



**Universidad
Zaragoza**

Proyecto Fin de Carrera

Modelización y simulación del sistema catenaria-pantógrafo

Autor

Inés Rodríguez Joven

Director

Steffen Vogt (Bombardier Transportation GmbH)

Ponente

Emilio Larrodé Pellicer (EINA)

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza

2011/2012

MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA PANTÓGRAFO-CATENARIA

RESUMEN

En este proyecto se propone un método de simulación del conjunto pantógrafo-catenaria. Para ello se ha contado con las herramientas informáticas Hypermesh 10.0, MSC.Nastran 2008 r1 y SIMPACK 8904.

A la hora de diseñar los modelos individuales de pantógrafo y catenaria se ha consultado en la literatura la evolución de los diferentes modelos matemáticos y de simulación informática desarrollados hasta la actualidad. Se han tenido en cuenta no sólo las características de ambos sistemas por separado, sino también el comportamiento dinámico del conjunto cuando el pantógrafo se desplaza a lo largo de la catenaria. Además, se han utilizado datos de medidas en un banco de pruebas y en vía, además de simulaciones anteriores, para la construcción y validación del proceso propuesto.

El modelo de pantógrafo se corresponde con el método de la simulación multicuerpo y el de la catenaria con el método de elementos finitos. Se han definido modelos de pantógrafo y de catenaria generales que pueden ser usados para cualquier tipo de pantógrafo asimétrico y catenaria convencional. En el primero se necesita únicamente calcular los nuevos parámetros de la función de transferencia del nuevo pantógrafo y cambiar el archivo de entrada que contiene todos los valores de los parámetros del modelo. En el caso de la catenaria debería rehacerse el modelo con la nueva geometría y propiedades pero siempre siguiendo un mismo proceso.

La idea del método para el cálculo de la interacción dinámica de ambos es realizar la reducción modal del modelo de elementos finitos de la catenaria para crear un cuerpo flexible a partir de dicho modelo reducido. Este cuerpo flexible debe ser implementado en el modelo multicuerpo del pantógrafo en SIMPACK para poder realizar el análisis dinámico del conjunto. Dicho método se halla explicado teóricamente así como los pasos a seguir en la práctica. Sin embargo, el programa informático presenta una serie de limitaciones para este proceso que hacen que resulte inadecuado para la correcta simulación de líneas aéreas de contacto de gran longitud. Por último se proponen otras líneas de investigación con las que superar estas limitaciones.

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN.....	9
2. CONTEXTO Y ESTADO DE LA TÉCNICA.....	13
3. MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN MULTICUERPO DE UN MODELO DE PANTÓGRAFO.....	17
3.1 Definición del modelo.....	17
3.2 Primera simulación en SIMPACK: Modelo de contacto rígido.....	21
3.2.1 Implementación del modelo en SIMPACK.....	21
3.2.2 Resultados: Validación del modelo.....	24
3.3 Segunda simulación en SIMPACK: Modelo de contacto elástico.....	32
3.3.1 Definición de la fuerza de contacto elástico en SIMPACK.....	32
3.3.2 Resultados: Comparación de los modelos de contacto.....	33
3.3.3 Variación paramétrica.....	35
3.3.3.1 Influencia de la constante de rigidez del muelle que define la fuerza de contacto elástica.....	35
3.3.3.2 Influencia de la constante de amortiguamiento que define la fuerza de contacto elástica.....	36
3.3.4 Cálculo final de las funciones de transferencia utilizando los datos obtenidos con las variaciones paramétricas.....	38
4. MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS DE UNA CATENARIA CONVENCIONAL.....	41
4.1 Definición de la catenaria alemana normalizada Re200 empleada para las simulaciones.....	41
4.2 Implementación del modelo de catenaria en Altair Hypermesh.....	42
4.2.1 Definición de la geometría y aplicación del mallado.....	42
4.2.2 Definición de las propiedades y de los materiales de los elementos tipo viga.....	43
4.2.3 Definición de elementos secundarios situados a lo largo de la catenaria.....	44
4.2.4 Definición de las cargas y condiciones de contorno.....	45
4.3 Análisis estático del modelo en Hypermesh/MSC.Nastran.....	47
4.3.1 Elección del método de análisis.....	47
4.3.2 Resultados de los análisis con MSC.Nastran: Equilibrio estático.....	48
4.4 Análisis modal.....	51
5. INTRODUCCIÓN DEL MODELO DE CATENARIA EN SIMPACK COMO UN CUERPO FLEXIBLE USANDO EL PREPROCESADOR FEMBS.....	55
5.1 Importancia de los términos de rigidez geométrica.....	56
5.2 Diferencias entre el uso de MSC.Nastran y de SIMBEAM para la creación del modelo de elementos finitos.....	60
5.3 Precisión de un modelo SIMPACK de un cuerpo flexible tipo cable sometido a tensiones.....	62

6. CONCLUSIONES.....	67
6.1 Aportaciones y conclusiones.....	67
6.2 Futuras líneas de trabajo.....	69

ANNEXES

ANNEX A: STATE OF THE ART. MODELIZATION

- A.1 Pantograph models
 - A.1.1 Definition and functions of a pantograph
 - A.1.2 Simple models
 - A.1.3 Considering more than one contact wire
 - A.1.4 Considering the elasticity of the pan-head
 - A.1.5 Non-linear multibody models
 - A.1.6 Considering the aerodynamics
- A.2 Catenary models
 - A.2.1 Definition and functions of the catenary
 - A.2.2. One-dimensional simple models
 - A.2.3 Bi-dimensional models: spatial and temporal discretization
 - A.2.4 Finite element method
 - A.2.5 Considering the non-linearity
- A.3 Pantograph-Catenary models
 - A.3.1 Interaction: Contact force
 - A.3.2 Non-linearity at the pantograph-catenary system
 - A.3.3 Active pantographs

ANNEX B: STATE OF THE ART. SIMULATION TOOLS

- B.1 Introduction to computer aided engineering (CAE)
- B.2 Pantograph-Catenary performance simulation
 - B.2.1 Demands and applications
 - B.2.2 Simulation Tool Panorama
- B.3 Simulation Tools used in the present master thesis
 - B.3.1 Multibody Simulation Tool: SIMPACK
 - B.3.2 Finite Element Pre-processor: Hypermesh
 - B.3.3 Finite Element Processor: MSC.Nastran

ANNEX C: STATE OF THE ART. STANDARDIZATION

- C.1 EN 50318: Validation of simulation of the dynamic interaction between pantograph and overhead contact line
- C.2 EN 50367: Technical criteria for the interaction between pantograph and overhead line (to achieve free access to the European Railway Network)

ANNEX D: ASSEMBLED STATE OF THE RE200 CATENARY (LAAGE-KAVELSTORF).

ANNEX E: REAL AND NOMINAL CROSS SECTIONS OF THE WIRES FORMING THE GERMAN RE200 CATENARY.

- E.1 Real Cross Section of the AC100 Cu (Ri 100) contact wire
- E.2 Nominal Cross Section of the AC100 Cu (Ri 100) contact wire
- E.3 Real Cross Section of the Bz II catenary wire, stitch wires and droppers
- E.4 Nominal Cross Section of the Bz II catenary wire, stitch wires and droppers

ANNEX F: DEFINITION OF THE ITERATIVE METHOD OF THE NON-LINEAR ANALYSIS

ANNEX G: MSC.NASTRAN RESULTS OF THE DIFFERENT CALCULATIONS OF THE “LA-KA” CATENARY SECTIONS. DISPLACEMENTS AND STRESSES.

ANNEX H: SIMULATION OF FLEXIBLE BODIES IN A MULTIBODY SYSTEM (MBS)

- H.1 Simulation of a finite element model as a flexible body in a multibody system (MBS)
- H.2 Simulation of a catenary as a flexible body in SIMPACK
 - H.2.1 Using a finite element tool: Hypermesh/MBS.Nastran
 - H.2.1.1 Input files for FEMBS
 - H.2.1.2 Modal Reduction: Guyan or Dynamic Reduction
 - H.2.2 Using the SIMPACK unit SIMBEAM to create directly a flexible body
 - H.2.3 Creation of the SID_FEM-file in FEMBS

ANNEX I: REFERENCES

1. INTRODUCCIÓN

En este proyecto de fin de carrera se presenta un método para modelar y simular un sistema de electrificación ferroviario del tipo pantógrafo-catenaria. El conjunto pantógrafo-catenaria es un sistema acoplado dinámicamente, lo cual quiere decir que la respuesta dinámica de la catenaria afecta a la del pantógrafo y viceversa. El comportamiento de este sistema juega un papel muy importante en garantizar un funcionamiento apropiado de los vehículos ferroviarios sin restricciones de la velocidad. Por eso, hoy en día resulta esencial entender las características y demandas de ambos elementos para poder desarrollar métodos precisos de modelado del sistema.

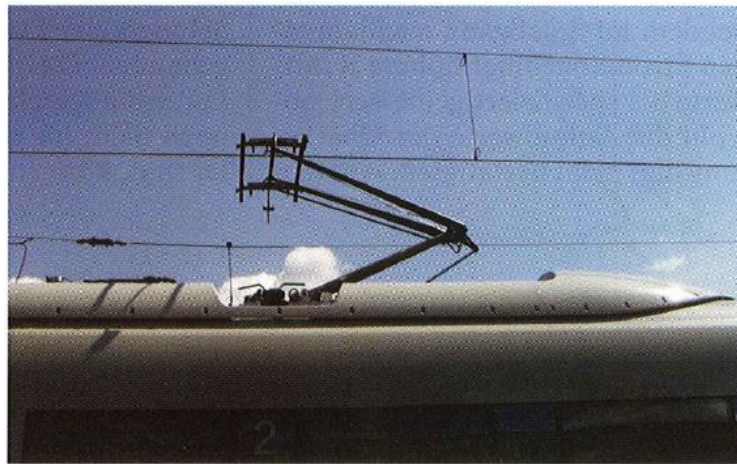


Figure 1.1: Pantograph-Catenary System [1].

El comportamiento dinámico de estos elementos presenta muchas diferencias. Por una parte, la catenaria o línea aérea de contacto es una estructura de cables de gran longitud fuertemente precargados a tensión en los que se produce la propagación de ondas mecánicas. Y, por otra parte, el pantógrafo se compone de 2 brazos articulados excitados en ambos extremos; por el tren en la parte inferior y por la catenaria en la parte de la mesilla, siendo perturbado además por fuerzas aerodinámicas. También el contacto entre ambos elementos al deslizarse el pantógrafo a lo largo de la catenaria es una de las principales dificultades a la hora de modelar el conjunto.

En este contexto, el departamento de Dinámica del Vehículo de la empresa Bombardier Transportation en el emplazamiento de Hennigsdorf (Alemania) propuso una colaboración con la Universidad de Zaragoza para crear un método propio de simulación de este sistema de captación de energía eléctrica.

El fin de este proyecto es la definición de modelos de simulación apropiados para el pantógrafo y la catenaria que permitan el posterior cálculo de la interacción entre ambos. Con este propósito se propusieron dos métodos de simulación: por elementos finitos y multicuerpo. Para el primer tipo se ha contado con el preprocesador Hypermesh 10.0 y con el procesador MSC.Nastran 2008 r1 y, para el segundo, con la herramienta comercial de simulación multicuerpo SIMPACK 8904.

Así, en este proyecto se ha modelado la estructura de la catenaria mediante elementos tipo viga y el método de los elementos finitos. Por otro lado se ha utilizado la simulación multicuerpo para desarrollar un modelo sencillo de pantógrafo mediante masas y elementos muelle-amortiguador. Además se ha propuesto la herramienta multicuerpo SIMPACK para la implementación del modelo de elementos finitos de la catenaria como un cuerpo flexible que puede ser posteriormente acoplado al resto de cuerpos que forman el modelo del pantógrafo. De esta manera se puede simular conjuntamente la dinámica de ambos sistemas.

Todo el trabajo aquí presentado se apoya en la literatura encontrada sobre el tema. A la hora de definir un nuevo modelo de simulación es necesario conocer y entender todas las características que definen estos sistemas de captación de energía eléctrica. Además, es de gran ayuda informarse sobre las aproximaciones y simulaciones que otros autores han realizado anteriormente.

Por otra parte, se ha tenido acceso a los datos de tests o pruebas anteriores. Para el desarrollo del modelo del pantógrafo se han empleado medidas obtenidas en un banco de pruebas; mientras que para la definición de la geometría de la catenaria se han usado las medidas de sensores de posición en un tramo de vía real.

La organización de este documento puede resumirse de la siguiente manera:

- La sección 2 presenta en líneas generales el sistema de captación de energía eléctrica ferroviario, explicando los requerimientos para su funcionamiento en los vehículos actuales y la importancia de los métodos de modelado y simulación a la hora de desarrollar nuevos diseños.
- El capítulo 3 presenta la simulación multicuerpo realizada para el sistema del pantógrafo. Se describe el proceso seguido para desarrollar un modelo adecuado para diferentes tipos de pantógrafos mediante la herramienta de simulación multicuerpo SIMPACK 8904. Explica también los datos y simulaciones previas utilizados para la validación del modelo.
- El capítulo 4 define el modelo de catenaria implementado en el programa de elementos finitos Hypermesh 10.0. Para garantizar que la exactitud de dicho modelo se han realizado varios análisis estáticos mediante el procesador MSC.Nastran 2008 r1 para obtener las posiciones de equilibrio y las tensiones internas iniciales de la estructura.
- En la sección 5 se han estudiado el alcance y las limitaciones del proceso de implementación de modelos de elementos finitos como cuerpos flexibles en SIMPACK. Para ello se han usado, además, la herramienta FEMBS, que permite la reducción modal de un modelo de elementos finitos, y SIMBEAM, una herramienta para la creación de estructuras a partir de elementos tipo viga. Mediante la simulación de diversos modelos sencillos de estructuras de cables bajo tensión se ha comprobado que se pueden obtener resultados precisos pero que el método está limitado a estructuras de pequeña longitud.
- Por último, en la sección 6 encontramos un resumen de las aportaciones de este proyecto, así como una valoración crítica de los objetivos obtenidos y las limitaciones encontradas. Adicionalmente se proponen nuevas líneas de trabajo que permitan quizás superar los problemas encontrados y proseguir con el análisis dinámico conjunto una vez que catenaria y pantógrafo se encuentran modelados correctamente en SIMPACK.

Junto al cuerpo principal del proyecto se han adjuntado una serie de anexos que aportan información adicional muy valiosa para comprender la memoria en su totalidad:

- El anexo A resume y compara las aportaciones teóricas y experimentales encontradas en la literatura que han generado modelos diversos de pantógrafos, de catenarias o del sistema conjunto.
- El anexo B muestra los tipos de herramientas de simulación empleadas para el cálculo de estos sistemas. Se discuten las propiedades y aplicaciones de cada una de ellas.
- En el anexo C se describen los criterios de validación de los modelos de simulación empleados para el sistema catenaria-pantógrafo, según la normativa europea vigente.
- El anexo D describe la geometría de un tramo real de la catenaria alemana normalizada Re200 utilizada para los cálculos.
- El anexo E presenta las secciones transversales (reales y nominales) de los cables de la catenaria utilizados en este proyecto.
- El anexo F describe el método iterativo empleado para el análisis estático no lineal del modelo de la catenaria, realizado mediante la herramienta MSC.Nastran.
- El anexo G recoge los resultados (desplazamientos y tensiones internas) de los análisis estáticos realizados a las diferentes secciones del modelo de la catenaria.
- En el anexo H se explican las bases de la simulación de cuerpos flexibles en sistemas multicuerpo y recoge los pasos necesarios para implementar un cuerpo flexible correspondiente a un modelo de catenaria por elementos finitos en el programa SIMPACK.
- Por último, todas las referencias que aparecen en este texto aparecen citadas en el anexo I.

2. CONTEXTO Y ESTADO DE LA TÉCNICA

Durante la operación de un vehículo ferroviario el sistema de captación de energía eléctrica provee la energía requerida por el tren. En la mayor parte de los casos es aportada mediante un pantógrafo en contacto con una catenaria o línea aérea de contacto, aunque existen otras opciones como el suministro de energía a través del tercer raíl. El método del tercer raíl aporta la energía eléctrica a través de un conductor rígido semicontinuo, situado junto a o entre los raíles de las vías, y un bloque metálico de contacto, localizado en el tren, que entra en contacto con el conductor. Ejemplos de este tipo de sistema de electrificación se pueden encontrar en metros o en líneas ferroviarias en el sur de Inglaterra.

Sin embargo, este proyecto trata en detalle exclusivamente los sistemas de catenarias o líneas aéreas de contacto. La catenaria es la estructura de cables situada sobre las vías, compuesta por la repetición de vanos (se llama vano de una línea eléctrica a la distancia entre dos apoyos consecutivos). El pantógrafo es el sistema que actúa como conductor de la energía eléctrica entre el hilo de contacto y el sistema de tracción del tren.

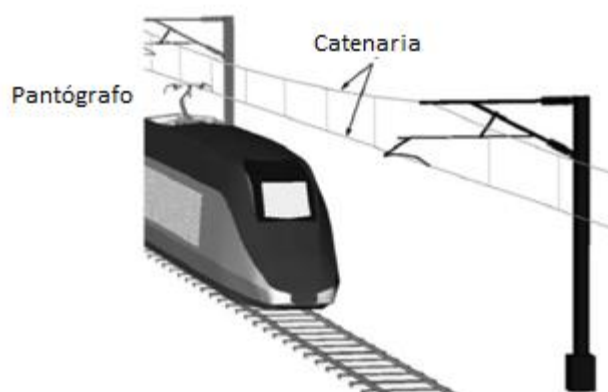


Figura 2.1: Vehículo ferroviario con el sistema de captación de energía eléctrica del tipo pantógrafo-catenaria [2].

El movimiento del pantógrafo a altas velocidades puede producir tales oscilaciones en el hilo de contacto que la fuerza de contacto entre el pantógrafo y la catenaria varía fuertemente y puede incluso llegar a perder el contacto. El resultado de un contacto intermitente entre los dos elementos puede conllevar un alto rozamiento en áreas localizadas de los frotadores de la mesilla del pantógrafo, una mala calidad de la energía captada o incluso el fallo de una o varias partes. Desde un punto de vista práctico, defectos o fallos de uno o de ambos componentes produce la interrupción del servicio de la línea, lo que finalmente puede afectar a líneas adyacentes, generando consecuencias negativas tanto en el mantenimiento de la línea como en la fiabilidad del servicio.

La pérdida del contacto debida a insuficientes fuerzas de elevación del pantógrafo puede causar altas subidas de temperatura debido a arcos eléctricos y cortes de voltaje, lo que aumenta el rozamiento de la catenaria y los frotadores. Grandes fuerzas de contacto, por otro lado, mantienen el contacto con la catenaria, pero a costa de un rozamiento excesivo en las superficies de contacto disminuyendo la durabilidad del sistema. Por ello, la fuerza de contacto debe mantenerse baja pero no tanto como

para originar la pérdida de contacto [3]. Incluso en las condiciones normales de operación, se requiere un diseño cuidadoso de los niveles de la fuerza de contacto entre el pantógrafo y la catenaria para asegurar una mejor fiabilidad de los sistemas y optimizar los ciclos de mantenimiento.

Hoy en día los diferentes sistemas de captación de energía utilizados son un factor que limita el tráfico seguro y fluido entre países. El diseño de las catenarias tiene una importante influencia en el comportamiento dinámico del sistema. Ejemplos son el diseño del descentramiento del hilo de contacto en las curvas (donde se usan vanos de gran longitud en curvas cortas y estrechas para evitar puntos críticos) o en el diseño de las áreas de solapamiento (aquellas en las que acaba una sección de cable y comienza otra) para lograr una transición uniforme. La limitación de la velocidad se produce principalmente por las fluctuaciones dinámicas producidas cuando la velocidad del tren alcanza la velocidad de propagación de las ondas mecánicas a lo largo del hilo de contacto. Las mayores fluctuaciones suelen aparecer en las secciones críticas de la catenaria [3], que deben ser estudiadas para mejorar el comportamiento general del sistema. De hecho, novedosos sistemas de catenarias están siendo desarrollados y construidos para permitir la operación de trenes a muy altas velocidades.

Para el estudio de los sistemas de captación de energía de catenaria-pantógrafo también deben tenerse en cuenta el número de pantógrafos y la distancia existente entre ellos. La configuración del tren es de crucial importancia, por ejemplo, en el uso de unidades eléctricas múltiples (electrical multiple units, EMUs), con más de un pantógrafo en un vagón o vagones de tracción con un solo pantógrafo pero en operación múltiple. Cuando más de un pantógrafo está en operación, los pantógrafos posteriores entran en un sistema previamente perturbado por los pantógrafos anteriores, lo que lleva a mayores fluctuaciones dinámicas [3]. La consecuencia es una peor calidad de la energía eléctrica captada por el colector trasero respecto al delantero, especialmente cuando la distancia entre ellos es pequeña [4]. El efecto de este fenómeno aumenta con la velocidad y si la frecuencia con la que los pantógrafos pasan por los soportes o apoyos alcanza valores similares a una frecuencia natural de la catenaria puede producirse la resonancia.

Otros posibles problemas del sistema de captación de energía pueden estar asociados a las condiciones climáticas, como daños en la catenaria o en el pantógrafo durante el invierno, o como la oscilación de la catenaria debido a fuertes vientos. La calidad de la captación de la energía está también relacionada con factores como la resistencia del material, las dilataciones térmicas (ver figura 2.2) y la oxidación de las superficies.

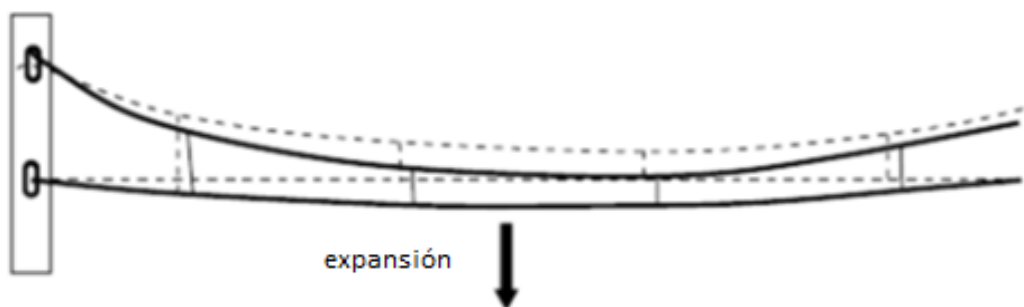


Figura 2.2: Expansión de la catenaria debido a variaciones de la temperatura.

Desde el comienzo del ferrocarril eléctrico se ha estudiado y optimizado la interacción del conjunto catenaria-pantógrafo. Aunque se han propuesto numerosos modelos matemáticos en la literatura, el estado actual de la técnica requiere de las mejoras y de la adaptación continua de dichos modelos a las configuraciones de los vehículos ferroviarios actuales y al continuo aumento de las velocidades de operación. Grandes esfuerzos se están llevando a cabo para garantizar una fuerza de contacto entre los dos elementos lo más uniforme posible. Así, se están desarrollando nuevos tipos de pantógrafos y catenarias. Los cambios constructivos y los conceptos de diseño innovadores se basan esencialmente en la simulación dinámica de los elementos, ya que los test con prototipos o en vía son mucho más costosos tanto en tiempo como económicamente hablando.

El método más usado para la realización de simulaciones de sistemas de catenarias es el método de los elementos finitos, que ofrece una buena correlación entre el modelo y la estructura real. Sin embargo, han sido tradicionalmente costosas en términos de tiempo y de recursos para la realización de variaciones paramétricas de sensibilidad, cálculos preliminares u optimizaciones dinámicas. Además, estos complejos métodos presentan normalmente problemas numéricos inherentes a ellos. Por lo tanto, diferentes métodos simplificados han sido desarrollados para tratar de representar con éxito la mayor parte de la física del problema y obtener resultados razonables sin ser muy exigentes computacionalmente [6]. De la misma manera se hallan en la literatura modelos más complejos y más simplificados de pantógrafos. Para entender la evolución de los modelos y métodos de simulación del conjunto se recomienda consultar el Anexo A: Estado de la técnica. Modelización (Annex A: State of the art. Modelization).

En cualquier caso la fuerte capacidad de los ordenadores y la flexibilidad y precisión de las herramientas de simulación disponibles actualmente permiten minimizar el número de test reales en la vía y desarrollar una optimización del diseño más rápida y fácil. De igual manera, estas simulaciones son realmente útiles para mejorar las catenarias ya construidas y para seleccionar el pantógrafo más adecuado para cada una. Más aún, el actual desarrollo de los pantógrafos activos, con una capacidad de rápida reacción y capacidad de seguimiento del cable, presentan nuevas formas de controlar la captación de energía para trenes de alta velocidad. Esto requiere que la dinámica entre la catenaria y el pantógrafo sean modeladas de manera apropiada y que el software usado para el análisis, diseño o para tomar decisiones de mantenimiento, no sólo sea exacto y eficiente, sino que también permita manejar todos los detalles relevantes para la operación del sistema pantógrafo-catenaria.

Las diferencias en las características mecánicas del pantógrafo y la catenaria hacen necesario el uso de un modelo distinto para cada uno, lo cual suele significar que se usen programas diferentes para la simulación de cada uno. De esta manera, la simulación del modelo completo exige además un intercambio de datos e información continuo y comprensible. Para ello, se han desarrollado interfaces entre los códigos. Dichas interfaces deben tener en consideración la descripción del modelo físico, las propiedades numéricas de los respectivos métodos de simulación y aspectos de implementación del software y del hardware [5].

Una comparativa de las herramientas de simulación disponibles para el cálculo del sistema pantógrafo-catenaria puede encontrarse en el Anexo B: Estado de la técnica. Herramientas de simulación (Annex B: State of the art. Simulation Tools).

CAPÍTULO 2: Contexto y estado de la técnica

Por último, existen normativas y reglamentos europeos que controlan la creación de nuevos modelos de simulación definiendo los requisitos para su validación. El Anexo C: Estado de la técnica. Normativa (Annex C: State of the art. Standardization) recoge las normas relacionadas con la validación de métodos de simulación del sistema pantógrafo–catenaria y un breve resumen en el que aparece qué información puede encontrarse en cada una de ellas.

3. MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN MULTICUERPO DE UN PANTÓGRAFO

En esta sección se describe el proceso de implementación de un modelo simplificado de un pantógrafo asimétrico en el programa de simulación multicuerpo SIMPACK. La versión utilizada en este proyecto es SIMPACK 8904. Para la definición del modelo se han usado datos obtenidos a partir de una serie de test realizados en un banco de pruebas. Dicho banco de pruebas simula el proceso de avance del pantógrafo a lo largo de la catenaria aplicando excitaciones sinusoidales a una barra de excitación del sistema. Al entrar el pantógrafo en contacto con la barra de excitación, los frotadores comienzan a su vez una oscilación, que es recogida por los sensores de medición situados en el pantógrafo. Mediante simulaciones dinámicas en SIMPACK se han reproducido estos ensayos hasta obtener la definición apropiada de la fuerza de contacto para el modelo definido.

3.1. DEFINICIÓN DEL MODELO

El modelo usado en este proyecto se ha basado en un informe previo realizado por Deutsche Bahn AG para Bombardier Transportation [7]. Esta memoria describe la metodología y resultados de una serie de experimentos llevados a cabo en un banco de pruebas especial para pantógrafos, mostrado en la figura 3.1.



Figura 3.1: Banco de prueba para pantógrafos de Deutsche Bahn AG, Munich [7].

La parte superior de un banco de pruebas de este tipo cuenta con un sistema capaz de transmitir pequeños movimientos verticales a partir de un actuador hidráulico. Estas oscilaciones son definidas por el usuario en las frecuencias de interés para recrear la interacción del sistema pantógrafo catenaria a altas velocidades. El objetivo de dicho informe fue simular la respuesta de diferentes tipos de pantógrafos existentes en el mercado y estudiar los resultados para elegir el pantógrafo más apropiado para un determinado tipo de catenaria.

Para hacer que el frotador entre y se mantenga en contacto con la barra de excitación una fuerza de elevación es transmitida al brazo inferior del sistema, tal y como ocurre en los conjuntos reales. Esta fuerza representa la suma de la fuerza estática y de la fuerza dinámica que actúan sobre el pantógrafo cuando se desplaza a una velocidad determinada a lo largo de la catenaria. La fuerza estática se define como la media de la fuerza vertical aplicada a la catenaria por el frotador causada por la activación del sistema de elevación del conjunto. Por otra parte la fuerza aerodinámica es la fuerza vertical transmitida al pantógrafo debido al flujo de aire alrededor de sus elementos cuando este se traslada a una determinada velocidad. El valor de dicha fuerza puede medirse en pruebas realizadas en vía a través de sistemas de medida montados en el pantógrafo.

Durante la realización de dichas pruebas la respuesta dinámica de cada tipo de pantógrafo es medida y utilizada junto con las excitaciones y fuerzas transmitidas al sistema para obtener la función de transferencia de cada modelo. El propósito de obtener las funciones de transferencia es obtener el valor de los parámetros de un modelo simplificado de pantógrafo.

El modelo definido está basado en la literatura general de modelización de pantógrafos y se trata de un modelo masa-muelle-amortiguador. El pantógrafo está compuesto por 3 masas separadas por pares muelle-amortiguador. Las dos masas inferiores representan el brazo inferior y superior respectivamente y una tercera se corresponde con el patín del pantógrafo donde se sitúan los dos frotadores en los que tiene lugar el contacto. Además una cuarta masa es añadida al modelo para simular la barra de excitación a la que se le aplica la excitación sinusoidal. La equivalencia entre las masas del modelo simplificado y las partes reales del pantógrafo puede verse gráficamente en la figura 3.2. También están representados los parámetros que simulan el comportamiento real de la suspensión y las articulaciones del pantógrafo.

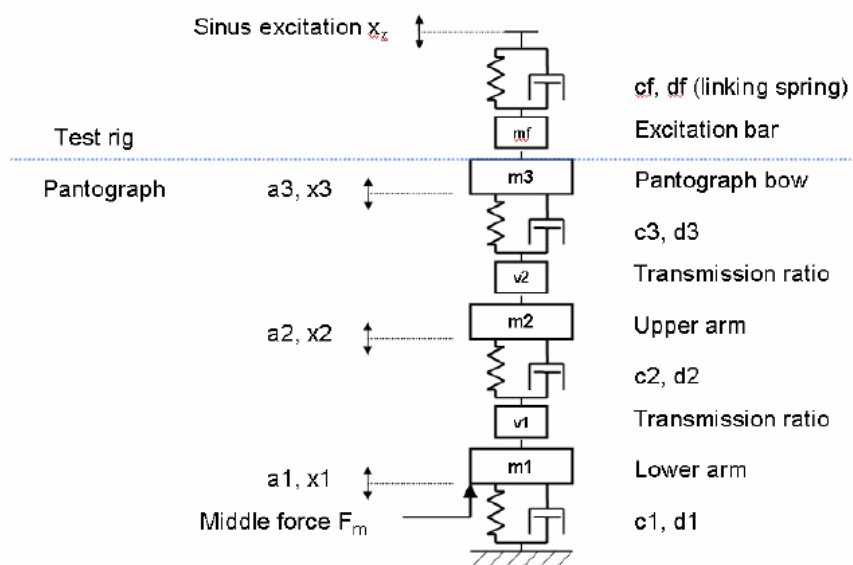


Figura 3.2: Modelo simplificado de pantógrafo utilizado por el informe de Deutsche Bahn AG [7].

Como puede consultarse en diversa bibliografía [8], [9], este tipo de modelos simplificados de masas son adecuados únicamente para estudios con frecuencias de 20-30 Hz como máximo, lo que limita la elección de las frecuencias de excitación del sistema.

Una vez definido el modelo la función de transferencia del modelo simplificado es comparada con la obtenida en la serie de experimentos para obtener el valor numérico de cada uno de los parámetros. La segunda parte del informe utiliza estos parámetros para realizar simulaciones por ordenador del sistema a altas velocidades (380 km/h).

En total 4 tipos de pantógrafos fueron comparados en el informe:

- Pantógrafo Faiveley CX con un solo frotador de 1600 mm de longitud.
- Pantógrafo Faiveley CX con un solo frotador de 1950 mm de longitud.
- Pantógrafo Melecs SSS400 con 2 frotadores de 1950 mm de longitud.
- Pantógrafo Stemmann DSA380 con 2 frotadores de 1950 mm de longitud.

Los parámetros obtenidos para cada uno de ellos a partir de la comparación de las funciones de transferencia fueron adaptados para optimizar la dinámica del modelo para frecuencias hasta 20 Hz. La tabla de la figura 3.3 muestra los valores finales de masas, muelles y amortiguadores usados por Deutsche Bahn AG para las simulaciones. También puede comprobarse que las simulaciones seleccionadas para su reproducción en este proyecto definen la fuerza elevadora con un valor constante de 160 N.

Pantograph		CX 1600mm		CX 1950mm		SSS 400		DSA380		CX 1950mm	
Simulations annexe		A		B		C		D		E	
parameters											
Masses	units		v=1		v=1		v=1		v=1		v=1
M1	kg	18	4.50	18	4.50	15.5	3.51	11	2.89	18	4.50
M2	kg	9	9	9.26	9.26	11	11	8	8	9.26	9.26
M3	kg	5.15	5.15	4.91	4.91	7.5	7.5	8	8	6.5	6.5
Mf	kg	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35
Dampers											
D1	Ns/m	300	75.0	300	75.0	230	52.2	150	39.4	300	75.0
D2	Ns/m	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
D3	Ns/m	35	35	35	35	40	40	50	50	35	35
Df	Ns/m	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Springs											
C1	N/m	250	62.5	250	62.5	150	34.0	250	65.7	250	62.5
C2	N/m	8000	8000	8000	8000	6000	6000	5000	5000	8000	8000
C3	N/m	7000	7000	7000	7000	8200	8200	8000	8000	7000	7000
Cf	N/m	3200	3200	3200	3200	3800	3800	3200	3200	3200	3200
Transmission ratios											
v1		2	1	2	1	2.1	1	1.95	1	2	1
v2		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Middle force											
Fm	N	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Figura 3.3: Parámetros utilizados para las simulaciones por ordenador para cada tipo de pantógrafo [7].

Respecto a las excitaciones definidas por Deutsche Bahn AG para crear las oscilaciones de la barra de excitación en el banco de pruebas a través del actuador hidráulico se eligieron las siguientes funciones (representadas en la figura 3.4):

- Excitación tipo 1, con un rango de frecuencias entre 0.2 Hz y 25 Hz y una amplitud inversamente proporcional a la frecuencia (grandes amplitudes para bajas frecuencias y pequeñas amplitudes para altas frecuencias).
- Excitación tipo 2, con un rango de frecuencias entre 0.5 Hz y 8 Hz y una amplitud tal que produce una amplitud de la fuerza dinámica que se mantiene proporcional a lo largo del rango de frecuencias definido.

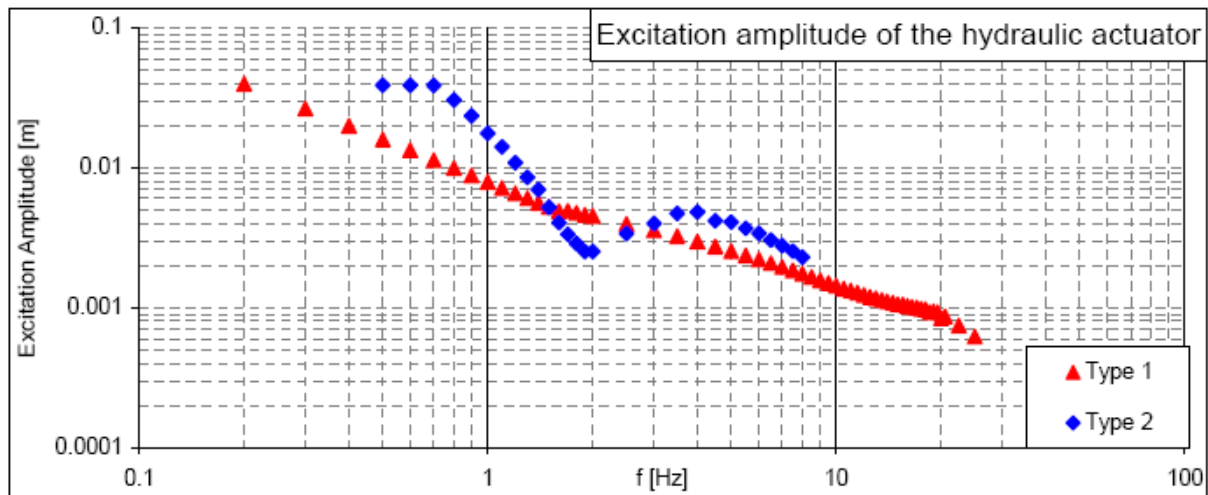


Figura 3.4: Amplitudes de las excitaciones creadas en el banco de pruebas de Deutsch Bahn AG [7].

Las mismas excitaciones sinusoidales fueron definidas en las simulaciones por ordenador.

Con estos rangos de frecuencias se pretende analizar los efectos no lineales de la interacción pantógrafo catenaria a diferentes velocidades. Está demostrado que las distancias entre péndolas y la longitud del vano (distancia entre soportes) son importantes fuentes de vibración del pantógrafo y que sus efectos aumentan con la velocidad de operación. Dicho comportamiento es consecuencia de la variación periódica de la rigidez de la catenaria entre péndolas o a lo largo del vano, respectivamente, lo que actúa como una fuente de excitación del sistema variable con la velocidad. Según investigaciones realizadas por Maroño et al. [10], las oscilaciones producidas por la longitud del vano son más severas que las generadas por la distancia entre péndolas.

En comparación con estas fuentes de excitación encontramos las frecuencias propias del sistema, las cuales no son dependientes de la velocidad ya que solo dependen de parámetros físicos de la estructura de la catenaria.

De acuerdo con el informe de Deutsche Bahn AG [7] las oscilaciones causadas por dichos elementos aparecen en las siguientes frecuencias:

- Las debidas a la distancia entre soportes aparecen entre 1.8 Hz (aprox. 60 m de vano) y 2.6 Hz (aprox. 40 m de vano) para altas velocidades (380 km/h) y en frecuencias menores a 1 Hz para líneas estándar de velocidad media (hasta 200 km/h).
- Las péndolas, por su parte, influyen en el comportamiento del pantógrafo, dependiendo de la distancia que las separe, entre los 6.6 Hz (16 m de distancia) y los 13.2 Hz (8 m de distancia) para altas velocidades (380 km/h).

En este proyecto, por tanto, se tendrán en cuenta frecuencias del sistema hasta el límite de 20-30 Hz, prestando especial atención a los rangos en los que aparece el efecto de estos dos componentes.

3.2. PRIMERA SIMULACIÓN EN SIMPACK: MODELO DE CONTACTO RÍGIDO

3.2.1. Implementación del modelo en SIMPACK

Para reproducir el modelo teórico del informe de Deutsche Bahn AG [7] en la herramienta de simulación multicuerpo SIMPACK 8904 se han ido creando sucesivamente todos los elementos.

Primeramente se crearon 4 cuerpos a los que se les asignaron las 4 masas del modelo. Cada masa está conectada con el sistema de referencia mediante una junta del tipo “Type 06: Prismatic Joint in z”, que permite un solo grado de libertad; en este caso el desplazamiento vertical en el eje z. Además de restringir los grados de libertad de cada cuerpo, en esta junta se definen también las distancias iniciales entre los diferentes cuerpos y el sistema de referencia que se han definido como posición inicial. Para añadir el peso propio, la fuerza de gravedad ha sido definida como una aceleración global del modelo que actúa en el sentido negativo del eje vertical z.

El elemento predefinido de fuerza “Type 04: Spring-Damper in Parallel” fue añadido para representar las parejas muelle-amortiguador del modelo teórico, como representa la figura 3.5. Las longitudes naturales de los muelles fueron definidas de tal manera que la posición definida sea a su vez la de equilibrio.

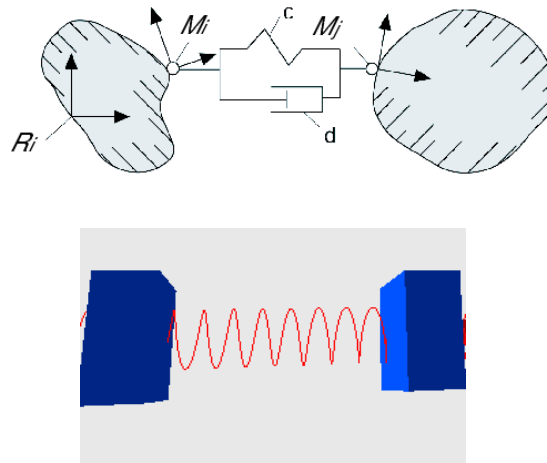


Figura 3.5: Definición del elemento predefinido de fuerza “Spring-Damper in Parallel” y su representación en el modelo de SIMPACK.

Adicionalmente se definen los marcadores de contacto en el frotador del pantógrafo y en la barra de excitación para poder definir una restricción entre ellos en la que todos los grados de libertad se mantengan libres excepto por el desplazamiento en la dirección vertical. En este caso se define el punto central superior del cuerpo representando el frotador como padre y el punto central inferior de la barra de excitación como hijo. La restricción “Type 25: User Defined Constraint” es elegida para este fin impidiendo que se cree una penetración o espacio entre ambos cuerpos. De esta forma se cree un contacto rígido puntual en el que los sensores en los puntos de contacto miden las translaciones restringidas y las transforman en una fuerza de contacto.

Para permitir que el mismo modelo pueda usarse para cualquier tipo de pantógrafo se definen todos los parámetros que definen un pantógrafo determinado en su correspondiente archivo de parámetros que puede ser importado en SIMPACK y automáticamente actualiza los valores definidos. Así, para cambiar el tipo de pantógrafo únicamente debe cambiarse el “Input Parameter File” seleccionado en el modelo sin necesidad de volver a definir los cuerpos o elementos.

Para calcular las fuerzas iniciales para cada tipo de pantógrafo en la posición de equilibrio definida se usa la función “Nominal Forces” de SIMPACK, que añade directamente las fuerzas nominales de cada elemento a las propiedades del sistema. Esta función detecta varios estados de equilibrio del sistema, así que aquel en el que la fuerza inicial de contacto es nula fue elegido para el modelo. Además los valores obtenidos para el resto de fuerzas fueron verificados con los resultados de un cálculo analítico en el que las fuerzas iniciales de la pareja muelle-amortiguador se calculan como las reacciones a las fuerzas debidas al peso propio de los diferentes cuerpos.

El siguiente paso fue definir la fuerza elevadora aplicada al brazo inferior del pantógrafo. Para ello se usa el tipo de fuerza “Type 51: Force Expression”, que queda definida por una expresión introducida por el usuario. En este caso se introduce una función tal que genere una fuerza vertical constante de valor 160 N (al igual que la definida en los ensayos de Deutsche Bahn AG que se quieren imitar) pero que se aplique gradualmente mediante una función escalón entre los segundos $t=1$ s y $t=3$ s de la simulación. Para provocar el movimiento deseado hacia arriba de la masa inferior del pantógrafo se define la fuerza deseada pero en sentido negativo hacia abajo para que la reacción generada provoque el movimiento del pantógrafo hacia la catenaria. La función de la expresión definida para esta fuerza puede consultarse en la figura 3.6.

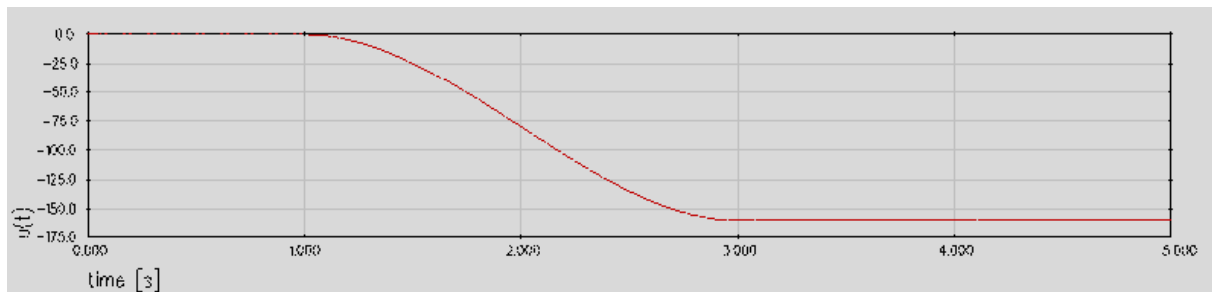


Figura 3.6: Fuerza media aplicada a la masa inferior del pantógrafo.

Análogamente se definen las expresiones de los dos tipos de excitaciones seleccionadas para los ensayos entre las frecuencias. Ya que no se conoce la función exacta se obtienen parejas de valores amplitud-frecuencia de las gráficas mostradas en la figura 3.4, se transforman en funciones continuas y se introducen en SIMPACK como “Input Functions”. Las “Input Functions” se utilizan para definir parejas de valores que pueden ser importadas en SIMPACK y utilizadas para la definición de expresiones para elementos del programa.

En este caso, estas funciones dependientes de la frecuencia se transforman en dependientes del tiempo para ser aplicadas como excitaciones en el tiempo en el marcador correspondiente al punto superior del elemento de fuerza muelle-amortiguador de la barra de excitación. La excitación seleccionada se aplica además entre los segundos $t=5$ s y $t=6$ s de manera que la fuerza elevadora ya ha alcanzado el valor constante y el pantógrafo se encuentra presionando la catenaria a la altura de operación definida por dicha fuerza.

El valor de la frecuencia para cada integración temporal se define con el resto de parámetros bien como constante o bien como variable para el caso de cálculos de variación paramétrica, que serán explicados más adelante. Para cada frecuencia, por tanto, corresponde una determinada amplitud definida en la “Input Function”, quedando las excitaciones temporales definidas de la siguiente manera:

$$u_1(t) = [A_1(f) \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t - 6))] \cdot s(5,6),$$

donde t : tiempo [s], $f(t)$: frecuencia [Hz]

$s(x_1, x_2)$: función escalón entre x_1 y x_2

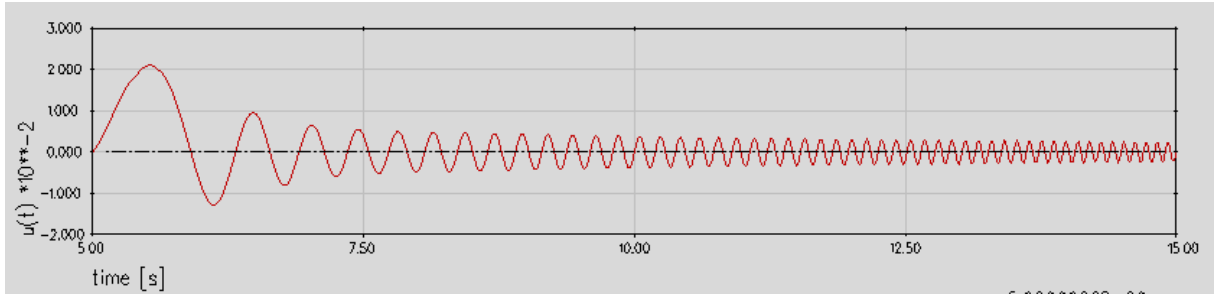


Figura 3.7: Excitación temporal 1.

$$u_2(t) = [A_2(f) \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t - 6))] \cdot s(5,6),$$

donde t : tiempo [s], $f(t)$: frecuencia [Hz]

$s(x_1, x_2)$: función escalón entre x_1 y x_2

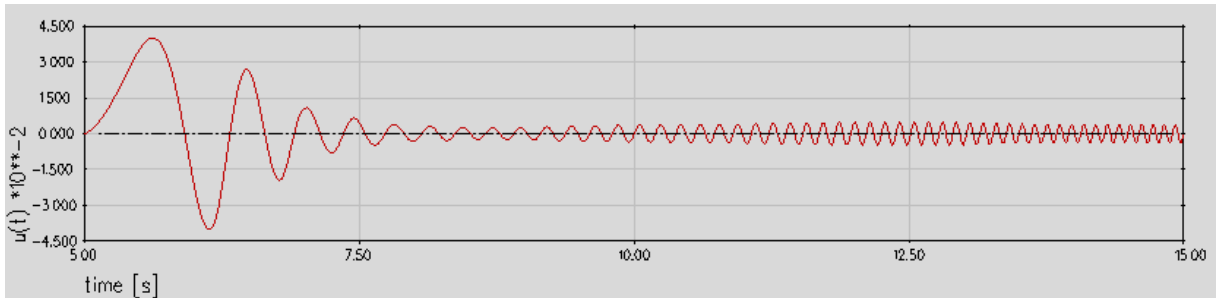


Figura 3.8: Excitación temporal 2.

La figura 3.9 muestra la posición de equilibrio del modelo final implementado en SIMPACK, en el que se identifican los elementos y parámetros previamente definidos en la figura 3.2. Las tres masas que modelan el pantógrafo están representadas en azul y la masa correspondiente a la barra de excitación del sistema en verde. Los elementos muelle-amortiguador están representados mediante muelles y la fuerza elevadora mediante una flecha aplicada en el brazo inferior del pantógrafo, cuya reacción provocará el movimiento hacia arriba del sistema. Como se ha definido previamente, la función de excitación se aplica en el marcador superior del sistema, por lo que llegará amortiguada a la barra de excitación.

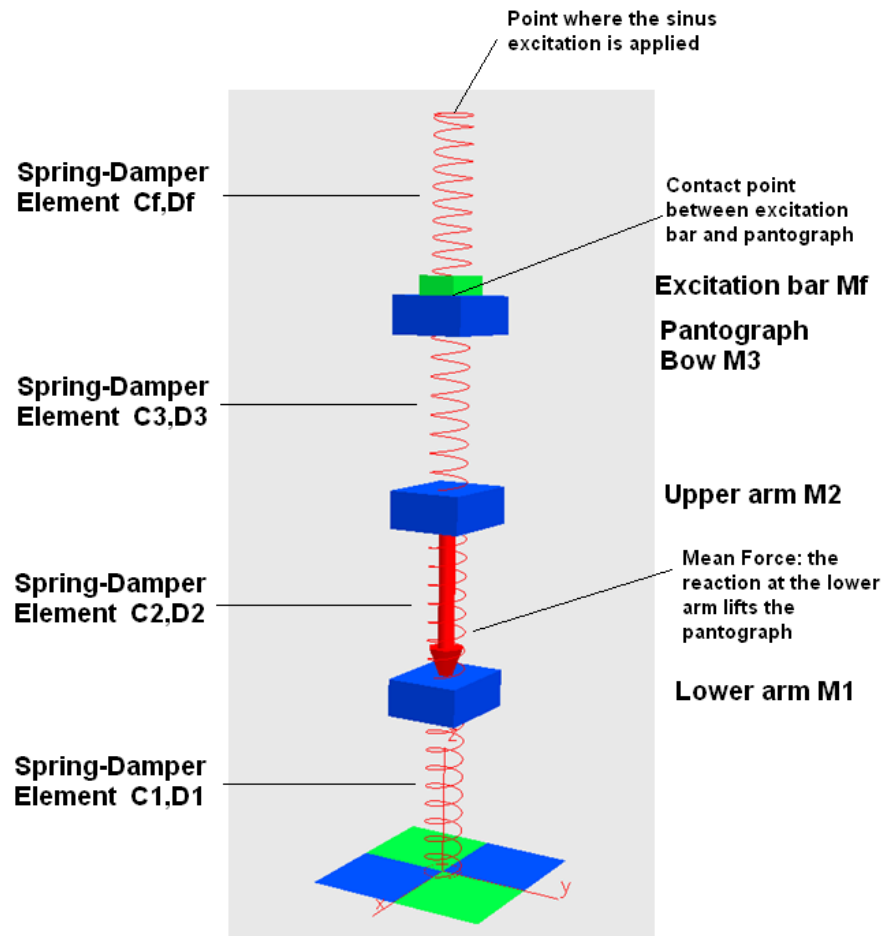


Figura 3.9: Modelo multicuerpo de un pantógrafo asimétrico en SIMPACK.

Los valores de las masas, muelles y amortiguadores dependen del tipo de pantógrafo seleccionado. En la tabla de la figura 3.3 pueden consultarse los valores correspondientes a los 4 pantógrafos utilizados en este proyecto.

3.2.2. Resultados: Validación del modelo multicuerpo en SIMPACK

Una vez la posición y las fuerzas nominales en el equilibrio han sido calculadas y la fuerza elevadora y la excitación temporal han sido definidas, puede calcularse el comportamiento del sistema a lo largo del tiempo mediante la integración temporal. Los resultados de la simulación pueden visualizarse en forma de vídeo para los segundos definidos para dicha integración o ser representados en forma de gráficas mediante el postprocesador de SIMPACK.

Así, la figura 3.10 representa el desplazamiento vertical del punto de contacto del frotador de un pantógrafo Faiveley a lo largo del tiempo para el caso de la excitación tipo 1. Dicha figura muestra cómo el pantógrafo es elevado 5 cm desde la posición de equilibrio $z=3$ m debido a la fuerza sustentadora de 160 N y comienza a oscilar coincidiendo con la aplicación de la excitación sinusoidal en la barra.

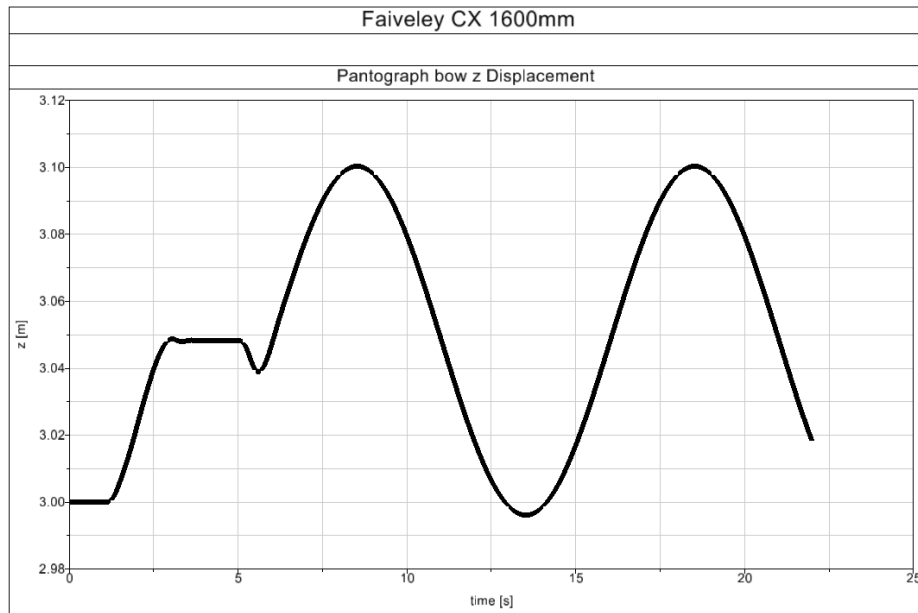


Figura 3.10: Desplazamiento vertical del frotador de un pantógrafo Faiveley.

La figura 3.11 pertenece a la misma simulación pero muestra, en este caso, la evolución de la fuerza de contacto. Con la aplicación de la fuerza elevadora aumenta los 160 N hasta alcanzar una nueva posición de equilibrio a partir de la cual comienza a oscilar con pequeña amplitud debido a la excitación de la barra.

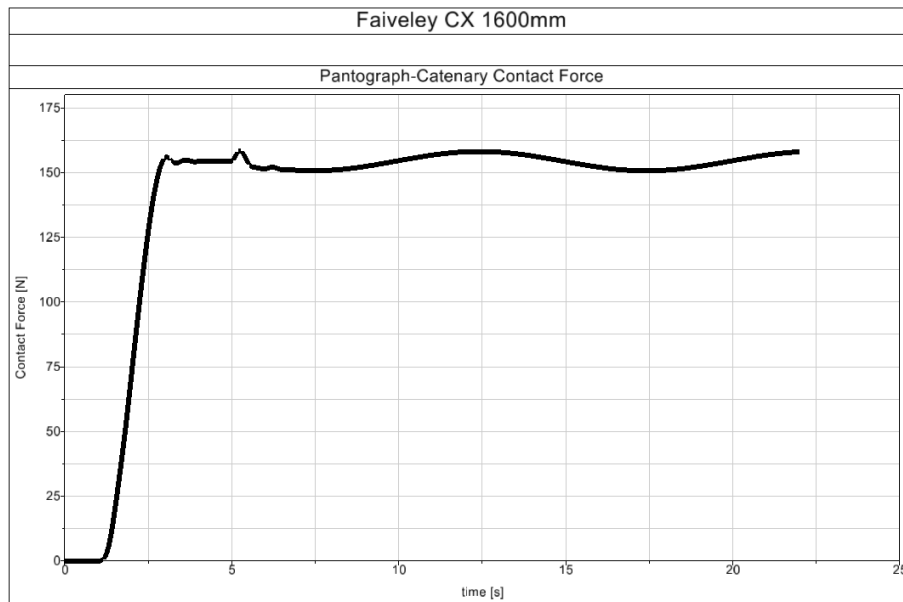


Figura 3.11: Fuerza de contacto entre el frotador del pantógrafo y la barra de excitación.

Estos resultados son plausibles, por lo que pasamos a calcular la función de transferencia del modelo. Las funciones de transferencia representan la respuesta o variable de salida de un sistema en estado estacionario a una entrada sinusoidal. La magnitud de la función de transferencia es el cociente entre las señales de salida y de entrada y normalmente se representa frente a la variación logarítmica de la

frecuencia, para mostrar la variación en el comportamiento de dicho sistema respecto a la frecuencia. Dicha magnitud se representa generalmente en decibelios [dB] definidos como 20 veces el logaritmo decimal de la amplitud. En este modelo la amplitud es el cociente entre la amplitud de la fuerza de contacto y la amplitud del movimiento aplicado en el punto de excitación.

$$\text{Función de transferencia} = 20 \cdot \log \left(\frac{F_c[N]}{s_{\text{punto de excitación}}[m]} \right)$$

Dicho diagrama amplitud/frecuencia está representado en la figura 3.13. Para su cálculo ha sido necesario realizar un estudio paramétrico o variación paramétrica, que consiste en recalculer un mismo sistema varias veces variando cada vez uno de sus parámetros. El resultado permite estudiar la influencia del parámetro elegido sobre el sistema.

En este caso el objetivo es calcular la función de transferencia para diferentes valores de la frecuencia y representar su amplitud en función de la frecuencia. En total se han realizado 34 variaciones entre las frecuencias de 0.1 Hz y 30 Hz.

Primero se ha obtenido, para cada frecuencia, la amplitud de la fuerza de contacto en el régimen permanente como el máximo valor de la fuerza de contacto en dicho régimen (entre $t=7$ s y $t=22$ s) menos el valor medio de dicha fuerza tras la aplicación de la fuerza elevadora pero antes del comienzo de la excitación de la barra (entre 3.5 s y 4.5 s). El resultado de esta operación aparece en la figura 3.12 para el caso del pantógrafo Faiveley CX1600.

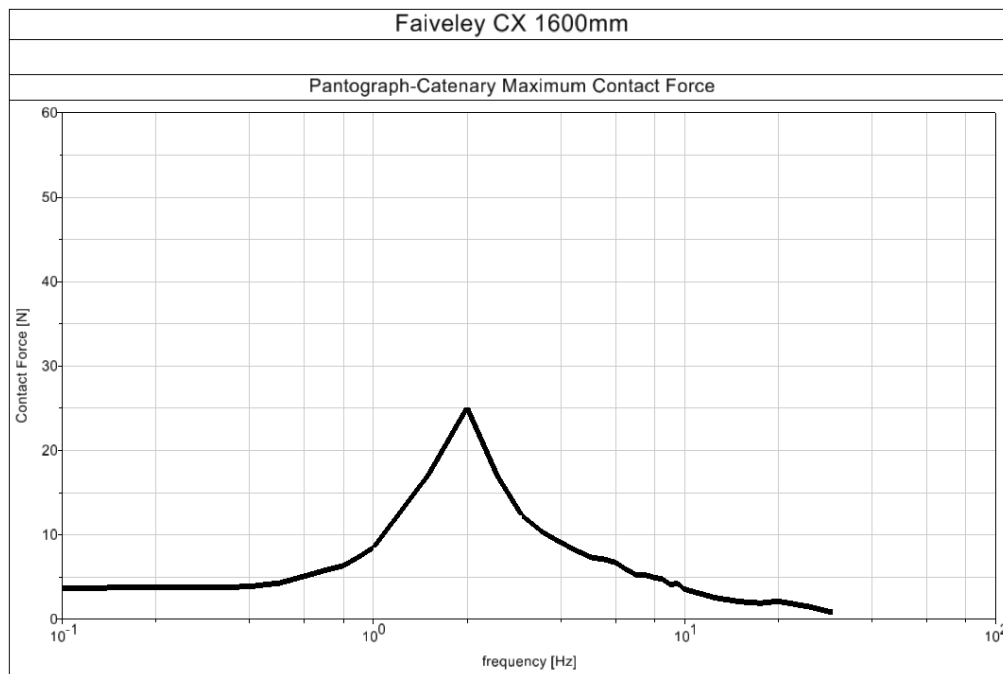


Figura 3.12: Amplitud de la fuerza de contacto en función de la frecuencia.

Al aplicar la fuerza elevadora aparecen oscilaciones del conjunto hasta que se alcanza el estado estacionario debido a las parejas muelle-amortiguador que forman el pantógrafo. Por esta razón se elige la media de la fuerza de contacto que coincide con el valor final que actúa en el patín del pantógrafo. Este valor es de unos 154 N, menor que la fuerza aplicada de 160 N debido a la rigidez de la barra de excitación. Una vez alcanzado el equilibrio estático la excitación de la barra es activada y el frotador del pantógrafo comienza a oscilar respecto a dicho punto de equilibrio, lo que implica que la fuerza de contacto oscila a su vez alrededor del valor de 154 N. Para una frecuencia específica de la excitación la amplitud de esta oscilación es siempre constante, como se muestra en la representación de la función de transferencia. Para su cálculo se midió la amplitud de la oscilación mediante un sensor situado en el marcador de la excitación. Después se calculó el logaritmo base 10 del cociente entre el máximo de la fuerza de contacto y dicha amplitud de la excitación y se multiplicó por 20. Este proceso se realizó para cada una de las frecuencias elegidas. La figura 3.13 representa la función de transferencia obtenida para el pantógrafo Faiveley CX1600. Puede observarse que la primera frecuencia de resonancia aparece alrededor de los 2 Hz y la siguiente en torno a los 6 Hz.

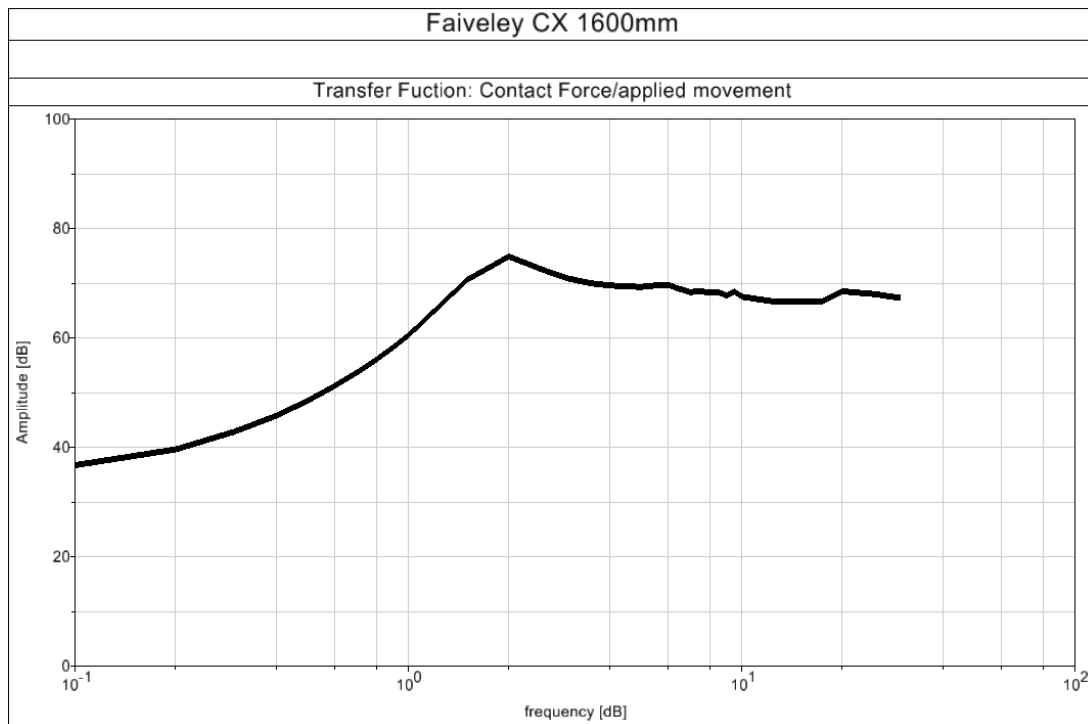


Figura 3.13: Diagrama amplitud/frecuencia de la función de transferencia.

En el informe de Deutsche Bahn AG [7] puede consultarse la comparación de diferentes tipos de pantógrafos realizada mediante el análisis de sus funciones de transferencias. Las fuerzas de contacto generadas en cada pantógrafo son medidas para las mismas amplitudes de excitación para cada frecuencia considerada. El espectro de frecuencias se usa también para examinar la influencia del grado de amortiguamiento del brazo inferior del pantógrafo.

Para garantizar la validez del modelo de simulación realizado en SIMPACK se han representado los resultados obtenidos junto a los datos pertenecientes al informe de Deutsche Bahn AG. Las figuras 3.14 y 3.15 muestran que los resultados de las simulaciones realizadas son muy similares a las medidas y a las funciones de transferencia obtenidas a partir de los tests del banco de pruebas. Las pequeñas variaciones pueden deberse a la manera de calcular la función de transferencia en el citado informe o a la falta de exactitud en los datos de los tests. Las mayores influencias pueden resumirse en los siguientes puntos:

- Existen diferencias de comportamiento entre el pantógrafo real, caracterizado por sus no linealidades, y el modelo lineal de 4 masas utilizado.
- El uso de diferentes filtros para la medición de datos en el banco de pruebas y para la obtención de los datos de salida de los sensores de medición en las simulaciones por ordenador. Por ejemplo, para el cálculo de la fuerza de contacto.
- El modelo para la simulación está ajustado sólo para frecuencias hasta 20 Hz.
- Las funciones de excitación están definidas en el informe únicamente a través de un gráfico de las funciones de la amplitud con respecto a la frecuencia representado por puntos individuales y no por funciones continuas. En este proyecto se han tomado dichos puntos para su extrapolación a funciones continuas y el resultado puede diferir con las funciones de excitación reales introducidas en el actuador hidráulico en el banco de pruebas.

Si analizáramos además las mediciones en recorrido real en vía aparecerían más diferencias como la altura de la catenaria. En las simulaciones realizadas la posición de la catenaria se mantiene fija (correspondiente al punto en el que se aplica la excitación) basada en valores estándar pero en la realidad otros factores como las tolerancias o los cambios de temperatura influyen en la posición del hilo de contacto.

En la figura 3.14 está representada la comparación de los cuatro tipos de pantógrafo. Debe tenerse en cuenta que a cada uno le corresponden diferentes valores de masa y de constantes elásticas de los muelles y de amortiguamiento, por lo que los resultados varían para cada modelo. A modo de ejemplo resaltar que el amortiguamiento de la primera resonancia varía claramente entre unos y otros, siendo el pantógrafo Faiveley CX1600 el que presenta un mayor amortiguamiento y, por tanto, una menor amplitud de la fuerza de contacto para la frecuencia de resonancia.

La figura 3.15 muestra los resultados de unas simulaciones en las que los coeficientes de amortiguamiento del brazo inferior han sido reducidos prácticamente a cero (10% del amortiguamiento real de cada tipo de pantógrafo). La mayor amplitud de la función de transferencia representa una mayor fuerza de contacto debido a la pérdida del amortiguamiento. Este comportamiento se aprecia especialmente en la banda de la frecuencia de resonancia. En este caso el pantógrafo de tipo Melecs SSS400 posee el mejor comportamiento bajo resonancia en el caso de supresión de los amortiguadores del brazo inferior.

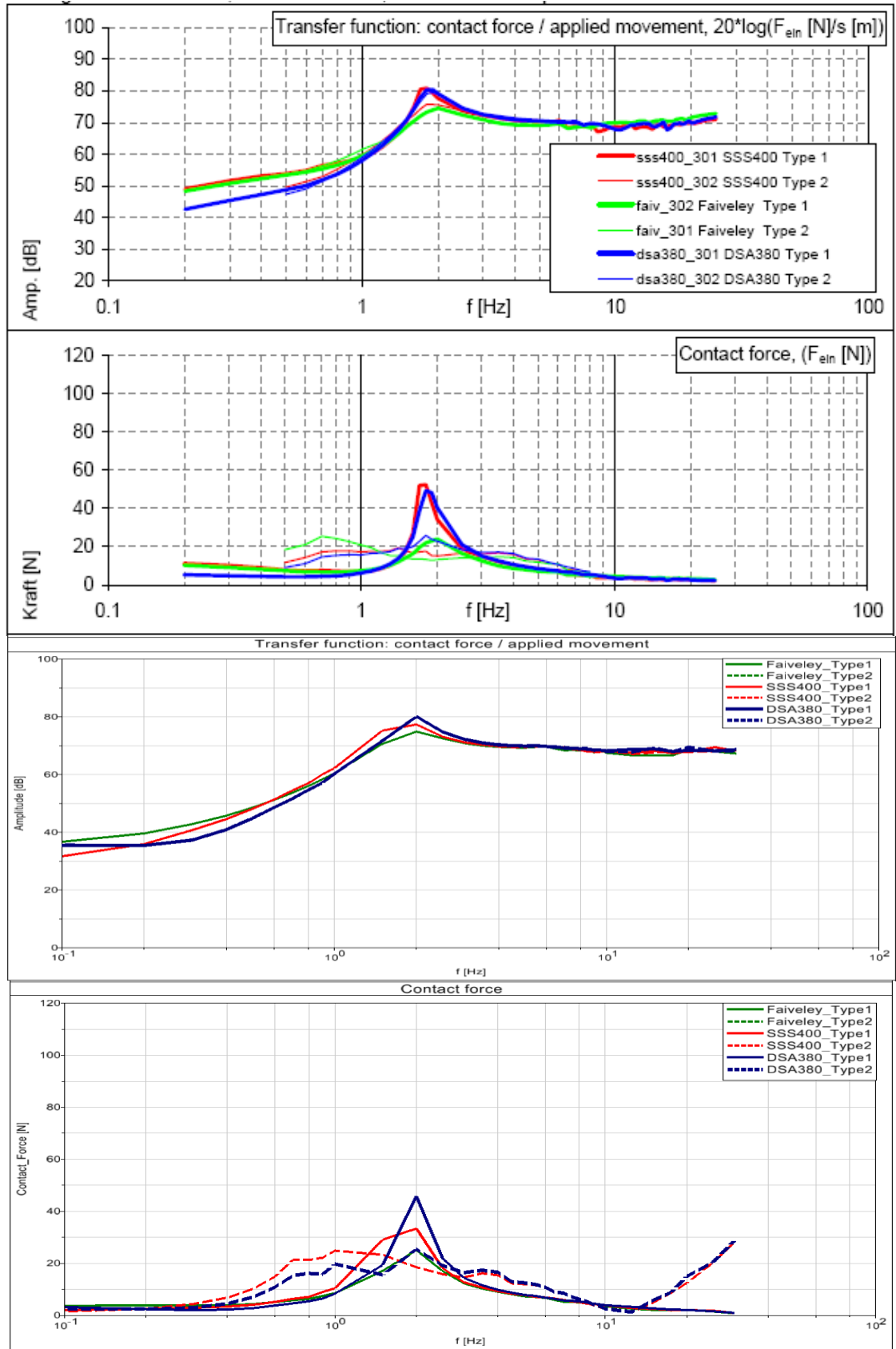


Figura 3.14: Comparación Pruebas de DB AG y modelo SIMPACK: Fuerza de contacto y funciones de transferencia de los pantógrafos SSS400, DSA380 y Faiveley CX1600 para una fuerza elevadora de 160 N.

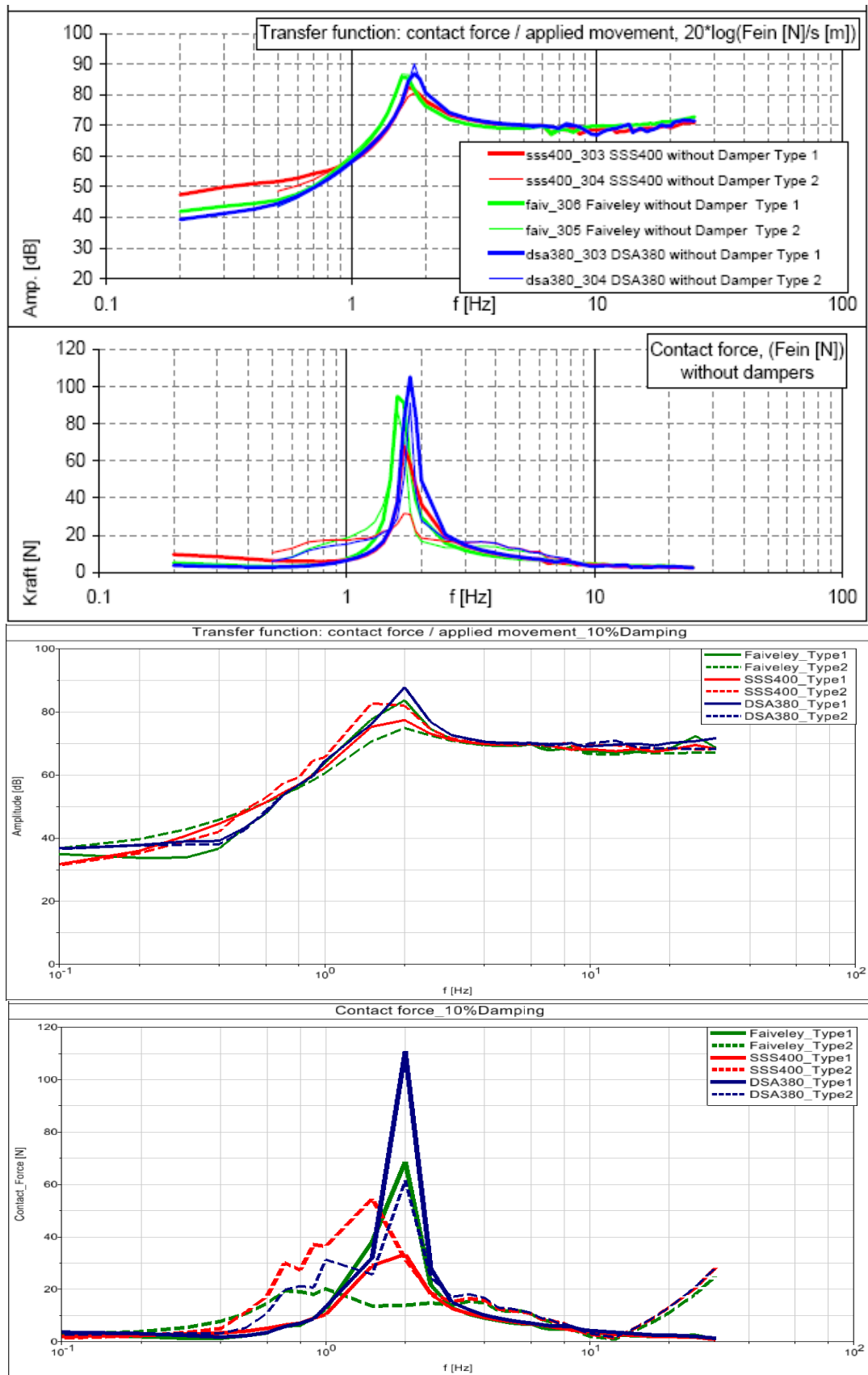


Figura 3.15: Comparación Pruebas de DB AG (0% amortiguamiento) y modelo SIMPACK (10% amortiguamiento): Fuerza de contacto y funciones de transferencia de los pantógrafos SSS400, DSA380 y Faiveley CX1600 para una fuerza elevadora de 160 N y sin amortiguamiento principal.

Ambas figuras muestran que las mayores diferencias entre las funciones de transferencia medidas durante los tests y las obtenidas en las simulaciones aparecen para el tipo de excitación número 2. Se pueden apreciar las variaciones en los picos de resonancia y a altas frecuencias en las gráficas de la amplitud de la fuerza de contacto aunque dichas variaciones son compensadas en la gráfica de la función de transferencia. Probablemente este hecho se debe a pequeñas diferencias entre la función de excitación tipo 2 usada en el banco de pruebas y la aplicada en las simulaciones por ordenador de este proyecto.

Los únicos datos disponibles para comparación de las simulaciones realizadas en este proyecto con las previamente realizadas por Deutsche Bahn AG [7] son los gráficos representados en la figura 3.16. Estos muestran las funciones de transferencia correspondientes a cada pantógrafo cuando los parámetros definidos en la figura 3.3 son usados en el modelo de simulación. Puede comprobarse que los resultados no son completamente idénticos a los obtenidos mediante las medidas de los sensores del banco de pruebas. Las simulaciones presentan una menor amplitud a bajas frecuencias así como variaciones a altas frecuencias. Esta frecuencia aparece también en los resultados de las simulaciones realizadas en SIMPACK como puede observarse en las figuras 3.14 y 3.15.

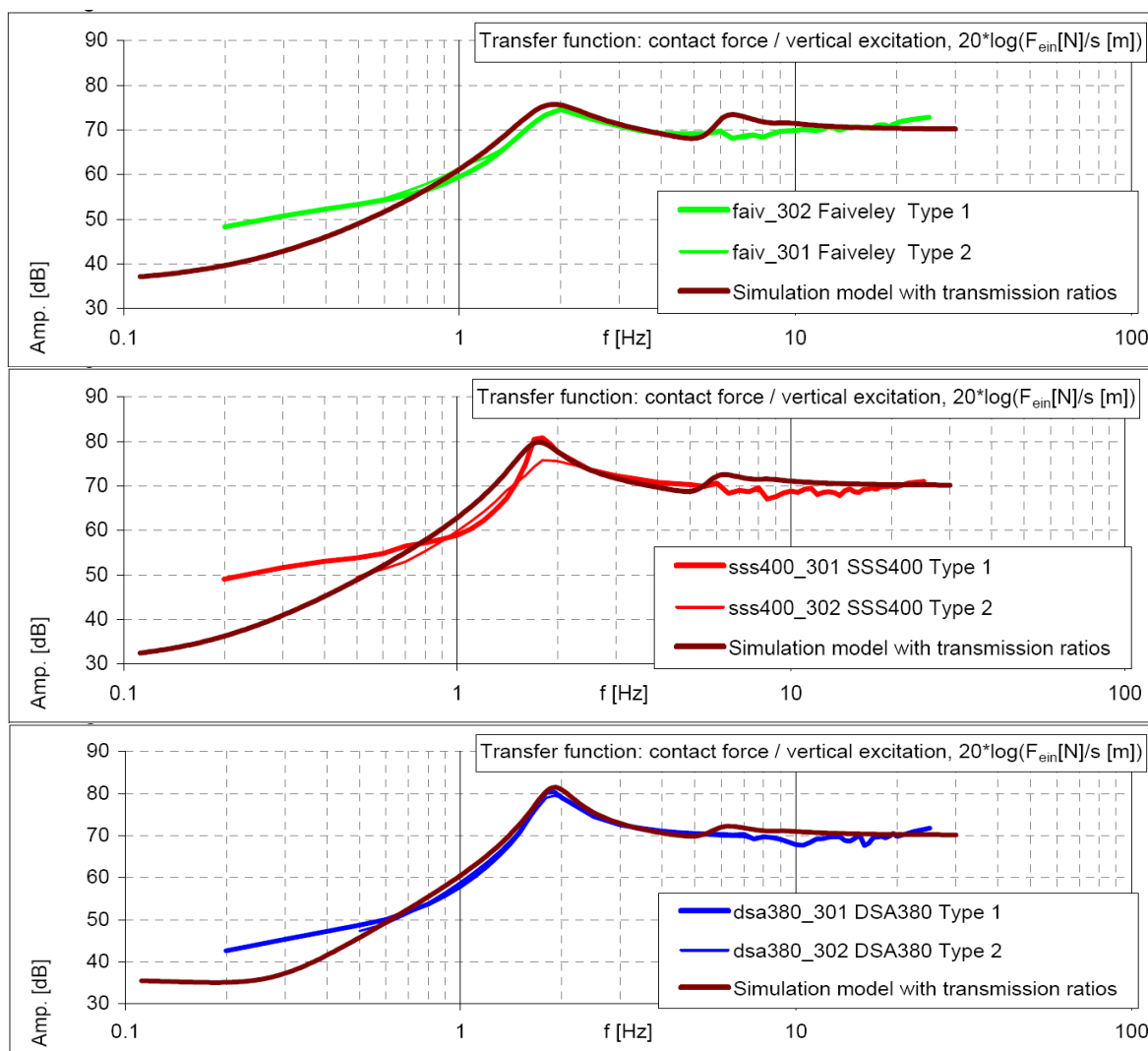


Figura 3.16: Comparación entre los tests en banco de pruebas y las simulaciones realizadas a partir del modelo de pantógrafo definido [7].

Teniendo en cuenta las diferencias entre los datos de las pruebas y el modelo lineal usado en las simulaciones puede decirse que los resultados son suficientemente buenos ya que representan una buena aproximación del comportamiento real de un pantógrafo. Por tanto el modelo definido en este capítulo será usado para calcular la interacción del pantógrafo con un modelo de catenaria.

3.3. SEGUNDA SIMULACIÓN EN SIMPACK: MODELO DE CONTACTO ELÁSTICO

Como segundo paso se ha realizado una segunda serie de simulaciones del modelo utilizando una definición de la fuerza de contacto más compleja. Para ello se ha implementado una pareja muelle-amortiguador en paralelo entre dos marcadores, padre e hijo, que representan los puntos de contacto. El marcador padre se corresponde con el punto de contacto en la masa superior del pantógrafo y el marcador hijo con el punto de contacto en la barra de excitación que representa el cable de contacto de la catenaria. Para el cálculo de la fuerza de contacto se ha calculado la distancia entre la pareja de marcadores para cada intervalo de tiempo.

3.3.1. Definición de la fuerza de contacto elástico en SIMPACK

Existen varias posibilidades para definir una fuerza de contacto de tipo muelle-amortiguador en SIMPACK, entre las que destacamos:

- Force Type 05: spring-damper parallel. Usando este tipo la fuerza podrá ser positiva o negativa dependiendo de si un cuerpo penetra sobre el otro durante la oscilación de ambos o de si aparece un hueco entre ambos. La fuerza de contacto se define como el producto de la distancia entre los marcadores (x [m]) y la rigidez definida para el muelle (k [N/m]) más el producto de la constante de amortiguamiento (d [Ns/m]) y la primera derivada en el tiempo de la distancia entre los marcadores ($\dot{x}$ [m/s]), como ilustra la figura 3.17.

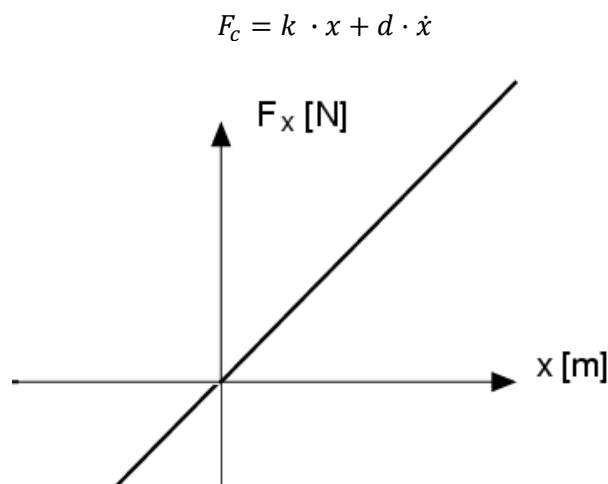


Figura 3.17: Función de la fuerza para el tipo de fuerza 05 en SIMPACK.

- **Force Type 18: unilateral spring-damper.** Permite al usuario considerar la fuerza de contacto únicamente cuando ocurre la penetración entre ambos cuerpos. En otro caso recibe el valor de cero, como muestra la figura 3.18.

$$F_c = \begin{cases} k \cdot x + d \cdot \dot{x} & \text{if } x \geq 0 \\ 0 & \text{if } x < 0 \end{cases}$$

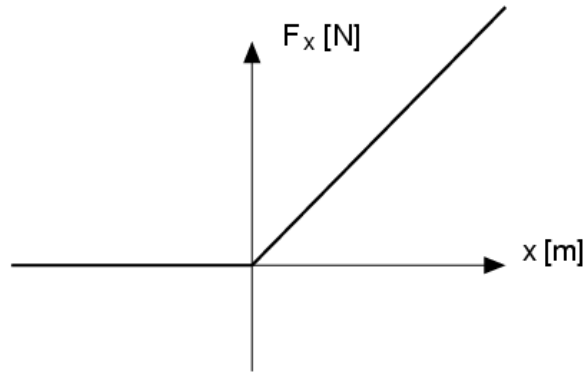


Figura 3.18: Función de la fuerza de contacto para el tipo de fuerza 18 en SIMPACK.

3.3.2. Resultados: Comparación de los modelos de contacto

En esta sección se muestra una comparación entre el uso del contacto rígido y el elástico para los tres tipos de pantógrafo considerados. Para cada uno de ellos se han realizado simulaciones para los dos tipos de funciones de excitación. A la constante de rigidez del muelle se le ha asignado un valor de $k = 500\,000$ N/m y no se ha tenido en cuenta amortiguación de la fuerza de contacto para las simulaciones de este apartado.

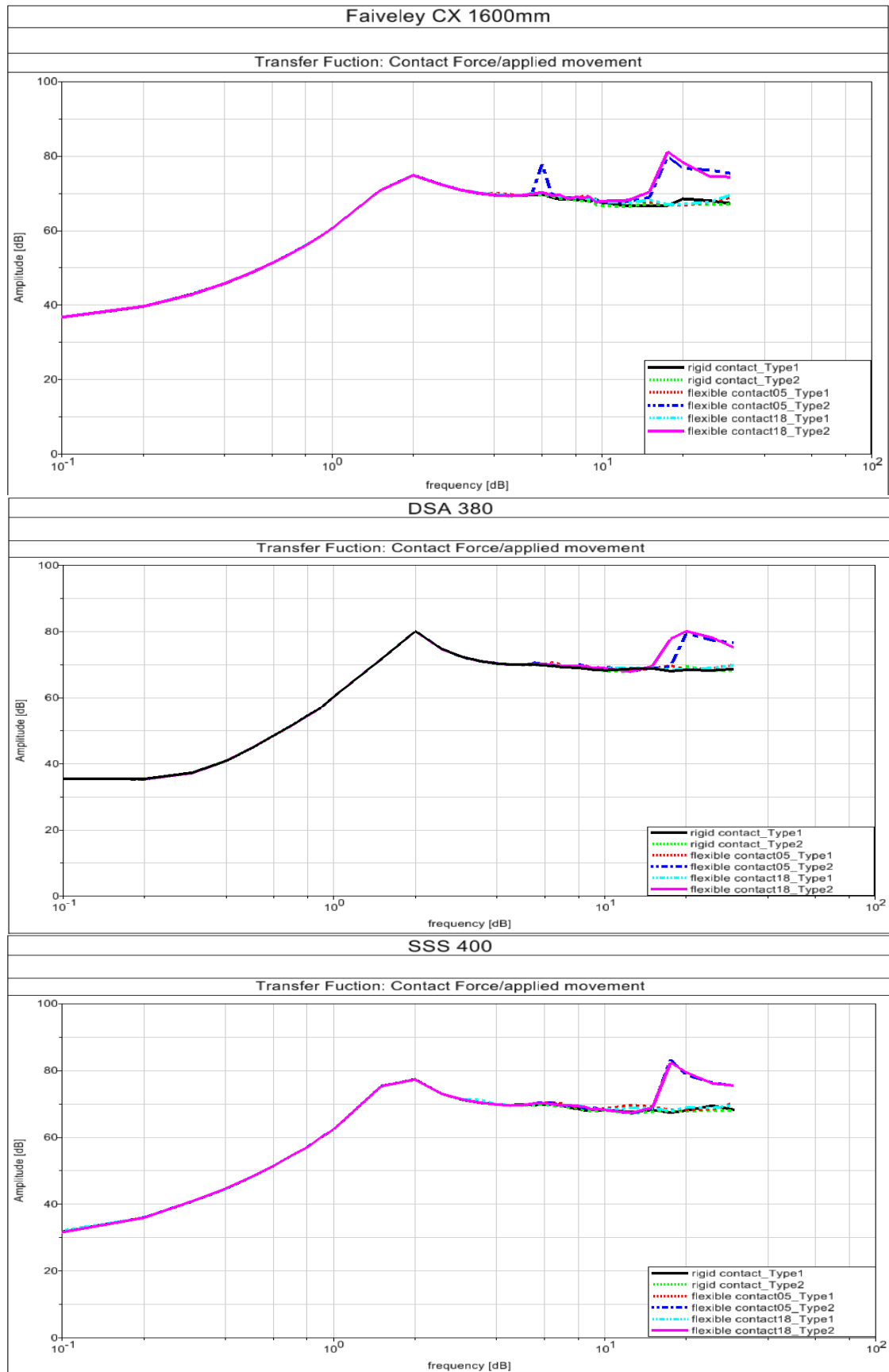


Figura 3.19: Comparación de los tipos de fuerza de contacto ($k = 500\,000$ N/m; $d = 0$ Ns/m).

Los resultados muestran que para altas frecuencias en los casos en los que se ha implementado el tipo 2 de excitación la fuerza de contacto presenta grandes amplitudes de oscilación de manera que aparecen picos en los gráficos de las funciones de transferencia (ver figura 3.19). Dicho comportamiento es debido a la definición de la fuerza elástica de contacto, en la que no se ha tenido en cuenta un amortiguamiento en el proceso de acercamiento y alejamiento de los cuerpos. Estas irregularidades están representadas en la figura 3.20, donde aparece el comportamiento de la fuerza de contacto para distintas frecuencias. Como se ha dicho, añadiendo la constante de amortiguamiento a la función de la fuerza de contacto se estabiliza la amplitud de la oscilación durante todo el tiempo de integración. En la sección 3.3.3.2 se detalla el proceso de selección del valor más apropiado para dicha amortiguación.

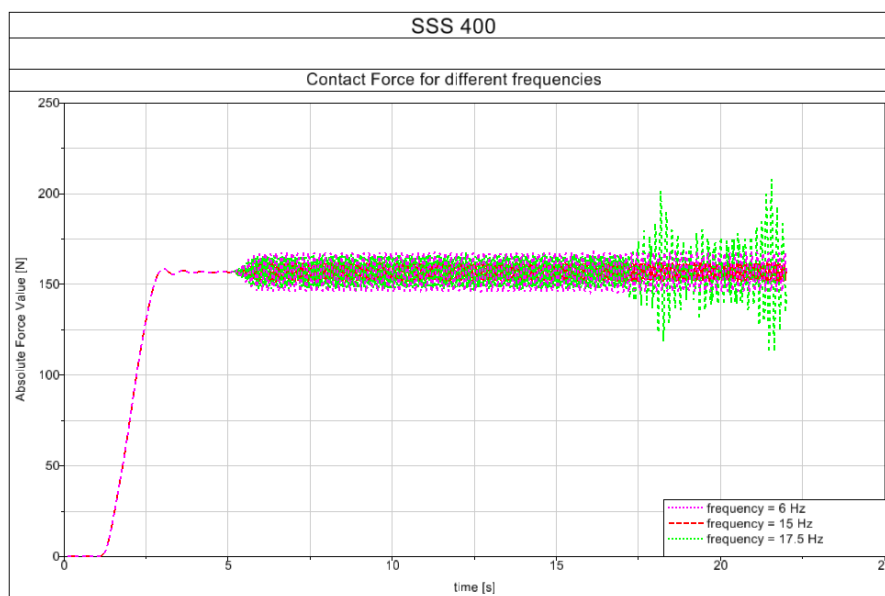


Figura 3.20: Fuerza de contacto para diferentes frecuencias de excitación para el caso de pantógrafo SSS400 y el tipo de excitación 2.

3.3.3. Variación paramétrica

3.3.3.1. Influencia de la constante de rigidez del muelle que define la fuerza de contacto elástica

Se ha realizado un estudio paramétrico con el fin de obtener un valor apropiado para la constante de rigidez (k). Para ello se ha fijado el valor de la frecuencia a 0,8 Hz, de manera que todos los valores característicos del sistema permanecen constantes excepto la constante de rigidez de la fuerza de contacto flexible. Los resultados de este estudio, representados en la figura 3.21, muestran claramente que para valores inferiores a 50 000 N/m no se alcanza la fuerza de contacto deseada durante el equilibrio estático. En esta figura aparece únicamente el estudio realizado para el pantógrafo Faiveley CX1600 en representación del comportamiento del modelo, ya que para los otros tipos los resultados son análogos. Queda por tanto validado el uso del valor de 500 000 N/m para las simulaciones.

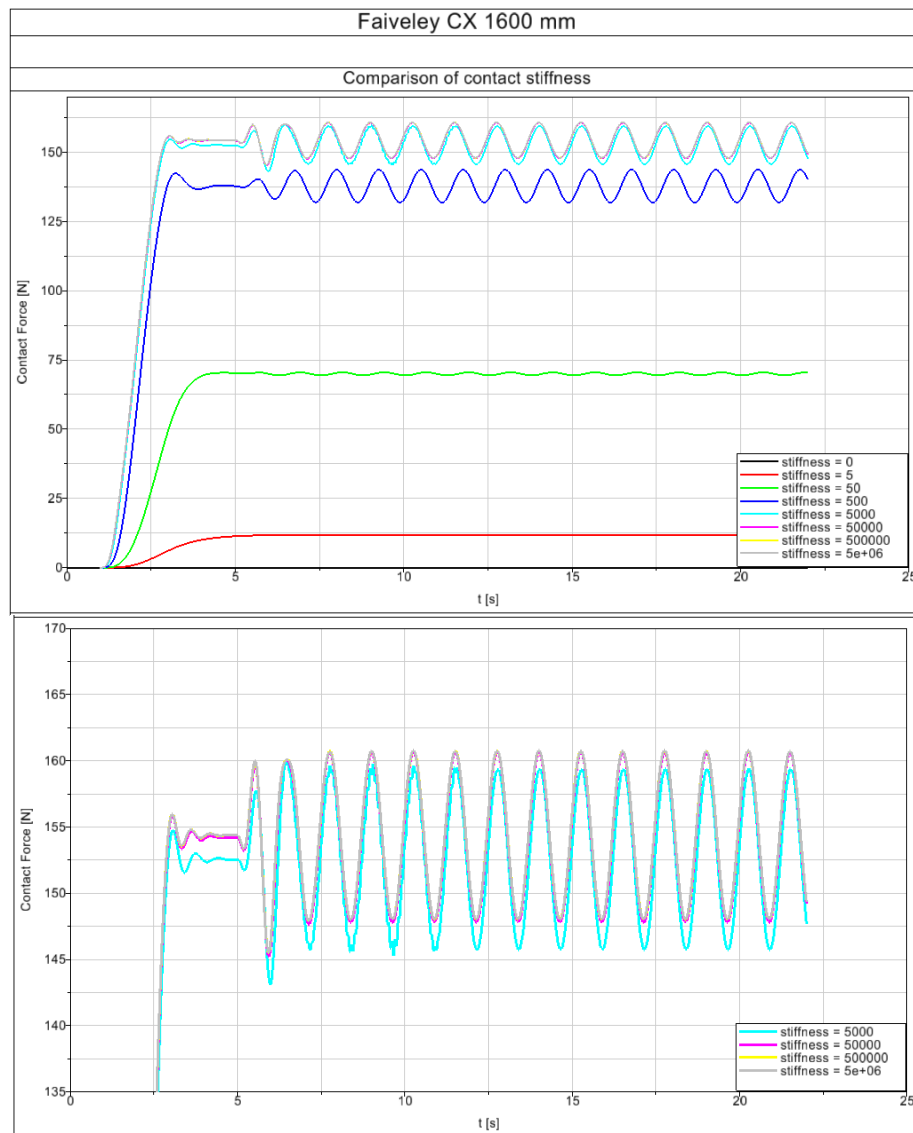


Figura 21: Comparación de la fuerza de contacto elástico para diferentes valores de rigidez del muelle para el pantógrafo Faiveley CX1600 y la frecuencia $f = 0,8$ Hz.

3.3.3.2. Influencia de la constante de amortiguamiento que define la fuerza de contacto elástica

Análogamente se ha realizado otro estudio paramétrico para diferentes valores de la constante de amortiguamiento. En este caso no se observan variaciones para el valor de la frecuencia $f=0,8$ Hz (ver figura 3.22) pero sí para el rango de altas frecuencias. Para la frecuencia problemática de $f=17,5$ Hz (como se muestra en la figura 3.23) se aprecia que el amortiguamiento de la oscilación es necesario para evitar resultados no deseados. Examinando los resultados de la figura 3.23 se ha elegido un valor de $d = 500$ Ns/m para las simulaciones finales. Valores muy pequeños implican variaciones de la amplitud para una misma frecuencia y, por otro lado, valores demasiado altos (a partir de $d = 5\,000\,000$ Ns/m) implican grandes oscilaciones al comienzo de la excitación. Ninguno de estos comportamientos del modelo es tolerable. Sin embargo, así como el primero conlleva irregularidades

a la hora de calcular la función de transferencia, la elección de un valor alto no implica errores en el cálculo final al medirse la fuerza de contacto tras el periodo de transición (entre los 7 s y los 22 s).

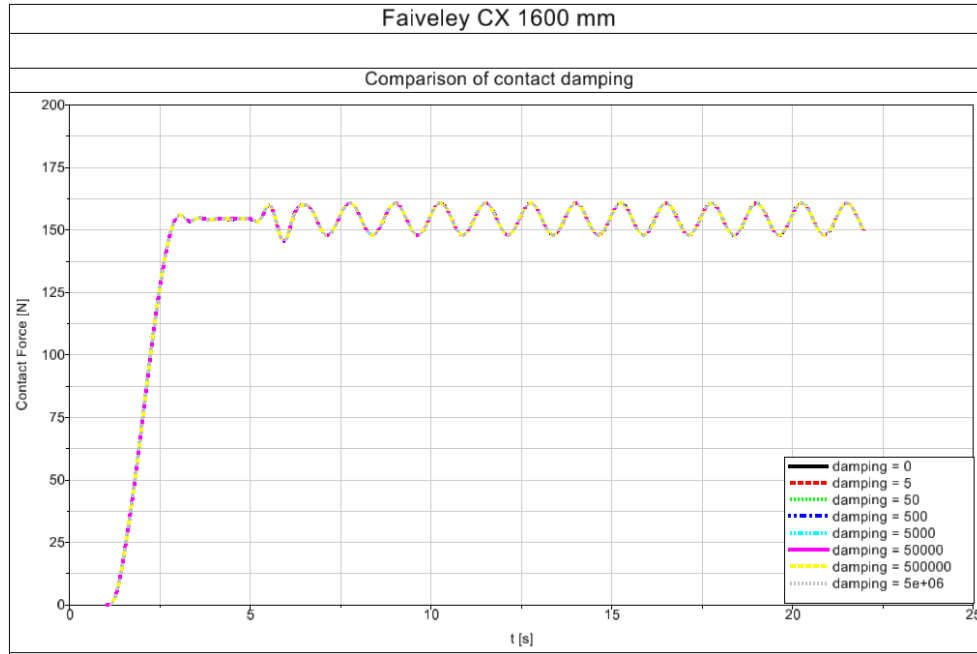


Figura 3.22: Comparación de la fuerza de contacto elástico para diferentes valores de amortiguamiento para el pantógrafo Faiveley CX1600 y la frecuencia $f = 0,8$ Hz.

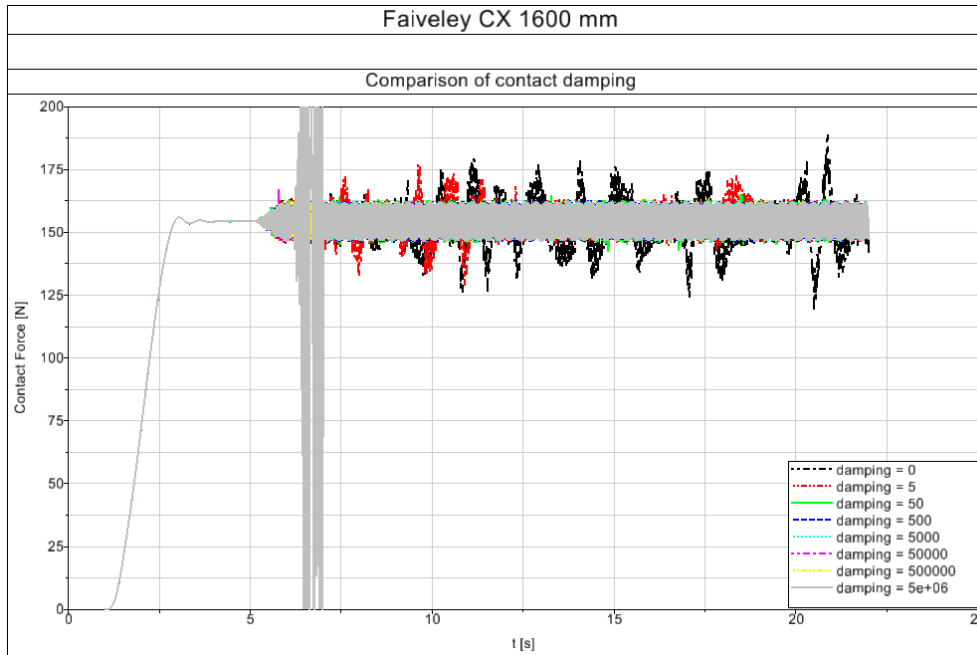


Figura 3.23: Comparación de la fuerza de contacto elástico para diferentes valores de amortiguamiento para el pantógrafo Faiveley CX1600 y la frecuencia $f = 17,5$ Hz.

3.3.4. Cálculo final de las funciones de transferencia utilizando los datos obtenidos con las variaciones paramétricas

Tras la optimización de la fuerza de contacto elástica mediante las variaciones paramétricas detalladas en la sección anterior se ha realizado el cálculo final de las funciones de transferencia para cada caso estudiado.

Los valores finales de las constantes son los mostrados a continuación y los resultados pueden consultarse en la figura 3.24.

$$k = 50\,000 \frac{N}{m} \qquad d = 500 \frac{N \cdot s}{m}$$

A la vista de las gráficas de las funciones de transferencia se concluye que en todos los casos el comportamiento del modelo por ordenador es análogo al de las simulaciones del informe de Deutsche Bahn AG [7] (pueden compararse con las figuras 3.16 y 3.24). Es importante destacar que, tras la optimización del contacto flexible, no existen diferencias debidas al tipo de contacto o a la función de excitación definidos. Esto es, las funciones de transferencia son únicas para cada pantógrafo.

Por tanto el modelo de simulación considerado queda validado debido a la equivalencia de sus resultados con los del informe previo. Este modelo además permite su unión con un modelo de catenaria.

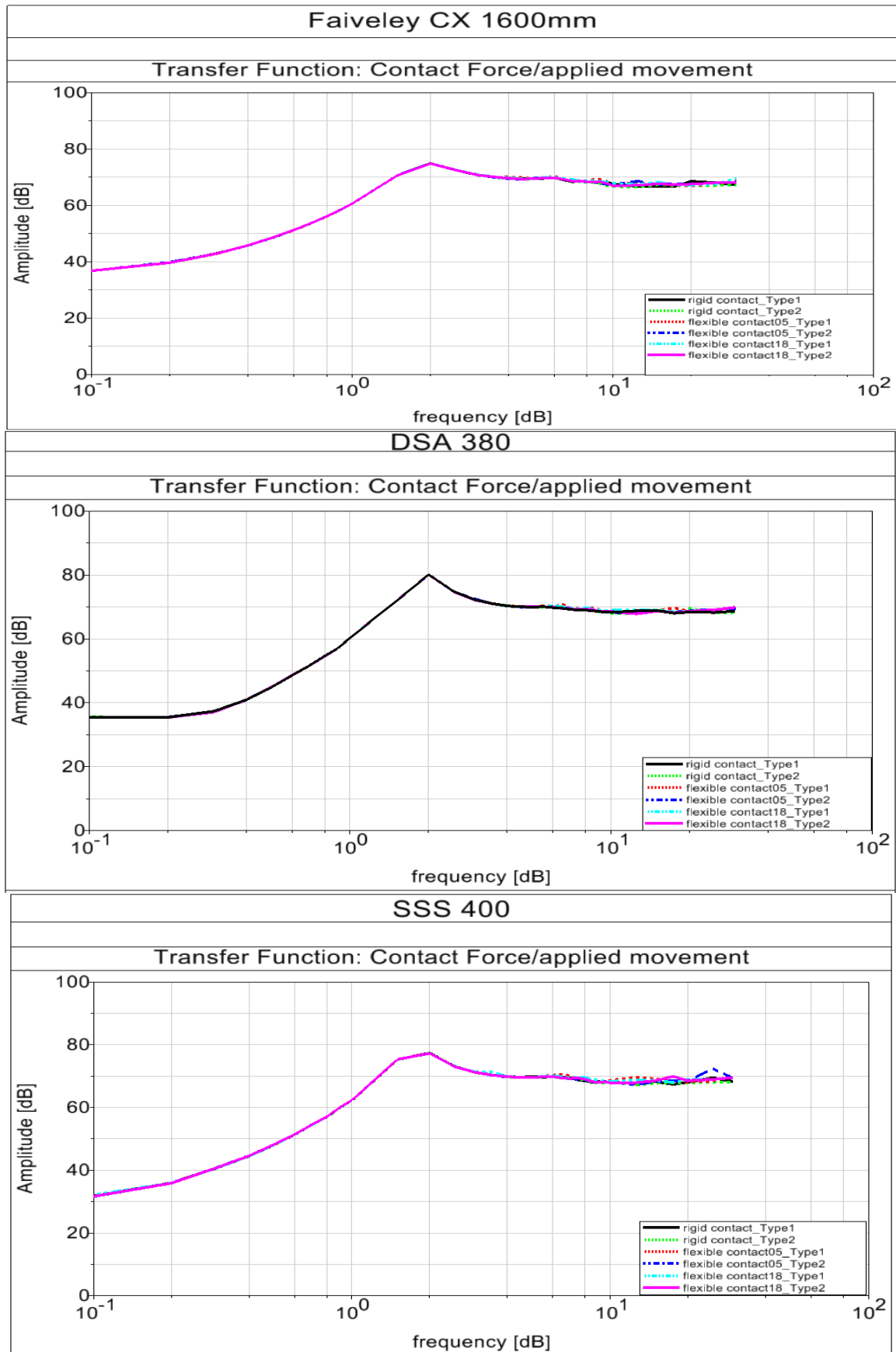


Figura 3.24: Funciones de transferencia de 3 tipos de pantógrafos para cada caso estudiado (3 tipos de funciones de contacto y 2 tipos de funciones de excitación).

4. MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS DE UNA CATENARIA CONVENCIONAL

En este capítulo se describe la modelización y simulación de una estructura de catenaria convencional mediante el método de los elementos finitos. Las herramientas utilizadas han sido Altair Hypermesh 10.0 como preprocesador y MSC.Nastran 2008 r1 como procesador.

4.1. DEFINICIÓN DE LA CATENARIA ALEMANA NORMALIZADA RE200 EMPLEADA PARA LAS SIMULACIONES

En este proyecto se han usado las características reales de la catenaria normalizada Re200, diseñada para una velocidad máxima de 160 m/s, para la implantación del modelo de elementos finitos. Para ello se han usado los datos medidos durante una prueba en vía entre las estaciones de las ciudades alemanas Laage y Kavelstorf, denominada en este proyecto como recorrido “La-Ka”. El recorrido “La-Ka” cubre una distancia de unos 2200 m, los cuales están divididos en 4 secciones o conjuntos sucesivos de vanos, tal y como muestra la tabla de la figura 4.1. La longitud de los vanos (distancia entre 2 apoyos consecutivos) varía dentro del tramo considerado entre los 45 m y los 74,9 m, pero la mayoría se encuentran dentro del rango entre 60 m y 70 m de longitud. La altura de la catenaria es de 5,5 m pero podemos encontrar una parte del tramo en la que dicha altura es reducida a los 5,3 m debido a la localización de un puente sobre ella.

Sección	Comienzo [m]	Final [m]	Longitud [m]
La-Ka 1	0	367,29	367,29
La-Ka 2	179,49	1663,39	1483,90
La-Ka 3	1475,39	2198,86	723,47
La-Ka 4	2011,39	2198,86	187,47

Figura 4.1: Tabla con las longitudes de las secciones de catenaria del tramo de vía entre Laage y Kavelstorf.

Debe visualizarse que cada sección comienza antes de que la anterior acabe generando áreas de solapamiento en las que la línea que acaba asciende gradualmente y la que comienza desciende en la misma medida hasta que la primera se encuentra con la otra a la altura regular de la catenaria (área de solapamiento o seccionamiento). Para una mejor comprensión de la transición entre los vanos y secciones de la catenaria, el estado inicial de la catenaria estudiada puede encontrarse en el Anexo D: Estado de ensamblaje de la catenaria Re200 en el tramo Laage-Kavelstorf (Annex D: Assembled state of the Re200 catenary at Laage-Kavelstorf).

4.2. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO DE CATENARIA EN ALTAIR HYPERMESH

4.2.1. Definición de la geometría y aplicación del mallado

Los datos y medidas del estado de ensamblaje de la catenaria han sido utilizados como datos de entrada para la modelización del modelo por ordenador. Se ha desarrollado un modelo bidimensional, por lo que el descentramiento de vía o zigzag de la catenaria en el plano transversal no se ha considerado. Los pares de valores de las posiciones longitudinal y vertical para cada punto de medida a lo largo del tramo de vía fueron almacenados e implementados en Hypermesh como nodos del modelo. La geometría de los cables se creó a través de líneas uniando estos nudos, formando los diferentes cables de la estructura. Cada uno de estos cables fue mallado mediante elementos viga (C-BEAM Elements [11]) de una longitud media de 200 mm con su correspondiente sección transversal para cada cable.

La figura 4.2 muestra la geometría de la catenaria alemana convencional Re200. Las fuerzas representadas en kN se corresponden con las fuerzas de pretensión aplicadas en cada cable para obtener las características de la estructura necesarias para su correcto funcionamiento. Únicamente las péndolas están libres de tensión.

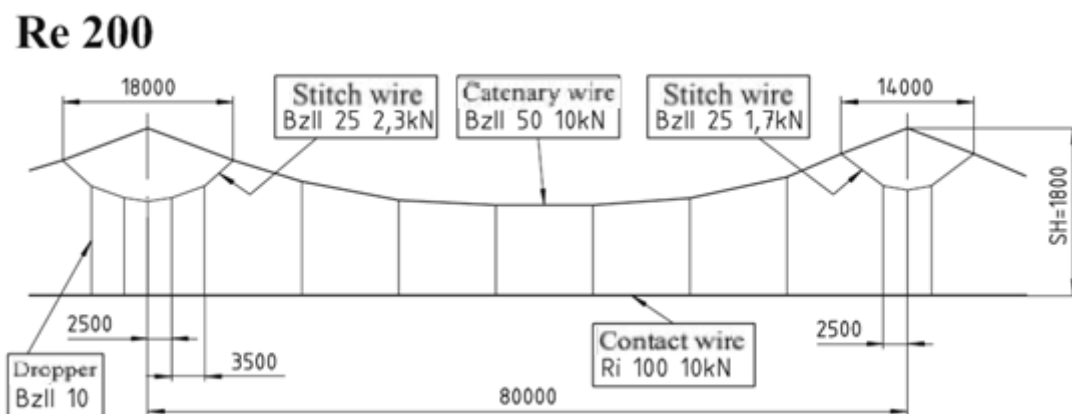


Figura 4.2: Características de la catenaria alemana normalizada Re200.

Además, un factor característico de esta catenaria es que posee 2 tipos de brazos de atirantado que permiten que un soporte mueva el hilo de contacto hacia el interior y el siguiente lo mueva hacia el exterior (ver figura 4.3), generando el zigzag o descentramiento de este. Así mismo, cada brazo de atirantado posee un tipo diferente de cable de suspensión en Y, uno más largo con 4 péndolas y uno más corto con únicamente 2 péndolas. La variación lateral en zigzag del hilo de contacto tiene como finalidad distribuir el rozamiento a lo largo de los frotadores de la mesilla. Para este modelo el descentramiento es de +/- 40 cm pero, sin embargo, ya se ha comentado que no se ha tenido en cuenta este efecto en el modelo desarrollado.

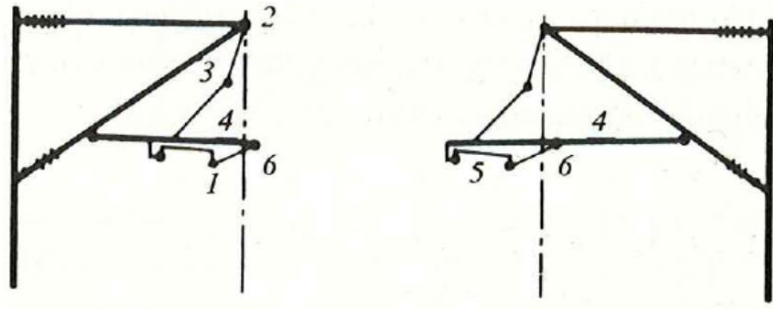


Figura 4.3: Dos tipos de soportes de catenaria [12].

4.2.2. Definición de las propiedades y materiales de los elementos tipo viga

Las características de cada cable de la estructura fueron definidas y almacenadas en Hypermesh. Los valores reales de las propiedades mecánicas de los materiales y de la geometría de las secciones transversales de los cables fueron obtenidos de la normativa correspondiente a este tipo de estructuras, como se muestra en la tabla de la figura 4.4.

	Tipo	Normativa	Sección transversal nominal [mm ²]	Número de cables x diámetro [mm]	Diámetro del cable [mm]	Masa nominal [kg/km]	Densidad a 20°C [kg/m ³]	Coefficiente de temperatura [1/K]	Modulo de elasticidad [N/mm ²]	Número de Poisson [-]
Hilo de contacto	AC100 Cu (Ri 100)	[1]	100	1x12	12	889	8890	1,70E-05	1,20E+05	0,355
Cable sustentador	Bz II 50	[2]	50	7x3	9	446	8920	1,70E-05	1,13E+05	0,34
Cables de suspensión Y	Bz II 25	[2]	25	7x2,10	6,3	218	8720	1,70E-05	1,13E+05	0,34
Péndolas	Bz II 10	[2]	10	7x1,35	4,1	90	9000	1,70E-05	1,13E+05	0,34

[1] DIN EN 50149. Copper and copper alloy grooved contact wires.

[2] DIN 48201-2. Bronze stranded conductors.

Figura 4.4: Tabla con las propiedades de los cables que forman la catenaria alemana Re200.

El hilo de contacto se trata de un solo cable de cobre con 2 muescas que encajan con las mandíbulas de los elementos de unión de los elementos de suspensión de la catenaria. Por otra parte, los conductores del resto de los cables están formados por una combinación de 7 cables de bronce. A la hora de definir las secciones se han realizado 2 tipos de cálculos, unos en los que se ha realizado una aproximación de cada sección como una sección circular de tamaño el diámetro nominal de cada elemento y otros en los que se ha definido la geometría real de las secciones. Ambas secciones utilizadas, junto con sus propiedades geométricas y de masa, pueden encontrarse en el anexo E: Secciones transversales reales y nominales de los cables que forman la catenaria alemana Re200 (Annex E: Real and Nominal Cross Sections of the wires forming the German Re200 catenary).

4.2.3. Definición de los elementos secundarios situados a lo largo de la catenaria

Además de considerar la densidad de cada conductor de la estructura, también se han modelado “masas puntuales” correspondientes a los puntos de conexión y fijación. Las uniones entre péndola y cable sustentador o entre péndola e hilo de contacto son similares a las situadas entre el cable sustentador y el cable de suspensión en Y y han sido modeladas como masas puntuales de 0,268 kg, de acuerdo con el valor medio de dichas fijaciones en catenarias similares.

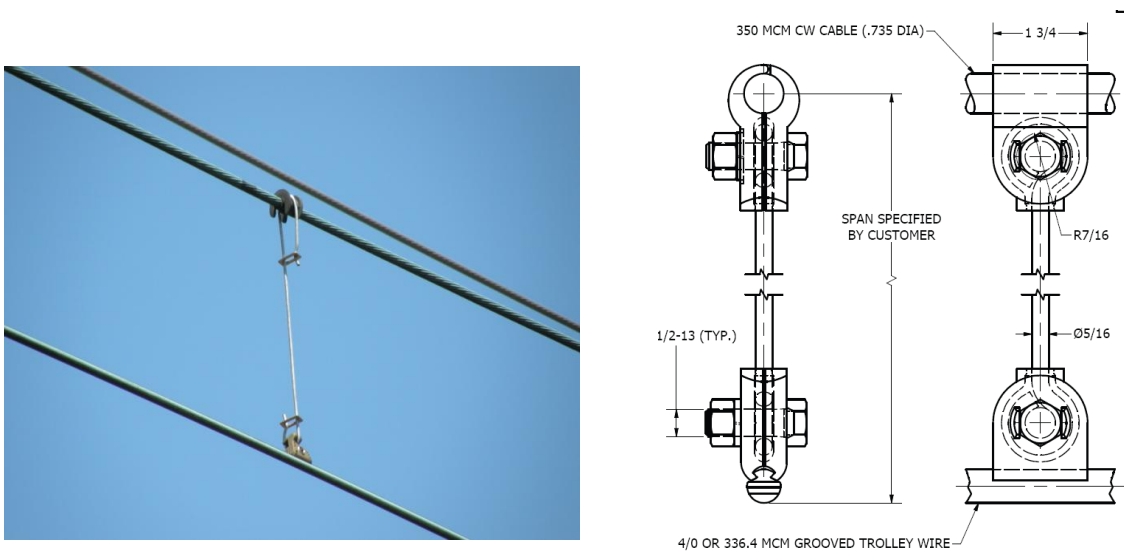


Figura 4.5: Ensamblaje de las péndolas y geometría de los elementos de unión.

Análogamente, el efecto de los brazos de atirantado se han considerado como masas puntuales de 1,4 kg, de acuerdo con el cálculo de la propia masa del elemento de fijación entre el brazo de atirantado e hilo de contacto y la masa equivalente del brazo de atirantado que actuaría con el mismo momento que el componente real. Un ejemplo de esta aproximación puede consultarse en [13].

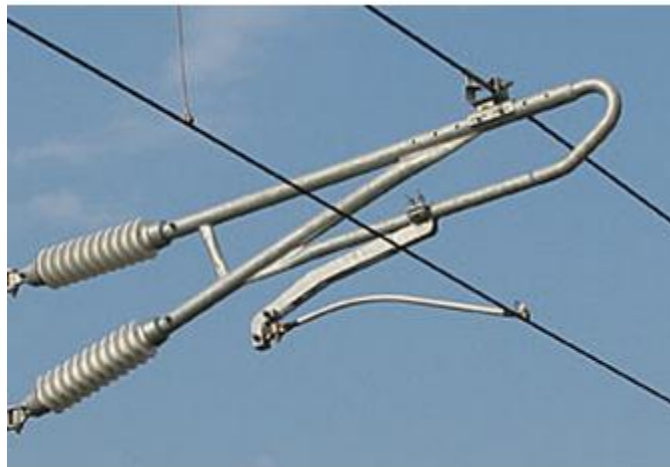


Figura 4.6: Ménsula para un soporte de catenaria [Sanwa Tekki Corporation].

Otros elementos adicionales como los aisladores no han sido considerados en este proyecto.

4.2.4. Definición de las cargas y condiciones de contorno

Para calcular el efecto de la aplicación de las fuerzas verticales generadas por el pantógrafo en la estructura de la catenaria es necesario añadir las condiciones de contorno y las tensiones mecánicas que existen en los cables. Una vez aplicadas puede calcularse el equilibrio estático de la estructura bajo el efecto de la gravedad, que será podrá ser utilizado como estado inicial para un posterior análisis dinámico.

Los grados de libertad no permitidos fueron impedidos mediante restricciones puntuales de tipo SPC (single-point constraints) [11]. Se han definido diferentes condiciones de contorno para los soportes en los extremos de los cables, los puntos de unión del hilo de contacto con los brazos de atirantado en los soportes y en los puntos de unión del cable sustentador con las ménsulas en los soportes.

Para simular las fuerzas mecánicas a las que están sometidos los conductores no se han aplicado tensiones a ambos extremos de estos, si no que uno de los extremos se ha fijado y las tensiones correspondientes se han aplicado en el extremo contrario (ver figura 4.7). De esta manera, en uno de los extremos de una sección de la catenaria todos los desplazamientos están restringidos dejando libres las rotaciones, mientras que, en el otro extremo, donde se aplican las tensiones, los desplazamientos en la dirección longitudinal (eje x) así como las rotaciones están permitidos pero los desplazamientos en los ejes transversal y vertical (y,z) están restringidos. Las fuerzas de tensión mecánica se han definido como fuerzas estáticas concentradas (static concentrated forces) [11] en los nodos correspondientes mediante la definición de un vector que representa la dirección en la que la fuerza es aplicada.

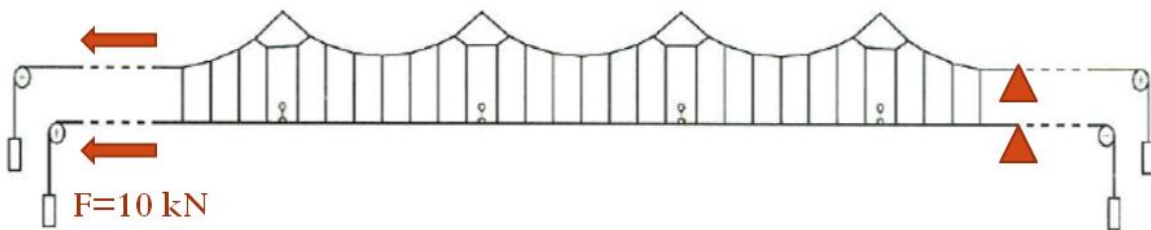


Figura 4.7: Aplicación de las fuerzas de tensión mecánica en el modelo de la catenaria.

Se ha elegido esta solución porque si se aplicara la misma fuerza de tensión en ambos extremos sería necesario dejar los desplazamientos en la dirección longitudinal libre en ambos extremos, dejando libre un grado de libertad de la estructura. Aplicar fuerzas de tensión a una estructura con uno o más grados de libertad libres conllevaría a un estado equilibrio inestable, en el que, por ejemplo, pequeños desplazamientos verticales como los generados por un pantógrafo podrían llevar al colapso de la estructura. Restringiendo un extremo de la catenaria se logra establecer un problema estático bien definido. El modelo necesita un punto fijo para el cálculo por elementos finitos y también para su implementación posterior en un programa de simulación multicuerpo (como tal y como se explica en el Anexo H: Simulación de cuerpos flexibles en un sistema multicuerpo (Annex H: Simulation of flexible bodies in a multibody system (MBS))). Otros autores, como Seo et al. en [2], consideran una tensión estática inicial aplicada en ambos extremos y solucionan al problema fijando el cable sustentador, despreciando la tensión mecánica y los desplazamientos de dicho cable.

La figura 4.8 es una representación de cómo se encuentra fijada la estructura de la catenaria a los postes. El cable sustentador está fijado a la ménsula de manera que sólo puede desplazarse en la dirección longitudinal. El hilo de contacto, sin embargo, sustentado por el brazo de atirantado que tiene permitidas pequeñas rotaciones (ver figura 4.9), es modelado de manera que los desplazamientos en la dirección vertical están permitidos; es decir, únicamente los desplazamientos en la dirección transversal (eje y) están restringidos.

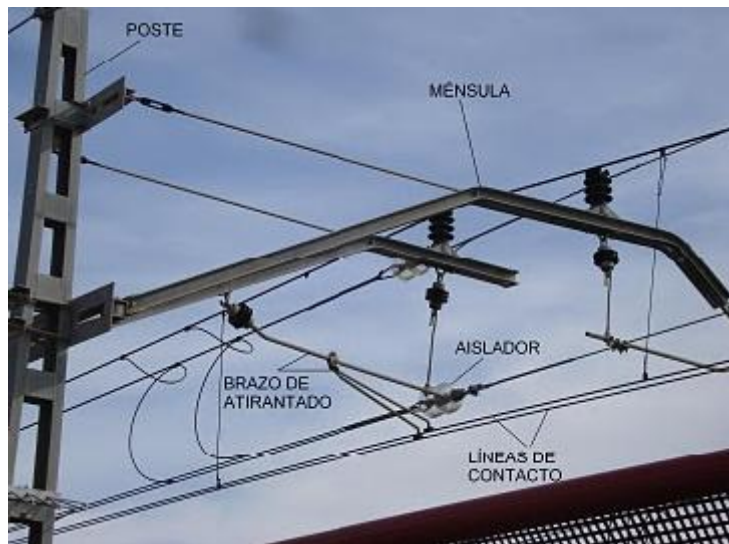


Figura 4.8: Sustentación en los postes.

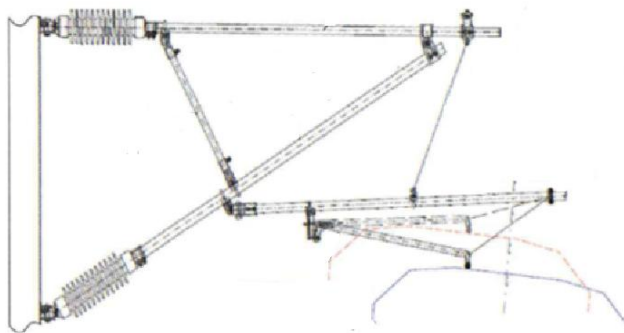


Figura 4.9: Pequeñas rotaciones permitidas en los brazos de atirantado.

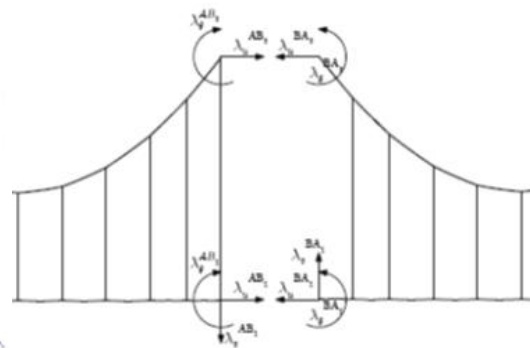


Figura 4.10: Grados de libertad en los puntos de suspensión.

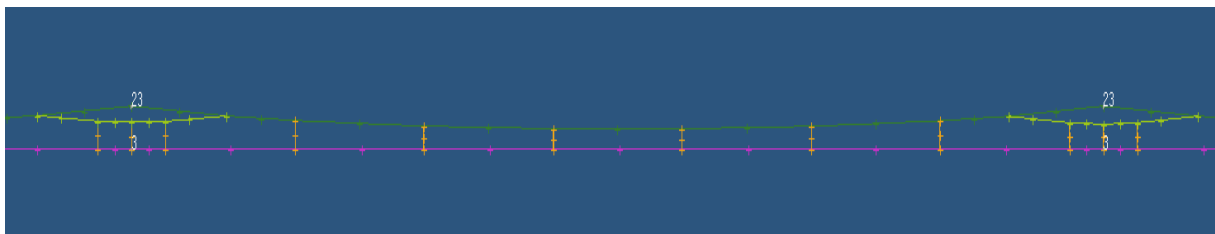


Figura 4.11: Representación del modelo de catenaria en Hypermesh con las restricciones en los puntos de suspensión.

El efecto de las tensiones mecánicas en los cables de sustentación en Y se han modelado mediante cargas de temperatura. Como no pueden aparecer puntos fijos a lo largo de un tramo libre del cable sustentador que deformarían la estructura, los desplazamientos debidos a la tensión aplicada en estos cables han sido simulados aplicando una diferencia de temperatura obtenida al igualar la diferencia de desplazamientos generada por una fuerza de tensión con la generada por un gradiente de temperatura, como muestra la siguiente ecuación.

$$\Delta x = L_0 \cdot \alpha \cdot \Delta K$$

donde Δx : alargamiento del cable, L_0 : longitud inicial del cable,

α : coeficiente de temperatura del material, ΔK : diferencia de temperaturas

Así, las simulaciones se han realizado aplicando una temperatura mayor a los cables de sustentación en Y que al resto de la estructura. El incremento necesario de temperatura se ha calculado para los dos tipos de secciones transversales (real y nominal) y para los dos tipos de ménsulas de la estructura (con suspensiones en Y de 14 m o de 18 m). Los resultados pueden consultarse en la tabla de la figura 4.12. Puede observarse que el uso de las secciones circulares de diámetro nominal en vez de las secciones reales no representa una gran variación.

Longitud [mm]	Tensión [N]	Sección transversal [mm ²]	Alargamiento en x [mm]	Incremento de temperatura [K]
14000	1700	25 (Nominal)	21,06	88,487
14000	1700	24,69 (Real)	21,17	88,950
18000	2300	25 (Nominal)	30,47	99,575
18000	2300	24,69 (Real)	30,65	100,163

Figura 4.12: Variaciones de temperatura definidas en los cables de sustentación en Y.

Para definir la variación de temperatura en el modelo de Hypermesh fue necesario primero definir una temperatura inicial para cada nodo de la estructura (20°C) y después aplicar una carga de temperatura (temperature load [11]) en cada nodo. Esta fue definida con los valores de la tabla de la figura 4.12 para los nodos de estos cables y manteniendo una temperatura de 20°C en el resto.

Cabe destacar que las cargas de temperaturas de este tipo funcionan correctamente para análisis estáticos pero pueden causar tensiones erróneas en análisis dinámicos.

4.3. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL MODELO EN HYPERMESH/NASTRAN

4.3.1. Elección del método de análisis

Tras la definición de los materiales, propiedades, condiciones de contorno y cargas el modelo de Hypermesh se encuentra listo para el cálculo. Sin embargo, en este caso un simple análisis lineal no es apropiado para este modelo de elementos finitos. Los siguientes puntos recuerdan las suposiciones y limitaciones inherentes al análisis lineal.

- Los materiales deben ser homogéneos e isotrópicos, esto es, los cálculos están limitados a materiales en los que la tensión es directamente proporcional a la deformación y el comportamiento permanece elástico. Además, se presupone que la estructura en el equilibrio estático está libre de cualquier tensión inicial o residual.
- El análisis lineal está limitado a pequeños desplazamientos. Para el caso de vigas esto significa que los desplazamientos a flexión deben ser mucho más pequeños que la dimensión más pequeña de la sección transversal de la viga.
- Las cargas deben ser aplicadas lentamente, es decir, la aplicación de una carga no puede resultar en grandes oscilaciones. Un ejemplo sería un impacto en el que la flecha o desplazamiento vertical máximo resultante entre dos apoyos fuese mayor que la posición final en el equilibrio estático.

Queda claro que nuestro modelo no se corresponde con pequeños desplazamientos, ya que los diámetros de los cables son muy pequeños (entre 4 y 12 mm) y las flechas esperadas son del orden de los cm. A modo de prueba se realizó un primer análisis lineal para una viga de 80 m de longitud fija en un extremo, con una carga a tensión de 10 kN en el otro extremo y bajo los efectos de la gravedad. Los resultados dieron una serie de valores completamente inexactos con flechas máximas del orden de los km. Además, las tensiones mecánicas generan tensiones iniciales internas de la estructura que no pueden tenerse en cuenta mediante un análisis lineal. Consecuentemente, puede concluirse que es necesario usar un método no lineal para el cálculo de la estructura.

Por tanto, se ha procedido a realizar una serie de análisis no lineales, que se corresponden con la solución 106 en MSC.Nastran [11]. Para indicar que la razón de la no linealidad es geométrica se ha implementado el parámetro LGDISP, que permite grandes desplazamientos de la estructura.

Los problemas no lineales requieren métodos de solución iterativos con aplicación incremental de las cargas o fuerzas hasta llegar a la convergencia de la solución. Esto implica que este tipo de problemas necesitan un mayor esfuerzo computacional. Para adaptar dicho método de convergencia al modelo es necesario definir el parámetro NLPARM, que fija la estrategia de iteración.

Toda la información relativa a la caracterización y optimización de dicho método de convergencia se encuentra en el Anexo F: Definición del método iterativo del análisis no lineal (Annex F: Definition of the iterative method of the non-linear analysis).

4.3.2. Resultados de los análisis con MSC.Nastran

4.3.2.1. Posición de equilibrio estático

Los resultados finales tras la carga progresiva de la gravedad y las tensiones mecánicas, teniendo en cuenta las condiciones de contorno anteriormente definidas, se corresponden con la posición en el equilibrio estático de la estructura de la catenaria. Se han calculado, para cada nodo de la estructura mallada, los desplazamientos y tensiones en cada iteración. Estos se han visualizado abriendo el archivo *.op2 de los obtenidos tras el cálculo en el post-procesador Hyperview.

La tabla del Anexo G: Resultados de los análisis no lineales de las secciones de la catenaria “La-Ka” con MSC.Nastran (Annex G: MSC.Nastran results of the non-linear analyses of the “La-Ka” catenary sections) permite realizar una comparación de todas las simulaciones realizadas. Primero se realizaron simulaciones individuales para cada sección del tramo “La-Ka” y después se crearon modelos más grandes con combinaciones de estas secciones. Lógicamente se comprueba que cuanto mayor es la longitud del tramo analizado mayor es el número de elementos necesarios en el modelo y, por tanto, mayor es el tiempo necesario para el cálculo. Además, se puede comparar el comportamiento de la estructura únicamente bajo el efecto de la gravedad y el comportamiento cuando se aplican las tensiones mecánicas. En el primer caso se observa que la flecha máxima alcanza valores cercanos a los 800 mm en los puntos críticos del hilo de contacto. Gracias a las tensiones mecánicas este valor máximo es reducido hasta aproximadamente 260 mm. Asimismo, sin el efecto de las tensiones todas las secciones del tramo experimentan unos desplazamientos verticales similares, pero con las tensiones mecánicas las secciones más largas experimentan flechas mayores que las cortas.

No debe ser olvidado que, teóricamente, los desplazamientos verticales del modelo respecto a la geometría inicial deberían ser nulos, ya que esta geometría se correspondía con el equilibrio estático de la catenaria tras el ensamblaje (medida a través de sensores en la vía real). Así, el equilibrio estático del modelo por ordenador no debería variar respecto al real al aplicar las mismas cargas a la estructura; gravedad y tensiones mecánicas. Sin embargo, existen variaciones debido a las masas adicionales (elementos de conexión y fijación) y a posibles cambios de las propiedades de los elementos del modelo respecto a la realidad. Estas masas adicionales no pueden ser eliminadas porque representan el efecto de los puntos rígidos o de sustentación que influyen en la reflexión de las ondas mecánicas que aparecen en la catenaria bajo la acción del pantógrafo.

Otro punto importante del comportamiento bajo carga de la estructura es la pérdida de la verticalidad de las péndolas, sobre todo en las cercanías de los extremos de las secciones en los que se aplican las tensiones. Este hecho es resultado de las diferentes propiedades de la catenaria y el hilo de contacto y del efecto añadido de una mayor masa añadida en el hilo de contacto (brazos de atirantado). La consecuencia es que el hilo de contacto posee una mayor rigidez que el cable sustentador, por lo que una misma carga a tensión provoca mayores desplazamientos longitudinales en el segundo.

Los datos empleados para la definición de la geometría de la estructura de la catenaria definen los extremos de las secciones como un único punto en el que convergen hilo de contacto y cable sustentador, por lo que las tensiones de cada conductor se aplican en un mismo punto. La primera y la última sección (“La-Ka 1” y “La-Ka 4”), sin embargo, son excepciones ya que no aparecen consideradas en su totalidad, si no solamente el final y el comienzo, respectivamente. En estas 2 secciones, por tanto, existen 2 puntos independientes para la aplicación de las cargas en uno de sus extremos. Así, se decidió analizar los resultados de las dos secciones intermedias (“La-Ka 2” y “La-Ka 3”) en ambos casos; aplicando las tensiones en un mismo punto y en 2 puntos separados.

Las siguientes dos figuras reflejan las diferencias entre modelar un solo extremo de la estructura o dividirlo en 2 puntos independientes. La figura 4.16 representa un detalle de la sección “La-Ka 1”, en la que las tensiones mecánicas están aplicadas en un punto diferente para cada cable. Puede

observarse cómo las péndolas adquieren una inclinación respecto a la forma original representada en color negro.

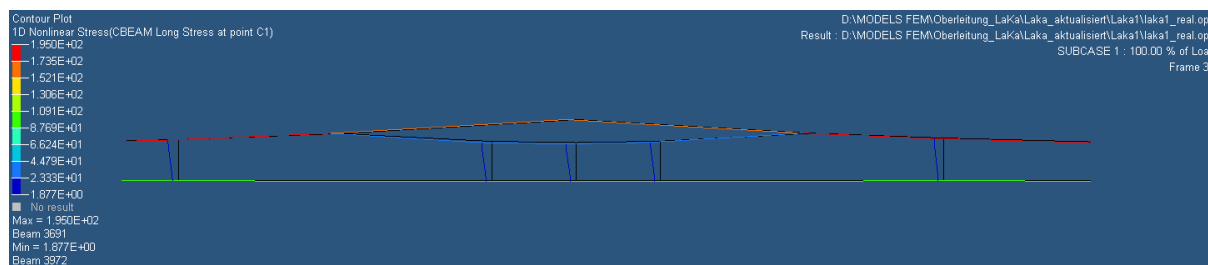


Figura 4.16: Inclinación de las péndolas en la sección “La-Ka 1” (1 punto en el extremo).

Sin embargo, en la figura 4.17 se ha seleccionado la sección “La-Ka 2”, con su configuración original de extremos convergentes en un mismo punto. Al haberse aplicado las tensiones en un mismo punto, las péndolas se desplazan longitudinalmente hacia el punto de aplicación pero manteniendo la verticalidad.

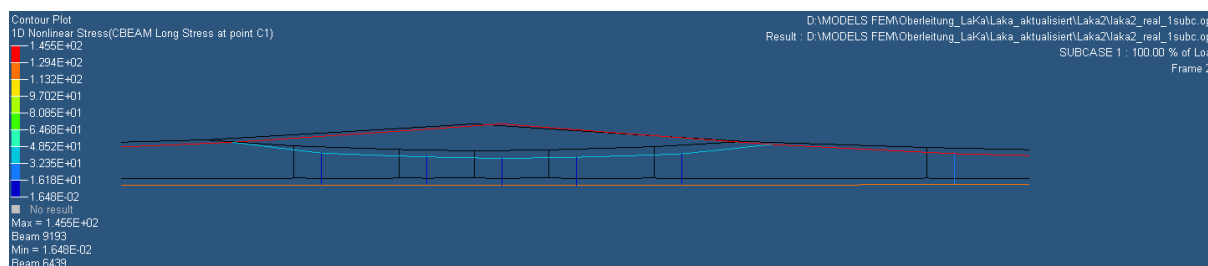


Figura 4.17: Inclinación de las péndolas en la sección “La-Ka 2” (2 puntos en el extremo).

Este efecto aparece en la tabla del Anexo G representado numéricamente como la distancia en la dirección longitudinal entre ambos extremos de una misma péndola en el vano más cercano al punto de aplicación de las tensiones (tras el área de solapamiento). Es decir, estos valores corresponden a un valor máximo, encontrándose siempre valores menores a medida que nos alejamos de dicho extremo. El mayor valor medido corresponde a la sección “La-Ka 1” pero no debe tenerse en cuenta ya que, al comenzar el modelo a mitad de la sección, la tensión se encuentra aplicada directamente en el centro de la estructura. Al no haber área de solapamiento ni de comienzo de la sección el efecto simulado sobre la estructura es mayor que el real. Semejante es el efecto sobre la sección “La-Ka 4”. Por tanto, se puede decir que el valor máximo a tener en cuenta es el de la sección “La-Ka 2”, de 11 cm, que se encuentra dentro del rango tolerable.

A pesar de favorecer la inclinación de las péndolas el estudio muestra que es mejor aplicar las tensiones en 2 puntos independientes. La razón puede entenderse fácilmente observando los resultados obtenidos para las tensiones longitudinales internas en un cable para los 2 casos de aplicación de las tensiones (tabla del Anexo G). En la tabla se comparan las tensiones internas teóricas, obtenidas como el cociente éntrela tensión aplicada y el área de la sección transversal del cable, con el rango (tensión máxima y mínima) de las tensiones internas obtenidas a partir de la simulación por ordenador. En aquellas simulaciones en las que la única carga considerada es el propio peso de la estructura se ha definido el valor teórico como cero, correspondiéndose el valor calculado en las simulaciones al estado de equilibrio de la estructura bajo la gravedad. Los resultados

de las simulaciones completas difieren de los teóricos cuando sólo un punto es definido en el extremo. En el otro caso, sin embargo, el valor teórico siempre se encuentra dentro del rango. Por otra parte, en el caso de las tensiones internas en las péndolas el valor teórico está siempre en el rango, ya que se debe a variaciones de la temperatura que han sido aplicadas en cada nodo del mallado del cable.

En general, se concluye, que es mejor usar 2 puntos independientes, pues, aunque no se evita la inclinación de las péndolas, no influye el comportamiento de un conductor en el otro a la hora de calcular las tensiones internas.

4.4. ANÁLISIS MODAL

Tras el estudio de los resultados presentados en el Anexo G, puede decirse que el comportamiento del modelo de catenaria se corresponde con el real, especialmente cuando las precargas de tensión están aplicadas en un punto independiente para cada cable. Por tanto se ha realizado un análisis modal con el fin de analizar la estructura dinámicamente. Este tipo de análisis determina las frecuencias y modos de una estructura para caracterizar el comportamiento dinámico de ésta e indicar cómo responderá a cargas dinámicas.

Las frecuencias naturales, también llamadas frecuencias propias, de una estructura se definen como aquellas a las que ésta tiende a vibrar naturalmente si es perturbada. A la deformada de una estructura para una frecuencia natural de vibración determinada se le denomina modo propio de vibración. Cada modo propio está asociado a una frecuencia propia y ambos dependen de las propiedades estructurales y de las condiciones de contorno. El reconocimiento de las frecuencias naturales de vibración permite evitar problemas de resonancia, críticos para la estructura.

Como método de cálculo de los modos propios, MSC.Nastran ofrece la solución 103, que calcula la libre vibración de una estructura. El hecho de que la estructura esté libre implica que no pueden aplicarse cargas en este tipo de análisis por lo que, en nuestro caso, deberá realizarse primero un análisis estático y usar sus resultados como configuración inicial para el análisis modal. De otro modo los modos obtenidos representarían únicamente las frecuencias naturales de vibración de la estructura de cables sin tener en cuenta las tensiones mecánicas que caracterizan la catenaria.

La combinación de ambos análisis es posible realizando una reanudación o “restart” del análisis en MSC.Nastran. Primero debe realizarse un análisis lineal (SOL 101) o un análisis no lineal iterativo (SOL 106) en el que se aplique la gravedad, las tensiones mecánicas y las restricciones en los grados de libertad o condiciones de contorno. Después la solución del primer cálculo se usa como estado inicial para el análisis modal (SOL 103) donde los parámetros para el cálculo de los modos propios deben ser definidos. La reanudación del segundo análisis a partir del primero puede realizarse automáticamente durante el cálculo si el archivo de entrada de MSC.Nastran está correctamente definido para alguna de las dos opciones, como muestra el ejemplo de la figura 4.19.

El procedimiento para el desarrollo del análisis modal queda definido a través del parámetro EIGR o EIGRL, dependiendo de método de extracción de valores propios elegido. Una comparación de los

métodos posibles se encuentra en [11]. En este proyecto se ha usado el método de Lanczos y, por tanto, se ha usado el parámetro EIGRL. Este contiene, entre otras variables de control, el rango de frecuencias de interés para el análisis de vibración, el número deseado de valores y vectores propios que debe ser calculado o el método de normalización de los vectores propios. Como ya se ha comentado (ver sección 3.1), el modelo simple definido para el pantógrafo es válido para frecuencias hasta los 20-30 Hz, por lo que el rango de interés en nuestro caso se ha definido entre los 0 Hz y los 30 Hz.

<pre> \$\$-----\$ \$\$ Executive Control Cards \$ \$\$-----\$ SOL 103 CEND \$\$-----\$ \$\$ Case Control Cards \$ \$\$-----\$ SUBCASE 1 ANALYSIS = STATICS SPC = 1 LOAD = 10 DISPLACEMENT(SORT1,PLOT,REAL) = ALL STRESS(SORT1,PLOT, REAL,VONMISES,CENTER) = ALL SUBCASE 2 STATSUB(PRELOAD) = 1 METHOD(STRUCTURE) = 6 SPC = 1 VECTOR(SORT1,REAL)=ALL \$\$-----\$ \$\$ Bulk Data Cards \$ \$\$-----\$ BEGIN BULK PARAM,POST,-1 PARAM,BAILOUT,-1 </pre>	<pre> \$\$-----\$ \$\$ Executive Control Cards \$ \$\$-----\$ SOL 106 CEND \$\$-----\$ \$\$ Case Control Cards \$ \$\$-----\$ METHOD(STRUCTURE) = 6 SUBCASE 1 SPC = 1 LOAD = 10 DISPLACEMENT(SORT1,PLOT,REAL) = ALL STRESS(SORT1,PLOT, REAL,VONMISES,CENTER) = ALL NLPARM = 13 \$\$-----\$ \$\$ Bulk Data Cards \$ \$\$-----\$ BEGIN BULK PARAM,POST,-1 PARAM,BAILOUT,-1 PARAM,COUPMASS,1 PARAM,LGDISP,1 PARAM,NMLOOP,15359 </pre>
---	--

Figura 4.19: Sección principal del archivo de entrada de MSC.Nastran para el cálculo modal usando una etapa previa de determinación del equilibrio estático (análisis lineal y no lineal, respectivamente).

Debido a las características de la catenaria, los resultados obtenidos contienen un número muy elevado de modos propios para cada sección del tramo considerado. Se han encontrado modos naturales de vibración en prácticamente todos los planos posibles y combinaciones de oscilaciones en varios planos a la vez. Sin embargo, para nuestro modelo sólo serán considerados los modos de vibración en el plano de flexión (plano x-z), ya que se supone que, cuando el pantógrafo se desplaza a lo largo del hilo de contacto, sólo se transmiten fuerzas de contacto verticales (plano x-z).

5. INTRODUCCIÓN DEL MODELO DE CATENARIA EN SIMPACK COMO UN CUERPO FLEXIBLE USANDO EL PREPROCESADOR FEMBS

Una vez que se han comprendido y simulado los comportamientos de un pantógrafo y de una catenaria, el siguiente paso es unir ambos. Teniendo en cuenta las características de las herramientas informáticas de simulación utilizadas, SIMPACK y Hypermesh/MSC.Nastran, nos damos cuenta de que la única que permite la importación de un modelo en el otro es SIMPACK, que además ofrece muchas más posibilidades a la hora de calcular análisis dinámicos y fuerzas de contacto entre cuerpos. En este capítulo se describen detalladamente las características y pasos a seguir para el correcto acoplamiento de ambos modelos.

La unión de los dos modelos se resume con la idea de que el objetivo es convertir el modelo de elementos finitos en un cuerpo flexible que pueda ser leído e importado por la herramienta de simulación multicuerpo SIMPACK. Con este fin, SIMPACK incorpora el preprocesador FEMBS [14], que permite al usuario realizar la reducción modal de un modelo de elementos finitos.

Generando una serie de archivos a partir de los creados mediante la simulación por elementos finitos con Hypermesh/MSC.Nastran de manera que contenga toda la información necesaria para FEMBS el usuario es capaz de crear un cuerpo flexible. Además, SIMPACK incorpora una unidad de creación de estructuras de tipo viga, denominada SIMBEAM [15], que permite crear modelos sencillos sin necesidad de utilizar una herramienta adicional de elementos finitos, si bien presenta ciertas limitaciones. Así, bien mediante archivos de salida de Hypermesh/MSC.Nastran o bien directamente mediante la definición de un cuerpo flexible de tipo viga mediante SIMBEAM, SIMPACK permite crear un archivo de tipo *.fbi. Este archivo contiene información geométrica, de masa y de las frecuencias propias del sistema. A partir de esta información, el usuario debe utilizar el preprocesador FEMBS para definir más exactamente las características del cuerpo flexible; como por ejemplo, las condiciones de contorno en el punto de unión con el modelo multicuerpo o el rango de frecuencias propias a tener en cuenta para posteriores análisis dinámicos. Finalmente se genera un nuevo archivo de tipo *.SID_FEM que puede ser implementado directamente en SIMPACK como un cuerpo flexible. Una vez en SIMPACK deben definirse el resto de las condiciones de contorno y las cargas de tensión iniciales que quieran aplicarse a la estructura antes de proceder al cálculo del equilibrio estático y al análisis modal de la estructura.

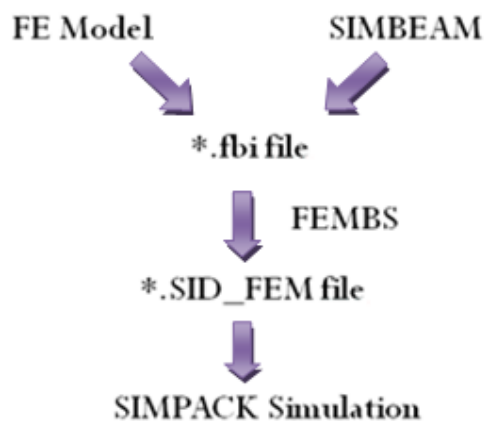


Figura 5.1: Esquema del proceso de implementación de un modelo de elementos finitos en SIMPACK.

La figura 5.1 muestra un resumen esquemático de los pasos a realizar para la completa implementación de un cuerpo flexible en SIMPACK. Para mayor información sobre cómo implementar un cuerpo flexible en un programa de simulación multicuerpo y, concretamente en SIMPACK, debe consultarse el Anexo H: Simulación de cuerpos flexibles en un modelo multicuerpo (Annex H: Simulation of flexible bodies in a multibody system (MBS)).

En este capítulo se han analizado los principales puntos a tener en cuenta para la correcta caracterización de un modelo de elementos finitos de tipo cable sometido a tensiones mecánicas como cuerpo flexible. Además se detallan las limitaciones encontradas en este proceso.

5.1. IMPORTANCIA DE LOS TÉRMINOS DE RIGIDEZ GEOMÉTRICA

Cuando un segmento de viga es sometido a una fuerza axial los coeficientes de rigidez son modificados por la presencia de esta fuerza. Las modificaciones correspondientes a los coeficientes de rigidez de la estructura se conocen como coeficientes de rigidez geométricos [16].

Se ha llevado a cabo la simulación de un modelo sencillo para discutir la influencia de dicha rigidez geométrica en un modelo de una estructura tipo cable con tensiones mecánicas. El modelo para el test se trata de una viga recta de 60 m de longitud con las siguientes propiedades:

$$\text{Densidad } \rho = 8920 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Módulo de Young } E = 1,1 E + 011 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Número de Poisson } \nu = 0,34$$

$$\text{Módulo de cizalladura } G = 4,104 E + 010 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Sección transversal circular } r = 0,004 \text{ m}$$

La viga está fija en el extremo izquierdo y se le ha aplicado una carga a tensión en el extremo derecho. Todos los grados de libertad del punto central están restringidos excepto las traslaciones en la dirección longitudinal, de forma que pueden transmitirse las tensiones a lo largo de la estructura.

$$\text{Tensión } F = 20\,000 \text{ N}$$

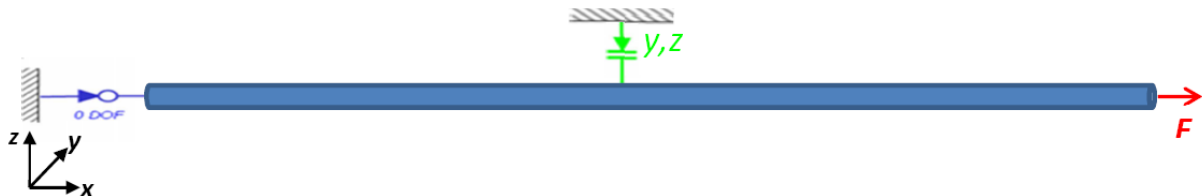


Figura 5.2: Modelo de viga tipo cable sometido a tensión.

Primero se creó el modelo en Hypermesh con las propiedades del material y la sección y elementos tipo muelle (CELAS, [11]) para definir la unión en el punto de origen, que servirá de conexión del cuerpo flexible. Después se crearon los archivos de entrada necesarios para la creación del archivo *.fbi a partir de los generados por Hypermesh/MSC.Nastran, tal y como se ha definido en la sección H.1 del Anexo H: Simulación de cuerpos flexibles en un sistema multicuerpo (Annex H: Simulation of flexible bodies in a multibody system (MBS)).

Posteriormente, se siguieron los pasos de la sección H.3 del mismo anexo para la creación del archivo *.SID_FEM mediante la herramienta FEMBS. Para esta aproximación se eligió el rango de frecuencias entre $1,091\text{E-}03$ Hz y $2,851$ Hz; 62 modos propios en total. No se tuvieron en cuenta las soluciones particulares relativas a los modos de respuesta frecuencial (frequency response modes, FRM) que representan las deformaciones locales del cuerpo flexible debidas a la aplicación de fuerzas externas en los puntos de apoyo. Además, en este primer cálculo, no se ha considerado el cambio de rigidez de la estructura debido a la precarga debido a la tensión mecánica.

Una vez en SIMPACK se definió el modelo tal y como se halla representado en la figura 5.2 definiendo la articulación en el punto de conexión con cero grados de libertad (0 DOF joint) y las restricciones en los grados de libertad y la fuerza de tensión usando elementos de tipo muelle-amortiguador (Force Type 43: bushing elements, [15]) en el punto central de la viga y en el extremo derecho para impedir, en ambos puntos, los desplazamientos en los ejes transversal (y) y vertical (z) y los giros. Adicionalmente se le ha asignado una fuerza nominal o inicial de $20\,000$ N en el eje longitudinal (x) al elemento muelle-amortiguador del extremo derecho.

Tras la definición del modelo se procedió a calcular las frecuencias propias del cuerpo flexible. Para ello, se debe calcular previamente la posición de equilibrio de la viga mediante 2 integraciones temporales (time integration). En primer lugar, se calculan las fuerzas iniciales (nominal forces) y se almacenan los valores resultantes y, en segundo lugar, se calcula el equilibrio estático (static equilibrium) y se almacenan los resultados de las posiciones en el equilibrio para cada nodo de la estructura. Finalmente se puede proceder al cálculo de las frecuencias naturales del cuerpo flexible mediante la función valores propios (eigenvalues) de SIMPACK. Sin embargo, se obtuvieron resultados completamente erróneos para la posición de equilibrio, resultando imposible realizar el cálculo de los modos propios.

Como segunda aproximación, se volvió a crear el mismo modelo en FEMBS pero, esta vez, añadiendo el término de rigidez geométrica relativo a la tensión mecánica aplicada en el extremo derecho. Esta vez la posición obtenida tras el cálculo del equilibrio estático presenta un comportamiento adecuado de la estructura, tal como se muestra en la figura 5.3.

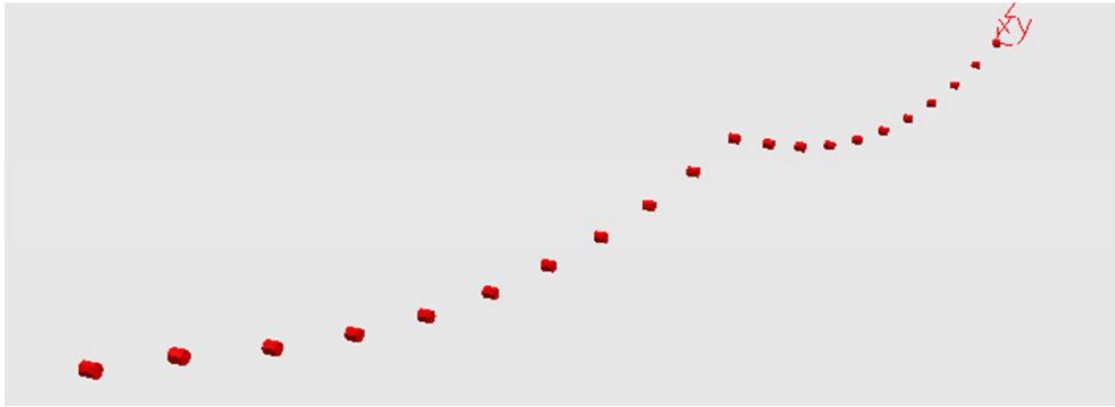


Figura 5.3: Posición de la viga tipo cable sometido a tensión tras el cálculo del equilibrio estático (teniendo en cuenta el término de rigidez geométrica debido a dicha tensión mecánica).

Comparando ambas aproximaciones queda comprobado que el conjunto FEMBS/SIMPACK es capaz de considerar correctamente los efectos relacionados con la rigidez geométrica y, de hecho, resulta crítica su inclusión en un modelo MSC.Nastran de elementos finitos de una catenaria convencional debido a las tensiones mecánicas de los cables. La figura 5.4 presenta las frecuencias naturales obtenidas con la segunda aproximación.

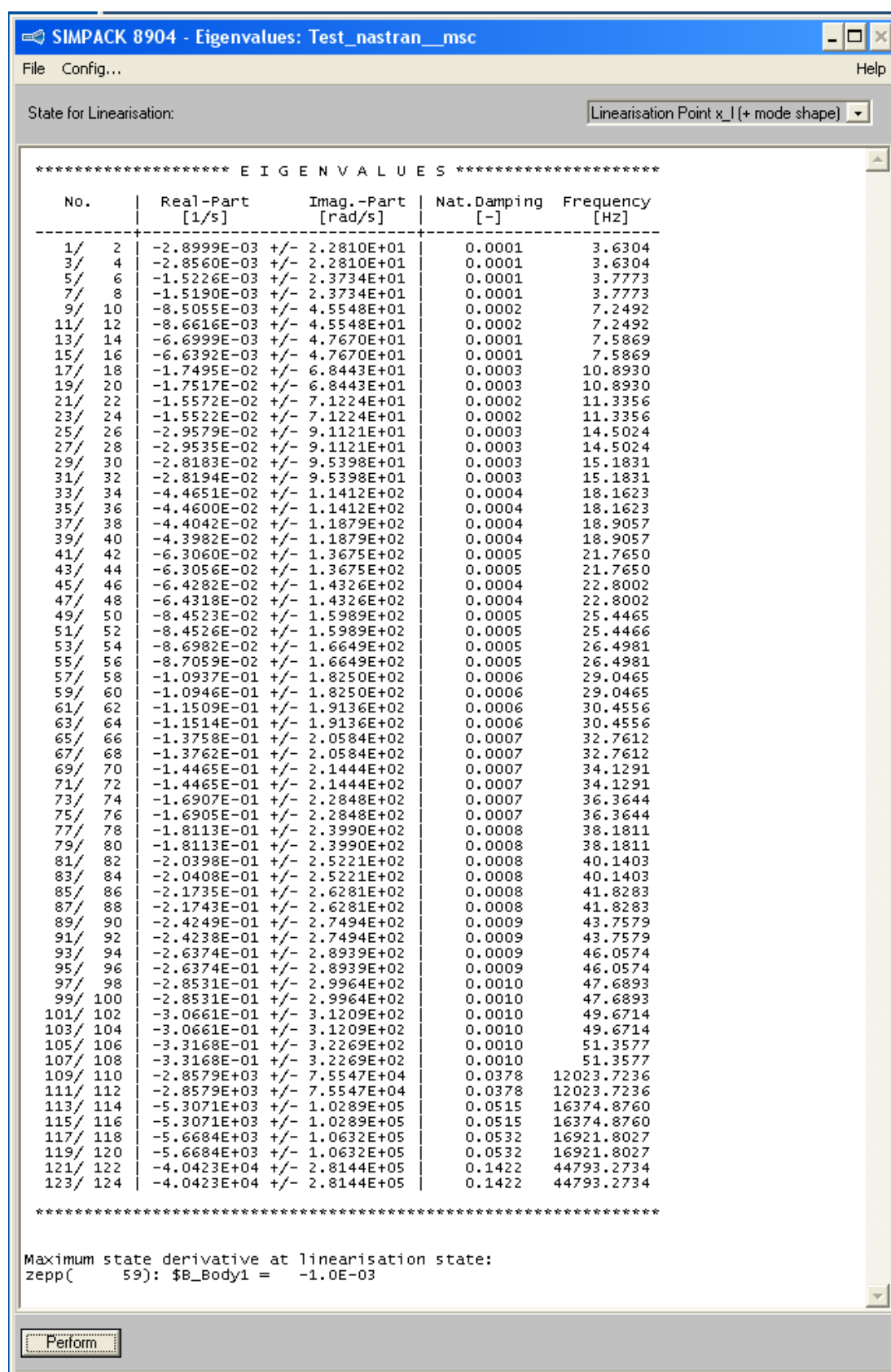


Figura 5.4: Resultados del análisis de frecuencias naturales de una viga recta tipo cable sometido a tensión a partir de un modelo reducido de una estructura definida en Hypermesh/MSC.Nastran.

5.2. DIFERENCIAS ENTRE EL USO DE MSC.NASTRAN Y DE SIMBEAM PARA LA CREACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

En esta sección se describe una comparación de los resultados obtenidos al usar una reducción modal de un modelo de elementos finitos en Hypermesh/MSC.Nastran y al usar un modelo de elementos finitos creado directamente mediante SIMBEAM. Para ello, se ha creado el mismo modelo de cable sometido a tensión del apartado anterior con SIMBEAM. Los pasos seguidos para la creación de este segundo modelo son los enumerados en la sección H.2 del Anexo H: Simulación de cuerpos flexibles en un sistema multicuerpo (Annex H: Simulation of flexible bodies in a multibody system (MBS)). Los marcadores usados para la definición de los elementos del cable no han tenido que volver a ser introducidos uno por uno, si no que se han usado los creados automáticamente en la simulación anterior al implementar el modelo reducido de Hypermesh/MSC.Nastran.

Las frecuencias propias del modelo de SIMBEAM, obtenidas al crear el archivo *.fbi y tras su implementación en FEMBS, son muy similares a las del modelo de elementos finitos del apartado anterior. Así, se ha elegido el mismo rango de frecuencias para la reducción modal en FEMBS (los primeros 62 modos) y, tras la creación del archivo *.SID_FEM (ver sección H.3 del anexo H), se ha implementado la estructura en SIMPACK junto con los elementos necesarios para la definición de la tensión mecánica y las condiciones de contorno.

Al igual que en el test anterior, no se han obtenido resultados admisibles cuando se ha despreciado el término de rigidez geométrica. Teniéndolo en cuenta, sin embargo, se han obtenido las mismas frecuencias y el mismo comportamiento. Pueden compararse los resultados obtenidos en este segundo test, presentados en la figura 5.5, con los de la figura 5.4 del apartado anterior.

Así, queda claro que la corrección de la rigidez de la estructura mediante el término de rigidez geométrica debido a la tensión mecánica es también necesaria cuando se usa el preprocesador SIMBEAM definido en la herramienta SIMPACK.

Además, se ha validado el modelo anterior. Se comprueba que mediante el método presentado en el Anexo H: Simulación de cuerpos flexibles en un sistema multicuerpo (Annex H: Simulation of flexible bodies in a multibody system (MBS)) es posible crear un cuerpo flexible sencillo y prepararlo para su análisis dinámico.

Por otra parte, se prefiere en este proyecto el uso de herramientas comerciales como Hypermesh/MSC.Nastran para la definición de los cuerpos flexibles frente a la herramienta SIMBEAM. En general, un programa convencional de elementos finitos ofrece muchas más opciones al usuario para la creación de la geometría o el mallado y para la aplicación de propiedades en comparación con SIMBEAM. La unidad de SIMPACK, además de quedar limitada únicamente para el modelado de estructuras tipo viga, requiere de la creación de los marcadores y de los elementos uno por uno. Este hecho aumenta considerablemente el tiempo de modelado, lo cual resulta innecesario cuando existen programas de elementos finitos que facilitan esta acción. Otro ejemplo es las limitaciones de SIMBEAM respecto a la definición de secciones transversales y materiales, que obligan muchas veces a simplificar el modelo. Por tanto, queda demostrado que, cuanto más complejo es un modelo, más interesante es su definición previa mediante un programa de elementos finitos. En adelante, los nuevos modelos presentados en este proyecto serán creados en Hypermesh/MSC.Nastran.

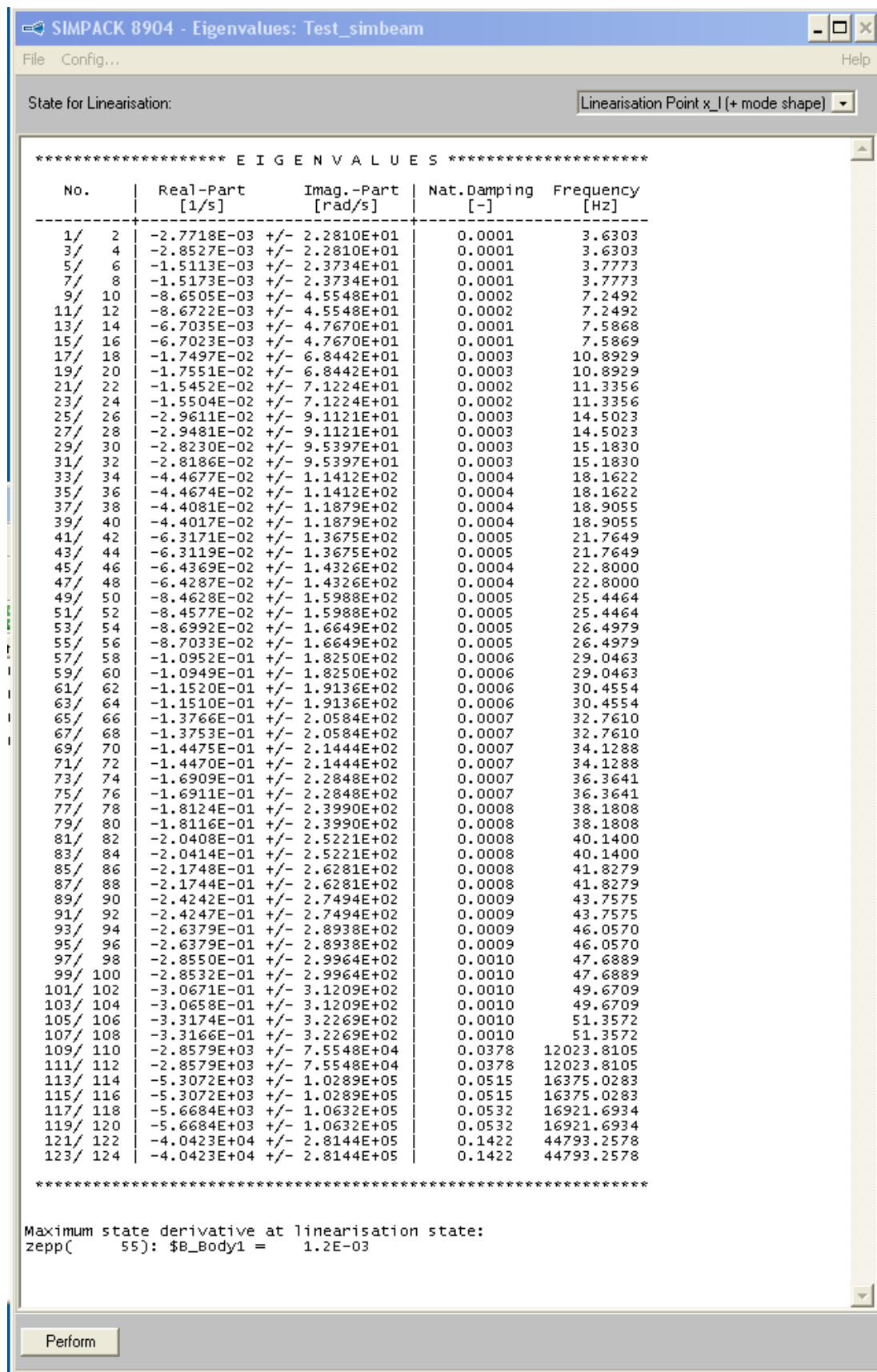


Figura 5.5: Resultados del análisis de frecuencias naturales de una viga recta tipo cable sometido a tensión a partir de un modelo creado en SIMBEAM.

5.3. PRECISIÓN DE UN MODELO SIMPACK DE UN CUERPO FLEXIBLE

Se ha comprobado que implementando un modelo reducido de un modelo de elementos finitos se obtiene el mismo cuerpo flexible que al crearlo directamente en la herramienta de simulación multicuerpo SIMPACK con la ayuda del módulo SIMBEAM. La siguiente cuestión es si el nuevo modelo creado presenta el mismo comportamiento que el modelo original del programa de elementos finitos utilizado. Por tanto, se ha realizado otro estudio para garantizar que la transformación del modelo no ha influido en las características de la estructura original. Esta vez se ha elegido un modelo sencillo pero con las características del hilo de contacto de la catenaria alemana Re200, que pueden consultarse en la sección 4.1.

La estructura, por tanto, se trata de un cable de 68,39 m de longitud (la correspondiente a 2 vanos) con un extremo fijo y el otro restringido para permitir la aplicación de la carga inicial de tensión. En comparación con el modelo sencillo anterior de viga recta, este modelo cuenta con diferentes posiciones verticales para cada nodo como ocurre en una catenaria real. El modelo definido en Hypermesh/MSC.Nastran contiene los elementos tipo viga, masas puntuales a lo largo de la estructura y elementos tipo muelle para la definición de las condiciones de contorno del punto de conexión. Mediante los archivos de entrada necesarios (los correspondientes al análisis modal y al análisis estático con la fuerza relativa a la tensión para añadir la rigidez geométrica) y el preprocesador FEMBS se ha realizado la reducción modal tal como describe el Anexo H.

Además, se han creado 2 modelos, uno en el que se ha definido una articulación de cero grados de libertad para el punto de conexión ("zero degrees of freedom" connection joint) y otro en el que se ha elegido una articulación esférica en la que los grados de libertad relativos a las rotaciones quedan libres ("spherical" connection joint). Para ambos modelos se han seleccionado los 40 primeros modos de flexión vertical. Así, sólo los modos de vibración de la estructura final (con todas las cargas y condiciones de contorno) en el plano x-z serán calculados en SIMPACK, ya que son estos los interesantes para estudiar la interacción entre pantógrafo y catenaria. Para poder seleccionar estos modos se ha usado el postprocesador Hyperview, en el que se pueden visualizar todos modos propios de la estructura a partir del archivo de salida *.op2 y determinar en qué plano vibra cada uno. Una vez conocidos son seleccionados en FEMBS para la correcta creación del archivo *.SID_FEM.

Al implementar el archivo *.SID_FEM en SIMPACK y definir la articulación del cuerpo flexible en el punto de conexión es importante comprobar que las frecuencias no amortiguadas del cuerpo sin más restricciones coinciden con las calculadas en el análisis modal mediante MSC.Nastran, concretamente, con las seleccionadas en FEMBS para la reducción modal. Para ello debe realizarse un cálculo de valores propios en SIMPACK antes de definir los elementos de tipo fuerza adicionales. La gravedad y el amortiguamiento relativo al cálculo de los modos propios también deben permanecer desactivados. Si las frecuencias propias resultantes (frecuencias no amortiguadas) coinciden con las previamente seleccionadas se puede continuar con la definición de la gravedad, de las condiciones de contorno y de las tensiones mecánicas mediante los elementos muelle-amortiguador (bushing elements). Tras ello el modelo está listo para el cálculo de las fuerzas iniciales, equilibrio estático y valores propios.

Los modos propios obtenidos deben compararse con el análisis modal de la estructura completa (teniendo en cuenta restricciones, gravedad y fuerzas de tensión iniciales) realizado en MSC.Nastran

mediante las reanudaciones o “restarts”, detallado en la sección 4.4. Tal y como muestra la tabla de la figura 5.6 el nuevo modelo flexible de SIMPACK es muy preciso respecto al modelo de elementos finitos original de MSC.Nastran. El valor de la variación entre las frecuencias naturales de ambos modelos es menor del 2% en los 2 casos simulados (articulación fija y articulación con rotaciones libres).

Frecuencias de los modos verticales de vibración bajo 30 Hz						
	0 DOF Joint			Spherical Joint		
	SIMPACK	NASTRAN	Variación	SIMPACK	NASTRAN	Variación
1	0,774	0,760	1,81%	0,753	0,758	0,61%
2	1,580	1,550	1,89%	1,538	1,546	0,50%
3	2,324	2,283	1,76%	2,268	2,277	0,39%
4	3,147	3,085	1,97%	3,079	3,076	0,11%
5	3,892	3,827	1,68%	3,804	3,817	0,35%
6	4,706	4,607	2,09%	4,616	4,595	0,46%
7	5,488	5,402	1,57%	5,368	5,386	0,33%
8	6,247	6,113	2,14%	6,136	6,096	0,65%
9	7,087	6,971	1,63%	6,935	6,950	0,22%
10	7,777	7,608	2,17%	7,650	7,587	0,82%
11	8,695	8,539	1,79%	8,516	8,515	0,01%
12	9,319	9,130	2,03%	9,163	9,105	0,64%
13	10,311	10,100	2,04%	10,112	10,080	0,32%
14	10,890	10,700	1,74%	10,698	10,670	0,26%
15	11,899	11,630	2,26%	11,691	11,590	0,86%
16	12,473	12,260	1,71%	12,232	12,220	0,09%
17		12,960			12,940	
18	13,453	13,260	1,43%	13,240	13,250	0,08%
19	14,076	14,120	0,31%	13,790	14,090	2,18%
20	14,999	14,670	2,19%	14,783	14,630	1,04%
21	15,733	15,600	0,85%	15,396	15,550	1,00%
22	16,548	16,120	2,59%	16,326	16,080	1,51%
23	17,420	17,180	1,37%	17,031	17,130	0,58%
24	18,092	17,650	2,44%	17,834	17,610	1,26%
25		18,760		18,622	18,710	0,47%
26	19,044	19,260	1,14%	19,369	19,210	0,82%
27	19,638	20,280	3,27%	20,297	20,220	0,38%
28	20,715	20,890	0,84%	20,904	20,820	0,40%
29	21,237	21,780	2,56%	21,958	21,720	1,08%
30	22,369	22,550	0,81%	22,481	22,480	0,01%
31	22,873	23,280	1,78%	23,568	23,210	1,52%
32	23,969	24,250	1,17%	24,024	24,170	0,61%
33	24,519	24,790	1,11%	25,162	24,720	1,76%
34	25,554	25,920	1,43%	25,648	25,840	0,75%
35	26,171	26,330	0,61%	26,784	26,260	1,96%
36	27,157	27,530	1,37%	27,337	27,450	0,41%
37	27,974	27,940	0,12%	28,404	27,860	1,92%
38	28,794	29,080	0,99%	28,982	29,000	0,06%
39	29,700	29,630	0,24%	29,958	29,540	1,39%
Valor Medio			1,59%			0,73%

Figura 5.6: Comparación de los primeros modos de vibración en el plano x-z (flexión vertical) de un modelo de hilo de contacto obtenidos mediante SIMPACK y mediante MSC.Nastran.

Los valores de la tabla anterior validan el uso conjunto de Hypermesh/MSC.Nastran y FEMBS/SIMPACK para la realización de la reducción modal de una estructura tipo cable con las propiedades de un hilo de contacto de una catenaria normalizada bajo el efecto de precarga de las tensiones mecánicas. Por tanto, SIMPACK debería ser adecuado para la realización de análisis dinámicos de la estructura completa de la catenaria.

Sin embargo, debe tenerse en cuenta que, para un correcto comportamiento de un cuerpo flexible en SIMPACK 8904, el modelo de elementos finitos usado para la reducción modal debe contener menos de 2000 grados de libertad para ser implementado en FEMBS. Para nuestro caso de reducción estática o Guyan (ver anexo H), el número de grados de libertad queda determinado por los “master nodes”, esto es, los nodos definidos mediante puntos ASET. Por ejemplo, si se considera un modelo con N nodos, el número de grados de libertad sería $N \times 6$, ya que todos los nodos deben quedar definidos como puntos ASET y cada nodo tiene 6 grados de libertad. Reducir los grados de libertad, entonces, significa reducir el número de nodos en la sección de ASET.

Esta limitación reduce la aplicabilidad del método de cálculo propuesto en este proyecto. Para minimizar el número de grados de libertad deben definirse menos nodos y, por tanto, el tamaño de los elementos debe ser mayor. La definición de elementos más largos en el hilo de contacto disminuye la precisión del cálculo de la fuerza de contacto. Sin embargo, la definición de elementos más grandes en el cable sustentador no sería tan crítica. En cualquier caso, el hecho de no poder simular grandes longitudes de catenaria de una manera precisa debido a la limitación de los grados de libertad permitidos para implementar la reducción modal hace que el método no sea el más adecuado para aplicaciones a nivel industrial.

Se ha intentado buscar soluciones o cambios parciales del proceso para evitar este problema. Una de las ideas estudiadas se basaba en el hecho de que si el método propuesto funciona adecuadamente para uno o 2 vanos de la estructura de la catenaria real pero no para modelos de longitud superior, deberían crearse numerosos modelos de vanos individuales que podrían ser conectados unos detrás de otros en SIMPACK. Este método puede encontrarse en la literatura [17], en la que se describe cómo unir dos vanos diferentes usando un método numérico de multiplicadores para los puntos de unión (ver figura 5.7)

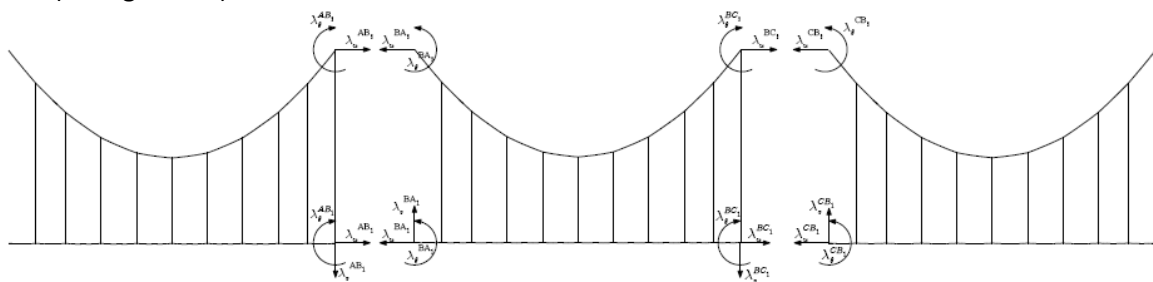


Figura 5.7: Descomposición de una catenaria en vanos iguales para el cálculo numérico por elementos finitos [17].

En este modelo se usa siempre el mismo vano estándar de manera que la catenaria siempre se encuentra en la misma posición vertical y presenta la misma geometría, lo que no se corresponde con la realidad como se ha visto con la catenaria estudiada “La-Ka”. Pero siguiendo esta idea se propuso guardar cada vano real de la catenaria como un modelo de Hypermesh diferente para su posterior importación como diferentes cuerpos flexibles en SIMPACK.

Esta aproximación presenta, sin embargo, muchas objeciones. Primero, los cables de sustentación en Y deberían ser cortados para crear los diferentes cuerpos. Por otra parte, cada modelo debe comenzar en el origen de coordenadas pero la posición real debe almacenarse y aplicarse en FEMBS para la correcta importación de todos los cuerpos. Además los 2 puntos de cada unión, pertenecientes a dos vanos o cuerpos contiguos, deben comportarse de la misma manera para evitar singularidades y problemas de cálculo. Una manera de conseguirlo es usar elementos de tipo muelle de gran rigidez entre ellos. Pero el principal problema aparece con la adición de la rigidez geométrica. Para el cálculo estático de cada vano con las fuerzas de tensión en Hypermesh/MSC.Nastran debe definirse un extremo fijo en cada cable y aplicarse la carga en los extremos contrarios. Y, como ya se ha explicado, el punto de conexión (punto fijo en el origen) debe la definición de los grados de libertad en la reducción modal. Así, si cada vano requiere de un punto en los que todos los desplazamientos están restringidos, incluido en la dirección longitudinal, el efecto de las tensiones no puede ser transmitido de vano en vano. Por tanto, esta idea de subdivisión de una catenaria en vanos quedó desechada.

Deberían realizarse mayores esfuerzos para tratar de encontrar una variación del proceso que supere las limitaciones de las herramientas informáticas. La solución más razonable parece ser la creación de estructuras de tipo viga mediante SIMBEAM en vez de utilizar programas comerciales de elementos finitos. Como ya se desarrolló en la sección 5.2, este módulo contiene sólo las opciones básicas de creación de elementos tipo viga pero representa una buena aproximación del comportamiento real de una estructura flexible.

6. CONCLUSIONES

6.1. APORTACIONES Y CONCLUSIONES

Las aportaciones de este proyecto quedan enumeradas en los siguientes puntos:

- La comprensión de las demandas del sistema de captación de corriente eléctrica del tipo pantógrafo-catenaria y su importancia en el desarrollo actual del sector ferroviario.
- La aportación de una visión general de las propiedades, partes estructurales y funciones de una catenaria convencional y de diferentes tipos de pantógrafos.
- La comprensión de la necesidad de modelar ambos sistemas y de la evolución de los métodos matemáticos y de los modelos de simulación desarrollados en la literatura.
- El conocimiento de los requerimientos que debe cumplir un nuevo modelo de simulación del conjunto pantógrafo-catenaria para su validación europea según la normativa vigente.
- El uso de los resultados de una serie de tests realizados en un banco de pruebas para pantógrafos y de sus correspondientes simulaciones para el desarrollo de un modelo parametrizado de simulación multicuerpo de un pantógrafo asimétrico convencional. Dicho modelo cuenta con masas y parejas muelle-amortiguador como principales elementos.
- La implementación de un modelo multicuerpo sencillo de 4 masas representando un pantógrafo con la herramienta comercial de simulación multicuerpo SIMPACK 8904. La creación de otra masa correspondiente a la barra de excitación del banco de pruebas que simula la oscilación real de la catenaria bajo el efecto del desplazamiento de un pantógrafo a lo largo de ella. La simulación de las pruebas anteriormente realizadas aplicando ciertas funciones de excitación a dicha barra. La definición de dos tipos diferentes de la fuerza de contacto (rígido y elástico) entre la parte superior del pantógrafo y la barra de excitación o “catenaria”. La utilización de estudios paramétricos para la obtención de las funciones de transferencia de cada uno de los pantógrafos utilizados y para la optimización de los parámetros que caracterizan la función de la fuerza de contacto.
- La validación del modelo multicuerpo mediante comparación de la función de transferencia propia de cada pantógrafo obtenida mediante la simulación en SIMPACK con las obtenidas en el banco de pruebas y en las correspondientes simulaciones previas. La creación de archivos de parámetros especiales para cada tipo de pantógrafo, conteniendo los valores correspondientes de las constantes del modelo de simulación. Así, si se desea simular un nuevo tipo de pantógrafo, sólo deben realizarse ciertos tests en el banco de pruebas y medir en él la función de transferencia correspondiente a dicho pantógrafo. Esta función debe compararse con la función matemática del modelo de simulación de manera que pueden calcularse los valores de cada parámetro (masas, constantes de rigidez y amortiguamiento...). De esta manera, puede cambiarse el tipo de pantógrafo de la simulación tan sólo cambiando el correspondiente archivo de entrada de parámetros.
- La utilización de las medidas en vía en un tramo real de la catenaria alemana normalizada Re200 para su modelización en el programa comercial de elementos finitos Altair Hypermesh 10.0. La definición de nodos en las coordenadas medidas mediante sensores a lo largo de dicho tramo. La creación de la geometría continua de los cables que forman la estructura de la catenaria mediante la unión de estos puntos individuales y su mallado mediante

elementos unidimensionales de tipo viga. La aplicación de las propiedades, secciones transversales y materiales correspondientes a cada tipo de cable. La aplicación de las condiciones de contorno y de las precargas debidas a las tensiones mecánicas que caracterizan el comportamiento de una catenaria convencional. Para aplicar las tensiones en el hilo de contacto y en el cable sustentador evitando inestabilidades se ha fijado un extremo de los cables y se ha colocado una fuerza de tensión en el otro extremo. Al no poder definir puntos fijos en el medio de los tramos se han utilizado variaciones de temperatura para simular las cargas iniciales presentes en los cables de suspensión en Y.

- La validación del modelo de elementos finitos de la catenaria mediante la realización de varios análisis estáticos no lineales con MSC.Nastran 2008 r1 y el estudio de la posición de equilibrio estático y las tensiones iniciales internas. La definición y optimización de los parámetros del método iterativo para el análisis no lineal de la estructura de la catenaria.
- El uso del preprocesador FEMBS de SIMPACK para transformar modelos sencillos de elementos finitos en cuerpos flexibles mediante la reducción modal. Comprobar que la transferencia se ha realizado correctamente realizando un análisis en SIMPACK de las frecuencias propias no amortiguadas de la estructura libre obteniendo los mismos modos propios utilizados previamente para definir la reducción modal en FEMBS. Se han tenido en cuenta los términos de la rigidez geométrica debidos a las precargas de tensión para la corrección de la rigidez de la estructura, que se han demostrado que resultan críticos para el correcto comportamiento de este tipo de estructuras.
- La definición en SIMPACK de las condiciones de contorno y cargas de estructuras de cable sometidas a tensión. La realización de integraciones temporales para el cálculo de las cargas iniciales de la estructura, la posición de equilibrio estático y los modos propios de la estructura.
- La comparación de los resultados obtenidos al implementar un cuerpo flexible a partir de un modelo de elementos finitos definido en Hypermesh/MSC.Nastran mediante su reducción modal y los obtenidos al crearlo directamente en SIMPACK usando el módulo de creación de estructuras tipo viga SIMBEAM. Ambos han resultado ser equivalentes para modelos sencillos.
- Se ha garantizado la precisión de los cuerpos flexibles creados comparando las frecuencias propias obtenidas en SIMPACK con las obtenidas para el modelo de elementos finitos original mediante el análisis modal en MSC.Nastran, teniendo en cuenta en ambos casos la influencia de las precargas debidas a las tensiones mecánicas. Los resultados de SIMPACK varían en menos de un 2% respecto a los del modelo original.
- La detección de las limitaciones relativas a las herramientas de simulación:
 - La limitación de 2000 grados de libertad para un modelo de elementos finitos para poder ser reducido en FEMBS. La consecuencia es que modelos de catenarias de cierta longitud no pueden ser correctamente simulados en SIMPACK.
 - La imposibilidad de simular las precargas debidas a las fuerzas de tensión en los cables de sustentación en Y ya que no pueden definirse puntos fijos en estos tramos y las variaciones de temperatura utilizadas para recoger el efecto no pueden ser tratadas en FEMBS como términos de rigidez geométrica. En este caso, sin embargo, el no tener en cuenta estas tensiones internas no resulta crítico, tal y como se ha encontrado en estudios previos en la literatura.

6.2. FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO

El contexto en el que se propuso este proyecto dentro de la empresa Bombardier Transportation GmbH se basa en la idea de contar con un método de simulación que permita al usuario la selección sencilla de un tipo de pantógrafo y de un tipo de catenaria y simular, en el menor tiempo posible, la interacción entre ambos mediante un análisis dinámico. Al tratarse de un proyecto muy ambicioso y del cual no se había realizado ningún estudio previo en el departamento no pudo ser definido como un solo proyecto de fin de carrera. Por tanto, en este proyecto se ha estudiado en detalle la modelización individual de la catenaria y el pantógrafo, quedando el estudio exhaustivo de la modelización del contacto entre ambos para un proyecto posterior.

Se ha comprobado que un tipo cualquiera de pantógrafo puede ser implementado en el modelo multicuerpo desarrollado si se conoce la función de transferencia propia del sistema, que puede ser fácilmente medida en un banco de pruebas. Comparando dicha función de transferencia con el modelo matemático se obtienen los nuevos parámetros que pueden ser implementados en SIMPACK a través de un archivo de entrada de parámetros. También se ha detallado cómo se puede importar la geometría y las características de una catenaria real en el programa de elementos finitos Hypermesh.

Sin embargo, las mayores dificultades han aparecido a la hora de intentar el acoplamiento de ambos sistemas. En esta sección se proponen algunas líneas de trabajo que deberían estudiarse para tratar de encontrar una solución a las limitaciones de la implementación de un modelo de catenaria de gran longitud como un cuerpo flexible en SIMPACK.

Primero debería estudiarse el potencial de SIMBEAM para crear estructuras de tipo cable sometidas a tensión. Para acelerar la definición de los marcadores y componentes flexibles se propone desarrollar un programa que transforme datos de Hypermesh en datos que puedan ser leídos en SIMPACK. Un ejecutable del tipo Hypermesh2SIMPACK.exe podría ser programado y creado de tal manera que leyese la información de los archivos de salida de Hypermesh de tipo *.bdf y la transformase de acuerdo a la forma de almacenamiento de la información en los archivos principales para cada modelo de SIMPACK de tipo *.sys. Dicha transferencia de información se correspondería con la definición de los nodos como marcadores y de los elementos de tipo viga como componentes flexibles con las mismas propiedades y materiales. Una vez que se haya encontrado una manera rápida y sencilla de intercambiar esta información del modelado puede examinarse el comportamiento de SIMPACK ante estructuras tipo cable de gran longitud creadas en SIMBEAM.

Si los resultados son positivos deberían estudiarse las posibilidades para la definición de la nueva fuerza de contacto en SIMPACK. En la simulación del pantógrafo provocábamos la oscilación de la barra de excitación o “catenaria” aplicando funciones de excitación a un marcador móvil únicamente en la dirección vertical unido a dicha barra mediante un elemento muelle-amortiguador. Pero el punto de contacto en la barra se trataba de un único punto en todo momento. Al usar un cuerpo flexible como catenaria, sin embargo, el contacto con el pantógrafo se produce en diferentes posiciones del eje x conforme el pantógrafo se desliza a lo largo del tramo. Deben estudiarse, por tanto, las maneras de describir en todo momento un punto o marcador perteneciente al cuerpo flexible que coincida con la posición del pantógrafo pero que siga el movimiento de ondulación de la catenaria. A partir de la experiencia personal se propone utilizar un marcador móvil definido por el

usuario (user marker [15]), que puede ser programado en Fortran. Las pruebas realizadas con marcadores móviles predefinidos en el programa no lograron un cálculo correcto de las fuerzas de contacto pues dichos marcadores seguían al pantógrafo en todo momento pero no variaban correctamente su posición vertical siguiendo las oscilaciones provocadas en el hilo de contacto debido a la interacción.

En el caso de que el trabajo con grandes modelos en SIMBEAM no tuviera los resultados esperados queda la posibilidad de modelar la mesilla del pantógrafo con sus frotadores en Hypermesh y realizar un análisis estático en régimen transitorio con un procesador que permita la definición de fuerzas de contacto entre elementos tipo viga unidimensionales (CBEAM) y las superficies bidimensionales o tridimensionales de los frotadores de contacto. Cabe recordar que las versiones de las herramientas de elementos finitos disponibles durante el desarrollo de este proyecto no permitían la definición de ninguna fuerza de contacto. En general, comparando las posibilidades de las diferentes herramientas de elementos finitos actuales, la definición de contacto entre cuerpos está desarrollada sobre todo para el trabajo con superficies, es decir, para modelos más detallados con elementos bidimensionales o tridimensionales. Sin embargo, modelos tan detallados no serían adecuados para el análisis de grandes longitudes de catenaria, pues requieren de grandes tiempos de cálculo.

Por último, cuando se haya encontrado un método apropiado para el cálculo de la interacción entre ambos componentes, se podrían tener en cuenta los siguientes puntos para futuras optimizaciones del método:

- Las cargas variables relacionadas con las condiciones meteorológicas, como las fuerzas del viento sobre los componentes de las líneas aéreas, las sobrecargas motivadas por el hielo o las variaciones de temperatura.
- El descentramiento o zigzag del hilo de contacto
- La elasticidad de la mesilla del pantógrafo, mediante una optimización del modelo multicuerpo implementando un cuerpo flexible para la parte superior.
- La simulación de pantógrafos activos que varíen la fuerza de elevación en función de las necesidades.

A. ANNEX A: STATE OF THE ART. MODELIZATION

A.1 PANTOGRAPH MODELS

A.1.1 Definition and functions of a pantograph

The pantograph is an articulated system that collects the electrical power through direct electro-mechanical contact with the overhead line conductors and transmits it to the traction unit. Pantographs are composed of three main segments and suspensions connecting them. The segments that come in actual contact with the catenary are called the contact strips or pantograph bows, which are fixed on the upper surface of the pan head on the top of the articulated frame. Their suspension system is designed in order to reduce the fluctuations caused by the interaction and to maintain the contact force between pantograph and catenary as consistently as possible.

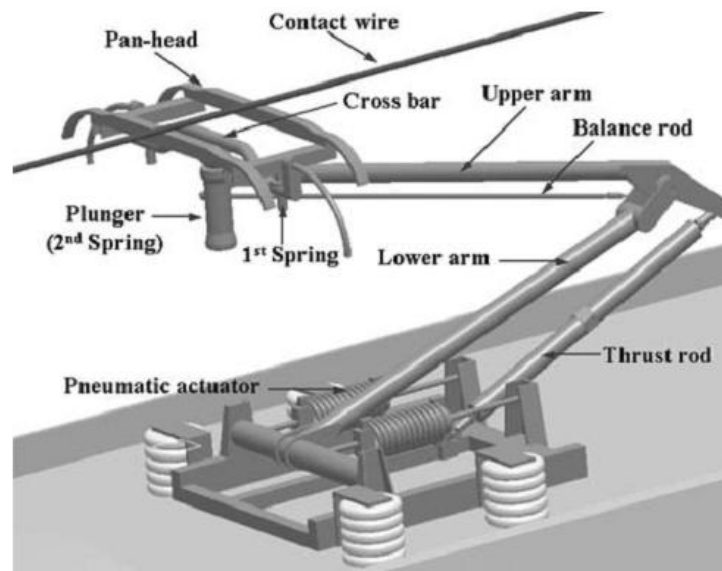


Figure A.1: Single arm pantograph [2].

The other two main parts are the primary or upper suspension and the secondary or lower suspension. The primary spring suspension is attached between the pan-head and the cross bar to absorb high-frequency vibrations arising from the pantograph-catenary interactions. These movements are fast and of small amplitude and caused because of irregularities or defects at the contact wire, which cause height differences or even loss of contact, or vibrations at the roof of the locomotive. On the other hand the effect of the secondary spring suspension is used to absorb low-frequency vibrations between the cross bar and the plunger, eg. vibrations caused due to the height differences at tunnels or viaducts. A static uplift force is applied to the plunger by a pneumatic actuator in order for the pantograph to maintain continuous contact with the contact wire.

Fig. A.1 represents a dual-stage non-symmetric pantograph, like the ones used nowadays for high speed performance, but there exist other types of pantographs used on slower, urban trolley systems. Fig. A.2 represents the common pantograph configurations.

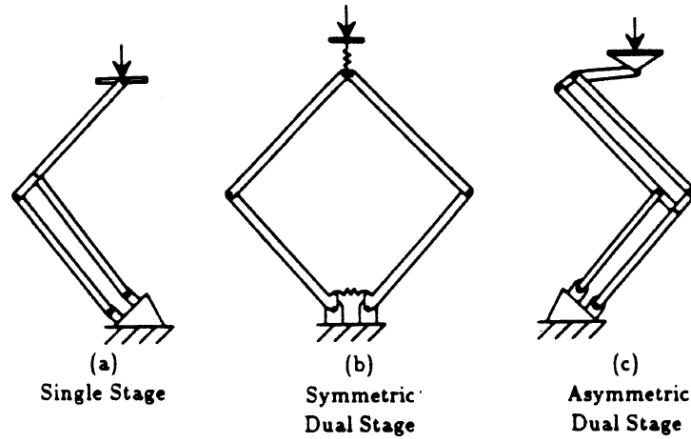


Figure A.2: Different pantograph designs [18].

During the train performance not only a constant or variable (active pantographs) pneumatic uplift force appears but also other time dependant forces. These are the aerodynamic force, which varies with the square of the velocity, and the friction forces [19].

A.1.2 Simple models

In order to define the model of the pantograph, it can be reduced even to a constant force applied over the overhead line.

The next step of a simplified model of a pantograph can be the definition of the pantograph as a spring-mass system applied to the overhead contact line by means of an actuating vertical force. This vertical force is the sum of the static force (the applied uplift force) and the aerodynamic force, which value depends on the system speed.

The first studies of the pantograph dynamic performance determined that, in the frequency band of 2-10 Hz, its behaviour could be approximated by a set of masses, springs and dampers with two degrees of freedom. Therefore, one-dimensional mass-spring-damper systems consisting of two lumped masses representing the upper and the lower frame of the pantograph have been used in several descriptions. Each mass has associated a generalized coordinate which corresponds to its vertical displacement. In these models there are spring-damper elements between the two masses and between the lower mass and the ground. A dynamic contact force between catenary and pantograph is applied in the upper mass and an uplift force of the pantograph in the lower mass. Later systems with three or more degrees of freedom, including three or more lumped masses, have been developed [8], [3], [13], [20].

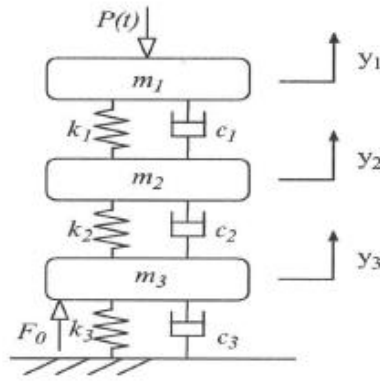


Figure A.3: Three lumped mass model of a pantograph [8].

These models do not represent the real pantograph but the group of masses, springs and dampers behave in a very similar way to the real system. Two masses are enough for symmetric pantographs and three for non-symmetric pantographs [21], [18].

In order to consider the pitch and the tilting movement of the pantograph bow there are similar models that have up to seven degrees of freedom, such as the Petri-Model [13].

The parameters i. e. mass matrix, damping matrix and stiffness matrix of the pantograph are usually identified and calculated through real tests on track or by means of the transfer functions measured in test benches, so that they are really adapted to reality. These values are usually specified by the manufacturer [19].

The advantage of these models is the possibility of using simple linear equations to describe the dynamic behaviour. On the other hand, the parameter values are difficult to determine. Every analytical calculation should be compared with the results of a test. Moreover, the simple model does not coincide with the real physical properties, as the order and location of the masses in the model cannot be compared with the real structure and the kinematics governing the relative movement between the real masses. That is why the parameters and the degrees of freedom of the model do not correspond with the ones of the real pantograph. Besides, according to recent research [8], these models are mainly suitable for low-medium frequencies, up to 20-30 Hz.

A.1.3 Considering more than one contact wire

Some studies, like [22], consider several contact wires in the pantograph-catenary system. Particularly, this model supposes two contact wires. To make the differential equation integration easier, two additional elements with no mass have been added over the head mass. These end collectors are linked to the head mass by a stiff spring; the stiffness of this spring physically represents the real stiffness of the contact strips. The parameters λ_1 and λ_2 in fig. 3.4 represent the constraint forces, that is, the pantograph-catenary contact force. There is the possibility to have several constraint conditions depending on how the pantograph interacts with the contact wires. Finally, f_1 represents the vertical force of the pantograph.

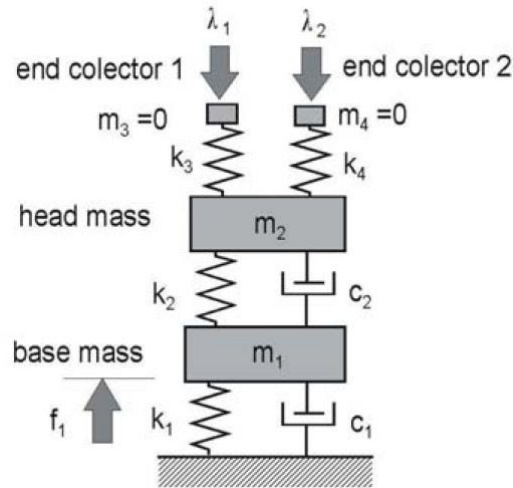


Figure A.4: Pantograph on two contact wires [19].

A.1.4 Considering the elasticity of the pan-head

Recent experimental tests have found that contact loss and arching phenomena are related also to the dynamic behaviour of the collector at high frequencies (up to 400 Hz) [23]. And as the locomotive highest speed is increasing, the interaction frequency of pantograph and catenary coupled system also rises continually.

This fact motivates the study [8] to establish a finite element model of the pantograph regarding the pan-head of the pantograph as an elastic body and the frame as a spring-mass system, demonstrating that this consideration is essential to obtain a dynamic performance more similar to reality when the interaction frequency of pantograph and catenary coupled system is higher than the typical frequency band of 0 to 20 Hz.

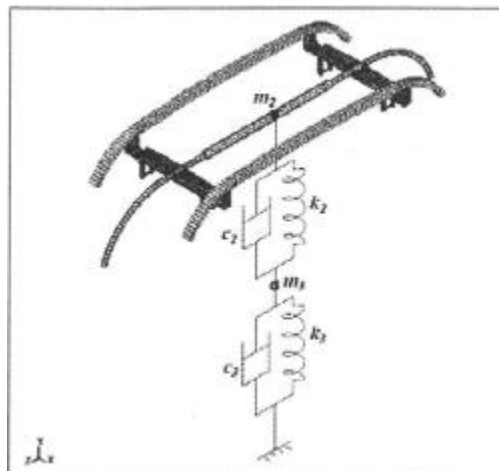


Figure A.5: Elastic model of pantograph [8].

In this study, the pantograph elastic model, with multiple degrees of freedom for the pan-head, is compared with a simple three lumped mass model of the pantograph, in which there is only one degree of freedom for the pan-head, depicting the vertical motion. When the pan-head is just considered as a mass, all shapes features of the elastic collector are lost and its elastic deformation cannot be considered. But the most negative consequence is that the influence on the dynamic performance of the modes in higher frequencies is neglected.

The comparison of the calculation results shows that the contribution to the contact force and accelerations at high frequencies mainly comes from the elastic deformation of the pan-head.

A.1.5 Non-linear multibody models

The approximation of the pantograph by a non-linear multibody model compared to the simpler spring-mass systems takes the following aspects into consideration:

- The non-linear kinematics of the real mechanism.
- The influence of the operating height in the dynamic behaviour.
- The dynamics of the pneumatic actuators and the dampers at the lower arm.
- The parameters of the real pantograph can be used directly for the model.
- Control loops can be modeled including reaction time effects.

The equation system is solved by using numeric methods, usually through a computer program [24], [2].

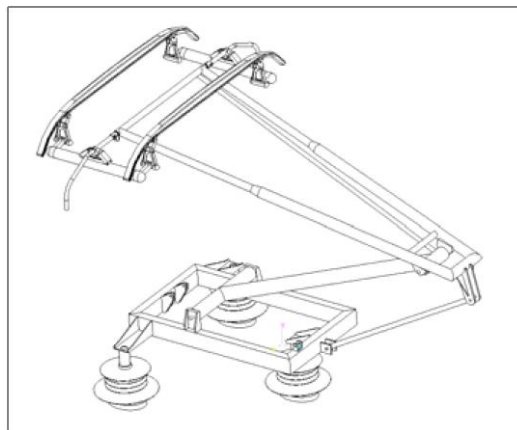


Figure A.6: Multibody model of a pantograph [24].

A.1.6 Considering the aerodynamics

An ambitious model of a real pantograph should take into consideration the influence of the aerodynamics during the train operation. That means the stationary aerodynamic forces and moments, the non-stationary lifting forces and the associated noise, especially at high speeds.

Besides to the mathematical model, tests at wind tunnels are performed in order to minimize the non-stationary forces. In addition, several tests have been done in order to obtain the dependency of the contact force on the operating speed [13], [25]. Due to the aerodynamic uplift force, the contact force rises with the speed. Then, the total contact force is the sum of the static contact force and the aerodynamic uplift force.

$$Fc = Fc(v = 0) + \Delta F \cong Fc(v = 0) + k_i \cdot \left[\frac{kg}{m} \right] \cdot v^2$$

The constant k is different for each type of pantograph and v is the operation speed of the train. Two different constants k_i are given by the manufacturer, one for each orientation of the pantograph.

A.2 CATENARY MODELS

A.2.1 Definition and functions of the catenary

The overhead contact line is assembled forming a range of spans, separated through the masts or supporting towers, which serve to provide vertical support for the catenary structure. The transition spans of each series are overlapped, and they present a special configuration in order to make the transition of the pantograph smoother. The fig. 3.7 represents the different components of the overhead line.

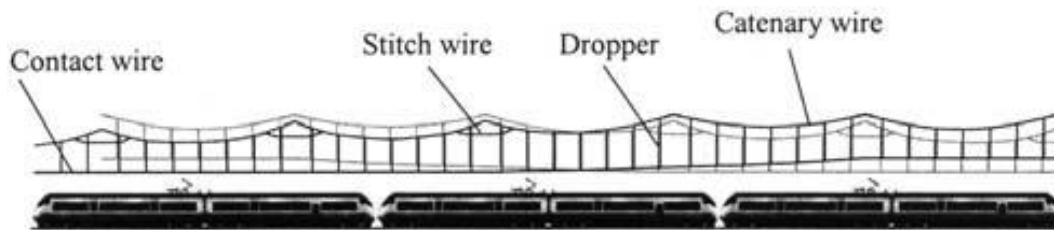


Figure 3.7: Parts of a conventional catenary shown at an overlap.

The catenary wire is connected directly to the supports fixed to the poles, whereas the contact wire, where the electrical current is actually supplied, is linked to the supports via steady arms. Both wires are connected by the droppers, as these elements transmit the weight of the contact wire to the catenary wire providing additional stiffness and helping in maintaining the system stability. The droppers play an important role in providing uniform height and equal elasticity of the contact wire.

Found at the supporter, the steady arm and stitch wire are the elements that push and pull the contact wire horizontally, the so called stagger, delocalizing the point of contact and evenly spreading wear on the pan-head. The steady arms are connected to the support using a pin joint in order to allow the contact wire oscillations.

The dropper tension between the contact wire and the messenger wire, the span length of the supporter, the number of droppers, etc. have an effect on the vertical stiffness of the catenary systems.

A.2.2 One-dimensional simple models

The simplest models try to represent just an approximation of the dynamic interaction of the catenary with the pantograph. These models take into account only the main dynamic variable and cause of vibration of the system: the spatial variation of the wire stiffness along the span. In the middle of the span the stiffness of the overhead wire is minimum and near the support tower is maximum. When the pantograph goes through the catenary, the stiffness variation produces a periodic excitation to the pantograph what leads to the fluctuation of the contact force.

This stiffness spatial variation can be regarded as a temporal variation of the stiffness in a one-dimensional model. In these models, the overhead line is represented as a one degree of freedom spring, so that the stiffness variation is introduced as a time dependent characteristic of the spring. This model is first presented by Wu and Brennan in [26] and represented in fig. A.8, where the two masses model represents the pantograph and the spring parameter $k(t)$ the wire stiffness, call “static stiffness” by the authors as the dynamics effects, like wave propagation phenomena through the wire, are not considered.

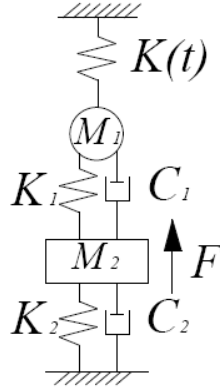


Figure A.8: Catenary-Pantograph model proposed in Wu and Brennan [26].

Most of the simplified models in the literature propose analytical approximations of the dynamic parameters of the catenary system. Wu and Brennan, in the previous example [26], present the stiffness of the catenary as a cosine function over the span length based in finite element calculations.

Although these dynamic one-dimensional models do not take into account most of the physical effects of the real system they were popular among the dynamic interaction studies because the obtained results are a good approximation of the excitation and the dynamic response.

In a later approach Wu and Brennan define in [27] a second version of the model that considers the dynamic effects of the mechanical wave propagation for the determination of the distribution of the so-called “dynamic stiffness”. The “dynamic stiffness” is defined as well as the “static stiffness” as the displacement of the wire produced when the pantograph passes through divided by the mean contact force that it produces. But this displacement varies with the speed of the pantograph due to the effect of the wave reflection. So the spring characteristic must be not only dependent on the particular instant but on the train speed too. For this purpose a previous dynamic study is carried out analyzing the response of the catenary by variations of the system speed.

In contrast, other models like Balestrino et al [28] and López-García et al [29], solve the limitation of the approximated variable stiffness by adding the real stiffness and damping parameters of the catenary and its mass. The dynamic mass incorporates the inertia of the catenary against the acceleration and the effects of the wave propagation. Both parameters, the stiffness K_c and the catenary mass M_c , are considered time dependent to incorporate the effect of the pantograph passing through the wire. In fig. A.9, where this model is described, the contact force λ between pantograph and catenary is also represented. The definition of both parameters of stiffness and mass and the contact method used are really important to guaranty a realistic formulation of the problem.

Balestrino et al [28] prefer to adapt the mass, spring stiffness and damping parameters to the real behavior measured at tests. On the other hand, López-García et al [29] follow a theoretical method for the calculation of the stiffness and reject the damping parameter because of the low damping coefficient of real catenaries. The equivalent mass is calculated by an energy balance.

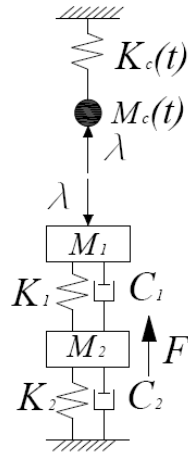


Figure A.9: Catenary-Pantograph model proposed in López-García et al [29].

Maroño et al [10] defend the importance of the calculation method of the distribution of the catenary stiffness in these models and resume the method proposed in López-García et al [29]. According to it, it is first necessary to determine the initial configuration of the catenary. Then, as the stiffness can be expressed as the quotient between force and displacement, the problem can be reduced to the calculation of the deformed state of the catenary under the effect of a punctual external function, taking into account the constraints. The results achieved in this study prove that the real stiffness has a higher influence at moderate speeds, while a good definition of the contact is more important at high speeds.

Despite the efforts of different authors, the previous one-dimensional models provide a qualitative and quantitative approximation but cannot successfully simulate the complete contact pantograph-catenary phenomena. With a bi-dimensional or tri-dimensional simulation of the system the representation is much more near to reality but, on the other hand, the complexity of the model is considerably increased.

A.2.3 Bi-dimensional models: spatial and temporal discretization

These approaches are between the complete finite element models and the simple one-dimensional mass-spring models. Their main advantages are that the calculation time is reduced compared to the complete models and that their approximation to the real physics of the system is much more accurate than the one of the one-dimensional models.

Arnold and Simeon propose in [30] a study of the dynamic interaction between catenary and pantograph set up in a bi-dimensional model of the catenary consisting of beams and springs, rejecting the displacements in the lateral direction (see fig. A.10). The discretization of the catenary in space generates a partial differential equation system (PDE). The mechanical two-bodies system of the pantograph is treated as a multibody system (MBS), what leads to differential-algebraic equations (DAE).

In a second step the authors combine both equations systems to create a complete model of interaction which comprises all equations and coupling conditions, in this case, a system of partial-differential algebraic equations (PDAE). Finally, the temporal discretization of the whole system is done using the finite difference method (FDM). This approach of first discretizing some subsystems in space and then setting up the overall model offers great flexibility in the handling of additional subsystems.

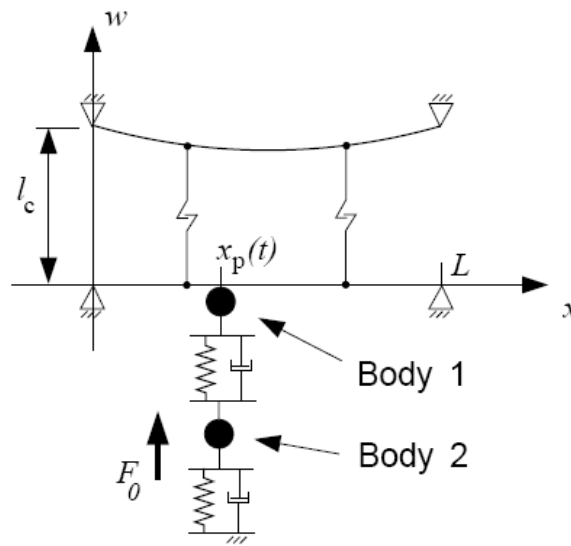


Figure A.10: Catenary-Pantograph model proposed in Arnold and Simeon [30].

The main limitation of these models is related to the boundary conditions used for the integration of the differential-algebraic equations (PDAE) that model the problem. These conditions are usually different to the existent ones at the real catenaries. Furthermore, in contrast to the finite element method, these methods are not flexible enough to be used generally for simulations in the industry.

A.2.4 Finite element method

As said before, most of the complete models used for the simulation of the catenary are based on the finite element method. The catenary structure is a continuous system, thus it can be successfully modeled applying the techniques of analysis of the Finite Element Method (FEM) [22]. First the overhead line geometry and elements are defined, then the equilibrium state is calculated and last the meshing is made in order to resolve the dynamic problem.

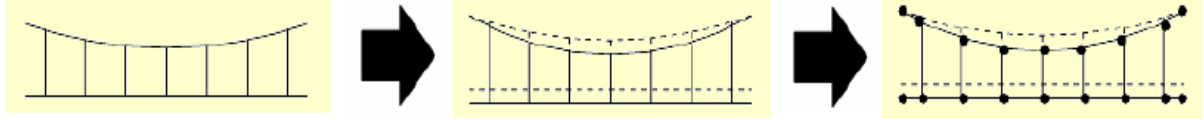


Figure A.11: Meshing process [31]

In section A.2.2 a finite element model was already referenced, as an approach used by Wu and Brennan [27] to obtain the relation between the speed at which the moving uplift load is applied and the real stiffness at each point of the catenary. Wu and Brennan work on the hypothesis that, for low frequencies (around the first natural frequency of the pantograph) both the contact wire and the catenary wire move in phase. Under this consideration, a span of the overhead line is simplified as a tensed wire supported by two springs in the extremes.

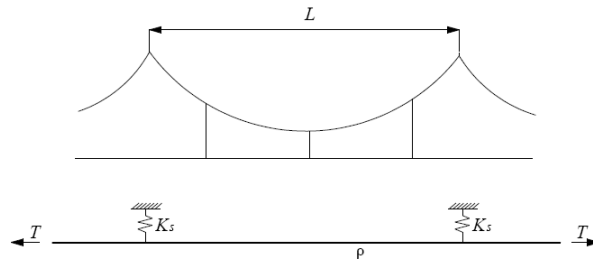


Figure A.12: Simplified catenary proposed by Wu and Brennan [27].

In fig. A.12, tension T is the sum of the contact and catenary wire pre-stresses, p is the sum of both wires linear density, L the span length and K_s the stiffness, which represents the stiffness maximum value in the span.

Based in such models other simplified systems have been studied, like the one shown in fig. A.13 [31] where the influence of the droppers' stiffness is considered using spring elements.

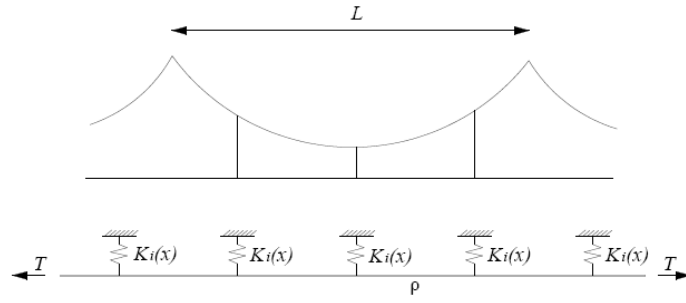


Figure A.13: Simplified catenary system proposed in [31].

As well as the droppers, all the different elements of the system (see fig. A.14) can be separately considered and finally mathematically coupled through transition conditions.

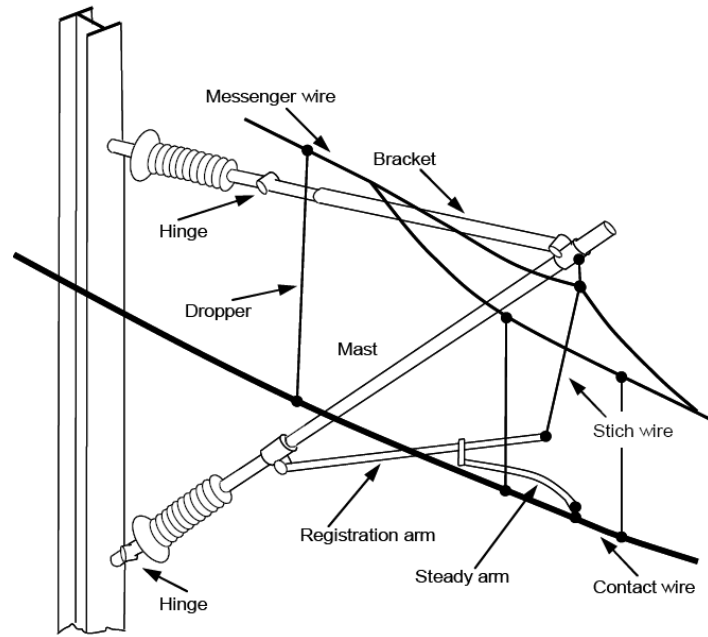


Figure A.14: Parts of the catenary and detail of a support [4].

With respect to the catenary or messenger wire, contact wire and stitch wires, which are tightened by pulleys and independent counterbalances located at the end of each series of spans, the classical beam theory is generally considered. The pre-stressed beam elements that are normally used for the wires allow the consideration of the effect of the applied stress at the ends of the wires on their flexion stiffness [13]. The catenary wire can also be modeled as a pre-stressed string, considering the flexion stiffness by using torsional springs at the ends [19], [22].

For beam elements both simplifications of the theory of the elasticity are used, Euler-Bernoulli's and Timoshenko's differential equations. These models consider not only the traction and compression stiffness (simple bar model) but also the bending elasticity. In addition, Timoshenko's model takes into account shear stress and rotational inertia effects (torsion torque). However, according to the studies presented in [13] and [20], where comparisons of both models for the pantograph-catenary system are presented, there are no significant differences between the obtained results for the common range of frequencies.

Another case is the representation of the droppers, which have low bending stiffness and behave as elastic bars which deform themselves from an initial length. The droppers have high tensile stiffness, but have no resistance to compressions and they slacken at the pantograph passage, as shown in fig. A.15.



Figure A.15 : Dropper's slackening [32].

There are different ways to consider these elements:

- Due to the relatively small linear density of the dropper compared to the other wires, droppers can be modeled as a linear spring element [8], [31], or as a mass and spring set, [33].
- As the droppers only work in tension (they do not take any compression as shown in fig. A.15), its effect in the dynamic equations is considered only when the effective final length (measured as the distance between the extreme nodes) is greater or equal as the initial length. It is supposed that the length and traction tension of the droppers have been calculated in a previous static study, [22] and [19].
- In other studies, the dropper is modeled as a spring-damper system with nonlinear characteristics. The dropper is as well assumed to produce tensile force and zero compressive force, [2] and [34].
- Another approach is to define the droppers as Euler-Bernoulli's or Timoshenko's beam elements with its own mass and the mass of the fastenings or dropper clips concentrated at the end points, as defined by Arnold and Simeon in [30]. This option will be used in this project (see section 4.2).

Next to the wires, there are other elements in the catenary structure to take into account. One of them is the steady or registration arm. It is described, following fig. A.16, as a bar of length l articulated to the support at the mast at one end (O) and that fits the contact wire at the other end (A). As previously defined, its aim is to fix the contact wire so that it describes the stagger or zigzag of the wire, to wear out uniformly the pantograph rubbing surface, working as a semi-rigid support.

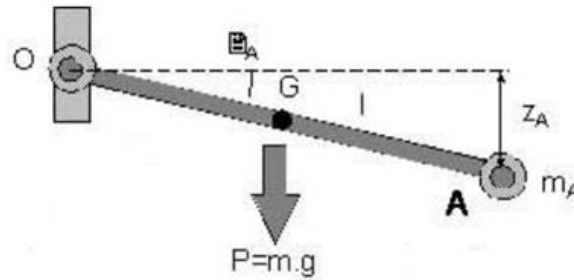


Figure A.16: Model of the steady arm [19].

When the pantograph is passing through, the mass m of the steady arm rotates a particular angle around the articulation creating an inertia that should be taken into account. This dynamic effect can be approximated as the force caused by a spring on the contact wire [19]. In [33] the support point at the steady arm is modelled not only by a spring but also by the equivalent mass. On the other hand the zigzag of the contact wire is neglected in most studies.

As an example, fig. A.17 presents the model used in [33] for the calculation of the static deflection of the catenary, the stiffness variation in contact lines, the dynamic response of the catenary undergoing the force of a constantly moving load and the contact force. Both catenary and contact wire are modeled as beam elements organized with boundary conditions that are fixed at both ends. Consequently the pre-stressing forces cannot be included and it is considered that the initial condition of the catenary in equilibrium has no deflection, so that the wires are parallel and straight.

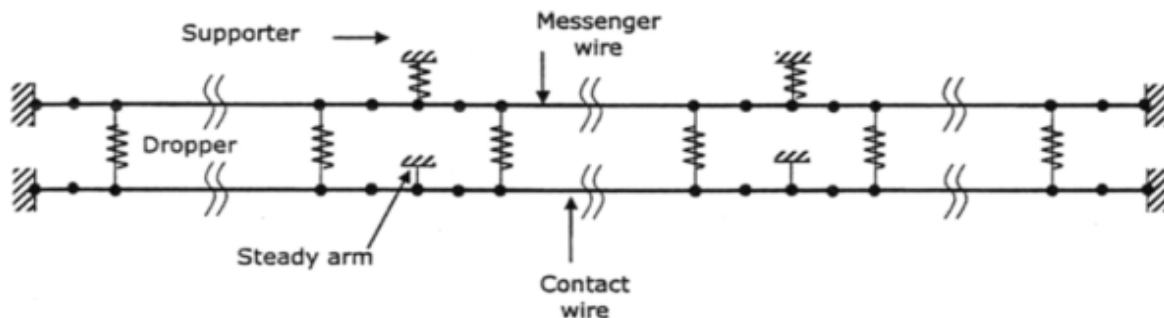


Figure A.17: Finite element model for the catenary proposed in [33].

Apart from the elements themselves, there is the dynamic effect of bending waves propagation through the wires. The mechanical waves that travel through the contact and catenary wires are, at the union with the droppers, partly reflected, partly transmitted to the dropper and partly spread through the wire. This phenomenon is of high importance in the pantograph-catenary system. The repetitive wave reflection at a particular dropper causes the increase of the wave amplitude, which can result in an interruption of the contact when the pantograph passes through this point [20]. A similar behaviour takes place with each point of mass (fixed points such as supports, fasteners, insulators...) on the wires.

As a first approach Dahlberg realize in [35] a study of deflection and wave propagation in a beam subjected to an axial tensile force and a moving vertical force using modal analysis. It supposes to simulate an overhead contact line under the effect of a pantograph, although they consider several simplifications. They neglect, for example, the influence of the dropper. However, they explain that the unloading and reloading of these elements during the passing by of the pantograph would induce vibrations in the catenary wire. The pantograph, on the other side, send waves both in the forward direction and backwards when it enters the contact wire some distance from the end of the wire, so it creates more reflections that interact with the ones created because of the moving force itself. Dahlberg et al. conclude that stress in the wire due to bending is moderate for moderate speeds but significant for speeds higher to the critical own.

According to the more complex study of Park et al. [33], the wave propagation speeds of a string and of a beam in the low frequency range are almost the same. However, as the frequency increases, the wave propagation speed of the beam becomes higher than that of the string. However the bending stiffness of the beam decreases as the tension increases and then the string model becomes similar to the beam model. It can be said then that the dynamic characteristics of the string have the property of the beam depending on the relative magnitude of tension and bending stiffness.

Other complication found during the simulation of a catenary is to obtain the static behaviour of the catenary under the influence of gravity and the pre-stressing forces. This static state is used to initialize the dynamic calculation and has consequently a large impact on results. A realistic static state is however very complex to compute since it is highly non-linear [32]. Indeed, the mechanical tension on the overhead line components involves high levels of strains and geometrical deflexions. As reported by [10] and [6], the models based in finite element methods may have difficulties to obtain the initial equilibrium of structures with tension loads. Therefore a semi-analytical method for the calculation of the equilibrium is developed by Maroño et al. in [10], which can be later integrated in other models.

In a recent study García de Jalón et al. [21] try to decrease the effect of the nodes conforming the meshing on the contact calculation. It is proved that numerical problems appear when a moving force pass through a node of the meshing and that this phenomena is reduced using a smaller length of the elements but increased with the speed of the moving load. Consequently the definition of the contact condition represents big difficulties when simulating high speed pantographs. If too small elements are used the number of equations and therefore the time calculation rises. In order to avoid this problem this study proposes the use of a moving meshing of the contact wire, in which the meshing is modified every time at the zone where the contact is taking place. This way, there are smaller elements but only around the contact point, maintaining the rest of the elements the original size.

In conclusion, the main problems during the definition of a catenary model are:

- To consider all the elements of the catenary system, which construction and properties differ during the line. The main critical sections of the line, such as section overlaps or section insulators are described in detail in [3] and [36].
- To take into account all the causes of possible contact loss in the system, as wave propagation, elasticity irregularity, stiffness variation at dropper connection spots, unevenness at the connect surface of contact wire, mass variation at the part of the steady arm for support and connection, variation of the locomotive vibration and wind pressure from outside the train.
- Obtaining the initial geometry and internal stresses of the structure in equilibrium.
- The calculation of the influence in the catenary dynamic when the pantograph passes by.
- The high computational cost; the necessary calculation time for large models can be assumed most times at the final design phases but are inadmissible at the preliminary phases.

A.2.5 Considering the non-linearity

As explained by Dietz et al. in [37] the linear theory of elasticity is not sufficient when structures experience loads that approach the critic loads for buckling and tilting or when the coupling between spatial bending and torsion has to be considered. Thus it is more suitable in such cases to use the non-linear beam theory.

Seo et al. [2] consider a geometrical non-linearity of the catenary because of the large deflection displacements of the thin beams that form the structure. The large deformation is modeled using the three-dimensional finite element absolute nodal coordinate formulation and non-linear spring-damper sets as droppers (as defined in the previous section). More information about this approach can be found at section A.3.2.

A.3 PANTOGRAPH-CATENARY MODELS

Once that both models of pantograph and catenary are ready, they can be coupled in order to realize a dynamic analysis. Following the assumptions of Wu and Brennan [26], [27], Maroño et al. [10] define the next model (fig. A.18) for the calculation of the dynamic interaction. The catenary is modelled as a one degree of freedom mass-spring-damper system and the pantograph as a two degree of freedom system. The new contribution of this study is the definition of a contact method. The next section defines how to consider this phenomenon.

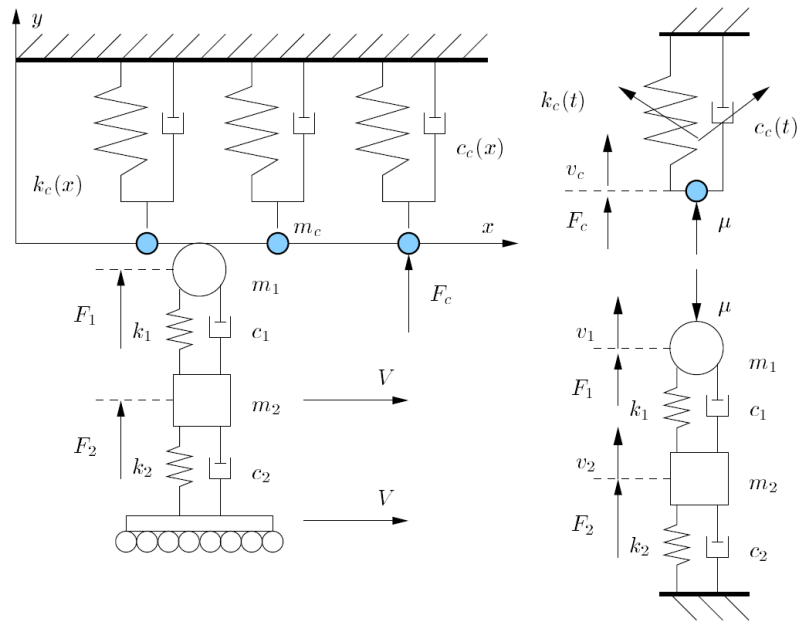
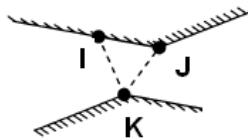


Figure A.18: Equivalent dynamic model of the pantograph-catenary system proposed in [10].

A.3.1 Interaction: Contact force

The contact force existing between the catenary and the pan-head of the pantograph is an important indicator of the performance of the current collection system. The pantograph-catenary set can be considered compound of two subsystems that interact with each other, under constraint conditions (contact). The number of constraint conditions depends on the number and type of pantographs and on the contact wires over which each pantograph interacts. The contact model plays an important role not only to correctly calculate the contact force but also to obtain the points where loss of contact occurs.

It is defined between the upper mass of the pantograph and the contact wire and can be determined as a contact algorithm. When the pantograph runs along the contact wire the penetration at the contact points of the contact wire and the pantograph is detected in each time interval. If the penetration does not occur, that means, that there is a gap between both elements and the contact force is set to zero. In the case that the penetration exists, a contact force is defined as the product of the penetration depth (d [m]) and the contact stiffness (k [N/m]). By using a time integration method, the results of dynamic performance of the system can be obtained in each time interval. In fig. A.19, K represents the contact point in the upper mass of the pantograph and I and J points on the contact wire.



The contact force can be defined as:

$$F_c = \begin{cases} 0 & \text{if } d < 0 \\ k \cdot d & \text{if } d \geq 0 \end{cases}$$

Figure A.19: Contact force model

Considering a punctual contact between the pantograph and the catenary could represent a problem because it involves supposing a concentrated force during the motion, and there are integration problems each time that the pantograph goes through a node obtained by the discretization of the contact wire.

To avoid this problem Benet et al. [22] suppose a distributed contact, according to a determined distribution function equivalent to say that the contact force is distributed over the rub zone of the pantograph strips. This distribution is represented in fig. A.20; the x variable represents the position of the different points in the contact wire along the horizontal axis and l is the length of the rub surface.

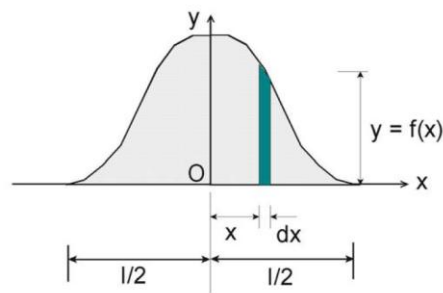


Figure A.20: Distribution function of the load over the rub surface of the contact strip [22].

Nevertheless, Zhou et al. [24] propose a comparison between two models of pantograph. The contact between pantograph and catenary is simulated both with a rigid pantograph model and with a rigid-flexible hybrid pantograph, in which the contact strips are treated as flexible bodies. For the hybrid model the dynamic contact behaviour is described as a line-to-surface contact; the strips surfaces are divided into multi-rectangular patches and the contact line as beam elements. However, for the rigid model the appearance characteristics of the collectors are lost and the contact is simplified to a line-to-line contact.

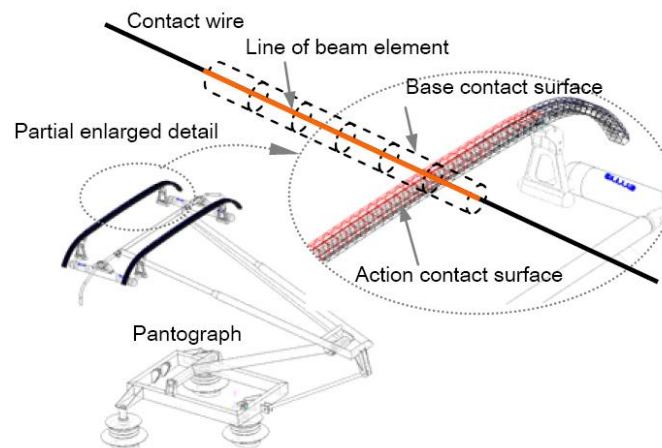


Figure A.21: Contact description of the pantograph-catenary system proposed in [24].

The results are later compared with field tests, which prove that the contact forces obtained by means of the rigid-flexible hybrid model is basically consistent with the results. However, for the rigid model, there is an obvious difference in the statistical results of the contact forces between tests and simulation. The differences occur not only because of neglecting of the eigenmodes at high frequencies (as explained in the paragraph A.1.4) but also in case of wire irregularities, whose effects cannot be observed with the rigid model. The conclusion is that the appearance characteristics of the contact surfaces play an important role in the analysis of dynamic performance.

Moreover, the common characteristic of most works presented is that they are based on models where the pantograph interacts with only one contact wire with equal spans. But this assumption is not completely true, because the catenary structure is installed in series of 15 or 20 spans, each one with 60 m of length approximately, which necessarily have not to be equal, and with the transition spans situated at the end of the overlapped series. These transition spans present different configurations in the wires in order to obtain a smooth transition of the pantograph between sets of spans, so that the pantograph can interact with the contact wires of two different spans at the same time. Models where the pantograph can interact with two spans at the same time, considering several contact wires, appear in studies [22] and [3].

Finally, by using the actual simulation tools, it is also possible to extend this procedure to the study of other dynamic problems in three dimensions, like the effect of the wind [38], curve track etc, being able to obtain very realistic simulations with really reasonable computational times.

A.3.2 Non-linearity at the pantograph-catenary system

Seo and al. [2] defend that to accurately model the nonlinear behavior of the pantograph-catenary system, it is necessary to take into consideration the effect of the large deformation of the catenary and its interaction with the nonlinear pantograph system dynamics.

To model the interaction between the pantograph and the catenary, a sliding joint that allows for the motion of the pan-head on the catenary wire is formulated (see fig. A.22). To this end, a non-generalized arc-length parameter is introduced in order to be able to accurately predict the location of the point of contact between the pan-head and the catenary. The resulting system of differential and algebraic equations formulated in terms of reference coordinates, finite element absolute nodal coordinates, and non-generalized arc-length and contact surface parameters are solved using computational multibody system algorithms.

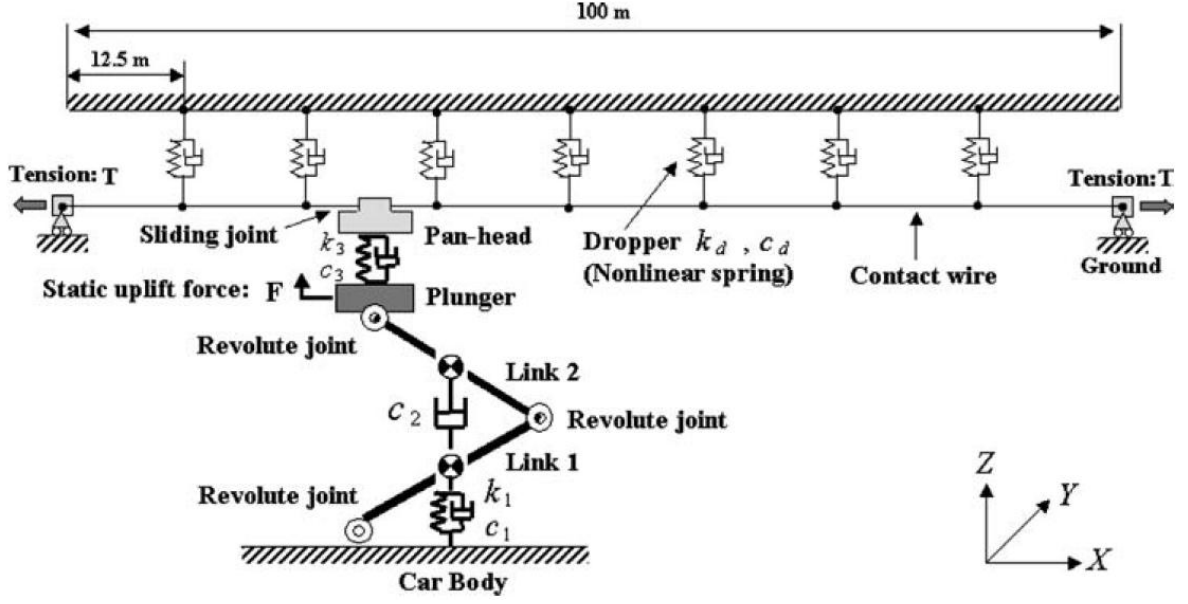


Figure A.22: Pantograph-catenary model proposed in [2].

The formulation presented in this paper can be modified to allow modelling loss of contact. One approach proposed by the author is to use a force model instead of the sliding joint constraint to represent the contact between the pan-head and the contact wire.

A.3.3 Active pantographs

As already explained, the stiffness of the overhead wire varies from a maximum near the support towers to a minimum in the middle of the span and a similar (quantitatively scaled) phenomenon occurs between any couple of adjacent droppers. Therefore a moving pantograph does not exert a constant contact force. Near the support towers (and near the droppers) the pantograph is forced downward quickly, which results in a reduction of contact forces or even a loss in contact with the overhead wire. Moreover, these effects are more severe at high speeds.

Balestrino et al. [28] report that the standard current pick-up equipment must be modified in order to reduce losses of contact or excessive oscillations of the catenary. The authors also describe some proposals made in the past to improve the way a pantograph interacts with the catenary. The simplest one is to increase the uplift contact force between the pantograph and the catenary. Such a solution is still adopted to avoid loss of contact in railways where a good quality current collection is a critical problem for high power applications. Unfortunately for high-speed trains the life-time of the collector strips and particularly of the contact wire reduces dramatically, because of the deterioration due to erosion and abrasion. On the other hand more complex solutions have been suggested, leading to a new design of the overhead system. In [39] Wu and Brennan use a model to show that the vibration of the pantograph is not caused by instability, but it is parametrically excited by the variable stiffness of the catenary. In order to reduce the variation in the contact force and to

minimize the losses of contact they proposed as alternative solutions a reduction of the pantograph head mass or the increase of the average stiffness of the catenary. Also a contact wire with a reduced flexibility in the midspan was suggested by other authors. However some of these approaches are only alleviating the problem and are too expensive for practical applications especially in the case of a modification of existing railway systems.

But, over the years, some studies have been devoted to a different approach: to consider active pantographs instead of modifying the geometrical and/or the mechanical parameters of the overhead wire structure and of the pantograph. Initial studies proposed new configurations of hydraulically servo-actuated pantographs and since then a great variety of proposed solutions have appeared. Pisano et al. [40], [41] remark the advantages and disadvantages of the different techniques of contact force measurement or estimation and regulation or control implementation. Allota et al. [42] classify the active or semi-active pantographs according to the position of the active suspension.

Nowadays there seems to be a general agreement that the design of high performance pantographs offers the best potentiality for the future in terms of costs and optimal current transmission. The major problem to overcome is the practical application of the theoretical (or simulated) results. Every solution must satisfy the requirements of safety, reliability, simplicity and must be technically as well as economically feasible.

In article [43] some requirements for the design of an active pantograph and for the positioning of the sensors and actuators can be found. The article [1] explains the development of a modern pantograph taking into account the operation demands and the aerodynamic and aeroacoustic aspects. Last, a comparison between a normal passive pantograph and an active one is performed in article [44] both by simulation analysis and experimental tests, proving that the use of the second type reduce the maximal contact forces, which improves the dynamic performance of the system.

B. ANNEX B: STATE OF THE ART. SIMULATION TOOLS

B.1 INTRODUCTION TO COMPUTER AIDED ENGINEERING (CAE)

Not only ground vehicles, such as cars, trucks or trains, but also space and water vehicles represent today really complex systems. The quality and requirements of these systems are continuously being improved and at the same time the development times become shorter and the costs lower. This can only be possible by using computer based simulation as a tool of the development process [45].

As in the conceptual design phase, the know-how of all engineering disciplines must be used to perform the simulation. Two modeling philosophies for multidisciplinary simulation exist (see fig. B.1):

- In one approach, all model components are implemented in a single modeling or simulation tool, using common libraries or a common modeling language, and creating a single model comprising elements of all involved disciplines.
- In a second approach the coupling of specialized tools by the means of interfaces is performed. This is especially suited for systems where sub-models already exist in specialized tools and where those models are too large and complex to be transferred into a single simulation tool. Two different tools rarely use the same model description or data structure, therefore interfaces are used as a means of communication between two or more coupled applications. The main advantage of this approach is that the best characteristics of each tool are used to create a particular simulation model.

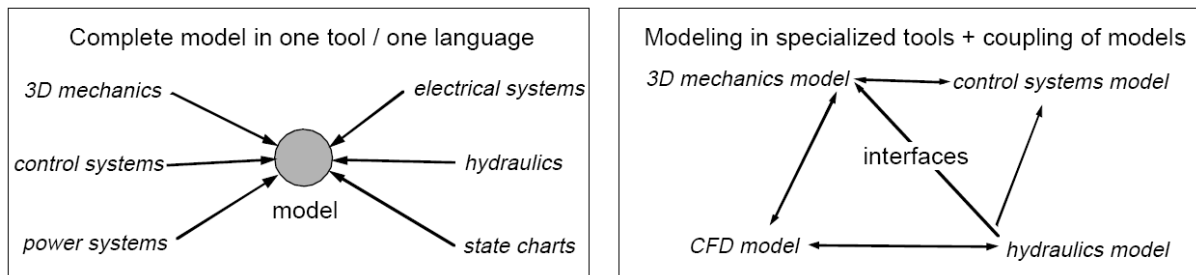


Figure B.1: Modeling philosophies for multidisciplinary simulation [45].

The models used in the engineering fields differ considerably depending on application and the complexity of the task. The most widely used computer aided engineering (CAE) tools are computer aided design (CAD), finite element analysis (FEA), multibody simulation (MBS), control design (often called CACE - Computer Aided Control Engineering), and computational fluid dynamics (CFD).

The methods of the finite element analysis (FEA) and computational fluid dynamics (CFD) decompose structure and surface of the model in millions of small computational units, a development that has been made possible by the powerful improvement of computer hardware and software in the last decades.

Computer Aided Design (CAD) systems are a central part of the design process. Modern CAD systems allow the definition of 3D models from single parts to complex virtual prototypes and calculate their geometric and mass properties. The dynamic analysis of such a system can be done either by including a dynamic solver in the CAD program or by importing CAD data in an FEM/CFD program.

Multi-Body Simulation (MBS) software is used for the modeling and dynamic analysis of mechanical or mechatronic systems. A simple MBS-Model is composed of rigid bodies creating a structure by using articulated joints. Nevertheless, a virtual 3D model with non-linear kinematic, contact elements, friction or elastic bodies is also possible to build. This type of simulation tools enables a fast, robust and exact prediction and visualization of the total vehicle dynamics, such as motion, coupling forces and stresses.

With a great number of bi-directional interfaces to other engineering software. Like CAD drawings or FEA stress analysis, MBS simulation programs are true multidisciplinary tools which can be used from the pre-design phase to trouble shooting on a production vehicle [45].

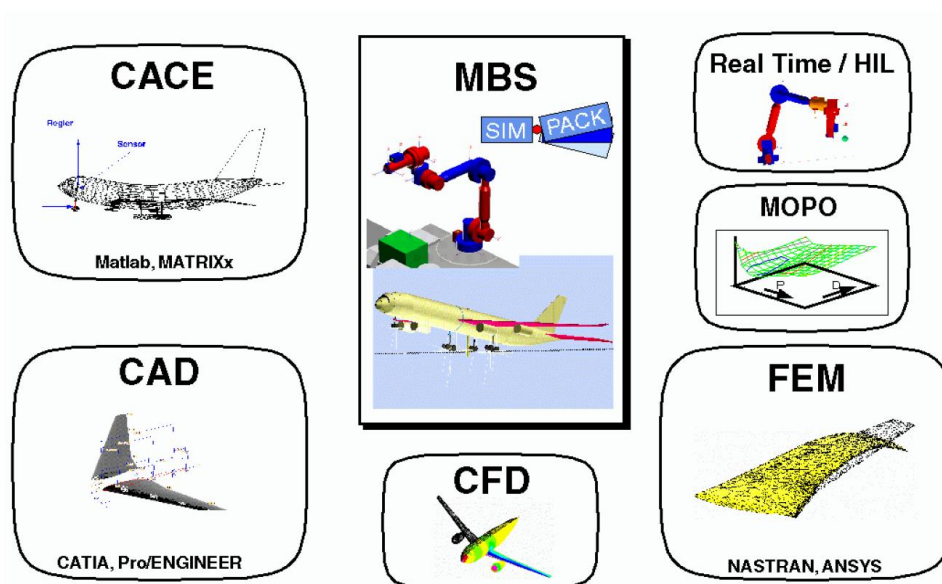


Figure B.2: Engineering software that can be coupled to a MBS-Simulation-Tool [45].

A further advantage for the design process is the possibility to perform parameter studies on a complex simulation model and to optimize free parameters ("design-by-simulation"). Finally, an MBS program is used to calculate system response in a large number of critical operational cases automatically which is of advantage for certification cases.

B.2 PANTOGRAPH-CATENARY PERFORMANCE SIMULATION

A lumped mass model for the pantograph is easily implemented in any program, as a simple algorithm representing a combination of masses and simple spring-damper elements. The representation in 2D or 3D is possible in both MBS- and FEM- tools.

If the selected model considers the non-linear components and their behaviors, it is necessary a MBS-Program. In this case, the geometry together with inertia tensor, centre of gravity is commonly imported from a CAD-tool.

Historically, the MBS-tools have considered all bodies as rigid bodies. Therefore, the performance of the overhead line, clearly elastic, is implemented using finite element method. Once more, this is possible just developing a numerical calculation or also representing it in a 2D or 3D FEM-Interface.

B.2.1 Demands and applications

A good simulation program for the interaction of pantograph and catenary should fulfill the next points [46], [47]:

- To successfully represent of the properties and elements of catenary and pantograph that participate at the interaction.
- Both the process and the results must be validated by real measures on track tests.
- To involve a reasonable time cost for the implementation of the model and the calculations.
- To have a high flexibility in order to easily change the properties of the elements, for instance, to adapt a model to a wide variety of contact lines or pantograph types.
- To take into account the effects of climatic conditions, such as lateral wind (3D approach) or extreme temperatures.
- To permit the study of singularities like bridges, switches or overlaps and of defects.
- Ideally, considering the lateral movements of the contact wire (curves, stagger or zigzag...) and the pantograph by using a 3D model.

The common applications of these simulations tools are:

- Improving the understanding of the contact interaction.
- Obtaining the maximal advisable speed of a line and studying the possibility to increase this speed.
- Developing new designs of overhead contact lines or pantographs. Recently, different efforts try to develop the actively controlled pantographs.
- Simulating the dynamical effects of defects on the quality of the current collection. This can be used to develop automatic defect detection equipment.
- Evaluation of the life-time of the components.
- Calculating of the most appropriate uplift force of a pantograph depending on the elasticity of the catenary where the train is going to operate.

B.2.2 Simulation Tool Panorama

The next table in fig B.3 shows a comparison of the commonly used tools for the development and optimization of pantograph and catenary systems.

Some special programs, such as CATMOS (see fig. B.3), appeared in different countries as the necessity of the optimization of high speed pantographs grew. The use of some of the different computational procedures and methods developed for representing the pantograph-catenary interaction. Most of them are specially implemented for the simulation of a particular catenary-pantograph pair and validated through real tests in these particular operating conditions.

One possible process is to use a co-simulation of a MBS-Program and a FEM-Program, which are proved to be accurate enough for the simulation of pantograph and catenary, respectively. In these cases, a time integration is done by the Co-Simulation tool in order to join both models: the already in FEM-tool calculated local displacements, velocities and accelerations are coupled to the in MBS-Tool applied loads.

Following this idea, the coupling PROSA-SIMPACT is developed in the DB AG report [7] and by Poetsch et al. [46], while the ANSYS-SIMPACT one can be consulted in Paulin's study of a rigid catenary [25].

Another consideration could be if just one of these tools (MBS or FEM) can simulate the interaction of both elements, avoiding the inconvenience of the interfaces, which involve more time for the calculation. Harell et al. explain in articles [3] and [36] the implementation of the FEM-Tool ANSYS for the complete simulation of the group, in which the pantograph was introduced as a lumped mass system. On the other hand, it is possible to use flexible bodies (Euler-Bernoulli and Timoshenko beams) in the MBS-Tool SIMPACK by using SIMBEAM [15], although no references have been found for the special case of the pantograph-catenary system.

The traditional problem with the FEM-Tools is that high-precision options have been developed for example for surface definition but no such effort was taken to define contact properties or dynamic analysis.

According to Seo et al. [2], the limited use and success of existing multibody system approaches in the analysis of the pantograph-catenary systems can be attributed to two main reasons. The first is due to the fact that most general-purpose multibody computer programs employ the floating frame of reference formulation which was developed to solve small deformation problems, and therefore, these programs cannot be used to systematically and efficiently solve the pantograph-catenary problem because of the catenary large deformation. The second reason is the lack of an accurate formulation for a sliding joint in which one body slides on another very flexible body. This is a problem of moving boundary conditions that cannot be efficiently formulated in computational multibody system algorithms using approaches that are based on linear or component modes. One approach proposed by the author is to use a force model instead of the sliding joint constraint to represent the contact between the pan-head and the contact wire, which also allows the modelling of the loss of contact.

CACE Programs can also be used to simulate and optimize actively controlled pantographs. By controlling the contact force during the operation a better contact force dynamic can be obtained, what means lower wear and noise emission [48]. For example, the uplift force can be controlled by the pressure variation to compensate the aerodynamic effects or a change on the contact wire height.

	SIMULATION TOOL	Pantograph	Catenary	Pantograph-Catenary Integration	Details	Ref.
Special programs	CATMOS			✓	CATenary MOdelling System (DE). The company ADtranz (today Bombardier Transportation) developed it during the 90s to analyze the German catenary Re 250 and the pantograph DSA 350 S at high speeds, validating it by tests on track. The D'Alembert method is used to the simulation of the dynamic system. It takes into account the non-linearities both in catenary and pantograph. Catenary: pre-stressed string/wire elements or linear beam theory (Euler-Bernoulli or Timoshenko). Consideration of the wave propagation Pantograph: lumped mass model	[25] [49] [50]
	FAMOS			✓	FAhrleitungs MOdellierungs- und Simulationsprogramm (DE). Another Adtranz's tool created in the 90s which uses 3D FEM models, resolving the static and dynamic behaviour by means of the calculation program ABAQUS. One of the applications was the optimization of the German catenary RE 330 and the high speed pantograph DSA 350 S in 1996. Non linear elements of the catenary can be considered. Catenary: linear 3D string element or 3D beam theory (Euler-Bernoulli, Timoshenko) Pantograph: lumped mass, simple Multi-Body or fully 3D nonlinear FEM models	[25]

	PROSA		✓	(v) PROSA-SIMPACT Co-Simulation	PRogramm zur Oberleitung-Stromabnehmer-Analyse (DE). First developed by the Heinz Nixdorf Institut (HNI) of the Paderborn University and later improved by Deutsche Bahn AG, coupling it to the MBS-tool SIMPACK. The numerical calculation is done with a position discretization using the Finite Difference Method (FDM). Catenary: 3D string model or 3D beam theory (Euler-Bernoulli, Timoshenko). In PROSA the overhead line is defined in a „Spice“-format with nodes, connection elements and bearings. The position of the elements is defined in a special parameter file. For each construction element the material parameters can be set in a separate file. The numeric method for the calculation can be chosen for both static and dynamic behaviour. The zigzag, track curves and overlaps of the catenary, the contact with more than one pantograph, and the effect of wind loads or of the vibrations of the train roof can be considered. A disadvantage is that the catenaries are hard coded, and therefore, the models and programs can hardly be used for different catenary systems. Pantograph: simple lumped mass models or coupling with a complexer SIMPACK's model using an IPC interface.	[46] [25] [7]
	OSCAR			✓	Outil de Simulation du Captage pour la Reconnaissance des défauts (FR). Selected for the EUROPAC project simulation software, because of its 3D feature and its capacity to model a wide variety of contact lines with all their relevant elements and any pantograph type, including climatic conditions and singularities such as bridges, overlaps or defects on the line. Catenary: Finite Element Model Pantograph: linear or non-linear Lumped Mass or rigid or flexible Multi-Body Models The dynamic interaction is calculated by the time integration of a contact module.	[47]
	DINACAT/ WINCAT			✓	Developed in the Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas (CEDEX), Spain, at the end of the 90s. It is a 2D Program, in with the numeric solver was created with FORTRAN language and the pre-processor and post-processor with Visual Basic to allow an easier user operation. Catenary: Finite Element Model Pantograph: Lumped mass model (3 masses)	[25]

	SIMULATION TOOL	Panto-graph	Cate-nary	Pantograph-Catenary Integration	Details	Ref.	
MBS- Tool	SIMPACK	✓	?	(v) PROSA-SIMPACK or NASTRAN/ANSYS-SIMPACK Co-Simulation	Catenary: ? 3D SIMPACK’s flexible bodies - Euler-Bernoulli and Timoshenko beams- (contact, catenary wire) + masses, springs (other elements) + defined track (zigzag) or Co-Simulation with PROSA using IPC or with NASTRAN/ANSYS/ABAQUS using FEMBS interface Pantograph: lumped mass or 3D Multi-Body models with real properties (geometry, masses, center of gravity, inertia tensor...) using a previous CAD design (CATIA or ProENGINEER) and the interface ProSIM or creating it in SIMPACK. Additionally characteristics y curves of linear or non-linear force elements as spring-damper sets, control systems (active pantographs) or flexible parts (pan-head)... can be introduced.	[45] [5] [25] [7] [46]	
FEM- Tools	ANSYS	✓	?	✓	(v) ANSYS-SIMPACK Co-Simulation	Catenary: Finite Element Model Pantograph: Lumped Mass Model [5],[8] or Multi-Body Model (ANSYS Rigid Dynamics)?	[5] [3] [25] [36]
	NASTRAN	✓	?	✓	(v) NASTRAN-SIMPACK Co-Simulation	Similar characteristics to ANSYS	[5]
	ABAQUS	✓	?	✓	(v) ABAQUS-SIMPACK Co-Simulation	Similar characteristics to ANSYS	[5]

	SIMULATION TOOL	Pantograph	Catenary	Pantograph-Catenary Integration	Details	Ref.
CACE Program	MATLAB/ SIMULINK		√	? MATLAB/ SIMULINK- SIMPACT Co-Simulation	? Simulation of control elements for Actively Controlled Pantographs (control of the uplift force), which can be coupled to SIMPACK with the interface SIMAX ? Simulation of the catenary by programming a mathematical model In [13] a coupled model has been modeled, in which 3D pre-tensioned beams are considered for the catenary, a lumped mass model for the pantograph and the contact is defined with Lagrange equations and a mobile mesh of the contact wire. In [15] a 3D model for the statics of wire structures is implemented using the exact equation of the catenary curve and taking into account the elasticity of the wire. Several railway applications are presented: the calculation of the static stiffness of catenary, the equilibrium state of droppers for design and the dynamic behaviour of a contact wire	[5] [21] [17]
				√		
	MATRIXX	? Control System	?	? MATRIXX- SIMPACT Co-Simulation	? Simulation of control elements for Actively Controlled Pantographs (control of the uplift force), which can be coupled to SIMPACK with the interface SIMAX ? Simulation of the catenary by programming a mathematical model	[5]
User-defined	Programming languages			√	Developing a Software Application in a programming language. Use of standard linear algebra libraries. Important aspects: robustness, portability, and efficiency in terms of reduction of memory requirements (Bytes of memory) and in terms of computational cost of the algorithm (flops).	[22] [13] [19] [33]

Figure B.3: Commonly used tools for the development and optimization of pantograph and catenary.

B.3 SIMULATION TOOLS USED IN THE PRESENT MASTER THESIS

In this project the Finite Element commercial program Hypermesh 10.0 along with the post-processor MSC.Nastran 2008 r1 are used for the simulation of an overhead line system using beam elements. Besides, the lump mass model defined for the pantograph simulation is implemented in the Multibody simulation tool SIMPACK 8904.

As a next step, the possibility of including the FE catenary structure as a flexible body in SIMPACK by using its pre-processor FEMBS will be studied.

B.3.1 Multibody Simulation Tool: SIMPACK

The MBS program package SIMPACK was first developed in Germany [46] as a tool for the simulation of complex dynamic systems in aerospace, transportation systems and robotics applications.

Multi-body simulation is an effective method of calculating the dynamic behavior of complex technical systems and analyzing them from a time and frequency standpoint. It consists on the numerical simulation of a real system by dividing it into different bodies. Generally these bodies are non deformable, but the actual simulation tools allow the addition of elastic bodies and are able to calculate the interaction between both of them. The movements and rotations of each body with respect to the others are restricted through ideal kinematic joints. Furthermore there is the possibility of attaching constraints or forces at the required markers of the system.

The bases of SIMPACK are its multibody formalisms, i.e. the algorithms which automatically generate the equations of motion. In SIMPACK CPU-time-saving $O(N)$ -algorithms (the number of operations grows only linearly with the number of the degrees-of-freedom) establish the equations of motion in explicit or in residual form. The equations of motion of the MBS are set up in the form of ordinary differential equations (ODE) or - particularly in the case of closed-loops - optionally in differential-algebraic form (DAE).

Adequate solvers, i.e. numerical integration algorithms, were incorporated or developed, some of them in close correlation with the formulation of the equations of motion. Beyond the common solvers for time integration a variety of special numerical analysis methods, in particular for linear system analysis (linearization, eigenvalues, root locii, frequency response, stochastic analysis in time- and frequency-domain...), were modified for their special use in vehicle dynamics and integrated. Moreover, computational procedures for stationary solutions (equilibrium, nominal forces) respectively for cinematic analysis were developed and implemented.

SIMPACK has developed and is maintaining bi-directional interfaces to a variety of CAE program Packages. The most important interfaces are the transfer of data of elastic bodies from FEA, defining controllers in a CACE environment and improving the dynamics with a multi-objective

optimization tool, importing CAD data and coupling of rigid and elastic multibody systems to aerodynamics and CFD calculations.

A much-used interface for the development of user-defined modules and coupling of external code is the so-called User-Force-Element, a programming interface which allows the introduction of FORTRAN and C elements into the SIMPACK simulation.

In addition to the programming interface SIMPACK offers a standard, open Inter Process Communication (IPC) co-simulation interface. Any code which meets the data definition for the interface can be coupled, using either built-in communication libraries or those supplied by the user.

B.3.2 Finite Element Pre-processor: Hypermesh

Altair HyperMesh is a CAE tool that provides a finite-element pre-processor for different popular finite-element solvers. HyperMesh allows users to efficiently manipulate geometry and mesh highly complex models. Solid geometry enhances tetra-meshing and hexa-meshing, while batch meshing enables large scale meshing of parts.

It provides users a method of automatically meshing the different surfaces of the model, by specifying the element types and the element sizes and changing the element density along the surface if necessary. Once that the mesh is done, there are special tools to check the element's quality or changing the mesh pattern.

It permits also to define materials and properties and to place loading conditions on the model. The loads can be in form of any combination of boundary constraints, forces, pressures, temperatures, etc.

B.3.3 Finite Element Processor: MSC.Nastran

Nastran is one of the commercial finite-element solvers, written primarily in FORTRAN. Finite element analysis seeks to approximate the behavior of an arbitrarily shaped structure under general loading and constraint conditions with an assembly of discrete finite elements. The behavior of the structure is obtained by analyzing the collective behavior of the elements. These types of programs calculate the global stiffness matrix as the assembly of the elemental stiffness matrices representing the structure. Each element stiffness matrix relates the loads acting on an element to displacements resulting from the loads. Fig. B.4 summarizes how Nastran solves a linear static structural problem.

However MSC.Nastran is able to analyze not only linear static models; it permits for example dynamic analysis (normal modes analysis, frequency response analysis, transient analysis...), nonlinear analysis (due to geometric or material nonlinearity), thermal analysis, composite materials or fluid-structure interaction.

Nonlinear problems require iterative solution methods and incremental loading to converge to a solution and are generally more computationally intensive than linear problems.

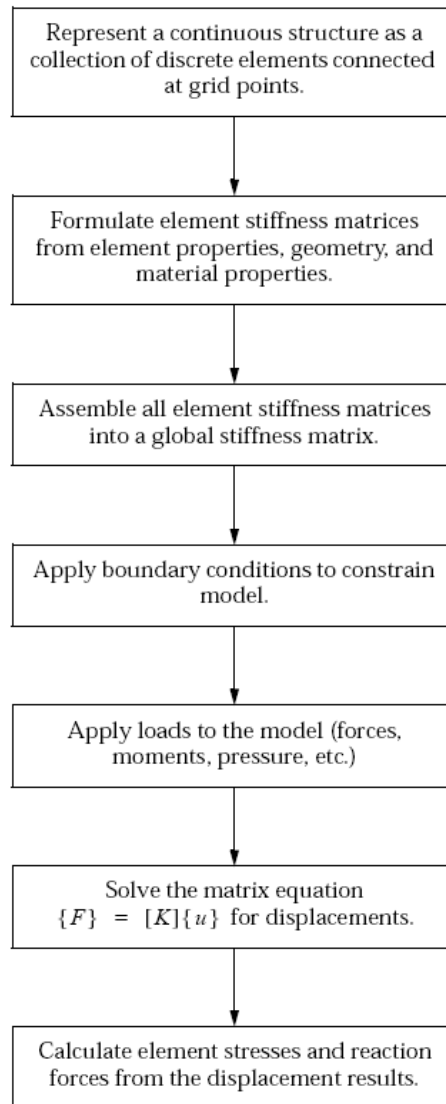


Figure B.4: MSC.Nastran Solution Flow [11].

C. ANNEX C: STATE OF THE ART. STANDARDIZATION

C.1 EN 50318: Validation of simulation of the dynamic interaction between pantograph and overhead contact line

The Norm EN 50318 was written by CENELEC (European Committee for Electrotechnical Standardization) for the European Commission considering the interoperability standard 96/48/EC, and approved on the 1st of April 2002. In order to achieve the free access certificate, all components of the overhead line equipment (OHLE) need to be simulated using a program, previously validated by this European standard. It specifies that all new proposed simulation programs must satisfy the following points:

- In order to be used with confidence the simulation method shall be evaluated. As first step of validation, it is necessary to check the simulation method by using a reference model, as shown in clause 11 of the norm.
- If the results are among the reference range, the simulation method shall be assessed by the use of comparisons between the results of the simulation and line tests (measured in accordance with EN 50317) or by comparison with other validated simulation methods. A validation of the method shall be done in accordance with clause 10.
- All the parameters mention in clauses 6 (modeling of the pantograph) and 7 (modeling of the overhead contact line) shall be taken into account. The additional parameters in clause 8 shall be defined if applicable.
- Clause 9 specifies the output parameters that shall be analyzed for each pantograph over the analysis section in the frequency range of interest. Depending on the phenomena to be studied, the frequency range of interest shall be defined in advance and shall be consistent with the pantograph model, overhead contact line model and simulation method and with the measurement system.

C.2 EN 50367: Technical criteria for the interaction between pantograph and overhead line (to achieve free access to the European Railway Network)

This document specifies the interface requirements of rolling stock and infrastructure to achieve free access to the European Railway Network.

According to it, a good quality dynamic interaction performance with minimum wear is assured by consideration of quality of current collection. This can be evaluated by the mean contact force or by the percentage of arcing. The values shall be measured in accordance with EN 50317: Requirements for and validation of measurements of the dynamic interaction between pantograph and overhead contact line. For the qualification of the performance with more than one pantograph,

ANNEX C: State of the art. Standardization

the pantograph which shows the most critical values shall be considered. The worst performing pantograph should be determined by simulation in accordance with EN 50318 or testing in accordance with EN 50317.

The mean contact for any pantograph shall be lower than or equal to the target value F_m [N] given in EN 50318 as a curve of the mean force depending on the running speed, taking into account the typical deviation by maximum speed $\sigma=3 \cdot F_m$.

The definition of percentage of arcing and its limit value are also included in this standard.

D. Annex D: Assembled state of the Re200 catenary (Laage-Kavelstorf)

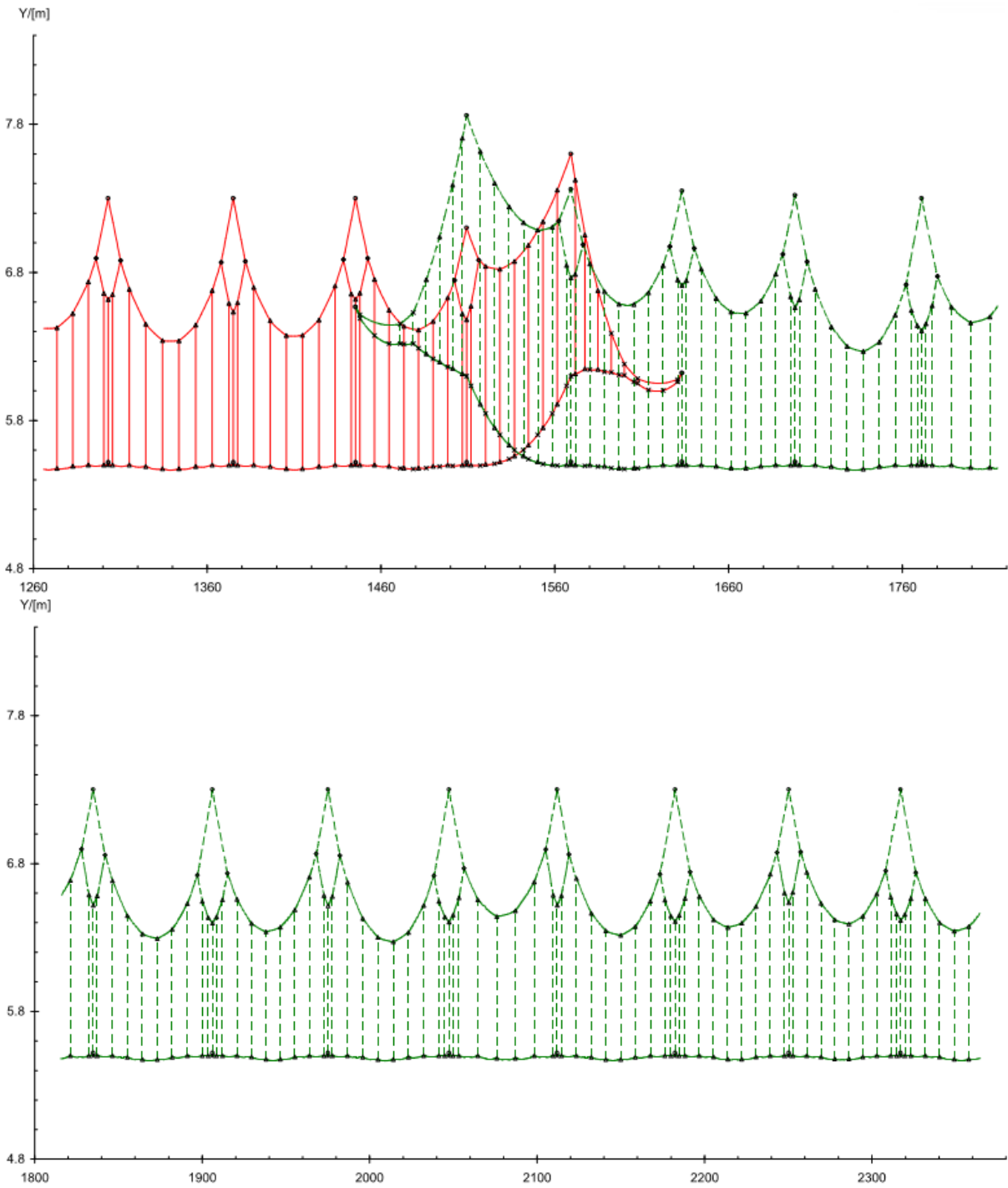
This annex shows the initial state of the Re200 catenary between the stations Laage (1265,2 m) and Kavelstorf (3465,2 m). The representation is bi-dimensional, so that the lateral position of the line is neglected.

Each set of spans is represented in a different colour: “La-Ka 1”, “La-Ka 2”, “La-Ka 3” and “La-Ka 4”. The end of one set forms a transition section (overlap) with the beginning of the next set. Apart from that, the height of the line maintains constant, except for the decrease at the bridge section in “La-Ka 2”.

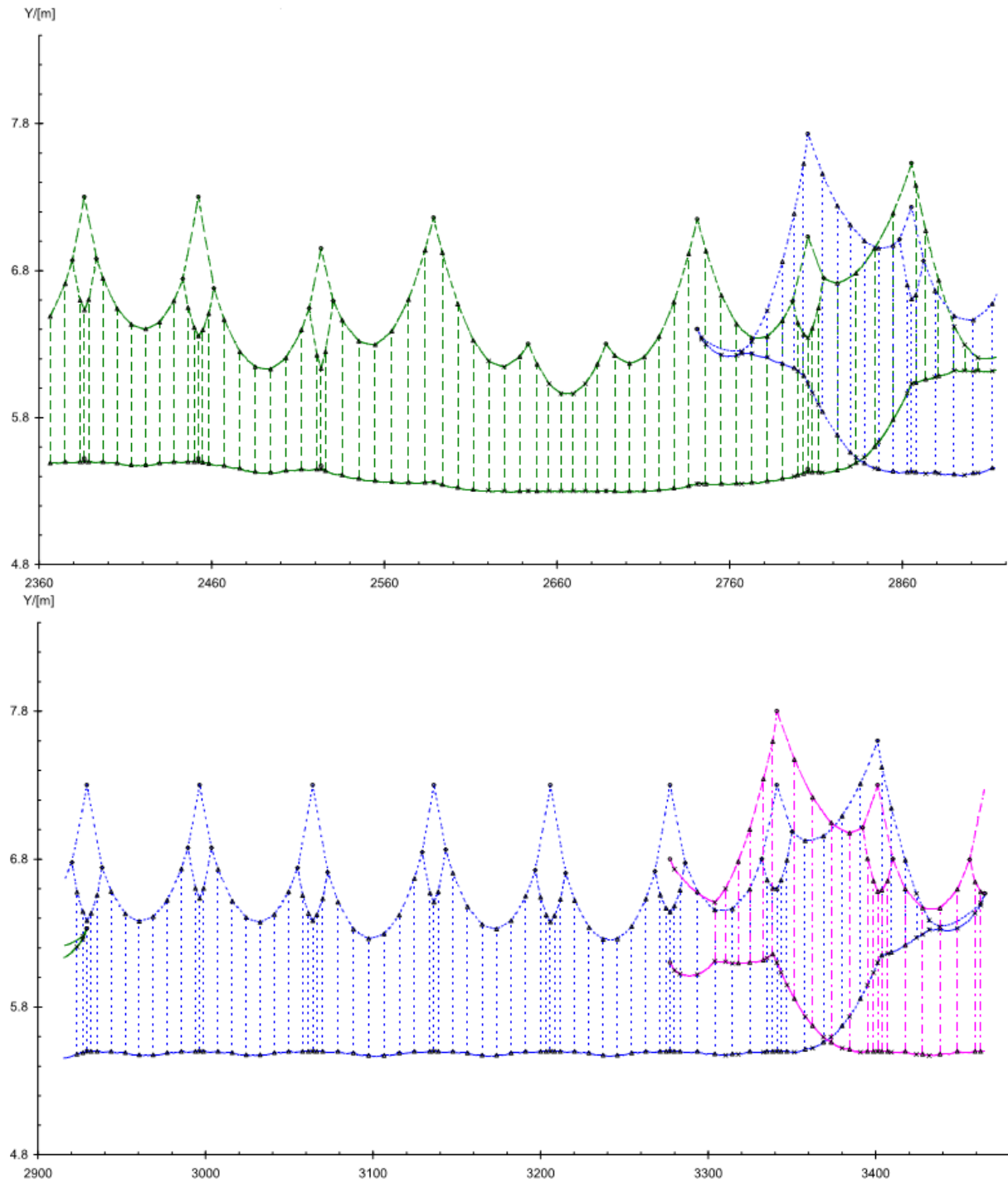
The elements that form the overhead contact line are represented with different symbols, as follows:

- The droppers are represented as vertical lines with triangles (Δ) at both ends.
- The support points appear with a circle (O).
- The stitch wires are shown as lines with rhombus ($\diamond$) at its ends that represent the clamps between stitch wire and catenary wire.
- Special points, as insulators, are shown as crosses (x).
- The steady arms appear as stars (*).

ANNEX D: Assembled state of the Re200 Catenary (Laage-Kavelstorf)



ANNEX D: Assembled state of the Re200 Catenary (Laage-Kavelstorf)

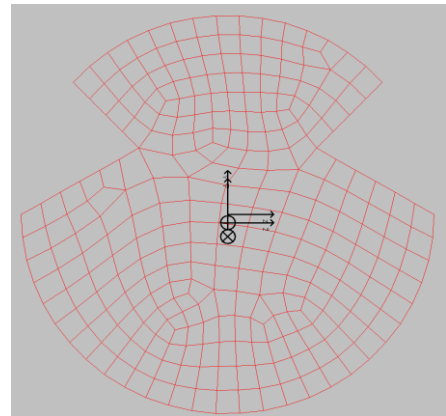
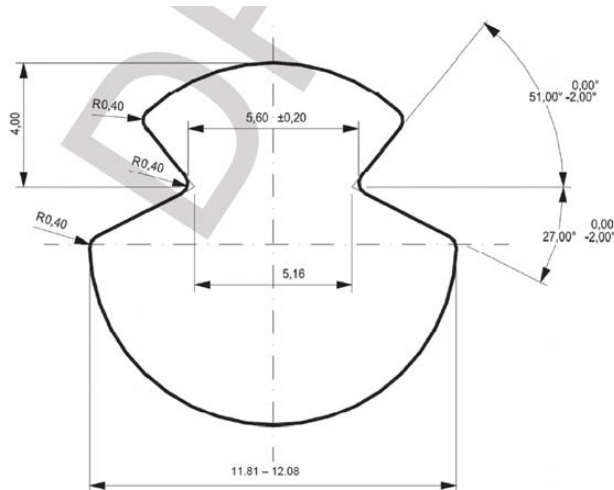


E. Annex E: Real and Nominal Cross Sections of the wires forming the German Re200 catenary

E.1 Real Cross Section of the AC100 Cu (Ri 100) contact wire

According to DIN EN 50149

Defined in Hyperworks for the beam-meshing



Section Parameters [mm]

Area = 100.089
Centroid
local $Y_c = -0.418502$
 $Z_c = 0.00337433$

Moments of Inertia
local $I_Y = 743.876$
 $I_Z = 964.634$
 $I_{YZ} = -0.141342$
centroidal $I_y = 743.875$
 $I_z = 947.104$
 $I_{yz} = 0$
principal $I_v = 743.875$
 $I_w = 947.104$
Angle = 0
polar = 1690.98
Radius of Gyration = 2.7262

Torsional Constant = 1237.34
Warping Constant = 1176.7

Shear Center
local $Y_s = 0.00371053$
 $Z_s = 0.00599805$
principal $V_s = 0.422213$
 $W_s = 0.00262372$

Shear Deformation Coefficients
 $A_Y = 1.38451$
 $A_Z = 1.18832$
 $A_{YZ} = -0.000294479$
Principal Shear Coefficients
 $A_V = 1.38451$
 $A_W = 1.18832$
Shear Angle = -0.00150095

Shear Factors
 $K_Y = 0.722276$
 $K_Z = 0.841525$
 $K_{YZ} = 0.000178988$

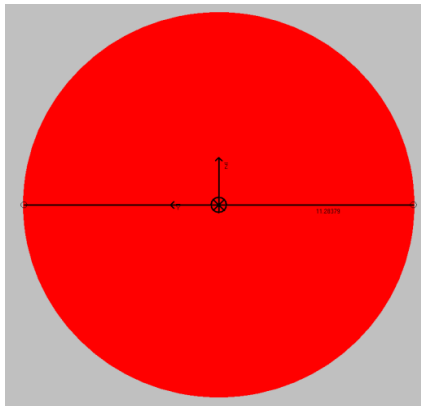
Elastic Section Modulus
centroidal $S_Y = 123.979$
 $S_Z = 151.649$
principal $S_v = 123.979$
 $S_w = 151.649$

Maximum Coordinate Extension
centroidal $y = 6.24536$
 $z = 6$
principal $v = 6.24536$
 $w = 6$

Plastic Section Modulus
centroidal $Z_Y = 229.175$
 $Z_Z = 259.033$
principal $Z_v = 229.175$
 $Z_w = 259.033$

Elastic Tors Mod = 114.932
Plastic Tors Mod = 353.435
Torsion Coefficient
 $Y = 0$
 $Z = 0$

E.2 Nominal Cross Section of the AC100 Cu (Ri 100) contact wire



Section Parameters [mm]

Area = 100

Centroid

local $Y_c = 0$

$Z_c = 0$

Moments of Inertia

local $I_Y = 795.775$

$I_Z = 795.775$

$I_{YZ} = 0$

centroidal $I_y = 795.775$

$I_z = 795.775$

$I_{yz} = 0$

principal $I_v = 795.775$

$I_w = 795.775$

Angle = 0

polar = 1591.55

Radius of Gyration = 2.82095

Torsional Constant = 1591.55

Warping Constant = 0

Shear Center

local $Y_s = 0$

$Z_s = 0$

principal $V_s = 0$

$W_s = 0$

Shear Factors

$K_y = 0.9$

$K_z = 0.9$

Elastic Section Modulus

centroidal $S_y = 141.047$

$S_z = 141.047$

principal $S_v = 141.047$

$S_w = 141.047$

Maximum Coordinate Extension

centroidal $y = 5.6419$

$z = 5.6419$

principal $v = 5.6419$

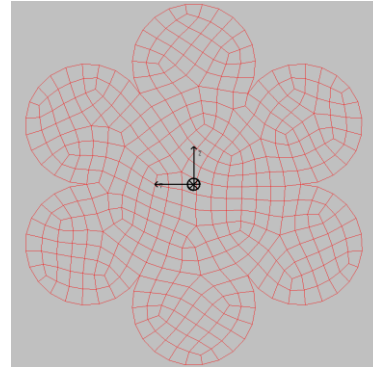
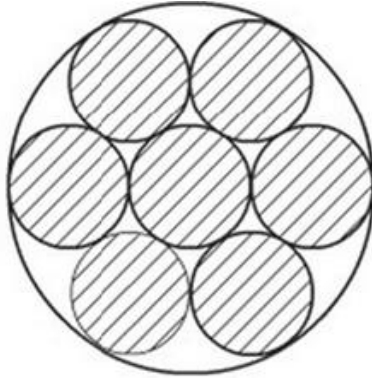
$w = 5.6419$

Elastic Tors Mod = 282.095

E.3 Real Cross Section of the Bz II catenary wire, stitch wires and droppers

According to DIN 48201-2

Defined in Hyperworks for the beam-meshing



Section Parameters Bz II 50 catenary wire [mm]

Area	= 51.2915	Shear Factors	
Centroid		Ky	= 0.728955
local Yc	= 0	Kz	= 0.728715
Zc	= 0	Kyz	= -0.000218227
Moments of Inertia		Elastic Section Modulus	
local IY	= 219.328	centroidal Sy	= 48.8904
IZ	= 219.314	Sz	= 53.6196
IYZ	= 0.00318601	principal Sv	= 52.0861
centroidal Iy	= 219.328	Sw	= 68.4139
Iz	= 219.314	Maximum Coordinate Extension	
Iyz	= 0.00318601	centroidal y	= 4.09019
principal Iv	= 219.328	z	= 4.48611
Iw	= 219.314	principal v	= 3.20569
Angle	= -0.221189	w	= 4.21088
polar	= 438.642	Plastic Section Modulus	
Radius of Gyration	= 2.06781	centroidal Zy	= 90.7422
Torsional Constant	= 239.791	Zz	= 88.5729
Warping Constant	= 72.1492	principal Zv	= 89.7896
Shear Center		Zw	= 89.2888
local Ys	= -0.000299026	Elastic Tors Mod	= 30.1059
Zs	= -0.00047691	Plastic Tors Mod	= 121.932
principal Vs	= -0.000187112	Torsion Coefficient	
Ws	= -0.000530894	Y	= 0
Shear Deformation Coefficients		Z	= 0
AY	= 1.37183		
AZ	= 1.37228		
AYZ	= 0.000410818		
Principal Shear Coefficients			
AV	= 1.37158		
AW	= 1.37252		
Shear Angle	= -0.533979		

ANNEX E: Real and nominal cross sections of the wires forming Re200 catenary

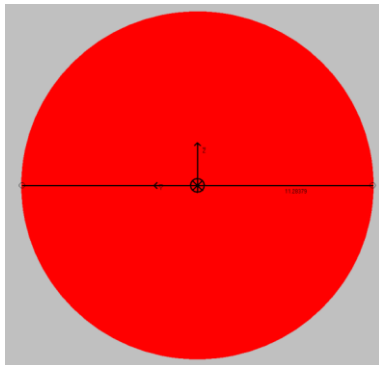
Section Parameters Bz II 25 stitch wires [mm]

Area	= 24.6903	Shear Factors	
Centroid		Ky	= 0.744199
local Yc	= 0	Kz	= 0.745657
Zc	= 0	Kyz	= -0.000957234
Moments of Inertia		Elastic Section Modulus	
local IY	= 51.0428	centroidal Sy	= 16.2041
IZ	= 51.0599	Sz	= 17.797
IYZ	= 0	principal Sv	= 16.2041
centroidal Iy	= 51.0428	Sw	= 17.797
Iz	= 51.0599	Maximum Coordinate Extension	
Iyz	= 0	centroidal y	= 2.86903
principal Iv	= 51.0428	z	= 3.15
Iw	= 51.0599	principal v	= 2.86903
Angle	= 0	w	= 3.15
polar	= 102.103	Plastic Section Modulus	
Radius of Gyration	= 1.43782	centroidal Zy	= 30.3751
Torsional Constant	= 58.4935	Zz	= 29.6291
Warping Constant	= 7.41993	principal Zv	= 30.3751
Shear Center		Zw	= 29.6291
local Ys	= -0.00256859	Elastic Tors Mod	= 11.5835
Zs	= -0.00142011	Plastic Tors Mod	= 41.1664
principal Vs	= -0.00256859	Torsion Coefficient	
Ws	= -0.00142011	Y	= 0
Shear Deformation Coefficients		Z	= 0
AY	= 1.34373		
AZ	= 1.3411		
AYZ	= 0.00172501		
Principal Shear Coefficients			
AV	= 1.34458		
AW	= 1.34025		
Shear Angle	= 0.459825		

Section Parameters Bz II 10 droppers [mm]

Area	= 10.3869	Shear Factors	
Centroid		Ky	= 0.73149
local Yc	= 0	Kz	= 0.729406
Zc	= 0	Kyz	= -8.06362e-005
Moments of Inertia		Elastic Section Modulus	
local IY	= 8.9948	centroidal Sy	= 4.45615
IZ	= 8.99249	Sz	= 4.88573
IYZ	= 0	principal Sv	= 4.45615
centroidal Iy	= 8.9948	Sw	= 4.88573
Iz	= 8.99249		
Iyz	= 0	Maximum Coordinate Extension	
principal Iv	= 8.9948	centroidal y	= 1.84056
Iw	= 8.99249	z	= 2.01851
Angle	= 0	principal v	= 1.84056
polar	= 17.9873	w	= 2.01851
Radius of Gyration	= 0.930459		
Torsional Constant	= 9.89765	Plastic Section Modulus	
Warping Constant	= 0.589751	centroidal Zy	= 8.2695
		Zz	= 8.07147
		principal Zv	= 8.2695
		Zw	= 8.07147
Shear Center			
local Ys	= 0.000108339	Elastic Tors Mod	= 2.84345
Zs	= -0.00049473	Plastic Tors Mod	= 11.1254
principal Vs	= 0.000108339	Torsion Coefficient	
Ws	= -0.00049473	Y	= 0
		Z	= 0
Shear Deformation Coefficients			
AY	= 1.36707		
AZ	= 1.37098		
AYZ	= 0.000151131		
Principal Shear Coefficients			
AV	= 1.36707		
AW	= 1.37098		
Shear Angle	= -0.0386329		

E.4 Nominal Cross Section of the Bz II catenary wire, stitch wires and droppers



Section Parameters Bz II 50 catenary wire [mm]

Area	= 50	Shear Factors	
Centroid		$K_y = 0.9$	
local $Y_c = 0$		$K_z = 0.9$	
$Z_c = 0$			
Moments of Inertia		Elastic Section Modulus	
local $I_Y = 198.944$		centroidal $S_y = 49.8678$	
$I_Z = 198.944$		$S_z = 49.8678$	
$I_{YZ} = 0$		principal $S_v = 49.8678$	
centroidal $I_y = 198.944$		$S_w = 49.8678$	
$I_z = 198.944$			
$I_{yz} = 0$		Maximum Coordinate Extension	
principal $I_v = 198.944$		centroidal $y = 3.98942$	
$I_w = 198.944$		$z = 3.98942$	
Angle = 0		principal $v = 3.98942$	
polar = 397.887		$w = 3.98942$	
Radius of Gyration = 1.99471		Elastic Tors Mod = 99.7356	
Torsional Constant = 397.887			
Warping Constant = 0			
Shear Center			
local $Y_s = 0$			
$Z_s = 0$			
principal $V_s = 0$			
$W_s = 0$			

Section Parameters Bz II 25 stitch wires [mm]

Area	= 25	principal	Vs = 0
Centroid		Ws	= 0
local	Yc = 0		
	Zc = 0	Shear Factors	
		Ky	= 0.9
		Kz	= 0.9
Moments of Inertia			
local	IY = 49.7359	Elastic Section Modulus	
	IZ = 49.7359	centroidal	Sy = 17.6309
	IYZ = 0		Sz = 17.6309
centroidal	Iy = 49.7359	principal	Sv = 17.6309
	Iz = 49.7359		Sw = 17.6309
	Iyz = 0		
principal	Iv = 49.7359	Maximum Coordinate Extension	
	Iw = 49.7359	centroidal	y = 2.82095
	Angle = 0		z = 2.82095
polar	= 99.4719	principal	v = 2.82095
Radius of Gyration	= 1.41047		w = 2.82095
Torsional Constant	= 99.4719		
Warping Constant	= 0	Elastic Tors Mod	= 35.2619
Shear Center			
local	Ys = 0		
	Zs = 0		

Section Parameters Bz II 10 droppers [mm]

Area	= 10	principal	Vs = 0
Centroid		Ws	= 0
local	Yc = 0		
	Zc = 0	Shear Factors	
		Ky	= 0.9
		Kz	= 0.9
Moments of Inertia			
local	IY = 7.95775	Elastic Section Modulus	
	IZ = 7.95775	centroidal	Sy = 4.46031
	IYZ = 0		Sz = 4.46031
centroidal	Iy = 7.95775	principal	Sv = 4.46031
	Iz = 7.95775		Sw = 4.46031
	Iyz = 0		
principal	Iv = 7.95775	Maximum Coordinate Extension	
	Iw = 7.95775	centroidal	y = 1.78412
	Angle = 0		z = 1.78412
polar	= 15.9155	principal	v = 1.78412
Radius of Gyration	= 0.892062		w = 1.78412
Torsional Constant	= 15.9155		
Warping Constant	= 0	Elastic Tors Mod	= 8.92062
Shear Center			
local	Ys = 0		
	Zs = 0		

F. Annex F: Definition of the iterative method of the non-linear analysis

Non-linear problems require iterative solution methods and incremental loading to converge to a solution and are generally more computationally intensive than linear problems. In order to facilitate the convergence it is possible to divide the loads in different subcases that will be resolved one after the other instead of applying all the loads at the same time. A subcase is the MSC.Nastran mechanism for associating loads and boundary conditions, output request and other input data to be used during part of a complete run. Each subcase uses the results of the previous one as initial state.

This option was used for the second section “La-Ka 2”, as the calculation with only one subcase could not be completed by the user computer because of insufficient total memory. However there are two aspects to take into account when working with thermal loads and several subcases. First, the specification of TEMPERATURE(INITIAL) is required above the subcase level and therefore this value will be used at the temperature of the structure at the beginning of every subcase. That is, if a subcase does not contain a TEMPERATURE(LOAD) request, then the thermal load set will default to the TEMPERATURE(INITIAL) set.

The possible combinations of subcases for the calculation are discussed in this paragraph. The normal process would be to first apply the difference of temperature to the structure, then the tension forces and last the gravity. But, as explained before, the tension and gravity loads would be applied as if the distribution of the temperature was the initial one, which is not correct. Dividing the effect of tension and gravity in two subcases and including the temperature load at both of them would be also an incorrect calculation, as the second subcase wouldn't have as initial state the results of the first one but an incorrect temperature distribution and the temperature load would be applied twice. In order to avoid this problem with the temperature load the only possibility left is to apply the temperature load at the last subcase. This calculation is done without any problem at the user computer, but the solution must be checked to validate the process.

As a comparison, two calculations of the same small section “La-Ka 1” have been done. On one side the normal calculation with only one subcase and on the other side the previous defined solution with two subcases. The executive and case control cards are shown in fig. F.2. However the table of fig. F.1 indicates that the obtained results are not the same.

	Time to Convergence	Max. Vertical Deformation [mm]
1 Subcase	4 min 00 s	95,63
2 Subcases	5 min 59 s	121,8

Figure F.1: Table with the comparison of 2 calculations of the track section “La-Ka 1”.

Calculation 1

```

$$-----$
$$      Executive Control Cards      $
$$-----$
SOL 106
CEND
$$-----$
$$      Case Control Cards          $
$$-----$
ANALYSIS = STATICS
SPC =    18
LOAD =   23
NLPARM = 13
TEMPERATURE(INITIAL) = 17
TEMPERATURE(LOAD) = 16
ACCELERATION(SORT1,PLOT, REAL) = ALL
DISPLACEMENT(SORT1,PLOT,REAL) = ALL
STRESS(SORT1,PLOT, REAL,VONMISES,CENTER) = ALL

```

Calculation 2

```

$$-----$
$$      Executive Control Cards      $
$$-----$
SOL 106
CEND
$$-----$
$$      Case Control Cards          $
$$-----$
ANALYSIS = STATICS
SPC =    18
NLPARM = 13
TEMPERATURE(INITIAL) = 17
ACCELERATION(SORT1,PLOT, REAL) = ALL
DISPLACEMENT(SORT1,PLOT,REAL) = ALL
STRESS(SORT1,PLOT, REAL,VONMISES,CENTER) = ALL
SUBCASE 1
LOAD =   23
SUBCASE 2
TEMPERATURE(LOAD) = 16

```

Figure F.2: MSC.Nastran input files for two calculations of the section “La-Ka 1”.

For this reason, a more powerful computer (see fig.F.3) is used for the calculation of large catenary sections, such as “La-Ka 2” and combinations of more than one section, by using only one subcase. This way it is guaranteed that all loads are applied at the same time and no errors appear at the resolution.

System configuration of Computer 1:

```

Platform:   Intel Windows .NET 5.2 (Build 3790)
Model:      Intel Core i7/5758
Clock freq.: 5688 MHz
Number of CPUs: 8
Executable: 8664
Raw model ID: 6
Config number: 6
Physical memory: 8115 MB (IA32 Mode)
                8115 MB (8664 Mode)
Virtual memory: 2047 MB (IA32 Mode)
                15816 MB (8664 Mode)
Numeric format: 32-bit little-endian IEEE.
Bytes per word: 4
Disk block size: 512 bytes (128 words)

```

System configuration of Computer 2:

```

Platform:   Intel Windows .NET 5.2 (Build 3790)
Model:      Intel Core i7/7026
Clock freq.: 6733 MHz
Number of CPUs: 16
Executable: 8664
Raw model ID: 6
Config number: 6
Physical memory: 24573 MB (IA32 Mode)
                24573 MB (8664 Mode)
Virtual memory: 2047 MB (IA32 Mode)
                48405 MB (8664 Mode)
Numeric format: 32-bit little-endian IEEE.
Bytes per word: 4
Disk block size: 512 bytes (128 words)

```

Figure F.3: Comparison of the two used platforms.

The entry NLPARM [11] in the input data for the processor MSC.Nastran defines a set of parameters used for the nonlinear static analysis iteration strategy. The most important parameters for the control of the iteration are:

- The number of increments NINC, that is, the number of equal subdivisions of the load change defined for each subcase. The default number is 10 but during the analysis it has been proved that a higher number is required for large systems in order to achieve the convergence of the solution, when the other parameters are not changed. For the final calculations 24 subdivisions of the load subcase have been realized.
- The method for controlling the stiffness updates KMETHOD, which can be defined as "AUTO", "ITER" or "SEMI". If the "AUTO" option is selected, as in the case of this model, the program automatically selects the most efficient strategy based on convergence rates. At each step the number of iterations required to converge is estimated. Then the stiffness is updated if the estimated number of iterations to convergence exceeds MAXITER, if the estimated time required for convergence with the actual stiffness exceeds the estimated time required for convergence with the updated stiffness or if the solution diverges.
- The number of iterations KSTEP. For the "AUTO" option the stiffness matrix is updated on convergence if KSTEP is less than the number of iterations that were required for convergence with the actual stiffness. The default number of 5 has been used.
- The limit on number of iterations for each load increment MAXITER. If the solution does not converge in MAXITER iterations, the load increment is bisected and the analysis repeated. The default number of 25 was incremented to 100.
- The flags to select the convergence criteria CONV (U=displacement error, P=load equilibrium error and W=work error). All the requested criteria, combination of U, P and/or W, are satisfied upon convergence. For the catenary model all criteria must be satisfied.
- The activation of intermediate output flag INTOUT. It controls the output request for displacements, element forces and stresses, etc. "YES" or "ALL" must be specified in order to be able to perform a subsequent restart from the middle of a subcase. The default data is "NO", it is changed to "YES" in order to have intermediate data and to permit restarts of the calculation.
- The error tolerance for displacement criteria (EPSU), load criteria (EPSP) and work criteria (EPSW). The default tolerance is 0,001 but for the purpose of this simulation smaller tolerances were selected, as will be explained at the results table.
- The limit on the probable divergence conditions per iteration before the solution is assumed to diverge MAXDIV. If the solution diverges and the load increment cannot be further bisected, the stiffness is updated based on the previous iteration and the analysis is continued. If the solution diverges again in the same load increment while MAXDIV is positive, the best solution is computed and the analysis is continued to the next load increment. IF MAXDIV is negative, the analysis is terminated on the second divergence. The default number of 3 is incremented to 10 for the large models.

- The maximum number of bisections allowed for each load increment MAXBIS. Different actions are taken when the solution diverges depending on the sign of MAXBIS. If MAXBIS is positive, the stiffness is updated on the first divergence, and the load is bisected on the second divergence. If MAXBIS is negative, the load is bisected every time the solution diverges until the limit on bisection is reached. If the solution does not converge after $|\text{MAXBIS}|$ bisections, the analysis is continued or terminated depending on the sign of MAXDIV. The default number of 5 is incremented to 10 for the large models.

The simulations described in the main file of this project show the correlation between the length of the structure and the selection of the tolerances for the displacement, load and work criteria. A bigger model needs a smaller tolerance to reach the convergence state without the need of increasing the number of increments NINC, which in fact could be reduced to less than 24.

Fig. F.4 shows the relation between the value of the tolerances and the resolution of the simulation model. The same calculation has been done for the third section of the track “La-Ka 3” varying only the tolerances. It is proved then that a simulation process with a smaller tolerance reaches the solution in a shorter time.

		Time to Convergence	Max. Deformation [mm]
TOL=0,001	Nominal	5 min 18 s	261,7
	Real	4 min 59 s	256,8
TOL=0,0001	Nominal	4 min 23 s	261,7
	Real	4 min 06 s	256,8

Figure F.4: Results of “La-Ka 3” calculations for different values of the tolerances.

Nevertheless, too small tolerances can prevent the model to converge in the specified increments NINC. Therefore it is suggested to defined $\text{tol}=0,001$ for models with less than 10000 beam elements and $\text{tol}=0,0001$ for complexer models. There is also an influence of the pre-tension forces (applied by tension and temperature loads), that increment the time of calculation and may need a smaller tolerance. At the table of Annex G appears always the biggest tolerance value that reaches the final solution at the defined work stations and with the defined maximum values of increments and iterations.

Another way of saving time of calculation is rejecting the results for each increment and saving only the data for the final equilibrium state. This means defining the INTOUT parameter as “NO” and has been done at the simulations marked in bold at Annex G. The high time calculation times (17 min and 20 min) correspond to the first computer and the lower times (9 min and 5 min) to the second work station.

G. ANNEX G: MSC.NASTRAN RESULTS OF THE DIFFERENT CALCULATIONS OF THE “LA-KA” CATENARY SECTIONS. DISPLACEMENTS AND STRESSES

Section of the real track	Properties		Load Conditions	Cross Sections of the wires	Tolerances to Convergence	Time to Convergence	Max. Deformation [mm]				Max. Inclination of Droppers [mm]			
							La-Ka 1	La-Ka 2	La-Ka 3	La-Ka 4	La-Ka 1	La-Ka 2	La-Ka 3	La-Ka 4
La-Ka 1	Length [m]	367,3	only Gravity	Nominal	0,001	4 min 20 s	790,70				6,63			
	N. Grid Points	4166		Real	0,001	3 min 12 s	784,30				6,50			
	N. Beam Elements	4214	Gravity+Tension	Nominal	0,001	4 min 17 s	94,75				286,13			
	Mass [kg]	544,51		Real	0,001	4 min 00 s	95,63				272,00			
La-Ka 2	Length [m]	1483,9	only Gravity	Nominal	0,001	7 min 10 s	769,60				32,95			
	N. Grid Points	16991		Real	0,0001	4 min 55 s	722,20				29,98			
	N. Beam Elements	17200	Gravity+Tension	Nominal	0,0001	7 min 03 s	253,70				5,31			
	Mass [kg]	2215,86		Real	0,0001	7 min 16 s	248,80				4,89			
La-Ka 3	Length [m]	723,47	only Gravity	Nominal	0,001	4 min 05 s	756,10				10,75			
	N. Grid Points	8328		Real	0,001	4 min 15 s	748,50				10,00			
	N. Beam Elements	8430	Gravity+Tension	Nominal	0,001	5 min 18 s	261,70				0,75			
	Mass [kg]	1081,32		Real	0,001	4 min 59 s	256,80				0,50			
La-Ka 4	Length [m]	187,47	only Gravity	Nominal	0,0001	4 min 07 s	203,20				4,00			
	N. Grid Points	2112		Real	0,0001	4 min 07 s	255,50				2,75			
	N. Beam Elements	2132	Gravity+Tension	Nominal	0,001	2 min 49 s	699,00				10,63			
	Mass [kg]	275,51		Real	0,001	3 min 00 s	694,30				10,50			
La-Ka 1 + La-Ka 2	Length [m]	1663,4	only Gravity	Nominal	0,001	2 min 55 s	32,34				103,88			
	N. Grid Points	21156		Real	0,001	3 min 16 s	37,44				99,00			
	N. Beam Elements	21414	Gravity+Tension	Nominal	0,0001	11 min 57 s	790,67	786,51			6,57	33,38		
	Mass [kg]	2760,41		Real	0,0001	11 min 51 s	784,30	776,04			6,50	32,63		
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,0001	9 min 51 s	95,45	254,40			286,15	5,57		
	N. Grid Points	29484		Real	0,0001	6 min 38 s	98,08	249,40			272,00	5,13		
	N. Beam Elements	29844	Gravity+Tension	Nominal	0,0001	10 min 53 s	95,94	242,50			286,15	112,48		
	Mass [kg]	3841,72		Real	0,0001	7 min 30 s	98,30	237,60			272,00	109,50		
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,0001	13 min 40 s	790,67	786,51	757,38		6,57	30,05	10,75	
	N. Grid Points	31596		Real	0,0001	14 min 16 s	784,30	784,30	755,40		6,50	29,38	10,00	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	0,0001	16 min 53 s	95,61	255,51	261,66		286,15	5,56	0,75	
	Mass [kg]	4117,24		Real	0,0001	13 min 33 s	98,43	255,28	256,79		272,00	5,13	0,50	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,0001	16 min 62 s	94,98	244,91	260,21		286,13	112,38	2,75	
	N. Grid Points	31596		Real	0,0001	8 min 51 s	96,33	237,45	255,50		272,00	109,50	2,75	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	0,0001	16 min 03 s	790,67	774,02	761,54	703,28	6,57	33,38	10,75	10,63
	Mass [kg]	4117,24		Real	0,0001	13 min 33 s	784,30	776,04	763,66	697,61	6,50	32,63	10,00	10,50
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,0001	15 min 52 s	95,17	256,85	261,66	35,94	286,15	5,56	0,75	103,88
	N. Grid Points	31596		Real	0,0001	16 min 37 s	95,45	252,04	256,79	38,51	272,00	5,13	0,50	99,00
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	0,0001	19 min 53 s	96,11	244,28	260,21	33,97	286,13	112,38	2,75	104,00
	Mass [kg]	4117,24		Real	0,0001	4 min 46 s	99,56	238,14	255,47	38,15	272,00	109,50	2,75	99,00

ANNEX G: MSC.Nastran Results for the “La-Ka” catenary sections

Section of the real track	Properties		Load Conditions	Cross Sections of the wires	Long. Stress at Contact wire [N/mm ²]				Long. Stress at Catenary wire [kN/mm ²]				Long. Stress at Stitch wires [kN/mm ²]				Long. Stress at Droppers [kN/mm ²]			
					Theoretical	Min. value	Max. value		Theoretical	Min. value	Max. value		Theoretical	Min. value	Max. value		Theoretical	Min. value	Max. value	
La-Ka 1	Length [m]	367,3	only Gravity	Nominal	0,00	18,1	40,5		0,00	62,3	107,3		0,00	24,5	30,3		0,00	1,60	48,5	
	N. Grid Points	4166		Real	0,00	9,0	41,2		0,00	60,8	106,0		0,00	25,0	30,9		0,00	1,60	44,1	
	N. Beam Elements	4214	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	126,3		200,00	147,4	200,0		25,00	40,1	49,1		0,00	2,00	4,2	
	Mass [kg]	544,51		Real	99,91	97,5	126,2		194,96	144,0	195,0		24,69	39,0	47,9		0,00	1,90	3,6	
La-Ka 2	Length [m]	1483,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	25,7		0,00	85,8	112,3		0,00	25,1	37,9		0,00	1,00	22,0	
	N. Grid Points	16991		Real	0,00	7,9	24,0		0,00	79,1	103,0		0,00	23,9	36,2		0,00	0,90	19,0	
	N. Beam Elements	17200	Gravity+Tension	Nominal	100,00	126,4	128,7		200,00	128,1	147,4		25,00	15,9	33,4		0,00	0,02	34,1	
	Mass [kg]	2215,86		Real	99,91	120,8	129,6		194,96	126,9	145,5		24,69	15,9	33,7		0,00	0,02	32,8	
La-Ka 3	Length [m]	723,47	only Gravity	Nominal	0,00	16,9	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	26,1	41,0		0,00	1,10	40,6	
	N. Grid Points	8328		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	26,5	41,8		0,00	1,00	37,5	
	N. Beam Elements	8430	Gravity+Tension	Nominal	100,00	126,5	135,8		200,00	128,4	147,5		25,00	18,6	34,2		0,00	-1,00	37,2	
	Mass [kg]	1081,32		Real	99,91	122,6	137,9		194,96	127,0	145,6		24,69	18,8	34,5		0,00	-1,00	35,8	
La-Ka 4	Length [m]	187,47	only Gravity	Nominal	0,00	28,0	28,3		0,00	79,9	97,9		0,00	11,6	35,2		0,00	-0,20	31,4	
	N. Grid Points	2112		Real	0,00	18,1	28,9		0,00	79,0	96,8		0,00	11,9	35,9		0,00	-0,20	30,2	
	N. Beam Elements	2132	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	102,2		200,00	168,8	200,0		25,00	52,7	53,7		0,00	1,00	40,3	
	Mass [kg]	275,51		Real	99,91	98,5	102,7		194,96	165,7	194,9		24,69	51,7	52,2		0,00	1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2	Length [m]	1663,4	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	40,5		0,00	62,4	112,5		0,00	24,5	38,0		0,00	0,10	48,5	
	N. Grid Points	21156		Real	0,00	8,6	41,2		0,00	60,9	111,0		0,00	25,1	38,8		0,00	0,95	42,7	
	N. Beam Elements	21414	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	128,7		200,00	128,3	200,0		25,00	15,9	49,1		0,00	0,03	41,6	
	Mass [kg]	2760,41		Real	99,91	97,5	129,5		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	47,9		0,00	0,02	34,7	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	1,00	48,5	
	N. Grid Points	29484		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	1,00	42,7	
	N. Beam Elements	29844	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	128,3	200,0		25,00	15,9	49,1		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	3841,72		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	47,9		0,00	-1,00	35,8	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0		24,69	16,0	52,2		0,00	-1,00	39,1	
La-Ka 1 + La-Ka 2 + La-Ka 3 + La-Ka 4	Length [m]	2198,9	only Gravity	Nominal	0,00	16,4	47,6		0,00	51,4	112,9		0,00	24,5	41,0		0,00	-0,20	48,5	
	N. Grid Points	31596		Real	0,00	8,0	48,8		0,00	50,8	111,4		0,00	25,1	41,8		0,00	-0,20	42,7	
	N. Beam Elements	31976	Gravity+Tension	Nominal	100,00	100,0	135,8		200,00	124,3	200,0		25,00	15,9	53,7		0,00	-1,00	41,6	
	Mass [kg]	4117,24		Real	99,91	97,5	137,9		194,96	127,0	195,0	</								

H. ANNEX H: SIMULATION OF FLEXIBLE BODIES IN A MULTIBODY SYSTEM (MBS)

H.1 SIMULATION OF A FINITE ELEMENT MODEL AS A FLEXIBLE BODY IN A MULTIBODY SYSTEM (MBS)

Structural finite elements are widely used in flexible multibody simulations due to its ability to systematically model the body deformation. For these simulations the flexible body motion is calculated as a superposition of a large reference motion and small deformations. Problems of small deformation superimposed on a large rigid body motion led to the development of the well-known floating frame of reference approach as an alternative to absolute coordinate formulation, characterized by the absolute coordinates and slopes defined in global frame to describe both the rigid body displacement and deformation of the element. Since the local deformation cannot be obtained directly by the absolute nodal formulation, it is necessary to introduce a body coordinate system for the convenience of measuring the local deformation of the material points. The dynamical equations established by the floating frame of reference formulation are highly non-linear differential algebraic equations and a discretization method is generally indispensable to acquire numerical solution [51].

An approximation is used to describe the field of displacements by a linear combination of assumed shape functions with their corresponding time dependent weighting factors. The two most common approaches which describe the shape functions of a flexible body with respect to their floating frame of reference are the finite element formulation, called nodal approach, and the modal approach using global eigenfunctions or static displacement fields, which are weighted with modal coordinates. A discussion of both methods is shown in article [37], illustrated with some examples.

Many authors calculate directly the absolute motion of the material points using the nodal approach. On the other hand, the modal approach is the basis of the general codes for MBS dynamics like ADAMS, DADS, MEDYNA, SIMPACK, which prefer formulations using floating frame of reference.

In finite element analysis (FEA) the motion of complex flexible structures is described by a large number of nodal co-ordinates, whereas the modal approach codes use a non-linear representation of rigid body motion, which is superimposed by small deformations. The advantage of the modal representation is that it reduces the system order as it uses a comparative fewer number of modal co-ordinates (degrees of freedom that describe the deformation behaviour of the structure).

The modal representation makes use of the fact that a linear equation always has linear solutions. Therefore, the general solution of the linear system can be defined as the linear combination of its particular solutions. In this approach the general solution can be designated as the sum of n modes vibrating with their natural frequencies. Then the complete system will have so many vibration modes as degrees of freedom the original system had. Each mode contains however only the information relative to its eigenfrequency. That is why it is possible to reduce the size of the original system by considering only those frequencies that are interesting for the specific model as long as it has a linear behaviour [17].

Consequently the modal representation requires the pre-calculation of the mode shapes of the structure and the selection of those ones to be used. The quality of the obtained results depends, besides numerical aspects, exclusively on how accurate the selected mode shapes can represent the real deformations. Thus, since the deformations of the body or the frequency range of the excitation in the structure due to the applied loads are usually not known before hand, the choice of the modes is often random.

In paper [37] there is a comparison of different methods used for the mode shapes selection. The process must start with the analysis of the connection of the flexible body with the MBS system and the frequency range of interest. In general, the lower eigenmodes are more important than the higher frequency modes to increase the accuracy of the modal approximation. Besides, the consideration of the static displacements fields due to specific load cases (static modes) together with the eigenvectors is recommended. Finally, there are some methods for the selection of eigenmodes that can help, like the mode selection using participation factors and the straightforward mode selection [37].

The multibody system software SIMPACK [15], [14] represents flexible bodies that can perform large rigid body motion with respect to the inertia system while the small deformations are represented from the body reference frame (see fig. H.1). These flexible displacements are expressed as a linear combination of modes or shape functions and time dependent modal co-ordinates. The linearized equations of motion are represented in terms of the deformation co-ordinates and are expanded up to the second order terms.

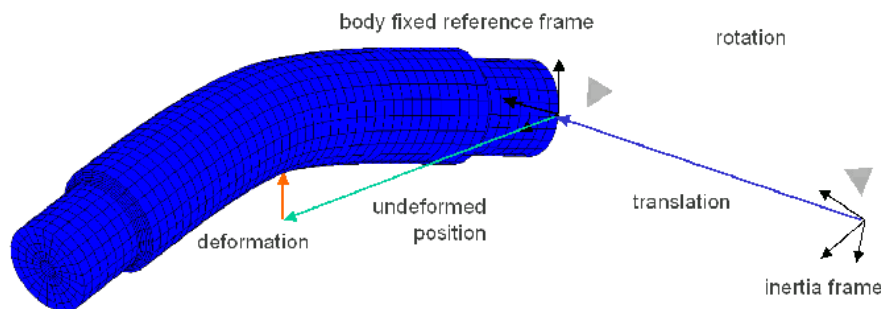


Figure H.1: Kinematics of Flexible Bodies in SIMPACK [14].

Based on a linear finite element model provided by finite element software or created by the in SIMPACK integrated finite element module SIMBEAM, the SIMPACK's finite element interface FEMBS generates a reduced FE model, called Flexible Body Input file (fbi-File). Based on it, the user can create the modal representation of the flexible body as Standard Input Data (SID_FEM-file).

After the reduction of the degrees of freedom of the FE Model statics (geometric stiffness terms) and modal analysis (calculation of the eigenmodes), the fbi-file has the next information:

- Mass matrix, K
- Stiffness matrix, where internal forces are incorporated
- Normal modes, F
- Nodes, attachment points, coupling and observation points
- Geometric stiffness matrix (if required from the model)
- Mesh of the FE-Model for graphical representation (optional)

While linear deformation models are important, some problems such as high speed rotating flexible beams motivated the development of models that include the effect of geometric or stress stiffening [34]. The geometric stiffness matrices are proved to be important to take into account buckling or stiffening effects due to large longitudinal loads [37]. While in some cable problems the effect of geometric stiffness can be neglected, this effect becomes important in the case of low tension or in high-speed pantograph/catenary applications [34].

The MBS-Tool SIMPACK uses the geometric stiffness terms to define the change in stiffness due to the pre-loading of the structure and stores the linear terms of the initial element stresses in the so-called geometric stiffness matrix. However, the geometric stiffness in FEMBS does not consider the influence of temperature loads and cannot be used for computing large deformation problems. Only the pre-stressed stiffness matrices due to motions of the reference frame of the structure by linear accelerations, and angular velocities and accelerations, as well as forces and torques at nodes in different directions can be considered.

Selecting the appropriate information stored in the fbi-file at the interface FEMBS, the user realizes the modal reduction using the eigenmodes (homogeneous solution of the system) and the calculation of the Frequency Response Modes (particular solution) [15], [14]. FRM modes become of interest for a flexible body in case of dynamic analysis and help to represent the local deformation on the flexible body due to external forces at attachment points. Unit loads must be defined at the corresponding points in the degrees of freedom where external forces (constraints or loads) act on the flexible body in the SIMPACK Model. For the FRM calculation, these unit forces or torques are harmonically applied at an excitation frequency, creating particular modes. This way, the local flexible motions at the points of interest are represented.

To sum up, the combination of the main deformations given by the eigenmodes and the local flexible motions at the spots of interest calculated as FRM is an approximation of the general solution for the deformation of the flexible body. The result after finishing this process in FEMBS is the conversion of the flexible body input fbi-file to the standard input data SID_FEM-file, which contains:

- Mass
- Moments of inertia
- Modal mass matrix
- Modal stiffness matrix, $k = F^T \cdot K \cdot F$
- Coupling matrices for rigid body motion and deformation
- Generalised centrifugal and gyroscopic forces, modal geometric stiffness matrix
- Correction Modes FRM

This file is then imported in SIMPACK, where the model is ready for the simulation. The next steps are to be followed:

- Defining the Joint of the elastic body: choosing the boundary conditions according to its respective degrees of freedom at the previous reduced FE model and the SID-file definition in FEMBS.
- Generate the markers.
- Defining the elastic 3D geometry.

- Defining the external forces that may act on it (that should match the previous unit forces defined for the frequency response mode calculation).
- Assemble the system, setting the dependent and independent states.
- Run Nominal Forces: nominal forces components and pre-stress forces of the elastic body at the equilibrium position, paying attention that the maximal acceleration of states of the multibody model has a small value.
- Run Static Equilibrium: positions and velocities states of each marker at the equilibrium position, paying attention that the residual acceleration of the structure has a small value.
- Run Eigenvalues: Calculation of the natural frequencies.
- Animation of the mode shapes.

H.2 SIMULATION OF A CATENARY AS A FLEXIBLE BODY IN SIMPACK

H.2.1 Using a finite element tool: MSC.Nastran

H.2.1.1 Input files for FEMBS

In order to create the flexible body input file some information of the finite element model must be transferred, in a particular way, to FEMBS. The next input files must be obtained through modification of the Hypermesh output data and the Nastran calculations:

- *.bdf: It contains the grid points, elements, constraints, punctual masses, properties and materials of the catenary structure. It is used to create a geometric model that can be used for visualization of the model at SIMPACK. If the meshing is one-dimensional, no data for visualization is created. Nevertheless, it can be used as the reference file containing all the model data.
It must be taken into consideration that the fixed degrees of freedom cannot be created by adding SPC constraints; otherwise the calculation of the mass matrix would result in different masses depending on the axis. So the better option is to set all the translations and rotations free and just constrain the node that will be acting as the connection point in SIMPACK by using spring elements.
- *_geo.dat (Copy of *_geo.bdf, definition of a linear static calculation SOL 101): It is the file where the loads for the calculation of the geometric stiffness are included, that is, the pre-stress forces. Each load must be applied in a different subcase using ascending integer numbers starting at "1" for their ID numeration. Additionally all the information included in the *_bdf must be contained in this file. Besides, for the calculation of the modal reduction some grid points must be defined as ASET/BSET/CSET/QSET points, as will be explained in next paragraph.
- *_geo.pch: Output file from the Nastran linear static calculation (SOL 101) performed with the previously defined *_geo.dat or *_geo.bdf file and the include file simpacka.2005.

- *_struct.pch: Output file from the Nastran modal analysis (SOL 103) performed with the corresponding *_struct.dat or *_struct.bdf file and the include file simpacka.2005.

The input file for the calculation contains no loads but the parameters for the extraction of the natural modes of the structure. The Lanczos solver must be selected by defining the parameter EIGRL [11]. Besides NORM=MASS must be used to normalize the eigenvectors to unit value of the generalized mass. Additionally this file must include both the information of the *_bdf file and the correct definition of the grid points used for the modal reduction (ASET/BSET/CSET/QSET points).

For a linear flexible body without pre-loads only the *_struct.pch file is indispensable for the coupling. However, in cases like a catenary when the structure is pre-loaded, the geometrical stiffness must be calculated in order to obtain reasonable results of the structure. It must be also addressed that the include file simpacka.2005 is only able to work with linear calculations (solutions 101 and 103). That means that the geometric stiffness calculation can only be a linear analysis. In section 5.1 it is explained how this linear calculation adds the correct change of the stiffness at the final model in SIMPACK.

By adding PARAM,POST,-1 in the *.bdf files used for the Nastran calculation, the user will find a *.op2 file that can be open with the Hyperview tool for checking the Nastran output.

H.2.1.2 Modal Reduction: Guyan or Dynamic Reduction

The modal reduction when a FE Model of a commercial program is used can be generally done through the Guyan Reduction or the Dynamic Reduction, see [14].

The dynamic reduction is based on a set of constraints and normal modes, in which each constraint mode corresponds to a master degree of freedom and each normal mode represents a dynamic degree of freedom. It can be seen in fig. H.2 that the b-set points represent the master nodes for the dynamic reduction and the c-set points the additional nodes for measurements and graphical representation. Besides, the dynamic degrees of freedom are stored at the q-set points and the spoints represent the dummy nodes for this calculation. For these reason, its number must be the same. They do not have any physical significance, so they must not be selected for the modal reduction in FEMBS.

```

$$
$ Degrees of freedom of the master nodes to be free (b-set) during generalized dynamic reduction
$$
BSET1,456,10001,
$The connection point will become only rotation DOFS in the superelement.
$It can also be considered all the DOF of the Connection Point (BSET1,123456,10001) and use CELAS in order to
$set the boundary condition for the modal analysis in NASTRAN. Those boundary conditions used for the modal
$analysis in NASTRAN should mirror the Joint Definition in SIMPACK and the 'Rigid Body Motion' in FEMBS.
$$

```

ANNEX H: Simulation of flexible bodies in a multibody system (MBS)

```
$$
BSET1,1456,11001,thru,12000
$The nodes 11001 to 12000 (ends and support points at masts) become only longitudinal translation and all
$rotation DOF in the superelement, so it can properly transmit a stress force in the longitudinal direction.
$It can also be considered all the DOF of the Connection Point and use bushing force elements in SIMPACK to
$define the behaviour of these nodes.
$$
BSET1,13456,12001,thru,13000
$The nodes 12001 to 13000 (end points and support at the masts) becomes all DOF except to the lateral
$translation in the superelement.
$It can also be considered all the DOF of the Connection Point and use bushing force elements in SIMPACK to
$define the behaviour of these nodes.
$$
$ Degrees of freedom of the additional nodes to be free (c-set) during generalized dynamic reduction
$$
CSET1,123456,20001,thru,25000
$$
$ Dynamic degrees of freedom
$$
QSET1,,200001,thru,200100
$$
$ Dummy nodes for dynamic degrees of freedom (they must appear only in the *struct.bdf file)
$$
SPOINT,200001,thru,200100.
$$
```

Figure H.2: Part of the NASTRAN input file, used for the calculation of the dynamic reduction.

The Guyan reduction, on the other hand, does not difference between principal and additional or visualization points. It defines all nodes as ASET1 points. Besides, no dynamic degrees of freedom are necessary for the modal calculation.

```
$$
$ Degrees of freedom of the master nodes to be free (b-set) during generalized Guyan reduction
$$
ASET1,123456,1,thru,13000
ASET1,123456,20001,thru,25000
$$
```

Figure H.3: Part of the NASTRAN input file, used for the calculation of the Guyan reduction.

Although these two possibilities are offered at the FEMBS manual, for our present model only the Guyan reduction results are valid. The reason is that because of the properties and non-linearities of the catenary structure, SIMPACK is only able to calculate a reasonable static equilibrium and eigenvalues when all nodes are defined as *SET points. This configuration leads to problems during the dynamic reduction and therefore a Guyan reduction is chosen.

As shown in fig. H.3 all nodes are set with free degrees of freedom and they will be later restrained. For the connection point of the flexible body with the multibody model the restriction is made by using spring elements. The restrictions of the rest of points will be also made by spring-damper forces added in SIMPACK together with the stress forces.

The degrees of freedom of the nodes that form the flexible body cannot be restrained by SPC constraints because it would lead to an incorrect reduction mass matrix. Thus, spring elements are used to define the connection joint between the elastic body and the MBS-model. In our case 1D-CELAS elements have been used for each degree of freedom that is constrained. The use of only one CBUSH element would also be possible. For the creation of these elements it is necessary to create another point, which represents the other end of the spring.

In the next examples (see fig. H.4 and H.5) the node 10001 represents the connection point and the node 100001 is the additional point that will not take part in the future elastic body and therefore can be totally constrained with SPC.

```

$$
$ All DOFs fixed at node 10001
$-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1
GRID 100001 0 0.0 0.0 0.0
$
CELAS2 301 1.+20 100001 1 10001 1
CELAS2 302 1.+20 100001 2 10001 2
CELAS2 303 1.+20 100001 3 10001 3
CELAS2 304 1.+20 100001 4 10001 4
CELAS2 305 1.+20 100001 5 10001 5
CELAS2 306 1.+20 100001 6 10001 6
$-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1
$SPC bound# grid constr.dof by number 1...6
SPC 9 100001 123456
$$

```

Figure H.4: Definition of the constrained DOFs of the connection point

```

$$
$ Free rotations at node 10001
$-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1
GRID 100001 0 0.0 0.0 0.0
$
CELAS2 301 1.+20 100001 1 30001 1
CELAS2 302 1.+20 100001 2 30001 2
CELAS2 303 1.+20 100001 3 30001 3
$-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1-----1
$SPC bound# grid constr.dof by number 1...6
SPC 9 100001 123456
$$

```

Figure H.5: Definition of the constrained DOFs of the connection point (free rotations)

These boundary conditions should correspond to the definition of the 'Rigid body Motion' in FEMBS as well as the joint definition in SIMPACK.

H.2.2 Using the SIMPACK unit SIMBEAM to create directly a flexible body

SIMBEAM is an integrated finite element module within SIMPACK [14], [15], which allows the user to model a body in the multi-body system as a flexible 3D-beam structure. The flexibility of the beam structure is represented by 3D-finite beam elements using one of the two classical beam theories, Euler-Bernoulli and Timoshenko. These include second order terms, together with the finite element FE formulation.

The user defines a flexible beam structure from within the SIMBEAM user interface. By selecting previously defined markers that create the geometry of the structure the user can create flexible components between pairs of nodes that will create the future flexible body. At the same time these linear beam components can be divided in a finite number of elements. Besides the material properties (density, young's modulus, poisson's ratio and G-modulus) and the cross section profile must be defined for each beam component. The maximal number of flexible components in a model must be adapted to the size of the model by increasing or decreasing the parameter MBS.Flexcomp.nmax at the *.dim file of the model. Also the joint definition must be checked before starting the generation of the fbi-file with SIMBEAM. Every time that the joint type is changed it is necessary to create a new fbi-file and a new SID_FEM-file corresponding with the join definition as they are boundary conditions used to perform the eigenmodes calculation for FEMBS.

H.2.3 Creation of the SID_FEM-file in FEMBS

Once the correct fbi-file is created, the user just needs to follow some easy steps to obtain the SID_FEM-file [14], [15]:

1. Define the model units, whether the model must be translated or rotated and the connection joint definition. The connection point can be translated or rotated, but the degrees of freedom must always remain as in the FE-model. At this step the 'Border for zero elements' may also be adjusted. According to it, the diagonality of the modal mass matrix (performed by using the modal matrix Φ and the reduced mass matrix M_{red}) will be checked.

$$\mathbf{M}^e = \Phi^T \mathbf{M}_{red} \Phi$$

$$\Phi = [\Phi_1, \dots, \Phi_i, \dots, \Phi_j, \dots, \Phi_n]$$

$$\mathbf{M}_{ij}^e = \Phi_i^T \mathbf{M}_{red} \Phi_j$$

If all non-diagonal values are smaller than the 'Border for zero elements', then the matrix is diagonal. It is up to the user to decide if the size of the non-diagonal values are tolerable or not, generally if the max size of non-diagonal values is smaller than 1.0e-5, then the user can ignore the message 'not diagonal'.

2. Define the number of markers. As this number does not have an influence in the results, only a few nodes are selected at this step so that they will be used as visualization of the structure. Besides, only reduced FE models containing maximum 2000 DOFs can be used in FEMBS so it is suggested not to work with all nodes as markers when the model is large. The settings in the *.dim file of the model corresponding with the number of markers should be adjusted in concordance.
3. Define the number of modes. The selection of eigenmodes means to select the columns of the modal matrix. The mode selection depends on the frequency range of interest and determines the quality of elastic body representation in SIMPACK. The number of selected modes in FEMBS can as well slow down the simulation. The more are the number of modes, the more are the DAE equations to be solved during the simulation. Therefore the user may try to select the number of modes in FEMBS according to the frequency range of interest. Also the setting of the corresponding parameter MBS.Body.el.st.nmax at the *.dim file of the model should be adjusted in order to avoid useless memory allocation.

When using a SIMBEAM reduced model the user obtain automatically the information of the types of each mode: bending mode, torsional mode, tension mode... and the axis in which is working. However when the modal reduction is done with other commercial FEM-tools the user must check the output of these calculations to collect this information. In our case the tool Hyperview is used to open the output file *.op2.

4. Define the frequency response modes. As explained in the first section of this annex, the FRM calculation provide the information about the particular solutions due to external forces at the attachment points, that is, the restrained degrees of freedom of the point at the connection joint, the longitudinal direction at the markers where the pre-tension force is applied and the degrees of freedom of all other nodes constrained by a spring-damper element. For the connection point with the inertia frame a special spring support load is enabled in FEMBS. By default the frequency with which the structure is harmonically excited for the FRM calculation is half of the first eigenfrequency. It can be however changed by the user. If the frequency is set to zero then a special approach of the FRM is calculated, the static mode [2]. FRM whose frequency is within the frequency range of interest have to be considered in the MBS-Model.
5. Select the geometric stiffness terms. According to our application the geometric stiffness due to the pre-tension in the longitudinal direction at the corresponding end nodes may be selected. The magnitude of the pre-tension force defined previously in NASTRAN (in order to perform the geometric stiffening) is not important. During the FBI generation, the magnitude and the direction of the force defined in NASTRAN are read from the file *_geo.dat and stored in the FBI. By selecting the geometric stiffening terms in FEMBS, the geometric stiffening matrices will be scaled to a unit load and integrated in the SID_FEM. Therefore the magnitude of the force in SIMPACK can be modified without performing a new NASTRAN job; the corresponding terms in the SID_FEM will be automatically adjusted for the simulation in SIMPACK. The integration of geometric stiffening is simpler by using the unit SIMBEAM as using the modal reduction in

NASTRAN. In the first case the terms are automatically calculated and saved in the *.fbi file from SIMBEAM. Nevertheless, for the case of this study, the influence of the pre-stresses on the stiffness of the structure is proven to be essential (see sections 5.1 and 5.2).

6. Confirm the mass information about the flexible body: bodymass, center of mass, inertia tensor.
7. Apply the damping for the representation of the dissipation effects of the system: the user has the choice to choose between the modal and natural damping (default one). The value first one is defined by the user, so that the diagonal damping matrix will be the product of this modal damping value with the stiffness. The natural or Rayleigh damping is calculated as a function of a damping ratio, stiffness and mass matrices. A damping ratio of zero represents an undamped system vibrating infinitely over time, whereas a damping ratio of unity represents a system where all the vibrations are totally damped (critically damped). This ratio is normally defined as 2% of the critical damping.

I. ANNEX I: REFERENCES

- [1] R. Blaschko and K. Jäger, "Hochgeschwindigkeits-Stromabnehmer für den ICE 3," *Elektrische Bahnen*, vol. 98 Heft 9, pp. 332-338, 2000.
- [2] J. Seo, H. Sugiyama and A. Shabana, "Three-dimensional large deformation analysis of the multibody pantograph/catenary systems.," *Nonlinear Dynamics*, vol. 45, pp. 199-215, 2005.
- [3] P. Harell, L. Drugge and R. M., "Study of critical sections in catenary systems during multiple pantograph operation.," *Proc. IMechE*, vol. 219 Part F: J. Rail and Rapid Transit, 2005.
- [4] J. Ambrosio, J. Pombo, F. Rauter and M. Pereira, Multiple pantograph interaction with catenaries in high-speed trains., IDMEC/IST - Technical University of Lisbon.
- [5] A. Veitl, Integrierter entwurf innovativer stromabnehmer, Düsseldorf: VDI Verlag, 2001.
- [6] A. Carnicero, J. R. Jiménez and O. López, "Técnicas computacionales aplicadas al estudio del sistema de captación de energía en sistemas ferroviarios.," *Anales de mecánica y electricidad*, Vols. January-February, pp. 40-46, 2007.
- [7] M. Kolbe, "Report - Comparison of pantographs for the Zefiro high speed train.," Deutsche Bahn AG, 2010.
- [8] N. Zhou and W. Zhang, "Investigation of the influence of pan-head elasticity on pantograph-catenary dynamic performance.," in *International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD)*, Southwest Jiaotong University, State Key Laboratory of Traction Power, Chengdu, China, 2009.
- [9] J. Kim, "An experimental study of the dynamic characteristics of the catenary-pantograph interface in high speed trains.," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 21, pp. 2108-2116, 2007.
- [10] J. Maroño, A. Carnicero and O. López-García, "Modelo simplificado para la simulación de la interacción dinámica catenaria-pantógrafo.," *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, vol. 23, pp. 15-33, 2007.
- [11] MSC Software, "MSC.Nastran 2008 r1. Documentation and User's Guides".
- [12] R. Gladigau, "Die Regelfahrleitung der Deutschen Bundesbahn," *Elektrische Bahnen*, vol. 77 H. 7, pp. 175-180, 207-208, 1979.
- [13] K. Petri, Vergleichende Untersuchung von Berechnungsmodellen zur Simulation der Dynamik von Fahrleitung-Stromabnehmer-Systemen, Paderborn, Germany: Heinz Nisendorf Institut, HNI-

Verlagsschriftenreihe, 1996.

- [14] INTEC GmbH, "Integration of Flexible Bodies into SIMPACK," FEMBS Training.
- [15] INTEC GmbH, "SIMPACK Documentation Version 8904".
- [16] M. Paz, *Dinámica estructural: teoría y cálculo*, Editorial Reverté, 1992.
- [17] M. Such, *Métodos generalizados para el cálculo estático de estructuras de cables y simulación de la interacción dinámica catenaria pantógrafo según la norma europea EN50318.*, Madrid, Spain: Universidad Pontificia de Comillas, 2008.
- [18] S. Eppinger, D. O'Connor, W. Seering and D. Wormley, "Modeling and experimental evaluation of asymmetric pantograph dynamics," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*. ASME., vol. Vol. 110, pp. 168-174, 1988.
- [19] J. Benet, E. Arias, A. Alberto and D. Cebrian, "Desarrollo de un método eficiente para el estudio de la interacción dinámica pantógrafo-catenaria (An efficient method for study of the pantograph-catenary dynamic interaction).," *Información Tecnológica*, vol. 17 N. 3, pp. 137-148, 2006.
- [20] G. Poetsch, *Untersuchung und Verbesserung numerischer Verfahren zur Simulation von Stromabnehmer-Kettenwerk-Systemen.*, Paderborn, Germany: Dissertation von der Universität-Gesamthochschule Paderborn, 1999.
- [21] F. García de Jalón and F. Jorreto, "Análisis dinámico tridimensional del sistema catenaria-pantógrafo en líneas de alta velocidad (350 km/h).," in *I International Congress of Railway Technology*, Zaragoza, Spain, 2010.
- [22] J. Benet, A. Alberto, E. Arias and T. Rojo, "A mathematical model of the pantograph-catenary dynamic interaction with several contact wires.," in *Proceedings of the World Congress on Engineering*, London, U.K., 2007.
- [23] A. Collina and S. Melzi, "Effect of contact strip-contact wire integration on current transfer at high sliding speed in the mid-frequency range.," in *International Conference on Tribology*, Parma, Italy, 2006.
- [24] N. Zhou, W. Zhang and R. Li, "Dynamic performance of a pantograph-catenary system with the consideration of the appearance characteristics of contact surfaces.," *Journal of Zhejiang University - Science A (Applied Physics & Engineering)*, vol. 12(12), pp. 913-920, 2011.
- [25] J. Paulin, *Metodología y criterios de diseño aplicados a la optimización de un sistema de catenaria rígida para explotación ferroviaria.*, Madrid, Spain: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid, 2006.
- [26] T. Wu and M. Brennan, "Basic analytical study of pantograph-catenary system dynamics.,"

- Vehicle System Dynamics*, vol. 30, pp. 443-456, 1998.
- [27] T. Wu and M. Brennan, "Dynamic stiffness of a railway overhead wire system and its effect on pantograph-catenary system dynamics.," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 219, pp. 483-502, 1999.
 - [28] A. Balestrino, O. Bruno, A. Landi and L. Sani, "Innovative solutions for overhead catenary-pantograph system: Wire actuated control and observed contact force.," *Vehicle System Dynamics*, vol. 33, pp. 69-89, 2000.
 - [29] O. López-García, A. Carnicero and J. Marono, "Influence of stiffness and contact modelling on catenary-pantograph system dynamics.," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 299, pp. 806-821, 2007.
 - [30] M. Arnold and B. Simeon, "Pantograph and catenary dynamic: a benchmark problem and its numerical solution.," *Applied Numerical Mathematics*, Vols. 34, Issue 4, pp. 345-362, 2000.
 - [31] S. Ochandiano, Simulación del sistema catenaria-pantógrafo en trenes de alta velocidad., Madrid, Spain: Universidad Pontificia Comillas, 2006.
 - [32] A. Bobillot, J.-P. Massat and J.-P. Mentel, "Design of pantograph-catenary systems by simulation," in *Proceedings of the Tenth International Conference on Computational Structures Technology*, Stirlingshire, UK, 2010.
 - [33] T. Park, B.-J. Kim and Y.-Y. Wang, "A catenary system analysis for studying the dynamic characteristics of a high speed rail pantograph.," *KSME International Journal*, vol. 16 N. 4, pp. 436-447, 2002.
 - [34] J. Gerstmayr and A. Shabana, "Analysis of thin beams and cables using the absolute nodal co-ordinate formulation.," *Nonlinear Dynamics*, vol. 45, pp. 109-130, 2006.
 - [35] T. Dahlberg, "Moving force on an axially loaded beam - with applications to a railway overhead contact wire," *Vehicle System Dynamics*, vol. 44 N. 8, pp. 631-644, 2006.
 - [36] P. Harell, L. Drugge and M. Reijm, "Multiple pantograph operation - Effects of section overlaps.," in *18th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics*, Kanagawa Inst. Technol., Atsugi, Japan, 2004.
 - [37] S. Dietz, O. Wallrapp and S. Wiedemann, Nodal vs. modal representation in flexible multibody system dynamics, Lisbon, Portugal: Multibody Dynamics, Ambrosio Ed., 2003.
 - [38] A. Bouferrouk, C. Baker, M. Sterling, H. O'Neil and S. Wood, "Calculation of the crosswind displacement of pantographs," in *BBA VI International Colloquium on: Bluff Bodies Aerodynamics & Applications*, Milano, Italy, 2008.
 - [39] T. Wu and M. Brennan, "Analytical study of pantograph-catenary system dynamics," in *Institute*

of Sound and Vibration Research, University of Southampton, 1997.

- [40] A. Pisano and E. Usai, "Contact force regulation in wire-actuated pantographs," *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, vol. Vol. 375/2008, pp. 447-463, 2008.
- [41] A. Pisano and E. Usai, "Contact force estimation and regulation in active pantographs: an algebraic observability approach," *Asian Journal of Control*, Vols. Vol. 00, No. 0, pp. 1-9, 2008.
- [42] B. Allota, L. Pugi and F. Bartolini, "An active suspension system for railway pantographs: the T2006 prototype," *Proceedings of the Institution of mechanical Engineers*, vol. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 223:15, 2009.
- [43] W. Baldauf, W. Behr, C. Heine, M. Kolbe, R. Blaschko and H. Richter, "Aktiv geregelter, akustisch optimierter Einholmstromabnehmer," *Elektrische Bahnen*, vol. 100 Heft 5, pp. 182-188, 2002.
- [44] W. Baldauf, M. Kolbe and W. Krötz, "Geregelter Stromabnehmer für Hochgeschwindigkeitsanwendungen," *Elektrische Bahnen*, Vols. 103 Heft 4-5, pp. 225-230, 2005.
- [45] W. Kortüm, W. Schiehlen and M. Arnold, "Software Tools: from multibody system analysis to vehicle system dynamics," *Mechanics for a New Millenium*, pp. 225-238, 2002.
- [46] G. Poetsch, W. Baldauf and T. Schulze, "Simulation der Wechselwirkung zwischen Stromabnehmer und Oberleitung," *Elektrische Bahnen*, vol. 99; 9, pp. 386-392, 2001.
- [47] A. Bobillot, C. Courtois, S. Marie and J. Mentel, "World record - 574,8 km/h on rails - Design of power supply by simulations.," *Elektrische Bahnen*, vol. 107; 9, pp. 369-375, 2009.
- [48] W. Baldauf, W. Behr, C. Heine, M. Kolbe, R. Blaschko and H. Richter, "Aktiv geregelter, akustisch optimierter Einholmstromabnehmer," *Elektrische Bahnen*, vol. 100; 5, pp. 182-188, 2002.
- [49] Balfour Beatty Rail, "Simulation des dynamischen Zusammenwirkens zwischen Stromabnehmer und Oberleitung mit CATMOS," 2010.
- [50] H. Tessun, "Deckenstromschienen - konstruktive Gestaltung," *Elektrische Bahnen*, vol. 4, 2006.
- [51] K.-Q. Pan and J.-Y. Liu, "Investigation on the choice of boundary conditions and shape functions for flexible multi-body system," *Acta Mechanica Sinica*, vol. V28(1), pp. 180-189, 2012.
- [52] M. Software, "MSC.Nastran 2008 r1. Documentation and User's Guides".