

UNIVERSIDAD DE OVIEDO

CENTRO INTERNACIONAL DE POSTGRADO

MASTER EN INGENIERÍA MECATRÓNICA

TRABAJO FIN DE MÁSTER

SIMULACIÓN DINÁMICA DE MECANISMOS COMPLEJOS

FEBRERO DE 2018

ALUMNO

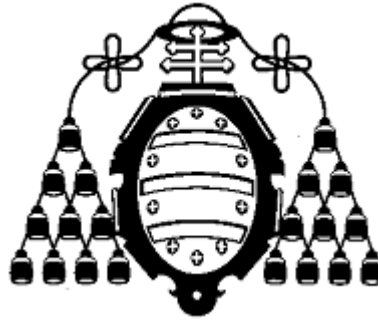
David Fernández González

TUTORES

Iban Retolaza

Mikel Asensio

María Jesús Lamela Rey



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

CENTRO INTERNACIONAL DE POSTGRADO

MASTER EN INGENIERÍA MECATRÓNICA

TRABAJO FIN DE MÁSTER

SIMULACIÓN DINÁMICA DE MECANISMOS COMPLEJOS

FEBRERO DE 2018

David Fernández González

María Jesús Lamela Rey

Resumen

Actualmente, se dominan algunas técnicas de simulación dinámica de mecanismos multicuerpo. Estas técnicas normalmente están basadas en una serie de suposiciones: mecanismos con componentes perfectamente guiados y articulaciones perfectas, con un determinado coeficiente de rozamiento. Se suelen despreciar efectos como flexibilidad de componentes, holguras y/o desalineaciones.

Por experiencia, en IK4-Ikerlan, en algunos casos prácticos no es suficiente abordar las simulaciones de los mecanismos bajo dichas suposiciones (juntas ideales, teoría del sólido rígido, modelos de fricción demasiado simples, etc), obteniendo, en ocasiones, desviaciones de hasta el 100 %.

Este trabajo trata de profundizar en el conocimiento del análisis y simulación de mecanismos complejos, con el objetivo de obtener una mejora cualitativa importante en estos cálculos y que tengan un impacto sobre el cliente, a los cuales en ocasiones no se les ha podido dar solución en este campo. Para ello, y teniendo en cuenta que es una línea de investigación en fase inicial, se ha realizado un extenso estado del arte, donde se ha identificado información importante (trabajos de referencia, autores y centros de referencia, métodos y enfoques de cálculo, herramientas software, etc). Posteriormente, se ha planteado una metodología de trabajo que consiste en la comparación de los modelos de simulación con un demostrador o banco de ensayos para su validación experimental, que permita establecer una correlación entre las simulaciones y los resultados reales, y así saber la fiabilidad actual de los resultados que se manejan y aprender como mejorar la correlación establecida. Como demostrador, se ha escogido un mecanismo biela-manivela paramétrico, del cual se ha realizado el cálculo de pre-dimensionamiento, la instrumentación y el diseño mecánico del mismo. Finalmente se ha planteado un modelo analítico del mecanismo biela-manivela, con el objetivo de contrastar resultados con las simulaciones, previamente a la fabricación del demostrador experimental.

Palabras clave

Simulación dinámica - Holguras - Flexibilidad - Rozamiento – Demostrador experimental-dinámica multicuerpo

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	4
1.1.	DINÁMICA MULTICUERPO. CONCEPTOS BÁSICOS	4
1.1.1.	<i>Sistemas multicuerpo y juntas</i>	4
1.1.2.	<i>Tipos de coordenadas. Dependientes e independientes</i>	5
1.1.3.	<i>Formulación numérica vs simbólica</i>	6
1.1.4.	<i>Problemas cinemáticos</i>	7
1.1.5.	<i>Problemas dinámicos</i>	8
1.2.	LA DINÁMICA MULTICUERPO EN LA INDUSTRIA.....	9
2.	MÉTODO DE TRABAJO	11
2.1.	OBJETIVO	11
2.2.	PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO	11
3.	ANTECEDENTES	13
3.1.	MECANISMO BISAGRA AUTOMATIZADA	13
3.2.	MECANISMO PEDAL DE FRENO.....	14
3.3.	MECANISMO MECEDORA PORTABLE	14
4.	ESTADO DEL ARTE.....	15
4.1.	AUTORES, CENTROS Y REVISTAS DE REFERENCIA	15
4.2.	TÓPICOS DE INTERÉS.....	18
4.3.	MODELADO DINÁMICO DE FRICCIÓN	26
4.4.	MODELADO DINÁMICO DE HOLGURAS.....	28
4.5.	MODELADO DINÁMICO DE CUERPOS FLEXIBLES	30
5.	ANÁLISIS DE HERRAMIENTAS DE SIMULACIÓN	32
5.1.	ADAMS MSC SOFTWARE	32
5.2.	ANSYS	32
5.3.	RECURDYN	33
5.4.	COMSOL MULTIPHYSICS.....	34
5.5.	SOLIDWORKS MOTION.....	36
5.6.	SIMPACK.....	37
5.7.	WORKING MODEL 2D.....	38
5.8.	APORTACIONES AL PROYECTO Y DISPONIBILIDAD.....	39
6.	DISEÑO DEL DEMOSTRADOR EXPERIMENTAL.....	41
6.1.	DEMOSTRADORES PRECEDENTES.....	41
6.1.1.	<i>Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints. P. Flores, C. S. Koshy, H. M. Lankarani, J. Ambrosio, J. C. P. Claro.....</i>	41
6.1.2.	<i>Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism. S. Erkaya, I. Uzmay.....</i>	42
6.1.3.	<i>Dynamic Analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance. Imed Khemili, Lofti Romdhane.....</i>	43
6.1.4.	<i>Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism. S. Erkaya, I. Uzmay.....</i>	44
6.1.5.	<i>Effects of balancing and link flexibility on dynamics of planar mechanism having joint clearance. S. Erkaya, I. Uzmay.....</i>	44
6.2.	CUADERNO DE CARGAS	45
6.2.1.	<i>Introducción</i>	45
6.2.2.	<i>Objetivo del demostrador</i>	45
6.2.3.	<i>Tipos de ensayo.....</i>	45
6.2.4.	<i>Especificaciones técnicas</i>	47
6.2.5.	<i>Control, adquisición de datos y sensorización del banco de ensayos</i>	48
6.3.	PRE – DIMENSIONAMIENTO.....	49
6.3.1.	<i>Introducción</i>	49

6.3.2.	<i>Variables y objetivos de cálculo</i>	49
6.3.3.	<i>Modelo de simulación</i>	50
6.3.4.	<i>Simulación con carga muelle</i>	50
6.3.5.	<i>Simulación con carga masa</i>	54
6.3.6.	<i>Ajuste resultados muelle- masa</i>	57
6.3.7.	<i>Optimización de la selección del muelle</i>	59
6.3.8.	<i>Decisión final</i>	61
6.4.	INSTRUMENTACIÓN	62
6.4.1.	<i>Medición de posición y velocidad del carro</i>	62
6.4.2.	<i>Medición aceleración del carro</i>	64
6.4.3.	<i>Medición de fuerza en junta revolución biela – carro</i>	65
6.4.4.	<i>Medición del par motor</i>	67
6.4.5.	<i>Medición de la velocidad angular</i>	67
6.4.6.	<i>Accionamiento del demostrador</i>	68
6.4.7.	<i>Control y adquisición de datos</i>	71
6.5.	DISEÑO MECÁNICO	74
6.5.1.	<i>Introducción</i>	74
6.5.2.	<i>Consideraciones iniciales</i>	74
6.5.3.	<i>Conjunto bancada</i>	76
6.5.4.	<i>Conjunto transmisión</i>	77
6.5.5.	<i>Conjunto biela-manivela</i>	79
6.5.6.	<i>Freno</i>	82
6.5.7.	<i>Conjunto carga</i>	84
6.5.8.	<i>Conjunto final carga masa</i>	87
6.5.9.	<i>Conjunto final carga muelle</i>	87
7.	ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA	88
7.1.	ANÁLISIS DE JUNTAS CON ROZAMIENTO EN SOLIDWORKS MOTION	88
7.1.1.	<i>Análisis de movimientos lineales</i>	88
7.1.2.	<i>Análisis de movimientos rotativos</i>	91
7.1.3.	<i>Conclusión</i>	94
7.2.	SIMULACIÓN DINÁMICA DEL MECANISMO CON SOLIDWORKS MOTION	95
7.3.	MODELO ANALÍTICO DEL MECANISMO	97
7.3.1.	<i>Cinemática</i>	97
7.3.2.	<i>Dinámica</i>	100
7.4.	COMPARATIVA MODELO ANALÍTICO VS SIMULACIÓN	103
7.4.1.	<i>Comportamiento cuasiestático</i>	104
7.4.2.	<i>Comportamiento dinámico</i>	107
7.4.3.	<i>Conclusión</i>	110
7.4.4.	<i>Planteamiento del modelo analítico con fricción</i>	110
8.	CONCLUSIONES	112
9.	LÍNEAS FUTURAS	114
10.	ANEXOS	115
10.1.	ANEXO 1. ESTADO DEL ARTE SOBRE ANÁLISIS DINÁMICO DE MECANISMOS	115
10.2.	ANEXO 2. PLANOS DE FABRICACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS.....	115
11.	PRESUPUESTO	116
12.	BIBLIOGRAFÍA	118

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Dinámica Multicuerpo. Conceptos básicos

Los problemas cinemáticos son aquellos que estudian la posición o movimiento de los sistemas multicuerpo, sin tener en cuenta las fuerzas o reacciones que se generan en ellos. Son problemas puramente geométricos, donde no intervienen factores como masas e inercias. Se deben dar las entradas al sistema, que definan el tipo de movimiento del mecanismo.

En cuanto a los problemas dinámicos, en general, son mucho más complicados de resolver que los cinemáticos, consistiendo en la resolución y estimación de las fuerzas y reacciones que se generan en los diferentes cuerpos del sistema. Toman importancia los factores como masas e inercias.

La cinemática y dinámica de sistemas multicuerpo son una parte importante de los sistemas CAD (*Computer Aided Design*) y MCAE (*Mechanical Computer Aided Engineering*). Los mecanismos definidos como multicuerpo engloban muchos sectores como son robots, maquinaria pesada, aeroespacial, automoción, etc.

La clara ventaja de los sistemas CAD y MCAE es que permiten predecir la cinemática y dinámica de todo tipo de mecanismos multicuerpo en gran detalle, durante las distintas fases del diseño, de una manera rápida y económica. Estas herramientas simulan el comportamiento dinámico una vez que la geometría y las características dinámicas han sido definidas. Son muy útiles, ya que son el único método genérico que existe hoy en día para abordar este tipo de problemas.

1.1.1. Sistemas multicuerpo y juntas

Se define un *sistema multicuerpo* como un conjunto de cuerpos o eslabones imperfectamente unidos. Estas uniones reciben el nombre de juntas, y permiten grados de libertad en el movimiento relativo de los eslabones, y previenen o restringen otros.

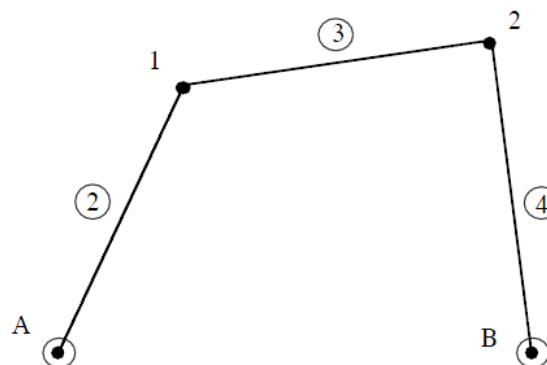


Figura 1 – Diagrama de mecanismo multicuerpo. Cuadrilátero articulado

En la imagen anterior (fig. 1) se puede ver un diagrama de un mecanismo multicuerpo típico, el cuadrilátero articulado, donde se observan señalados los diferentes cuerpos y juntas. Aunque cabe destacar que en muchas ocasiones, al contrario que en la figura, los elementos no están directamente articulados, sino que tienen elementos intermedios de transmisión de fuerzas (muelle, amortiguador, etc).

Es de vital importancia para los cálculos tanto cinemáticos y dinámicos el correcto modelado de las juntas, ya que como se ha comentado, van a definir el movimiento del mecanismo. Hay varios tipos de juntas típicas, clasificándose por juntas de clase I las que permiten 1 grado de libertad, juntas de clase II las que permiten 2 grados de libertad y así sucesivamente. Por ejemplo, una *junta de Revolución (R)* es de clase I ya que permite solamente la rotación respecto un eje. La *junta Prismática (P)*, de igual manera es de clase I ya que permite una traslación a lo largo de un eje. Estos dos tipos de junta son los más usadas en mecanismos multicuerpo planos. Cuando se trabaja con mecanismos multicuerpo en tres dimensiones, las juntas *Cilíndrica (C)*, *Esférica (E)*, *Tornillo (T)*, *Universal (U)* y *Helicoidal (H)*, son de uso común.

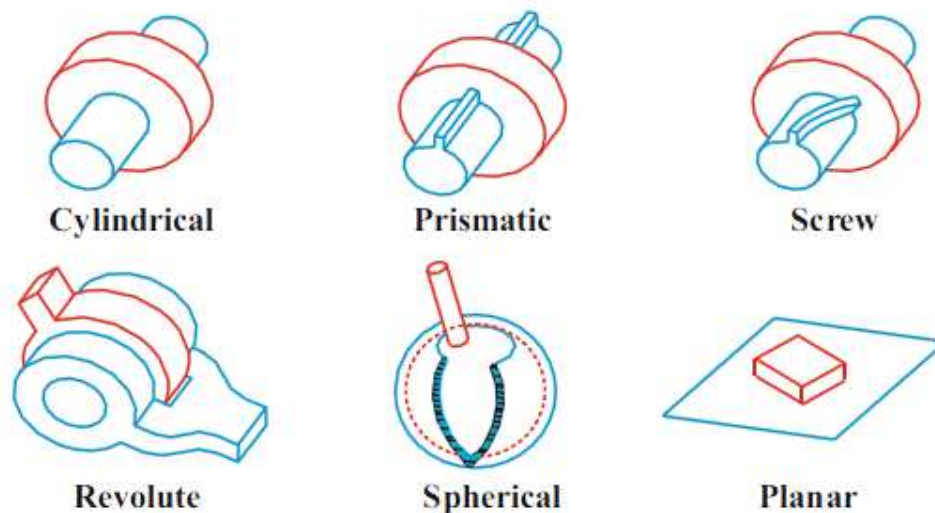


Figura 2 – Juntas de uso típico en sistemas multicuerpo

1.1.2. Tipos de coordenadas. Dependientes e independientes

Otro de los conceptos básicos que hay que tener en cuenta a la hora de adentrarse en el análisis cinemático y dinámico de un mecanismo, es el *tipo de coordenadas*. Hay que tener en cuenta que uno de los pasos más complicados e importantes del análisis consiste en encontrar la posición inicial de todos los elementos del sistema multicuerpo. Para resolver este problema adquiere gran importancia la elección del tipo de coordenadas.

Debido a la gran diversidad de problemas que se pueden encontrar, las primeras cuestiones que se plantean son: ¿Por qué tantos tipos de coordenadas? y ¿Cuáles son las mejores?, cuestiones que, lejos de tener una respuesta sencilla, siguen suscitando hoy en día algunas controversias en la comunidad científica.

La primera elección que se debe tomar es la elección de un sistema de *coordenadas independientes*, cuyo número coincide con el número de grados de libertad del movimiento del sistema, o *coordenadas dependientes* que consiste en un sistema expandido, que poseen un número más grande que los grados de libertad, por lo que puede describir el sistema de una manera mucho más sencilla que las independientes, a través de ecuaciones conocidas de restricción. El número de ecuaciones es igual a la diferencia entre el número de coordenadas dependientes y los grados de libertad del sistema.

Los estudios sobre este tema tienden a concluir que las coordenadas independientes no son una solución adecuada para un análisis de propósito general, ya que no cumple uno de los requisitos más importantes: que el sistema de coordenadas sea inequívoco a la hora de definir la posición del sistema multicuerpo. Las coordenadas independientes determinan la posición de los cuerpos de entrada pero no la posición de todo el sistema. Para algunos casos particulares, las coordenadas independientes pueden ser muy útiles para describir con un conjunto de datos mínimo las velocidades o aceleraciones reales y pequeñas variaciones en la posición, requiriendo la máxima eficiencia computacional.

Para los casos generales, la opción alternativa es un sistema de coordenadas dependientes, que determinan de manera única la posición de todos los cuerpos. Que a su vez se dividen en tres tipos principales de coordenadas para resolver este problema: coordenadas relativas, punto de referencia o coordenadas cartesianas, y coordenadas naturales o totalmente cartesianas

1.1.3. *Formulación numérica vs simbólica*

Las herramientas basadas en formulación simbólica no procesan números, sino nombres de variables y expresiones analíticas que las relacionan. La formulación simbólica está constituida por una serie de expresiones matemáticas que modelan el comportamiento cinemático y dinámico del sistema. Están disponibles en herramientas de matemática simbólica como MAPLE, MATHEMATICA o MATLAB, y pueden a su vez incorporarse como bibliotecas en otros programas. La formulación simbólica, aplicada a los Sistemas Multicuerpo, presenta las siguientes ventajas:

- Elimina muchas operaciones innecesarias.
- Permite ver explícitamente la influencia de cada variable en el comportamiento del sistema.

La formulación numérica plantea las ecuaciones del movimiento numéricamente, sin generar nuevas expresiones analíticas, lo que la convierte en un método más eficiente porque es más sencilla de utilizar y permite construir herramientas de propósito general para el análisis cinemático y dinámico de Sistemas Multicuerpo de todo tipo. Las principales ventajas asociadas a la formulación numérica en el ámbito de los Sistemas Multicuerpo son las siguientes:

- Es más flexible, puesto que su formulación es menos específica.
- Genera problemas de menor tamaño, puesto que los algoritmos para el tratamiento simbólico de las variables son mucho más largos y complejos que los algoritmos de manipulación de matrices o de resolución de sistemas de ecuaciones.
- Es más eficiente y sencilla de utilizar.

1.1.4. Problemas cinemáticos

Son los problemas donde la posición o movimiento del sistema multicuerpo es analizada y estudiada, como se ha mencionado anteriormente, sin tener en cuenta fuerzas y reacciones que ello genera. Son problemas de naturaleza puramente geométrica.

Se definen los elementos de entrada del sistema como aquellos cuyas posiciones o movimientos son conocidos o están especificados. De manera que la posición o movimiento del resto de elementos del sistema se estiman en concordancia con la posición y movimiento de los elementos de entrada. Hay tantos elementos de entrada como grados de libertad tiene el mecanismo.

- Problema de posición inicial: consiste en encontrar la posición de todos los elementos del sistema multicuerpo una vez que los parámetros de entrada son conocidos. En general, el problema de la posición es difícil de resolver, ya que conduce a un sistema de ecuaciones algebraicas no lineales que tiene en general varias soluciones. Cuanto más complejo es el sistema, mayor es el número de soluciones posibles.
- Problema de desplazamientos finitos: Es una variación del problema inicial. Dada una posición fija del sistema y un desplazamiento finito conocido para los cuerpos de entrada, el problema de desplazamientos finitos trata de encontrar la posición final del resto de cuerpos del sistema.
- Análisis de velocidad y aceleración: Una vez calculada la posición del mecanismo y la velocidad de los elementos de entrada, en análisis de velocidad consiste en hallar el resto de velocidades de todos los demás elementos en todos los puntos de interés. Es un problema mucho más sencillo que resolver las posiciones, ya que es un problema lineal y tiene una única solución. En consecuencia, se cumple el principio de posición, es decir, la velocidad de un elemento es la suma de velocidades producidas por cada uno de los elementos de entrada.

Dadas las posiciones y velocidades de los elementos del sistema, y la aceleración de los elementos de entrada, el análisis de aceleraciones consiste en encontrar las aceleraciones de los elementos restantes en los puntos de interés. Dado que el problema de velocidad es lineal, el problema de aceleración también será lineal.

1.1.5. Problemas dinámicos

Como se ha mencionado anteriormente, son problemas mucho más complicados que los dinámicos, y necesitan que los problemas cinemáticos hayan sido resueltos previamente, por lo que se asume que el problema de velocidades y aceleraciones ha sido resuelto previamente sin dificultades. La característica principal de estos problemas es que involucran las fuerzas que actúan sobre el sistema multicuerpo y sus características de inercia (masa, tensor de inercia, y posición del centro de gravedad).

- Problema de posición de equilibrio estático: Consiste en determinar la posición del sistema donde todas las fuerzas gravitacionales y externas, fuerzas elásticas en muelles, y reacciones externas se encuentran en estado de equilibrio. Realmente no es un problema dinámico, es un problema estático que depende del peso y de la posición del centro de gravedad del sistema multicuerpo y no de las propiedades de inercia. La solución general del problema también conduce a un sistema de ecuaciones no lineales que necesita ser resuelto por métodos iterativos.
- Problema dinámico inverso: Es un problema orientado a determinar o dimensionar el motor o fuerzas motoras que produce un determinado movimiento, como también las reacciones que se generan en cada junta. Es necesario conocer las velocidades y aceleraciones para poder estimar las fuerzas de inercia, que en conjunto con el peso, fuerzas en muelles y amortiguadores y todas las fuerzas externas conocidas, proveerá las bases para calcular las fuerzas requeridas. La solución de este problema tiene diferentes aplicaciones. Determina las fuerzas a las que el sistema está sometido, para el problema dinámico y cinemático. Además, de especial interés es el hecho de que este planteamiento conduce a las fuerzas motoras necesarias para controlar el sistema.
- Problema dinámico directo: Orientado al análisis de movimiento de un sistema multicuerpo en un intervalo de tiempo dado., como consecuencia de fuerzas aplicadas y condiciones iniciales dadas. Permite simular y predecir el comportamiento actual del mecanismo, el movimiento es siempre el resultado de las fuerzas que lo producen. Implica la solución de un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias no lineales, las cuales son integradas numéricamente comenzando por las condiciones iniciales. Este problema es computacionalmente intenso, requiriendo importantes recursos para su resolución, por lo que es importante encontrar el método y planteamiento más eficiente.

Para obtener información más detallada sobre los problemas y conceptos cinemáticos y dinámicos de sistemas multicuerpo, consultar [referencia \[1\]](#).

1.2. La Dinámica Multicuerpo en la Industria

Las técnicas de análisis dinámico de Sistemas Multicuerpo (DSM) permiten la simulación de cualquier sistema o subsistema mecánico, y con ello su análisis, diseño y mejora. Resulta claro por tanto el interés industrial, económico y científico de estas técnicas, y prueba de ello es el gran número de Universidades e Instituciones Científicas que investigan directamente o bien utilizan las técnicas que provee dicha teoría en sus investigaciones.

Las técnicas de análisis dinámico de Sistemas Multicuerpo (DSM) son herramientas de utilidad en numerosas disciplinas industriales:

- Encuentra una de sus aplicaciones más clásicas en la Teoría de Máquinas y Mecanismos, convirtiéndose en una herramienta idónea para el análisis y diseño de éstos.

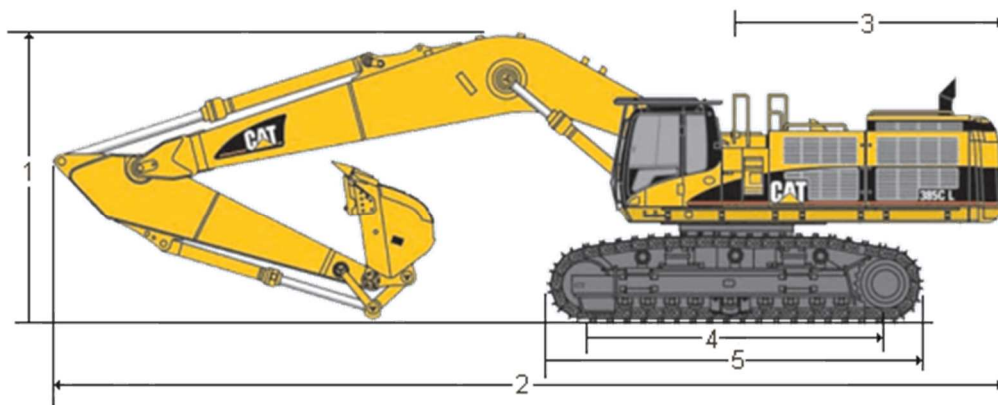


Figura 3 – Aplicación del DSM en Teoría de máquinas y mecanismos

- Los denominados sistemas de Realidad Virtual se sirven de la DSM para poder interactuar con los elementos del mundo virtual de forma realista. Aplicaciones en Biomecánica, etc.



Figura 4 – Aplicación del DSM en sistemas de Realidad Virtual

- Otro ámbito de aplicación típico es la Robótica, desde una perspectiva mecanicista, encuentra la DSM como una herramienta fundamental para el diseño. Puede considerarse una de las disciplinas de la Teoría de Máquinas.



Figura 5 – Aplicación del DSM en Robótica

- La Teoría de Control, en el contexto de las máquinas, encuentra como compañera ideal la DSM ayudándole a sintetizar los modelos del sistema o sub-sistemas mecánicos.

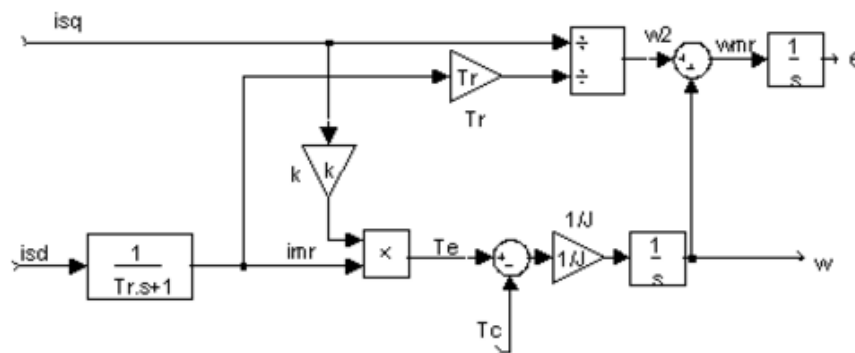


Figura 6 – Aplicación del DSM en Teoría de Control

En conclusión, un buen dominio de estas técnicas supone una fuente de conocimiento con una aplicabilidad enorme en el mundo de la industria, pudiendo suponer grandes ventajas en las distintas fases de diseño de productos (validación de diseño, optimización, costes, mantenimiento predictivo, etc).

2. MÉTODO DE TRABAJO

2.1. Objetivo

De acuerdo con lo expuesto anteriormente, el objetivo global de la línea de investigación es obtener un amplio conocimiento en cuanto a análisis dinámico de mecanismos complejos, efectos y parámetros que intervienen en ellos, de manera que se pueda llegar a simular este tipo de mecanismos con seguridad. Para ello inicialmente, será necesario por un lado obtener una visión precisa sobre cuál es el estado actual del análisis de mecanismos complejos, y por otro será necesario alcanzar un conocimiento exhaustivo del análisis de mecanismos tipo sólido rígido con la herramienta comercial disponible en IK4-Ikerlan (SolidWorks Motion).

2.2. Planificación del proyecto

Para la consecución de los objetivos, y establecer la aportación que debe dar el TFM a la línea de investigación se han planificado las siguientes tareas:

- Estado del arte de análisis dinámico de mecanismos complejos.
- Análisis y simulación de mecanismos tipo sólido-rígido mediante SolidWorks Motion.
- Caso práctico: Desarrollo de demostrador experimental, mecanismo biela-manivela.
- Análisis y simulación del mecanismo biela-manivela.
- Comparación resultados: simulaciones vs modelo analítico vs mediciones reales.
- Conclusiones y líneas futuras.

A continuación se muestra la planificación temporal de las tareas mencionadas, que ha permitido marcar unos plazos y realizar el proyecto de una forma eficiente:

T1. ESTADO DEL ARTE DE ANÁLISIS DINÁMICO DE MECANISMOS COMPLEJOS
T2. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE MECANISMOS TIPO SÓLIDO RÍGIDO MEDIANTE SW MOTION
T3. CASO PRÁCTICO: DESARROLLO DE DEMOSTRADOR EXPERIMENTAL, MECANISMO BIELA-MANIVELA
T4. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO BIELA – MANIVELA
T5. COMPARATIVA RESULTADOS. SIMULACIONES vs ANALÍTICO vs MEDICIONES REALES
T6. REDACCIÓN DE MEMORIA Y PRESENTACIÓN

Tabla 7 – Tareas del proyecto

T1. ESTADO DEL ARTE SIMULACIÓN DINÁMICA DE MECANISMOS	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO
T1.1. Identificación de autores, centros y revistas de referencia						
T1.2. Análisis e identificación de tópicos a tener en cuenta en el proyecto						
T1.3. Definición de flujos de trabajo para analizar los tópicos de interés (enfoques, variables, etc)						
T2. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE MECANISMOS TIPO SÓLIDO-RÍGIDO CON SW MOTION						
T2.1. Formación en detalle de SolidWorks Motion. Analizar herramienta y posible mejora potencial						
T2.2. Análisis de casos prácticos de IK4-Ikerlan con SW Motion. Identificar limitaciones						
T2.3. Comparativa cualitativa con otras herramientas software						
T3. CASO PRÁCTICO: DESARROLLO DE DEMOSTRADOR, MECANISMO BIELA-MANIVELA						
T4.1. Definición del cuaderno de cargas						
T4.2. Definición de estrategia de ensayos						
T4.3. Instrumentación						
T4.4. Cálculos de pre - dimensionamiento						
T4.5. Diseño mecánico						
T4. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO BIELA - MANIVELA						
T3.1. Análisis de juntas con SW Motion						
T3.2. Simulación del mecanismo biela-manivela con SW Motion						
T3.3. Planteamiento modelo analítico biela-manivela en Matlab						
T5, COMPARATIVA RESULTADOS. SIMULACIONES vs ANALÍTICO vs MEDICIONES REALES						
T5.1. Establecer dispersión entre modelo de simulación y modelo analítico						
T5.2. Establecer dispersión de resultados entre simulación y mediciones reales						
T6. REDACCIÓN DE MEMORIA Y PRESENTACIÓN						
T6.1. Redacción memoria						
T6.2. Presentación						

Figura 24 – Planificación de temporal

3. ANTECEDENTES

En esta apartado se presentan una serie de mecanismos que se han analizado y han servido como inicio de la línea de investigación, ya que reflejan tanto los diferentes problemas de simulación planteados en el presente proyecto, como los casos donde se obtienen buenos resultados.

3.1. Mecanismo bisagra automatizada

En el análisis del mecanismo bisagra automatizada llevado a cabo en IK4-Ikerlan, se tuvieron que abordar los problemas de contacto y fricción en 3D, con el software SolidWorks Motion.

Mecanismo de bisagra automatizada, con numerosos elementos que implican contactos y fricción: la bisagra se encuentra bloqueada mecánicamente por medio de unas bolas de indexación, además la transmisión de movimiento se realiza mediante un sistema de engranes cónicos. A su vez presenta un eje roscado en la corona. Es un ejemplo de mecanismo complejo, donde hay varias situaciones de contactos y fricciones imprescindibles para el funcionamiento del mecanismo, por lo que es imprescindible simular estos efectos para obtener resultados fiables. Simular estos contactos tiene un coste computacional muy alto para SW Motion, lo que complica su simulación. Además la restricción geométrica correcta del mecanismo entraña dificultades (presencia de engranes, bloqueo de eje, bolas de indexación...).

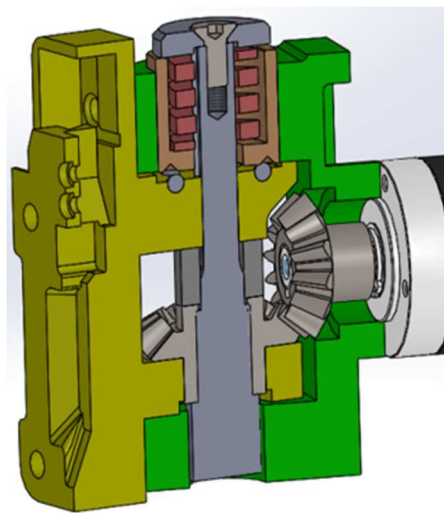


Figura 7 – Análisis dinámico de bisagra automatizada

En cuanto a la obtención de resultados, ha supuesto un tiempo de trabajo elevado poder simular el mecanismo con la herramienta disponible. Además las curvas obtenidas para el dimensionamiento del accionamiento no son las esperadas y no se tiene seguridad de la correlación con los resultados reales.

3.2. Mecanismo pedal de freno

Otro caso de análisis reciente llevado a cabo en IK4-Ikerlan, ha sido un mecanismo de pedal de freno, donde aparecen factores como flexibilidad de cuerpos, contactos y juntas no ideales.

A la hora de calcular un mecanismo como este, se ha observado que no se disponen de las herramientas ni el conocimiento suficiente para llevar a cabo el caso con éxito. Por lo que se identifica como una oportunidad de mejora.

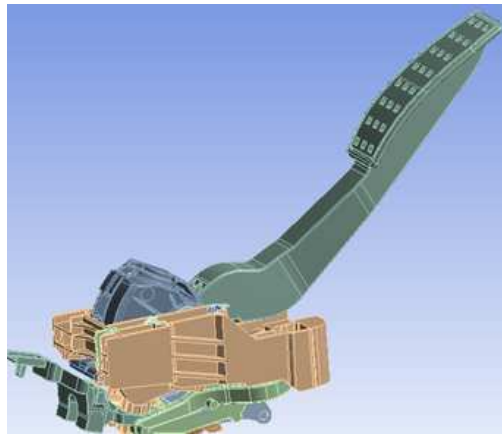


Figura 8 – Análisis dinámico de pedal de freno

3.3. Mecanismo mecedora portable

Este caso se identifica como una de las simulaciones de éxito llevadas a cabo en IK4-Ikerlan. Se trata de una mecedora de carros de bebe portable. La mecedora se coloca bajo la rueda del carro y el brazo exterior se amarra a la rueda por medio de una pinza.

En este caso se ha realizado un dimensionamiento del motor y una optimización de la relación y geometría de palancas para minimizar el par requerido por el motor, obteniendo unos resultados de dimensionamiento bastante buenos.

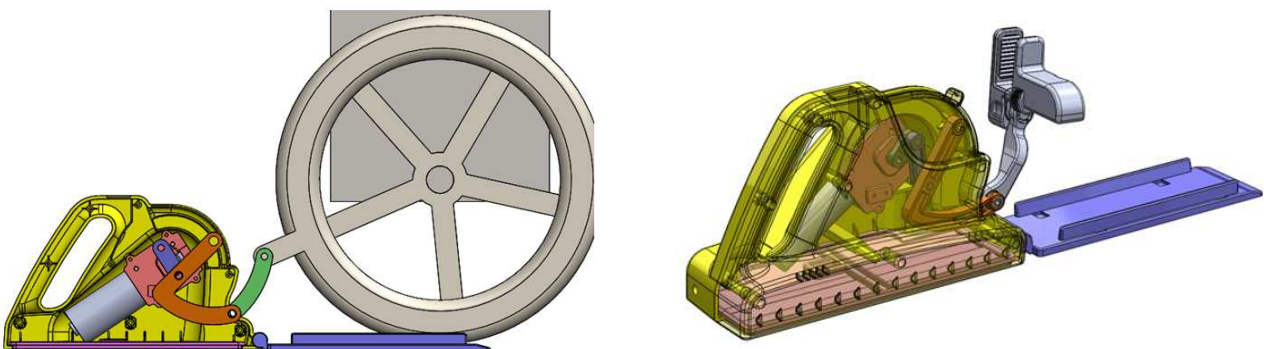


Figura 9 – Análisis dinámico de mecedora portable

4. ESTADO DEL ARTE

Debido al estado inicial de la línea de investigación, se ha considerado de vital importancia la elaboración de un estado del arte lo más completo posible, que ponga de manifiesto la situación actual sobre el análisis dinámico de mecanismos (autores, centros, revistas, herramientas, enfoques de análisis...). En los siguientes apartados se destacan los aspectos más significativos del documento. Para más detalles sobre el estado del arte, consultar el *Anexo A "Estado del Arte"* del presente documento.

4.1. Autores, centros y revistas de referencia

En la tabla 1, se releja la identificación de investigadores y centros referencia a nivel mundial en el campo del análisis dinámico multicuerpo, llevada a cabo durante el estado del arte:

AUTOR	CENTRO	TÓPICOS DE INVESTIGACIÓN	ESPECIALIDAD
<u>Ahmed A. Shabana</u>	Universidad de Illinois, Chicago (EE.UU)	<ul style="list-style-type: none"> - Computational dynamics - Vibration and control of multibody systems that consist of interconnected rigid and deformable bodies - Integration of finite elements - Computational geometry - Multibody system algorithm - Integration of computer aided design and analysis (ICADA) 	COMPONENTES FLEXIBLES
<u>Hamid M. Lankarani</u>	Universidad de Wichita, Kansas (EE.UU)	<ul style="list-style-type: none"> - Biodynamics - Multibody dynamics - Impact dynamics - Mechanical systems analyses and design - Computer Aided-Design - Occupant Protection of Transportation Systems - Automotive and Aircraft Crashworthiness 	HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN
<u>Paulo Flores</u>	Universidad de Minho, Braga (Portugal)	<ul style="list-style-type: none"> - Multibody System Dynamics - Dynamic analysis - Kinematics - Friction - Tribology - Computational mechanisms - Biomechanics 	HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN
<u>Jorge A. C Ambrósio</u>	Universidad de Lisboa, Lisboa (Portugal)	<ul style="list-style-type: none"> - Structural analysis - Biomechanics - Motion analysis - Kinematics - Composite materials - Computational mechanisms - Finite Element Methods 	HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN

<p><u>J.C.Pimenta Claro</u></p>	<p>Universidade de Minho, Braga (Portugal)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Dynamic and kinematic analysis - Lubrication - Tribology - Biomechanics - Friction - 3D Motion Analysis - Computational biomechanics 	<p>HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN</p>
<p><u>O. A. Bauchau</u></p>	<p>Universidad de Maryland, Maryland (EE.UU)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Finite Element Method - Composite Materials - Multibody Dynamics - Aeroelasticity - Non linear dynamics - Elasticity - Engineering, Applied and Computational Mathematics 	<p>COMPONENTES FLEXIBLES</p>
<p><u>Javier García de Jalón</u></p>	<p>Universidad Politécnica de Madrid, Comunidad de Madrid (España)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Multibody Dynamic Systems - Dynamic Simulation - Numerical Methods - Software engineering - Algorithms - Artificial intelligence - Mechanical engineering 	<p>MÉTODOS COMPUTACIONALES APLICADOS A DINÁMICA MULTICUERPO</p>
<p><u>Eduardo Bayo</u></p>	<p>Universidad de Navarra, Navarra (España)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Mechanical engineering - Aerospace engineering - Structural engineering - Multibody dynamics 	<p>MÉTODOS COMPUTACIONALES APLICADOS A DINÁMICA MULTICUERPO</p>
<p><u>J. Cuadrado</u></p>	<p>Universidad de la Coruña, Galicia (España)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Engineering, Applied and Computational Mathematics - Multibody System Dynamics - Mechanical Engineering 	<p>MÉTODOS COMPUTACIONALES APLICADOS A DINÁMICA MULTICUERPO</p>

Tabla 1 – Autores y centros de referencia en Análisis Dinámico Multicuerpo

En la tabla 2, se muestra una clasificación en función de la importancia o impacto a nivel mundial, de las revistas de referencia:

Orden de importancia	Revista	Editorial	Factor de impacto	Factor de impacto 5-años
1º	Mechanism and Machine Theory	Elsevier	1.689	1.971
2º	Multibody System Dynamics	Springer	1.389	---
3º	International Journal on Non-Linear Mechanics	Elsevier	2.074	2.127
4º	Journal of Multibody Dynamics	---	---	---
5º	Journal of Computational and Non-Linear Dynamics	ASME	---	---
6º	Non Linear Dynamics	Springer	3.464	---
7º	Mechanics Based Design of Structures and Machines	Thomson Reuters	1.508	1.109
8º	International Journal for Numerical Methods in Engineering	Wiley	2.162	---
9º	Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering	Elsevier	3.949	3.957

Tabla 2 – Revistas de referencia en Análisis Dinámico Multicuerpo

4.2. Tópicos de interés

En este capítulo se tratan varios tópicos de especial interés para el presente proyecto, presentando los planteamientos y técnicas para resolver dichos problemas que aparecen a menudo en los mecanismos multicuerpo, y que en ocasiones no son considerados en los modelos.

- **Fricción de Coulomb**

El modelo de *fricción de Coulomb* suele ser más preciso que el modelo de fricción viscosa, para juntas con velocidades relativas pequeñas. Este modelo también es más difícil de introducir en una herramienta de propósito general ya que es un modelo no lineal que puede implicar cambios entre fricción estática y deslizamiento. En las siguientes figuras (fig.10 y fig.11) se puede ver la fuerza de fricción en función de la velocidad según el modelo de Coulomb y la forma en que se genera la fuerza de fricción:

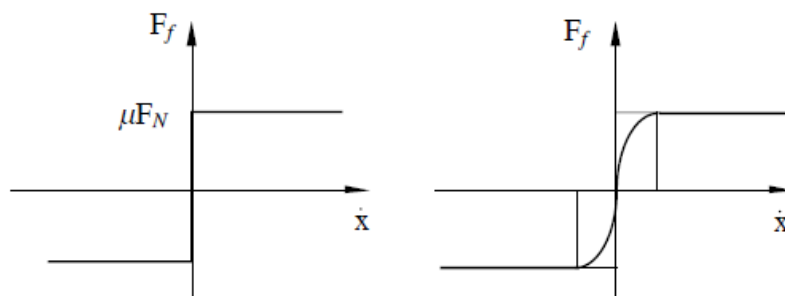


Figura 10 – Modelo de fricción de Coulomb. A) Estándar B) Modificado

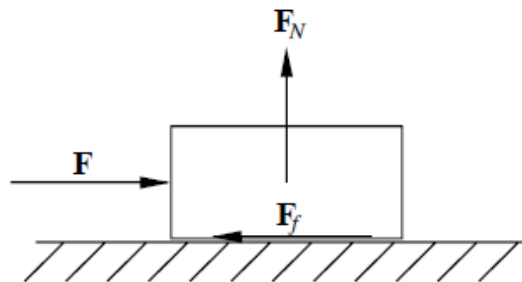


Figura 11 – Fuerza de fricción en bloque deslizando sobre superficie plana

Según la hipótesis de fricción de Coulomb El bloque de la figura es un cuerpo de masa m sometido a la fuerza de la gravedad. Estas fuerzas están en equilibrio con la fuerza de reacción de la tierra F_N . Es evidente que, si se le aplica una fuerza horizontal F de pequeña magnitud, el bloque no se mueve, lo que evidencia que hay una fuerza F_f que aparece. Si esta fuerza crece poco a poco, cuando obtiene un cierto valor, el bloque comienza a moverse deslizando por el plano. Este valor crítico de la fuerza depende de la naturaleza del bloque, de la superficie en contacto y de F_N . También se puede observar que durante el deslizamiento relativo, la fuerza de reacción horizontal F_f (la fuerza de fricción) depende de la normal fuerza F_N , pero no

depende de la velocidad y de la aceleración. Este modelo también recibe el nombre de “Dry Friction” ya que modela las fuerzas de fricción en contactos de superficies no lubricadas.

Con respecto al movimiento relativo entre las dos superficies se pueden dar dos casos o situaciones: *deslizamiento* o *estático*.

- Deslizamiento:
$$F_f = \mu_d F_N \quad (2.1)$$

- Estático:
$$F_f \leq \mu_s F_N \quad (2.2)$$

Donde μ_d y μ_s son el coeficiente de rozamiento dinámico y estático respectivamente. Son dos constantes escalares que dependen de la naturaleza de las superficies (acabado, material, etc). En muchas ocasiones los dos coeficientes se consideran equivalentes, usando un único valor (μ).

En el caso de juntas de revolución, el concepto es mismo, aunque hay que tener en cuenta que se va a generar un par de fricción como consecuencia de las fuerzas de reacción en las juntas. En la siguiente imagen (12) se puede ver la distribución de fuerzas en una junta de revolución:

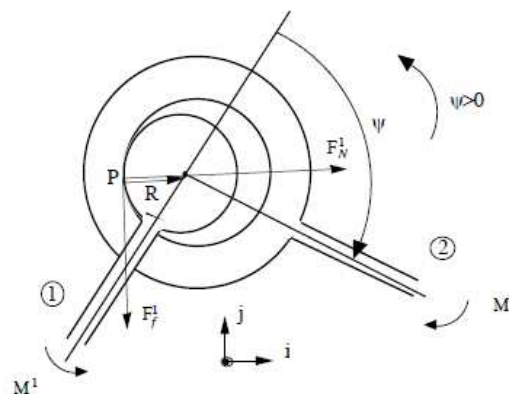


Figura 12 – Fuerza de fricción en bloque en junta de revolución plana

El modelo de fricción de Coulomb es muy diferente del modelo de fricción viscoso, en el que las fuerzas de fricción dependen (a menudo de manera lineal) de las velocidades. Amortiguadores viscosos y movimiento de un cuerpo dentro de un ambiente fluido son ejemplos de fricción viscosa. Su modelo matemático es más simple que el de Coulomb, principalmente porque no depende de la fuerza de las fuerzas de reacción ni de las condiciones de conmutación entre diferentes estados gobernados por ecuaciones diferenciales.

El modelo matemático que describa el comportamiento preciso de la fricción de Coulomb para herramientas de propósito general, no es de fácil implementación. A menudo las herramientas cuentan con modelos simplificados que en muchos casos no son suficientes para un análisis preciso de la fricción.

- **Impactos y colisiones**

Los impactos se producen debido a impulsos de fuerzas relativamente grandes a lo largo de periodos infinitesimales de tiempo.

Cuando dos cuerpos impactan uno contra otro, aparece una fuerza impulsiva de impacto desconocida, como se ha comentado. Según las características físicas de los cuerpos, normalmente se sabe si el impacto es perfectamente elástico (porque hay un rebote perfecto), perfectamente plástico (donde no hay ningún rebote en absoluto), o una situación intermedia. Esta información se puede usar para calcular las velocidades después de que se produzca el impacto.

En la siguiente imagen (fig. 13) se pueden ver dos cuerpos impactando y rebotando. El vector n es un vector unitario normal a las superficies en el punto de contacto, S es la distancia entre los puntos de contacto, y $f(t)$ es la fuerza de impacto:

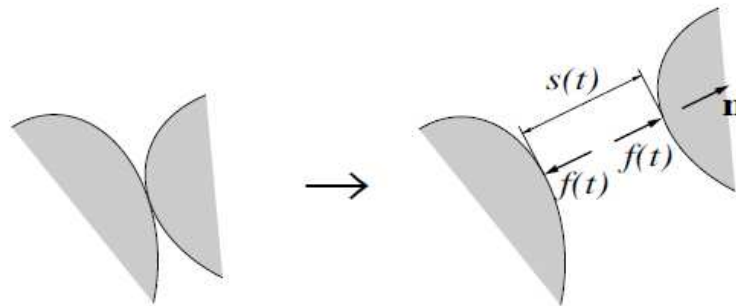


Figura 13 – Fuerzas de impacto debido a la colisión entre dos cuerpos

Para la resolución del problema es necesario introducir una ecuación adicional que describe el impacto entre cuerpos. La ecuación adicional para este problema deriva de experimentos reales, de los que se conoce la relación que describe la velocidad relativa en el punto de contacto antes y después del impacto.

En esta relación aparece el parámetro e , que es conocido como coeficiente de restitución o *coeficiente de Newton*. Si el impacto es perfectamente elástico ($e = 1$), la velocidad relativa normal cambia su signo pero mantiene la magnitud. Por otra parte, si el impacto es perfectamente plástico ($e = 0$), no hay rebote o velocidad relativa normal después del impacto.

La formulación a menudo asume que no hay fricción o fuerzas de impacto tangentes, el impacto con fricción es un tema muy especializado y difícil de analizar y computar con precisión en una herramienta de comercial de propósito general.

- **Holguras**

La existencia de holguras es un importante problema bien conocido en diversas aplicaciones, produciendo ruido, vibraciones, daños severos y otras dificultades en las condiciones de operación de un sistema multicuerpo real. Es un problema difícil de modelar, ya que los datos sobre él son pobres, obviando muchas veces sus efectos y abordando los problemas dinámicos como ideales en cuanto a holguras, sin embargo, es un factor que engloba muchos efectos como los nombrados anteriormente (fricción, impactos, fuerzas contacto).

La presencia de holgura es un problema que depende en gran medida de la geometría de la junta. En la siguiente imagen (fig. 14) se puede observar una junta de revolución plana con holgura. Esta articulación se materializa en dos círculos, el interior de radio R_1 y perteneciente al cuerpo 1, y el exterior del radio R_2 y pertenecer al cuerpo 2. Se puede suponer que los puntos 1 y 2 son los centros de los dos círculos, por lo que la articulación debe considerarse en dos puntos, y no como un solo punto (suposición habitual).

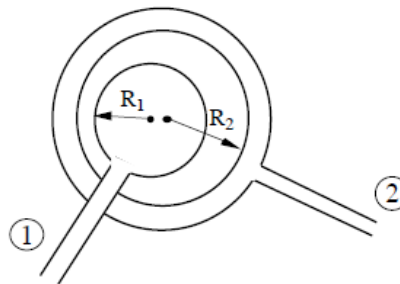


Figura 14 – Junta de revolución plana con holgura

- Cuando los dos círculos están en contacto, la condición matemática entre centros debe ser igual a la diferencia de radios (holgura):

$$(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - (R_2 - R_1)^2 = 0 \quad (2.3)$$

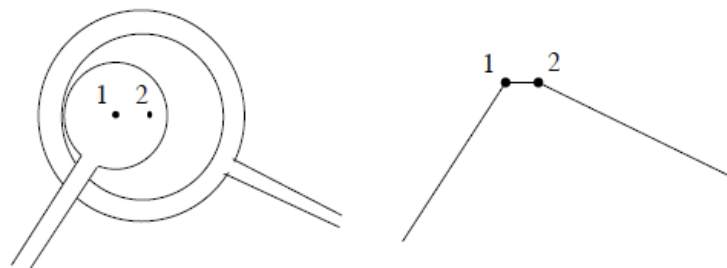


Figura 15 – Contacto en articulación plana de revolución con holgura

- Cuando los dos círculos no están en contacto, los cuerpos 1 y 2 se mueven independientemente, por lo que no hay ninguna restricción matemática posible. La inecuación más adecuada para describir dicho movimiento es la siguiente:

$$(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - (R_2 - R_1)^2 < 0 \quad (2.4)$$

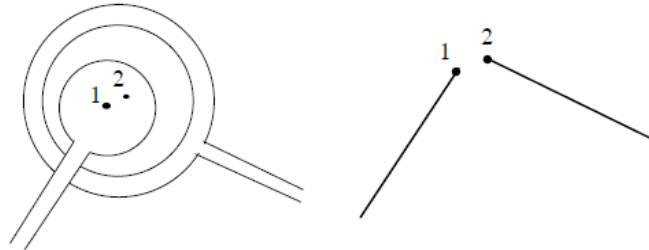


Figura 16 – No contacto en articulación plana de revolución con holgura

Asumiendo que se está en la primera condición (contacto), la ecuación mostrada deberá añadirse al sistema de ecuaciones de restricción, como una restricción dinámica adicional. Si se añade la ecuación a la dinámica a través de un multiplicador de Lagrange, éste representa la fuerza axial ejercida por la barra ficticia que une los centros de los círculos. El valor del multiplicador se verificará en cada paso de integración para asegurar que es positivo, si es así, la articulación estará bajo la condición de contacto, si el multiplicador cambia su signo la ecuación de restricción debe cambiarse y se pasa a la condición de no contacto.

Cuando se trata de juntas prismática, la formulación es más compleja. En la siguiente figura se muestra una posible geometría para juntas prismáticas planas con holgura:

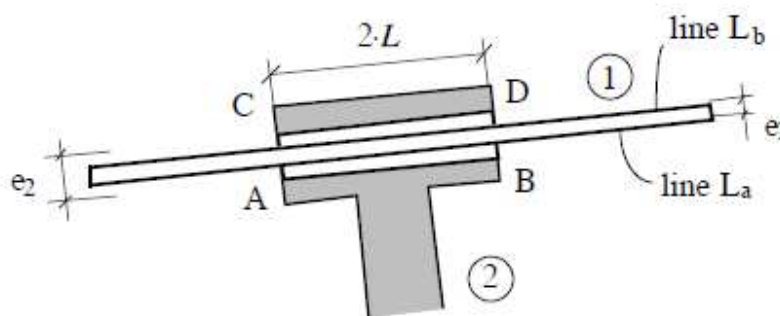


Figura 17 – Junta prismática plana con holgura

Las posibles situaciones que ahora pueden darse son las siguientes:

- Sin contacto.
- Contacto en un único punto.

- Contacto en dos puntos del mismo lado.
- Contacto en dos puntos de lados opuestos.

La siguiente figura ilustra estas cuatro situaciones:

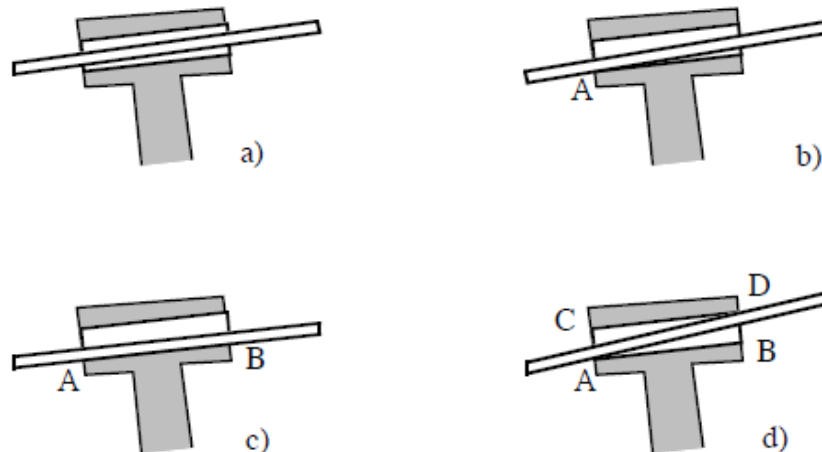


Figura 18 – Posibilidades de contacto en juntas prismáticas planas con holguras

Consideremos cuatro puntos (A , B , C y D) definidos en el elemento 2 y dos líneas (L y L') definidos en el elemento 1. Las ecuaciones correspondientes a los segmentos L y L' pueden expresarse como función de las coordenadas dependientes del cuerpo 1 (q_1) y las coordenadas de los puntos A , B , C y D , pueden expresarse como funciones de las coordenadas dependientes del cuerpo 2 (q_2), y aplicando los conceptos matemáticos y geométricos necesarios se llega a definir las ecuaciones de restricción para los cuatro casos:

- *Sin contacto*: No son necesarias ecuaciones de restricción.
- *Punto A sobre la línea L*: Se puede expresar con la siguiente ecuación:

$$a_y(q^2) - m(q^1)a_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (2.5)$$

- *Puntos A y B sobre la línea L*: Se puede expresar mediante las siguientes ecuaciones:

$$a_y(q^2) - m(q^1)a_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (2.6)$$

$$b_y(q^2) - m(q^1)b_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (2.7)$$

- Puntos A y d sobre las líneas L y L': Se puede expresar mediante las siguientes ecuaciones:

$$a_y(q^2) - m(q^1)a_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (2.8)$$

$$d_y(q^2) - m'(q^1)d_x(q^2) - Y'(q^1) = 0 \quad (2.9)$$

Donde $m, m', Y, Y', a_x, a_y, b_x, b_y, c_x, c_y, d_x, d_y$ son funciones conocidas de las coordenadas dependientes del vector del correspondiente elemento.

Una vez más, las condiciones para pasar de un caso a otro dependen de la dinámica del sistema, en concreto de las ecuaciones de restricción, es decir, de nuevo el problema de posición. Si las ecuaciones de restricción se introducen en la dinámica a través de los multiplicadores de Lagrange, éstos representan las fuerzas de contacto.

En definitiva, la holgura en juntas presenta muchas dificultades añadidas, debido al espacio extremadamente pequeño y las pequeñas escalas de tiempo en que se producen las pérdidas por contacto, impacto, fricción, etc. Por ello es necesario utilizar incrementos de tiempo muy pequeños y técnicas de interpolación para capturar de manera precisa los efectos de estos factores. Cuando hay varias juntas de holgura en un sistema, los cálculos tienen un alto coste computacional.

Para más detalles e información sobre los planteamientos dinámicos en presencia de holguras en sistemas multicuerpo, consultar el libro especializado, [referencia \[2\]](#).

- **Cuerpos flexibles**

En cuanto a cuerpos flexibles, el objetivo es definir los límites entre los diferentes tipos de problema. Para ello se ha hecho una clasificación y descripción de los mismos, en función de las propiedades elásticas de los cuerpos.

Una clasificación general de los sistemas multicuerpo es la siguiente: sistemas multicuerpo rígidos, sistemas multicuerpo elástico lineales y sistemas multicuerpo elásticos no lineales. Los sistemas de la primera categoría sólo implican cuerpos rígidos, pero los de las dos últimas categorías comprenden tanto cuerpos rígidos como flexibles.

- Sistema multicuerpo rígido: Son conjuntos de cuerpos rígidos conectados entre sí mediante articulaciones mecánicas y con movimiento arbitrario uno respecto a otro. Aunque todos los cuerpos son rígidos, en cada cuerpo, se pueden introducir componentes elásticos agrupados, también llamados juntas flexibles, elementos de buje o elementos de fuerza, que se colocan entre dos componentes del sistema para representar una elasticidad localizada.

- *Sistema multicuerpo elásticos lineales*: Consiste en un sistema de elementos tanto elásticos como rígidos conectados entre sí a través de juntas mecánicas y movimiento arbitrario entre ellos. Para los sistemas multicuerpo linealmente elásticos se supone que las relaciones tensión-desplazamiento permanecen lineales y las componentes de tensión son muy pequeñas en todo momento.
- *Sistemas multicuerpo elásticos no lineales*: Consiste también en un sistema de elementos tanto elásticos como rígidos conectados entre sí a través de juntas mecánicas y movimiento arbitrario entre ellos. Para los cuerpos elásticos, la relación deformación-desplazamiento se vuelve no lineal, o las componentes de la tensión se vuelven grandes, o ambas. Las relaciones de tensión-desplazamiento no lineales caracterizan geometrías no lineales, es decir, problemas que implican desplazamientos o rotaciones elásticas grandes, o ambas.

El límite entre sistemas multicuerpo lineales y no lineales es a veces confuso. Un ejemplo que ilustra bien este concepto es el siguiente: considerando los álabes del rotor del helicóptero, a medida que gira, los desplazamientos elásticos y rotaciones permanecen muy pequeños, ya que los álabes están diseñados para sufrir pequeñas deformaciones en todo momento y garantizar la seguridad y la vida útil de los componentes. Por lo que el problema parece pertenecer a la categoría sistemas multicuerpo elásticos lineales. Sin embargo, debido a la alta velocidad angular del rotor, aparecen grandes fuerzas centrífugas en el álabe, lo que conduce a una relación de no linealidad en las deformaciones de flexión y torsión. Para capturar estos efectos con precisión, se deben utilizar relaciones tensión-desplazamiento no lineal.

Considerando otro caso como el de una turbina eólica, cuyas palas giran a una velocidad mucho más baja que las palas de un helicóptero y son bastante más rígidas, asumiendo un sistema multicuerpo elástico lineal, se pueden conseguir predicciones fiables.

La distinción entre sistemas elásticos lineales y no lineales es complicada, ya que pueden aparecer tanto componentes lineales como no lineales simultáneamente en un sistema multicuerpo. Como por ejemplo el modelado completo del rotor y fuselaje de un helicóptero en condiciones de vuelo. Como se ha dicho, el problema del rotor es inherentemente no lineal, pero es razonable asumir que el fuselaje se comporta de manera linealmente elástica, incluso durante maniobras de grandes ángulos de rotación.

Para profundizar en la teoría dinámica de sistemas multicuerpo flexibles, consultar el libro especializado, [referencia \[3\]](#).

4.3. Modelado dinámico de fricción

En la siguiente tabla se describen los aspectos más importantes a tener en cuenta para la creación de un modelo de fricción adecuado (para más información consultar el ANEXO [A] del presente proyecto):

FLUJO DE TRABAJO PARA EL MODELADO DINÁMICO DE FRICCIONES				
PASOS A SEGUIR	ASPECTOS A CONSIDERAR EN CADA PASO			
1) Definir condiciones de contorno, en que se va a producir la fricción (factores a considerar)	Variables	Condiciones iniciales	Causas	Consecuencias en mecanismo
	- Fricción en seco - Fricción viscosa	- Grado lubricación - Fuerzas reacción - Velocidad relativa - Naturaleza material o fluido	- Contacto superficies - Propiedades superficiales - Dinámica del mecanismo	- Pérdida energía - Desgaste
2) Elección del enfoque más apropiado para modelar los efectos de la fricción en el análisis cinemático y dinámico del mecanismo	Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
	(1) Modelo de rozamiento en seco o de Coulomb (2) Modelo de rozamiento viscoso (3) Modelos mixtos (Dopico)	(1) Fricción en seco. (2) Superficies bien lubricadas (3) Fricción parcialmente lubricada	(1) Adecuado para superficies secas. Modelo no lineal. Dos situaciones: fricción estática y deslizamiento. Independiente de velocidad tangencial. En caso de elección de este enfoque hay que ir al paso 3. (2) Amortiguamiento viscoso. Relación lineal entre fuerza y velocidad. (3) Formulación combina ambos efectos anteriores. Fuerza de fricción se divide en varias componentes.	- Ver capítulo 10 de referencia [1] . Descripción de enfoques. - Ver artículo referencia [4] . Comparativa enfoques.

	Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
3) Definir enfoque para el comportamiento Coef. Fricción dinámica. Coulomb modificado		(1) Coef. Fricción aumenta hasta velocidad límite sobre el cual el Coef. Se vuelve cte.		- Ver sección 2.5 de referencia [5] . Comparativa y descripción modelos.
	(1) Modelo Threlfall	(2) Coef. Fricción aumenta hasta velocidad límite sobre el cual el Coef. Se vuelve cte.		- Ver sección 3.4 de referencia [2] . Descripción algunos modelos.
	(2) Modelo de Dahl	(3) La velocidad límite nunca se alcanza y el Coef. Se comporta asintóticamente con el valor dado.	Tienen en cuenta velocidad tangencial y eliminan discontinuidad en velocidad cero que presenta la ley de Coulomb	- Threlfall [6] : Desarrollo y descripción modelo.
	(3) Modelo de Sjö	(4) Coef. Fricción aumenta hasta velocidad límite sobre el cual el Coef. Se vuelve cte.		- Dahl [7] : Desarrollo y descripción modelo.
	(4) Modelo de Ambrósio	(5) Hay pareja de valores para el Coef. Fricción y la velocidad, los cuales son interpolados.		- Sjö [8] : Trabajo y aplicación modelo. - Ambrósio [9] : Aplicación modelo. - Recurdyn Havsín [10] : Aplicación del modelo.

Tabla 3 – Flujo de trabajo para el modelado de fricción

El objetivo de esta tabla es el de ser una herramienta para encontrar información fácilmente y muy útil cuando se necesite abordar el problema de fricción en un mecanismo, sirviendo como orientación y guía de trabajo.

4.4. Modelado dinámico de holguras

En la siguiente tabla se describen los aspectos más importantes a tener en cuenta para la creación de un modelo de holgura adecuado (para más información consultar el ANEXO [A] del presente proyecto):

FLUO DE TRABAJO PARA EL MODELADO DINÁMICO DE HOLGURAS EN JUNTAS				
PASOS A SEGUIR	ASPECTOS A CONSIDERAR EN CADA PASO			
1) Definición de condiciones de contorno (origen y crecimiento de holguras, factores a considerar)	Variables	Condiciones iniciales	Causas crecimiento	Consecuencias en mecanismo
	<ul style="list-style-type: none"> - Tamaño de holgura inicial - Desgaste - Tamaño de holgura final 	<ul style="list-style-type: none"> - Diseño - Montaje - Fabricación - Temperatura (...) 	<ul style="list-style-type: none"> - Condiciones de fricción - Propiedades elásticas material - Movimiento (generación de fuerzas de contacto) 	<ul style="list-style-type: none"> - Ruido y vibraciones - Pérdida eficiencia energética - Pérdida precisión mecanismo - Disminución durabilidad - Disminución seguridad
2) Definir enfoque para análisis cinemático y dinámico (elección del enfoque apropiado para analizar efectos cinemáticos y dinámicos en mecanismos con holgura)	Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
	(1) Eslabones masa despreciable	(1) Modelado holgura con eslabón adicional masa despreciable	(1) Grado de libertad adicional al mecanismo. No tiene en cuenta ni elasticidad ni disipación energía. Alta no linealidad en ecs. Difíciles de resolver	- Ver Introducción de referencia [11] . Comparativa entre enfoques.
	(2) Muelle-amortiguador	(2) Modelado holgura con elemento muelle-amortiguador.	(2) Simula elasticidad. No tiene en cuenta transferencia de energía. Difícil cuantificar parámetros elemento.	- Ver artículo referencia [12] . Enfoque (1).
	(3) Intercambio de momento	(3) Modelado holgura como dos cuerpos colindantes (eje-alojamiento)	(3) Fuerzas de contacto controlan la dinámica de holgura. Tiene en cuenta elasticidad y disipación energía durante el proceso	- Sección 4.1 de referencia [2] . Comparativa entre enfoques.

	Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
3) Definir enfoque para análisis del contacto-impacto en presencia de holguras	(1) Ley de Hooke	(1) Ley lineal, no tiene en cuenta disipación de energía	(1) Aproximación muy vaga a lo que realmente ocurre en contactos entre cuerpos.	
	(2) Ley de Hertz	(2) Modelo no lineal, no tiene en cuenta disipación de energía	(2) Buena aproximación, pero restringido a superficies sin fricción y sólidos perfectamente elásticos.	<ul style="list-style-type: none"> - Ver capítulo 3 de referencia [13]. Comparativa. - Ver capítulo 4 de referencia [2]. Comparativa. - Ver sección 2.3 de referencia [16]. Comparativa. - Dubowsky y Freudenstein [14]: Basado en Ley de Hertz. - Hunt and Crossley [15]. Basado en ley de Hertz introduce disipación. Para impactos centrales directos y sin fricción. - ESDU-78035 Tribology Series [16]: Apto para modelar contactos de forma circular, rectangular o elíptica. No lineal disipativo. - Lankarani and Nikravesh [17]: Basado en Hunt and Crossley. Modelo muy usado para contactos mecánicos como sup. Cilíndricas. Simplicidad para introducir en programa computacional. Estima disipación energía durante proceso impacto. - Flores [18]: Mismas características que Lankarani y Nikravesh. Nuevo coeficiente.
	(3) Ley de Kelvin-Voigt	(3) Modelo lineal, tiene en cuenta disipación de energía.	(3) Su relación lineal entre fza de contacto y penetración no representa con precisión el comportamiento real.	
	(4) Leyes disipativas no lineales	(4) Modelo no lineal, tiene en cuenta disipación de energía	(4) Modelos que más se acercan al comportamiento real.	

Tabla 4 – Flujo de trabajo para el modelado de holguras

4.5. Modelado dinámico de cuerpos flexibles

A lo largo de las últimas décadas, se han presentado diversos enfoques para la solución de la cinemática y la dinámica de sistemas multicuerpo, asumiendo que todos los cuerpos satisfacen la condición de sólido rígido.

Se supone que un cuerpo es rígido si cualquier par de puntos del material no presentan desplazamientos relativos. En la práctica los cuerpos sufren, en mayor o menor grado, alguna deformación. Por tanto, esta suposición no tiene sentido estricto, sin embargo, en la mayoría de los casos los desplazamientos son tan pequeños que pueden despreciarse sin cometer un error apreciable en los cálculos.

La flexibilidad de un eslabón de un mecanismo multicuerpo depende de varios factores:

- **NATURALEZA DEL MATERIAL:** Es posiblemente el factor más influyente en la capacidad de deformación de un material. Esto se refiere a factores como: tipo de enlaces del material, disposición estructural de átomos o moléculas, imperfecciones, etc.
- **GEOMETRÍA:** Dependiendo de ciertos parámetros geométricos, el material puede ser más o menos propenso a la deformación. Por ejemplo los espesores demasiado finos o geometrías concentradoras de tensión favorecen la deformación del eslabón.
- **VELOCIDAD:** La velocidad a la que trabaje el mecanismo va a motivar una dinámica más o menos fuerte. Cuanto más fuerte es ésta mayores son las tensiones inducidas sobre el componente, y más propenso es a deformarse.
- **TEMPERATURA:** Afecta directamente a la capacidad de deformarse del material, haciendo que disminuya su límite a fluencia.

Para los casos donde estos desplazamientos relativos son lo suficientemente grandes como para tener un impacto en la dinámica del sistema, hay varios enfoques de análisis donde se tienen en cuenta dichos desplazamientos:

- **INERTIAL FRAME OF REFERENCE:** Es un sistema de formulación absoluta de coordenadas nodales, que son usadas con una función de forma global que tiene un conjunto completo de modos de cuerpo rígido. Dicho sistema es común para todos los cuerpos del sistema.

Para posibles estudios futuros sobre dicho enfoque se han identificado los siguientes autores de referencia: *J.C Simó, L. Vu-Quoc, A. Cardona, M. Géradin, A. A Shabana.*

- **FLOATING FRAME OF REFERENCE:** Es el enfoque más extendido y que se usa actualmente en la mayoría de análisis es el conocido como “Floating Reference Frame” o marco de referencia flotante, identificado como el más eficiente.

El movimiento del cuerpo se define entonces como el movimiento de su referencia más el movimiento de los puntos del material con respecto a su referencia. Si el supuesto campo de desplazamiento contiene modos de cuerpo rígido, deben imponerse un conjunto de condiciones que definan un campo de desplazamiento único.

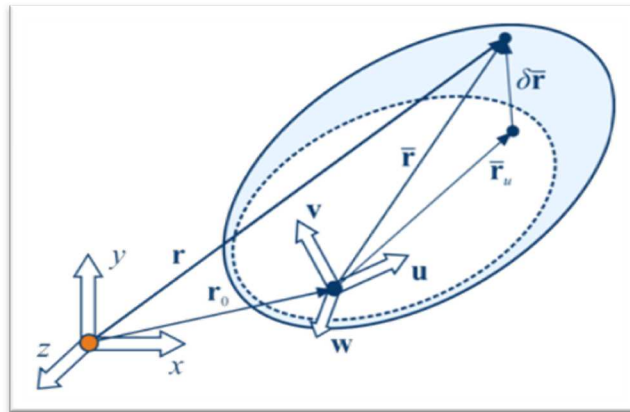


Figura 19 – Modelo de sistema de referencia flotante para cuerpos flexibles

Para posibles estudios futuros sobre dicho enfoque se han identificado los siguientes autores de referencia: *E. J. Haug, A. A Shabana, R.A Wehage.*

- **CORONATIONAL FRAME OF REFERENCE:** Este enfoque utiliza un sistema de referencia local por cada elemento finito. Poco común, no destacan muchos trabajos y análisis donde se utilice este enfoque.

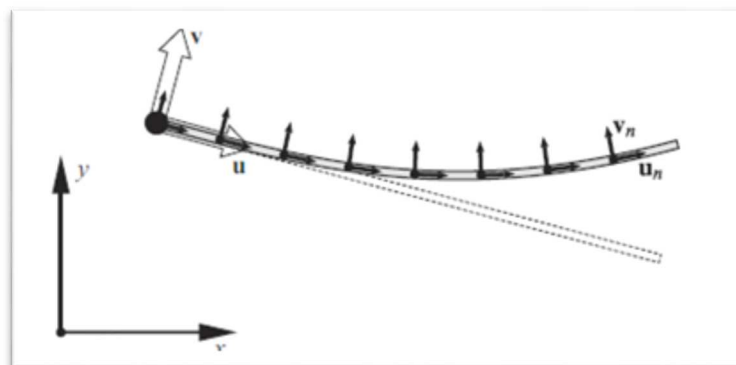


Figura 20 – Modelo de sistema de referencia coronacional para cuerpos flexibles

5. ANÁLISIS DE HERRAMIENTAS DE SIMULACIÓN

En este apartado se van a analizar características y prestaciones de las diferentes herramientas software como posibilidad potencial en análisis dinámico de mecanismos multicuerpo, con el fin de determinar, a priori, el alcance de cada herramienta y sus puntos fuertes, de manera que se pueda tener una visión global de lo que puede ofrecer el mercado actual.

5.1. Adams MSC Software

Del fabricante *MSC Software Corporation*, Adams es una herramienta orientada a entender la dinámica de los componentes en movimiento, a estudiar la distribución de cargas sobre los sistemas mecánicos y a mejorar y optimizar sus productos. Adams permite evaluar y controlar interacciones complejas entre distintas disciplinas como son movimiento, estructural, vibraciones y controles, para optimizar el diseño del producto y para obtener un mejor rendimiento, seguridad y confort. Se pueden integrar componentes flexibles en el modelo de Adams para una mejor representación estructural y obtener deformaciones y tensiones en los cuerpos flexibles.

La mayoría de las grandes multinacionales especializadas en simulaciones dinámicas multicuerpo usan este software, postulándose como una herramienta extremadamente poderosa, que proporciona al usuario las características suficientes para cualquier sistema mecánico concebible e imaginable para ser probado plenamente.

Los principales productos o paquetes que ofrece la herramienta son los siguientes:

- ✓ **Adams Machinery**: A Powerful Simulation Suite for Mechanical Drive Systems.
- ✓ **Adams Car**: Real Dynamics for Vehicle Design and Testing.
- ✓ **Flexible Multibody Systems**: Flexible Multibody Systems in Adams.
- ✓ **Adams MaxFlex**: Maximize Nonlinear Flexibility in Multibody Dynamics Simulations.
- ✓ **Adams Real Time**: Hardware-in-the-loop Solutions.

5.2. Ansys

De *Ansys Software Development*, Ansys presenta un **módulo MBD** para el análisis dinámico multicuerpo poderoso, que permite a Ansys simular movimiento de mecanismos con el objetivo de entender su comportamiento y analizar su comportamiento dinámico. El software también ofrece un puente a capacidades MBD avanzadas, permitiendo exportar modelos al software Recurdyn.

Sus principales prestaciones son las siguientes:

- Se definen fácilmente modelos MBD y rápidamente resueltos.
- Define casos de carga seleccionando puntos de salida para el ciclo de trabajo pudiendo analizar la cinemática y dinámica del sistema.
- Herramientas potentes MBD de post-procesado.
- Posibilidad sencilla de transferir el modelo a herramientas avanzadas de análisis MBD.
- Trabajo con sólido rígido y sólido flexible.

Los principales paquetes con los que cuenta el módulo MBD de Ansys son los siguientes:

- ✓ **Rigid bodies**: Análisis dinámico en sólido rígido.
- ✓ **Structural Transient**: Análisis con sólidos flexibles.

5.3. Recurdyn

De *FunctionBay Software*, RecurDyn es un paquete de software multidisciplinar, de ingeniería asistida por computadora (CAE) cuya función principal es la simulación de la dinámica multicuerpo (MBD). RecurDyn simula sistemas dinámicos de cuerpos rígidos y flexibles combinando el MBD rígido tradicional con tecnología punta de elementos finitos para el modelado de cuerpos flexibles. Además, RecurDyn también incluye una herramienta de control de diseño integrada, optimización de diseño, dinámica de partículas para materiales granulares y análisis de durabilidad y fatiga. RecurDyn también admite la co-simulación con otras herramientas de software de ingeniería asistida por computadora. RecurDyn incluye un entorno de co-simulación para simulaciones acopladas con solver de dinámica de fluidos computacional.

RecurDyn emplea tecnologías líderes en el mundo tanto en su solución para proporcionar una velocidad de cálculo superior y un rendimiento robusto, y en su interfaz gráfica de usuario para proporcionar un entorno extremadamente potente e intuitivo y fácil de usar para un completo pre y post-procesamiento. La GUI incluye extensas herramientas de personalización para permitir a los usuarios simplificar y automatizar RecurDyn, e integrar RecurDyn con sus propios métodos de flujo de trabajo.

En la siguiente imagen (fig. 21) se pueden ver los diferentes productos y paquetes que ofrece el software:

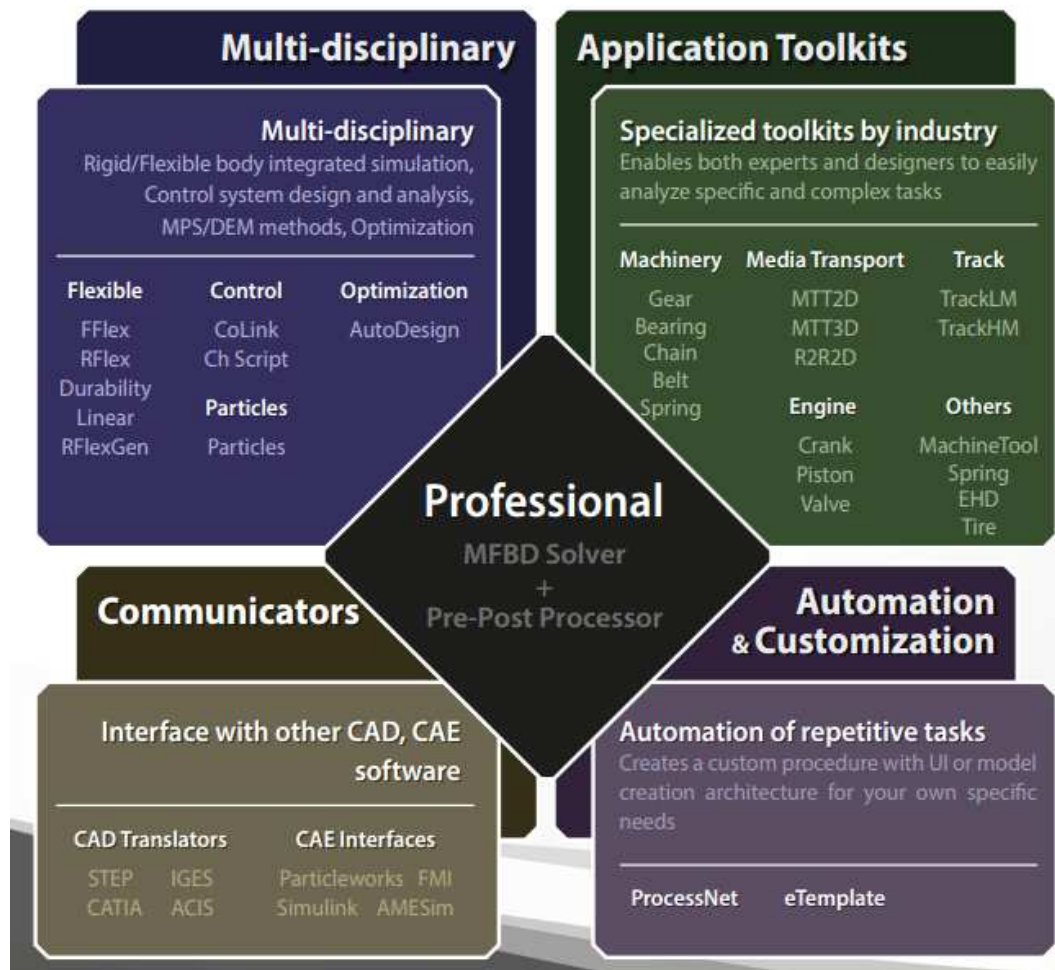


Figura 21 – Paquetes de trabajo del software Recurdyn

5.4. Comsol Multiphysics

De **Comsol Multiphysics Software**, Comsol es una consolidada compañía y proveedor líder en simulación multifísica y software de análisis, promocionando las ideas de los ingenieros y doctorandos a la vanguardia del desarrollo de nuevos productos. Activa el diseño de innovaciones en diversos mercados objetivos.

Este software se conocía como una herramienta de análisis por elementos finitos y simulador para diversos campos de la física y la ingeniería. Desde la versión 5.0 (2014) el software dio un importante salto cualitativo hacia lo que hoy se conoce como Comsol Multiphysics.

Comsol Multiphysics cuenta con un reciente módulo para el análisis dinámico de sistemas multicuerpo (Multibody Dynamics Module). Incorpora el análisis por elementos finitos (FEA) al cálculo de modelos estructurales que contienen diferentes cuerpos unidos mediante diversas ligaduras.

El módulo incorpora características para la creación exitosa de simulaciones que contienen componentes rígidos y flexibles, e incluye acoplamientos físicos predefinidos para añadir fenómenos eléctricos, térmicos y estructurales a los modelos.

De entre sus características, destacan las siguientes:

- Simulaciones Mecánicas, de Fluidos, Eléctricas y Químicas.
- Multiphysics – Fenómenos acoplados: dos o más fenómenos físicos que se influyen mutuamente.
- Física sencilla – Un entorno integrado para diferentes físicas y aplicaciones. Un día se trabaja con transferencia de calor, otro con mecánica estructural, después con flujo fluido, etc.
- Es capaz de llevar a cabo un análisis estático o dinámico para un sistema con componentes rígidos y flexibles conectados a través de un conjunto de juntas o pares cinemáticos.
- A través de su aplicación LiveLink para Matlab, permite aprovechar toda la potencia de Matlab y extender el modelado de sistemas mediante programación de scripts.

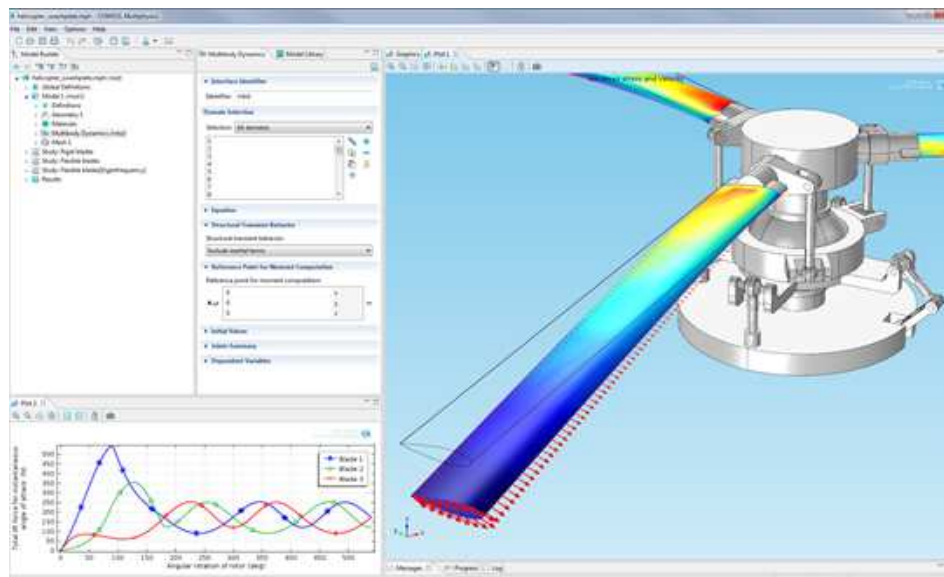


Figura 22 – Interfaz de usuario COMSOL Multiphysics

Las herramientas y complementos que se pueden encontrar en esta herramienta son muy extensos, se identifican siguientes principales paquetes:

- ✓ **Structural & Acoustics:** Structural Mechanical module, Non-linear Structural materials module, Geomechanics Module, Fatigue Module, Multibody Dynamics Module, Rotory Dynamics Module, Acoustics Module.
- ✓ **Electrical:** AC/DC Module, RF Module, Wave optics Module, Ray Optics Module, etc.
- ✓ **Fluid & heat:** CFD Module, Mixer Module, Subsurface Flow Module, Pipe Flow Module, Heat Transfer Module, etc.
- ✓ **Chemical:** Chemical Reaction Module, Batteries & Fuel Cells Module, Corrosion Module, etc.
- ✓ **Multipurpose:** Optimization Module, Material Library, Particle Tracing Module.
- ✓ **Interfacing.**

5.5. Solidworks Motion

De *Dassault Systèmes SolidWorks Corporation*, SolidWorks es un software CAD para el modelado mecánico 3D desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una filial de Dassault Systèmes, S.A.

El complemento SolidWorks Motion es una herramienta que permite evaluar fácilmente como se comportará y moverá el producto durante su ciclo operativo. Se visualiza fácilmente como se movería el mecanismo en la vida real, además se pueden medir fuerzas y cargas del diseño.

El análisis de movimiento se resuelve con el uso de un enfoque basado en el tiempo para problemas dinámicos y cinemáticos de cuerpos rígidos. Utiliza las relaciones de posición de ensamblaje, junto con los contactos de piezas y un sólido solver basado en la física para determinar con precisión los movimientos físicos de un ensamblaje con carga. Una vez realizado el cálculo de las fuerzas y movimiento del ensamblaje, puede llevarse a cabo un análisis estructural de los componentes para garantizar el rendimiento del producto.

La simulación de SolidWorks Motion puede calcular el efecto de:

- Fuerzas.
- Resortes.
- Amortiguadores.
- Gravedad.

- Contacto entre componentes.
- Casquillos.

A priori, no es una herramienta muy avanzada para el análisis dinámico multicuerpo, no cuenta con módulo multicuerpo ni contempla el análisis con elementos flexibles. Sin embargo, es una herramienta interesante, con margen de mejora en algunos aspectos.

No tiene complementos ni subproductos, la herramienta misma es un producto del producto SolidWorks Simulation.

5.6. Simpack

De *Dassault Systèmes Corporation*, es una potente herramienta software creada para simulaciones Multibody, usada para el análisis dinámico de cualquier sistema mecánico o mecatrónico. Es capaz de generar y resolver modelos 3D complejos. Simpack ha sido diseñado para abordar modelos complejos no lineales con elementos flexibles y contactos de choque severos.

Tras analizar a grandes rasgos la herramienta, queda de manifiesto la gran potencia que posee, ya que aborda muchos casos y situaciones no lineales como en las que se pretende profundizar (flexibilidad, holguras...), y permite hacer simulaciones muy detalladas de articulaciones con elementos rodantes, teniendo en cuenta fuerzas, rigidez no lineal, hidrodinámica, holguras, etc.

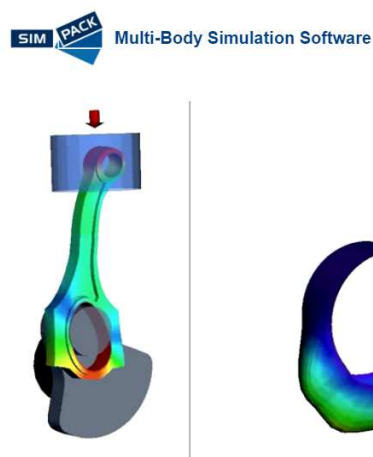


Figura 23 – Simulación dinámica Multibody con Simpack

Cuenta con una lista de módulos de simulación de diferentes efectos muy completa . Algunos de ellos pueden resultar de especial interés para el presente proyecto:

- ✓ **Base modules** (Pre, Solver, Post, Wizard).
- ✓ **Automotive** (Automotive, TNO MF-Tyre, TM Easy Tyre, Interface to FTire/core, FTire/core (3rd Party), Interface to CDTire, CDTire, Virtual suspension).
- ✓ **Bearing** (Journal Bearing, Elasto-Hydrodynamic Bearing, Interface to Software TOWER, BEARINX, Simpack Rolling Bearing).
- ✓ **Biomotion** (Biomotion Force Elements, Biomotion Car Driver, Motorcycle Rider, HAS-Powertool Controller).
- ✓ **CAD** (CATSIM V5 Creator, ProSIM).
- ✓ **Drivetrain** (Drive Line Selection 1, Drive Line Selection 2, Gear Pair, Belt, Shaft Coupling).
- ✓ **Engine** (Hydraulic Lash Adjuster, Gas Force, Dynamic Spring Multi Mass Model, Dynamic Spring Flexible Model + Segment Multi Mass Model, Chain).
- ✓ **Flexible** (SIMBEAM, FlexModal, FlexContact, Loads Stress&Strain, Loads Durability).
- ✓ **General** (Contact, User, Control, NVH, Dynamic Bushing, Order Analysis).
- ✓ **Multi-Domain** (SIMAT, MatSIM, FMU Import, FMU Export, IPC Co-Simulation).
- ✓ **Rail** (Rail, Kalker Contact, Rail Wear).
- ✓ **Realtime** (Realtime Simulation Module).
- ✓ **Wind** (Rotorblade Generator, AeroDyn (NREL), HydroDyn (NREL), Interface to AeroModule (ECN), Wind Turbine Control Interface).

5.7. Working Model 2D

De *Design Simulation Technologies*, Working Model es una herramienta de CAE que permite crear simulaciones de sistemas mecánicos reales que permiten reducir el tiempo de creación de un producto, mejorando la calidad final y optimizando los cálculos. Es una herramienta adoptada por miles de ingenieros profesionales para crear y analizar los sistemas mecánicos reales.

Incluye detección automática de colisión y respuestas para la geometría NURBS. Además se ha incluido 'scripts' como Flexbeam, Shear y Bending Moment, así como Pin Friction. Estos 'scripts' se han diseñado a medida para ampliar el uso de esta herramienta. En cada etapa del ciclo de desarrollo, Working Model ayuda a la mejora del producto, permitiendo reducir el tiempo de diseño y, en consecuencia, ahorrar costes.

Se puede interactuar con los controles mientras la simulación sigue funcionando para, por ejemplo, cambiar la ganancia de un controlador PID en un problema de balanceado de energía.

También permite la visualización de las simulaciones con gran variedad de representaciones como vectores animados, barras de líneas, medidas métricas, etc.

Es una herramienta interesante para realizar un buen cálculo cinemático simulando holguras en un mecanismo articulado, como se ha visto en algún estudio analizado posteriormente. Hay que tener en cuenta que la dinámica se tendría que analizar en un posterior sistema CAD, pero presentaría la ventaja de analizar más fácilmente parámetros en la holgura.

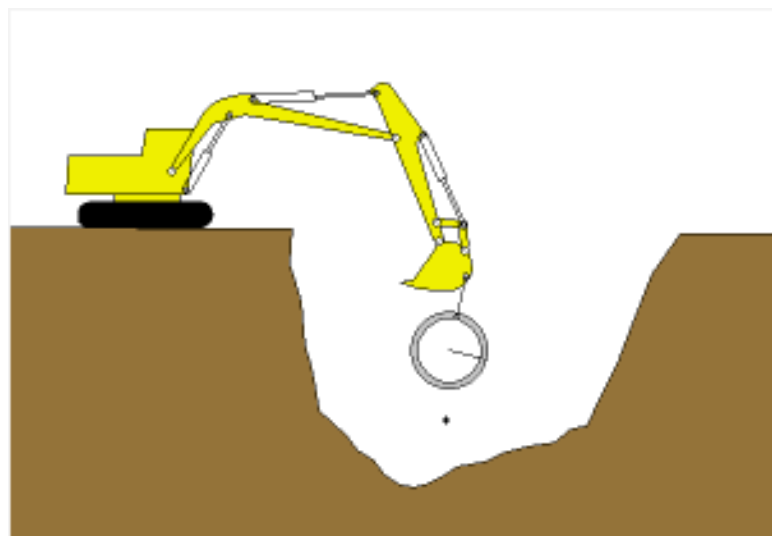


Figura 23 – Simulación dinámica Multibody con Working Model

5.8. Aportaciones al proyecto y disponibilidad

En la tabla 5 se muestran las capacidades de interés para el presente proyecto, de cada herramienta software comercial. Se pretende dar una idea de lo que puede ofrecer cada una y lo que no atendiendo a las necesidades actuales, es decir, que contemplen los factores planteados en el proyecto (holguras, sólido rígido, sólido flexible...). Además se tiene en cuenta que sean herramientas CAD o no, ya que a priori, interesan herramientas que integren un entorno CAD, ya que son de uso más sencillo y se pueden integrar las diferentes etapas de diseño en la misma herramienta.

Por otro lado, en la tabla 6 se muestran las distintas opciones de disponibilidad de licencia que ofrece cada herramienta de simulación así como los precios de licencia en cada caso.

SOFTWARE CAPABILITIES ANALYSIS	SÓLIDO RÍGIDO	SÓLIDO FLEXIBLE	HOLGURAS-JUEGOS	EFECTO COJINETE	BASADO EN CAD
SOLIDWORKS	✓	X	X	✓	✓
COMSOL	✓	✓	X	✓	✓
SYMPACK	✓	✓	✓	✓	✓
ADAMS	✓	✓	X	✓	✓
ANSYS	✓	✓	✓	X	✓
RECURDYN	✓	✓	✓	✓	✓
WORKING MODEL 2D	✓	✓	X	X	X

Tabla 5 – Análisis de competencias herramientas software comerciales

SOFTWARE LICENSE ANALYSIS	DISPONIBLE EN IKERLAN	PRECIO LICENCIAS	VERSIÓN ESTUDIANTE	VERSIÓN DE PRUEBA
SOLIDWORKS	✓	Licencia obtenida	✓	✓
COMSOL	X	12000 € (compra)	X	✓ (15 días)
SYMPACK	X	53800 € (compra) 28000 € (alquiler anual – 1366 tokens)	X	✓
ADAMS	X	52800 € (compra) 14000€ (alquiler anual-28 tokens)	✓	✓
ANSYS	✓	Licencia obtenida	✓	✓
RECURDYN	X	-	✓ (6 meses)	✓ (30 días)
WORKING MODEL 2D	X	-	X	X

Tabla 6 – Análisis de disponibilidad de herramientas software comerciales

6. DISEÑO DEL DEMOSTRADOR EXPERIMENTAL

Una vez conocidos los procedimientos de análisis y simulación, y habiendo profundizado y recibido la formación adecuada en la herramienta disponible en IK4 - Ikerlan (SW Motion), se procede a desarrollar un caso práctico, que servirá como demostrador experimental de los resultados obtenidos en las simulaciones. El objetivo principal de este demostrador es por un lado ver la capacidad actual de simulación que se posee, comparando resultados reales con simulaciones, y por otro lado que sirva como herramienta de aprendizaje del análisis dinámico y mejora de las simulaciones.

El caso práctico desarrollado será una biela-manivela paramétrica, ya que se ha observado que es el mecanismo más recurrente por la comunidad investigadora para analizar los aspectos dinámicos mencionados en el proyecto, como elemento de referencia o *Benchmark*, de manera que les sirve como apoyo para implementar sus modelos y teorías, verificar sus aportaciones, etc. Se han identificado varios demostradores precedentes que se verán a continuación.

6.1. Demostradores precedentes

En este apartado se presentan una serie de demostradores y algunas de sus características principales, llevadas a cabo por los autores identificados como investigadores de referencia a nivel mundial en el estado del arte, quedando de manifiesto la validez y la adecuada utilidad de este tipo de demostradores para analizar los efectos dinámicos expuestos en el proyecto.

6.1.1. *Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints. P. Flores, C. S. Koshy, H. M. Lankarani, J. Ambrosio, J. C. P. Claro.*

De dicho trabajo se sacan una serie de rasgos fundamentales que servirán como referencia a la hora de diseñar el demostrador:

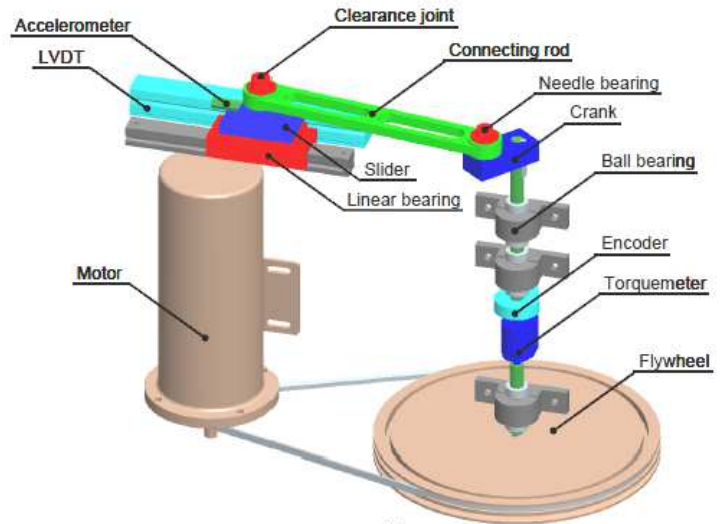
- Llevado a cabo por autores de referencia a nivel mundial en la investigación de holguras, contacto y fricción. Ver [referencia \[19\]](#).
- Mecanismo biela-manivela sensorizado. Longitudes biela-manivela (50 – 300 mm), relación $\mu = 0,16$.
- Rango de velocidad angular de manivela: 0 – 200 RPM.
- Planteamiento de ensayos iniciales lo más cercano a la situación “ideal” (rodamientos lubricados, tolerancias estrechas, material rígido, etc), para luego ir introduciendo y analizando efectos respecto a la situación ideal.
- Se capturan efectos interesantes como severidad de impacto de holguras (amplitud de picos). Establecen los autores que el conocimiento de estos efectos puede tener una

gran repercusión positiva para el diseño (optimización de dimensionamiento y costes, mejora de mantenimiento, etc).

En la siguiente figura se observa el demostrador diseñado:



(a)



(b)

Figura 25 – Ejemplo de demostrador experimental biela – manivela a) Demostrador experimental b) Vista esquemática del demostrador

6.1.2. Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism. S. Erkaya, I. Uzmay.

El trabajo de esta sección, es el paso siguiente al anterior, se destacan las siguientes características:

- Se usa el mismo demostrador que el anterior, lo que demuestra la gran versatilidad que puede aportar un demostrador de este tipo.
- Lo que se plantea en este trabajo es el uso de diferentes modelos o enfoques de modelar el contacto en presencia de holguras (ESDU-Tribology, Lankarani, Hertz...) para compararlos entre sí, identificar factores de influencia, ver como afectan y comprobar experimentalmente.
- Se emplea el uso de Adams para implementar los diferentes modelos de contacto a contrastar con los resultados experimentales.

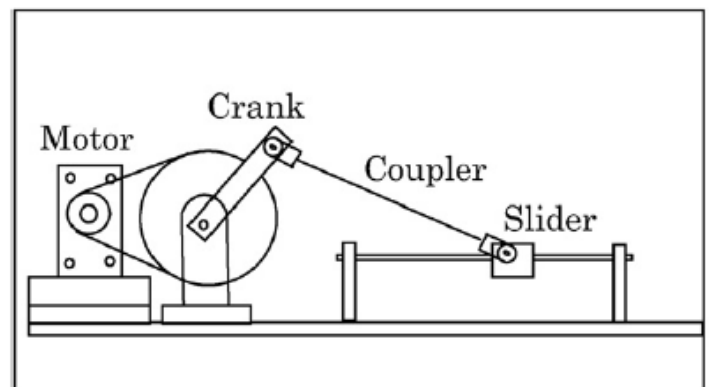
Ver [referencia \[20\]](#).

6.1.3. *Dynamic Analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance.* Imed Khemili, Lofti Romdhane.

Trabajo precedente en el uso de mecanismo biela-manivela para la investigación de los efectos dinámicos en mecanismos multicuerpo no ideales. Destacan las siguientes características:

- Uso de mecanismo biela-manivela para comprobar comportamiento dinámico de holguras y biela flexible. Se compara con modelos numéricos simulados con ADAMS.
- Biela - manivela sensorizado. Longitudes biela – manivela (50 – 350 mm), relación $\mu = 0,14$.
- Rango de velocidad angular de manivela: 100 – 300 RPM.
- Se realiza un análisis con una biela rígida, para posteriormente disminuir la rigidez de la biela hasta detectar una deformación notable durante la fase de trabajo del mecanismo.
- Se capturan efectos como la disminución de picos de aceleración y par en presencia de biela flexible y holguras.

En la siguiente imagen (fig. 26) se puede observar el demostrador diseñado:



○

(b)

Figura 26 – Ejemplo de demostrador experimental biela- manivela a) Demostrador experimental b) Vista esquemática del demostrador

Ver [referencia \[21\]](#).

6.1.4. *Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism. S. Erkaya, I. Uzmay.*

Las condiciones de diseño de este demostrador son muy similares los anteriores en cuanto a dimensiones, velocidades, etc. En este caso se analiza exclusivamente el efecto de holguras en juntas en la dinámica del mecanismo biela – manivela. Cabe destacar que estos trabajos analizan la holgura en la junta carro – biela, lo que lleva a pensar que es la más influyente sobre la respuesta dinámica del sistema.

En la siguiente imagen (fig. 27) se puede ver el diseño del demostrador:

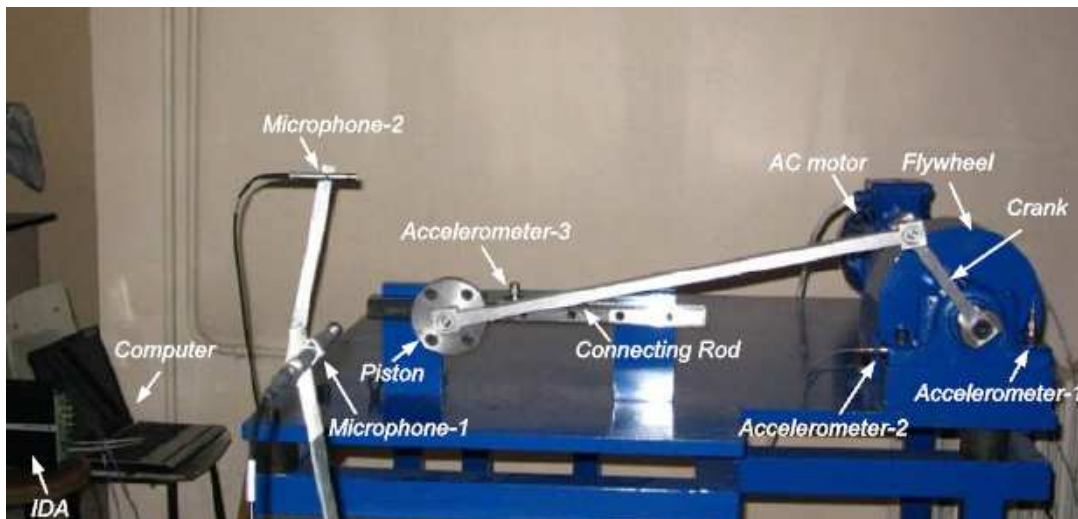


Figura 27 – Ejemplo de demostrador experimental biela – manivela

Ver [referencia \[22\]](#).

6.1.5. *Effects of balancing and link flexibility on dynamics of planar mechanism having joint clearance. S. Erkaya, I. Uzmay.*

Trabajo basado en el banco de ensayos anterior, introduciendo, además del efecto holgura, el efecto biela flexible. Inicialmente, el banco sirve para analizar en profundidad en efecto de holgura en junta, para posteriormente analizar la dinámica en presencia de una biela flexible que se deforma cierta cantidad. Para conseguir la flexibilidad de la biela se plantea un aumento de longitud y una reducción de su espesor de 15 a 5 mm.

Ver [referencia \[23\]](#).

6.2. Cuaderno de cargas

6.2.1. Introducción

El objetivo del presente apartado es el de definir las especificaciones de diseño del banco de ensayos propuesto para el análisis de mecanismos complejos, como se ha comentado, un sistema paramétrico de biela-manivela. Quedarán completamente definidas las características que tendrá el demostrador o banco de ensayos, así como su utilidad.

6.2.2. Objetivo del demostrador

El objetivo del banco de ensayos es poder verificar experimentalmente los resultados obtenidos por simulación de la biela-manivela.

Partiendo desde un tipo de análisis ideal (sólido rígido, rozamientos despreciables, holguras despreciables) se irán añadiendo defectos que usualmente aparecen en los mecanismos y dificultan su análisis: rozamientos, holguras y flexibilidad de los elementos. De esta manera se podrá discernir la dispersión de resultados de las simulaciones actuales con la realidad, y trazar estrategias y metodologías para mejorar dicha dispersión.

6.2.3. Tipos de ensayo

En esta sección se define el tipo de ensayos que deberá ser capaz de realizar el demostrador para poder analizar los efectos expuestos anteriormente.

Para la definición del tipo de ensayos, conviene introducir los siguientes parámetros:

- **Sólido rígido:** los elementos del mecanismo se consideran indeformables.
- **Sólido flexible:** los elementos del mecanismo se consideran deformables.
- **Ensayo cuasiestático:** Ensayo a velocidades entre 0 – 20 RPM del motor.
- **Ensayo dinámico:** Ensayo a velocidades entre 20 – 200 RPM del motor.
- **Rozamiento:** Existencia de rozamiento en las juntas del mecanismo.
- **Holgura:** Existencia de holguras en las juntas del mecanismo.
- **Desalineaciones:** Excentricidades, desalineaciones de componentes respecto del plano de movimiento. En esta fase inicial de la línea de investigación no se considerarán sus efectos. Se harán análisis asumiendo un mecanismo plano.

- **Efectos térmicos:** No se tendrán en cuenta, se ensayará a temperatura ambiente del laboratorio de IK4 – Ikerlan.
- **Efecto gravedad:** El banco se colocará en posición horizontal, de manera que el carro no trabajará en contra de la gravedad.

En la tabla 8 se muestra el planteamiento de tipo de ensayos, donde se puede ver en cada caso los parámetros que se pretenden analizar y su correspondiente objetivo:

Nº	Tipo análisis	Cuasi estático	Dinámico	Rozamientos	Holguras	Objetivo
1	Sólido rígido	Sí	No	No	No	Verificación modelo SW Motion simulación
2	Sólido rígido	No	Sí	No	No	Influencia de la inercia en el sistema
3	Sólido rígido	Sí	No	Sí	No	Influencia del rozamiento en el sistema
4	Sólido rígido	No	Sí	Sí	No	Influencia del rozamiento a grandes velocidades en el sistema y carga
5	Sólido rígido	Sí	No	Sí	Sí	Influencia de las holguras en el sistema
6	Sólido rígido	No	Sí	Sí	Sí	Influencia de las holguras a altas velocidades en el sistema y carga
7	Sólido flexible	Sí	No	No	No	Influencia de la flexibilidad de los componentes en el sistema
8	Sólido flexible	No	Sí	No	No	Influencia de la flexibilidad de los componentes a altas velocidades en el sistema y carga
9	Sólido flexible	Sí	No	Sí	No	Influencia del rozamiento y la flexibilidad en el sistema
10	Sólido flexible	No	Sí	Sí	No	Influencia del rozamiento a grandes velocidades y la flexibilidad en el sistema y carga
11	Sólido flexible	Sí	No	No	Sí	Influencia de las holguras y la flexibilidad en el sistema
12	Sólido flexible	No	Sí	No	Sí	Influencia de las holguras a altas velocidades y la flexibilidad en el sistema y carga

Tabla 8 – Planteamiento de ensayos en demostrador

6.2.4. Especificaciones técnicas

Una vez definidos los ensayos y parámetros que se quieren analizar con el demostrador, se procede a definir una serie de especificaciones técnicas que el diseño debe cumplir para la consecución de los ensayos planteados. En las tablas 9 y 10 se expresan dichas especificaciones:

ENTRADAS BANCO DE ENSAYOS				
PARÁMETROS	RANGO	PRECISIÓN	CONFIGURACIÓN	VERIFICACIÓN
Tamaño general banco	600x300x400mm	± 0,1 mm		
Ubicación banco			Fijación a mesa de trabajo	Prueba de vibración
Velocidad angular	0 – 200 RPM	± 0.1 RPM	Control del motor. Variador de intensidad	Tacómetro
Recorrido del sistema	140 mm	± 0,1 mm		Medición calibre
Longitud biela	280 mm	± 0,1 mm		Medición calibre
Longitud manivela	70mm	± 0,1 mm		Medición calibre
Carga	100 – 200 N	± 0.1 N	Inserción de muelle en salida del sistema. Inserción masas	Medición/verificación externa de la rigidez de los muelles. Medición de pesos en balanza de precisión
Rozamiento	μ (0,02 – 0,2)	5 %	Cambio de elemento rodante (materiales y lubricación) Materiales: acero-acero acero- bronce acero-polímero Mecanismo de freno para introducir rozamiento en junta prismática	Medición externa del coeficiente de rozamiento entre los materiales a ensayar.
Holgura	0,1 – 0,5 mm	± 0.05	Cambio diámetro interior de casquillo. Cambio de sistema de guiado lineal	Medición de holgura mediante micrómetros o calibres
Flexibilidad	2-3 % (A DEFINIR TODAVÍA)		Variación geometrías o materiales que permitan observar un cambio de comportamiento para las cargas. Deformación que suponga una variación del recorrido comprendida entre un 2-3% del recorrido . Deformación en plano de trabajo	Medición de la deformación de la manivela mediante galgas extensométricas

Tabla 9 – Especificaciones técnicas. Variables de entrada al banco de ensayos

SALIDAS BANCO DE ENSAYOS			
PARÁMETROS	RANGO	PRECISIÓN	MEDICIÓN / SENSOR
Par motor	0 – 200 Nm	± 0.1 Nm	Transductor de par (a determinar)
Posición motor	---	$\pm 0.1^\circ$	Encóder
Posición carro	0 – 100 mm	$\pm 0,1$ mm	Encóder lineal, láser, ... (a determinar)
Velocidad carro	0 – 5 m/s	± 0.1 m/s	tacómetro óptico, LVDT ... (a determinar)
Aceleración carro	0 – 50 m/s ²	± 0.1 m/s ²	Acelerómetro
Fuerza en juntas	0 – 2000 N	± 5 N	Pin de carga

Tabla 10 – Especificaciones técnicas. Variables de salida o mediciones del banco de ensayos

6.2.5. Control, adquisición de datos y sensorización del banco de ensayos

En cuanto al control y la sensorización del banco, se fijan las siguientes premisas:

- El banco dispondrá de sensores para medir fuerzas, desplazamientos, velocidades y aceleraciones en los puntos clave del mecanismo.
- El voltaje analógico de todas las señales se leerá por un equipo de adquisición de datos de National Instruments.
- El banco de ensayos contará con un sistema de control que permita configurar los ensayos y controlar el parámetro de velocidad del motor (parámetro de entrada).
- El control del banco se realizará con el programa LabView de National Instruments.
- Todas las variables medidas y generadas por el sistema de control, así como las condiciones en las que se esté realizando el ensayo, serán registradas y almacenadas.
- Los datos obtenidos podrán ser visualizados total o parcialmente desde la interfaz HMI. El HMI permitirá al usuario programar la secuencia de ensayos prevista, parametrizar los tipos de ensayo con las consignas deseadas y controlar todos los accionamientos de forma individual.
- Los ensayos se realizarán siempre en régimen de velocidad constante.

6.3. Pre – Dimensionamiento

6.3.1. Introducción

El objetivo del presente documento es realizar un pre – dimensionamiento del banco de ensayos en base a las especificaciones impuestas en el cuaderno de cargas. Para ello se harán una serie de simulaciones con el software SolidWorks Motion que permitan tomar decisiones sobre el dimensionamiento tanto desde el punto de vista de la instrumentación como desde el punto de vista geométrico.

6.3.2. Variables y objetivos de cálculo

Previamente a los cálculos, se analizan las variables de cálculo, así como los resultados de salida que interesa obtener, y qué se quiere conseguir con ellos:

VARIABLES DE CÁLCULO	OBJETIVOS	CÁLCULOS REQUERIDOS
<ul style="list-style-type: none"> - Relación de longitudes biela-manivela (Lm/Lb) - Carga a introducir al sistema - Rozamiento en juntas - Velocidad angular manivela - Recorrido sistema 	Dimensionamiento longitudes biela – manivela	Par motor, velocidad y aceleración lineal carro
	Dimensionamiento del accionamiento	Par motor
	Dimensionamiento del bulón de carga	Fuerzas en juntas
	Dimensionamiento sistema de guiado lineal para carro	Velocidad lineal carro
	Dimensionamiento carga al sistema	Par motor y fuerza en juntas
	Dimensionamiento sensores	Par motor, velocidad y aceleración lineal del carro

Tabla 11 – Especificaciones técnicas. Variables de salida o mediciones del banco de ensayos

6.3.3. Modelo de simulación

Para el cálculo de pre – dimensionamiento, se utiliza un modelo simple de mecanismo biela-manivela, modelado en SolidWorks.

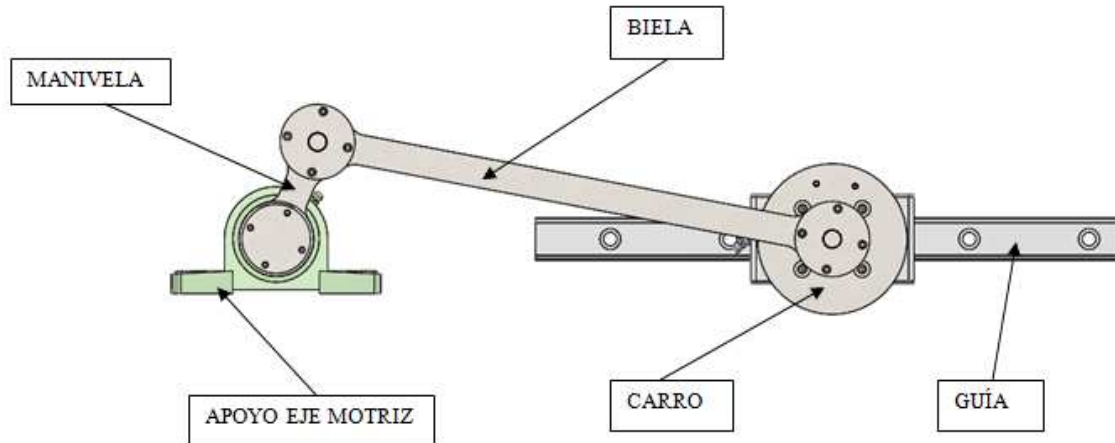


Figura 28 – Mecanismo inicial usado para cálculos de pre – dimensionamiento

Como punto de partida, se han escogido variables de simulación similares a los demostradores experimentales expuestos en puntos anteriores (velocidades, longitudes, cargas, rozamientos, etc).

6.3.4. Simulación con carga muelle

- **Objetivo específico:**

Se plantea un cálculo donde la carga introducida al sistema sea un muelle con parámetros de un modelo comercial, teniendo en cuenta una pretensión y su rigidez. Se evaluarán también todas las variables de cálculo expuestas en la tabla 11 (longitudes, recorrido, rozamiento y velocidad).

Cabe destacar que se estima necesario introducir una carga al sistema, para obtener respuestas dinámicas lo suficientemente notables para poder realizar mediciones y sensorizaciones fácilmente. Si se tuviese un sistema sin carga, sería complicado medir ciertas respuestas dinámicas como pares o fuerzas, sobre todo a bajas velocidades.

La búsqueda del muelle de carga debe cumplir la restricción impuesta en las especificaciones técnicas, de manera que la carga máxima del sistema este en un rango entre 100 – 200 N, y además la variación de fuerza debe ser lo más baja posible.

El muelle usado inicialmente es un comercial de Barnes Group cuyos parámetros se muestran a continuación:

REFERENCIA BG	k (N/mm)	Lp (mm)	L lim (mm)	Fmin (N)	Fmax (N)	Variación F (N)	Fres (Hz)
E1000-105-9000-M	0,63	132,54	272,54	83,5	171,7	88,2	17,06

Tabla 12 – Parámetros de muelle escogido para simulación

○ **Escenarios:**

Se plantean los siguientes escenarios de simulación, en función de la variación de las diferentes variables de cálculo:

ESCENARIO	Lm/Lb	Recorrido	Carga	Rozamiento	Velocidad
1	0,2	140 mm	Muelle – K = 0,63	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM
2	0,25	140 mm	Muelle – K = 0,63	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM
3	0,2	70 mm	Muelle – K = 0,63	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM
4	0,25	70 mm	Muelle – K = 0,63	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM

Tabla 13 – Escenarios de simulación

○ **Resultados:**

En las siguientes figuras (fig. 29, fig. 30, fig. 31 y fig.32) se muestran los resultados obtenidos, a modo de comparativa entre los escenarios, de modo que se identifique de una manera rápida y visual como afectan las diferentes variables evaluadas a la respuesta dinámica.

Cabe destacar, que se representan las condiciones más restrictivas de cada resultado, ya que son los valores que hay que tener en cuenta para el dimensionamiento, es decir los valores máximos y mínimos de cada resultado, para velocidades de 20 y 200 RPM.

En el caso de los pares, habrá unos límites positivos y negativos en cada caso, ya que se representa tanto el par entregado por el motor como el recibido. La simetría de la curva se

da cuando el rozamiento es nulo, mientras que cuando se aplica un cierto Coef. De fricción, el motor deberá ejercer más par mientras que recibirá menos (pérdidas por fricción).

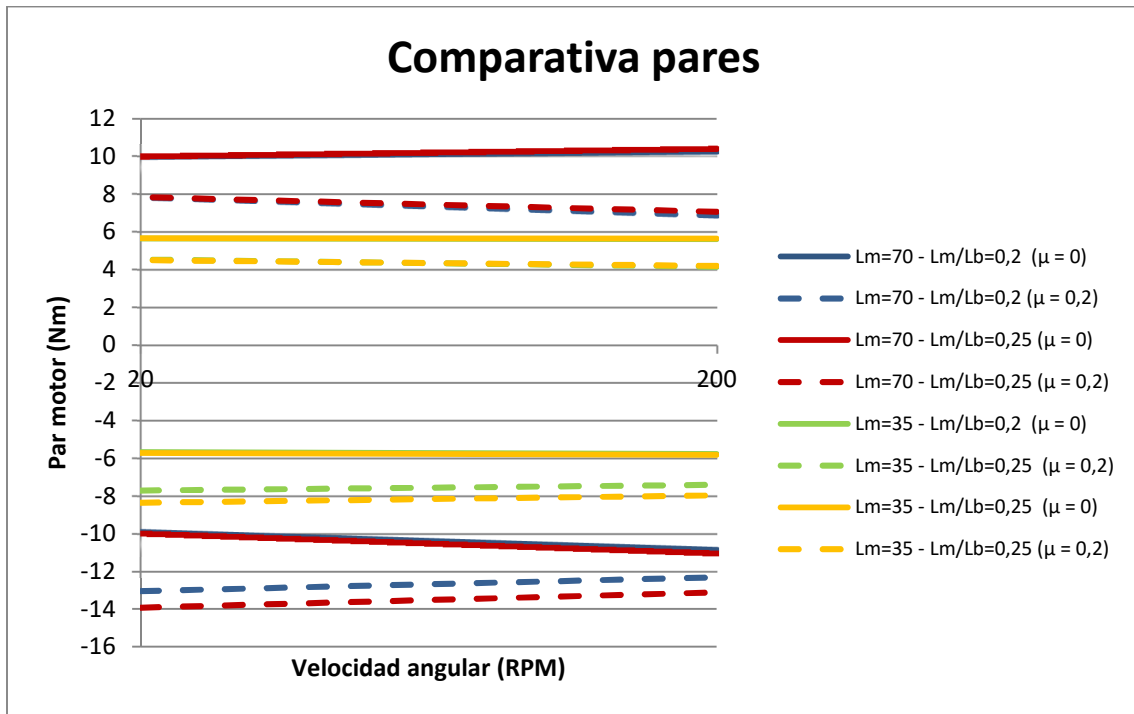


Figura 29 – Comparativa de pares calculados para cada escenario

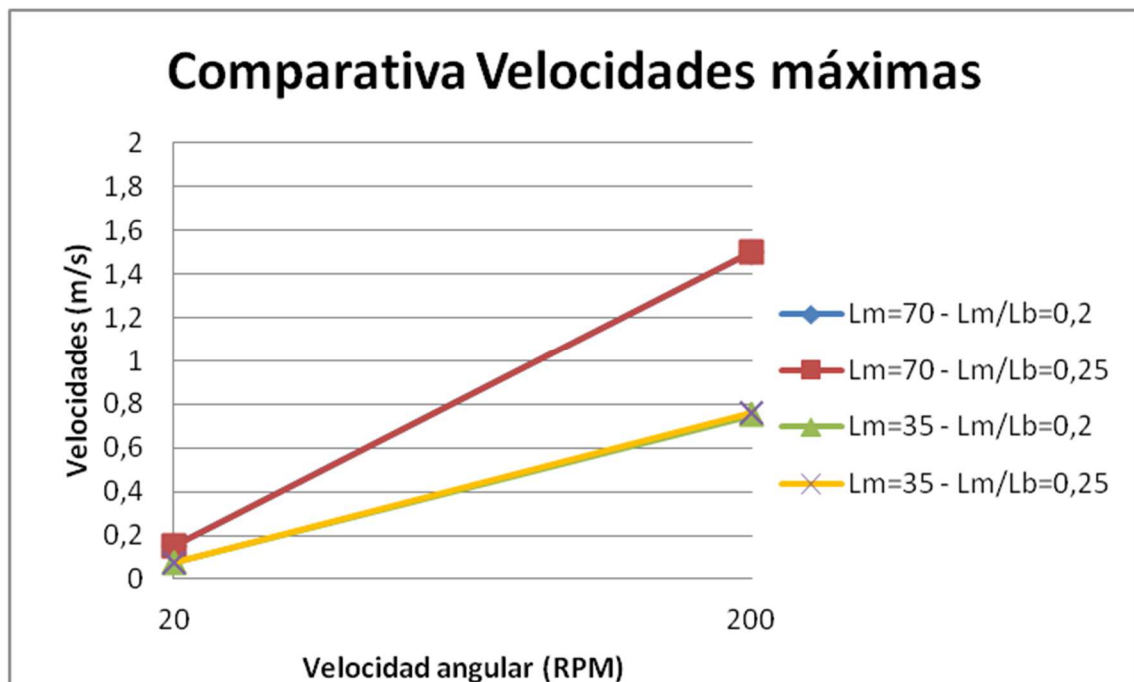


Figura 30 – Comparativa de velocidades máximas del carro

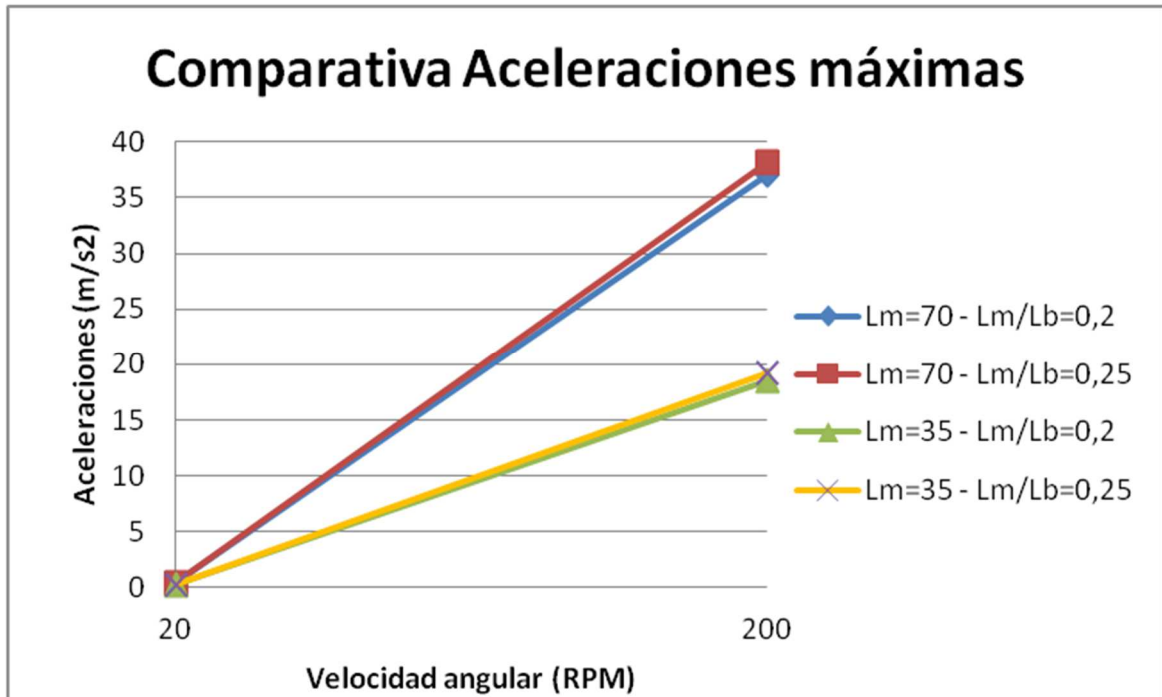


Figura 31 – Comparativa de aceleraciones máximas del carro

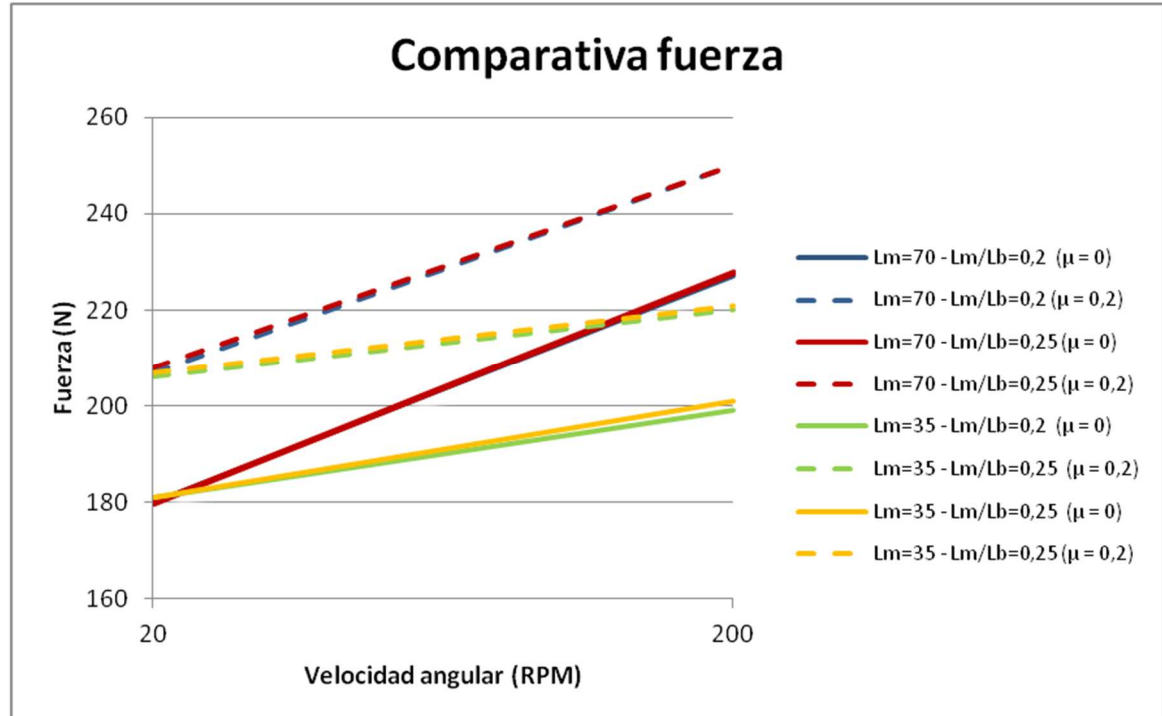


Figura 32 – Comparativa de fuerzas de reacción máximas en juntas

- **Conclusiones:**

Se observa que las longitudes del mecanismo (relación de longitudes y recorrido) son parámetros clave para la respuesta dinámica del sistema. Cuanto más recorrido (longitud de manivela) tenga el sistema mayor será su aceleración lineal de carro. Además la longitud de biela (derivado de la relación de longitudes) tiene mucha menos influencia en el sistema, destacando que cuando se reduce, tiene un ligero efecto de aumento de dinámica (par y fuerzas).

La velocidad angular, supone un cambio muy significativo en los resultados, elevando la dinámica del sistema de una forma muy notable.

Los efectos de rozamiento también se cuantifican en la medida de lo posible, viendo su influencia en la comparativa de pares y fuerzas.

La presencia de carga en el banco, va a ser imprescindible, de lo contrario las respuestas dinámicas del sistema serían demasiado suaves para cuantificar y medir los efectos deseados.

La carga muelle muestra una clara desventaja, y es que a la hora de ensayar en presencia de holguras, no se podría ver nada, ya que el efecto muelle propiciaría un contacto continuo entre el eje y alojamiento. Por lo que será necesario ensayar con carga masa para estas situaciones.

6.3.5. Simulación con carga masa

- **Objetivo específico:**

Se plantea un cálculo donde la carga introducida al sistema sea una masa, con un valor determinado. Se evaluarán también todas las variables de cálculo expuestas en la tabla 11 (longitudes, recorrido, rozamiento y velocidad).

Los resultados para carga masa deben mostrar una dispersión muy baja con los resultados con carga muelle, ya que el dimensionamiento del banco de ensayos debe ser el mismo para ambos casos, y será más sencillo analizar los resultados.

○ **Escenarios:**

Se plantean los siguientes escenarios de simulación, en función de la variación de las diferentes variables de cálculo:

ESCENARIO	Lm/Lb	Recorrido	Carga	Rozamiento	Velocidad
1	0,2	140 mm	Masa - 5 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 - 200 RPM
2	0,25	140 mm	Masa - 5 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 - 200 RPM
3	0,2	70 mm	Masa - 5 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 - 200 RPM
4	0,25	70 mm	Masa - 5 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 - 200 RPM

Tabla 14 – Escenarios de simulación

○ **Resultados:**

De igual manera que en el caso anterior, en las siguientes imágenes (fig. 33 y fig. 34) se muestran los resultados obtenidos (no se representan resultados de velocidad y aceleración ya que son los mismos que en el caso anterior):

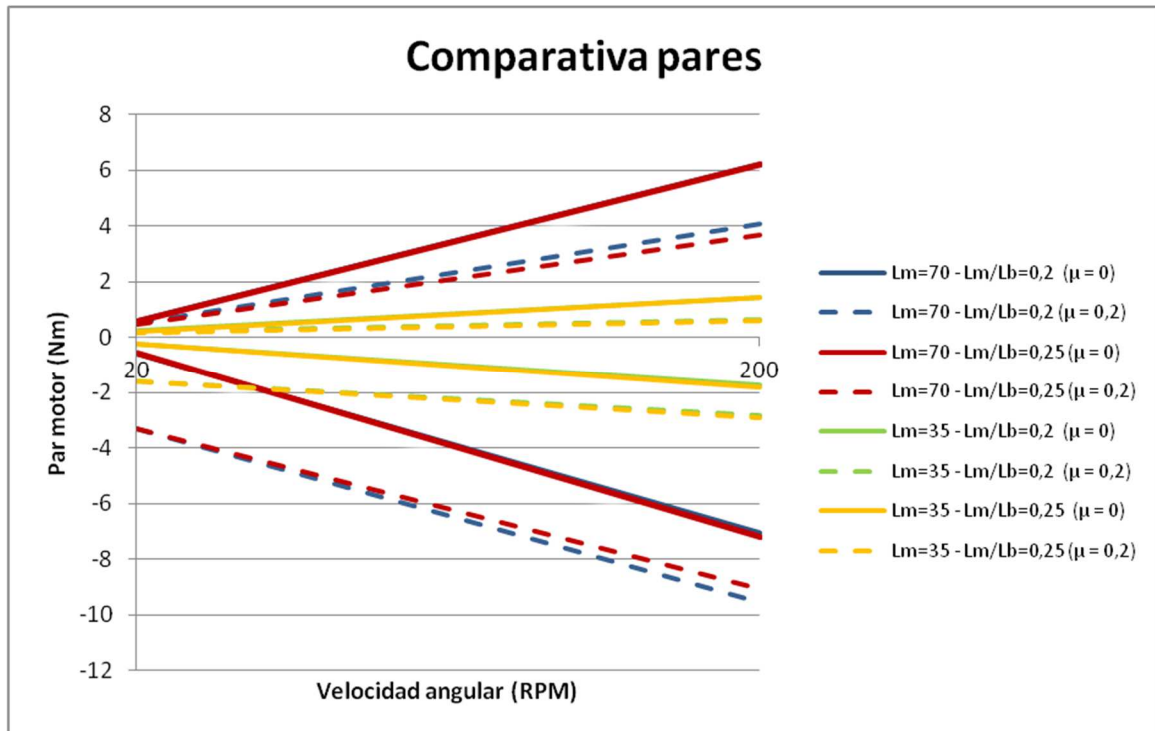


Figura 33 – Comparativa de pares calculados para cada escenario

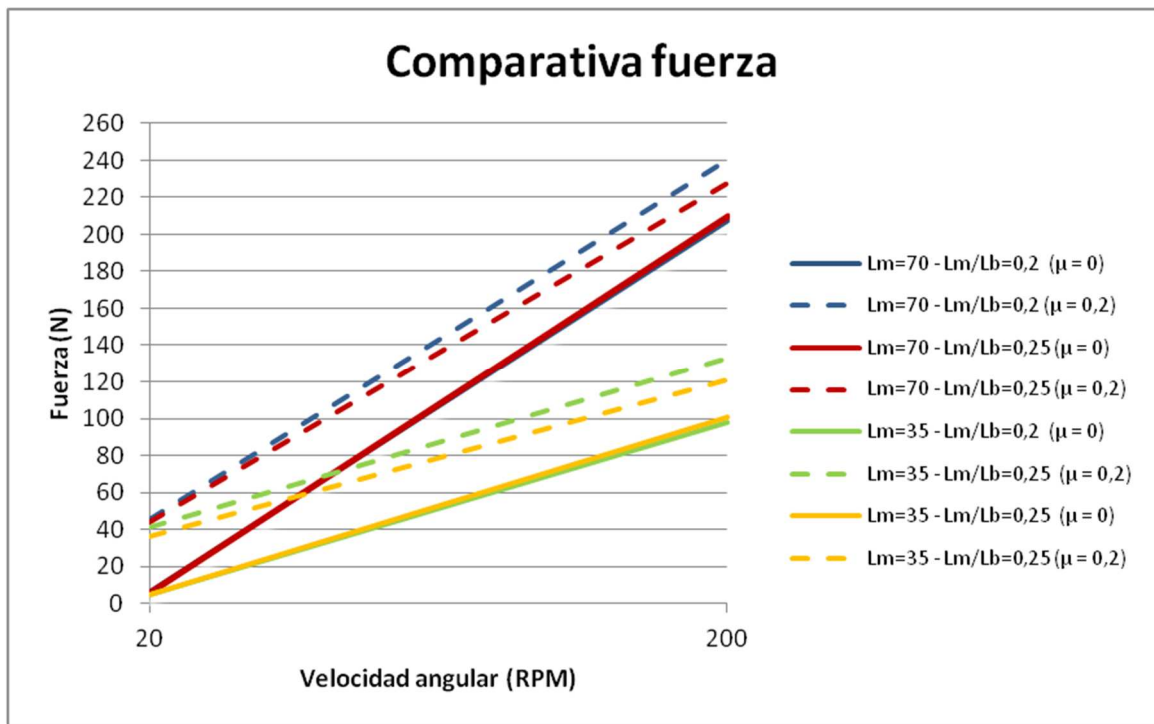


Figura 34 – Comparativa de fuerzas calculadas para cada escenario

○ **Conclusiones:**

Las variables planteadas varían de la misma manera que en el caso anterior.

La principal observación que se observa en este ensayo, es que para velocidades altas con carga masa tendríamos respuestas dinámicas lo suficientemente altas como para medir los efectos que se requieren (a falta de ajustar los valores de masa con los de muelle). Sin embargo a velocidades bajas hay puntos de la dinámica muy próximos a cero, respuesta demasiado suave, ya que la influencia de la inercia a 20 RPM es muy poca.

6.3.6. Ajuste resultados muelle- masa

- **Objetivo específico:**

El objetivo es plantear varios escenarios, donde se varíe el valor de carga masa introducido, para así comparar los resultados de cada escenario con la respuesta de los cálculos realizados con el muelle, y ver qué valores de masa ajustan más la respuesta dinámica a la del muelle. La comparativa se realizará a través de los resultados de par.

- **Escenarios:**

ESCENARIO	Lm/Lb	Recorrido	Carga	Rozamiento	Velocidad
1	0,2	140 mm	Muelle	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM
2	0,2	140 mm	Masa - 5 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM
3	0,2	140 mm	Masa – 12 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM
4	0,2	140 mm	Masa – 8 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM
5	0,2	140 mm	Masa – 20 Kg	$\mu = 0 - 0,2$	20 – 200 RPM

Tabla 15 – Escenarios de simulación

• Resultados

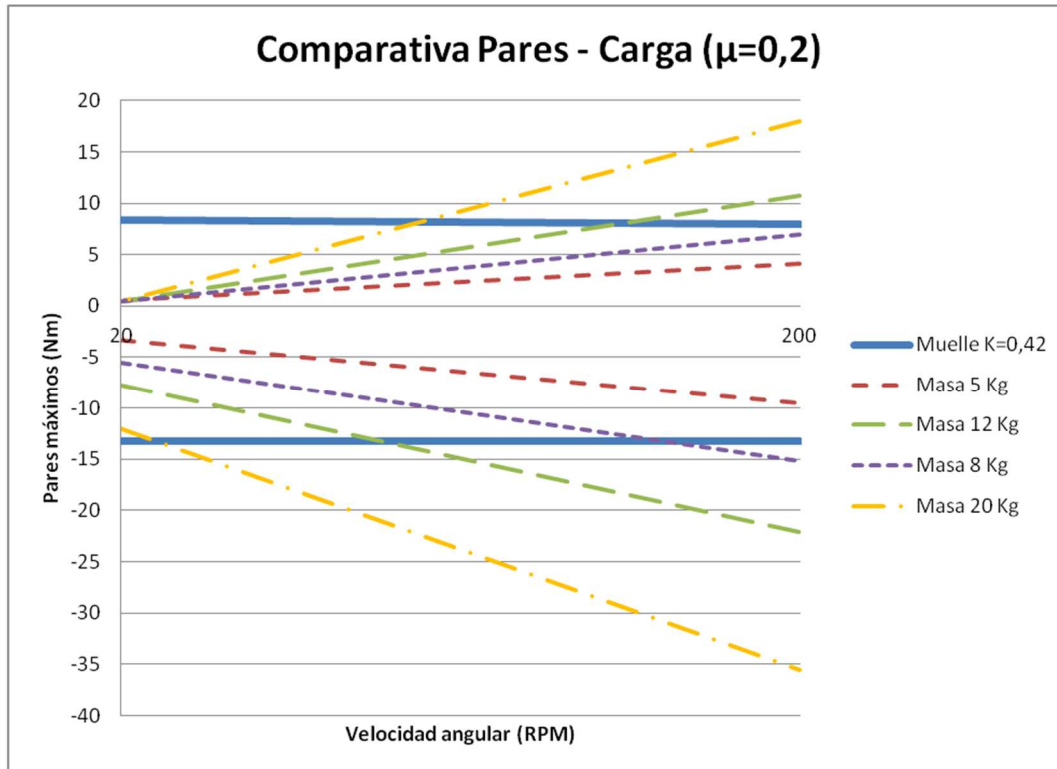


Figura 35 – Comparativa de pares para los diferentes valores de masa con rozamiento

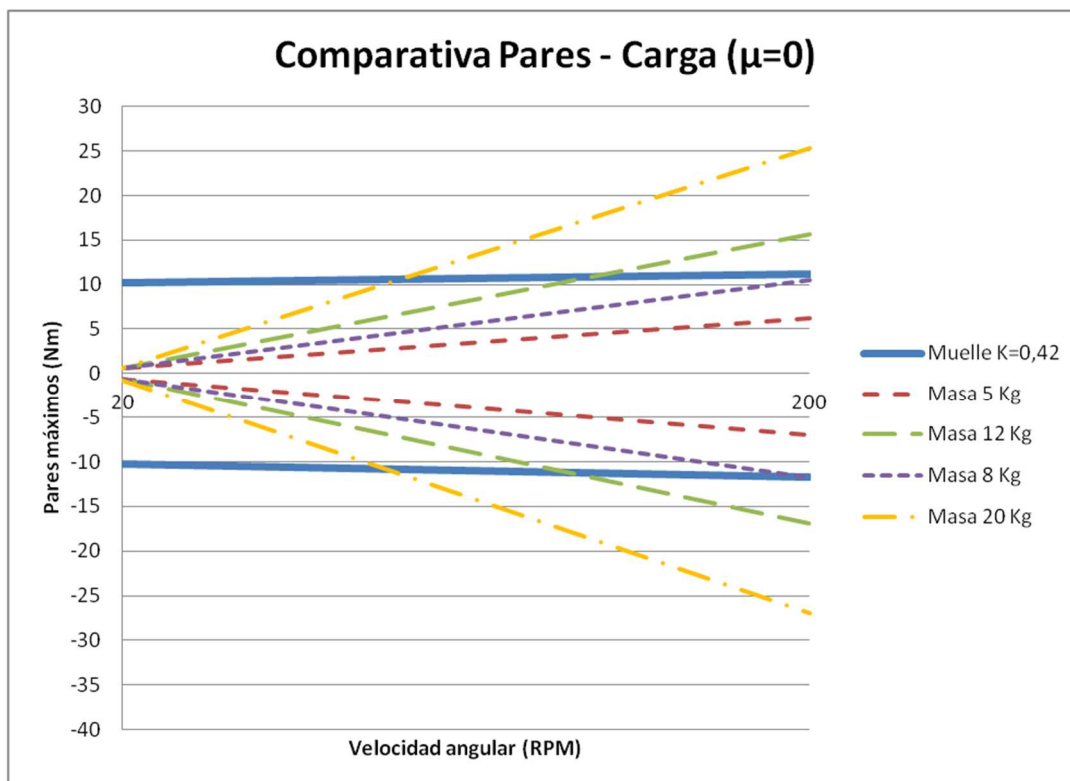


Figura 36 – Comparativa de pares para los diferentes valores de masa sin rozamiento

- **Conclusión:**

Se observa que para ajustar los máximos y mínimos con los diferentes tipos de carga, hay que recurrir a un valor de masa para velocidades bajas (20 RPM) y otro valor de masa para velocidades altas (200 RPM).

Para trabajar a 20 RPM, el valor que ajusta la dinámica de los dos tipos de carga es 20 Kg, mientras que para 200 RPM en valor que ajusta la respuesta es 8 Kg.

6.3.7. Optimización de la selección del muelle

Por último, una vez obtenidos los resultados deseados de los cálculos y ver como afectan las variables a los resultados, el último paso es optimizar la selección del muelle comercial, con dos premisas fundamentales, que ya se han comentado anteriormente:

- Que la fuerza máxima se encuentre en un rango entre 100 – 200 N (especificado en el cuaderno de cargas).
- Que la variación de fuerza del muelle sea la mínima posible.

Para conseguir esto, se buscan resortes con constantes de rigidez menores y longitudes mayores de forma que el pretensado sea máximo, para que la variación sea menor pero la carga máxima no disminuya apenas respecto al primer muelle.

Al aumentar notablemente el tamaño del muelle (longitudes altas y rigidez baja), se realiza un cálculo analítico de las frecuencias resonantes, para verificar que son mayores que 3,33 Hz, frecuencia de excitación del mecanismo. El cálculo se realiza a través de la siguiente expresión:

$$f_{\text{res}} = \frac{d}{9D^2 n_t} \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (4.1)$$

Siendo las variables:

d (diámetro de alambre) = 2,67 mm.

D (diámetro muelle) = 25,4 mm.

nt (número de espiras) = 86.

G (módulo de rigidez) = 79300 MPa

ρ (densidad) = 7,860 (g/cm³).

En la siguiente tabla y figura, se observan los resultados de los cálculos realizados para la búsqueda de las mejores alternativas detectadas para la selección del muelle comercial:

REFERENCIA	Fabricante	k (N/mm)	Lp (mm)	L lim (mm)	Fmin (N)	Fmax (N)	Variación F (N)	Fres (Hz)
E1000-105-9000-M	Barnes Group	0,63	132,54	272,54	83,5	171,7	88,2	17,06
E1000-095-8000-M	Barnes Group	0,42	143,21	283,21	60,15	118,95	58,8	15,64
E1000-095-9000-M	Barnes Group	0,37	189,18	329,18	51,8	121,79	69,99	13,9
E1250-095-750-M	Barnes Group	0,25	280,12	420,12	70,3	105,3	35	10,67
E1250-095-6500-M	Barnes Group	0,32	197,31	337,31	63,13	107,9	44,77	12,32
T42890	Barnes Group	0,42	270	410	113,4	172,2	58,8	11,48
E1250-095-5500-M	Barnes Group	0,4	114,51	254,51	45,804	101,804	56	14,56
U.330.250.2250.A	Vanel	0,196	683	823	133,86	161,208	27,348	9
U.345.250.2000.A	Vanel	0,2	634,74	774,74	126,948	154,948	28	9,27
U.400.280.2500.AX	Vanel	0,17	910	1050	154,7	178,5	23,8	6,92

Tabla 16 – Escenarios de simulación

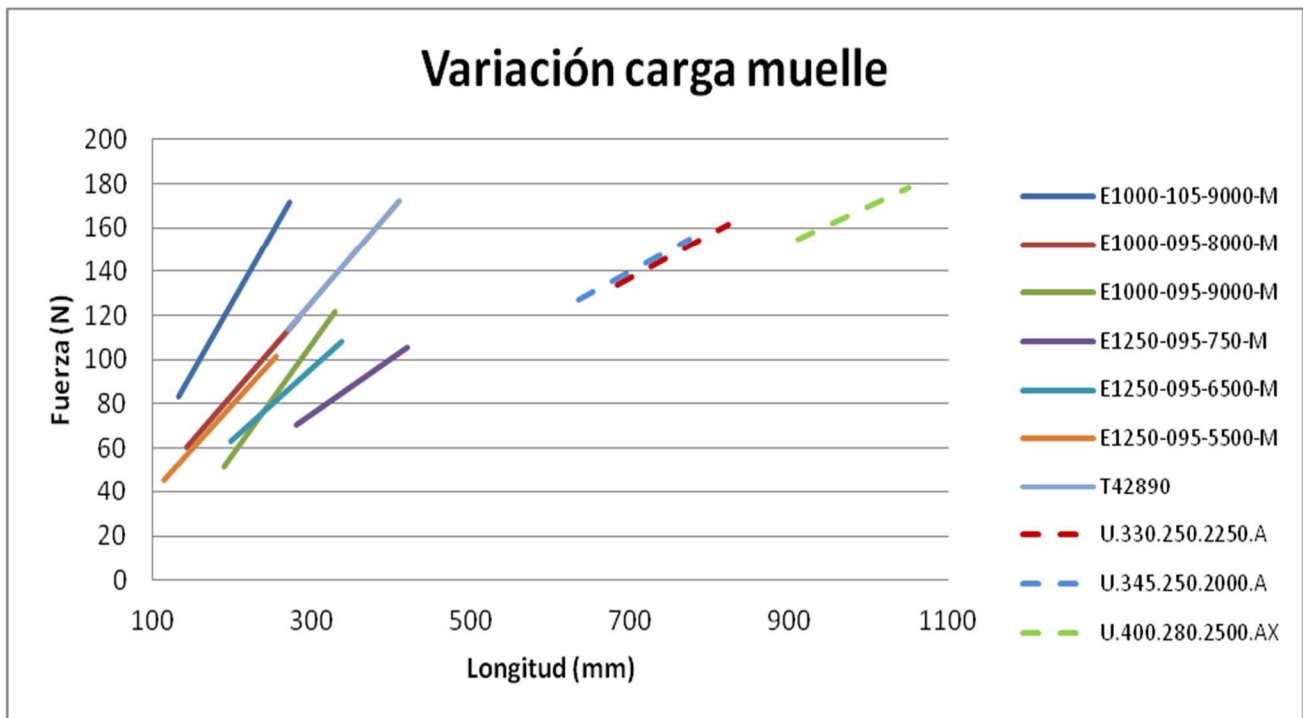


Figura 37 – Cálculo y comparativa de muelles comerciales para carga

6.3.8. Decisión final

Analizando los resultados obtenidos en el cálculo del pre – dimensionamiento, en la tabla 17 se puede ver la decisión final adoptada. Esta decisión se ha tomado en base a la observación de los rangos de valores obtenidos para cada caso, y analizando que la respuesta se pueda adecuar a una instrumentación y un diseño razonable.

Esta decisión servirá para realizar el diseño de detalle del banco de ensayos y su instrumentación (explicados en los puntos siguientes):

CÁLCULO	OBJETIVO	VARIABLES	VALORES	FABRICACIÓN/ADQUISICIÓN
1) GEOMETRÍA	Obtener longitudes más favorables	Longitud manivela	70 mm	Fabricación taller. Procesos de mecanizado. Tolerancias estrechas
		Lm/Lb	0,25	
2) CARGA SISTEMA	Qué carga necesita el sistema para tener una dinámica mediable y variante (cuasiestático-dinámico)	Carga muelle	154 – 178 N	Vanel (U.400.280.2500.AX)
		Carga masa	8 – 20 Kg	Fabricación taller pesas acero
3) INSTRUMENTACIÓN	Cómo accionar el banco, qué queremos medir y que hace falta para ello	Par máximo (200 RPM)	± 14 Nm	Motorreductor 0,75 Kw + Torquimetro
		Fuerzas en juntas (N)	± 220 N	Bulón de carga KMB12 (400 N)
		Velocidad (m/s)	0 – 1,5 m/s	Sistema de guiado comercial. Medidor lineal (LVDT, regla digital...)
		Posición (mm)	0 – 140 mm	Medidor lineal (LVDT, regla digital...)
		Aceleración (m/s ²)	0 – 3 G	Acelerómetro triaxial

Tabla 17 – Parámetros escogidos al finalizar el cálculo de pre – dimensionamiento

6.4. Instrumentación

Una vez definidas las especificaciones técnicas del banco de ensayos, y habiendo pre-dimensionado la respuesta dinámica del mismo en función de las diferentes variables de entrada, el siguiente paso ha sido analizar y seleccionar la instrumentación más adecuada (accionamiento y sensores).

En el caso de los sensores se han barajado diferentes opciones para la medición de las variables dinámicas de salida deseadas, seleccionando las más adecuadas para el caso práctico, teniendo en cuenta tanto la viabilidad económica como las características que ofrece cada sensor.

Como se ha comentado anteriormente, las variables a medir serán las siguientes: *posición, velocidad y aceleración del carro, fuerza en junta de revolución biela-carro, par motor y velocidad angular de entrada.*

Por otro lado, el accionamiento deberá mover el mecanismo a velocidades de 0 a 200 RPM, teniendo en cuenta que los pares necesarios al introducir defectos en el demostrador aumentarán notablemente, por lo que deberá de estar sobredimensionado.

6.4.1. Medición de posición y velocidad del carro

- **Alternativas:**

Para la medición de la posición del carro, se estudiaron diferentes posibilidades en función a las características del sensor y su precio:

COMPONENTE	FABRICANTE	RANGO MEDIDA	PRECISIÓN	SEÑAL DE SALIDA	PRECIO
Regla digital (PD-100)	ELAP	60 – 990 mm	0,01 mm	Señal pulsos tipo encóder	515 €
LVDT (SX-20)	MEGGIT	± 150 mm	0,01 mm	Salida analógica 0 – 10 V	860 €
Encóder lineal óptico (KD-100)	ELAP	100 – 6500 mm	0,01 mm	Señal pulsos encóder	469 €
Sensor magnetostrictivo (BTL7-A502-M0140)	BALLUFF	50 – 4000 mm	0,005 mm	Salida analógica 0 – 12 V	624 €

Tabla 18 – Alternativas para la sensorización de posición del carro

- **Solución final:**

Cabe destacar que todas las opciones evaluadas que las diferentes opciones evaluadas son adecuadas para el propósito, tanto por el rango de recorrido como la precisión.

Finalmente se ha seleccionado el *sensor magnetostrictivo*, ya que la salida analógica supone una simplificación en el sistema de adquisición de datos. En el caso de señales de salida de pulsos habría que utilizar una tarjeta de adaptación de señal de pulsos a señal analógica. Este sensor además tiene una precisión de micras y una amplia gama de configuraciones de distintas longitudes de recorrido. Por último, también muestra un sistema de montaje sencillo por lo que no condicionará en exceso el diseño. El voltaje de alimentación del sensor debe ser de 10 – 30 VDC.

El principio de funcionamiento del sensor magnetostrictivo o sensor de imán se basa en el *efecto de Villary*, en el que el campo magnético de un imán intercepta una onda, y esta se ve reflejada hacia la electrónica, por lo que se mide el tiempo de ida y vuelta de la señal. Además este principio implica una medida sin rozamiento.

En la siguiente imagen (fig. 28) se puede observar el aspecto del sensor:



Figura 38 – Sensor magnetostrictivo BALLUF (BTL7-A502-M0140)

6.4.2. Medición aceleración del carro

○ **Alternativas:**

La elección del sensor para llevar a cabo la medición de la aceleración es más directa, ya que se tiene claro el tipo de sensor que se quiere utilizar, un acelerómetro triaxial, ya que permite realizar mediciones de aceleración en los tres ejes. Por ello la evaluación de alternativas consistió en comparar un par de modelos de acelerómetro triaxial:

COMPONENTE	FABRICANTE	RANGO MEDIDA	PRECISIÓN	SEÑAL DE SALIDA	PRECIO
Acelerómetro triaxial high sensitivity (35A02)	PCB Piezotronics	± 8 G	100 mV/g	Señal analógica de -5 a 5 V	1120 €
Acelerómetro triaxial micro-g resolution (4630A)	Measurement Specialities	± 5 G	400 mV/g	Señal analógica de -5 a 5 V	1306 €

Tabla 19 – Alternativas para la sensorización de aceleración del carro

○ **Solución final:**

Finalmente se ha seleccionado el sensor de PCB Piezotronics, aunque los dos son válidos, este sensor posee mayor precisión de medida, lo que es de interés para el proyecto, ya que en presencia de defectos como holguras se necesita capturar picos de aceleración de alta magnitud en incrementos de tiempo muy pequeños. El rango de medición es adecuado, ya que como se ha visto en el pre-dimensionamiento, se tendrán aceleraciones máximas de 3 G, teniendo margen para medir los posibles picos. Además el precio es algo más reducido y tanto la marca como el distribuidor (Álava Ingenieros) son usados con buenos precedentes en IK4 – Ikerlan.



Figura 39 – Acelerómetro triaxial high sensitivity (35A02)

6.4.3. Medición de fuerza en junta revolución biela – carro

○ **Alternativas:**

En cuanto a la búsqueda de sensores para medir las fuerzas de reacción en juntas, hubo varias dificultades, ya que la mayoría de las células de carga no están pensadas para este propósito, por lo que hubo que realizar una búsqueda exhaustiva en el mercado para encontrar tipo de células de carga que se pudiesen adaptar al diseño y que permitan realizar la medición deseada. Finalmente se identificaron las siguientes opciones:

COMPONENTE	FABRICANTE	RANGO MEDIDA	PRECISIÓN	SEÑAL DE SALIDA	PRECIO
Bulón de carga (KMB – 12)	PCE Ibérica (distribuidor)	0 – 400 N	0,01 N	Señal analógica 0 a 10 V	603,75 €
Bulón de carga (LCP375-600)	Omega	0 – 2700 N	0,01 N	Señal analógica 0 a 10 V	735 €
Sensor ATI Force/Torque Multiaxial	ATI Sensor	0 – 1000 N	0,01 N	Señal analógica de 0 a 10 V	-

Tabla 20 – Alternativas para la sensorización de la fuerza en junta

○ **Solución final:**

Finalmente, la elección ha sido el bulón de carga KMB-12, ya que su geometría tipo eje permite diseñar una articulación donde el sensor sea el propio eje. En cuanto al dimensionamiento del sensor, ha sido complicado encontrar un bulón de carga de diámetro y capacidad de carga reducidos, que se adaptase a un diámetro razonable para el diseño de la articulación y que el rango de medida concordase con lo calculado en el pre – dimensionamiento y lo impuesto en el cuaderno de cargas. Este problema es inherente a la aplicación del sensor, ya que su propósito de diseño es medir fuerzas de tracción y compresión en máquinas sometidas a grandes fuerzas como cilindros neumáticos, fuerza en poleas, etc, con apoyos tipo horquilla, por lo que las dimensiones y fuerzas nominales para los que han sido diseñados suelen ser notablemente mayores.

Por otro lado el bulón de Omega se descarta, ya que es de fabricación Americana y su sistema de medidas viene dado en pulgadas, por lo que sería un inconveniente a la hora de establecer un ajuste con el elemento rodante de la articulación.

El sensor multiaxial podría ser otra alternativa, pero tras analizar el sensor, se observa que el montaje complicaría notablemente el diseño de la articulación, provocando una mayor desalineación de los cuerpos respecto al plano de carga.

Cabe destacar que el bulón de carga, está formado por dos puentes de galgas extensométricas que permiten medir los esfuerzos de cortadura en las direcciones X e Y. El principio físico de las galgas y la circuitería de cada puente de Wheatstone, origina un dispositivo muy sensible al esfuerzo a cortadura e insensible a otro tipo de esfuerzos. De esta manera, a través de los esfuerzos de cortadura generados en las galgas se estima la fuerza ejercida sobre el bulón, en las direcciones X e Y, en este caso generadas por el contacto entre el bulón y el elemento rodante de la articulación. Las siguientes figuras muestran la situación de las galgas y la geometría del sensor respectivamente:

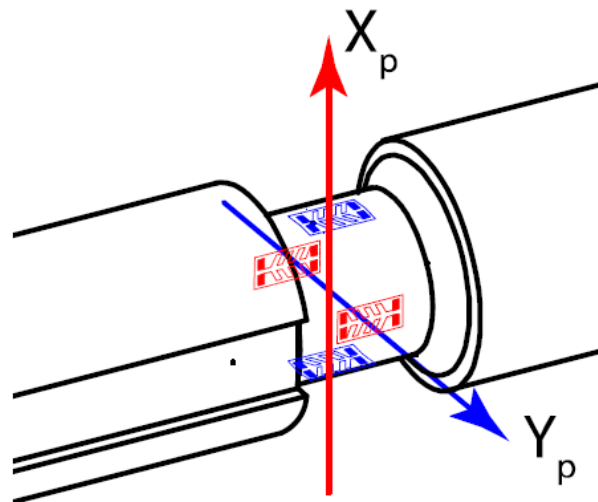


Figura 40 – Canales de medida del sensor a través de galgas. Equivalente a un puente de Wheatstone



Figura 41 – Bulón de carga KMB-12

6.4.4. Medición del par motor

En este caso se ha seleccionado un transductor de par dinámico o torquímetro, que se encontraba disponible en los laboratorios de IK4 – Ikerlan. Se trata del *transductor de par TM311 de MAGTROL*, que posee un eje de entrada (colocación del eje motor) y otro de salida (colocación del eje de la máquina a mover), de manera que a través de un transformador diferencial sin contacto se mide el par dinámico. No obstante, es posible realizar también mediciones de par estático, aplicando par a un eje y bloqueando el otro.

El sensor cuenta con electrónica integrada que proporciona una salida analógica de 0 a 10 VDC. Además cuenta con un rango de medida de par de 0 a 100 Nm y una resolución de 0,1 N, además cuenta con una gran capacidad de absorber picos de carga, con una capacidad de sobrecarga del 200 % y un límite de carga del 400 %, lo que es muy conveniente para las situaciones donde se introduzcan importantes defectos al demostrador.



Figura 42 – Transductor de par MAGTROL TM311

6.4.5. Medición de la velocidad angular

Con la idea de simplificar el diseño en la parte de la transmisión del demostrador, se pedirá el accionamiento con encóder interno, por lo que ya se tendrá integrado en el accionamiento el sistema de medida de velocidad del motor.

El principal objetivo de realizar esta medición es la necesidad de implementar un control sobre el motor que permita configurar diferentes velocidades de entrada. Para ello es necesario

que el sistema sepa la velocidad a la que se encuentra girando el motor, para realimentar el control con un valor consigna de velocidad definido por el usuario. Además con el uso del encóder también se conoce la posición de giro del mecanismo con una alta precisión, esto será de utilidad para referenciar las mediciones en función del ángulo de giro, y analizar los efectos en función de la posición de la manivela. Será un encóder incremental de 1024 ppr.

6.4.6. Accionamiento del demostrador

Tras analizar en el pre-dimensionamiento y los cálculos de pares necesarios para accionar el mecanismo a las velocidades impuestas en el cuaderno de cargas, se procede a la elección de un motor adecuado. A la hora de dimensionar el accionamiento hay que aplicar un factor de mayoración, ya que el planteamiento de ensayo es ir metiendo defectos en el mecanismo, de manera que aparecerán cada vez pares mayores, picos de par, etc.

En la siguiente tabla, se muestran datos los pares nominales que pueden suministrar varios ejemplos de motores eléctricos de diferentes potencias (rango de potencias que podrían interesar a priori):

Modelo	Par nominal (Nm)	Potencia (W)	Velocidad nominal (RPM)
Siemens 1LE1001 - 05	3,7	500	1140
ALDA-0080	4	500	1435
Siemens 1LE1001- 075	5	750	1440
ABB 3GAA081	2,5	750	2845
Bonfiglioli BE 80B	5	750	1500
Siemens 1LE1001	7,4	1100	1425

Tabla 21 – Comparativa de pares nominales entre motores de distintas potencias

Viendo que la condición más restrictiva que se tiene para el dimensionamiento del accionamiento, según el cálculo de pre-dimensionamiento, es que el motor debe ser capaz de entregar un par al mecanismo de 15 Nm a 200 RPM, se ve que los motores analizados necesitan una etapa de reducción. En consecuencia se realiza una estimación de los pares que podrían entregar los motores aplicando una etapa de reducción de 10 aproximadamente (se tiene en cuenta que en el punto de trabajo nominal las velocidades nominales son próximas a 2000 RPM):

Velocidad (RPM)	500 W	750 W	1000 W	η
20	196 Nm	295 Nm	392 Nm	82 % (IE3)
200	19,5 Nm	30 Nm	40 Nm	

Tabla 22 – Estimación teórica de pares nominales en función de la potencia

Teniendo en cuenta estos datos, se realiza la siguiente selección:

- **Motor AC Bonfiglioli BE 80B:**

Se trata de un motor AC de 0,75 Kw y 4 polos con frecuencia nominal de 50 Hz. Este motor se mueve en un punto de trabajo de interés para el caso de aplicación, y con una potencia adecuada. Además se escoge este modelo por recomendación del fabricante, ya que para conseguir una velocidad de 2000 RPM (para posterior reducción de 10), el motor trabajaría a una frecuencia de 71,42 Hz, mientras que para trabajar a 20 RPM no haría falta bajar de 7,14 Hz, que podría ocasionar problemas de control.



Figura 43 – Motor AC Bonfiglioli BE 80B

○ **Reductor VF 49 _ 10 P80 B14 B3 RB:**

Se trata de un reductor tipo tornillo sinfín, con una reducción de 10, por la razón explicada anteriormente.

Como característica especial, cabe destacar que el reductor se ha seleccionado con la denominación RB, lo que significa que el reductor viene equipado con un doble eje, como prolongación del tornillo sinfín. Esta característica tiene como finalidad poder colocar inercias sobre el eje rápido del Motorreductor, lo que puede ser muy interesante en un futuro, para evitar fluctuaciones en la velocidad del eje de salida, o incluso realizar pruebas variando las inercias de entrada al mecanismo.

La configuración final del Motorreductor se pone de manifiesto en las siguientes imágenes (fig. 33 y fig. 34), teniendo en cuenta que en la segunda se puede observar la configuración del reductor con salida comentada del eje rápido (configuración RB):



Figura 44 – Configuración del Motorreductor

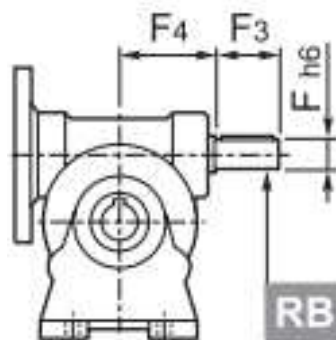


Figura 45 – Reductor VF 49 _ 10 P80 B14 B3 RB

6.4.7. Control y adquisición de datos

Para el control del motor y la adquisición de datos se seleccionan los siguientes elementos:

- **Variador de frecuencia ACU 401-07 FA de 2.4 A:**

Elemento proporcionado por el fabricante para controlar la velocidad del motor a través de la variación de frecuencia del mismo:



Figura 46 – Variador de frecuencia Bonfiglioli

- **Tarjeta para encóder tipo EM-ENC 01:**

Como se ha comentado anteriormente, el motor cuenta con un encóder interno incremental de 1024 pulsos por vuelta. Por ello es necesario este módulo de expansión que convertirá la señal de pulsos a una señal analógica para ser interpretada por el sistema de adquisición de datos y realimentar el sistema de control.

○ **Módulo NI 9215 with screw terminals:**

Elemento para la adquisición de datos. Es un módulo que cuenta con cuatro canales de entrada analógica de ± 10 V, que se muestrean simultáneamente a una velocidad de muestreo de 100 kS/s por canal, y convertidores analógico a digital (ADCs) con resolución de 16 bits. Este módulo se usará para conectar el transductor de par y el sensor magnetoestrictivo, mientras habrá dos canales que quedarán libres.



Figura 47 – Módulo NI 9215

○ **Módulo NI 9218 with DSUB:**

Este módulo es un soporte integrado para medidas de acelerómetro, sensores alimentados, puente completo y voltaje. Posee dos canales con una velocidad de muestreo simultánea de 51,2 kS/s y resolución de 24 bits. Ofrece soporte integrado para acelerómetros IEPE, un suministro regulado de 12 V para sensores, excitación para sensores de puente completo y rangos de voltaje de ± 16 V o ± 65 mV. Conexión D-SUB. Servirá para adquirir los puentes de galgas del bulón de carga.



Figura 48 – Módulo NI 9218

○ **Módulo NI 9263:**

Módulo de salida analógica con cuatro canales de utilización simultánea a 100 kS/s. Este módulo se usará para suministrar la señal de control de velocidad motor al inversor, que en función de esta señal actuará, en última instancia sobre el motor.



Figura 49 – Módulo NI 9263

○ **Módulo NI 9230:**

Módulo de adquisición de señal dinámica de tres canales para realizar medidas industriales. El módulo NI 9230 proporciona rango dinámico mayor a 100 dB e incorpora acoplamiento de AC/DC y acondicionamiento de señales IEPE seleccionable por software para acelerómetros, tacómetros y pruebas de proximidad. Se usa para la adquisición de datos del acelerómetro.



Figura 50 – Módulo NI 9230

- **Chasis cDAQ-9174:**

Chasis de ranuras diseñado para los módulos comentados anteriormente, permitiendo combinar hasta cuatro módulos. El chasis también cuenta con cuatro contadores/temporizadores de uso general, de 32 bits, integrados al chasis a través de un módulo digital. Con el uso de este chasis los diferentes módulos de adquisición de datos se integrarán en el diseño de una forma sencilla y eficiente.



Figura 51 – Chasis cDAQ-9174

6.5. Diseño Mecánico

6.5.1. Introducción

Una vez definidos todos los aspectos necesarios referentes al banco de ensayos (cuaderno de cargas, pre – dimensionamiento e instrumentación), el siguiente paso es el diseño mecánico completo del banco de ensayos, de manera que quede totalmente especificado para su fabricación. Como se ha comentado anteriormente, el diseño debe tener en cuenta que el objetivo es diseñar una biela-manivela paramétrica, de manera que se puedan controlar los parámetros de interés para los ensayos dinámicos.

6.5.2. Consideraciones iniciales

Antes del comienzo del diseño, se tienen en cuenta una serie de consideraciones iniciales importantes que habrá que tener muy en cuenta en el diseño mecánico del prototipo de biela-manivela parametrizable:

- ✓ El diseño debe permitir actuar sobre los siguientes parámetros o entradas al banco de ensayos (especificado en cuaderno de cargas):
 - Velocidad del motor.
 - Variación de carga en el sistema.
 - Fricción en juntas.
 - Tamaños de holgura.
 - Flexibilidad de cuerpos.

- ✓ El diseño del banco de ensayos debe estar adaptado para integrar los siguientes elementos para la realización de mediciones:
 - Medidor de par.
 - Medidor de posición y velocidad del carro.
 - Medidor de aceleración del carro.
 - Medidor de fuerza en juntas.
 - Actuador y variador de frecuencia.
 - Módulos NI para la adquisición de datos.

- ✓ El material de partida debe cumplir la premisa de tener una alta rigidez, para realizar los ensayos bajo la teoría del sólido rígido.

- ✓ Inicialmente, se deben diseñar componentes con acabados superficiales de alta calidad y tolerancias estrechas, ya que hay que tener en cuenta que se debe partir de una situación lo más próxima posible a la ideal (minimizar rozamientos, holguras, flexibilidad).

- ✓ Es conveniente minimizar en número de elementos en la medida de lo posible, con el objetivo de minimizar errores derivados de la fabricación o el montaje. Como consecuencia, se optará por un sistema de transmisión directa.

- ✓ El montaje debe ser sencillo e intercambiable, para que permita variar las condiciones de ensayo de una manera simple con la presencia de un solo operario y en tiempos reducidos.

- ✓ El diseño mecánico se divide en cuatro conjuntos fundamentales:
 - Bancada.
 - Conjunto transmisión.
 - Mecanismo biela-manivela.
 - Carga.
 - Freno.

6.5.3. Conjunto bancada

Es el elemento encargado de soportar y ensamblar el conjunto final, también será el punto de apoyo del mecanismo a la mesa de trabajo. Consta de una chapa de aluminio de robusta (15 mm) de espesor, taladrada en las posiciones requeridas. También cuenta con un mecanizado de 2 mm de profundidad, operación que sirve para garantizar el correcto posicionamiento de la guía respecto al conjunto de transmisión (explicado en el siguiente punto). Los puntos de apoyo se resuelven con unas patas de nivelación comerciales. A continuación se muestra información detallada sobre el conjunto:

Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Bancada	1
2	Soporte anti vibratorio Egaña – 00BM10	4
3	Arandela – DIN 125 d = 10.5	8
4	Tuerca hexagonal - ISO 4032 M10	8

Tabla 23 – Componentes del conjunto bancada

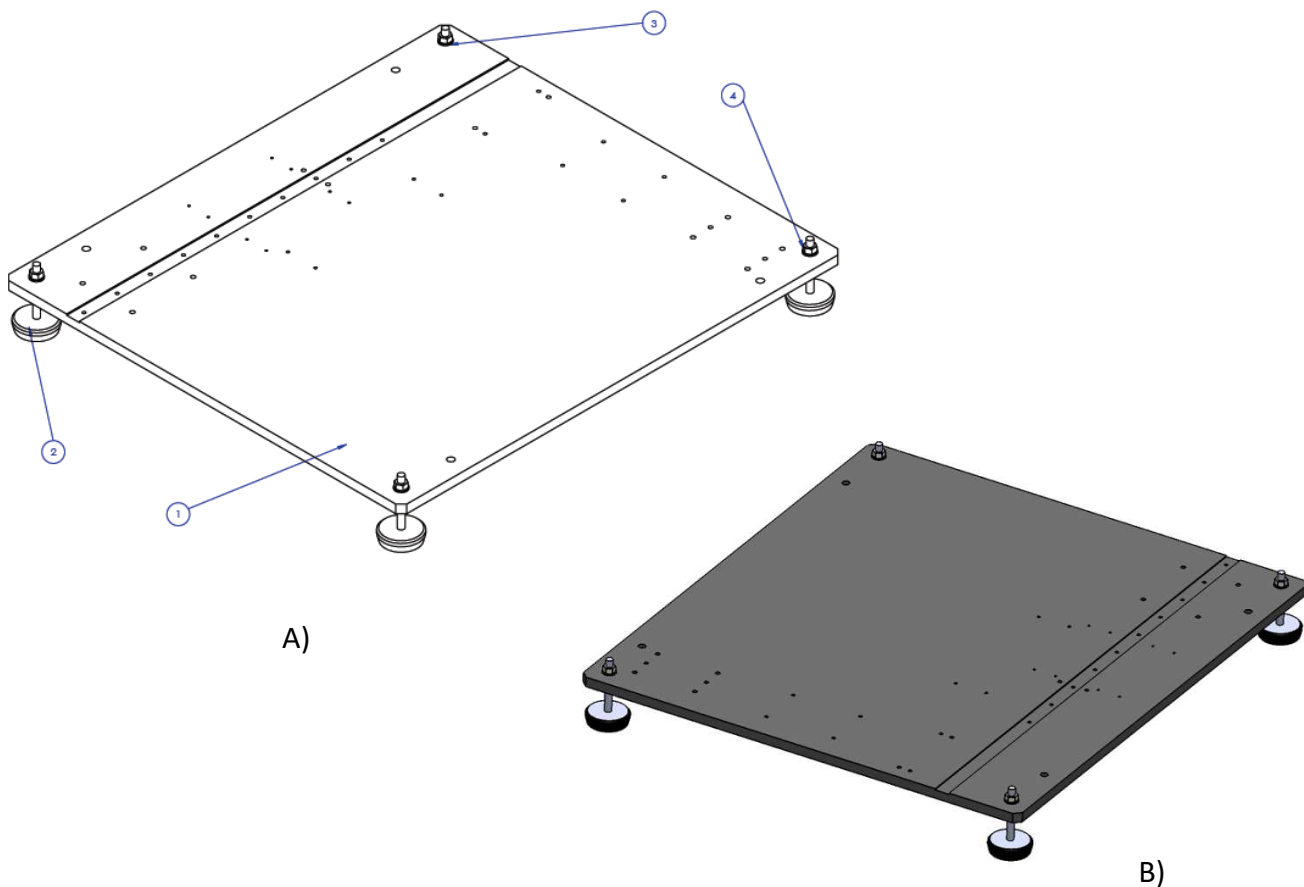


Figura 52 – Bancada. A) Explosionado B) Conjunto bancada

6.5.4. Conjunto transmisión

Este conjunto, como se ha comentado, engloba todos los componentes destinados a proporcionar una velocidad de entrada constante a la manivela. Este conjunto se compone de los siguientes principales elementos:

Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Taco motor	1
2	Taco torquímetro	1
3	Alojamiento	1
4	Tapa alojamiento	1
5	Eje motriz	1
6	Motorreductor Bonfiglioli - VF49	1
7	Eje Motorreductor Bonfiglioli	1
8	Acoplador – BK2-60	2
9	Torquímetro TM311	1
10	Rodamiento bolas cont. Angular – DIN628 – 7305B	2
11	Arandela bloqueo – DIN 70952 d = 22.5	1
12	Tuerca bloqueo – DIN 70852 M22	1
13	Arandela – DIN 125 d = 8.4	4
14	Arandela – DIN 125 d = 6.4	6
15	Tornillo Allen – DIN 912 M8x50	4
16	Tornillo Allen – DIN 912 M6x60	6
17	Tornillo Allen – DIN 912 M5x16	4
18	Pasador paralelo – DIN EN ISO 8733-6x60	2
19	Pasador paralelo – DIN EN ISO 8733-6x60	2

Tabla 24 – Componentes del conjunto transmisión

Como se puede observar se utiliza un tipo de transmisión directa, que supone una disminución de componentes y elimina efectos de fricciones holgadas, etc, a través del sistema de acoplamiento mecánicos, que garantiza un correcto alineamiento entre ejes. Además se diseñan dos piezas a modo de taco, para conseguir que los ejes de los elementos transmisores de movimiento (Motorreductor, torquímetro, ejes) estén en la misma cota vertical. También se diseña un alojamiento que servirá como apoyo del eje motriz a través de dos rodamientos de contacto angular, que aseguran el alineamiento del eje, y una convergencia de carga hacia el exterior del eje. Para el correcto posicionamiento del taco motor y el acoplamiento se usa un sistema de pasadores referenciados a la bancada, lo cual eliminará las holgadas de la unión

atornillada y asegurará un correcto montaje. El alineamiento del taco motor viene dado por los acoplamientos.

En las siguientes figuras se puede observar el conjunto en detalle:

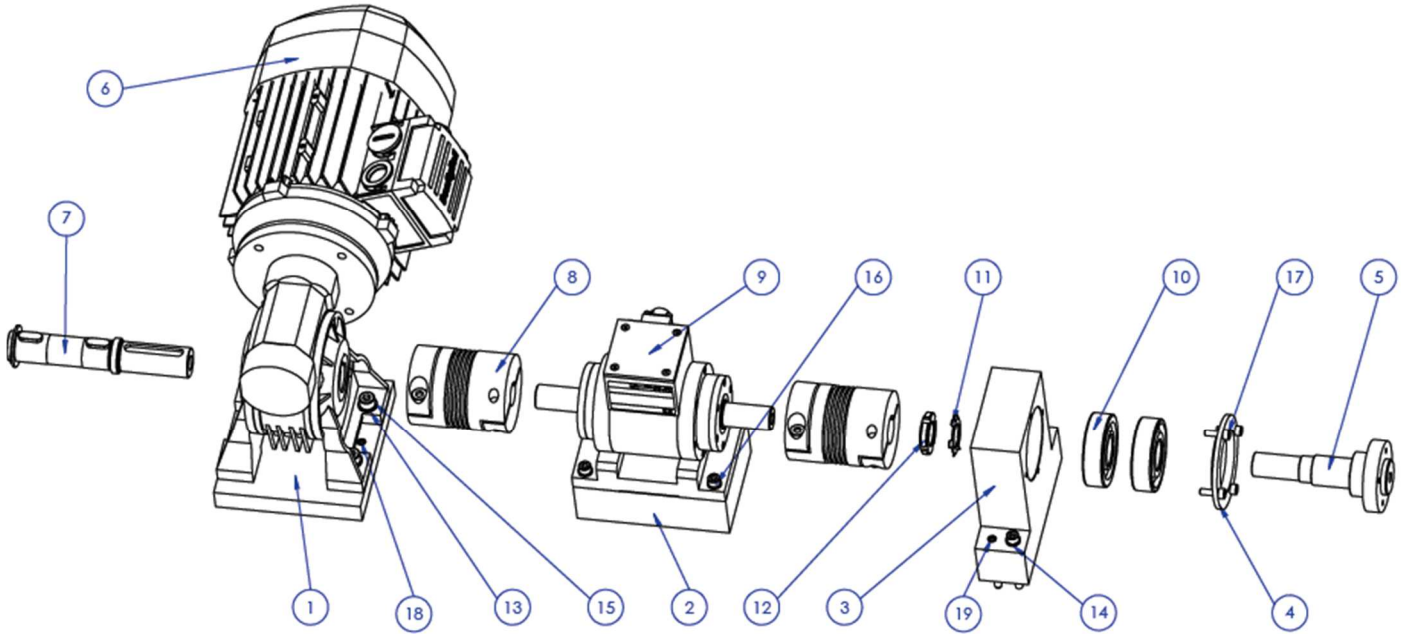


Figura 53 – Explosionado conjunto transmisión

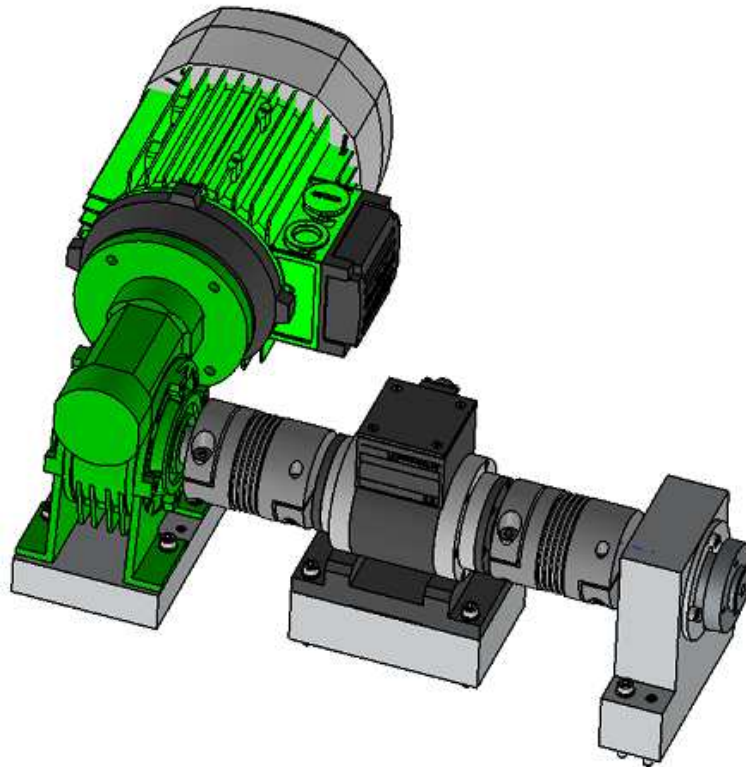


Figura 54 – Conjunto transmisión

6.5.5. Conjunto biela-manivela

Es el conjunto que implementa el propio mecanismo biela-manivela que es accionado por el conjunto de transmisión. Consta de una manivela, una biela, un carro, y sus correspondientes juntas. Se compone de los siguientes elementos:

Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Manivela	1
2	Biela	1
3	Carro	1
4	Soporte carro	1
5	Chapa imán	1
6	Casquillo bulón	2
7	Eje articulación	1
8	Bulón de carga – KMB12	1
9	Guía Tecnopower – HGH25HA	1
10	Patín Tecnopower – HGH25HA	1
11	Rodamiento radial bolas – DIN 625 - 6201	2
12	Tornillo Allen – DIN 912 M10x50	1
13	Tornillo Allen – DIN 912 M5x25	4
14	Tornillo Allen – DIN 912 M8x16	1
15	Tornillo Allen – DIN 912 M3x30	1
16	Tornillo Allen – DIN 912 M6x35	2
17	Tornillo Allen – DIN 912 M6x16	4
18	Tornillo Allen – DIN 912 M6x40	2
19	Tornillo Allen cab. Reducida DIN 7984 – M6x25	10
20	Arandela - DIN 125 d = 8.4	1
21	Arandela – DIN 125 d = 6.4	4
22	Pasador paralelo – ISO 2338 – 3h6	1
23	Pasador paralelo – DIN EN ISO 8733 6x35	2

Tabla 25 – Componentes del conjunto biela – manivela

El conjunto consta de dos articulaciones de revolución, de fácil montaje e intercambio. En la situación “ideal” irán montadas con rodamiento de bolas, bien lubricado y ajustado. A la hora de introducir defectos, este elemento rodante se retira fácilmente aflojando un tornillo, y se introducirá el casquillo con el defecto deseado (holgura, aumento de coeficiente de fricción...). Solamente es necesario fabricar un eje de articulación, ya que en la articulación del carro el bulón de carga será el propio eje. La junta prismática se lleva a cabo a través del sistema de guiado lineal con recirculación de bolas, a la cual se le introducirá rozamiento a través del freno (conjunto explicado posteriormente). Se han diseñado también otros elementos como el soporte del carro, que es un elemento intermedio para ensamblar el carro al patín del sistema lineal, o la chapa del imán que ensambla el imán del sensor lineal al carro, para realizar las mediciones correspondientes. Se usa sistema de pasadores para el alineamiento de los diferentes componentes ensamblados al carro.

Hay que tener en cuenta que la holgura en la junta prismática es un tema de análisis bastante más complejo, ya que el contacto se puede dar de muchas maneras distintas, por lo que este punto se tratará como una posible línea futura.

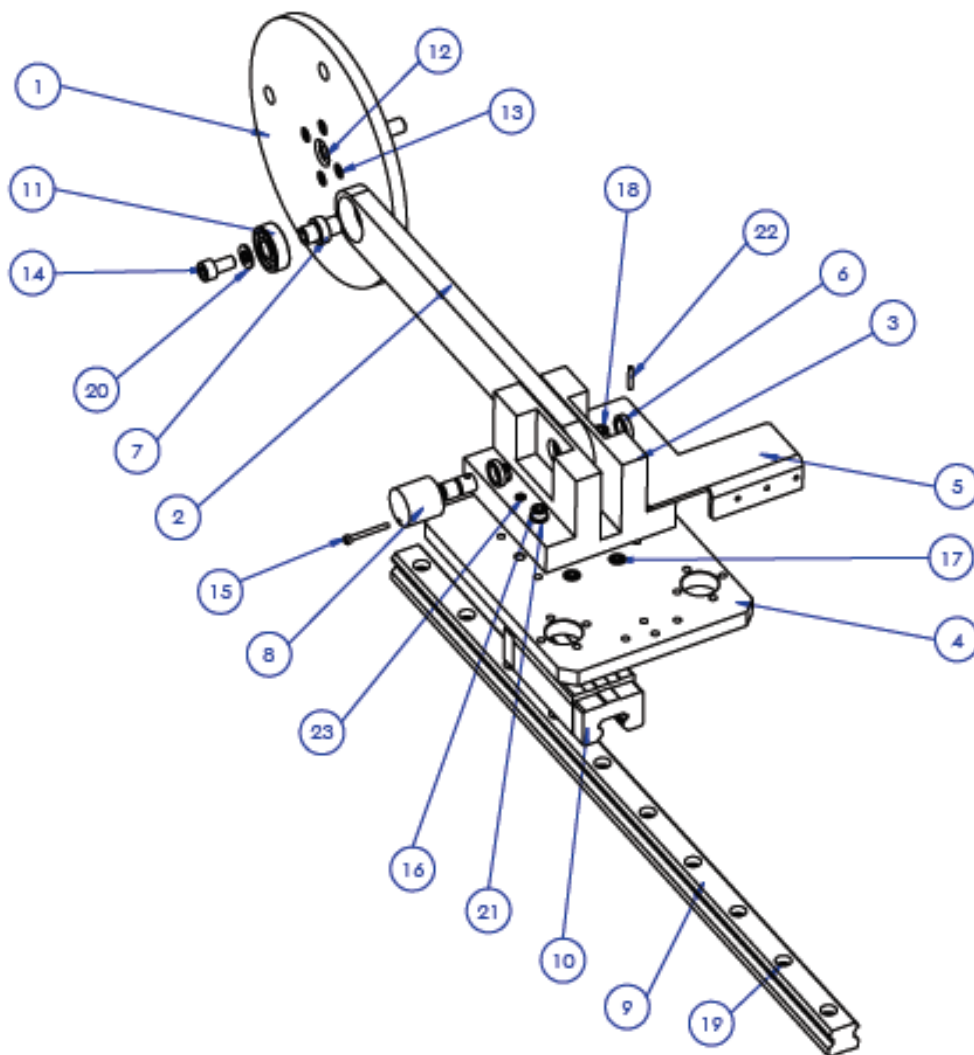


Figura 55 – Explosionado conjunto biela-manivela

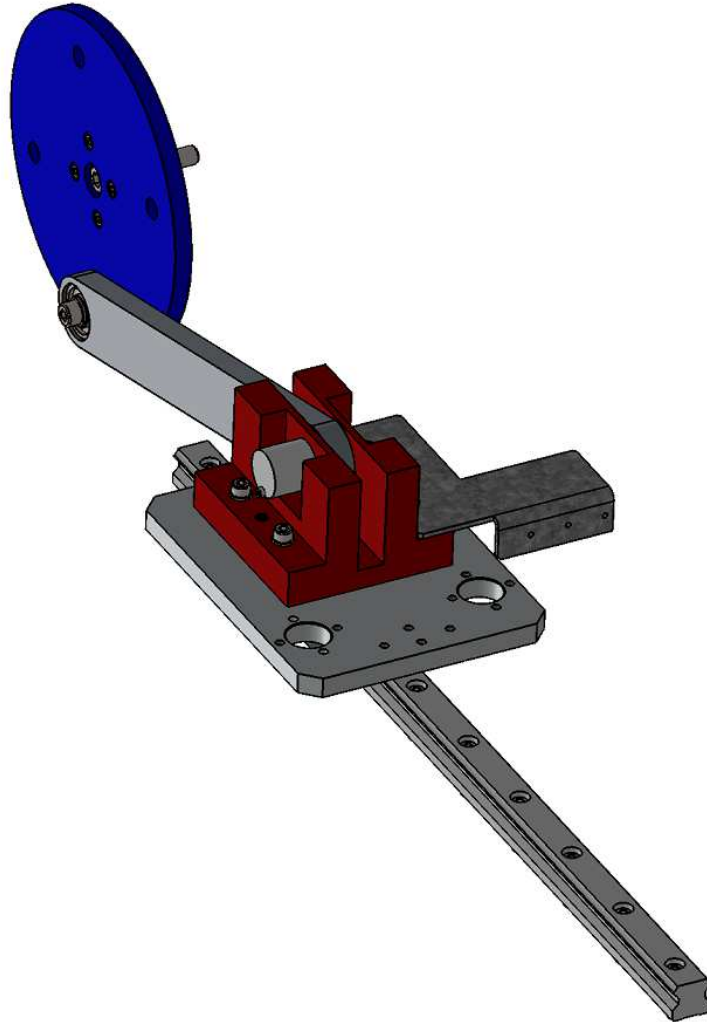


Figura 56 – Conjunto biela-manivela

6.5.6. Freno

Elemento diseñado para introducir fuerza de rozamiento lineal, equivalente a introducir un sistema lineal con rozamiento. Para ello se diseña una carcasa de acero que irá ensamblada al soporte del carro, moviéndose solidaria a él. En su interior la carcasa posee un casquillo en su parte superior y otro en su parte inferior, únicos por un muelle. En casquillo inferior, se rosca un tornillo de cara plana de Nylon, encargado de generar el rozamiento contra una chapa ensamblada a la bancada. En la parte superior de la carcasa, hay una tapa a la cual se rosca un tornillo, que será el encargado de aumentar o disminuir la presión sobre el casquillo superior, el cual comprime el muelle y por tanto, a través de dicho tornillo se regula la magnitud de la fuerza normal generada por el tornillo sobre la chapa, y por tanto se regula la magnitud de la fuerza de rozamiento.

En la siguiente tabla se muestran los componentes que conforman el conjunto de freno, encargado de generar rozamiento:

Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Carcasa freno	1
2	Tapa freno	1
3	Casquillo freno 1	1
4	Casquillo freno 2	1
5	Muelle Vanel – C.150.220.068.A	1
6	Tornillo cab. Plana ranurada Nylon – DIN EN ISO 1580 – M8x20	1
7	Tornillo prisionero cab. Hueca – DIN 913 M4x5	1
8	Tornillo Allen – DIN 912 M6x30	1
9	Tornillo Allen – DIN 912 M6x60	4

Tabla 28 – Componentes del conjunto freno

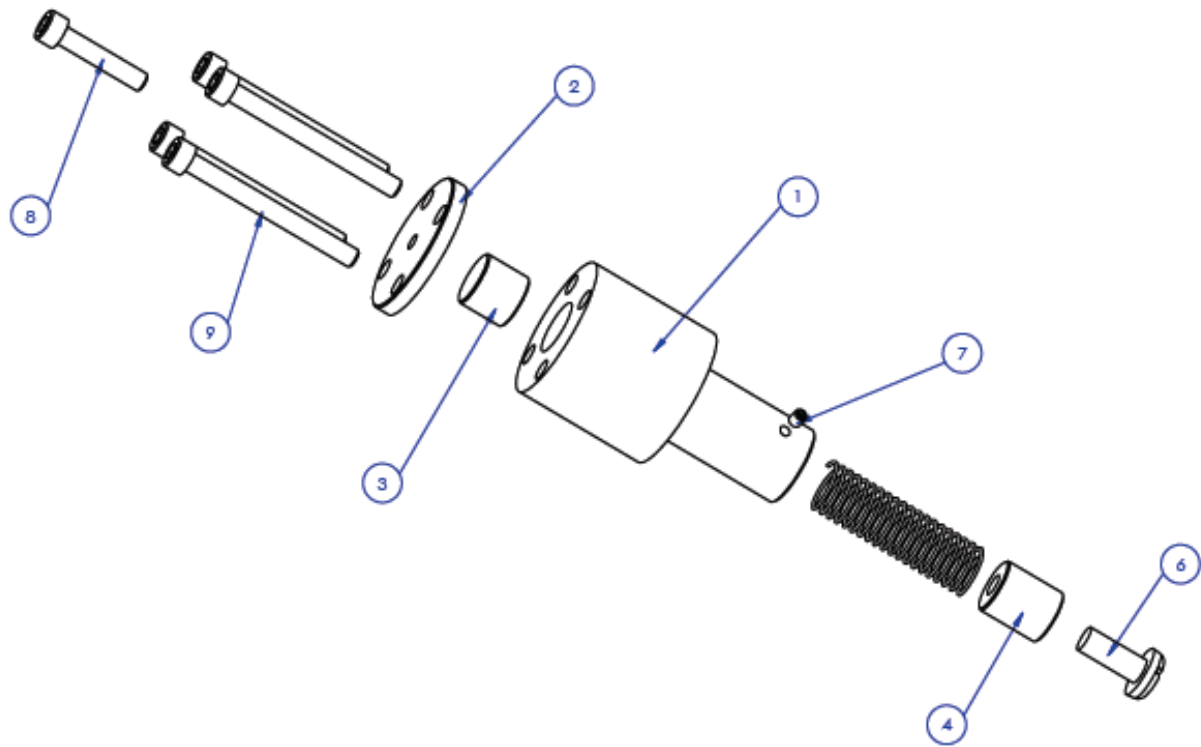


Figura 60 – Explosionado conjunto freno



Figura 61 – Conjunto freno

6.5.7. Conjunto carga

Como se ha visto en el pre-dimensionamiento, es necesario introducir al demostrador varios tipos de carga, en forma de masa o muelle. A continuación se muestran los dos sistemas de carga diseñados, que podrán ser acoplados y desacoplados al banco de ensayos de forma sencilla, cuando el operario lo requiera.

- **Carga masa:**

Para introducir carga en forma de peso al sistema, se diseñan varias pesas de acero con las que se consigue introducir el peso deseado, calculado en el pre – dimensionamiento. Estas pesas irán ensambladas a otro segundo patín, de manera similar al carro, y a su vez ensambladas al carro a través de las chapas soporte, de esta forma se consigue un sistema sencillo y eficiente. Este conjunto está formado por los siguientes elementos:

Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Pesa 1	1
2	Pesa 2	1
3	Soporte pesas	1
4	Unión carros	1
5	Patín Tecnopower – HGH25HA	1
6	Tornillo Allen – DIN M12x80	4
7	Tornillo Allen – DIN M6x20	4
8	Tornillo Allen – DIN M6x16	4
9	Arandela – DIN 125 d = 13	

Tabla 26 – Componentes del conjunto carga masa

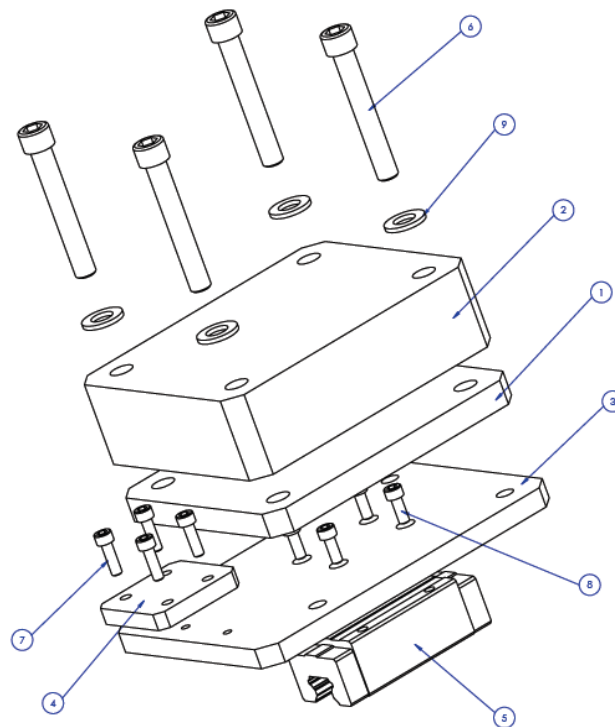


Figura 57 – Explosionado carga masa

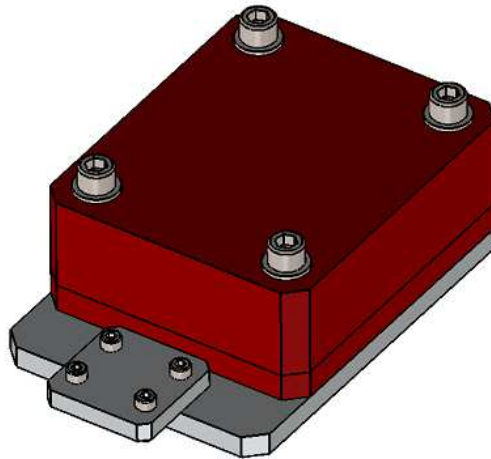


Figura 58 – Conjunto carga masa

- **Carga muelle:**

Para introducir un muelle a modo de carga al sistema, se diseña un soporte formado por un perfil de 45x45 mm y dos piezas en forma de C colocadas en los extremos del conjunto, de manera que una de ellas se ensambla al soporte del carro y la otra al extremo del perfil. El hueco de las C habrá un taladro donde se introduce un tornillo, donde se colocarán los ganchos del muelle. Finalmente el perfil se ensambla a la bancada mediante escuadras. El conjunto está formado por los siguientes elementos:

Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Soporte muelle	1
2	Soporte muelle 2	1
3	Perfil Bosch 45x45 mm	1
4	Escuadra Bosch 45x45 mm	4
5	Tornillo cab. Martillo – Bosch M8x20	4
6	Tornillo cab. Martillo – Bosch M8x80	1
7	Muelle Vanel – U.400.280.2500.AX	1
8	Arandela – DIN 125 d = 8.4	9
9	Arandela – DIN 125 d = 10.5	2
10	Tuerca hexagonal – ISO 4035 – M8	9
11	Tuerca hexagonal – ISO 4035 – M10	2
12	Tornillo Allen – DIN 912 M8x35	4
13	Tornillo Allen – DIN 912 M10x50	1
14	Tornillo Allen – DIN 912 M10x55	1

Tabla 27 – Componentes del conjunto carga muelle

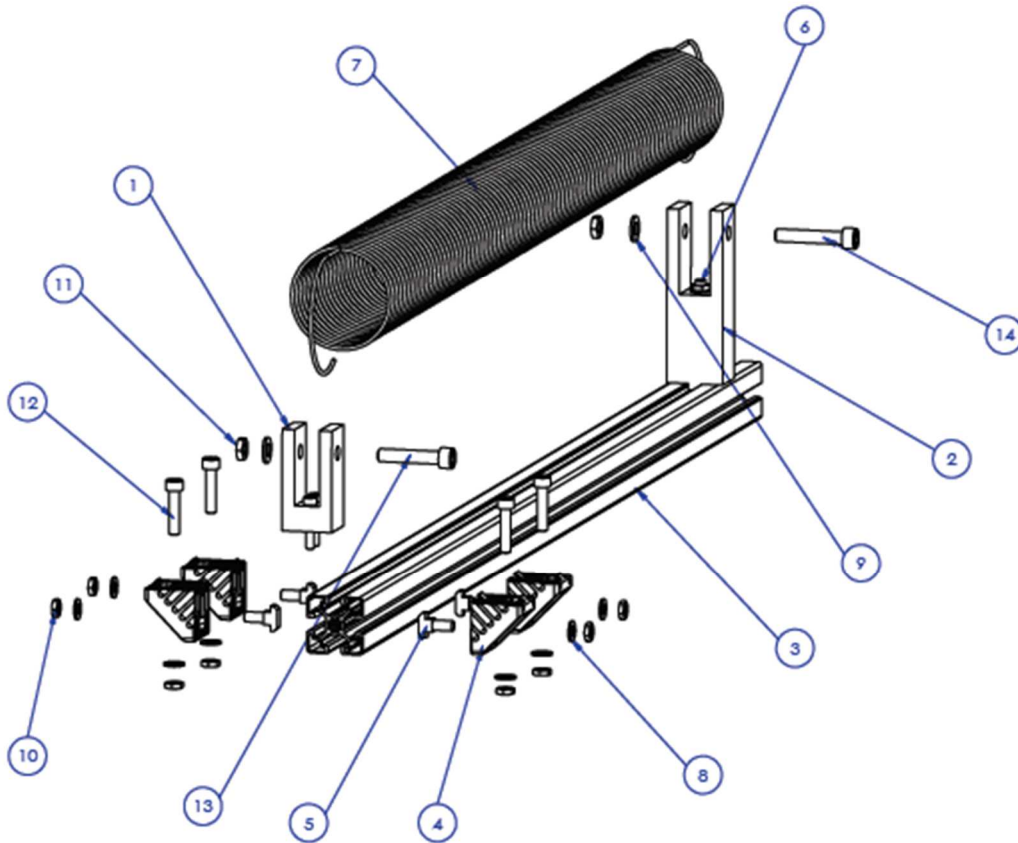


Figura 58 – Explosionado conjunto carga muelle

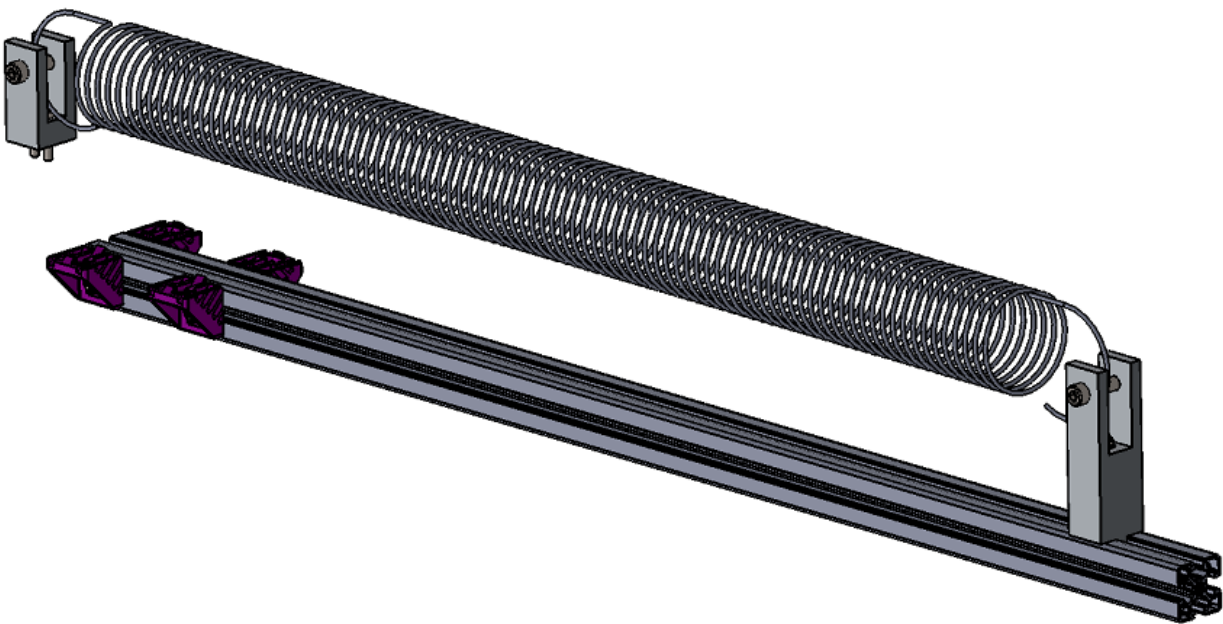


Figura 59 – Conjunto carga muelle

6.5.8. *Conjunto final carga masa*

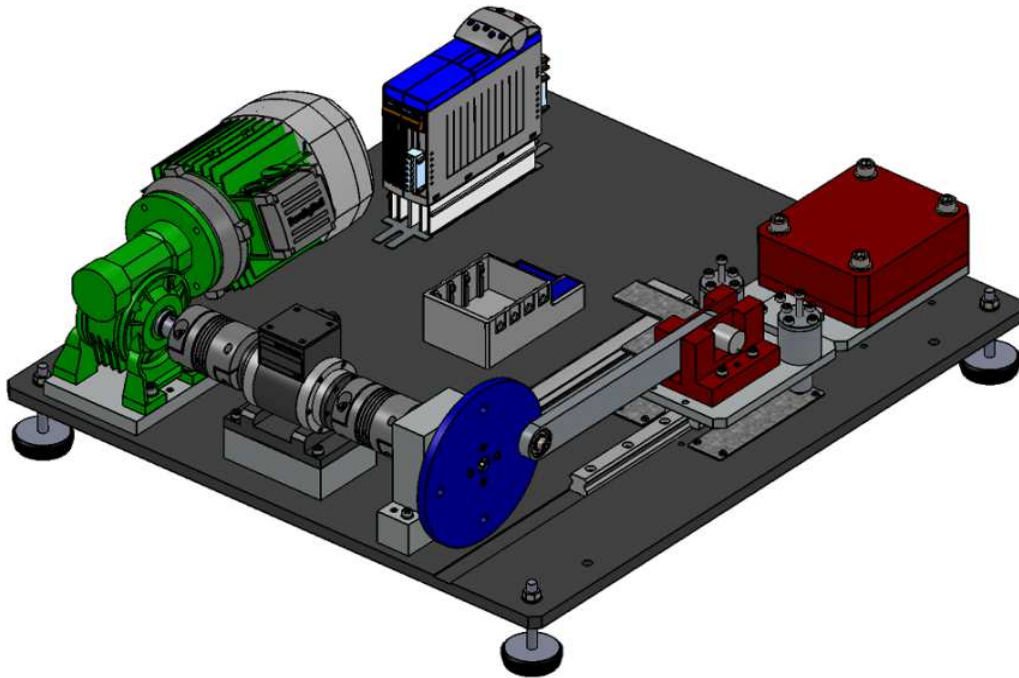


Figura 62 – Conjunto final carga masa

6.5.9. *Conjunto final carga muelle*

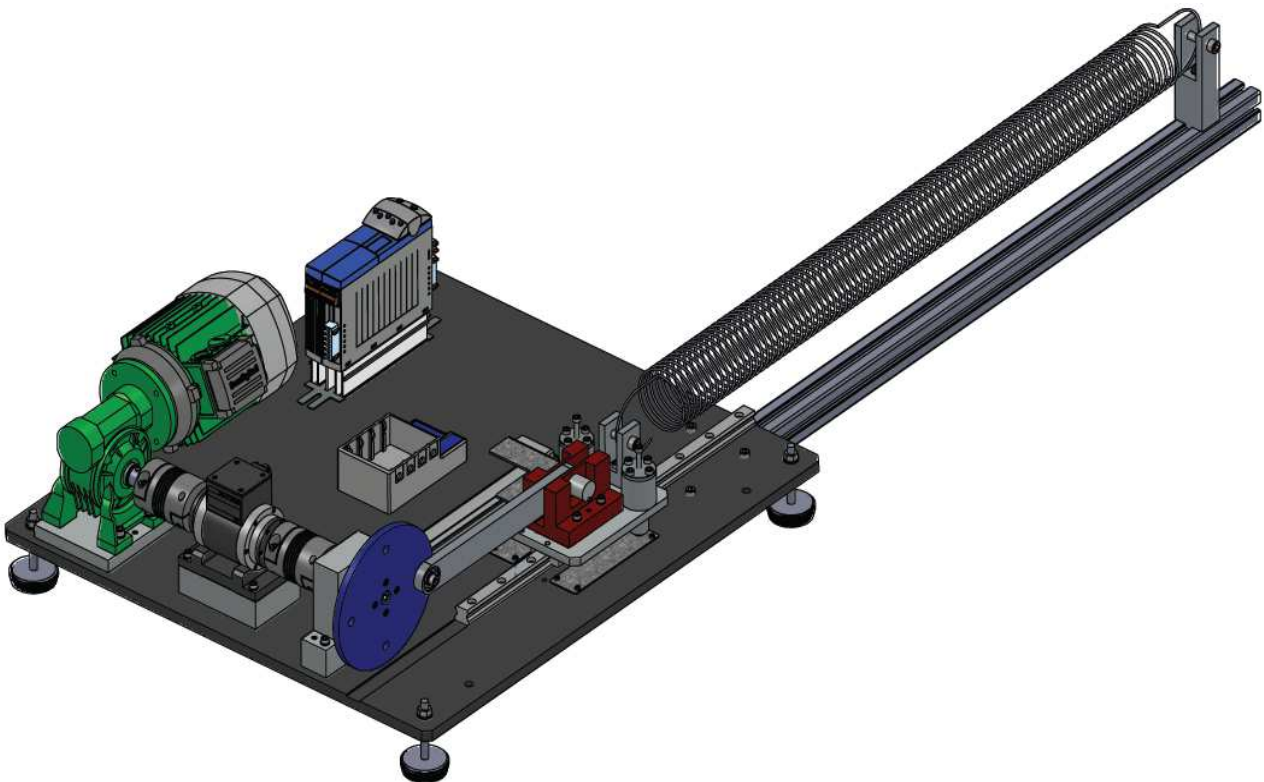


Figura 63 – Conjunto final carga muelle

7. ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA

En el presente capítulo, se introduce el desarrollo de un modelo analítico para calcular la cinemática y la dinámica y la simulación del mecanismo de biela-manivela diseñado. El modelo analítico surge como paso intermedio entre los resultados de la simulación y las mediciones reales, y como vía de trabajo en el periodo de fabricación y montaje del banco de ensayos. De esta manera se podrá establecer una correlación de resultados entre el modelo de simulación de SW Motion y el modelo analítico planteado. Servirá para verificar que los resultados de las simulaciones son coherentes.

Cabe destacar que el modelo planteado será un modelo en situación ideal, donde la correlación entre los resultados debería ser alta. Posteriormente se introducirá rozamiento en juntas al modelo analítico, utilizando el modelo más simple de Fricción de Coulomb (modelo usado por SW Motion) y se analizará la correlación de resultados.

7.1. Análisis de juntas con rozamiento en SolidWorks Motion

El primer paso que se ha planteado, es analizar el rozamiento generado en las juntas mediante el método analítico y las simulaciones. De esta manera se podrá observar el comportamiento del rozamiento en las simulaciones focalizado en las juntas, sin tener más problemas añadidos derivados del análisis de un mecanismo completo. Este análisis es muy interesante ya que la herramienta SW Motion plantea varios métodos de introducir rozamiento en el mecanismo (contactos y relaciones de posición) y varios parámetros a la hora de configurar dicho rozamiento, que genera ciertas dudas a la hora de introducirlos.

7.1.1. Análisis de movimientos lineales

- **Condiciones consideradas:**

Se analiza un bloque deslizando sobre un plano, con una carga vertical de 100 N, un coeficiente de rozamiento estático ($\mu_s=0,25$) y un coeficiente de rozamiento dinámico ($\mu_d=0,3$) y una velocidad de desplazamiento de 10 mm/s.

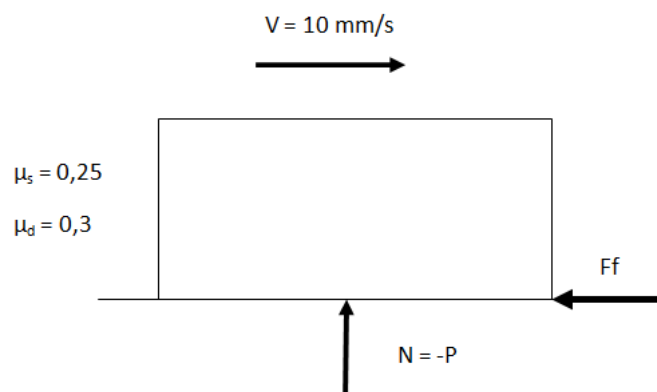


Figura 64 – Fricción en movimiento lineal

Para el cálculo analítico, como se ha comentado, se utilizó el modelo de fricción de Coulomb, expuesto en secciones anteriores.

○ **Consideraciones en las que SW no permite introducir rozamiento:**

Una de las cuestiones cruciales para realizar un análisis dinámico exitoso, es restringir correctamente el mecanismo, evitando redundancias y grados de libertad adicionales. Para ello, no es suficiente utilizar las relaciones de posición estándar que ofrece SolidWorks (concéntrica, coincidente, paralela, etc), ya que se tendría un sistema sobre-restringido.

Este concepto, en ocasiones, causa controversia a la hora de introducir rozamiento a través de las relaciones de posición (exigen menos recursos computacionales que los contactos), ya que según la relación de posición entre componentes a los que se quiere introducir el rozamiento, hay algunas que no permiten dicha opción. Se identifican las siguientes:

- Coincidencia plano – punto.
- Coincidencia plano – arista.

○ **Alternativas para simular un movimiento lineal:**

Se identifican las siguientes alternativas para simular un movimiento lineal que permita introducir rozamiento:

- Contacto entre superficies.
- Coincidencia entre planos.

○ **Comparativa analítico – SW Motion:**

En la siguiente figura (fig. 64) se muestra la comparativa de resultados obtenida, para el modelado de rozamiento en movimiento lineal, a través de contactos:

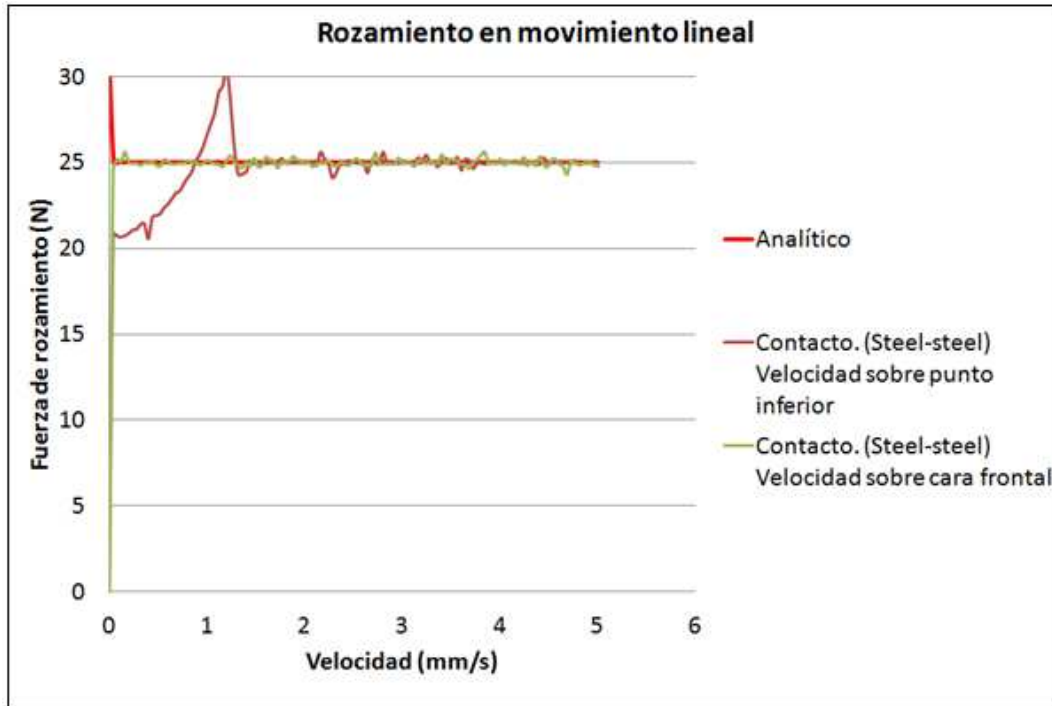


Figura 65 – Comparativa rozamientos en movimiento lineal (contactos)

Como se puede ver en la gráfica anterior, si se aplica la velocidad sobre uno de los puntos inferiores del bloque que desliza, dicho bloque realiza un giro inicial y una vez que termina el giro comienza a desplazarse por todo el bloque. Sin embargo, si la velocidad se aplica sobre la cara frontal del bloque, el comportamiento es similar al analítico.

Se observa que **a través de contactos es posible simular un comportamiento del rozamiento en movimientos lineales similar al modelo analítico de Coulomb**. Este método presenta el inconveniente que a la hora de analizar un mecanismo, donde se requiere modelar **rozamientos en varios puntos**, generará una **dificultad para la simulación** y un **alto coste computacional**.

En la siguiente figura (fig. 65) se muestra la comparativa de resultados obtenida, para el modelado de rozamiento en movimiento lineal, a través de coincidencia entre superficies:

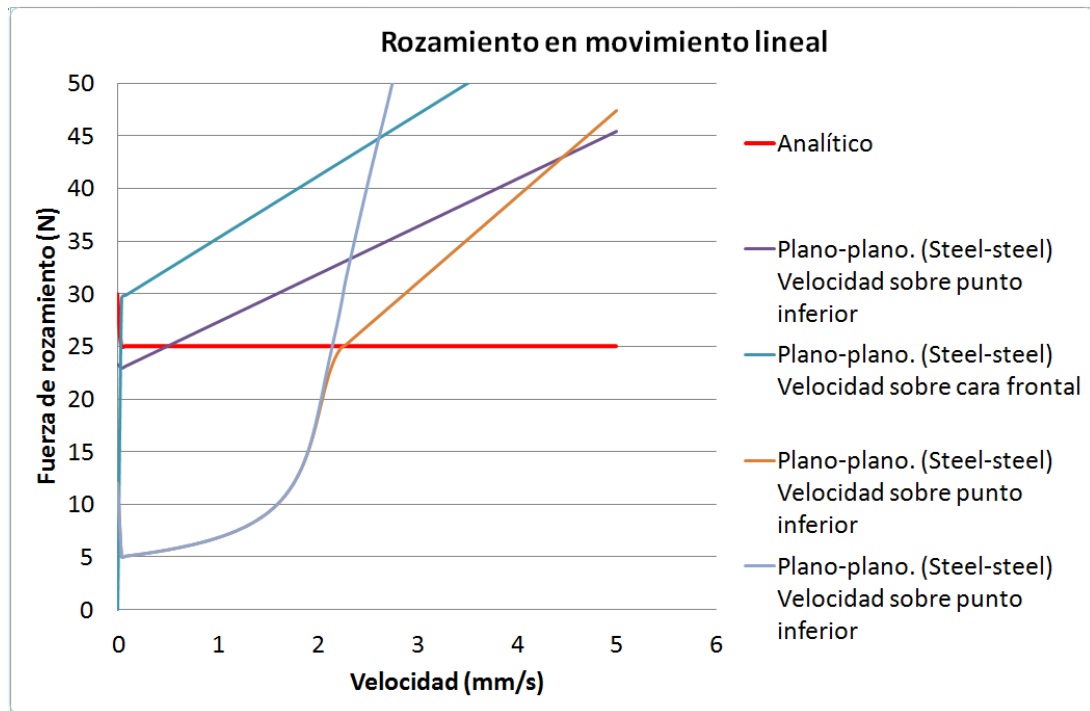


Figura 66 – Comparativa rozamientos en movimiento lineal (coincidencia superficies)

Observando la gráfica anterior, se puede ver como el modelado del rozamiento en movimiento lineal a través de coincidencia de superficies, a priori, **no simula correctamente el comportamiento real del rozamiento**.

Como se ha observado en el caso anterior, existe diferencia entre aplicar la velocidad en el punto o en la cara, sin embargo, para este caso el movimiento parece ser idéntico. La diferencia entre los diferentes casos de la leyenda (líneas moradas, naranjas y azul oscuro) reside en la definición dimensional de la sección de contacto definida dentro de las propiedades de coincidencia. En cualquier caso, **los resultados obtenidos no tienen sentido**.

7.1.2. Análisis de movimientos rotativos

- **Condiciones consideradas:**

Se analiza un disco girando respecto un eje, con un radio de contacto de 25 mm, una fuerza vertical originada por la gravedad de 115,6 N, un coeficiente de rozamiento estático ($\mu_s=0,25$) y un coeficiente de rozamiento dinámico ($\mu_d=0,3$) y una velocidad de rotación de 60 RPM.

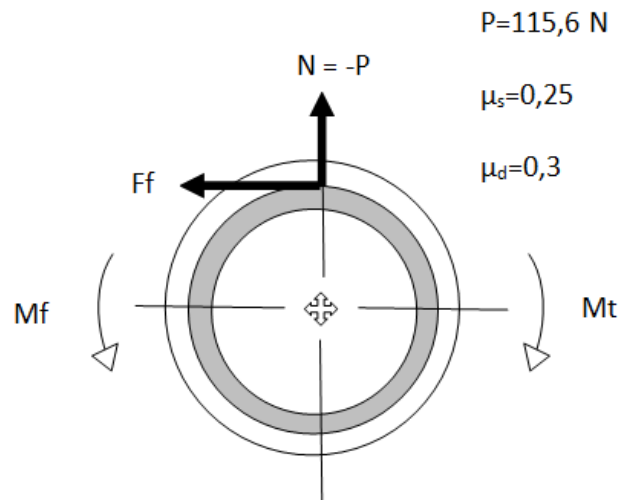


Figura 67 – Fricción en movimiento rotativo

○ **Consideraciones en las que SW no permite introducir rozamiento:**

Como se ha visto en el punto anterior, se ha detectado algún tipo de restricción para resolver la posición del mecanismo que no permite considerar rozamiento:

- Coincidencia entre punto – arista.

De igual manera que en el caso anterior, esto provocará un inconveniente a la hora de restringir el mecanismo, ya que si se requiere considerar rozamiento para el análisis, no se podrá usar dicha restricción de movimiento, y se deberán buscar otras alternativas.

○ **Alternativas para simular un movimiento rotativo:**

Se identifican las siguientes alternativas para simular un movimiento rotativo que permita introducir rozamiento:

- Contacto entre caras cilíndricas.
- Concentricidad.
- Coincidencia eje – eje.
- Coincidencia punto – punto.

○ **Comparativa analítico – SW Motion:**

A continuación se muestran las comparativas entre los cálculos analíticos y simulaciones en SW Motion bajo las diferentes alternativas expuestas.

En la siguiente figura (fig. 66) se muestra la comparativa de resultados obtenida, para el modelado de rozamiento en movimiento rotativo, a través de contactos

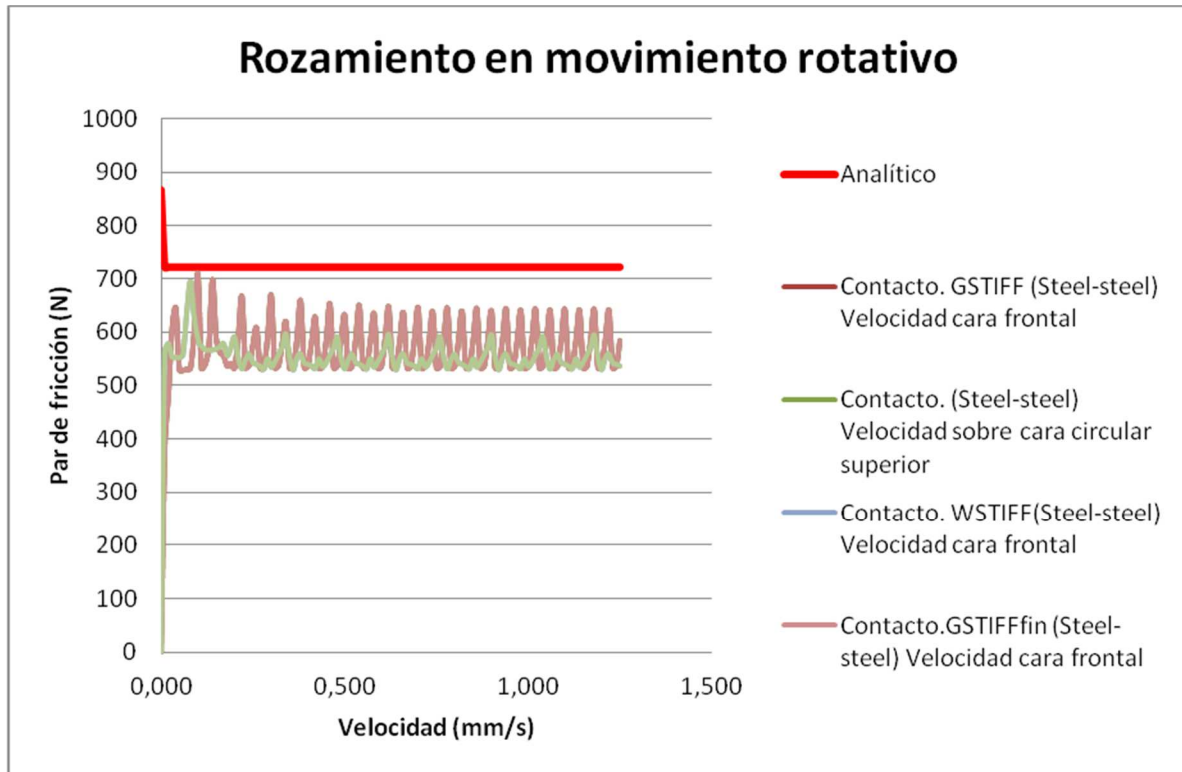


Figura 67 – Comparativa rozamientos en movimiento rotativo (contactos)

La gráfica anterior, muestra el comportamiento de la fuerza de rozamiento modelada mediante contacto en movimiento rotativo. Se introduce de dos maneras: velocidad sobre cara circular y velocidad sobre la cara frontal. También se realizan los cálculos con diferentes integradores (GSTIFF y WSTIFF), viendo que WSTIFF reduce la oscilación del resultado. Para todos los casos de contacto se muestra un comportamiento similar, notablemente alejado del analítico y con una alta oscilación en la zona de rozamiento dinámico.

Cabe destacar que se podrían refinar los cálculos de contacto utilizando opciones de contacto preciso, o a través del refinamiento del mallado del contacto, no obstante, el resultado sigue estando lejos y los recursos computacionales y tiempo de cálculo aumentan en gran medida.

En la siguiente figura (fig. 67) se muestra la comparativa de resultados obtenida, para el modelado de rozamiento en movimiento rotativo, a través de coincidencia y concentricidad:

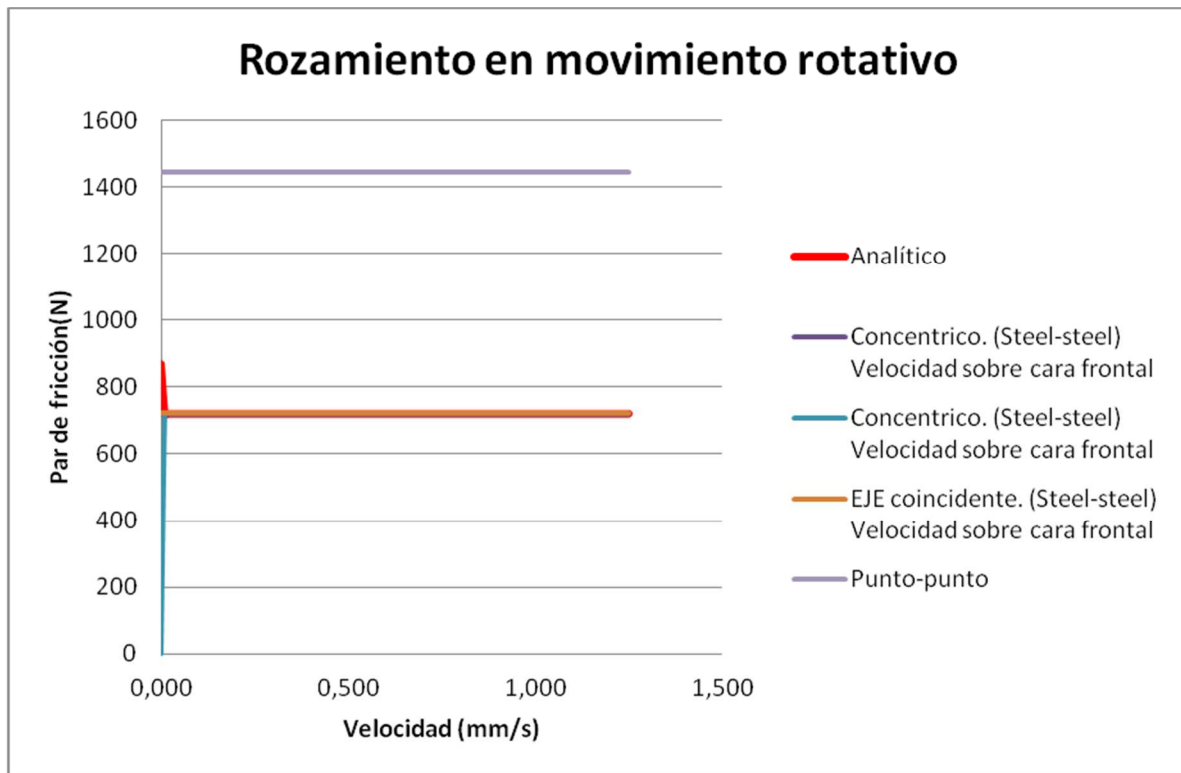


Figura 68 – Comparativa rozamientos en movimiento rotativo (coincidencia y concetricidad)

En este caso, todos los modelos muestran resultados de rozamiento correctos, excepto el del contacto puntual, que por causas desconocidas, muestra un par de fricción dos veces superior al estimado. Se observa que el software exige la introducción del diámetro de giro en el modelado de la fricción, sin embargo, los resultados encajan usando el radio.

7.1.3. Conclusión

En definitiva, este estudio focalizado en juntas ha servido para observar las diferentes alternativas de modelado de rozamiento que ofrece SW Motion, para movimientos lineales y rotativos. Se observa una notable disparidad de resultados en función de las alternativas, a pesar de que todas las alternativas están programadas bajo la ley de Coulomb.

A priori, en el caso de **movimiento lineal** los **contactos muestran mejores resultados** que las restricciones, ya que éstas dan lugar a resultados totalmente divergentes respecto al analítico. Al contrario, en el caso de **movimiento rotativo** el contacto no modela correctamente el rozamiento, mientras que las **restricciones sí**.

Queda de manifiesto la poca seguridad que se puede tener con SW Motion actualmente, al modelar rozamientos ya que en un análisis sencillo exclusivo en juntas se muestran variaciones y dispersiones notables en función del método. No obstante sirve para tener una primera idea de qué método puede ser más ventajoso en cada caso.

7.2. Simulación dinámica del mecanismo con SolidWorks Motion

Con el objetivo de obtener los primeros resultados de simulaciones, se crea el primer modelo planteado, según el cuaderno de cargas (sección: tipos de ensayos). Este modelo se crea a partir del diseño definitivo del demostrador experimental, de manera que se tendrán los cálculos iniciales del demostrador, para posteriormente poder compararlos con los resultados reales.

Como se ha comentado, el modelo corresponde con el primer ensayo planteado en el cuaderno de cargas, que se corresponde con el ensayo en situación “ideal”, sin considerar rozamientos, holguras, flexibilidades, etc. Posteriormente, con el demostrador se ensayará esta situación y se comparará con la simulación, donde la dispersión entre resultados debería ser muy pequeña. Como paso intermedio, en este capítulo se realiza la comparativa de la simulación con un modelo analítico, a falta del demostrador.

En la siguiente figura se puede ver el modelo a simular:

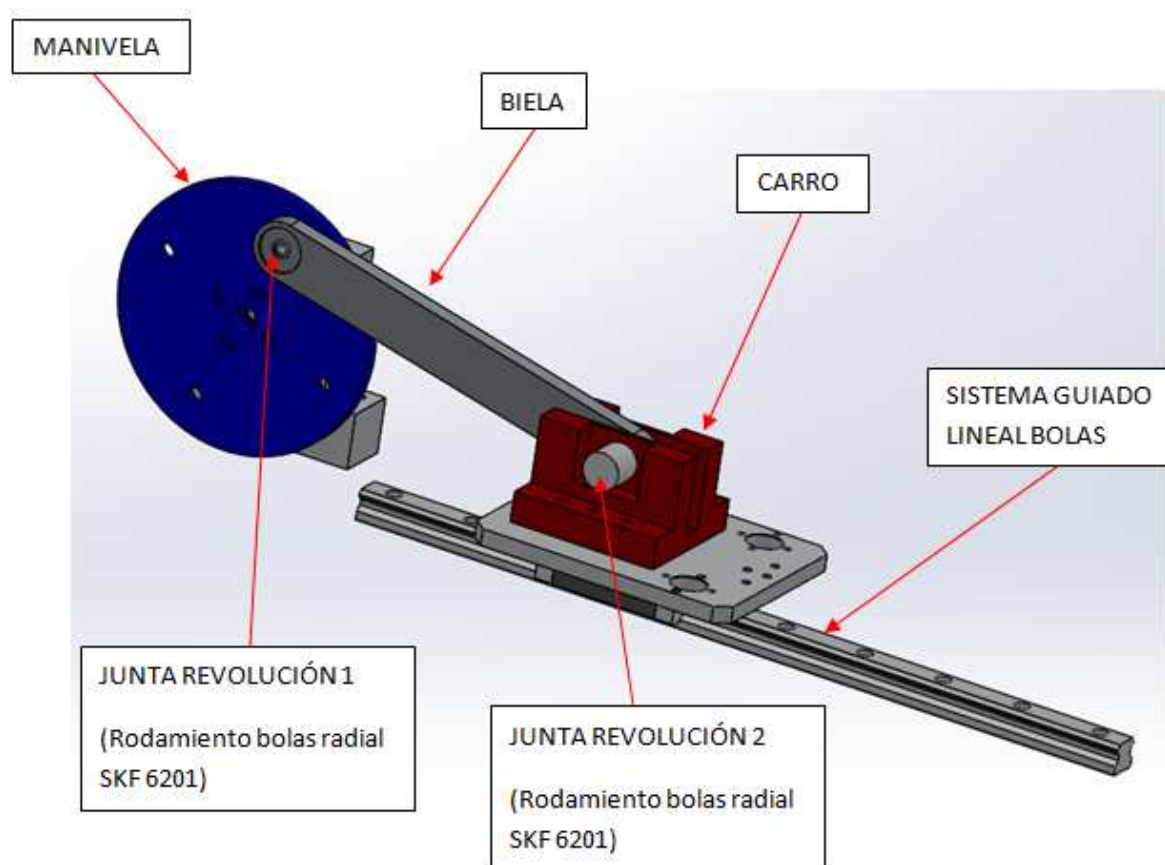


Figura 69 – Modelo para simulación mecanismo biela-manivela

La simulación del modelo se hará de acuerdo con las condiciones mostradas en la siguiente tabla:

VARIABLES	VALOR	UNIDADES
Velocidad	20 - 200	RPM
Carga	Despreciable	-
Rozamiento	Despreciable	-
Holgura	Despreciable	-
Tipo	Sólido rígido	-

Tabla 30 – Variables de simulación

Además, se obtendrán los siguientes cálculos cinemáticos y dinámicos (en concordancia a lo que medirá y se comparará con el demostrador experimental):

TIPO DE CÁLCULO	RESULTADO	UNIDADES
<i>Cinemático</i>	Desplazamiento carro	mm
	Velocidad carro	m/s
	Aceleración carro	m/s ²
<i>Dinámico</i>	Par motor	Nm
	Fuerza X en junta revolución 2	N
	Fuerza Y en junta revolución 2	N

Tabla 31 – Cálculos llevados a cabo en la simulación

7.3. Modelo analítico del mecanismo

Una vez definido el modelo para la simulación, se plantea un modelo analítico, donde se analizará la cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela del demostrador. Posteriormente se realizará una comparativa entre la simulación y el modelo analítico, con el objetivo de confirmar que los primeros ensayos que se vayan a realizar mostrarán una dispersión muy baja con la simulación.

7.3.1. Cinemática

Se asume que este mecanismo tiene cuatro cuerpos, incluyendo la tierra, que trabajará bajo cargas de inercia.

Para este sistema idealizado, el ángulo de la manivela θ , es suficiente para especificar la orientación del mecanismo. Los centros de masas de los eslabones 1 y 2 (manivela y biela) estarán localizados en el punto medio de sus respectivas juntas de revolución. En la siguiente imagen (fig. 70) se pueden observar estos parámetros:

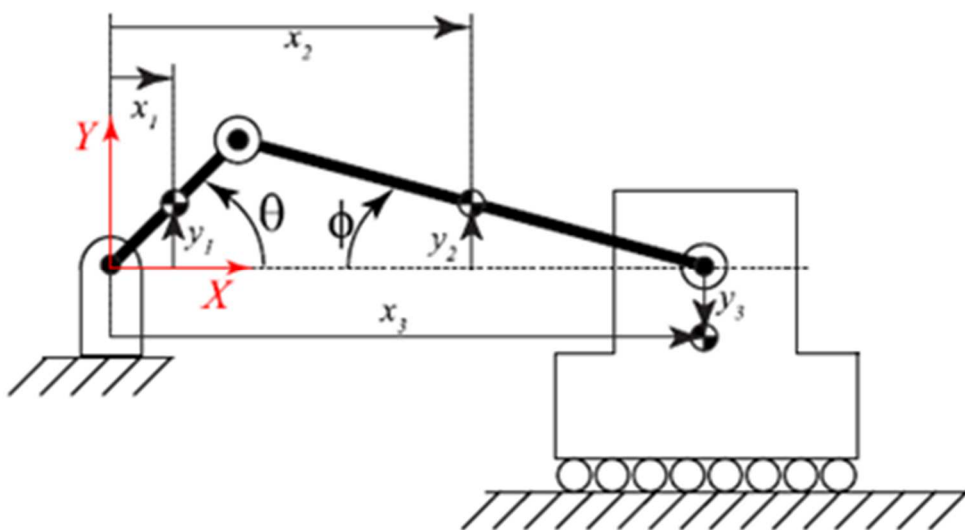


Figura 70 – Esquema explicativo de parámetros geométricos del mecanismo

El análisis cinemático comienza describiendo las posiciones de los centros de masa de cada cuerpo en función de ángulo de giro de la rueda. Es necesario definir el ángulo de la biela, ϕ , respecto al eje-X. Las siguientes ecuaciones expresan las posiciones del mecanismo:

$$\varnothing = \sin^{-1} \left[\frac{L_1}{L_2} \sin(\theta) \right] \quad (7.1)$$

$$x_1 = \frac{L_1}{2} \cos(\theta) \quad (7.2)$$

$$y_1 = \frac{L_1}{2} \sin(\theta) \quad (7.3)$$

$$x_2 = L_1 \cos(\theta) + \frac{L_2}{2} \cos(\varnothing) \quad (7.4)$$

$$y_2 = \frac{L_2}{2} \sin(\varnothing) \quad (7.5)$$

$$x_3 = L_1 \cos(\theta) + L_2 \cos(\varnothing) \quad (7.6)$$

$$y_3 = -L_3 \quad (7.7)$$

Derivando las ecuaciones de posición respecto al tiempo, se obtienen las ecuaciones de velocidad de los centros de masas de los cuerpos. Hay que tener en cuenta que la velocidad de la manivela, $\dot{\theta}$, se toma como constante. Además el valor y_3 es constante, por lo que la velocidad del carro respecto al eje-Y es nula.

Las ecuaciones de aceleración se expresan a continuación:

$$\dot{\varnothing} = \frac{\left(\frac{L_1}{L_2}\right)\dot{\theta} \cos(\theta)}{\sqrt{1 - \left(\frac{L_1}{L_2} \sin(\theta)\right)^2}} \quad (7.8)$$

$$\dot{x}_1 = \frac{-L_1}{2} \dot{\theta} \sin(\theta) \quad (7.9)$$

$$\dot{y}_1 = \frac{L_1}{2} \dot{\theta} \cos(\theta) \quad (7.10)$$

$$\dot{x}_2 = -L_1 \dot{\theta} \sin(\theta) - \frac{L_2}{2} \dot{\varnothing} \sin(\varnothing) \quad (7.11)$$

$$\dot{y}_2 = \frac{L_2}{2} \dot{\varnothing} \cos(\varnothing) \quad (7.12)$$

$$\dot{x}_3 = -L_1 \dot{\theta} \sin(\theta) - L_2 \dot{\varnothing} \sin(\varnothing) \quad (7.13)$$

Para el cálculo de las aceleraciones, hay que derivar de nuevo las ecuaciones de velocidad respecto al tiempo. Cabe destacar que estas ecuaciones se simplifican bastante gracias a la premisa de velocidad constante de manivela.

A continuación se muestran las ecuaciones que representan la aceleración de los centros de masas de los cuerpos:

$$\ddot{\varnothing} = -\left(\frac{L_1}{L_2}\right) \dot{\theta}^2 \sin(\theta) \frac{\sqrt{1-\left(\frac{L_1}{L_2} \sin(\theta)\right)^2} - \frac{\left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2 \cos^2(\theta)}{\sqrt{1-\left(\frac{L_1}{L_2} \sin(\theta)\right)^2}}}{1-\left(\frac{L_1}{L_2}\right)^2 \sin^2(\theta)} \quad (7.14)$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{-L_1}{2} \dot{\theta}^2 \cos(\theta) \quad (7.15)$$

$$\ddot{y}_1 = -\frac{L_1}{2} \dot{\theta}^2 \sin(\theta) \quad (7.16)$$

$$\ddot{x}_2 = -L_1 \left(\dot{\theta}^2 \cos(\theta)\right) - \frac{L_2}{2} \left(\dot{\varnothing}^2 \cos(\varnothing) + \ddot{\varnothing} \sin(\varnothing)\right) \quad (7.17)$$

$$\ddot{y}_2 = \frac{L_2}{2} \left(-\dot{\varnothing}^2 \sin(\varnothing) + \ddot{\varnothing} \cos(\varnothing)\right) \quad (7.18)$$

$$\ddot{x}_3 = -L_1 \left(\dot{\theta}^2 \cos(\theta)\right) - L_2 \left(\dot{\varnothing}^2 \cos(\varnothing) + \ddot{\varnothing} \sin(\varnothing)\right) \quad (7.19)$$

Con las ecuaciones planteadas en esta sección, se calcula analíticamente el comportamiento cinemático del demostrador diseñado. Cabe destacar que es un problema puramente geométrico, por lo que no será necesario tener en cuenta parámetros como masas o inercias. Sin embargo, si es necesario establecer un vector de tiempo, que marca tanto el

inicio y el fin del cálculo como el incremento o paso de tiempo en que se resolverán las ecuaciones cinemáticas. Multiplicando el vector tiempo (s) por la velocidad constante de giro de la manivela (rad/s), $\dot{\theta}$, se obtiene el vector del ángulo de giro de la manivela, θ . Este vector será el vector de entrada a las ecuaciones de posición, de manera que a partir de él, se calcularán las variables restantes de posición del mecanismo.

Es necesario realizar los cálculos a 20 RPM (2,0943 rad/s) y 200 RPM (20,943 rad/s), por lo que se obtendrán dos vectores de ángulo de giro de manivela diferentes y en consecuencia dos escenarios de cálculo diferenciados.

7.3.2. Dinámica

Una vez obtenidas las ecuaciones para conocer la cinemática del mecanismo, y por tanto la posición, velocidad y aceleración del carro, planteados tanto en las simulaciones como en los ensayos experimentales, se procede a analizar la dinámica del mismo, con el fin de determinar analíticamente tanto el par motor como las fuerzas en la junta.

En este caso es necesario considerar los parámetros dinámicos, como las masas e inercias de los cuerpos. Debido a que es un mecanismo sencillo, su dinámica se puede abordar a través de diagramas de cuerpo libre y no es necesario recurrir a métodos de análisis más complejos, como puede ser la mecánica Lagrangiana y métodos iterativos de integración, comúnmente usados por herramientas de propósito general como SW Motion.

En la siguiente figura (fig. 72) se puede ver el diagrama de cuerpo libre general del mecanismo biela-manivela, con las fuerzas actuando en los centros de masas de los cuerpos, y sus correspondientes reacciones en las juntas:

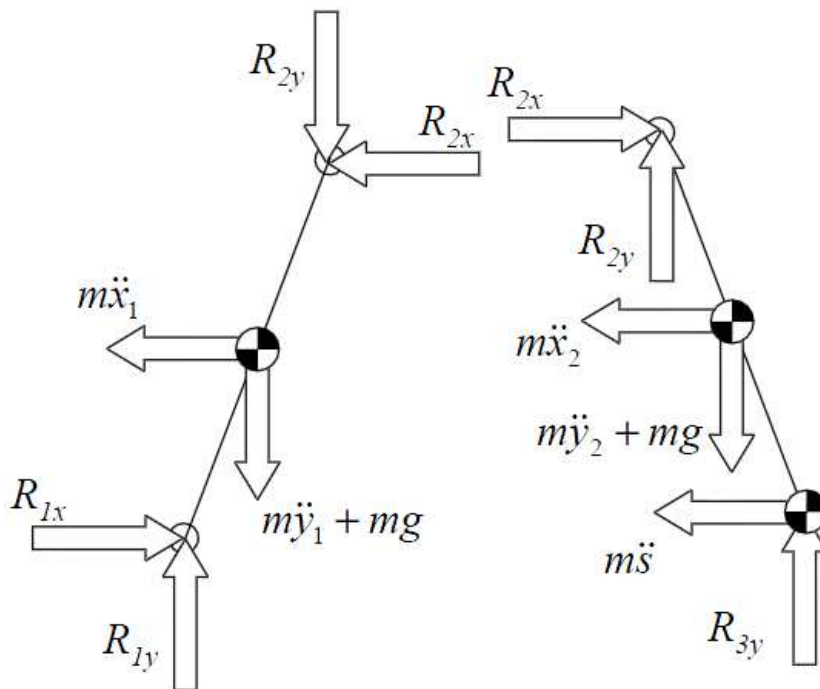


Figura 71 – Diagrama de cuerpo libre de mecanismo biela-manivela

Hay que tener en cuenta que, para el caso concreto de biela-manivela del presente proyecto, las fuerzas en los cuerpos 2 y 3 (biela - carro) presentarán algunos cambios respecto al diagrama de cuerpo libre de biela-manivela generalizado, principalmente porque el centro de masas del carro no coincide con la ubicación de la junta, como en el caso anterior. Por ello, se plantean los diagramas de cuerpo libre entre los cuerpos 2 y 3 (biela – carro) y los cuerpos 3 y 4 (carro – tierra). En la siguiente figura (fig. 73) se pueden observar dichos diagramas:

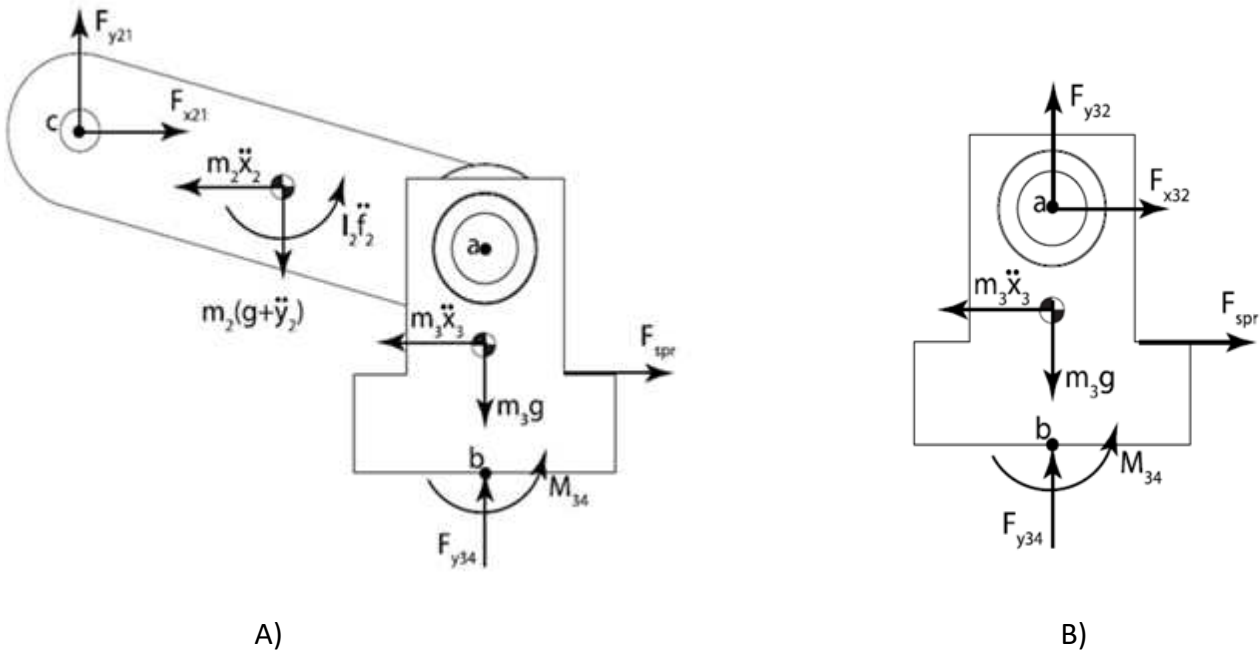


Figura 72 – Diagramas de cuerpo libre. A) Biela – carro. B) Carro – Tierra.

Teniendo en cuenta estas consideraciones y planteando equilibrio de fuerzas respecto al sistema biela-manivela, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{x21} - m_2 \cdot \ddot{x}_2 - m_3 \cdot \ddot{x}_3 = 0 \quad (7.20)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{y21} + F_{y43} - m_2 \cdot (\ddot{y}_2 + g) - m_3 \cdot g + m_1 \cdot (\ddot{y}_1 + g) = 0 \quad (7.21)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{za} = 0 \quad & -F_{x21} \cdot l_y - m_2 \cdot \ddot{x}_2 \cdot l_{y1} - m_2 \cdot (\ddot{y}_2 + g) \cdot l_{y1} + F_{x21} \cdot l_{y1} - \\ & - [I_2 + m_2((x_3 - x_2)^2 + (y_2 - y_3)^2)] \cdot \ddot{\phi} = 0 \end{aligned} \quad (7.22)$$

Finalmente se tiene un sistema de 3 ecuaciones y 3 incógnitas. En la siguiente tabla se puede ver la información de cada parámetro:

PARÁMETRO	TIPO	VALOR	UNIDADES
$F_{x_{21}}$	Reacción en X junta revolución 1	Incógnita	N
$F_{y_{21}}$	Reacción en Y junta revolución 1	Incógnita	N
$F_{y_{43}}$	Reacción en Y carro-tierra	Incógnita	N
m_1	Masa manivela	4	Kg
m_2	Masa biela	1,32	Kg
m_3	Masa carro	4,75	Kg
I_2	Inercia biela	0,0873	$Kg \cdot m^2$
x_2	Posición -X biela	Cálculos cinemáticos	m
x_3	Posición -X carro	Cálculos cinemáticos	m
y_2	Posición -Y biela	Cálculos cinemáticos	m
y_3	Posición -Y carro	Cálculos cinemáticos	m
\ddot{x}_2	Aceleración-X biela	Cálculos cinemáticos	m/s^2
\ddot{x}_3	Aceleración-X carro	Cálculos cinemáticos	m/s^2
\ddot{y}_1	Aceleración -Y carro	Cálculos cinemáticos	m/s^2
\ddot{y}_2	Aceleración -Y biela	Cálculos cinemáticos	m/s^2
$\ddot{\theta}$	Aceleración angular biela	Cálculos cinemáticos	rad/s^2
g	Gravedad	9,81	m/s^2
l_x	Geometría	$l_x = L_2 \cdot \cos(\theta)$	m
l_{x1}	Geometría	$l_{x1} = \frac{L_2}{2} \cdot \cos(\theta)$	m
l_{y1}	Geometría	$l_{y1} = \frac{L_2}{2} \cdot \sin(\theta)$	m
l_y	Geometría	$l_y = L_2 \cdot \sin(\theta)$	m
L_2	Longitud biela	0,28	m

Tabla 32 – Parámetros para la resolución del sistema dinámico planteado

Una vez resuelto el sistema se puede obtener de manera inmediata el par motor, y se poseen los datos suficientes para obtener las fuerzas de reacción en la junta de revolución 2, no obstante hay que plantear un nuevo sistema para calcular dichas fuerzas. Este sistema se obtiene planteando el equilibrio dinámico en entre el carro y la tierra. Esta vez bastará con plantear un sistema de 2 ecuaciones y 2 incógnitas, cuya resolución dará las fuerzas de reacción en X e Y de la junta de revolución 2:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{x32} - m_3 \cdot \ddot{x}_3 = 0 \quad (7.23)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{y32} + F_{y43} - m_3 \cdot g = 0 \quad (7.24)$$

Como se ha mencionado, estas ecuaciones plantean 2 ecuaciones con 2 incógnitas, de resolución inmediata, que darán los valores de las fuerzas de reacción en las direcciones X e Y de la junta de revolución 2. Los parámetros que intervienen son todos conocidos, explicados en la tabla 32. En la siguiente tabla se presentan las dos nuevas incógnitas planteadas:

PARÁMETRO	TIPO	VALOR	UNIDADES
F_{x32}	Reacción en X junta revolución 2	Incógnita	N
F_{y32}	Reacción en Y junta revolución 2	Incógnita	N

Tabla 33 – Parámetros para la resolución del sistema dinámico planteado

Al finalizar el presente apartado, se tienen las herramientas y planteamientos necesarios para obtener los resultados cinemáticos y dinámicos del mecanismo biela-manivela analíticamente. En el siguiente apartado se verá la comparación de resultados entre el modelo planteado en simulación y el modelo analítico explicado.

7.4. Comparativa modelo analítico vs simulación

En este apartado se presenta, a modo comparativo, los resultados del comportamiento cinemático y dinámico del mecanismo biela-manivela diseñado. Cabe destacar que se ha simulado un sistema sin carga adicional, teniendo en cuenta simplemente la propia masa del carro, y sin rozamiento en juntas, y analizando el sistema en situación cuasiestática y dinámica. El objetivo es asegurar que en la situación de partida “ideal” se va a obtener un comportamiento similar entre las simulaciones y el modelo analítico. Una vez que esta situación se tenga totalmente controlada y dominada, se procederá a introducir defectos en juntas y analizar como varían las curvas en cada método de análisis, respecto a la situación ideal.

7.4.1. Comportamiento cuasiestático

Para el análisis cuasiestático se introduce una velocidad de giro de manivela constante de 20 RPM. En las siguientes figuras se pueden ver los resultados:

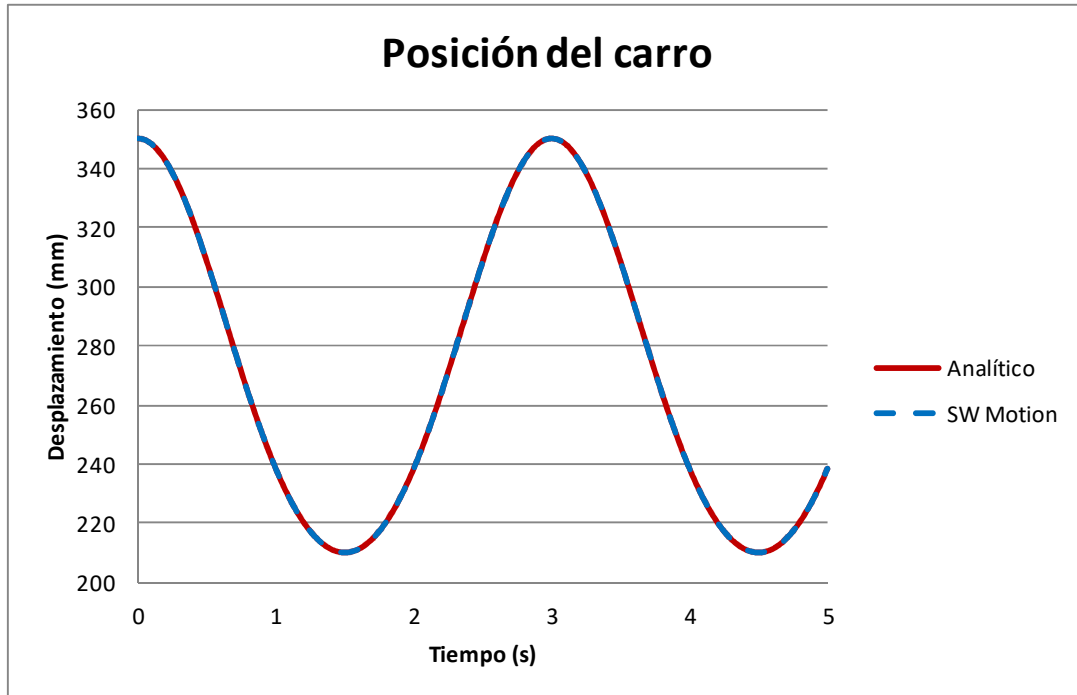


Figura 73 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Posición del carro (análisis cuasiestático).

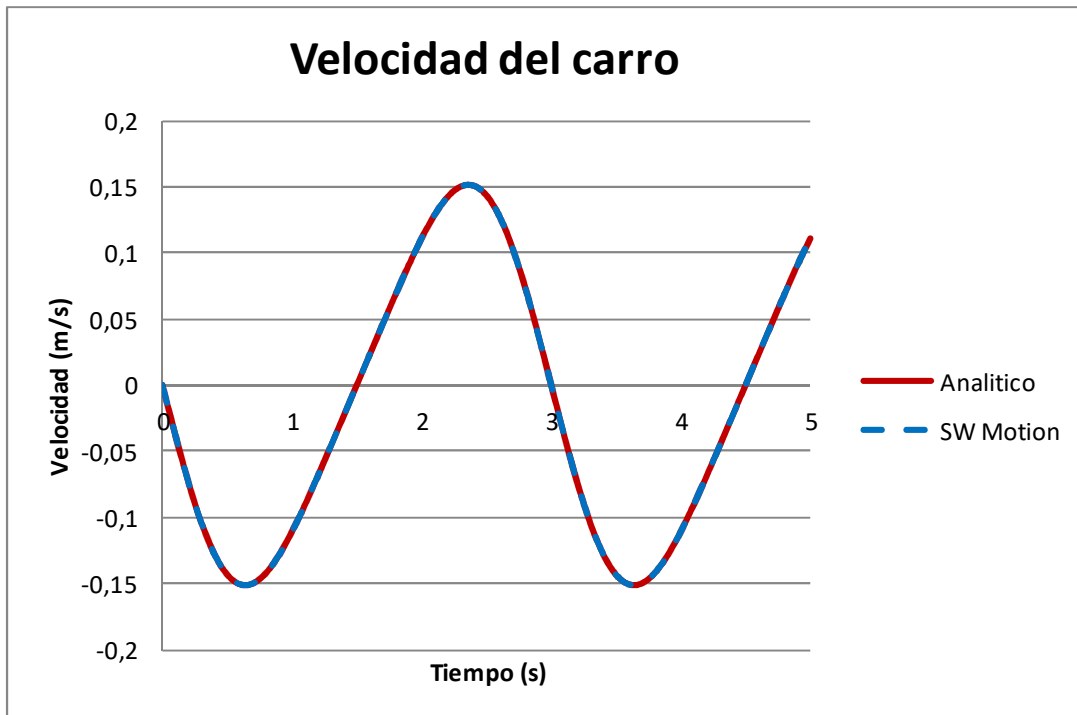


Figura 74 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Velocidad del carro (análisis cuasiestático).

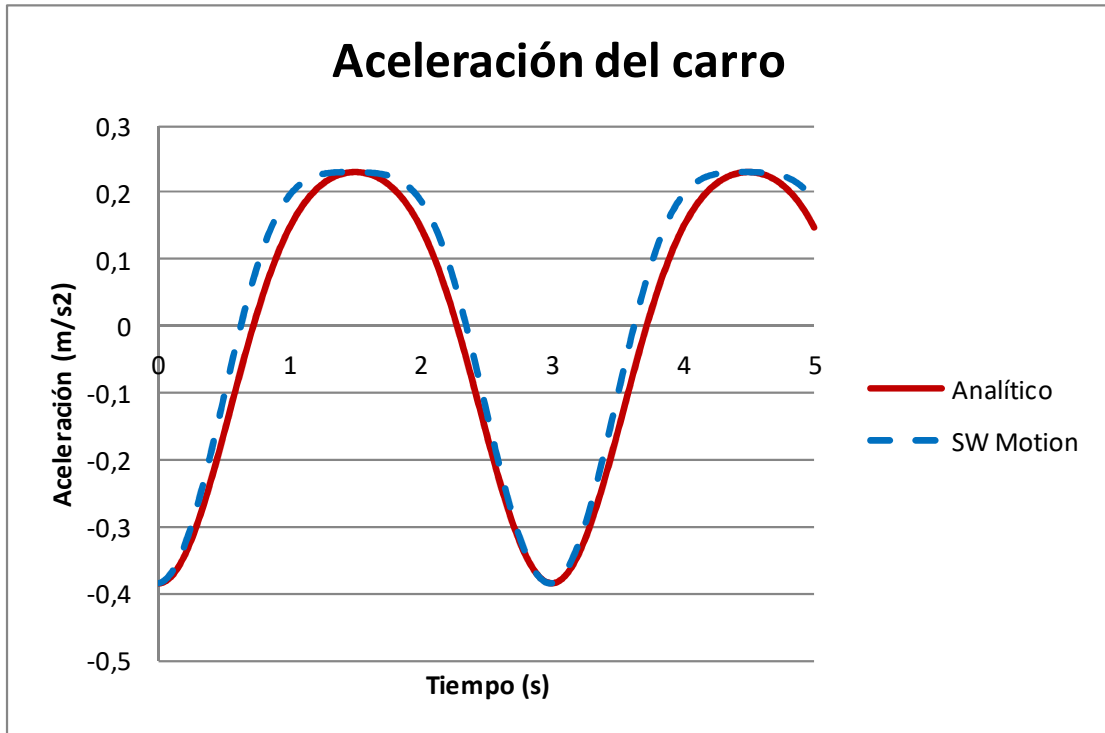


Figura 75 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Aceleración del carro (análisis cuasiestático).

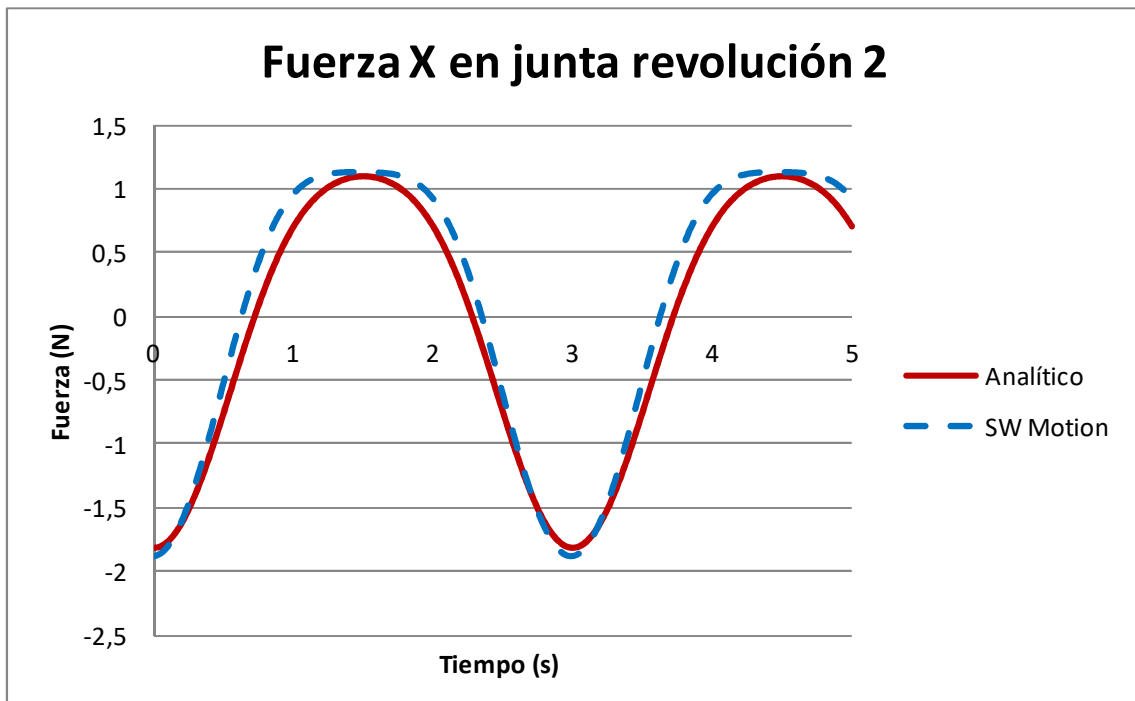


Figura 76 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Fuerza X en junta revolución 2 (análisis cuasiestático).

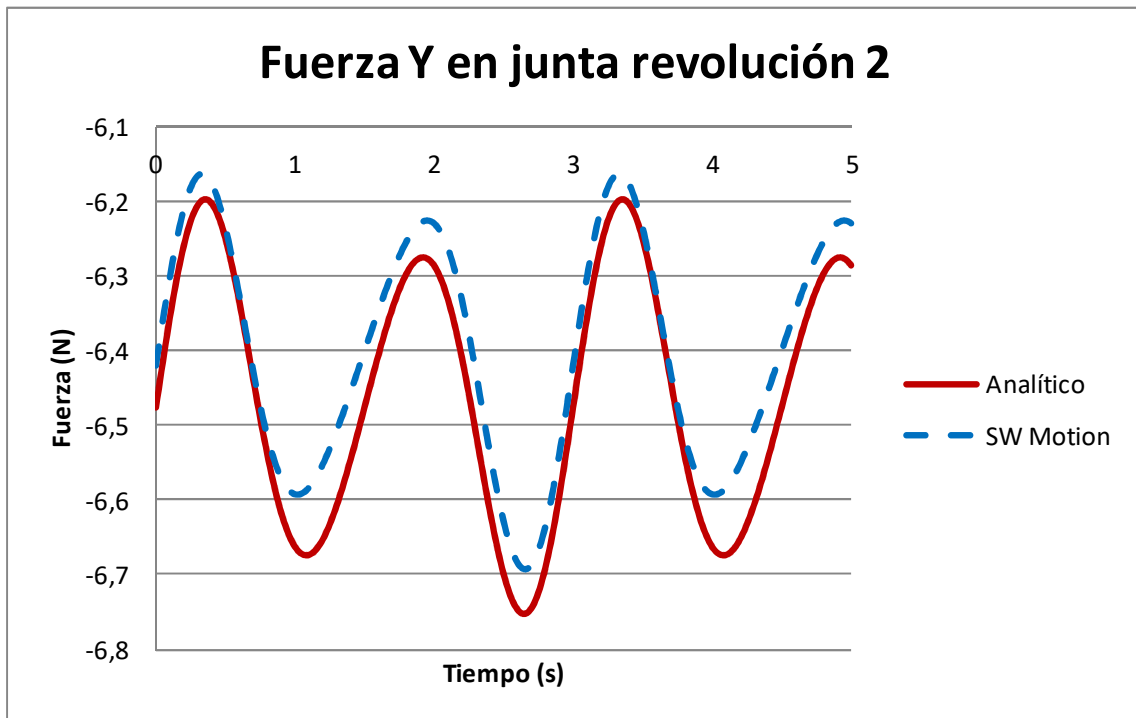


Figura 77 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Fuerza Y en junta revolución 2 (análisis cuasiestático).

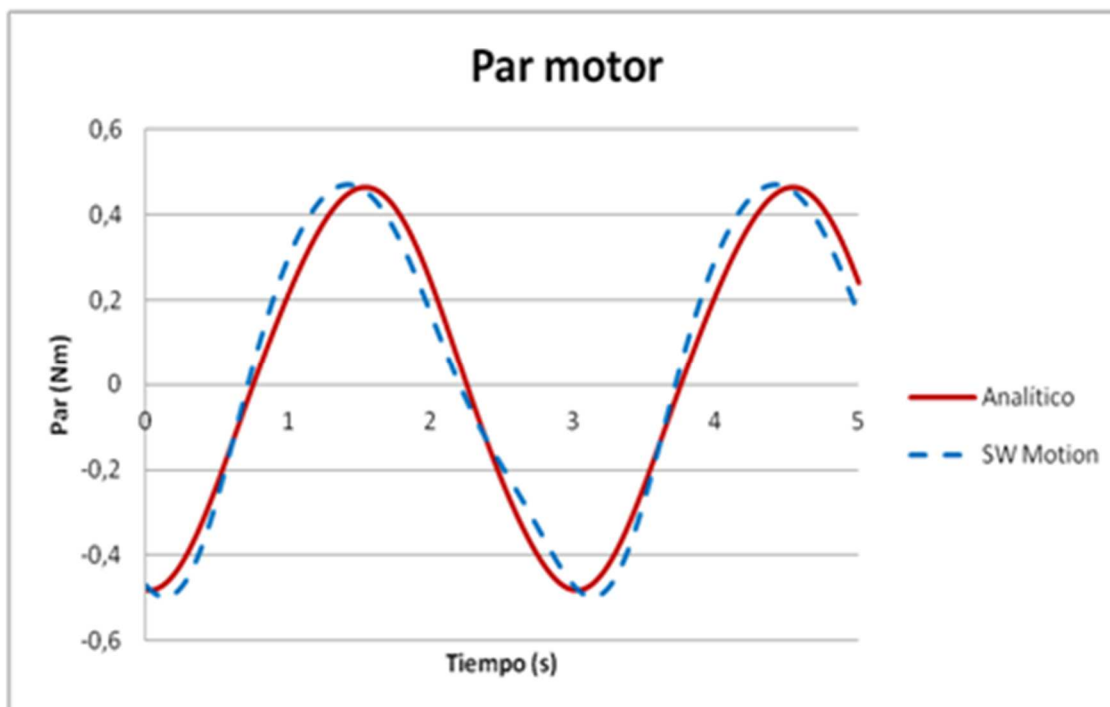


Figura 78 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Par motor (análisis cuasiestático).

Como se puede observar en las siguientes figuras la correlación entre los resultados del modelo de SW Motion y el analítico es muy alta. Sobre todo en los cálculos de fuerza y par, hay pequeñas diferencias entre las curvas, no obstante la máxima dispersión que se detecta entre resultados es del orden del 2% aproximadamente.

7.4.2. Comportamiento dinámico

Para el análisis cuasiestático se introduce una velocidad de giro de manivela constante de 200 RPM. En las siguientes figuras se pueden ver los resultados:

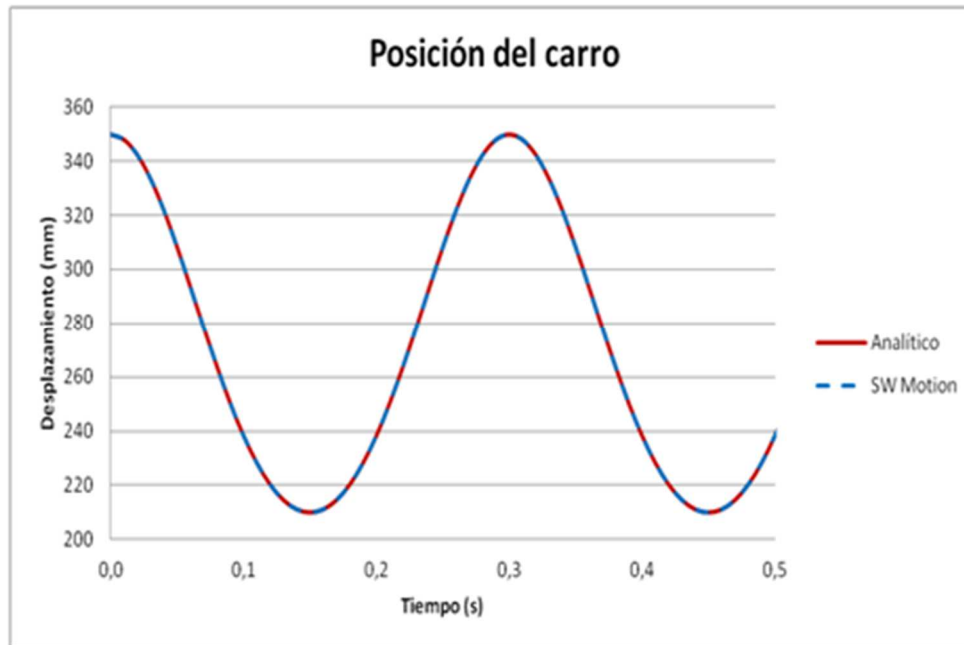


Figura 79 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Posición del carro (análisis dinámico).

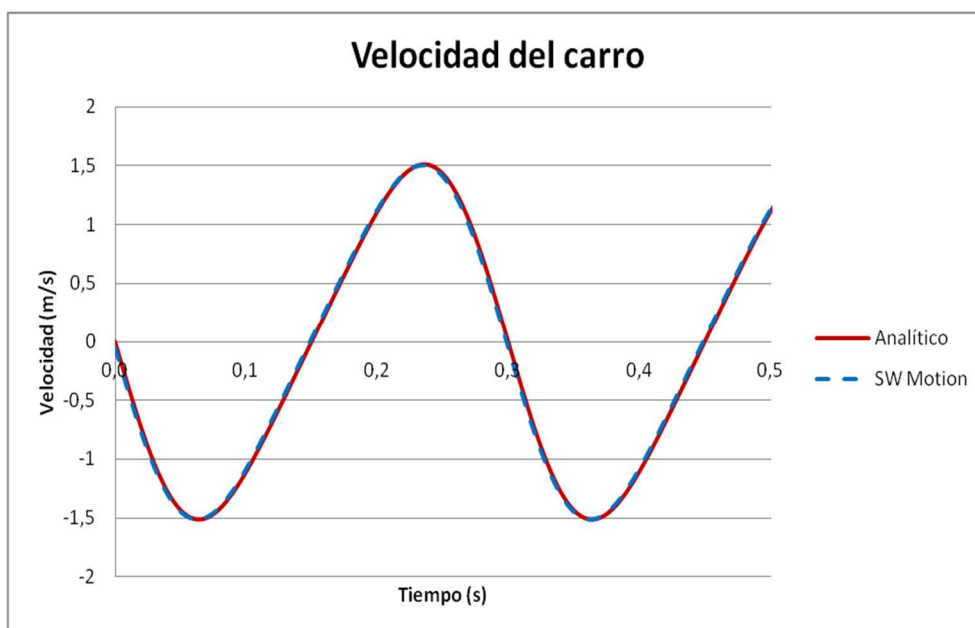


Figura 80 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Velocidad del carro (análisis dinámico)

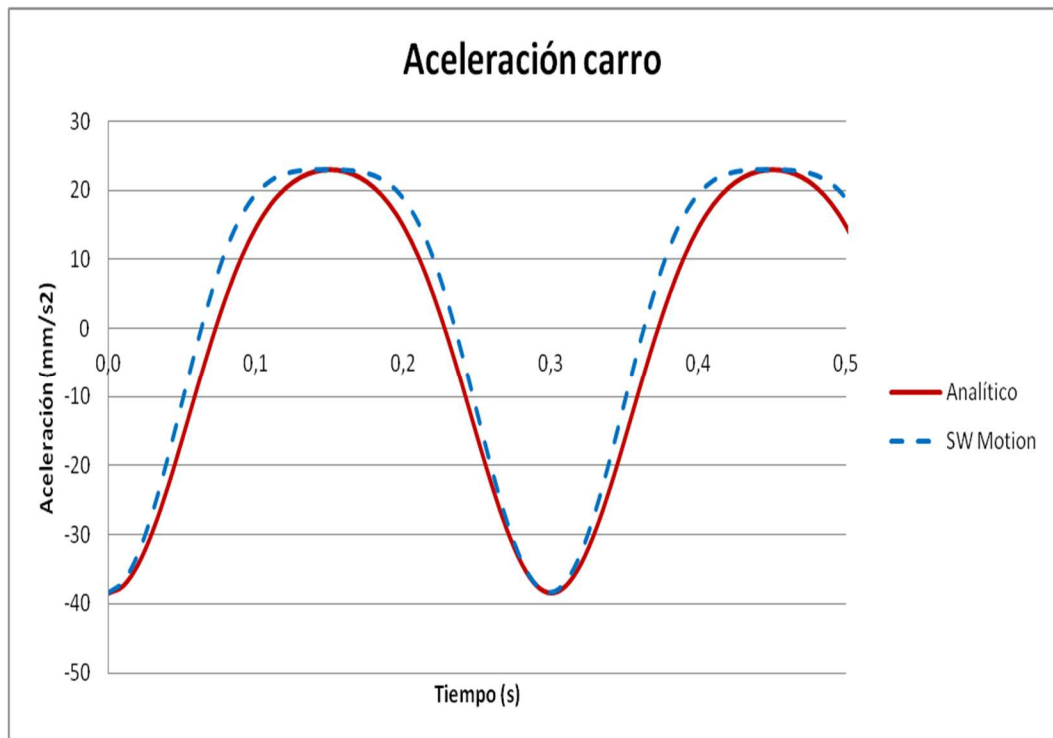


Figura 81 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Aceleración del carro (análisis dinámico).

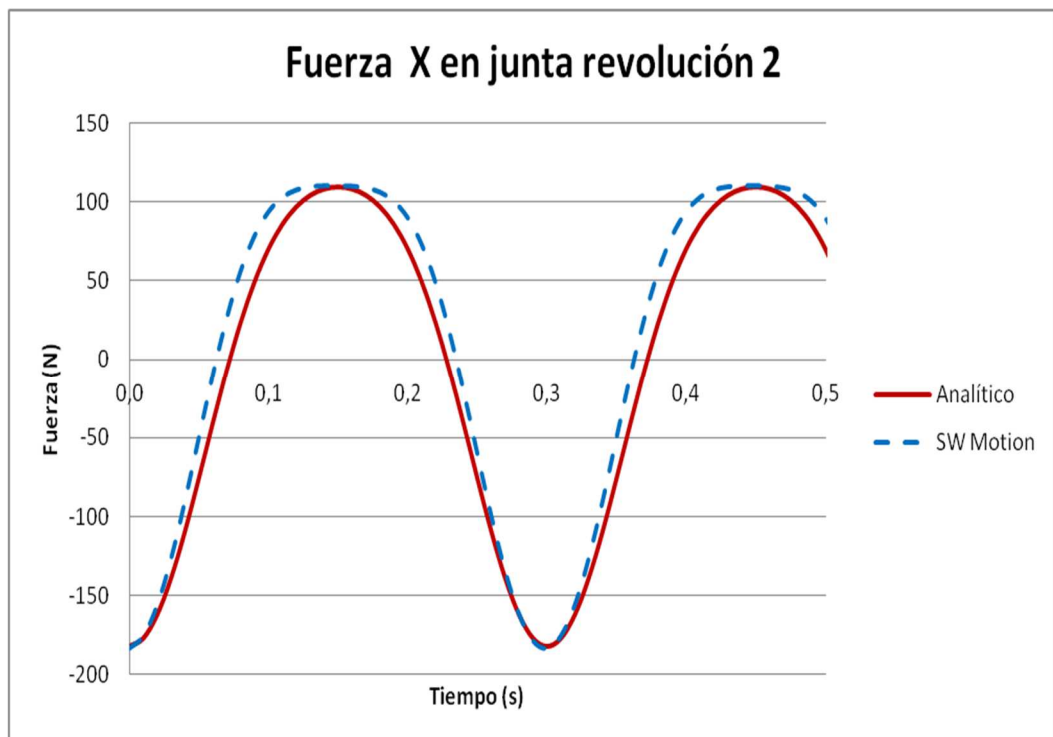


Figura 82 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Fuerza X en junta revolución 2 (análisis dinámico).



Figura 83 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Fuerza Y en junta revolución 2 (análisis dinámico).

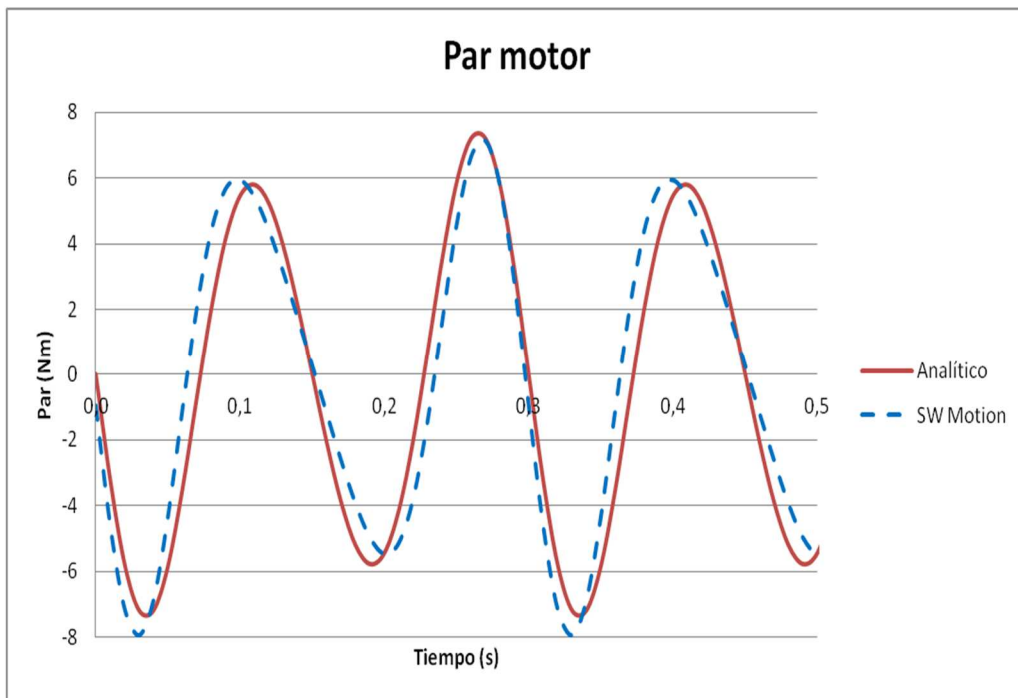


Figura 84 – Comparativa modelo analítico vs simulación. Par motor (análisis dinámico).

Para el análisis dinámico, los resultados siguen mostrando una correlación muy alta entre modelos. Como en el caso anterior se identifican dispersiones en los cálculos dinámicos, no obstante siguen siendo muy bajas, del orden del 2-3 %.

7.4.3. Conclusión

Este análisis pone de manifiesto la seguridad obtenida en el análisis dinámico de un mecanismo con SW Motion, bajo la teoría del sólido rígido y juntas ideales. No obstante, será necesario establecer una comparativa con los resultados experimentales del mecanismo, del cual se espera un ligero aumento de la dispersión (en la realidad no existe un cuerpo perfectamente rígido, ni juntas ideales), pero manteniéndose en un límite muy bajo.

El análisis del presente capítulo sirve como punto de partida para la verificación de las simulaciones. El primer paso es conseguir la correlación de resultados entre simulaciones, modelo analítico y modelo experimental. De este modo una vez fabricado y montado el demostrador se ensayará esta situación con el fin de obtener unos resultados muy similares a los del presente capítulo. La comparativa y verificación analítica y experimental de la situación ideal, servirá como base y punto de partida para el análisis y verificación de las simulaciones en presencia de los defectos propuestos por el presente proyecto.

7.4.4. Planteamiento del modelo analítico con fricción

Como último paso en la profundización de métodos analíticos del presente proyecto, se plantea el modelo analítico del mecanismo biela-manivela, teniendo en cuenta la fricción en las juntas. El sistema de ecuaciones se implementará en Matlab, permitiendo introducir rozamiento tanto en cualquiera de las juntas de revolución, en la junta lineal o en todas a la vez.

Para introducir la fricción se utiliza el modelo de fricción de Coulomb (modelo visto y analizado anteriormente), ya que según la ayuda de SW Motion, es el modelo en el que está basado el software para modelar la fricción de la holgura en las juntas.

El planteamiento dinámico será idéntico que en el caso del modelo ideal, ya que es un problema geométrico y no intervienen fuerzas. Sin embargo, a la hora de plantear las ecuaciones dinámicas para estimar las fuerzas sobre el mecanismo, hay que tener en cuenta en el equilibrio de fuerzas, tanto la fuerza de rozamiento generada en la junta lineal, como los pares de fricción generados en las juntas de revolución.

En cuanto al sistema de ecuaciones, el número incógnitas no aumentará, puesto que ya se habían tenido en cuenta las fuerzas en las juntas en el sistema anterior, no obstante, se tendrán un sistema numéricamente más complejo de resolver que el anterior.

Por falta de recursos temporales, no se representa la comparativa como en el caso anterior, ya que es conveniente trabajar más sobre el modelo de Matlab y analizar los resultados con más detenimiento. No obstante a continuación se muestra el sistema de ecuaciones planteado:

Planteando equilibrio de fuerzas respecto al sistema biela-manivela se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{x21} - m_2 \cdot \ddot{x}_2 - m_3 \cdot \ddot{x}_3 - \mu_3 \cdot F_{y43} = 0 \quad (7.25)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{y21} + F_{y43} - m_2 \cdot (\ddot{y}_2 + g) - m_3 \cdot g + m_1 \cdot (\ddot{y}_1 + g) = 0 \quad (7.26)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{Za} = 0 \quad & - F_{x21} \cdot l_y - m_2 \cdot \ddot{x}_2 \cdot l_{y1} - m_2 \cdot (\ddot{y}_2 + g) \cdot l_{y1} + F_{x21} \cdot l_{y1} - \\ & - [I_2 + m_2((x_3 - x_2)^2 + (y_2 - y_3)^2)] \cdot \ddot{\phi} - \sqrt{R_{x21}^2 + R_{y21}^2} \cdot 0,006 \cdot \mu_1 + \\ & + \sqrt{R_{x32}^2 + R_{y32}^2} \cdot 0,006 \cdot \mu_2 + F_{y43} \cdot \mu_3 \cdot l_y = 0 \end{aligned} \quad (7.27)$$

Se plantea el equilibrio dinámico en entre el carro y la tierra.

$$\sum F_{x3} = 0 \quad F_{x32} - m_3 \cdot \ddot{x}_3 + \mu_3 \cdot F_{y43} = 0 \quad (7.28)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{y32} + F_{y43} - m_3 \cdot g = 0 \quad (7.29)$$

La principal limitación de este modelo es que no se tiene en cuenta los cambios entre fricción estática y dinámica que suceden en la realidad. No obstante en la simulación con SW Motion la fricción a través de relaciones de posición tampoco tiene en cuenta este efecto. Por ello, a la hora de establecer una comparativa entre el modelo analítico y la simulación será conveniente usar relaciones de posición para modelar fricción.

8. CONCLUSIONES

- ✓ Hay que tener muy en cuenta que la investigación sobre el análisis dinámico de mecanismo complejos, es un **campo en estado de incipiente desarrollo**, dónde científicos, matemáticos e ingenieros de todo el mundo aportan sus conocimientos con el objetivo de mejorar las técnicas de cálculos dinámicos existentes. No obstante es un campo muy complejo, dónde los investigadores actualmente se centran en analizar y dominar fenómenos muy concretos, ya que son muy complejos en sí mismos, de manera que todavía hay una carencia de métodos o herramientas de propósito general que puedan abordar los diferentes problemas dinámicos planteados en el proyecto.
- ✓ Como exponen los investigadores de referencia a nivel mundial en *Multibody Dynamics*, el conocimiento y mejora de técnicas de simulación dinámica tiene una repercusión enorme en los procesos de diseño de mecanismos. Una buena estimación del comportamiento dinámico de un mecanismo en fase de diseño, puede suponer una importante **mejora en el diseño, una optimización dimensional, diseñar un mecanismo más eficiente energéticamente, una optimización de costes, etc.**
- ✓ Durante la realización del **estado del arte**, se identifican importantes **autores, revistas y centros líderes a nivel mundial**, que apuestan por la investigación en *Multibody Dynamics*, invirtiendo parte de sus recursos en este campo. Si se profundiza en los tópicos de investigación de estas referencias mundiales en este campo, se identifican en la mayoría de los casos problemas de flexibilidades, fricciones, contactos y holguras. Por ello, cabe pensar que el planteamiento de la línea de investigación, en esta fase inicial, va por buen camino.
- ✓ Actualmente, **existen herramientas software de propósito general** que permiten predecir la dinámica de un mecanismo en movimiento, a partir de unas condiciones iniciales. No obstante, la mayoría de herramientas trabajan bajo la suposición del sólido rígido y juntas ideales, como es el caso de **SW Motion**, herramienta muy útil en ocasiones donde es necesario predecir la dinámica de un mecanismo de una manera rápida, y que sirva para realizar un pre-dimensionamiento del mismo. Sin embargo a la hora de analizar la dinámica detallada de un mecanismo, existen herramientas con una mayor potencia computacional como pueden ser **Adams, Simpack o Recurdyn**, que poseen módulos para el análisis dinámico de mecanismos con cuerpos flexibles, y cuentan con modelos más potentes para el cálculo de contactos, rozamientos, etc.
- ✓ Se han cumplido satisfactoriamente los **objetivos y tareas, según la planificación temporal planteada**. Se ha realizado un estado del arte completo sobre Multibody Dynamics, se ha realizado un amplio trabajo de aprendizaje en el análisis de sólido rígido con SW Motion, se ha llevado a cabo el pre-dimensionamiento y diseño de detalle de un demostrador experimental, y por último se ha planteado en análisis del mecanismo biela-manivela por diferentes métodos (simulación, analítico y experimental), para su posterior comparativa.
- ✓ Se considera de **vital importancia disponer de un demostrador o banco de ensayos** que permita conocer y entender como varían los efectos que se quieren analizar en el

proyecto, y que suponga un medio para contrastar los resultados de las simulaciones actuales y ver con seguridad que error se está cometiendo en las simulaciones actuales. Servirá como punto de apoyo fundamental en la investigación, tanto para adquirir conocimiento como para contrastar el trabajo realizado.

- ✓ Se ha diseñado un banco de ensayos, que consiste en un **mecanismo biela-manivela paramétrico**, ya que es el banco de ensayos y el mecanismo más recurrente para la validación experimental de dinámica de mecanismos en presencia de juntas no ideales y elementos flexibles, por parte de la comunidad investigadora.
- ✓ Se ha llevado a cabo la **definición del cuaderno de cargas, un cálculo de pre-dimensionamiento con SW Motion, instrumentación y diseño de detalle del banco**.
- ✓ Queda definido completamente el demostrador, de manera que permite el cálculo de las principales variables cinemáticas y dinámicas del mecanismo, e introducir los diferentes defectos de una manera rápida y sencilla.
- ✓ Se ha desarrollado el **modelo analítico del mecanismo biela-manivela**, expuesto en la planificación temporal de tareas, con el objetivo de contar con un elemento que sirva de contraste con las simulaciones de SW Motion, y validar los resultados. **Se puede observar que para la situación de sólido rígido y juntas ideales la dispersión de resultados es muy baja**. Esto muestra la valía de la herramienta para análisis dinámicos rápidos, cálculos para pre-dimensionar mecanismos, tareas donde los efectos de los factores planteados en el proyecto, no sean significativos.
- ✓ Debido a la poca seguridad que se tiene en los resultados de las simulaciones teniendo en cuenta rozamientos, se realiza un **análisis con SW Motion focalizado en juntas**, con el fin de determinar en las condiciones más sencillas como se comporta en software. Además la herramienta ofrece distintos métodos para introducir el rozamiento (contactos, relaciones de posición...) por lo que también se analiza como afecta cada método a los resultados. Los resultados muestran una **notable disparidad de resultados en función de las alternativas**, a pesar de que todas las alternativas están programadas bajo la ley de Coulomb.
- ✓ **El análisis de los efectos de estos factores en conjunto, requiere modelos complejos**, debido al espacio extremadamente pequeño y las pequeñas escalas de tiempo en que se producen las pérdidas por contacto, impacto, fricción, etc. Por ello es necesario utilizar incrementos de tiempo muy pequeños y técnicas de interpolación para capturar de manera precisa los efectos de estos factores. Cuando hay varias juntas de holgura en un sistema, los cálculos tienen un alto coste computacional.

9. LÍNEAS FUTURAS

- ✓ Tras un análisis en profundidad del estado del arte, se considera de gran importancia para la línea de investigación **poder trabajar y testear otro tipo herramientas software específicas** para el campo de *Multibody Dynamics*, con una potencia notablemente mayor como *Adams, Simpack o Recurdyn*, ya que son las usadas tanto por los investigadores como por las grandes compañías industriales de sectores como la aeronáutica, automoción, robótica, etc. Por ello, sería de gran utilidad, una vez se sepa con seguridad hasta dónde puede llegar la herramienta disponible en IK4-Ikerlan (SW Motion), testear las herramientas identificadas en el estado del arte para probar si pueden ser una solución a la problemática y las necesidades actuales.
- ✓ Otra línea de trabajo futura para la investigación, **es la fabricación montaje y puesta a punto del banco de ensayos**. De esta manera se dispondrá de la herramienta necesaria para la obtención de los resultados experimentales deseados.
- ✓ **Avanzar y profundizar el conocimiento en métodos analíticos**, no solo en la situación ideal, sino profundizar en técnicas de análisis **teniendo en cuenta fricciones, holguras, flexibilidad**. Actualmente se ha planteado un modelo analítico del mecanismo biela-manivela, teniendo en cuenta el rozamiento en las juntas. Este modelo puede ser un punto de partida para profundizar en estas técnicas. El estudio de estas técnicas analíticas darán lugar a una mejor comprensión y conocimiento global de los diferentes problemas que pueden plantearse.
- ✓ Una vía futura a considerar, que se tiene en cuenta en numerosos trabajos, es el **mantenimiento predictivo**. Para ello una vez conocidas y dominadas las técnicas de simulación dinámica de mecanismos en presencia de los factores planteados en juntas no ideales, se podría investigar en métodos y algoritmos para predecir el desgaste en juntas. Esto podría suponer un avance y una optimización en las técnicas de diseño muy importante.
- ✓ Como se ha mencionado anteriormente, la herramienta disponible en IK4-Ikerlan (SW Motion) no posee modelos suficientemente potentes como para analizar la dinámica de un mecanismo al detalle. Por ello, sería muy interesante un **aprendizaje sobre técnicas de modelado computacional o programación de subrutinas**. Esto permitirá probar y comparar diferentes modelos de fricción, contactos, etc, para analizar sus ventajas y desventajas e intentar mejorar los resultados que muestran los modelos de las herramientas comerciales. Conocer estos tipos de modelado dinámico abre un abanico de posibilidades a la hora de utilizar herramientas de simulación, como no basadas en CAD, que utilizan formulación simbólica, como por ejemplo MATLAB. Cabe destacar que no todas las herramientas basadas en CAD permiten programación de subrutinas. Este es el caso de SW Motion, sin embargo, otras herramientas de referencia como Adams, Simpack o Recurdyn sí lo permiten.

10. ANEXOS

10.1. ANEXO 1. Estado del arte sobre análisis dinámico de mecanismos

10.2. ANEXO 2. Planos de fabricación del banco de ensayos

Consultar documento de Anexos que se adjunta junto con la presente memoria.

11. PRESUPUESTO

PRESUPUESTO BANCO DE ENSAYOS

ELEMENTOS COMERCIALES	8.811,61 €
-----------------------	-------------------

ACCIONAMIENTO

COMPONENTE	FABRICANTE	PRECIO	CANT.	PLAZO	COD.
Motorreductor (0.75 Kw./4p 230/400 V. 50 Hz) + Encóder	BONFIGLIOLI	869,05 €	1	10 días	
Variador frecuencia (ACU 401-07 FA de 2.4 A)+ Tarjeta encóder	BONFIGLIOLI	489,30 €	1	10 días	
Consola programación	BONFIGLIOLI	55,20 €	1	10 días	
		1.413,55 €			

SENSORES

COMPONENTE	FABRICANTE	PRECIO	CANT.	PLAZO	COD.
Medidor de par TM311 (100Nm)	MAGTROL	0,00 €	1	-	2107-034
Pin de carga (KMB-12)	PCE Ibérica	499,00 €	1	3 semanas	
Acelerómetro triaxial high sensitivity (356A02)	PCB Piezotronics	1.120,00 €	1	2 semanas	
Sensor Magnetro restrictivo (BTL7-S502)	BALLUFF	624,97 €	1	3 semanas	
		2.243,97 €			

ELEMENTOS MECÁNICOS

COMPONENTE	FABRICANTE	PRECIO	CANT.	PLAZO	COD.
Acoplamiento BK2-60 [60Nm]	HERREKOR	260,00 €	2		
Rodamientos contacto angular SKF 7305B	MEMESA	23,04 €	2		
Rodamiento bolas SKF 6201	MEMESA	4,58 €	2		
Guía lineal con 2 patines	TECNOPOWER	171,35 €	1		
Tornillería y varios	MEMESA	120,00 €	1		
		866,59 €			

CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS						
COMPONENTE	FABRICANTE	PRECIO	CANT.	PLAZO	COD.	
PC con SW LabView	-	0,00 €	1			
Chasis NI 4 slots cDAQ-9174	NI	984,00 €	1			
NI 9218 Módulo. Entrada Analógica Universal Simultánea, 51.2 kS/s, 2 Canales	NI	798,00 €	1			Pin de carga
NI 9215 Módulo de ±10 V, Entrada Analógica Simultánea, 100 kS/s, 4 Canales	NI	628,00 €	1			Medidor par + medidor lineal
NI 9263 Módulo de Salida Analógica de ±10 V, 100 kS/s, 4 Canales	NI	474,00 €	1			Velocidad motor
NI 9230 Entrada Analógica IEPE y AC/DC de ±30 V, 12.8 kS/s/canal, 3 Canales	NI	613,00 €	1			Acelerómetro
VARIOS	NI	790,50 €	1			
		4.287,50 €				

FABRICACIÓN PIEZAS	2.822,40 €
---------------------------	-------------------

CONCEPTO	FABRICANTE	PRECIO	CANT.	PLAZO	G4 [€/h]	Dedicación taller [h]
Fabricación piezas banco		1.622,40 €	1	2 semanas	40,56	40
Subcontratación piezas banco (placa bastidor...)		1.200,00 €	1			
		2.822,40 €				

TOTAL BANCO	11.634,01 €
--------------------	--------------------

12. BIBLIOGRAFÍA

- [1] *Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems*. Javier García de Jalón y Eduardo Bayo.
- [2] *Kinematics and Dynamics of Multibody Systems with Imperfect joints*. Paulo Flores, J. Ambrósio, J.C Pimenta Claro, Hamid M. Lankarani.
- [3] *Flexible Multibody Dynamics*. O. A Bauchau.
- [4] *Measuring Coulomb and Viscous friction in revolute joints*. Touqueer Sohaill, Afzaal M Mallik.
- [5] *Modeling planar slider-crank mechanisms with clearance joints in Recurdyn*. Alexander Gummer, Bernd Sauer.
- [6] *The Inclusion of Coulomb Friction in Mechanisms Programs with Particular Reference to DRAM*. D.C Threlfall.
- [7] *A solid Friction model*. The Aerospace Corporation, P. R. Dahl.
- [8] *Numerical aspects in contact mechanisms and rolling bearing simulation*. A. Sjö.
- [9] *Impact of rigid and flexible Multibody systems: deformation description and contact models*. J. C. Ambrósio.
- [10] *An efficient and robust contact algorithm for a compliant contact force model between bodies of complex geometry*. Juhwan Choi, Han Sik Ryu, ChangWan Kim, Jin Hwan Choi.
- [11] *Revolute joints with clearance in Multibody Systems*. P. Flores and J. Ambrósio.
- [12] *Influence of joint clearance on kinematic and dynamic parameters of mechanism*. C. A. Akhadkar, A. B. Deoghare, A. M. Vaidya.
- [13] *Revolute joints with clearance in Multibody Systems*. P. Flores and J. Ambrósio.
- [14] *Dynamic analysis of mechanical system with clearance, Formulation of dynamic model*. S. Dubowsky and F. Freudenstein.
- [15] *Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact*. K.H. Hunt, F.R.E. Crossley.
- [16] *Contact phenomena I: stresses, deflection and contact dimensions for normally-loaded unlubricated elastic components*, ESDU - 78035 Tribology Series.
- [17] *A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of Multibody systems*, HM. Lankarani, P.E. Nikraves.
- [18] *On the continuous contact force models for soft materials in Multibody dynamics*. P. Flores.

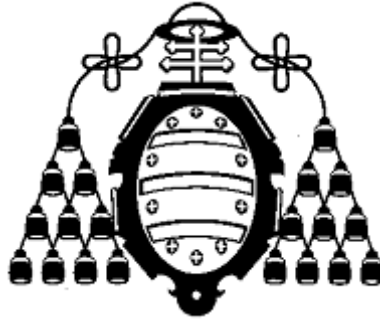
[19] *Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints.* P. Flores, C. S. Koshy, H. M. Lankarani, J. Ambrosio, J. C. P. Claro.

[20] *Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism.* S. Erkaya, I. Uzmay.

[21] *Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance.* Imed Khemili, Lofti Romdhane.

[22] *Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism.* S. Erkaya, I. Uzmay.

[23] *Effects of balancing and link flexibility on dynamics of planar mechanism having joint clearance.* S. Erkaya, I. Uzmay.



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

CENTRO INTERNACIONAL DE POSTGRADO

MASTER EN INGENIERÍA MECATRÓNICA

TRABAJO FIN DE MÁSTER

ANEXO 1 “Estado del Arte”

JULIO 2017

David Fernández González

María Jesús Lamela Rey



ÍNDICE

1. ANTECEDENTES	5
2. INTRODUCCIÓN	6
3. OBJETIVOS Y APORTACIONES DEL PROYECTO.....	7
4. ANÁLISIS DINÁMICO DE SISTEMAS MULTICUERPO (MBS)	8
4.1 CONCEPTOS BÁSICOS	8
4.1.1 <i>Sistemas multicuerpo y juntas</i>	8
4.1.2 <i>Tipos de coordenadas. Coordenadas dependientes e independientes</i>	9
4.1.3 <i>Formulación simbólica vs. Formulación numérica</i>	10
4.2 TIPOS DE PROBLEMAS	11
4.2.1 <i>Problemas cinemáticos</i>	11
4.2.2 <i>Problemas dinámicos.....</i>	12
4.2.3 <i>Otros problemas. Síntesis o Diseño.....</i>	13
4.3 TÓPICOS DE ESPECIAL INTERÉS	15
4.3.1 <i>Fricción de Coulomb.....</i>	15
4.3.2 <i>Impactos y colisiones.....</i>	17
4.3.3 <i>Holguras.....</i>	18
4.3.4 <i>Eslabones flexibles</i>	22
5. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. PARÁMETROS DE INFLUENCIA	24
5.1 FRICCIÓN EN JUNTAS.....	24
5.1.1 <i>Factores a considerar en análisis de fricción</i>	24
5.1.2 <i>Enfoques para el análisis de fricciones</i>	25
5.1.3 <i>Enfoques para el cálculo de fricción basado en modificaciones de Coulomb. Coeficiente de fricción dinámico.....</i>	27
5.1.4 <i>Flujo de trabajo para el modelado dinámico de fricción</i>	32
5.2 HOLGURA EN JUNTAS.....	35
5.2.1 <i>Factores a considerar en presencia de holguras.....</i>	35
5.2.2 <i>Enfoques para el análisis de holguras en juntas</i>	37
5.2.3 <i>Enfoques para el análisis del contacto-impacto en juntas con holgura</i>	38
5.2.4 <i>Flujo de trabajo para el modelado dinámico de holguras en juntas</i>	46



5.3	ESLABONES FLEXIBLES.....	49
5.3.1	<i>Factores a considerar en la flexibilidad de eslabones.....</i>	49
5.3.2	<i>Enfoques para el análisis dinámico MBS con eslabones flexibles.....</i>	50
5.4	TENDENCIAS DE INVESTIGACIÓN Y AUTORES.....	52
6.	AUTORES, CENTROS Y REVISTAS DE REFERENCIA	56
6.1	AUTORES DE REFERENCIA	56
6.2	CENTROS DE REFERENCIA	58
6.3	REVISTAS DE REFERENCIA	60
7.	ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA SOFTWARES COMERCIALES DE SIMULACIÓN	62
7.1	ADAMS MSC SOFTWARE	63
7.1.1	<i>Descripción general</i>	63
7.1.2	<i>Productos.....</i>	63
7.1.3	<i>Análisis de disponibilidad.....</i>	63
7.2	ANSYS.....	64
7.2.1	<i>Descripción general</i>	64
7.2.2	<i>Productos.....</i>	64
7.2.3	<i>Análisis de disponibilidad.....</i>	64
7.3	RECURDYN	65
7.3.1	<i>Descripción general</i>	65
7.3.2	<i>Productos.....</i>	65
7.3.3	<i>Análisis de disponibilidad.....</i>	66
7.4	COMSOL MULTIPHYSICS.....	66
7.4.1	<i>Descripción general</i>	66
7.4.2	<i>Productos.....</i>	68
7.4.3	<i>Análisis de disponibilidad.....</i>	69



7.5	SOLIDWORKS MOTION	69
7.5.1	<i>Descripción general</i>	69
7.5.2	<i>Productos</i>	70
7.5.3	<i>Análisis de disponibilidad</i>	70
7.6	SIMPACT.....	70
7.6.1	<i>Descripción general</i>	70
7.6.2	<i>Productos</i>	71
7.6.3	<i>Análisis de disponibilidad</i>	71
7.7	WORKING MODEL 2D	72
7.7.1	<i>Descripción general</i>	72
7.7.2	<i>Productos</i>	72
7.7.3	<i>Análisis de disponibilidad</i>	72
8.	ANÁLISIS DE SOLIDWORKS MOTION (OVERVIEW)	75
8.1	INTRODUCCIÓN A SIMULACIONES DE MOVIMIENTO.....	75
8.1.1	<i>Método computacional de análisis de movimiento</i>	75
8.1.2	<i>Consideraciones iniciales</i>	76
8.2	CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE MOVIMIENTO Y REDUNDANCIAS.....	77
8.2.1	<i>Relaciones de posición locales</i>	77
8.2.2	<i>Tipo de sistemas y redundancias</i>	78
8.3	CONTACTOS Y FRICCIÓN	79
8.3.1	<i>Contactos</i>	79
8.3.2	<i>Fricción de contacto</i>	81
8.3.3	<i>Integradores</i>	82
8.4	OPTIMIZACIÓN DE MOVIMIENTO	82
8.4.1	<i>Objetivos</i>	82
8.4.2	<i>Sensores</i>	83
8.4.3	<i>Estudios de diseño</i>	83
8.5	JUNTAS FLEXIBLES	84



8.6	SIMULACIÓN BASADA EN EVENTOS	84
8.6.1	<i>Objetivos</i>	84
8.6.2	<i>Servomotor</i>	84
8.6.3	<i>Sensores</i>	84
9.	CONCLUSIONES	85
10.	BIBLIOGRAFÍA.....	87



1. ANTECEDENTES

Un Sistema Multicuerpo es un modelo mecánico de un conjunto de cuerpos, también denominados elementos o eslabones, que pueden a su vez ser rígidos o flexibles, interconectados de tal modo que existe movimiento relativo entre ellos. Se trata pues, de un término muy general que engloba a una gran cantidad de sistemas, entre los que pueden citarse los mecanismos, las máquinas, los vehículos de todo tipo y los robots.

La Dinámica de Sistemas Multicuerpo es la teoría que permite el análisis cinemático y dinámico de mecanismos generales.

La optimización dinámica de Sistemas Multicuerpo es un campo que ha despertado gran interés en la comunidad científica debido a la complejidad del problema y a la enorme cantidad de aplicaciones de desarrollo tecnológico que posee en los problemas de transmisión de fuerza y energía, diseño de mecanismos, máquinas y motores. Sin embargo, pese a la cantidad de recursos implicados, se trata de una disciplina en un estado de desarrollo incipiente, con multitud de metodologías desarrolladas para aplicaciones particulares pero con una carencia importante de métodos generales aptos para cualquier formulación del problema.

Las técnicas de Dinámica de Sistemas Multicuerpo (DSM) permiten la simulación de cualquier sistema o subsistema mecánico, y con ello su análisis, diseño y mejora. Resulta claro por tanto el interés industrial, económico y científico de la DSM y prueba de ello es el gran número de Universidades e Instituciones Científicas que investigan directamente en DSM o bien utilizan las técnicas que provee dicha teoría en sus investigaciones.

La DSM es una herramienta de utilidad en numerosas disciplinas:

- Encuentra una de sus aplicaciones más clásicas en la Teoría de Máquinas y Mecanismos, convirtiéndose en una herramienta idónea para el análisis y diseño de éstos.
- Incluso la Robótica, desde una perspectiva mecanicista, puede considerarse una de las disciplinas que forman parte de la Teoría de Máquinas.
- La Teoría de Control, en el contexto de las máquinas, encuentra como compañera ideal la DSM ayudándole a sintetizar los modelos del sistema o sub-sistemas mecánicos.
- Los denominados sistemas de Realidad Virtual se sirven de la DSM para poder interactuar con los elementos del mundo virtual de forma realista. Aplicaciones en Biomecánica, etc.



2. INTRODUCCIÓN

La problemática que se va a estudiar en el presente proyecto trata sobre el análisis dinámico de mecanismos. Un problema bien conocido y al que se ha tenido que hacer frente en el análisis de mecanismos en movimiento. Cuando se trata de un análisis estático de un elemento o estructura, se encuentran métodos y profesionales muy avanzados en el campo de estudio, obteniendo resultados y análisis muy fiables en una casuística muy variopinta. La problemática y la dificultad aumentan notablemente cuando se encuentran mecanismos en movimiento, los cuales hay que estudiar y analizar.

En estos últimos casos hay muchos factores que los diseños de modelos dinámicos estándar no tienen en cuenta, y que requieren desarrollar modelos o técnicas más sofisticadas. Es el caso de simulaciones dinámicas de mecanismos multicuerpo donde se asumen elementos perfectamente guiados y articulaciones perfectas, con un determinado coeficiente de rozamiento. Obvian, en muchos casos, factores como son las holguras, desalineaciones y/o flexibilidad de componentes.



3. OBJETIVOS Y APORTACIONES DEL PROYECTO

Actualmente se dominan técnicas de simulación dinámica de mecanismos, aunque no tienen en cuenta factores como los mencionados anteriormente: holguras, desalineaciones, flexibilidad, etc. Por experiencia, en algunos casos prácticos no es suficiente considerar mecanismos perfectamente guiados ni articulados, obteniendo así desviaciones de hasta el 100 %.

Por ello, se estima conveniente profundizar en el conocimiento del análisis y simulación de mecanismos complejos, para la consecución de los siguientes objetivos:

- El objetivo global y principal del proyecto es obtener un conocimiento amplio en cuanto al análisis dinámico de mecanismos complejos, de los efectos y parámetros que intervienen en ellos, como la flexibilidad de las piezas, las holguras en las uniones, desalineaciones...etc. Para así aprender a dominar las herramientas de simulación de los mismos.
- Como primer objetivo, se fija la obtención de una visión precisa sobre cuál es la situación actual del análisis de mecanismos complejos, las líneas de investigación en desarrollo, centros de referencia... Con el objetivo de sentar las bases y objetivos futuros de la línea de investigación, de esta manera se verá de una forma más clara en qué se va a investigar y dónde hay margen de mejora. Plantear la pregunta de la mejor manera y más completa posible, para a partir de este punto empezar a trabajar para resolverla y poder mejorar en estas técnicas.
- Como segundo objetivo, se marca el alcanzar un conocimiento exhaustivo del análisis de mecanismos de tipo sólido-rígido y de su correspondiente herramienta comercial disponible en Ikerlan, en este caso, SolidWorks, de manera que tengan un impacto en el cliente lo antes posible.

4. ANÁLISIS DINÁMICO DE SISTEMAS MULTICUERPO (MBS)

4.1 CONCEPTOS BÁSICOS

Conceptualmente, los problemas cinemáticos son los que estudian la posición o movimiento de los sistemas multicuerpo, sin tener en cuenta fuerzas o reacciones que se generan en ellos. Son problemas puramente geométricos, donde no afectan factores como masas, inercias, etc. Se deben dar las entradas al sistema, que definen el tipo de movimiento del mecanismo.

En cuanto a los problemas dinámicos, en general, son mucho más complicados de resolver que los cinemáticos. Los problemas cinemáticos deben resolverse antes que los problemas dinámicos.

La cinemática y dinámica de sistemas multicuerpo son una parte importante de los sistemas CAD (*Computer Aided Design*) y MCAE (*Mechanical Computer Aided Engineering*). Los mecanismos definidos como multicuerpo engloban muchos sectores como son robots, maquinaria pesada, aeroespacial, automoción, etc. Normalmente, estos mecanismos están sometidos a grandes desplazamientos, de hecho, sus configuraciones geométricas varían. Además ocasionan grandes velocidades, lo que lleva a incrementar sus fuerzas de inercia y aceleraciones. Estas grandes fuerzas llevan a originar problemas dinámicos que deben poder controlarse y predecirse.

La clara ventaja de los sistemas CAD y MCAE es que permiten predecir la cinemática y dinámica de todo tipo de mecanismos multicuerpo en gran detalle, durante las distintas fases del diseño, de una manera rápida y económica. Estas herramientas simulan el comportamiento dinámico una vez que la geometría y las características dinámicas han sido definidas. Son muy útiles, ya que son el único método genérico que existe hoy en día para abordar este tipo de problemas. Además permiten modificar los parámetros del sistema automáticamente, para obtener el sistema óptimo. El paso intermedio entre el análisis y el sistema óptimo, es el análisis paramétrico, que determina las respuestas del sistema en base a la variación de una variable de diseño deseada.

4.1.1 Sistemas multicuerpo y juntas

Se define un sistema multicuerpo como un conjunto de cuerpos o eslabones imperfectamente unidos. Estas uniones permiten grados de libertad en el movimiento relativo de los eslabones, y previenen o restringen otros.

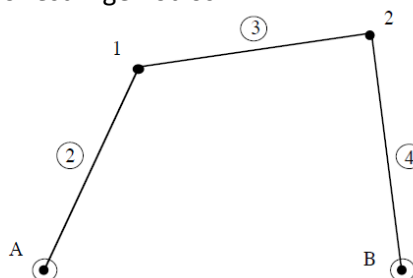


Figura 1: Representación cuadrilátero articulado



En muchas ocasiones, al contrario que en la figura, los elementos no están directamente articulados, sino que tienen elementos intermedios de transmisión de fuerzas (muelle, amortiguador, etc). Entre los mecanismos multicuerpo se pueden distinguir entre mecanismos en cadena abierta y cadena cerrada.

4.1.2 Tipos de coordenadas. Coordenadas dependientes e independientes

Quizá, todavía a día de hoy, una de las características que identifican la DSM es la gran variedad de tipo de coordenadas, (absolutas, relativas, naturales) utilizadas en el planteamiento de las ecuaciones dinámicas. De hecho, al entrar en este mundo, las primeras cuestiones que se plantean son: ¿Por qué tantos tipos de coordenadas? y ¿Cuáles son las mejores?, cuestiones que, lejos de tener una respuesta sencilla, siguen suscitando hoy en día algunas controversias en la comunidad científica.

La primera elección que se debe tomar es la elección de un sistema de *coordenadas independientes*, cuyo número coincide con el número de grados de libertad del movimiento del sistema, o *coordenadas dependientes* que consiste en un sistema expandido, que poseen un número más grande que los grados de libertad, por lo que puede describir el sistema de una manera mucho más sencilla que las independientes, a través de ecuaciones conocidas de restricción. El número de ecuaciones es igual a la diferencia entre el número de coordenadas dependientes y los grados de libertad del sistema.

Los estudios sobre este tema tienden a concluir que las coordenadas independientes no son una solución adecuada para un análisis de propósito general, ya que no cumple uno de los requisitos más importantes: que el sistema de coordenadas sea inequívoco a la hora de definir la posición del sistema multicuerpo. Las coordenadas independientes determinan la posición de los cuerpos de entrada pero no la posición de todo el sistema. Para algunos casos particulares, las coordenadas independientes pueden ser muy útiles para describir con un conjunto de datos mínimo las velocidades o aceleraciones reales y pequeñas variaciones en la posición, requiriendo la máxima eficiencia computacional.

Para los casos generales, la opción alternativa es un sistema de coordenadas dependientes, que determinan de manera única la posición de todos los cuerpos. Se han propuesto tres tipos principales de coordenadas para resolver este problema: coordenadas relativas, punto de referencia o coordenadas cartesianas, y coordenadas naturales o totalmente cartesianas

Una forma sencilla de evitar conflictos es reconocer que, en gran medida, dicha variedad atiende a una cuestión de preferencias, aunque evidentemente pueden encontrarse otras justificaciones:

- La forma de razonar de los humanos está más próxima a un tipo de coordenadas que a otros. Por ejemplo, para el que escribe es difícil visualizar la orientación de un cuerpo cuando se observan las posiciones de varios de sus puntos, mientras que resulta más sencillo si se utiliza un ángulo para caracterizar dicha orientación.
- La inconveniencia numérica (o limitación real como en el caso de los ángulos de Euler) que presentan algunas coordenadas frente a las ventajas de otras ...



En última instancia, para un determinado problema, una vez fijado el método de integración y el formalismo empleado para plantear el problema dinámico, siempre existe un conjunto de coordenadas que permite una solución más rápida del problema. Para el tratamiento de las coordenadas en detalle ver [referencia \[1\]](#).

4.1.3 *Formulación simbólica vs. Formulación numérica*

Las herramientas basadas en formulación simbólica no procesan números, sino nombres de variables y expresiones analíticas que las relacionan. La formulación simbólica está constituida por una serie de expresiones matemáticas que modelan el comportamiento cinemático y dinámico del sistema. Están disponibles en herramientas de matemática simbólica como MAPLE, MATHEMATICA o MATLAB, y pueden a su vez incorporarse como bibliotecas en otros programas. La formulación simbólica, aplicada a los Sistemas Multicuerpo, presenta las siguientes ventajas:

- Elimina muchas operaciones innecesarias.
- Permite ver explícitamente la influencia de cada variable en el comportamiento del sistema.

La formulación simbólica resulta ventajosa cuando todos los posibles movimientos del sistema están contenidos en unas ecuaciones de movimiento únicas. Esto no ocurre en el caso de que haya cambios cualitativos en la configuración cinemática del sistema durante el movimiento y resulta inviable, si durante el funcionamiento se producen modificaciones como consecuencia de impactos o rozamientos.

La formulación numérica plantea las ecuaciones del movimiento numéricamente, sin generar nuevas expresiones analíticas, lo que la convierte en un método más eficiente porque es más sencilla de utilizar y permite construir herramientas de propósito general para el análisis cinemático y dinámico de Sistemas Multicuerpo de todo tipo. Las principales ventajas asociadas a la formulación numérica en el ámbito de los Sistemas Multicuerpo son las siguientes:

- Es más flexible, puesto que su formulación es menos específica.
- Genera problemas de menor tamaño, puesto que los algoritmos para el tratamiento simbólico de las variables son mucho más largos y complejos que los algoritmos de manipulación de matrices o de resolución de sistemas de ecuaciones.
- Es más eficiente y sencilla de utilizar.

Los últimos avances en métodos numéricos, entre ellos el uso de técnicas de matrices dispersas, que eliminan las operaciones que involucran a términos nulos, o la utilización de formulaciones dinámicas avanzadas, aumentan día a día la eficiencia de las formulaciones numéricas.



La elección entre las dos formulaciones no es obvia y depende de cada caso concreto, puesto que no se puede afirmar con rotundidad que uno de los planteamientos sea mejor, en general, que el otro.

4.2 TIPOS DE PROBLEMAS

En esta sección se describirán brevemente los tipos de problemas más importantes y comunes del análisis cinemático y dinámico.

4.2.1 Problemas cinemáticos

Son los problemas donde la posición o movimiento del sistema multicuerpo es analizada y estudiada, como se ha mencionado anteriormente, sin tener en cuenta fuerzas y reacciones que ello genera. Son problemas de naturaleza puramente geométrica, que se resuelven sin la intervención de variables como las fuerzas, características de inercia o posición del centro de gravedad.

Se definen los elementos de entrada del sistema como aquellos cuyas posiciones o movimientos son conocidos o están especificados. De manera que la posición o movimiento del resto de elementos del sistema se estiman en concordancia con la posición y movimiento de los elementos de entrada. Hay tantos elementos de entrada como grados de libertad tiene el mecanismo. Para tratar en detalle los temas expuestos en esta sección, [ver referencia \[1\]](#).

- Problema de posición inicial: consiste en encontrar la posición de todos los elementos del sistema multicuerpo una vez que los parámetros de entrada son conocidos. En general, el problema de la posición es difícil de resolver, ya que conduce a un sistema de ecuaciones algebraicas no lineales que tiene en general varias soluciones. Cuanto más complejo es el sistema, mayor es el número de soluciones posibles.
- Problema de desplazamientos finitos: Es una variación del problema inicial. Dada una posición fija del sistema y un desplazamiento finito conocido para los cuerpos de entrada, el problema de desplazamientos finitos trata de encontrar la posición final del resto de cuerpos del sistema.

En la práctica, este problema acaba siendo más sencillo que el de posición inicial ya que comienza con una posición conocida del sistema, que puede ser usada como punto inicial para el proceso iterativo requerido para resolver las ecuaciones no lineales.

- Análisis de velocidad y aceleración: Una vez calculada la posición del mecanismo y la velocidad de los elementos de entrada, en análisis de velocidad consiste en hallar el resto de velocidades de todos los demás elementos en todos los puntos de interés. Es un problema mucho más sencillo que resolver las posiciones, ya que es un problema lineal y tiene una única solución. En consecuencia, se cumple el principio de posición, es decir, la velocidad de un elemento es la suma de velocidades producidas por cada uno de los elementos de entrada.



Dadas las posiciones y velocidades de los elementos del sistema, y la aceleración de los elementos de entrada, el análisis de aceleraciones consiste en encontrar las aceleraciones de los elementos restantes en los puntos de interés. Dado que el problema de velocidad es lineal, el problema de aceleración también será lineal.

4.2.2 Problemas dinámicos

Como se ha mencionado anteriormente, son problemas mucho más complicados que los dinámicos, y necesitan que los problemas cinemáticos hayan sido resueltos previamente, por lo que se asume que el problema de velocidades y aceleraciones ha sido resuelto previamente sin dificultades. La característica principal de estos problemas es que involucran las fuerzas que actúan sobre el sistema multicuerpo y sus características de inercia (masa, tensor de inercia, y posición del centro de gravedad).

- Problema de posición de equilibrio estático: Consiste en determinar la posición del sistema donde todas las fuerzas gravitacionales y externas, fuerzas elásticas en muelles, y reacciones externas se encuentran en estado de equilibrio. Realmente no es un problema dinámico, es un problema estático que depende del peso y de la posición del centro de gravedad del sistema multicuerpo y no de las propiedades de inercia.

La solución general del problema también conduce a un sistema de ecuaciones no lineales que necesita ser resuelto por métodos iterativos.

- Dinámica lineal: Es un problema muy relacionado con el anterior, y consiste en determinar los modos de vibración natural y las frecuencias de las pequeñas oscilaciones que tienen lugar sobre la posición de equilibrio estática (o dinámica). Este problema se resuelve linealizando las ecuaciones de movimiento para una posición particular, y configurando un proceso paso a paso o un análisis de valor propio. Este estudio de los modos de vibración natural y frecuencias da una idea sobre la rigidez dinámica del sistema.
- Problema dinámico inverso: Es un problema orientado a determinar o dimensionar el motor o fuerzas motoras que produce un determinado movimiento, como también las reacciones que se generan en cada junta. Es necesario conocer las velocidades y aceleraciones para poder estimar las fuerzas de inercia, que en conjunto con el peso, fuerzas en muelles y amortiguadores y todas las fuerzas externas conocidas, proveerá las bases para calcular las fuerzas requeridas.

La solución de este problema tiene diferentes aplicaciones. Determina las fuerzas a las que el sistema está sometido, para el problema dinámico y cinemático. Además, de especial interés es el hecho de que este planteamiento conduce a las fuerzas motoras necesarias para controlar el sistema.

- Problema dinámico directo: Orientado al análisis de movimiento de un sistema multicuerpo en un intervalo de tiempo dado., como consecuencia de fuerzas aplicadas y condiciones iniciales dadas. Permite simular y predecir el comportamiento actual del mecanismo, el movimiento es siempre el resultado de las fuerzas que lo producen.



Implica la solución de un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias no lineales, las cuales son integradas numéricamente comenzando por las condiciones iniciales. Este problema es computacionalmente intenso, requiriendo importantes recursos para su resolución, por lo que es importante encontrar el método y planteamiento más eficiente.

Para más información sobre los problemas expuestos en el capítulo, consultar [referencia \[1\]](#).

En la tabla 1, se recoge la información más relevante de cada problema dinámico.

4.2.3 Otros problemas. Síntesis o Diseño

- Síntesis de sistemas multicuerpo: El estudio de la síntesis de un mecanismo engloba la búsqueda de la mejor posibilidad de dimensionamiento para un tipo de mecanismo dado. Es principalmente un problema geométrico, el cual se ha convertido en objeto de numerosos estudios, de los cuales se han desarrollado varios métodos, la mayoría de ellos gráficos, ingeniosos y originales. Sin embargo, son métodos demasiado específicos y en ocasiones son difícilmente aplicables. En los últimos años se han desarrollado programas generales basados en métodos numéricos que analizan diferentes tipos de problemas.
- Análisis de sensibilidad y diseño óptimo: El diseño óptimo de un sistema multicuerpo se inicia definiendo una función objetivo, que optimizará el rendimiento del sistema. La solución al problema será la configuración que minimiza la función objetivo en relación a las variables de diseño.

Las funciones objetivo se definen en función de la aplicación. Dado que la dinámica es un proceso que tiene lugar en un determinado período de tiempo, la función objetivo se define a menudo como la integral de una función en un período de tiempo, o como una serie de condiciones que el sistema debe satisfacer dentro de ciertos intervalos de tiempo o en momentos específicos. La función objetivo depende de las variables de diseño no sólo directamente sino también a través de los resultados del análisis dinámico tales como: posiciones, velocidades, aceleraciones, tensiones y reacciones.

Se han desarrollado varios métodos de optimización que minimizan la función objetivo (Gottfried y Weisman (1973), Haug y Arora (1979), Reklaitis et al.(1983)). Casi todos los métodos se basan en el cálculo de las derivadas de la función objetivo con respecto a las variables de diseño. El cálculo de estas derivadas es el llamado análisis de sensibilidad, que es la primera fase del proceso de optimización. Dicho análisis determina las tendencias de la función objetivo con respecto a las variaciones de diseño.



	TIPO DE PROBLEMAS DINÁMICOS			
	Estático. Posición conocida	Estático. Posición de equilibrio	Dinámico inverso	Dinámico directo
Características másicas y geométricas	Dato (sólo afecta al peso pero no a las fuerzas de inercia)	Dato (sólo afecta al peso pero no a las fuerzas de inercia)	Dato	Dato
Fuerzas exteriores aplicadas	Dato	Dato	Dato como función de la posición	Dato como función del tiempo o la cinemática del mecanismo
Fuerzas equilibrantes	Desconocidas	Conocidas en función de la posición	Desconocidas	
Movimiento	<ul style="list-style-type: none"> - Fuerzas equilibrantes - Fuerzas internas 	<ul style="list-style-type: none"> - Posición de equilibrio - Fuerzas equilibrantes - Fuerzas internas 	<ul style="list-style-type: none"> - Fuerzas equilibrantes en cada posición - Fuerzas internas en cada posición 	<ul style="list-style-type: none"> - Posición, velocidad y aceleración de cada elemento en función del tiempo
Resultados	<ul style="list-style-type: none"> - Fuerzas equilibrantes - Fuerzas internas 	<ul style="list-style-type: none"> - Posición de equilibrio - Fuerzas equilibrantes - Fuerzas internas 	<ul style="list-style-type: none"> - Fuerzas equilibrantes en cada posición - Fuerzas internas en cada posición 	<ul style="list-style-type: none"> - Posición, velocidad y aceleración de cada elemento en función del tiempo
Herramientas necesarias	<ul style="list-style-type: none"> - Estática vectorial o analítica - Álgebra lineal 	<ul style="list-style-type: none"> - Estática vectorial o analítica - Álgebra no lineal 	<ul style="list-style-type: none"> - Principio d'Alambert - Estática vectorial o analítica - Álgebra lineal 	<ul style="list-style-type: none"> - Leyes de Newton - Ecuación de Eksergian - Ecuaciones de Lagrange - Resolución de ecuaciones diferenciales por métodos numéricos

Tabla 1: Conceptos básicos en análisis dinámico multicuerpo

4.3 TÓPICOS DE ESPECIAL INTERÉS

En este capítulo se tratan varios tópicos de especial interés para el presente proyecto, profundizando más en los planteamientos y técnicas para resolver dichos problemas que aparecen a menudo en los mecanismos multicuerpo, y que en ocasiones no son considerados en los modelos. Con esta sección no se pretende dar solución a estos problemas, sino presentar la principal problemática y conceptos que no son ni muy sofisticados ni triviales, pero pueden ser muy útiles a la hora de resolver problemas prácticos o reales y tener una visión un poco más detallada de dichos problemas. Ver [referencia \[1\]](#).

4.3.1 Fricción de Coulomb

El modelo de fricción de Coulomb suele ser más preciso que el modelo de fricción viscosa, para juntas con velocidades relativas pequeñas. Este modelo también es más difícil de introducir en una herramienta de propósito general ya que es un modelo no lineal que puede implicar cambios entre fricción estática y deslizamiento. En la siguiente figura se puede ver la fuerza de fricción en función de la velocidad según el modelo de Coulomb:

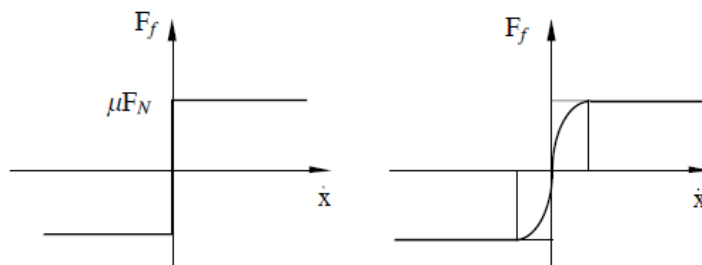


Figura 2: Modelo de fricción de Coulomb. a) Standard b) Modificado

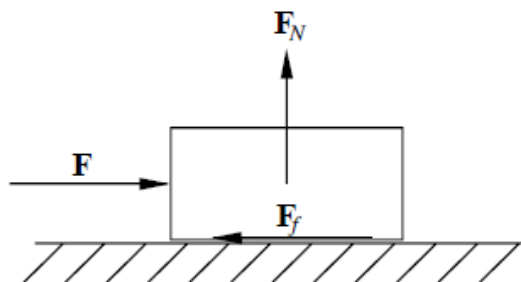


Figura 3: Bloque deslizando en un plano con fricción de Coulomb

- **Hipótesis de la Fricción de Coulomb:** El bloque de la figura es un cuerpo de masa m sometido a la fuerza de la gravedad. Estas fuerzas están en equilibrio con la fuerza de reacción de la tierra F_N . Es evidente que, si se le aplica una fuerza horizontal F de pequeña magnitud, el bloque no se mueve, lo que evidencia que hay una fuerza F_f que aparece. Si esta fuerza crece poco a poco, cuando obtiene un cierto valor, el bloque comienza a moverse deslizando por el plano. Este valor crítico de la fuerza depende de la naturaleza del bloque, de la superficie en contacto y de F_N . También se puede observar que durante el deslizamiento relativo, la fuerza de reacción horizontal F_f (la

fuerza de fricción) depende de la normal fuerza F_N , pero no depende de la velocidad y de la aceleración. Este modelo también recibe el nombre de “Dry Friction” ya que modela las fuerzas de fricción en contactos de superficies no lubricadas.

Con respecto al movimiento relativo entre las dos superficies se pueden dar dos casos o situaciones: *deslizamiento* o *estático*.

- Deslizamiento:
$$F_f = \mu_d F_N \tag{4.1}$$

- Estático:
$$F_f \leq \mu_s F_N \tag{4.2}$$

Donde μ_d y μ_s son el coeficiente de rozamiento dinámico y estático respectivamente. Son dos constantes escalares que dependen de la naturaleza de las superficies (acabado, material, etc). En muchas ocasiones los dos coeficientes se consideran equivalentes, usando un único valor (μ).

Cuando hay situación estática, la velocidad relativa es cero y la fricción se calculará y comprobará la fuerza. Cuando supera su máximo valor, es necesario cambiar a la condición de deslizamiento.

En la condición de deslizamiento, la fuerza de fricción es conocida, pero el movimiento relativo se calculará y comprobará. Cuando la velocidad relativa cambia su signo, es necesario cambiar a la condición estática.

El modelo de fricción de Coulomb es muy diferente del modelo de fricción viscosa, en el que las fuerzas de fricción dependen (a menudo de manera lineal) de las velocidades. Amortiguadores viscosos y movimiento de un cuerpo dentro de un ambiente fluido son ejemplos de fricción viscosa. Su modelo matemático es más simple que el de Coulomb, principalmente porque no depende de la fuerza de las fuerzas de reacción ni de las condiciones de conmutación entre diferentes estados gobernados por ecuaciones diferenciales.

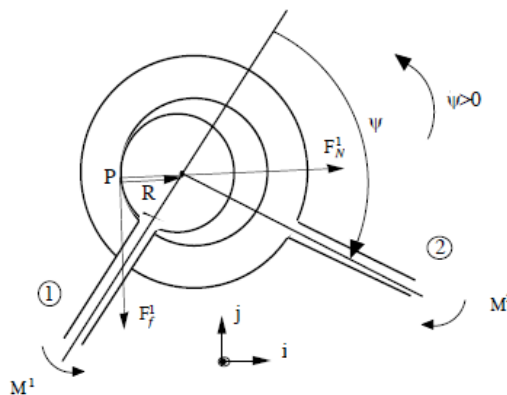


Figura 4: Fuerzas de fricción en junta de revolución plana



- **Condición de deslizamiento:** En sistemas complejos multicuerpo, la fricción Coulomb puede aparecer en las articulaciones donde hay superficies de contacto pertenecientes a diferentes cuerpos que tienen movimiento deslizante. Es la situación más simple y probable.

Si hay deslizamiento, la fuerza de fricción en una junta es una función lineal conocida de la fuerza de reacción normal en esta junta, como se puede ver en la figura 2. La fuerza de reacción normal se puede calcular a partir de los multiplicadores de Lagrange asociados con las ecuaciones de restricción conjunta.

- **Condición estática:** La velocidad relativa de deslizamiento debe monitorizarse durante la condición de deslizamiento. A tiempo t_s , si se detecta un cambio en el signo de la velocidad relativa, junta se bloquea, y entonces es necesario cambiar a la condición estática.

El bloqueo articular puede representarse matemáticamente mediante una nueva ecuación de restricción, la cual se añadirá al sistema de ecuaciones de restricción restantes, teniendo así la información suficiente para acotar los cambios entre ambas condiciones.

Como se puede ver y se ha comentado en capítulos anteriores, el fundamento del problema reside en las ecuaciones de restricción, es decir, en el problema de posición, que es de vital importancia para definir los problemas dinámicos sucesivos.

El modelo matemático para la fricción de Coulomb no es fácil de implementar en códigos de propósito general, incluso para los casos más simples. Actualmente no está implementado, con generalidad, en cualquier paquete de simulación. Las dificultades derivan de la conmutación entre deslizamiento y estático.

4.3.2 Impactos y colisiones

Los impactos se producen debido a impulsos de fuerzas relativamente grandes a lo largo de periodos infinitesimales de tiempo. Éstos son fenómenos de especial interés para el presente proyecto, como se verá en capítulos sucesivos.

- **Impactos y fuerzas de impacto:**

Es habitual en la mecánica calcular el efecto de los impactos en los cuerpos asumiendo que durante el impacto todas las fuerzas finitas restantes pueden ser despreciables. Es también habitual asumir que la posición del sistema no cambia, porque el tiempo de impacto es muy pequeño. Sin embargo, las ecuaciones de movimiento bajo fuerzas de impulso pueden ser consideradas de forma integral, por lo que es posible calcular el efecto de las fuerzas impulsivas actuando en un tiempo infinitesimal.

Cuando dos cuerpos impactan uno contra otro, aparece una fuerza impulsiva de impacto desconocida, como se ha comentado. Según las características físicas de los cuerpos, normalmente se sabe si el impacto es perfectamente elástico (porque hay un rebote perfecto), perfectamente plástico (donde no hay ningún rebote en absoluto), o

una situación intermedia. Esta información se puede usar para calcular las velocidades después de que se produzca el impacto.

En la siguiente figura se pueden ver dos cuerpos impactando y rebotando. El vector n es un vector unitario normal a las superficies en el punto de contacto, S es la distancia entre los puntos de contacto, y $f(t)$ es la fuerza de impacto:

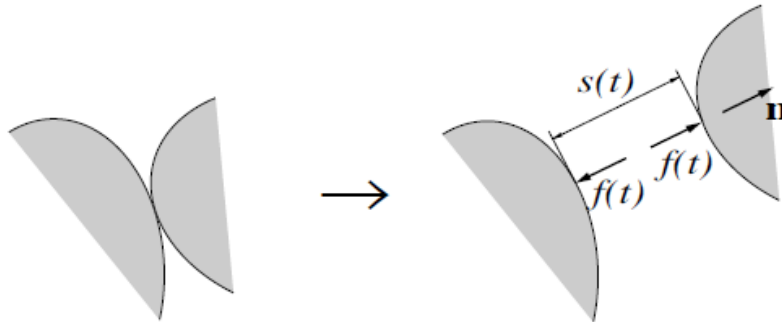


Figura 5: Fuerzas de fricción en junta de revolución plana

Uno de los planteamientos típicos para este tipo de problemas es el principio de trabajos virtuales generado por $f(t)$. Y el impulso generalizado viene dado por la integral de fuerza generalizada respecto al tiempo.

Para la resolución del problema es necesario introducir una ecuación adicional que describe el impacto entre cuerpos. La ecuación adicional para este problema deriva de experimentos reales, de los que se conoce la relación que describe la velocidad relativa en el punto de contacto antes y después del impacto.

En esta relación aparece el parámetro e , que es conocido como coeficiente de restitución o *coeficiente de Newton*. Si el impacto es perfectamente elástico ($e = 1$), la velocidad relativa normal cambia su signo pero mantiene la magnitud. Por otra parte, si el impacto es perfectamente plástico ($e = 0$), no hay rebote o velocidad relativa normal después del impacto.

La formulación a menudo asume que no hay fricción o fuerzas de impacto tangentes, el Impacto con fricción es un tema muy especializado y difícil de analizar y computar con precisión en una herramienta de comercial de propósito general.

4.3.3 Holguras

La existencia de holguras es un importante problema bien conocido en diversas aplicaciones, produciendo ruido, vibraciones, daños severos y otras dificultades en las condiciones de operación de un sistema multicuerpo real. Es un problema difícil de modelar, ya que los datos sobre él son pobres, obviando muchas veces sus efectos y abordando los problemas dinámicos como ideales en cuanto a holguras, sin embargo, es un factor que engloba muchos efectos como los nombrados anteriormente (fricción, impactos, fuerzas contacto, etc). Consultar libro especializado, [referencia \[2\]](#).

Las holguras son un problema que depende en gran medida de la geometría de la junta. En una junta de revolución 3D con holgura, hay muchas maneras posibles de establecer el contacto físico entre los cilindros interior y exterior. Complicado obtener un modelo genérico para analizar holguras, por lo que se suele abordar en problema desde un punto de vista en plano.

Esta sección tiene como objetivo introducir algunos conceptos básicos sobre holguras:

- ***Juntas de revolución planas:***

En la siguiente figura se puede observar una junta de revolución plana con holguras. Esta articulación se materializa en dos círculos, el interior de radio R_1 y perteneciente al cuerpo 1, y el exterior del radio R_2 y pertenecer al cuerpo 2. Se puede suponer que los puntos 1 y 2 son los centros de los dos círculos, por lo que la articulación debe considerarse en dos puntos, y no como un solo punto (suposición habitual).

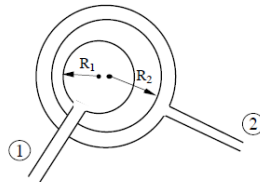


Figura 7: Junta de revolución plana con holgura

Los dos círculos están en contacto: En este caso la condición matemática es que la distancia entre centros debe ser igual a la diferencia de radios (holgura):

$$(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - (R_2 - R_1)^2 = 0 \quad (4.3)$$

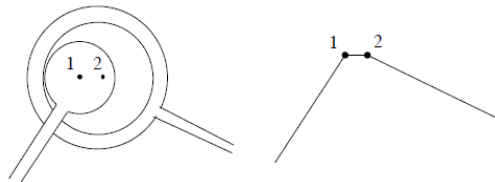


Figura 8: Contacto en articulación de revolución plana con holgura

De esta manera, la junta se puede sustituir por un eslabón adicional como en la figura.

- *Los dos círculos no están en contacto:* En este caso los cuerpos 1 y 2 se mueven independientemente, por lo que no hay ninguna restricción matemática posible. La inecuación más adecuada para describir dicho movimiento es la siguiente:

$$(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - (R_2 - R_1)^2 < 0 \quad (4.4)$$

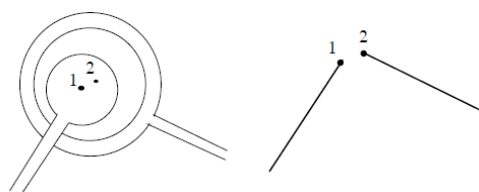


Figura 9: No contacto en articulación de revolución plana con holgura

Asumiendo que se está en la condición a, la ecuación mostrada debe añadirse a al sistema de ecuaciones de restricciones, como una restricción dinámica adicional. Si se añade la ecuación a la dinámica a través de un multiplicador de Lagrange λ_{m+1} , este multiplicador representa la fuerza axial ejercida por la barra ficticia que une los centros de los círculos. Esta fuerza también representa la fuerza de contacto entre ambos círculos. El valor de λ_{m+1} puede representar solo una fuerza tensional, o, en otras palabras, la barra ficticia puede evitar una separación entre los puntos 1 y 2, pero no es capaz de actuar si los puntos tienden a unirse. Por lo tanto, el valor de λ_{m+1} se verificará en cada paso de integración para asegurar que es positivo. Si es así, la articulación está bajo la condición (a), y este valor sigue siendo positivo. Si λ_{m+1} cambia su signo, la ecuación de restricción debe cambiarse y se pasa al caso b.

En este caso, los cuerpos 1 y 2 se mueven independientemente, en consecuencia, las ecuaciones de movimiento se integran sin ninguna ecuación de restricción adicional para la unión donde se encuentra la holgura, sólo es necesario comprobar la desigualdad.

- **Juntas prismáticas planas:**

La formulación para este tipo de holguras es más compleja. En la siguiente figura se muestra una posible geometría para juntas prismáticas planas con holgura:

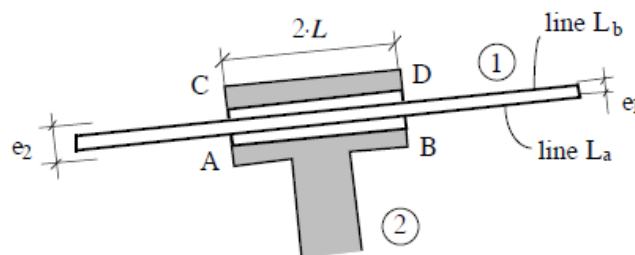


Figura 10: Junta prismática plana con holgura

Las posibles situaciones que ahora pueden darse son las siguientes:

- Sin contacto.
- Contacto en un único punto.
- Contacto en dos puntos del mismo lado.
- Contacto en dos puntos de lados opuestos.

La siguiente figura ilustra estas cuatro situaciones:

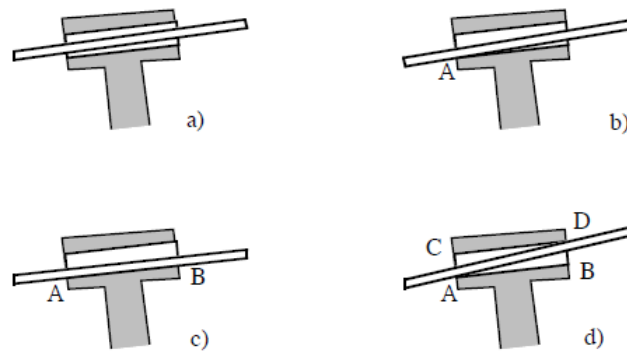


Figura 11: Posibilidades de contacto en juntas prismáticas planas con holgura

Consideremos cuatro puntos (A, B, C y D) definidos en el elemento 2 y dos líneas (L y L') definidos en el elemento 1. Las ecuaciones correspondientes a los segmentos L y L' pueden expresarse como función de las coordenadas dependientes del cuerpo 1 (q^1) y las coordenadas de los puntos A, B, C y D, pueden expresarse como funciones de las coordenadas dependientes del cuerpo 2 (q^2), y aplicando los conceptos matemáticos y geométricos necesarios se llega a definir las ecuaciones de restricción para los cuatro casos:

- Sin contacto: No son necesarias ecuaciones de restricción.

- Punto A sobre la línea L: Se puede expresar con la siguiente ecuación.

$$a_y(q^2) - m(q^1)a_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (4.5)$$

- Puntos A y B sobre la línea L: Se puede expresar mediante las siguientes ecuaciones:

$$a_y(q^2) - m(q^1)a_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (4.6)$$

$$b_y(q^2) - m(q^1)b_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (4.7)$$

- Puntos A y d sobre las líneas L y L': Se puede expresar mediante las siguientes ecuaciones.

$$a_y(q^2) - m(q^1)a_x(q^2) - Y(q^1) = 0 \quad (4.8)$$

$$d_y(q^2) - m'(q^1)d_x(q^2) - Y'(q^1) = 0 \quad (4.9)$$

Donde m , m' , Y , Y' , a_x , a_y , b_x , b_y , c_x , c_y , d_x , d_y son funciones conocidas de las coordenadas dependientes del vector del correspondiente elemento.

Una vez más, las condiciones para pasar de un caso a otro dependen de la dinámica del sistema, en concreto de las ecuaciones de restricción, es decir, de nuevo el problema de posición. Si las ecuaciones de restricción se introducen en la dinámica a través de los multiplicadores de Lagrange, éstos representan las fuerzas de contacto.

Cuando la unión está en cualquiera de los casos, también existe la posibilidad de que se origine una condición de impacto. Esta condición se puede detectar comprobando la posición del punto D con respecto al segmento L'. Si se detecta un impacto, hay que volver a

plantear la ecuación para obtener una nueva distribución de velocidad. La integración numérica deberá ser reiniciada de nuevo con la nueva ecuación de restricción incluida.

En definitiva, la holgura en juntas presenta muchas dificultades añadidas, debido al espacio extremadamente pequeño y las pequeñas escalas de tiempo en que se producen las pérdidas por contacto, impacto, fricción, etc. Por ello es necesario utilizar incrementos de tiempo muy pequeños y técnicas de interpolación para capturar de manera precisa los efectos de estos factores. Cuando hay varias juntas de holgura en un sistema, los cálculos tienen un alto coste computacional.

4.3.4 Eslabones flexibles

Como se ha visto, los sistemas multicuerpo se caracterizan por dos principales características: los componentes del sistema están sometidos a rotaciones relativas y estos componentes están conectados por articulaciones que imponen restricciones a sus movimientos relativos. Habitualmente se asume que los cuerpos cumplen la condición de sólido rígido, aunque en la práctica hay muchos casos importantes dónde la deformación juega un papel importante (estructuras y manipuladores espaciales o maquinaria de alta velocidad). El planteamiento de las ecuaciones de movimiento se basa en los mismos principios que el sólido rígido, pero su complejidad y tamaño aumentan notablemente, ya que todas las variables que definen la deformación deben ser consideradas. En la [referencia \[1\]](#) se plantean los análisis dinámicos directos e inversos considerando las propiedades elásticas de los materiales. Para más detalles consultar libro especializado, [referencia \[3\]](#).

A diferencia del resto de tópicos de interés, en este caso no se van a presentar planteamientos matemáticos, ya que dicho problema es demasiado amplio y complejo cuyo efecto se tratará de analizar con herramientas comerciales de propósito general. El objetivo es tratar de definir los límites entre un tipo de problema y otro, para ello a continuación se ha hecho una clasificación y una descripción de los distintos tipos de problema en función de las propiedades elásticas de los cuerpos:

- Clasificación de los sistemas multicuerpo:

Una clasificación general de los sistemas multicuerpo es la siguiente: sistemas multicuerpo rígidos, sistemas multicuerpo elástico lineales y sistemas multicuerpo elásticos no lineales. Los sistemas de la primera categoría sólo implican cuerpos rígidos, pero los de las dos últimas categorías comprenden tanto cuerpos rígidos como flexibles.

- Sistema multicuerpo rígido: Son conjuntos de cuerpos rígidos conectados entre sí mediante articulaciones mecánicas y con movimiento arbitrario uno respecto a otro. Aunque todos los cuerpos son rígidos, en cada cuerpo, se pueden introducir componentes elásticos agrupados, también llamados juntas flexibles, elementos de buje o elementos de fuerza, que se colocan entre dos componentes del sistema para representar una elasticidad localizada.
- Sistema multicuerpo elásticos lineales: Consiste en un sistema de elementos tanto elásticos como rígidos conectados entre sí a través de juntas mecánicas y movimiento

arbitrario entre ellos. Para los sistemas multicuerpo linealmente elásticos se supone que las relaciones tensión-desplazamiento permanecen lineales y las componentes de tensión son muy pequeñas en todo momento.

- Sistemas multicuerpo elásticos no lineales: Consiste también en un sistema de elementos tanto elásticos como rígidos conectados entre sí a través de juntas mecánicas y movimiento arbitrario entre ellos. Para los cuerpos elásticos, la relación deformación-desplazamiento se vuelve no lineal, o las componentes de la tensión se vuelven grandes, o ambas. Las relaciones de tensión-desplazamiento no lineales caracterizan geometrías no lineales, es decir, problemas que implican desplazamientos o rotaciones elásticas grandes, o ambas.

Debido a que, generalmente, los movimientos totales de los cuerpos de un sistema de multicuerpo son grandes y que los movimientos relativos entre los diversos componentes del sistema son también grandes, la dinámica de un sistema multicuerpo es un problema inherentemente no lineal. Los calificadores "linealmente" y "no linealmente elástico" utilizados en la clasificación anterior se refiere específicamente a el comportamiento elástico de los cuerpos. El modelado de sistemas multicuerpo linealmente elásticos conduce a ecuaciones dinámicas no lineales de movimiento, aunque la representación del comportamiento elástico de los cuerpos podría ser ampliamente linealizado.

- Elasticidad lineal y no lineal de sistemas multicuerpo:

El límite entre sistemas multicuerpo lineales y no lineales es a veces confuso. Un ejemplo que ilustra bien este concepto es el siguiente: considerando los álabes del rotor del helicóptero, a medida que gira, los desplazamientos elásticos y rotaciones permanecen muy pequeños, ya que los álabes están diseñados para sufrir pequeñas deformaciones en todo momento y garantizar la seguridad y la vida útil de los componentes. Por lo que el problema parece pertenecer a la categoría sistemas multicuerpo elásticos lineales. Sin embargo, debido a la alta velocidad angular del rotor, aparecen grandes fuerzas centrífugas en el álabe, lo que conduce a una relación de no linealidad en las deformaciones de flexión y torsión. Para capturar estos efectos con precisión, se deben utilizar relaciones tensión-desplazamiento no lineal.

Considerando otro caso como el de una turbina eólica, cuyas palas giran a una velocidad mucho más baja que las palas de un helicóptero y son bastante más rígidas, asumiendo un sistema multicuerpo elástico lineal, se pueden conseguir predicciones fiables.

La distinción entre sistemas elásticos lineales y no lineales es complicada, ya que pueden aparecer tanto componentes lineales como no lineales simultáneamente en un sistema multicuerpo. Como por ejemplo el modelado completo del rotor y fuselaje de un helicóptero en condiciones de vuelo. Como se ha dicho, el problema del rotor es inherentemente no lineal, pero es razonable asumir que el fuselaje se comporta de manera linealmente elástica, incluso durante maniobras de grandes ángulos de rotación.



5. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. PARÁMETROS DE INFLUENCIA

Se pretende ahondar y analizar los parámetros que no se tienen en cuenta en las simulaciones actuales y que son el motivo de las desviaciones obtenidas, como pueden ser los presentes en las juntas (fricciones, holguras, desalineaciones...), flexibilidad de materiales, etc, identificándolos y reflexionando sobre su grado de influencia en la dinámica del sistema.

5.1 FRICCIÓN EN JUNTAS

La fricción se define como “la *fuerza* que existe entre dos superficies en contacto, que se opone al *movimiento* relativo entre ambas superficies (fuerza de fricción dinámica) o a la fuerza que se opone al inicio del deslizamiento (fuerza de fricción estática)”.

La fricción se genera debido a las imperfecciones, mayormente microscópicas, entre las superficies en contacto. Este efecto, aunque a priori parece evidente y simple, en mecanismos en movimiento se complica, por lo que en el presente proyecto, se pretende analizar su efecto con el mayor grado de detalle posible. El modelado de fricciones cambia notablemente para elementos en seco o lubricados.

5.1.1 Factores a considerar en análisis de fricción

Hay tres factores fundamentales a tener en cuenta a la hora de analizar fricciones en juntas de mecanismos en movimiento, que afectan directamente a la dinámica del sistema:

- LUBRICACIÓN: La lubricación en las juntas va a determinar directamente el comportamiento de la fricción. De manera que una junta lubricada se analiza desde un modelo de fricción viscoso, mientras que una junta no lubricada se analiza desde un modelo de fricción en seco o también llamado fricción de Coulomb.
- VELOCIDAD RELATIVA: El movimiento realizado por el mecanismo o su cinemática afecta directamente al rozamiento. En el caso del rozamiento de Coulomb, la velocidad relativa entre las dos superficies determina el comportamiento de este modelo, ya que, dependiendo de su valor o sentido se producirán situaciones de fricción estática o fricción dinámica. Para el modelo viscoso, también afecta la velocidad relativa del objeto respecto al fluido, siendo la fuerza de rozamiento proporcional a la velocidad del objeto.
- FUERZAS DE REACCIÓN: Desde un punto de vista dinámico, en el caso del rozamiento en seco, la fuerza de reacción entre las superficies es uno de los factores proporcionales a las fuerzas de fricción, y una de las fuerzas que afecta directamente al equilibrio del sistema.



Figura 12: Comportamiento dinámico de fricción de Coulomb

En la imagen, se representa la fuerza de rozamiento en función de la fuerza tangencial aplicada. La pendiente del primer tramo es la unidad, ya que en esa región la fuerza de rozamiento no ha alcanzado su valor máximo y es igual en magnitud a la fuerza aplicada. Cuando se alcanza el deslizamiento inminente se produce un cambio brusco (que es muy fácil de experimentar al desplazar un mueble, por ejemplo) y a partir de ahí la fuerza de rozamiento es más o menos constante, pero con fluctuaciones.

- NATURALEZA DE LAS SUPERFICES: La naturaleza de las superficies, es decir, el tipo de material y su acabado, determinan los coeficientes de rozamiento dinámico y estático (en la fricción de Coulomb).
- NATURALEZA DEL FLUIDO: En el caso del rozamiento viscoso, afecta la naturaleza del fluido, es decir, su densidad y viscosidad.

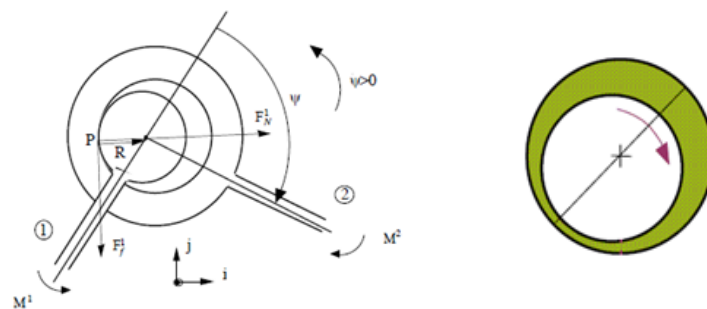


Figura 13: Ejemplos de fricción en juntas. a) Coulomb b) Lubricada.

Los factores que afectan a la fricción son claros y concretos, que originan efectos sobre la dinámica y cinemática, que en última instancia se traducen en pérdidas de energía y desgaste (lo cual genera holguras) en los cuerpos implicados en el fenómeno.

5.1.2 Enfoques para el análisis de fricciones

Hay dos modelos principales que se usan para analizar fricciones elementos con movimiento relativo entre sí (ver [referencia \[1\]](#)), aunque cabe destacar que en esta ocasión el enfoque utilizado no es una decisión subjetiva del analista, sino que está determinada por el tipo de lubricación que posea la junta:

- Modelo de rozamiento en seco o de Coulomb:** Es un modelo que suele reflejar de una manera más precisa el comportamiento a fricción de mecanismos a baja velocidad relativa, aunque es un modelo no lineal (más difícil de implementar en herramientas de propósito general), ya que implica cambios de fricción estática y de deslizamiento.

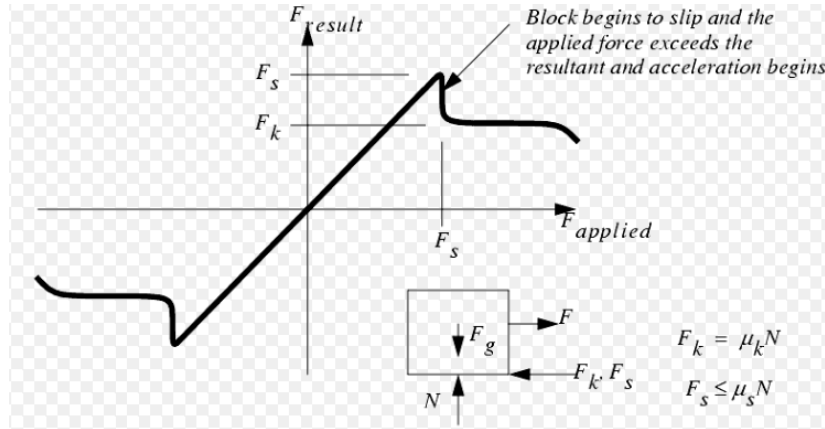


Figura 14: Comportamiento dinámico de fricción de Coulomb bidireccional

La figura anterior muestra de forma clara los cambios que se producen en la fricción, haciendo que el comportamiento no sea lineal, de manera bidireccional, es decir, en el caso de que el sentido de las fuerzas cambie.

- Modelo de rozamiento viscoso:** Las fuerzas de fricción dependen (a menudo de manera lineal) de las velocidades. Amortiguadores viscosos y movimiento de un cuerpo dentro de un ambiente fluido son ejemplos de fricción viscosa. Su modelo matemático es más simple que el de Coulomb, principalmente porque no depende de la fuerza de las fuerzas de reacción ni de las condiciones de conmutación entre diferentes estados gobernados por ecuaciones diferenciales.
- Modelo de Dopico et al (2011):** Modelo que combina el modelo de fricción de Coulomb con el modelo de fricción viscosa. En el que la fuerza total se divide en tres componentes:

Fricción en seco (fuerza estática y dinámica).

Componente de fricción viscosa.

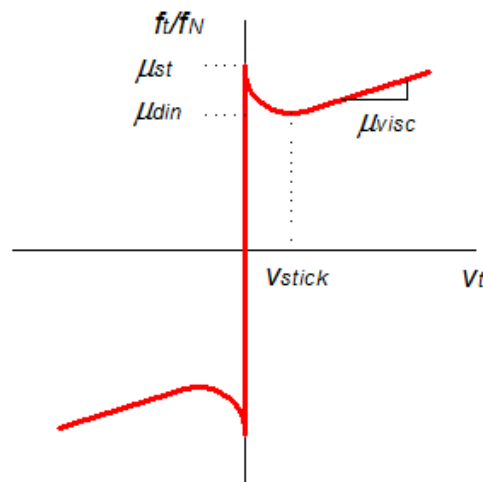
Transición suave entre fuerza estática y dinámica.

$$F_t = kF_{stic} + (1 - k)F_{slide} - \mu_{visc}v_t \tag{6.1}$$

$$k = \begin{cases} 0; & |v_t| \gg v_{stick} \\ 1; & |v_t| = 0 \end{cases} \tag{6.2}$$

$$k = e^{-(v_t^T v_t)/v_{stick}^2} \quad (6.3)$$

En la siguiente imagen se puede ver el comportamiento del modelo:



Dopico (2011)

Figura 15: Modelo de Dopico 2011.

5.1.3 Enfoques para el cálculo de fricción basado en modificaciones de Coulomb. Coeficiente de fricción dinámico

Como se ha visto, la ley de fricción de Coulomb es muy usada para simulaciones MBS, pero cabe destacar que dicha ley es independiente de la velocidad tangencial, y presenta una discontinuidad en la velocidad cero. Por ello la ley de Coulomb representa el modelo más fundamental y simple de fricción entre superficies sin lubricar.

Cuando el deslizamiento toma lugar, la fricción de Coulomb sostiene que la fuerza de fricción tangencial, es proporcional a la magnitud de la fuerza normal en el punto de contacto, introduciendo un coeficiente de fricción μ_0 . Es decir esta ley es independiente de la velocidad tangencial relativa, lo cual no es cierto, por lo que es necesario establecer una relación entre fuerza-velocidad.

Varios autores han creado diferentes enfoques para calcular el coeficiente de fricción en función de la velocidad relativa de deslizamiento, basados en la fricción de Coulomb introduciendo modificaciones, con el objetivo de evitar dicha discontinuidad en velocidad cero y obtener un modelo de fuerza de fricción continuo. A continuación se presentan los diferentes modelos, quedando de manifiesto las evoluciones y diferencias. Estas cuestiones se abordan en la [referencia \[2\]](#):

- Coulomb:

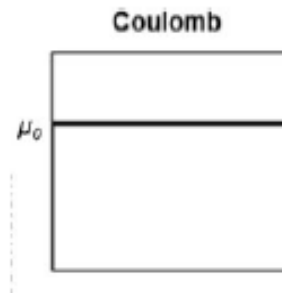


Figura 16: Modelo de Coulomb

- Threlfall:
$$\begin{cases} \mu_0 \left(1 - e^{-\left(\frac{3v_t}{v_0}\right)}\right), & v_t \leq v_0 \\ 0,95\mu_0, & v_0 < v_t \end{cases} \quad (6.4)$$

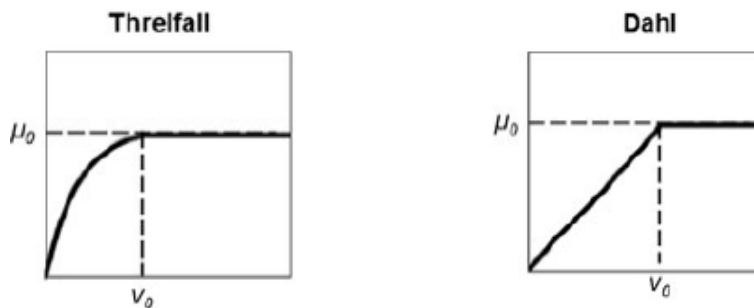


Figura 17: a) Modelo de Threlfall b) Modelo de Dahl

- Dahl:
$$\begin{cases} \frac{v_t}{v_0} \mu_0, & v_t \leq v_0 \\ \mu_0, & v_0 < v_t \end{cases} \quad (6.5)$$

- Sjö:
$$\mu_0 \arctan \left(\frac{\gamma \cdot v_t}{\mu_0} \cdot \frac{2}{\pi} \right) \quad (6.6)$$

γ defines de gradient for $v_t = 0$

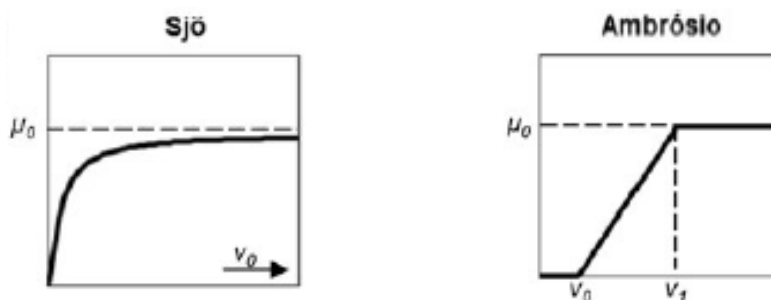


Figura 18: a) Modelo de Sjö b) Modelo de Ambrósio

- Ambrósio:
$$\begin{cases} 0, & v_t \leq v_0 \\ \mu_0 \frac{v_t - v_0}{v_1 - v_0}, & v_0 < v_t \leq v_1 \\ \mu_0, & v_1 < v_t \end{cases} \quad (6.7)$$

- Modelo lineal:
$$\begin{cases} \frac{\mu_0}{v_0} v_t, & v_t \leq v_0 \\ \frac{\mu_1 - \mu_0}{v_1 - v_0} v_t + \left(\mu_0 - \frac{\mu_1 - \mu_0}{v_1 - v_0} v_0\right), & v_0 < v_t \leq v_1 \\ \mu_1, & v_1 < v_t \end{cases} \quad (6.8)$$

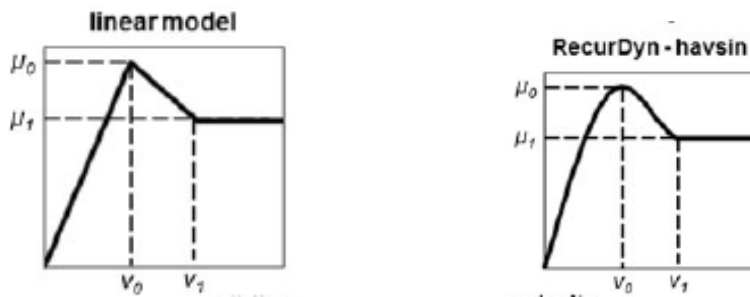


Figura 19: a) Modelo lineal b) RecurDyn-Havsin

- Modelo Havsin- RecurDyn:
$$\begin{cases} havsin(|v_t|, -v_t, -\mu_0, v_0, \mu_0), & |v_t| \leq v_0 \\ havsin(|v_t|, v_t, \mu_0, v_0, \mu_1) & v_0 < |v_t| \end{cases} \quad (6.9)$$

En las siguientes páginas se pueden encontrar dos diagramas, que ilustran de una manera gráfica los principales factores que intervienen y que hay que considerar en el fenómeno de fricción, y un resumen de los principales enfoques a la hora de abordar el análisis de fricciones:

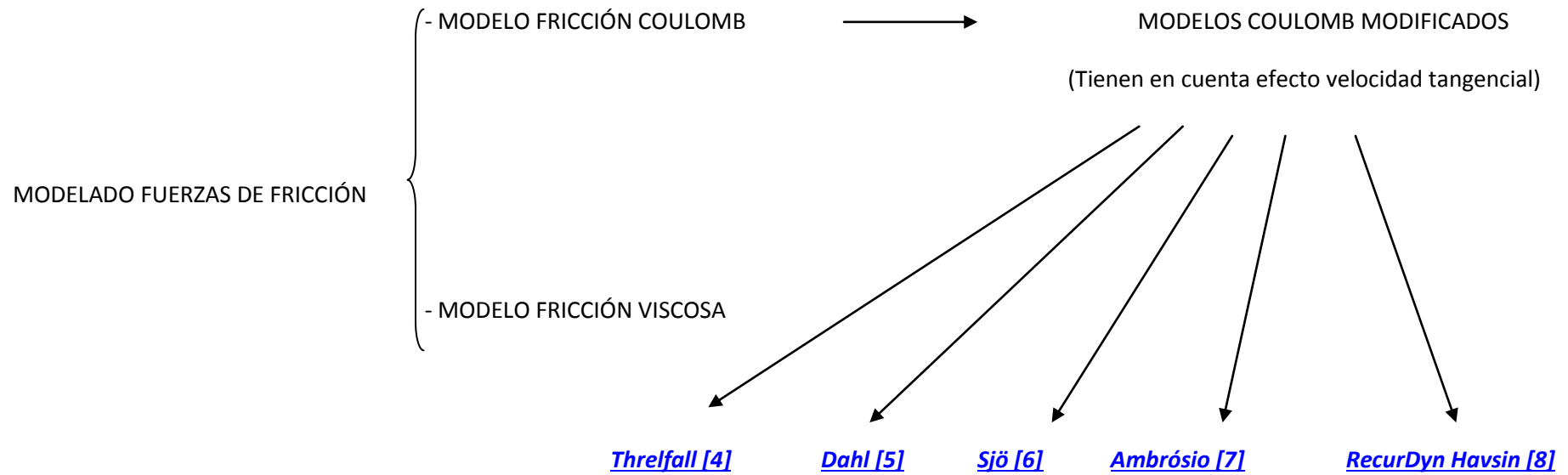


Diagrama 1: Modelos para el cálculo de fricción

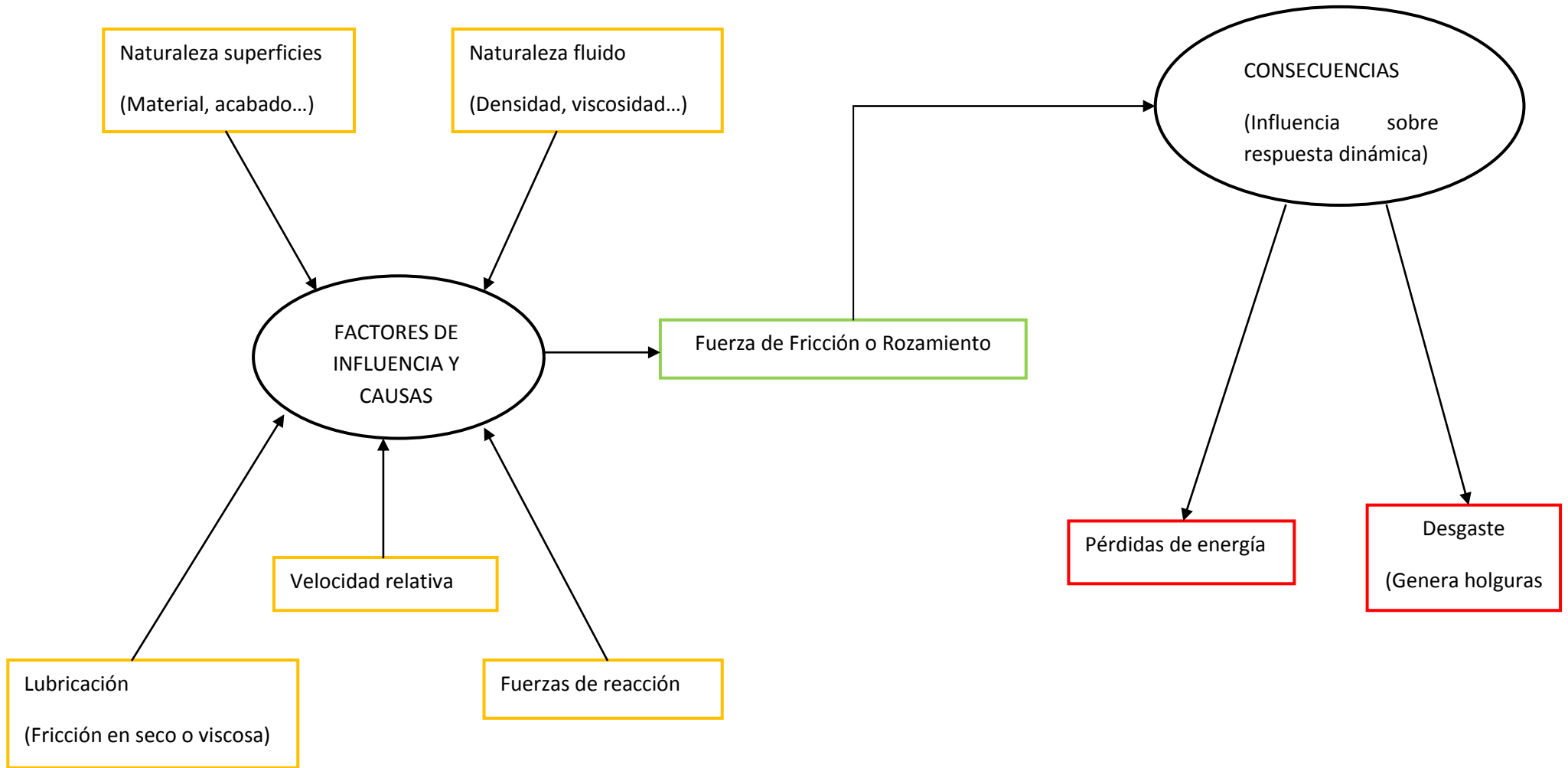


Diagrama 2: Factores a considerar en presencia de fricciones



5.1.4 Flujo de trabajo para el modelado dinámico de fricción

En la siguiente tabla se puede encontrar la información necesaria para saber cómo abordar el análisis de fricciones en un mecanismo. Se pretende recoger la información más importante y que sirva de orientación y guía de trabajo a la hora de abordar este tipo de fenómenos:



FLUJO DE TRABAJO PARA EL MODELADO DINÁMICO DE FRICCIONES

PASOS A SEGUIR	DESCRIPCIÓN	ASPECTOS A CONSIDERAR EN CADA PASO			
1) Definición de condiciones de contorno	Definir condiciones en que se va a producir la fricción (factores a considerar)	Variables	Condiciones iniciales	Causas	Consecuencias en mecanismo
		- Fricción en seco - Fricción viscosa	- Grado lubricación - Fuerzas reacción - Velocidad relativa - Naturaleza material o fluido	Intrínseco a condiciones mecanismo. Si estas cambian la fricción también lo hará	- Pérdida energía - Desgaste
2) Definir enfoques para análisis cinemático y dinámico	Elección del enfoque más apropiado para modelar los efectos de la fricción	Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
		(1) Modelo de rozamiento en seco o de Coulomb (2) Modelo de rozamiento viscoso (3) Modelos mixtos (Dopico)	(1) Fricción en seco. (2) Superficies bien lubricadas (3) Fricción parcialmente lubricada	(1) Adecuado para superficies secas. Modelo no lineal. Dos situaciones: fricción estática y deslizamiento. Independiente de velocidad tangencial. En caso de elección de este enfoque hay que ir al paso 3. (2) Amortiguamiento viscoso. Relación lineal entre fuerza y velocidad. (3) Formulación combina ambos efectos anteriores. Fuerza de fricción se divide en varias componentes.	- Ver capítulo 10 de referencia[1] . Descripción de enfoques. - Ver artículo referencia [17] . Comparativa enfoques.



		Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
<p>3) Definir enfoque para el comportamiento Coef. Fricción dinámico. Coulomb modificado</p>	<p>Elección de modelo de Coulomb modificado que más se ajuste.</p>	<p>(1) Modelo Threlfall (2) Modelo de Dahl (3) Modelo de Sjö (4) Modelo de Ambrósio (5) Modelo Recurdyn Havsín</p>	<p>(1) Coef. Fricción aumenta hasta velocidad límite sobre el cual el Coef. Se vuelve cte. (2) Coef. Fricción aumenta hasta velocidad límite sobre el cual el Coef. Se vuelve cte. (3) La velocidad límite nunca se alcanza y el Coef. Se comporta asintóticamente con el valor dado. (4) Coef. Fricción aumenta hasta velocidad límite sobre el cual el Coef. Se vuelve cte. (5) Hay pareja de valores para el Coef. Fricción y la velocidad, los cuales son interpolados.</p>	<p>Tienen en cuenta velocidad tangencial y eliminan discontinuidad en velocidad cero que presenta la ley de Coulomb</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Ver sección 2.5 de referencia [16]. Comparativa y descripción modelos. - Ver sección 3.4 de referencia [2]. Descripción algunos modelos. - Threlfall [4]: Desarrollo y descripción modelo. - Dahl [5]: Desarrollo y descripción modelo. - Sjö [6]: Trabajo y aplicación modelo. - Ambrósio [7]: Aplicación modelo. - Recurdyn Havsín [8]: Aplicación del modelo.

Tabla 2: Flujo de trabajo para el modelado de análisis dinámico de fricciones

5.2 HOLGURA EN JUNTAS

Según la RAE una holgura no es más que un “*espacio vacío entre dos piezas que han de encajar una en otra*”. Dicho espacio vacío puede deberse a distintos factores: puede haber sido diseñado intencionadamente, como ocurre en cojinetes hidrostáticos, donde gracias a esta holgura, se puede formar una película de lubricante que evita que la parte estática y la dinámica entren en contacto.

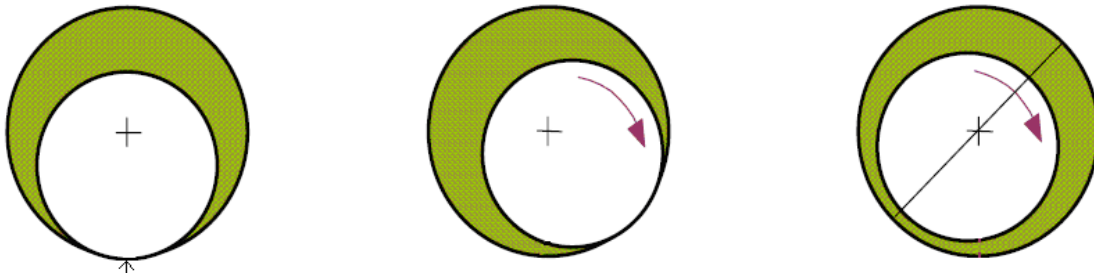


Figura 20: Ejemplo de lubricación hidrostática

Sin embargo, lo que se pretende analizar en las simulaciones dinámicas del proyecto, es el efecto de las holguras que se han creado de forma no intencionada. Estas holguras no intencionadas pueden formarse por diversos factores como pueden ser: errores de montaje, errores de diseño, defectos inevitables de fabricación, efectos de temperatura, o bien por el propio funcionamiento del mecanismo a causa del desgaste del material.

5.2.1 Factores a considerar en presencia de holguras

Algunos de los factores más importantes a tener en cuenta a la hora de simular mecanismos con holgura son los siguientes:

- **Tamaño de holgura inicial:** Siempre está presente en cualquier articulación, ya que es necesaria para permitir el movimiento relativo entre dos eslabones. Hay factores iniciales que afectan a que la holgura inicialmente sea mayor de lo debido (defectos de fabricación, errores en diseño, defectos de montaje, temperatura, etc).
- **Desgaste:** Es posiblemente, el parámetro más importante a la hora de controlar una holgura, sea cual sea su origen, hay que tener en cuenta que causas originan el desgaste y de qué manera, para entender finalmente como afecta la holgura y cómo afectará a lo largo del tiempo a la respuesta del sistema.
- **Tamaño de holgura:** Parámetro intrínseco al desgaste. Siempre se presenta una holgura mínima inicial que va aumentando a causa del desgaste. La holgura inicial puede deberse a diferentes causas como defectos de fabricación, defectos de montaje, cuestiones de diseño, etc. A medida que aumenta el tamaño de la holgura, la velocidad y fuerza de impacto de los



elementos en contacto de la junta es mayor, por lo que incrementa el desgaste.

- Tipo de movimiento: El tipo de movimiento que realice el mecanismo también afecta a la holgura. En numerosos experimentos, queda de manifiesto que un movimiento caótico es más beneficioso que un movimiento periódico, ya que el desgaste en la holgura se produce de manera más uniforme, mientras que en el movimiento periódico el desgaste se produce de una forma más focalizada, lo que conlleva a una holgura no uniforme y a una respuesta del sistema más inestable.
- Condiciones de contacto: Principal fenómeno que se da en una junta cuando aparecen holguras, como consecuencia de los impactos entre eje y alojamiento. Estas fuerzas generan altas tensiones localizadas, pérdidas de energía, vibraciones y ruido, y pérdida de prestaciones del mecanismo.
- Fricción: La fricción es un parámetro que determina de forma importante el comportamiento dinámico del sistema. Parámetro que además, en presencia de holguras, incrementa su efecto sobre el sistema. Véase el caso de un mecanismo biela-manivela, la fricción en la rueda motriz determina directamente la velocidad del sistema, que a su vez en presencia de una holgura provocará que los impactos de los dos elementos de la junta sean más bruscos, lo que provoca un desgaste mayor.
- Propiedades elásticas de impacto: Es una medida del grado de conversión de energía cinética en un choque entre partículas. toma valores entre 0 y 1. El valor 1 se da en un choque perfectamente elástico, donde se conserva tanto el momento lineal como la energía cinética del sistema. El valor se da en un choque inelástico (o plástico central) donde sólo se conserva el momento lineal, una porción de la energía cinética inicial de las partículas se "consume" durante el choque, convirtiéndose en energía de deformación plástica, energía sonora, calor, etc.

En definitiva, las holguras en los mecanismos son inevitables y afectan significativamente a la dinámica y cinemática del mismo. La holgura actúa como una fuente de fuerzas de impacto y contacto, fricciones, etc, que se dan en tiempos infinitesimales, que tiene importantes consecuencias sobre el mecanismo como: aumento de vibraciones, y una reducción de la confiabilidad, estabilidad, precisión, eficacia y vida del mecanismo, además de un notable coste computacional.

5.2.2 Enfoques para el análisis de holguras en juntas

Hay varios enfoques o estrategias principales para analizar un mecanismo con holguras en juntas de revolución:

- **Enfoque de eslabones con masa despreciable:** En este enfoque la presencia de la holgura en la junta se modela añadiendo eslabones de masa nula, con una longitud igual a la holgura radial. El resultado es un mecanismo con un grado de libertad adicional.

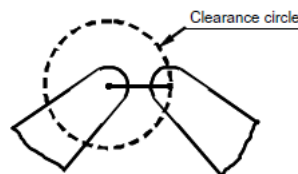


Figura 21: Enfoque de eslabones con masa despreciable

- **Enfoque muelle-amortiguador:** La holgura es modelada a través de un elemento muelle-amortiguador, que simula la elasticidad de la superficie. Este modelo no representa la naturaleza física de la transferencia de energía durante el proceso de impacto. Además es realmente difícil cuantificar los parámetros de muelle-amortiguador.

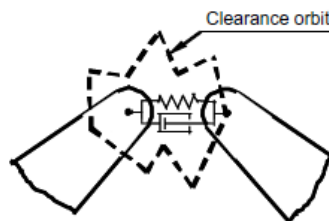


Figura 22: Enfoque muelle-amortiguador

- **Enfoque de intercambio de momento:** En este enfoque se consideran los ejes y alojamientos como dos cuerpos colindantes y las fuerzas de contacto controlan la dinámica de la holgura en la junta. La existencia de impactos en la holgura conducen a la aparición de un alto nivel de fuerzas de contacto durante el análisis dinámico. La diferencia de radios entre el eje y alojamiento está directamente asociado al modelo de fuerzas de contacto.

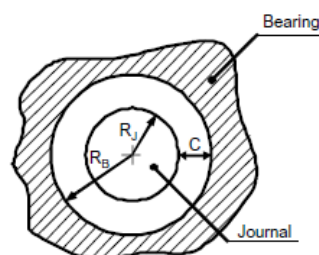


Figura 23: Enfoque de intercambio de momentos

En los dos primeros modelos, la holgura es reemplazada por un elemento equivalente, que intenta simular, dentro de lo posible, el comportamiento de la holgura. Mientras que el tercer modelo es más realista, ya que permite un modelo de fuerzas de contacto teniendo en cuenta las propiedades elásticas de las superficies en contacto y tiene en cuenta la disipación de energía durante el proceso de impacto.

5.2.3 Enfoques para el análisis del contacto-impacto en juntas con holgura

Como se ha visto, de los fenómenos más importantes que se producen en las juntas con holgura son el contacto e impacto debido al movimiento relativo entre los dos eslabones, que tienen las siguientes consecuencias:

- Muy corta duración.
- Altos niveles de fuerza.
- Rápida disipación de energía.
- Grandes cambios en la velocidad de los cuerpos.
- Proceso continuo que se da sobre procesos finitos de tiempo.

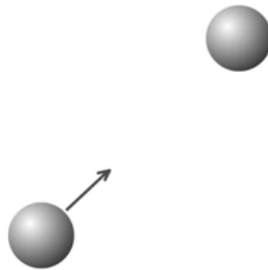


Figura 24: Cuerpos en proceso de contacto-impacto

En cuanto a la **detección de contacto**, es un problema puramente geométrico, que se aborda de distintas maneras dependiendo del problema y del diseñador. Destacan las siguientes técnicas:

- Resolución por formas regulares (planos, esferas, etc).
- Mallas triangulares.
- Volúmenes límite (OBB, AABB, etc).

En cuanto al **modelado de las fuerzas de contacto**, pueden ser evaluadas por dos enfoques principales:

- **MÉTODO DE PENALIZACIÓN:** Son modelos de fuerza de contacto continuo, son métodos sencillos, computacionalmente eficientes (que es importante durante la integración de las ecuaciones de movimiento) y pueden representar algún nivel de disipación de energía. Pueden ser elásticos o disipativos.

Estos métodos de penalización estiman la magnitud de profundidad de penetración una vez que los objetos han colisionado y una fuerza de recuperación en función de la profundidad de penetración (introducen elementos de muelle-amortiguador). Las fuerzas de contacto son expresadas como función continua de la penetración relativa de los cuerpos de contacto:

$$F_N = f(\delta)$$

- **FORMULACIÓN LCP:** La formulación LCP (Linear Complementarity Problem), como su nombre indica es una formulación con un enfoque lineal, es decir, estos métodos no permiten la intersección entre los cuerpos que chocan, convirtiendo el problema en lineal, como se ha comentado. Apenas usados, malas aproximaciones en dinámica avanzada.

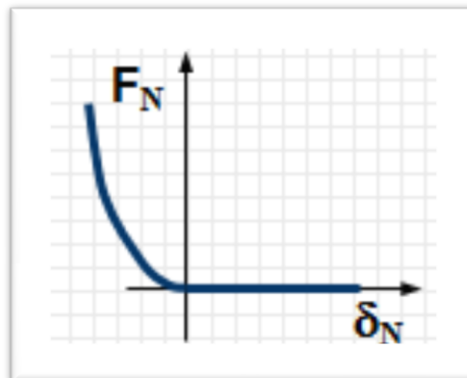


Figura 25: Enfoque por método de penalización

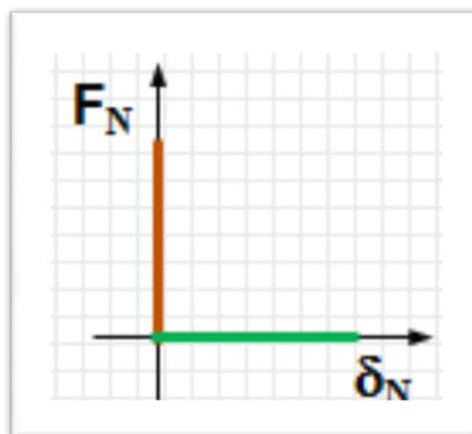


Figura 26: Enfoque por método de formulación LCP

Las leyes para modelado fuerzas de contacto que pueden usarse en el método de penalización son las siguientes (véase artículo [referencia \[14\]](#)):

- MODELO ESTÁTICO LINEAL DE HOOKE:

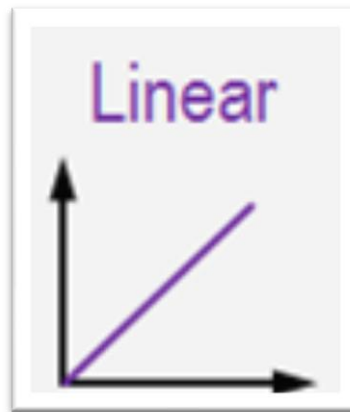


Figura 27: Ley lineal elástica para modelo de fuerzas de contacto

$$F_N = K\delta \quad (6.11)$$

- MODELO NO LINEAL ELÁSTICO DE HERTZ:

Modelo muy conocido de fuerzas de impacto entre dos esferas isotrópicas. Está basado en la teoría de elasticidad. La ley de Hertz representa una función no lineal entre la fuerza y la penetración relativa:



Figura 28: Ley no lineal elástica para modelo de fuerzas de contacto

El modelo se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$F_N = K\delta^n \quad (6.12)$$



El parámetro K representa la constante de rigidez, mientras que el exponente n es igual a 1.5 para metales. La constante de rigidez depende de las propiedades del material y de las características geométricas de los cuerpos colindantes.

El parámetro K se puede expresar como:

$$K = \frac{4}{3\pi(h_i - h_j)} \left(\frac{R_i R_j}{R_i - R_j} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6.13)$$

Donde los parámetros h vienen dados por:

$$h_k = \frac{1 - \nu_k^2}{\pi E_k} \quad (k = i, j) \quad (6.14)$$

Siendo ν_k y E_k los coeficientes de Poisson y módulo de Young respectivamente. Siempre hay que tener en cuenta que el modelo de Hertz es un modelo puramente elástico, no tiene en cuenta la disipación de energía.

Basado en el modelo de Hertz, [Dubowsky y Freudenstein \[9\]](#), presentaron una expresión que relaciona la deformación y la fuerza de impacto para un pin en el interior de un cilindro:

$$\delta = F_N \left(\frac{h_i + h_j}{L} \right) \left[\ln \left(\frac{L^m (R_i - R_j)}{F_N R_i R_j (h_i + h_j)} \right) + 1 \right] \quad (6.15)$$

Donde L es la longitud del cilindro y el exponente m es igual a 3. Hay que tener en cuenta que la ecuación (6.15) es no lineal implícita, por lo que es necesario aplicar una técnica iterativa como el método de Newton-Rapson, para resolver F_N .

La [ESDU-78038 Tribology Series \[10\]](#), presentaron una expresión para el análisis de fuerzas de impacto para cilindros en contacto:

$$\delta = F_N \left(\frac{h_i + h_j}{L} \right) \left[\ln \left(\frac{4L(R_i - R_j)}{F_N (h_i + h_j)} \right) + 1 \right] \quad (6.16)$$

- MODELO LINEAL DISIPATIVO DE KELVIN-VOIGT:

Es uno de los modelos de contacto más simples, es un modelo disipativo visco-elástico, donde un sistema muelle-amortiguador entre los cuerpos en contacto representa las condiciones de contacto. El muelle representa la elasticidad del contacto y el amortiguador la disipación de energía durante el proceso, ambos elementos son considerados lineales. Durante el proceso de descarga, la fuerza de contacto está afectada por el coeficiente de restitución.

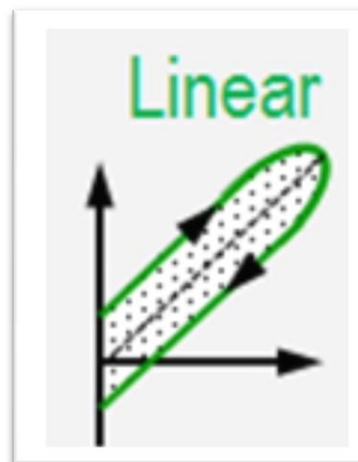


Figura 29: Ley lineal disipativa para modelo de fuerzas de contacto

El modelo de Kelvin-Voigt puede expresarse en la siguiente forma:

$$\begin{cases} F_N = K\delta & v_n > 0, \\ F_N = eK\delta & v_n < 0, \end{cases} \quad (6.17)$$

Donde K es la constante del muelle, δ es la penetración relativa, e el coeficiente de restitución, y v_n la velocidad normal relativa.

La mayor dificultad del modelo es la estimación de la constante del muelle que depende de la geometría y de las propiedades físicas del material.

Considerar la fuerza de contacto como función lineal de la penetración no es una buena aproximación, ya que la naturaleza no lineal del fenómeno de impacto requiere una relación más compleja que describa las fuerzas de contacto.

- MODELOS NO LINEALES DISIPATIVOS:

Figura 30: Ley no lineal disipativa para modelo de fuerzas de contacto

La expresión general por la que se rigen estos modelos es la siguiente:

$$F = K\delta^n + X\delta^n\dot{\delta} \quad (6.18)$$

Son los modelos más realistas y usados, ya que son no lineales disipativos, habiendo varios modelos visco-elásticos que pueden ser usados. Destacan [Hunt & Crossley \[11\]](#), [Lankarani & Nikravesh \[12\]](#) y [Flores \[13\]](#):

$$X_{Hn-Cr} = \frac{3K(1-\varepsilon)}{2\dot{\delta}_0} \quad (6.19)$$

$$X_{Lk-Nk} = \frac{3K(1-\varepsilon^2)}{4\dot{\delta}_0} \quad (6.20)$$

$$X_{Fl} = \frac{8K(1-\varepsilon)}{5\varepsilon\dot{\delta}_0} \quad (6.21)$$

En las siguientes páginas se pueden encontrar dos diagramas, que ilustran de una manera gráfica los principales factores que intervienen y que hay que considerar en el fenómeno holgura, y un resumen de los principales enfoques a la hora de abordar análisis de contactos en dichas holguras.

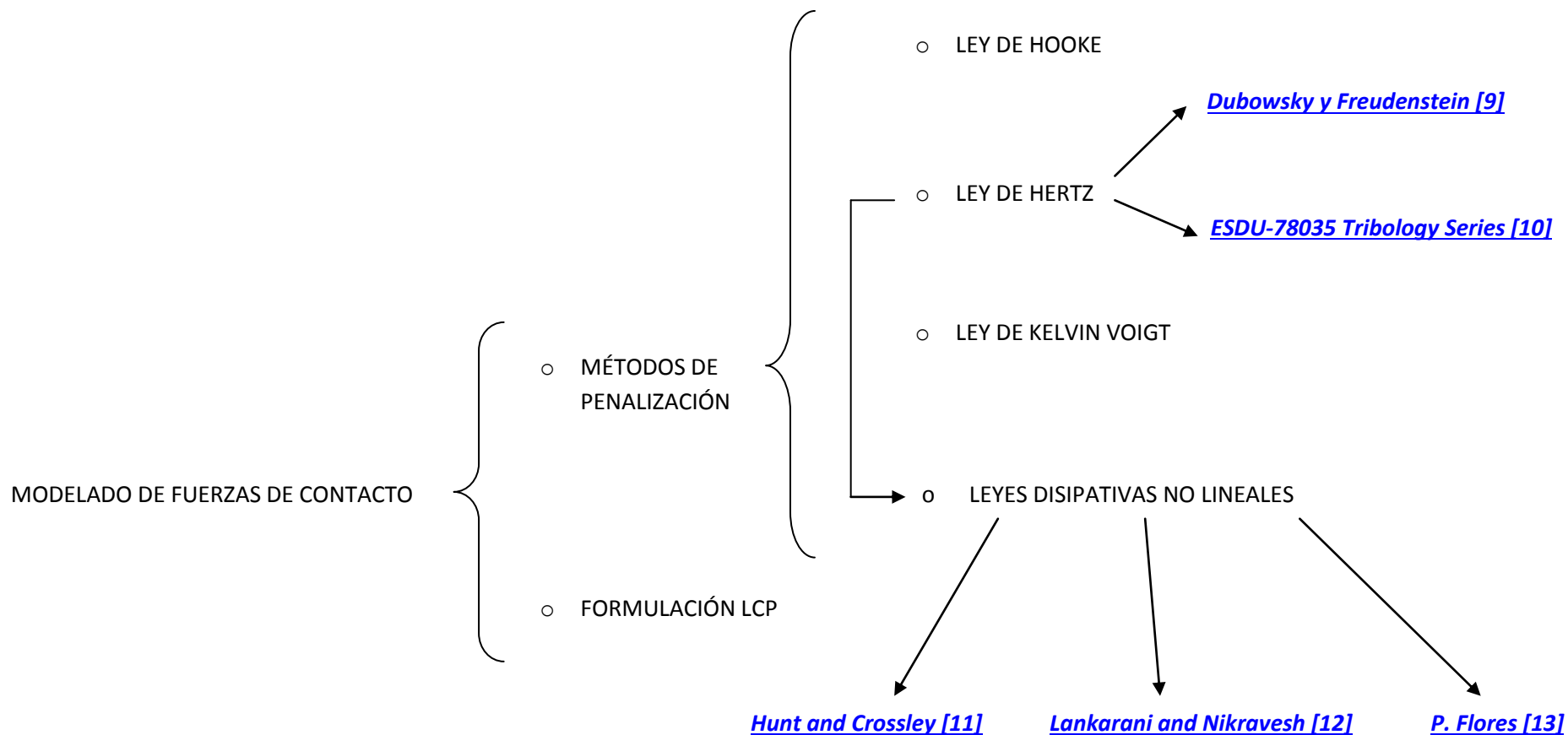


Diagrama 3: Modelos para el cálculo de contactos

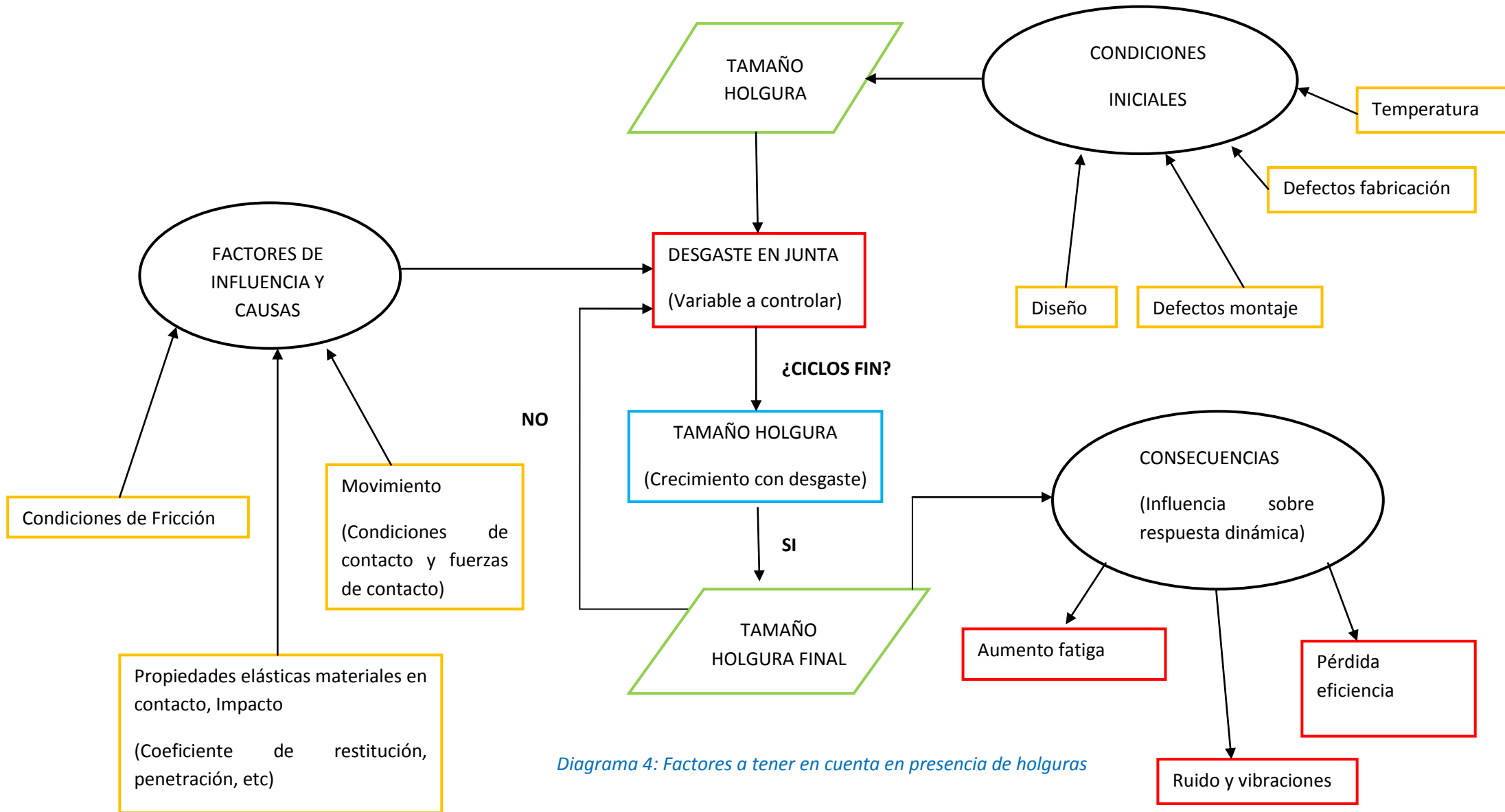


Diagrama 4: Factores a tener en cuenta en presencia de holguras



5.2.4 Flujo de trabajo para el modelado dinámico de holguras en juntas

En la siguiente tabla se puede encontrar la información necesaria para saber cómo abordar el análisis de holguras en un mecanismo. Se pretende recoger la información más importante y que sirva de orientación y guía de trabajo a la hora de abordar este tipo de fenómenos:



FLUO DE TRABAJO PARA EL MODELADO DINÁMICO DE HOLGURAS EN JUNTAS					
PASOS A SEGUIR	DESCRIPCIÓN	ASPECTOS A CONSIDERAR EN CADA PASO			
1) Definición de condiciones de contorno	Origen y crecimiento de holgura (factores a considerar)	Variables	Condiciones iniciales	Causas crecimiento	Consecuencias en mecanismo
		<ul style="list-style-type: none"> - Tamaño de holgura inicial - Desgaste - Tamaño de holgura final 	<ul style="list-style-type: none"> - Diseño - Montaje - Fabricación - Temperatura (...) 	<ul style="list-style-type: none"> - Condiciones de fricción - Propiedades elásticas material - Movimiento (generación de fuerzas de contacto) 	<ul style="list-style-type: none"> - Ruido y vibraciones - Pérdida eficiencia energética - Pérdida precisión mecanismo - Disminución durabilidad - Disminución seguridad
2) Definir enfoque para análisis cinemático y dinámico	Elección del enfoque apropiado para analizar los efectos cinemáticos y dinámicos de la holgura	Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
		(1) Eslabones masa despreciable	(1) Modelado holgura con eslabón adicional masa despreciable	(1) Grado de libertad adicional al mecanismo. No tiene en cuenta ni elasticidad ni disipación energía. Alta no linealidad en ecs. Dificiles de resolver	<ul style="list-style-type: none"> - Ver Introducción de referencia [14]. Comparativa entre enfoques. - Ver artículo referencia [15]. Enfoque (1). - Ver sección 4.1 de referencia [2]. Comparativa entre enfoques.
		(2) Muelle-amortiguador	(2) Modelado holgura con elemento muelle-amortiguador.	(2) Simula elasticidad. No tiene en cuenta transferencia de energía. Dificil cuantificar parámetros elemento.	
		(3) Intercambio de momento	(3) Modelado holgura como dos cuerpos colindantes (eje-alojamiento)	(3) Fuerzas de contacto controlan la dinámica de holgura. Tiene en cuenta elasticidad y disipación energía durante el proceso	

		Enfoques	Tipo de modelado	Consideraciones	Referencias
<p>3) Definir enfoque para análisis del contacto-impacto en presencia de holguras</p>	<p>Fenómeno que produce disipación de energía, vibraciones y generación de altas tensiones. Muy importante uso de modelo adecuado para estimar dicho efecto correctamente. (Métodos de penalización)</p>	<p>(1) Ley de Hooke</p>	<p>(1) Ley lineal, no tiene en cuenta disipación de energía</p>	<p>(1) Aproximación muy vaga a lo que realmente ocurre en contactos entre cuerpos.</p>	<p>- Ver capítulo 3 de referencia [14]. Comparativa.</p>
		<p>(2) Ley de Hertz</p>	<p>(2) Modelo no lineal, no tiene en cuenta disipación de energía</p>	<p>(2) Buena aproximación, pero restringido a superficies sin fricción y sólidos perfectamente elásticos.</p>	<p>- Ver capítulo 4 de referencia [2]. Comparativa.</p>
		<p>(3) Ley de Kelvin-Voigt</p>	<p>(3) Modelo lineal, tiene en cuenta disipación de energía.</p>	<p>(3) Su relación lineal entre fza de contacto y penetración no representa con precisión el comportamiento real.</p>	<p>- Ver sección 2.3 de referencia [16]. Comparativa.</p>
		<p>(4) Leyes disipativas no lineales</p>	<p>(4) Modelo no lineal, tiene en cuenta disipación de energía</p>	<p>(4) Modelos que más se acercan al comportamiento real.</p>	<p>- Dubowsky y Freudenstein [9]: Basado en Ley de Hertz.</p> <p>- Hunt and Crossley [11]. Basado en ley de Hertz introduce disipación. Para impactos centrales directos y sin fricción.</p> <p>- ESDU-78035 Tribology Series [10]: Apto para modelar contactos de forma circular, rectangular o elíptica. No lineal disipativo.</p> <p>- Lankarani and Nikravesh [12]: Basado en Hunt and Crossley. Modelo muy usado para contactos mecánicos como sup. Cilíndricas. Simplicidad para introducir en programa computacional. Estima disipación energía durante proceso impacto.</p> <p>- Flores [13]: Mismas características que Lankarani y Nikravesh. Nuevo coeficiente.</p>

Tabla 3: Flujo de trabajo para el modelado de análisis dinámico de holguras



5.3 ESLABONES FLEXIBLES

Los simuladores de mecanismos permiten predecir el comportamiento cinemático y dinámico de una gran variedad de sistemas multicuerpo en todas las etapas del proceso de diseño, desde la etapa de concepto a la de prototipo. En cualquiera de éstas etapas, éste tipo de análisis es una herramienta de gran valor, proporcionando al ingeniero suficiente cantidad de datos para estudiar la influencia de diferentes parámetros.

El enfoque tradicional de los simuladores es considerar todos los cuerpos que componen el mecanismo como sólidos rígidos indeformables. Pero existen un gran número de aplicaciones en la ingeniería en los que se hace necesario el considerar mecanismos de cuerpos deformables. Aplicaciones de éste tipo se pueden encontrar en la industria de automoción, aeronáutica, espacial, robótica, etc.

5.3.1 Factores a considerar en la flexibilidad de eslabones

A lo largo de las últimas décadas, se han presentado diversos enfoques para la solución de la cinemática y la dinámica de sistemas multicuerpo, asumiendo que todos los cuerpos satisfacen la condición de sólido rígido.

Se supone que un cuerpo es rígido si cualquier par de puntos del material no presentan desplazamientos relativos. En la práctica los cuerpos sufren, en mayor o menor grado, alguna deformación. Por tanto, esta suposición no tiene sentido estricto, sin embargo, en la mayoría de los casos los desplazamientos son tan pequeños que pueden despreciarse sin cometer un error apreciable en los cálculos.

La flexibilidad de un eslabón de un mecanismo multicuerpo depende de varios factores:

- **NATURALEZA DEL MATERIAL:** Es posiblemente el factor más influyente en la capacidad de deformación de un material. Esto se refiere a factores como: tipo de enlaces del material, disposición estructural de átomos o moléculas, imperfecciones, etc.
- **GEOMETRÍA:** Dependiendo de ciertos parámetros geométricos, el material puede ser más o menos propenso a la deformación. Por ejemplo los espesores demasiado finos o geometrías concentradoras de tensión favorecen la deformación del eslabón.
- **VELOCIDAD:** La velocidad a la que trabaje el mecanismo va a motivar una dinámica más o menos fuerte. Cuanto más fuerte es ésta mayores son las tensiones inducidas sobre el componente, y más propenso es a deformarse.
- **TEMPERATURA:** Afecta directamente a la capacidad de deformarse del material, haciendo que disminuya su límite a fluencia.

5.3.2 Enfoques para el análisis dinámico MBS con eslabones flexibles

Para los casos donde estos desplazamientos relativos son lo suficientemente grandes como para tener un impacto en la dinámica del sistema, hay varios enfoques de análisis donde se tienen en cuenta dichos desplazamientos:

- INERTIAL FRAME OF REFERENCE:

Es un sistema de formulación absoluta de coordenadas nodales, que son usadas con una función de forma global que tiene un conjunto completo de modos de cuerpo rígido. Dicho sistema es común para todos los cuerpos del sistema.

Para posibles estudios futuros sobre dicho enfoque se han identificado los siguientes autores de referencia: *J.C Simó, L. Vu-Quoc, A. Cardona, M. Géradin, A. A Shabana.*

- FLOATING FRAME OF REFERENCE:

Es el enfoque más extendido y que se usa actualmente en la mayoría de análisis es el conocido como “Floating Reference Frame” o marco de referencia flotante, identificado como el más eficiente.

El movimiento del cuerpo se define entonces como el movimiento de su referencia más el movimiento de los puntos del material con respecto a su referencia. Si el supuesto campo de desplazamiento contiene modos de cuerpo rígido, deben imponerse un conjunto de condiciones que definan un campo de desplazamiento único.

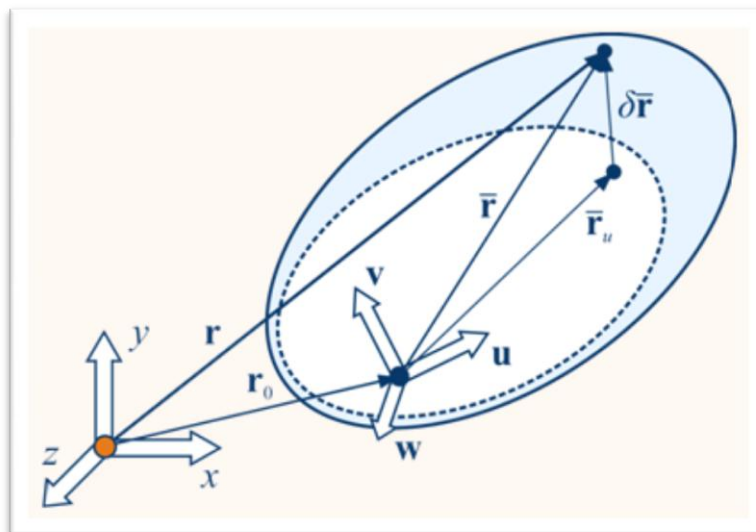


Figura 31: Modelo de sistema de referencia flotante para eslabones flexibles

Para posibles estudios futuros sobre dicho enfoque se han identificado los siguientes autores de referencia: *E. J. Haug, A. A Shabana, R.A Wehage.*

- CORONATIONAL FRAME OF REFERENCE:

Este enfoque utiliza un sistema de referencia local por cada elemento finito. Poco común, no destacan muchos trabajos y análisis donde se utilice este enfoque.

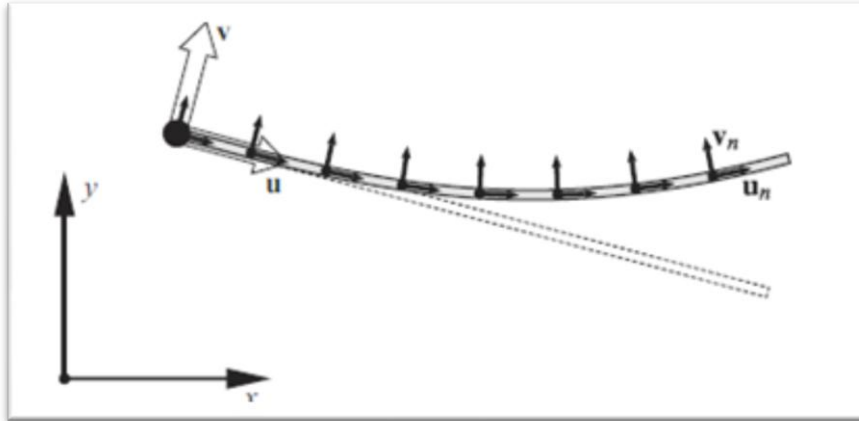


Figura 32: Modelo de sistema de referencia coronational para eslabones flexibles



5.4 TENDENCIAS DE INVESTIGACIÓN Y AUTORES

En la siguiente tabla, se muestra el estudio realizado sobre las tendencias de análisis de mecanismos multicuerpo en presencia de holguras en sus juntas, fricciones o eslabones flexibles, por parte autores importantes en el mundo de la dinámica multicuerpo.

Dicha información se recoge en la siguiente tabla, con el fin de tener la información bibliográfica de mayor interés lo más clara y compacta posible. Cabe destacar que el objetivo no es una síntesis completa de los artículos, sino una manera de clasificar e identificar de manera sencilla y clara las principales tendencias y metodologías de trabajo por parte de los autores de referencia, y que además sirva de guía tanto para metodologías de trabajo futuras y como guía de referencia para buscar otros artículos sobre el tema si fuese necesario.



TENDENCIAS DE INVESTIGACIÓN Y AUTORES DE REFERENCIA

Estudio, autores y referencia	Autores	Descripción
<i>Chaotic and periodic dynamics of a slider-crank mechanism with slider clearance</i> Referencia [18]	F. Farahanchi and S.W.Shaw	<i>Analiza el mecanismo con holgura prismática en la deslizadera. Investiga la influencia de distintos parámetros de la holgura que afectan a la dinámica como son el tamaño de holgura, fricción, velocidad en la rueda y parámetros de impacto. Además diferencia el estudio para tres tipos de movimiento: caótico, caos transitorio y periódico. El estado del arte no es demasiado claro.</i>
<i>Revolute joints with clearance in Multibody Systems</i> Referencia [14]	P. Flores and J. Ambrósio	<i>Analiza el efecto de la holgura en el cojinete de deslizadera de una biela manivela teniendo en cuenta la disipación de energía que se da por los impactos entre eje y cojinete. Supone una holgura de 0,5 mm. Muy buen estado del arte para enfoques y métodos de modelado de contactos y holguras (comparativa entre ellos). Lo que hacen es desarrollar un método computacional para analizar los diferentes modelos de contacto y ver qué resultados arroja cada uno. Comparación de holguras con modelos contacto y mecanismo ideal.</i>
<i>Analysis of planar Multibody Systems with revolute joint wear</i> Referencia [19]	Nam H. Kim, Nathan A. Mauntler, Tony L. Shmitz and W. Gregory Sawyer	<i>Muestra un procedimiento para analizar el mecanismo con holgura en junta de revolución biela-manivela, focaliza su análisis en predecir el desgaste por un método iterativo que se complementa con las ecuaciones del movimiento. Buen estado del arte ya que introduce las ecuaciones del movimiento, y discute planteamientos tomados para analizar holguras y fuerzas de contacto.</i>
<i>Influence of joint clearance on kinematic and dynamic parameters of mechanism</i> Referencia [15]	C. A. Akhadkar, A. B. Deoghare and A. M. Vaidya	<i>Introduce bien la problemática de las holguras. Se analizan los efectos de holguras en todas las juntas y contactos desde un enfoque de introducción de eslabones de masa despreciable. Es un método no tiene en cuenta muchos factores como impactos, deformaciones, etc. Contempla comparativa entre movimiento cuasi-estático y dinámico</i>



<p><i>Dynamic analysis of a slider-crank mechanism with joint clearance.</i> Referencia [20]</p>	<p>Jiadong Mu, Tieqiang Gang y Zhihya Fu</p>	<p>Realizan un análisis del mecanismo con holgura en la junta de la deslizadera. Realizan el estudio con ADAMS y lo comparan con un análisis del mecanismo ideal. Escaso estado del arte aunque saca conclusiones interesantes.</p>
<p><i>Optimal dynamic design of a planar slider-crank mechanism with a joint clearance.</i> Referencia [21]</p>	<p>S.M. Varedi, H.M. Daniali, M. Dardel and A. Fathi</p>	<p>Hace un buen resumen del estado del arte en la introducción. Optimiza la masa, CDG e inercia de las partes móviles para minimizar las fuerzas de impacto en la junta y mejorar el funcionamiento dinámico del mecanismo.</p>
<p><i>Modeling planar slider-crank mechanisms with clearance joints in Recurdyn.</i> Referencia [16]</p>	<p>Alexander Gummer and Bernd Sauer</p>	<p>Muy interesante. Muy buena introducción y estado del arte, hacen un buen repaso por los trabajos de referencia en la introducción, además explican de una manera completa los modelos de contacto, fuerzas de amortiguamiento y modelos de fricción. Además es interesante, que enfoca el análisis con una herramienta comercial (RecurDyn), proponiendo diferentes estrategias para ello, como la programación de subrutinas.</p>
<p><i>Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism.</i> Referencia [22]</p>	<p>Selcuk Erkaya and Ibrahim Uzmay</p>	<p>Realiza un banco de ensayos para testear los efectos dinámicos de las holguras en mecanismo biela-manivela. Analiza fuerzas de contacto, vibraciones y ruidos en presencia de las holguras, a través de un cálculo analítico desde un enfoque de links de masa despreciable y modelos de contacto continuo. No hace comparativa entre estudio analítico y experimental. Compara resultados experimentales con holgura y sin holgura. Interesante desde el punto de vista de instrumentación del banco de ensayos.</p>
<p><i>Tolerance analysis of mechanisms taking into account joints with clearance and elastic deformations.</i> Referencia [23]</p>	<p>Julia Stuppy and Harald Meerkamm</p>	<p>Simula un mecanismo de biela (cigüeñal) manivela + slider teniendo en cuenta las tolerancias dimensionales de las piezas y el ajuste en el cojinete de la biela manivela. También tienen en cuenta la flexibilidad de la biela. Analiza cuales son las tolerancias que más y menos afectan en el funcionamiento del mecanismo.</p>



<i>Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance</i> Referencia [24]	<i>Imed Khemili, Lotfi Romdhane</i>	<i>Este trabajo tiene especial interés para nuestro caso. Por un lado analiza el tema de flexibles y holguras, y por otro usa una herramienta de simulación comercial (ADAMS), y además contrasta los resultados con un banco de ensayos (proceso similar al que queremos realizar nosotros).</i>
<i>Modeling of joints with clearance in flexible Multibody systems.</i> Referencia [25]	<i>Oliver A. Bauchau, Jesús Rodríguez</i>	<i>Buena descripción de las ventajas e inconvenientes de los trabajos precedentes. Comparativa a tener en cuenta flexibilidad, holgura, lubricación... CONCLUSIONES interesante.</i>
<i>Dynamics of Multibody Systems</i> Referencia [26]	<i>Ahmed A. Shabana</i>	<i>Libro útil para ciertas consultas. Pero su principal objetivo es describir la técnica de resolución de mecanismos multicuerpo genéricos.</i>
<i>Kinematic and Dynamic simulation of Multibody Systems</i> Referencia [1]	<i>Javier García de Jalón and Eduardo Bayo</i>	<i>Muy buen libro para aprender sobre los principios básicos de simulaciones dinámicas de sistemas multicuerpo. Buena referencia para consultar cualquier aspecto sobre los problemas de las simulaciones dinámicas y cinemáticas.</i>
<i>Flexible Multibody Dynamics</i> Referencia [3]	<i>O. A Bauchau.</i>	<i>Libro que trata en profundidad el análisis dinámico multicuerpo con eslabones flexibles. Replantea toda la teoría del análisis dinámico multicuerpo existente para el sólido rígido adaptándola a cuerpos flexibles.</i>
<i>Kinematics and Dynamics of Multibody Systems with Imperfect joints.</i> Referencia [2]	<i>Paulo Flores, J. Ambrósio, J.C Pimenta Claro, Hamid M. Lankarani</i>	<i>Libro que trata en detalle todos los aspectos relacionados con el análisis cinemático y dinámico de mecanismos con holgura. Muy avanzado en el tema.</i>

Tabla 4: Tendencias de investigación y autores



6. AUTORES, CENTROS Y REVISTAS DE REFERENCIA

6.1 AUTORES DE REFERENCIA

Durante la realización del estado del arte del presente proyecto, se identifican varios autores que se posicionan como investigadores líderes a nivel mundial en el campo de la dinámica multicuerpo:

AUTOR	CENTRO	TÓPICOS DE INVESTIGACIÓN	ESPECIALIDAD
<u>Ahmed A. Shabana</u>	Universidad de Illinois, Chicago (EE.UU)	<ul style="list-style-type: none">- Computational dynamics- Vibration and control of multibody systems that consist of interconnected rigid and deformable bodies- Integration of finite elements- Computational geometry- Multibody system algorithm- Integration of computer aided design and analysis (ICADA)	COMPONENTES FLEXIBLES
<u>Hamid M. Lankarani</u>	Universidad de Wichita, Kansas (EE.UU)	<ul style="list-style-type: none">- Biodynamics- Multibody dynamics- Impact dynamics- Mechanical systems analyses and design- Computer Aided-Design- Occupant Protection of Transportation Systems- Automotive and Aircraft Crashworthiness	HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN
<u>Paulo Flores</u>	Universidad de Minho, Braga (Portugal)	<ul style="list-style-type: none">- Multibody System Dynamics- Dynamic analysis- Kinematics- Friction- Tribology- Computational mechanisms- Biomechanics	HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN
<u>Jorge A. C Ambrósio</u>	Universidad de Lisboa, Lisboa (Portugal)	<ul style="list-style-type: none">- Structural analysis- Biomechanics- Motion analysis- Kinematics- Composite materials- Computational mechanisms- Finite Element Methods	HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN



<p><u>J. C Pimenta Claro</u></p>	<p>Universidade de Minho, Braga (Portugal)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Dynamic and kinematic analysis - Lubrication - Tribology - Biomechanics - Friction - 3D Motion Analysis - Computational biomechanics 	<p>HOLGURAS, CONTACTO Y FRICCIÓN</p>
<p><u>O. A. Bauchau</u></p>	<p>Instituto Tecnológico de Georgia, Georgia (EE.UU)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Finite Element Method - Composite Materials - Multibody Dynamics - Aeroelasticity - Non linear dynamics - Elasticity - Engineering, Applied and Computational Mathematics 	<p>COMPONENTES FLEXIBLES</p>
<p><u>Javier García de Jalón</u></p>	<p>Universidad Politécnica de Madrid, Comunidad de Madrid (España)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Multibody Dynamic Systems - Dynamic Simulation - Numerical Methods - Software engineering - Algorithms - Artificial intelligence - Mechanical engineering 	<p>MÉTODOS COMPUTACIONALES APLICADOS A DINÁMICA MULTICUERPO</p>
<p><u>Eduardo Bayo</u></p>	<p>Universidad de Navarra, Navarra (España)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Mechanical engineering - Aerospace engineering - Structural engineering - Multibody dynamics 	<p>MÉTODOS COMPUTACIONALES APLICADOS A DINÁMICA MULTICUERPO</p>
<p><u>J. Cuadrado</u></p>	<p>Universidad de la Coruña, Galicia (España)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Engineering, Applied and Computational Mathematics - Multibody System Dynamics - Mechanical Engineering 	<p>MÉTODOS COMPUTACIONALES APLICADOS A DINÁMICA MULTICUERPO</p>

Tabla 5: Autores de referencia

6.2 CENTROS DE REFERENCIA

De entre los centros de referencia más destacados en el campo de investigación de la dinámica multicuerpo, se pueden destacar los siguientes:

- **The International Association for Multibody System Dynamics – IMSD:**

La asociación se encarga de organizar conferencias semestrales sobre la dinámica de sistemas multicuerpo, abordando tópicos como la mecánica computacional, la dinámica no lineal y el diseño de control. Se fomenta la investigación sobre la dinámica de sistemas multicuerpo y campos complementarios. Se promueve la cooperación internacional entre científicos e ingenieros. Asisten los investigadores de referencia a nivel mundial.

Para más información consultar [referencia \[27\]](#).

- **International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science:**

Organización dedicada a la investigación y desarrollo del campo de Máquinas y mecanismos en métodos teóricos y experimentales, junto con su aplicación práctica.

Para más información consultar [referencia \[28\]](#).

- **European Community on Computational Methods in Applied Sciences - ECCOMAS:**

Es una comunidad Europea cuyo principal interés es la investigación y el desarrollo de métodos computacionales aplicados a distintos campos. Se organizan periódicamente congresos y conferencias, se otorgan premios, etc. Fomentación de la investigación y cooperación de la comunidad científica.

Para más información consultar [referencia \[29\]](#).

- **European Mechanics Society – EUROMECH:**

Es una sociedad científica internacional no gubernamental sin ánimo de lucro. El objetivo es estar involucrados en todas las actividades orientadas a promover el desarrollo de mecanismos y aspectos asociados a ellos (movimiento, fluidos, deformación, fuerzas aplicadas, etc).

Para más información consultar [referencia \[30\]](#).

- **Universidad de Illinois – Dynamic Simulation Laboratory (DSL):**

Laboratorio dedicado a la investigación sobre modelado dinámico de mecanismos complejos y sistemas aeroespaciales que consisten en componentes rígidos y flexibles interconectados.



Importantes sociedades partner del laboratorio (Federal Railroad Administration, the Army Research Office, the National Science Foundation, Ford Motor Company, Dana Corporation, Komatsu Ltd., y North Atlantic Treaty Organization.

Para más información ver [referencia \[31\]](#).

- **Universidad de Wichita (Department of Mechanical Engineering):**

Área muy orientada a la investigación en el campo de simulación dinámica. Destacan campos como: Automotive Aircraft Crashworthiness, Occupant Protection of Transportation Systems, Biodynamics, Injury Biomechanics, Multibody Dynamics, Structures, Impact Dynamics, Mechanical Systems Analysis and Design, Computer-Aided Design.

Ver [Referencia \[32\]](#).

- **Universidad do Minho (Mecánica):**

Destacan numerosos estudios e investigadores de esta institución a nivel mundial. Dentro de la dinámica multicuerpo, la mayoría de sus estudios tratan en análisis dinámico multicuerpo teniendo en cuenta distintos tipos de holguras, contactos, etc.

Ver [referencia \[33\]](#).

- **Universidad de Lisboa (Mechanical Engineering):**

Departamento que también destaca con algún investigador importante a nivel mundial y diversas publicaciones también de relevancia.

- **Universidad Politécnica de Madrid** (Área de Matemáticas Aplicadas y Dinámica de Mecanismos Flexibles):

Importantes publicaciones, investigadores y prestigiosos premios. Seguramente la más importante en el panorama nacional.

[Referencia \[34\]](#) y [referencia \[35\]](#).

- **Otras:** También hay otras Universidades o centros dedicadas a la investigación de este tipo de cuestiones, aunque no disponen del prestigio internacional de las mencionadas anteriormente. Entre ellas se pueden encontrar la Universidad Politécnica de Bilbao, la Universidad Politécnica de Valencia, Universidad de Navarra o el CEIT.



6.3 REVISTAS DE REFERENCIA

Por último, se han identificado una serie de revistas que han servido como fuente de búsqueda de artículos y estudios que han sido analizados en el presente proyecto. Entre ellas, destacan las siguientes:

- **Mechanism and Machine Theory:**

Proporciona artículos y casos de estudio sobre investigación de los campos de la mecánica y teoría de mecanismos como: Teoría y metodología de diseño, biomecánica, Robótica y Mecatrónica, Mecanismos y Transmisiones, Cinemática y Dinámica de control, etc. Bajo el famoso libro Elsevier.

[Referencia \[36\].](#)

- **Mechanics Based Design of Structures and Machines:**

Contiene artículos y estudios de importancia a nivel mundial en cuanto al análisis dinámico de mecanismos.

Ver [Referencia \[37\].](#)

- **Open - Access Mechanical Engineering:**

Es un foro internacional que tiene como objetivo la difusión de las contribuciones e investigaciones en el campo de la mecánica teórica y aplicada, además de proporcionar una plataforma para jóvenes investigadores y construir una cartera de artículos de alta calidad.

Ver [Referencia \[38\].](#)

- **Chinese Journal of Mechanical Engineering:**

Plataforma China para todo tipo de trabajos de investigación en el área de Ingeniería Mecánica. Gran cantidad de trabajos relacionados con la dinámica multicuerpo.

[Referencia \[39\].](#)

- **Multibody System Dynamics:**

Revista donde se encuentran específicamente trabajos del campo de la dinámica multicuerpo. Refleja el desarrollo y las tendencias de investigación en el campo teórico y computacional de la dinámica multicuerpo con componentes rígidos y flexibles.

[Referencia \[40\].](#)



En la siguiente tabla (Tabla 6) se muestra una clasificación en función de la importancia o impacto a nivel mundial de cada revista. Dicha clasificación se realiza teniendo en cuenta el *factor de impacto* (mide el promedio de citas recibidas en el último año determinado a través de artículos publicados), y el *factor de impacto 5-años* (calcula el factor de impacto en los últimos cinco años):

Orden de importancia	Revista	Editorial	Factor de impacto	Factor de impacto 5-años
1º	<u>Mechanism and Machine Theory</u>	Elsevier	1.689	1.971
2º	<u>Mechanics Based Design of Structures and Machines</u>	Thomson Reuters	1.508	1.109
3º	<u>Mutibody System Dynamics</u>	Springer	1.389	---
4º	<u>Open - Access Mechanical Engineering</u>	Copernicus Publications	1.20	0.963
5º	<u>Chinese Journal of Mechanical Engineering:</u>	Springer	0.598	---

Tabla 6: Orden de importancia internacional de Revistas



7. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA SOFTWARES COMERCIALES DE SIMULACIÓN

En este apartado se van a analizar características y prestaciones de las diferentes herramientas software como posibilidad potencial en análisis dinámico de mecanismos multicuerpo, con el fin de determinar, a priori, el alcance de cada herramienta y sus puntos fuertes, de manera que se pueda tener una visión global de lo que puede ofrecer el mercado actual y ver que márgenes de mejora puede tener cada una.



7.1 ADAMS MSC SOFTWARE

7.1.1 Descripción general

Del fabricante **MSC Software Corporation**, Adams ayuda a los ingenieros a entender la dinámica de los componentes en movimiento, a estudiar la distribución de cargas sobre los sistemas mecánicos y a mejorar y optimizar sus productos. Adams permite evaluar y controlar interacciones complejas entre distintas disciplinas como son movimiento, estructural, vibraciones y controles, para optimizar el diseño del producto y para obtener un mejor rendimiento, seguridad y confort. Se pueden integrar componentes flexibles en el modelo de Adams para una mejor representación estructural y obtener deformaciones y tensiones en los cuerpos flexibles.

La mayoría de las grandes multinacionales especializadas en simulaciones dinámicas multicuerpo usan este software, postulándose como una herramienta extremadamente poderosa, que proporciona al usuario las características suficientes para cualquier sistema mecánico concebible e imaginable para ser probado plenamente.

Sería sin duda una de las mejores opciones para probar su potencia y mejorar notablemente las simulaciones dinámicas, pudiendo considerar seguramente todos los factores críticos que se estudian en este proyecto.

7.1.2 Productos

- **Adams Machinery**: A Powerful Simulation Suite for Mechanical Drive Systems.
- **Adams Car**: Real Dynamics for Vehicle Design and Testing.
- **Flexible Multibody Systems**: Flexible Multibody Systems in Adams.
- **Adams MaxFlex**: Maximize Nonlinear Flexibility in Multibody Dynamics Simulations.
- **Adams Real Time**: Hardware-in-the-loop Solutions.

7.1.3 Análisis de disponibilidad

En cuanto al análisis de licencias se han estudiado ofertas para su compra, pero por el momento se va de presupuesto (oferta reflejada en tabla 7). Se ha solicitado una versión de prueba gratuita a un distribuidor (CAE Simulation Solutions), también disponen de una versión gratuita para estudiantes (habría que pedir varios certificados a la universidad).



7.2 ANSYS

7.2.1 Descripción general

De *Ansys Software Development*, Ansys presenta un **módulo MBD** para el análisis dinámico multicuerpo poderoso, que permite a Ansys simular movimiento de mecanismos con el objetivo de entender su comportamiento y analizar su comportamiento dinámico. El software también ofrece un puente a capacidades MBD avanzadas, permitiendo exportar modelos al software RecurDyn.

Algunas de sus prestaciones son:

- Se definen fácilmente modelos MBD y rápidamente resueltos.
- Define casos de carga seleccionando puntos de salida para el ciclo de trabajo pudiendo analizar la cinemática y dinámica del sistema.
- Herramientas potentes MBD de post-procesado.
- Posibilidad sencilla de transferir el modelo a herramientas avanzadas de análisis MBD.
- Trabajo con sólido rígido y sólido flexible.

Puede ser una buena herramienta para cumplir objetivos, además tiene posibilidad de exportar a RecurDyn para mejorar aún más la simulación.

7.2.2 Productos

- **Rigid bodies**: Análisis dinámico en sólido rígido.
- **Structural Transient**: Análisis con sólidos flexibles.

7.2.3 Análisis de disponibilidad

Licencia disponible para trabajar en Ikerlan, aunque está pendiente de analizar el contenido de esta licencia.

7.3 RECURDYN

7.3.1 Descripción general

De **FunctionBay Software**, RecurDyn es un paquete de software multidisciplinar, de ingeniería asistida por computadora (CAE) cuya función principal es la simulación de la dinámica multicuerpo (MBD). RecurDyn simula sistemas dinámicos de cuerpos rígidos y flexibles combinando el MBD rígido tradicional con tecnología punta de elementos finitos para el modelado de cuerpos flexibles. Además, RecurDyn también incluye una herramienta de control de diseño integrada, optimización de diseño, dinámica de partículas para materiales granulares y análisis de durabilidad y fatiga. RecurDyn también admite la co-simulación con otras herramientas de software de ingeniería asistida por computadora. RecurDyn incluye un entorno de co-simulación para simulaciones acopladas con solver de dinámica de fluidos computacional.

RecurDyn emplea tecnologías líderes en el mundo tanto en su solución para proporcionar una velocidad de cálculo superior y un rendimiento robusto, y en su interfaz gráfica de usuario para proporcionar un entorno extremadamente potente e intuitivo y fácil de usar para un completo pre y post-procesamiento. La GUI incluye extensas herramientas de personalización para permitir a los usuarios simplificar y automatizar RecurDyn, e integrar RecurDyn con sus propios métodos de flujo de trabajo.

7.3.2 Productos

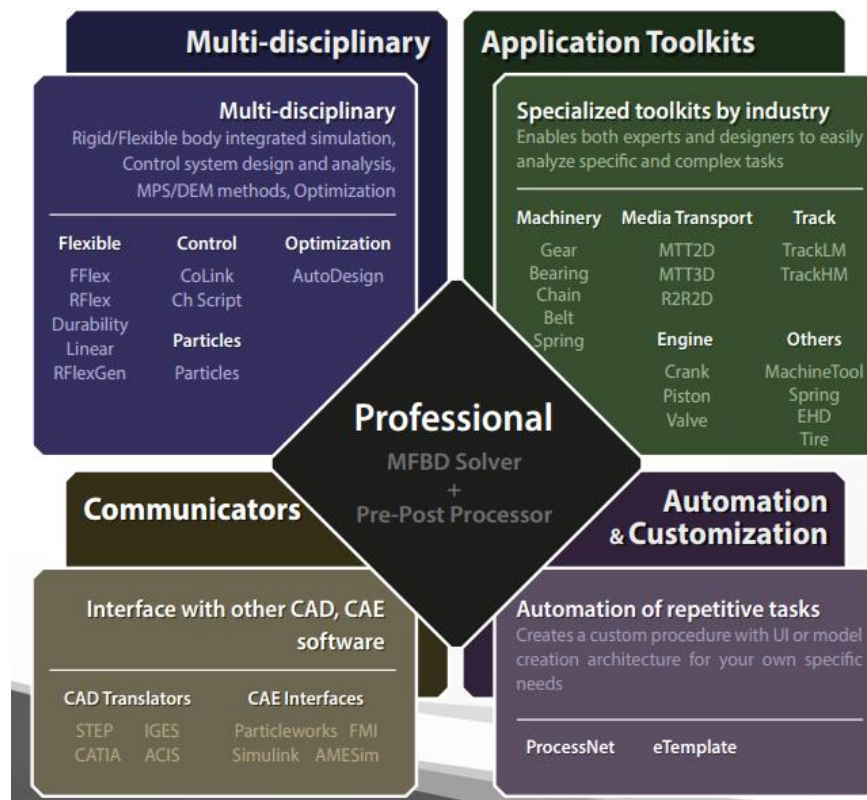


Figura 33: Productos ofrecidos por Recurdyn

7.3.3 Análisis de disponibilidad

Dispone de una licencia para estudiantes de 6 meses. Aunque presenta las siguientes limitaciones:

● Limitations of RecurDyn Student Version

- The maximum number of rigid bodies is 20.
- Only the Parasolid file format (*.x_t, *.x_b) is supported for imported CAD geometry. The file size must be less than 1MB (1,048,579 bytes).
- 3 contact types are supported: Sphere To Sphere, Sphere In Sphere, and Extended Surface To Surface Contact.
- The model file (*.rdyn) generated by RecurDyn/Modeler and the plot file (*.rplt) used by RecurDyn/Plot in RecurDyn Student Version are not compatible with the full version of RecurDyn.
- No technical support from FunctionBay.

Figura 34: Limitaciones versión estudiante RecurDyn

No obstante se puede descargar una licencia de prueba de 30 días que incluye todos los paquetes. Pendientes de recibir oferta.

7.4 COMSOL MULTIPHYSICS

7.4.1 Descripción general

De **Comsol Multiphysics Software**, Comsol es una consolidada compañía y proveedor líder en simulación multifísica y software de análisis, promocionando las ideas de los ingenieros y doctorandos a la vanguardia del desarrollo de nuevos productos. Activa el diseño de innovaciones en diversos mercados objetivos.

Este software se conocía como una herramienta de análisis por elementos finitos y simulador para diversos campos de la física y la ingeniería. Desde la versión 5.0 (2014) el software dio un importante salto cualitativo hacia lo que hoy se conoce como Comsol Multiphysics.

Comsol Multiphysics cuenta con un reciente módulo para el análisis dinámico de sistemas multicuerpo (Multibody Dynamics Module). Incorpora el análisis por elementos finitos (FEA) al cálculo de modelos estructurales que contienen diferentes cuerpos unidos mediante diversas ligaduras.

El módulo incorpora características para la creación exitosa de simulaciones que contienen componentes rígidos y flexibles, e incluye acoplamientos físicos predefinidos para añadir fenómenos eléctricos, térmicos y estructurales a los modelos.

Las prestaciones de Comsol Multiphysics son muy amplias y multidisciplinarias:

- Simulaciones Mecánicas, de Fluidos, Eléctricas y Químicas.

- Multiphysics – Fenómenos acoplados: dos o más fenómenos físicos que se influyen mutuamente sin limitación alguna sobre el tipo o combinaciones que se pueden producir.
- Física sencilla – Un entorno integrado para diferentes físicas y aplicaciones. Un día se trabaja con transferencia de calor, otro con mecánica estructural, después con flujo fluido, etc. Utiliza el mismo flujo de trabajo para cualquier aplicación.
- Permite el desarrollo de productos inter-disciplinares en una plataforma unificada de simulación.
- Es capaz de llevar a cabo un análisis estático o dinámico para un sistema con componentes rígidos y flexibles conectados a través de un conjunto de juntas o pares cinemáticos.
- Presenta algunas ventajas en cuanto a las juntas o pares cinemáticos respecto a otras herramientas. Analiza las juntas más en detalle, pudiéndose configurar de manera más controlada y detallada que con otras herramientas (permite configurar varios parámetros y las ecuaciones de modelado de la junta son visibles). Se pueden introducir parámetros como condiciones de resorte o pre-deformación en la articulación. Además ofrece un amplio abanico de pares que se pueden implementar y una fácil configuración del movimiento.
- A través de su aplicación LiveLink para Matlab, permite aprovechar toda la potencia de Matlab y extender el modelado de sistemas mediante programación de scripts. Esta herramienta tiene una gran potencia y puede ser útil para:
 - Extender los programas de Matlab con simulaciones multifísicas.
 - Automatizar programáticamente los estudios para definir las condiciones de simulación y evaluar modelos.
 - Realizar operaciones pre- y pos-procesado usando análisis de datos estadísticos.
 - Construir interfaces gráficas de usuario (GUI) personalizadas para las simulaciones multifísicas que permitan la realización de tareas interactivas.

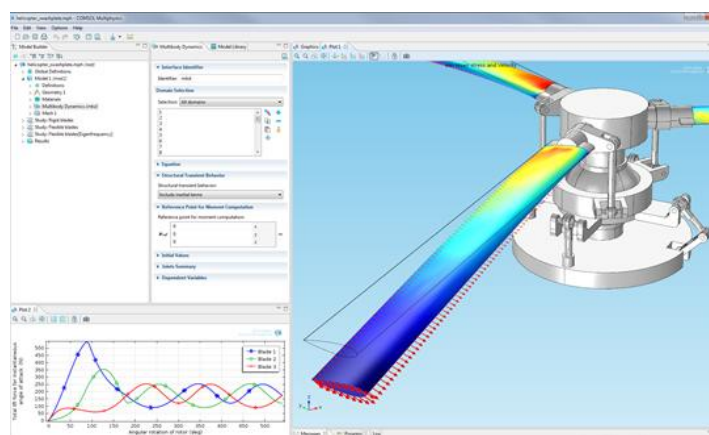


Figura 35: Interfaz y simulación con COMSOL Multiphysics

En cuanto a disponibilidad de la herramienta, se ha solicitado una versión de prueba (sólo 15 días no prorrogables), no disponen de versiones para estudiantes ya que lo consideran un software para profesionales. Estudiar posibles precios de licencia.

7.4.2 Productos

- **Structural & Acoustics:** Structural Mechanical module, Non-linear Structural materials module, Geomechanics Module, Fatigue Module, Multibody Dynamics Module, Rotary Dynamics Module, Acoustics Module.
- **Electrical:** AC/DC Module, RF Module, Wave optics Module, Ray Optics Module, etc.
- **Fluid & heat:** CFD Module, Mixer Module, Subsurface Flow Module, Pipe Flow Module, Heat Transfer Module, etc.
- **Chemical:** Chemical Reaction Module, Batteries & Fuel Cells Module, Corrosion Module, etc.
- **Multipurpose:** Optimization Module, Material Library, Particle Tracing Module.
- **Interfacing:**



Figura 36: Interfaz COMSOL Multiphysics



7.4.3 Análisis de disponibilidad

Tras indagar en la versión de prueba de Comsol Multiphysics se destacan las siguientes observaciones:

- Herramienta muy potente para cálculos multifísicos, es decir, cuando se trata de fenómenos físicos acoplados (por ejemplo termodinámica y dinámica multicuerpo) la herramienta es de gran potencia y utilidad.
- Presenta una moderna dinámica de sólido flexible, por lo que en ese aspecto también es una herramienta de gran utilidad.
- En cuanto a la definición de juntas y contactos en ellas, la herramienta no es todo lo detallada que se desearía. Solamente permite la opción de considerarlas rígidas o elásticas, y en el caso que se escoja elástica permite configurar parámetros de muelle y amortiguamiento (modelo muelle-amortiguador).

Oferta recibida, reflejada en tabla 7.

7.5 SOLIDWORKS MOTION

7.5.1 Descripción general

De *Dassault Systèmes SolidWorks Corporation*, SolidWorks es un software CAD para el modelado mecánico 3D desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una filial de Dassault Systèmes, S.A.

El complemento SolidWorks Motion es una herramienta que permite evaluar fácilmente como se comportará y moverá el producto durante su ciclo operativo. Se visualiza fácilmente como se movería el mecanismo en la vida real, además se pueden medir fuerzas y cargas del diseño.

El análisis de movimiento se resuelve con el uso de un enfoque basado en el tiempo para problemas dinámicos y cinemáticos de cuerpos rígidos. Utiliza las relaciones de posición de ensamblaje, junto con los contactos de piezas y un sólido solver basado en la física para determinar con precisión los movimientos físicos de un ensamblaje con carga. Una vez realizado el cálculo de las fuerzas y movimiento del ensamblaje, puede llevarse a cabo un análisis estructural de los componentes para garantizar el rendimiento del producto.

La simulación de SolidWorks Motion puede calcular el efecto de:

- Fuerzas.
- Resortes.
- Amortiguadores.

- Gravedad.
- Contacto entre componentes.
- Casquillos.

A priori, no es una herramienta muy avanzada para el análisis dinámico multicuerpo, no cuenta con módulo multicuerpo ni contempla el análisis con elementos flexibles. Sin embargo, es una herramienta interesante, con margen de mejora en algunos aspectos, como pueden ser simular efectos de casquillos y holguras.

7.5.2 Productos

No tiene complementos ni subproductos, la herramienta misma es un producto del producto SolidWorks Simulation.

7.5.3 Análisis de disponibilidad

Licencia disponible en Ikerlan, ningún problema para testear la potencia del software.

7.6 SIMPACK

7.6.1 Descripción general

De **Dassault Systèmes Corporation**, es una potente herramienta software creada para simulaciones Multibody, usada para el análisis dinámico de cualquier sistema mecánico o mecatrónico. Es capaz de generar y resolver modelos 3D complejos. Simpack ha sido diseñado para abordar modelos complejos no lineales con elementos flexibles y contactos de choque severos.

Tras analizar a grandes rasgos la herramienta, queda de manifiesto la gran potencia que posee, ya que aborda muchos casos y situaciones no lineales como en las que se pretende profundizar (flexibilidad, holguras...), y permite hacer simulaciones muy detalladas de articulaciones con elementos rodantes, teniendo en cuenta fuerzas, rigidez no lineal, hidrodinámica, holguras, etc.

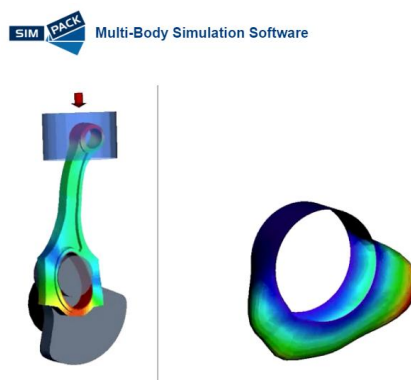


Figura 37: Simulación dinámica Multibody con Simpack



7.6.2 Productos

Cuenta con varios módulos de simulación de diferentes efectos. Algunos de ellos pueden resultar de especial interés para el presente proyecto:

- **Base modules** (Pre, Solver, Post, Wizard).
- **Automotive** (Automotive, TNO MF-Tyre, TM Easy Tyre, Interface to FTire/core, FTire/core (3rd Party), Interface to CDTire, CDTire, Virtual suspension).
- **Bearing** (Journal Bearing, Elasto-Hydrodynamic Bearing, Interface to Software TOWER, BEARINX, Simpack Rolling Bearing).
- **Biomotion** (Biomotion Force Elements, Biomotion Car Driver, Motorcycle Rider, HAS-Powertool Controller).
- **CAD** (CATSIM V5 Creator, ProSIM).
- **Drivetrain** (Drive Line Selection 1, Drive Line Selection 2, Gear Pair, Belt, Shaft Coupling).
- **Engine** (Hydraulic Lash Adjuster, Gas Force, Dynamic Spring Multi Mass Model, Dynamic Spring Flexible Model + Segment Multi Mass Model, Chain).
- **Flexible** (SIMBEAM, FlexModal, FlexContact, Loads Stress&Strain, Loads Durability).
- **General** (Contact, User, Control, NVH, Dynamic Bushing, Order Analysis).
- **Multi-Domain** (SIMAT, MatSIM, FMU Import, FMU Export, IPC Co-Simulation).
- **Rail** (Rail, Kalker Contact, Rail Wear).
- **Realtime** (Realtime Simulation Module).
- **Wind** (Rotorblade Generator, AeroDyn (NREL), HydroDyn (NREL), Interface to AeroModule (ECN), Wind Turbine Control Interface).

7.6.3 Análisis de disponibilidad

No dispone de versión estudiantes, se puede solicitar una versión de prueba y se ha recibido oferta para adquisición, alquiler y mantenimiento.

7.7 WORKING MODEL 2D

7.7.1 Descripción general

De **Design Simulation Technologies**, Working Model es una herramienta de CAE que permite crear simulaciones de sistemas mecánicos reales que permiten reducir el tiempo de creación de un producto, mejorando la calidad final y optimizando los cálculos. Es una herramienta adoptada por miles de ingenieros profesionales para crear y analizar los sistemas mecánicos reales.

Incluye detección automática de colisión y respuestas para la geometría NURBS. Además se ha incluido 'scripts' como Flexbeam, Shear y Bending Moment, así como Pin Friction. Estos 'scripts' se han diseñado a medida para ampliar el uso de esta herramienta.

En cada etapa del ciclo de desarrollo, Working Model ayuda a la mejora del producto, permitiendo reducir el tiempo de diseño y, en consecuencia, ahorrar costes. Se puede interaccionar con los controles mientras la simulación sigue funcionando para, por ejemplo, cambiar la ganancia de un controlador PID en un problema de balanceado de energía.

También permite la **visualización de las simulaciones con gran variedad de representaciones** como vectores animados, barras de líneas, medidas métricas, etc.

Es una herramienta interesante para realizar **un buen cálculo cinemático simulando holguras** en un mecanismo articulado, como se ha visto en algún estudio analizado posteriormente. Hay que tener en cuenta que la dinámica se tendría que analizar en un posterior sistema CAD, pero presentaría la ventaja de analizar más fácilmente parámetros en la holgura.

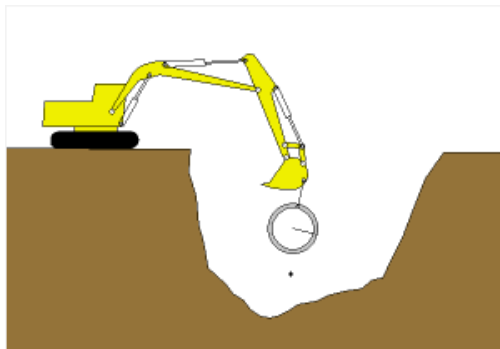


Figura 38: Simulación cinemática Multibody con Working Model

7.7.2 Productos

Paquete único de trabajo.

7.7.3 Análisis de disponibilidad

Ver tabla 7.



En la tabla 7 se muestran las capacidades de interés para el presente proyecto, de cada herramienta software comercial. Se pretende dar una idea de lo que puede ofrecer cada una y lo que no atendiendo a las necesidades actuales. Por otro lado, en la tabla 8 se muestran las distintas opciones de disponibilidad de licencia que ofrece cada herramienta de simulación así como los precios de licencia en cada caso.

SOFTWARE CAPABILITIES ANALYSIS	SÓLIDO RÍGIDO	SÓLIDO FLEXIBLE	HOLGURAS- JUEGOS	EFFECTO COJINETE	BASADO EN CAD
SOLIDWORKS	✓	X	X	✓	✓
COMSOL	✓	✓	X	✓	✓
SYMPACK	✓	✓	✓	✓	✓
ADAMS	✓	✓	X	✓	✓
ANSYS	✓	✓	✓	X	✓
RECURDYN	✓	✓	✓	✓	✓
WORKING MODEL 2D	✓	✓	X	X	X

Tabla 7: Análisis de competencias de herramientas software comerciales



SOFTWARE LICENSE ANALYSIS	DISPONIBLE EN IKERLAN	PRECIO LICENCIAS	VERSIÓN ESTUDIANTE	VERSIÓN DE PRUEBA
SOLIDWORKS	✓	Licencia obtenida	✓	✓
COMSOL	X	12000 € (compra)	X	✓ (15 días)
SYMPACK	X	53800 € (compra) 28000 € (alquiler anual – 1366 tokens)	X	✓
ADAMS	X	52800 € (compra) 14000€ (alquiler anual-28 tokens)	✓	✓
ANSYS	✓	Licencia obtenida	✓	✓
RECURDYN	X	-	✓ (6 meses)	✓ (30 días)
WORKING MODEL 2D	X	-	X	X

Tabla 8: Análisis de potencial disponibilidad de herramientas software comerciales

8. ANÁLISIS DE SOLIDWORKS MOTION (OVERVIEW)

En este apartado se van a estudiar las prestaciones que ofrece la herramienta comercial para el análisis dinámico multicuerpo MBS disponible en Ikerlan, SolidWorks Motion [7]. Con el objetivo de tener una idea de lo que puede ofrecer la herramienta, a priori, teniendo en cuenta que posteriormente con la realización de simulaciones y experimentaciones reales se comprobarán todo su potencial, lo que servirá para ver hasta dónde puede llegar la herramienta realmente.

8.1 INTRODUCCIÓN A SIMULACIONES DE MOVIMIENTO

La herramienta ofrece simulaciones gráficas de movimiento para modelos de ensamblaje. Se pueden incorporar propiedades visuales, iluminación y perspectivas de cámara. Se pueden usar las restricciones de movimiento que ofrece SolidWorks para restringir el movimiento de componentes en el ensamblaje.

El complemento dispone de las siguientes herramientas para el estudio de movimiento:

- **Animación:** Permite la opción de agregar motores a los componentes para conducir su movimiento. Animación utiliza interpolación para definir el movimiento de los componentes de un ensamblaje entre marcas.
- **Movimiento básico:** Permite simular los efectos de motores, resortes, contacto y gravedad en ensamblajes. Es un cálculo relativamente rápido, está enfocado a un uso para crear simulaciones tipo presentación basadas en leyes físicas.
- **Análisis de movimiento:** Simula y analiza de forma precisa los efectos de elementos en movimiento en un ensamblaje (fuerzas, resortes, amortiguadores y fricción). Utiliza solvers cinemáticos potentes y tiene en cuenta propiedades de materiales, así como masas e inercias. Permite hacer trazados de resultados para análisis adicionales. Solo disponible con SolidWorks Premium.

8.1.1 *Método computacional de análisis de movimiento*

El programa usa el método iterativo de Newton-Raphson en cada paso de tiempo. Por lo que configurando pasos de tiempo pequeños, el software puede predecir la posición de los cuerpos al siguiente paso de tiempo, basándose en las condiciones iniciales del paso previo.

La solución es iterada hasta alcanzar un grado satisfactorio de precisión de valores de aceleración y velocidad.

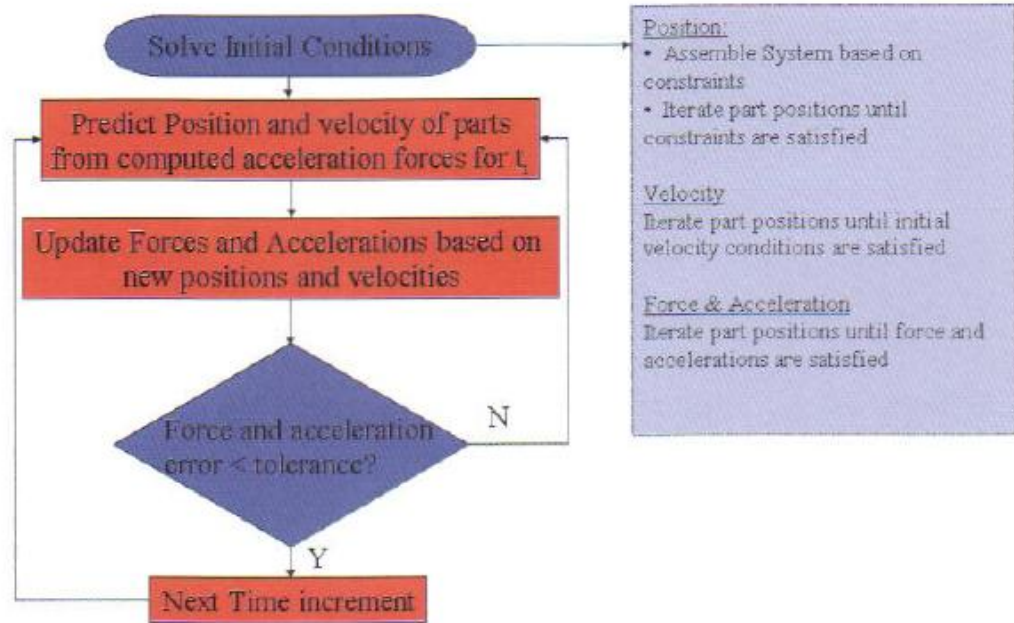


Figura 39: Diagrama de flujo para método de resolución iterativo

8.1.2 Consideraciones iniciales

- Todos los cuerpos son considerados infinitamente rígidos. Esto significa que la deformación del material no es considerada durante la simulación.
- El cuerpo rígido puede ser tratado como un cuerpo fijo. Esto significa que dicho cuerpo tiene cero grados de libertad, en descanso absoluto. Estos cuerpos sirven como sistema de referencia absoluto para los demás cuerpos rígidos que están en movimiento.
- El cuerpo rígido también puede tratarse como un cuerpo flotante. Cada cuerpo flotante tiene seis grados de libertad.
- Las restricciones definen como un cuerpo rígido está fijado y como se mueve respecto a otros. Las restricciones eliminan grados de libertad, haciendo que se posicionen con respecto a otros independientemente de las fuerzas o movimientos.
- Pueden definirse motores para controlar movimiento de cuerpos en un periodo de tiempo.
- Pueden configurarse magnitud, localización y dirección de distintos tipos de fuerzas. También se puede introducir el efecto de la gravedad, pudiendo configurar su dirección.

8.2 CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE MOVIMIENTO Y REDUNDANCIAS

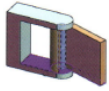
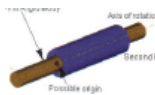
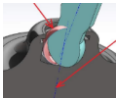
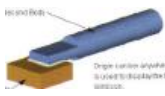
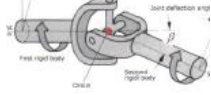
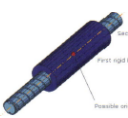
En esta sección se trata como construir un modelo de movimiento adecuado, crear relaciones de posición locales para un estudio de movimiento, y así evitar redundancias. Estas cuestiones muchas veces se pasan por alto a la hora de abordar un estudio de movimiento, sin embargo, definir bien el estudio dinámico evitando redundancias es crucial para obtener resultados correctos, ya que se está definiendo el problema de posición, que como se ha comentado en capítulos anteriores es una de las cuestiones más importantes para en análisis cinemático y dinámico de un mecanismo.

8.2.1 Relaciones de posición locales

Las relaciones de posición creadas en SOLIDWORKS pueden transferirse para MOTION y usarse como juntas mecánicas (no recomendado). En caso de no haber relaciones de posición creadas en SW o querer definir las de manera diferente, se pueden añadir relaciones de posición locales para el estudio de movimiento.

Como es conocido, cada cuerpo sin restringir posee 6 grados de libertad, tres traslacionales y tres rotacionales sobre X, Y y Z. Cuando se usan relaciones de posición se restringe el movimiento y se elimina un determinado número de grados de libertad del sistema.

A continuación se muestra una tabla que se ha de tener muy en cuenta a la hora de definir un estudio de movimiento:

TIPO DE RELACIÓN POSICIÓN	DOF TRANSICIONALES ELIMINADOS	DOF ROTACIONALES ELIMINADOS	DOF TOTALES ELIMINADOS	REPRESENTACIÓN
Bisagra	3	2	5	
Concéntrica (2 cilindros)	2	2	4	
Concéntrica (2 esferas)	3	0	3	
Bloqueo	3	3	6	
Universal	3	1	4	
De tornillo	2	2(+1)	5	

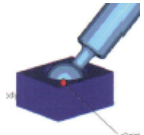
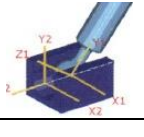
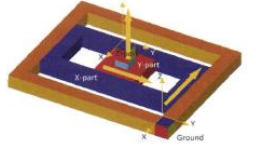
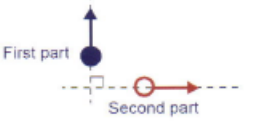
Punto- Punto coincidente	3	0	3 (Idéntica a esferas concéntricas)	
Punto – Eje concéntrico	1	3	4	
Paralela (2 planos)	0	2	2	
Paralela (eje y plano)	0	1	1	
Paralela (2 ejes)	0	2	2	
Perpendicular (2 ejes)	0	1	1	
Perpendicular (2 planos)	0	1	1	
Perpendicular (eje y plano)	0	2	2	

Tabla 9: Análisis de relaciones de posición en SOLIDWORKS MOTION

Como se puede ver hay un amplio abanico de posibilidades, las cuales hay que elegir cuidadosamente para restringir de manera adecuada el movimiento, no solo hay que seleccionar el tipo de relación, sino que también la elección del elemento debe ser tenida en cuenta.

8.2.2 Tipo de sistemas y redundancias

En función del tipo de mecanismo y de las restricciones de movimiento, se puede tener un sistema cinemático o dinámico:

- **Sistema cinemático:** Las relaciones de posición y motores restringen completamente los grados de libertad del mecanismo. Por lo que la posición, velocidad y aceleración de cada elemento están totalmente definidas. Se dice que el mecanismo posee cero grados de libertad.

- ***Sistema dinámico:*** El movimiento resultante de las partes depende de la masa de los componentes y de las fuerzas aplicadas. Si la masa o la fuerza cambia el movimiento y comportamiento del sistema cambia. Por lo que se dice que este tipo de mecanismos tiene más de un grado de libertad.

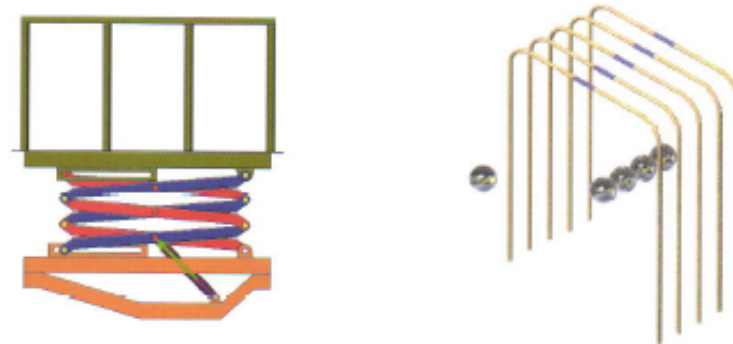


Figura 40: a) Mecanismo cinemático b) Mecanismo dinámico

- ***Redundancia:*** Es muy importante ser consciente del problema de redundancias a la hora de restringir el movimiento del sistema y del efecto que puede tener en los resultados de la simulación.

Como concepto general, una restricción redundante ocurre cuando más de una relación de posición restringe un grado de libertad específico, esto provoca introducir al solver ecuaciones de restricción redundantes. Dichas ecuaciones se encuentran “peleando” por un grado de libertad específico. Cuando el caso de análisis es simple, el solver elimina automáticamente restricciones redundantes, pero en casos complejos pueden no ser eliminadas correctamente, afectando al diseño y resultados finales de la simulación.

8.3 CONTACTOS Y FRICCIÓN

En esta sección se van a analizar las capacidades de SW Motion en cuanto a contactos y fricciones. Esto es útil cuando en ocasiones, hay mecanismos en los que no es suficiente para restringir el movimiento las relaciones de posición, sino que hay que usar contactos entre componentes.

8.3.1 Contactos

Los contactos pueden definirse entre dos o más cuerpos. Cuando se define el contacto, independientemente del objeto que se seleccione, SW Motion selecciona todo el cuerpo, computando internamente las regiones límite del contacto. Cuando las regiones interfieren se hace un cálculo de interferencia detallado, calculado la fuerza de impacto del centro de gravedad de cada volumen de interferencia.

En la siguiente figura se muestra el proceso:

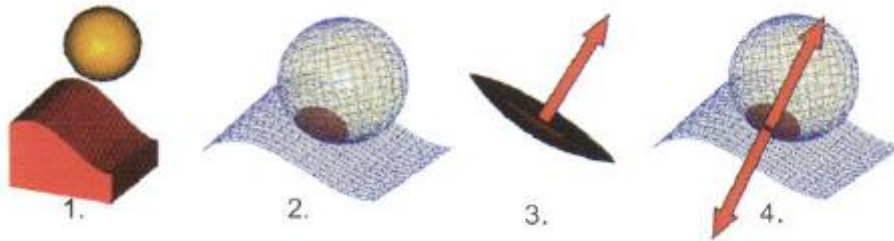


Figura 41: Secuencia de cálculo de contactos de SW Motion

Para caracterizar el contacto el software ofrece dos enfoques diferentes:

- **Poisson Model (Coeficiente de restitución)**: Esta basado en la utilización del coeficiente de restitución e , que se define con la siguiente relación:

$$v'_2 - v'_1 = e (v_1 - v_2) \quad (7.1)$$

Donde v_1 y v_2 es la velocidad de las esferas antes del impacto y $v'_2 - v'_1$ son las velocidades después del impacto, como se muestra en la siguiente imagen:

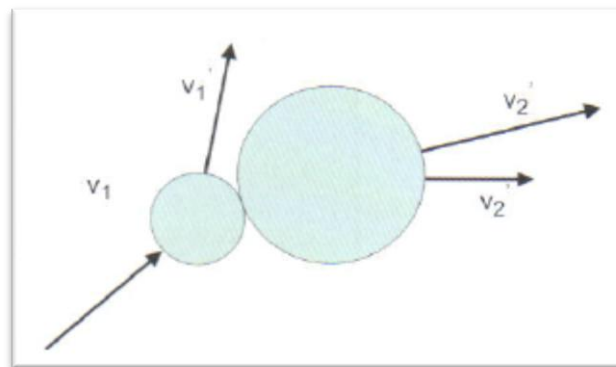


Figura 42: Modelo de contacto Poisson

Este modelo no requiere especificar coeficiente de amortiguamiento y presenta buenos resultados a la hora de cuantificar la disipación de energía. El modelo se recomienda para aplicaciones donde la cuantificación de disipación de energía es muy importante. Además la determinación del coeficiente de restitución es más directa que determinar los parámetros de los modelos de fuerza de impacto. En muchas situaciones, dicho coeficiente se puede medir en base a métodos normalizados (ver *ASTM F1887-98 Standard Method for Measuring the Coefficient of Restitution*).

Tampoco es recomendado para impactos persistentes, impactos donde el contacto se desarrolla en periodos prolongados de tiempo.

- **Modelo de fuerza de impacto:** Este modelo sigue la siguiente expresión:

$$F_{contact} = k(x_0 - x)^e - c \cdot v \quad (7.2)$$

Donde k representa el coeficiente de rigidez, y c es el coeficiente de amortiguamiento. Estos parámetros son ambos dependientes de la geometría y del material, y no pueden ser estimados a través de tablas de materiales.

- **Descripción geométrica del contacto:** Hay dos parámetros que controlan la geometría del contacto. Por un lado se establece una escala para regular la densidad de la malla triangular, con esta aproximación suele ser suficiente y se suelen conseguir resultados bastante precisos. En caso de que esta escala de densidad de malla no sea suficiente, hay otra opción “*Usar contacto preciso*” donde se consigue una descripción exacta del cuerpo, siendo una descripción más precisa pero que tiene un mayor coste computacional.

En la siguiente imagen se pueden ver las diferencias entre las distintas opciones:



Figura 43: Descripción geométrica del contacto

8.3.2 Fricción de contacto

Cuando se define un contacto, hay tres posibilidades que se pueden usar dependiendo del modelo (fricción estática, fricción dinámica, sin fricción).

Una vez que se establece el tipo de fricción, el siguiente paso es evaluar las constantes de fricción y velocidad estática y/o dinámica.

Cabe destacar como SW Motion trata el problema de los coeficientes de fricción estáticos y dinámicos y su transición. Ya que en la realidad la transición de fricción estática se da a velocidad cero, pero los solvers numéricos, como SW Motion, requieren una velocidad de valor distinto de cero para evitar la singularidad o discontinuidad en el origen.

En la siguiente imagen, se ve la gráfica de cómo SW Motion resuelve esta cuestión. El usuario especifica una velocidad de transición estática y dinámica donde se usan los coeficientes de fricción. A partir de ahí, el software establece una curva de transición suave para resolver la fuerza de fricción.

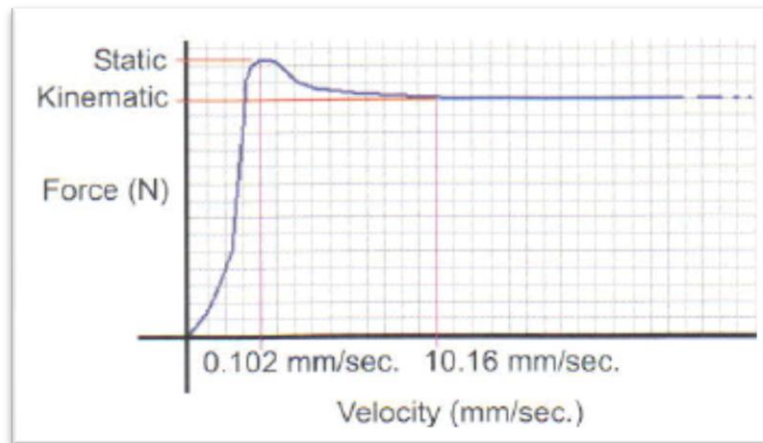


Figura 44: Curva de fricción SW Motion

8.3.3 Integradores

- **GSTIFF**: Método de integración desarrollado por C.W Gear de orden variable y paso de integración variables. Es el método usado por defecto, y es rápido y preciso para la computación de desplazamientos en un amplio rango de análisis de problemas.
- **WSTIFF**: También es de orden variable, pero el paso de integración es constante. Ambos métodos son similares en formulación y comportamiento. La única diferencia es que los coeficientes internos del GSTIFF se calculan asumiendo un paso de integración constante, mientras que en WSTIFF estos coeficientes son función del paso de integración. Por ello GSTIFF introduce un pequeño error en la solución, mientras que WSTIFF no.
- **SI2**: Método conocido como The Stablished Index Two (SI2), es una modificación del GSTIFF. Proporciona un mejor control del error sobre la velocidad y aceleración en las ecuaciones de movimiento. Para movimientos suaves es más preciso que GSTIFF y WSTIFF, incluso para movimientos con alta frecuencia de oscilación.

8.4 OPTIMIZACIÓN DE MOVIMIENTO

8.4.1 Objetivos

El objetivo que persigue la optimización es determinar el diseño óptimo con respecto a un objetivo, encontrando los valores más adecuados de cada variable de diseño. Estos diseños requieren la imposición de restricciones, de manera que varios parámetros se pueden optimizar (dimensiones, motores, muelles, constantes de muelle, velocidades, etc).



8.4.2 Sensores

Un elemento importante y usado en este tipo de estudios son los sensores. Estos elementos permiten seleccionar componentes y ensamblajes y los monitorizan. Hay muchos tipos disponibles (propiedad de masa, datos de simulación, datos de movimiento, etc). También se pueden usar para monitorizar resultados cuantitativos de desplazamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas, etc.

Se puede también establecer una alerta en caso de que el valor del sensor exceda los valores límites estipulados.

8.4.3 Estudios de diseño

Los estudios de diseño son los encargados de crear los diferentes escenarios para analizar los ensamblajes, donde se estudian las variables de diseño (motores, geometría, muelles, amortiguadores, etc). Los resultados como velocidades, aceleraciones o desplazamientos se pueden representar gráficamente.

Los dos pasos fundamentales en un estudio de diseño son: definir los parámetros o variables de diseño, y definir los diferentes escenarios numéricamente (rango de valores donde los parámetros serán analizados).



8.5 JUNTAS FLEXIBLES

Como se ha comentado anteriormente, la herramienta trabaja bajo la suposición de todos los cuerpos como sólido rígido. Como ya se sabe, nada es absolutamente rígido y el material se puede deformar elástica o plásticamente. En consecuencia, las relaciones de posición en SolidWorks modela juntas rígidas, lo cual no es realista.

Para conseguir resultados más realistas, SW Motion tiene la opción de modelar juntas flexibles, que describen mejor el comportamiento y las reacciones que se generan.

Esta opción modela las juntas flexibles a través de introducción de parámetros de muelles, amortiguadores y cojinetes. Con ello se consigue simular efectos elásticos, disipativos y fuerzas de reacción. Sin embargo, la dificultad reside en determinar unos parámetros adecuados para cada caso que ajusten los resultados a la realidad.

8.6 SIMULACIÓN BASADA EN EVENTOS

8.6.1 *Objetivos*

Este tipo de simulaciones caracteriza el movimiento a través de la planificación de ocurrencia de dichos eventos en el futuro. El requisito para este tipo de movimientos es que las variables que definen el sistema no cambien su comportamiento durante el intervalo de tiempo.

Estas simulaciones requieren un conjunto de tareas, activadas por sensores, que pueden actuar secuencialmente o superpuestas en el tiempo. Cada tarea es definida bajo la activación de un evento que tiene asociada dicha tarea, que controla o define el movimiento del sistema.

8.6.2 *Servomotor*

Pueden ser lineales o rotacionales destinados a actuar y controlar mecanismos basados en eventos. Su movimiento no es descrito directamente en el Motor FeatureManager, sino que se controla mediante una interfaz de simulación basada en eventos, y se puede activar en base a varios criterios, como puede ser proximidad de determinadas partes del sistema.

8.6.3 *Sensores*

En estos casos, los sensores se usan para activar o desactivar los eventos. Pueden usarse tres tipos de sensores en estas simulaciones:

- *Detección de interferencia.* Sensor para detectar colisiones.
- *Sensor de proximidad.* Detecta proximidad entre componentes del sistema.
- *Sensor de dimensión.* Usado para detectar la posición relativa de componentes.

9. CONCLUSIONES

- ✓ Por experiencia, los **rozamientos** en juntas provocan comportamientos difíciles de analizar en ciertos mecanismos. Esto ocurre habitualmente en juntas con contactos en seco donde el modelo no lineal de Coulomb entra en juego y por tanto situaciones y transiciones entre el rozamiento estático y dinámico. Por otro lado, cuando las juntas están lubricadas, se tiene un modelo lineal de fricción viscosa mucho más fácil de analizar su efecto. No cabe duda que **es uno de los parámetros a tener en cuenta para la mejora de las simulaciones de mecanismos complejos multicuerpo**.

En los trabajos de referencia es un parámetro que siempre está presente y en la mayoría de análisis los autores usan modelos de Coulomb modificados (tienen en cuenta velocidad tangencial para estimar el Coef. De fricción).

- ✓ En cuanto a **holguras**, queda de manifiesto que es un parámetro presente siempre en este tipo de mecanismos, en mayor o menor medida, y que tiene grandes y negativos efectos sobre la dinámica del sistema. **Actualmente no hay modelos genéricos para el tratamiento de holguras en juntas**, considerándose habitualmente despreciables (juntas ideales), ya que intervienen factores complejos como son las condiciones de contacto entre dos cuerpos, fuerzas de contacto, impactos, fricciones, etc. Aun así hay metodologías, enfoques y modelos que tienen en cuenta estos factores, pudiendo aplicarse y obtener conclusiones en base a los efectos dinámicos que tienen las holguras en las juntas.

El análisis de los efectos de estos factores en conjunto, requiere modelos complejos, debido al espacio extremadamente pequeño y las pequeñas escalas de tiempo en que se producen las pérdidas por contacto, impacto, fricción, etc. Por ello es necesario utilizar incrementos de tiempo muy pequeños y técnicas de interpolación para capturar de manera precisa los efectos de estos factores. Cuando hay varias juntas de holgura en un sistema, los cálculos tienen un alto coste computacional.

- ✓ El foco de atención en cuanto a holguras hay que centrarlo en las condiciones de **contacto e impacto**, ya que esto genera unas fuerzas y una disipación de energía que al final es lo que afecta a la dinámica del sistema.
- ✓ Cabe destacar que en el análisis de holguras del presente proyecto, con el tipo de mecanismo que se pretende analizar (biela-manivela), se puede analizar como una **holgura plana 2D**, ya que el movimiento que realiza el mecanismo está en el mismo plano. **Para otros tipos de mecanismos y movimientos habría que considerar holguras espaciales y usar modelos más complejos de análisis**.
- ✓ En cuanto al análisis dinámico teniendo en cuenta **eslabones flexibles**, se han introducido a grandes rasgos maneras de abordar el problema. No es objeto del presente proyecto explicar la dinámica multicuerpo de elementos flexibles, simplemente introducir el problema y ver que enfoques son comunes para su resolución y acotar los efectos en la dinámica.



- ✓ Una variable que está siempre presente, en las juntas y en todas las partes que hay movimiento relativo entre dos cuerpos, es el **desgaste**, que es **consecuencia de las holguras, fricciones, fuerzas de contacto, etc.** Se han observado modelos y algoritmos por parte de investigadores donde se predice el desgaste.
- ✓ El objetivo de la mejora del análisis dinámico de mecanismos complejos, se llevará a cabo desde el punto de vista de un diseño óptimo del mecanismo, por ejemplo a la hora de dimensionar correctamente los accionamientos, para conseguir una **mayor eficiencia energética, evitar sobredimensionamiento y costes asociados, etc.** Para este objetivo destaca la adecuación del enfoque de análisis de **dinámica inversa**.



10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] *Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems*. Javier García de Jalón y Eduardo Bayo.
- [2] *Kinematics and Dynamics of Multibody Systems with Imperfect joints*. Paulo Flores, J. Ambrósio, J.C Pimenta Claro, Hamid M. Lankarani.
- [3] *Flexible Multibody Dynamics*. O. A Bauchau.
- [4] *The Inclusion of Coulomb Friction in Mechanisms Programs with Particular Reference to DRAM*. D.C Threlfall.
- [5] *A solid Friction model*. The Aerospace Corporation. P. R. Dahl.
- [6] *Numerical aspects in contact mechanisms and rolling bearing simulation*. A. Sjö.
- [7] *Impact of rigid and flexible Multibody systems: deformation description and contact models*. J. C. Ambrósio.
- [8] *An efficient and robust contact algorithm for a compliant contact force model between bodies of complex geometry*. Juhwan Choi, Han Sik Ryu, ChangWan Kim and Jin Hwan Choi.
- [9] *Dynamic analysis of mechanical system with clearance, Formulation of dynamic model*. S. Dubowsky and F. Freudenstein (1971).
- [10] *Contact phenomena I: stresses, deflection and contact dimensions for normally-loaded unlubricated elastic components*. ESDU-78035 Tribology Series (1978).
- [11] *Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact*. KH. Hunt and FRE. Crossley (1975).
- [12] *A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of Multibody systems*. HM. Lankarani and PE. Nikravesh (1990).
- [13] *On the continuous contact force models for soft materials in Multibody dynamics*. P. Flores (2011).
- [14] *Revolute joints with clearance in Multibody Systems*. P. Flores and J. Ambrósio (2004).
- [15] *Influence of joint clearance on kinematic and dynamic parameters of mechanism*. C. A. Akhadkar, A. B. Deoghare and A. M. Vaidya (2014).
- [16] *Modeling planar slider-crank mechanisms with clearance joints in Recurdyn*. Alexander Gummer and Bernd Sauer (2012).
- [17] *Measuring Coulomb and Viscous friction in revolute joints*. Touqueer Sohail and Afzaal M. Mallik.
- [18] *Chaotic and periodic dynamics of a slider-crank mechanism with slider clearance*. F. Farahanchi and S.W.Shaw (1994).



- [19] Analysis of planar Multibody Systems with revolute joint wear. Saad Mukras, Nam H. Kim, Nathan A. Mauntler, Tony L. Shmitz and W. Gregory Sawyer(2009).
- [20] Dynamic analysis of a slider-crank mechanism with joint clearance. Jiadong Mu, Tieqiang Gang y Zhihya Fu (2015).
- [21] Optimal dynamic design of a planar slider-crank mechanism with a joint clearance. S.M. Varedi, H.M. Daniali, M. Dardel and A. Fathi (2014).
- [22] Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism. Selcuk Erkaya and Ibrahim Uzmay (2010).
- [23] Tolerance analysis of mechanisms taking into account joints with clearance and elastic deformations. Julia Stuppy and Harald Meerkamm.
- [24] Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance. Imed Khemili and Lotfi Romdhane.
- [25] Modeling of joints with clearance in flexible Multibody systems. Oliver A. Bauchau and Jesus Rodriguez (2002).
- [26] Dynamics of Multibody Systems. Ahmed A. Shabana.
- [27] <http://www.itm.uni-stuttgart.de/imsd/index.html>
- [28] <http://iftomm.net/>
- [29] <http://www.eccomas.org/spacehome/1/0>
- [30] <http://www.euromech.org/>
- [31] <http://miedept.mie.uic.edu/lab/shabana/Laboratory-DSL.htm>
- [32] <http://webs.wichita.edu/?u=mechanicaleng2010&p=/index/>
- [33] <http://mastersportal.academia.edu/Departments/MECHANICAL/Documents>
- [34] <http://w3.mecanica.upm.es/~juan/mbs.html>
- [35] <http://www.upm.es/observatorio/vi/index.jsp?pageac=investigador.jsp&idInvestigador>
- [36] <http://www.journals.elsevier.com/mechanism-and-machine-theory/>
- [37] <http://www.tandfonline.com/toc/lmbd20/current>
- [38] www.mech-sci.net
- [39] www.cjmenet.com
- [40] <http://www.springer.com/engineering/mechanics/journal/11044>



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

CENTRO INTERNACIONAL DE POSTGRADO

MASTER EN INGENIERÍA MECATRÓNICA

TRABAJO FIN DE MÁSTER

ANEXO 2 “Planos de fabricación del banco de ensayos”

JULIO 2017

David Fernández González

María Jesús Lamela Rey

ÍNDICE

0.0.0. CONJUNTO FINAL

0.1.0. Chapa freno

1.0.0. CONJUNTO BANCADA

1.1.0. Bancada

2.0.0. CONJUNTO TRANSMISIÓN

2.1.0. Taco motor

2.2.0. Taco torquímetro

2.3.0. Alojamiento

2.4.0. Tapa alojamiento

2.5.0. Eje motriz

3.0.0. CONJUNTO BIELA-MANIVELA

3.1.0. Manivela

3.2.0. Biela

3.3.0. Carro

3.4.0. Soporte carro

3.5.0. Chapa imán

3.6.0. Casquillo apoyo bulón

3.7.0. Eje articulación

4.0.0. CONJUNTO FRENO

4.1.0. Carcasa freno

4.2.0. Tapa freno

4.3.0. Casquillo freno 1

4.4.0. Casquillo freno 2

5.0.0. CONJUNTO MASA

5.1.0. Pesa 1

5.2.0. Pesa 2

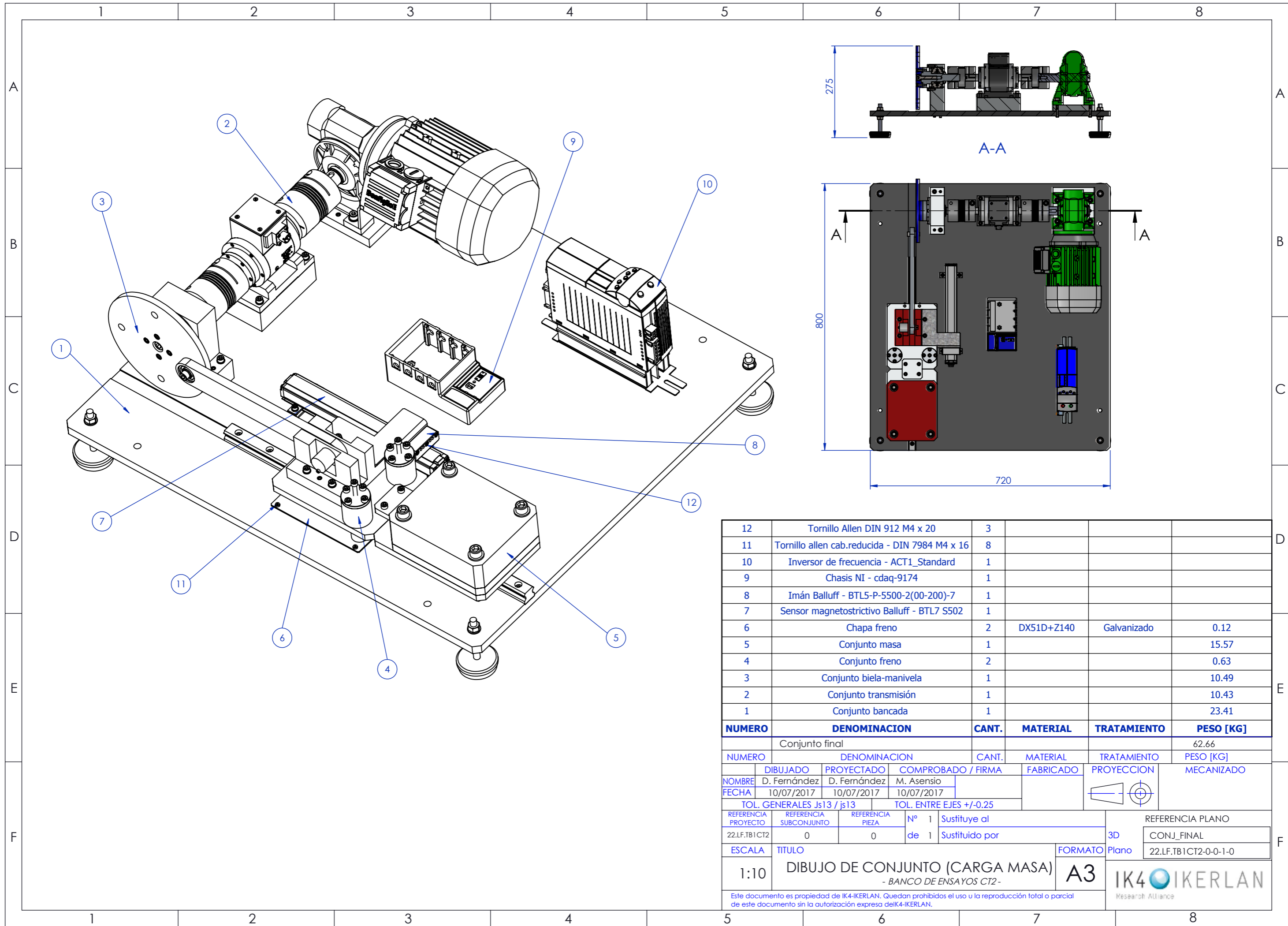
5.3.0. Soporte pesas

5.4.0. Unión carros

6.0.0. CONJUNTO MUELLE

6.1.0. Soporte muelle

6.2.0. Soporte muelle 2



12	Tornillo Allen DIN 912 M4 x 20	3			
11	Tornillo allen cab.reducida - DIN 7984 M4 x 16	8			
10	Inversor de frecuencia - ACT1_Standard	1			
9	Chasis NI - cdaq-9174	1			
8	Imán Balluff - BTL5-P-5500-2(00-200)-7	1			
7	Sensor magnetostrictivo Balluff - BTL7 S502	1			
6	Chapa freno	2	DX51D+Z140	Galvanizado	0.12
5	Conjunto masa	1			15.57
4	Conjunto freno	2			0.63
3	Conjunto biela-manivela	1			10.49
2	Conjunto transmisión	1			10.43
1	Conjunto bancada	1			23.41

NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	Conjunto final				62.66
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		
FECHA	10/07/2017	10/07/2017	10/07/2017		
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25		
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	
22.LF.TB1CT2	0	0	de 1	Sustituido por	
ESCALA	TITULO	FORMATO	REFERENCIA PLANO		
1:10	DIBUJO DE CONJUNTO (CARGA MASA)	A3	CONJ_FINAL		
	- BANCO DE ENSAYOS CT2 -		22.LF.TB1CT2-0-0-1-0		

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.



1 2 3 4 5 6 7 8

A A

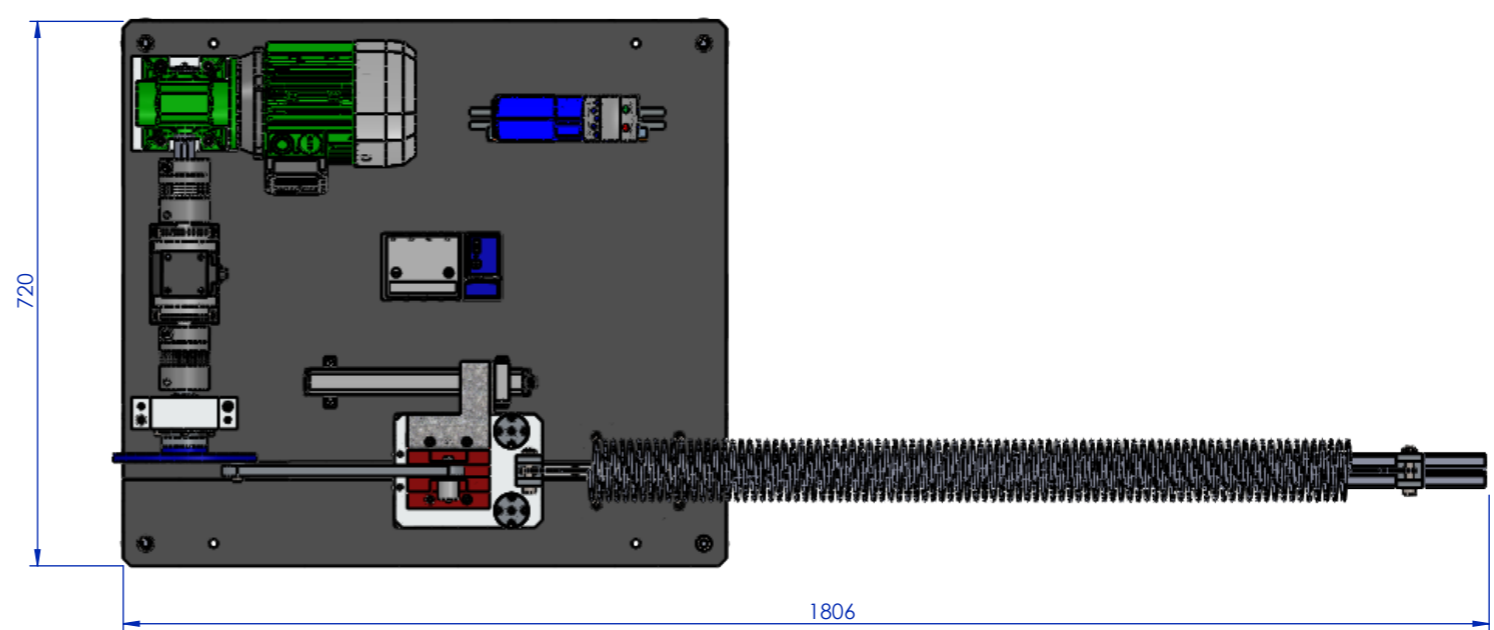
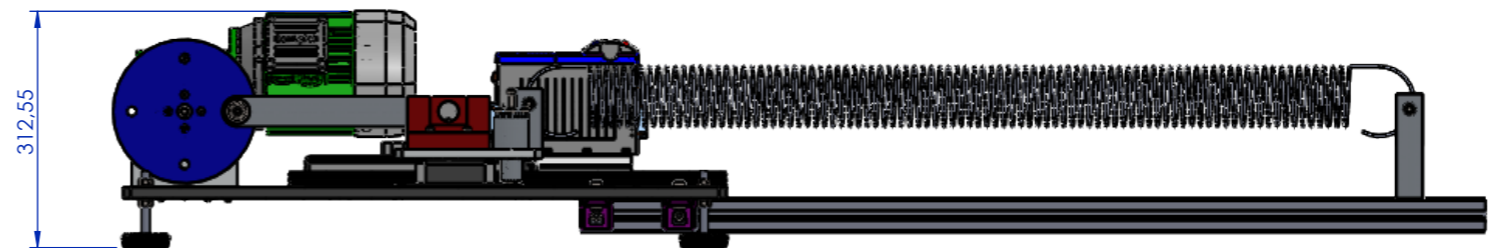
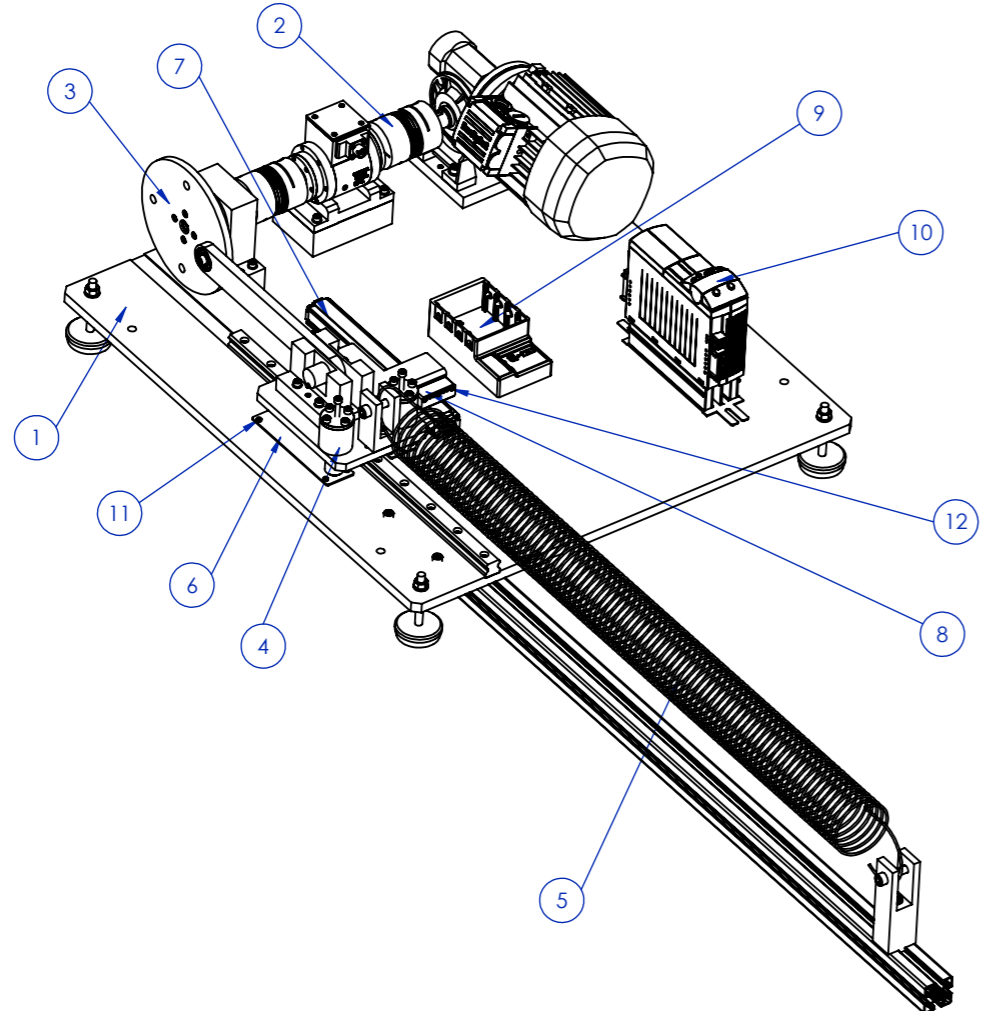
B B

C C

D D

E E

F F



12	Tornillo Allen DIN 912 M4 x 20	3			
11	Tornillo allen cab.reducida - DIN 7984 M4 x 16	8			
10	Inversor de frecuencia - ACT1_Standard	1			
9	Chasis NI - cdaq-9174	1			
8	Imán Balluff - BTL5-P-5500-2(00-200)-7	1			
7	Sensor magnetostrictivo Balluff - BTL7 S502	1			
6	Chapa freno	2	DX51D+Z140	Galvanizado	0.12
5	Conjunto muelle	1			20
4	Conjunto freno	2			0.63
3	Conjunto biela-manivela	1			10.49
2	Conjunto transmisión	1			10.39
1	Conjunto bancada	1			23.41
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	Conjunto final				64.92

NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		MECANIZADO

NOMBRE	FECHA	TOL. GENERALES	TOL. ENTRE EJES
D. Fernández	10/07/2017	Js13 / js13	+/-0.25

REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	REFERENCIA PLANO
22.LF.TB1CT2	0	0	1	Sustituido por	CONJ_FINAL(MUELLE)

ESCALA	TITULO	FORMATO
1:10	DIBUJO DE CONJUTNO (CARGA MUELLE) -BANCO DE ENSAYOS CT2-	A3

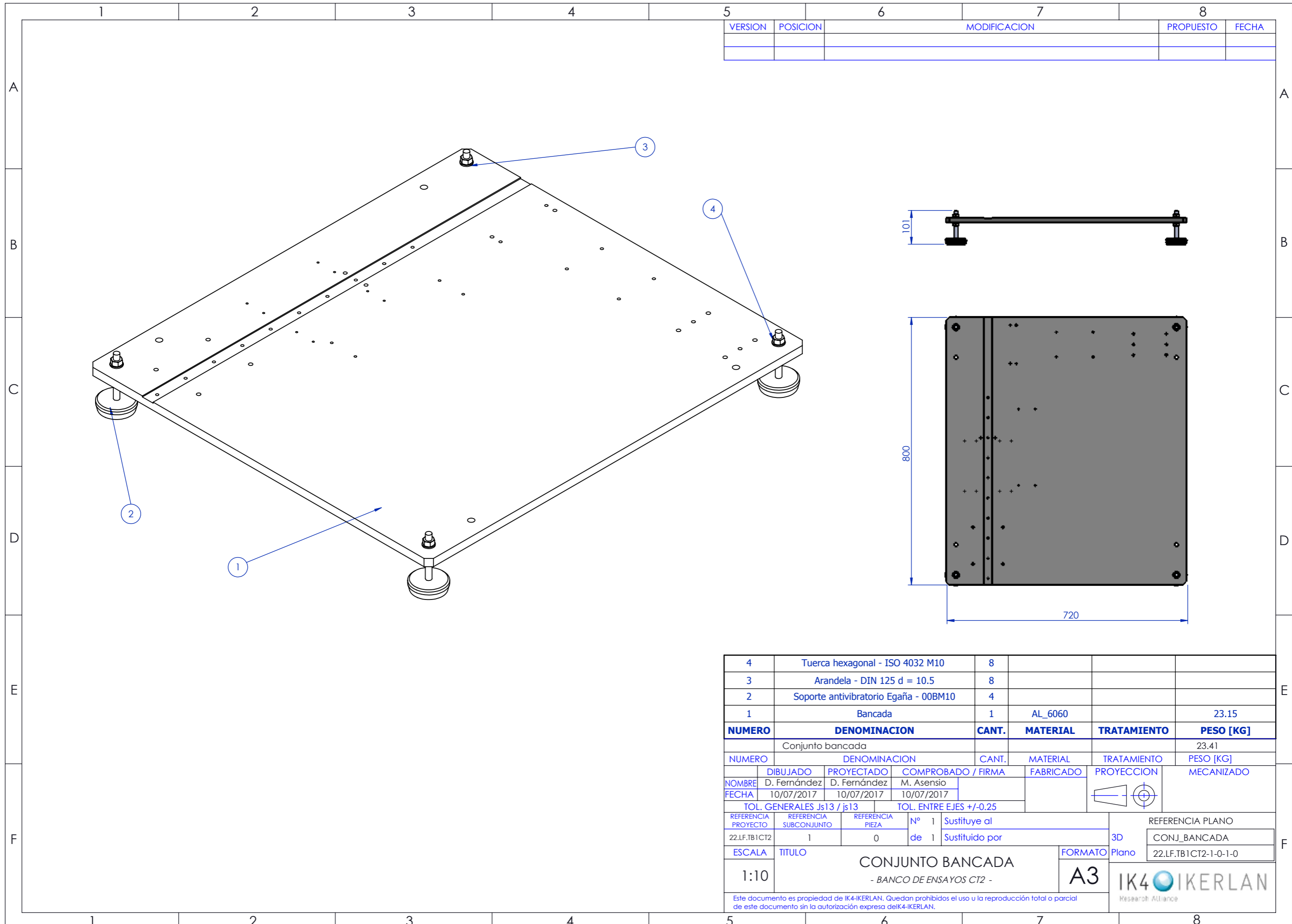
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.

1 2 3 4 5 6 7 8



1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
Chapa freno		2	DX51D+Z140	Galvanizado	0.12		
N°	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]		
DIBUJADO		PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2016	02/06/2016					
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	N°	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	0	1	de 1	Sustituido por		Chapa freno	
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano		
1:2	CHAPA FRENO			A4	22.LF.TB1CT2-0-1-1-0		
				- BANCO ENSAYOS CT2 -			
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	

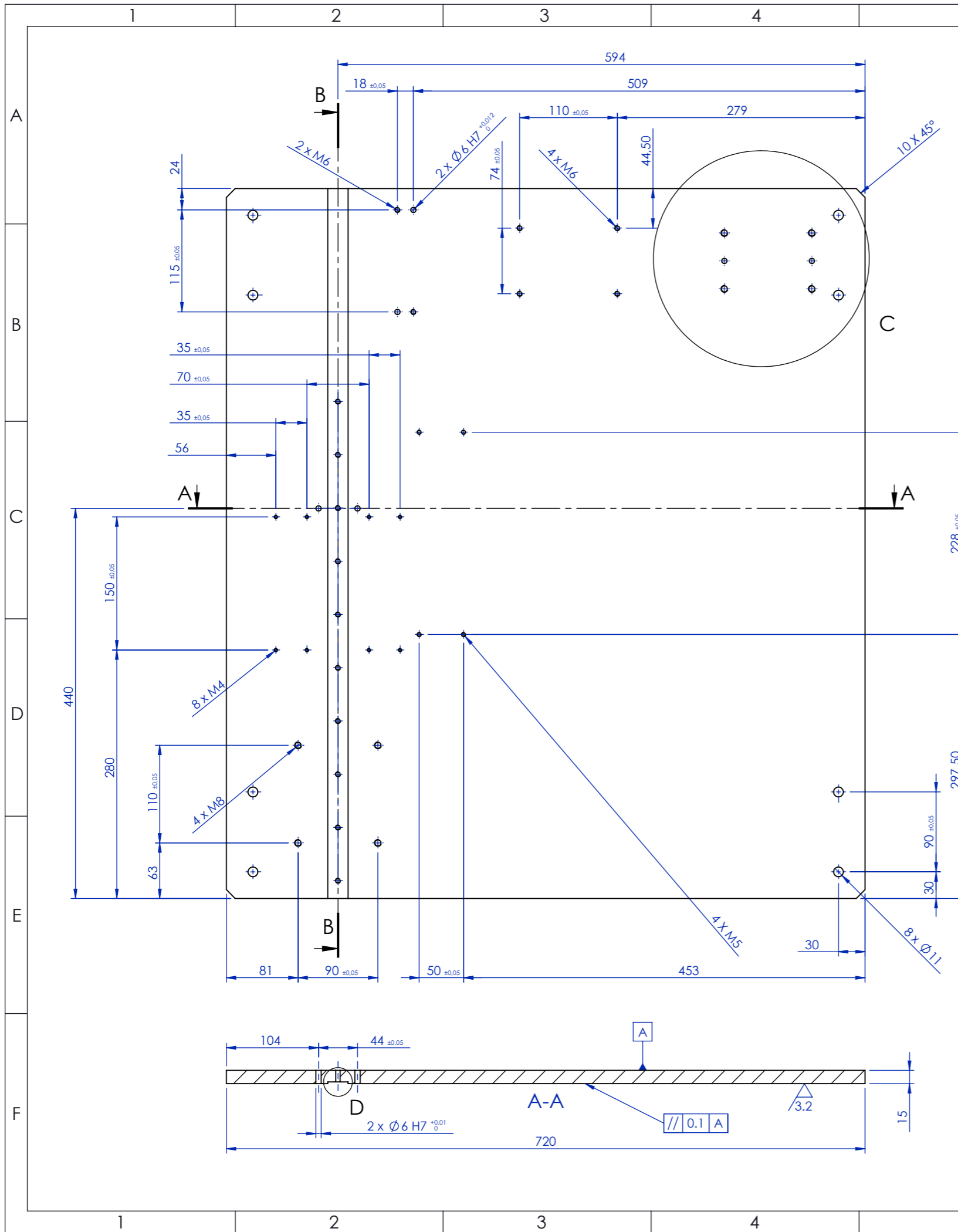
VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



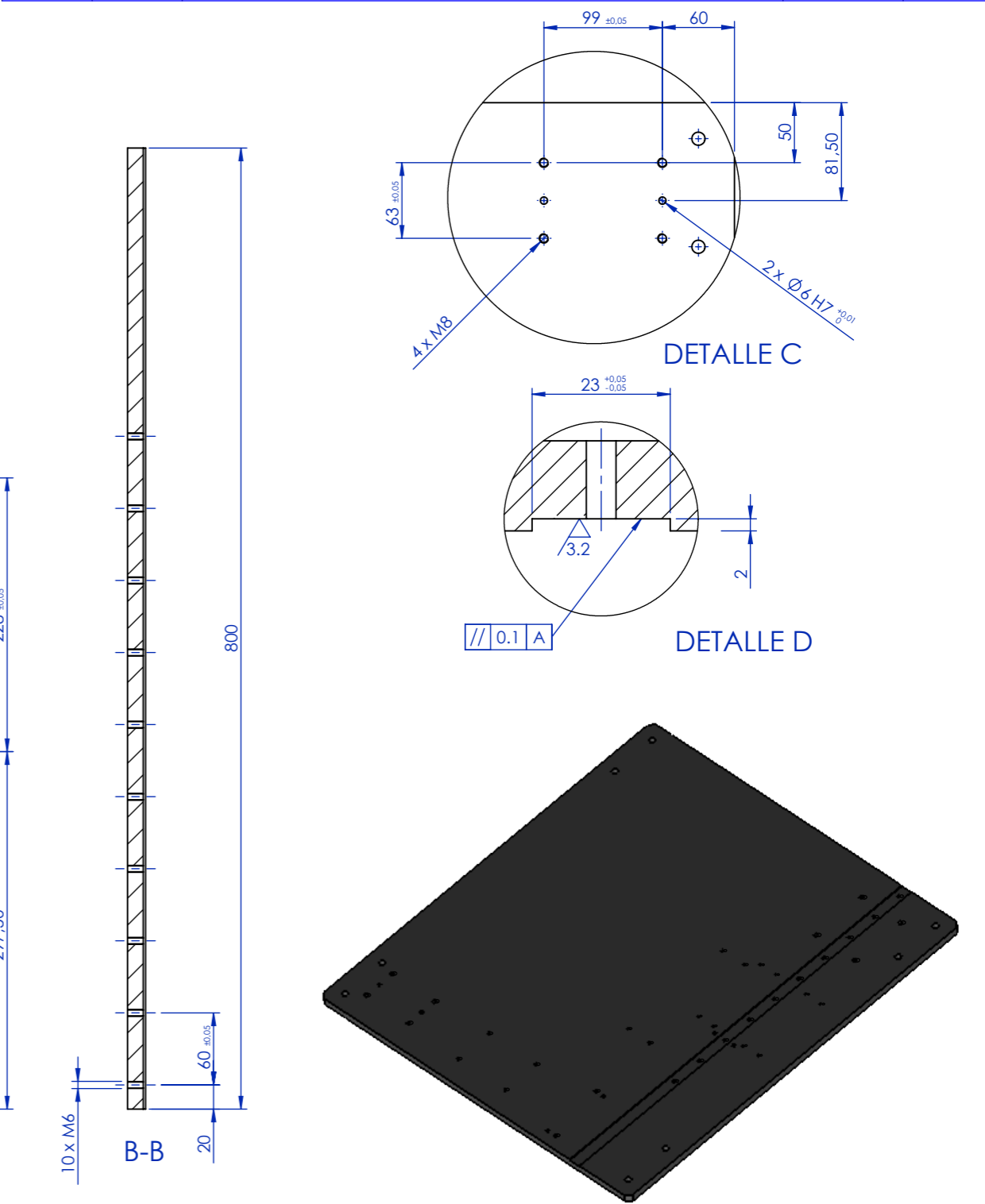
4	Tuerca hexagonal - ISO 4032 M10	8			
3	Arandela - DIN 125 d = 10.5	8			
2	Soporte antivibratorio Egaña - 00BM10	4			
1	Bancada	1	AL_6060		23.15
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	Conjunto bancada				23.41
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		
FECHA	10/07/2017	10/07/2017	10/07/2017		
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25		
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	
22.LF.TB1CT2	1	0	de 1	Sustituido por	
ESCALA	TITULO			FORMATO	REFERENCIA PLANO
1:10	CONJUNTO BANCADA			A3	CONJ_BANCADA
	- BANCO DE ENSAYOS CT2 -				22.LF.TB1CT2-1-0-1-0

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.





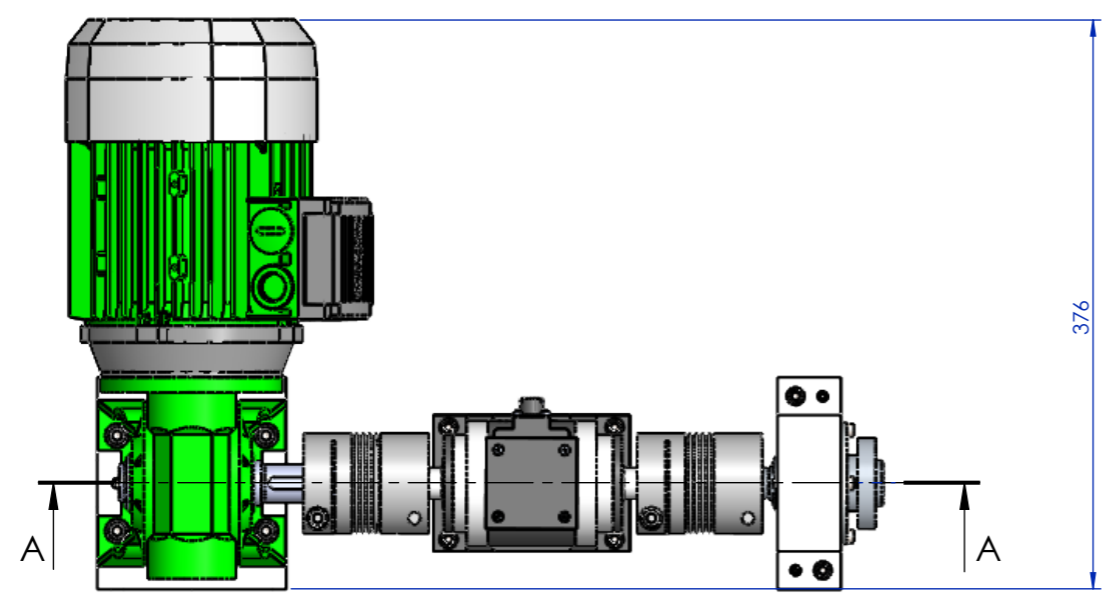
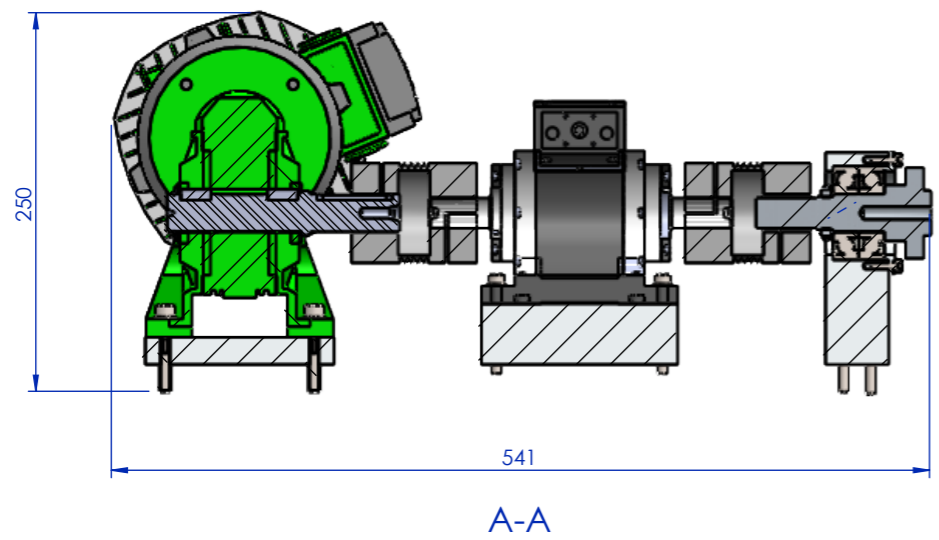
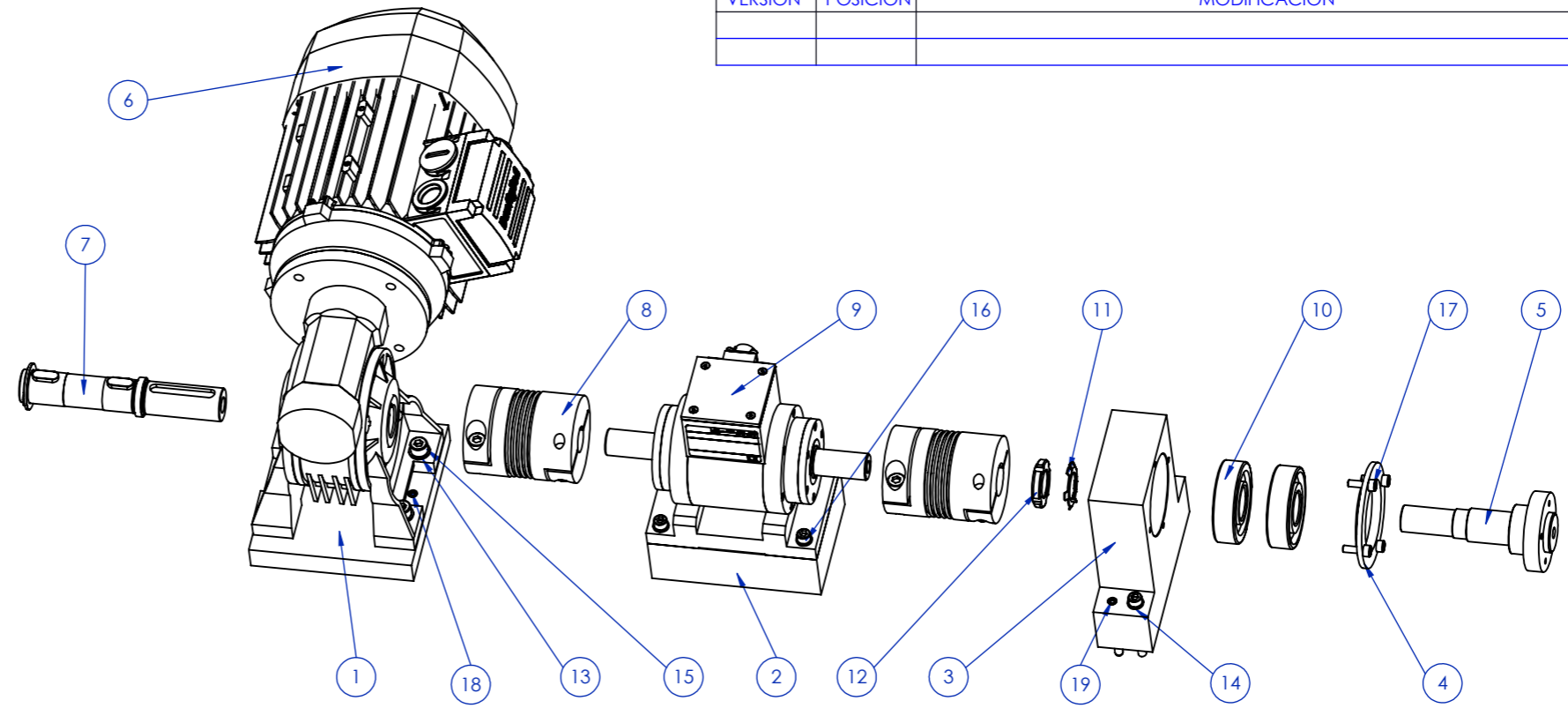
VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



NUMERO	Bancada		1	AL-6060	-	23.15
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio			6.3 / 3.2	
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017			
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25			
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al		REFERENCIA PLANO
22.LF.TB1CT2	1	1	de 1	Sustituido por		Bancada
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano	
1:5	BANCADA - BANCO DE ENSAYOS CT2 -			A3	22.LF.TB1CT2-1-1-1-0	
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.						



VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



19	Pasador paralelo - DIN EN ISO 8733-6x60	2			
18	Parador paralelo - DIN EN ISO 8733- 6x35	2			
17	Tornillo Allen - DIN 912 M5 x 16	4			
16	Tornillo Allen - DIN 912 M6 x 60	6			
15	Tornillo Allen - DIN 912 M8 x 50	4			
14	Arandela - DIN 125 d = 6.4	6			
13	Arandela - DIN 125 d = 8.4	4			
12	Tuerca bloqueo DIN 70852 M22	1			
11	Arandela bloqueo - DIN 70952 d=22.5	1			
10	Rodamiento bolas cont. angular - DIN 628 - 7305B	2			
9	Torquimetro - TM311	1			
8	Acoplador - BK2-60	2			
7	Eje motorreductor Bonfiglioli	1			
6	Motorreductor Bonfiglioli - VF49_10P80 RB	1			
5	Eje motriz	1	11SMn30+N	-	0.65
4	Tapa alojamiento	1	AL_6060	-	0.032
3	Alojamiento	1	AL_6060	-	1.3
2	taco torquimetro	1	AL_6060	-	1.25
1	Taco motor	1	AL_6060	-	0.84
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	Conjunto transmisión				10.39

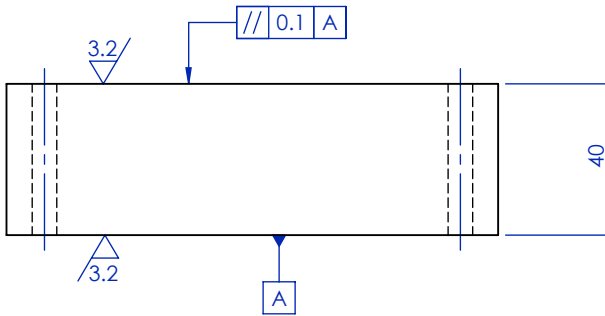
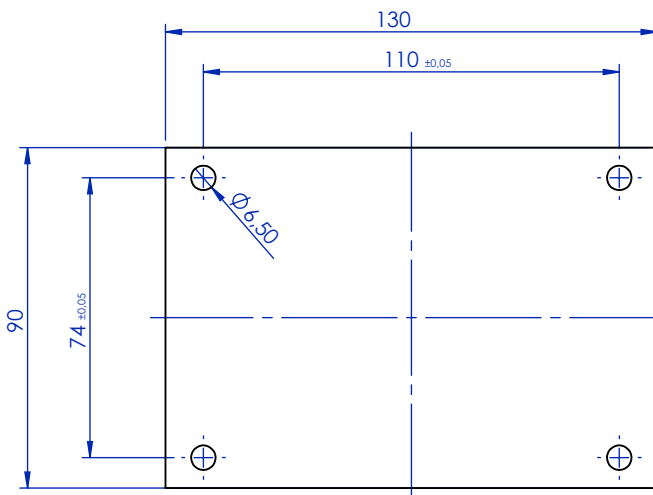
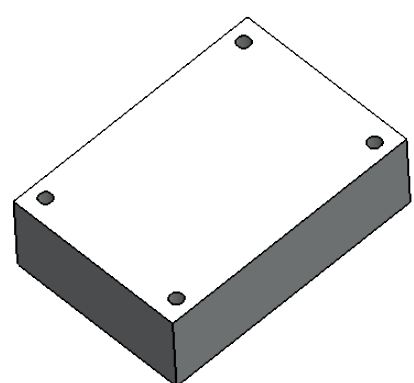

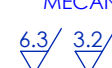

NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		
FECHA	10/07/2017	10/07/2017	10/07/2017		
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25		

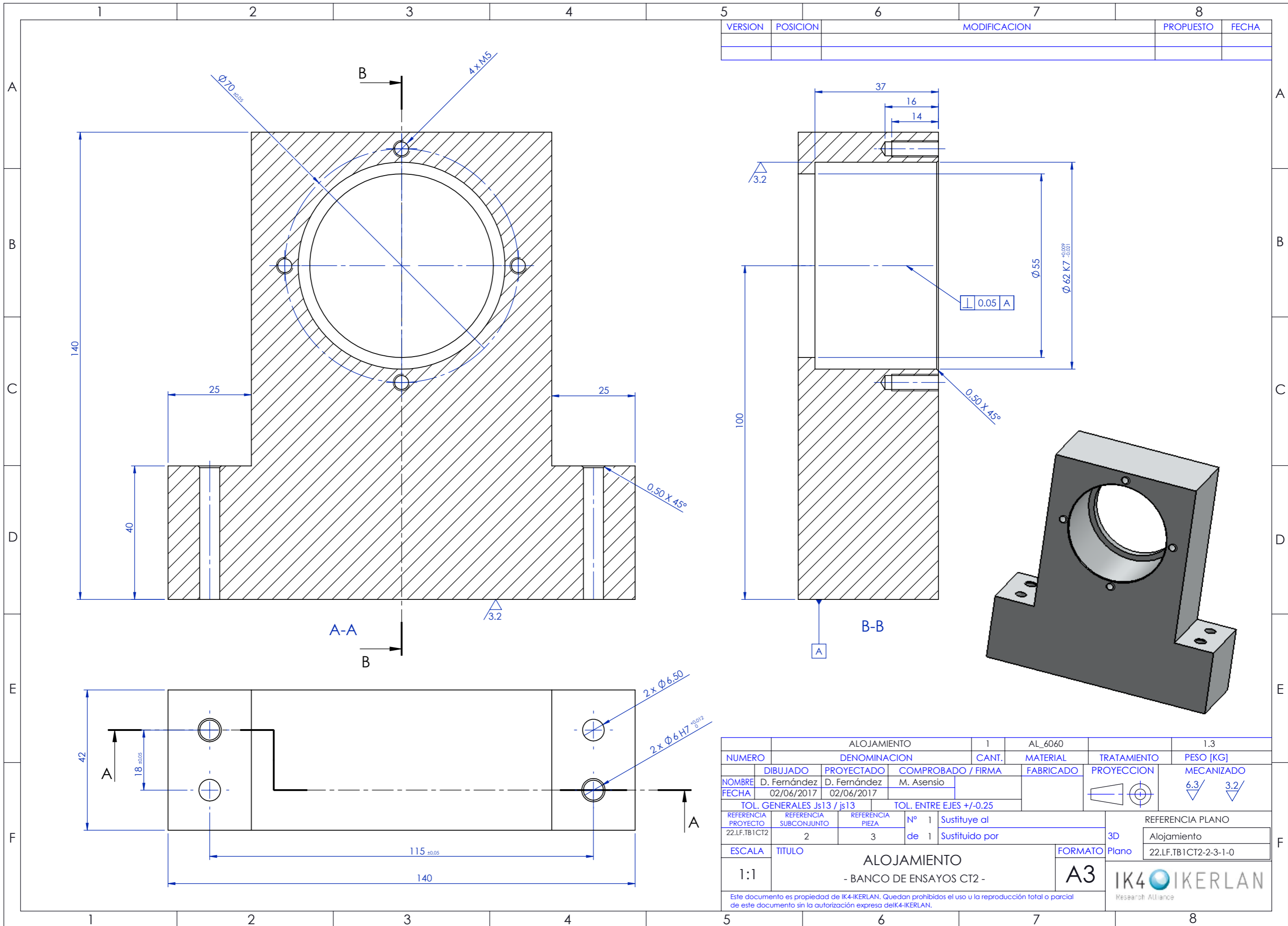
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	REFERENCIA PLANO
22.LF.TB1CT2	2	0	1	Sustituido por	CONJ_TRANSMISION
ESCALA	TITULO			FORMATO	22.LF.TB1CT2-2-0-1-0
1:5	CONJUNTO TRANSMISIÓN			A3	
	- BANCO ENSAYOS CT2 -				

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.



1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
Nº		Taco motor		1	AL_6060	-	0.84
Nº		DENOMINACION		CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
DIBUJADO		PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO		PROYECCION	MECANIZADO
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2016	02/06/2016	02/06/2016				
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº 1	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	2	1	de 1	Sustituido por		3D	Taco motor
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano		
1:2	TACO MOTOR			A4	22.LF.TB1CT2-2-1-1-0		
			- BANCO DE ENSAYOS CT2 -				
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	

1		2		3		4		
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA	
A							A	
B							B	
C							C	
D							D	
E							E	
N°		TACO TORQUÍMETRO		1	AL_6060	-	1.25	
DIBUJADO		PROYECTADO		COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
D. Fernández		D. Fernández		M. Asensio				
FECHA		D. Fernández		D. Fernández	02/06/2017			
TOL. GENERALES Js13 / js13				TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	N°	Sustituye al			REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	2	2	de 1	Sustituido por			Taco torquimetro	
ESCALA	TITULO				FORMATO	Plano		
1:2	TACO TORQUÍMETRO - BANCO DE ENSAYOS CT2 -				A4	22.LF.TB1CT2-2-2-1-0		
								
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.								
1		2		3		4		

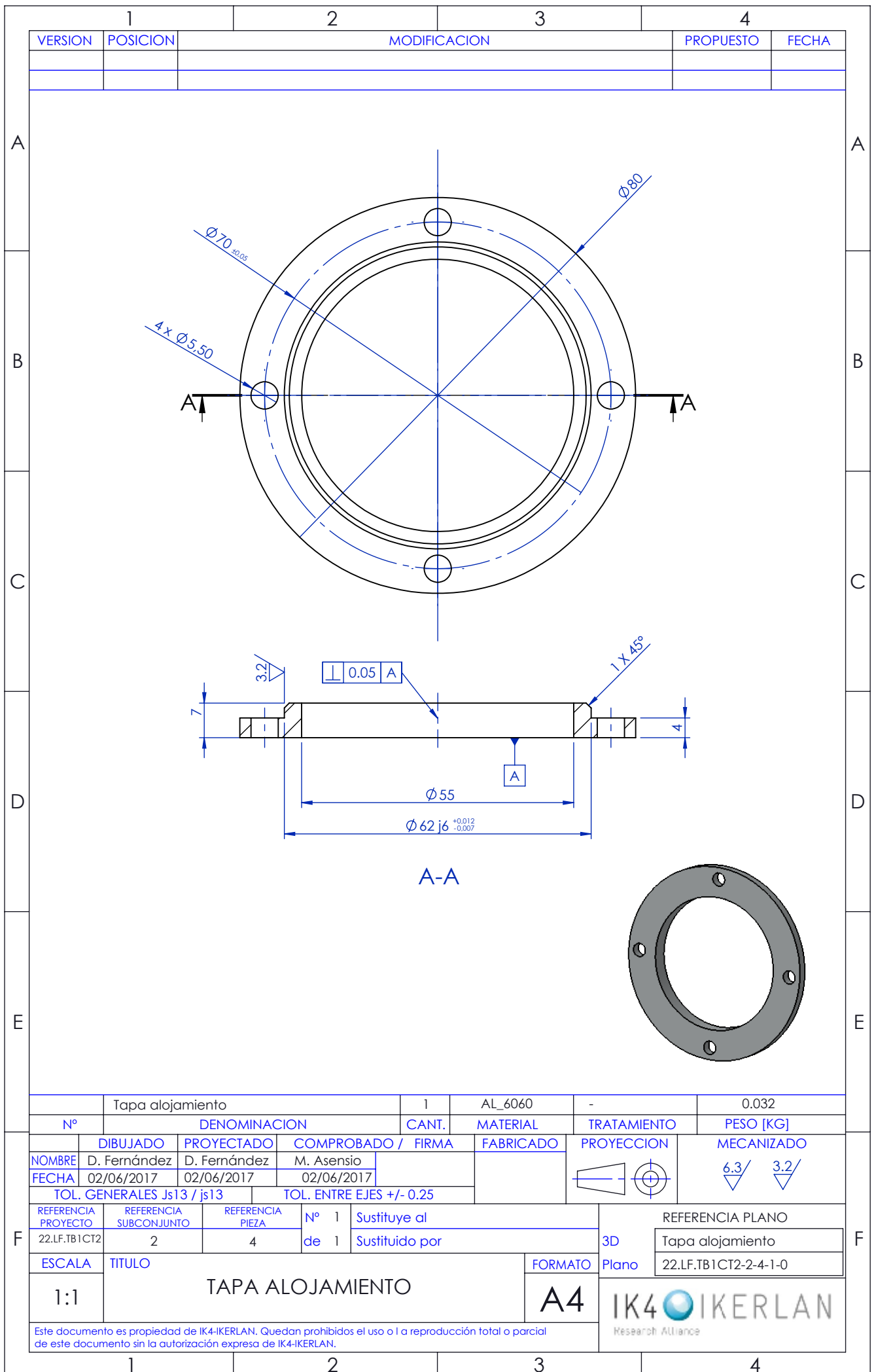


VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA

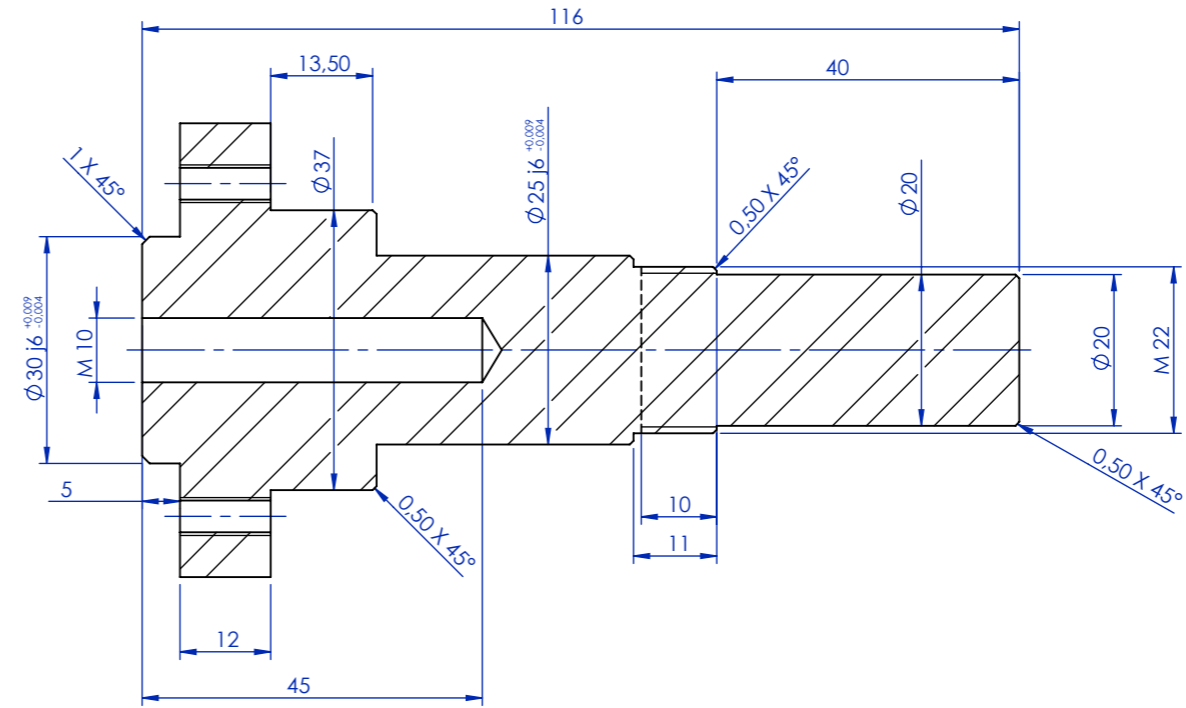
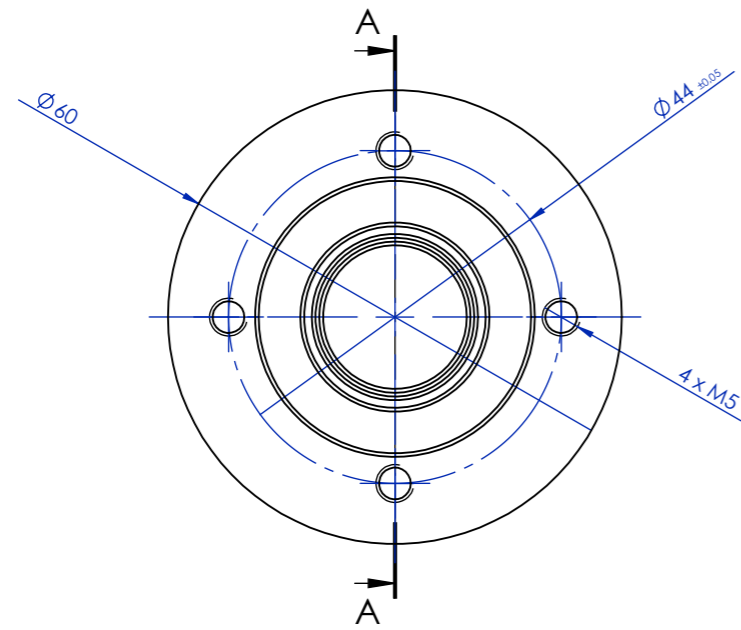
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	ALOJAMIENTO	1	AL_6060		1.3
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		MECANIZADO
	FECHA	02/06/2017	02/06/2017		6.3/ 3.2/
TOL. GENERALES Js13 / js13		TOL. ENTRE EJES +/-0.25			
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	
22.LF.TB1CT2	2	3	1	de 1 Sustituido por	
ESCALA	TITULO			FORMATO	REFERENCIA PLANO
1:1	ALOJAMIENTO - BANCO DE ENSAYOS CT2 -			A3	22.LF.TB1CT2-2-3-1-0

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.

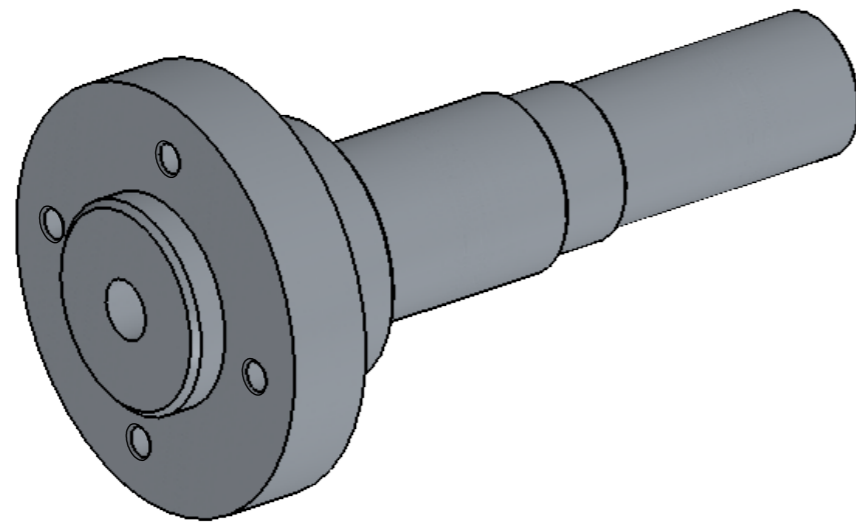




VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



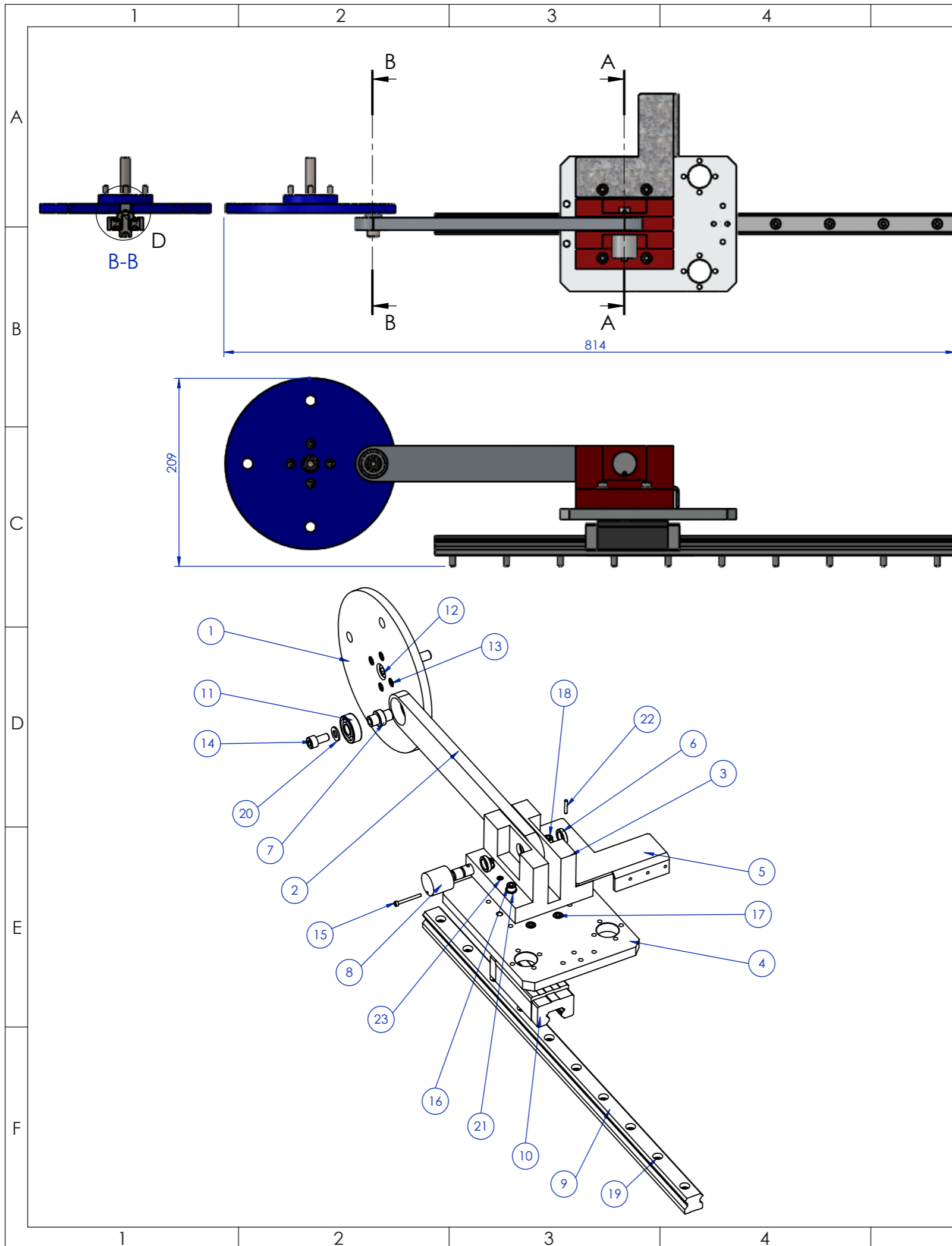
A-A



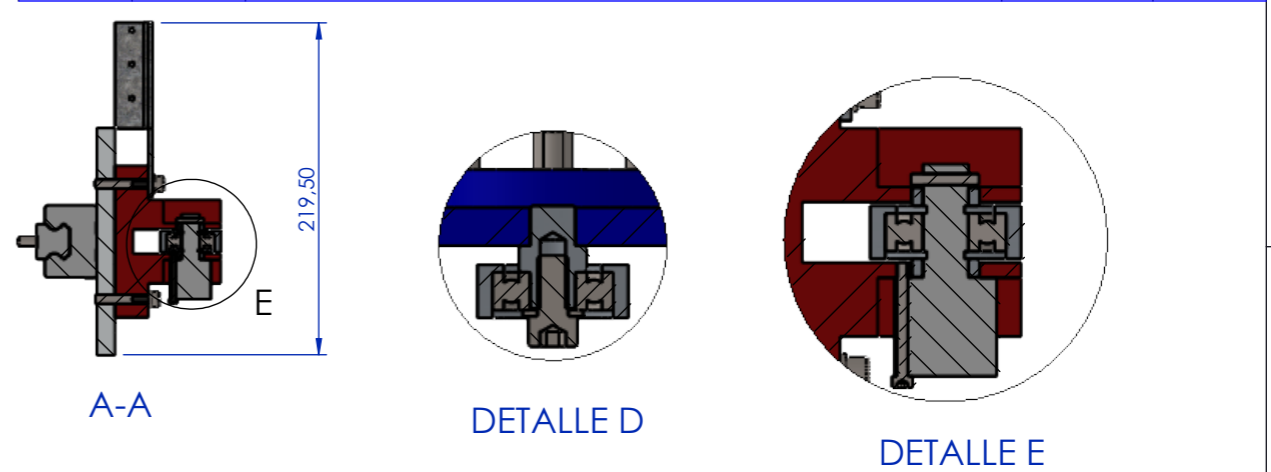
Eje motriz		1	11SMn30+N	0.65
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio	
FECHA	02/06/2017	02/06/2017		
TOL. GENERALES Js13 / js13		TOL. ENTRE EJES +/-0.25		
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al
22.LF.TB1CT2	2	5	1	Sustituido por
ESCALA	TITULO	FORMATO		REFERENCIA PLANO
1:1	EJE MOTRIZ - BANCO ENSAYOS CT2 -	A3		Eje motriz 22.LF.TB1CT2-2-5-1-0

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.





VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



23	Pasador paralelo - DIN EN ISO 8733 - 6 x 35	2			
22	Pasador paralelo - ISO 2338 - 3 h6	1			
21	Arandela DIN 125 d = 6.4	4			
20	Arandela DIN 125 d = 8.4	1			
19	Tornillo Allen cab. reducida DIN 7984 - M6 x 25	10			
18	Tornillo Allen DIN 912 M6 x 40	2			
17	Tornillo Allen - DIN 912 M6 x 16	4			
16	Tornillo Allen - DIN 912 M6 x 35	2			
15	Tornillo Allen - DIN 912 M3 x 30	1			
14	Tornillo Allen - DIN 912 M8 x 16	1			
13	Tornillo Allen - DIN 912 M5 x 25	4			
12	Tornillo Allen - DIN 912 M10 x 50	1			
11	Rodamiento radial bolas - DIN 625 - 6201	2			
10	Patin Tecnopower - GHG25HA	1			
9	Guia Tecnopower - GHG25HA	1			
8	Bulon KMB12	1			
7	Eje articulacion	1	11SMn30+N		0.02
6	Casquillo apoyo bulon	2	11SMn30+N		0.005
5	Chapa iman	1	DX51D+Z140	Galvanizado	0.22
4	Soporte carro	1	AL_6060		0.9
3	Carro	1	11SMn30+N		2.84
2	Biela	1	11SMn30+N		1.2
1	Manivela	1	11SMn30+N		2.33
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	Conjunto biela-manivela				10.49

NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		
FECHA	10/07/2017	10/07/2017	10/07/2017		

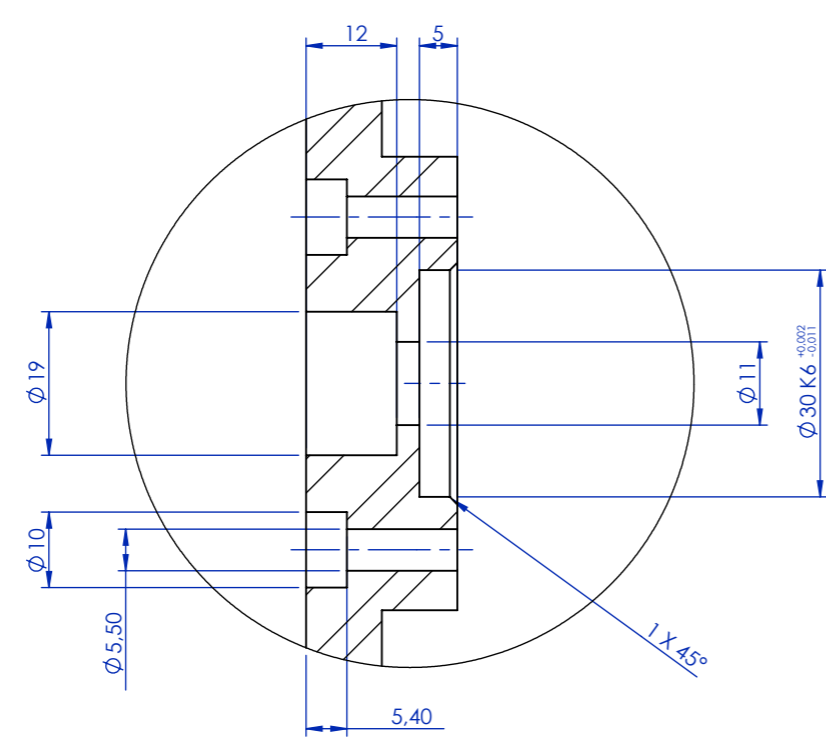
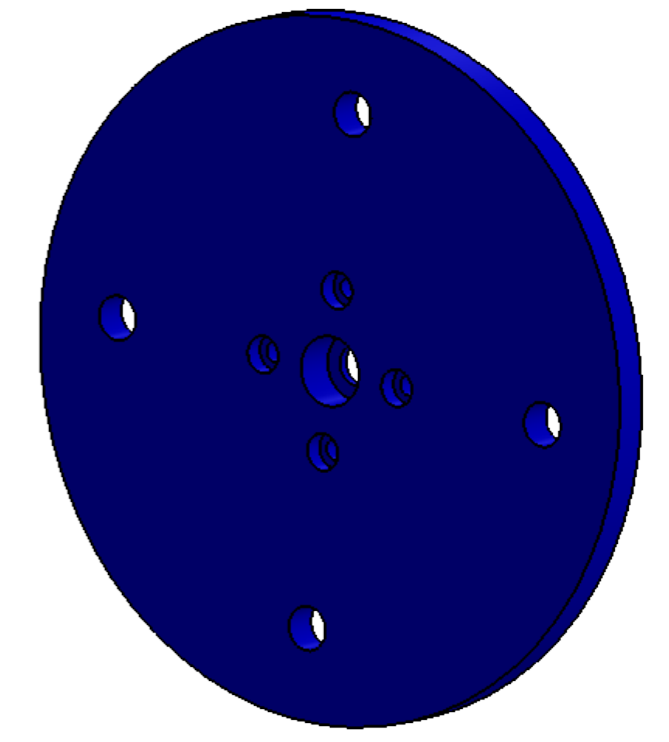
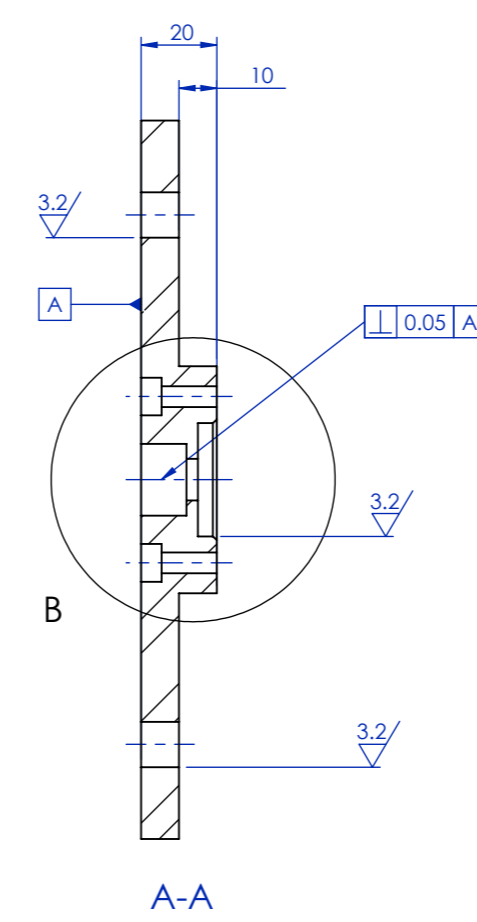
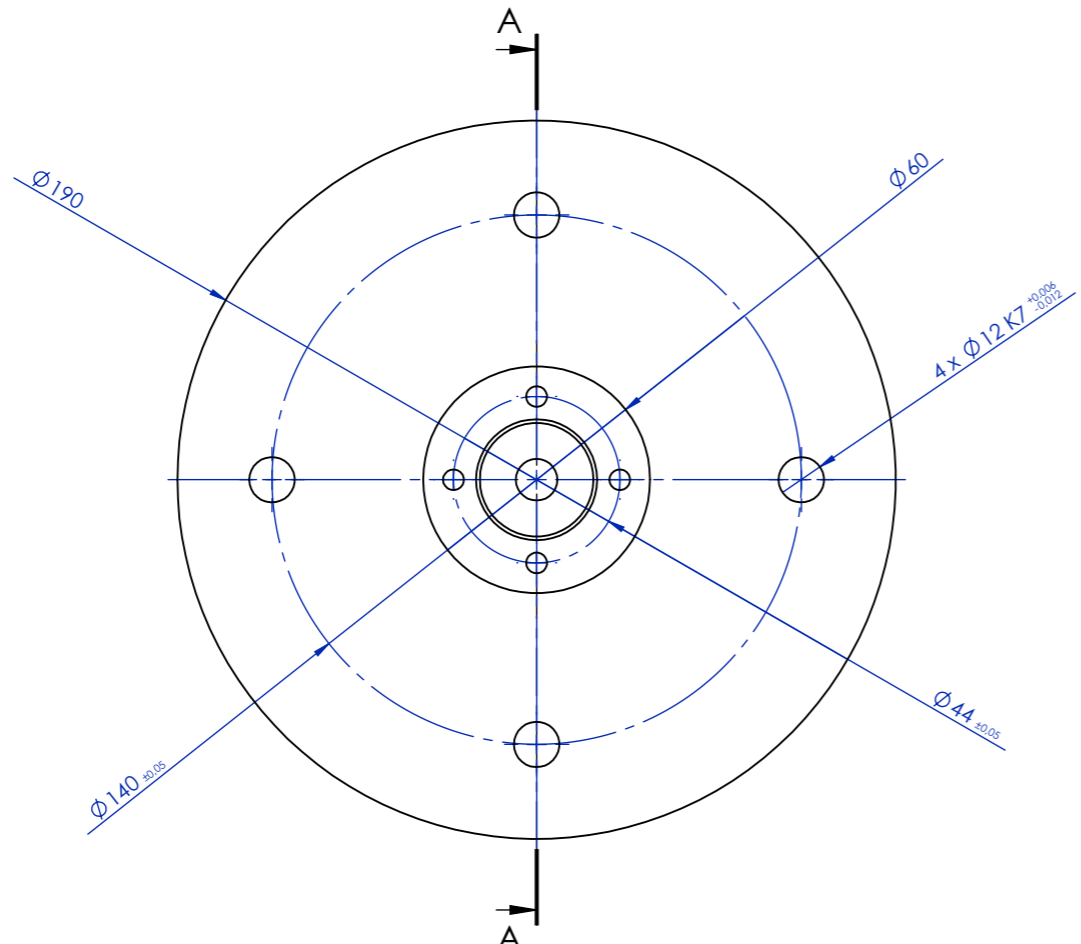
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	REFERENCIA PLANO
22.LF.TB1CT2	3	0	1	Sustituido por	CON_BIELAMANIVELA

ESCALA	TITULO	FORMATO
1:5	CONJUNTO BIELA-MANIVELA - BANCO ENSAYOS CT2 -	A3

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.



VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



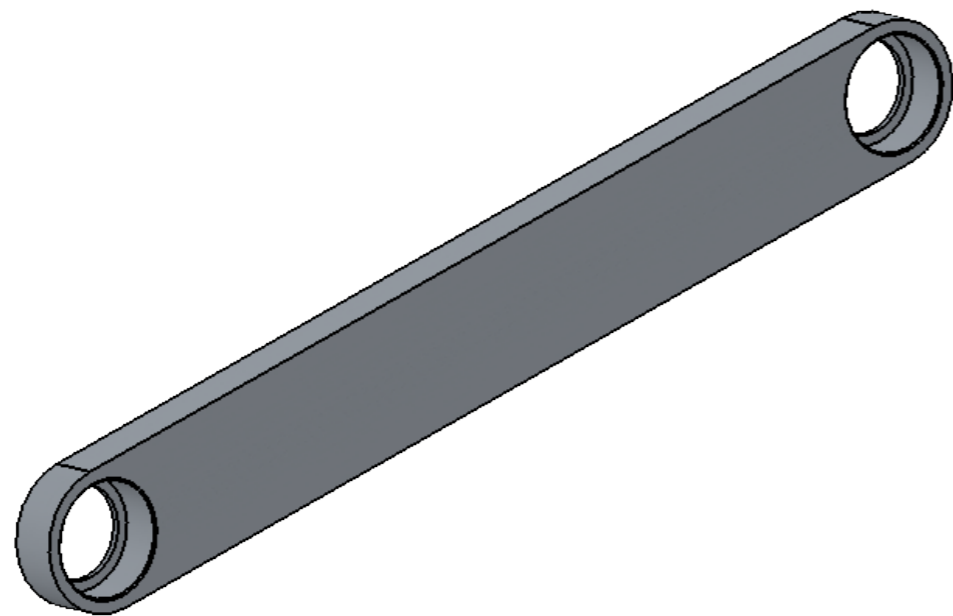
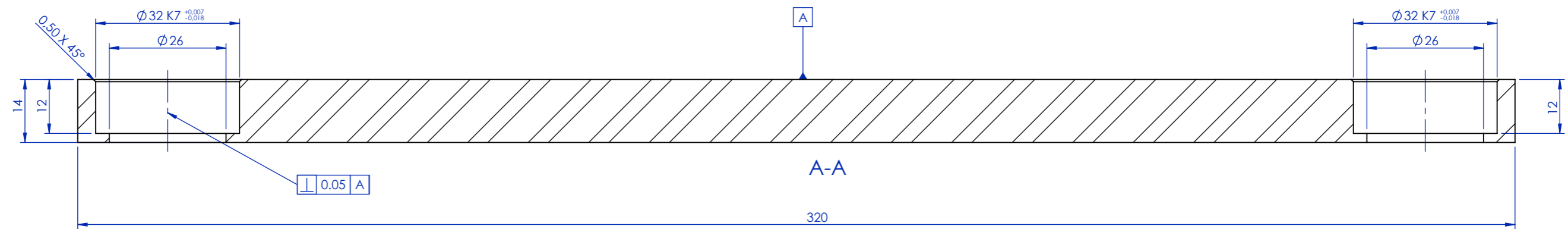
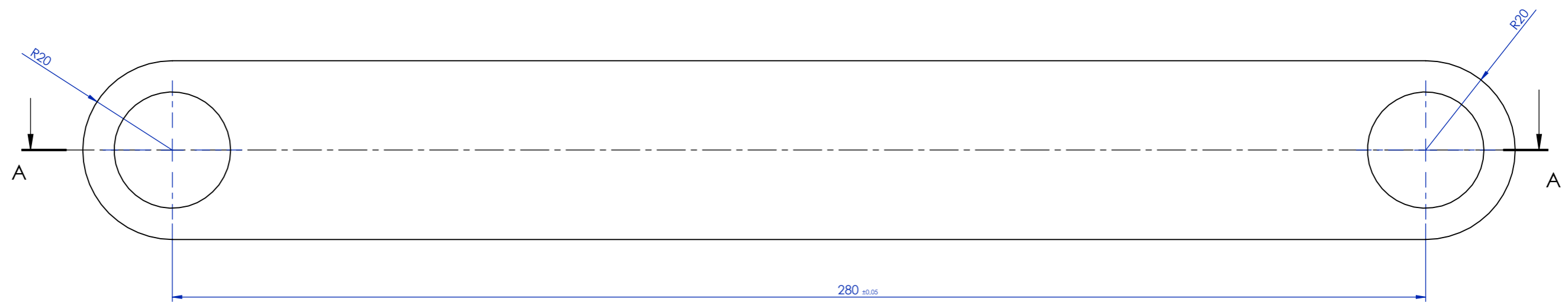
DETALLE B

NUMERO	Manivela			CANT.	11SMn30+N	TRATAMIENTO	-	PESO [KG]	2.33
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO		6.3/ 3.2/		
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio	TOL. GENERALES Js13 / js13		TOL. ENTRE EJES +/-0.25		REFERENCIA PLANO	
FECHA	02/06/2016	02/06/2016		REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	1	Sustituye al
				22.LF.TB1CT2	3	1	de	1	Sustituido por
ESCALA	TITULO			FORMATO	REFERENCIA PLANO		3D		
1:2	MANIVELA - BANCO DE ENSAYOS CT2 -			A3	Manivela		22.LF.TB1CT2-3-1-1-0		

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.



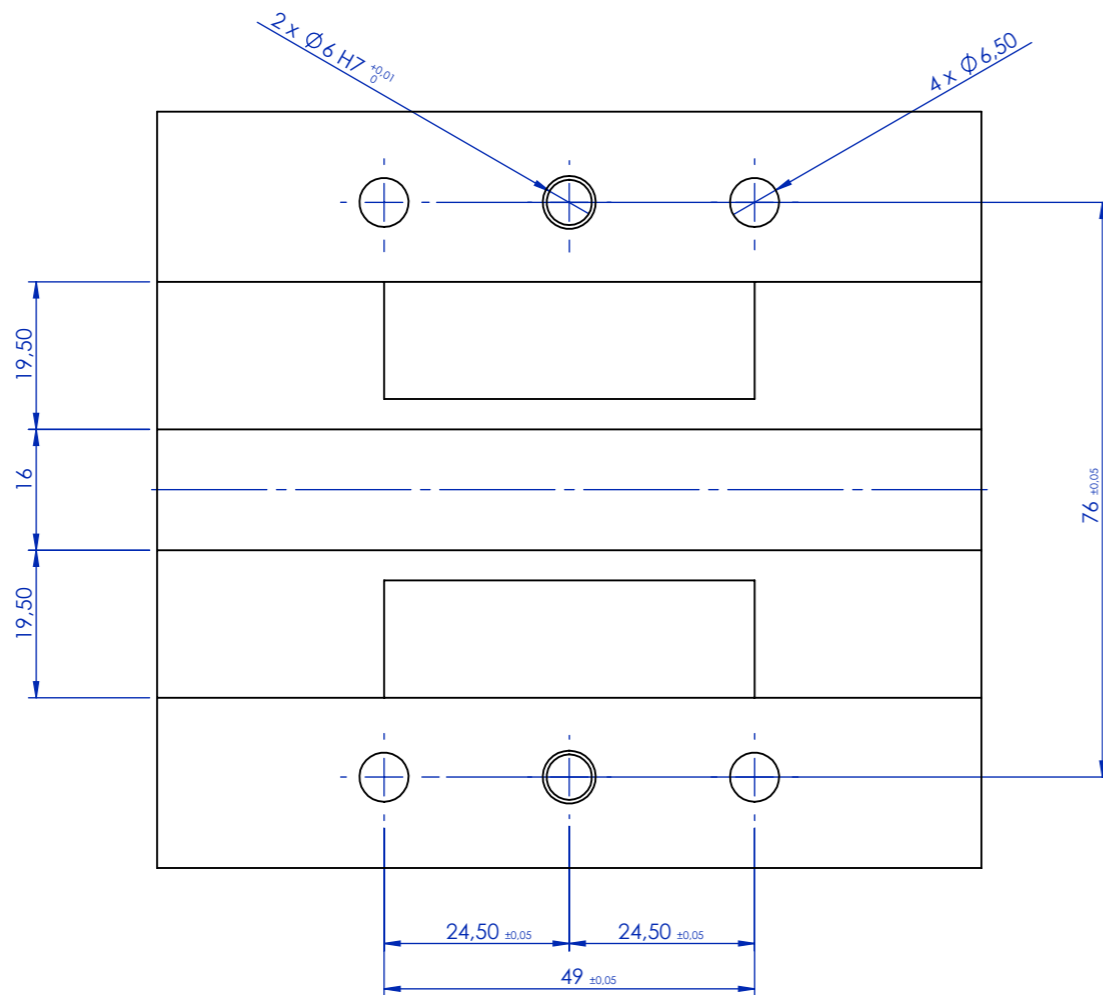
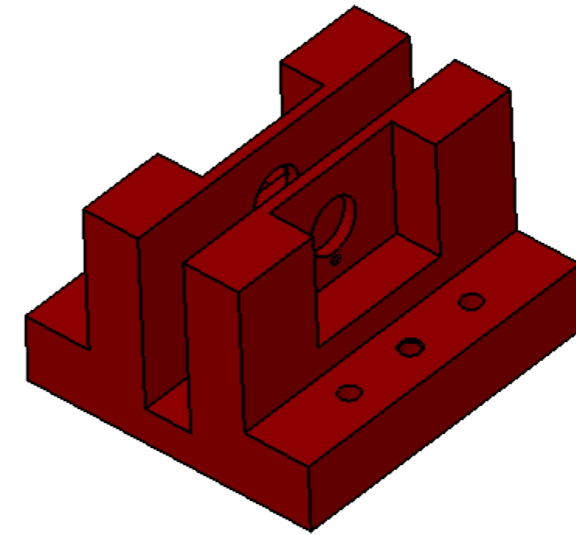
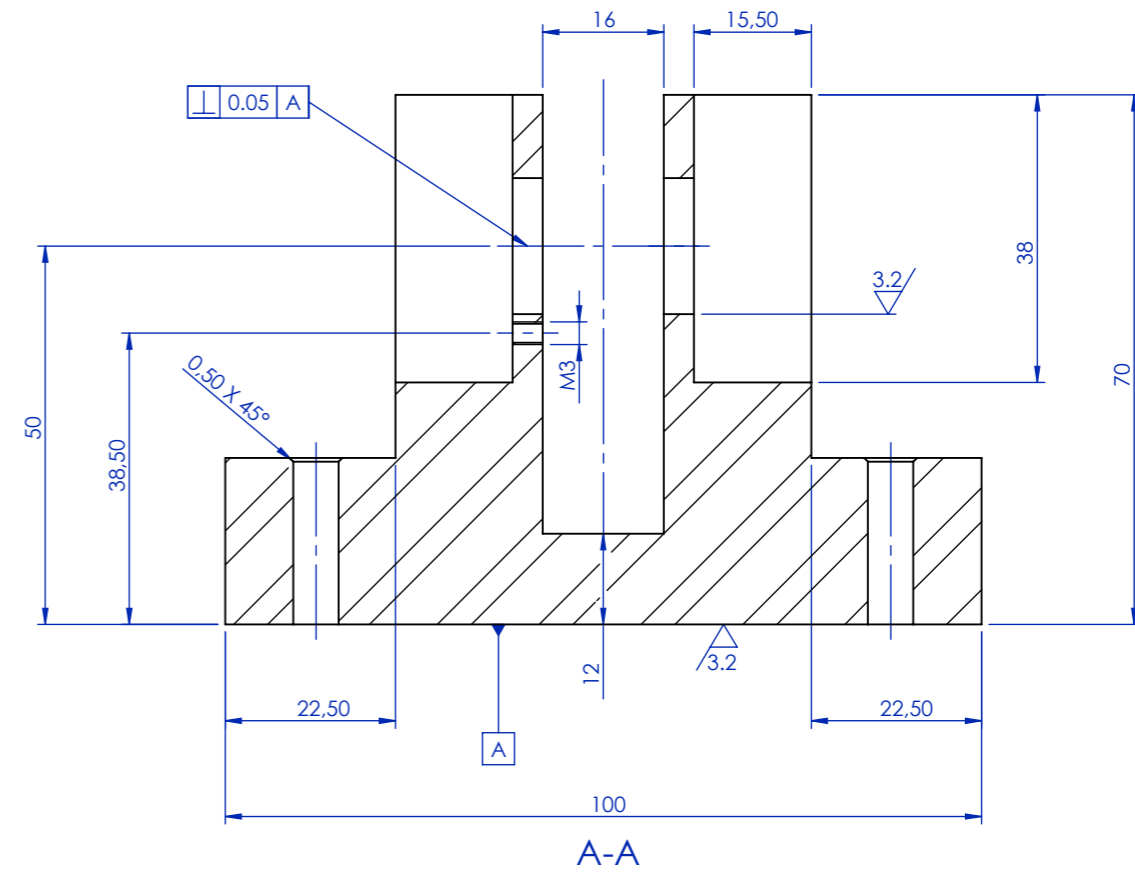
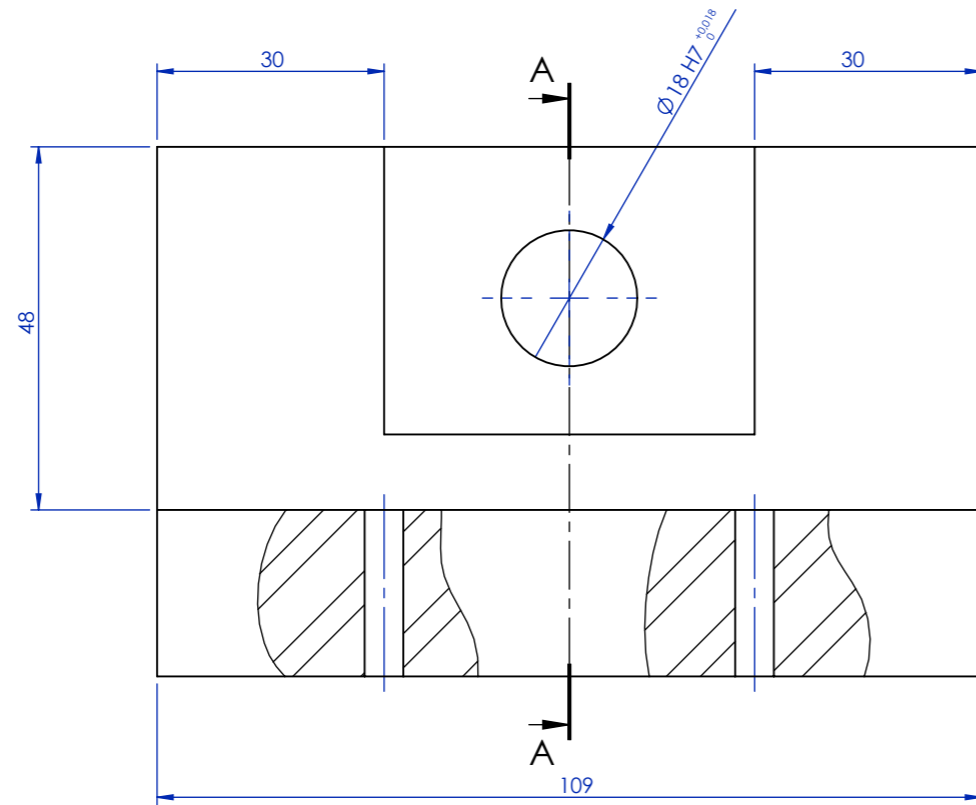
VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



NUMERO	Biela		1	11SMn30+N	1.2
	DENOMINACION		CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017		
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25		
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	
22.LF.TB1CT2	3	2	1	de 1 Sustituido por	
ESCALA	TITULO			FORMATO	REFERENCIA PLANO
1:1	BIELA - BANCO DE ENSAYOS CT2 -			A3	Biela 22.LF.TB1CT2-3-2-1-0
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.					



VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA

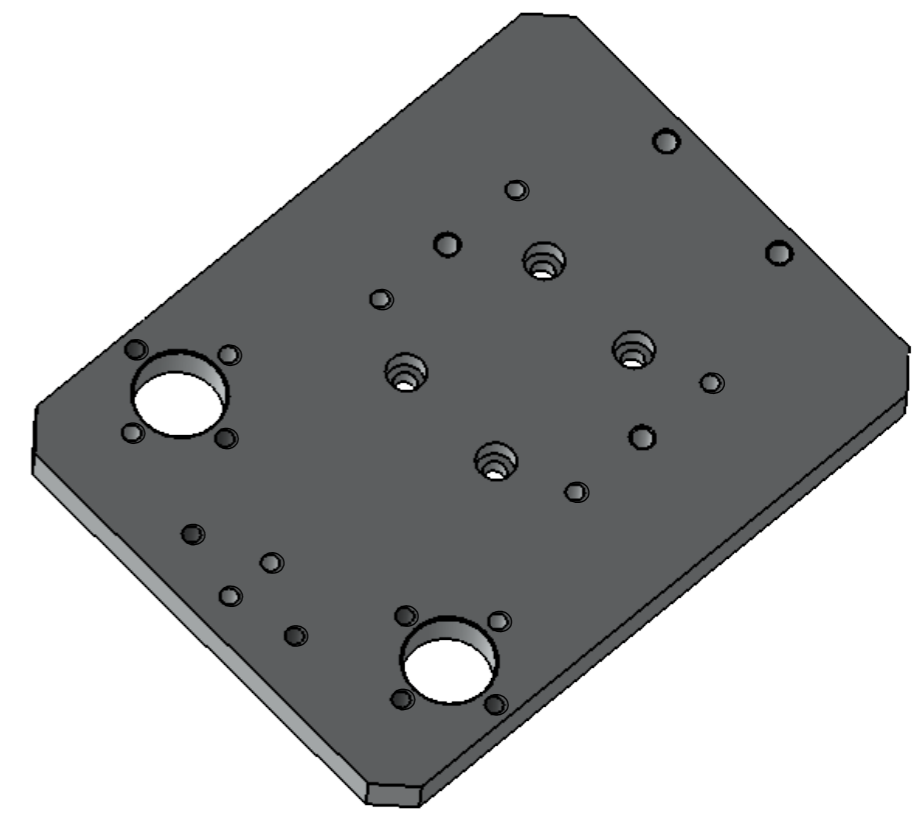
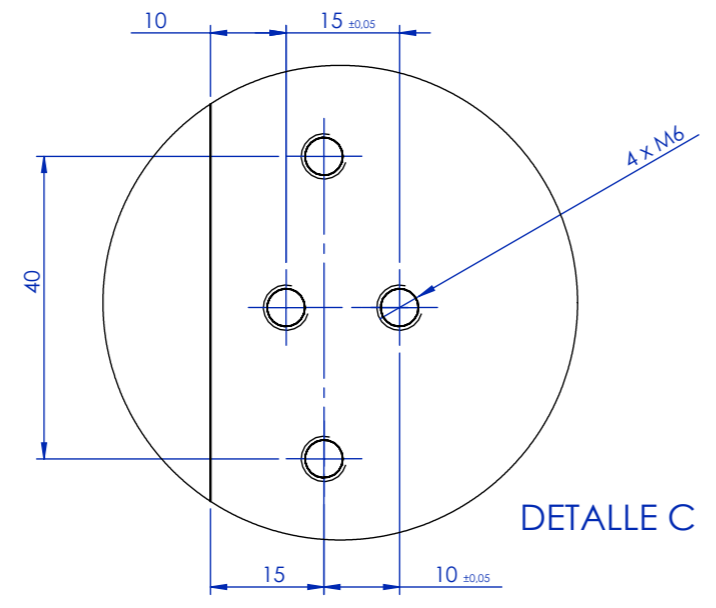
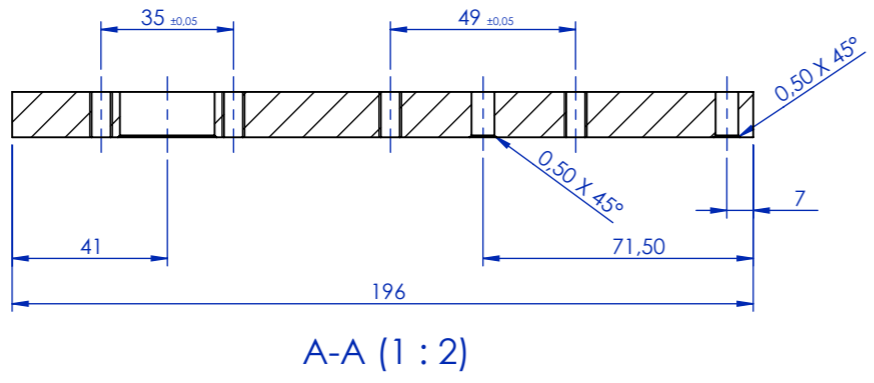
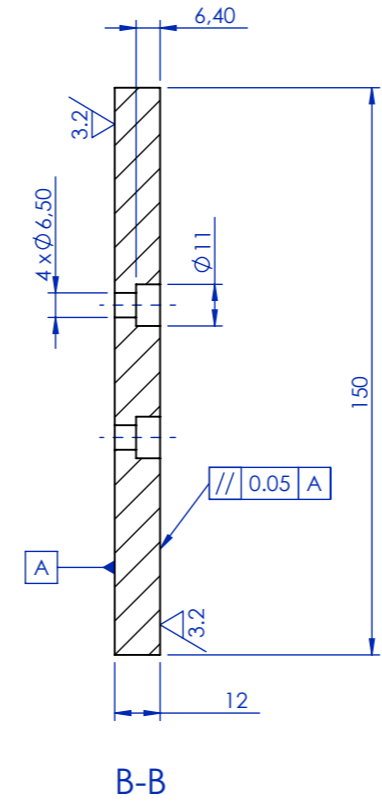
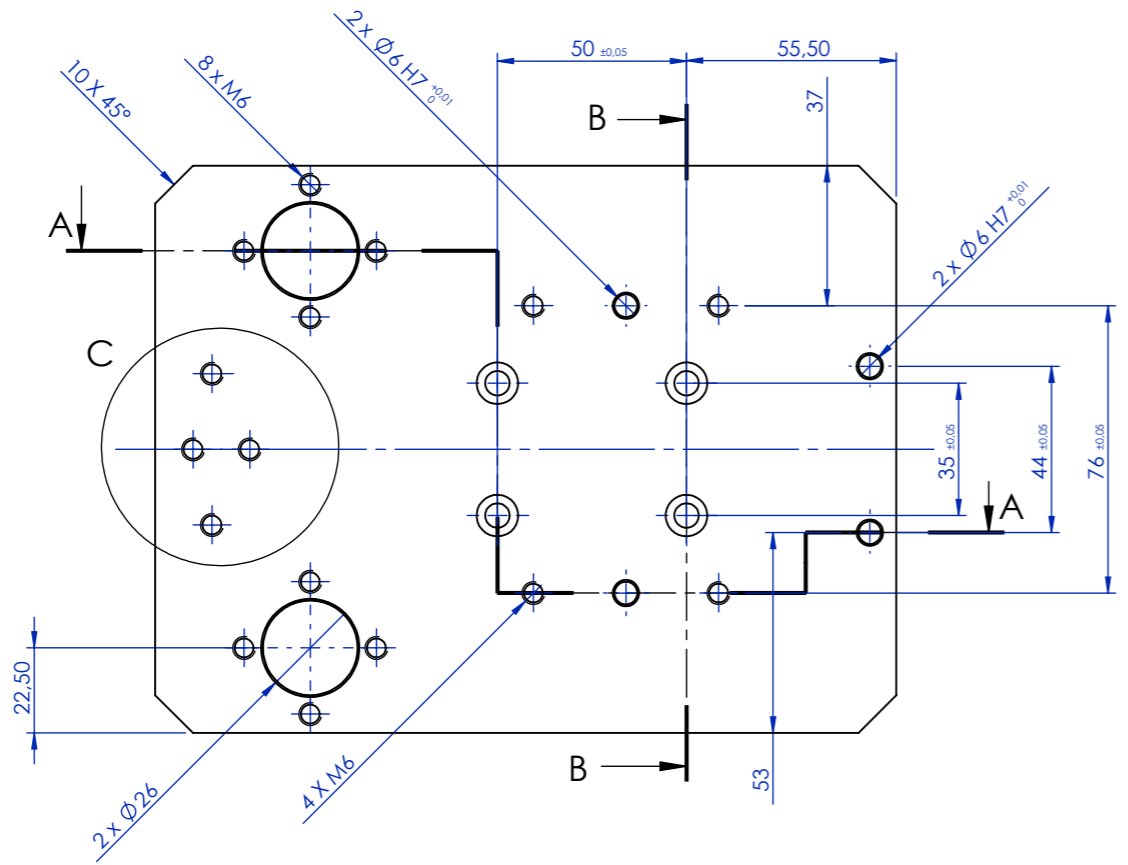


NUMERO	Carro	1	11SMn30+N	2.84
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017	
TOL. GENERALES Js13 / js13		TOL. ENTRE EJES +/-0.25		
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al
22.LF.TB1CT2	3	3	1	de 1 Sustituido por
ESCALA	TITULO	FORMATO	REFERENCIA PLANO	
1:1	CARRO - BANCO ENSAYOS CT2 -	A3	Carro 22.LF.TB1CT2-3-3-1-0	

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.



VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA

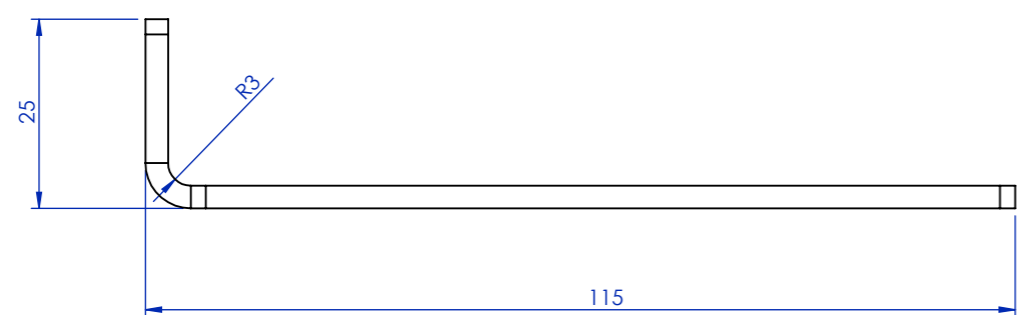
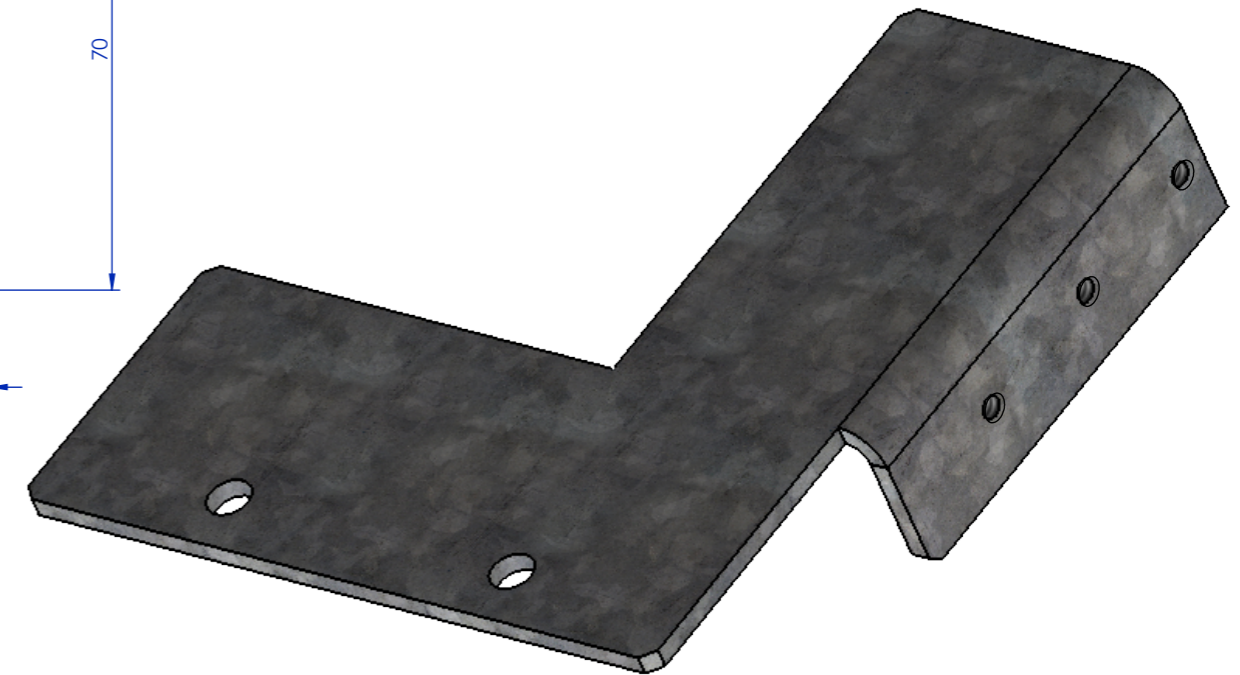
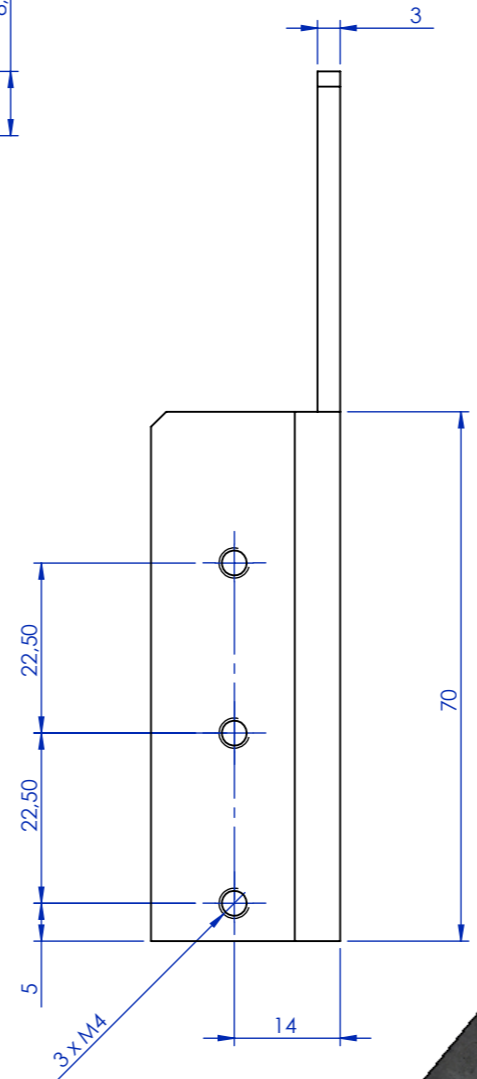
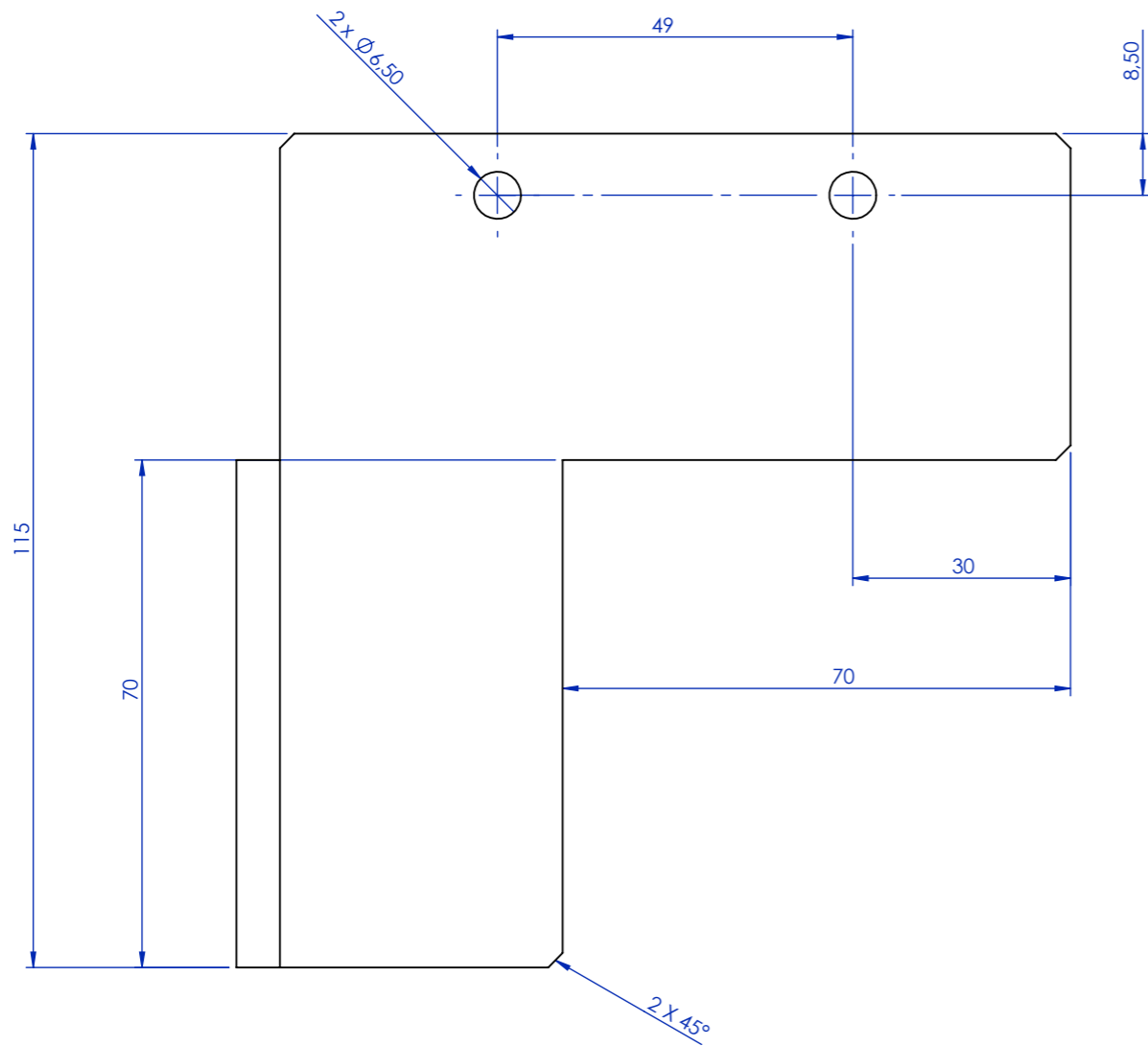


Nota: Todos los agujeros pasantes

NUMERO	Soporte carro		1	AL_6060	0.9
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO
D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio			
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017	TOL. GENERALES Js13 / js13 TOL. ENTRE EJES +/-0.25	
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº 1	Sustituye al	
22.LF.TB1CT2	3	4	de 1	Sustituido por	
ESCALA	TITULO			FORMATO	REFERENCIA PLANO
1:2	SOPORTE CARRO			A3	Soporte carro
					22.LF.TB1CT2-3-4-1-0
					IK4 IKERLAN

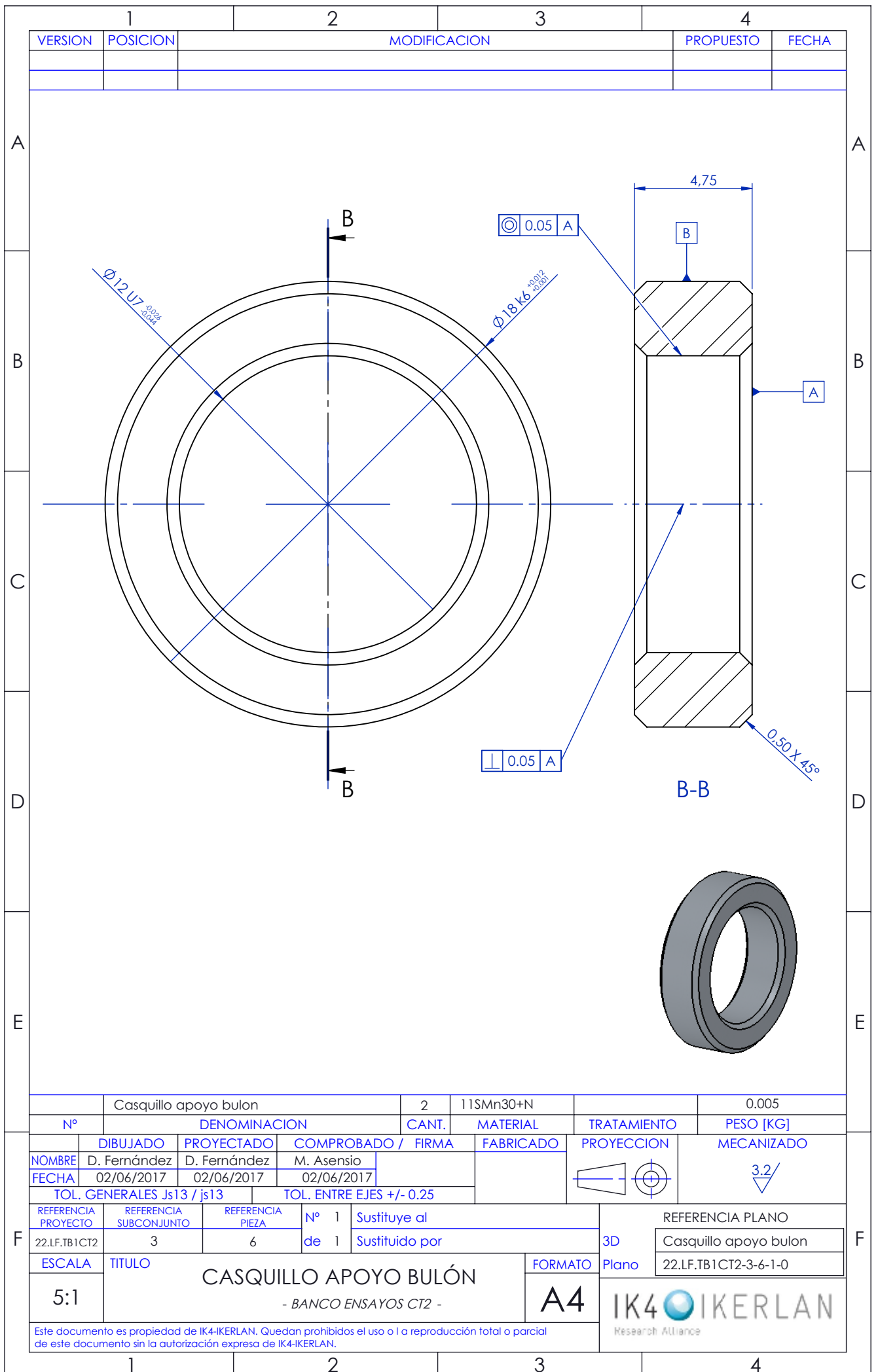
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.

VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



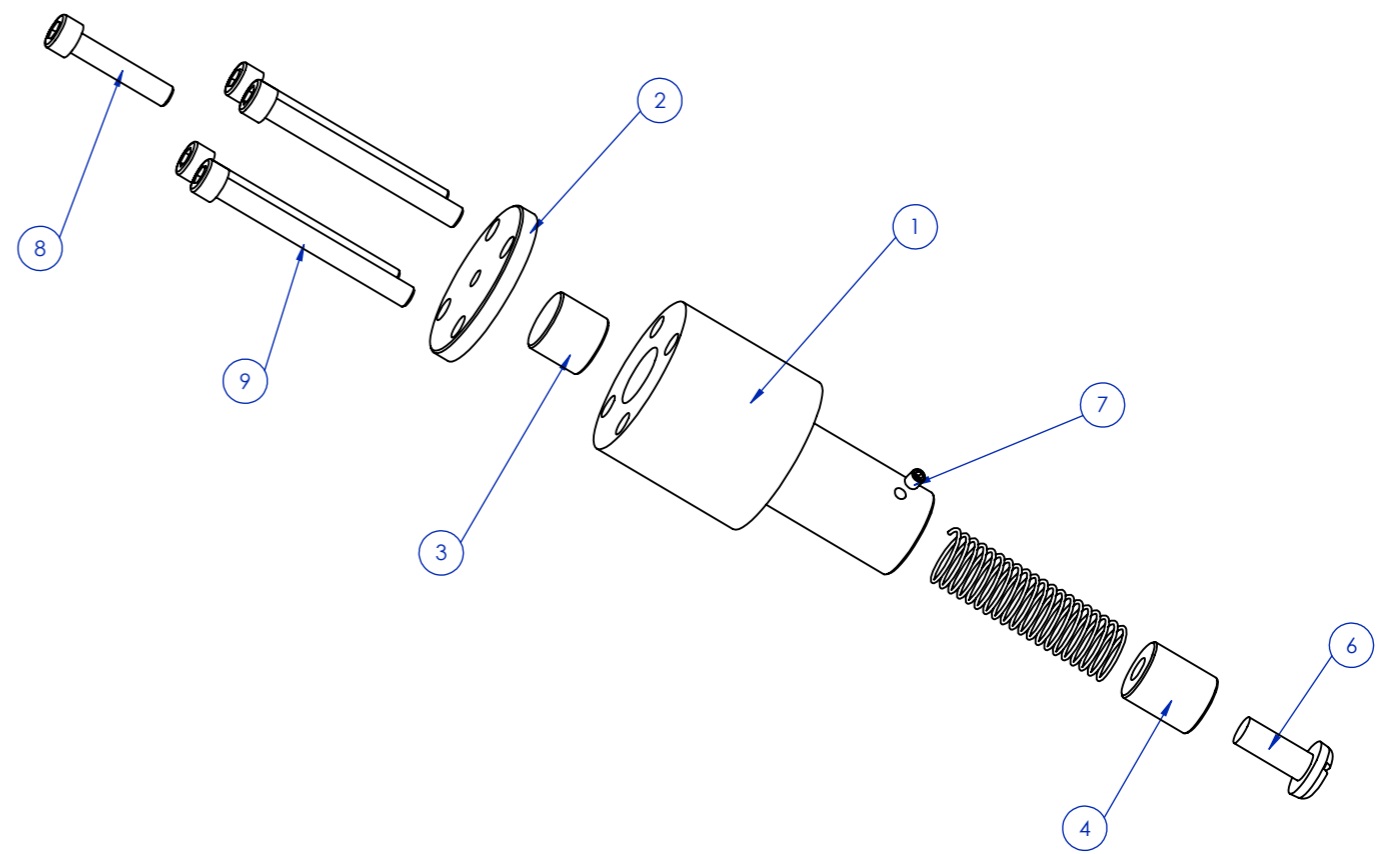
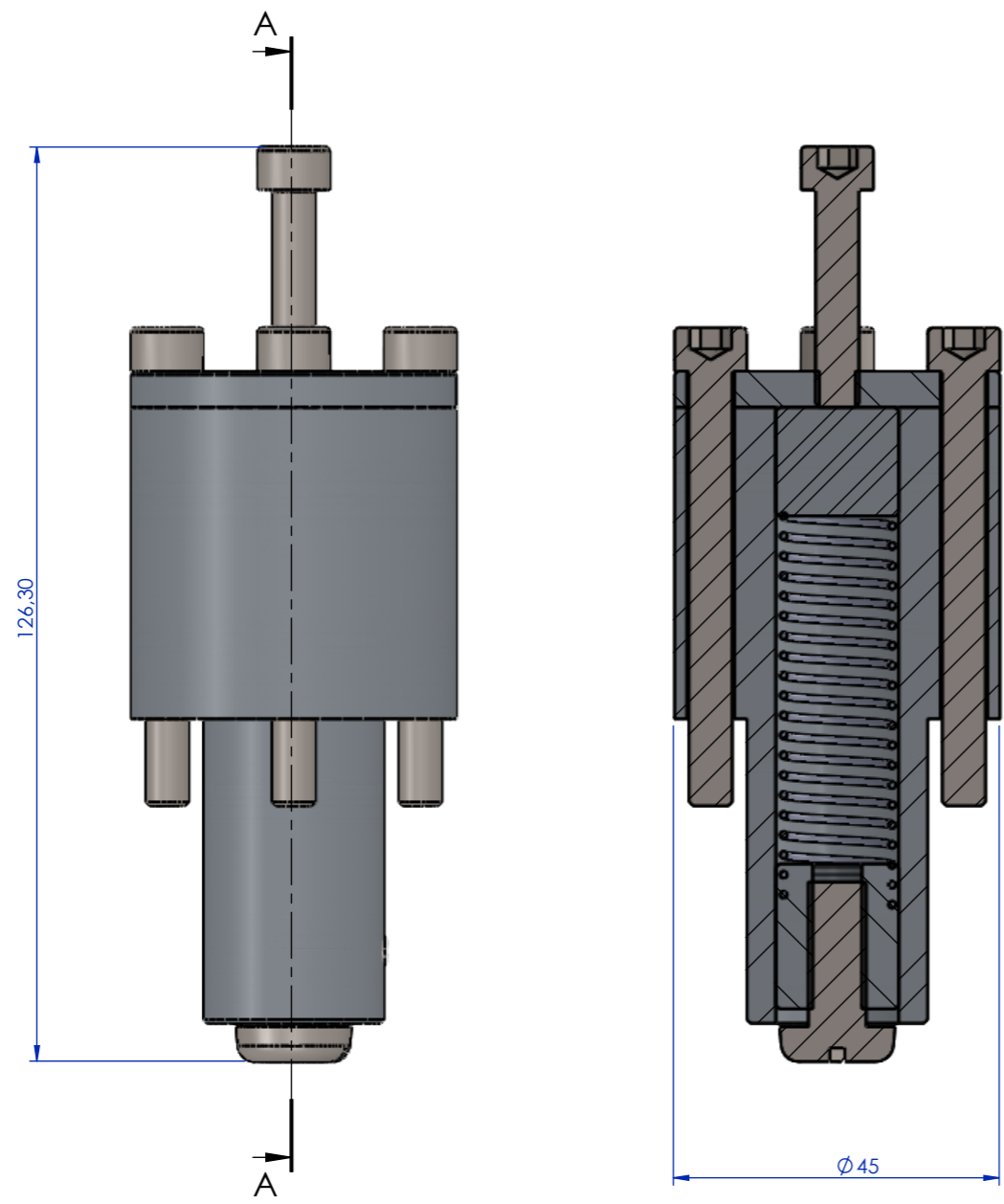
NUMERO	Chapa iman		1	DX51D+Z140	Galvanizado	0.22
	DENOMINACION		CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio			
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017			
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25			
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al		REFERENCIA PLANO
22.LF.TB1CT2	3	5	de 1	Sustituido por		Chapa iman
ESCALA	TITULO				FORMATO	3D
1:1	CHAPA IMÁN				A3	Plano
				- BANCO ENSAYOS CT2 -		22.LF.TB1CT2-3-5-1-0
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.						





1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> A A </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> B B </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> C C </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> D D </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> E E </div> <div style="text-align: center;"> </div>							
Eje articulacion		1	11SMn30+N		0.02		
N°	DENOMINACION		CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]	
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA		FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/02/2017	02/02/2017	02/02/2017				
TOL. GENERALES Js13 / js13		TOL. ENTRE EJES +/- 0.25					
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	N°	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	3	7	de 1	Sustituido por		3D	Eje articulacion
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano	22.LF.TB1CT2-3-7-1-0	
2:1	EJE ARTICULACIÓN			A4			
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	

VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



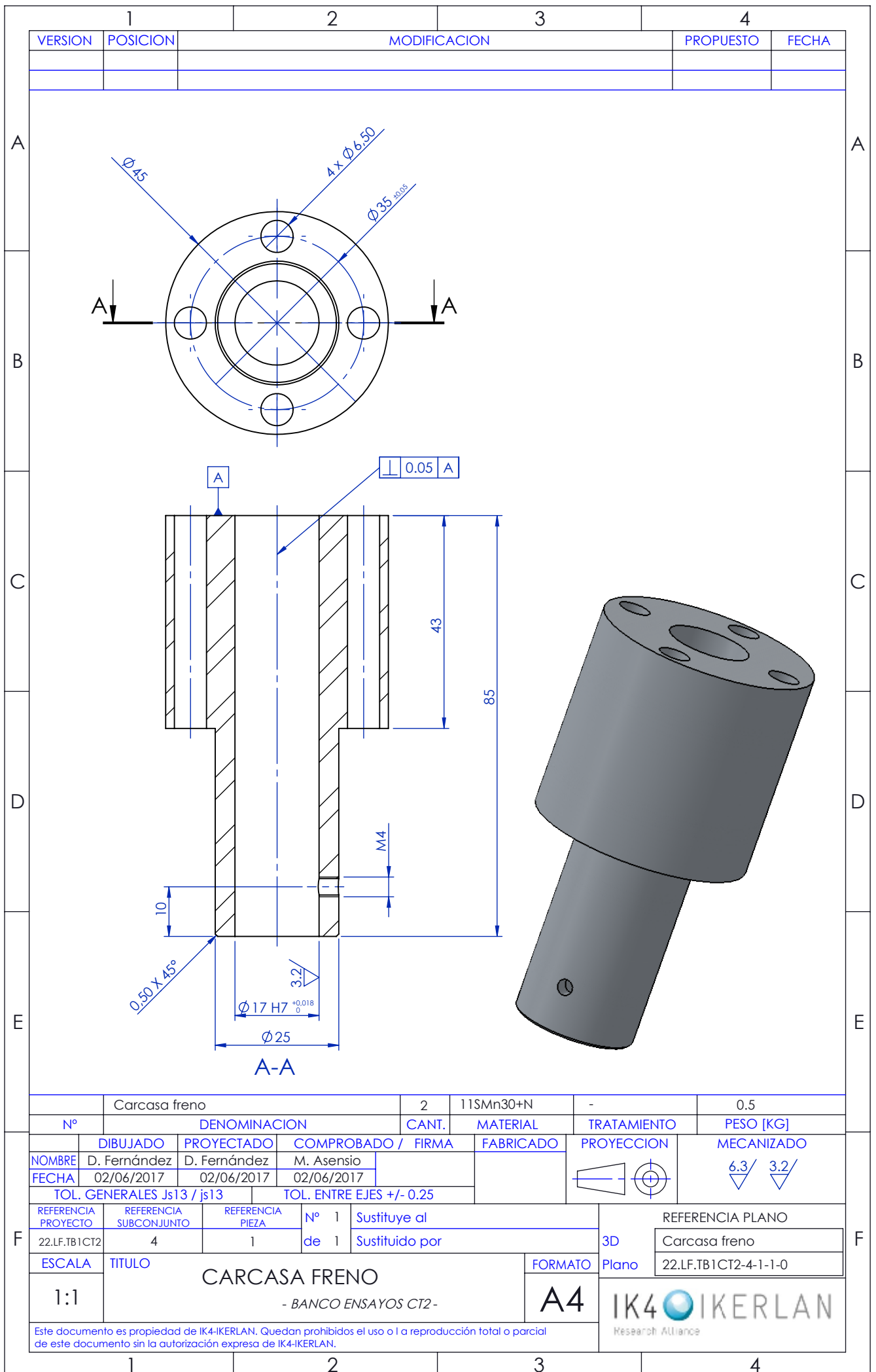
9	Tornillo Allen - DIN 912 M6 x 60	4			
8	Tornillo Allen - DIN 912 M6 x 30	1			
7	Tornillo prisionero cab. hueca DIN 913-M4 x 5	1			
6	Tornillo ranurado Nylon - DIN EN ISO 1580 - M8 x 20	1			
5	Muelle freno Vanel - C.150.220.068.A	1			
4	Casquillo freno 2	1	11SMn30+N	-	0.029
3	Casquillo freno 1	1	11SMn30+N	-	0.026
2	Tapa freno	1	11SMn30+N	-	0.05
1	Carcasa freno	1	11SMn30+N	-	0.5
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	Conjunto Freno	2			0.63

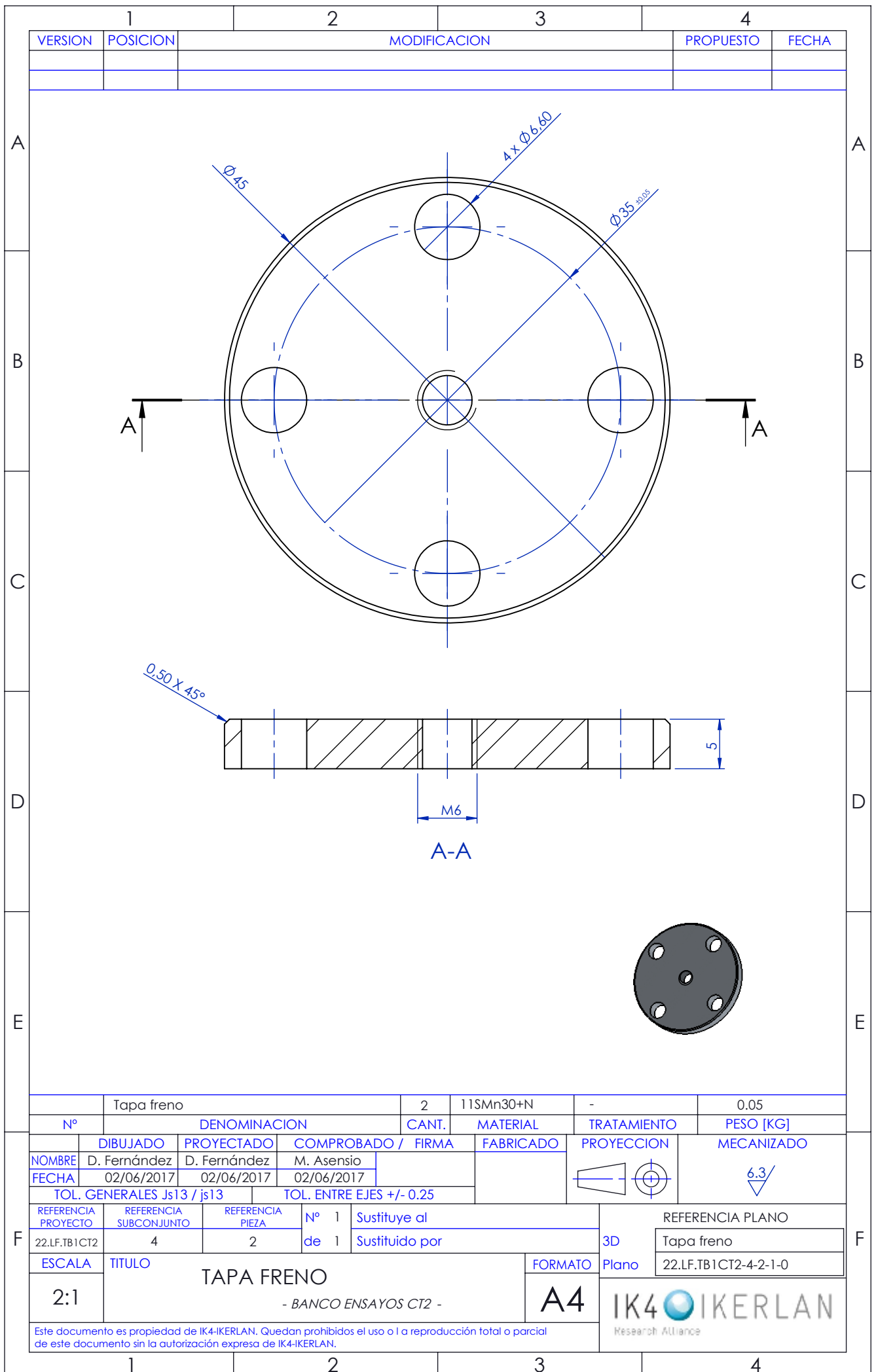
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio		
FECHA	10/07/2017	10/07/2017	10/07/2017		
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25		

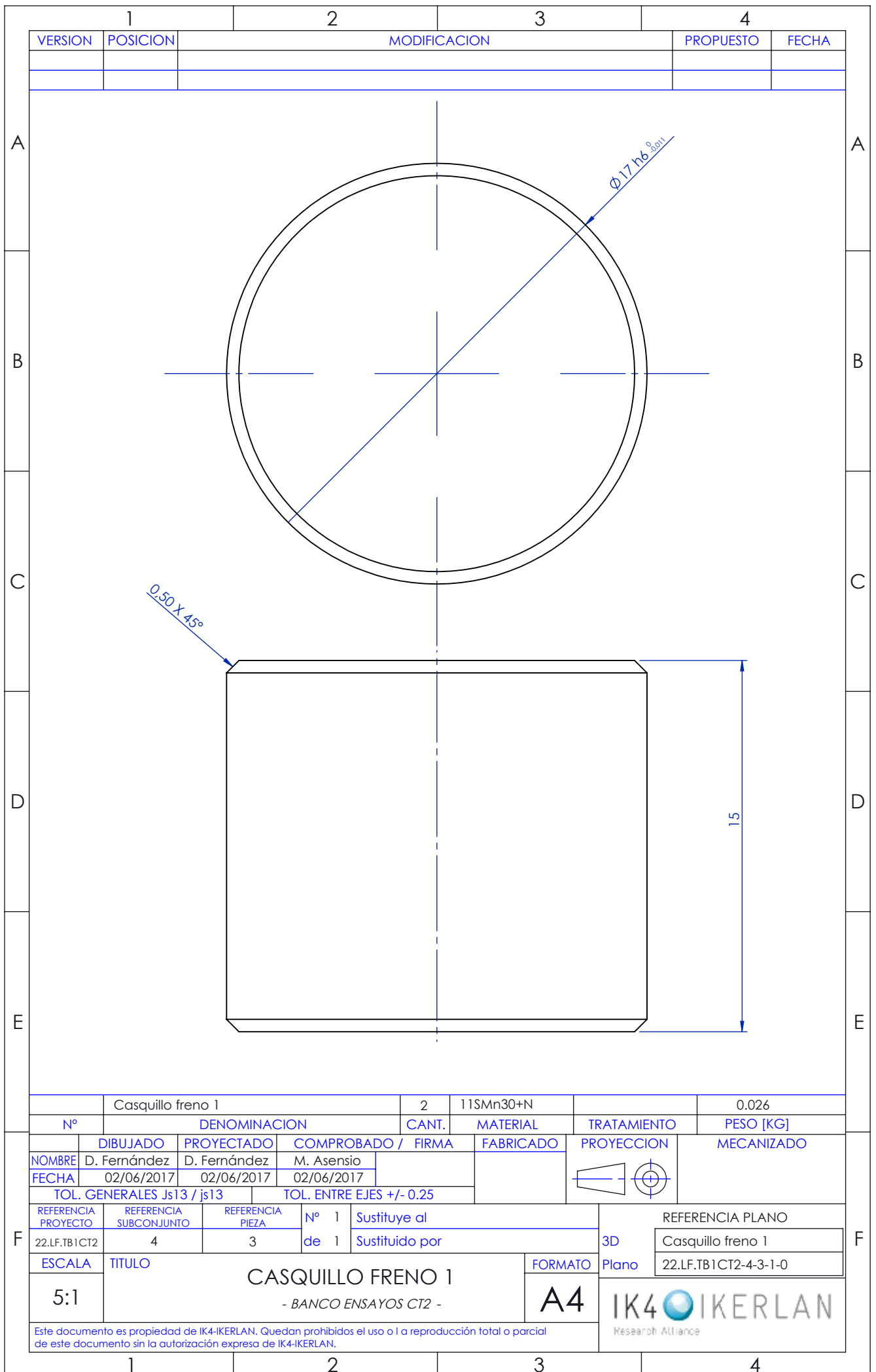
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº 1	Sustituye al	REFERENCIA PLANO
22.LF.TB1CT2	4	0	de 1	Sustituido por	CONJ_FRENO
ESCALA	TITULO			FORMATO	22.LF.TB1CT2-4-0-1-0
1:5	CONJUNTO FRENO			A3	
	- BANCO ENSAYOS CT2 -				

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.

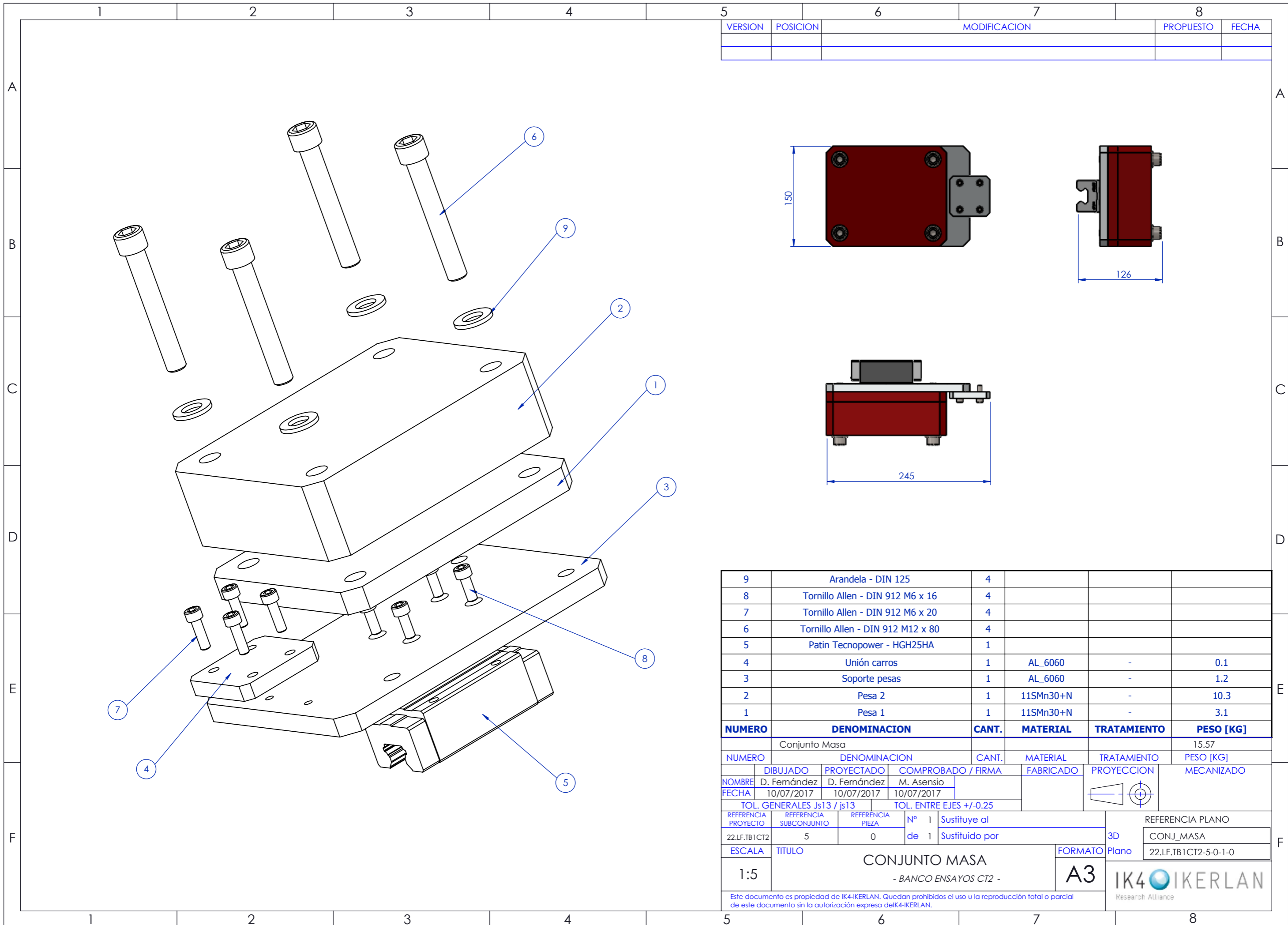








1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
Casquillo freno 2		2	11SMn30+N			0.03	
N°	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]	MECANIZADO	
	DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION		
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2017	02/06/2017					
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	N°	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	4	4	de 1	Sustituido por		3D	Casquillo freno 2
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano	22.LF.TB1CT2-4-4-1-0	
2:1	CASQUILLO FRENO 2			A4			
<small>Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.</small>							
1		2		3		4	



VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA

NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
9	Arandela - DIN 125	4			
8	Tornillo Allen - DIN 912 M6 x 16	4			
7	Tornillo Allen - DIN 912 M6 x 20	4			
6	Tornillo Allen - DIN 912 M12 x 80	4			
5	Patin Tecnopower - GH25HA	1			
4	Unión carros	1	AL_6060	-	0.1
3	Soporte pesas	1	AL_6060	-	1.2
2	Pesa 2	1	11SMn30+N	-	10.3
1	Pesa 1	1	11SMn30+N	-	3.1

NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
	Conjunto Masa				15.57

DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO
D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio			

REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	REFERENCIA PLANO
22.LF.TB1CT2	5	0	1	Sustituido por	CONJ_MASA

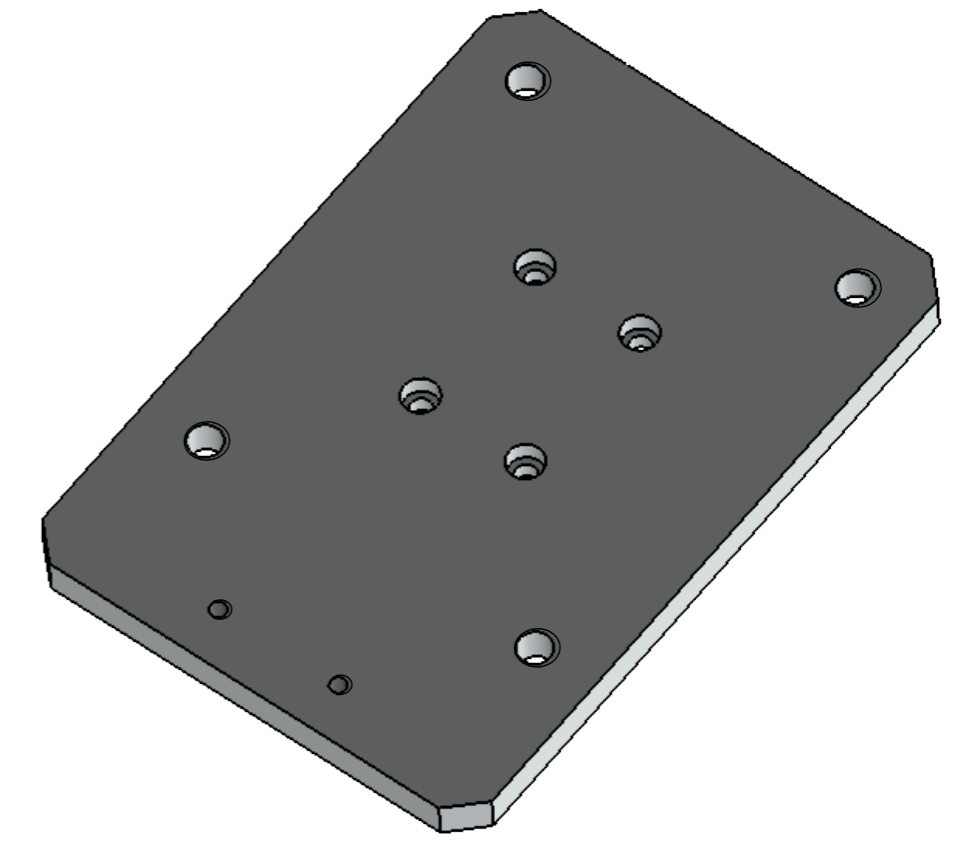
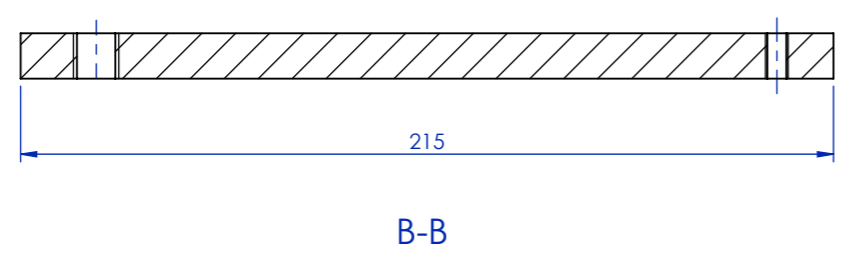
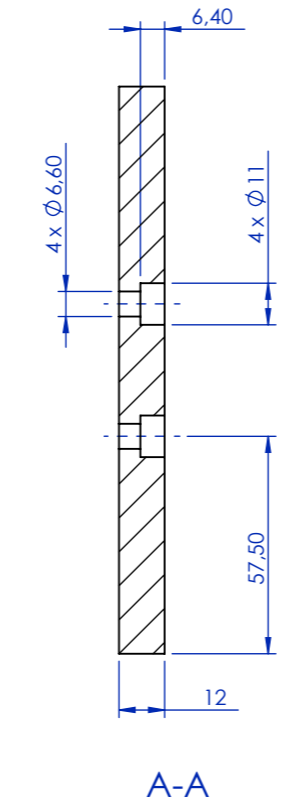
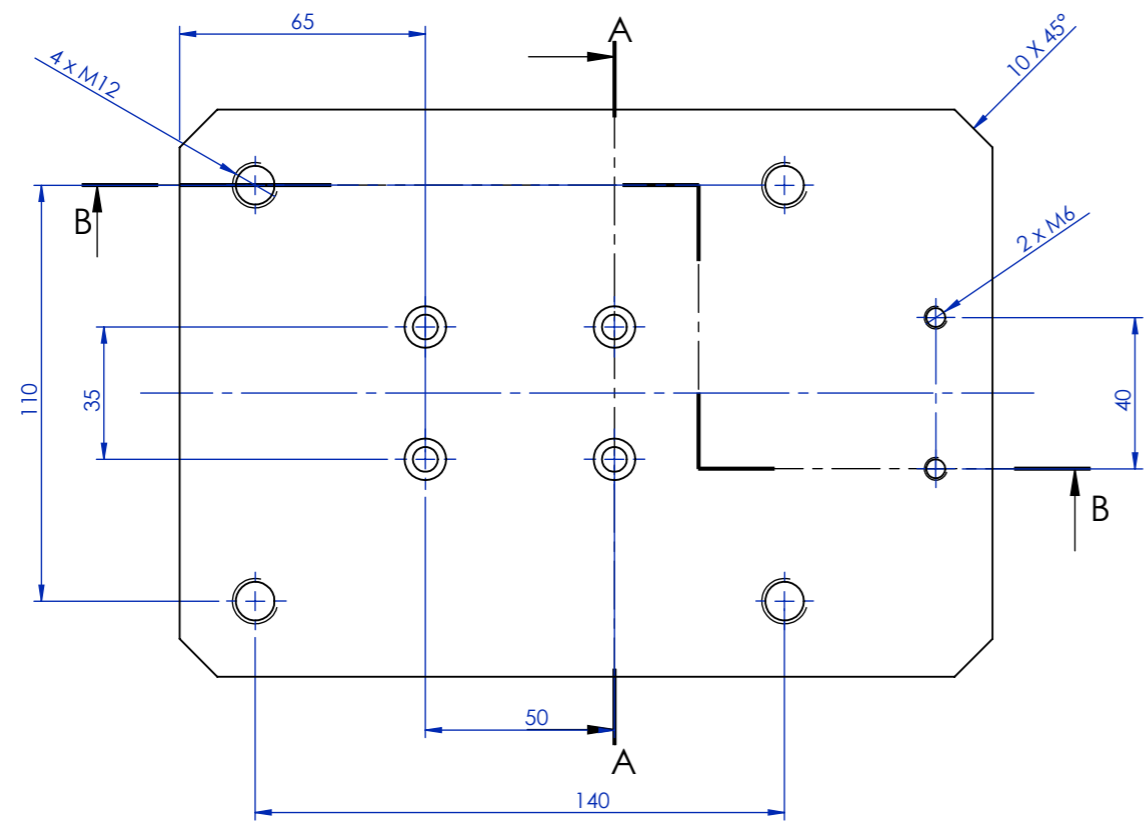
ESCALA	TITULO	FORMATO	REFERENCIA PLANO
1:5	CONJUNTO MASA - BANCO ENSAYOS CT2 -	A3	22.LF.TB1CT2-5-0-1-0

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.

1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
Pesa 1		1	11SMn30+N			3.1	
Nº	DENOMINACION		CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]	
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA		FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2016	02/06/2016	02/06/2016				
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	5	1	de 1	Sustituido por		3D	Pesa 1
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano	22.LF.TB1CT2-5-1-1-0	
1:2	PESA 1			A4			
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	

1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
Pesa 2		1	11SMn30+N			10.3	
Nº	DENOMINACION			CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA		FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2016	02/06/2016	02/06/2016				
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	5	2	de 1	Sustituido por		3D	Pesa 2
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano	22.LF.TB1CT2-5-2-1-0	
1:2	Pesa 2			A4			
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	

VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA

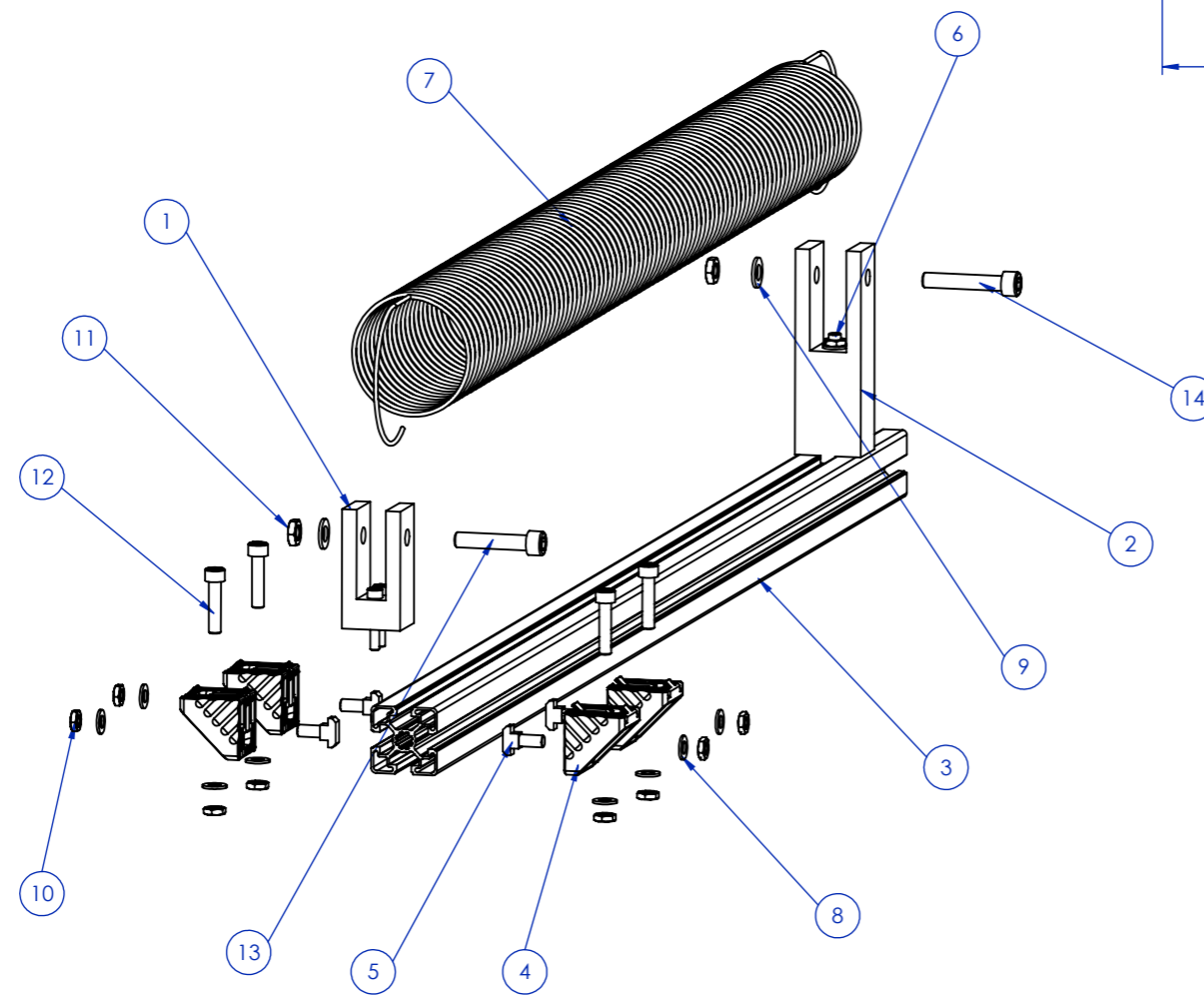
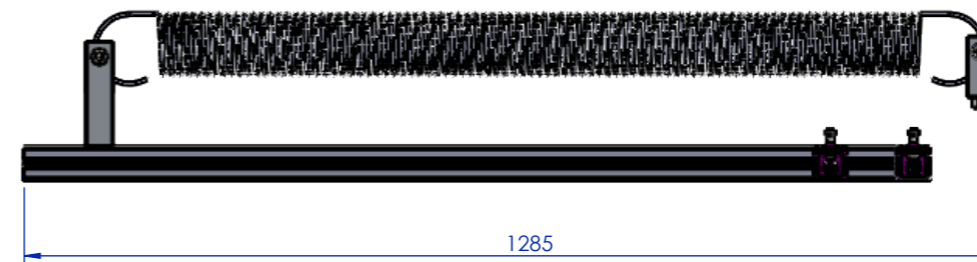


Soporte pesas		1	AL_6060	1.2
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio	
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017	
TOL. GENERALES Js13 / js13		TOL. ENTRE EJES +/-0.25		
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al
22.LF.TB1CT2	5	3	de 1	Sustituido por
ESCALA	TITULO	FORMATO		REFERENCIA PLANO
1:2	SOPORTE PESAS	A3		Soporte pesas
- BANCO ENSAYOS CT2 -				22.LF.TB1CT2-5-3-1-0

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.

1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
Unión carros		1	AL_6060			0.1	
Nº	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]		
					MECANIZADO		
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA		FABRICADO	PROYECCION		
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2016	02/06/2016	02/06/2016				
TOL. GENERALES Js13 / js13		TOL. ENTRE EJES +/- 0.25					
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	5	4	de 1	Sustituido por		Unión carros	
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano		
1:1	UNIÓN CARROS - BANCO ENSAYOS CT2 -			A4			
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	

VERSION	POSICION	MODIFICACION	PROPUESTO	FECHA



14	Tornillo Allen - DIN 912 M10 x 55	1			
13	Tornillo Allen - DIN 912 M10 x 50	1			
12	Tornillo Allen - DIN 912 M8 x 35	4			
11	Tuerca hexagonal - ISO 4035 - M10	2			
10	Tuerca hexagonal - ISO 4035 M8	9			
9	Arandela - DIN 125 d = 10.5	2			
8	Arandela - DIN 125 d = 8.4	9			
7	Muelle Vanel - U.400.280.2500.AX	1			
6	Tornillo cab. de martillo - Bosch M8x80	1			
5	Tornillo cab. de martillo - Bosch M8x20	4			
4	Escuadra Bosch 45x45	4			
3	Perfil Bosch 45x45	1			
2	Soporte muelle 2	1	11SMn30+N		1.2
1	Soporte muelle	1	11SMn30+N	-	0.52

NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
Conjunto muelle					20
NUMERO	DENOMINACION	CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]
DIBUJADO		PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA	FABRICADO	PROYECCION
NOMBRE		D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio	
FECHA		10/07/2017	10/07/2017	10/07/2017	
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/-0.25		
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al	
22.LF.TB1CT2	6	0	de 1	Sustituido por	
ESCALA	TITULO			FORMATO	REFERENCIA PLANO
1:10	CONJUNTO MUELLE			A3	CONJ_MUELLE
			- BANCO DE ENSAYOS CT2 -		22.LF.TB1CT2-6-0-1-0

Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso u la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa del IK4-IKERLAN.



1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> A A </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> B B </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> C C </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> D D </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> E E </div>							
Soporte muelle		1	11SMn30+N			0.52	
N°	DENOMINACION		CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]	
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA		FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017				
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	N°	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	6	1	de 1	Sustituido por		3D	Soporte muelle
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano	22.LF.TB1CT2-6-1-1-0	
1:1	SOPORTE MUELLE - BANCO ENSAYOS CT2 -			A4			
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	

1		2		3		4	
VERSION	POSICION	MODIFICACION				PROPUESTO	FECHA
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> A A </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> B B </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> C C </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> D D </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> E E </div>							
Soporte muelle 2		1	11SMn30+N		1.2		
Nº	DENOMINACION		CANT.	MATERIAL	TRATAMIENTO	PESO [KG]	
DIBUJADO	PROYECTADO	COMPROBADO / FIRMA		FABRICADO	PROYECCION	MECANIZADO	
NOMBRE	D. Fernández	D. Fernández	M. Asensio				
FECHA	02/06/2017	02/06/2017	02/06/2017				
TOL. GENERALES Js13 / js13			TOL. ENTRE EJES +/- 0.25				
REFERENCIA PROYECTO	REFERENCIA SUBCONJUNTO	REFERENCIA PIEZA	Nº	Sustituye al		REFERENCIA PLANO	
22.LF.TB1CT2	6	2	de 1	Sustituido por		3D	Soporte muelle 2
ESCALA	TITULO			FORMATO	Plano	22.LF.TB1CT2-6-2-1-0	
1:2	SOPORTE MUELLE 2 - BANCO ENSAYOS CT2 -			A4			
Este documento es propiedad de IK4-IKERLAN. Quedan prohibidos el uso o la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización expresa de IK4-IKERLAN.							
1		2		3		4	