tornillo de cabeza cilíndrica M6x20	12	0,11	No	1,38
Tornillo de cabeza cilíndrica M6x30	2	0,13	No	0,25
Tornillo de cabeza hexagonal M8x35	6	0,19	No	1,17
Perilla de ajuste M5x10	6	1,88	Sí	18,02
Pasador de aletas 2x16	3	0,04	Sí	0,20
Tuerca hexagonal M5	4	0,06	No	0,23
Sujetador de muslo/pierna	2	40,50	No	81,00
Costo total (S/.)				9846,77

5.4.3. Costos de fabricación

El costo de fabricación del sistema mecánico del equipo de rehabilitación pasiva de la rodilla considera los costos de adquisición del material y los costos de fabricación de cada uno de los componentes que se muestran en la Tabla 5.4, incluyendo los impuestos. Se determina que el costo total de fabricación asciende a S/. 5340,26 soles.

Tabla 5.4 Costo de fabricación

Elemento	Cantidad	Costo unitario (S/.)	Costo (S/.)
Base	1	1477,22	1477,22
Cubo con rosca interior	1	275,30	275,30
Guía	1	1540,56	1540,56
Pieza superior del apoyo fijo	1	116,74	116,74
Pieza inferior del apoyo fijo	1	116,00	116,00
Tubo doblado del soporte del muslo	1	51,86	51,86
Tubo recto del soporte del muslo	2	115,28	230,56
Horquilla exterior	2	117,46	234,91
Horquilla interior	2	75,11	150,22
Tubo móvil izquierdo del soporte de la pierna	1	175,75	175,75
Tubo móvil derecho del soporte de la pierna	1	175,75	175,75
Tubo fijo del soporte de la pierna	1	167,00	167,00
Apoyo del pie	1	283,86	283,86
Pasador 8x30	2	36,83	73,66
Pasador 8x45	1	36,95	36,95
Carcasa del sistema de transmisión	1	233,92	233,92
Costo total (S/.)			5340,26

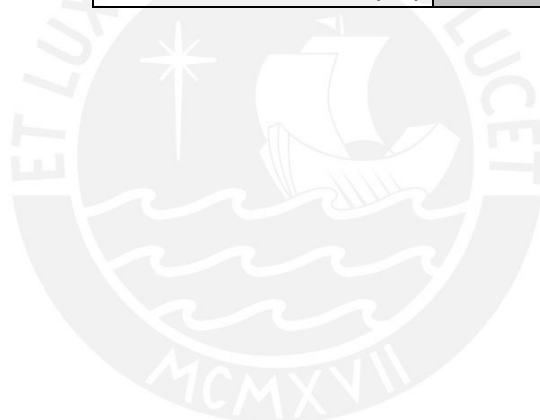
5.4.4. Costo total del sistema

El costo total del sistema está compuesto por los costos de diseño, de componentes y de fabricación. Adicionalmente, se consideró agregar un costo por situaciones imprevistas que equivale al 10% de la suma de los costos de los componentes y de fabricación, con el objetivo de tener el presupuesto con un margen de seguridad. Asimismo, se estimó un costo de ensamblaje de S/. 200 soles por el trabajo del operario que realizará esta labor. En la Tabla 5.5 se muestran dichos costos.

Este sistema propuesto es un primer acercamiento a la fabricación de un solo equipo de rehabilitación portátil, permitiendo que los costos de diseño y del producto puedan ser totalizados, cuyos valores son S/. 3600 soles y S/. 16905,73 soles, respectivamente. Por ende, el costo total de un solo equipo resulta un valor de S/. 20505,73 soles.

Tabla 5.5 Costo total del sistema

Concepto	Subtotal (S/.)
Costo de Diseño	3600,00
Costo de Componentes	9846,77
Costo de Fabricación	5340,26
Costo de Ensamblaje	200,00
Imprevistos	1518,70
Costo total (S/.)	20505,73



OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. La información estadística sobre la estatura y la masa de los individuos de la población peruana provienen del Instituto Nacional de Salud y del Instituto Nacional de Estadística e Informática. Sin embargo, para la estimación de la longitud, masa, entre otros de cada segmento del miembro inferior se empleó información de bibliografía extranjera.
2. El mecanismo del sistema mecánico propuesto permite que este pueda operar de manera cíclica por periodos determinados por el terapeuta según las necesidades y la etapa de rehabilitación en la que se encuentre el usuario.
3. Se sugiere fijar el muslo y la pierna del paciente con correas de sujeción alrededor de estos o considerar el diseño de otros tipos de sujeción que evite el movimiento relativo entre la estructura soporte y el miembro inferior durante la operación del mecanismo.
4. Este sistema mecánico diseñado, al ser un primer acercamiento al desarrollo de un equipo rehabilitador de rodilla portable, está sujeto a posibles cambios y mejoras que sean de utilidad en el funcionamiento del sistema, que pueden ser desarrollados en futuros trabajos de investigación.
5. Se debe desarrollar e implementar el sistema de control (fuera del alcance de este trabajo) para que el mecanismo del sistema mecánico pueda funcionar adecuadamente. Además, el sistema de control debe vincularse con un control remoto (display) en la que el terapeuta pueda ingresar los requerimientos iniciales para la terapia y luego el paciente pueda tomar control también.
6. El análisis de deformaciones se realizó para las piezas fabricadas más importantes del sistema; el resto de piezas se pueden analizar individualmente en la fabricación.
7. Debe adaptarse el sistema eléctrico con el electrónico y el de control, por lo que se debe realizar el cableado que se encontrará cubierto en la carcasa de protección del sistema propuesto.
8. Dada la configuración de la máquina, las posiciones del paciente más adecuadas para realizar la rehabilitación son la posición de Fowler o decúbito supino.

CONCLUSIONES

1. El diseño del sistema mecánico desarrollado en la presente tesis permite que el mecanismo sea capaz de reproducir los movimientos de flexión y extensión de la rodilla para lograr la rehabilitación del paciente usuario. El rango angular de movimiento de la rodilla obtenido con el mecanismo es desde 0° hasta 120° , similar que el rango angular fisiológico de esta articulación. El sistema propuesto presenta un alto de 47 cm, un ancho de 33 cm y un largo de 128 cm, y una masa de 18 kg aproximadamente. Cabe recalcar que es un primer acercamiento al desarrollo de un equipo de rehabilitación de rodilla.
2. El sistema mecánico desarrollado podrá ser utilizado por personas de la población peruana cuyas estaturas se encuentren entre 159 cm y 190 cm, que requieran de rehabilitación pasiva; además, la masa máxima de la persona usuaria para el cual ha sido diseñado es de 120 kg. Cabe mencionar que cualquier persona cuyo muslo mida entre 390 mm y 465 mm y cuya pierna-pie mida 453 mm y 542 mm puede ser usuaria de este sistema.
3. El sistema mecánico desarrollado es capaz de alcanzar una velocidad máxima angular de la rodilla de $150^\circ/\text{min}$. La velocidad angular es definida por el terapeuta según el estado o la etapa en la que se encuentre el paciente y se obtiene gracias a un sistema de control que debe ser implementado.
4. El mecanismo del sistema mecánico consta de dos estructuras soporte conformadas por tubos de acero inoxidable, de $1/2''$ y $3/4''$ de diámetro nominal, en las que se apoya el miembro inferior; estas estructuras son movilizadas al accionar el tornillo de potencia. Cabe mencionar que un motor paso a paso es el encargado de accionar y frenar el tornillo de potencia con un sistema de control implementado.
5. Los costos estimados de diseño y de fabricación para un único sistema mecánico propuesto del equipo de rehabilitación pasiva de la rodilla ascienden a S/. 3600 y S/. 16906, respectivamente.

BIBLIOGRAFÍA

- [BRADLEY, 2009] Bradley, D., Acosta-Marquez, C., Hawley, M., Brownsell, S., Enderby, P., & Mawson, S. (2009). NeXOS - The design development and evaluation of a rehabilitation system for the lower limbs. *White Rose Research Online*, 247-257. Obtenido de <http://eprints.whiterose.ac.uk/7971/>
- [BRADLEY, 2004] Bradley, D., Hawley, M., Enderby, P., Brownsell, S., Mawson, S., & Acosta-Marquez, C. (2004). *Remote Rehabilitation Using an Intelligent Exoskeleton*. Obtenido de https://www.researchgate.net/profile/Mark_Hawley2/publication/252069383_Remote_Rehabilitation_Using_an_Intelligent_Exoskeleton/links/004635298524e8e3b9000000.pdf
- [BUDYINAS, 2015] Budynas, R. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (Décima ed.). New York: McGraw-Hill Education.
- [HAMONET, 1990] Hamonet, C., & Heuleu, J. (1990). *Manual de Rehabilitación* (Segunda ed.). París: Masson.
- [INEI, 2013] INEI. (2 de Diciembre de 2013). *Nota de prensa*. Obtenido de <https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/noticias/np-178-2013.pdf>
- [INEI, 2014] INEI. (Marzo de 2014). *Primera Encuesta Nacional Especializada sobre Discapacidad 2012*. Obtenido de https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/publicaciones_digitales/Est/Lib1171/ENEDIS%202012%20-%20COMPLETO.pdf
- [INS, 2006] Instituto Nacional de Salud. (2006). *Encuesta Nacional de Indicadores Nutricionales, Bioquímicos, Socioeconómicos y Culturales relacionados con las Enfermedades Crónicas Degenerativas*. Lima.
- [KAPANDJI, 2003] Kapandji, A. (2003). *Fisiología Articular, tomo II, 5ta edición*. España: Médica Panamericana.
- [KNUDSON, 2007] Knudson, D. (2007). *Fundamentals of Biomechanics* (Segunda ed.). New York: Springer.
- [MARTINEZ, 2009] Martinez-Villapando, E. (2009). Agonist-antagonist active knee prosthesis: A preliminary study in level-ground walking. *Journal of Rehabilitation Research & Development*, 46(3), 361-374. Recuperado el 15 de Octubre de 2017, de <https://www.rehab.research.va.gov/jour/09/46/3/martinez-villalpando.html>
- [McCARTHY, 1992] McCarthy, M., O'Donoghue, P., Yates, C., & J.L., Y.-M. (Marzo de 1992). The Clinical Use of Continuous Passive Motion in Physical Therapy. *Journal of Orthopaedic & Sports Physical Therapy*, 15(3), 132-140.
- [MINSAL, 2008] Ministerio de Salud. (Marzo de 2008). *La carga de Enfermedad y Lesiones en el Perú*. Obtenido de http://www.ins.gob.pe/repositorioaps/0/0/jer/ult_inv_evi_cie2010/La%20carga%20de%20la%20Enfermedad.pdf
- [MINTRA, 2017] MINTRA. (Mayo de 2017). *Boletín estadístico mensual de notificaciones de accidentes de trabajo, incidentes peligrosos y enfermedades ocupacionales*. Obtenido de http://www2.trabajo.gob.pe/archivos/estadisticas/sat/2017/SAT_mayo_17.pdf

- [MIRALLES, 1999] Miralles, R. (1999). *Rehabilitación en la extremidad inferior*. Obtenido de http://www.urv.cat/media/upload/arxius/URV_Solidaria/COT/Contenido/Tema_7/7.2.rehabilitacion_en_la_extremidad_inferior.pdf
- [MOUSER, 2019] Mouser Electronics. (29 de Agosto de 2019). *NEMA17-AMT112S. Stepper Servo Motor*.
- [NBK] Nabeya Bi-tech Kaisha. (s.f.). *Acoplamiento de Precisión NBK*. Obtenido de http://www.triamacm.com/docs/catalegs/acoplamiento/precisio/nbk_precisio.pdf
- [NIAMS, 2014] NIAMS. (Noviembre de 2014). *¿Cuáles son los problemas de las rodillas?* Obtenido de https://www.niams.nih.gov/Portal_En_Espanol/Informacion_de_Salud/Problemas_de_rodillas/Problemas_de_Rodillas_SP_FF.pdf
- [NORTON, 2000] Norton, R. (2000). *Diseño de Maquinaria* (Segunda ed.). México, D.F.: McGraw-Hill.
- [OMS, 2011] OMS. (2011). *Informe Mundial sobre la Discapacidad*.
- [ORTEGA, 2013] Ortega, A., Rivera, H., Bautista, R., & Mendoza, L. (Marzo de 2013). *Máquina de Rehabilitación de Tobillo: prototipo virtual y físico*. X Congreso Internacional Sobre Innovación y Desarrollo Tecnológico CIINDET 2013. Obtenido de http://www.academia.edu/10483029/CIINDET_2013_Rehab_Tobillo_PV_y_PF
- [PAULSEN, 2016] Paulsen, K. (2016). *Elementos de Máquinas 1. Uniones entre eje y cubo*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [RODRÍGUEZ, 2018] Rodríguez, J. (2018). *Resistencia de Materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [SKF, 2013] SKF. (2013). *Husillos de bolas laminados de precisión*. SKF Group.
- [VDI, 1993] VDI Richtlinie 2221. (1993). *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte (Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos)*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [WINTER, 2009] Winter, D. (2009). *Biomechanics and Motor Control of Human Movement* (Cuarta ed.). New Jersey: John Wiley & Sons.
- [WITTEL, 2011] Wittel, H. M. (2011). *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung* (Vigésima ed.). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA
LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA**

ANEXOS

**Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller**

BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ

ASESOR: Dr. Ing. Dante Ángel Elías Giordano

Lima, 3 de agosto del 2020

ANEXO A

CINEMÁTICA Y CINÉTICA DEL MECANISMO

6.1. Consideraciones en la velocidad angular “ ω_3 ”

La velocidad angular de la estructura soporte de la pierna denominada “ ω_3 ” se estableció en la tesis que debe presentar un valor constante durante la operación del mecanismo, cuyo valor mínimo y máximo es $\pi/36$ rad/min y $5\pi/6$ rad/min, respectivamente. No obstante, en el arranque y frenado del mecanismo se ha considerado que la aceleración y desaceleración serán constantes y tendrán una duración de 1 segundo, como se aprecia en la Figura A1. Por lo tanto, la aceleración angular de la estructura soporte de la pierna “ α_3 ” presentará un valor de 0 rad/min² durante la operación del mecanismo, excepto en el inicio y fin del movimiento del mismo.

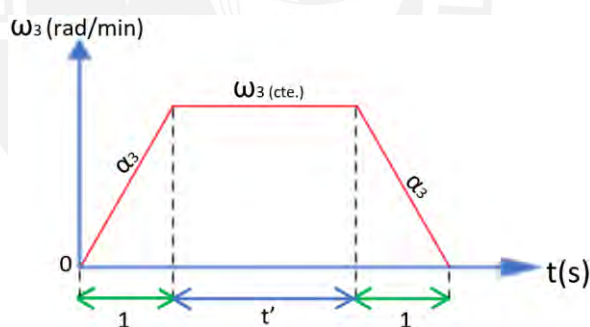


Figura A1 Velocidad angular del soporte de la pierna “ ω_3 ” vs tiempo

Esta consideración se refleja en el posterior análisis cinemático y cinético del presente documento.

6.2. Análisis Cinético del mecanismo

Se procede a realizar el análisis cinético del mecanismo empleando las ecuaciones de movimiento del cuerpo rígido de traslación y rotación A.1 y A.2.

$$\Sigma \vec{F}_i = m_i \cdot \vec{a}_{Gi} \quad (\text{A.1})$$

$$\Sigma \vec{M}_G = I_{Gi} \cdot \vec{\alpha}_i \quad (\text{A.2})$$

Resolviendo la ecuación A.1 en el eje “x” y en el eje “y” del diagrama de cuerpo libre de la Estructura Soporte del Muslo mostrado en la Figura A2 se obtienen las ecuaciones A.3 y A.4. Asimismo, resolviendo la ecuación A.2 en el punto “A” de dicho eslabón se obtiene la ecuación A.5.

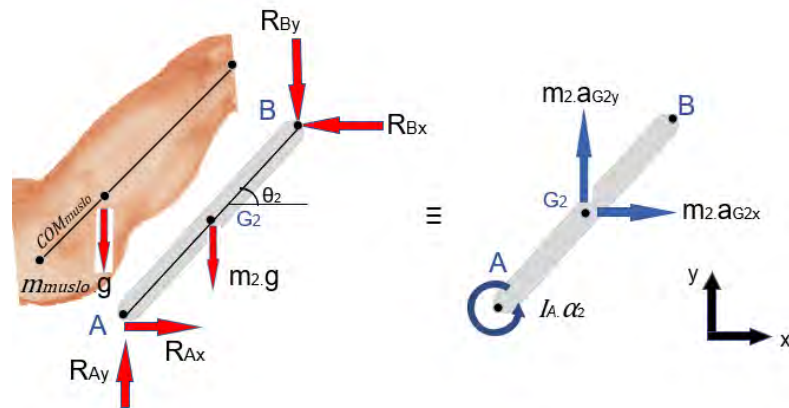


Figura A2 Análisis cinético de la Estructura Soporte del Muslo

$$R_{Ax} - R_{Bx} = m_2 \cdot a_{G2x} \quad (\text{A.3})$$

$$R_{Ay} - R_{By} - (m_2 + m_{muslo}) \cdot g = m_2 \cdot a_{G2y} \quad (\text{A.4})$$

$$R_{Bx} \cdot l_m \cdot \text{sen}\theta_2 - \left(m_2 \cdot g \cdot \frac{l_m}{2} + R_{By} \cdot l_m + m_{muslo} \cdot g \cdot COM_{muslo} \right) \cdot \text{cos}\theta_2 = I_A \cdot \alpha_2 \quad (\text{A.5})$$

Similarmente, se realiza el análisis cinético para la estructura soporte de la pierna “S₃” según la Figura A3.

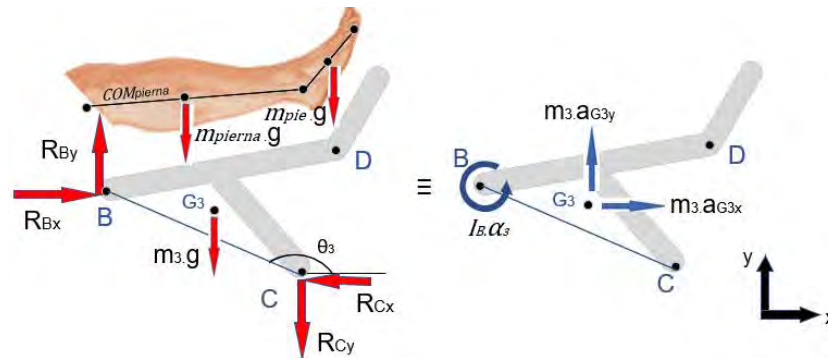


Figura A3 Análisis cinético de la Estructura Soporte de la Pierna

Resolviendo la ecuación A.1 en el eje “x” y en el eje “y”, se obtienen las ecuaciones A.6 y A.7. Similarmente, resolviendo la ecuación A.2 en el punto “B” de la Estructura de la Pierna se obtiene la ecuación A.8.

$$R_{Bx} - R_{Cx} = m_3 \cdot a_{G3x} \quad (A.6)$$

$$R_{By} - R_{Cy} - (m_3 + m_{pierna} + m_{pie}) \cdot g = m_3 \cdot a_{G3y} \quad (A.7)$$

$$W_1 + W_2 + W_3 = I_B \cdot \alpha_3 \quad (A.8)$$

Donde,

$$W_1 = R_{Cx} \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3) + R_{Cy} \cdot c \cdot \text{cos}(180^\circ - \theta_3)$$

$$W_2 = m_{pierna} \cdot g \cdot COM_{pierna} \cdot \text{cos}(\theta_2 - \alpha) + m_3 \cdot g \cdot CG_{3x}$$

$$W_3 = m_{pie} \cdot g \cdot [l_{pierna} \cdot \text{cos}(\theta_2 - \alpha) + \frac{l_{pie}}{2} \cdot \text{cos}(60^\circ + \theta_2 - \alpha)]$$

Por último, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la tuerca del tornillo de potencia “S₄” en la Figura A4, en el cual cabe resaltar la fuerza que empuja a este eslabón “F_w” y la fuerza de fricción “F_{fr}” que se opone al movimiento (directamente proporcional a la fuerza R_{Ey}). El sentido de la fuerza “F_w” indicado en dicha figura implica que el mecanismo inicia en la posición de extensión completa y se detiene en la posición de flexión completa.

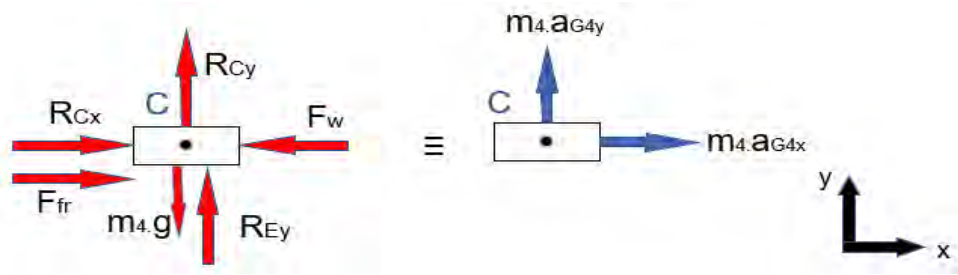


Figura A4 Análisis cinético de la tuerca del tornillo de potencia

Resolviendo la ecuación A.1 en el eje “x” y en el eje “y”, considerando que “ a_{G4y} ” adquiere el valor de cero debido a que la tuerca solo presenta desplazamiento horizontal, se obtienen las ecuaciones A.9 y A.10.

$$R_{Cx} + F_{fr} - F_w = m_4 \cdot a_{G4x} = m_4 \cdot \ddot{d} \quad (\text{A.9})$$

$$R_{Cy} + R_{Ey} - m_4 \cdot g = m_4 \cdot a_{G4y} = 0 \quad (\text{A.10})$$

Las incógnitas son las fuerzas “ R_{Ax} ”, “ R_{Ay} ”, “ R_{Bx} ”, “ R_{By} ”, “ R_{Cx} ”, “ R_{Cy} ”, “ R_{Ey} ”, “ F_w ”. Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

$$F_w = \frac{E \cdot (F - D) - G}{-E \cdot l_m \cdot \text{sen} \theta_2 + H} \quad (\text{A.11})$$

Donde

$$A = m_{pierna} \cdot g \cdot COM_{pierna} \cdot \cos(\theta_2 - \alpha) + m_3 \cdot g \cdot CG3_x$$

$$B = m_{pie} \cdot g \cdot [l_{pierna} \cdot \cos(\theta_2 - \alpha) + \frac{l_{pie}}{2} \cdot \cos(60^\circ + \theta_2 - \alpha)]$$

$$C = [m_4 \cdot (\ddot{d} - \mu \cdot g)] \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3)$$

$$D = \left(m_2 \cdot g \cdot \frac{l_m}{2} + \left(m_3 \cdot a_{G3y} + g \cdot (m_3 + m_{pierna} + m_{pie}) \right) \cdot l_m + m_{muslo} \cdot g \cdot COM_{muslo} \right) \cdot \cos \theta_2$$

$$E = c \cdot [\mu \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3) + \cos(180^\circ - \theta_3)]$$

$$F = [m_3 \cdot a_{G3x} + m_4 \cdot (\ddot{d} - \mu \cdot g)] \cdot l_m \cdot \text{sen} \theta_2 - I_A \cdot \alpha_2$$

$$G = l_m \cdot \{ [I_B \cdot \alpha_3 - (A + B + C)] \cdot (\cos \theta_2 - \mu \cdot \text{sen} \theta_2) \}$$

$$H = l_m \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3) \cdot [-\cos \theta_2 + \mu \cdot \text{sen} \theta_2]$$

$$R_{Cy} = \frac{I_B \cdot \alpha_3 - (A + B + C) - F_w \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3)}{E} \quad (\text{A.12})$$

$$R_{Cx} = m_4 \cdot (\ddot{d} - \mu \cdot g) + \mu \cdot R_{Cy} + F_w \quad (\text{A.13})$$

$$R_{Ey} = m_4 \cdot g - R_{Cy} \quad (\text{A.14})$$

$$F_{fr} = \mu \cdot R_{Ey} \quad (\text{A.15})$$

$$R_{By} = m_3 \cdot a_{G3y} + (m_3 + m_{pierna} + m_{pie}) \cdot g + R_{Cy} \quad (\text{A.16})$$

$$R_{Bx} = \frac{I_A \cdot \alpha_2 + \left(m_2 \cdot g \cdot \frac{l_m}{2} + R_{By} \cdot l_m + m_{muslo} \cdot g \cdot COM_{muslo} \right) \cdot \cos \theta_2}{l_m \cdot \sin \theta_2} \quad (\text{A.17})$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} + m_2 \cdot a_{G2x} \quad (\text{A.18})$$

$$R_{Ay} = R_{By} + (m_2 + m_{muslo}) \cdot g + m_2 \cdot a_{G2y} \quad (\text{A.19})$$

6.2.1. Análisis Estático y Análisis Dinámico: Extensión hasta la Flexión

La influencia de las fuerzas inerciales del mecanismo son muy bajas comparadas con las cargas externas; por ello, resulta que las fuerzas planteadas en las ecuaciones A.11 hasta la A.19 presentan valores muy similares al evaluarlas considerando o no las aceleraciones.

Se procederá a mostrar dos gráficas por figura de las fuerzas cuando el movimiento inicia desde la extensión completa y termina en la flexión completa de la rodilla para la longitud mínima y máxima del miembro inferior definida. En el lado izquierdo se mostrarán los resultados del análisis estático y la derecha los resultados del análisis dinámico con el fin de compararlas. Los valores que se muestran en las gráficas con signos negativos significan que la fuerza está en sentido opuesto al considerado en el análisis cinético.

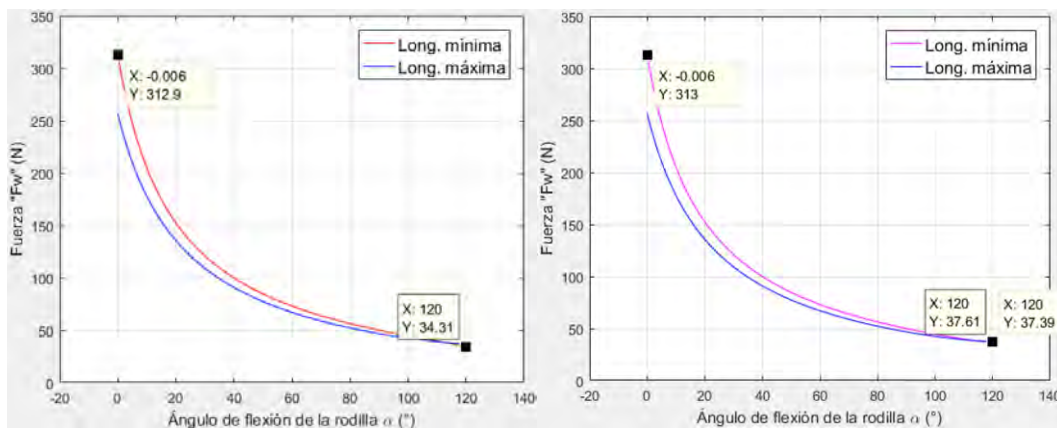


Figura A5 Fuerza " F_w " en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

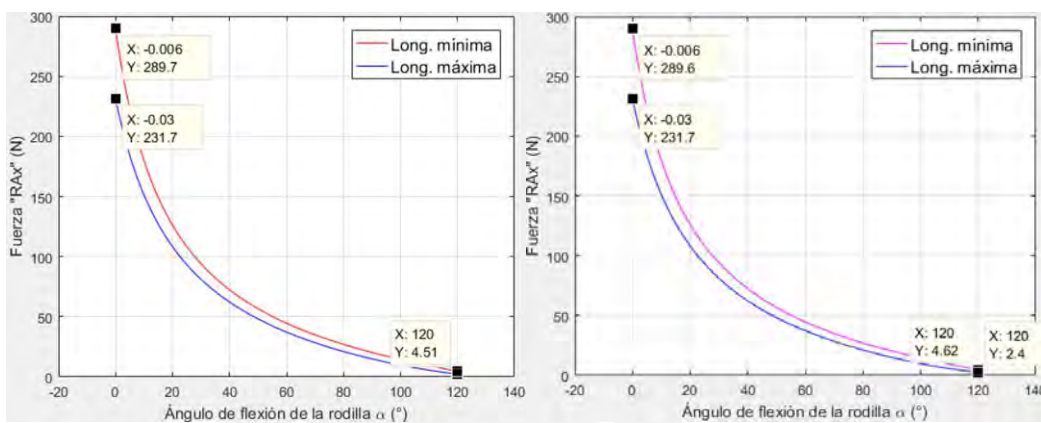


Figura A6 Fuerza " R_{Ax} " en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

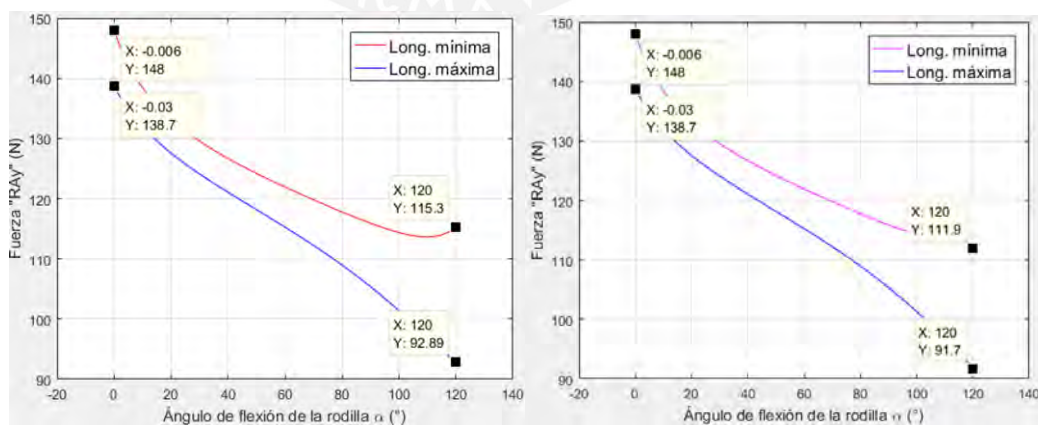


Figura A7 Fuerza " R_{Ay} " en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

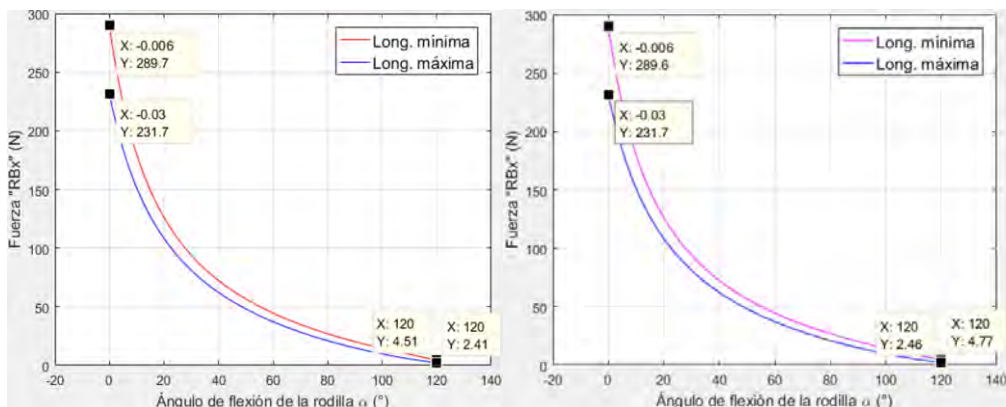


Figura A8 Fuerza "R_{Bx}" en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

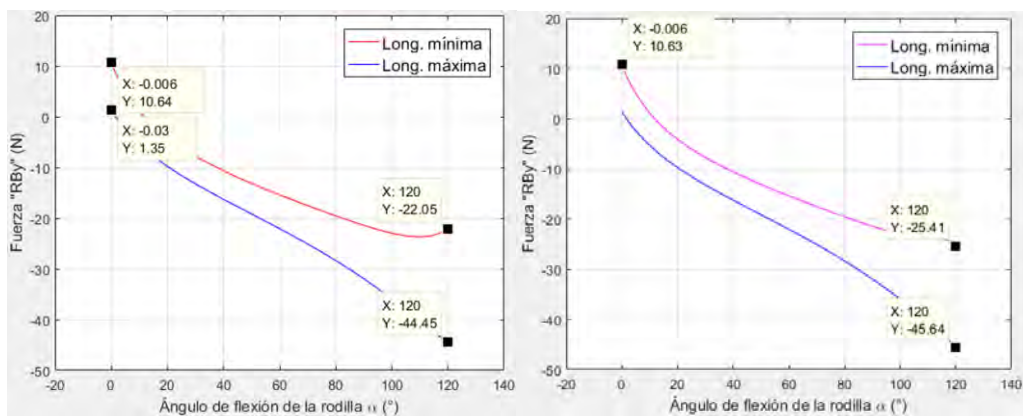


Figura A9 Fuerza "R_{By}" en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

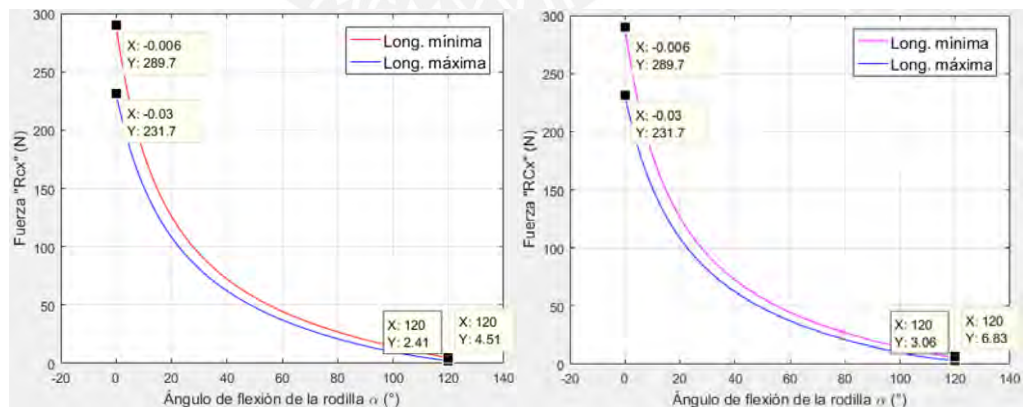


Figura A10 Fuerza "R_{Cx}" en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

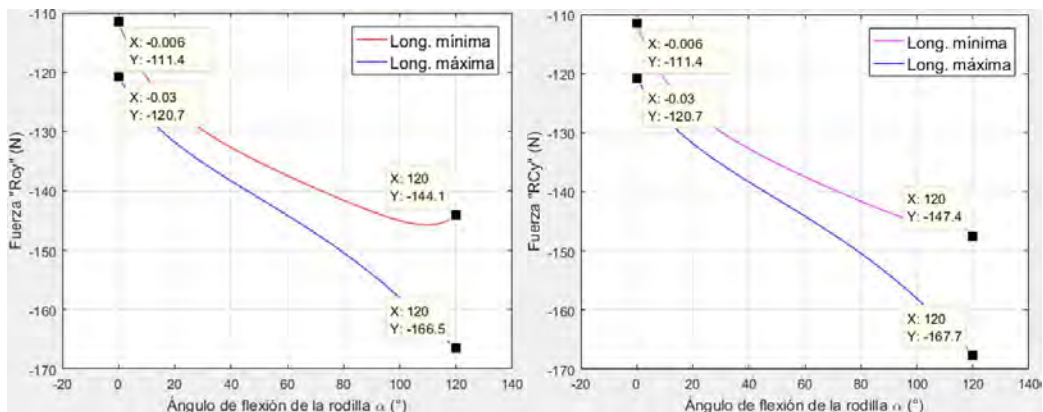


Figura A11 Fuerza " R_{Cy} " en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

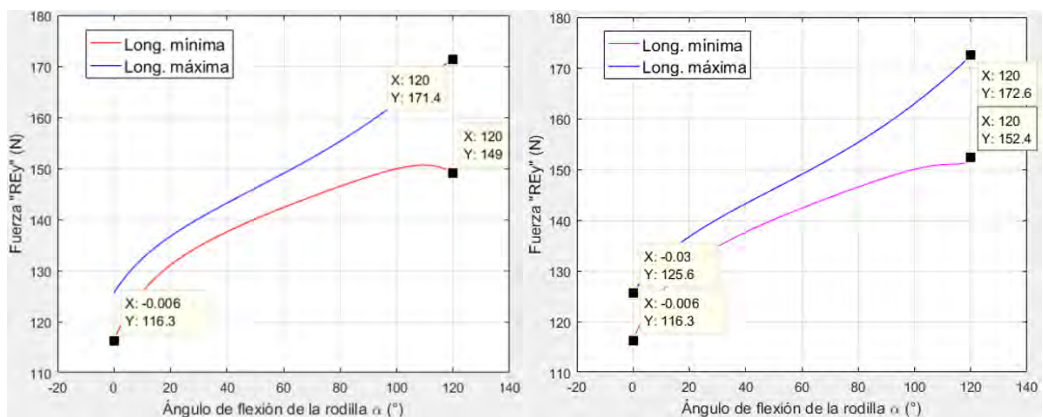


Figura A12 Fuerza " R_{Ey} " en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

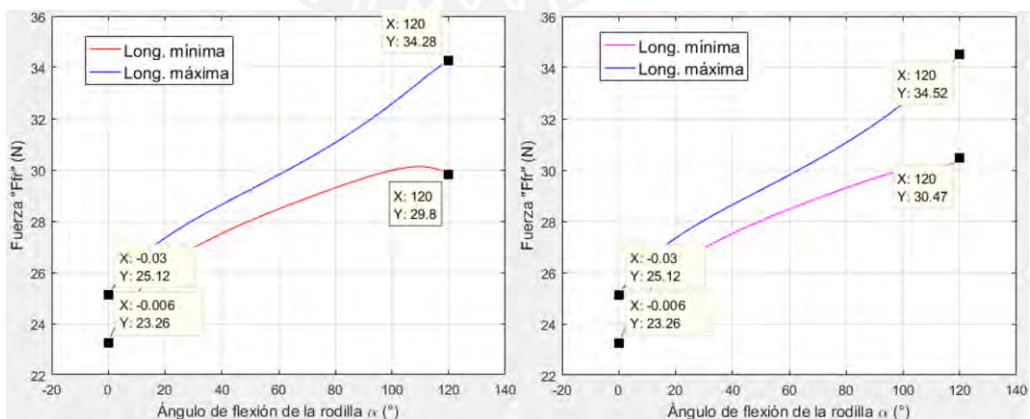


Figura A13 Fuerza " F_{fr} " en Análisis Estático (izq.) vs Análisis Dinámico (der.)

6.2.2. Análisis Estático: Flexión hasta la Extensión

La Figura A14 muestra el diagrama de cuerpo libre de la tuerca del tornillo de potencia, pero con la fuerza axial sobre la tuerca “ F_w ” en sentido opuesto que en la Figura A4; esto indica que ahora el mecanismo inicia en la posición de flexión completa y finaliza en la posición de extensión completa.

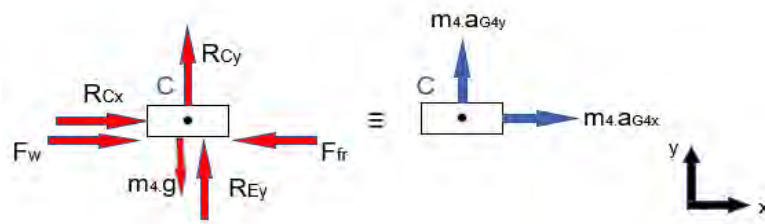


Figura A14 Análisis cinético de la tuerca del tornillo de potencia con movimiento opuesto

Resolviendo el sistema de ecuaciones con el nuevo sentido de la fuerza “ F_w ” se obtienen las fuerzas involucradas:

$$F_w = \frac{E' \cdot (F' - D) - G'}{E' \cdot l_m \cdot \text{sen}\theta_2 + H'} \quad (\text{A.20})$$

Donde

$$A = m_{\text{pierna}} \cdot g \cdot \text{COM}_{\text{pierna}} \cdot \cos(\theta_2 - \alpha) + m_3 \cdot g \cdot \text{CG}_{3x}$$

$$B = m_{\text{pie}} \cdot g \cdot \left[l_{\text{pierna}} \cdot \cos(\theta_2 - \alpha) + \frac{l_{\text{pie}}}{2} \cdot \cos(60^\circ + \theta_2 - \alpha) \right]$$

$$C' = [m_4 \cdot (\ddot{d} + \mu \cdot g)] \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3)$$

$$D = \left(m_2 \cdot g \cdot \frac{l_m}{2} + \left(m_3 \cdot a_{G3y} + g \cdot (m_3 + m_{\text{pierna}} + m_{\text{pie}}) \right) \cdot l_m + m_{\text{musto}} \cdot g \cdot \text{COM}_{\text{musto}} \right) \cdot \cos\theta_2$$

$$E' = c \cdot [\mu \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3) - \cos(180^\circ - \theta_3)]$$

$$F' = [m_3 \cdot a_{G3x} + m_4 \cdot (\ddot{d} + \mu \cdot g)] \cdot l_m \cdot \text{sen}\theta_2 - I_A \cdot \alpha_2$$

$$G' = l_m \cdot \{ [-I_B \cdot \alpha_3 + A + B + C'] \cdot (\cos\theta_2 + \mu \cdot \text{sen}\theta_2) \}$$

$$H' = -l_m \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3) \cdot [\cos\theta_2 + \mu \cdot \text{sen}\theta_2]$$

$$R_{Cy} = \frac{A + B + C' - I_B \cdot \alpha_3 - F_w \cdot c \cdot \text{sen}(180^\circ - \theta_3)}{E'} \quad (\text{A.21})$$

$$R_{Cx} = m_4 \cdot (\ddot{d} + \mu \cdot g) - \mu \cdot R_{Cy} - F_w \quad (\text{A.22})$$

$$R_{Ey} = m_4 \cdot g - R_{Cy} \quad (\text{A.23})$$

$$F_{fr} = \mu \cdot R_{Ey} \quad (\text{A.24})$$

$$R_{By} = m_3 \cdot a_{G3y} + (m_3 + m_{pierna} + m_{pie}) \cdot g + R_{Cy} \quad (\text{A.25})$$

$$R_{Bx} = \frac{I_A \cdot \alpha_2 + \left(m_2 \cdot g \cdot \frac{l_m}{2} + R_{By} \cdot l_m + m_{muslo} \cdot g \cdot COM_{muslo} \right) \cdot \cos\theta_2}{l_m \cdot \text{sen}\theta_2} \quad (\text{A.26})$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} + m_2 \cdot a_{G2x} \quad (\text{A.27})$$

$$R_{Ay} = R_{By} + (m_2 + m_{muslo}) \cdot g + m_2 \cdot a_{G2y} \quad (\text{A.28})$$

Se muestran a continuación las gráficas de las fuerzas para el análisis estático, ya que las magnitudes de estas cargas son similares a las del análisis dinámico como se mencionó anteriormente. El inicio, recorrido y fin del movimiento, y las fuerzas señaladas se obtienen empleando un sistema de control.

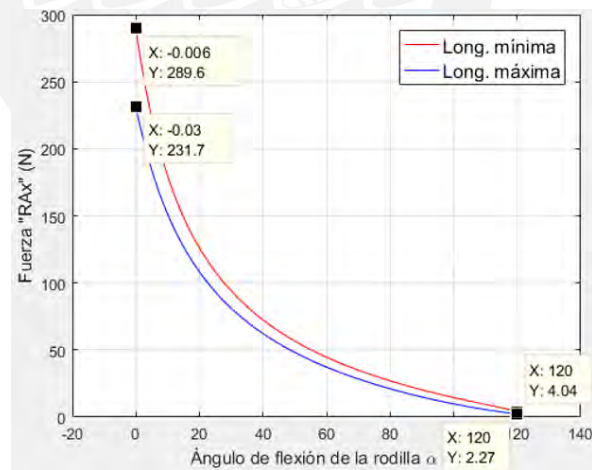
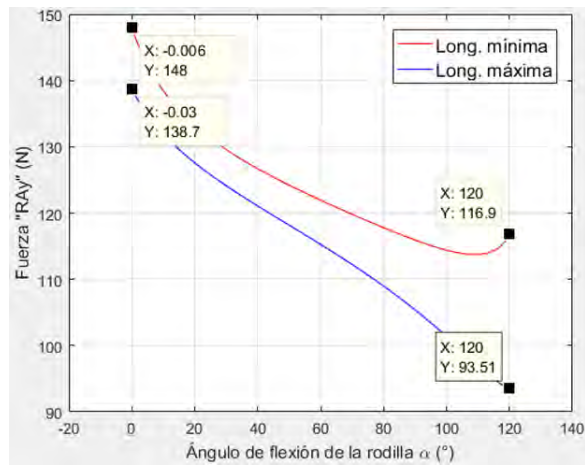
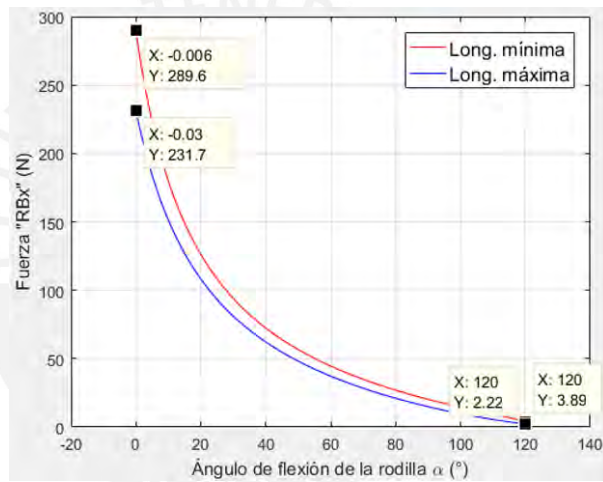
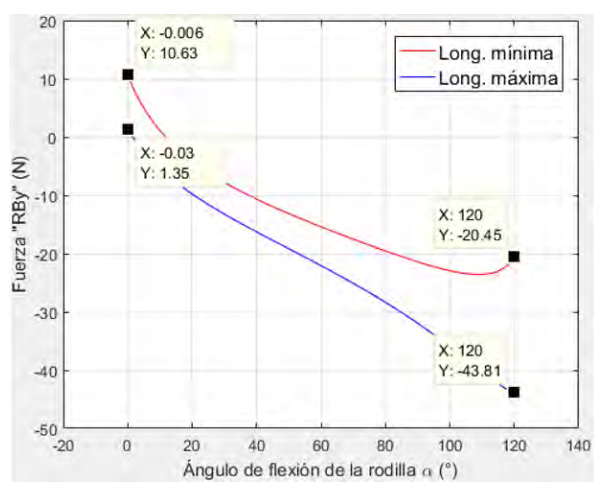


Figura A15 Fuerza "R_{Ax}" en el Análisis Estático

Figura A16 Fuerza " R_{Ay} " en el Análisis EstáticoFigura A17 Fuerza " R_{Bx} " en el Análisis EstáticoFigura A18 Fuerza " R_{By} " en el Análisis Estático

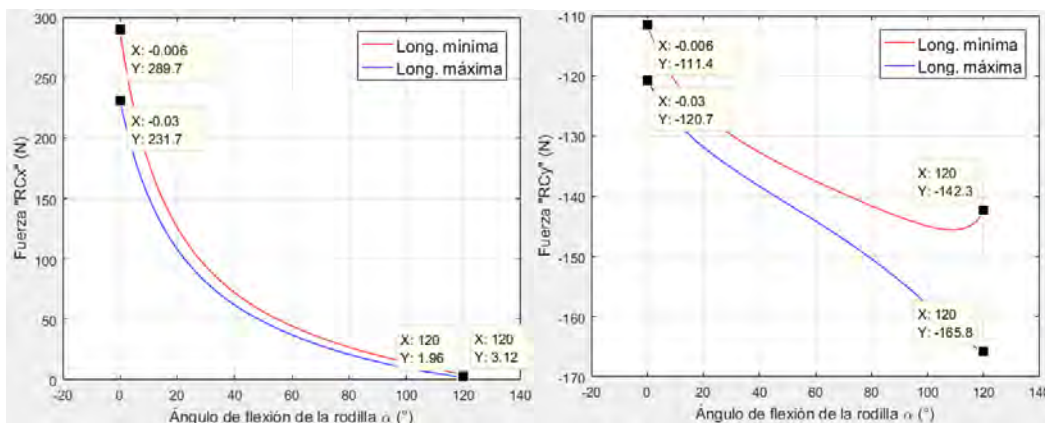


Figura A19 Fuerzas “RCx” y “RCy” en el Análisis Estático

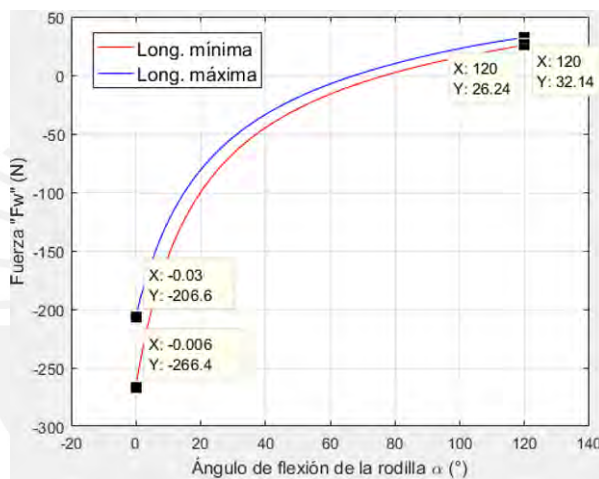


Figura A20 Fuerza “Fw” en el Análisis Estático

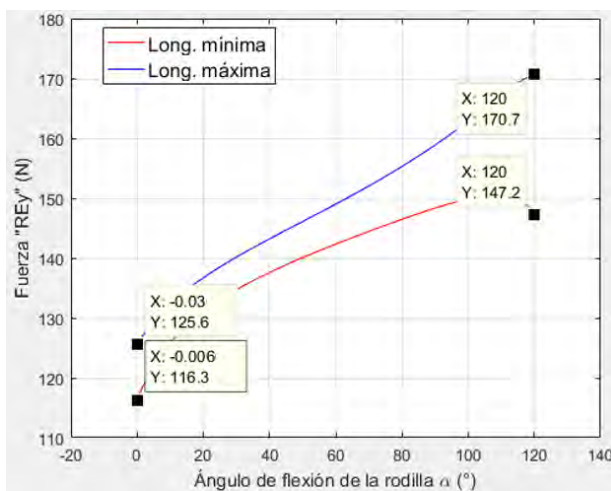


Figura A21 Fuerza “REy” en el Análisis Estático

ANEXO B

MOTOR PASO A PASO

Fuente: Catálogo de Motores a pasos de Mouser Electronics

[Consultado el 7 de agosto de 2019] Disponible en:

< <https://www.mouser.pe/datasheet/2/670/nema17-amt112s-1375041.pdf> >



date 08/29/2019

page 1 of 7

SERIES: NEMA17-AMT112S | **DESCRIPTION:** STEPPER SERVO MOTOR

FEATURES

- CUI AMT112S encoder + LIN Engineering stepper motor
- stepper motor with encoder for closed-loop mode when paired with a controller
- small, compact NEMA 17 frame size
- up to 110 oz-in (0.77 N-m) holding torque
- patented capacitive encoder ASIC technology
- incremental resolutions up to 4096 PPR
- resolutions programmable with AMT Viewpoint™ PC software
- digitally set zero position



IN PARTNERSHIP WITH
LIN ENGINEERING
 The Step Motor Specialists
 BACKED BY MOONS®



MODEL

MODEL	step angle	current/phase	resistance/phase	inductance/phase	max holding torque	max optimal speed	body length
	(°)	(A)	typ (Ω±10%)	typ (mH±20%)	(oz-in)	(RPS)	max (inch)
NEMA17-13-04SD-AMT112S	1.8	0.67	9.9	12.52	42.0	6	1.34
NEMA17-13-04PD-AMT112S	1.8	1.33	2.5	3.09	42.0	11	1.34
NEMA17-16-06SD-AMT112S	1.8	0.70	10.8	21.84	63.0	3	1.58
NEMA17-16-06PD-AMT112S	1.8	1.40	2.7	5.46	63.0	6	1.58
NEMA17-19-07SD-AMT112S	1.8	1.05	1.3	9.36	83.0	5	1.89
NEMA17-19-07PD-AMT112S	1.8	2.10	5.2	2.34	83.0	9	1.89
NEMA17-23-01D-AMT112S	1.8	2.00	2.0	2.91	110.0	7	2.34

AMT112S ENCODER ELECTRICAL

parameter	conditions/description	min	typ	max	units
power supply	VDD	4.5	5	5.5	V
start up time			200		ms
current consumption	with unloaded output		16		mA
output high level		VDD-0.1			V
output low level				0.1	V
output current (per channel)				15	mA
rise/fall time			8		ns

INCREMENTAL CHARACTERISTICS

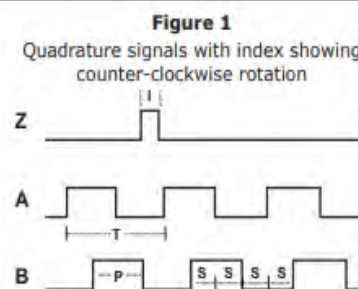
parameter	conditions/description	min	typ	max	units
channels	CMOS Voltage: A, B, Z				
waveform	CMOS voltage square wave				
phase difference	A leads B for CCW rotation (viewed from front)				
quadrature resolutions ¹	48, 96, 100, 125, 192, 200, 250, 256, 360, 384, 400, 500, 512, 768, 800, 1000, 1024, 1600, 2000, 2048, 2500, 4096				PPR
index ²	one pulse per 360 degree rotation				
accuracy			0.2		degrees
quadrature duty cycle			50		%

Notes: 1. Resolution programmed with AMT Viewpoint™ PC software. Default resolution set to 400 PPR.
2. Zero position alignment set with AMT One Touch Zero™ module, AMT Viewpoint™ PC software, or serial commands

MECHANICAL

parameter	conditions/description	min	typ	max	units
weight			15.7		g
rotational speed (at each resolution)	48, 96, 100, 125, 192, 200, 250, 256, 384, 400, 500, 512, 800, 1000, 1024, 2048			8000	RPM
	360, 768, 1600, 2000, 4096			4000	RPM
	2500			2500	RPM

ENCODER WAVEFORMS



The following parameters are defined by the resolution selected for each encoder, where R = resolution.

Parameter	Description	Expression	Units
T	period	$360/R$	mechanical degrees
P	pulse width	$T/2$	mechanical degrees
I	index width	$P/2$	mechanical degrees
S	A/B state width	$P/2$	mechanical degrees

STEPPER MOTOR SPECIFICATIONS

parameter	conditions/description	min	typ	max	units
motor frame size	NEMA Size 17				
step angle			1.8		°
rated current/phase	see page 1 for details				
rated voltage			24-48		Vdc
resistance/phase	see page 1 for details				
inductance/phase	see page 1 for details				
connection type	bipolar				
rotor inertia	NEMA17-13-04SD-AMT112S, NEMA17-13-04PD-AMT112S		0.18		oz-in ²
	NEMA17-16-06SD-AMT112S, NEMA17-16-06PD-AMT112S		0.28		oz-in ²
	NEMA17-19-07SD-AMT112S, NEMA17-19-07PD-AMT112S		0.37		oz-in ²
	NEMA17-23-01D-AMT112S		0.56	0,103 kg-cm ²	oz-in ²
max holding torque	see page 1 for details				
bearing type	ABEC3				
front shaft OD			5		mm
front shaft length			0.94		inch
max optimal speed	see page 1 for details				
max axial load				6	lb
radial play	at 1 lb load			0.001	inch
end play	at 2 lbs load			0.003	inch
shaft run out			0.002		inch TIR
dielectric strength			500		V
EMI/EMC	EN 55014-1:2007				

SWITCHING SEQUENCE

SWITCHING SEQUENCE					
CCW	STEP	A	A	B	B
↓	1	+	-	+	-
	2	+	-	-	+
	3	-	+	-	+
	4	-	+	+	-
	1	+	-	+	-

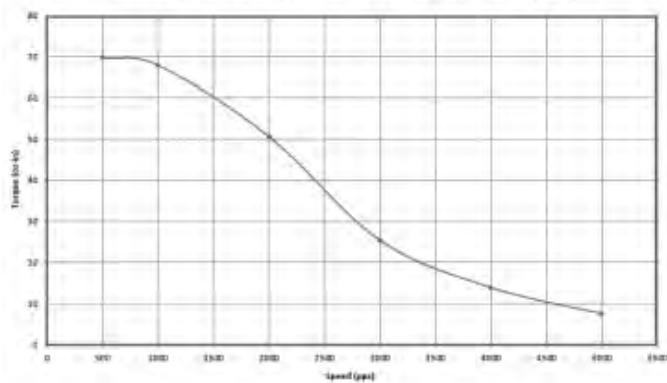
Motor Rotation Viewed from Front Shaft End

ENVIRONMENTAL

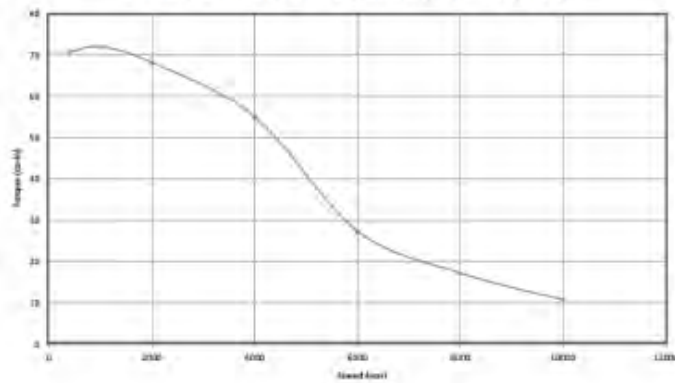
parameter	conditions/description	min	typ	max	units
operating temperature		-20		50	°C
storage temperature		-20		100	°C
humidity	non-condensing			85	%
vibration	10~500 Hz, 5 minute sweep, 2 hours on each XYZ			5	G
shock	3 pulses, 6 ms, 3 on each XYZ			200	G
RoHS	yes				

TORQUE CURVES (CONTINUED)

CUI P/N NEMA17-19-07SD-AMT112S
 Lin Engineering P/N WO-4118L-07S (1.8 Step Motor)
 24 Vdc, 1.05 Amp/Phase, IB462, 1/2 Stepping

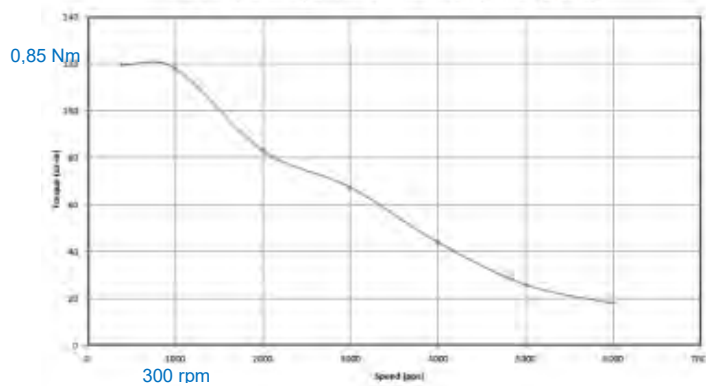


CUI P/N NEMA17-19-07PD-AMT112S
 Lin Engineering P/N WO-4118L-07P (1.8 Step Motor)
 24 Vdc, 2.1 Amp/Phase, IB463, 1/2 Stepping



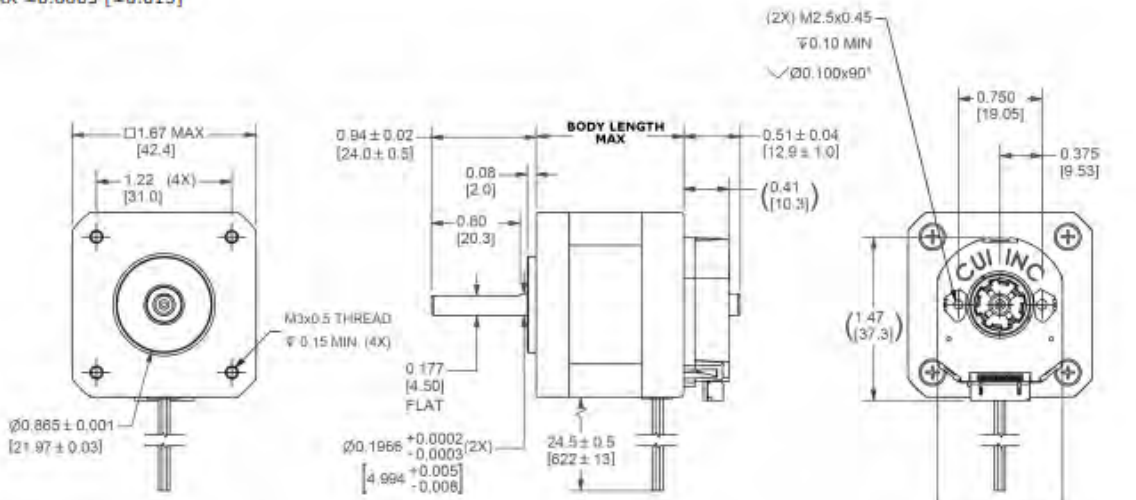
CUI P/N NEMA17-23-01D-AMT112S

Lin Engineering P/N WO-4118C-01 (1.8 Step Motor)
 24 Vdc, 2 Amp/Phase, IB463, 1/2 Stepping



MECHANICAL DRAWING

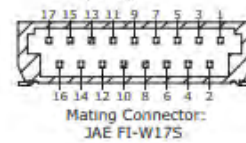
units: inch [mm]
 tolerance:
 X.XX ±0.01 [±0.25]
 X.XXX ±0.005 [±0.13]
 X.XXXX ±0.0005 [±0.013]



MOTOR WIRE CONNECTIONS	
Color	Function
red	A
blue	\bar{A}
green	B
black	\bar{B}
26 AWG ³ , PVC	

MODEL NO.	BODY LENGTH (inch)	WEIGHT (lb)
NEMA17-13-04SD-AMT112S	1.34	0.50
NEMA17-13-04PD-AMT112S	1.34	0.50
NEMA17-16-06SD-AMT112S	1.58	0.65
NEMA17-16-06PD-AMT112S	1.58	0.65
NEMA17-19-07SD-AMT112S	1.89	0.80
NEMA17-19-07PD-AMT112S	1.89	0.80
NEMA17-23-01D-AMT112S	2.34	0.90

408 gramos



ENCODER CONNECTIONS	
#	Function
1	TX_ENC+
2	RX_ENC+
3	N/A
4	GND
5	N/A
6	+5 V
7	N/A
8	B+
9	N/A
10	A+
11	N/A
12	Z+
13	N/A
14	MCLRB
15	N/A
16	N/A
17	N/A

Note 3. NEMA17-19-07PD-AMT112S & NEMA17-23-01D-AMT112S models have 22 AWG wires.

ANEXO C ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

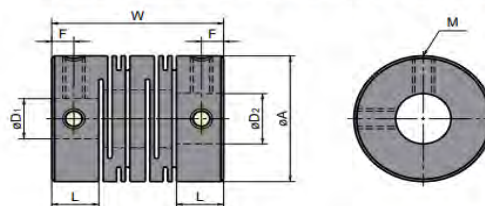
Fuente: Acoplamientos de precisión de la marca “NBK”

[Consultado el 20 de abril de 2020] Disponible en:

<http://www.triamacm.com/docs/catalogs/acoplamientos/precisio/nbk_precisio.pdf

f>

SERIE MST Prisionero



Dimensiones

unit: mm

Tipo	A	L	W	F	M	Par nominal de los prisioneros (N·m)	Ejes en stock										
							D1 D2 (Tolerancia H8)										
MST - 8	8	3.5	14	1.7	M2	0.3	2 x 2	2 x 3	3 x 3								
MSTS- 8																	
MST -12	12	5	18.5	2.5	M2.5	0.5	3 x 3	3 x 4	4 x 4	4 x 5	4.5 x 5	5 x 5	5 x 6				
MSTS-12																	
MST -16	16	6.5	23	3	M3	0.7	4 x 4	4 x 5	4 x 6	4.5 x 5	5 x 5	5 x 6					
MSTS-16																	
MST -20	20	7.5	26	3	M3	0.7	5 x 5	5 x 6	5 x 8	6 x 7	6 x 8	6.35 x 8	6 x 7	6 x 8	6 x 10		
MSTS-20																	
MST -25	25	8.5	31	4	M4	1.7	6 x 6	6 x 6	6 x 6.35	6 x 8	6 x 10	6.35 x 8	6.35 x 10	8 x 8			
MSTS-25																	
MST -32	32	12	41	6	M4	1.7	8 x 8	8 x 8	8 x 8	8 x 10	8 x 12	9.525 x 12	10 x 14	12 x 12	12 x 14	14 x 14	14 x 16
MSTS-32																	
MST -40	40	17	56	8.5	M5	4	10 x 10	10 x 11	10 x 12	10 x 14	12 x 12	12 x 14	14 x 14				
MSTS-40																	
MST -50	50	21	71	10.5	M6	7	12 x 12	14 x 14	15 x 15	16 x 18							
MSTS-50																	
MST -63	63	26	90	13	M8	15	14 x 14										
MSTS-63																	

- Todos los productos contienen prisioneros.
- Tolerancia recomendada en eje mecanizados es de h6 y h7.
- Ejes y chavetas no estándares son mecanizados según pedido. Por favor contacte con nosotros.
- Cubos con eje de 4 mm. o inferior contienen un prisionero.

Especificaciones

Tipo	Eje máximo (mm)	Par nominal (N·m)	Par máximo (N·m)	Frecuencia rotacional máx. (min ⁻¹)	Momento de inercia* (kg m ²)	Dureza torsional estática (N·m/rad)	Desalineamiento paralelo (mm)	Desalineamiento angular (°)	Desalineamiento axial (mm)	Peso* (g)
MST - 8	4	0.1	0.2	48000	1.2x10 ⁻⁸	25	0.10	2	±0.2	1.4
MST -12	6	0.2	0.4	32000	8.3x10 ⁻⁸	35	0.10	2	±0.3	3.7
MST -16	8	0.3	0.6	24000	3.3x10 ⁻⁷	47	0.10	2	±0.4	8.1
MST -20	10	0.5	1	19000	9.0x10 ⁻⁷	120	0.10	2	±0.4	14
MST -25	12	1	2	15000	2.6x10 ⁻⁶	170	0.15	2	±0.5	27
MST -32	16	2	4	12000	9.6x10 ⁻⁶	280	0.15	2	±0.5	60
MST -40	20	5	10	9600	3.2x10 ⁻⁵	350	0.20	2	±0.5	130
MST -50	25	10	20	7700	1.0x10 ⁻⁴	590	0.20	2	±0.5	260
MST -63	35	20	40	6100	3.2x10 ⁻⁴	850	0.20	2	±0.5	490
MSTS- 8	4	0.2	0.4	48000	3.1x10 ⁻⁸	50	0.10	2	±0.2	3
MSTS-12	6	0.3	0.6	32000	2.1x10 ⁻⁷	64	0.10	2	±0.3	9.3
MSTS-16	8	0.5	1	24000	8.4x10 ⁻⁷	85	0.10	2	±0.3	21
MSTS-20	10	1	2	19000	2.4x10 ⁻⁶	250	0.10	2	±0.3	38
MSTS-25	12	2	4	15000	6.8x10 ⁻⁶	330	0.15	2	±0.4	71
MSTS-32	16	3.5	7	12000	2.6x10 ⁻⁵	850	0.15	2	±0.5	160
MSTS-40	20	8	16	9600	8.7x10 ⁻⁵	1000	0.20	2	±0.5	350
MSTS-50	25	15	30	7700	2.7x10 ⁻⁴	1400	0.20	2	±0.5	700
MSTS-63	35	35	70	6100	8.4x10 ⁻⁴	1800	0.20	2	±0.5	1300

*Momento de inercia y peso dependen de la configuración de los ejes máximos.

SERIE MST

MST Couplicon 1
Miniature Slit Type Flexible Coupling



Características

- Acoplamiento metálico y elástico de una pieza.
- Retroceso nulo.
- Absorción elástica de desalineamientos angulares, paralelos y acción del eje final.
- Alta dureza torsional y excelente respuesta.
- Idénticas características rotacionales en ambos sentidos.
- No necesita mantenimiento, resistente al aceite y sustancias químicas.
- Disponible en aleación de aluminio y acero inoxidable.
- Diámetros exteriores de 8mm a 63mm. Amplia gamma.
- Modelos acabados y mecanizados en ambos lados disponibles en stock.

Para motores paso a paso



Recipient of
1988 MITI
Good Design Award



Award for good
design in 1991

Configuración y material

MST

Diá. exterior $\varnothing 8\text{-}\varnothing 63$



MST-C

Diá. exterior $\varnothing 12\text{-}\varnothing 32$



MST-C

Diá. exterior $\varnothing 40\text{-}\varnothing 63$



MST-K

Diá. exterior $\varnothing 32\text{-}\varnothing 63$



Pieza: Aleación aluminio, baño de óxido anódico

MSTS

Diá. exterior $\varnothing 8\text{-}\varnothing 63$



MSTS-C

Diá. exterior $\varnothing 12\text{-}\varnothing 32$



MSTS-C

Diá. exterior $\varnothing 40\text{-}\varnothing 63$



MSTS-K

Diá. exterior $\varnothing 32\text{-}\varnothing 63$



Pieza: Acero Inox.

Tipo prisionero

Tipo abrazadera

Tipo chaveta

Material	Acabados		
	Tipo prisionero	Tipo abrazadera	Tipo chaveta
Aleación aluminio	MST -**	MST -**C	MST -**K
Acero inox.	MSTS-**	MSTS -**C	MSTS -**K

ANEXO D

CÁLCULO DE UNIONES ATORNILLADAS

7.1. Elementos de fijación: cálculo de uniones atornilladas

A continuación, se muestra el cálculo de las uniones atornilladas involucradas en el diseño propuesto: en el soporte de apoyo ubicado en la articulación “A”, en el apoyo fijo PLBU, en el apoyo libre axialmente BUF del tornillo de potencia, y en la guía. Las fuerzas que se emplearán en este anexo se mostraron en el Anexo A, obtenidas a partir del análisis cinético.

7.1.1. Tornillos del Soporte de la Articulación “A”

El soporte de la articulación “A” se une a la base del equipo empleando dos tornillos M6x30, como se muestra en la Figura D1.

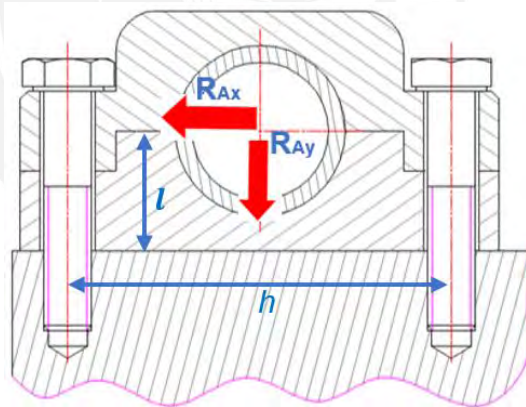


Figura D1 Unión atornillada en “A” y las fuerzas involucradas

7.1.1.1. Cálculo de la constante de Rigidez del tornillo

El cálculo de la constante de rigidez del tornillo “ c_t ” se basa en la norma VDI 2230. Las longitudes y diámetros recomendados para este cálculo se muestran en la Tabla D.1.

Tabla D.1 Longitudes características del tornillo M6x30 para la unión en el soporte "A"

Tramo "i"	Comentario	D _i (mm)	L _i (mm)
1	Cabeza del tornillo	d = 6	0,5(d) = 3
2	Tramo sin rosca	d = 6	12
3	Tramo con diámetro reducido	-	-
4	Tramo roscado libre	d ₃ = 4,77	8
5	Tramo roscado en el interior del agujero	d ₃ = 4,77	0,5(d) = 3
6	Filetes en contacto	d = 6	0,33(d) = 1,98

Reemplazando los valores obtenidos y considerando el módulo de Elasticidad "E" $2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ en la ecuación D.1 se obtiene un valor de "c_t" de $1,7 \times 10^5 \text{ N/mm}$.

$$c_t = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \sum_{i=1}^{n=6} \frac{L_i}{D_i^2}} \quad (\text{D.1})$$

7.1.1.2. Cálculo de la constante de Rigidez de las placas

La Figura D2 muestra los datos que se requieren para calcular la constante de rigidez de las placas; se trata de una unión con agujero roscado (UAR).

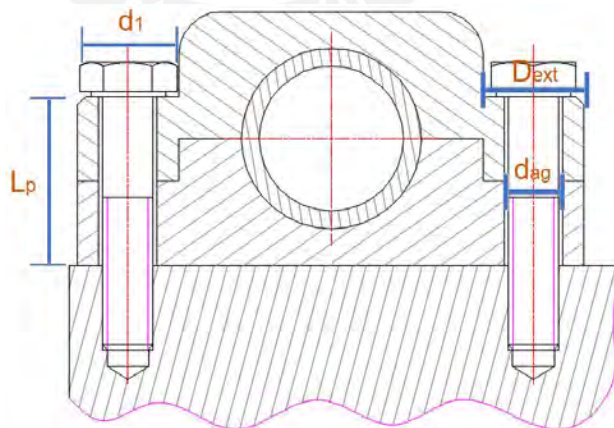


Figura D2 Datos requeridos para el cálculo de la constante de rigidez de las placas

El espesor de la placa "L_p" es 20 mm, la distancia entre caras de la cabeza "d₁" para el tornillo M6 es 10 mm, el diámetro de una circunferencia igual al menor ancho de la placa "D_{ext}" es 12 mm, y el valor del diámetro del agujero sin rosca

“ d_{ag} ” es 6,6 mm. El semiángulo del cono “ γ ” (Figura D3) se obtiene con estos datos, según la ecuación D.2.

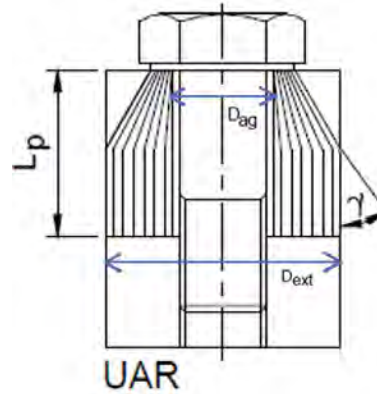


Figura D3 Semiángulo del cono “ γ ” y “ $D_{m\acute{a}x}$ ”

$$\gamma = \arctan [0,348 + 0,013 \cdot \ln(\beta_L) + 0,193 \cdot \ln(\varepsilon)] \quad (D.2)$$

Donde,

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1}$$

$$\varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1}$$

La dimensión “ $D_{m\acute{a}x}$ ” se determina con la ecuación D.3, de la cual se obtiene un valor de 25,7 mm.

$$D_{m\acute{a}x} = d_1 + 2 \cdot L_p \cdot \tan(\gamma) \quad (D.3)$$

Según la norma VDI 2230, como el valor de “ $D_{m\acute{a}x}$ ” es mayor que el valor de “ D_{ext} ” y de “ d_1 ”, la zona esforzada está formada por un tronco de cono y un cilindro en la UAR como se mostró en la Figura D3. El valor de la constante de rigidez del tronco de cono es 4895111,7 N/mm y el valor de la constante de rigidez del cilindro es 949322,19 N/mm, determinados con las ecuaciones D.4 y D.5, respectivamente.

$$c_{cono} = \frac{\pi \cdot E \cdot d_{ag} \cdot \tan(\gamma)}{\ln \left[\frac{(D_{ext} - d_{ag}) \cdot (d_1 + d_{ag})}{(D_{ext} + d_{ag}) \cdot (d_1 - d_{ag})} \right]} \quad (D.4)$$

$$c_{cil} = \frac{\pi \cdot E \cdot (D_{ext} - d_{ag})^2}{4 \cdot (L_p - L_{cono})} = \frac{\pi \cdot E \cdot (D_{ext} - d_{ag})^2}{4 \cdot (L_p - \frac{D_{ext} - d_1}{2 \cdot \tan(\gamma)})} \quad (D.5)$$

Por ende, la constante de rigidez de las placas “ c_p ” se obtiene con la ecuación D.6, cuyo valor es 795122 N/mm.

$$c_p = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{c_{cono}} + \frac{1}{c_{cil}} \right)^{-1} \quad (D.6)$$

7.1.1.3. Cálculo de la Fuerza de Asentamiento

La fuerza de asentamiento “ F_{as} ” se ha determinado considerando una rugosidad promedio R_z de 25 μm y que la carga que actúa sobre los tornillos es transversal (corte) o normal. Empleando la Tabla D.2 y la ecuación D.7 se determina un asentamiento de 10 μm .

Tabla D.2 Valores recomendados para el asentamiento en uniones atornilladas

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} . Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

$$\delta_{as} = \delta_{hilos} + \delta_{cabeza} + \delta_{placas} \quad (D.7)$$

La fuerza de asentamiento “ F_{as} ” se obtiene mediante la ecuación D.8, empleando las constantes de rigidez de los tornillos y de las placas determinados con las ecuaciones D.1 y D.6. El valor de “ F_{as} ” es 1419,5 N.

$$F_{as} = \frac{c_t \cdot c_p}{c_t + c_p} \cdot \delta_{as} \quad (D.8)$$

7.1.1.4. Verificación del tornillo sometido a esfuerzo variable

Se realiza el análisis de fuerzas sobre los tornillos para hallar las cargas normales y cortantes externas. La fuerza cortante máxima sobre cada tornillo se obtiene con la ecuación D.9; cabe mencionar que la fuerza “ R_{Ax} ” es una fuerza variable en el tiempo, por lo que en la ecuación D.1 se reemplaza el valor de la fuerza máxima “ $R_{Ax.s}$ ” (superior). El valor máximo de la fuerza “ $R_{Ax.s}$ ” es 289,7 N.

$$F_{cmáx} = F_{c1} = F_{c2} = \frac{R_{Ax.s}}{2} \quad (D.9)$$

La fuerza normal “ R_{Ay} ” también es variable, por lo que se obtiene la fuerza exterior mínima y máxima sobre cada unión atornillada debido a la fuerza normal con las ecuaciones D.10 y D.11, respectivamente. La fuerza “ $R_{Ay.i}$ ” es 111,9 N y la fuerza “ $R_{Ay.s}$ ” es 148 N.

$$F_{ext.n.i} = \frac{R_{Ay.i}}{2} \quad (D.10)$$

$$F_{ext.n.s} = \frac{R_{Ay.s}}{2} \quad (D.11)$$

Asimismo, la fuerza “ R_{Ax} ” ocasiona un momento flector sobre cada unión atornillada ubicado en el centroide de los tornillos, por lo que aparece una fuerza exterior sobre cada unión (una de tracción y otra de compresión). La fuerza exterior inferior y superior debido a dicho momento se determinan con las ecuaciones D.12 y D.13, respectivamente. El valor de “ h ” es 15 mm, el valor de “ l ” es 48 mm (ver Figura D1) y la fuerza “ $R_{Ax.i}$ ” es 4,6 N.

$$F_{ext.f.i} = \frac{R_{Ax.i} \cdot h}{l} \quad (D.12)$$

$$F_{ext.f.s} = \frac{R_{Ax.s} \cdot h}{l} \quad (D.13)$$

Por consiguiente, se determinan las fuerzas exterior total mínima “ $F_{ext.i}$ ” y máxima “ $F_{ext.s}$ ” sobre la unión atornillada crítica con las ecuaciones D.14 y D.15, que equivalen -54,6 N (compresión) y 16,5 N, respectivamente.

$$F_{ext.i} = F_{ext.n.i} + F_{ext.f.i} \quad (D.14)$$

$$F_{ext.s} = F_{ext.n.s} + F_{ext.f.s} \quad (D.15)$$

Se procede a analizar la unión atornillada crítica, en la cual la fuerza exterior sobre dicha unión traccione más al tornillo y ocasione que la fuerza residual (entre placas) sea la mínima posible.

Se determina la fuerza exterior inferior y superior sobre el tornillo con las ecuaciones D.16 y D.17, respectivamente. Se emplea el factor de posición de carga “n” igual a 1 y el factor de distribución de carga “ ϕ_n ” cuyo valor resulta 0,18. El valor de la fuerza “ $F_{ext/t.i}$ ” y “ $F_{ext/t.s}$ ” es -9,7 N y 2,9 N, respectivamente.

$$F_{ext/t.i} = (\phi_n) \cdot F_{ext.i} = \left(n \cdot \frac{c_t}{c_t + c_p} \right) \cdot F_{ext.i} \quad (D.16)$$

$$F_{ext/t.s} = (\phi_n) \cdot F_{ext.s} = \left(n \cdot \frac{c_t}{c_t + c_p} \right) \cdot F_{ext.s} \quad (D.17)$$

Empleando los resultados obtenidos de las ecuaciones D.16, D.17 y el área resistente “ A_s ” del tornillo M6 (20,12 mm²), se obtiene la componente alternante sobre el tornillo “ $\sigma_{a/t}$ ” cuyo valor resulta ser 0,3 N/mm², según la ecuación D.18.

$$\sigma_{a/t} = \frac{F_{ext/t.s} - F_{ext/t.i}}{2 \cdot A_s} \quad (D.18)$$

Donde,

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

El valor de la resistencia a la fatiga “ σ_A ” mínimo (para tornillo laminado antes del tratamiento térmico) se puede obtener con la ecuación D.20 siempre y cuando el resultado de la ecuación D.19 sea mayor o igual a 0,3 y menor que 1. Dado que el valor límite convencional de fluencia “ $\sigma_{0,2}$ ” para tornillos clase 8.8 es 640 N/mm², el valor del resultado “ F_{ad} ” es 0,9, determinado con la ecuación D.19.

$$F_{ad} = \frac{\frac{F_{ext/t.s} + F_{ext/t.i}}{2} + 0,9 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_s}{\sigma_{0,2} \cdot A_s} \quad (D.19)$$

Por lo tanto, se determina que el valor de la resistencia a la fatiga “ σ_A ” es 59,5 N/mm² según la ecuación D.20, mayor que el valor de la componente alternante sobre el tornillo “ $\sigma_{a/t}$ ” obtenido en la ecuación D.18, por lo que el tornillo no falla.

$$\sigma_A = 0,85 \cdot \left(\frac{150}{d} + 45 \right) \quad (D.20)$$

7.1.1.5. Cálculo de la Fuerza de Montaje

En el cálculo de la fuerza de montaje se debe considerar que la fuerza residual mínima ha de ser suficiente para mantener las placas unidas por fricción (no trabajen a corte) para la fuerza transversal máxima “ $F_{cmáx}$ ” obtenida previamente con la ecuación D.9. Considerando además un coeficiente de fricción “ μ ” de 0,2 y un factor de seguridad “ C_s ” de 2, la fuerza residual mínima es 1448 N, según la ecuación D.21.

$$F_{res} = \frac{F_{cmáx}}{\mu} \cdot C_s \quad (D.21)$$

La fuerza exterior sobre las placas “ $F_{ext/p.s}$ ” se determina con la ecuación D.22.

$$F_{ext/p.s} = (1 - \phi_n) \cdot F_{ext.s} = \left(\frac{c_p}{c_t + c_p} \right) \cdot F_{ext.s} \quad (D.22)$$

Conocidas la fuerza residual mínima “ F_{res} ”, la fuerza de asentamiento “ F_{as} ” y la fuerza exterior sobre la placa “ $F_{ext/p.s}$ ”, se determina la fuerza de montaje mínima “ $F_{M.Mín}$ ” con la ecuación D.23, resultando un valor de 2881 N.

$$F_{M.Mín} = F_{res} + F_{as} + F_{ext/p.s} \quad (D.23)$$

El ajuste se realizará con un torquímetro, por lo que el valor del factor de ajuste “ α_A ” correspondiente es 1,4. De esta manera, la fuerza de montaje máxima es 4033,4 N según la ecuación D.24.

$$F_{M.Máx} = \alpha_A \cdot F_{M.Min} \quad (D.24)$$

7.1.1.6. Verificación del tornillo en el montaje

El esfuerzo normal en el tornillo se obtiene con la ecuación D.25, cuyo valor es 200,5 N/mm².

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{M.Máx}}{\pi \cdot d_s^2} \quad (D.25)$$

El momento torsor en el montaje se obtiene con la ecuación D.26 y el esfuerzo cortante debido a dicho momento “ τ_t ” se determina con la ecuación D.27; se obtiene un momento torsor de 2,5 Nm y un esfuerzo cortante de 99,7 N/mm². El ángulo de hélice “ φ ” para un tornillo M6 es 3,41°, el coeficiente de fricción entre filetes “ μ ” considerado es 0,15 y el ángulo de perfil en V “ α ” es 60°.

$$M_{t.tor} = F_{M.Máx} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho') \quad (D.26)$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_{t.tor}}{\pi \cdot d_s^3} \quad (D.27)$$

Donde,

$$\rho' = \arctan \left[\frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} \right]$$

El valor del esfuerzo equivalente según la teoría de la máxima energía de distorsión (Von Mises) resulta 264,6 N/mm² (ecuación D.28). Por ende, para el tornillo clase 8.8 ($\sigma_f=640$ N/mm²) el factor de seguridad “ FS_M ” obtenido empleando la ecuación D.29 es 2,2.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad (D.28)$$

$$FS_M = \frac{0,9 \cdot \sigma_f}{\sigma_{eq}} \quad (D.29)$$

7.1.1.7. Verificación por presión admisible en los filetes del tornillo

El área del filete del tornillo sometida a aplastamiento se determina con la ecuación D.30, cuyo valor es 44,3 mm².

$$A_c = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_{ag}^2) \quad (D.30)$$

La presión en los filetes se obtiene con la ecuación D.31; el valor obtenido resulta ser 91 N/mm², menor que la presión admisible del tornillo.

$$p_c = \frac{F_{M.Máx}}{A_c} \quad (D.31)$$

En la Figura D4 se muestran valores de presión admisible superficial para distintos materiales.

MATERIAL	p _{Adm} (N/mm ²)
St37	260
St50	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
X5CrNiMo1810	210
X10CrNiMo189	220
Acero inoxidable	1000 a 1250
Titanio sin alea	300
T-6Al-4V	1000
GG15	600
GG25	800
GG35	900
GG40	1100
GGG35.3	480
GD MgAl9	220 (140)
GK MgAl9	140 (220)
GKAlSi6Cu4	200
AlZnMgCu0,5	370
Al99	140

Extracto de VDI 2230 Julio 1986
Verein Deutscher Ingenieure (Sociedad Alemana de Ingenieros)

Figura D4 Presión superficial admisible

7.1.1.8. Momento torsor de ajuste total

Se requiere de un momento torsor necesario para vencer la fricción que hay entre la placa y la cabeza del tornillo “ $M_{t,tp}$ ”; este momento se determina según la ecuación D.32, en la cual se ha considerado un coeficiente de fricción entre la placa y la cabeza del tornillo “ μ_{tp} ” de 0,2.

$$M_{t,tp} = F_{M.M\acute{a}x} \cdot \frac{d_{ag} + d_1}{4} \cdot \mu_{tp} \quad (D.32)$$

Finalmente, se obtiene el momento torsor total de ajuste máximo en el montaje empleando el valor de 2,5 N.m para “ $M_{t,tor}$ ” de la ecuación D.26 y el valor de 3,35 N.m determinado con la ecuación D.32. El resultado de “ $M_{t,Ajuste}$ ” según la ecuación D.33 es 5,9 N.m.

$$M_{t,Ajuste} = M_{t,tor} + M_{t,tp} = F_{M.M\acute{a}x} \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho') + \frac{d_{ag} + d_1}{4} \cdot \mu_{tp} \right] \quad (D.33)$$

Se muestra en la Tabla D.3 a manera de resumen los resultados obtenidos para esta unión atornillada.

Tabla D.3 Resumen de resultados en las UAR del soporte de la articulación “A”

Ítem	Símbolo	Valor	Unidad
Constante de rigidez del tornillo	c_t	$1,7 \times 10^5$	N/mm
Constante de rigidez de las placas	c_p	795122	N/mm
Fuerza de Asentamiento	F_{as}	1419,5	N
Fuerza Residual	F_{res}	1448	N
Fuerza de Montaje Mínima	$F_{M.M\acute{i}n}$	2881	N
Fuerza de Montaje Máxima	$F_{M.M\acute{a}x}$	4033,4	N
Momento torsor en el montaje	$M_{t,tor}$	2,5	N.m
Esfuerzo equivalente	σ_{eq}	264,6	N/mm ²
Presión en los filetes	p_c	91	N/mm ²
Momento torsor de ajuste total	$M_{t,Ajuste}$	5,9	N.m

7.1.2. Tornillos del Apoyo Radial BUF del tornillo de potencia

El apoyo radial (libre) del tornillo de potencia seleccionado se fija a la estructura base mediante dos tornillos de cabeza hexagonal M8x35 y la sollicitación a la que se encuentra sometido esta unión es una normal al eje de los tornillos fluctuante en el tiempo " R_{ApoyoL} ", que fluctúa entre 2,86 N y 164,43 N; se trata de una unión con agujero roscado (UAR) como se aprecia en la Figura D5.

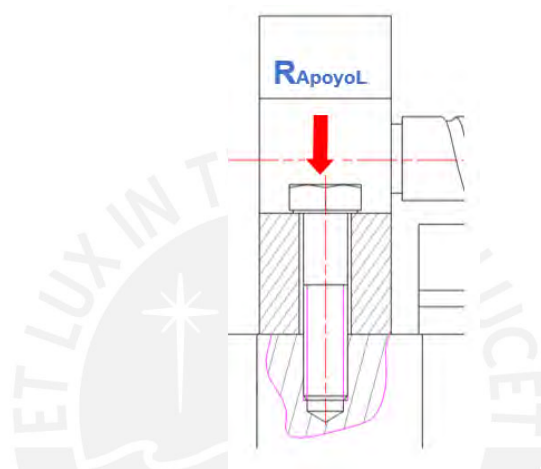


Figura D5 Apoyo axialmente libre BUF

Empleando las mismas ecuaciones que en el acápite 4.1.1, a excepción de las ecuaciones en las que se emplean fuerzas de corte, se muestran los resultados de los cálculos realizados en la unión atornillada crítica la Tabla D.4.

Tabla D.4 Resumen de resultados en la UAR del apoyo radial M8x35

Ítem	Símbolo	Valor	Unidad
Constante de rigidez del tornillo	c_t	$2,67 \times 10^5$	N/mm
Constante de rigidez de las placas	c_p	1227359,9	N/mm
Fuerza de Asentamiento	F_{as}	1754,2	N
Fuerza Residual	F_{res}	0	N
Fuerza de Montaje Mínima	$F_{M.Mín}$	1755,3	N
Fuerza de Montaje Máxima	$F_{M.Máx}$	2457,5	N
Momento torsor en el montaje	$M_{t.tor}$	2	N.m
Esfuerzo equivalente	σ_{eq}	87,8	N/mm ²
Presión en los filetes	p_c	35,6	N/mm ²
Momento torsor de ajuste total	$M_{t.Ajuste}$	4,7	N.m

7.1.3. Tornillos del Apoyo Fijo PLBU del tornillo de potencia

Esta unión UAR de la Figura D6 se sujeta mediante cuatro tornillos de cabeza hexagonal M8x35 y la sollicitación a la que se encuentra sometido es a una carga de compresión " R_{ApFy} " (desde 2,57 N hasta 117,84 N) y una fuerza de corte " R_{ApFx} " (desde 44,2 N hasta 602,7 N); además, la fuerza " R_{ApFx} " produce un momento flector. Por lo tanto, se analiza el efecto de la fuerza transversal (fuerza residual) y los efectos en los tornillos debido a las fuerzas normales debidos del momento flector y la fuerza exterior " R_{ApFy} ".

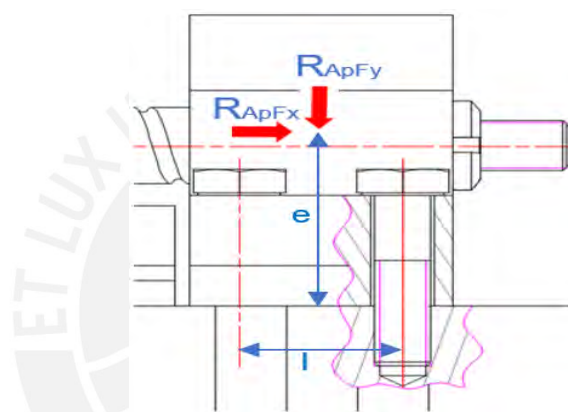


Figura D6 Apoyo fijo PLBU

Empleando las mismas ecuaciones que en el acápite 4.1.1 se obtienen los resultados de los cálculos realizados en la unión atornillada crítica que son mostrados en la Tabla D.5.

Tabla D.5 Resumen de resultados en la UAR del apoyo fijo M8x35

Ítem	Símbolo	Valor	Unidad
Constante de rigidez del tornillo	c_t	$2,67 \times 10^5$	N/mm
Constante de rigidez de las placas	c_p	1227359,9	N/mm
Fuerza de Asentamiento	F_{as}	2192,7	N
Fuerza Residual	F_{res}	1506,8	N
Fuerza de Montaje Mínima	$F_{M.Mín}$	4044,3	N
Fuerza de Montaje Máxima	$F_{M.Máx}$	5662,2	N
Momento torsor en el montaje	$M_{t.tor}$	4,7	N.m
Esfuerzo equivalente	σ_{eq}	202,2	N/mm ²
Presión en los filetes	p_c	81,9	N/mm ²
Momento torsor de ajuste total	$M_{t.Ajuste}$	10,9	N.m

7.1.4. Tornillos de la guía

La guía del cubo con rosca interior se sujeta a la base mediante 12 tornillos M6x20. Las uniones atornilladas están sometidos a una carga transversal que también origina un momento flector sobre estas. En la Figura D7 se aprecia una de las uniones mencionadas.

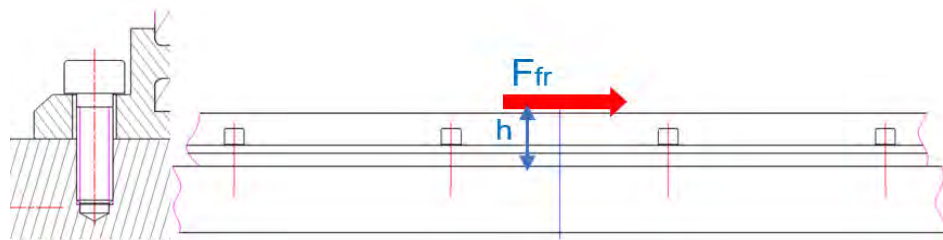


Figura D7 Extracto de la unión atornillada de la guía

El valor de la fuerza “ F_{fr} ” está comprendido entre 25,12 N y 34,5 N. El cubo con rosca interior se encuentra restringido al giro debido a la guía, por lo que el momento torsor total “ M_t ” del cubo se transmite hacia la guía y se traduce como una fuerza exterior sobre cada unión atornillada. Sin embargo, esta fuerza exterior de tracción o de compresión se desprecia debido a que su valor máximo, para el “ M_t ” máximo de 0,54 Nm, es de 9 N y es insignificante en un tornillo de acero M6.

Empleando el procedimiento del acápite 4.1.1 se muestra en la Tabla D.6 los resultados de la unión crítica, en la que el tornillo más alejado se encuentra sometido a tracción.

Tabla D.6 Resumen de resultados en la UAR de la guía M6x20

Ítem	Símbolo	Valor	Unidad
Constante de rigidez del tornillo	c_t	$2,79 \times 10^5$	N/mm
Constante de rigidez de las placas	c_p	2109104,1	N/mm
Fuerza de Asentamiento	F_{as}	2461,5	N
Fuerza Residual	F_{res}	28,8	N
Fuerza de Montaje Mínima	$F_{M.Mín}$	2490,9	N
Fuerza de Montaje Máxima	$F_{M.Máx}$	3487,2	N
Momento torsor en el montaje	$M_{t.tor}$	2,2	N.m
Esfuerzo equivalente	σ_{eq}	228,7	N/mm ²
Presión en los filetes	p_c	78,7	N/mm ²
Momento torsor de ajuste total	$M_{t.Ajuste}$	5,1	N.m

ANEXO E

VERIFICACIÓN DEL TORNILLO DE POTENCIA

8.1. Resistencia del tornillo de potencia

En la tesis se comprobó que el tornillo de potencia no falla empleando las ecuaciones del fabricante. No obstante, se muestra una verificación en la que se considera que el tornillo se encuentra sometido a esfuerzo axial debido a la fuerza “ F_w ” y a esfuerzo de cizallamiento por torsión como se aprecia en la Figura E1. El husillo se encuentra sometido a tracción cuando la tuerca se desplaza desde la extensión a la flexión completa de la rodilla y a compresión durante el retorno.

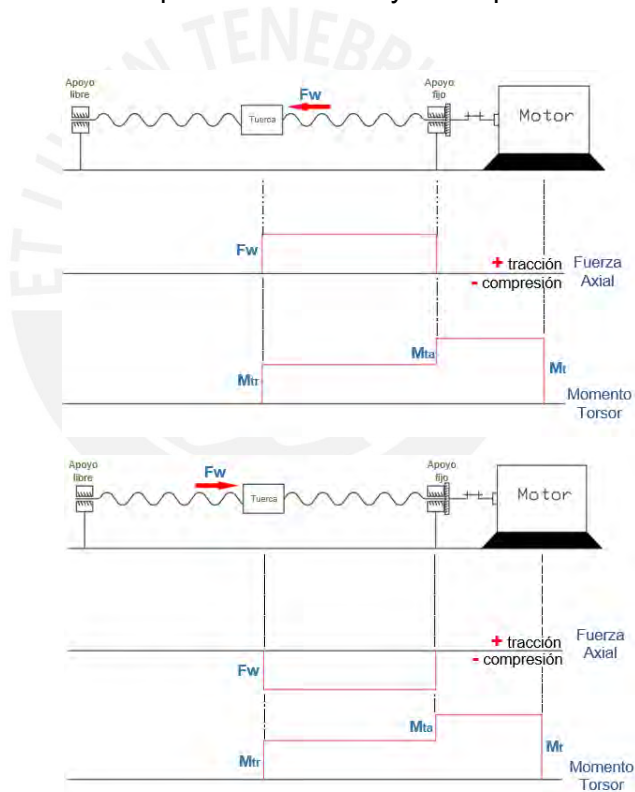


Figura E1 Diagrama de solicitaciones en el tornillo (ida y retorno)

La sección crítica del tornillo mostrada en la Figura E.1 se analiza utilizando el diámetro resistente “ d_s ” cuyo valor es 13,9 mm, dado que es la semisuma de los diámetros de paso “ d_2 ” (15,2 mm) y diámetro de raíz “ d_3 ” (12,6 mm).

Dado que la fuerza axial “ F_w ” máxima sobre el tornillo determinada en el análisis cinético es 313 N, el esfuerzo de tracción máximo resulta el valor de 2,06 N/mm² con la ecuación E.1.

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{4 \cdot F_w}{\pi \cdot d_s^2} \quad (\text{E.1})$$

El momento torsor total máximo determinado “ M_t ” equivale a 0,54 N-m. Empleando la ecuación E.2, el esfuerzo cortante por torsión máximo es 1,01 N/mm².

$$\tau = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_s^3} \quad (\text{E.2})$$

Utilizando los resultados de las ecuaciones E.1, E.2, el esfuerzo equivalente máximo aplicando la teoría de la energía de distorsión es 2,7 N/mm², según la ecuación E.3.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} < \sigma_{adm} \quad (\text{E.3})$$

Dado que el material del tornillo de potencia seleccionado es un acero al carbono con superficie templada, presenta un esfuerzo a la tracción “ σ_B ” elevado en comparación con el esfuerzo equivalente determinado en la ecuación E.3, por lo que tornillo de potencia no falla. Se muestra una referencia de los valores “ σ_{adm} ” en la Figura E2.

	TIPO DE CARGA	
	PULSANTE	ALTERNANTE
Rosca Trapecial	0.2 σ_B	0.13 σ_B
Rosca diente de sierra	0.25 σ_B	0.16 σ_B

Donde σ_B es la máxima resistencia a la tracción del material del tornillo o husillo. (Maschinen-elemente Band 1 - Gustav Niemann – Springer Verlag)

Figura E2 Esfuerzo admisible “ σ_{adm} ”

8.2. Análisis por pandeo

El tornillo se encuentra a compresión como se mostró en la Figura E1, por lo que se analiza la posibilidad de pandeo para verificar que no suceda. El cálculo por pandeo del tornillo de potencia de acero seleccionado se realizará aplicando el Método europeo; dicho método presenta la curva de esfuerzos de falla por pandeo en función del grado de esbeltez “ λ (lambda)”, que se aprecia en la Figura E3.

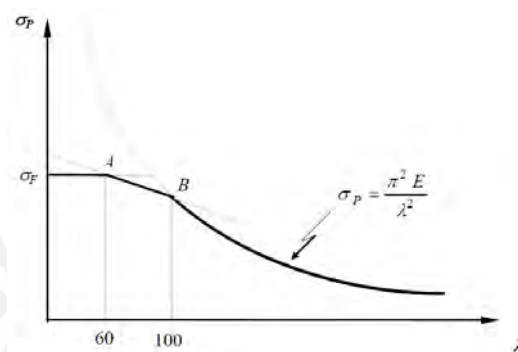


Figura E3 Zonas de pandeo en base al Método europeo [RODRÍGUEZ, 2018]

En primer lugar, se debe determinar el grado de esbeltez efectivo, que depende de la longitud efectiva “ L_p ” y del radio de giro “ i ”. La longitud “ L_p ” es equivalente a la distancia entre apoyos “ L ” (780,45 mm) ya que según los soportes seleccionados del tornillo se considera como arreglo “articulado-articulado”; el radio de giro “ i ” es el diámetro de raíz “ d_3 ” dividido por cuatro.

Empleando la ecuación E.4, el valor del grado de esbeltez “ λ ” es 248; dado que este resultado es mayor que 100, el husillo puede fallar por pandeo según Euler. El esfuerzo de falla por pandeo para esta zona se determina con la ecuación E.5, resultando un valor de 33,8 N/mm².

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{L}{\frac{d_3}{4}} \quad (\text{E.4})$$

$$\sigma_P = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (\text{E.5})$$

Utilizando la ecuación E.6 se obtiene un esfuerzo de compresión en el tornillo de 2,5 N/mm². Por consiguiente, el factor de seguridad señalado en la ecuación E.7. resulta un valor de 13,5, mayor que el factor de seguridad recomendado (6 a 8).

$$\sigma_c = \frac{F}{A_3} = \frac{4 \cdot F_w}{\pi \cdot d_3^2} \quad (\text{E.6})$$

$$\text{FS} = \frac{\sigma_P}{\sigma_c} \quad (\text{E.7})$$

Asimismo, el fabricante brinda la ecuación E.8 que es la carga de compresión máxima permisible “F_P”, basada en la fórmula de Euler con un factor de seguridad de 3.

$$F_P = 34000 \cdot \frac{f_3 \cdot d_3^4}{L^2} \quad (\text{E.8})$$

Donde,

f₃: Factor de corrección de montaje, cuyo valor es 2 para apoyo fijo y radial

d₃: Diámetro de raíz cuyo valor es 12,6 mm

L: Distancia entre apoyos, cuyo valor es 780,45 mm

Reemplazando los valores en dicha ecuación, se obtiene una carga máxima permisible “F_P” que equivale 2813,9 N, mayor que la carga axial “F_w” máxima en el tornillo (313 N); por ende, el tornillo no falla por pandeo.

ANEXO F

VERIFICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS

9.1. Verificación del Rodamiento del Apoyo Libre BUF 16

El rodamiento del apoyo libre del tornillo de potencia BUF 16 es un Rodamiento rígido de bolas 6200 SKF Explorer. En la Figura F1 se muestran las características de dicho rodamiento.

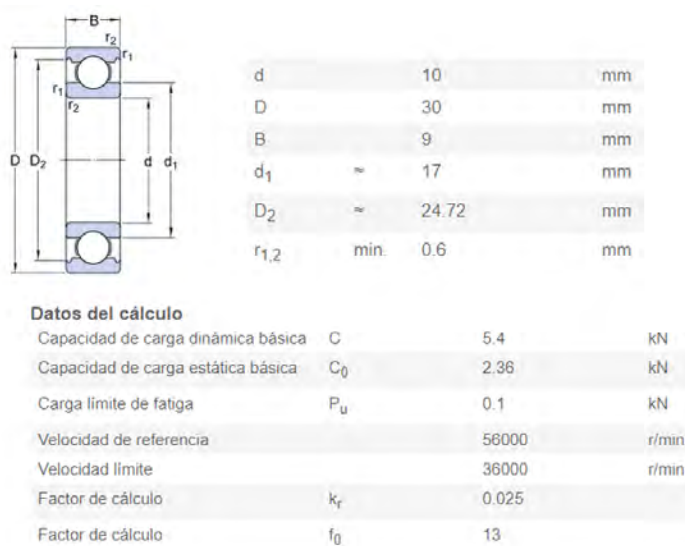


Figura F1 Rodamiento SKF 6200 Explorer [SKF, 2019]

El rodamiento se encuentra sometido solamente a fuerza radial “\$F_r\$”, cuyo valor máximo es 164,43 N. Por ende, la carga dinámica equivalente “\$P\$” es la fuerza radial “\$F_r\$”.

Se va a estimar la duración en horas del rodamiento empleando la ecuación F.1 con una confiabilidad de 98%. Para ello, se debe determinar los coeficientes “\$a_1\$” y “\$a_{SKF}\$”.

$$L_{2mh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (F.1)$$

Según la Tabla F.1, el factor de ajuste “\$a_1\$” es 0,33 para una confiabilidad de 98% y el exponente “\$p\$” es 3 ya que es un rodamiento rígido de bolas.

Tabla F.1 Factor de Ajuste “ a_1 ” y exponente “ p ”

Tabla 2: Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo η %	SKF vida nominal L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

¹⁾ El factor η representa la probabilidad de fallo, es decir, la diferencia entre la fiabilidad requerida y 100%.

exponente según el tipo de rodamiento calculado

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para rodamientos de rodillos

La determinación del coeficiente “ a_{SKF} ” se obtiene considerando que la contaminación es ligera; además el diámetro medio del rodamiento es 20 mm (Figura F1). Por lo tanto, según la Tabla F.2 se obtiene el factor “ η_c ”, cuyo valor es 0,4.

Tabla F.2 Factor de Ajuste “ a_1 ” y exponente “ p ”

Condición	Factor η_c ¹⁾	
	Diámetro medio del rodamiento	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$
Limpieza extrema	1	1
Tamaño de las partículas del orden del Condiciones de laboratorio		
Gran limpieza	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Aceite filtrado a través de un filtro Condiciones típicas de los rodamientos		
Limpieza normal	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos placas de protección		
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación ligera del lubricante		
Contaminación típica	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Condiciones típicas de los rodamientos sin filtrado grueso, partículas de desgaste y		
Contaminación alta	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación		
Contaminación muy alta (bajo valores de contaminación extremos,	0	0

Este factor “ η_c ” se emplea en la ecuación F.2 para luego emplear el resultado “ f ” en la Figura F4. Dado que “ P ” es 164,43 N, “ P_u ” es 100 N (Figura F1) y “ η_c ” es 0,4, el valor de “ f ” es 0,24.

$$f = \eta_c \cdot \frac{P_u}{P} \quad (\text{F.2})$$

Se debe ahora determinar el factor “ κ ” con la ecuación F.3, que es la relación entre la viscosidad real de funcionamiento “ v ” y la viscosidad requerida “ v_1 ”.

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad (\text{F.3})$$

Dado que el diámetro medio es 20 mm y las revoluciones por minuto “ n ” para la fuerza máxima es 391 rpm aproximadamente, la viscosidad “ v_1 ” según la Figura F.2 es 85 mm²/s aproximadamente.

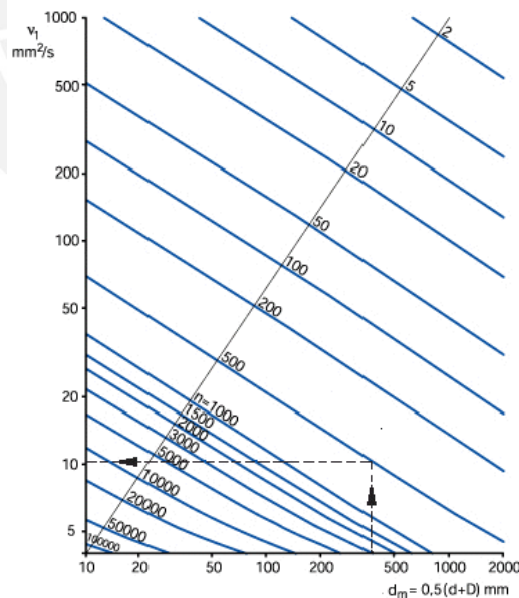


Figura F2 Viscosidad requerida “ v_1 ”

Asimismo, se considera que la temperatura de funcionamiento del rodamiento es 30 °C y que se emplea ISO VG 32; por ende, la viscosidad real “ v ” es 50 mm²/s aproximadamente según la Figura F3. Por tanto, el factor “ κ ” equivale a 0,6 según la ecuación F.3.

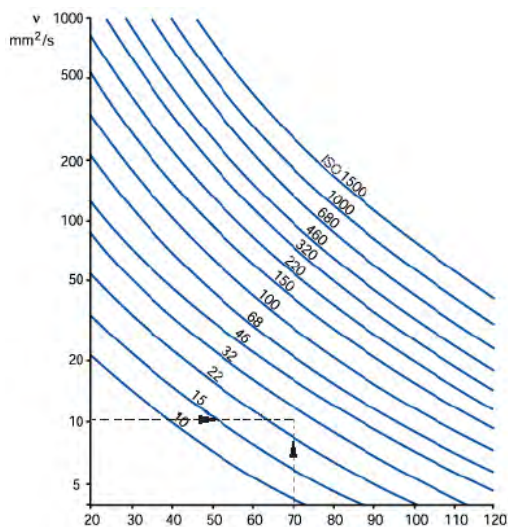


Figura F3 Viscosidad real de funcionamiento “v”

Obtenidos “κ” y “f”, se emplea la Figura F4 y se determina que el factor “ a_{SKF} ” es aproximadamente 1,1.

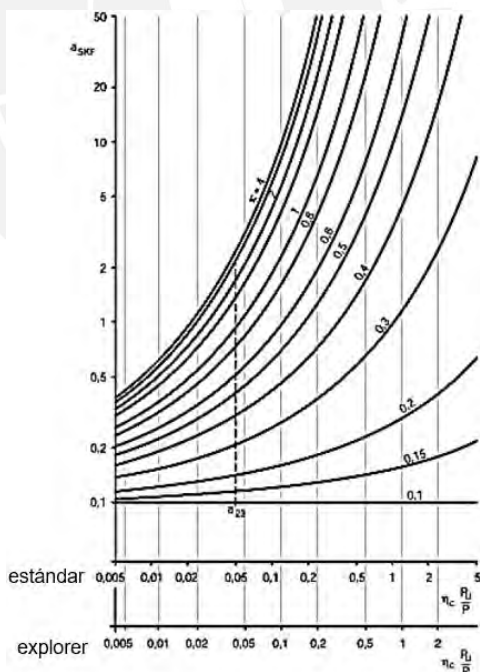


Figura F4 Coeficiente de duración de vida “ a_{SKF} ”

Finalmente, se obtiene con la ecuación F.1 que la duración del rodamiento es 548046 horas. En cuanto a la carga estática equivalente “ P_0 ”, también equivale a 164,43 N y como la capacidad de carga estática del rodamiento “ C_0 ” es 2,36 kN (Figura F1), este no falla tampoco.

9.2. Verificación del Rodamiento del Apoyo Fijo PLBU 16

El apoyo fijo del tornillo de potencia PLBU 16 presenta un par de rodamientos de bolas de contacto angular dispuestos espalda con espalda con espalda 7200 SKF BECBP. En la Figura F5 se muestran las características de dichos rodamientos.

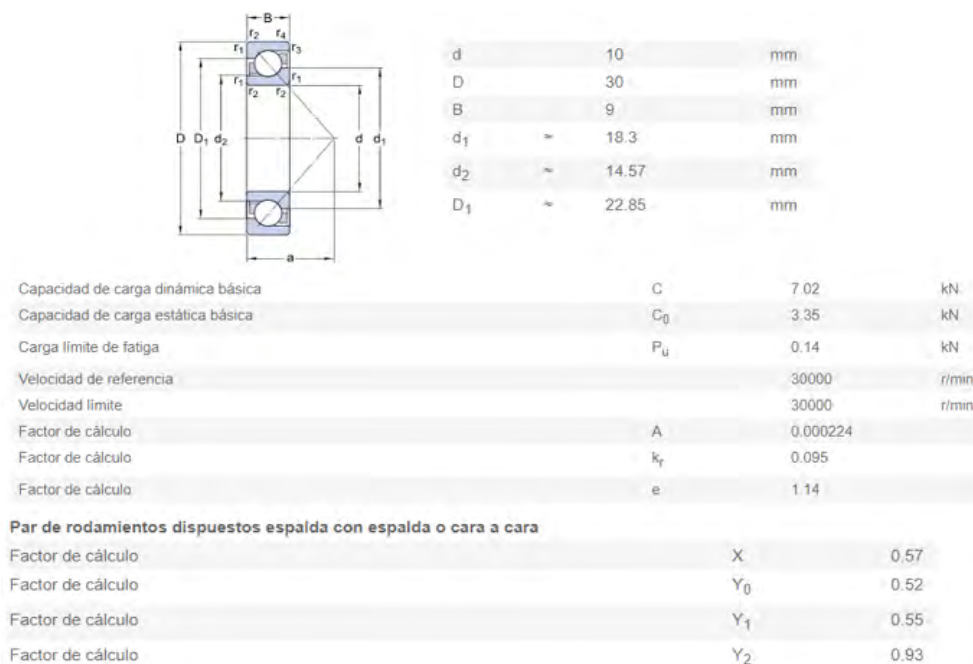


Figura F5 Rodamiento SKF 7200 BECBP [SKF, 2019]

El par de rodamientos se encuentran sometido a una fuerza axial máxima “F_a” de 602,7 N y una fuerza radial máxima “F_r” de 117,8 N. Dado que la relación “F_a/F_r” que equivale 5,1 es mayor que “e” (1,14 de la Figura F5), se emplea la ecuación F.4 para determinar la carga dinámica equivalente “P”, en las que “X” y “Y₂” equivalen 0,57 y 0,93, respectivamente. El valor de “P” es 627,6 N.

$$P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \tag{F.4}$$

Se considera que la contaminación es ligera; además el diámetro medio del rodamiento es 20 mm (Figura F5). Por lo tanto, según la Tabla F.2 se obtiene “η_c”, cuyo valor es 0,4.

Dado que el diámetro medio es 20 mm y las revoluciones por minuto “n” para la fuerza resultante máxima es 54 rpm aproximadamente, la viscosidad “ v_1 ” según la Figura F2 es 425 mm²/s aprox.

Asimismo, se considera que la temperatura de funcionamiento del rodamiento es 30 °C y que se emplea un aceite ISO VG 32; por ende, la viscosidad real “ v ” es 50 mm²/s aproximadamente según la Figura F3. Por lo tanto, el factor “ κ ” equivale a 0,2 según la ecuación F.3.

Dado que “P” es 627,6 N, “ P_u ” es 140 N (Figura F5) y “ η_c ” es 0,4, el valor de “f” es 0,18 según la ecuación F.5.

$$f = \eta_c \cdot \frac{2 \cdot P_u}{P} \quad (\text{F.5})$$

Obtenidos “ κ ” y “f”, se emplea la Figura F4 y se determina que el factor “ a_{SKF} ” es aproximadamente 0,15.

Por ende, se estima la duración en horas del par de rodamientos empleando la ecuación F.6 con una confiabilidad de 90%. Como “p” es 3, “C” es 7,02 kN (Figura F5), se obtiene una duración de 275381 horas.

$$L_{10mh} = a_{SKF} \cdot \left(\frac{2 \cdot C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (\text{F.6})$$

La carga estática equivalente “ P_0 ” se determina con la ecuación F.7. Según la Figura F5, “ Y_0 ” es 0,52, por lo que “ P_0 ” equivale a 431,2 N, menor que el “ C_0 ” de los rodamientos.

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (\text{F.7})$$

ANEXO G

SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

10.1. Criterio de selección del acoplamiento

La transmisión del momento torsor del motor al tornillo de potencia se realiza empleando un acoplamiento flexible. Por otro lado, el valor del diámetro del eje del motor paso a paso es 5 mm y el valor del diámetro del extremo del tornillo de potencia en el que se colocará el acoplamiento es de 8 mm. Estos dos parámetros definen las posibles opciones para la selección de este componente.

La marca "NBK" comercializa acoplamientos flexibles de tipo prisionero como se muestra en la Figura G1.

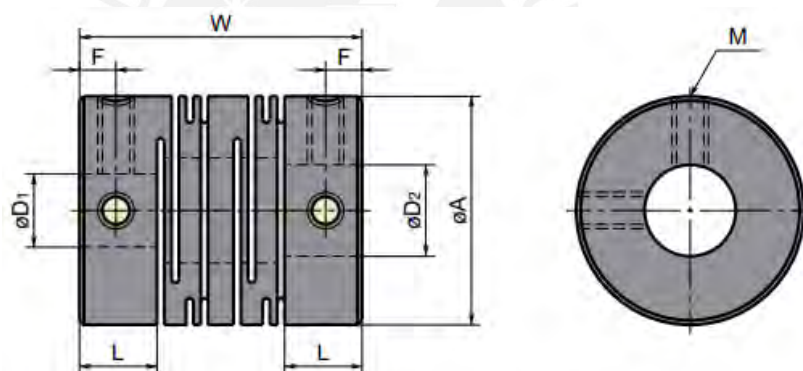


Figura G1 Acoplamiento flexible tipo prisionero [NBK]

Asimismo, NBK muestra las dimensiones de sus distintos modelos, como se aprecia en la Tabla G.1. Las posibles opciones para seleccionar el acoplamiento según la Tabla G.1 son los modelos MST-16, MSTS-16, MST-20 y MSTS-20.

Tabla G.1 Dimensiones de los acoplamientos flexibles

Tipo	A	L	W	F	M	Par nominal de los prisioneros (N.m)	Ejes en stock								
							D1 D2 (Tolerancia H8)								
MST - 8	8	3.5	14	1.7	M2	0.3	2 x 2	2 x 3	3 x 3						
MSTS- 8															
MST -12	12	5	18.5	2.5	M2.5	0.5	3 x 3	3 x 4	4 x 4	4 x 5	4.5 x 5	5 x 5	5 x 6		
MSTS-12															
MST -16	16	6.5	23	3	M3	0.7	4 x 4	4 x 5	4 x 6	4.5 x 5	5 x 5	5 x 6			
MSTS-16							5 x 8	6 x 6	6 x 6.35	6 x 7	6 x 8	6.35x 8			
MST -20	20	7.5	26	3	M3	0.7	5 x 5	5 x 6	5 x 8	6 x 6	6 x 6.35	6 x 7	6 x 8	6 x 10	
MSTS-20							6.35x 8	8 x 8	8 x 9.525	8 x 10	10 x 10				
MST -25	25	8.5	31	4	M4	1.7	5 x 6	6 x 6	6 x 6.35	6 x 8	6 x 10	6.35x 8	6.35 x 10	8 x 8	
MSTS-25							8 x 9.525	8 x 10	8 x 12	9.525x10	10 x 10	10 x 11	10 x 12	12 x 12	
MST -32	32	12	41	6	M4	1.7	6 x 8	6.35 x 8	8 x 8	8 x 10	8 x 12	9.525x12			
MSTS-32							10 x 10	10 x 11	10 x 12	10 x 14	12 x 12	12 x 14	14 x 14	14 x 16	
MST -40	40	17	56	8.5	M5	4	8 x 9.525	10 x 10	12 x 12	14 x 14					
MSTS-40							15 x 15	16 x 16	16 x 18	18 x 18					
MST -50	50	21	71	10.5	M6	7	12 x 12	14 x 14	15 x 15	16 x 18					
MSTS-50															
MST -63	63	26	90	13	M8	15	14 x 14								
MSTS-63															

A continuación, se determinará cuál de estas cuatro posibles soluciones no falla cuando actúan las cargas.

10.2. Cálculo para la selección del acoplamiento

En la Figura G2 se muestra un esquema que representa al sistema de transmisión, el miembro inferior de una persona y la estructura soporte del mismo; en esta figura se señalan además los parámetros que se emplean en el cálculo para la selección del acoplamiento.

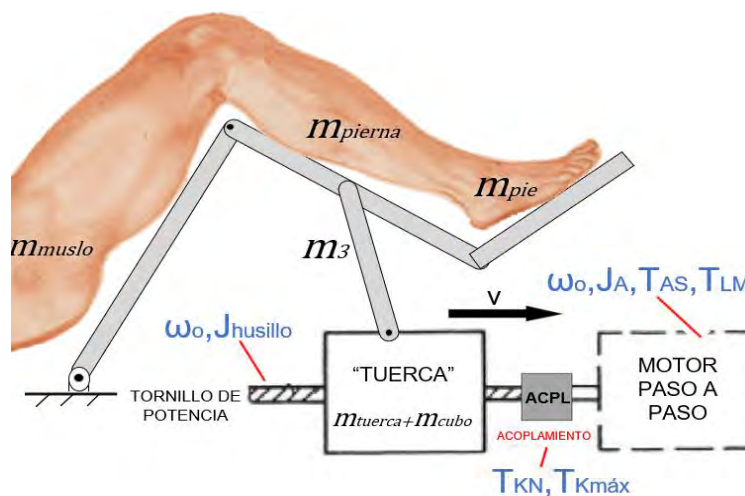


Figura G2 Acoplamiento flexible tipo prisionero

El motor paso a paso que gira a una velocidad angular “ ω_o ” presenta un momento de inercia “ J_A ” de $1,03 \times 10^{-5}$ kg-m² y un torque máximo “ T_{AS} ” de 0,85 Nm según su fabricante (ver Anexo B). Además, el tornillo de potencia cuyo paso es de 10 mm presenta un momento de inercia “ $J_{husillo}$ ” de $2,4 \times 10^{-5}$ kg-m² según su fabricante (ver Anexo I).

Las masas que se trasladan linealmente son las siguientes: la masa de la tuerca “ m_{tuerca} ” que es 0,16 kg según el fabricante (ver Anexo I), la masa del cubo con rosca interior “ m_{cubo} ” cuyo valor es 0,33 kg, la masa de la estructura soporte de la pierna “ m_3 ” que es 5,1 kg, la masa de la pierna “ m_{pierna} ” y del pie “ m_{pie} ” que suman 7,3 kg (considerando la masa crítica de una persona de 120 kg definida en la tesis). Por ende, el valor de la masa total “ m ” es de 12,9 kg, según la ecuación G.1.

$$m = m_{tuerca} + m_{cubo} + m_3 + m_{pie} + m_{pierna} \quad (G.1)$$

Se procede a determinar la inercia reducida al eje del acoplamiento “ J_{red} ” con la ecuación G.2.

$$J_{red} = J_{husillo} \cdot \left(\frac{\omega_{husillo}}{\omega_o}\right)^2 + m \cdot \left(\frac{v}{\omega_o}\right)^2 \quad (G.2)$$

Se observa que la velocidad angular del tornillo de potencia es la misma que la velocidad angular del motor “ ω_o ” y que la relación de la velocidad lineal “ v ” y la velocidad angular del tornillo de potencia es el paso “ p ” del mismo (0,01 m); por ello, de la ecuación G.2 se obtiene la ecuación G.3.

$$J_{red} = J_{husillo} + m \cdot p^2 \quad (G.3)$$

Reemplazando los valores en la ecuación G.3 se obtiene una inercia reducida “ J_{red} ” de 0,0013 kg-m².

El valor del momento torsor en el eje del motor “ T_{LM} ” para la selección del acoplamiento es de 0,57 Nm, ya que se considera el máximo momento torsor total “ M_t ” determinado en la ecuación 4.4 de la tesis cuyo valor es 0,54 Nm y una eficiencia de 95%.

10.2.1. Arranque sin carga y con choques

La primera verificación del acoplamiento es en el arranque sin carga y con choques. Es decir, el momento torsor en el eje del motor “ T_{LM} ” debe ser menor que el torque nominal del acoplamiento “ T_{KN} ”, considerando un factor de temperatura “ S_θ ”.

El factor “ S_θ ” es de 1,1 considerando que la temperatura ambiente es de 30 °C y el momento “ T_{LM} ” es de 0,57 Nm. Entonces, según la ecuación G.4, el producto resulta un valor de 0,63 Nm.

$$T_{KN} \geq T_{LM} \cdot S_\theta \quad (G.4)$$

Por lo tanto, se procede a ver en la Tabla G.2 cuál acoplamiento (MST-16, MST-16, MST-20 o MST-20) presenta un torque nominal “ T_{KN} ” mayor que 0,63 Nm.

Tabla G.2 Especificaciones de los acoplamientos

Tipo	Eje máximo (mm)	Par nominal (N·m)	Par máximo (N·m)	Frecuencia rotacional máx. (min ⁻¹)	Momento de inercia* (kg·m ²)	Dureza torsional estática (N·m/rad)	Desalineamiento paralelo (mm)	Desalineamiento angular (°)	Desalineamiento axial (mm)	Peso* (g)
MST - 8	4	0.1	0.2	48000	1.2x10 ⁻⁸	25	0.10	2	±0.2	1.4
MST -12	6	0.2	0.4	32000	8.3x10 ⁻⁸	35	0.10	2	±0.3	3.7
MST -16	8	0.3	0.6	24000	3.3x10 ⁻⁷	47	0.10	2	±0.4	8.1
MST -20	10	0.5	1	19000	9.0x10 ⁻⁷	120	0.10	2	±0.4	14
MST -25	12	1	2	15000	2.6x10 ⁻⁶	170	0.15	2	±0.5	27
MST -32	16	2	4	12000	9.6x10 ⁻⁶	280	0.15	2	±0.5	60
MST -40	20	5	10	9600	3.2x10 ⁻⁵	350	0.20	2	±0.5	130
MST -50	25	10	20	7700	1.0x10 ⁻⁴	590	0.20	2	±0.5	260
MST -63	35	20	40	6100	3.2x10 ⁻⁴	850	0.20	2	±0.5	490
MSTS- 8	4	0.2	0.4	48000	3.1x10 ⁻⁸	50	0.10	2	±0.2	3
MSTS-12	6	0.3	0.6	32000	2.1x10 ⁻⁷	64	0.10	2	±0.3	9.3
MSTS-16	8	0.5	1	24000	8.4x10 ⁻⁷	85	0.10	2	±0.3	21
MSTS-20	10	1	2	19000	2.4x10 ⁻⁶	250	0.10	2	±0.3	38
MSTS-25	12	2	4	15000	6.8x10 ⁻⁶	330	0.15	2	±0.4	71

El modelo de acoplamiento MSTS-20 de acero inoxidable presenta un torque nominal “ T_{KN} ” de 1 Nm y un torque máximo “ $T_{Kmáx}$ ” de 2 Nm; por ende, es el único que cumple y es el acoplamiento seleccionado.

Se procede a calcular el torque en el acoplamiento considerando choques “ T_{KS} ” para el modelo MSTS-20 empleando la ecuación G.5. Este torque debe ser menor que el torque máximo del acoplamiento “ $T_{Kmáx}$ ”.

$$T_{KS} = T_{AS} \cdot \frac{1}{m + 1} \cdot S_A \quad (G.5)$$

Donde

$$m = \frac{J_A}{J_{red}}$$

Reemplazando en la ecuación G.5 el torque máximo del motor “ T_{AS} ” cuyo valor es 0,85 Nm y su momento de inercia “ J_A ” $1,03 \times 10^{-5}$ kg-m², el momento de inercia reducido “ J_{red} ” determinado con la ecuación G.3 y considerando un factor de choque en el lado motriz del acoplamiento “ S_A ” de valor 1,3, se determina que el torque “ T_{KS} ” presenta un valor de 1,1 Nm. Por lo tanto, el acoplamiento seleccionado MSTS-20 no falla en el arranque sin carga y con choques ya que su torque máximo “ $T_{Kmáx}$ ” es de 2 Nm.

10.2.2. Arranque con carga y con choques

El acoplamiento seleccionado MSTS-20 debe verificarse ahora en el arranque con carga y con choques. Se consideran dos factores más en el cálculo, con respecto al arranque sin carga, que son el factor de choque en el lado de la carga del acoplamiento “ S_L ” y el factor de arranque o frenado “ S_z ”; este último factor es mayor que los otros factores debido a que el mecanismo constantemente frena.

La ecuación G.6 permite determinar el torque en el acoplamiento considerando choques “ T_{KS} ”.

$$T_{KS} = \left[T_{AS} \cdot \frac{1}{m+1} \cdot S_A + T_{LM} \cdot \frac{m}{m+1} \cdot S_L \right] \cdot S_Z \cdot S_\theta \quad (\text{G.6})$$

Donde

$$m = \frac{J_A}{J_{red}}$$

Considerando un factor de “S_L” y “S_Z” de 1,3 y 1,5, respectivamente, se reemplazan los valores de los parámetros señalados en la ecuación G.6 y se determina un torque “T_{KS}” de 1,8 Nm, menor que el torque máximo “T_{Kmáx}” del acoplamiento (2 Nm). Por ende, el acoplamiento no falla en esta condición.

10.2.3. Frenado o bloqueo

El freno del mecanismo se ha definido con una desaceleración angular constante durante 1 segundo. La velocidad lineal de la tuerca en el instante que empieza a desacelerar es de aproximadamente 90 mm/s. Además, el paso del tornillo de potencia es de 10 mm; por lo tanto, la velocidad angular del motor en ese instante es de 9 rad/s. Entonces, el valor de la desaceleración angular “α” es de 9 rad/s².

El momento considerando choques “T_{KS}” se obtiene empleando la ecuación G.7.

$$T_{KS} = \alpha \cdot J_A \cdot \frac{1}{\frac{J_A}{J_{red}} + 1} \cdot S_A \quad (\text{G.7})$$

Reemplazando los valores, se obtiene un torque “T_{KS}” de 1,2x10⁻⁴ Nm, menor que el torque máximo del acoplamiento. Se esperaba un valor bajo ya que las velocidades angulares y las cargas no son de gran magnitud. Por lo tanto, el acoplamiento seleccionado modelo MSTS-20 ha sido verificado y no fallará en las condiciones indicadas.

ANEXO H
VALORES ADMISIBLES EN UNIONES CON PASADOR

Fuente: PAULSEN K., 2016. *Elementos de Máquinas 1 – Uniones entre eje y cubo*.
Lima: PUCP.

VALORES ADMISIBLES EN UNIONES CON PASADORES Y CLAVIJAS (Para clavijas ranuradas tomar el 70%)					
Parte fija (extremos)				Partes deslizantes, articulaciones	
Materiales *	p_{adm} (N/mm ²) Cargas			Materiales en contacto	p_{adm} (N/mm ²) **
	Fija	Pulsante	Alternante		
Rg, Bronce	30	20	15	Acero/Fe.Fdo	5
Fe. Fdo.	70	50	30	Acero/Acero Fdo	7
Acero Fdo.	80	60	40	Acero/Rg, Bronce	8
St37 (S235JR)	85	65	50	St endur./Rg Bronce	10
St50 (E295)	120	90	60	St endur./St endur.	15
St60 (E335)	150	105	65		
St70 (E360)	180	120	70		
* Para materiales diferentes en contacto se toma el del menor valor correspondiente					
** Para cargas de punta de corto tiempo se admite valores mayores.					

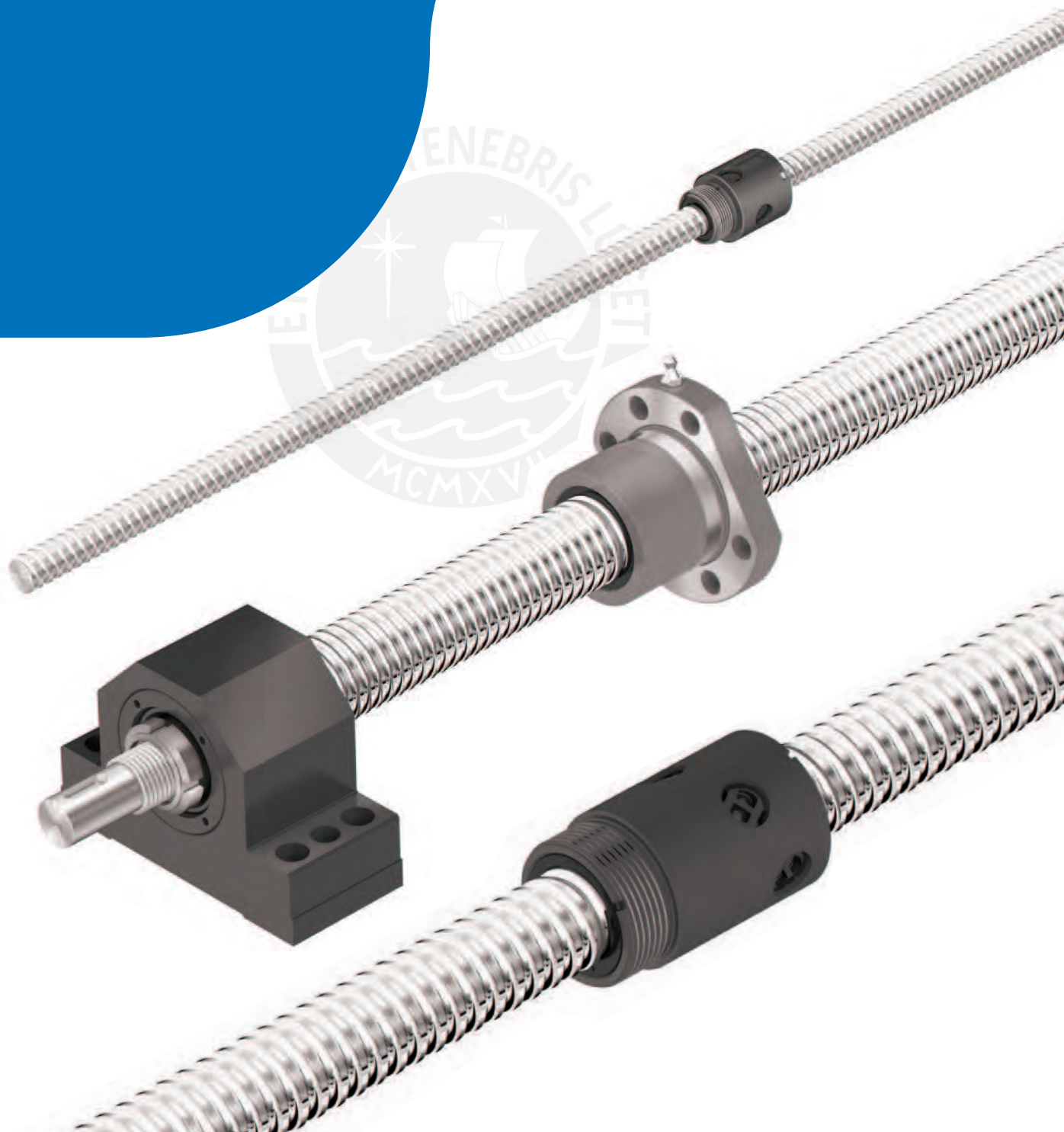
TENSIONES ADMISIBLES PARA PASADORES Y CLAVIJAS (Para clavijas ranuradas tomar el 70%)						
Materiales	$\sigma_{b adm}$ (N/mm ²) Cargas			$\tau_{s adm}$ (N/mm ²)		
	Fija	Pulsante	Alternante	Fija	Pulsante	Alternante
St37 (S235JR), 9S20, 4.6	80	55	35	50	35	25
St50 (E295), 6.8	110	80	50	70	55	35
St60 (E335), C35, C45, 8.8	130	95	60	85	60	42
St70 (E360)	150	110	68	100	68	48

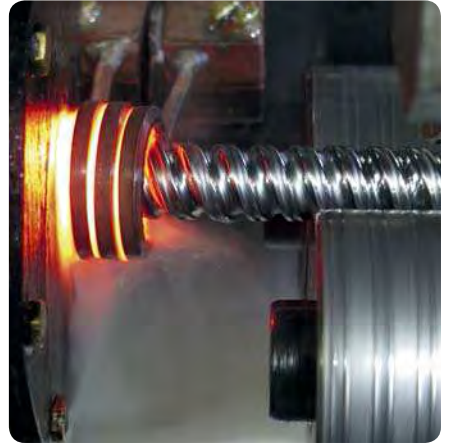
ANEXO I TORNILLO DE POTENCIA

Fuente: Husillos de bolas laminados de precisión "SKF"



Husillos de bolas laminados de precisión





Contenido

A Recomendaciones sobre selección

SKF – La empresa del conocimiento industrial	4
Presentación de los productos	6
Conceptos técnicos	8
Introducción a los husillos de bolas SKF	8
Carga dinámica básica [C_a]	8
Vida nominal a fatiga [L_{10}]	8
Vida útil	8
Carga dinámica equivalente [F_m]	8
Carga estática básica [C_{0a}]	9
Velocidades de giro críticas para ejes de husillos [n_{cr}]	9
Límite de velocidad permisible [n_p]	9
Pandeo del eje del husillo	9
Lubricación	9
Eficiencia y reversibilidad [η]	10
Juego axial y precarga	10
Rigidez axial estática de un conjunto [R_t]	10
Materiales, tratamiento térmico y recubrimientos	11
Temperatura de funcionamiento	11
Rodamientos de apoyo para un husillo de bolas	11
Diseño de los extremos del eje del husillo	11
Aplicaciones críticas	11
Entorno de trabajo	11

B Recomendaciones de montaje

Procedimiento de montaje	12
Almacenamiento	12
Alineación	12
Lubricación	12
Extracción de la tuerca/montaje de la tuerca en el eje	12
Montaje de los rascadores	12
Puesta en marcha del husillo	12

C Datos técnicos

Precisión de fabricación	14
Husillos de bolas laminados de alta precisión SKF	14
Precisión de paso	14

D Información del producto

Husillos miniatura SD/BD/SH	16
Husillos miniatura SDS/BDS/SHS de acero inoxidable	18
Husillos universales SX/BX	20
Accesorios para tuercas SX/BX	22
Husillos de precisión SND/BND, norma DIN 69051	24
Husillos precargados PND, norma DIN 69051	26
Husillos de precisión SN/BN	28
Husillos precargados PN	30
Husillos de paso largo SL/TL	32
Tuercas rotativas SLT/TLT	34
Combinaciones de extremo de eje	36
Mecanizados estándar de los extremos del eje	37
Rodamientos de apoyo para husillos de bolas	42
Ejemplos de tuercas según plano	48
Tolerancias standard de fabricación	49
Fórmulas de cálculos	50
Ejemplo de cálculo de un husillo de bolas	52

E Canal de servicio

F Cálculo de diseño y formulario de solicitud

Sistema de designación	58
------------------------------	----

G SKF Linear Motion

Husillos de rodillos, cilindros electromecánicos y soluciones de guiado	59
---	----

SKF: la empresa del conocimiento industrial

Desde sus comienzos en 1907, con quince empleados que ofrecían una solución simple, a la vez que acertada, a un problema de fricción en un molino de Suecia, SKF ha crecido hasta convertirse en líder mundial de conocimiento industrial. Con el paso de los años, hemos adquirido un vasto conocimiento sobre rodamientos, que hemos ampliado a obturaciones, mecatrónica, servicios y sistemas de lubricación. Nuestra red de conocimiento industrial engloba a 46.000 empleados, 15.000 distribuidores, oficinas en más de 130 países y un número cada vez mayor de SKF Solution Factories en todo el mundo.



Investigación y desarrollo

Contamos con experiencia práctica en más de cuarenta industrias, que se basa en el conocimiento de nuestros empleados acerca de las condiciones de funcionamiento reales. Además, nuestros especialistas líderes a nivel mundial, así como las universidades con las que colaboramos, son precursores en in-

vestigación y desarrollo teórico en áreas que incluyen la tribología, la monitorización de estado, la gestión de activos y el cálculo de la vida de los rodamientos. Nuestro continuo compromiso con la investigación y el desarrollo nos ayuda a mantener a nuestros clientes a la vanguardia de sus industrias.

Afrontando los desafíos más exigentes

Nuestra red de conocimientos y experiencia, junto con nuestro enfoque de combinar nuestras tecnologías clave, nos permite crear soluciones innovadoras para abordar los desafíos más exigentes. Trabajamos estrechamente con nuestros clientes a largo de todo el ciclo de vida del activo, ayudándoles a desarrollar su negocio de manera responsable y rentable.

Trabajando por un futuro sostenible

Desde 2005, en SKF hemos trabajado para reducir el impacto ambiental de nuestras operaciones y de las de nuestros proveedores. El continuo desarrollo de nuestras tecnologías nos ha permitido lanzar la cartera de productos y servicios SKF BeyondZero, que mejora la eficiencia, reduce las pérdidas de energía y potencia el uso de nuevas tecnologías que aprovechan la energía eólica, solar y oceánica. Este enfoque combinado ayuda a reducir el impacto ambiental de nuestras operaciones y de las de nuestros clientes.

Las SKF Solution Factories permiten el acceso, de manera local, a los conocimientos industriales y a la experiencia en fabricación de SKF, lo cual nos permite ofrecer soluciones y servicios únicos a nuestros clientes.



Los Concesionarios Oficiales SKF, asistidos por los sistemas informáticos y logísticos y los ingenieros de aplicaciones de SKF, ofrecen una valiosa combinación de conocimientos sobre productos y aplicaciones a clientes de todo el mundo.



Nuestros conocimientos: su éxito

La gestión del ciclo de vida SKF es la manera en que combinamos nuestras plataformas tecnológicas con servicios avanzados, y las aplicamos en cada etapa del ciclo de vida del activo a fin de ayudar a nuestros clientes a tener más éxito y a ser más sostenibles y rentables.



Trabajamos cerca de usted

Nuestro objetivo es ayudar a nuestros clientes a aumentar su productividad, a minimizar sus necesidades de mantenimiento, a lograr una mayor eficiencia energética y un mejor aprovechamiento de los recursos, así como optimizar los diseños para obtener una mayor vida útil y fiabilidad.

Soluciones innovadoras

Tanto si la aplicación es lineal, rotativa, o una combinación de ambas, los ingenieros de SKF trabajan con usted en cada fase/etapa del ciclo de vida del activo, examinando el conjunto completo de la aplicación, para mejorar el rendimiento de su maquinaria. Este enfoque no se centra exclusivamente en los componentes individuales, como obturaciones o rodamientos, sino que examina la aplicación en su totalidad, para tener en cuenta cómo interactúa cada uno de los componentes con los demás.

Verificación y optimización del diseño

SKF puede ayudarle a optimizar sus nuevos diseños o los existentes con el software de modelado en 3D propio, que también se puede utilizar como banco de ensayos virtual para confirmar la integridad del diseño.



Rodamientos

SKF es líder mundial en el diseño, desarrollo y fabricación de rodamientos, cojinetes, unidades y soportes de rodamientos.



Mantenimiento de maquinaria

Las tecnologías de monitorización de estado y los servicios de mantenimiento de SKF pueden ayudar a minimizar las paradas no planificadas, mejorar la eficacia operativa y reducir los costes de mantenimiento.



Soluciones de obturación

SKF ofrece obturaciones estándar y soluciones de obturación a medida que permiten aumentar el tiempo productivo, mejorar la fiabilidad de las máquinas, reducir la fricción y las pérdidas de energía y prolongar la duración del lubricante.



Mecatrónica

Los sistemas para el control electrónico del movimiento de SKF para la industria aeroespacial y para aplicaciones de maquinaria pesada, agrícola y carretillas elevadoras, reemplazan a los pesados sistemas mecánicos e hidráulicos que consumen grasa o aceite.



Soluciones de lubricación

Las soluciones de lubricación de SKF, que ofrecen desde lubricantes especializados hasta sistemas de lubricación avanzados, pueden ayudarle a reducir las paradas relacionadas con la lubricación y el consumo de lubricantes.



Actuación y control del movimiento

Con una amplia gama de productos, desde actuadores y husillos de bolas hasta guías con patines, SKF puede ayudarle a solucionar los desafíos más exigentes de su sistema lineal.

Presentación de los productos

Montaje del husillo



SD/BD – SDS/BDS

Tipo de recirculación



Interno, mediante insertos
Acero inoxidable opcional¹⁾



SH – SHS



Externo, mediante tubo integrado
Acero inoxidable opcional²⁾



SX/BX



Interno, mediante insertos



SND/BND/PND, DIN 69051



Interno, mediante insertos

Designación	d ₀	P _h	Página
	mm	mm	
SD/BD/SDS/BDS	8	2,5	16
SD/BD/SDS/BDS	10	2	
SD/BD	10	4	18
SD/BD/SDS/BDS	12	2–4–5	
SD/BD/SDS/BDS	14	4	16
SD/BD/SDS/BDS	16	2–5	
SD/BD	16	10	18
SH/SHS	6	2	16
SH	10	3	
SH	12,7	12,7	
SX/BX	20	5	20
SX/BX	25	5–10	
SX/BX	32	5–10	
SX/BX	40	5–10–40	
SX/BX	50	10	
SX/BX	63	10	
SND/BND/PND	16	5–10	24
SND/BND/PND	20	5	
SND/BND/PND	25	5–10	
SND/BND/PND	32	5–10	
SND/BND/PND	40	5–10	
SND/BND/PND	50	10	
SND/BND/PND	63	10	

¹⁾ excepto 10x4 R y 16x10 R

²⁾ 6x2 R solo



SN/BN/PN



Interno, mediante insertos



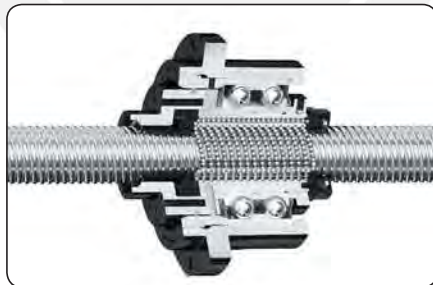
SL/TL – SLD/TLD



Por los extremos de la tuerca



Tuercas giratorias SLT/TLT



Por superficies



Rodamientos de apoyo para husillos de bolas
FLBU, PLBU, BUF



Montaje de husillo de bolas completo con
rodamientos de apoyo

Designación	d ₀	P _h	Página
	mm	mm	
SN/BN/PN	16	5	28
SN/BN/PN	20	5	
SN/BN/PN	25	5–10	
SN/BN/PN	32	5–10	
SN/BN/PN	40	5–10	
SN/BN/PN	50	10	
SN/BN/PN	63	10	
SL/TL	25	20–25	32
SL/TL	32	20–32–40	
SLD/TLD	32	32	
SL/TL	40	20–40	
SL/TL	50	50	
SLT/TLT	25	20–25	34
SLT/TLT	32	20–32–40	
SLT/TLT	40	20–40	
SLT/TLT	50	50	
FLBU/PLBU/BUF	16		44
FLBU/PLBU/BUF	20		
FLBU/PLBU/BUF	25		
FLBU/PLBU/BUF	32		
FLBU/PLBU/BUF	40		
FLBU/PLBU/BUF	50		
FLBU/PLBU/BUF	63		

Conceptos técnicos

Introducción a los husillos de bolas SKF

Este catálogo describe las soluciones, tecnología y amplia experiencia de SKF en relación con los husillos de bolas laminados de precisión. Gracias a su prolongada experiencia en la fabricación de husillos de bolas y el continuo desarrollo de procesos y productos, SKF puede ofrecer a los clientes soluciones de husillos de bolas laminados de precisión que satisfarán sus necesidades de eficiencia, precisión, durabilidad y valor en las aplicaciones más exigentes.

En muchos casos, estos husillos de bolas pueden reemplazar a husillos de bolas rectificadas, ofreciendo un nivel similar de rendimiento y precisión a un costo más bajo.

La alta calidad de los husillos de bolas laminados de SKF se consigue a través a nuestros procesos de fabricación especiales como: el laminado de precisión y el tratamiento térmico específico.

Los husillos de bolas transforman el movimiento giratorio en movimiento lineal y viceversa; las cargas se transfieren desde el eje del husillo a la tuerca a través de un conjunto de bolas: en este sentido, los husillos de bolas están relacionados con la tecnología general de los rodamientos. Se utilizan varios tipos de acero para rodamientos para conseguir las propiedades de dureza y fatiga del material necesarias para soportar cargas pesadas en aplicaciones de uso intensivo durante periodos de servicio prolongados.

Banco de pruebas de vida útil



A continuación se explican algunos **conceptos relacionados con los rodamientos** (por ejemplo, capacidad de carga, ciclos de carga, vida útil y nominal, rigidez, velocidad nominal, requisitos de lubricación, etc.) de forma que el cliente pueda utilizarlos como referencia durante el proceso de selección de husillos de bolas.

En este capítulo únicamente se incluyen los parámetros de selección básicos. Para realizar **una selección óptima de un husillo de bolas**, el diseñador **deberá conocer** parámetros esenciales como el **ciclo de carga**, la **velocidad lineal o velocidad rotacional**, los valores de **aceleración y desaceleración**, la **descripción del ciclo**, el **entorno**, la **vida útil necesaria**, la **precisión de paso**, la **rigidez** y cualquier otro requisito especial. En caso de duda, consulte a los especialistas en aplicaciones de husillos de bolas SKF, que le ayudarán durante el proceso de selección.

Carga dinámica básica C_a

La capacidad de carga dinámica básica se emplea para calcular el ciclo de fatiga nominal de los husillos de bolas. **Se obtiene a partir de la carga axial** (de **magnitud y dirección constante**) que actúa a lo largo del eje central del husillo de bolas, lo que da como resultado la vida calculada nominal de acuerdo con la definición ISO de un millón de revoluciones.

Con una combinación dada de valores de paso y diámetro nominal, las capacidades de carga estática y dinámica de un husillo de bolas vienen determinadas por el número de vueltas necesarias de las bolas necesarias para soportar la carga.

En cada familia de productos, el tipo y número de circuitos generan un número determinado de giros de bola. Por ejemplo, la tuerca de tipo SH con recirculación de tubo externo suele generar 2,5 vueltas de las bolas en un circuito. La tuerca tipo SD estándar incluye 3 circuitos que cubren 0,9 vueltas cada uno.

Vida nominal a fatiga L_{10}

El ciclo de fatiga nominal es, de acuerdo con la definición de la ISO, el periodo de vida útil alcanzado o superado por el 90% de un grupo lo suficientemente grande de husillos de bolas aparentemente idénticos, que funcionan bajo condiciones idénticas (alineación, aplicación axial y central de la carga, velocidad, aceleración, lubricación, temperatura y limpieza).

La vida útil nominal de un husillo es el número estadístico de revoluciones que el husillo de bolas es capaz de alcanzar antes de que aparezcan los primeros signos de fatiga de material (desconchado en una de las superficies de rodadura).

Vida útil

El periodo de duración real de un husillo de bolas específico antes de que falle se denomina "vida útil". **Dicho fallo se debe no solo al desconchado provocado por la fatiga del material, sino también a causas como una lubricación inadecuada, desgaste del sistema de recirculación, corrosión, contaminación** y, de forma más general, la pérdida de las características funcionales que exige la aplicación.

La experiencia adquirida con aplicaciones similares resultará útil a la hora de elegir el husillo apropiado para conseguir la vida útil necesaria. Se deben tener en cuenta requisitos estructurales, como la resistencia de los extremos del husillo y las tuercas de fijación.

Para conseguir un rendimiento de vida útil L_{10} debe existir una carga de trabajo media de hasta 60% de C_a (con el fin de limitar la presión hertziana en las superficies de contacto de las bolas/caminos de rodadura) y se requiere un recorrido superior a 4 pasos (de forma que se evite la falsa huella Brinell que podría producirse en movimientos de oscilación o recorridos extremadamente cortos).

Carga dinámica equivalente

F_m

Las cargas que actúan sobre un husillo se pueden calcular de acuerdo con las leyes de la mecánica siempre que se conozcan o se puedan determinar (por ejemplo, las fuerzas producidas a causa de la potencia transmitida o del trabajo efectuado, y las fuerzas de inercia en movimientos lineales y giratorios). Es necesario calcular la carga dinámica equivalente.

Se deben **utilizar sistemas de rodamientos lineales para soportar cargas radiales y momentos**. Es extremadamente importante que estos problemas se resuelvan lo antes posible durante la fase de diseño. Estas fuerzas tienen un efecto perjudicial sobre la vida útil y el rendimiento previsto del husillo (→ fig. 1).

Si durante el ciclo de trabajo se producen fluctuaciones de la carga, será necesario calcular la carga dinámica equivalente; esta carga se define como la carga hipotética, constante en magnitud y dirección, que, de ser aplicada axial y centralmente sobre el husillo, tendría la misma influencia sobre la vida útil del husillo que las cargas reales a la que está sometido.

En caso de que problemas como la desalineación, carga desigual, choques, etc., no se puedan evitar en la aplicación, se deberán tener en cuenta al determinar el tamaño del husillo de bolas.

Por lo general, es posible calcular su influencia sobre la vida nominal del husillo¹⁾.

Carga estática básica C_{0a}

Los husillos de bolas se deben seleccionar teniendo en cuenta la capacidad de carga estática básica C_{0a} , en lugar de la capacidad de carga dinámica básica, si están sujetos a cargas de choque continuas o intermitentes mientras se encuentran inmóviles o girando a velocidad muy baja durante periodos breves de tiempo. La carga permisible viene determinada por la deformación permanente provocada por la acción de la carga en los puntos de contacto.

La capacidad de carga estática es, de acuerdo con la norma ISO, la carga estática aplicada exclusivamente de forma axial o central que crea, mediante cálculo, una deformación permanente (elemento rodante+superficie roscada) total igual a 0,0001 veces el diámetro del elemento rodante (→ fig. 2).

La capacidad de carga estática básica de un husillo de bolas debe ser, como mínimo, igual al producto de la carga estática axial máxima aplicada y a un factor de seguridad " s_0 ." La experiencia anterior con aplicaciones y requisitos similares de suavidad de funcionamiento y nivel de ruido se debe utilizar como referencia al elegir el valor " s_0 "¹⁾.

Velocidad de giro crítica para ejes de husillos n_{cr}

En este cálculo, el eje se considera como un cilindro, con un diámetro externo igual al diámetro de raíz de la rosca. En las fórmulas se utiliza un parámetro cuyo valor viene dictado por el montaje del eje del husillo,

independientemente de que tenga soporte libre ó fijo.

Como regla general, la tuerca no se considera como un soporte del eje del husillo. Debido a las posibles inexactitudes durante el montaje del conjunto del husillo, se aplica un factor de seguridad de 0,8 a la velocidad crítica calculada.

En cálculos en los que la tuerca se considere como un soporte del eje o en los que se reduzca el factor de seguridad, será necesario realizar pruebas prácticas y, quizá, optimizar el diseño.

Límite de velocidad permisible n_p

El límite de velocidad permisible es la velocidad que un husillo no puede superar con fiabilidad en un momento dado. Por lo general es la velocidad límite del sistema de recirculación en la tuerca. Se expresa como el producto de la velocidad rotacional máxima (en rpm) y el diámetro nominal del eje del husillo (expresado en mm).

Los límites de velocidad citados en este catálogo (→ página 48) son las velocidades máximas que se pueden aplicar durante periodos breves de tiempo y bajo condiciones de funcionamiento optimizadas de alineación, precarga, carga externa ligera y supervisión de la lubricación.

El funcionamiento continuo del husillo al límite de velocidad permisible puede provocar la reducción de la vida útil calculada del mecanismo de tuerca.

¡Importante!

Las elevadas velocidades asociadas a las cargas altas requieren un valor grande de par de entrada, por lo que la vida útil nominal de los husillos es relativamente breve¹⁾.

En casos de elevada aceleración y desaceleración, recomendamos trabajar de acuerdo con la carga nominal externa o aplicar una precarga ligera a la tuerca a fin de evitar el deslizamiento interno durante la inversión del movimiento.

Es necesario calcular la precarga en husillos sujetos a altas velocidades con el fin de garantizar que los elementos rodantes no se deslicen¹⁾.

Una precarga excesiva provocará un aumento inaceptable en la temperatura interna.

Pandeo del eje del husillo

Es necesario comprobar la carga a pandeo del eje del husillo cuando este se encuentre sujeto a cargas de compresión dinámicas o estáticas.

La carga de compresión máxima permisible se calcula mediante la fórmula de Euler, añadiendo un factor de seguridad de 3 a 5, dependiendo de la aplicación.

El tipo de montaje de los extremos del eje es esencial para seleccionar correctamente los coeficientes que se utilizarán en la fórmula de Euler.

Si el diámetro del eje de husillo es el mismo a lo largo de su longitud total, se utiliza el diámetro de raíz del eje roscado para el cálculo. Si hay diferentes secciones de distinto diámetro en el husillo, aumentará la complejidad del cálculo¹⁾.

Lubricación

Deberá seleccionarse un lubricante de calidad y en las cantidades apropiadas para que los husillos de bolas funcionen correctamente y se prolongue su vida útil.

Se deberán tomar mayores precauciones en el funcionamiento a alta velocidad, ya

Fig. 1

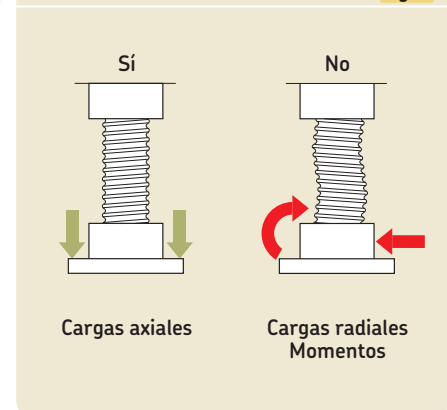
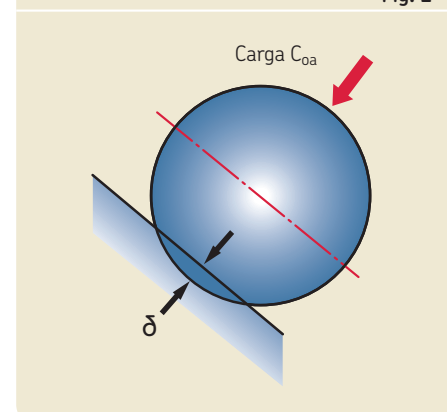


Fig. 2



¹⁾ SKF puede ayudarle a realizar estos cálculos teniendo en cuenta las condiciones reales de servicio.

A Recomendaciones sobre selección

que el lubricante distribuido sobre la superficie del husillo podría desaparecer debido a la fuerza centrífuga. Es importante determinar si este fenómeno se produce la primera vez que el husillo se utiliza a una velocidad elevada y, si es necesario, adaptar la frecuencia de relubricación o el flujo de lubricante, o bien seleccionar un lubricante de diferente viscosidad.

Al supervisar si la tuerca alcanza una temperatura uniforme, es posible optimizar la frecuencia de relubricación o el caudal de aceite.

El kit de lubricación automática SYSTEM 24 de SKF se puede adaptar a la mayoría de los husillos de bolas laminados de precisión.

Eficiencia y reversibilidad η

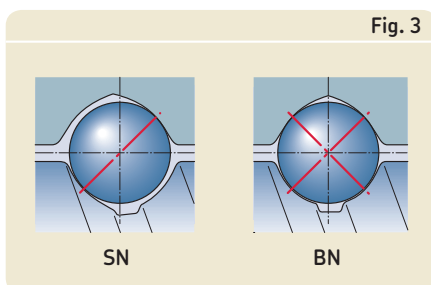
El rendimiento del husillo depende principalmente de la geometría de las superficies de contacto y su acabado y del ángulo de hélice de la rosca. También depende de las condiciones de trabajo (carga, velocidad, lubricación, precarga, alineación, etc.).

La expresión "eficiencia directa" se utiliza para definir el par de entrada necesario para transformar la rotación de un componente en la traslación del otro. En cambio, la expresión "eficiencia indirecta" se utiliza para definir la carga axial necesaria para transformar la traslación de un componente en la rotación del otro. También se utiliza para definir el par de freno necesario para impedir dicha rotación.

Cabe suponer que los husillos de bolas son de tipo reversible o con capacidad de retroceso bajo la mayoría de las circunstancias. En caso de que sea necesario evitar los retrocesos, se deberá incorporar al diseño un mecanismo de freno (mecanismo reductor o freno).

Par de precarga

Los husillos con precarga interna presentan un determinado nivel de par de fricción. Este par se mantiene aunque los husillos de bolas no se carguen externamente. El



par de precarga se mide con aceite ISO de grado 64.

Par de arranque

Esta es la magnitud de par necesaria para superar las siguientes fuerzas e iniciar la rotación:

- la inercia total de todas las piezas móviles aceleradas por la motorización (lo que incluye movimientos rotacionales y lineales);
- la fricción interna del conjunto husillo/tuerca, los rodamientos y los dispositivos de guiado asociados.

En general, el par necesario para superar la inercia (a) es mayor que el par de fricción (b). Se estima que el coeficiente de fricción del husillo de alta eficiencia al iniciar el movimiento (μ_s) alcanzará el doble de la cantidad del coeficiente dinámico μ , bajo condiciones normales de uso.

Juego axial y precarga

Los productos SKF están disponibles con diferentes versiones de juego axial.

El juego axial estándar se ha diseñado para husillos de transporte en los casos en los que el producto no está sujeto a vibraciones o altas aceleraciones, ni casos en los que la precisión de posición bajo carga es esencial (p. ej.: tipo SN).

Se recomienda reducir el juego (por ejemplo: tipo SN con juego reducido) y eliminar la holgura mediante bolas de mayor tamaño (p. ej.: tipo BN) para aumentar la precisión del conjunto (\rightarrow fig. 3).

Con el fin de conseguir una precisión de posición y rigidez óptimas bajo carga, es aconsejable utilizar tuercas precargadas internamente (p. ej.: tipo PN) (\rightarrow fig. 4) si se someten a carga externa, las tuercas precargadas exhiben una deformación elás-

tica mucho menor que las tuercas no precargadas.

La precarga es la cantidad de fuerza aplicada a un conjunto de dos tuercas partidas que se necesita para unir las o separarlas con el fin de eliminar la holgura o aumentar la rigidez del conjunto. La precarga se mide mediante el valor del par de precarga (consulte las explicaciones del párrafo anterior). En una cantidad dada de precarga (expresada en Newton), el par de fricción varía dependiendo del tipo de tuerca y el método de precarga. El par de fricción debido a la precarga se indica en las tablas de producto.

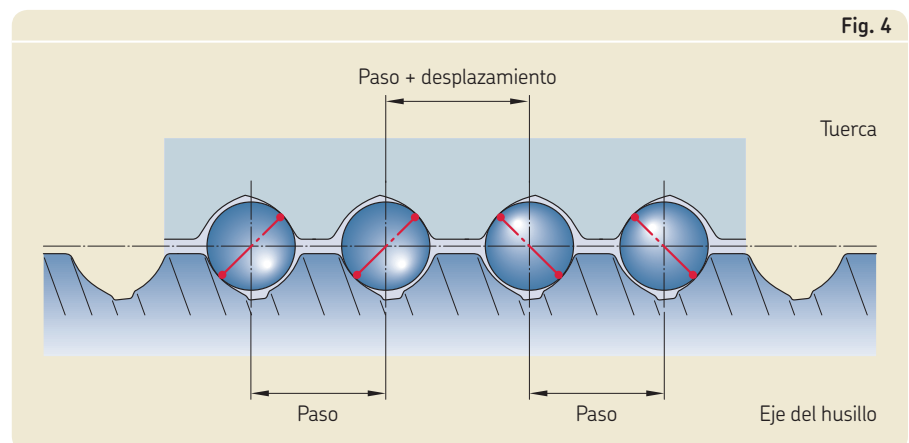
Rigidez axial estática de un conjunto completo R_t

La rigidez axial completa de un conjunto de husillo de bolas completo es la relación entre la carga axial externa aplicada al sistema y el desplazamiento axial de la cara de la tuerca en relación con el extremo fijo (anclado) del eje del husillo. Consulte la fórmula del cálculo (\rightarrow páginas 48 a 49).

Rigidez de la tuerca: R_n

Al aplicar una precarga a una tuerca partida, el juego interno se elimina. Asimismo, la deformación elástica hertziana aumenta con el incremento de la precarga y la rigidez.

La deformación elástica teórica en los puntos de contacto no tiene en cuenta las imprecisiones en el mecanizado, el reparto real de la carga entre las diferentes superficies de contacto, ni la elasticidad de la tuerca o del eje del husillo. Por este motivo, los valores de rigidez prácticos incluidos en el catálogo son menores que los valores teóricos. SKF determina dichos valores asumiendo una precarga del 8,5% C_a para husillos con un diámetro de hasta 40 mm, una precarga



del 7% C_a en husillos con un diámetro superior a los 40 mm, al aplicar una carga axial externa centrada sobre el eje del husillo e igual al doble de la cantidad de precarga.

Rigidez del eje: R_s

La deformación elástica del husillo es proporcional a su longitud e inversamente proporcional al cuadrado del diámetro de raíz.

Dependiendo de la importancia relativa de la deformación del husillo, un aumento excesivo de la precarga de la tuerca y de los rodamientos de apoyo genera un incremento limitado de la rigidez y aumenta de forma perceptible el par de precarga, y como consecuencia, la temperatura de funcionamiento.

Como consecuencia, la precarga indicada en el catálogo para cada dimensión de husillo constituye el valor óptimo y no se debe superar.

Consulte la fórmula del cálculo (→ páginas 48 a 49).

Materiales, tratamiento térmico y recubrimientos

Los ejes de husillo estándar se fabrican con acero al carbono con superficie templada mediante corrientes de inducción. En lo que respecta a los husillos estándar, la dureza de la superficie de rodadura es de 56 a 60 HRC, dependiendo del diámetro (en husillos de diámetro muy reducido, la temperatura durante el proceso de endurecimiento se reduce ligeramente para evitar el temple total del eje del husillo, lo que podría reducir la dureza de la superficie).

Las tuercas estándar se mecanizan a partir de acero completamente templado (100 Cr6–NFA 35.565 o equivalente para diámetros ≥ 20 mm, y acero al carbono en diámetros < 20 mm).

En la mayoría de los husillos de acero inoxidable, la dureza de la superficie oscila entre 50 y 58 HRC, dependiendo del tipo de acero inoxidable utilizado y el diámetro del husillo (tenga en cuenta el efecto de la reducción de la temperatura de endurecimiento en los husillos de diámetro pequeño, como se mencionó anteriormente). Las cargas nominales detalladas en el catálogo se proporcionan exclusivamente para husillos estándar.

SKF ofrece varios tipos de recubrimientos superficiales a fin de mejorar el rendimiento del husillo de bolas:

- Las tuercas universales SX/BX se recubren de forma estándar con fosfato de manganeso. Este recubrimiento también se puede aplicar a la mayoría de las gamas de husillos de bolas laminados de precisión a fin de mejorar la resistencia a la corrosión
- El cliente puede solicitar un recubrimiento de baja fricción o de cromo. Póngase en contacto con SKF.

Temperatura de funcionamiento

Los husillos fabricados con acero estándar y aquellos que se utilizan bajo condiciones de carga normales pueden utilizarse entre -20 y $+110$ °C.

Entre 110 °C y 130 °C, deberá informar a SKF para proceder a la adaptación del procedimiento de templado y a la revisión de la aplicación con durezas por debajo del valor estándar mínimo.

Por encima de 130 °C, se deberá seleccionar acero adaptado a la temperatura de la aplicación (100Cr6, acero especial, etc.). Consulte a SKF para obtener más información.

El funcionamiento a altas temperaturas reducirá la dureza del acero, alterará la precisión de la rosca, y puede incrementar la oxidación de los materiales y cambiar las propiedades del lubricante.

Rodamientos de apoyo para husillos de bolas

Con el fin de ayudar al cliente durante el procedimiento de diseño y montaje de la maquinaria, SKF ha desarrollado una gama de rodamientos de apoyo específicamente diseñados para husillos de bolas con un diámetro nominal a partir de 16 mm. Estos rodamientos de apoyo se pueden montar fácilmente sobre los extremos del eje del husillo, de acuerdo con las recomendaciones de SKF relativas al mecanizado de los extremos (→ páginas 36 a 41). Hay disponibles tres tipos de rodamientos de apoyo para montaje axial fijo (tipo FLBU, páginas 42 a 43), para montaje radial fijo (tipo PLBU, en

páginas 44 a 45) y apoyo radial puro (tipo BUF,

páginas 46 a 47), todos equipados con rodamientos SKF de alta calidad, engrasados y obturados de por vida. SKF dispone de existencias de estos rodamientos para entrega rápida.

Diseño de los extremos del eje del husillo

En líneas generales, si el personal de ingeniería del cliente especifica los extremos del eje del husillo, es su responsabilidad comprobar la resistencia de los mismos. No obstante, recomendamos elegir entre la gama de extremos mecanizado estándar (páginas 36 a 41).

Tenga en cuenta que ninguna de las dimensiones de los extremos del eje puede superar d_0 . De lo contrario, aparecerán restos de la raíz de la rosca.

En caso de que la aplicación exija un extremo de eje con una superficie lisa de diámetro superior a d_0 , es aconsejable fijar una pieza adicional al extremo del eje mecanizado.

Bastará con un reborde mínimo para fijar el anillo interno del rodamiento. Siga las recomendaciones de montaje del rodamiento.

Aplicaciones críticas

Los productos estándar se han equipado con insertos para la de recirculación de bolas de material compuesto.

Si los husillos de bolas se utilizan en aplicaciones bajo condiciones severas, o si se utilizan insertos para prevenir el colapso del sistema (especialmente en caso de aplicaciones verticales), hay disponibles insertos de acero opcionales.

En aplicaciones críticas, SKF también ofrece aros de seguridad opcionales para husillos de bolas en miniatura, además de tuercas de seguridad para husillos de bolas de mayor tamaño.

En tales casos, el cliente deberá consultar a SKF para definir la solución óptima.

Entorno de trabajo

Nuestros productos no se han desarrollado para uso en entornos explosivos. Como consecuencia, SKF no puede asumir ninguna responsabilidad por el uso de husillos de bolas en dichas aplicaciones.

¹⁾ SKF puede ayudarle a realizar estos cálculos teniendo en cuenta las condiciones reales de servicio.

Procedimiento de montaje

Los conjuntos de husillos de bolas son componentes de precisión y se deben manipular con cuidado para evitar daños por impacto, contaminación o corrosión.

Almacenamiento

Debe utilizarse una ubicación de almacenamiento en la que se garantice que los conjuntos de husillos de bolas no queden expuestos a la contaminación, impactos, humedad y otras acciones perjudiciales.

Si se almacenan fuera de la caja de envío, los conjuntos de husillo de bolas deben permanecer sobre soportes en forma de V de madera o de plástico y se deben impedir las sacudidas. El conjunto no debe apoyarse sobre el cuerpo de la tuerca en la estantería.

Durante el envío, los conjuntos de husillos de bolas se suministran envueltos en bolsas de plástico gruesas, a fin de evitar la entrada de material extraño y posible contaminación. Se deberán mantener envueltos hasta que se vuelvan a utilizar.

Alineación

Tras el montaje, cualquier carga radial o momento sobre la tuerca generará una sobrecarga en algunas de las superficies de contacto, lo que reducirá significativamente la vida útil (→ fig. 1).

Los componentes de guiado lineal de SKF se deben utilizar para garantizar la alineación correcta y evitar cargas no axiales. Será necesario comprobar con cuidado el paralelismo entre el eje del husillo y los dispositivos de guiado. Si el guiado lineal externo resulta ser poco práctico, es aconsejable montar la tuerca sobre muñones o cardán, y montar el eje del husillo sobre rodamientos auto alineables.

El montaje en tensión del husillo ayudará a alinearlo adecuadamente y eliminará el pandeo.

Lubricación

Una buena lubricación es esencial para el funcionamiento adecuado y fiabilidad a largo plazo del conjunto de husillo de bolas. Si es necesario, consulte a SKF.

Antes del envío, todo el conjunto del husillo de bolas se recubre con un líquido protector que se seca formando una película. Esta película de protección no es lubricante. Dependiendo del lubricante seleccionado para la aplicación, quizá sea necesario retirar la película protectora antes de aplicar el lubricante a fin de eliminar cualquier riesgo de incompatibilidad. En esos casos, es aconsejable que siga el siguiente procedimiento:

- 1 Sumerja el conjunto de husillo de bolas en un disolvente
- 2 Agite y gire el conjunto para permitir que el disolvente penetre
- 3 Retire el conjunto del disolvente y permita que se drene.

Extracción de la tuerca/ montaje de la tuerca en el eje

Extracción de la tuerca del eje del husillo

Si es posible, no retire la tuerca del eje, especialmente en conjuntos precargados. En caso de sea necesario extraer la tuerca del eje, por ejemplo, para mecanizar el extremo del eje, compruebe la orientación de la tuerca antes del desmontaje.

Nunca desenrosque la tuerca del eje sin un mandril o manguito, de forma que se evite que las bolas puedan caer de la tuerca (→ fig. 6).

Una vez que la tuerca se acople al manguito, use una abrazadera para fijar el conjunto de la tuerca (→ fig. 5).

Ajuste de la tuerca con manguito al eje del husillo

Las tuercas con manguito no se deben extraer del manguito hasta el montaje final.

- 1 Retire la correa de sujeción (→ fig. 5)
- 2 Compruebe el plano de montaje para confirmar la orientación de la tuerca
- 3 Sujete el manguito contra el extremo del eje mecanizado del husillo y acople con suavidad la tuerca de bolas (→ fig. 6)
Si el manguito no cubre el diámetro en la zona cercana al mecanizado del extremo (por ejemplo, el diámetro interior del manguito es más pequeño que el extremo del eje del husillo) puede utilizar cinta adhesiva para hacer coincidir el extremo del eje con el diámetro exterior del manguito. En caso contrario, es posible sujetar el manguito contra el extremo no mecanizado, si está disponible, con mucho cuidado para evitar que las bolas caigan de la tuerca
- 4 Sin aplicar fuerza, inserte la tuerca en la rosca del husillo, y desplácela hasta enroscarla por completo en el eje del husillo.

Montaje de los rascadores

En caso de que se hayan solicitado rascadores opcionales, consulte las instrucciones de ajuste incluidas con el equipo.

Puesta en marcha del husillo

Una vez que el conjunto se haya limpiado, ajustado y lubricado, permita que la tuerca realice varios recorridos completos a baja velocidad (< 50 rpm) y con carga ligera (sin superar el 5% de la capacidad de carga dinámica de la bola) a fin de comprobar que los interruptores de fin de carrera o el mecanismo de inversión han quedado correctamente situados. A continuación, podrá aplicar los valores normales de carga y velocidad.

Nota:

Las instrucciones para la mayoría de las operaciones, como el ajuste de una tuerca en el eje del husillo, de un rascador en una tuerca, etc., están disponibles en hojas de instrucciones específicas suministradas con el producto. Consúltelas antes de montar el husillo.

Fig. 5

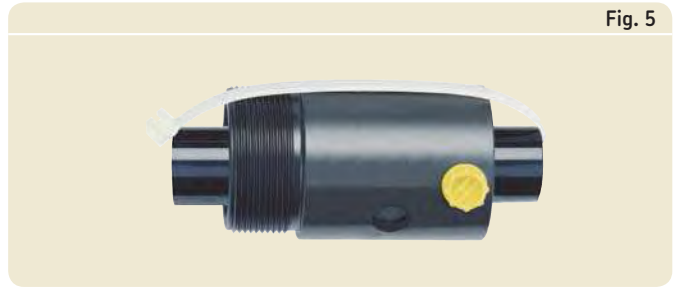
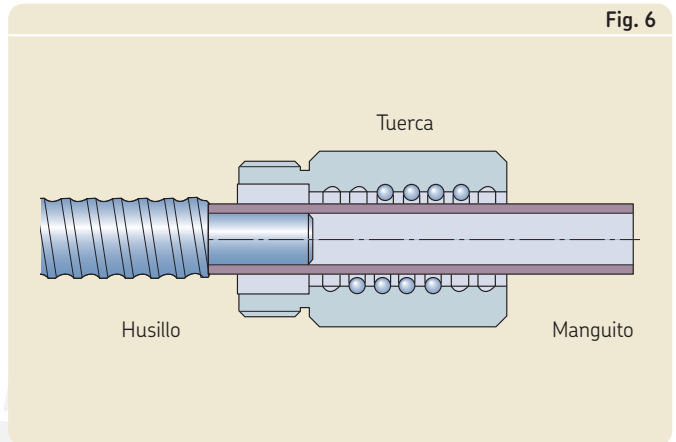


Fig. 6

**Notas**

Blank grid area for notes.

Precisión de paso

Precisión de fabricación

En términos generales, la precisión indicada define la precisión de paso conforme a la norma ISO, por ejemplo, G5, G7, etc.

(→ **tabla 1**).

En lo que respecta a los parámetros restantes, corresponden a los estándares internos de SKF, que normalmente se basan en la norma ISO clase 7. En caso de que la aplicación requiera tolerancias especiales, por ejemplo de la clase 5, especifíquelo en la solicitud.

Husillos de bolas laminados de alta precisión SKF

La maquinaria de alta tecnología, combinada con un control preciso de los procesos metalúrgicos y de conformación en frío da como resultado la producción de husillos que ofrecen casi la misma precisión y nivel de rendimiento que los husillos de bolas rectificadas, a un costo más reducido (→ **diagrama 1**). Se utiliza una precisión de paso estándar de G9, conforme a ISO 286-2:1988. La producción SKF se ajusta a la precisión de paso G7 en diámetros de eje de husillo a partir de $d_0 = 20$ mm. A petición, SKF puede suministrar husillos de bola con precisión de paso G5 de acuerdo con ISO 3408-3:2006, definida para husillos de regulación y comparable a la precisión de paso de los husillos de bolas rectificadas G5.

Precisión de paso

La precisión de paso se mide a 20 °C sobre el recorrido útil l_u . En SKF, l_u equivale a la longitud del eje menos el doble de la longitud l_e igual al diámetro nominal del husillo (→ **tabla 1** y **fig. 7**).

Diagrama 1

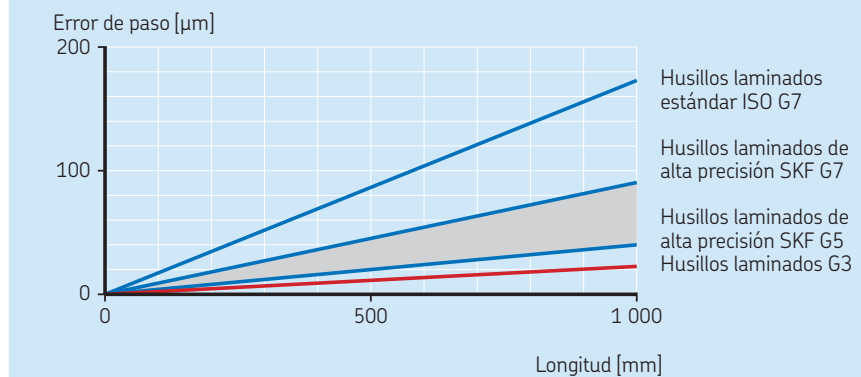
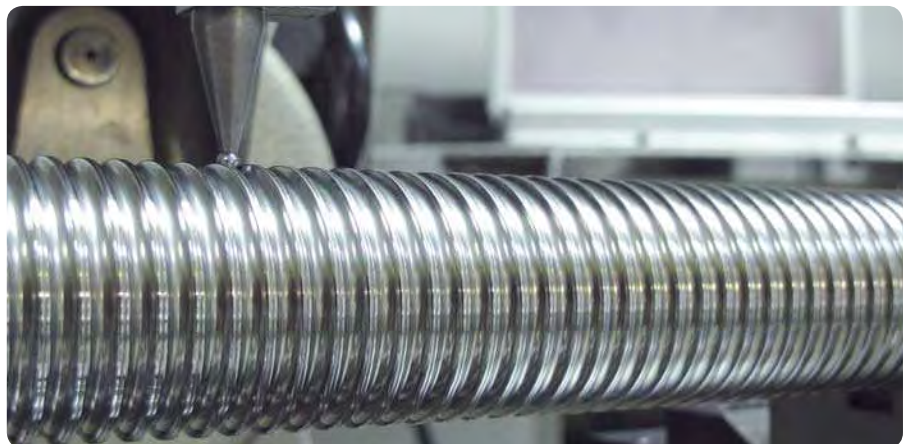


Tabla 1

V_{300p} l_u mm	G5		G7		G9	
	e_p	v_{up}	e_p	v_{up}	e_p	v_{up}
	µm					
0 – 315	23	23	52	35	130	87
(315) – 400	25	25	57	40	140	100
(400) – 500	27	26	63	46	155	115
(500) – 630	32	29	70	52	175	130
(630) – 800	36	31	80	57	200	140
(800) – 1 000	40	34	90	63	230	155
(1 000) – 1 250	47	39	105	70	260	175
(1 250) – 1 600	55	44	125	80	310	200
(1 600) – 2 000	65	51	150	90	370	230
(2 000) – 2 500	78	59	175	105	440	260
(2 500) – 3 150	96	69	210	125	530	310
(3 150) – 4 000	115	82	260	150	640	370
(4 000) – 5 000	140	99	320	175	790	440
(5 000) – 6 000	170	119	390	210	960	530



Medición de precisión de paso

Algunas aplicaciones del cliente requieren una compensación de desplazamiento con el fin de tener en cuenta el efecto de la temperatura de funcionamiento sobre la precisión de paso:

- Caso estándar $c = 0$ (→ fig. 8)
- Caso con valor específico c (→ fig. 9)

Símbolos utilizados en las figuras 7 a 9

- l_u = desplazamiento útil
- l_e = desplazamiento en exceso (no se requiere precisión de paso)
- l_m = recorrido promedio (línea definida por el método de medias cuadráticas)
- l_0 = desplazamiento nominal
- l_s = desplazamiento específico
- c = compensación de desplazamiento (diferencia entre l_s y l_0 a definir por el cliente, el estándar es $c = 0$)
- e_p = tolerancia sobre el desplazamiento especificado
- V = variación de desplazamiento (o ancho de banda permisible)
- V_{300p} = máxima variación de desplazamiento permitida 300 mm
- V_{up} = máxima variación de desplazamiento permitida sobre desplazamiento útil l_u
- V_{300a} = variación de desplazamiento medida sobre 300 mm
- V_{ua} = variación de desplazamiento medida sobre l_u

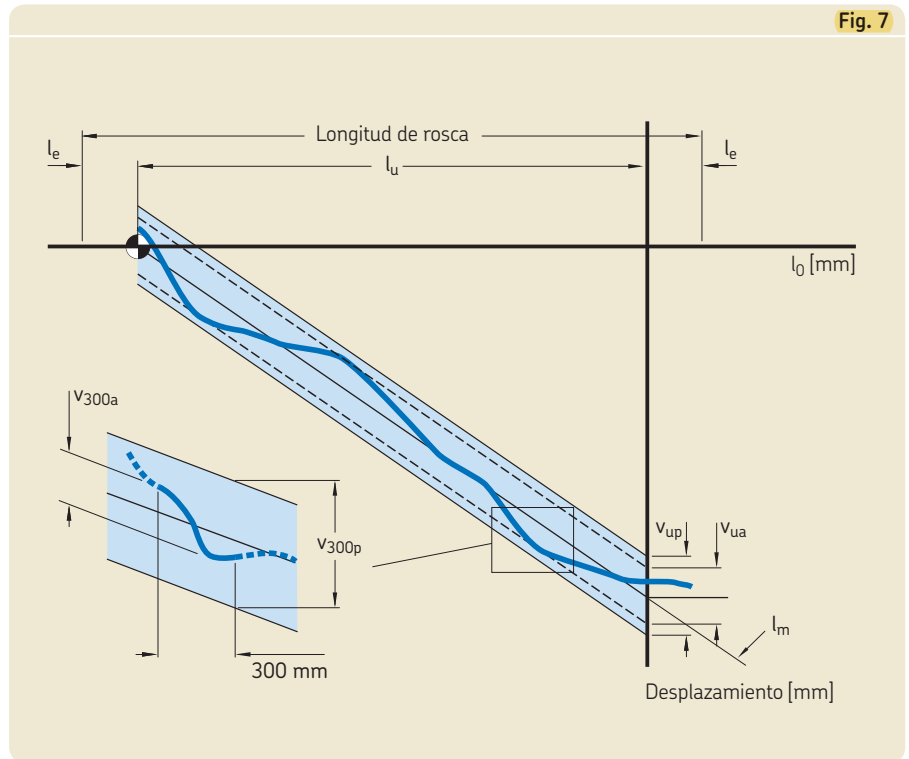


Fig. 7

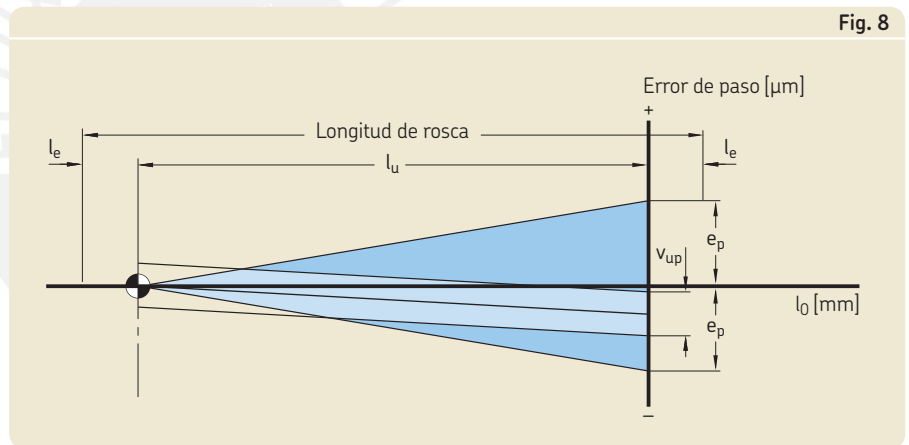


Fig. 8

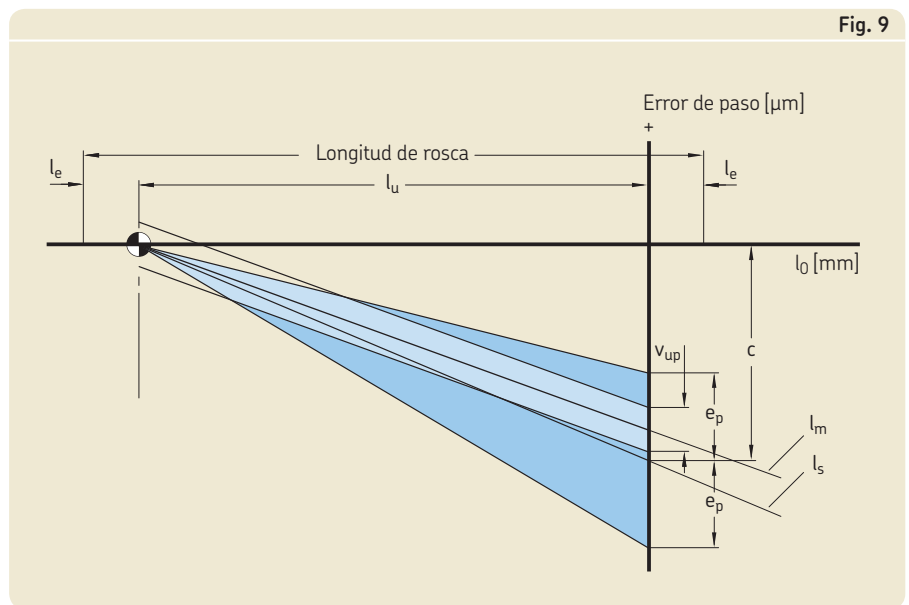


Fig. 9

Husillos miniatura SD/BD/SH

Husillo de bolas miniatura roscado y laminado, tuerca con extremo roscado

Características

- Diámetro nominal de 6 a 16 mm
- Paso de 2 a 12,7 mm
- Recirculación con insertos (SD/BD) o con tubo (SH)
- Recubrimiento de superficie opcional en eje y tuerca
- Anillo de seguridad opcional¹⁾
- Rascadores opcionales²⁾ excepto 6x2 R – 10x3 R.

Ventajas

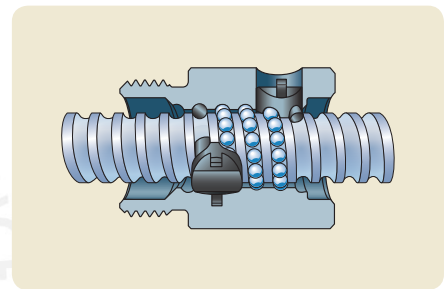
- Excelente repetibilidad con alta precisión de posición
- Funcionamiento suave
- Diseño de tuerca extremadamente compacto con extremo roscado para fácil montaje
- Eliminación de la holgura mediante bolas de gran tamaño a petición (designación BD), a lo largo de una longitud máxima de 1 000 mm.



SD estándar



SH estándar

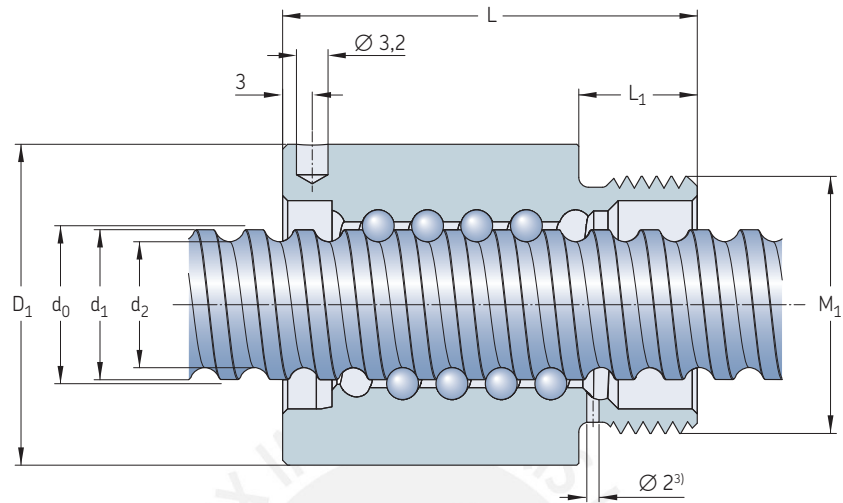


SD/BD de recirculación

Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
		Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática							Masa	Inercia	Grasa	
d_0	P_h	C_a	C_{0a}							kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	
mm	mm	kN		–	mm		kgmm ²	cm ³	kg				–
6	2	1,9	2,2	1x2,5	0,05	0,02	7,7	0,1	0,025	0,18	0,7	0,7	SH 6x2 R
8	2,5	2,2	2,7	3	0,07	0,03	1,12	0,1	0,025	0,32	2,1	1,1	SD/BD 8x2,5 R
10	2	2,5	3,6	3	0,07	0,03	1,7	0,1	0,03	0,51	5,2	1,4	SD/BD 10x2 R
	3	2,6	3,3	1x2,5	0,07	0,03	2,9	0,3	0,05	0,5	5,1	1,3	SH 10x3 R
	4	4,5	5,5	3	0,07	0,03	2,7	0,3	0,04	0,43	3,8	1,3	SD/BD 10x4 R
12	2	2,9	4,7	3	0,07	0,03	1,5	0,1	0,023	0,67	10	1,7	SD/BD 12x2 R
	4	4,9	6,6	3	0,07	0,03	7	0,4	0,066	0,71	10,8	1,6	SD/BD 12x4 R
	5	4,2	5,4	3	0,07	0,03	5	0,6	0,058	0,71	10,1	1,4	SD/BD 12x5 R
12,7	12,7	6,6	8,9	2x1,5	0,07	0,03	20	1,1	0,15	0,71	16,2	1,6	SH 12,7x12,7 R
14	4	6	9,1	3	0,07	0,03	8	0,6	0,083	1,05	22	1,7	SD/BD 14x4 R
16	2	3,3	6,2	3	0,07	0,03	9,2	0,6	0,1	1,4	39,7	1,7	SD/BD 16x2 R
	5	7,6	10,7	3	0,07	0,03	22,7	0,9	0,135	1,3	33,9	2,1	SD/BD 16x5 R
	10	10,7	17,2	2x1,8	0,07	0,03	24,4	1	0,16	1,21	30,7	1,9	SD/BD 16x10 R

¹⁾ Disponible para 12x4 R – 12,7x12,7 R – 14x4 R – 16x5 R – 16x10 R

²⁾ No es posible suministrar anillos de seguridad ni rascadores en la misma tuerca



Eje del husillo $d_0 \times P_h$ mm	Tuerca		Sin rasca- dor L $\pm 0,3$	Con rasca- dor L ₁	Llave de apriete (FACOM)	Eje del husillo longitud máx. mm	d ₂ mm	d ₁ mm	Rodamiento de apoyo Rodamientos axiales de apoyo recomendados	Soporte de pie recomendado
	D ₁ h10 mm	M ₁ 6g mm								
6x2	16,5	M14x1	20	–	7,5	126-A35	1 000	4,7	6	
8x2,5	17,5	M15x1	23,5	23,5	7,5	126-A35	1 000	6,3	7,6	
10x2	19,5	M17x1	22	22	7,5	126-A35	1 000	8,3	9,5	
10x3	21	M18x1	29	–	9	126-A35	1 000	7,9	9,9	
10x4	21	M18x1	28	33	8	126-A35	1 000	7,4	8,9	
12x2	20	M18x1	20	23,5	8	126-A35	2 000	9,9	11,2	
12x4	25,5	M20x1	34	34	10	126-A35	2 000	9,4	11,3	
12x5	23	M20x1	36	40	10	126-A35	2 000	9,3	11,8	
12,7x12,7	29,5	M25x1,5	50	50	12	126-A35	2 000	10,2	13	
14x4	27	M22x1,5	30	34	8	126-A35	2 000	11,9	13,7	
16x2	29,5	M25x1,5	27	27	12	126-A35	2 000	14,3	15,5	FLBU 16/PLBU 16
16x5	32,5	M26x1,5	42	42	12	126-A35	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16
16x10	32	M26x1,5	46	46	12	126-A35	2 000	12,6	15,2	FLBU 16/PLBU 16
										BUF 16
										BUF 16
										BUF 16

³⁾ Taladro para lubricación en tuercas con rascador

Husillos miniatura SDS/BDS/SHS de acero inoxidable

Husillo de bolas miniatura roscado y laminado, tuerca con extremo roscado

Características

- Diámetro nominal de 6 a 16 mm
- Paso de 2 a 5 mm
- Precisión de paso estándar G7 y G9
- El material del eje y la tuerca es X30Cr13 (similar a AISI 420)
- Las bolas se fabrican con acero inoxidable tipo X105CrMo17 (similar a AISI 440C)
- Anillo de seguridad opcional^{1) 2)}
- Raspadores opcionales²⁾ excepto para SHS 6x2 R.

Ventajas

- Excelente repetibilidad con alta precisión de posición
- Funcionamiento suave
- Diseño de tuerca extremadamente compacto con extremo roscado para fácil montaje
- Eliminación de la holgura mediante bolas de sobredimensionadas a petición (designación BDS), a lo largo de una longitud máxima de 1 000 mm

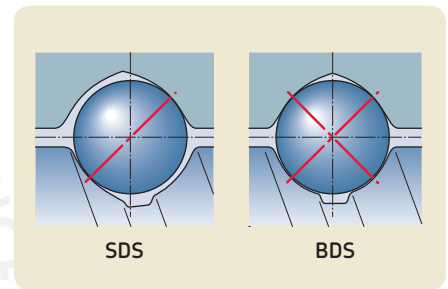
- Adecuado para almacenamiento durante un periodo de tiempo prolongado antes de su uso, o para aplicaciones con una vida de servicio extremadamente larga
- Adaptado para funcionamiento en entornos limpios.



SDS estándar



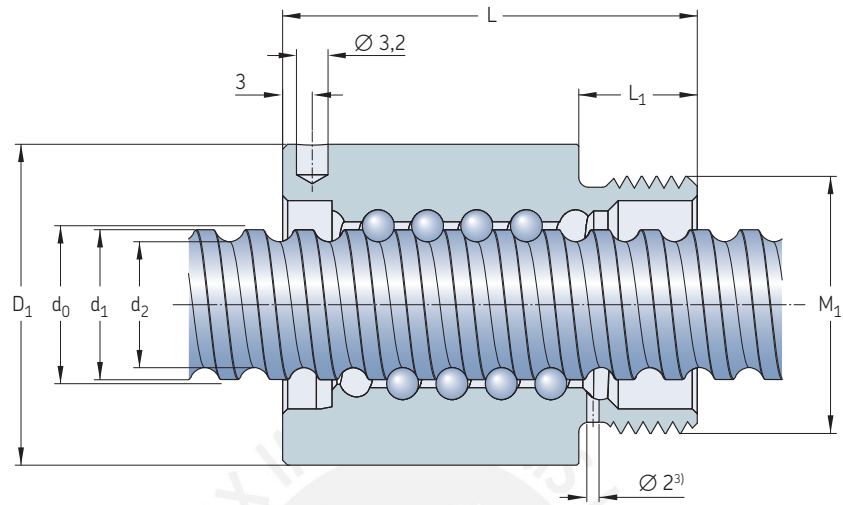
SHS estándar



Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
		Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática							Masa	Inercia	Grasa	
d_0	P_h	C_a	C_{oa}										
mm	mm	kN		–	mm		kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	–
6	2	1,2	1,1	1x2,5	0,05	0,02	7,7	0,1	0,025	0,18	0,7	0,7	SHS 6x2 R
8	2,5	1,4	1,3	3	0,07	0,03	1,12	0,1	0,025	0,32	2,1	1,1	SDS/BDS 8x2,5 R
10	2	1,6	1,8	3	0,07	0,03	1,7	0,1	0,03	0,51	5,2	1,4	SDS/BDS 10x2 R
12	2	1,9	2,3	3	0,07	0,03	1,5	0,1	0,023	0,67	10	1,7	SDS/BDS 12x2 R
	4	3,1	3,3	3	0,07	0,03	7	0,4	0,066	0,71	10,8	1,6	SDS/BDS 12x4 R
	5	2,7	2,7	3	0,07	0,03	5	0,6	0,058	0,71	10,1	1,4	SDS/BDS 12x5 R
14	4	3,8	4,6	3	0,07	0,03	8	0,6	0,083	1,05	22	1,7	SDS/BDS 14x4 R
16	2	2,1	3,1	3	0,07	0,03	9,2	0,6	0,1	1,4	39,7	1,7	SDS/BDS 16x2 R
	5	4,8	5,4	3	0,07	0,03	22,7	0,9	0,135	1,3	33,9	2,1	SDS/BDS 16x5 R

¹⁾ Disponible para 12x4 R – 14x4 R – 16x5 R

²⁾ No es posible suministrar anillos de seguridad ni raspadores en la misma tuerca



Eje del husillo $d_0 \times P_h$ mm	Tuerca		Sin rasca- dor L $\pm 0,3$	Con rasca- dor L ₁	Llave de apriete (FACOM)		Eje del husillo longitud máx. mm	d ₂ mm	d ₁ mm	Rodamiento de apoyo Rodamientos axiales de apoyo recomendados	Soporte de pie recomendado
	D ₁ h10 mm	M ₁ 6g mm									
6×2	16,5	M14×1	20	–	7,5	126-A35	1 000	4,7	6		
8×2,5	17,5	M15×1	23,5	23,5	7,5	126-A35	1 000	6,3	7,6		
10×2	19,5	M17×1	22	22	7,5	126-A35	1 000	8,3	9,5		
12×2	20	M18×1	23,5	23,5	8	126-A35	2 000	9,9	11,2		
12×4	25,5	M20×1	34	34	10	126-A35	2 000	9,4	11,3		
12×5	23	M20×1	40	40	10	126-A35	2 000	9,3	11,8		
14×4	27	M22×1,5	34	34	8	126-A35	2 000	11,9	13,7		
16×2	29,5	M25×1,5	27	27	12	126-A35	2 000	14,3	15,5	FLBU 16/PLBU 16 ⁴⁾	BUF 16 ⁴⁾
16×5	32,5	M26×1,5	42	42	12	126-A35	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16 ⁴⁾	BUF 16 ⁴⁾

³⁾ Taladro para lubricación en tuercas con rascador

⁴⁾ Rodamientos de apoyo con acero estándar

Husillos universales SX/BX

Husillo de bolas con rosca laminada y recirculación a través de insertos, tuerca con extremo roscado

Características

- Diámetro nominal de 20 a 63 mm
- Paso de 5 a 40 mm
- Insertos de recirculación estándar de material compuesto
- Insertos de recirculación de acero opcionales
- Orificio de lubricación para boquilla de grasa o para kit de lubricación automática SYSTEM 24 de SKF
- Tuerca con recubrimiento de fosfato
- Recubrimiento opcional de la superficie del eje

- Tuercas de seguridad opcionales. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre la selección y el uso de esta opción
- Bridas para tuercas opcionales (→ páginas 22 a 23)
- Rascadores opcionales.

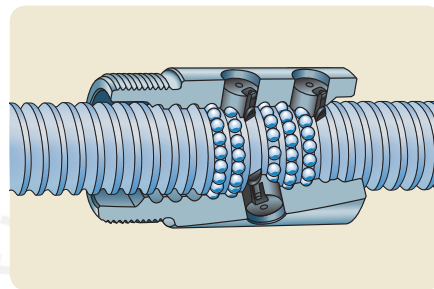
Ventajas

- Diámetro exterior de tuerca mínimo y extremo roscado para fácil montaje
- Diseño de tuerca compacto y adecuado para aplicaciones de husillos de transporte

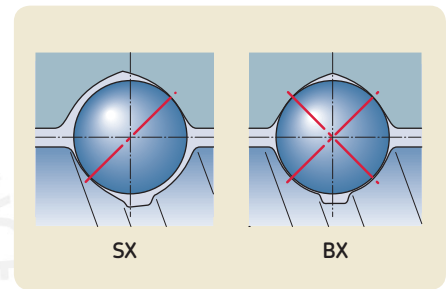
- Los insertos de recirculación de acero opcionales pueden actuar como dispositivo de seguridad en aplicaciones verticales o bajo condiciones severas. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre este tipo de aplicaciones.
- Eliminación de la holgura mediante bolas sobredimensionadas a petición (designación BX) en aplicaciones con vibraciones/cambios de dirección, a lo largo de una longitud máxima de 1 000 mm.



Norma

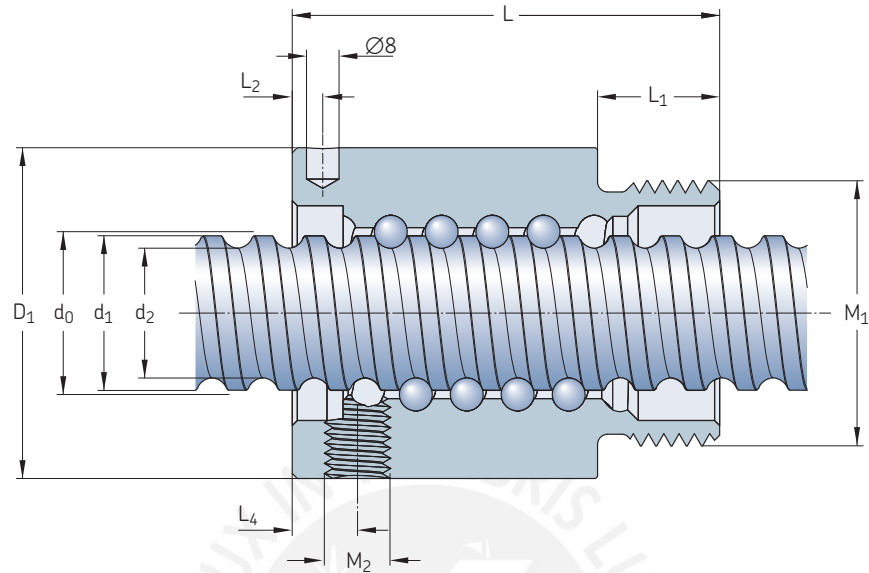


Recirculación



Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Par de precarga con juego cero T_{pr}	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo		Designación	
		Capacidad de carga básica dinámica C_a	estática C_{oa}								Masa	Inercia		Grasa
d_0	P_h	kN		–	mm		Nm	kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m –	
20	5	14	23,8	4	0,1	0,05	0,1	60	1,3	0,24	2	85	2,7	SX/BX 20×5 R
25	5	19	37,8	5	0,1	0,05	0,17	125	2,5	0,39	3,3	224	3,4	SX/BX 25×5 R
	10	23,5	39	4	0,12	0,08	0,23	135	4,6	0,4	3,2	255	3,2	SX/BX 25×10 R
32	5	22	51,6	5	0,1	0,05	0,25	230	2,6	0,48	5,6	641	4,4	SX/BX 32×5 R
	10	27,1	52	4	0,12	0,08	0,32	400	5,9	0,77	5,6	639	3,7	SX/BX 32×10 R
40	5	24,3	65,6	5	0,1	0,05	0,34	390	3,3	0,58	9	1 639	5,6	SX/BX 40×5 R/L ¹⁾
	10	61,5	124,1	5	0,12	0,08	0,64	840	12,4	1,25	8,4	1 437	5	SX/BX 40×10 R
	40	31,3	72,9	2×1,9	0,1	0,05	0,64	1 200	14,4	1,6	8,1	1 330	5,2	SX/BX 40×40 R
50	10	80,4	188,8	6	0,12	0,08	1,02	2 400	19,9	2,4	13,6	3 736	6,3	SX/BX 50×10 R
63	10	91,2	248,3	6	0,12	0,08	1,44	4 620	25,4	3,1	22	9 913	8,1	SX/BX 63×10 R

¹⁾ Tamaños disponibles con rosca derecha o izquierda. La designación es SX/BX 40×5 L



Eje del husillo $d_0 \times P_h$	Tuerca		Eje del husillo						Llave de apriete	Rodamiento de apoyo			Soporte de pie recomendado
	D_1 js13	M_1 6g	L	L_1	L_2	L_4	$M_2^{2)}$	longitud máx.		d_2	d_1	Rodamientos axiales de apoyo recomendados	
mm	mm					mm	-	mm	-				
20x5	38	M35x1,5	54	14	8	8	M6x1	HN5	4 700	16,7	19,4	PLBU 20/FLBU 20 ³⁾	BUF 20
25x5	43	M40x1,5	69	19	8	8	M6x1	HN6	4 700	21,7	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
25x10	43	M40x1,5	84	19	12	12	M6x1	HN6	4 700	20,5	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
32x5	52	M48x1,5	64	19	8	8	M6x1	HN7	5 700	28,7	31,6	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
32x10	54	M48x1,5	95	19	15	15	M6x1	HN7	5 700	27,8	32	PLBU 32/FLBU 32/FLRBU 3 ⁴⁾	BUF 32
40x5	60	M56x1,5	65	19	8	8	M6x1	HN9	5 700	36,7	39,6	PLBU 40/FLBU 40	BUF 40
40x10	65	M60x2	105	24	15	13	M8x1	HN9	5 700	34	39,4	PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4 ⁴⁾	BUF 40
40x40	65	M60x2	121	24	20	48,6	M8x1	HN9	5 700	34,2	38,3	PLBU 40/FLBU 40	BUF 40
50x10	78	M72x2	135	29	15	15	M8x1	HN12	5 700	44	49,7	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5 ⁴⁾	BUF 50
63x10	93	M85x2	135	29	15	15	M8x1	HN14	5 700	57	62,8	PLBU 63/FLBU 63	BUF 63

²⁾ Orificio de lubricación roscado M2 ajustado de acuerdo con las especificaciones de rosca ISO M1

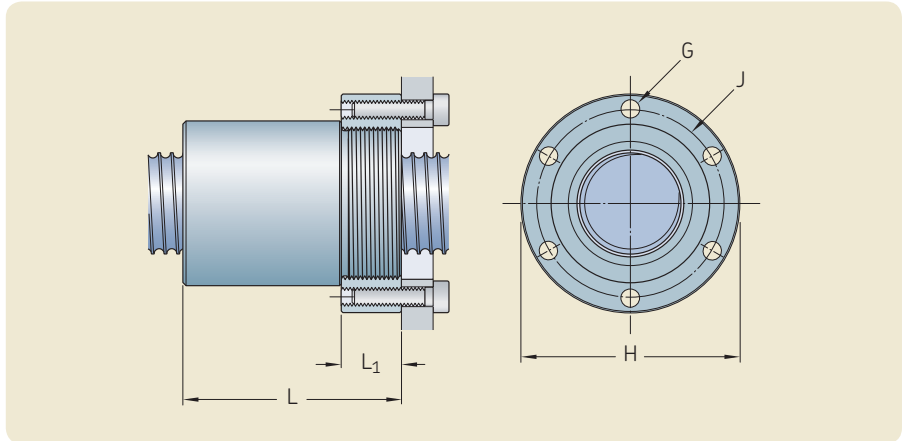
³⁾ En aplicaciones con cargas elevadas, póngase en contacto con SKF

⁴⁾ En aplicaciones con cargas elevadas, use el tipo FLRBU. En el catálogo de husillos de rodillos encontrará las definiciones correspondientes a los rodamientos de apoyo y los extremos de eje

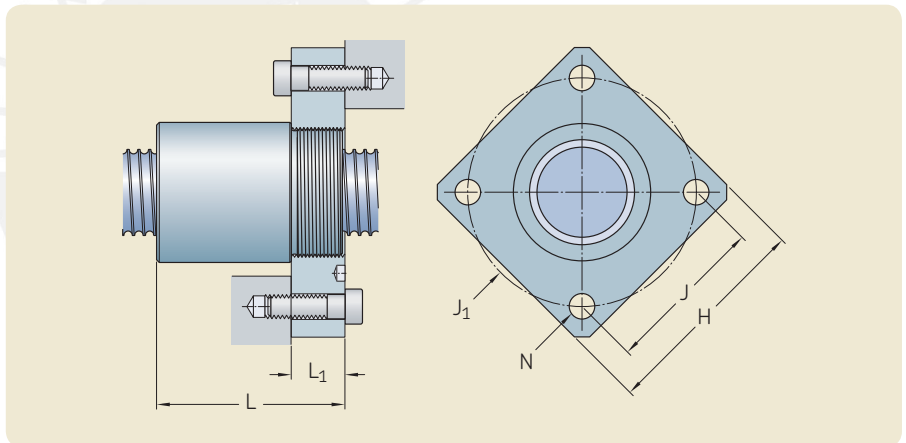
Accesorios para tuercas SX/BX



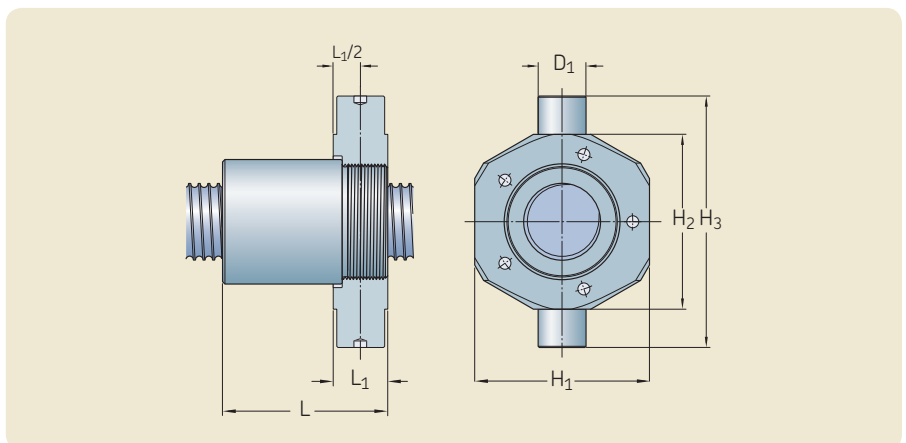
Tuerca SX con brida redonda (FHRF)



Tuerca SX con brida cuadrada (FHSF)



Tuerca SX con brida con muñones (FHRF)



Diámetro nominal d_0	Paso P_h	Dimensiones					Designación
		L	L_1 h14	G	H h12	J js12	
mm	mm	mm					–
20	5	55	15	M5	52	44	FHRF 20
25	5	70	20	M6	60	50	FHRF 25
	10	85	20	M6	60	50	FHRF 25
32	5	65	20	M6	69	59	FHRF 32
	10	96	20	M6	69	59	FHRF 32
40	5	66	20	M8	82	69	FHRF 40×5
	10	106	25	M10	92	76	FHRF 40×10
	40	122	25	M10	92	76	FHRF 40×10
50	10	136	30	M12	110	91	FHRF 50
63	10	136	30	M12	125	106	FHRF 63

Diámetro nominal d_0	Paso P_h	Dimensiones						Designación
		L	L_1 h14	H h14	J js12	J_1	N	
mm	mm	mm						–
20	5	55	15	60	45	63,6	6,6	FHSF 20
25	5	70	20	70	52	73,5	9	FHSF 25
	10	85	20	70	52	73,5	9	FHSF 25
32	5	65	20	80	60	84,8	9	FHSF 32
	10	96	20	80	60	84,8	9	FHSF 32
40	5	66	20	90	70	99	11	FHSF 40×5
	10	106	25	100	78	110,3	13	FHSF 40×10
	40	122	25	100	78	110,3	13	FHSF 40×10
50	10	136	30	120	94	133	15	FHSF 50
63	10	136	30	130	104	147	15	FHSF 63

Diámetro nominal d_0	Paso P_h	Dimensiones						Designación	Designación Glycodur GLY PG
		L	L_1	H_1 js16	H_2 h12	H_3 h12	D_1 h8		
mm	mm	mm						–	–
20	5	57	17	55	56	80	15	FHTF 20	151710A
25	5	71	21	60	65	97	18	FHTF 25	182015A
	10	86	21	60	65	97	18	FHTF 25	182015A
32	5	68	23	73	73	105	20	FHTF 32	202315A
	10	99	23	73	73	105	20	FHTF 32	202315A
40	5	69	23	85	85	117	20	FHTF 40×5	202315A
	10	108,5	27,5	98	98	140	25	FHTF 40×10	252820A
	40	124,5	27,5	98	98	140	25	FHTF 40×10	252820A
50	10	139	33	120	120	162	30	FHTF 50	303420A
63	10	139	33	135	135	177	30	FHTF 63	303420A

¹⁾ Bujes recomendados para el montaje de los muñones

Husillos de precisión SND/BND, norma DIN 69051

Husillo de bolas de rosca laminado con recirculación a través de insertos, tuerca DIN

Características

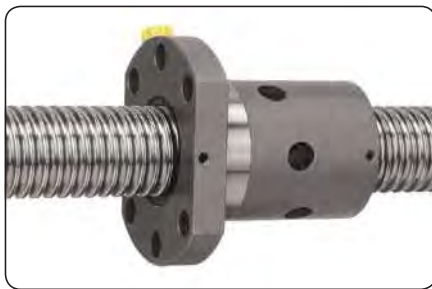
- Diámetro nominal de 16 a 63 mm
- Paso de 5 a 10 mm
- Insertos de recirculación estándar de material compuesto
- Insertos de recirculación de acero opcionales
- Precisión de paso estándar G5, G7 y G9
- Cuello y frente posterior de la tuerca rectificadas.
- Rosca de tuerca rectificada con precisión¹⁾
- Orificio de lubricación para boquilla de grasa o para kit de lubricación automática SYSTEM 24 de SKF

- Recubrimiento superficial opcional en eje y tuerca
- Tuercas de seguridad opcionales. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre la selección y el uso de esta opción
- Rascadores opcionales.

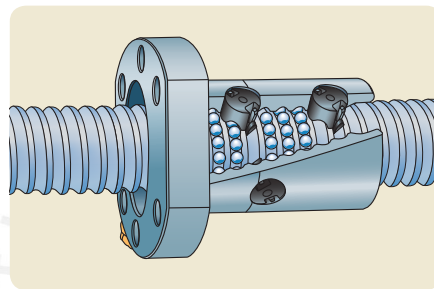
Ventajas

- Tuerca compacta/brida integral para fácil montaje
- Diseño adecuado para colocación de husillos. Precisión de paso G5 de husillos de bolas rectificadas

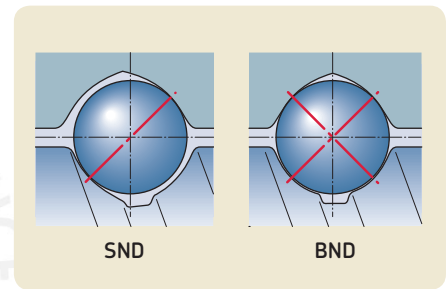
- Los insertos de recirculación de acero opcionales pueden actuar como dispositivo de seguridad en aplicaciones verticales o bajo condiciones severas. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre este tipo de aplicaciones
- Eliminación de la holgura mediante bolas de gran tamaño a petición (designación BD), a lo largo de una longitud máxima de 1 000 mm.



Standard



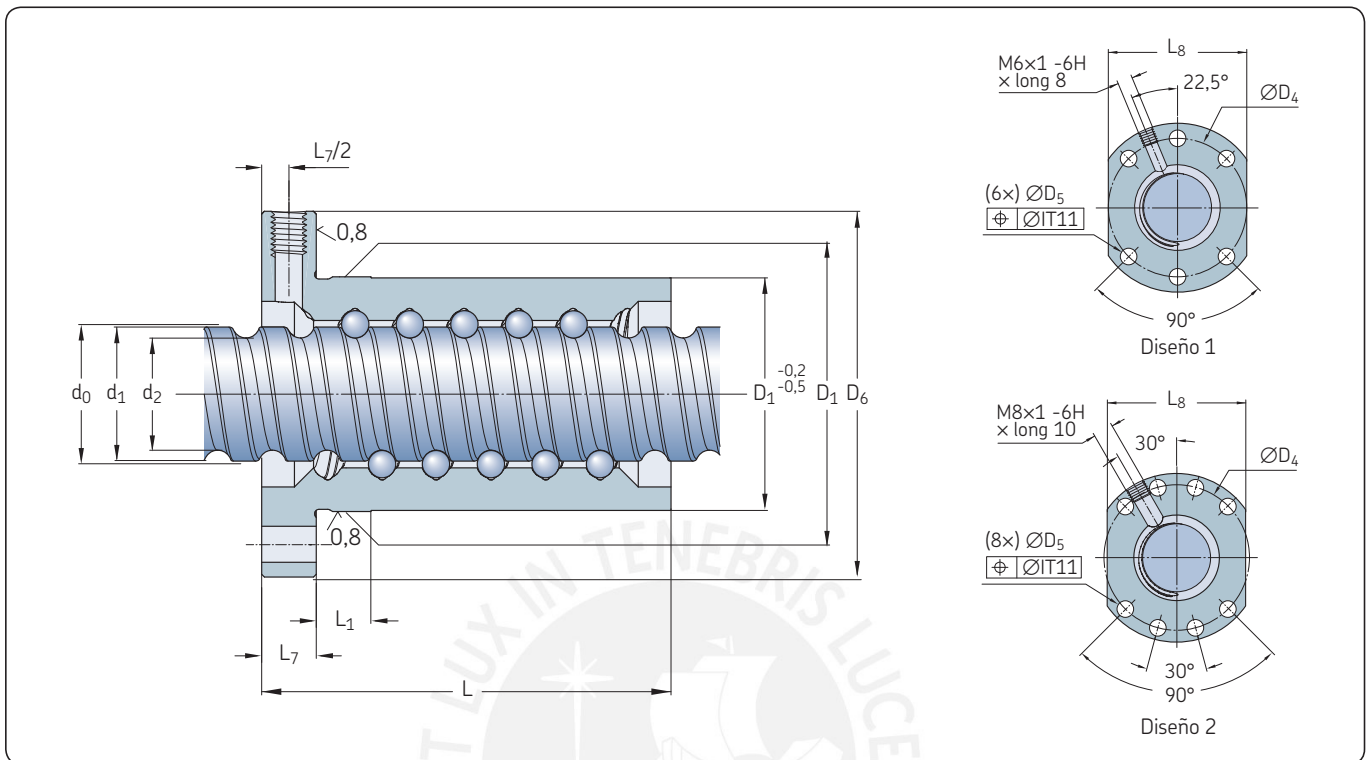
Recirculación



Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Par de precarga con juego cero T_{pr}	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo		Designación	
		Capacidad de carga básica dinámica C_a	Capacidad de carga básica estática C_{0a}								Masa	Inercia		Grasa
d_0	P_h	kN			mm		Nm	kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	
16	5	7,8	10,7	3	0,08	0,05	0,05	40	0,9	0,17	1,3	33	2,1	SND/BND 16×5 R
	10	10,7	17,2	2×1,8	0,07	0,03	0,06	41	1,6	0,18	1,21	30,7	2,1	SND/BND 16×10 R
20	5	11,3	17,9	3	0,1	0,05	0,08	86	1,1	0,24	2	85	2,7	SND/BND 20×5 R
	10	12,7	22,7	3	0,1	0,05	0,11	117	1,6	0,29	3,3	224	3,4	SND/BND 25×5 R
25	5	24,1	39	4	0,12	0,08	0,23	144	4,5	0,38	3,2	255	3,2	SND/BND 25×10 R
	10	19	41,3	4	0,1	0,05	0,21	364	2,1	0,54	5,6	641	4,5	SND/BND 32×5 R
32	5	21,9	39	3	0,12	0,08	0,25	384	4,6	0,58	5,6	639	4,2	SND/BND 32×10 R
	10	25,6	65,6	5	0,1	0,05	0,36	855	3,1	0,92	9	1 639	5,6	SND/BND 40×5 R/L ²⁾
40	5	63,3	124,1	5	0,12	0,08	0,64	1 010	10,7	1,3	8,4	1 437	5,1	SND/BND 40×10 R
	10	71,3	157,3	5	0,12	0,08	0,88	2 130	13,1	1,8	13,6	3 736	6,5	SND/BND 50×10 R
63	10	81,5	206,9	5	0,12	0,08	1,23	4 075	16,1	2,4	22	9 913	8,4	SND/BND 63×10 R

¹⁾ Excepto 16×10 R: la rosca de tuerca no está rectificada

²⁾ Tamaños disponibles con rosca derecha o izquierda. La designación es SND/BND 40×5 L



Eje del husillo	Tuerca			Eje del husillo								Rodamiento de apoyo	Soporte de pie	
$d_0 \times P_h$	D_1 g6	D_4	Diseño	D_5 H13	D_6 h13	L	L_1	L_7	L_8 h13	longitud máx.	d_1	Rodamientos axiales de apoyo recomendados	Soporte de pie recomendado	
mm	mm		-	mm						mm		-		
16x5	28	38	1	5,5	48	43,5	10	10	40	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16
16x10	28	38	1	5,5	48	47	37	10	40	2 000	12,6	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16
20x5	36	47	1	6,6	58	44,5	10	10	44	4 700	16,7	19,4	PLBU 20/FLBU 20	BUF 20
25x5	40	51	1	6,6	62	44,5	10	10	48	4 700	21,7	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
25x10	40	51	1	6,6	62	75	10	10	48	4 700	20,5	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
32x5	50	65	1	9	80	51,5	10	12	62	5 700	28,7	31,6	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
32x10	50	65	1	9	80	64	10	12	62	5 700	27,8	32	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
40x5	63	78	2	9	93	58,5	10	14	70	5 700	36,7	39,6	PLBU 40/FLBU 40	BUF 40
40x10	63	78	2	9	93	91	20	14	70	5 700	34	39,4	PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4³⁾	BUF 40
50x10	75	93	2	11	110	93	10	16	85	5 700	44	49,7	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5³⁾	BUF 50
63x10	90	108	2	11	125	95	10	18	95	5 700	57	62,8	PLBU 63/FLBU 63	BUF 63

³⁾ En aplicaciones con cargas elevadas, use el tipo FLRBU. En el catálogo de husillos de rodillos encontrará las definiciones correspondientes a los rodamientos de apoyo y los extremos de eje

Husillos precargados PND, norma DIN 69051

Husillo de bolas de rosca laminado con recirculación a través de insertos, tuerca DIN

Características

- Diámetro nominal de 16 a 63 mm
- Paso de 5 a 10 mm
- Insertos de recirculación estándar de material compuesto
- Insertos de recirculación de acero opcionales
- Precisión de paso estándar G5, G7 y G9
- Cuello y frente posterior de la tuerca rectificadas
- Rosca de tuerca rectificada con precisión¹⁾
- Precarga estándar del 7% al 8,5% del valor C_a del husillo de bolas, dependiendo del tamaño del husillo de bolas

- Orificio de lubricación para boquilla de grasa o para kit de lubricación automática SYSTEM 24 de SKF
- Recubrimiento superficial opcional en eje y tuerca
- Tuercas de seguridad opcionales. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre la selección y el uso de esta opción
- Rascadores opcionales.

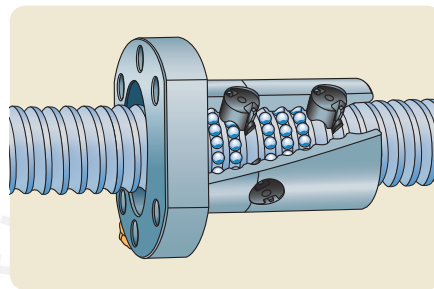
Ventajas

- Tuerca compacta/brida integral para fácil montaje

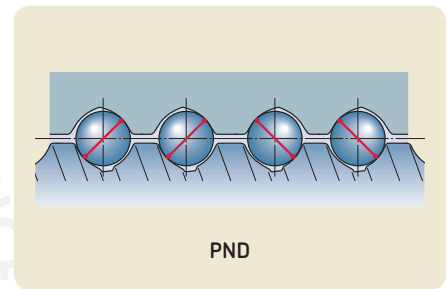
- Tuerca de una pieza¹⁾ con precarga interna para mayor compacidad y rigidez óptima
- Diseño adecuado para colocación de husillos. Precisión de paso G5 de husillos de bolas rectificadas
- Los insertos de recirculación de acero opcionales pueden actuar como dispositivo de seguridad en aplicaciones verticales o bajo condiciones severas. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre este tipo aplicaciones.



Norma



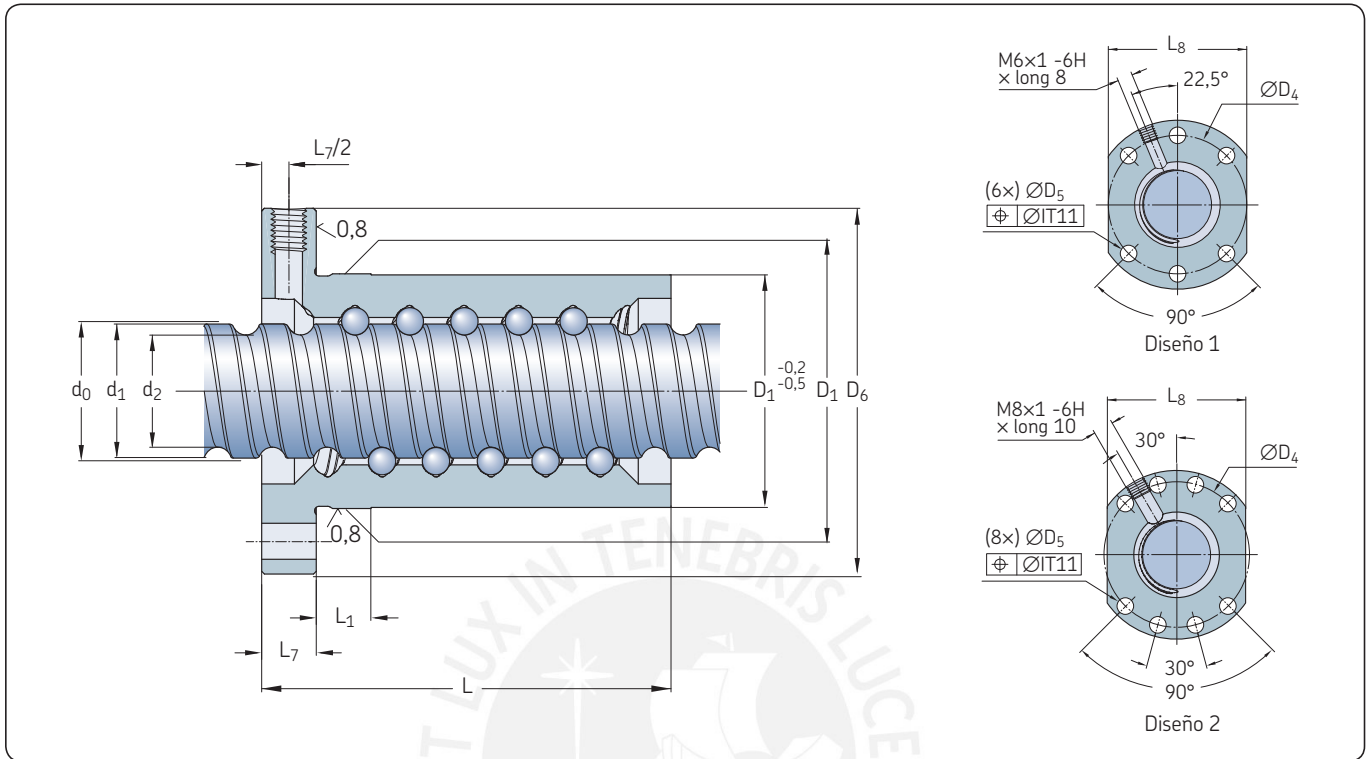
Recirculación



Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Par de precarga medio T_{pr}	Rigidez R_n	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
		Capacidad de carga básica dinámica C_a	estática C_{oa}							Masa	Inercia	Grasa	
d_0	P_h	kN			Nm	$N/\mu m$	$kgmm^2$	cm^3	kg	kg/m	$kgmm^2/m$	cm^3/m	–
16	5	5,5	7,1	2x2	0,08	147	46	1	0,19	1,3	33	2,1	PND 16x5 R PND 16x10 R ¹⁾
	10	10,7	17,2	2x2x1,8	0,15	263	56	2,7	0,28	1,21	30,7	1,9	
20	5	8	11,9	2x2	0,14	248	91	1,3	0,26	2	85	2,7	PND 20x5 R
	10	12,7	22,7	2x3	0,28	436	405	2	0,4	3,3	224	3,4	
25	5	13,3	19,5	2x2	0,3	264	245	4,5	0,53	3,2	255	3,2	PND 25x5 R PND 25x10 R
	10	19	41,3	2x4	0,52	734	453	3,2	0,715	5,6	641	3,2	
32	5	21,9	39	2x3	0,61	490	490	7,6	0,81	5,6	639	4,1	PND 32x5 R PND 32x10 R
	10	25,6	65,6	2x5	0,71	968	1 110	4,8	1,3	9	1 639	5,5	
40	5	52,2	99,3	2x4	1,47	793	1 290	15,5	1,8	8,4	1 437	4,9	PND 40x5 R/L ²⁾ PND 40x10 R
	10	71,3	157,3	2x5	2,47	1 222	2 940	27,5	2,6	13,6	3 736	7,9	
50	10	81,5	206,9	2x5	3,46	1 448	5 290	26,8	3,2	22	9 913	7,9	PND 50x10 R
63	10			2x5									PND 63x10 R

¹⁾ Excepto 16x10 R: la rosca de tuerca no está rectificada, diseño de doble tuerca

²⁾ Tamaños disponibles con rosca derecha o izquierda. La designación es PND 40x5 L



Eje del husillo $d_0 \times P_h$ mm	Tuerca		Diseño	Eje del husillo						Rodamiento de apoyo Rodamientos axiales de apoyo recomendados	Soporte de pie recomendado			
	D_1 g6	D_4 js12		D_5 H13	D_6 h13	L	L_1	L_7	L_8 h13			longitud máx.	d_2	d_1
16×5 16×10	28	38	1	5,5	48	48	10	10	40	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16 FLBU 16/PLBU 16	BUF 16 BUF 16
20×5	36	47	1	6,6	58	50	10	10	44	4 700	16,7	19,4	PLBU 20/FLBU 20	BUF 20
25×5 25×10	40	51	1	6,6	62	62	10	10	48	4 700	21,7	24,6	PLBU 25/FLBU 25 PLBU 25/FLBU 25	BUF 25 BUF 25
32×5 32×10	50	65	1	9	80	74	10	12	62	5 700	28,7	31,6	PLBU 32/FLBU 32 PLBU 32/FLBU 32	BUF 32 BUF 32
40×5 40×10	63	78	2	9	93	88	10	14	70	5 700	36,7	39,6	PLBU 40/FLBU 40 PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4³⁾	BUF 40 BUF 40
50×10	75	93	2	11	110	151	10	16	85	5 700	44	49,7	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5³⁾	BUF 50
63×10	90	108	2	11	125	153	10	18	95	5 700	57	62,8	PLBU 63/FLBU 63	BUF 63

³⁾ En aplicaciones con cargas elevadas, use el tipo FLRBU. En el catálogo de husillos de rodillos encontrará las definiciones correspondientes a los rodamientos de apoyo y los extremos de eje

Husillos de precisión SN/BN

Husillo de bolas de rosca laminado con recirculación a través de inserciones, brida cilíndrica

Características

- Diámetro nominal de 16 a 63 mm
- Paso de 5 a 10 mm
- Insertos de recirculación estándar de material compuesto
- Insertos de recirculación de acero opcionales
- Precisión de paso estándar G5, G7 y G9
- Cuellos y frente posterior de la tuerca rectificadas
- Rosca de tuerca rectificada con precisión
- Orificio de lubricación para boquilla de grasa o para kit de lubricación automática SYSTEM 24 de SKF

- Recubrimiento superficial opcional en eje y tuerca
- Tuercas de seguridad opcionales. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre la selección y el uso de esta opción
- Rascadores opcionales.

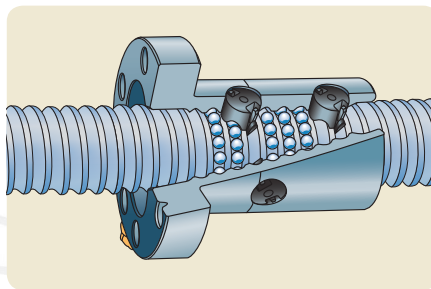
Ventajas

- Económica tuerca compacta/brida integral para fácil montaje
- Diseño adecuado para colocación de husillos. Precisión de paso G5 de husillos de bolas rectificadas

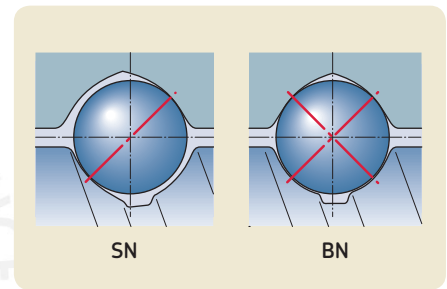
- Los insertos de recirculación de acero opcionales pueden actuar como dispositivo de seguridad en aplicaciones verticales o bajo condiciones severas. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre este tipo de aplicaciones.
- Eliminación de la holgura mediante bolas sobredimensionadas a petición (designación BN), a lo largo de una longitud máxima de 1 000 mm.



Norma

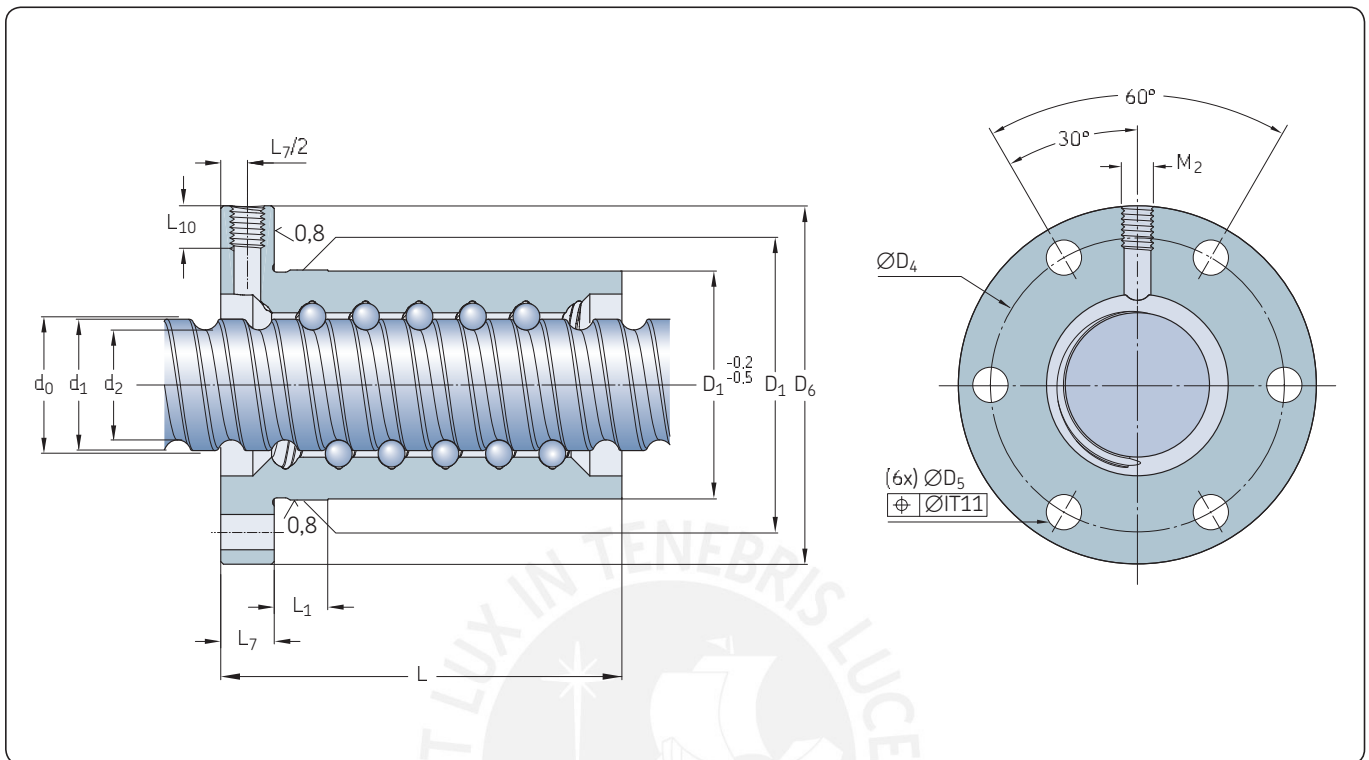


Recirculación



Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Par de precarga con juego cero T_{pr}	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo		Grasa	Designación
		Capacidad de carga básica dinámica C_a	Capacidad de carga básica estática C_{0a}								Masa	Inercia		
d_0	P_h	kN		–	mm		Nm	kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	–
16	5	7,8	10,7	3	0,08	0,05	0,05	45	0,9	0,18	1,3	33	2,1	SN/BN 16×5 R
20	5	11,3	17,9	3	0,1	0,05	0,08	88	1,2	0,24	2	85	2,7	SN/BN 20×5 R
25	5	12,7	22,7	3	0,1	0,05	0,11	127	1,6	0,28	3,3	224	3,4	SN/BN 25×5 R
	10	24,1	39	4	0,12	0,08	0,23	244	4,5	0,53	3,2	255	3,2	SN/BN 25×10 R
32	5	19	41,3	4	0,1	0,05	0,21	250	2,1	0,4	5,6	641	4,5	SN/BN 32×5 R
	10	21,9	39	3	0,12	0,08	0,25	673	4,6	0,83	5,6	639	4,2	SN/BN 32×10 R
40	5	25,6	65,6	5	0,1	0,05	0,36	495	3,1	0,58	9	1 639	5,6	SN/BN 40×5 R/L ¹⁾
	10	63,3	124,1	5	0,12	0,08	0,64	1 285	10,7	1,4	8,4	1437	5,1	SN/BN 40×10 R
50	10	71,3	157,3	5	0,12	0,08	0,88	1 305	13,1	1,8	13,6	3 736	6,5	SN/BN 50×10 R
63	10	81,5	206,9	5	0,12	0,08	1,23	4 180	16,1	2,25	22	9 913	8,4	SN/BN 63×10 R

¹⁾ Tamaños disponibles con rosca derecha o izquierda. La designación es SN/BN 40×5 L



Eje del husillo $d_0 \times P_h$	Tuerca			Eje del husillo						Rodamiento de apoyo			Soporte de pie recomendado	
	D_1 g6	D_4	D_5 H13	D_6 h13	L	L_1	L_7	L_{10}	M_2 6H	longitud máx.	d_2	d_1		Rodamientos axiales de apoyo recomendados
mm	mm			mm									-	
16×5	28	38	6×5.5	48	43,5	10	10	8	M6	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16
20×5	33	45	6×6.6	57	44,5	10	10	8	M6	4 700	16,7	19,4	PLBU 20/FLBU 20	BUF 20
25×5	38	50	6×6.6	62	44,5	10	10	8	M6	4 700	21,7	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
25×10	43	55	6×6.6	67	75	10	10	8	M6	4 700	20,5	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
32×5	45	58	6×6.6	70	51,5	10	12	8	M6	5 700	28,7	31,6	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
32×10	54	70	6×9	87	64	10	12	10	M8×1	5 700	27,8	32	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
40×5	53	68	6×6.6	80	58,5	10	14	8	M6	5 700	36,7	39,6	PLBU 40/FLBU 40	BUF 40
40×10	63	78	6×9	95	91	20	14	10	M8×1	5 700	34	39,4	PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4²⁾	BUF 40
50×10	72	90	6×11	110	99	10	16	10	M8×1	5 700	44	49,7	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5²⁾	BUF 50
63×10	85	105	6×11	125	101	10	18	10	M8×1	5 700	57	62,8	PLBU 63/FLBU 63	BUF 63

²⁾ En aplicaciones con cargas elevadas, use el tipo FLRBU. En el catálogo de husillos de rodillos encontrará las definiciones correspondientes a los rodamientos de apoyo y los extremos de eje

Husillos precargados PN

Husillo de bolas de rosca laminado con recirculación a través de insertos, brida cilíndrica

Características

- Diámetro nominal de 16 a 63 mm
- Paso de 5 a 10 mm
- Insertos de recirculación estándar de material compuesto
- Insertos de recirculación de acero opcionales
- Precisión de paso estándar G5, G7 y G9
- Cuello y cara posterior de la tuerca rectificadas
- Rosca de tuerca rectificada con precisión
- Precarga estándar del 7% al 8,5% del valor C_a del husillo de bolas, dependiendo del tamaño del husillo de bolas

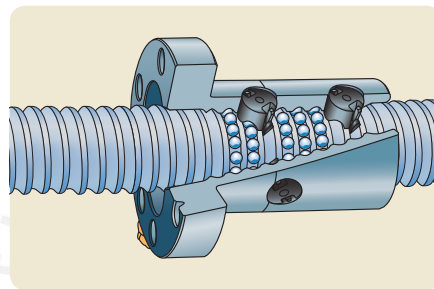
- Orificio de lubricación para boquilla de grasa o para kit de lubricación automática SYSTEM 24 de SKF
- Recubrimiento superficial opcional en eje y tuerca
- Tuercas de seguridad opcionales. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre la selección y el uso de esta opción
- Rascadores opcionales.

Ventajas

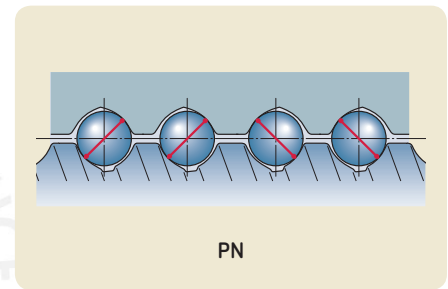
- Económica tuerca compacta/brida integral para fácil montaje
- Tuerca de una pieza con precarga interna para mayor compacidad y rigidez óptima
- Diseño adecuado para colocación de husillos. Precisión de paso G5 de husillos de bolas rectificadas
- Los insertos de recirculación de acero opcionales pueden actuar como dispositivo de seguridad en aplicaciones verticales o bajo condiciones severas. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre este tipo aplicaciones.



Norma



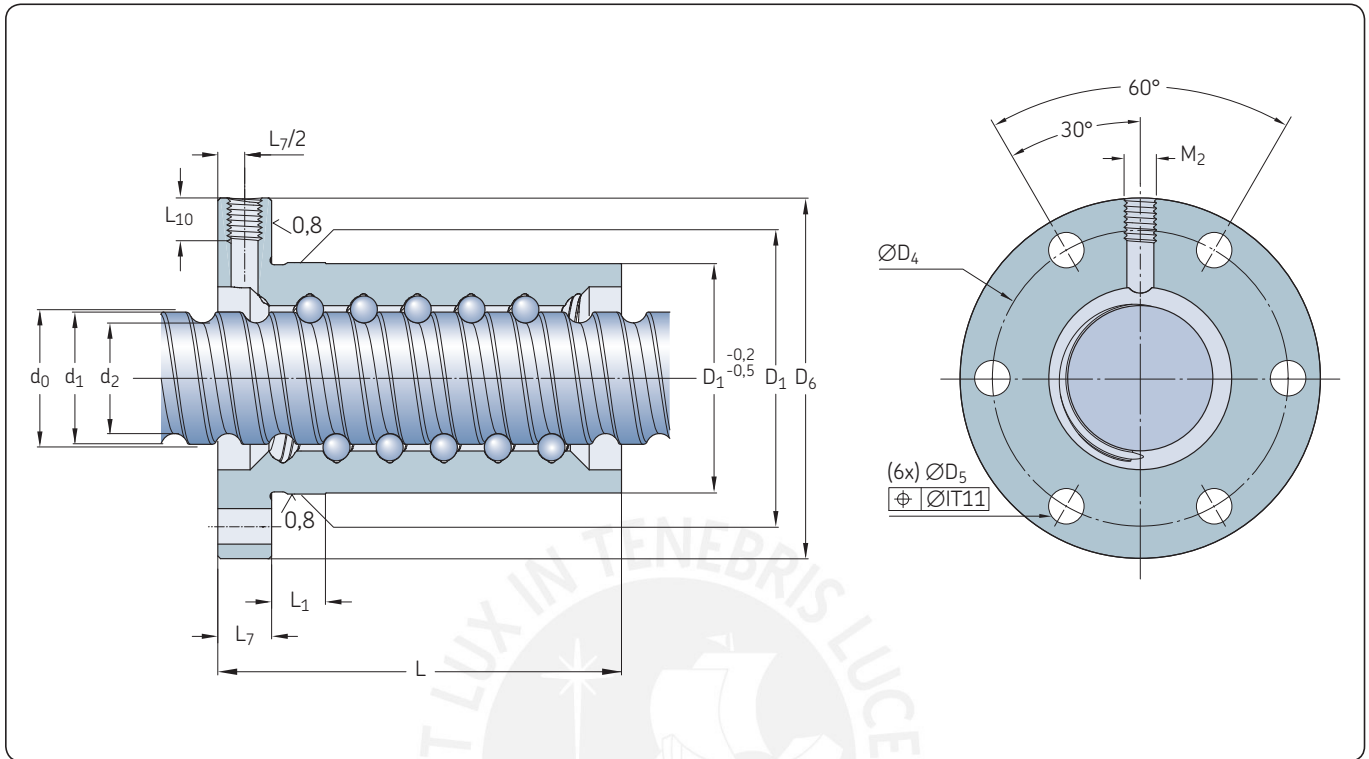
Recirculación



PN

Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Par de precarga medio T_{pr}	Rigidez	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
		Capacidad de carga básica dinámica C_a	estática C_{oa}							Masa	Inercia	Grasa	
d_0	P_h	kN			Nm	R_n	$kgmm^2$	cm^3	kg	kg/m	$kgmm^2/m$	cm^3/m	
16	5	5,5	7,1	2×2	0,08	147	46	1	0,19	1,3	33	2,1	PN 16×5 R
20	5	8	11,9	2×2	0,14	248	91	1,1	0,26	2	85	2,4	PN 20×5 R
25	5	17,7	22,7	2×3	0,28	436	400	2,1	0,39	3,3	224	3,4	PN 25×5 R
	10	13,3	19,5	2×2	0,3	264	245	4,1	0,53	3,2	255	2,8	PN 25×10 R
32	5	19	41,3	2×4	0,52	734	390	3,2	0,5	5,6	641	4,4	PN 32×5 R
	10	21,9	39	2×3	0,61	490	830	7,6	1,13	5,6	639	4,1	PN 32×10 R
40	5	25,6	65,6	2×5	0,71	968	585	4,8	0,74	9	1 639	5,5	PN 40×5 R/L ¹⁾
	10	52,2	99,3	2×4	1,47	793	1 530	14,6	1,8	8,4	1 437	4,9	PN 40×10 R
50	10	71,3	157,3	2×5	2,47	1 222	2 930	27,5	2,6	13,6	3 736	7,9	PN 50×10 R
63	10	81,5	206,9	2×5	3,46	1 448	5 980	26,8	3,2	22	9 913	7,9	PN 63×10 R

¹⁾ Tamaños disponibles con rosca derecha o izquierda. La designación es PN 40×5 L



Eje del husillo	Tuerca		Eje del husillo							Rodamiento de apoyo	Soporte de pie recomendado			
$d_0 \times P_h$	D_1 g6	D_4 js12	D_5 H13	D_6 h13	L	L_1	L_7	L_{10}	M_2 6H	longitud d_2 máx.	d_1			
mm	mm		mm											
16×5	28	38	6×5,5	48	48	10	10	8	M6	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16
20×5	33	45	6×6,6	57	50	10	10	8	M6	4 700	16,7	19,4	PLBU 20/FLBU 20	BUF 20
25×5	38	50	6×6,6	62	62	10	10	8	M6	4 700	21,7	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
25×10	43	55	6×6,6	67	75	10	10	8	M6	4 700	20,5	24,6	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
32×5	45	58	6×6,6	70	74	10	12	8	M6	5 700	28,7	31,6	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
32×10	54	70	6×9	87	100	10	12	10	M8×1	5 700	27,8	32	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
40×5	53	68	6×6,6	80	88	10	14	8	M6	5 700	36,7	39,6	PLBU 40/FLBU 40	BUF 40
40×10	63	78	6×9	95	126	20	14	10	M8×1	5 700	34	39,4	PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4²⁾	BUF 40
50×10	72	90	6×11	110	151	10	16	10	M8×1	5 700	44	49,7	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5²⁾	BUF 50
63×10	85	105	6×11	125	153	10	18	10	M8×1	5 700	57	62,8	PLBU 63/FLBU 63	BUF 63

²⁾ En aplicaciones con cargas elevadas, use el tipo FLRBU. En el catálogo de husillos de rodillos encontrará las definiciones correspondientes a los rodamientos de apoyo y los extremos de eje

Husillos de paso largo SL/TL

Husillo de bolas con rosca laminado para alta velocidad lineal

Características

- Diámetro nominal de 25 a 50 mm
- Paso de 20 a 50 mm
- Orificio de lubricación para boquilla de grasa o para kit de lubricación automática SYSTEM 24 de SKF
- Protección estándar en cada extremo de la tuerca con rascadores de material compuesto integrados en las tapas de recirculación (NOWPR)

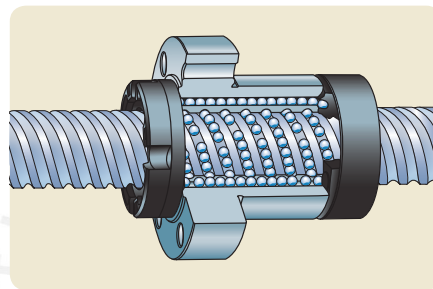
- Protección doble opcional en cada extremo de la tuerca con rascadores de cepillo adicionales integrados en las tapas de recirculación (WPR)
- Recubrimiento superficial opcional en eje y tuerca
- Tuerca de seguridad opcional. Póngase en contacto con SKF para obtener información sobre la selección y el uso de esta opción.

Ventajas

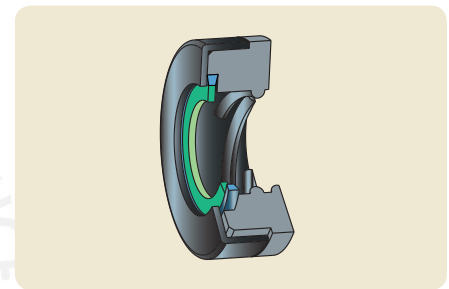
- Elevada velocidad rotacional de hasta $n_{d0} = 90\,000$ y, como resultado, una alta velocidad lineal de hasta 110 m/min
- Diseño de tuerca muy adecuado para aplicaciones de husillo de transporte y colocación que requieren velocidades elevadas, como carpintería, algunas funciones en prensas de inyección de plásticos, sistemas « Pick and Place », etc.
- Eliminación de holgura (Designación TL).



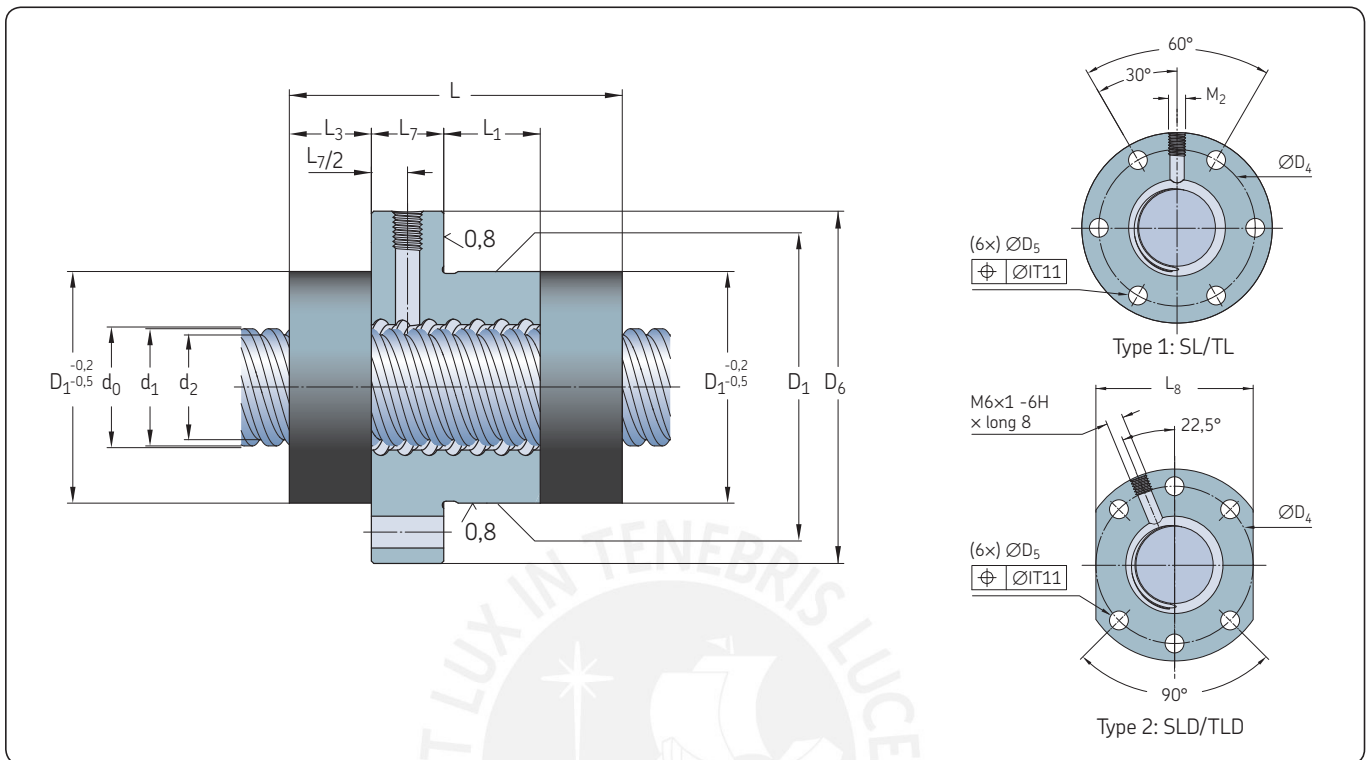
Norma



Recirculación



Diámetro nominal	Paso	Tuerca SL (con juego)		Juego estándar	TL (con eliminación de holgura)			Número de circuitos de bolas	Eje del husillo			Designación			
		Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática		Capacidad de carga básica dynam.	Par de pre-carga con juego cero	Inercia		Grasa	Peso	Masa	Inercia	Grasa		
d_0	P_h	C_a	C_{0a}		C_a	C_{0a}	T_{pr}								
mm	mm	kN		mm	kN		Nm	-	kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	-
25	20	22,8	51,5	0,08	12,6	25,8	0,04-0,36	4x1,7	480	3	0,57	3,3	215	3,4	SL/TL 25x20 R
	25	22,3	50,6	0,08	12,3	25,3	0,04-0,36	4x1,7	400	3,6	0,66	3,2	210	3,3	SL/TL 25x25 R
32	20	25,4	65,2	0,08	14	32,6	0,05-0,45	4x1,7	550	3,4	0,7	5,1	530	4,4	SL/TL 32x20 R
	32	26,1	69,3	0,08	14,4	34,7	0,05-0,50	4x1,8	450	4,5	0,7	5,4	600	4,3	SL/TL 32x32 R
	32	26,1	69,3	0,08	14,4	34,7	0,05-0,50	4x1,8	450	4,5	0,7	5,4	600	4,3	S LD/TL D 32x32 R
	40	12,6	29,8	0,08	6,9	14,9	0,05-0,50	4x0,8	515	3	0,65	4,9	490	4,4	SL/TL 32x40 R
40	20	41,3	128,8	0,08	22,8	64,4	0,05-0,55	4x2,7	1 420	6,6	1,2	8,2	1 380	5,5	SL/TL 40x20 R
	40	51,7	130,5	0,1	28,5	65,3	0,05-0,55	4x1,7	3 300	12,5	2,4	8,1	1 330	5,2	SL/TL 40x40 R
50	50	92,9	235,1	0,12	51,2	117,6	0,1-0,9	4x1,7	6 060	19,4	3,3	13,2	3 560	6,4	SL/TL 50x50 R



Eje del husillo		Tuerca		Eje del husillo										Rodamiento de apoyo		Soporte de pie recomendado	
$d_0 \times P_h$	D_1 g9	D_4 js12	Diseño	D_5 H13	D_6	L	L_1	L_3	L_7	L_8 h13	L_{10}	M_2	longitud máx.	d_2	d_1	Rodamientos axiales de apoyo recomendados	Soporte de pie recomendado
mm	mm	-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-
25×20	48	60	1	6×6,6	73	66,8	18	17,6	15	N/A	8	M6	4 700	21,7	24,3	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
25×25	48	60	1	6×6,6	73	78,2	27	18,7	15	N/A	8	M6	4 700	21,5	24,4	PLBU 25/FLBU 25	BUF 25
32×20	56	68	1	6×6,6	80	67,4	18	17,9	15	N/A	8	M6	5 700	27,5	30	PLBU 32/FLBU 32/FLRBU3 ¹⁾	BUF 32
32×32	56	68	1	6×6,6	80	80,3	41	13	15	N/A	8	M6	5 700	28,4	31,1	PLBU 32/FLBU 32/FLRBU3 ¹⁾	BUF 32
32×32	50 g6	65	2	6×9	80	80,3	41	13	15	62	8	M6	5 700	28,4	31,1	PLBU 32/FLBU 32/FLRBU3 ¹⁾	BUF 32
32×40	53 g6	68	1	6×6,6	80	54,8	17	12,2	15	N/A	8	M6	5 700	26,9	29,6	PLBU 32/FLBU 32	BUF 32
40×20	63	78	1	6×9	95	87,3	38	18	15	N/A	8	M6	5 700	35,2	37,7	PLBU 40/FLBU 40	BUF 40
40×40	72	90	1	6×11	110	110,8	44	21,6	25	N/A	10	M8×1	5 700	34,2	38,3	PLBU 40/FLBU 40/FLRBU 4 ¹⁾	BUF 40
50×50	85	105	1	6×11	125	134	60	25,5	25	N/A	10	M8×1	5 700	43,5	49,1	PLBU 50/FLBU 50/FLRBU 5 ¹⁾	BUF 50

¹⁾ En aplicaciones con cargas elevadas, use el tipo FLRBU. En el catálogo de husillos de rodillos encontrará las definiciones correspondientes a los rodamientos de apoyo y los extremos de eje

Tuerca giratoria SLT/TLT

Husillo de bolas laminado de paso largo con tuerca rotativa

Concepto

El principal objetivo de esta solución es reducir al máximo el fenómeno de inercia asociado a ejes giratorios largos.

El eje del husillo de paso largo se fija de forma rígida a la estructura de la máquina. La tuerca de bolas, que gira dentro de un soporte de rodamiento y se acciona mediante una correa de transmisión, se desplaza a lo largo del eje del husillo.

Los clientes deberán encargarse de obtener y montar el motor eléctrico, la correa, las poleas y la estructura que sujetará el soporte del rodamiento.

- En la versión estándar, el conjunto de husillo de bolas se lubrica mediante una boquilla montada en el diámetro externo del soporte
- La grasa estándar es SKF LGMT2. Hay disponibles otros lubricantes bajo pedido.

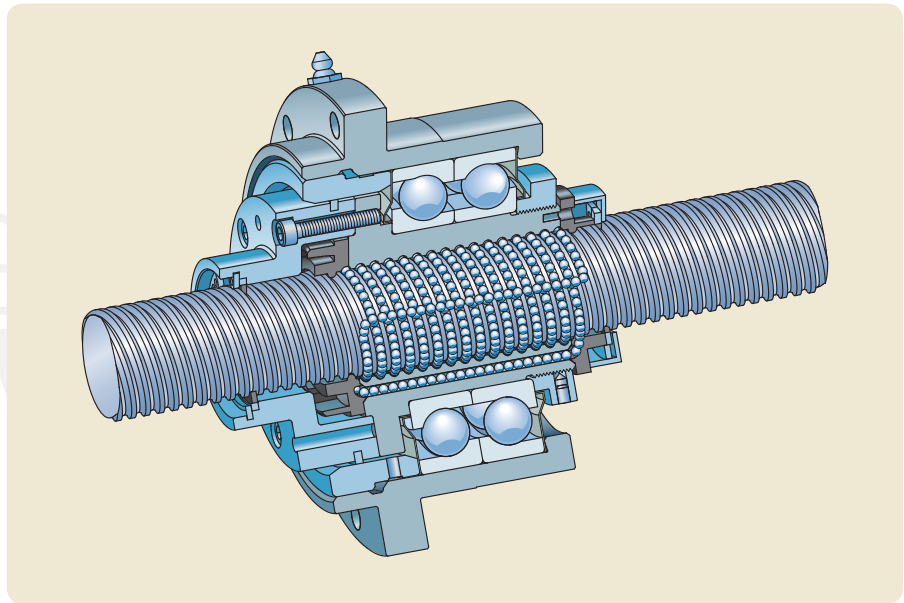
Ventajas

- Elevada velocidad rotacional de hasta $n_{d0} = 90\,000$ y, como consecuencia, una alta velocidad lineal de hasta 110 m/min
- Solución compacta, sencilla y fácil de incorporar a la aplicación

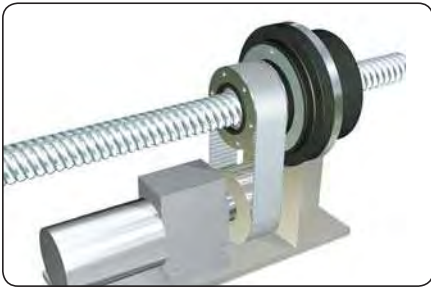
- Eje de husillo fijo que simplifica el montaje en la aplicación
- La inercia se reduce considerablemente, por ejemplo: 3 800 kgmm² en lugar de 6 000 kgmm² para un eje de husillo 40×40 con un recorrido de 4,5 m
- Menores requisitos de potencia del motor como resultado de la menor inercia del sistema
- Eliminación de holgura (designación TLT).

Características

- Diámetro nominal de 25 a 50 mm
- Paso de 20 a 50 mm
- Los rodamientos de contacto angular de la serie 72 se montan directamente sobre el diámetro exterior de la tuerca
- Se precargan en disposición espalda con espalda a fin de soportar por completo la carga puntual creada por la tensión de la correa
- 2 anillos Nilos protegen los rodamientos contra la contaminación y permiten la lubricación de por vida
- En la configuración estándar, los rasadores de cepillo se montan en cada extremo de la tuerca a fin de dotar al conjunto de una mayor protección contra la contaminación



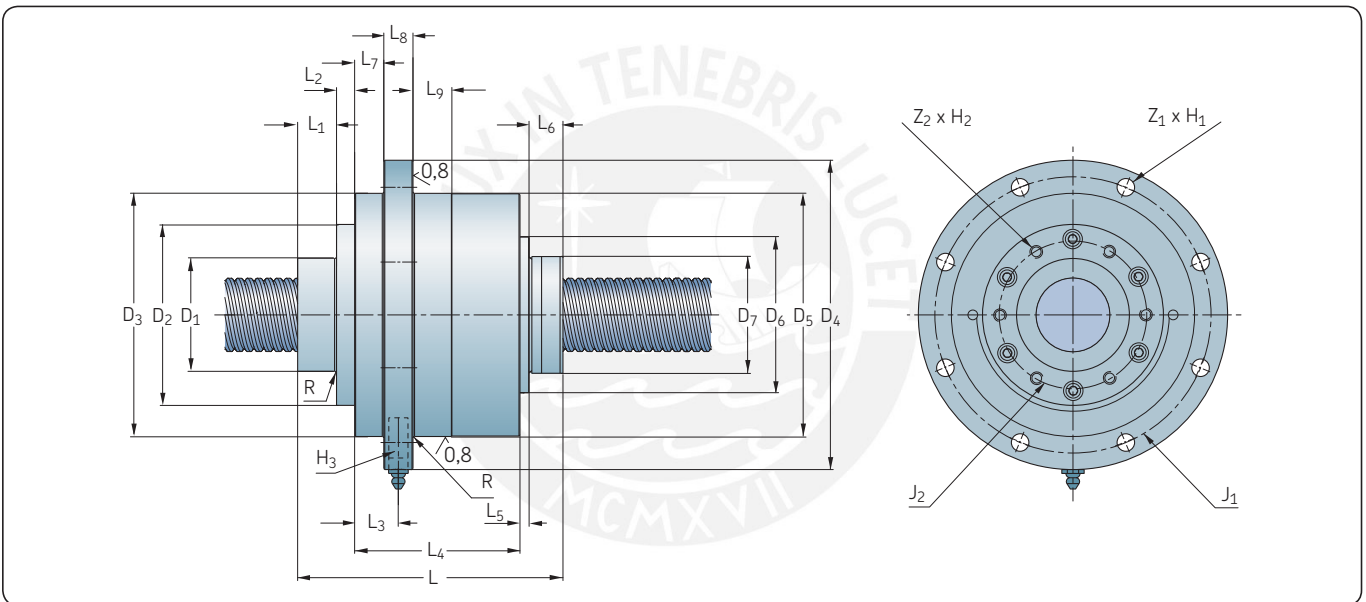
Diámetro nominal	Paso	Capacidades del husillo de bolas				Rodamiento		Tuerca giratoria			Masa	Designación
		SL Capacidad de carga básica	TL Capacidad de carga básica	TL Capacidad de carga básica	TL Capacidad de carga básica	Capacidad de carga básica	Capacidad de carga básica	Par máximo transmisible	Carga axial máxima transmisible	Inercia con soporte de polea		
d_0	P_h	C_a	C_{oa}	C_a	C_{oa}	C_a	C_{oa}	Nm	kN	kgmm ²	kg	–
mm	mm	kN				kN						
25	20	39,2	97,0	21,6	48,5	61,8	56	180	68,3	1 012	4,5	SLT/TLT 25×20 R
	25	33,2	80,4	18,3	40,2	61,8	56	180	68,3	1 023	4,6	SLT/TLT 25×25 R
32	20	49,6	141,8	27,3	70,9	78	76,5	209	107	1 935	7,2	SLT/TLT 32×20 R
	32	32,2	88,6	17,7	44,3	78	76,5	209	87,3	1 919	7,1	SLT/TLT 32×32 R
	40	25,3	67,0	13,9	33,5	78	76,5	209	81,7	1 949	7,1	SLT/TLT 32×40 R
40	20	54,2	176,5	29,8	88,3	93,6	91,5	240	116	3 095	7,5	SLT/TLT 40×20 R
	40	51,7	130,5	28,5	65,3	114	118	246	93,3	3 784	8,4	SLT/TLT 40×40 R
50	50	92,9	235,1	51,2	117,6	156	166	803	162	11 482	15,5	SLT/TLT 50×50 R



Eje del husillo Dimensiones

$d_0 \times P_h$	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈	L ₉
mm										
25x20	121,2	15	12,4	19,9	74	2,9	16,9	12,4	15	15
25x25	126,3	15	12,4	19,9	74	2,9	22	12,4	15	15
32x20	132,9	20	3,8	27,5	89	2,2	17,9	20	15	20
32x32	126,8	20	3,8	27,5	89	2,2	11,8	20	15	20
32x40	125,9	20	3,8	27,5	89	2,2	10,9	20	15	20
40x20	136,7	20	9,3	22,5	85	4,7	17,7	15	15	20
40x40	159,6	47	8,8	19	83	0	20,8	11,5	15	20
50x50	163,5	20	15,5	25,4	100	4,5	23,5	15,7	20	25

D



Eje del husillo Dimensiones

$d_0 \times P_h$	D ₁	D ₂ h8	D ₃	D ₄	D ₅ g6	D ₆	D ₇	R máx.	J ₁	J ₂	Z ₁ x H ₁	Z ₂ x H ₂ x profundidad útil	H ₃
mm													
25x20	40	72,5	100	133	100	65	48	0,8	116	55	6xØ9	6xM6x20	M6x1
25x25	40	72,5	100	133	100	65	48	0,8	116	55	6xØ9	6xM6x20	M6x1
32x20	50	82	119,5	150	120	76	56	0,8	135	68	6xØ9	6xM6x20	M6x1
32x32	50	82	119,5	150	120	76	50	0,8	135	68	6xØ9	6xM6x20	M6x1
32x40	50	82	119,5	150	120	76	53	0,8	135	68	6xØ9	6xM6x20	M6x1
40x20	58	93	125	159	125	80	63	0,8	142	75	8xØ9	6xM6x20	M8x1
40x40	60	93	137	168	137	N/A	72	1,6	153	80	8xØ9	6xM6x20	M8x1
50x50	70	120	170	210	170	110	85	1,6	190	106	8xØ11	6xM8x30	M8x1

Todas las tolerancias js13, si no se especifica.

Combinaciones de extremo del eje

- En el código de pedido, el mecanizado de los extremos del eje se define mediante:
 - Una letra para diámetros nominales $d_0 < 16$ mm
 - Dos letras para diámetros nominales $d_0 \geq 16$ mm,
 que detallan la combinación de dos extremos mecanizados (→ sistema de designación **página 54**)
- Se detallan los extremos mecanizados correspondientes al diámetro nominal < 16 mm (→ **página 37**)
- Se detallan los extremos mecanizados correspondientes al diámetro nominal ≥ 16 mm (→ **paginas 38 a 41**).

Tipos de mecanizado de extremo S, SA y UA

*) S y SA: el extremo se mecaniza de acuerdo con el diámetro de raíz de la rosca d_2 . Está disponible para todos los diámetros nominales de eje de husillo (→ **fig. 10**).

*) UA: el extremo se mecaniza de acuerdo con el diámetro d_3 bajo la capa endurecida por inducción. Se puede utilizar cualquier longitud. El mecanizado de extremos UA está disponible para husillos de bolas con diámetro nominal d_0 a partir de 16 mm (→ **fig. 10**).

Durchmesser < 16 mm		Durchmesser ≥ 16 mm	
Código de pedido	Dos extremos	Código de pedido	Dos extremos
A (sin indicación de longitud)	solo corte	AA (sin indicación de longitud)	solo corte
A (+ longitud)	corte + templado		
B	1 + 2	BA	1A + 2A
F ¹⁾	2 + 2	FA ¹⁾	2A + 2A
G ¹⁾	2 + 3	GA ¹⁾	2A + 3A
H	2 + 4	HA	2A + 4A
J	2 + 5	JA	2A + 5A
M	3 + 5	MA	3A + 5A
S*) (+ longitud)	extremo mecanizado de acuerdo con el diámetro de raíz de rosca d_2 , cualquier longitud	SA*) (+ longitud)	extremo mecanizado de acuerdo con el diámetro de raíz de rosca d_2 , cualquier longitud
		UA*) (+ longitud)	extremo mecanizado de acuerdo con diámetro d_3 bajo condiciones de endurecimiento por inducción, cualquier longitud
K	chaveta	K	chaveta
Z	extremo mecanizado de acuerdo con plano del cliente bajo pedido	Z	extremo mecanizado de acuerdo con plano del cliente bajo pedido

¹⁾ ¡Atención! Este procedimiento de montaje requiere la máxima precaución. Póngase en contacto con SKF.

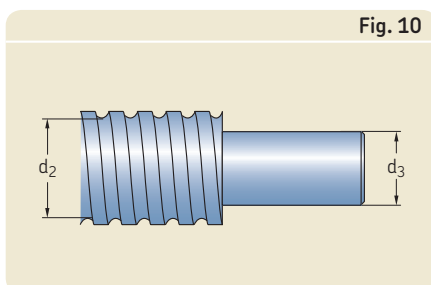


Fig. 10

Dimensiones

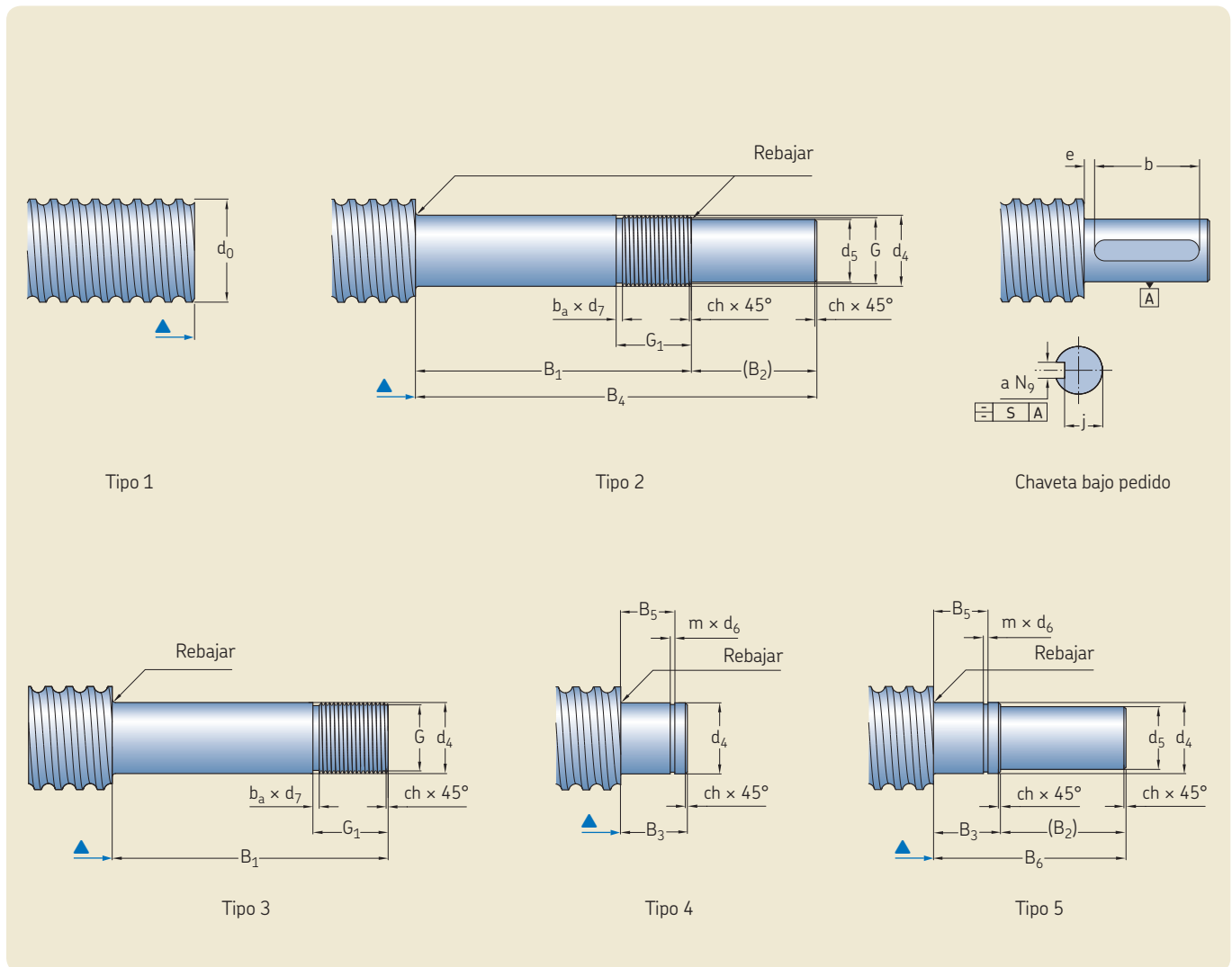
	d_2	d_3
	mm	
6x2	4,7	
8x2,5	6,3	
10x2	8,3	
10x3	7,8	
10x4	7,4	
12x2	9,9	
12x4	9,4	
12x5	9,3	
12,7x12,7	10,2	
14x4	11,9	
16x2	14,3	12
16x5	12,7	9
16x10	12,6	9
20x5	16,7	14

Dimensiones

	d_2	d_3
	mm	
25x5	21,7	19
25x10	20,5	18
25x20	21,7	19
25x25	21,5	18
32x5	28,7	26
32x10	27,8	25
32x20	27,4	24
32x32	28,4	26
32x40	26,9	24
40x5	36,7	34
40x10	34,0	31
40x20	35,1	32
40x40	34,2	31
50x10	44,0	41
50x50	43,4	40
63x10	57,0	54

Extremo mecanizado estándar para diámetro nominal < 16 mm

Para SD/BD/SH-SDS/BDS/SHS



Dimensiones

d_0	d_5 h7	$d_4^{1)}$ js7	B_1 js12	B_2	B_3 js12	B_4 js12	B_5 H11	B_6 js12	G 6g	G_1	m +0,14 0	d_6 h11/ h12	ch	b_a	d_7 h11	a N9	b +0,5 0	e	j	S	Chaveta DIN 6885
6	3	4	22	10	7	32	5,4	17	M4x0,7	7	0,5	3,8	0,5	1,2	2,9	-	-	-	-	-	-
8	4	5	24	12	7	36	5,6	19	M5x0,8	7,2	0,7	4,8	0,5	1,2	3,7	-	-	-	-	-	-
10	5	6	26	12	9	38	6,7	21	M6x1	7,5	0,8	5,7	0,5	1,5	4,5	-	-	-	-	-	-
12/12,7	6	8	38	12	10	50	7,8	22	M8x1	12,5	0,9	7,6	0,5	1,5	6,5	2	8	3	4,8	0,1	A2x2x8
14	8	10	40	16	12	56	9	28	M10x1,5	13,3	1,1	9,6	0,5	2,3	7,8	2	10	3	6,8	0,1	A2x2x10

▲ Limite de la longitud roscada del husillo

1) En aplicaciones en las que los rodamientos de apoyo estén sometidos a cargas radiales, consulte a SKF para elegir la opción de tolerancia óptima en el diámetro d_4

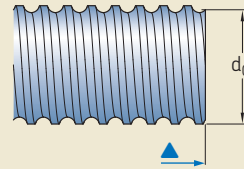
Extremo mecanizado estándar para diámetro nominal de eje ≥ 16 mm

Para **SD/BD**–SDS/BDS–SX/BX–SND/BND/PND–SN/BN/PN

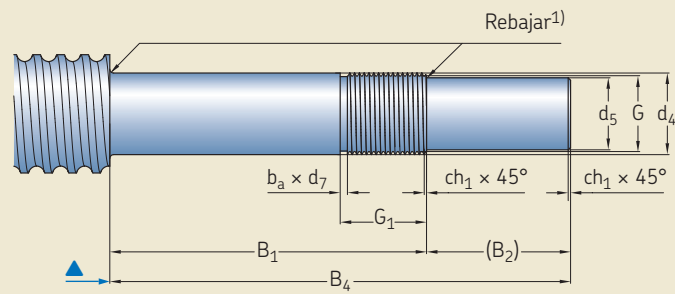
Los extremos de eje estándar para husillos de bolas con diámetro nominal $d_0 \geq 16$ mm se han diseñado de forma que se ajusten a los rodamientos de apoyo FLBU, **PLBU** y **BUF** de SKF.

Rodamiento de apoyo	Tipo de extremo mecanizado
FLBU	2A o 3A
PLBU	2A o 3A
BUF	4A o 5A

Con estos tipos de extremos mecanizados, la carga dinámica máxima permisible equivale al 75% de la capacidad de carga dinámica del husillo de bolas.



Tipo 1A

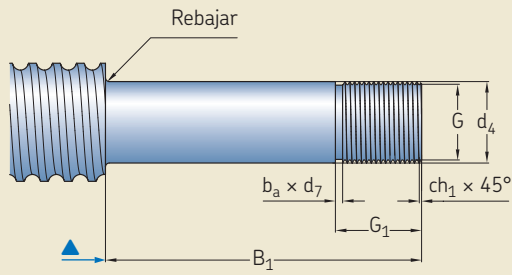


Tipo 2A

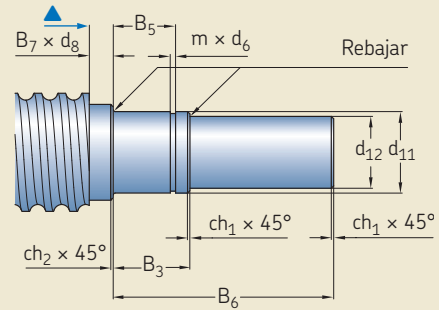
Tamaño

d_0	d_5 h7	$d_4^{1)}$ h6	d_{11} h6	d_{12} h7	B_1 js12	B_2	B_3 js12	B_4 js12	B_5 H11	B_6 js12	B_7	d_8
mm												
16	8	10	10	8	53	16	13	69	10	29	2	12,5
20	10	12	10	8	58	17	13	75	10	29	2	14,5
25¹⁾	15	17	17	15	66	30	16	96	13	46	4,5	20
32¹⁾	17	20	17	15	69	30	16	99	13	46	4,5	21,7
40¹⁾	25	30	30	25	76	45	22	121	17,5	67	4,5	33,5
50¹⁾	30	35	30	25	84	55	22	139	17,5	67	4,5	35,2
63	40	50	45	40	114	65	28	179	20,75	93	3	54

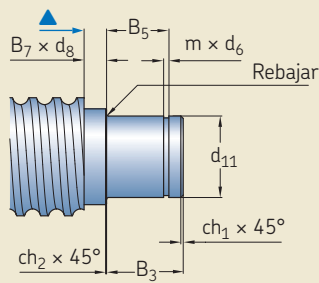
¹⁾ En aplicaciones en las que los rodamientos de apoyo estén sometidos a cargas radiales, consulte a SKF para elegir la opción de tolerancia óptima en el diámetro d_4



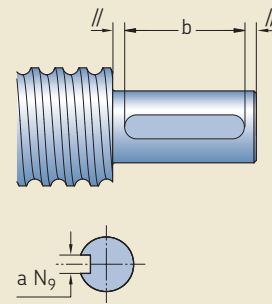
Tipo 3A



Tipo 5A



Tipo 4A

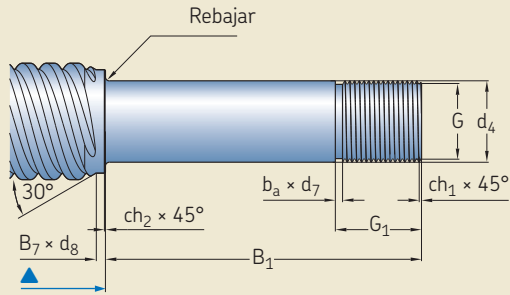


Chaveta bajo pedido

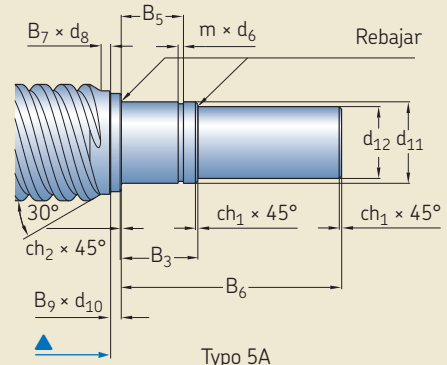
Tamaño

d ₀	G 6g	G ₁	m +0,14 0	d ₆ h11	h12	ch ₁	ch ₂	b _a	d ₇ h11	Chaveta según norma DIN 6885 a ^{N9} × l × b	
										extremo fijo (tipo 2A)	extremo fijo (tipo 5A)
16	M10×0,75	17	1,1	9,6		0,5	0,5	1,2	8,8	A2×2×12	A2×2×12
20	M12×1	18	1,1	9,6		0,5	0,5	1,5	10,5	A3×3×12	A2×2×12
25	M17×1	22	1,1	16,2		0,5	0,5	1,5	15,5	A5×5×25	A5×5×25
32	M20×1	22	1,1	16,2		0,5	0,5	1,5	18,5	A5×5×25	A5×5×25
40	M30×1,5	25	1,6		28,6	1	0,5	2,3	27,8	A8×7×40	A8×7×40
50	M35×1,5	27	1,6		28,6	1	0,5	2,3	32,8	A8×7×45	A8×7×40
63	M50×1,5	32	1,85		42,5	1,5	1	2,3	47,8	A12×8×50	A12×8×50

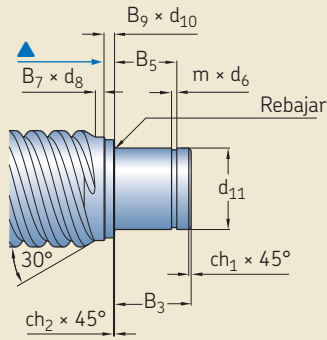
▲ Limite de la longitud roscada del husillo



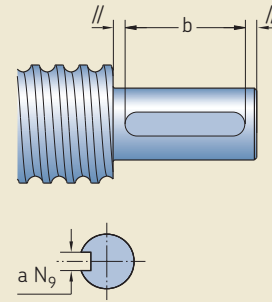
Tipo 3A



Typo 5A



Tipo 4A



Chaveta bajo pedido

Tamaño										Chaveta segun norma DIN 6885 a ^{N9} x l x b	
d ₀	G 6g	G ₁	m +0,14 0	d ₆ h11	h12	ch ₁	ch ₂	b _a	d ₇ h11	extremo fijo (tipo 2A)	extremo fijo (tipo 5A)
mm											
25x20	M17x1	22	1,1	16,2	-	0,5	0,5	1,5	15,5	A5x5x25	A5x5x25
25x25	M17x1	22	1,1	16,2	-	0,5	0,5	1,5	15,5	A5x5x25	A5x5x25
32x20	M20x1	22	1,1	16,2	-	0,5	0,5	1,5	18,5	A5x5x25	A5x5x25
32x32	M20x1	22	1,1	16,2	-	0,5	0,5	1,5	18,5	A5x5x25	A5x5x25
32x40	M20x1	22	1,1	16,2	-	0,5	0,5	1,5	18,5	A5x5x25	A5x5x25
40x20	M30x1,5	25	1,6	-	28,6	1	0,5	2,3	27,8	A8x7x40	A8x7x40
40x40	M30x1,5	25	1,6	-	28,6	1	0,5	2,3	27,8	A8x7x40	A8x7x40
50x50	M35x1,5	27	1,6	-	28,6	1	0,5	2,3	32,8	A8x7x45	A8x7x40

▲ Extremo de longitud de husillo con rosca

Rodamientos de apoyo para husillo de bolas FLBU

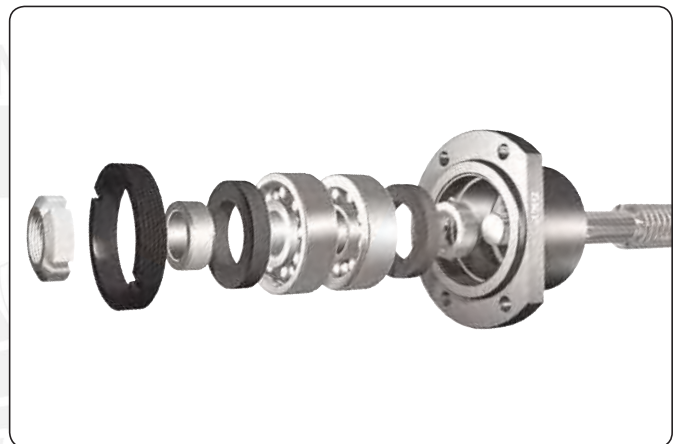
Soportes con bridas para fijación axial equipados con rodamientos de bolas de contacto angular SKF

Características

- Soporte mecanizado con precisión fabricado con acero pulimentado
- Dos rodamientos de bolas de contacto angular precargados SKF, series 72 o 73, en disposición espalda con espalda
- Dos obturaciones toroidales
- Tuerca Nylstop autoblocante estándar o tuerca KMT de alta precisión bajo pedido.

Ventajas

- Rodamiento de apoyo completo listo para utilizar, diseño de aplicación simplificado, proceso de pedido sencillo
- Rápido montaje en extremo de eje
- Eliminación de la mayoría de los riesgos técnicos que supone el uso de conjuntos de obturaciones y rodamientos
- Las dimensiones del rodamiento de apoyo y la capacidad de carga coinciden con las características del husillo de bolas
- Montaje espalda con espalda de los rodamientos con precarga para conseguir precisión y rigidez en la colocación del husillo
- Engrasados de por vida y libres de mantenimiento.



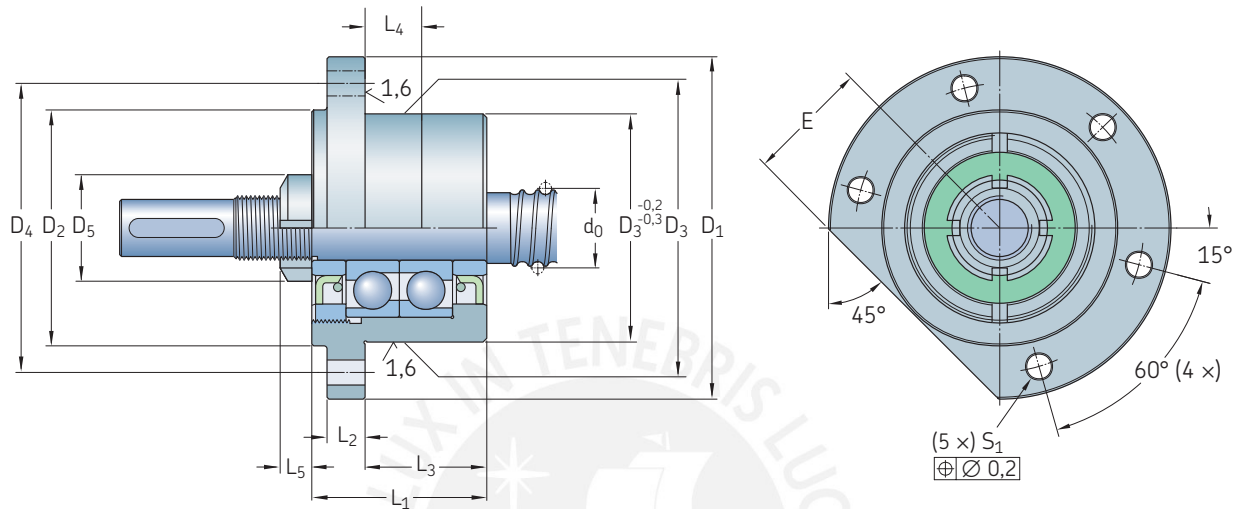
Diámetro nominal d_0	Rodamiento de bolas con contacto angular (40°)		Axial rigidez	Designación de rodamiento SKF	Tuerca de fijación		Tuerca de alta precisión ³⁾			Prisioneros tamaño par de apriete máx.	Designación de rodamiento de apoyo con bridas	
	Capacidad de carga básica (axial) dinámica C_a	estática C_{0a}			Tuerca de autoblocante Designación	Llave de gancho	Designación	Llave de gancho	Par de apriete			
mm	kN		N/ μ m	–	–	–		Nm	–	Nm	–	
16	12,2	12,8	jeu	7200 BECB ¹⁾	CN 70-10	HN 1	KMT 0	HN 2/3	4	M5	4,5	FLBU 16
20	13,3	14,7	125	7201 BEGA ²⁾	CN 70-12	HN 1	KMT 1	HN 3	8	M5	4,5	FLBU 20
25	27,9	31,9	150	7303 BEGA ²⁾	CN 70-17	HN3	KMT 3	HN 4	15	M6	8	FLBU 25
32	24,6	31,9	176	7204 BEGA ²⁾	CN 70-20	HN 4	KMT 4	HN 5	18	M6	8	FLBU 32
40	41,9	59,6	222	7206 BEGA ²⁾	CN 70-30	HN 6	KMT 6	HN 6	32	M6	8	FLBU 40
50	54,5	79,8	250	7207 BEGA ²⁾	CN 70-35	HN 7	KMT 7	HN 7	40	M6	8	FLBU 50
63	128	196,1	353	7310 BEGA ²⁾	CN 70-50	HN 10	KMT 10	HN 10/11	60	M8	18	FLBU 63

¹⁾ Sin eliminación de holgura

²⁾ Precarga ligera

³⁾ Opcional

D



Eje del husillo Rodamiento de apoyo

d ₀	Rodamiento de apoyo				Tuerca de autoblocante		Tuerca de alta precisión ⁴⁾		D ₁	D ₂	D ₃ h7	D ₄	S ₁ H13	E	Husillos de fijación			
	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	D ₅	L ₅	D ₅										
mm	mm																	
16	37	10	22	12	7	18	14	28	76	50	47	63	6,6	26	M6×30			
20	42	10	25	12	7,5	21	14	30	76	50	47	63	6,6	27	M6×30			
25	46	10	32	18	8,3	28	18	37	90	62	60	76	6,6	32	M6×30			
32	49	13	32	18	8,3	32	18	40	90	59	60	74	9	32	M8×40			
40	53	16	32	18	11	44	20	49	120	80	80	100	11	44	M10×45			
50	59	20	32	18	11	50	22	54	130	89	90	110	13	49	M12×60			
63	85	25	43,5	22	11,7	68	25	75	165	124	124	146	13	64	M12×60			

⁴⁾ Opcional

Rodamientos de apoyo para husillo de bolas PLBU

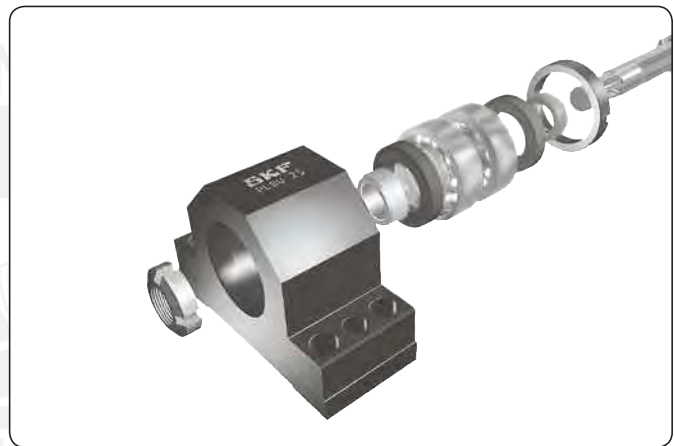
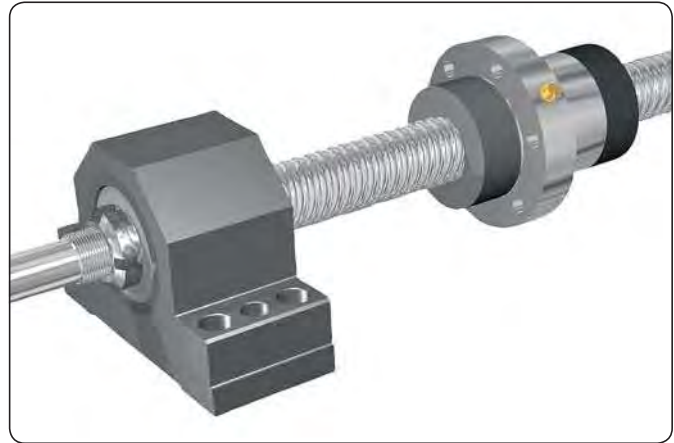
Cojinetes fijos equipados con rodamientos de bolas de contacto angular SKF

Características

- Soporte mecanizado con precisión fabricado con acero pulimentado
- Las caras laterales mecanizadas con precisión del soporte se pueden utilizar como superficies de montaje de referencia a la hora de alinear el husillo
- Dos rodamientos de bolas de contacto angular precargados SKF, series 72 o 73, en disposición espalda con espalda
- Dos obturaciones toroidales
- Tuerca Nylstop autoblocante estándar o tuerca KMT de alta precisión bajo pedido.

Ventajas

- Rodamiento de apoyo completo listo para utilizar, diseño de aplicación simplificado, proceso de pedido sencillo
- Rápido montaje en extremo de eje
- Eliminación de la mayoría de los riesgos técnicos que supone el uso de conjuntos de obturaciones y rodamientos
- Las dimensiones del rodamiento de apoyo y la capacidad de carga coinciden con las características del husillo de bolas
- Montaje espalda con espalda de los rodamientos con precarga para conseguir precisión y rigidez en la colocación del husillo
- Excelente rigidez gracias al montaje de la base con fijas de situación
- Engrasados de por vida y libres de mantenimiento.



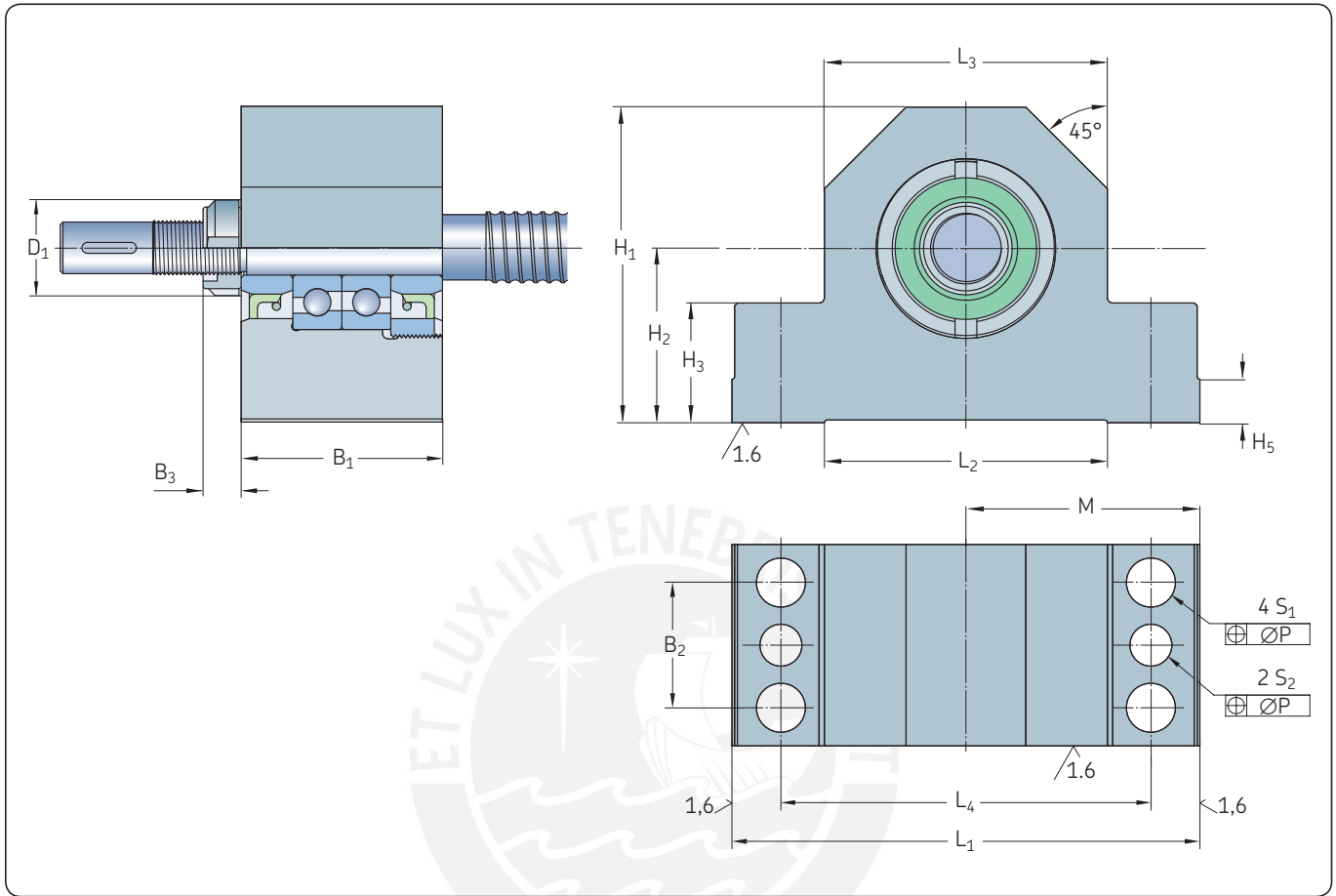
Diámetro nominal d_0	Rodamiento de bolas con contacto angular (40°)			Tuerca de fijación			Tuerca de alta precisión ³⁾			Prisioneros tamaño par de apriete máx.		Designación de soporte de pie
	Capacidad de carga básica (axial) dinámica C_a	estática C_{0a}	Axial rigidez	Designación de rodamiento SKF	Tuerca de autoblocante Designación	Llave de gancho	Designación	Llave de gancho	Par de apriete	tamaño	par de apriete máx.	
mm	kN		N/ μ m	–	–	–	–	Nm	–	Nm	–	
16	12,2	12,8	jeu	7200 BECB¹⁾	CN 70-10	HN 1	KMT 0	HN 2/3	4	M5	4,5	PLBU 16
20	13,3	14,7	125	7201 BEGA ²⁾	CN 70-12	HN 1	KMT 1	HN 3	8	M5	4,5	PLBU 20
25	27,9	31,9	150	7303 BEGA ²⁾	CN 70-17	HN3	KMT 3	HN 4	15	M6	8	PLBU 25
32	24,6	31,9	176	7204 BEGA ²⁾	CN 70-20	HN 4	KMT 4	HN 5	18	M6	8	PLBU 32
40	41,9	59,6	222	7206 BEGA ²⁾	CN 70-30	HN 6	KMT 6	HN 6	32	M6	8	PLBU 40
50	54,5	79,8	250	7207 BEGA ²⁾	CN 70-35	HN 7	KMT 7	HN 7	40	M6	8	PLBU 50
63	128	196,1	353	7310 BEGA ²⁾	CN 70-50	HN 10	KMT 10	HN 10/11	60	M8	18	PLBU 63

¹⁾ Sin eliminación de holgura

²⁾ Precarga ligera

³⁾ Opcional

D



Eje del Rodamiento de apoyo husillo

d ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	M	B ₁	B ₂	Tuerca de autoblocante		Tuerca de alta precisión ⁴⁾		H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	S ₁	P	S ₂	Husillos de fijación	Pasador cónico (templado) o pasador recto (DIN6325)
mm	mm							B ₃	D ₁	B ₃	D ₁		js8						H12		
16	86	52	52	68	43	37	23	7,0	18	14	28	58	32	22	15	8	9	0,15	7,7	M8x35	8x40
20	94	52	60	77	47	42	25	7,5	21	14	30	64	34	22	17	8	9	0,15	7,7	M8x35	8x40
25	108	65	66	88	54	46	29	8,3	28	18	37	72	39	27	19	10	11	0,20	9,7	M10x40	10x50
32	112	65	70	92	56	49	29	8,3	32	18	40	77	45	27	20	10	11	0,20	9,7	M10x40	10x50
40	126	82	80	105	63	53	32	11,0	44	20	49	98	58	32	23	12	13	0,20	9,7	M12x50	10x50
50	144	80	92	118	72	59	35	11,0	50	22	54	112	65	38	25	12	13	0,20	9,7	M12x55	10x55
63	190	110	130	160	95	85	40	11,7	68	25	75	130	65	49	35	15	13	0,20	9,7	M12x65	10x65

⁴⁾ Opcional

Rodamientos de apoyo para husillo de bolas BUF

Soportes de pie axialmente libres equipados con un rodamiento rígido de bolas SKF

Características

- Soporte mecanizado con precisión fabricado con acero pulimentado
- Las caras laterales mecanizadas con precisión del soporte se pueden utilizar como superficies de montaje de referencia a la hora de alinear el husillo
- Un rodamiento rígido de bolas SKF de tipo 62...2RS1
- Rodamiento obturado y engrasado de por vida
- Se suministra un anillo de retención con el conjunto BUF.

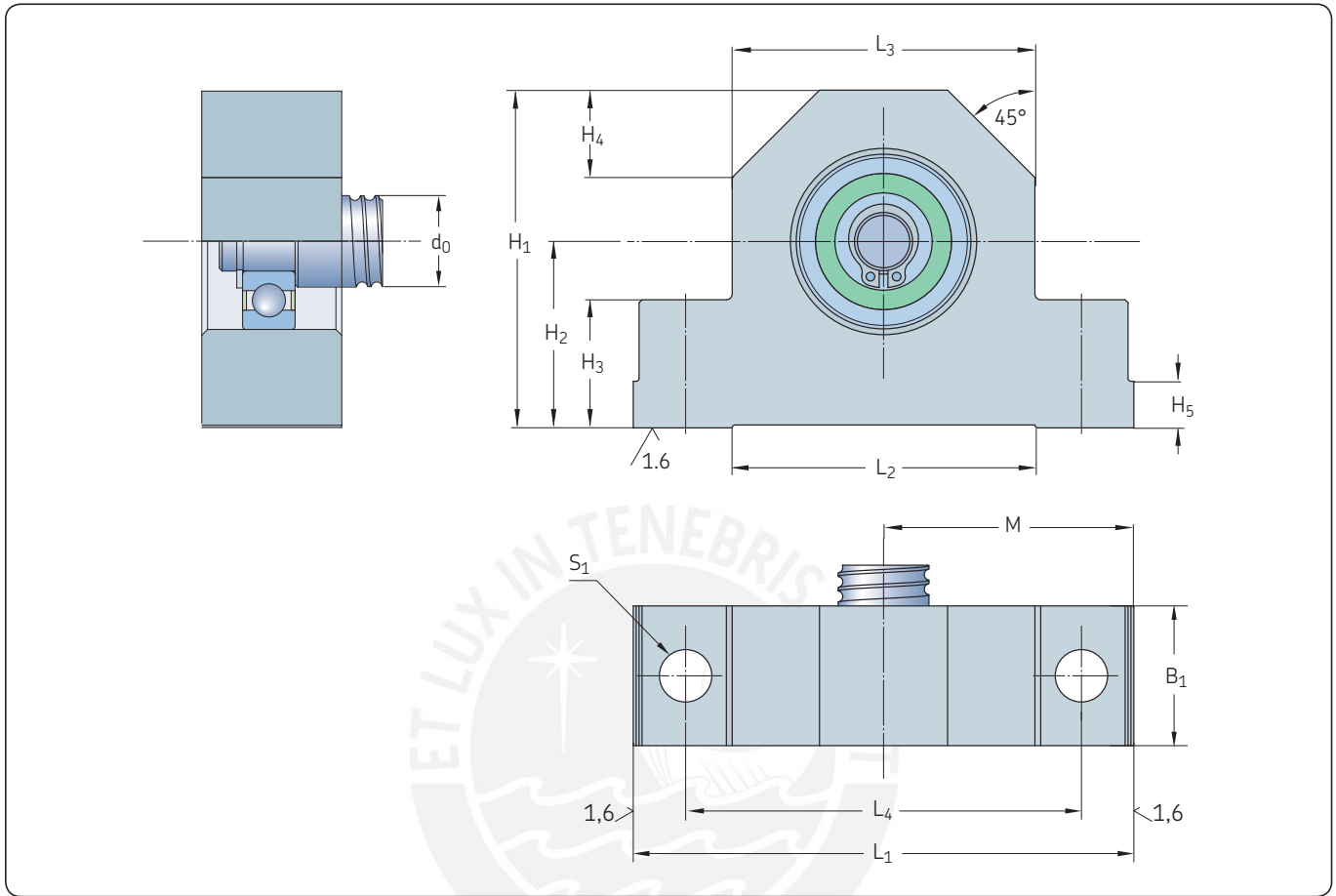
Ventajas

- Rodamiento de apoyo completo listo para utilizar, diseño de aplicación simplificado, proceso de pedido sencillo
- Rápido montaje en extremo de eje
- Eliminación de la mayoría de los riesgos técnicos que supone el uso de conjuntos de obturaciones y rodamientos
- Engrasados de por vida y libres de mantenimiento.



Diámetro nominal	Rodamiento rígido de bolas		Designación de rodamiento SKF	Dimensiones			Anillo de retención (DIN 471)	Designación de soporte de pie
	Capacidad de carga básica radial			d	D	B		
d_0	C	C_0		mm	mm	mm		
mm	kN	kN	–	mm	mm	mm	–	–
16	5,07	2,36	6200.2RS1	10	30	9	10×1	BUF 16
20	5,07	2,36	6200.2RS1	10	30	9	10×1	BUF 20
25	9,56	4,75	6203.2RS1	17	40	12	17×1	BUF 25
32	9,56	4,75	6203.2RS1	17	40	12	17×1	BUF 32
40	19,5	11,2	6206.2RS1	30	62	16	30×1,5	BUF 40
50	19,5	11,2	6206.2RS1	30	62	16	30×1,5	BUF 50
63	33,2	21,6	6209.2RS1	45	85	19	45×1,75	BUF 63

D



Eje del husillo	Rodamiento de apoyo												Husillos de fijación
d_0	L_1	L_2	L_3	L_4	M js8	B_1	H_1	H_2 js8	H_3	H_4	H_5	S_1 H12	
mm													-
16	86	52	52	68	43	24	58	32	22	15	8	9	M8x35
20	94	52	60	77	47	26	64	34	22	17	8	9	M8x35
25	108	65	66	88	54	28	72	39	27	19	10	11	M10x40
32	112	65	70	92	56	34	77	45	27	20	10	11	M10x40
40	126	82	80	105	63	38	98	58	32	23	12	13	M12x50
50	144	80	92	118	72	39	112	65	38	25	12	13	M12x55
63	190	110	130	160	95	38	130	65	49	35	15	13	M12x65

Ejemplos de tuercas según plano



SD tuerca rotatoria con brida y rodamientos de apoyo



SDS con brida de ajuste rápido



SN tuerca rotatoria con brida y rodamientos de apoyo



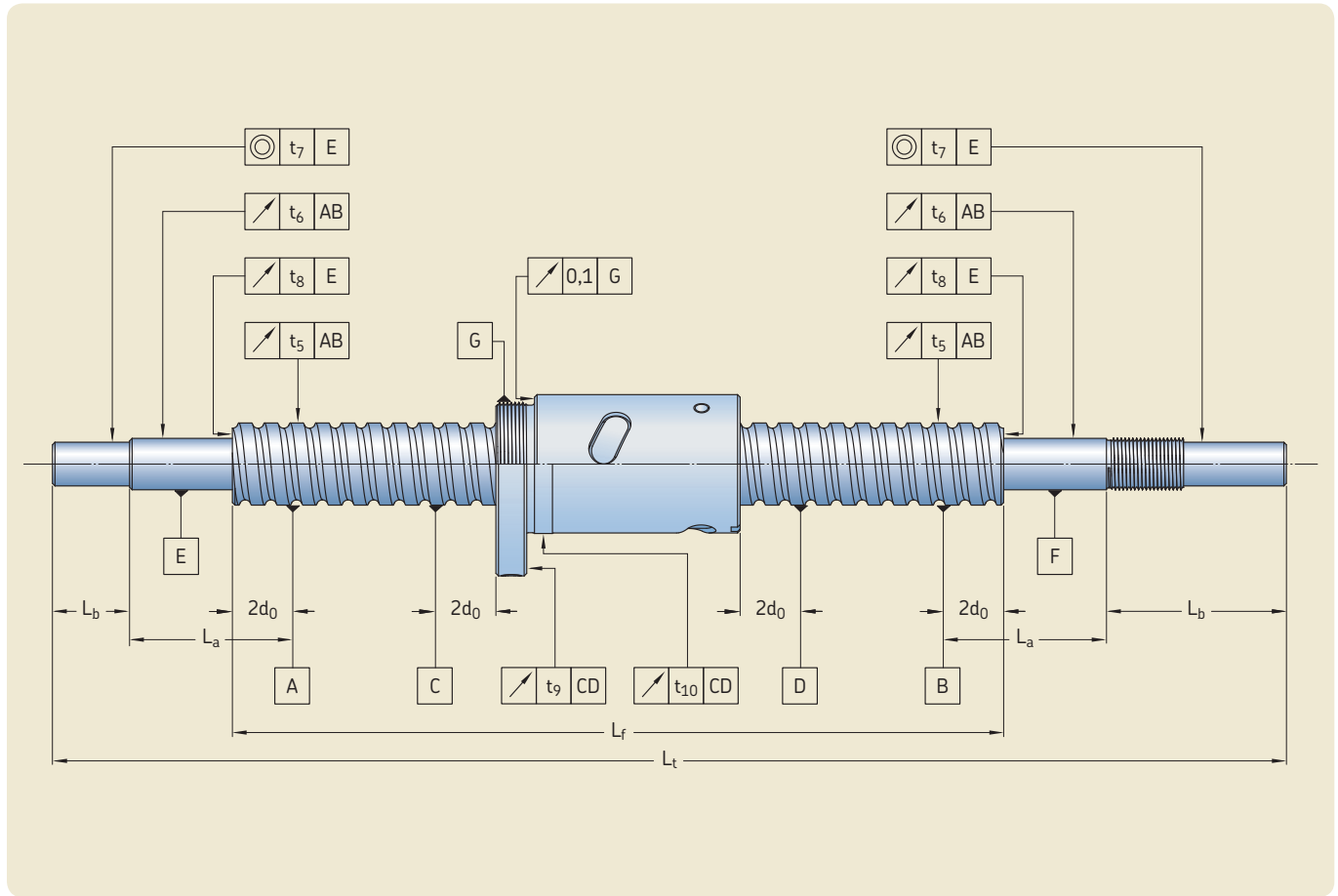
PN tuerca con brida compacta según plano



SL tuerca con brida según plano



Tolerancias standard de fabricación



Diámetro nominal		Longitud de referencia		Tolerancias								Relación		Tolerancias
$d_0 >$	$d_0 \leq$	$L_{f\text{ref}}$	$L_{a\text{ref}}$ y $L_{b\text{ref}}$	t_{5p}	t_{6p}	t_{7p}	t_8	t_9	t_{10}	Para SL/TL t_9 t_{10}		$L_f/d_0 >$	$L_f/d_0 \leq$	t_5
mm		μm												

6	12	80	80	40	40	12	6	-	-	-	-	-	40	80
12	16	160	80	40	40	12	6	20	20	-	-	40	60	120
16	20	160	80	40	40	12	6	20	25	-	-	60	80	200
20	25	160	125	40	50	16	6	20	25	35	35	80	100	320
25	32	315	125	40	50	16	6	25	25	45	35			
32	40	315	125	40	50	16	6	25	25	50	40			
40	50	315	125	40	50	16	6	25	32	55	45			
50	63	630	200	40	63	20	6	25	32	-	-			

Valor para t_5

- si $L_f \leq L_{f\text{ref}}$ $t_5 = t_{5p}$
- si $L_f > L_{f\text{ref}}$ t_5

Valor para t_6

- si $L_a \leq L_{a\text{ref}}$ $t_6 = t_{6p}$
- si $L_a > L_{a\text{ref}}$ $t_6 = (L_a/L_{a\text{ref}}) t_{6p}$

Valor para t_7

- si $L_b \leq L_{b\text{ref}}$ $t_7 = t_{7p}$
- si $L_b > L_{b\text{ref}}$ $t_7 = (L_b/L_{b\text{ref}}) t_{7p}$

Fórmula de cálculo

Vida nominal

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3$$

Capacidad de carga requerida

$$C_{req} = F_m (L_{10})^{1/3}_{req}$$

donde

L_{10} = vida útil [millón de revoluciones]

C_a = capacidad de carga dinámica básica [N]

C_{req} = capacidad de carga dinámica requerida [N]

F_m = carga cúbica media [N]

Carga media equivalente

- Ciclo de servicio con carga escalonada

$$F_m = \frac{(F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + F_3^3 L_3 + \dots)^{1/3}}{(L_1 + L_2 + L_3 + \dots)^{1/3}}$$

donde

L_n = periodo de carga n (→ **diagrama 2**)

F_n = carga durante periodo n (→ **diagrama 2**)

F_n puede ser un valor fijo, o F_n se puede calcular mediante la siguiente fórmula para F_m

- Ciclo de servicio con variación de carga continua

$$F_m = \frac{F_{mín} + 2F_{máx}}{3}$$

donde

$F_{mín}$ = carga mínima (→ **diagrama 3**)

$F_{máx}$ = carga máxima (→ **diagrama 3**)

Velocidad crítica del eje del husillo (sin valor de seguridad)

$$n_{cr} = 49 \times 10^6 \frac{f_1 d_2}{l^2}$$

donde

n_{cr} = velocidad crítica [rpm]

d_2 = diámetro de raíz [mm]

l = longitud libre, o distancia entre los dos rodamientos de apoyo [mm]

f_1 = factor de corrección de montaje

0,9 ●●●●●● fijo, libre

3,8 ●●●●●● fijo, soporte radial

5,6 ●●●●●● fijo, fijo

Nota: por lo general, se recomienda aplicar un factor de seguridad de 0,8 al valor calculado de velocidad crítica n_{cr} del eje del husillo.

Límite de velocidad del mecanismo (velocidad máxima aplicada durante periodos muy breves)

Con recirculación mediante inserciones/tubos

(SD/BD/SH-SDS/BDS/SHS-SX/BX -SND/BND/PND-SN/BN/PN):

$n d_0 < 50\ 000$

Con recirculación a través de la brida (SL/TL-SLD/TLD):

$n d_0 < 90\ 000$

Si $n d_0 > 50\ 000$ o $90\ 000$ respectivamente, consulte a SKF

donde

n = velocidad rotacional [rpm]

d_0 = diámetro nominal del eje del husillo [mm]

La aceleración máxima admisible es de $4\ 000\ \text{rad/s}^2$

Resistencia al pandeo, con factor de seguridad 3

$$F_c = \frac{34 \times 10^3 f_3 d_2^4}{l^2}$$

donde

F_c = resistencia al pandeo [N]

d_2 = diámetro de raíz [mm]

l = longitud libre, o distancia entre los dos rodamientos de apoyo [mm]

f_3 = factor de corrección de montaje

0,25 ●●●●●● fijo, libre

2 ●●●●●● fijo, soporte radial

4 ●●●●●● fijo, fijo

Diagrama 2

Carga media equivalente

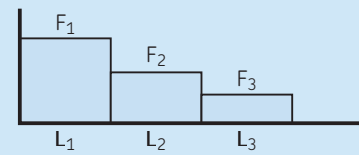


Diagrama 3

Carga media equivalente



Fig. 11

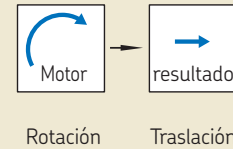


Fig. 12

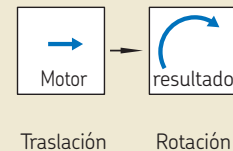


Fig. 13

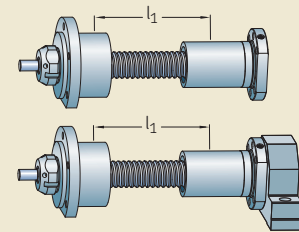
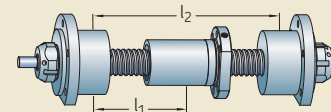


Fig. 14



Eficiencias teóricas

Directa (→ fig. 11)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_h} \mu}$$

donde

 $\mu = 0,0065$ para SH/SHS $\mu = 0,006$ para SD/BD, SDS/BDS, SX/BX, SND/BND/PND, SN/BN/PN, SL/TL, SLT/TLT d_0 = diámetro nominal del eje del husillo [mm] P_h = paso [mm]

Indirecta (→ fig. 12)

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$$

Eficiencia práctica

$$\eta_p = 0,9 \eta$$

El valor 0,9 es un valor medio entre el valor de eficiencia práctica de un husillo nuevo y el de un husillo al que se ha realizado un rodaje adecuado.

Se debe utilizar con aplicaciones industriales en todas las condiciones de trabajo normales. En aplicaciones extremas, póngase en contacto con SKF.

Par de entrada en funcionamiento estable

$$T = \frac{F P_h}{2\,000 \pi \eta_p}$$

donde

 T = par de entrada [Nm] F = carga máxima del ciclo [N] P_h = paso [mm] η_p = eficiencia práctica**Requisito de potencia en funcionamiento estable**

$$P = \frac{F n P_h}{60\,000 \eta_p}$$

donde

 P = potencia necesaria [W] n = revoluciones por minuto [rpm]**Par de precarga [Nm]**

$$T_{pr} = \frac{F_{pr} P_h}{1\,000 \pi} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)$$

donde

 T_{pr} = par de precarga [Nm] F_{pr} = precarga [N] η_{pr} se calcula mediante $\mu = 0,01$ en el sistema precargado**Par de retención (teniendo en cuenta un sistema de retroceso)**

$$T_B = \frac{F P_h \eta'}{2\,000 \pi}$$

donde

 T_B = par de retención [Nm] F = carga [N]

Por motivos de seguridad, utilizamos una eficiencia indirecta teórica.

Par nominal de motor durante aceleración

Para un husillo horizontal

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h [F + m_L \mu_f g]}{2\,000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \Sigma I$$

Para un husillo vertical

$$T_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h [F + m_L g]}{2\,000 \pi \eta_p} + \dot{\omega} \Sigma I$$

donde

 T_t = par nominal [Nm] T_f = par procedente de la fricción en los rodamientos de apoyo, motores, obturaciones, etc... [Nm] T_{pr} = par de precarga [Nm] μ_f = coeficiente de fricción $\dot{\omega}$ = aceleración angular [rad/s²] m_L = masa de la carga [kg] g = aceleración de gravedad [9,8 m/s²] $\Sigma I = I_M + I_L + I_S \cdot 10^{-9}$ **Par nominal de freno durante deceleración**

Para un husillo horizontal

$$T'_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h \eta' [F + m_L \mu_f g]}{2\,000 \pi} + \dot{\omega} \Sigma I$$

Para un husillo vertical

$$T'_t = T_f + T_{pr} + \frac{P_h \eta' [F + m_L g]}{2\,000 \pi} + \dot{\omega} \Sigma I$$

donde

$$I_L = m_L \left(\frac{P_h}{2\pi} \right)^2 \times 10^{-6}$$

donde

 I_M = inercia del motor [kgm²] I_S = inercia del eje del husillo por metro [kgmm²/m] l = longitud del eje del husillo [mm]**Rigidez axial estática de un conjunto completo de husillo de bola**

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_p}$$

donde

 R_t = rigidez de un conjunto completo [N/μm] R_s = rigidez del eje [N/μm] R_n = rigidez de tuerca [N/μm] R_p = rigidez de los rodamientos de apoyo [N/μm]**Rigidez del eje**

Soporte fijo-libre o fijo-radial

$$R_s = 165 \frac{d_2^2}{l_1} \quad (\rightarrow \text{fig. 13})$$

Conjunto fijo-fijo

$$R_s = \frac{165 d_2^2 l_2}{l_1 (l_2 - l_1)} \quad (\rightarrow \text{fig. 14})$$

donde

 l_1 = distancia del centro rodamiento de apoyo fijo al centro de la tuerca [mm] l_2 = distancia entre los centros de los rodamientos de apoyo fijos

Ejemplo de cálculo de un husillo de bolas

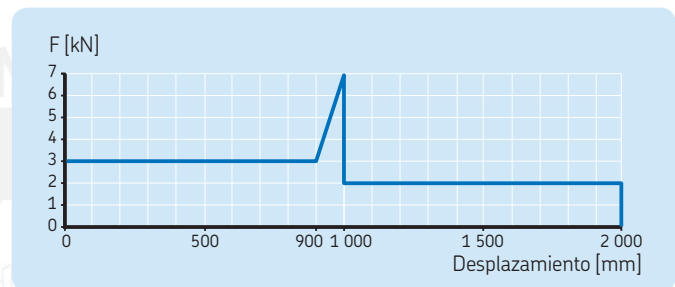
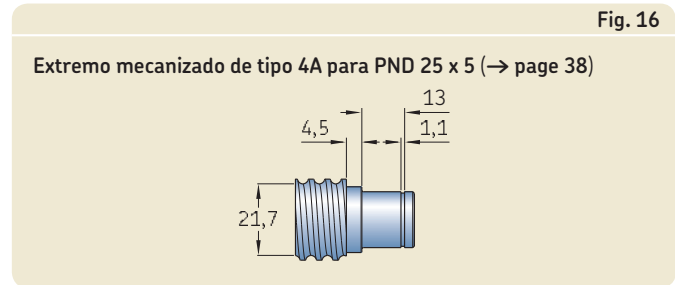
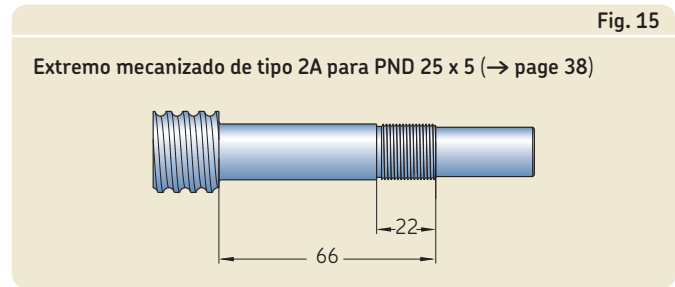
Descripción de la aplicación del cliente:

- Husillo de bolas tipo PND 25 x 5. El husillo de bolas esta descrito en la pagina 26 como: Tuerca con pre-carga interna, 2 x 3 circuitos de recirculación, capacidad de carga dinámica $C_a = 12,7$ kN, y capacidad de carga estática $C_{0a} = 22,7$ kN (→ page 26).
- El eje del husillo está montado horizontalmente por dos rodamientos de apoyo del tipo PLBU 25 y BUF 25 (→ page 44 y 45).
- Ciclos de carga:
 - Fase 1: Carga estable de 3 kN, durante un desplazamiento de 900 mm, con una velocidad lineal de 100 mm/s, la duración de la fase es de 9 segundos.
 - Fase 2: Incremento de la carga de 3 kN a 7 kN, durante un desplazamiento de 100 mm, la duración de la fase es de 10 segundos.
 - Fase 3: La tuerca retorna a la posición inicial, con una carga estable de 2 kN en un desplazamiento de 100 mm, la duración de la fase es de 10 segundos.
 - Luego un periodo de pausa de 31 segundos sin carga y sin desplazamiento.
 - El ciclo de operación es de 7 horas al día, 5 días a la semana, 50 semanas por año.

Cálculo de la carga media equivalente

Primero, verificamos que la máxima carga del ciclo de operación no cree una excesiva condición de carga que pueda disminuir la vida útil del husillo de bolas. Puede verificar la explicación en la sección de "Vida útil requerida" (→ page 8).

Cálculo de la Vida nominal L_{10}



Carga máxima aplicada = 7 kN, mientras el 60% de la $C_a = 60\% \times 12,7 = 7,6$ kN ⇒ OK

$$F_1 = 3\,000 \text{ N} \quad \text{sobre } L_1 = 900 \text{ mm}$$

$$F_2 = \frac{3\,000 + 2 \times 7\,000}{3} = 5\,667 \text{ N} \quad \text{sobre } L_2 = 100 \text{ mm}$$

$$F_3 = 2\,000 \text{ N} \quad \text{sobre } L_3 = 1\,000 \text{ mm}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{3\,000^3 \times 900 + 5\,667^3 \times 100 + 2\,000^3 \times 1\,000}{900 + 100 + 1\,000}}$$

$$F_m = 2\,934 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{12\,700}{2\,934} \right)^3 = 81,1 \text{ millones de revoluciones}$$

Número de revoluciones de la tuerca para un ciclo completo = $(2 \times 1\,000) / 5 = 400$ revoluciones

$$0,811 \times 106 / 400 = 202\,750 \text{ ciclos completos}$$

Un ciclo completo tarda $(9 + 10 + 10 + 31) = 60$ segundos

La vida nominal es de $(202\,750 \times 60) / (3\,600 \times 7 \times 5 \times 50) = 1,9$ años con 90% confiabilidad

Velocidad crítica del eje del husillo

La velocidad crítica debe ser verificada, especialmente cuando el desplazamiento de la tuerca es grande comparado con el diámetro del husillo.

Maxima velocidad durante el ciclo de trabajo:

La longitud roscada del eje es calculada considerando el desplazamiento total de la tuerca (1 000 mm), mas la longitud de la tuerca (62 mm), mas la longitud extra sin roscar en los dos extremos del eje que es igual a dos pasos ($2 \times 2 \times 5 = 20$ mm).

El conjunto de husillo de bolas es montado horizontalmente.

El acabado de los finales del eje es 2A para el rodamiento de soporte PLBU 25, y 4A para el rodamiento de soporte BUF 25. La combinación de acabado del eje 2A + 4A es llamada HA en el código de pedido (→ página 36).

Para el acabado de eje tipo 2A, según el diámetro nominal $d_0 = 25$ mm, la posición central axial de los rodamientos es calculada según la información de las páginas 38 y 39:

Para el acabado de eje tipo 4A, según el diámetro nominal $d_0 = 25$ mm, la posición central axial de los rodamientos es calculada según la información de las páginas 38 y 39:

La longitud libre entre los dos rodamientos de soporte es:

El diámetro raíz del eje roscado es de:

Cálculo de la velocidad crítica:

Velocidad límite

Resistencia al pandeo

Eficiencia teórica directa

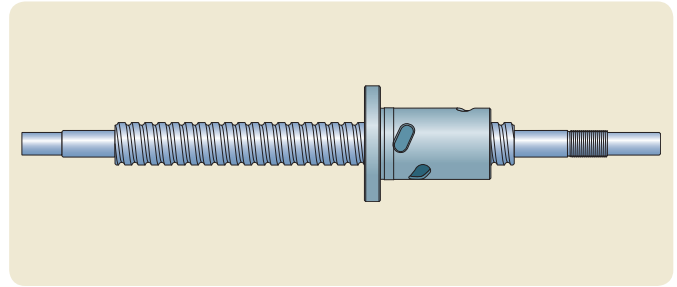
Eficiencia teórica indirecta

Eficiencia práctica

Par de entrada en estado inicial

Potencia requerida de entrada en estado inicial

$$V_{\max} = \frac{100}{5} \times 60 = 1\,200 \text{ tr/min}$$



Entonces la longitud roscada total es = 1 082 mm

$(B_1 - G_1) / 2 = (66 - 22) / 2 = 22$ mm desde el final del eje roscado (→ fig. 15).

$B_7 + ((B_5 - m) / 2) = 4,5 + ((13 - 1,1) / 2) \approx 11$ mm desde el final del eje roscado (→ fig. 16).

$$l = 1\,082 + 22 + 11 = 1\,115 \text{ mm}$$

$$d_2 = 21,7 \text{ mm (→ página 27 o 36)}$$

$$n_{cr} = 49 \times 10^6 \frac{3,8 \times 21,7}{1\,115^2} = 3\,250 \text{ rpm} > V_{\max} \Rightarrow \text{OK}$$

$$n \times d_0 = 1\,200 \times 25 = 30\,000 < 50\,000 \Rightarrow \text{OK}$$

$$F_c = \frac{34,10^3 \times 2 \times 21,7^4}{1\,115^2} = 12,1 \text{ kN} > F_{\max} = 7 \text{ kN} \Rightarrow \text{OK}$$

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi \times 25}{5} \times 0,006} = 0,914$$

$$\eta' = 2 - \frac{1}{0,914} = 0,906$$

$$\eta_p = 0,9 \times 0,914 = 0,823$$

$$T = \frac{7\,000 \times 5}{2\,000 \pi \times 0,823} = 6,8 \text{ Nm}$$

$$\text{Fase 1: } P = \frac{3\,000 \times 1\,200 \times 5}{60\,000 \times 0,823} = 365 \text{ W}$$

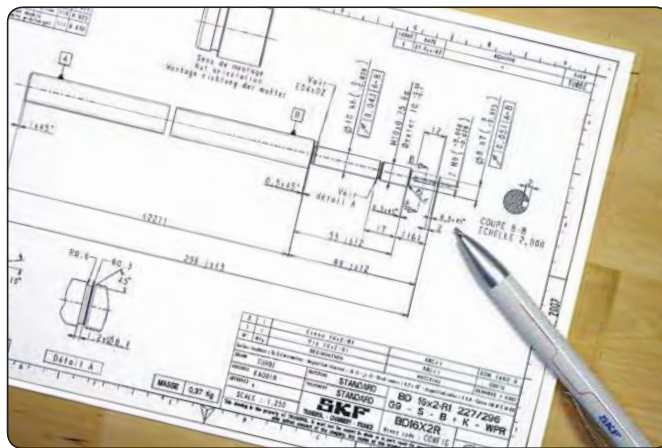
$$\text{Fase 2: } P = \frac{7\,000 \times 1\,200 \times 5}{60\,000 \times 0,823} = 85 \text{ W}$$

$$\text{Fase 3: } P = \frac{3\,000 \times 1\,200 \times 5}{60\,000 \times 0,823} = 243 \text{ W}$$

Rango de servicio

Servicio rápido para husillos de bolas laminados de precisión

A fin de reducir el tiempo de entrega, SKF dispone de centros de servicio rápido en Europa y Norteamérica con existencias de accesorios, tuercas y ejes estándar.



Pedidos de husillos de bolas

- Artículos en existencias de ejes de husillos y tuercas, sin extremos mecanizados. Tuercas con juego axial montadas sobre el eje del husillo o un manguito. Tuercas con eliminación de juego o con precarga montadas sobre el eje.
- Conjuntos de husillo de bolas con extremos de eje mecanizados de acuerdo con los extremos estándar definidos en este catálogo
- Conjunto de husillo de bolas con extremos de eje mecanizados de acuerdo con los requisitos del cliente: En este caso, el cliente debe enviar un plano con los requisitos dimensionales, tolerancias y todas las especificaciones escritas en inglés
- Conjuntos de husillo de bolas completo, incluidos los accesorios presentados en este catálogo. Accesorios ya montados en la tuerca o eje, o suministrados por separado.

Reglas generales

- Tiempo de entrega**
- Entre un par de días y un máximo de dos semanas en pedidos que cumplan las siguientes condiciones
- Cantidad**
- Máximo de cinco piezas para los tipos SX/BX – SND/BND/PND – SN/BN/PN – SL/TL – SLD/TLD
 - Máximo de 15 piezas para los tipos SD/BD/SH
- Materiales**
- Tanto el eje como la tuerca deben estar fabricados con acero estándar, como se indica en este catálogo
- Capacidades**
- Tuercas estándar, incluyendo tuercas DIN
 - Ejes de husillo mecanizados de acuerdo con el plano del cliente
 - Eliminación de la holgura mediante bolas sobredimensionadas disponible para BD – BX – BND/BN
 - Precarga disponible para PND/PN – TL/TLD
 - Precisión general en tolerancias ISO IT7 (ISO 3408-3:2006)
 - Una tuerca por eje de husillo
- Otras condiciones para entrega rápida**
- Las tuercas giratorias del tipo SLT/TLT están excluidas de este programa
 - El acero inoxidable o los tratamientos especiales, incluidas estrías o extremos de eje templados, no se incluyen en este programa
 - Los certificados de material, informes especiales o pedidos que requieran procedimientos especiales y la aprobación de las autoridades francesas no se incluyen en este programa.

Rango disponible

Díámetro	Paso	Tipos de tuerca	Precisión de paso	Accesorios
De 6 a 63 mm	De 2 a 50 mm	Tuercas cilíndricas con bridas y juego axial, eliminación de la holgura o precarga, diseños SKF o diseños DIN	G5 – G7 – G9	Bridas para tuercas y rodamientos de apoyo de husillo de bolas

Notas

Cálculo de diseño y formulario de pedido

Información de proyecto y cliente

Empresa

Dirección

Nombre de contacto Número de teléfono

Correo electrónico Sitio web

Nombre del proyecto

Tipo de aplicación

Breve descripción de la aplicación
(incluya un dibujo si es posible)

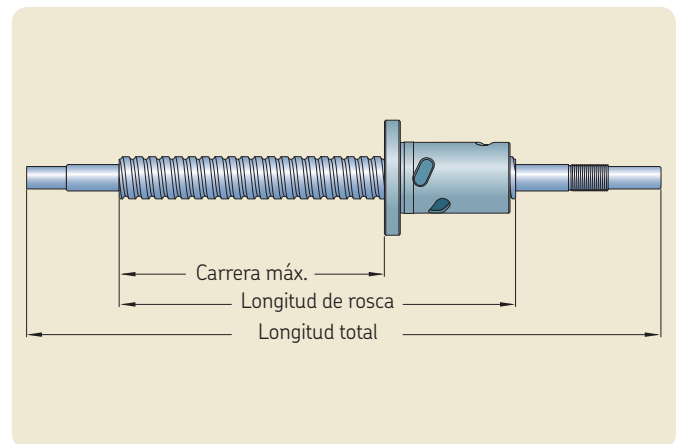
Requisitos anuales de husillos de bolas
e inicio de fecha de producción

Requisitos del prototipo
y fecha de entrega deseada

Para una aplicación existente o modificada,
tipo de husillo de bolas ya utilizado

Datos del husillo de bolas

Parámetros de diseño	Valor
Recorrido máximo [mm]
Longitud total [mm]
Longitud de rosca [mm]
Preselección de diámetro nominal diámetro d_0 [mm]
Preselección de paso P_h [mm]
Preselección del tipo de tuerca
Grado de precisión de paso de acuerdo ISO 3408
Preselección del juego axial, eliminación de holgura o precarga
Si se selecciona juego axial, intervalo mín/máx preferido [μm]
Accesorios necesarios (bridas, rodamientos de apoyo, etc.)
Otra información pertinente






Condiciones de funcionamiento

Cargas máximas	• Carga de choque o carga estática máxima [N]
	• Carga dinámica máxima a tracción [N]
	• Carga dinámica máxima a compresión [N]
	• Velocidad lineal media [m/min]
	• Velocidad lineal máxima [m/min]
	• Aceleración máxima [m/s ²]
Lubricación	• Nombre del fabricante
	• Tipo
	• Viscosidad a temperatura media de funcionamiento [Cst]
Temperatura de funcionamiento	• Mínima [°C]
	• Media [°C]
	• Máxima [°C]
Vida útil requerida	• Desplazamiento [m]
	• O revoluciones [rev]
	• O duración [horas]

Descripción del ciclo de trabajo

Paso	Fuerza axial [N]	Velocidad, ya sea velocidad rotacional [rpm] o velocidad lineal [m/minuto]	Desplazamiento [mm]
1
2
3
4
5
Etc.

Condiciones de montaje

Posición del husillo	<input type="checkbox"/> Vertical	<input type="checkbox"/> Horizontal
Pieza giratoria	<input type="checkbox"/> Husillo	<input type="checkbox"/> Tuerca
Condiciones de fijación del extremo del husillo	<input type="checkbox"/>  <input type="checkbox"/>  <input type="checkbox"/> 	(fijo, libre) (fijo, soporte radial) (fijo, fijo)

Otra información pertinente

.....

.....

.....

.....

Encontrará el catálogo de husillos de bolas, además de imágenes 2D y modelos 3D del husillo de bolas, en www.skf.com
 Solicite el formulario de pedido en su oficina de ventas SKF. Para obtener información de contacto, visite www.skf.com

Sistema de designación

Conjunto de husillo de bolas laminado completo

SN 32 x R5 330/445 G7 L - HA + K **/** WPR

Tipo de tuerca

- SD = Husillo miniatura, juego axial, tuerca con recirculación interna
- BD = Husillo miniatura, eliminación de juego con bolas sobredimensionadas
- SH = Husillo miniatura, juego axial, recirculación por tubo integrado
- SDS = Husillo miniatura, juego axial, acero inoxidable
- BDS = Husillo miniatura, eliminación de juego, acero inoxidable
- SHS = Husillo miniatura, juego axial, acero inoxidable
- SX = Husillo universal, juego axial
- BX = Husillo universal, eliminación de juego con bolas sobredimensionadas
- SND = Husillo de precisión, juego axial, tuerca DIN
- BND = Husillo de precisión, eliminación de juego con bolas sobredimensionadas, tuerca DIN
- PND = Husillo de precisión con rigidez óptima, tuerca DIN
- SN = Husillo de precisión, juego axial
- BN = Husillo de precisión, eliminación de juego con bolas sobredimensionadas
- PN = Husillo de precisión con rigidez óptima
- SL = Husillo de paso largo, juego axial
- TL = Husillo de paso largo, eliminación de juego
- SLD = Husillo de paso largo, juego axial, tuerca DIN
- TLD = Husillo de paso largo, eliminación de juego, tuerca DIN
- SLT = Tuerca rotativa, juego axial
- TLT = Tuerca rotativa, eliminación de juego

Diámetro nominal x Paso

Sentido de giro

- R = derecha
- L = izquierda (bajo pedido)

Longitud de rosca / Longitud total, mm

Precisión de paso : G9, G7, G5

Orientación de la tuerca

- Roscado o brida de la tuerca orientada hacia el extremo mecanizado corto (S) o largo (L)
- En caso de tener el mismo mecanizado en ambos extremos (-)

Combinaciones de extremos

Véase la [página 36](#)

Longitudes requeridas para: AA - SA - UA (ambos lados)

Véase la [página 36](#)

Opciones

- WPR = con rascadores
- NOWPR = sin rascadores
- RING = anillo de seguridad (sólo para SH-SD)
- REDPLAY = Reducción de juego axial



Husillos de rodillos planetarios

Husillos resistentes para una vida útil prolongada en condiciones difíciles

d_0 = de 8 a 240 mm

P_h = de 2 a 50 mm

Gran capacidad de carga

Capacidad para resistir cargas de choque ocasionales

Elevada fiabilidad, incluso en entornos hostiles

Capacidad para altas velocidades rotacionales

Supera las capacidades de los husillos de bolas ofreciendo un extraordinario rendimiento.



Husillos de rodillos de recirculación

Husillos de grosor reducido para una extraordinaria precisión de colocación

d_0 = de 8 a 125 mm

P_h = de 0,6 a 5 mm

Resolución de ajuste exacto para alta precisión

Elevada rigidez

Combinación ideal de paso reducido, alta capacidad de carga y rigidez axial para soluciones de accionamiento de alta precisión.



Cilindros electromecánicos (tipos EMC y CEMC)

Los cilindros electromecánicos de alto rendimiento incorporan husillos de rodillos planetarios SKF accionados mediante motores sin escobillas

Capacidad de carga dinámica de hasta 450 kN

Velocidad lineal de hasta 1,6 m/s

Están diseñados para aplicaciones de vida útil prolongada, aplicaciones de gran fuerza de contacto y ciclos de servicio exigentes

Los cilindros electromecánicos compactos (CEMC) ofrecen una combinación exclusiva de flexibilidad de diseño y potencia de actuación en un paquete compacto

Los cilindros electromecánicos SKF con husillos de rodillos están ampliando los límites de los actuadores lineales.



Rodamientos lineales de bolas

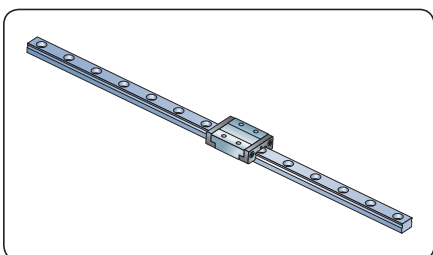
La solución de guiado más rentable

Dimensiones de acuerdo con las series 1 y 3 de ISO 10285, con diámetro nominal entre 5 mm y 80 mm

Diseños abiertos y cerrados, diseños rígidos con autoalineación. Depósito de lubricante integrado. Opción en acero inoxidable

SKF dispone de existencias de una amplia gama de accesorios, como soportes de rodamiento lineal de bolas, ejes rectificados, soportes de eje y bloques de ejes

Capacidad de carga y rendimiento de obturación optimizado para maximizar la vida útil.



Guías con patines miniatura

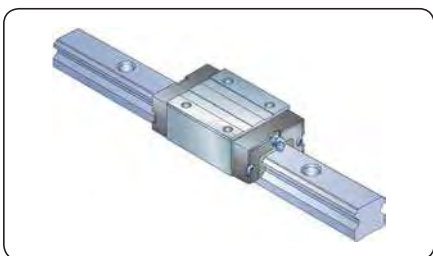
La guía con patines compacta de alta precisión para ahorrar espacio y reducir el peso de la máquina

Tamaños de 7 a 15 con intercambiabilidad a DIN 645-2

Anchura de patín estándar y mayor tamaño para aumentar la capacidad de carga puntual

Caminos de rodadura y carros rectificadas de alta precisión con dos filas de bolas que ofrecen una elevada capacidad de carga en las cuatro direcciones radiales

Componentes de acero inoxidable y prelubricación de fábrica para alta fiabilidad.



Guías con patines

La solución de guiado ideal en combinación con accionamiento mediante husillos de bolas laminados de precisión en la mayoría de las máquinas

Tamaños de patín de 15 a 45 intercambiables a DIN 645-1 y ISO 12090-1 (norma de próxima aplicación). Gran variedad de tipos de carro de acuerdo con los estándares industriales

Guía con patín de alta precisión con carros y caminos de rodadura rectificadas de forma precisa, disponibles con distintas clases de precisión y precarga

4 caminos de rodadura de rodamiento con disposición en X, lo que proporciona una capacidad de carga igual en las cuatro direcciones radiales, y capacidad para resistir momentos torsores puntuales

SKF dispone de existencias de componentes como obturaciones rozantes, placas rascadoras, fuelles, sistemas de lubricación, etc.

Soluciones adaptadas a los distintos tipos de aplicaciones y requisitos.



© SKF es una marca registrada del Grupo SKF.

© SKF Group 2013

El contenido de esta publicación es propiedad de los editores y no puede reproducirse (incluso parcialmente) sin autorización previa por escrito. Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de la información contenida en esta publicación, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicha información.

Los catálogos anteriores, cuyos datos varían de los aquí mostrados, no tienen validez. Queda reservado el derecho de realizar los cambios que exijan los avances tecnológicos.

PUB MT/P1 06971/1 ES · Agosto 2013

Certain images used under license from Shutterstock.com

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA
LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA**

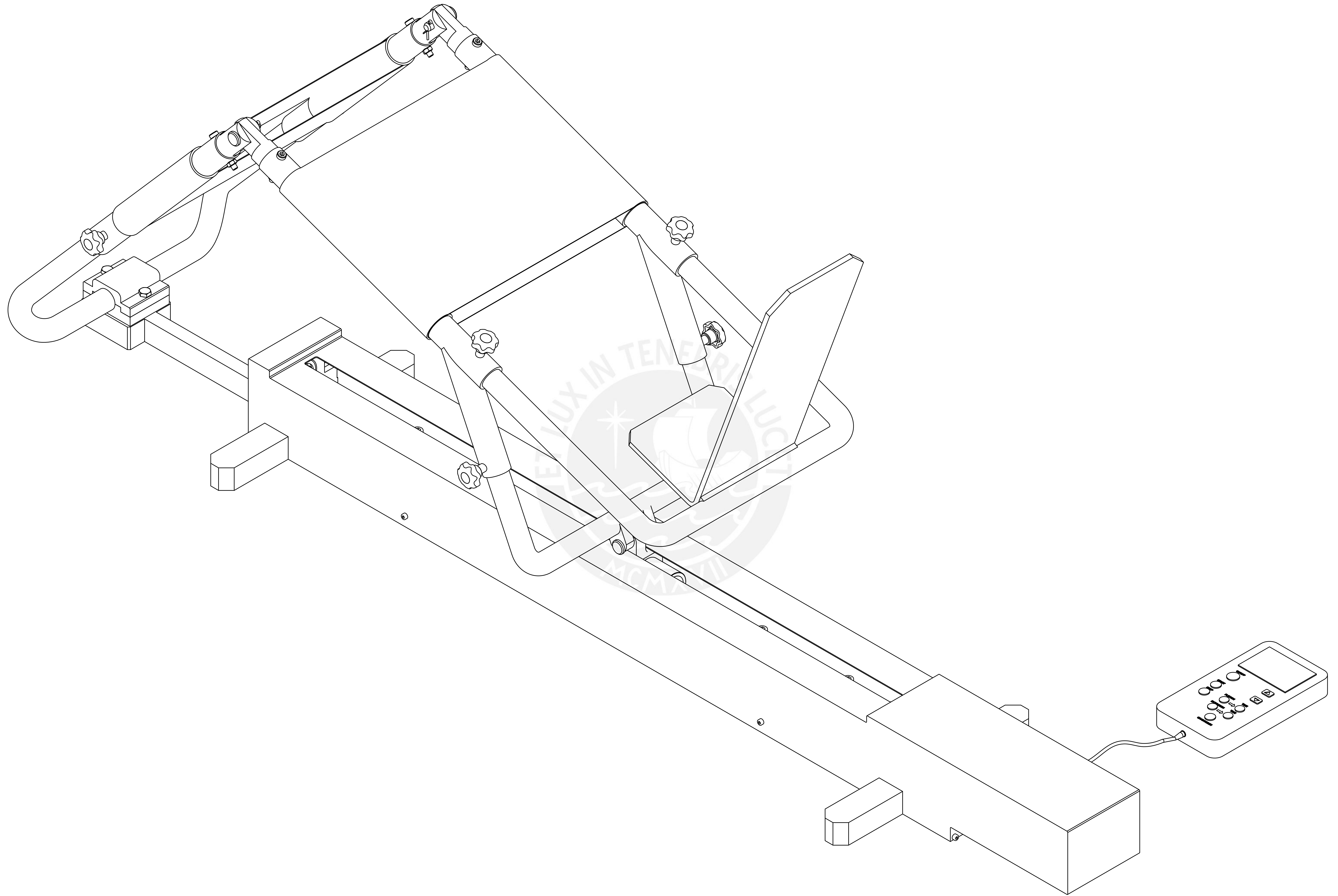
PLANOS

**Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller**

BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ

ASESOR: Dr. Ing. Dante Ángel Elías Giordano

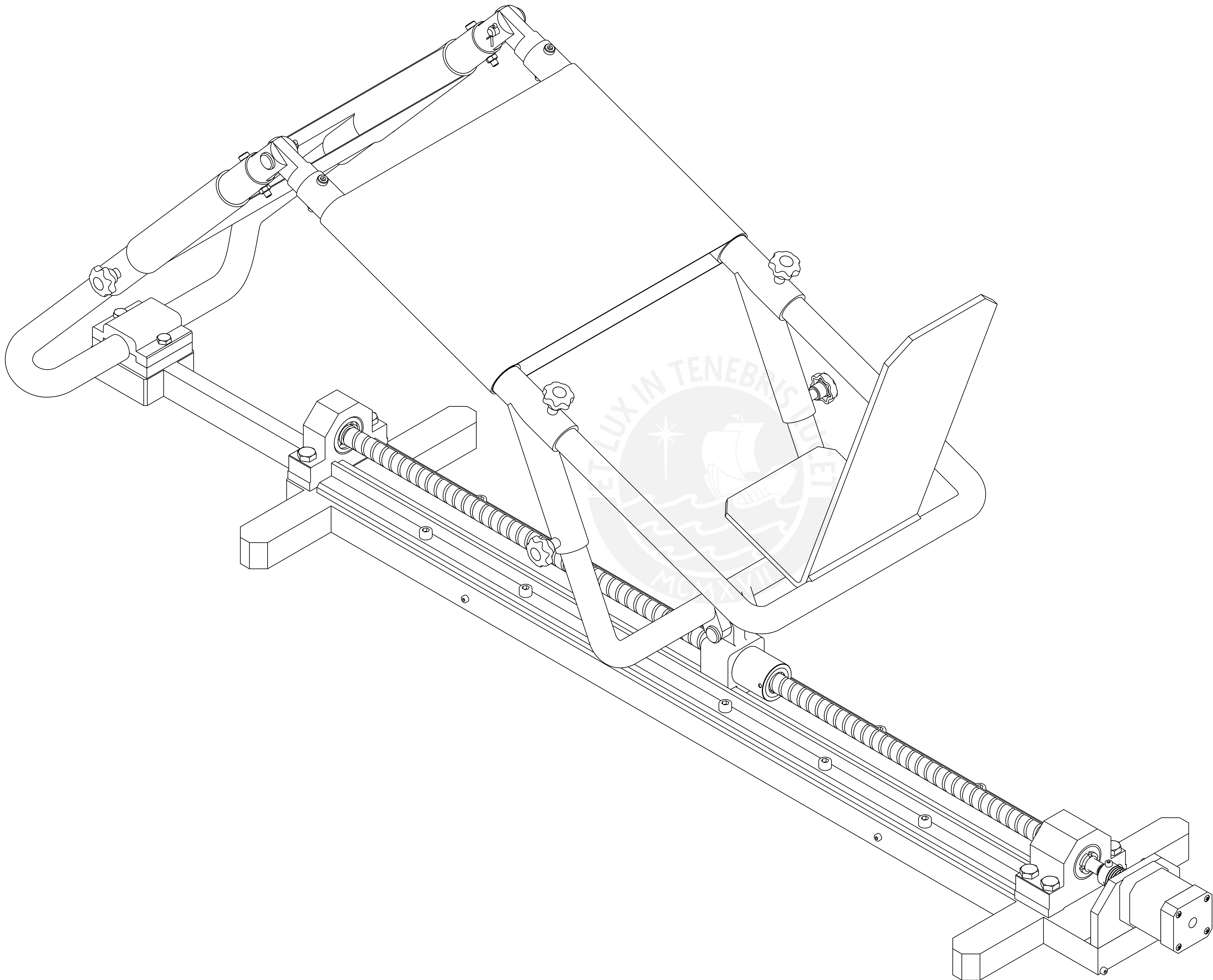
Lima, 3 de agosto del 2020



PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

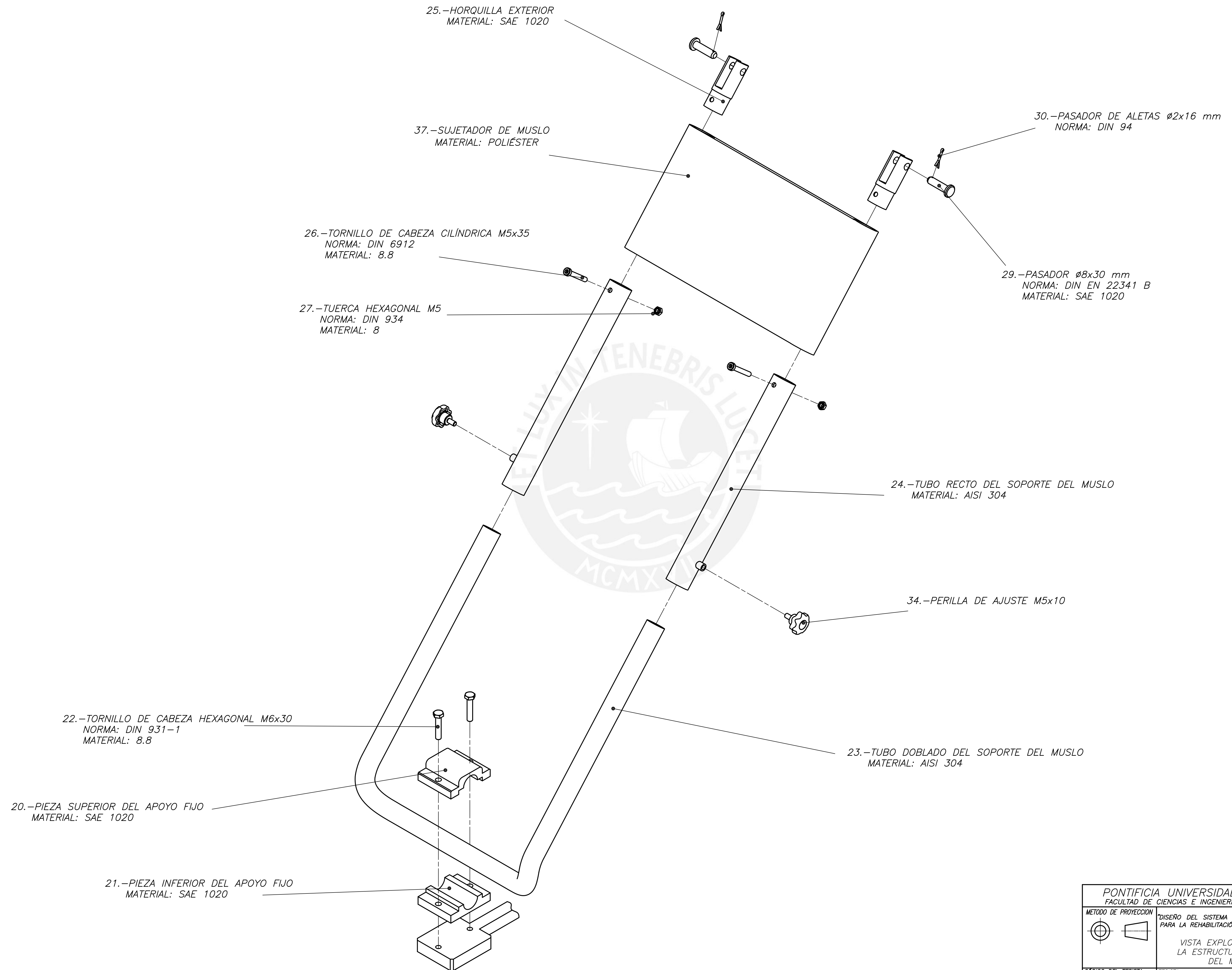
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROTECCION 	DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA* VISTA GENERAL CON CARCASA DE PROTECCIÓN	ESCALA 1:1,2 FECHA: 2020.08.03 PLANO: PG-01-AG
CÓDIGO DEL TESISIA: 20134684	TESISIA: BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ	



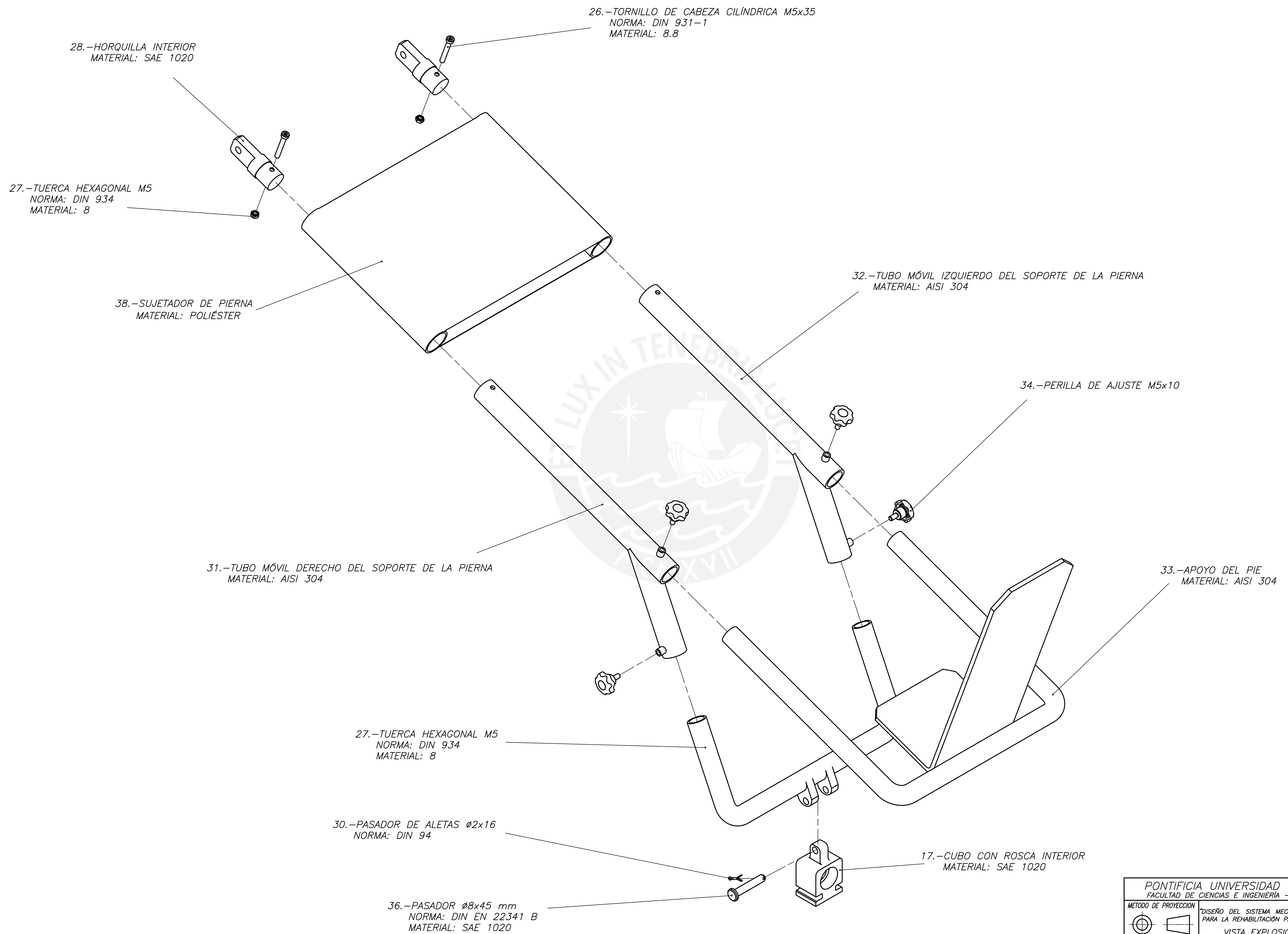
PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROTECCION 	DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA* VISTA GENERAL SIN CARCASA DE PROTECCIÓN	ESCALA 1:1
CÓDIGO DEL TESISISTA: 20134684	TESISISTA: BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ	FECHA: 2020.08.03 PLANO: PG-02-AG



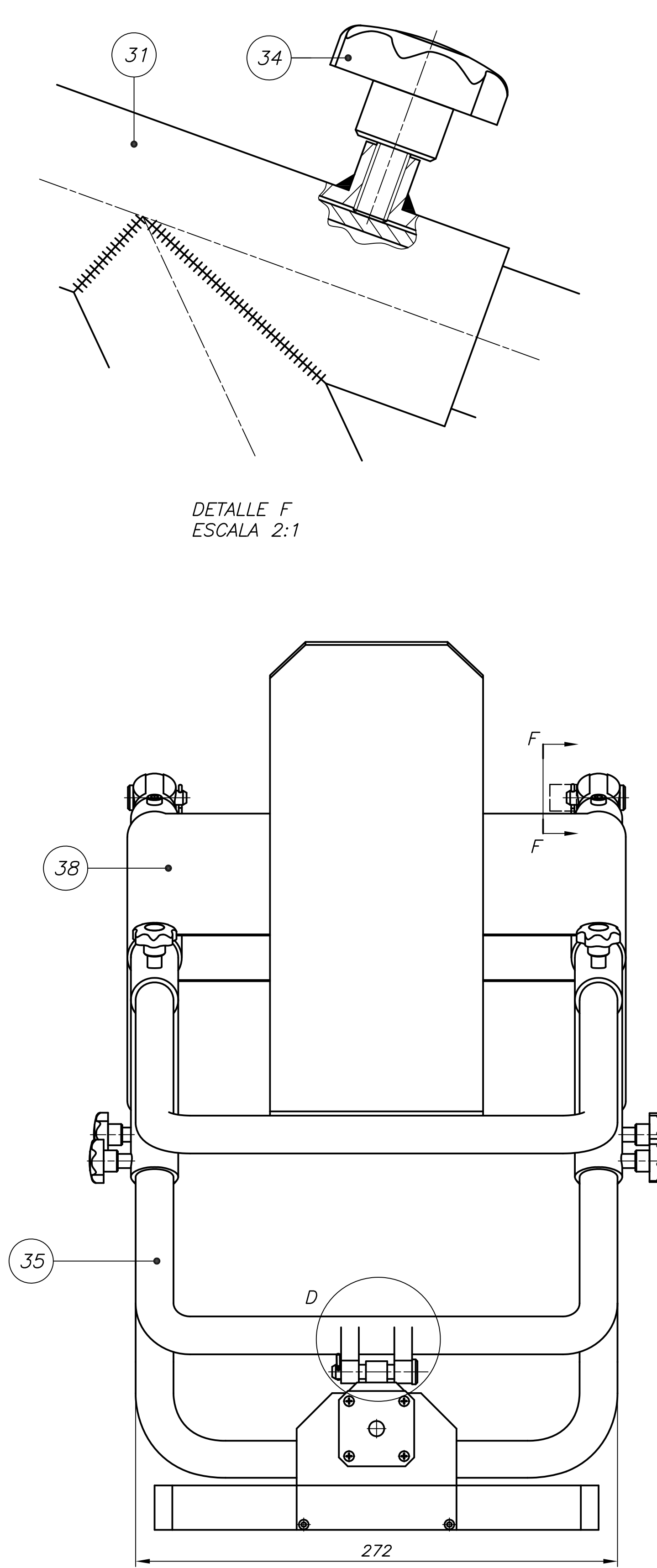
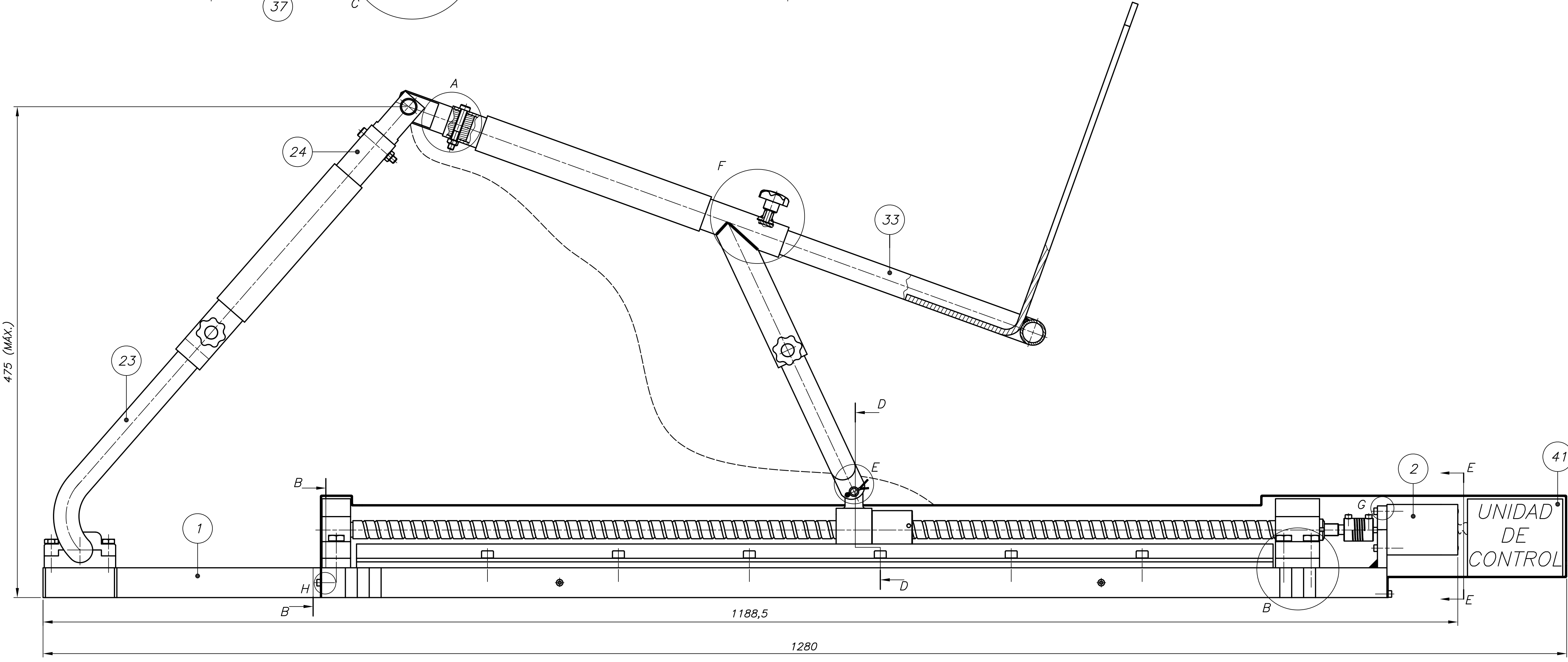
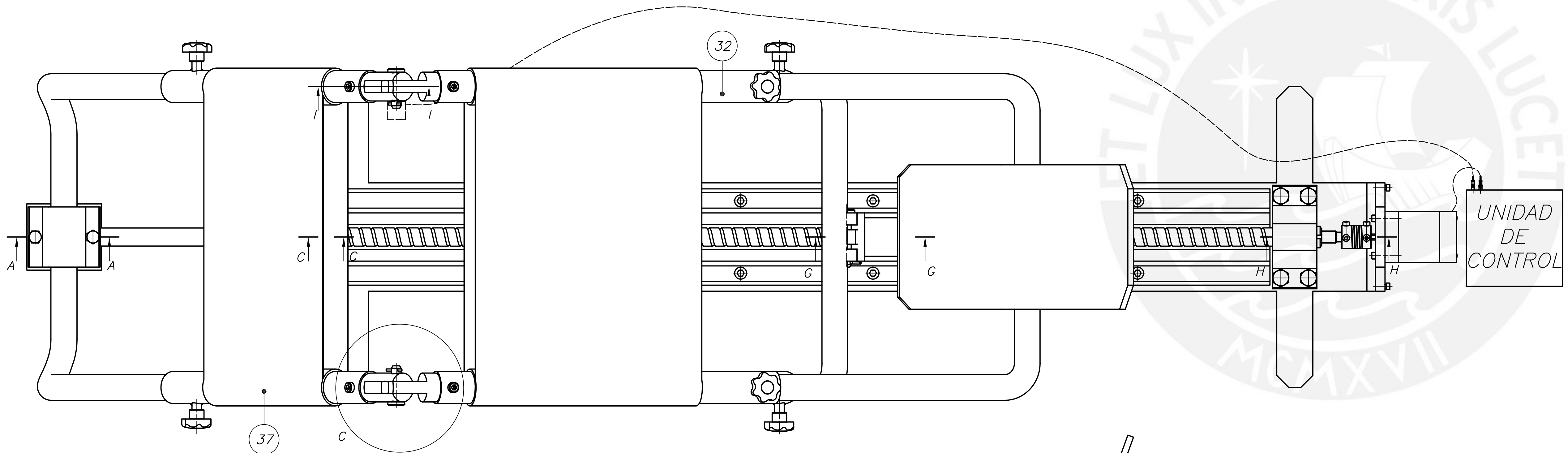
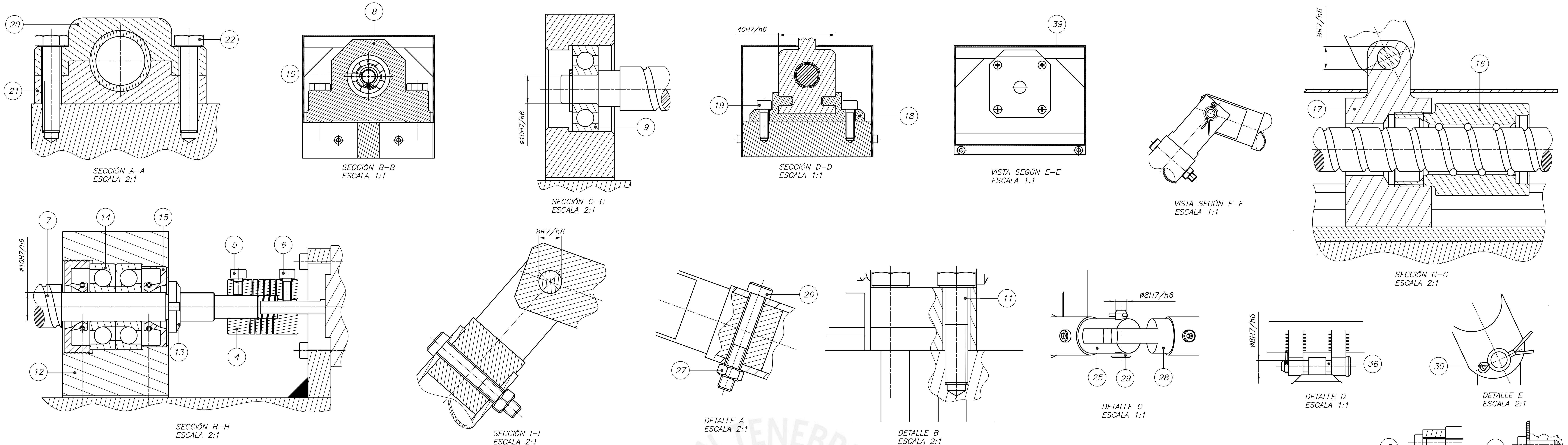
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	"DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA" VISTA EXPLOSIONADA DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DEL MUSLO	ESCALA 1:2
CÓDIGO DEL TESISISTA: 20134684	TESISISTA: BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ	FECHA: 2020.08.03 PLANO: PG-03-A1



PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	"DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA" VISTA EXPLOSIONADA DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DE LA PIERNA	ESCALA 1:2
CÓDIGO DEL TESISISTA: 20134684	TESISISTA: BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ	FECHA: 2020.08.03 PLANO: PG-04-A1



NOTA: LA CARCASA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA SE HA OMITIDO EN LA VISTA SUPERIOR Y LATERAL PARA MOSTRAR CON MAYOR DETALLE DICHO SISTEMA.

ITEM	DESCRIPCIÓN	ESTÁNDAR	MATERIAL	OBSERVACIONES
41	ESPACIO PARA UNIDAD DE CONTROL			POR DISEÑAR
40	TORNILLO DE CABEZA CILÍNDRICA M3x10	DIN 912	8.8	
39	CARGAS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN		ACRILICO	
38	SIJUEADOR DE PIERNA 560x200 mm		POLIÉSTER	CON VELCRO ADHESIVO
37	SIJUEADOR DE MUSLO 560x150 mm		POLIÉSTER	CON VELCRO ADHESIVO
36	PASADOR M6x45 mm	DN EN 22348	SAE 1020	
35	TUBO FLUO DEL SOPORTE DE LA PIERNA		ASI 304	
34	PERILLA DE AJUSTE M6x10			NEW HONG HUIDA
33	APOYO DEL PIE		ASI 304	
32	TUBO MÓN. DOBLADO DEL SOPORTE DE LA PIERNA		ASI 304	
31	TUBO MÓN. DRECHO DEL SOPORTE DE LA PIERNA		ASI 304	
30	PASADOR DE ALETA M2x16	DIN 94		STEEL METORO
29	PASADOR M6x30 mm	DN EN 22348	SAE 1020	
28	HORQUILLA INTERIOR		SAE 1020	
27	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN 934	8	
26	TORNILLO DE CABEZA CILÍNDRICA M5x35	DIN 6912	8.8	
25	HORQUILLA EXTERIOR		SAE 1020	
24	TUBO RECTO DEL SOPORTE DEL MUSLO		ASI 304	
23	TUBO DOBLADO DEL SOPORTE DEL MUSLO		ASI 304	
22	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6x30	DIN 931-1	8.8	
21	PIEZA INFERIOR DEL APOYO FLUO		SAE 1020	
20	PIEZA SUPERIOR DEL APOYO FLUO		SAE 1020	
19	12 TORNILLO DE CABEZA CILÍNDRICA M6x20	DIN 912	8.8	
18	1 GUÍA		AI 6061	
17	1 CUBRO CON ROSCA INTERIOR		SAE 1020	
16	1 TUERCA (CONTIENE BOLAS RESCULANTES)			INCLUIDO EN ITEM 7
15	2 RETÉN #10x30x7 mm	DIN 3760		INCLUIDO EN ITEM 12
14	2 ROD. CONTACTO ANGULAR 7200 #10x30x9 mm	DIN 628		INCLUIDO EN ITEM 12
13	1 TUERCA DE FIJACIÓN KM 0	DIN 981		INCLUIDO EN ITEM 12
12	1 APOYO FLUO PLBU 16			SKF
11	6 TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M6x35	DIN 931-1	8.8	
10	1 ANILLO DE RETENCIÓN 10x1 mm	DIN 471		INCLUIDO EN ITEM 8
9	1 ROD. RIGIDO DE BOLAS 6200 #10x30x9 mm	DIN 625		INCLUIDO EN ITEM 8
8	1 APOYO LIBRE BLU 16			SKF
7	1 TORNILLO DE POTENCIA #16x10x785 mm			SKF
6	2 TORNILLO DE CABEZA CILÍNDRICA M3x8	DIN 912	8.8	
5	2 TORNILLO DE CABEZA CILÍNDRICA M3x6	DIN 912	8.8	
4	1 ACOPLAMIENTO FLEXIBLE #5x8			NSK
3	4 TORNILLO DE CABEZA CILÍNDRICA M3x20	DIN 912	8.8	
2	1 MOTOR PASO A PASO 0,78 Nm, 1,8", #5			808 & NEMA 17, CN INC
1	1 BASE		AI 6061	ESPESOR 25 mm
POS. CAVI	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

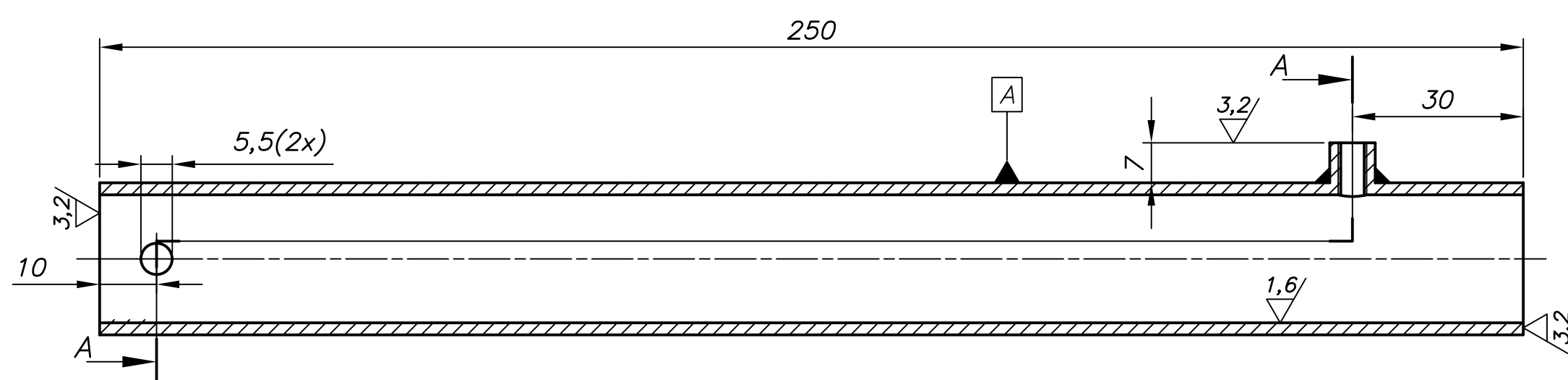
METODO DE PROYECCIÓN: ESCALA: 1:2

TÍTULO: DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA

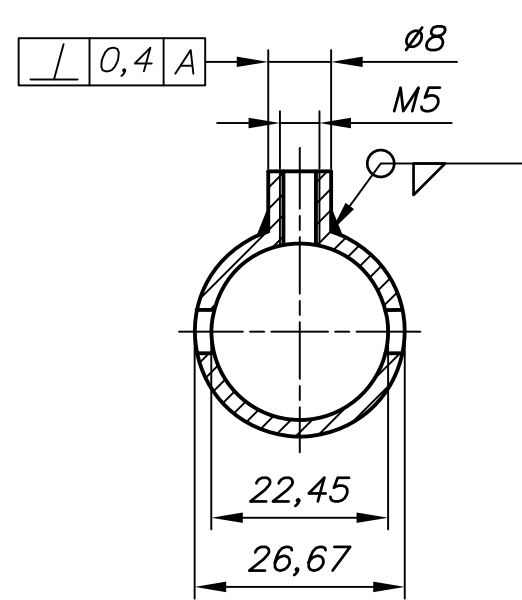
PLANO DE ENSAMBLE

FECHA: 2020.08.03

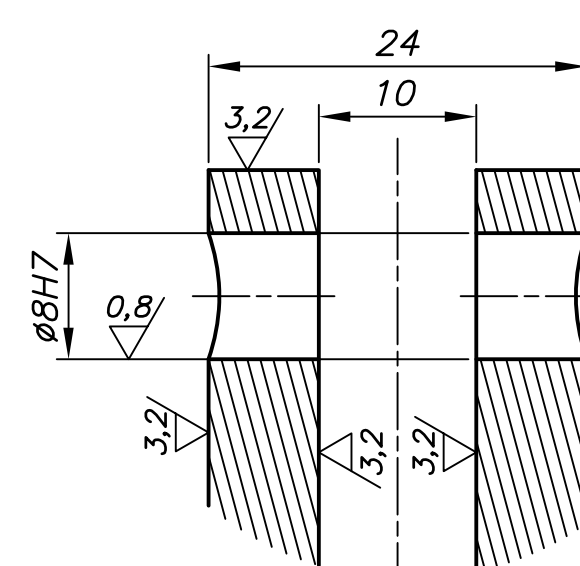
CODIGO DEL TESIS: 20134684 TESIS: BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ PLANO: PE-01-A0



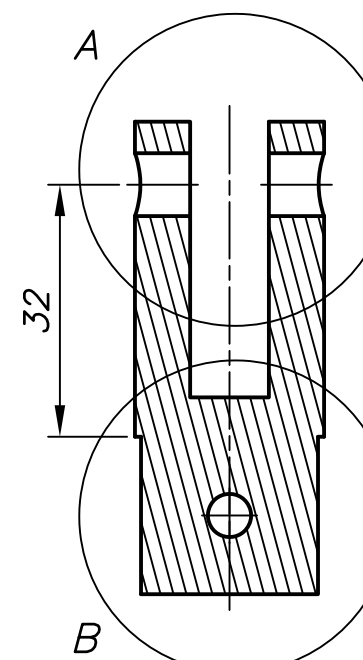
TUBO RECTO DEL SOPORTE DEL MUSLO
 POSICIÓN: 24
 CANTIDAD: 02
 MATERIAL: AISI 304
 ESCALA: 1:1



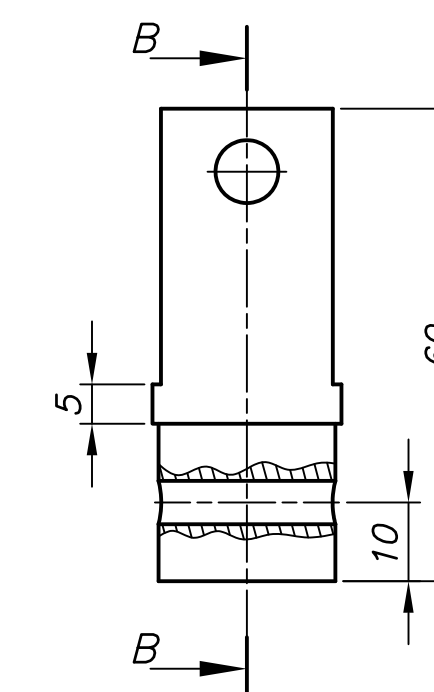
SECCIÓN A-A
 ESCALA 1:1



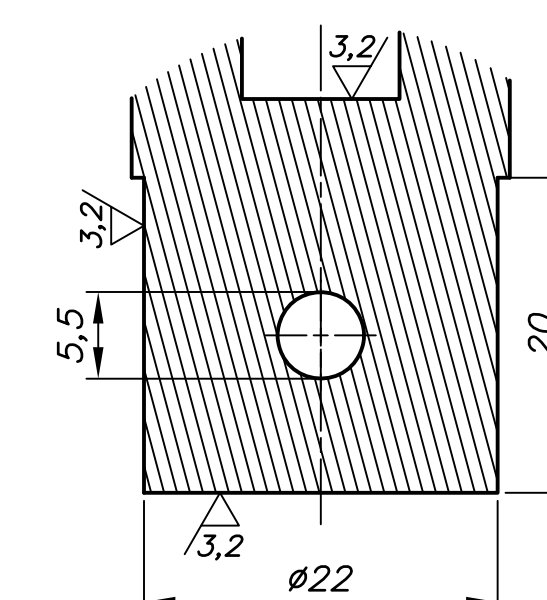
DETALLE A
 ESCALA 2:1



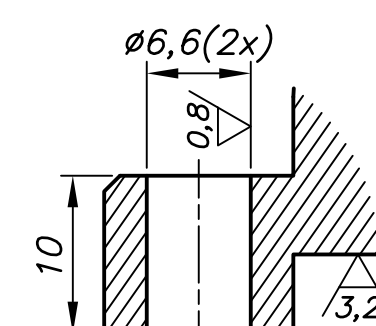
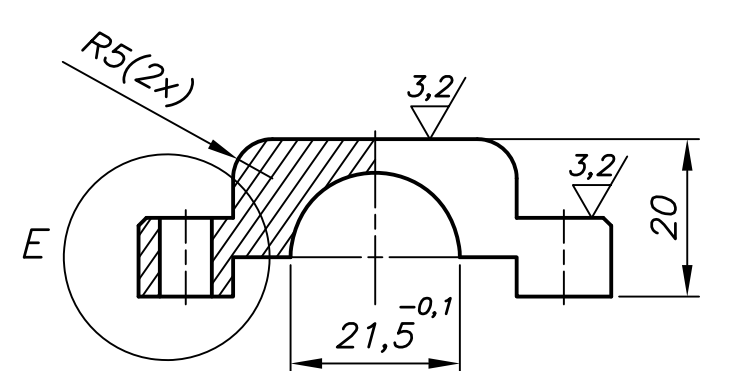
SECCIÓN B-B
 ESCALA 1:1



HORQUILLA EXTERIOR
 POSICIÓN: 25
 CANTIDAD: 02
 MATERIAL: SAE 1020
 ESCALA: 1:1

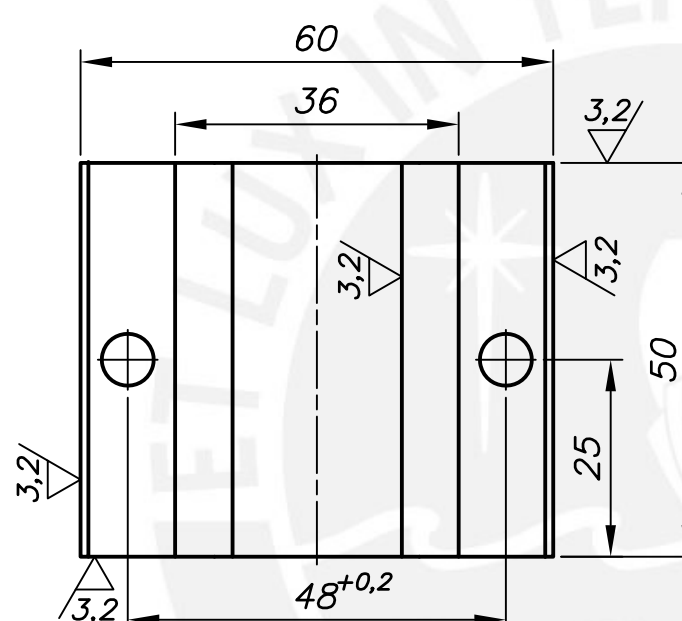


DETALLE B
 ESCALA 2:1

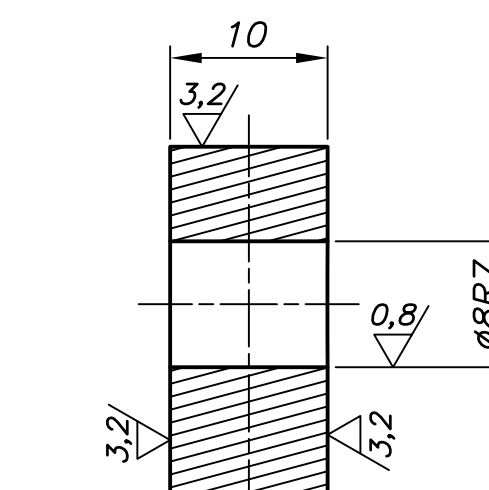


CHAFLANES 1x45°

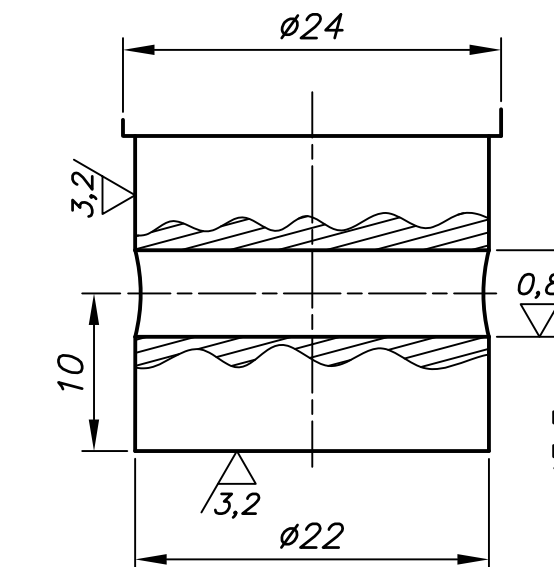
DETALLE E
 ESCALA 2:1



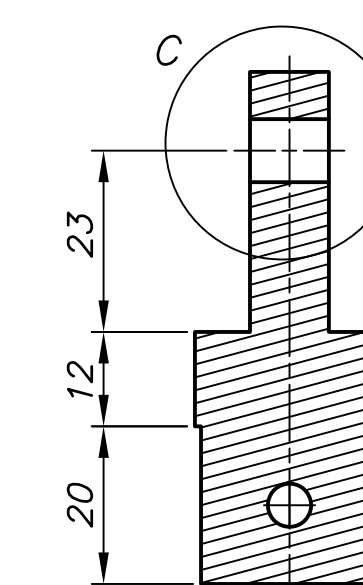
PIEZA SUPERIOR DEL APOYO FIJO
 POSICIÓN: 20
 CANTIDAD: 01
 MATERIAL: SAE 1020
 ESCALA: 1:1



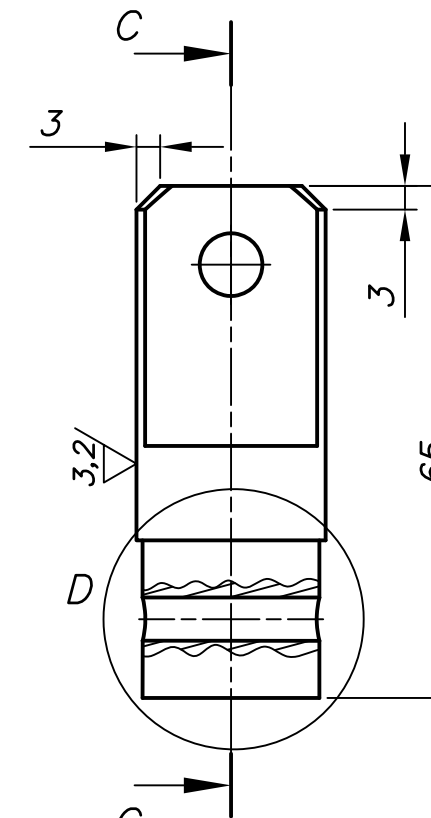
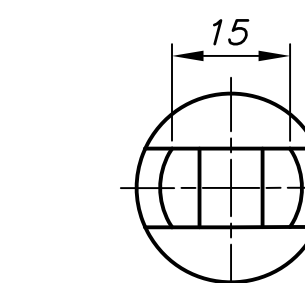
DETALLE C
 ESCALA 2:1



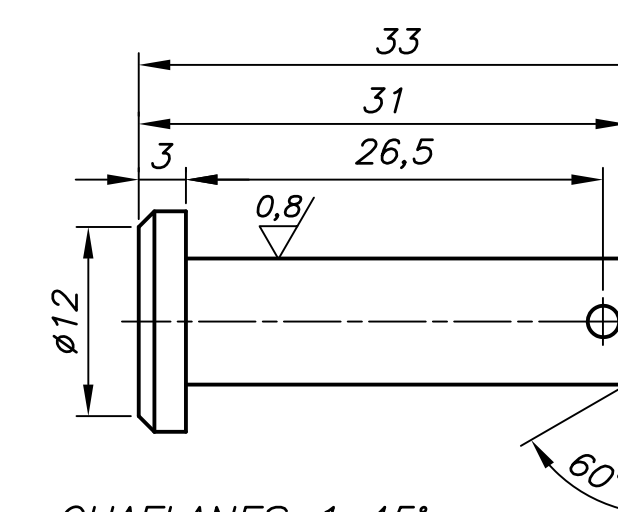
DETALLE D
 ESCALA 2:1



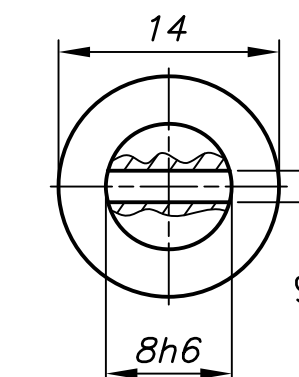
SECCIÓN C-C
 ESCALA 1:1



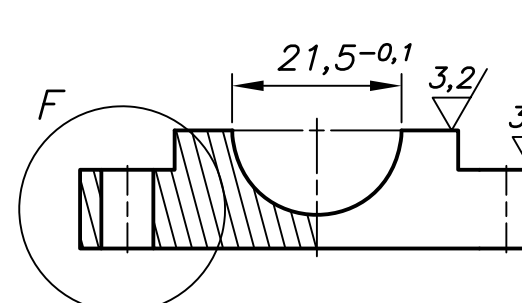
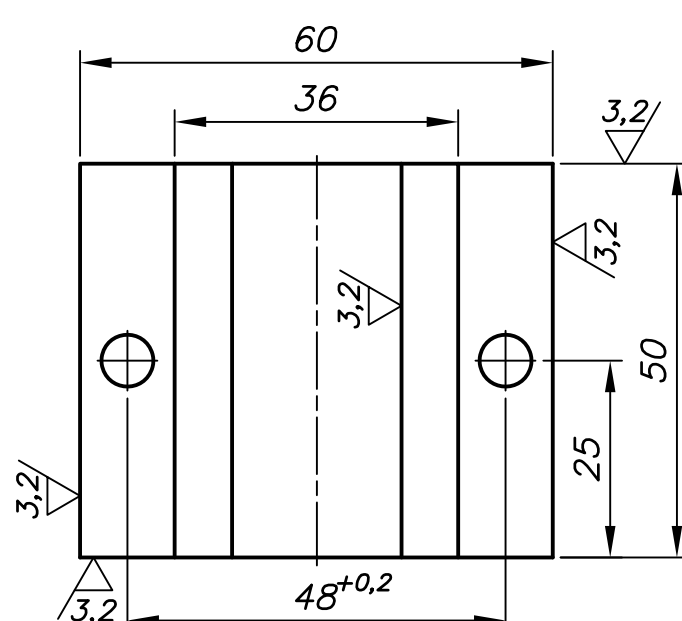
HORQUILLA INTERIOR
 POSICIÓN: 28
 CANTIDAD: 02
 MATERIAL: SAE 1020
 ESCALA: 1:1



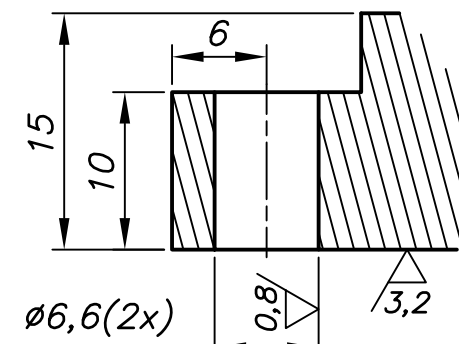
CHAFLANES 1x45°



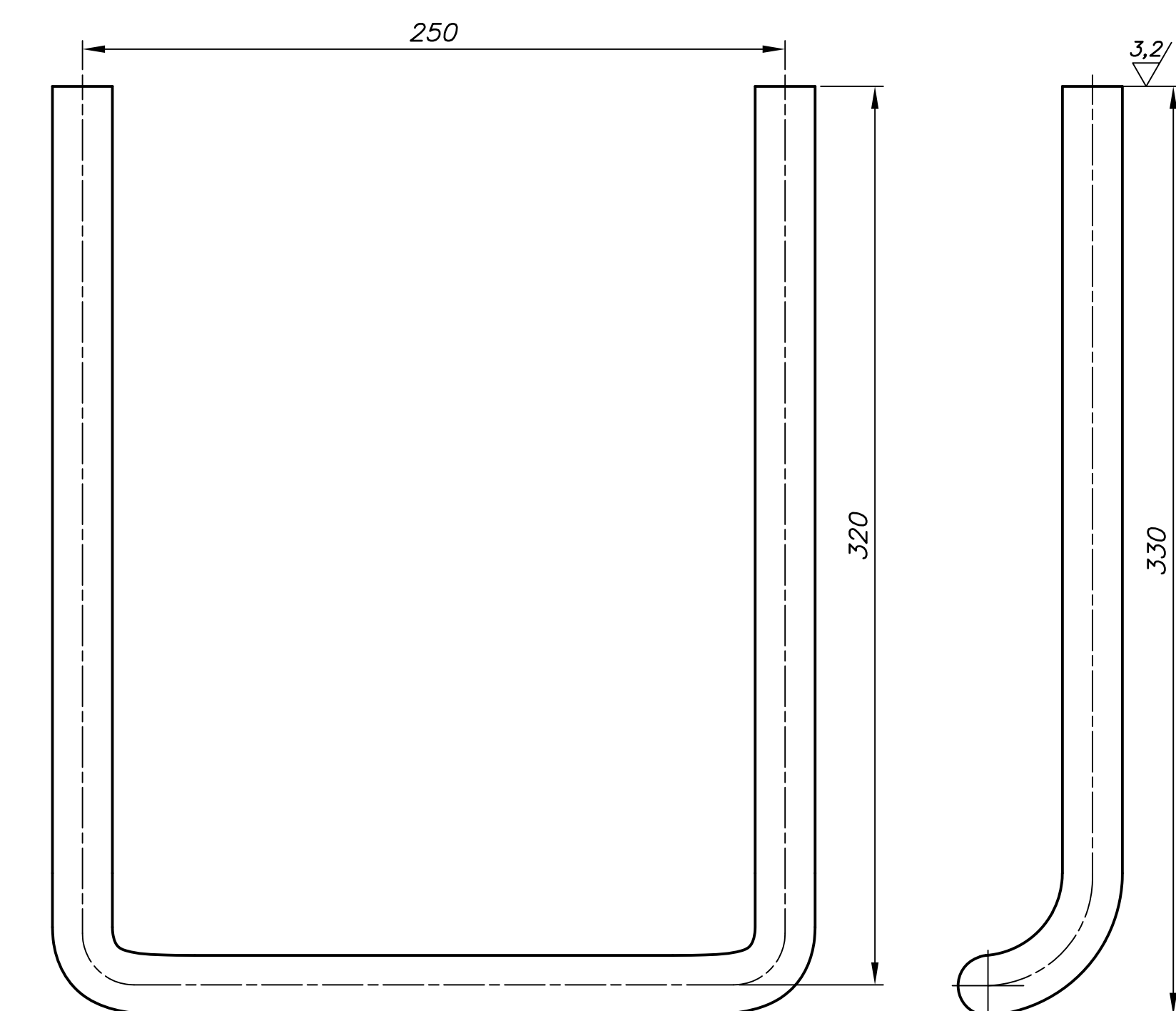
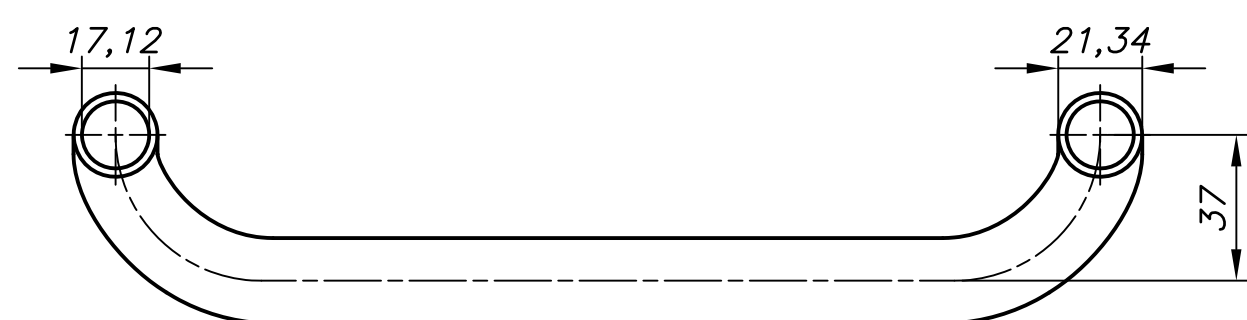
PASADOR ø8x30 mm
 POSICIÓN: 29
 CANTIDAD: 02
 MATERIAL: SAE 1020
 ESCALA: 2:1



PIEZA INFERIOR DEL APOYO FIJO
 POSICIÓN: 21
 CANTIDAD: 01
 MATERIAL: SAE 1020
 ESCALA: 1:1



DETALLE F
 ESCALA 2:1

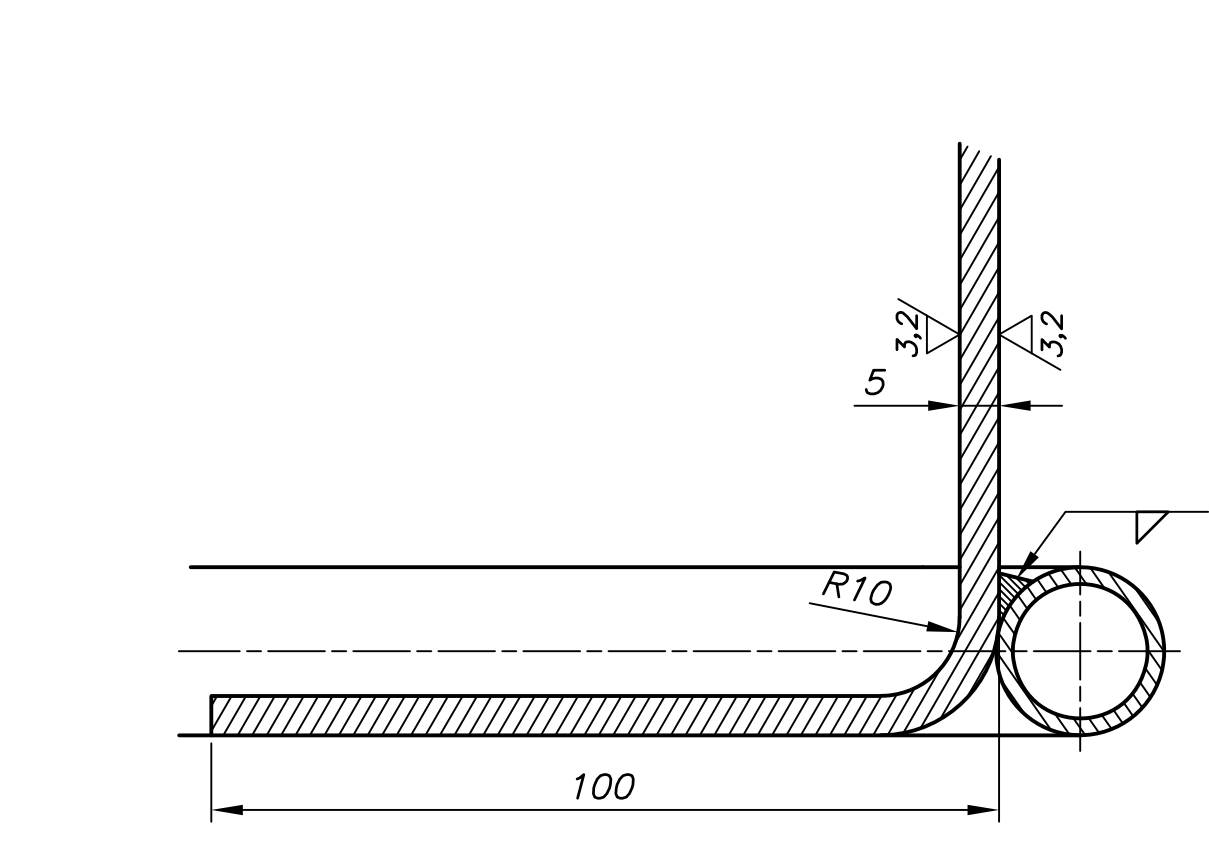


TUBO DOBLADO DEL SOPORTE DEL MUSLO
 POSICIÓN: 23
 CANTIDAD: 01
 MATERIAL: AISI 304
 ESCALA: 1:2

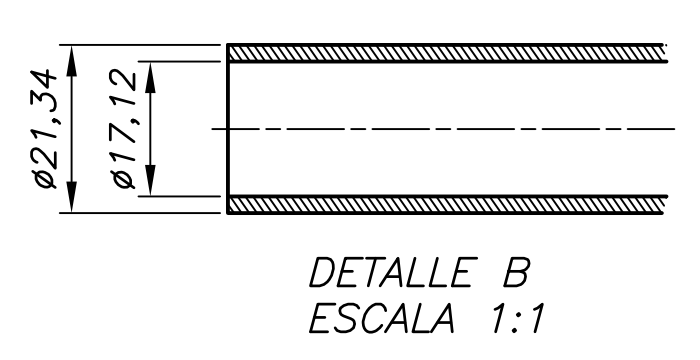
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

8h6	8,000	7,991
8R7	7,987	7,972
8H7	8,015	8,000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

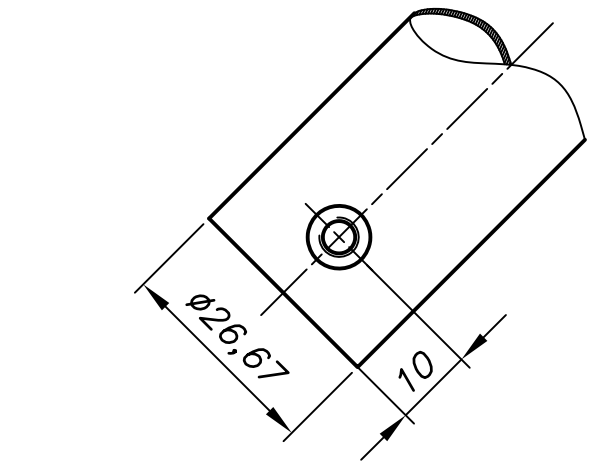
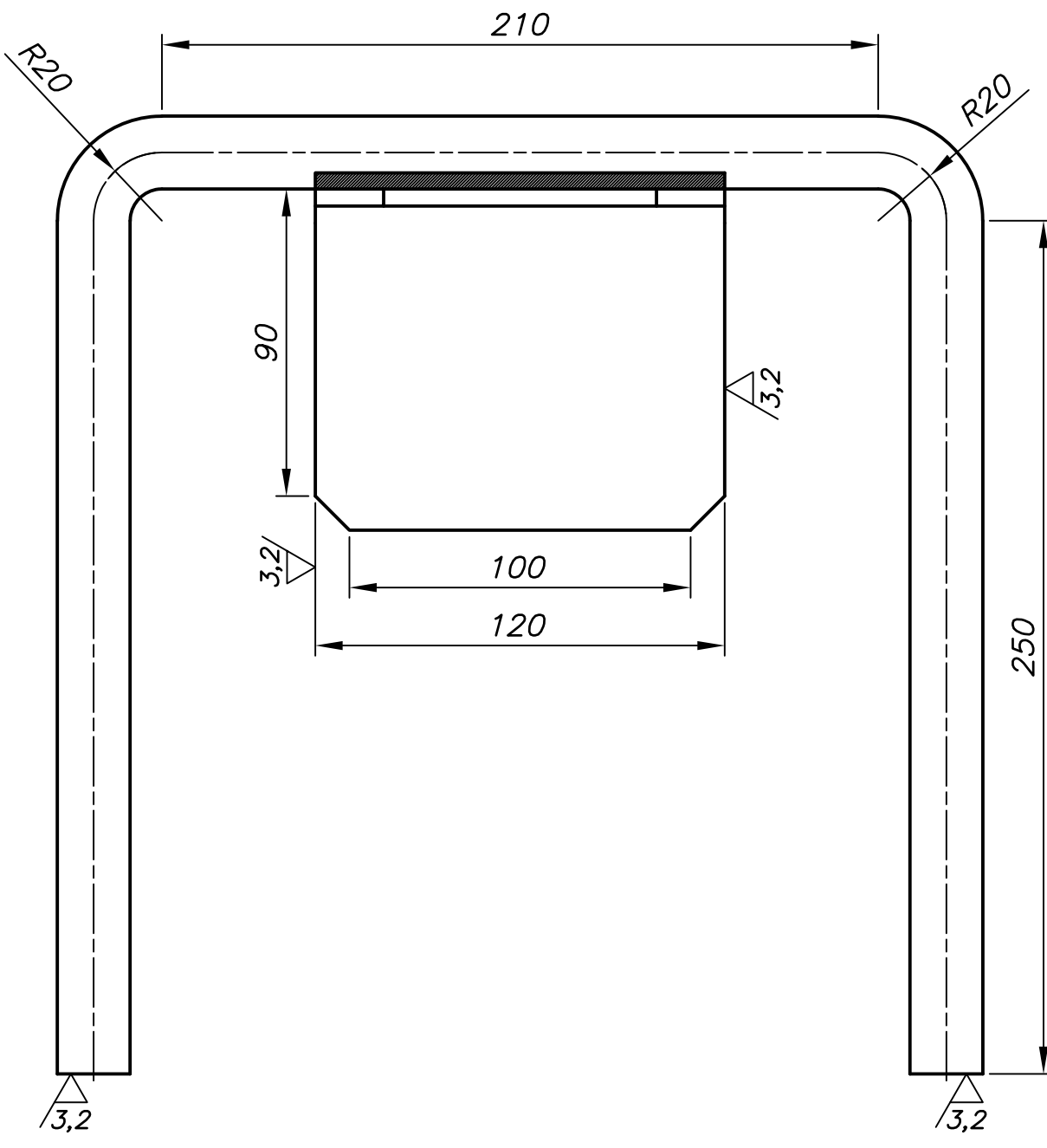
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
$\sqrt{(3,2/0,8)}$	DIN 7168 MEDIO	INDICADO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION	"DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA"	ESCALA
$\frac{\phi}{\phi}$	ITEM 20, 21, 23, 24, 25, 28, 29	INDICADA
CODIGO DEL TESISISTA:	TESISTA:	FECHA:
20134684	BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ	2020.08.03
		PLANO:
		PF1-01-A1



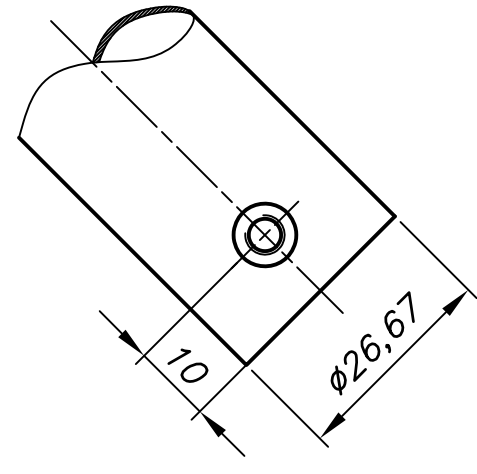
DETALLE A
ESCALA 1:1



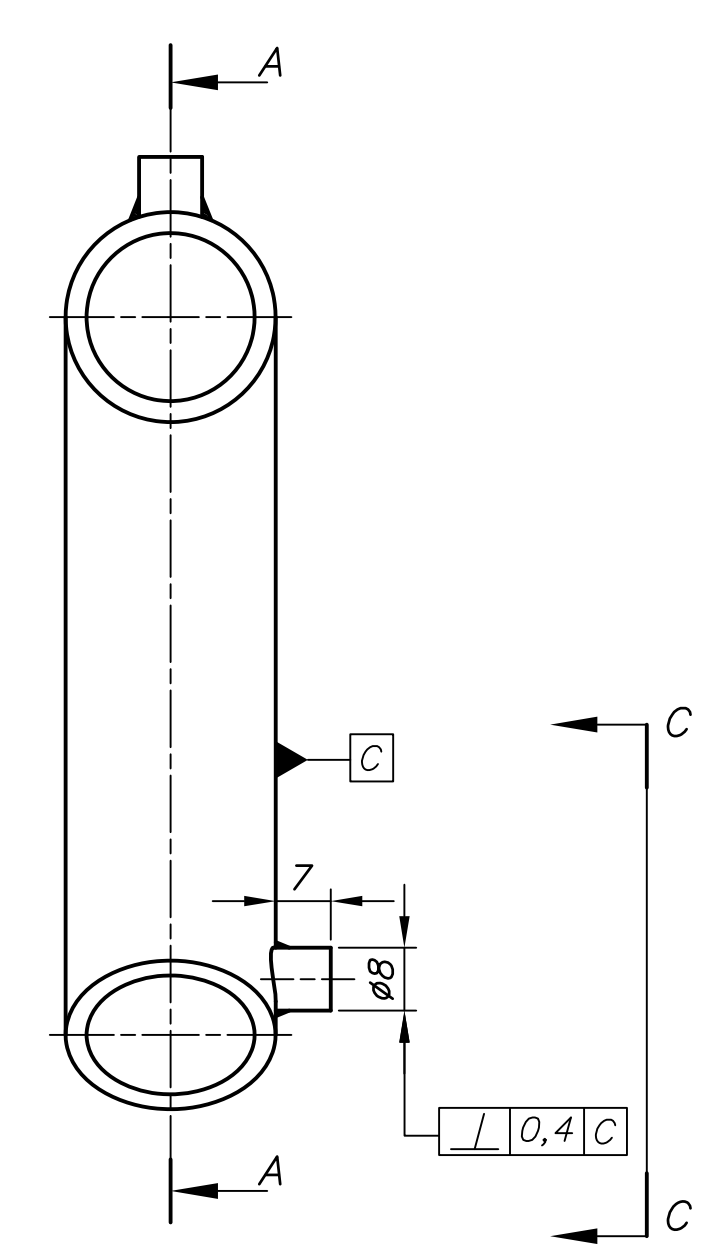
DETALLE B
ESCALA 1:1



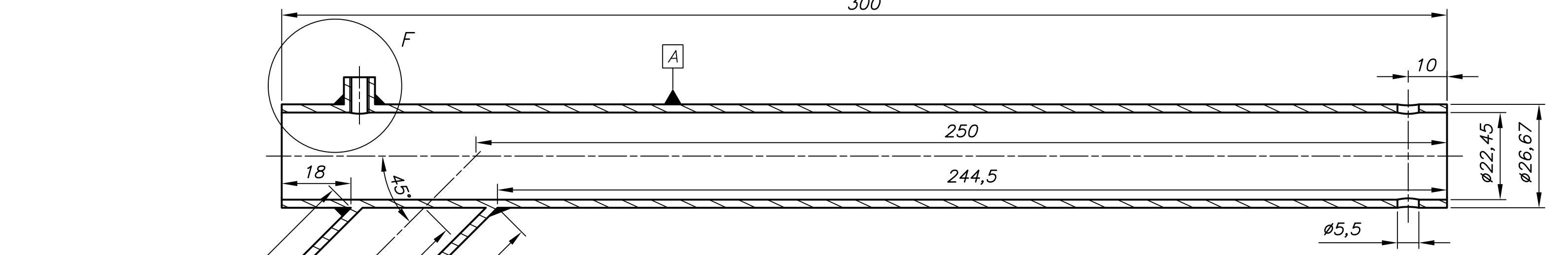
VISTA SEGUN C-C
ESCALA 1:1



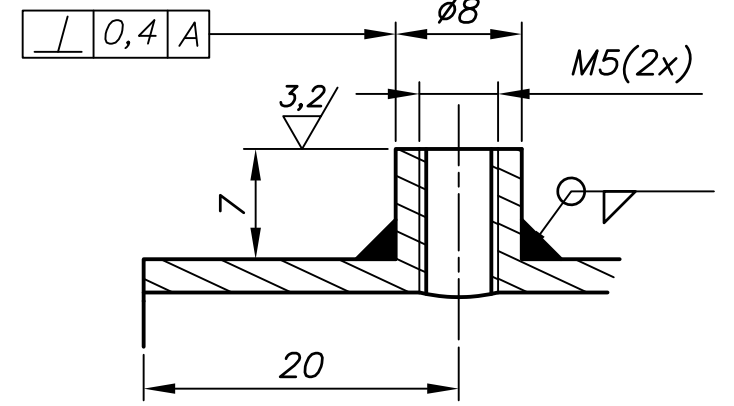
VISTA SEGUN D-D
ESCALA 1:1



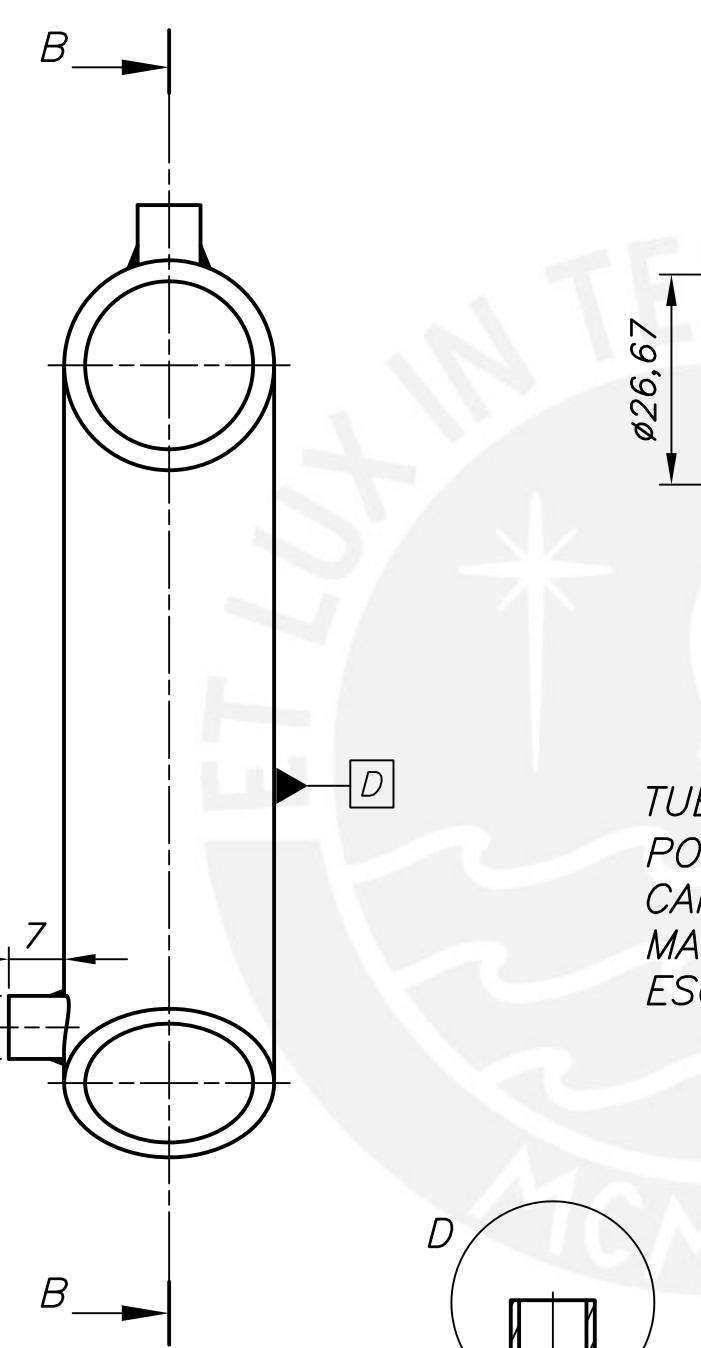
TUBO MÓVIL IZQUIERDO DEL SOPORTE DE LA PIERNA
POSICIÓN: 32
CANTIDAD: 01
MATERIAL: AISI 304
ESCALA: 1:1



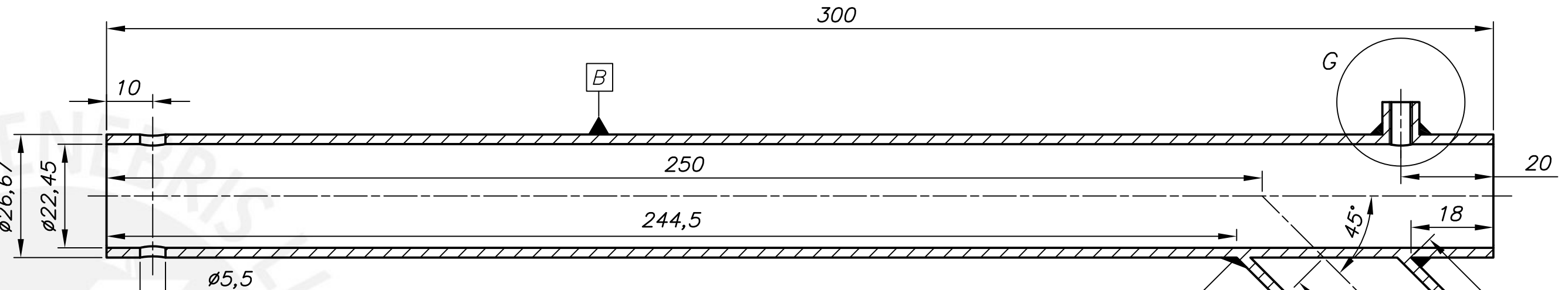
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1



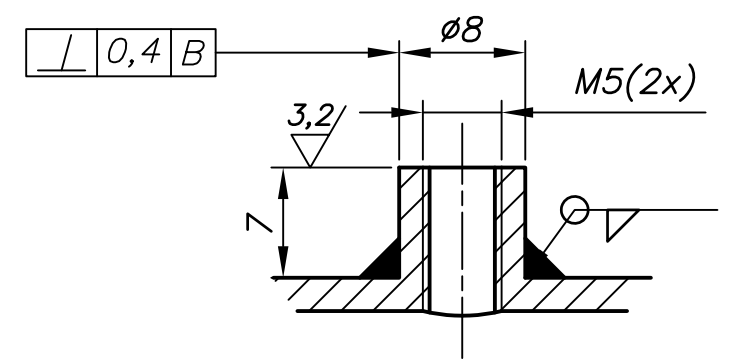
DETALLE F
ESCALA 2:1



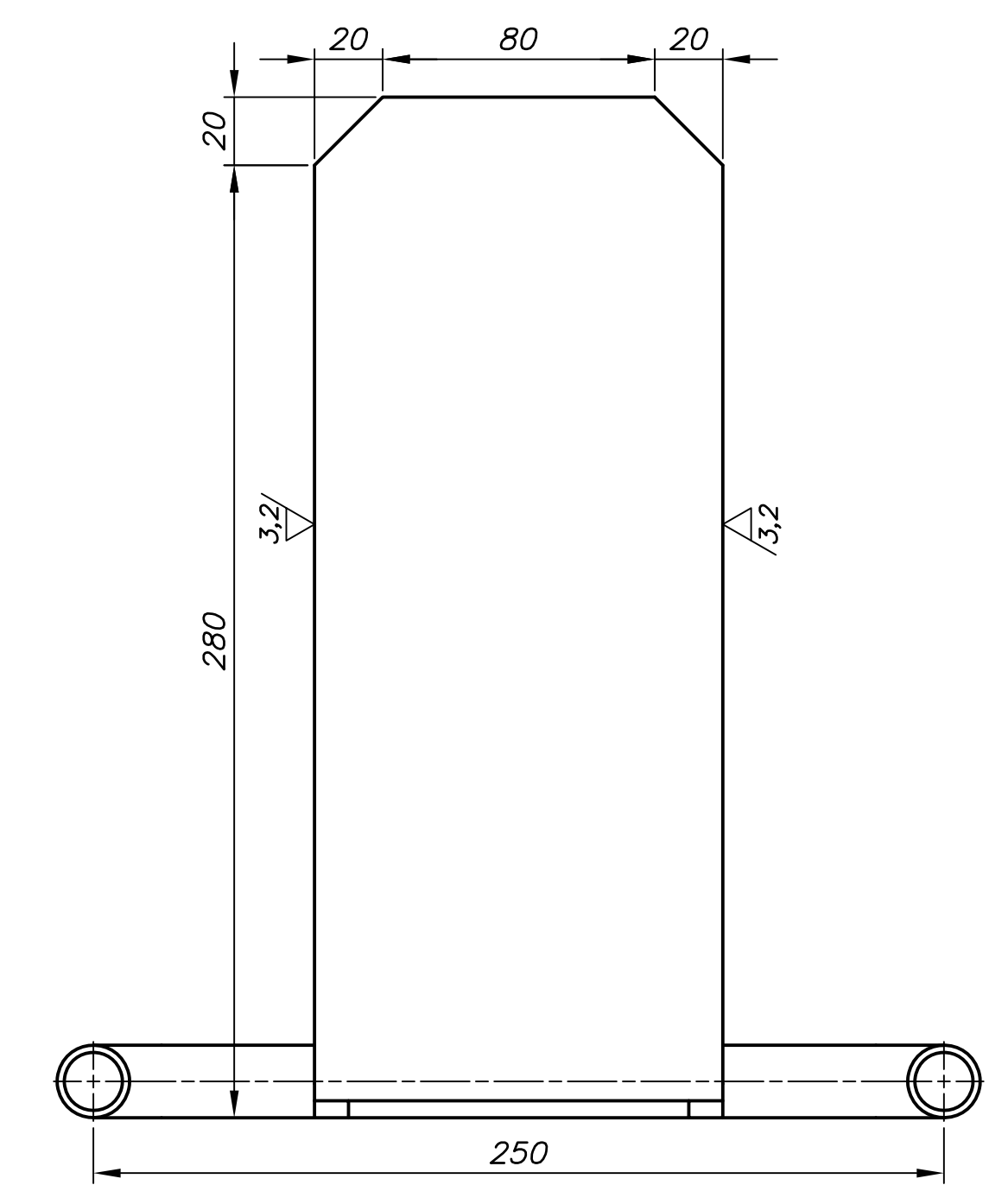
TUBO MÓVIL DERECHO DEL SOPORTE DE LA PIERNA
POSICIÓN: 31
CANTIDAD: 01
MATERIAL: AISI 304
ESCALA: 1:1



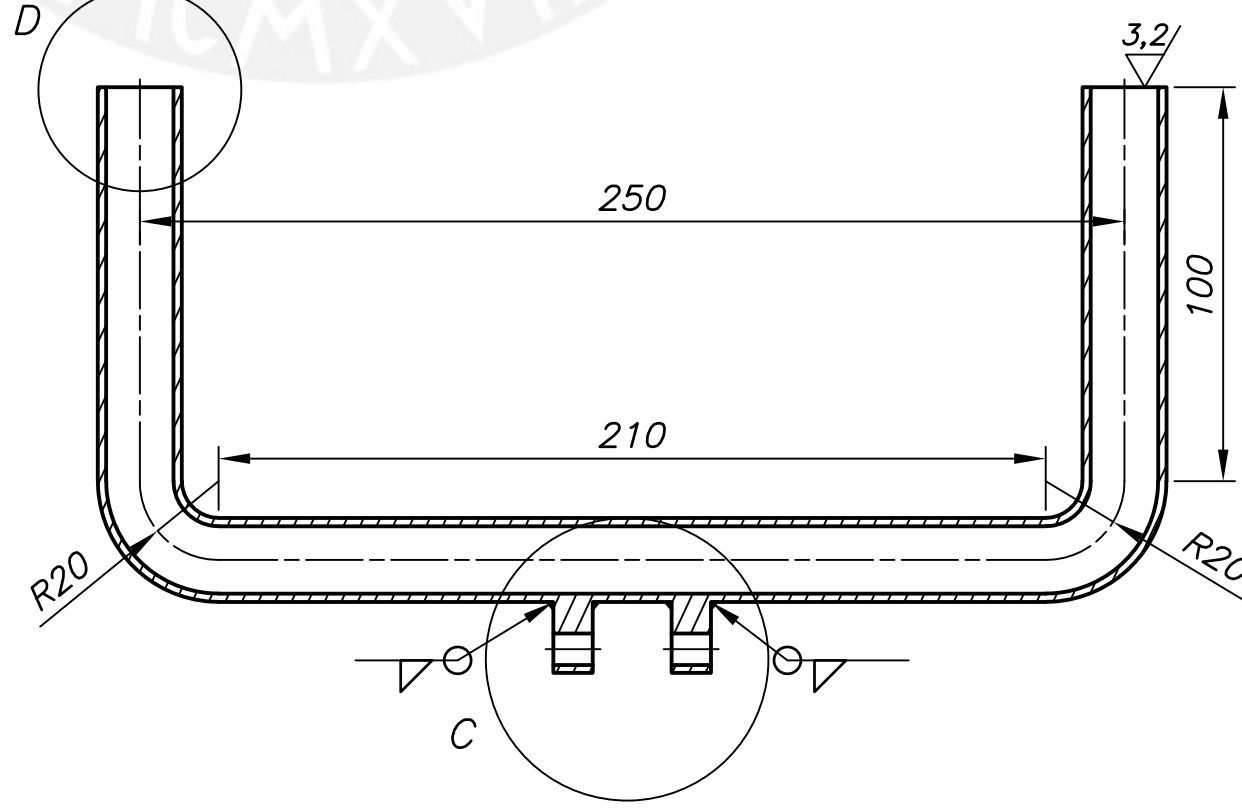
SECCIÓN B-B
ESCALA 1:1



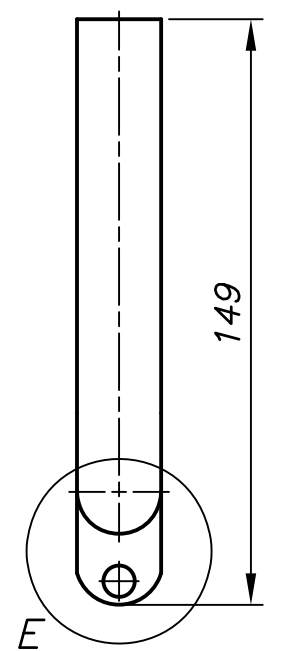
DETALLE G
ESCALA 2:1



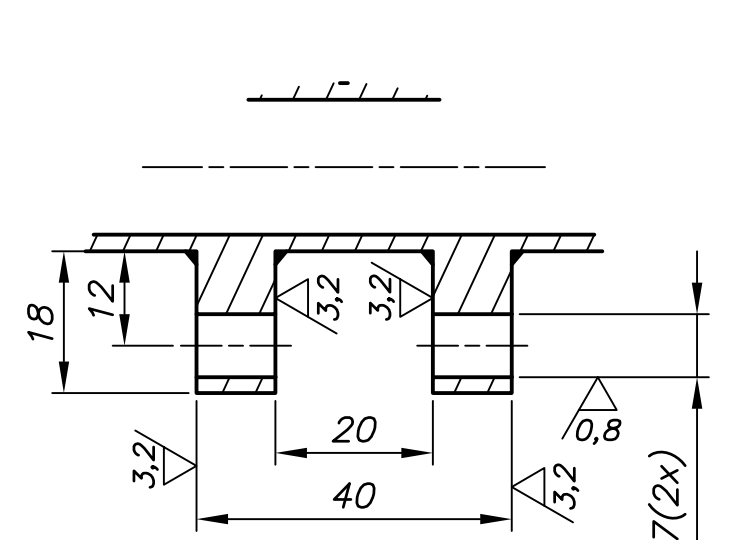
APOYO DEL PIE
POSICIÓN: 33
CANTIDAD: 01
MATERIAL: AISI 304
ESCALA: 1:2



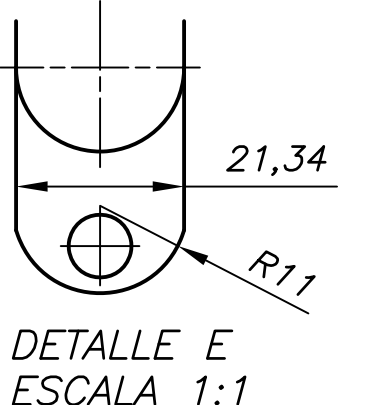
TUBO FIJO DEL SOPORTE DE LA PIERNA
POSICIÓN: 35
CANTIDAD: 01
MATERIAL: AISI 304
ESCALA: 1:2



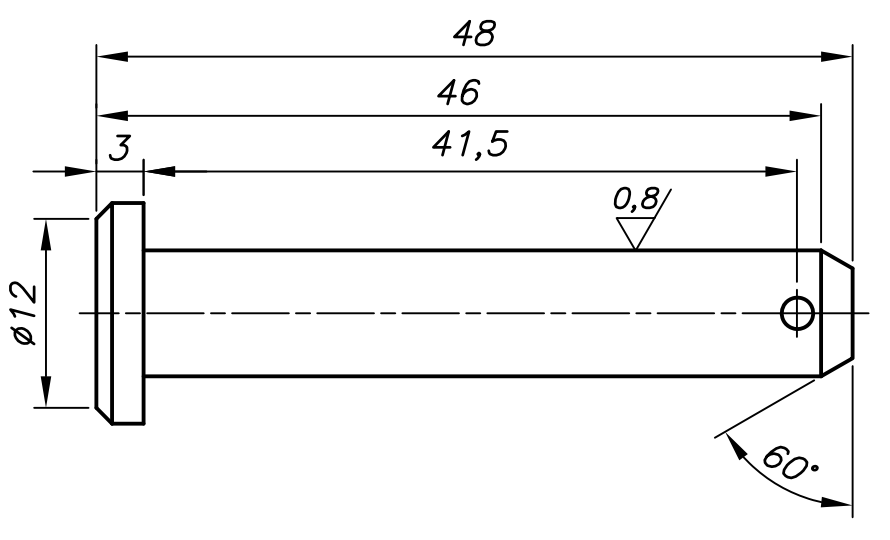
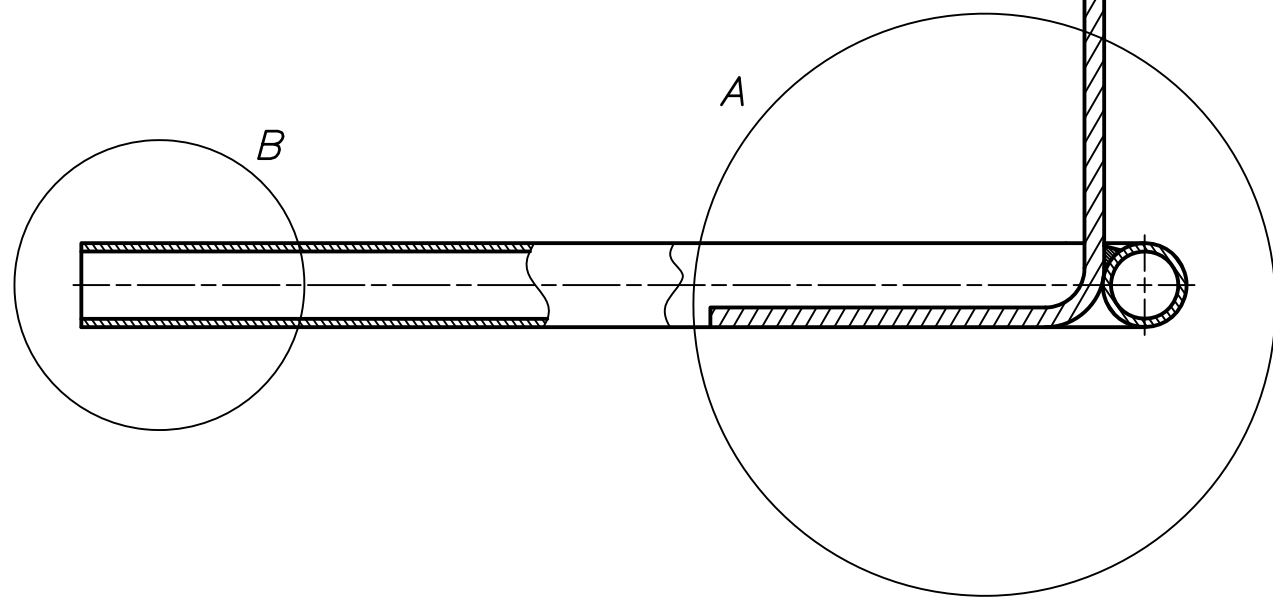
DETALLE C
ESCALA 1:1



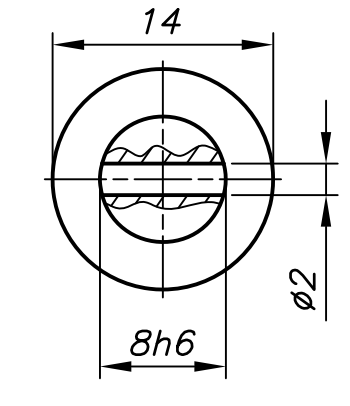
DETALLE D
ESCALA 1:1



DETALLE E
ESCALA 1:1



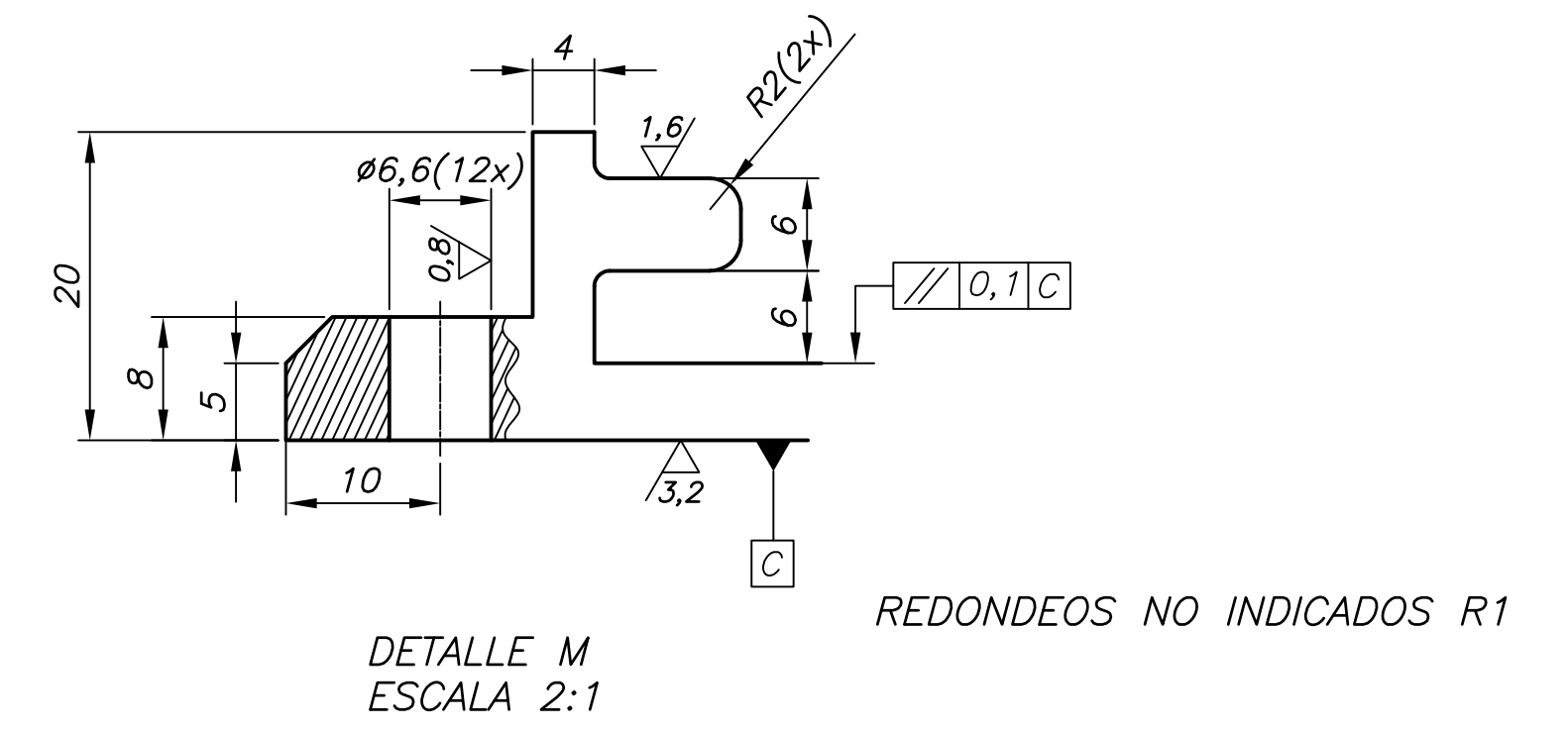
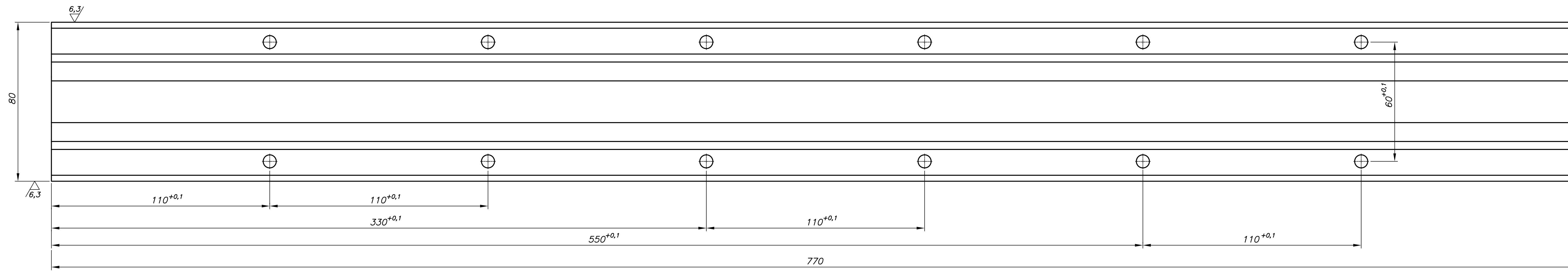
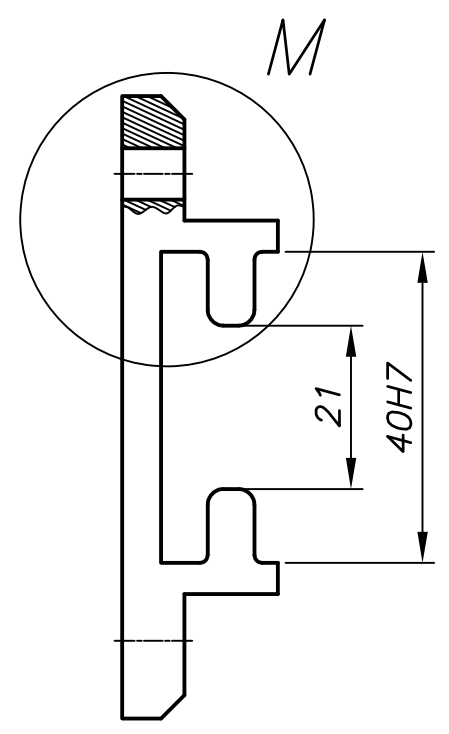
PASADOR 08x45 mm CHAFLANES 1x45°
POSICIÓN: 36
CANTIDAD: 01
MATERIAL: SAE 1020
ESCALA: 2:1



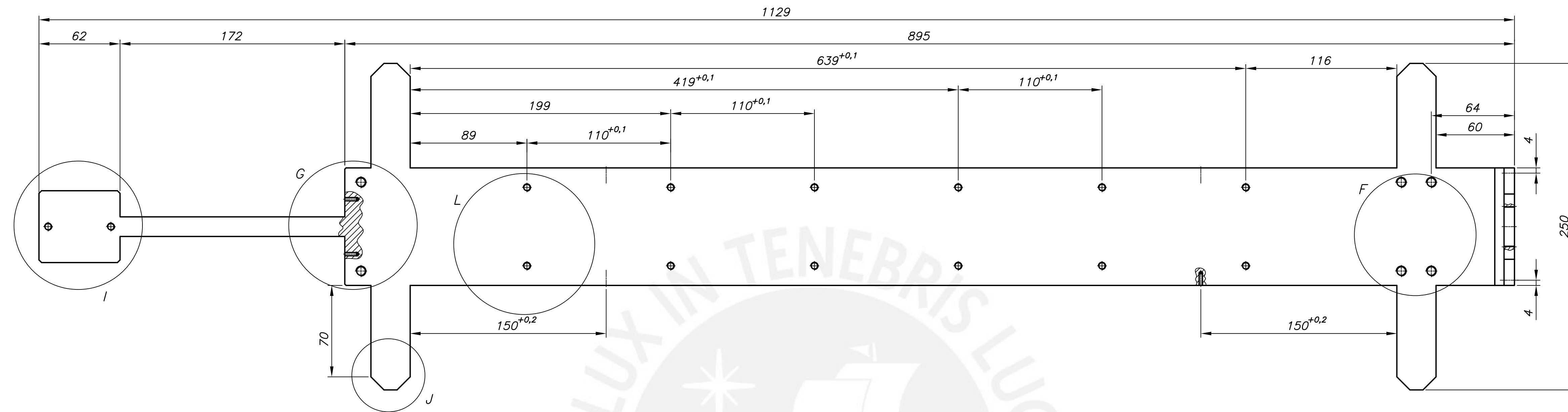
8h6	8,000	7,991
8R7	7,987	7,972
8H7	8,015	8,000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,3 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

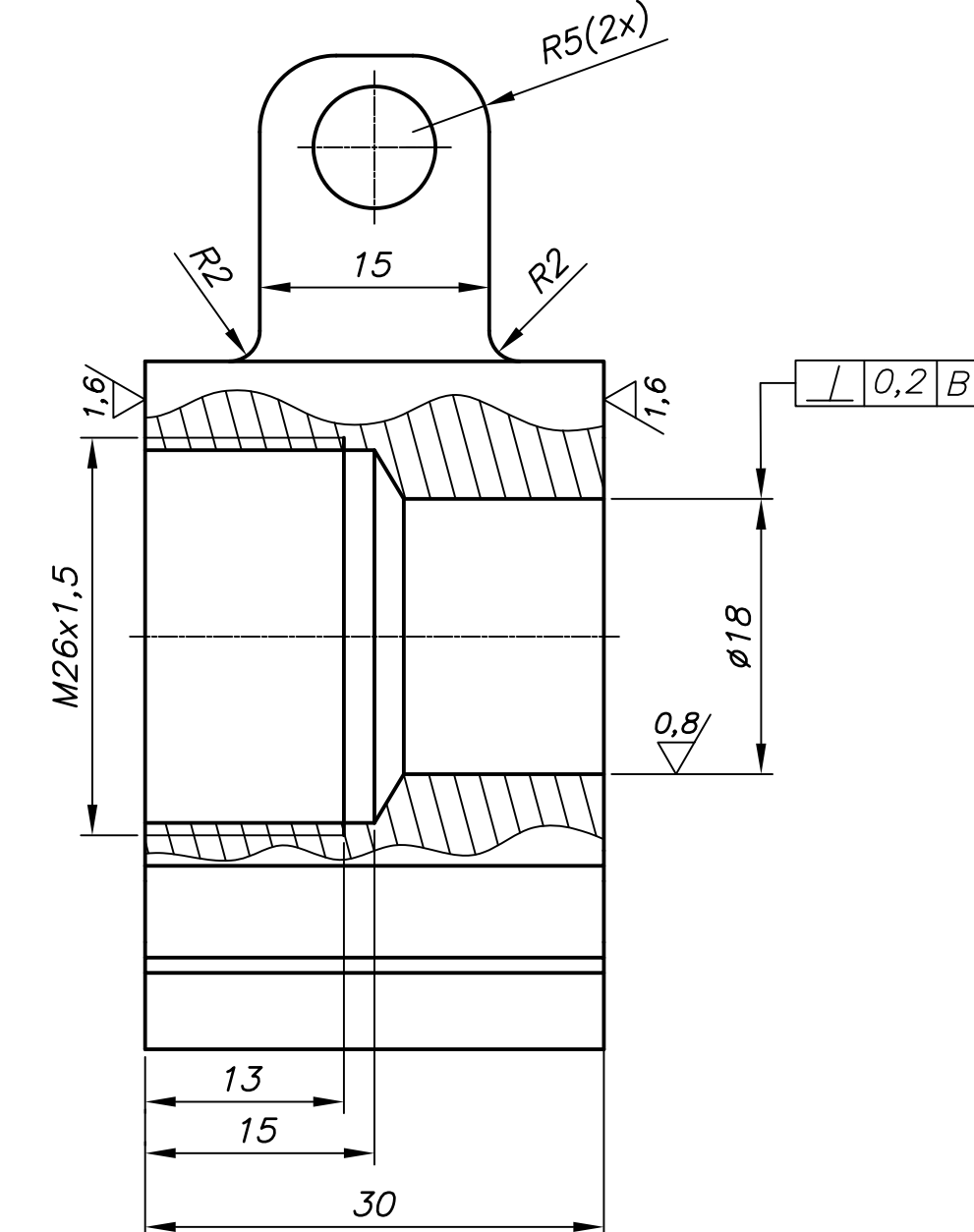
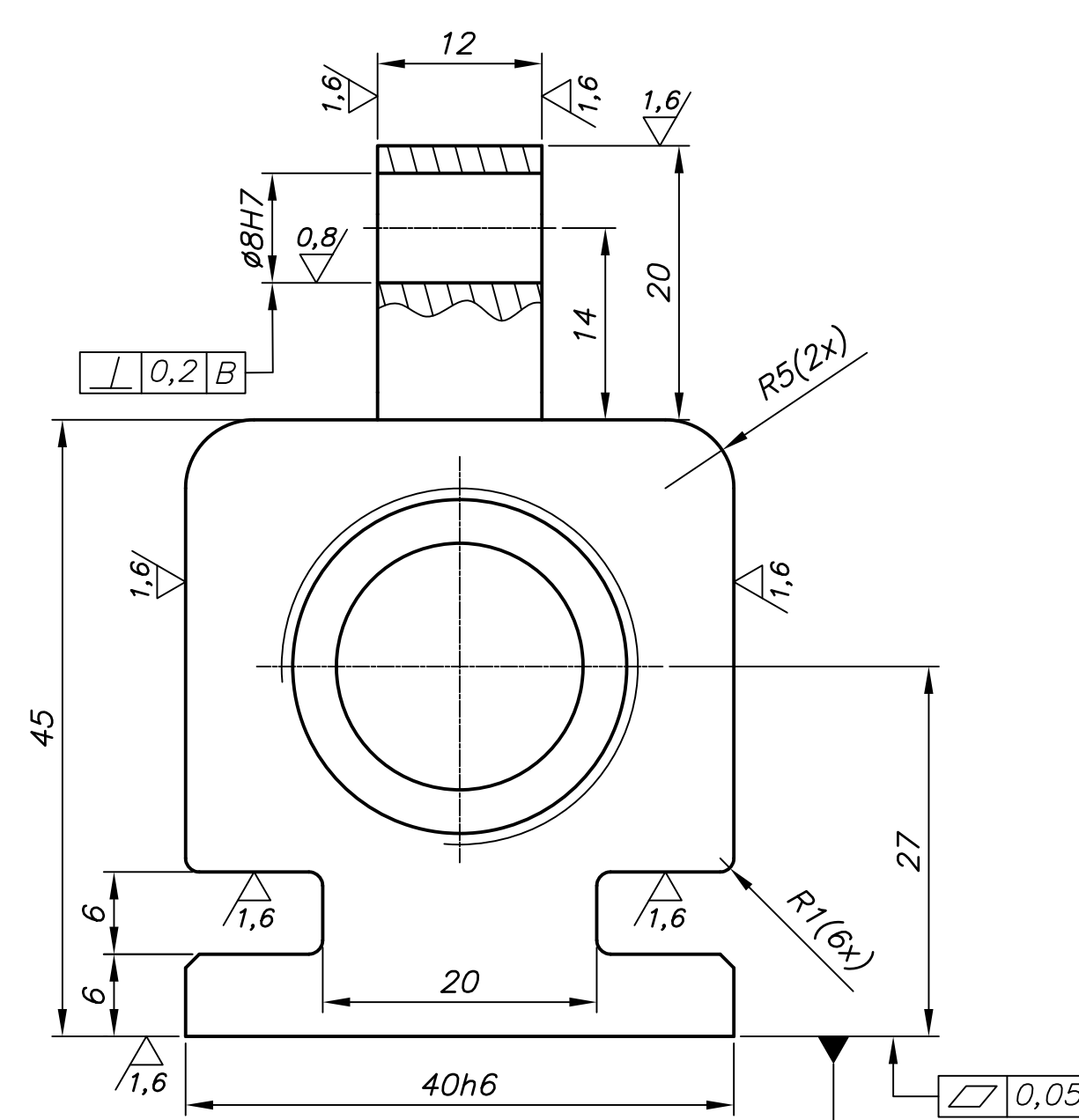
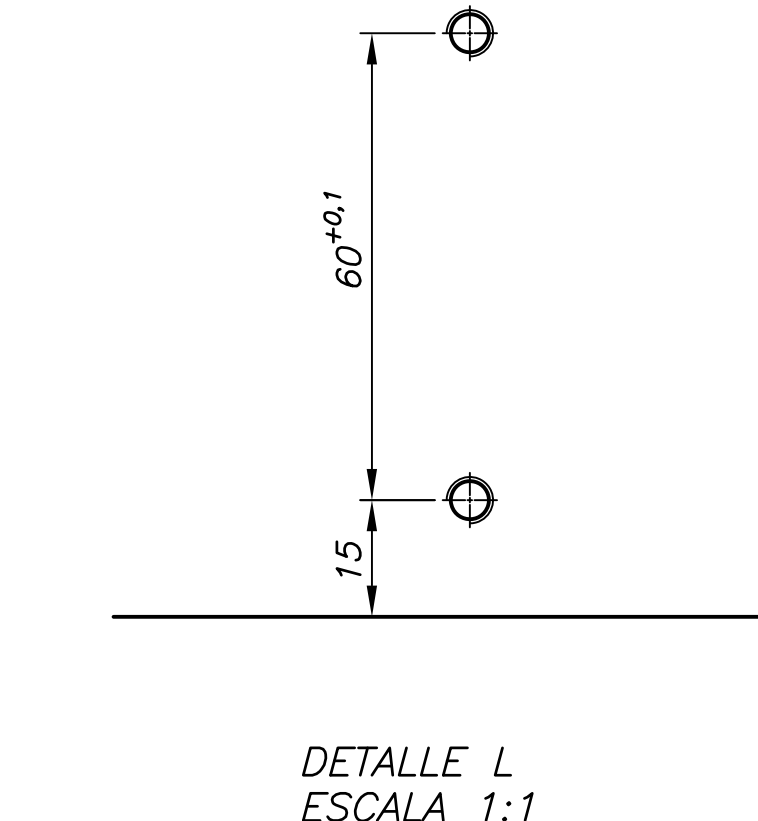
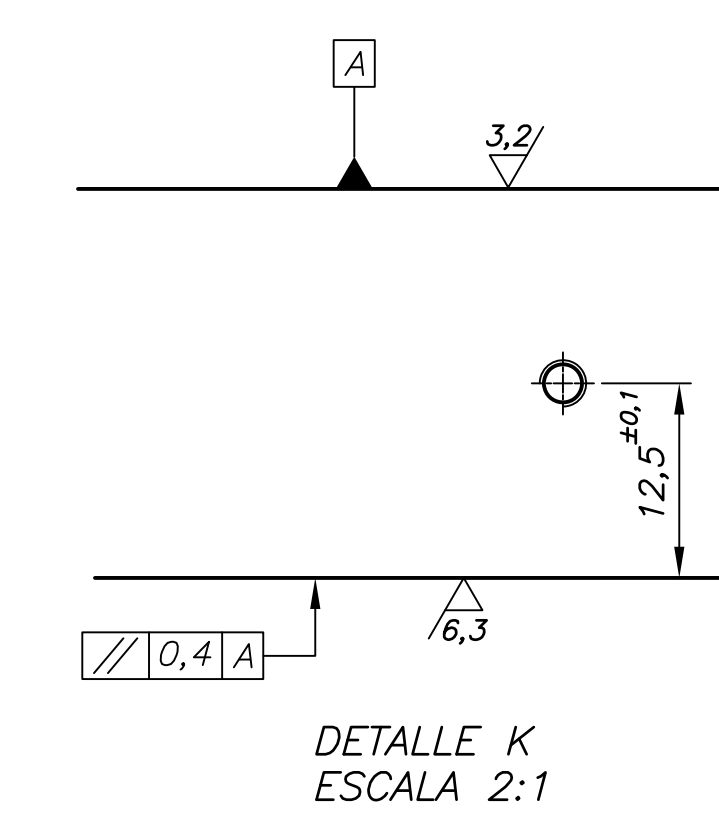
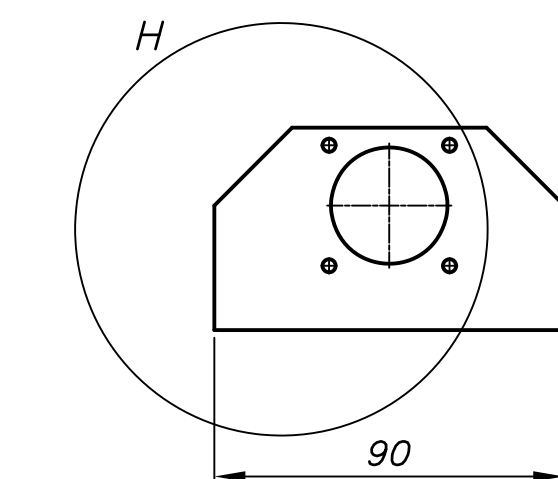
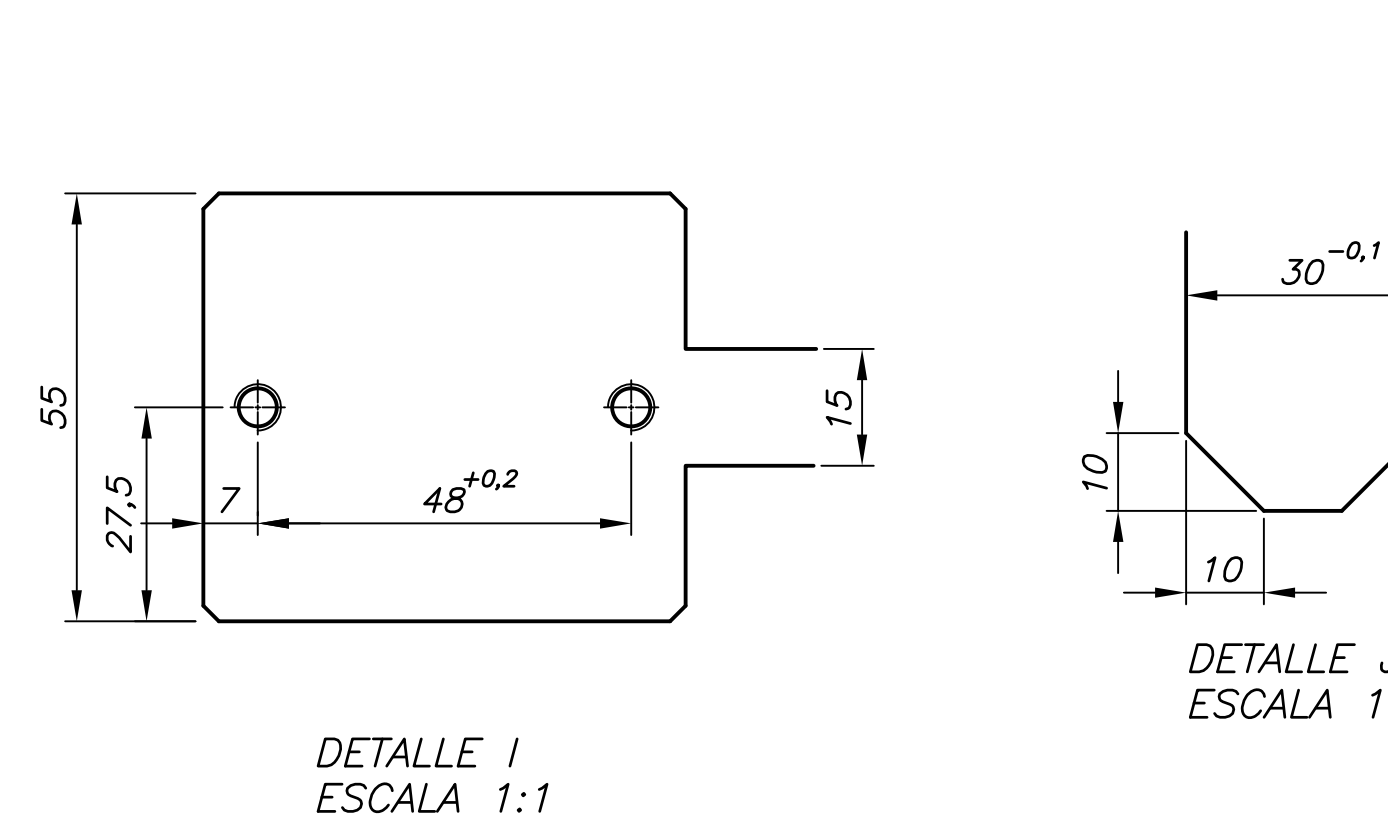
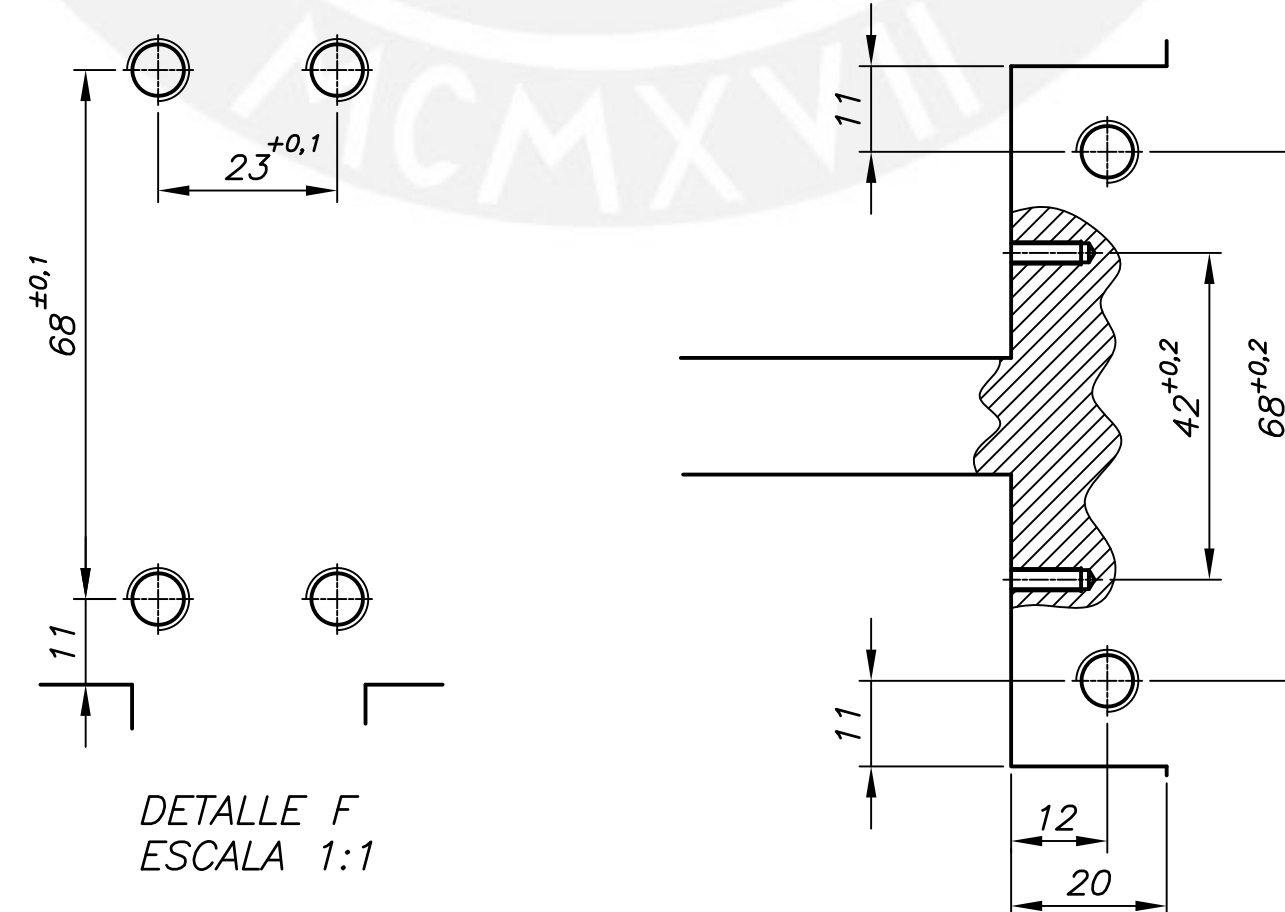
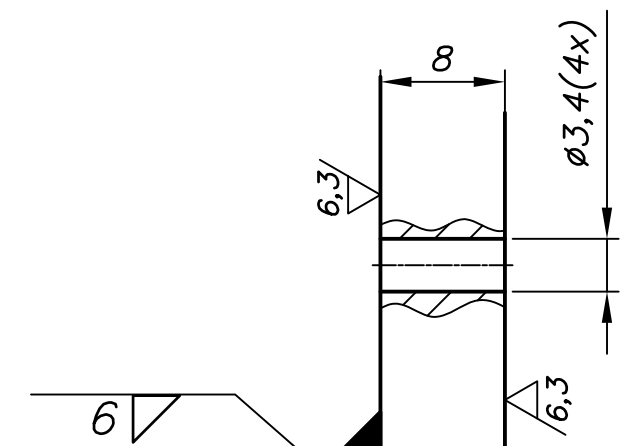
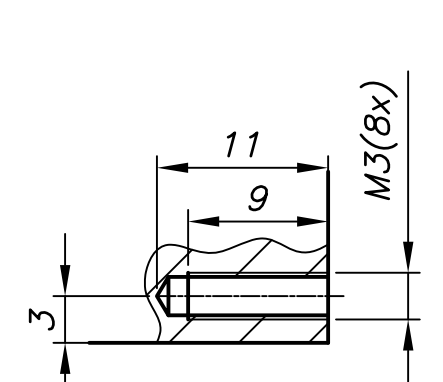
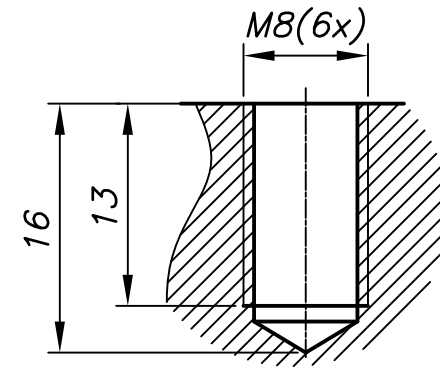
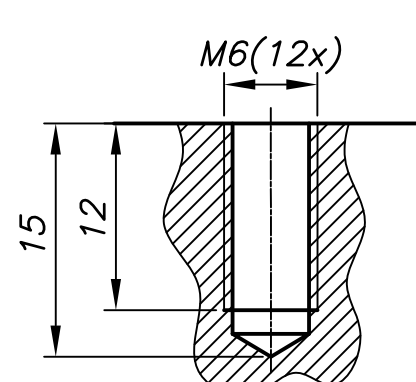
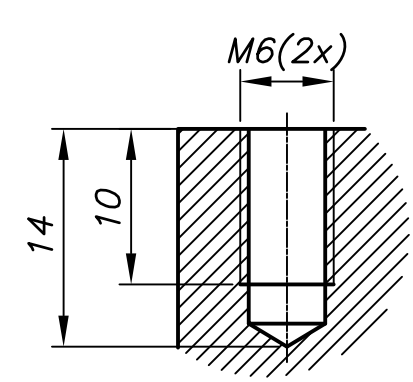
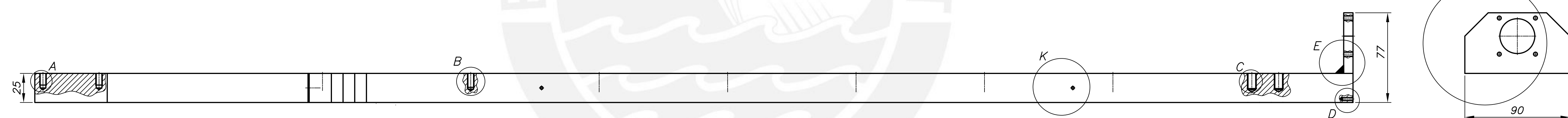
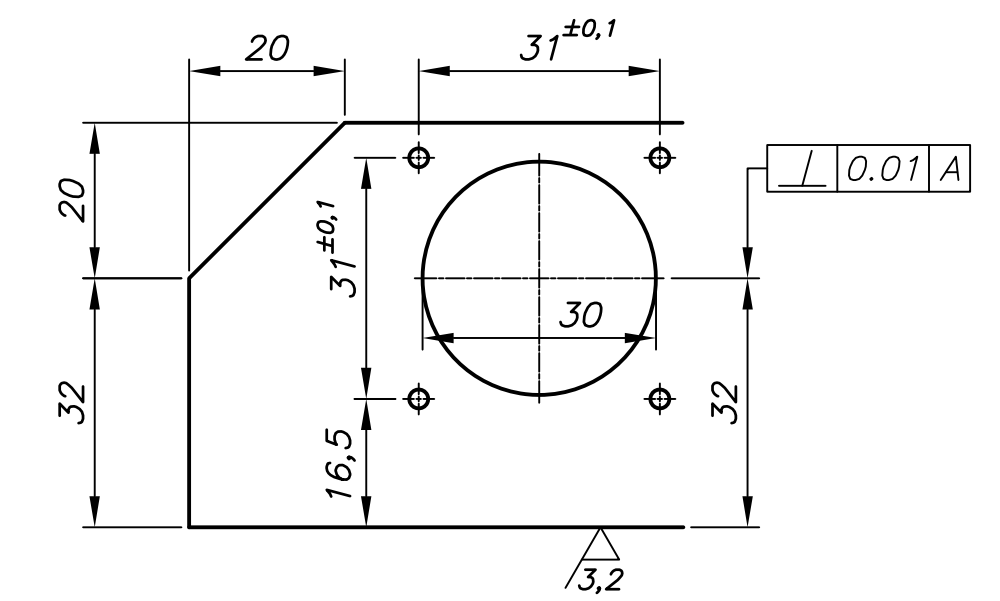
ACABADO SUPERFICIAL √(3,2/0,8)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL INDICADO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION [Symbol]	"DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA"	ESCALA INDICADA
ITEM 31, 32, 33, 35, 36		FECHA: 2020.08.03
CODIGO DEL TESISTA: 20134684	TESISTA: BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ	PLANO: PF-02-A1



GUIA
POSICIÓN: 18
CANTIDAD: 01
MATERIAL: Al 6061
ESCALA: 1:1



BASE
POSICIÓN: 01
CANTIDAD: 01
MATERIAL: Al 6061
ESCALA: 1:2

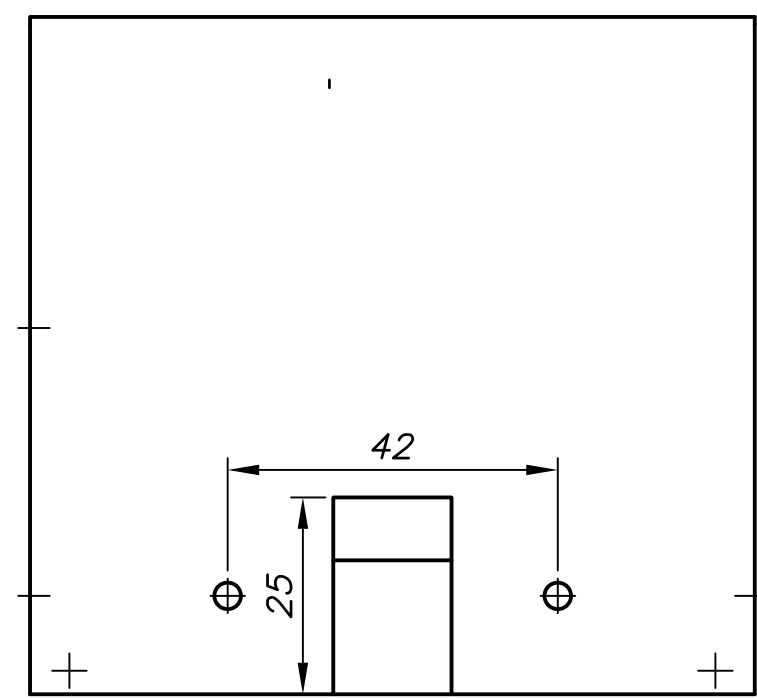


CUBO CON ROSCA INTERIOR
POSICIÓN: 17
CANTIDAD: 01
MATERIAL: SAE 1020
ESCALA: 1:1

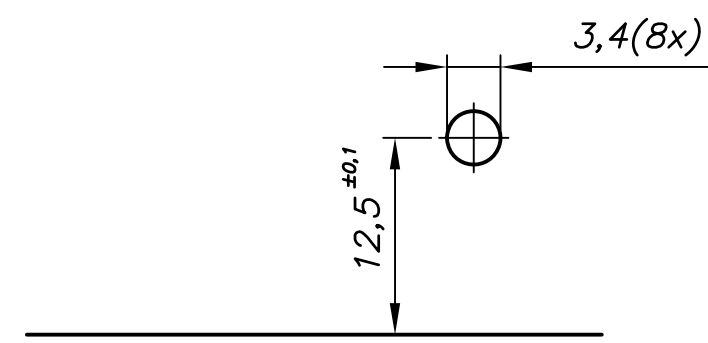
CHAFLANES 1X45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES									
SEGUN DIN 7168									
GRADO DE PRECISIÓN	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 100	Más de 100 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 10000	Más de 10000 hasta 20000	Más de 20000 hasta 100000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2		

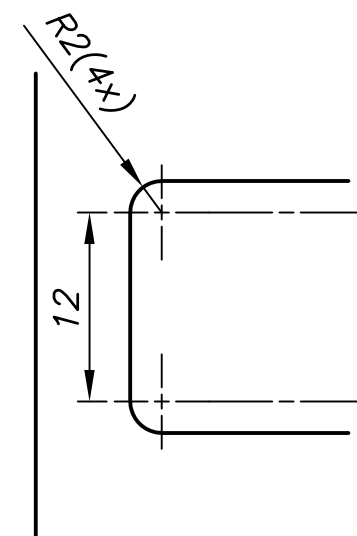
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
√ (6.3/3.2/1.6/0.8)	DIN 7168 MEDIO	INDICADO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROTECCION	DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA*	ESCALA
		INDICADA
ITEM 01, 17, 18		FECHA: 2020.08.03
CÓDIGO DEL TESISISTA: 20134684		PLANO: PF-03-00
TESISTA: BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ		



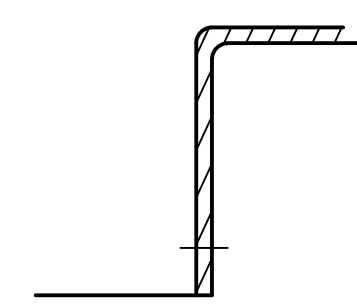
VISTA SEGÚN B-B
ESCALA 1:1



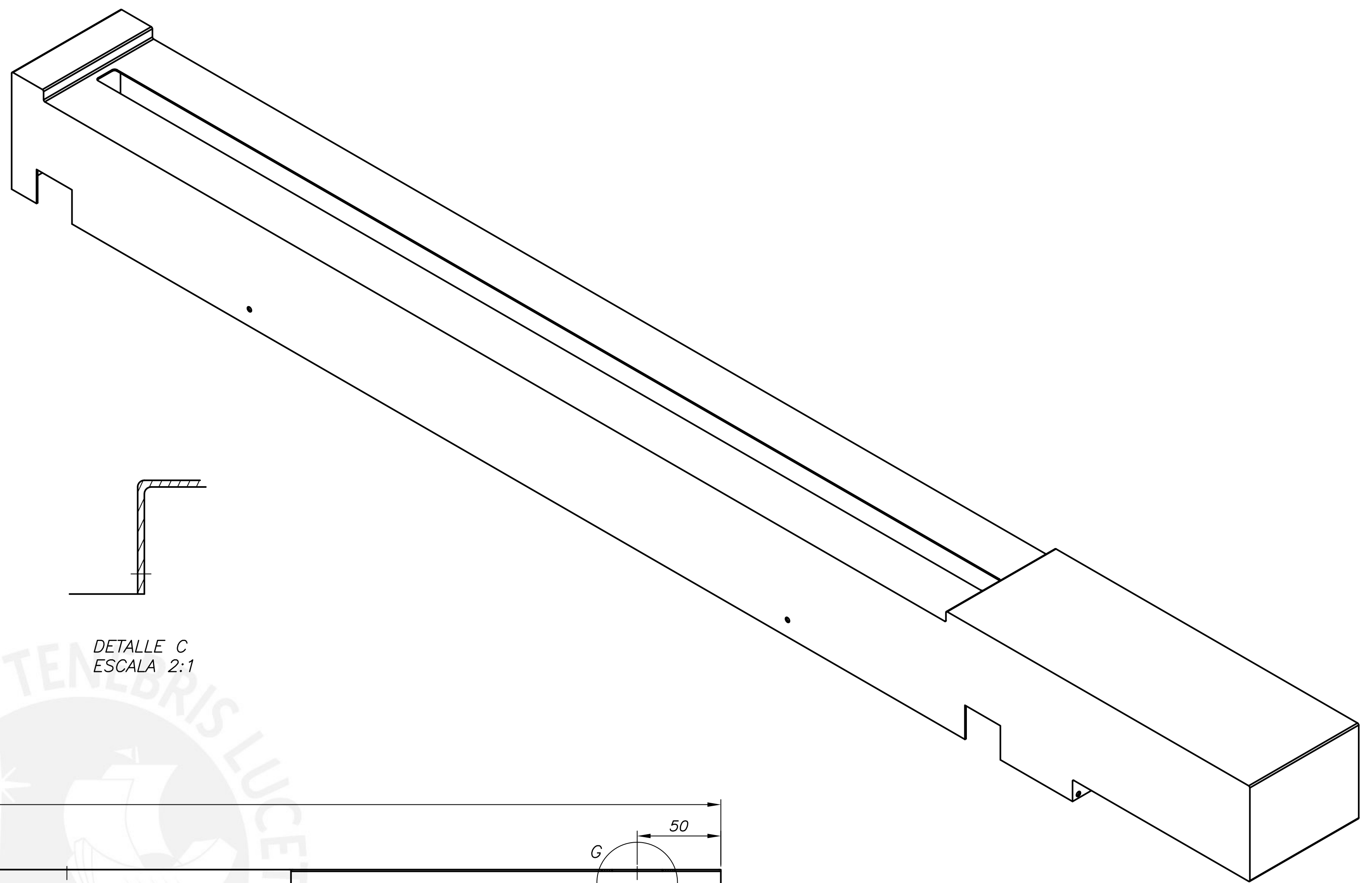
DETALLE A
ESCALA 2:1



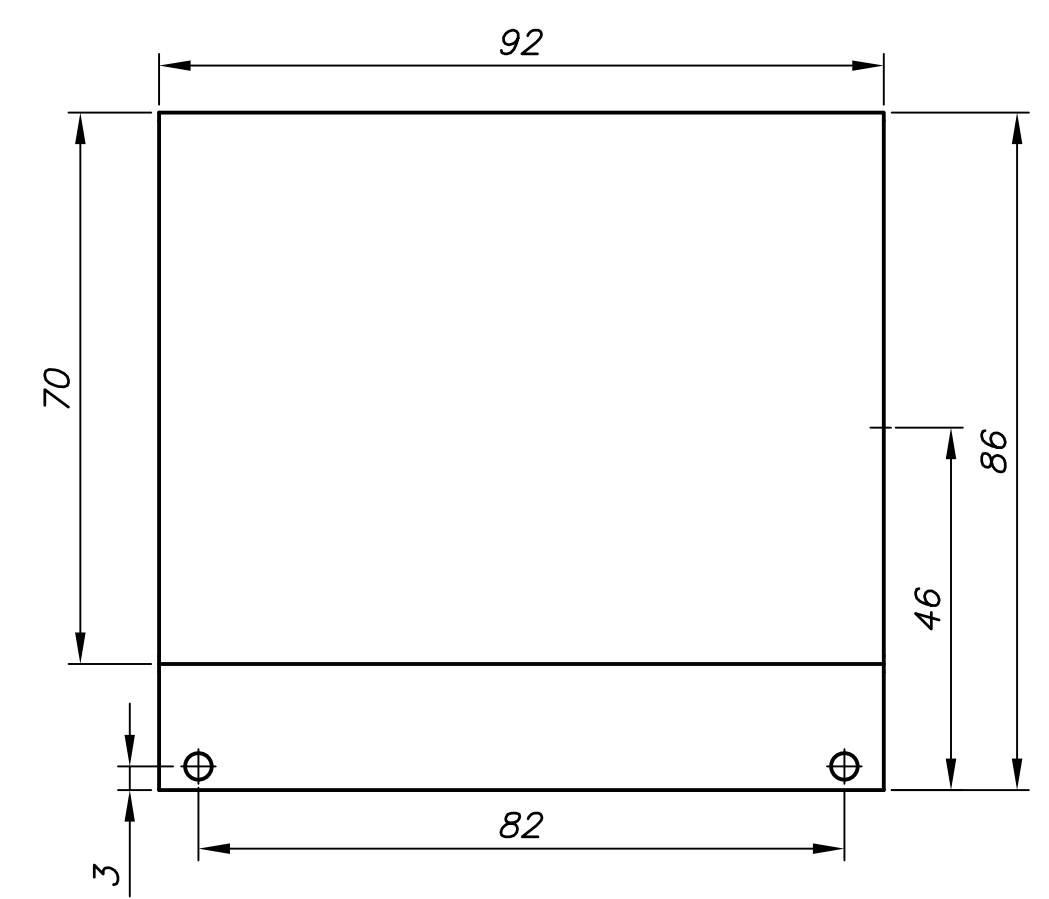
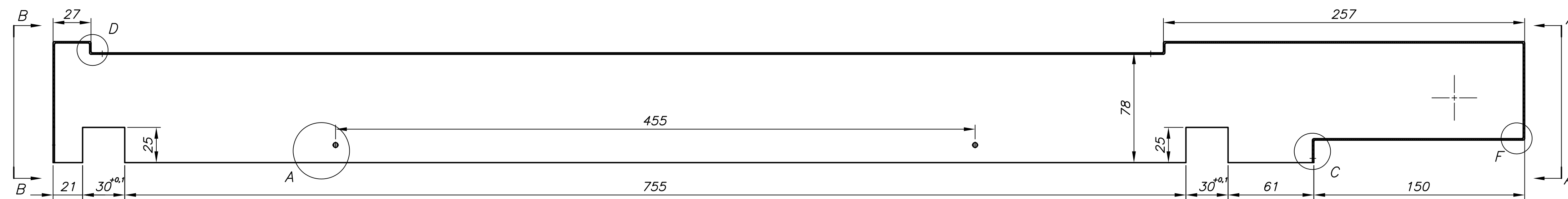
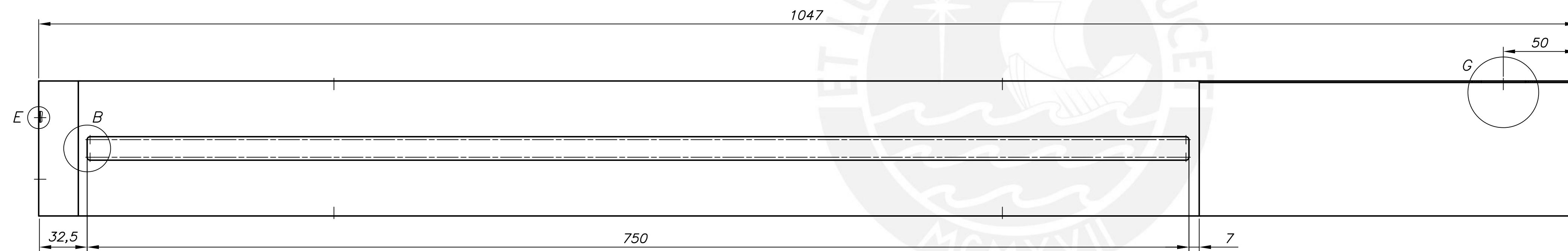
DETALLE B
ESCALA 2:1



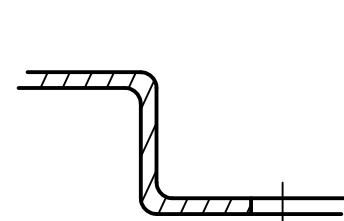
DETALLE C
ESCALA 2:1



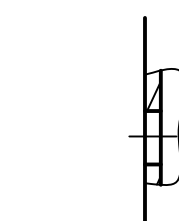
ESPEJOR 2 mm



VISTA SEGÚN A-A
ESCALA 1:1



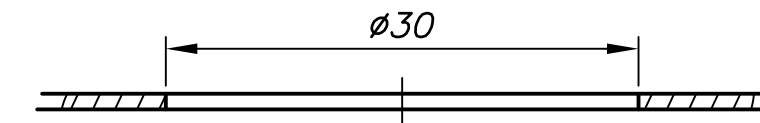
DETALLE D
ESCALA 2:1



DETALLE E
ESCALA 2:1



DETALLE F
ESCALA 2:1



DETALLE G
ESCALA 2:1

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
-	-	ACRÍLICO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION	"DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE UN EQUIPO PARA LA REHABILITACIÓN PASIVA DE LA RODILLA"	ESCALA
	ITEM 39	1:2
CÓDIGO DEL TESISISTA:	TESISTA:	FECHA:
20134684	BRUNO ENRIQUE FRANCO VÁSQUEZ	2020.08.03
		PLANO:
		PF-04-A1