

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN
INGENIERÍA INDUSTRIAL**

TRABAJO FIN DE MÁSTER

***MODELADO TEÓRICO Y EXPERIMENTAL DE UNA
TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES***

**Alumno/Alumna
Director/Directora
Departamento
Curso académico**

*Vez Labrador, Sergio
Plaza Pascual, Soraya
Ingeniería Mecánica
2018 / 2019*

Bilbao, 11 Junio de 2019

Resumen

Los engranajes son uno de lo más eficientes medios para la transmisión de movimiento en maquinaria industrial. Por otra parte, son uno de los sistemas mecánicos de mayor complejidad de diseño y sufren un alto número de averías y fallos inesperados. Un diagnóstico adecuado de los mismos es altamente demandado por la influencia en la economía de la empresa al reducir costes operacionales, apoyar en las decisiones de mantenimiento y mejorar el nivel de seguridad. De esta demanda surge el *Condition Monitoring* cuyas principales características son el aviso previo fallo inminente, mayor precisión en la predicción de fallo y la ayuda en los procedimientos de diagnóstico asociando el fallo a parámetros supervisados. En este trabajo que lleva por título “Modelado teórico y experimental de una transmisión por engranajes”, se efectúa una correlación teórico experimental del cálculo de engranajes en el cual, utilizando diferentes métodos de análisis, se realiza un estudio del error de transmisión, la deformación del diente y el estudio de vida.

Palabras clave

Engranaje; error de transmisión; rigidez; Condition Monitoring; FZG; pitting; FEM; IK4-Tekniker

Laburpena

Engranajeak makineria industrialetan mugimendua transmititzeko bide eraginkorrenak dira. Bestalde, diseinu sistema mekaniko konplexuenetakoak dira eta matxura ugari zein ustekabeko hainbat porrot jasaten dituzte. Horien diagnostiko egokia erabat garrantzitsua da konpainiaren ekonomian duen eraginagatik, funtzionamendu kostuak murrizteaz gain, mantentze-erabakiak babestu eta segurtasun maila hobetzen delarik. Eskaera honetatik sortzen da *Condition Monitoring*, zeinen ezaugarri nagusiak hutsegitearen aurretiazko oharra, porrotaren iragarpenean zehaztasun handiagoa eta porrotaren parametroen bidez hutsegite diagnostiko prozeduren laguntza diren. "Engranajearen transmisioaren eredu teorikoa eta esperimentalak" izeneko lan honetan, korrelazio teoriko esperimental bat egiten da engranajeak kalkulatzeko. Bertan, analisi metodo desberdinak erabiliz, transmisio erroreak, hartzaren deformazioaren eta bizitzaren azterketak egiten dira.

Gako hitzak

Engranaje; transmisio errorea; zurruntasuna; Condition Monitoring; FZG; pitting; FEM; IK4-Tekniker

Abstract

Gears are one of the most efficient means for the transmission of motion in industrial machinery. On the other hand, they are one of the most complex mechanical design systems and suffer a high number of unexpected breakdowns and failures. A proper diagnosis of them is highly demanded by the influence on the economy of the company by reducing operational costs, supporting maintenance decisions and improving the level of safety. From this demand arises the Condition Monitoring whose main characteristics are the warning of imminent failure, greater precision in the prediction of failure and the help in the diagnostic procedures associating the failure to supervised parameters. In this project entitled “Theoretical and experimental gear transmission modelling”, an experimental theoretical correlation of gear calculation is carried out in which, using different methods of analysis, a study of transmission error, tooth deformation and lifetime research is performed.

Keywords

Engranaje; transmission error; stiffness; Condition Monitoring; FZG; pitting; FEM; IK4-Tekniker

Agradecimientos

Con este Trabajo Fin de Máster doy por finalizada una época académica que ha durado siete años. Como pasa frecuentemente al finalizar un trabajo de estas características, hay tantas cosas que agradecer a tanta gente que uno necesitaría varias páginas para poder hacerlo por escrito. Espero haber sabido transmitir, a mi manera, mi agradecimiento en todo momento a cada una de las personas que se han detenido en su camino para ayudarme en el mío. Sin embargo, quiero aprovechar este pequeño espacio para manifestar públicamente mi agradecimiento a algunas de estas personas sin las cuales nunca hubiese podido llegar hasta aquí.

A nivel personal, en primer lugar, a mi ama y mi aita por haberse esforzado siempre en darme todo cuanto he podido necesitar. No solo he llegado aquí gracias a su ayuda y apoyo emocional y económico, sino que han aguantado mis malos humores, mis quejas, mis agobios y todos los momentos buenos y malos que he vivido durante estos siete años. A pesar de ello, siempre han estado ahí para darme ánimo y apoyo, para escucharme y para ayudarme a levantar cuando me he caído. Agradecer a mis amamas, aitites y al resto de mi familia por sus consejos que con los años he sabido entender y aplicar en mi vida. Gracias a vosotros hoy me puedo sentir orgulloso del tipo de persona que soy.

A mis amigos y amigas, los que conozco desde que tengo uso de razón y aquellos que han aparecido en mi vida los últimos años gracias al *curling*. Gracias por estar a mi lado y ayudarme en todo lo posible a pesar de que muchas veces haya pagado mis frustraciones con vosotros. Siento que he mejorado como persona al lado vuestro y eso es algo que ni se puede pagar con dinero ni agradecer en un texto, sólo pediros que sigáis caminando conmigo muchos años más.

A mis compañeros de grado y máster, los cuales han sufrido a mi lado el estrés durante estos años, pero siempre nos hemos echado una mano cuando lo hemos necesitado. Nos conocimos siendo unos chavales y hemos madurado juntos hasta llegar aquí.

A nivel profesional, dar las gracias a la Escuela de Ingeniería de Bilbao, a mi tutora del TFM Soraya Plaza y a todos los profesores y tutores con los que he coincidido estos siete años y que me han facilitado compaginar los estudios con el deporte. Todo lo que he logrado es en parte gracias a vosotros.

También quería agradecer el apoyo y confianza puesta en mí a la fundación IK4-Tekniker así como a mis tutores de TFM Eneko Olabarrieta y Coro Cantero por ayudarme en los primeros pasos dentro del mundo laboral.

Ahora comienza una nueva época llena de incertidumbre e ilusión, pero agradezco que un día hace siete años, un joven sin ni siquiera dieciocho años decidiese que, con deseo, trabajo y compañerismo, llegar a donde estoy hoy era posible.

Índice

1. INTRODUCCIÓN	1
2. CONTEXTO.....	3
3. OBJETIVOS Y ALCANCE	5
4. BENEFICIOS DEL PROYECTO	7
4.1. Beneficios técnicos.....	7
4.2. Beneficios económicos.....	7
4.3. Beneficios sociales y medioambientales	7
5. ESTADO DEL ARTE	9
5.1. Engranajes.....	9
5.1.1. Introducción	9
5.1.2. Geometría y parámetros	15
5.1.3. Ley de engrane y envolvente.....	17
5.1.4. Relación de contacto	20
5.1.5. Interferencias.....	21
5.1.6. Fallos en engranajes	22
5.1.7. Materiales, fabricación y lubricación	26
5.1.8. Ruido y vibraciones.....	29
5.2. Error de transmisión.....	30
5.3. Rigidez	33
5.4. Análisis de vida	36
5.4.1. Fallo por flexión.....	37
5.4.2. Fallo por pitting.....	40
6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	43
6.1. Modelado cuasi-estático de elementos finitos.....	44
6.2. Modelado analítico o parámetros concentrados	45
6.3. Cinemática de cuerpos rígidos	46
6.4. Experimental	48
7. SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA.....	51
8. DESARROLLO	53
8.1. Geometría y material.....	53

8.2.	Modelado cuasi-estático de elementos finitos (<i>Hyper</i>)	54
8.2.1.	Geometría	54
8.2.2.	Mallado.....	56
8.2.3.	Definición de los contactos	58
8.2.4.	Definición de las cargas y restricciones	59
8.2.5.	Creación de los <i>steps</i>	61
8.2.6.	Modificaciones realizadas	62
8.2.7.	Resultados obtenidos	64
8.3.	Modelado analítico (<i>KISSsoft</i>).....	73
8.3.1.	Introducción de datos	73
8.3.2.	Error de transmisión y rigidez	75
8.3.3.	Tensiones en los dientes	78
8.4.	Cinemática de cuerpos rígidos (<i>Gear AT – ADAMS</i>).....	79
8.5.	Experimental	83
8.5.1.	Ensayo de deformación en el <i>fillet</i> del piñón	83
8.5.2.	Ensayo del error de transmisión	88
9.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	91
9.1.	Error de transmisión	91
9.2.	Deformación.....	96
9.3.	Análisis de vida	101
10.	ANÁLISIS DE RIESGOS	107
11.	PLANIFICACIÓN.....	111
11.1.	Fases del proyecto	111
11.2.	Hitos	114
11.3.	Diagrama de Gantt.....	114
12.	DESCARGA DE GASTOS	117
13.	CONCLUSIONES	119
14.	LÍNEAS FUTURAS.....	121
15.	BIBLIOGRAFÍA	123
ANEXOS.....		125
Anexo – A (<i>KISSsoft</i> – Informe general)		125
Anexo – B (<i>KISSsoft</i> – Contact Analysis).....		136
Anexo – C (MITCalc)		145

Lista de figuras

Figura 5.1: Engranajes rectos [Ramírez Alcaraz, 2013]	11
Figura 5.2: Engranajes helicoidales [Ramírez Alcaraz, 2013]	11
Figura 5.3: Engranajes doblemente helicoidales [Ramírez Alcaraz, 2013]	11
Figura 5.4: Engranajes helicoidales cruzados [Ramírez Alcaraz, 2013]	12
Figura 5.5: Engranajes cónicos rectos [Ramírez Alcaraz, 2013]	12
Figura 5.6: Engranajes cónicos helicoidales [Ramírez Alcaraz, 2013]	12
Figura 5.7: Engranajes cónicos hipoides [Ramírez Alcaraz, 2013]	13
Figura 5.8: Engranajes de rueda y tornillo sin fin [Gear Motions, 2017]	13
Figura 5.9: Engranaje planetario [Gear Manufacturing]	14
Figura 5.10: Engranaje interior [Direct Industry]	14
Figura 5.11: Nomenclatura de los dientes de los engranajes [Fernández, 2010]	15
Figura 5.12: Línea de acción del engranaje [Vázquez Hernández, 2015]	16
Figura 5.13: Relación de transmisión	18
Figura 5.14: Perfil envolvente y circunferencia base [Avello Iturriagoitia, 2014]	19
Figura 5.15: Involuta del diente del engranaje [Vázquez Hernández, 2015]	19
Figura 5.16: Puntos y relación de contacto [Pinochet Espinosa, 2007]	20
Figura 5.17: Parámetros de cálculo del ratio de contacto [Prof. Gopinath & Prof. Mayuram]	21
Figura 5.18: Efecto de la interferencia [Prof. Gopinath & Prof. Mayuram]	21
Figura 5.19: Eliminación de la interferencia por corrección [Prof. Gopinath & Prof. Mayuram] ...	22
Figura 5.20: Fallo por scuffing [Dr. Klaus Michaelis]	23
Figura 5.21: Fallo por wear [Dr. Klaus Michaelis]	23
Figura 5.22: Fallo por micropitting [Dr. Klaus Michaelis]	24
Figura 5.23: Fallo por pitting y micropitting [Dr. Klaus Michaelis]	24
Figura 5.24: Fallo por rotura del diente [Dr. Klaus Michaelis]	25
Figura 5.25: Fallo por fractura de flanco [Dr. Klaus Michaelis]	25
Figura 5.26: Generación de engranaje por fresado con hob [Dilube Chemical Specialities]	27
Figura 5.27: Generación de engranaje con piñón cortador [Industry Arena]	28
Figura 5.28: Error de transmisión [Tharmakulasingam, 2009]	31
Figura 5.29: Trayectoria de grieta a fatiga [Pinochet Espinosa, 2007]:	36
Figura 6.1: Fuerza de contacto en ADAMS [Kong et al.]	47
Figura 6.2: Banco de ensayos FZG	49
Figura 6.3: Elementos del banco de ensayos FZG [Inegi, 2006]	49
Figura 8.1: Plano acotado del piñón	53
Figura 8.2: Plano acotado de la rueda	53
Figura 8.3: Geometría importada de KISSsoft	55
Figura 8.4: Geometría simplificada de la pareja de engranajes	55
Figura 8.5: Superficies generadas la rueda (izqda.) y piñón (dcha.)	56
Figura 8.6: Mallado de la rueda	57
Figura 8.7: Mallado del piñón	57
Figura 8.8: Mallado en 3D	58
Figura 8.9: Restricción de 5 GDL	60
Figura 8.10: Giro aplicado a la rueda	60
Figura 8.11: Par aplicado al piñón	61
Figura 8.12: Corrección de la geometría	63
Figura 8.13: Desplazamiento de nodos en Z (izqda.) y restricción aplicada a los nodos (dcha.)	63

Figura 8.14: Línea de acción en Hyper	64
Figura 8.15: Estado de contacto en zonas 1 y 2	71
Figura 8.16: Estado de contacto en zonas 3 y 4	71
Figura 8.17: Estado de contacto en zonas 5 y 6	72
Figura 8.18: Estado de contacto en zona 7	72
Figura 8.19: Introducción de datos básicos	73
Figura 8.20: Fine Sizing	74
Figura 8.21: Perfil de referencia.....	74
Figura 8.22: Cargas del piñón (izqda.) y rueda (dcha.)	75
Figura 8.23: Línea de acción en KISSsoft.....	75
Figura 8.24: Fotografías de la zona de galgado en el piñón	79
Figura 8.25: Modelado en Gear AT (vista isométrica).....	80
Figura 8.26: Modelado en Gear AT (vista de alzado).....	80
Figura 8.27: Galga tipo EA-06-015EH-120 [Micro Measurements, 2014]	83
Figura 8.28: Galga tipo EA-06-015LA-120 [Micro Measurements, 2014]	83
Figura 8.29: Modo de trabajo de la galga.....	84
Figura 8.30: Zona de posicionamiento de galga en ensayo experimental	84
Figura 8.31: Sistema de toma de datos de las deformaciones	85
Figura 9.1: Par recibido en la rueda en función del tiempo en Gear AT.....	92
Figura 9.2: Interfaz del software MITCalc.....	102

Lista de tablas

Tabla 5.1: Factor de aplicación Kv [Norma ISO 6336-6].....	39
Tabla 6.1: Estados de carga del banco de ensayos FZG [IK4-Tekniker].....	50
Tabla 8.1: Parámetros geométricos del piñón.....	53
Tabla 8.2: Parámetros geométricos de la rueda.....	53
Tabla 8.3: Características del material.....	54
Tabla 8.4: Parámetros de los contactos.....	59
Tabla 8.5: Steps de giros de la rueda.....	61
Tabla 8.6: Verificaciones de fuerza y momento en Hyper.....	64
Tabla 8.7: Tabla de obtención de datos para el error de transmisión en Hyper.....	65
Tabla 8.8: Comparación de la relación de transmisión en KISSsoft y Hyper.....	66
Tabla 8.9: Comparación de la duración de un ciclo en KISSsoft y Hyper.....	67
Tabla 8.10: Rango teórico de deformación del diente.....	69
Tabla 8.11: Rango real de deformación del diente.....	70
Tabla 8.12: Error de transmisión obtenido en KISSsoft.....	76
Tabla 8.13: Valores teóricos máximos y mínimos de la rigidez.....	77
Tabla 8.14: Definición de los contactos en Gear AT.....	80
Tabla 8.15: Tabla de obtención de datos para el error de transmisión en Gear AT.....	81
Tabla 8.16: Estados de carga del ensayo y del objeto de estudio en deformación.....	86
Tabla 8.17: Estados de carga del ensayo y del objeto de estudio en error de transmisión.....	88
Tabla 9.1: Ratio de contacto para diferentes modelos.....	91
Tabla 9.2: Valores del ET para diferentes modelos.....	92
Tabla 9.3: Ventajas y desventajas de los diferentes métodos para el estudio del ET.....	95
Tabla 9.4: Valores máximos de microstrain para diferentes métodos.....	96
Tabla 9.5: Tramo de deformación para diferentes métodos.....	97
Tabla 9.6: Ventajas y desventajas de los diferentes métodos para el estudio de deformación.....	99
Tabla 9.7: Tensiones máximas admisibles a flexión y pitting.....	101
Tabla 9.8: Tensiones máximas extraídas del modelo FEM.....	102
Tabla 9.9: Coeficientes y parámetros de seguridad a flexión.....	103
Tabla 9.10: Coeficientes y parámetros de seguridad a pitting.....	103
Tabla 9.11: Coeficientes de seguridad del piñón.....	104
Tabla 9.12: Coeficientes de seguridad de la rueda.....	104
Tabla 10.1: Matriz de probabilidad - impacto.....	109
Tabla 11.1: Hitos del proyecto.....	114
Tabla 11.2: Lista de tareas del proyecto.....	114

Lista de gráficas

Gráfica 5.1: Evolución de la rigidez en función de la rotación del piñón [Soami, 2016]	34
Gráfica 5.2: Velocidad angular del piñón en función de la rigidez de engrane [Soami, 2016].....	35
Gráfica 5.3: Fuerza de contacto en función de la rigidez de engrane [Soami, 2016]	35
Gráfica 8.1: Error de transmisión vs Ángulo teórico de giro del piñón en Hyper.....	65
Gráfica 8.2: Ciclo de error de transmisión por diente vs. Ángulo teórico de giro en Hyper	66
Gráfica 8.3: Verificación del ratio de contacto en Hyper.....	67
Gráfica 8.4: Error de transmisión total obtenido en Hyper	68
Gráfica 8.5: Deformación en el fillet del piñón en Hyper	69
Gráfica 8.6: Comportamiento de la deformación en el fillet del piñón.....	70
Gráfica 8.7: Error de transmisión KISSsoft	76
Gráfica 8.8: Rigidez del sistema KISSsoft.....	77
Gráfica 8.9: Rigidez en función del ratio de contacto KISSsoft	78
Gráfica 8.10: Tensión en la raíz del diente KISSsoft	78
Gráfica 8.11: Error de transmisión vs. Ángulo girado por el piñón en Gear AT	82
Gráfica 8.12: Velocidad de rotación de la rueda en función del tiempo en Gear AT	82
Gráfica 8.13: Deformación en el fillet del piñón a 183 N·m y 20 rpm en el ensayo experimental ..	86
Gráfica 8.14: Deformación en el fillet a 6 rpm	87
Gráfica 8.15: Deformación en el fillet a 30 rpm	87
Gráfica 8.16: Comportamiento de la deformación en el fillet del piñón en ensayo experimental ...	88
Gráfica 8.17: Tramos de obtención del error de transmisión	89
Gráfica 9.1: Comparativa del error de transmisión en los cuatro métodos	93
Gráfica 9.2: Comparativa del error de transmisión en los tres métodos computacionales.....	94
Gráfica 9.3: Comparativa del error de transmisión entre Gear AT y KISSsoft.....	94
Gráfica 9.4: Comparación deformación entre Hyper y experimental (360 grados)	98
Gráfica 9.5: Comparación deformación entre Hyper y experimental (50 grados)	99
Gráfica 11.1: Diagrama de Gantt del proyecto.....	115

Lista de acrónimos

α	[°]	alfa	DTE		Dynamic Transmission Error (Error de Transmisión Dinámico)
β	[°]	beta	e	[mm]	espesor circular del diente
ε	[m/m]	epsilon	E	[N/m ²]	módulo de Young
θ	[°]	theta	EPI'S		equipos de protección individual
π		pi	ET	[μm]	error de transmisión
ρ		rho	F_N	[N]	fuerza normal
ω	[rad/s]	omega	F_R	[N]	fuerza radial
φ	[°]	psi	F_T	[N]	fuerza tangencial
ν		nu, coeficiente de Poisson	FEM		Finite Elements Method (Método de Elementos Finitos)
μ		mu	FZG		Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebebau (Centro de Investigación y Construcción de Engranajes)
σ_F	[Pa]	tensión en la raíz del diente	G	[%]	factor de galga
σ_{FG}	[Pa]	tensión máxima admisible a flexión	GDL		Grado De Libertad
σ_{Flim}	[Pa]	tensión límite del material a flexión	h_a	[mm]	Addendum
σ_H	[Pa]	tensión máxima de contacto	h_b	[mm]	Deddendum
σ_{HG}	[Pa]	tensión máxima admisible de contacto	h_{fp}		factor de radio de raíz
σ_{Hlim}	[Pa]	tensión límite del material a contacto	i		relación de transmisión
2D		dos dimensiones	ISO		International Organization For Standardization (Organización Internacional para la Estandarización)
3D		tres dimensiones	Izqda.		Izquierda
a	[mm]	distancia entre centros	K	[N/m]	rigidez
A.C.		antes de Cristo	K_A		factor de aplicación
AGMA		American Gear Manufacturers Association (Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes)	$K_{F\alpha}$		factor de carga transversal en flexión
AT		Advanced Technology (Tecnología Avanzada)	$K_{F\beta}$		factor de carga de flanco en flexión
B	[mm]	anchura del diente	$K_{H\alpha}$		factor de carga transversal en contacto
C	[N·s/m]	coeficiente de amortiguamiento	$K_{H\beta}$		factor de carga de flanco en contacto
cos		coseno	KTE		Kinematic Transmission Error (Error de Transmisión Cinemático)
d	[mm]	diámetro primitivo	K_V		factor dinámico
d_a	[mm]	diámetro de cabeza	L_a	[mm]	longitud de contacto
d_b		circunferencia base			
d_f	[mm]	diámetro de raíz			
D.C.		después de Cristo			
Dcha.		derecha			
dN_a	[mm]	diámetro de cabeza activo			
dN_f	[mm]	diámetro de raíz activo			

LTCA		Loaded Tooth Contact Analysis (Análisis de Contacto de Diente Cargado)
m	[mm]	módulo
MTE		Manufacturing Transmission Error (Error de transmisión de Fabricación)
P_c	[mm]	paso circular
R	[mm]	radio primitivo
R_a	[μm]	rugosidad
r_f	[mm]	radio del fillet
S		función de contacto
S_F		factor de seguridad flexión
S_H		factor de seguridad pitting
sin		seno
S2S		superficie a superficie
STE		error de transmisión estático
TFM		Trabajo Fin de Máster
u		ratio de giro
V_r	[mV/V]	tensión galga
X	[mm]	corrección
Y_B		factor de borde
Y_β		factor de ángulo de hélice
Y_δ		factor de sensibilidad de muesca
Y_{DT}		factor profundidad de diente
Y_F		factor de forma
Y_{NT}		factor de vida finita a flexión
Y_R		factor de superficie
Y_S		factor corrector de tensiones
Y_{ST}		factor de corrección por concentración de tensiones
Y_X		factor de tamaño
Z		número de dientes
Z_β		factor de ángulo de hélice
Z_B		factor contacto diente único
Z_E		factor de elasticidad
Z_ε		factor de ratio de contacto
Z_H		factor de zona
Z_L		factor de lubricación
Z_{NT}		factor de vida finita a pitting
Z_R		factor de rugosidad
Z_V		factor de velocidad
Z_W		factor de endurecimiento
Z_X		factor de tamaño

1. INTRODUCCIÓN

Este documento contiene la memoria del TFM (Trabajo Fin de Máster) que lleva por título: “Modelado teórico y experimental de una transmisión por engranajes”. Es un proyecto de naturaleza industrial realizado en el departamento de mecánica de la empresa IK4-Tekniker.

En una primera parte de la memoria se presenta el contexto del proyecto, los objetivos y el alcance de este, así como los beneficios técnicos, sociales y económicos que puede aportar la realización del mismo.

Posteriormente, se repasa el estado del arte en lo que respecta a los engranajes rectos en general, el error de transmisión, la rigidez y el análisis de vida. Sobre los engranajes se profundiza en la geometría y sus parámetros, la relación de contacto, los tipos de fallos y los diferentes modos de fabricación. El análisis de vida estudia dos de esos fallos y cómo poder calcular los coeficientes de seguridad frente a ellos.

Tras el estado del arte, se muestra un análisis de las diferentes alternativas de estudio y testeo de cálculo de una transmisión de engranajes y se define la solución propuesta para este proyecto. Esta información será relevante para efectuar los ensayos ya que sus descripciones, ventajas y desventajas, serán el punto de partida de nuestra toma de decisiones.

La parte central del proyecto está dedicada a los diferentes modelados, comenzando por la descripción del proceso del modelado, seguido de la corrección de los problemas surgidos durante el mismo y finalizando con la representación de los resultados extraídos. Una vez obtenidos todos los resultados deseados, se efectúa un análisis en profundidad de los mismos.

La parte final de la memoria refleja el análisis de los riesgos durante la realización del proyecto, la descarga de gastos del proyecto, las conclusiones y las líneas futuras. Por un lado, la descarga de gastos detalla los diferentes costes de horas internas, amortizaciones o gastos ocasionados durante los ensayos y modelado. Por otro lado, el análisis de riesgos plantea los diferentes riesgos durante la ejecución de los ensayos, así como su importancia y probabilidad. Además, en la planificación a seguir para llevarlo a cabo se estiman los recursos necesarios, tanto materiales como humanos, al igual que se efectúa un seguimiento de las diferentes etapas y su duración a lo largo del proyecto.

2. CONTEXTO

El Trabajo Fin de Máster se realiza dentro de la empresa IK4-Tekniker, un centro tecnológico constituido jurídicamente como Fundación privada sin ánimo de lucro en cuyo patronazgo y justa está mayoritariamente representada la industria. En la actualidad IK4-Tekniker forma parte de la Alianza Tecnológica IK4 aunque próximamente estará englobada dentro de la *Basque Research and Technology Alliance* (BRTA). IK4-Tekniker es el aliado tecnológico imprescindible de un importante conjunto de empresas líderes en su sector, con productos y procesos de alto valor añadido y alta tecnología. Su misión es la de impulsar la capacidad innovadora de sus clientes e incrementar su capital tecnológico para mejorar su competitividad de forma sostenible, a través de la generación y aplicación del conocimiento científico-tecnológico. Dentro de los múltiples departamentos de IK4-Tekniker, el proyecto se ha desarrollado en el departamento de Ingeniería Mecánica.

Antes de introducirse en la descripción de las tareas desarrolladas, cabe incluir el estudio dentro de un contexto en el que se deduce la importancia del mismo.

La ingeniería tiene un beneficio inequívoco en la vida moderna produciendo que esta sea cada vez sea más cómoda y agradable. Sin embargo, a veces no recibe la importancia que se merece. Sin la ingeniería, ciertas cosas como ir al cine, hablar por teléfono e incluso beber agua potable, serían tareas mucho más tediosas y peligrosas. Los avances en ingeniería no suelen estar enfocados en gran escala a viajes espaciales o robots inteligentes, que es a lo que realmente se le asocia. Por el contrario, se trata realmente de una idea mucho más profunda enfocada en tareas y aplicaciones cotidianas.

Uno de los elementos mecánicos de mayor importancia son los engranajes. Los engranajes sirven para transmitir un par de torsión y una velocidad angular en una amplia variedad de aplicaciones. Son uno de los más eficientes medios para la transmisión de movimiento ya que el deslizamiento entre los dientes es limitado por el tamaño de los dientes, por lo que presenta pares y fuerzas de fricción pequeñas. La utilización de los engranajes en la industria responde a las restricciones económicas que conducen a la adopción de soluciones simples con un buen nivel de comportamiento, estandarización de su cálculo y del control de su proceso de manufactura. En muchas aplicaciones en que se requiere tamaño compacto, garantizar el balanceo y la exactitud en la transmisión, los engranajes representan la única o la mejor solución de diseño.

La transmisión del movimiento de rotación es necesaria por motivos tales como:

- La existencia de ejes no coincidentes por razones funcionales. Este es el caso de un diferencial de un vehículo con motor longitudinal.
- La necesidad de establecer una relación de velocidad precisa entre dos ejes. Por ejemplo, el ciclo termodinámico de un motor de 4 tiempos impone que el árbol de levas gire exactamente a la mitad de velocidad del eje del cigüeñal.
- La necesidad de invertir el sentido de giro de un eje. Es el caso del mecanismo que permite a una motonave invertir el sentido de giro de la hélice para maniobrar.
- La adecuación de la velocidad del motor a las características de la carga. Por ejemplo, la turbina de un avión de turbohélice gira a una velocidad demasiado elevada para poder conectarla directamente a la hélice con un rendimiento aceptable.

Sin embargo, si destaca una característica que defina y haya hecho que se imponga al resto de transmisiones, es su alta eficiencia energética en los regímenes de operación más adversos. Aunque, por otra parte, son uno de los sistemas mecánicos de mayor complejidad de diseño por el elevado número de elementos que los constituyen. Como consecuencia, este tipo de transmisiones sufren un alto número de averías y fallos inesperados provocando un aumento en los costes de operación y mantenimiento.

Por lo tanto, se puede deducir que la reducción del coste de mantenimiento de los engranajes es uno de los principales objetivos actuales de la industria. Como apoyo a las estrategias de mantenimiento, surge el mantenimiento basado en la condición (*Condition Monitoring*). Entre las principales características del *Condition Monitoring* se pueden mencionar las siguientes: aviso previo al fallo inminente, mayor precisión en la predicción de fallo y ayuda en los procedimientos de diagnóstico, ya que se puede asociar el fallo de componentes específicos a parámetros o atributos supervisados.

3. OBJETIVOS Y ALCANCE

Teniendo en cuenta el contexto sobre el que se realiza este proyecto, este trabajo tiene como objetivo la caracterización del error de transmisión, las deformaciones en el diente del engranaje y el análisis de vida de los engranajes. Con la monitorización del error de transmisión y su posterior mejora mediante correcciones en los dientes que mejoren el contacto, se evitan vibraciones indeseadas que puedan generar vibraciones en el motor y excitar frecuencias naturales que provoquen que el sistema entre en resonancia. Por otro lado, con la monitorización de las deformaciones en el diente, se puede predecir el fallo a fatiga del engranaje. Finalmente, un control constante de los coeficientes de seguridad frente a fallo permite realizar un control en el tiempo de la cercanía a fallo de los engranajes.

Objetivo principal

Realizar la correlación teórico experimental del cálculo de engranajes: error de transmisión, deformaciones y vida de los engranajes utilizando diferentes métodos de análisis.

Objetivos específicos

- Modelar los engranajes utilizando los *softwares Hyper y Gear AT*
- Simular las condiciones de operación de los dientes del engranaje para unas condiciones de ensayo determinadas en los *softwares Hyper, Gear AT y KISSsoft*
- Efectuar ensayos experimentales en el banco de ensayos FZG que permitan correlar los modelados teóricos
- Extraer de los tres modelados y de los ensayos experimentales, el error de transmisión y la deformación en el *fillet* del diente
- Comparar e interpretar los resultados obtenidos del error de transmisión y deformación
- Obtener los factores de seguridad frente a *pitting* y *contacto* utilizando los *softwares KISSsoft, MITCalc y Hyper*
- Determinar la idoneidad de cada modelado según las necesidades y los parámetros de estudio

El alcance de este proyecto se limita a la consecución de los objetivos aquí mencionados y deja a un lado el mantenimiento condicional referido al estudio de las frecuencias y sus

modos, así como el estudio de la huella de contacto y sus correspondientes microgeometrías., las cuales también están relacionadas con el *Condition Monitoring*. Se concluye que la monitorización estudio de este trabajo resulta clave como punto de partida del *Condition Monitoring* de los engranajes que permitan disminuir los costes de mantenimiento los cuales pueden llegar a ser los más altos de los costes de producción.

4. BENEFICIOS DEL PROYECTO

Con la mejora general de los sistemas de engranajes y su mantenimiento condicional y preventivo, se espera lograr diferentes beneficios principalmente técnicos, económicos, sociales y medioambientales.

4.1. Beneficios técnicos

El aumento en el control del estado de los engranajes, el seguimiento continuo de parámetros clave para reconocerlo y una correcta interpretación de los mismos, lleva a la mejora considerable en el rendimiento de los engranajes. Estos elementos de transmisión de alta precisión y de amplios rangos de uso, posee la desventaja de generar altas vibraciones y desgaste abrasivo en el contacto. Con su mejora gracias al *Condition Monitoring*, se pueden reducir las vibraciones gracias al control exhaustivo del error de transmisión entre los dientes. Estas vibraciones pueden llegar al motor y destruirlo. Además, estudiando la huella de contacto se pueden definir correcciones en los dientes a modo de microgeometrías que mejoren el contacto y disminuyan el desgaste abrasivo entre dientes. Finalmente, el estudio y seguimiento de la deformación en la raíz del diente permite sufrir menos roturas indeseadas que puedan provocar accidentes mayores en el resto del sistema.

4.2. Beneficios económicos

El aumento del control de los engranajes permite disminuir los costes de mantenimiento que pueden llegar a ser los mayores costes en la producción de los engranajes. Una vez efectuada la inversión de generar conocimiento acerca del mantenimiento condicional y efectuados los ensayos que permitan caracterizarlo, el coste necesario para realizar el mantenimiento es prácticamente computacional. Además, genera un ahorro considerable del coste del resto de piezas que puedan ser dañadas en caso de una rotura inesperada del engranaje.

4.3. Beneficios sociales y medioambientales

Se denomina contaminación acústica al exceso de sonido que altera las condiciones normales del ambiente en una determinada zona. Si bien el ruido no se acumula, traslada o mantiene en el tiempo como otras contaminaciones, también puede causar grandes daños en la calidad de vida de las personas si no se controla adecuadamente. A pesar de que el ruido es uno de los mayores problemas medioambientales en Europa, éste no se considera como tal por muchos debido a tres razones: se trata de una contaminación localizada, los efectos perjudiciales en general no aparecen hasta pasado un largo tiempo y porque es

frecuentemente considerado como inevitable y resultado del desarrollo y progreso. Sin embargo, esta amenaza invisible puede llegar a causar hasta 1.000 muertes prematuras al año en España. Por lo tanto, cualquier mejora que genere menos ruido es un beneficio medioambiental y social. Por otro lado, la disminución de roturas prematuras e inesperadas de los engranajes que puedan provocar cortocircuitos o proyección de fragmentos hacia el exterior permite una disminución de los accidentes.

5. ESTADO DEL ARTE

En este apartado se desarrolla el estado del arte de los aspectos relacionados con este proyecto. Se divide en cuatro subapartados diferentes. El primero relacionado con los engranajes en general, profundizando en los engranajes rectos objeto de estudio de este proyecto. Los otros tres subapartados están relacionados con cada uno de los resultados a obtener en este proyecto como son el error de transmisión, la deformación relacionada con la rigidez del sistema y el análisis de vida de los engranajes.

5.1. Engranajes

En este apartado se expone el estado del arte de los engranajes. Tras una breve introducción, se detallan los parámetros de cálculo, ley de engrane y relación de contacto necesarios para comprender el comportamiento de los engranajes. A continuación, se definen las interferencias de los engranajes y los fallos más comunes, en los cuales se profundiza en el apartado de análisis de vida. A su vez, también se mencionan los materiales y los modos de fabricación de engranajes y se finaliza con un pequeño comentario de los ruidos y las vibraciones que, a pesar de no ser objeto de estudio directo de este trabajo, es necesario comprender para entender la importancia del estudio del error de transmisión.

5.1.1. Introducción

Uno de los problemas principales de la ingeniería mecánica es la transmisión de movimiento entre un conjunto motor y máquinas conducidas. Desde épocas muy remotas se han utilizado cuerdas y elementos fabricados de madera para solucionar los problemas de transporte, impulsión, elevación y movimiento. Los engranajes son ruedas cilíndricas dentadas que se emplean para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio a otro. Los dientes del engranaje impulsor se insertan, enlazándose con precisión, en los espacios entre los dientes del engranaje que es impulsado. Los dientes impulsores empujan a los dientes que son impulsados ejerciendo una fuerza perpendicular al radio del eje. Por consiguiente, se transmite un par y, debido a que el engranaje está girando, también se transmite una potencia. El mecanismo elemental constituido por dos engranajes se denomina “par de engranajes”. De este par de engranajes, se puede diferenciar el piñón (aquel con menor número de dientes) y la rueda o corona (aquel con mayor número de dientes). Cuando el piñón es el impulsor, se produce un efecto reductor en el cual la velocidad de salida disminuye y el par aumenta. Por otro lado, cuando la rueda es la impulsora, se produce un efecto multiplicador donde aumenta la velocidad de salida y disminuye el par.

En la actualidad los engranes han tomado una posición relevante en la vida diaria del hombre moderno. Ya que su uso es prácticamente ilimitado, del lado industrial la carencia de este simple mecanismo hace impensable sus actividades diarias. Los engranajes se utilizan ampliamente en diversos mecanismos y máquinas desde abrelatas hasta barcos y portaviones. Siempre que es necesario un cambio en la velocidad o en el par de un dispositivo rotatorio, generalmente se utilizará un engranaje. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocida como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranajes. La principal ventaja que tienen las transmisiones por engranajes respecto de la transmisión por poleas es que no patinan como las poleas, con lo que se obtiene mayor exactitud en la relación de transmisión.

Los engranajes se encuentran entre los dispositivos e invenciones más antiguas del hombre. Se sabe que alrededor de 2600 A.C., los chinos usaron una carroza formada por una serie compleja de engranajes (Prof. Gopinath & Prof. Mayuram, 2009). Los primeros engranajes fueron fabricados de madera y de otros materiales fácilmente trabajables, siendo sus dientes simples espigas insertadas en un disco o una rueda. Aristóteles en el siglo IV. A.C., mencionó en sus escrituras a los engranajes como elementos utilizados en su día a día. Leonardo da Vinci también utilizaba los engranajes en varios de los mecanismos desarrollados por él mismo en el 500 D.C. La literatura griega y romana muestra un extenso uso de los engranajes a lo largo de la historia. Sin embargo, no fue hasta que llegó la Revolución Industrial que las máquinas los requirieron y las técnicas de fabricación permitieron la creación de engranajes como los conocidos en la actualidad, con dientes especialmente conformados, modelados o cortados en discos de metal.

Existen diferentes tipos de engranajes, los cuales se clasifican siguiendo los siguientes tres criterios (Ramírez Alcázar, 2013):

A) Según la disposición de sus ejes

a. Ejes paralelos

i. Cilíndricos de dientes rectos

Son el tipo de engranaje más simple y de uso común que existe. Son simples y de bajo coste de fabricación y mantenimiento que se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y

medias. A grandes velocidades, si no son rectificadas o ha sido corregido su tallado, producen ruido.



Figura 5.1: Engranajes rectos [Ramírez Alcaraz, 2013]

ii. Cilíndricos de dientes helicoidales

Engranajes caracterizados por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación. Permiten transmitir una mayor potencia que los dientes rectos debido a que la carga se distribuye uniformemente a lo largo del diente. La transferencia gradual de la carga da lugar a un funcionamiento más silencioso y con mayores velocidades admisibles.



Figura 5.2: Engranajes helicoidales [Ramírez Alcaraz, 2013]

iii. Doble helicoidales

También llamado bihelicoidales, son engranajes cuya componente transversal de carga se anula por simetría (lo que supone una mejora en el rendimiento del engranaje), pero son más caros y difíciles de fabricar por lo que se sólo se emplean en aplicaciones de gran potencia de transmisión.



Figura 5.3: Engranajes doblemente helicoidales [Ramírez Alcaraz, 2013]

b. Ejes perpendiculares

i. Helicoidales cruzados

Similares a los engranajes helicoidales convencionales pero con una menor capacidad de carga debido a que el área de contacto entre dientes es muy reducida.



Figura 5.4: Engranajes helicoidales cruzados [Ramírez Alcaraz, 2013]

ii. Cónicos de dientes rectos

Efectúan la transmisión de movimiento entre ejes que se cortan en un mismo plano, generalmente en ángulo recto pero no necesariamente, pudiendo transmitir potencia entre ejes con un cierto ángulo entre ellos. Genera más ruido que los engranajes cónicos helicoidales y se utilizan muy poco en la actualidad.



Figura 5.5: Engranajes cónicos rectos [Ramírez Alcaraz, 2013]

iii. Cónicos de dientes helicoidales

También denominado espiro cónicos, son similares a los helicoidales sólo que los dientes están mecanizados sobre un cono. Presentan una mayor superficie de contacto entre piñón y rueda y poseen un funcionamiento relativamente silencioso.

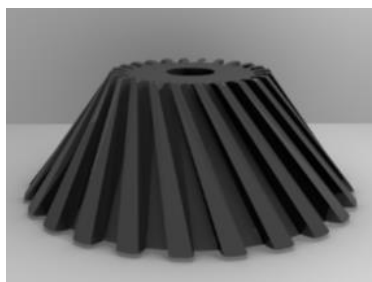


Figura 5.6: Engranajes cónicos helicoidales [Ramírez Alcaraz, 2013]

iv. Cónicos hipoides

Son visualmente semejantes a los engranajes espiro cónicos, teniendo como característica particular que los ejes no se cortan, siendo diferente el ángulo espiral del piñón y el de la rueda. Esto genera un engranaje más fuerte, más silencioso, que pueden emplear relaciones mayores de velocidades pero con una generación excesiva de calor haciéndose necesario el uso de lubricantes especiales.



Figura 5.7: Engranajes cónicos hipoides [Ramírez Alcaraz, 2013]

v. De rueda y tornillo sin fin

Mecanismo de transmisión circular compuesto por dos elementos: el tornillo (sinfín) que actúa como elemento de entrada, y la rueda dentada que actúa como elemento de salida. La rosca del tornillo engrana con los dientes de la rueda de modo que los ejes de transmisión de ambos son perpendiculares entre sí. Este sistema posee una relación de transmisión muy baja, por lo que es un excelente reductor de velocidad y, por lo tanto, posee elevada ganancia mecánica.



Figura 5.8: Engranajes de rueda y tornillo sin fin [Gear Motions, 2017]

B) Por la forma de transmitir el movimiento

a. Transmisión simple

Mecanismos formados únicamente por un engrane impulsor y un engrane conducido.

b. Transmisión con engranaje loco

Engranaje introducido entre el engranaje impulsor y el conducido con la única función de invertir el sentido de giro y que ambos giren en el mismo sentido.

c. Transmisión compuesta o tren de engranajes

Transmisión en la que existen más de dos engranajes. Se utilizan cuando la relación de transmisión que se quiere conseguir difiere mucho de la unidad, cuando los ejes de entrada y de salida de la transmisión están muy alejados o cuando se quiere que la relación de transmisión sea modificable.

d. Transmisión mediante cadena o polea dentada

Utilizado en aplicaciones donde la distancia entre el elemento a conducir y conductor es demasiado grande o resulta muy costoso incluir más engranajes, pero en donde se requiere que no haya patinaje y se mantengan las relaciones de velocidad y reducción.

e. Mecanismo piñón cadena

Mecanismo utilizado cuando los ejes son paralelos y están muy alejados. Se compone de un piñón en cada uno de los ejes y una cadena cerrada. Sus dientes engranan de manera muy precisa en los eslabones de la cadena, transmitiéndose así el movimiento.

C) Por especialización en sus aplicaciones

a. Planetarios

Este tipo de engranajes consiste en uno o más engranajes externos o planetas que rotan sobre un engranaje central o sol.



Figura 5.9: Engranaje planetario [Gear Manufacturing]

b. Interiores

Engranajes con un piñón generalmente de pocos dientes montado en el interior del diámetro de un anillo. La característica particular de esta configuración es que tanto piñón como rueda giran en el mismo sentido.



Figura 5.10: Engranaje interior [Direct Industry]

c. De cremallera

Engranaje donde la rueda es considerada como un engranaje de diámetro infinito y que sirve para transformar el movimiento de rotación del piñón en un movimiento lineal de la cremallera.

De aquí en adelante, se estudia únicamente los engranajes de dientes rectos y transmisión simple, que son los objeto de estudio de este trabajo.

5.1.2. Geometría y parámetros

En esta sección se revisan diversos conceptos relacionados con la geometría de los engranajes cilíndricos de dientes rectos con perfil de envolvente, los cuales son imprescindibles para entender el contacto producido en la transmisión por engranajes. (Marciano Vázquez, 2000)

Lo primero que es necesario definir es el axoide. El axoide es el lugar geométrico de los ejes instantáneos de rotación y deslizamiento en el movimiento de un cuerpo 2 que gira alrededor del eje X_2 , respecto del cuerpo 1 que gira alrededor del eje X_1 .

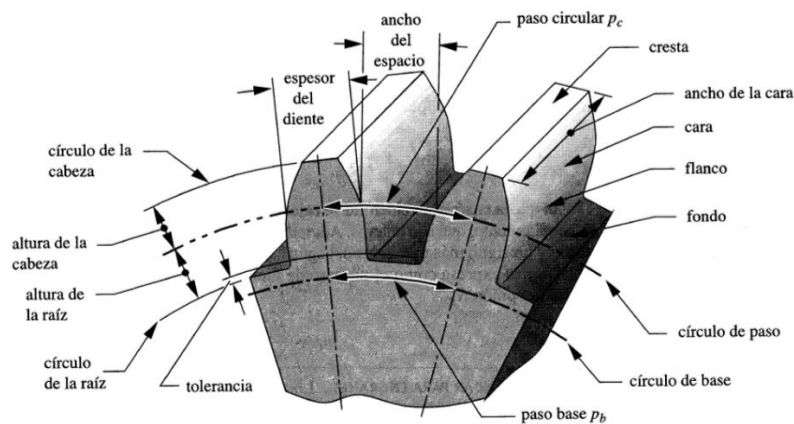


Figura 5.11: Nomenclatura de los dientes de los engranajes [Fernández, 2010]

Cabe definir ciertos conceptos relacionados con la figura 5.11:

- **Radio primitivo (o de paso):** radio de la circunferencia teórica que representa el axoide del movimiento relativo entre dos ruedas dentadas. El movimiento de una pareja de engranes puede representarse mediante el movimiento de sus correspondientes circunferencias primitivas.
- **Radio base:** radio de la circunferencia a partir de la cual se genera el perfil de envolvente.

- **Addendum (o altura de la cabeza):** diferencia entre el radio exterior o de cabeza y el radio primitivo.
- **Deddendum (o altura de pie):** diferencia entre el radio primitivo y el radio de fondo o base.

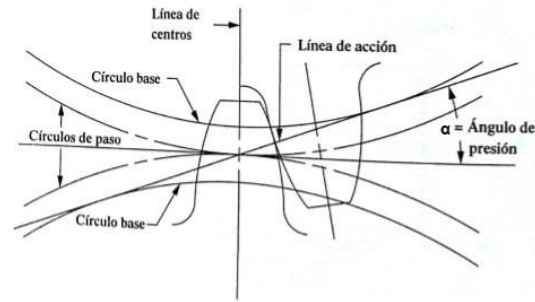


Figura 5.12: Línea de acción del engranaje [Vázquez Hernández, 2015]

Uno de los parámetros más importantes de los engranajes es el ángulo de presión, que viene definido por la línea de acción. En la figura 5.12 se pueden observar ambos:

- **Línea de acción:** porción de la tangente común de las circunferencias base de una pareja de ruedas. Teóricamente el contacto, los esfuerzos y la transferencia de potencia se efectúan a lo largo de esta línea.
- **Ángulo de presión α :** ángulo que forma la línea de acción con la perpendicular a la línea de centros. Los valores normalizados que se utilizan en engranes son 14.5° , 20° y 25° , siendo el segundo el más utilizado en la actualidad.

A continuación se definen los parámetros principales (Vázquez Hernández, 2015) de la geometría de un engranaje:

- **Módulo, m :** razón entre el diámetro primitivo d y el número de dientes Z . El módulo es el índice de tamaño del diente en el Sistema Internacional de Unidades (SI).

$$m = \frac{d}{Z} \text{ (mm)} \quad (1)$$

- **Paso circular, P_c :** es la distancia medida sobre la circunferencia primitiva, que va desde un punto sobre uno de los dientes, hasta un punto correspondiente sobre un diente adyacente. Se calcula mediante la razón entre el perímetro del círculo primitivo y el número de dientes Z .

$$P_c = \frac{\pi \cdot d}{Z} = \pi \cdot m \text{ (mm)} \quad (2)$$

- **Addendum, h_a**

$$h_a = m \text{ (dientes normales)} \quad (3)$$

$$h_a = 0.75 \cdot m \text{ (dientes cortos)} \quad (4)$$

- **Deddendum, h_b**

$$h_b = 1.25 \cdot m \text{ (dientes normales)} \quad (5)$$

$$h_b = m \text{ (dientes cortos)} \quad (6)$$

- **Radio del fillet, r_f** : radio de la raíz del diente.

$$r_f = 0,3 \cdot m \text{ (mm)} \quad (7)$$

- **Espesor circular del diente, e** : corresponde al espesor del diente medido sobre el diámetro primitivo.

$$e = 1,571 \cdot m \text{ (mm)} \quad (8)$$

- **Circunferencia base**: circunferencia teórica a partir de la cual se originan las cuerdas que generan el perfil de envolvente del diente. Su diámetro d_b viene dado por la expression:

$$d_b = d \cdot \cos(\alpha) \text{ (mm)} \quad (9)$$

- **Distancia entre centros, a**

$$a = \frac{m}{2} \cdot (Z_1 + Z_2) \text{ (mm)} \quad (10)$$

Siendo Z_1 el número de dientes de la rueda y Z_2 el número de dientes del piñón. De aquí en adelante, se referencia con el subíndice 1 aquellos parámetros referidos a la rueda y con el subíndice 2 los referidos al piñón.

5.1.3. Ley de engrane y envolvente

La ley fundamental del engranaje expresa que la relación de velocidad angular entre los elementos de una transmisión de engranajes debe permanecer constante en toda la conexión. Para ello, las curvas de los dientes deben ser tales que la normal común a los perfiles en el punto de contacto debe pasar siempre por un punto primitivo. Por consideraciones geométricas obvias, se concluye que para que dos engranajes engranen es necesario que tengan el mismo paso circular.

Es de vital importancia mantener una relación de velocidades constante en todo momento durante la trasmisión, de lo contrario se generarían vibraciones y ruido los cuales reducen

drásticamente la vida útil del elemento en cuestión. Es por esta razón que normalmente se utiliza el perfil de evolvente para garantizar dicha condición (Avello Iturriagagoitia, 2014).

$$\text{Relación de transmisión} \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (11)$$

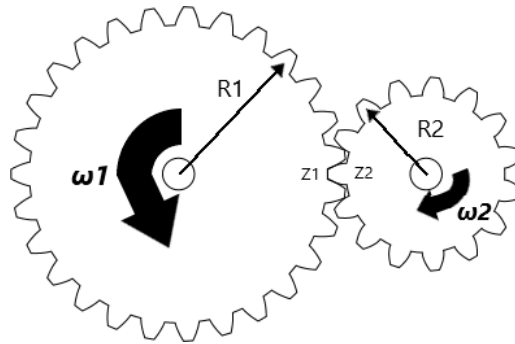


Figura 5.13: Relación de transmisión

Se define la relación de transmisión como el cociente entre la velocidad angular de salida y la de entrada. Si esta relación es mayor que 1 (la velocidad angular de salida es mayor que la de entrada), se estaría hablando de una multiplicadora. Sin embargo, si es menor que 1, se estaría ante una reductora.

Durante la transmisión de potencia en un instante determinado, el contacto entre dos dientes se lleva a cabo en un punto dado. Al unir todos los puntos de contacto se obtiene la llamada línea de engrane (de acción). En el caso particular de los engranajes de evolvente dicha línea es una línea recta.

Al utilizar perfiles de envolvente se cumple:

- La posición del punto de paso, punto tangente a los círculos primitivos de un par de engranajes acoplados, permanecerá constante para una relación constante de velocidades.
- El punto de contacto que se genera entre dos perfiles conjugados se desplazará, conforme gire el engranaje, siguiendo la trayectoria de una línea normal a la tangente común a esos perfiles. Esta línea, que además es tangente a ambos círculos bases y pasa por el punto de paso, se denomina línea de acción.
- Las fuerzas que se generan en el punto de contacto tendrán la misma dirección que la línea de acción, formando un ángulo con la línea tangente a las circunferencias primitivas denominado ángulo de presión.

De lo comentado anteriormente se deduce la necesidad de encontrar unos perfiles conjugados que, satisfaciendo la ley general de engrane, sean sencillos de construir. De entre los múltiples perfiles posibles, el más extendido es la curva evolvente de circunferencia que se utiliza en la mayor parte de los engranajes rectos y helicoidales. La evolvente también llamado involuta es una curva cuyas normales son tangentes a la circunferencia base. Alternativamente, una evolvente de circunferencia se puede definir como el lugar geométrico de los puntos cuyo centro de curvatura es una circunferencia.

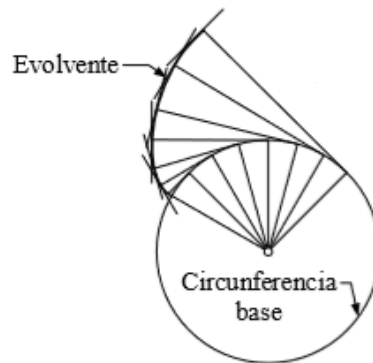


Figura 5.14: Perfil envolvente y circunferencia base [Avello Iturriagoitia, 2014]

En la Figura 5.15 se muestra una gráfica de la involuta (en rojo) y de su círculo base (azul).

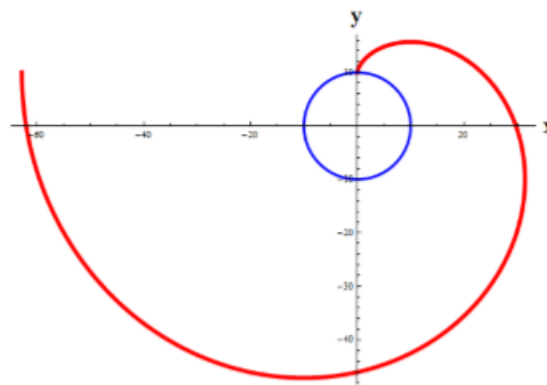


Figura 5.15: Involuta del diente del engranaje [Vázquez Hernández, 2015]

La expresión paramétrica utilizada para generar dicha involuta viene dado por la ecuación:

$$\begin{cases} x(t) = \frac{d_b}{2} \cdot [\sin(t) - t \cdot \cos(t)] \\ y(t) = \frac{d_b}{2} \cdot [\cos(t) + t \cdot \sin(t)] \end{cases} \quad (12)$$

5.1.4. Relación de contacto

La relación de contacto corresponde al número promedio de dientes en contacto en un par de engranajes conjugados. Los engranajes generalmente se diseñan con relaciones de contacto de 1,2 a 1,6. Una relación de contacto de 1,2 por ejemplo, significa que en un 80% del ciclo de engrane solo habrá un par de dientes en contacto y en el otro 20% restante habrá dos pares en contacto. Los engranajes de alta relación de contacto son aquellos con una relación de contacto mayor a 2 (Pinochet Espinosa, 2007). Un par de estos engranajes nunca tienen menos de dos pares de dientes en contacto en un ciclo de engrane. Dependiendo de la razón de contacto, los dientes pueden tomar todo o parte de la carga. Obviamente la peor condición de carga es cuando la totalidad de esta actúa en la punta del diente, ya que el momento flector generado en la raíz del diente es máximo.

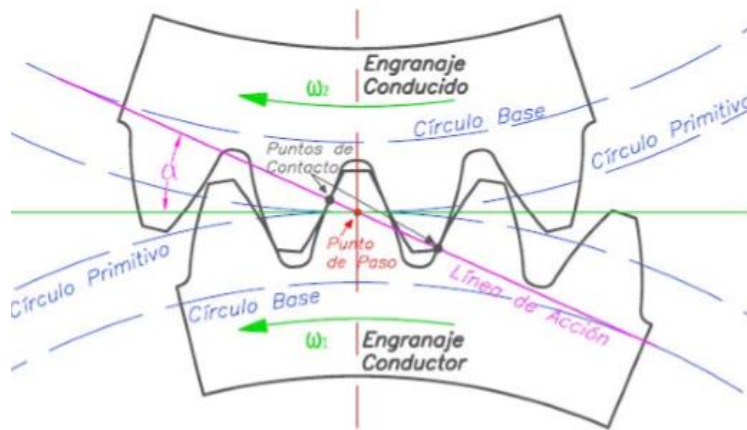


Figura 5.16: Puntos y relación de contacto [Pinochet Espinosa, 2007]

La relación de contacto se define mediante la fórmula (Prof. Gopinath & Prof. Mayuram, 2009):

$$\text{Ratio de contacto} = \frac{L_a}{\pi \cdot m \cdot \cos(\alpha)} \quad (13)$$

$$\text{Donde } L_a = \sqrt{(r_1 + a_1)^2 - r_1^2 \cdot (\cos\varphi)^2} + \sqrt{(r_2 + a_2)^2 - r_2^2 \cdot (\cos\varphi)^2} - (r_1 + r_2) \cdot \sin\varphi \quad (14)$$

Siendo r_1, h_{a1}, r_2 y h_{a2} los radios primitivos y addendum de la rueda y piñón respectivamente y L_a la longitud de contacto. Además, se define φ como el ángulo de conducción que es el ángulo girado por el engranaje desde que dos dientes establecen el contacto hasta que lo pierden.

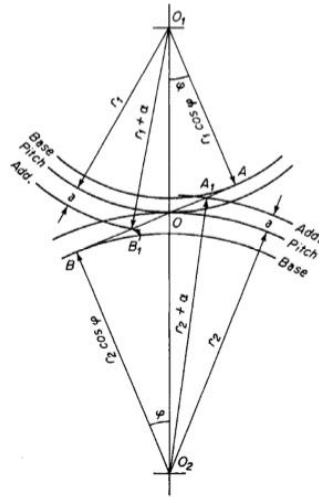


Figura 5.17: Parámetros de cálculo del ratio de contacto [Prof. Gopinath & Prof. Mayuram]

5.1.5. Interferencias

Los engranajes vistos hasta ahora se denominan normales o tallados a cero y en su generación se hace rodar la línea primitiva de la cremallera sobre la circunferencia primitiva del engranaje que se fabrica. En dichos engranajes, la línea primitiva de la cremallera coincide con la línea media, es decir, aquella en la que el espesor del diente coincide con la anchura del hueco. Estos engranajes presentan dos limitaciones importantes (Avello Iturriagagoitia, 2014):

- Hay un número mínimo de dientes por debajo del cual aparece el fenómeno de interferencia de tallado dado por la desigualdad $Z \geq 2 \cdot \sin^2(\varphi)$
- La distancia de funcionamiento sin holguras: $d = m \cdot \frac{(Z_1 + Z_2)}{2}$. Puesto que m está normalizado y sólo puede tomar valores discretos, y los números de dientes Z_1 y Z_2 son valores enteros, resulta que d sólo puede tomar un conjunto discreto de valores. Por tanto, en caso de que la distancia de funcionamiento venga fijada por otros criterios de diseño, no será posible elegir engranajes que funcionen sin holguras.

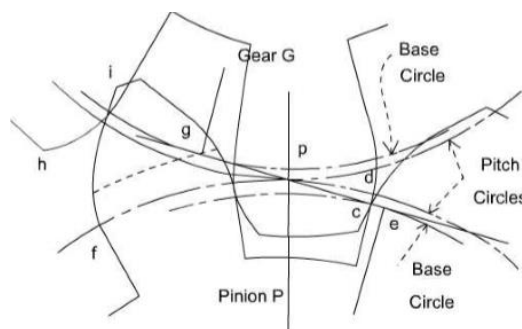


Figura 5.18: Efecto de la interferencia [Prof. Gopinath & Prof. Mayuram]

La solución a estas dos limitaciones se encuentra en los engranajes corregidos, tallados con la cremallera desplazada respecto a su posición normal (Arroyo Balderas, 2004). En la cremallera normal, la línea primitiva coincide con la línea media. Sin embargo, en la cremallera corregida, esta se desplaza adoptándose como línea primitiva otra en que el espesor del diente es menor que la anchura del hueco. El desplazamiento de la cremallera se mide como una fracción del módulo que se denomina factor de corrección. Este factor es positivo cuando el desplazamiento de la cremallera la aleja del engranaje y negativo en caso contrario.

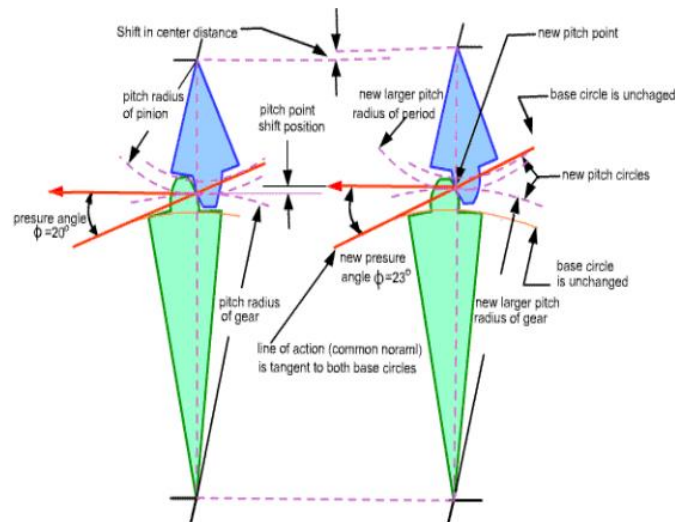


Figura 5.19: Eliminación de la interferencia por corrección [Prof. Gopinath & Prof. Mayuram]

Esta interferencia y su correspondiente rebaje se evitan mediante la eliminación de engranes que tengan muy pocos dientes. Si un piñón tiene muchos dientes, éstos serán pequeños en comparación con el diámetro de dicho piñón. Según se reduzca el número de dientes para un diámetro de piñón fijo, los dientes deberán hacerse mayores. Llegado a cierto punto, la altura de la raíz excederá la distancia radial entre el círculo base y el círculo de paso, lo que producirá la interferencia.

5.1.6. Fallos en engranajes

Son seis las principales causas de fallo en los engranajes: *scuffing*, *wear*, *micropitting*, *pitting*, rotura de diente y fractura de flanco. (Neale Consulting Engineers,) (Davoli & Conrado, 2007). Todos los fallos se pueden testear y evaluar con sus correspondientes ensayos de fallo.

- *Scuffing*

El desgaste se caracteriza por el contacto entre dos superficies metálicas, las cuales sufren rozamientos y deslizamientos. Uno de los tipos de desgaste es el adhesivo entre los que se encuentra el *scuffing*. Consiste en la soldadura de material en el contacto que ocurre en áreas

de altas presiones de contacto y altas velocidades de deslizamiento que provoca que partículas metálicas se transfieran de un diente a otro. Los factores más influyentes de este tipo de fallo son las tensiones de contacto, la velocidad y la rugosidad.

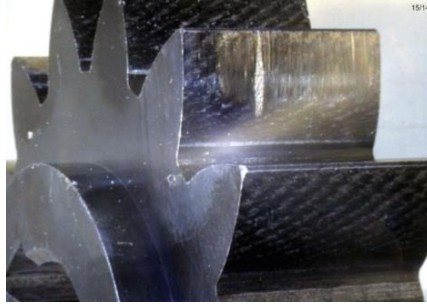


Figura 5.20: Fallo por scuffing [Dr. Klaus Michaelis]

- **Wear**

Otro tipo de desgaste es el abrasivo denominado *wear*. Ocurre principalmente en los límites de las zonas lubricadas o por mezcla de lubricante que provoca una carencia de un espesor suficiente de lubricante que garantice una separación entre dientes. Provoca una pérdida continuada de material en la superficie en cada ciclo de carga; generando un aumento del ruido, una reducción del ratio de contacto y una reducción de la sección crítica de la raíz que, posteriormente, puede provocar el fallo. Los factores más influyentes son el espesor de la capa lubricante, el tipo de lubricante, el material y el tratamiento térmico.

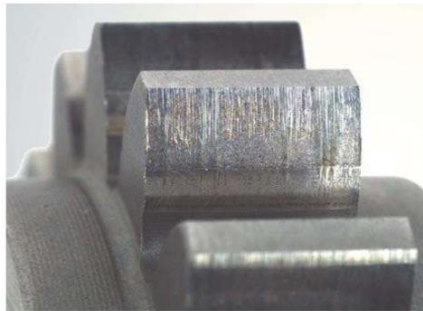


Figura 5.21: Fallo por wear [Dr. Klaus Michaelis]

- **Micropitting**

Otro tipo de fallo es el causado por la fatiga superficial entre las que se encuentran tanto el micropitting como el pitting. Este fallo es causado por someter la pieza a cargas cíclicas. Dichas cargas generalmente son inferiores al límite elástico del material, demasiado bajas para provocar la fractura instantánea de la pieza pero con la suficiente capacidad para agrandar las grietas inherentes en el material a través de repetidos ciclos. El *micropitting* es un fallo por fatiga en la superficie del flanco, predominantemente en áreas con deslizamiento

específico negativo y que genera picaduras menores a 20 μm de profundidad. Los factores más influyentes son la rugosidad de la superficie y la temperatura del aceite.

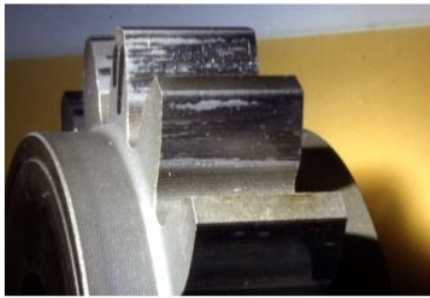


Figura 5.22: Fallo por micropitting [Dr. Klaus Michaelis]

- ***Pitting***

Fallo similar al anterior pero a mayor escala donde la iniciación de las grietas se origina sobre o por debajo de la superficie del diente y se propaga hacia el material. Provoca la pérdida de material en forma de concha, el aumento considerable del ruido y las vibraciones y supone un desarrollo progresivo de fallo hasta la rotura. Los factores más influyentes son la tensión de contacto, el esfuerzo cortante, el material y el tratamiento térmico.

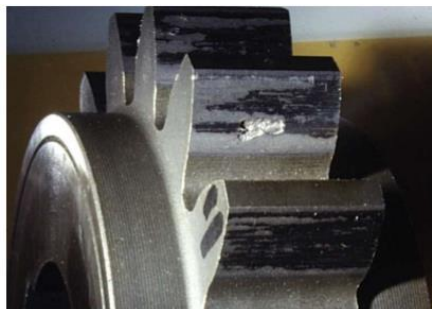


Figura 5.23: Fallo por pitting y micropitting [Dr.Klaus Michaelis]

- **Rotura del diente**

La rotura del diente consiste en una fractura parcial o total del diente por consecuencia de sobrecargar al elemento o por someterlo a cargas cíclicas por encima del límite de fatiga del material. La rotura del diente comienza con una grieta en la raíz de este (o en la zona donde existe mayor cantidad de esfuerzo) y se propaga produciendo la rotura. Este fallo se debe tomar muy en cuenta pues es el más peligroso y uno de los principales conductores a producir daños irreversibles en la maquinaria.

En la práctica, las hipótesis de una geometría y tolerancias correctas para que los ejes estén correctamente alineados, no se cumple. Por descontado, los ejes de los engranajes, rodamientos y soportes se deforman bajo carga. Esto y otros defectos hacen que la posición

real de los engranajes no coincide con la posición teórica. En un completo artículo sobre este tema, el profesor Houser enumeró las principales causas que producen el desalineamiento de los ejes (Houser, Harianto, & Talbot, 2006):

- Errores en la fabricación de los elementos de transmisión y en el montaje
- Holguras en las acanaladuras que fijan los engranajes a los ejes y en los rodamientos
- Deformaciones elásticas bajo carga de los elementos que componen la transmisión
- Deformaciones debido a dilataciones térmicas
- Fuerzas centrífugas

Todo esto se puede corregir en cierta medida gracias a: un diseño correcto, una adecuada fabricación, un buen mecanizado y una correcta selección tanto del material como del tratamiento térmico a realizar.



Figura 5.24: Fallo por rotura del diente [Dr. Klaus Michaelis]

- **Fractura de flanco**

Fallo por fatiga generado en la superficie activa del flanco, a media altura sobre el diente, y que se propaga hacia el *fillet*. Ocurre principalmente por la presión de *Hertz* excesiva en el contacto y un mal reparto de las durezas en el diente.

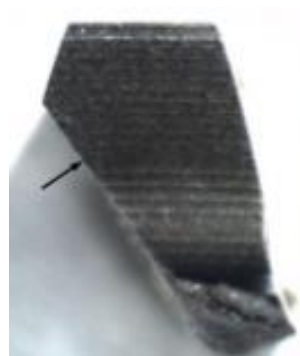


Figura 5.25: Fallo por fractura de flanco [Dr. Klaus Michaelis]

5.1.7. Materiales, fabricación y lubricación

- *Materiales*

Los engranajes se fabrican de una gran variedad de materiales con los cuales se pueden obtener propiedades adecuadas dependiendo del uso que se les vaya a dar. Desde el punto de vista de diseño mecánico, la resistencia y la durabilidad son las propiedades más importantes. Sin embargo, es necesario considerar la capacidad para fabricar el engranaje que incluye: el proceso de fabricación, peso, aspecto, resistencia a la corrosión, ruido y coste. Los materiales que más se utilizan en la fabricación de engranajes son: aceros, hierros fundidos, bronce y plásticos.

El acero es el material adecuado para aplicaciones en las que se requiere una combinación de resistencia y bajo coste. Se emplean aceros al carbón y aleados, los que generalmente requieren de tratamientos térmicos para endurecerlos en la superficie a fin de soportar las cargas de desgaste. Desafortunadamente, los tratamientos térmicos causan distorsión en el engranaje con el resultado de que la carga no se distribuye uniformemente a lo largo de la cara de los dientes siendo necesario rectificar la superficie elevando los costes de fabricación.

En relación con el hierro fundido, son tres tipos los que se emplean para fabricar engranajes: hierro gris fundido, hierro nodular y hierro maleable. El hierro gris fundido es el material que más se usa en la fabricación de engranajes debido a su bajo coste, facilidad de vaciado, buena maquinabilidad, alta resistencia al desgaste y buena propiedad para abatir el ruido. Su principal desventaja es su baja resistencia a la tensión que hace que sea necesario utilizar un diente más grande. El hierro nodular posee una muy alta resistencia a la tensión, manteniendo las buenas características de desgaste y maquinabilidad del hierro fundido.

Los bronce aleados con fósforo, manganeso, aluminio o sílice poseen una buena resistencia a la corrosión, buenas propiedades en cuanto a desgaste y coeficientes de fricción bajos.

Finalmente, los plásticos se desempeñan bien en aplicaciones donde se desea peso ligero, operación silenciosa, baja fricción, resistencia a la corrosión aceptable y buenas propiedades en cuanto a desgaste.

La combinación de un engrane de bronce y un piñón de acero tiene ventajas en términos de compatibilidad y conformidad de materiales y a menudo esta combinación también se utiliza

en aplicaciones no marinas. Por otro lado, la combinación de engranajes de hierro fundido y piñones de acero aporta un diseño balanceado con respecto al coste, resistencia y desgaste.

- *Fabricación*

Se presta especial atención a la fabricación de engranajes debido a los requisitos que conllevan. Los flancos de los dientes de engranajes tienen una forma compleja y precisa, además del acabado de la superficie. Los engranajes pueden ser fabricados por la mayoría de los procesos de fabricación conocidos: fundición, forja, extrusión, etc. Pero por regla general, el mecanizado es el proceso más utilizado en la fabricación de engranajes tanto para el desbaste como para el acabado de las dimensiones, forma y superficie en el engranaje. En este apartado se va a incluir exclusivamente aquellos procesos de fabricación por mecanizado, característicos de engranajes de mayor potencia y resistencia. Existen cuatro métodos de desbaste de engranajes: fresado con disco, fresado con hob, generado con piñón cortador y generado por cremallera.

• **Desbaste**

- o *Fresado con disco*: En este proceso la herramienta de corte o fresa tiene la forma específica para un tipo de diente. Para cortar se desplaza axialmente a lo largo de la longitud del engranaje objetivo, a una profundidad apropiada para producir el diente de engranaje. Después de cortar el diente, el cortador se retira, el engrane objetivo gira y el cortador procede a cortar otro diente. También se les denomina discos cortadores. Permite reproducir engranajes exteriores e interiores en un tiempo de tallado bajo.

- o *Fresado con hob*: También denominado fresa madre, es una operación continua en la cual los dientes del engrane son progresivamente generados por una serie de cortes con un cortador. El engranaje y el *hob* giran continuamente ensamblados como dos engranajes hasta que todos los dientes son cortados. Exclusivamente puede generar engranajes exteriores y su tiempo de tallado es medio.



Figura 5.26: Generación de engranaje por fresado con hob [Dilube Chemical Specialities]

- o *Generado con piñón cortador*: El eje del cortador es paralelo al eje del engrane. El cortador rota a baja velocidad de igual manera que el engranaje objetivo con un movimiento axial reciproco para producir el dentado final. Un tren de engranajes provee la relación de velocidad apropiada entre el cortador y el engrane objetivo. Las ventajas de este proceso son que se pueden conseguir gran exactitud y herramientas de bajo costo, pudiendo generar engranajes tanto exteriores como interiores. Sin embargo, necesita un tiempo de tallado alto.



Figura 5.27: Generación de engranaje con piñón cortador [Industry Arena]

- o *Generado por cremallera*: El generado por cremallera se realiza mediante un cortador que en el proceso de cortado se encuentra paralelo al eje del engranaje. El movimiento de corte es lento y lineal a la misma velocidad que gira el engrane objetivo. Debido a que no es practico mover más de 6 o 12 dientes en un cortador cremallera, es necesario retornar el cortador a su posición de inicio mientras el engrane objetivo se mantiene fijo. La ventaja principal de este método es la herramienta de corte de muy bajo costo junto a la alta precisión en piezas de grandes dimensiones. Sin embargo, se limita a engranajes exteriores y su tiempo de tallado es también alto.

- **Acabado**

Una vez finalizada la fabricación de engranaje, se les realiza un acabado superficial. Los métodos más utilizados son:

- **Esmerilado (*grinding*)** – En este proceso, una rueda de esmeril abrasivo recorre la superficie mecanizada de los dientes del engranaje. Se utiliza especialmente para corregir distorsiones generadas durante el tratamiento térmico.
- **Bruñido (*burnishing*)** – Proceso en el que el engranaje a pulir es rolado con otro engranaje endurecido especialmente. Las altas fuerzas generan plasticidad en la superficie del diente mejorando el acabado y además, endurece la superficie creando tensiones residuales de compresión beneficiosas.

- **Lapeado (*lapping and honing*)** – Método mediante el cual un engranaje es puesto a trabajar con otro engranaje que tiene en la superficie algún material abrasivo que mejora el acabado.

- **Lubricación**

A excepción de los engranajes plásticos con una carga muy ligera, todos deben lubricarse a fin de evitar el fallo prematuro debido a alguno de los modos de fallo superficial (como el desgaste adhesivo o abrasivo). Los lubricantes también eliminan calor además de separar las superficies de metal reduciendo fricción y desgaste. En el análisis cinemático de dos engranajes conectados, el movimiento relativo entre dos dientes en contacto es una combinación de movimiento de rodamiento y deslizamiento. Esta combinación de movimiento complica el problema de la lubricación.

El procedimiento usual y preferido es proveer un baño de aceite al encerrar los engranes en una caja a prueba de aceite, conocida como caja de engranaje. La caja de engranaje está parcialmente llena con un lubricante apropiado de manera que por lo menos uno de los miembros de cada engranaje quede parcialmente sumergido. La rotación de los engranajes transporta el lubricante hacia los acoplamientos, manteniendo aceitados los engranajes no sumergidos.

El aceite debe mantenerse limpio y libre de contaminantes, y debe ser cambiado periódicamente. Los lubricantes para engranajes son típicamente aceites con base en petróleo de varias viscosidades (dependiendo de la aplicación).

5.1.8. Ruido y vibraciones

Como se ha comentado en los beneficios sociales y medioambientales del proyecto, el nivel de ruido afecta a nuestras vidas y el control del mismo se está convirtiendo en algo más estricto. Además, también existe la percepción del cliente de que un producto de calidad vibra menos que un producto más barato. En general, el ruido generado en los engranajes proviene de las vibraciones generadas en el mismo.

La mayoría del ruido experimentado en las transmisiones por engranajes se puede clasificar en dos categorías diferentes: *rattle* (repiqueteo) y *whine* (chirrido).

El *rattle* está generalmente asociado con engranajes altamente cargados o descargados y este tipo de ruido está relacionado con las fluctuaciones de par. El par de torsión alternativo acelera y decelera los engranajes, provocando un movimiento a través de las holguras y la excitación de los engranajes.

El *whine* es un sonido continuado cuya frecuencia es función de la velocidad de giro. Es este tipo de ruido el que está relacionado con este proyecto ya que es el causado, entre otros, por el error de transmisión.

5.2. Error de transmisión

Una pareja de engranajes con dientes envolventes perfectamente rígidos y uniformemente distanciados transmitirían un movimiento rotacional constante. La rotación del engranaje de salida sería una función de la rotación de entrada y de la relación de transmisión. Por lo tanto, una rotación constante del engranaje impulsor resultaría en una salida rotacional constante del impulsado.

Pero en la práctica esto no ocurre, ya que la mayoría de los engranajes fallan en las hipótesis comentadas provocando una transmisión del movimiento angular no uniforme. Esto genera lo que se conoce como error de transmisión. El error de transmisión se puede definir como “la diferencia entre la posición actual del engranaje de salida y la posición que ocuparía si el engranaje fuera perfectamente conjugado” (Welbourn, 1979). Otra definición para el error de transmisión sería la enunciada por Munro: “la desviación en la posición del engranaje impulsado (para cualquier posición del engranaje impulsor), relativa a la posición que el engranaje impulsado ocuparía si la pareja de engranajes fuera geoméricamente perfecta e indeformable”. (Munro, 1990).

El error de transmisión es uno, si no el principal, causante del ruido y las vibraciones en los sistemas de engranajes. (Malviya & Kumar Sharma, 2014). Las fuentes principales que originan este error son: la geometría, la deformación elástica y la microgeometría. Los errores geométricos están relacionados principalmente con los errores de fabricación, así como por desalineamientos de los engranajes y los ejes durante el montaje. Las desviaciones y deformaciones elásticas asociadas a los dientes del engranaje, los ejes, rodamientos e incluso el alojamiento de los engranajes, también contribuyen a la generación de un error de transmisión. Otro factor con efecto en el error de transmisión es la variación de la rigidez del engranaje a medida que se produce la rotación, generando una desviación en el diente en contacto dependiente del tiempo. Cuando estos engranajes transmiten un par, la rigidez

torsional de cada uno de los engranajes varía a medida que se producen estas desviaciones, causando variaciones angulares en la rotación del cuerpo. Aunque este error de transmisión es relativamente bajo, estas pequeñas variaciones pueden originar ruido a una frecuencia que coincida con la de resonancia provocando la acentuación del ruido. Por último, es la microgeometría otro de los factores que afectan en el error de transmisión. La microgeometría son pequeñas modificaciones que alejan al diente de la envolvente pero compensan estas deformaciones. El ET se ve más afectado por la microgeometría que por la macrogeometría. De estos factores que intervienen en el ET, podemos actuar sobre el desalineamiento y sobre la microgeometría. Los errores de fabricación y montaje se minimizan siempre dentro de lo posible.

Varios investigadores han profundizado en la formulación de expresiones del error de transmisión. R.W. Gregory expuso que incluso los engranajes con una envolvente geométrica perfecta tendrían un error de transmisión periódico debido a la variación en la rigidez a medida que gira el engranaje. (Gregory, 1963). Incluso resumió el error de transmisión en la suma de dos componentes: una estática y otra variable. Otros investigadores como W.D. Mark expresaron el error de transmisión como (Mark, 1978) :

$$ET(\omega) = \theta_2 - \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \theta_1 = \theta_2 - \frac{1}{i} \cdot \theta_1 \quad (15)$$

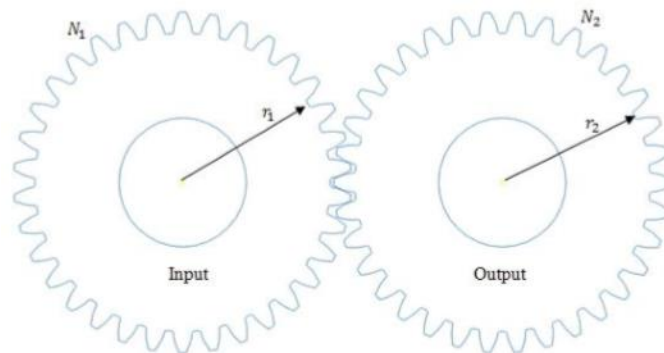


Figura 5.28: Error de transmisión [Tharmakulasingham, 2009]

Siendo θ_1 el ángulo de giro impuesto por el engranaje conductor (la rueda en este caso) y θ_2 el ángulo girado por el engranaje conducido (el piñón en este caso).

Aunque las medidas se realizan en términos de ángulo, los errores se suelen expresar como desplazamientos lineales. A partir de ahora, los errores de transmisión mencionados serán medidos como desplazamientos lineales en el diámetro primitivo y cuyas unidades serán μm . La ventaja de expresarlo de esta manera radica en una mejor capacidad de comparar

calidades independientemente del tamaño y módulo de los engranajes. El signo del error de transmisión se define de tal manera que se considera positivo un error de transmisión en el que el piñón haya avanzado más de lo que la rueda le haya impuesto.

$$ET (\mu m) = \theta_2 \cdot r_2 - \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \theta_1 \cdot r_1 \quad (16)$$

Finalmente, cabe definir los diferentes tipos de errores de transmisión: de fabricación (MTE), estático (STE), cinemático (KTE) y dinámico (DTE). (Tharmakulasingam, 2009).

El error de transmisión de fabricación o producción (MTE) es el único referido únicamente a un engranaje. Está relacionado con el error de transmisión generado por un cambio en el contacto debido a imprecisiones geométricas. Para medirlo, se realizan ensayos sin carga o bajo condiciones de baja carga.

El error de transmisión estático (STE) está relacionado con la variación en la rigidez de todos los componentes del sistema debido a la variación del número de dientes en contacto (estrictamente relacionado con el ratio de contacto). Se observa a bajos niveles de carga y a bajas velocidades que permitan evitar efectos dinámicos.

El error de transmisión cinemático (KTE) es una derivación del MTE que tiene en consideración las asperezas presentes en el contacto entre dientes. Cuando dos superficies entran en contacto, estas asperezas se deforman hasta que el área de contacto aumenta y es capaz de soportar la carga. Se realiza a bajo niveles de carga y supone un caso especial del MTE con un nivel de carga distinto de cero.

Por último, el error de transmisión dinámico (DTE) identifica que el sistema de engranajes tiene componentes con masas y rigideces variables. Teniendo en cuenta estas masas y sus rotaciones, las fuerzas de inercia provocan fuerzas dinámicas que conllevan un error de transmisión. La medida de este tipo de error de transmisión es crítica para la reducción del ruido y las vibraciones.

Por lo tanto, la modelización del error de transmisión es crítica en la determinación de la calidad de un par de engranajes. La modelización del ET estático resulta importante y suficiente para disminuir el ET total.

5.3. Rigidez

Antes de la invención de los engranajes, la gente utilizaba ruedas para transferir la rotación de un eje a otro con la ayuda de la fricción. El mayor inconveniente en utilizar ruedas basadas en la fricción era el deslizamiento a partir de cierto valor de par, limitando superiormente el par que se podía transmitir. Para sobreponerse a esta limitación, la gente comenzó a utilizar ruedas dentadas (más comúnmente conocidas actualmente como engranajes). El mayor objetivo detrás de los engranajes es evitar el deslizamiento. Es esa la causa por la cual los dientes de un engranaje están insertados en su pareja, lo cual se denomina engrane. A diferencia del núcleo del engranaje, la región de engrane es más flexible. Por lo tanto, la obtención de la rigidez de dicha región resulta clave cuando se busca capturar la dinámica y las vibraciones del sistema.

La rigidez de engrane del engranaje depende de diversos factores y, aún más importante, varía con la rotación del engranaje. Esto convierte el problema en un problema no lineal provocando, estas variaciones continuas de rigidez, una variación del error de transmisión con la consecuente generación de vibraciones en el sistema. Estas vibraciones en diferentes localizaciones del sistema de transmisión generan ruido. Por lo tanto, resulta crucial evaluar la rigidez de engrane del engranaje e incluirlo en el estudio del modelo. (Soami, 2016).

Para obtener la rigidez a lo largo de la línea de acción, se comienza definiendo el ángulo de rotación de la rueda (engranaje impulsado o conducido) como:

$$\theta_r = -\frac{\theta_p}{i} + \theta_{ET} \quad (17)$$

Siendo θ_r , θ_p y θ_{ET} los ángulos de rotación de la rueda, el piñón y el error de transmisión respectivamente (medidos los tres parámetros en las mismas unidades). Por último, siendo i la relación de transmisión.

A la rueda se le aplica un giro θ_{ET} y un par requerido T en newtons por milímetro generando una rigidez torsional que viene definida por:

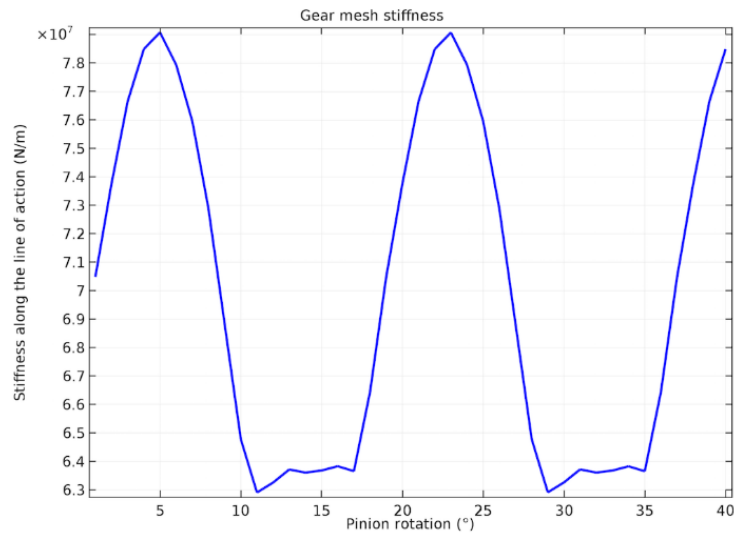
$$k_t = \frac{T}{\theta_{ET}} \quad (18)$$

Una vez conocida la rigidez torsional, se puede definir la rigidez a lo largo de la línea de acción como:

$$k_g = \frac{4 \cdot k_t}{(d_{p2} \cdot \cos\alpha)^2} \quad (19)$$

Siendo d_p el diámetro primitivo de la rueda en milímetros y α el ángulo de presión.

En la siguiente imagen se muestra un ejemplo de una posible gráfica del valor de la rigidez a lo largo de la línea de acción en función del ángulo de rotación. En la gráfica se pueden observar dos ciclos completos.

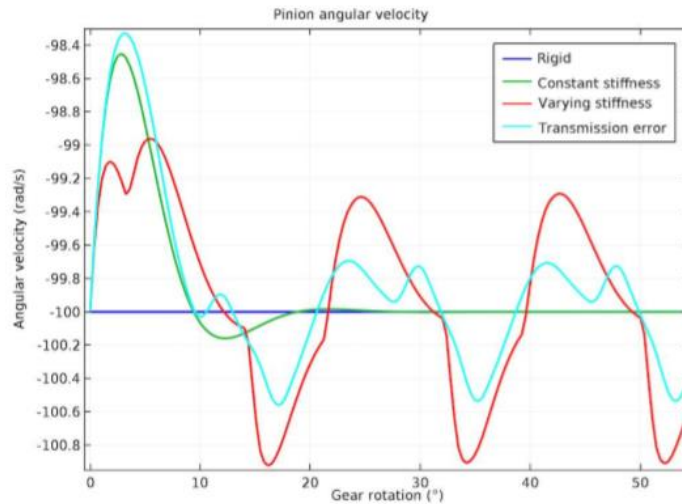


Gráfica 5.1: Evolución de la rigidez en función de la rotación del piñón [Soami, 2016]

La rigidez aumenta al principio cuando, debido al ratio de contacto, existen por ejemplo dos pares de dientes en contacto y a continuación disminuye al quedarse un solo par de dientes en contacto (suponiendo un ratio de contacto entre 1 y 2). Como se observa en las ecuaciones (18) y (19), el error de transmisión es inversamente proporcional a la rigidez, es decir, en este caso el error de transmisión disminuiría inicialmente al aumentar la rigidez y estar dos pares de dientes en contacto; y aumentaría al disminuir la rigidez y quedarse solamente un par de dientes en contacto.

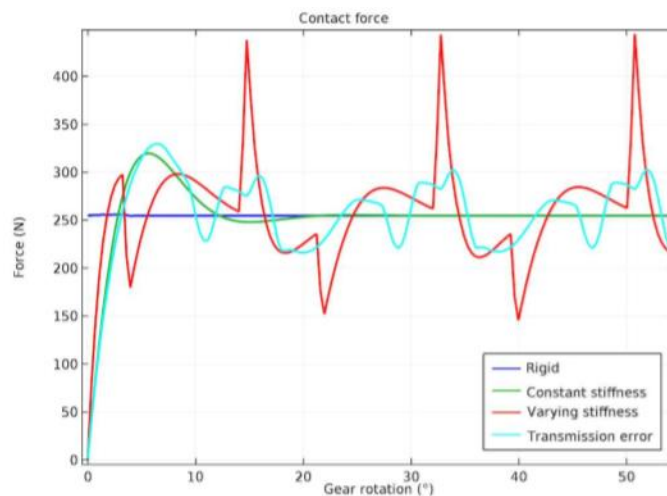
Además de ser función de la rotación de los engranajes, la rigidez también depende de otros parámetros como el número de dientes o el módulo, el ángulo de presión, el addendum, el diámetro primitivo y la anchura del diente. Cuanto mayor sea el número de dientes, mayor y más suavizada es la rigidez al incrementar el ratio de contacto. Cuanto mayor sea el ángulo de presión mayor es la rigidez. Sin embargo, con este aumento en la rigidez, aumenta también la fluctuación de la misma generando mayores niveles de vibración en el sistema. Lo mismo ocurre al aumentar el addendum.

Para demostrar la importancia del efecto de la rigidez de engrane en la dinámica del engranaje, a continuación se muestran dos gráficas en las que se observa el efecto de la rigidez en la rotación del piñón así como en la fuerza de contacto.



Gráfica 5.2: Velocidad angular del piñón en función de la rigidez de engrane [Soami, 2016]

La gráfica anterior muestra la rotación de salida del piñón para una rotación de entrada de la rueda constante. Para un engrane rígido, el piñón rota a una velocidad de giro constante. Cuando la rigidez de engrane es constante, la velocidad del piñón fluctúa inicialmente antes de establecerse en un valor constante. Finalmente, en el caso de una rigidez variable, las fluctuaciones son continuas en torno al valor medio aumentando las vibraciones.



Gráfica 5.3: Fuerza de contacto en función de la rigidez de engrane [Soami, 2016]

La tendencia es similar en esta segunda gráfica donde se observa la fuerza generada en el contacto para una velocidad de entrada de la rueda constante. El conocimiento, estudio y control de la rigidez de engrane, resulta crítico para efectuar un buen control de las vibraciones en el sistema. En este proyecto, el control se realiza sobre el error de transmisión que, como se ha observado, está directamente relacionado con la rigidez.

5.4. Análisis de vida

En este apartado describen las fuerzas en el contacto de los engranajes para, posteriormente, calcular las tensiones debidas a la flexión y al contacto necesarias para obtener los factores de seguridad y un correcto análisis de vida.

En el contacto entre dos dientes, el esfuerzo generado se puede dividir en un esfuerzo normal (localizado en la línea de engrane) y un esfuerzo tangencial (perpendicular a la línea de acción). (Prof. Gopinath & Prof. Mayuram, 2009).

El esfuerzo normal F_N , a su vez, se puede dividir en una fuerza tangencial F_T que es la encargada de transmitir la potencia, y una fuerza radial F_R que no ejerce trabajo efectivo pero que tiende a deformar el diente.

$$F_T = F_N \cdot \cos(\alpha) \quad (20)$$

$$F_R = F_N \cdot \sin(\alpha) \quad (21)$$

Para modelizar el esfuerzo normal en el contacto entre engranajes, se recurre a la superposición de dos términos: el término elástico y el término debido al amortiguamiento viscoso. (Diez Ibarbia, 2016). El primero está asociado generalmente a la rigidez de los engranajes, mientras que el segundo se asocia a los fenómenos disipativos presentes en el contacto.

Para la modelización del esfuerzo tangencial, se tiene en cuenta el efecto de la fricción por deslizamiento, la cual se implemente a través del modelo de Coulomb.

Los mayores esfuerzos se producen en el punto de contacto donde actúa el esfuerzo normal, y la región del *fillet* cercana a la base del diente.

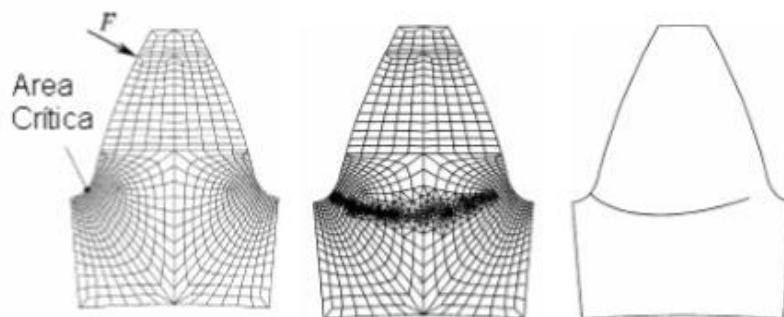


Figura 5.29: Trayectoria de grieta a fatiga [Pinochet Espinosa, 2007]:

5.4.1. Fallo por flexión

La tensión máxima en la raíz del diente, que no debe exceder la tensión máxima permisible por flexión del material, es la base para establecer la resistencia a flexión del diente de un engranaje. La tensión máxima ocurre en los *fillets* del flanco del diente que está trabajando.

El coeficiente que caracteriza la resistencia a flexión de un engranaje es el factor de seguridad frente a flexión, el cual relaciona la tensión máxima en el *fillet* con la tensión máxima admisible a flexión. Existen varias aproximaciones para obtener dichos valores en función de diversos parámetros correctivos: aproximación de Lewis, la norma AGMA (*American Gear Manufacturing Association*) y la norma ISO 6336 entre otras.

En el estudio que se realiza en este trabajo, se utiliza la norma ISO 6336 con el fin de poder correlar los resultados obtenidos por elementos finitos y los obtenidos por *KISSsoft* y *MITCalc* que ambos utilizan dicha norma.

La formulación que permite la obtención de las tensiones en la raíz del diente (σ_F) y la tensión máxima admisible por flexión (σ_{FG}) vienen recogidas en la norma ISO 6336-3 y deben ser calculadas de manera independiente para la rueda y el piñón. Por lo tanto, se puede definir el factor de seguridad a flexión del piñón y la rueda como: (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Tooth Bending Strenght, 2006).

$$S_{F,piñón} = \frac{\sigma_{FG,piñón}}{\sigma_{F,piñón}} \quad (22)$$

$$S_{F,rueda} = \frac{\sigma_{FG,rueda}}{\sigma_{F,rueda}} \quad (23)$$

A continuación se define la formulación necesaria para obtener los valores de σ_F y σ_{FG} en megapascasles:

Tensión en la raíz del diente σ_F

Primero se efectúa el cálculo de σ_{F0} que es la tensión nominal en el *fillet* del diente.

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_{DT} \quad (24)$$

Donde el valor de F_t es el valor de la fuerza nominal en el diámetro primitivo en newtons, b la anchura del diente en milímetros y m_n el módulo normal en milímetros. Los valores del resto de coeficientes se obtienen de la norma ISO 6336-3. (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Tooth Bending Strenght, 2006). En caso de buscar obtener los valores de los coeficientes de seguridad utilizando la información obtenida en el modelado

en *Hyper*, la tensión nominal σ_{F0} se extrae directamente de *Hyper* no siendo necesario su cálculo.

- **Y_F (Factor de forma)**

Tiene en cuenta la influencia de la forma del engranaje en la tensión de la raíz.

- **Y_S (Factor de corrección de tensiones)**

Tiene en cuenta la concentración de tensión en la raíz debido a un cambio brusco en la sección y que permite también no tener que realizar cálculos complejos para obtener la tensión en la raíz.

- **Y_β (Factor de ángulo de hélice)**

Compensa la menor influencia del momento flector en engranajes helicoidales respecto a los engranajes rectos.

- **Y_B (Factor de borde)**

Realiza un ajuste del cálculo de la tensión para engranajes de borde delgado.

- **Y_{DT} (Factor de profundidad de diente)**

Ajusta el cálculo para engranajes de alta precisión y altos ratios de contacto.

Una vez calculado, la tensión de flexión en el *fillet* es:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (25)$$

Donde el valor de los coeficientes se obtiene de la norma ISO 6336-1. (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Basic Principles, 2006).

- **K_A (Factor de aplicación)**

Factor que ajusta la carga nominal F_t para compensar el incremento de la carga por fuerzas externas. Esta carga adicional depende ampliamente de las características de las máquinas de engranajes, así como de las masas y rigideces del sistema, incluyendo los ejes y acoplamientos utilizados. El valor de este parámetro viene definido en la norma ISO 6336-6 en función de las características de trabajo de las máquinas, así como en la Tabla 1. (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Service Life Under Variable Load, 2006).

Tabla 5.1: Factor de aplicación K_v [Norma ISO 6336-6]

Características de trabajo de la máquina conductora	Características de trabajo de la máquina conducida			
	Uniforme	Impactos ligeros	Impactos moderados	Impactos fuertes
Uniforme	1	1.25	1.50	1.75
Impactos ligeros	1.10	1.35	1.60	1.85
Impactos moderados	1.25	1.50	1.75	2.00
Impactos fuertes	1.50	1.75	2.00	≥ 2.25

- **K_v (Factor dinámico interno)**

El factor dinámico interno tiene en cuenta la precisión y modificaciones ocurridas en el diente en función de la velocidad y la carga.

$$K_v = \frac{\text{Par total a la velocidad de trabajo}}{\text{Par total en engranajes "perfectos"}} \quad (26)$$

- **$K_{F\beta}$ (Factor de carga de flanco)**

Tiene en cuenta los efectos de una distribución no uniforme a lo largo del flanco del diente.

$$K_{F\beta} = \left[\frac{\left(\frac{F}{b}\right)_{max}}{\left(\frac{F_m}{b}\right)} \right]^{N_F} \text{ siendo } N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \text{ y } F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_v \quad (27)$$

Donde h es la profundidad del diente en mm, b la anchura del diente en mm y F_t la fuerza nominal en el diámetro primitivo en newtons.

- **$K_{F\alpha}$ (Factor de carga transversal)**

Tiene en cuenta los efectos de una distribución no uniforme de la carga en dirección transversal.

Tensión máxima admisible a flexión σ_{FG}

La tensión máxima admisible se obtiene de la fórmula:

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \quad (28)$$

Donde el valor de σ_{Flim} es característico del material y los valores del resto de coeficientes se obtienen de la norma ISO 6336-3.(Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Tooth Bending Strenght, 2006).

- **Y_δ (Factor de sensibilidad de muesca)**

Relaciona el factor de muesca del diente de interés en relación con un diente de un engranaje estándar de testeo.

- **Y_R (Factor de superficie)**

Relaciona la rugosidad del diente de interés en relación con un diente de un engranaje estándar de testeo.

- **Y_X (Factor de tamaño)**

Permite incluir la influencia de las dimensiones de la raíz del diente en la flexión del diente.

- **Y_{NT} (Factor de vida finita)**

Tiene en cuenta la posibilidad de mayores capacidades de carga a flexión para un número limitado de ciclos.

- **Y_{ST} (Factor de corrección por concentración de tensiones)**

5.4.2. Fallo por pitting

La presión de *Hertz* que sirve de base para el cálculo de la tensión de contacto es el principio utilizado para estimar la durabilidad de los engranajes cilíndricos. Es un indicador significativo de la tensión generada en el contacto entre flancos. Sin embargo, no es la única causa de *pitting*, ni tampoco lo son sus correspondientes esfuerzos cortantes. Hay otros factores influyentes como, por ejemplo: el coeficiente de fricción, dirección y magnitud del deslizamiento o la influencia de la presión del lubricante.

La formulación que permite la obtención de las tensiones de contacto en el diámetro primitivo (σ_H) y la tensión máxima admisible por contacto (σ_{HG}) vienen recogidas en la norma ISO 6336-2 y deben ser calculadas de manera independiente para la rueda y el piñón. Por lo tanto, se puede definir el factor de seguridad a *pitting* del piñón y la rueda como: (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Surface Durability (Pitting), 2006).

$$S_{H,\text{piñón}} = \frac{\sigma_{HG,\text{piñón}}}{\sigma_{H,\text{piñón}}} \quad (29)$$

$$S_{H,\text{rueda}} = \frac{\sigma_{HG,\text{rueda}}}{\sigma_{H,\text{rueda}}} \quad (30)$$

Existen dos aproximaciones para obtener dichos valores en función de diversos parámetros correctivos: la norma AGMA (*American Gear Manufacturing Association*) y la norma ISO 6336 entre otras.

En el estudio que se realiza en este trabajo, se utiliza la norma ISO 6336 con el fin de poder correlar los resultados obtenidos por elementos finitos y los obtenidos por *KISSsoft* y *MITCalc* que ambos utilizan dicha norma.

A continuación se define la formulación necesaria para obtener los valores de σ_H y σ_{HG} en megapascales:

Tensión en el contacto del flanco σ_H

Primero se efectúa el cálculo de σ_{H0} que es la tensión nominal de contacto en el punto primitivo.

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d \cdot b} \cdot \frac{u + 1}{u}} \quad (31)$$

Donde el valor de F_t es el valor de la fuerza nominal en el diámetro primitivo en newtons, b la anchura del diente en mm, d el diámetro primitivo de rueda o piñón en mm y u el ratio de giro. Los valores del resto de coeficientes se obtienen de la norma ISO 6336-2. (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Surface Durability (Pitting), 2006). En caso de buscar obtener los valores de los coeficientes de seguridad utilizando la información obtenida en el modelado en *Hyper*, la tensión nominal σ_{H0} se extrae directamente de *Hyper* no siendo necesario su cálculo.

- **Z_H (Factor de zona)**

Tiene en cuenta la curvatura del flanco en el punto primitivo y transforma la carga del cilindro de referencia al cilindro primitivo.

- **Z_E (Factor de elasticidad)**

Tiene en cuenta propiedades específicas del material como el módulo de elasticidad (E) y el coeficiente de *Poisson* (ν).

- **Z_ε (Factor de ratio de contacto)**

Tiene en cuenta la influencia de la longitud efectiva de la línea de contacto.

- **Z_β (Factor de ángulo de hélice)**

Tiene en cuenta la influencia del ángulo de la hélice como por ejemplo la variación de la carga a lo largo de la línea de contacto.

Con todo esto, la tensión de contacto del flanco es:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot Z_B \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (32)$$

Siendo los coeficientes K_A , K_V , $K_{H\beta}$ y $K_{H\alpha}$ los mismos utilizados para obtener la tensión en la raíz del diente (con un valor numérico diferente al estar caracterizados para el fallo a

contacto) y el coeficiente Z_B obtenido de la norma ISO 6336-2. (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Surface Durability (Pitting), 2006).

- **Z_B (Factor de contacto de diente único)**

Convierte el esfuerzo de contacto en el punto primitivo en un esfuerzo de contacto aplicado en el punto interior de un diente en contacto único. Este factor está referido al piñón, para la rueda el mismo factor se denominaría Z_D .

Tensión máxima admisible en el contacto σ_{HG}

La tensión máxima admisible en el contacto se obtiene de la fórmula:

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (33)$$

Donde el valor de σ_{Hlim} es característico del material y los valores del resto de coeficientes se obtienen de la norma ISO 6336-2. (Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Surface Durability (Pitting), 2006).

- **Z_{NT} (Factor de vida finita)**

Tiene en cuenta la capacidad de mayores presiones de contacto admisibles para un número limitado de ciclos.

- **Z_L (Factor de coeficiente de lubricación)**

Tiene en cuenta la influencia del coeficiente de viscosidad del lubricante.

- **Z_V (Factor de coeficiente de velocidad)**

Tiene en cuenta la influencia de la velocidad del diámetro primitivo en el contacto.

- **Z_R (Factor de coeficiente de rugosidad)**

Tiene en cuenta la influencia de la rugosidad de las superficies de contacto.

- **Z_W (Factor de endurecimiento de materiales)**

Compensa el efecto de contactar con una superficie que ha sido previamente endurecida por tratamientos térmicos.

- **Z_X (Factor de tamaño)**

Permite incluir la influencia de las dimensiones del diente en el esfuerzo de contacto permitido.

6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

El estudio de los engranajes requiere el conocimiento de diversos campos de la ingeniería mecánica entre los que se encuentran: la resistencia de materiales, la fatiga, el ruido, las vibraciones y los problemas durante la fabricación. Los métodos actuales utilizados para facilitar el proceso del diseño mecánico de los engranajes sacan provecho de las herramientas numéricas que permiten preparar y testear numerosas alternativas en un relativamente corto periodo de tiempo y sin la necesidad de fabricar costosos prototipos físicos.

Sin embargo, en el caso de las transmisiones mecánicas, para obtener resultados fiables y precisos, es necesario utilizar modelos computacionales de alta fidelidad y detalle. La dificultad en el modelado de engranajes radica en que el fenómeno observado en la superficie de contacto es a menudo local y no lineal. Los problemas causados por altas fuerzas actuando en una superficie del diente pequeña y curvada, son altas tensiones de Hertz locales y que provocan deformaciones locales del material con la consecuente influencia sobre el contacto mecánico entre dientes. Por otro lado, la no linealidad puede ocurrir por varias fuentes entre las que las más significantes están conectadas con el ratio de contacto y con una desviación no lineal del diente (causado por una fuerza de contacto que se desplaza a lo largo del perfil de un diente con diferentes espesores entre su base y su cabeza).

El análisis y los modelos se pueden realizar en tres dimensiones permitiendo también estudiar el fenómeno de los ruidos y las vibraciones, lo cual lleva un gran incremento del consumo de tiempo requerido así como de potencia computacional. Para evitar este problema, es común definir los engranajes a analizar de manera simplificada en modelos planos, los cuales pueden abarcar un comportamiento general del sistema. Al mismo tiempo, sin embargo, ignoran fenómenos importantes de su comportamiento tales como los desalineamientos, *shuttling* o modificaciones micro geométricas del diente. Estos factores contribuyen considerablemente a la carga dinámica de los engranajes provocando excitaciones y consecuentemente vibraciones indeseadas para el motor. Los desalineamientos están referidos a la imprecisa posición relativa en los engranajes, que resultan en una asimetría en la distribución de la carga a lo largo del diente. Los mismos pueden ser causados por: una falta de paralelismo entre los ejes de transmisión, desviaciones en los componentes del mecanismo o errores de fabricación. El *shuttling*, que es la fluctuación en la posición axial de la fuerza de contacto resultante y el cual está más relacionado con los engranajes de dientes helicoidales, conduce a unas oscilaciones en las fuerzas del rodamiento y unos momentos dinámicos en el plano de acción. Finalmente, las modificaciones micro geométricas son habitualmente aplicadas a los engranajes para

mejorar la interacción entre dientes y para disminuir el esfuerzo local concentrado en los bordes de este.

El número de alternativas para modelar la dinámica de un engranaje son tan variadas como los objetivos del estudio: predecir cargas operacionales y la vida del engranaje, diseñar la actuación del engranaje o estudiar el diagnóstico de los indicadores de defectos. Las tres mayores aproximaciones de simulación son: modelado de elementos finitos, modelado analítico o de parámetros concentrados y cinemática de cuerpos rígidos con rigidez de contacto no lineal. Además de estas tres, se puede incluir el estudio experimental basado en engranajes normalizados.

6.1. Modelado cuasi-estático de elementos finitos

Una de las aproximaciones para resolver un modelo, es el modelado por elementos finitos (FEM, *Finite Element Method*), el cual es capaz de resolver de manera precisa diseños complejos. Sin embargo, uno de sus mayores inconvenientes es el tiempo de simulación que limita su aplicación en el dominio del tiempo. Este problema se puede solucionar utilizando análisis de *plane strain* o *plane stress*, que disminuyan el tiempo computacional (perdiendo algo de precisión en los resultados). A pesar de esto, el análisis FEM se está convirtiendo en el foco creciente de atención con el desarrollo de programas más sofisticados de alta precisión y capacidad de cálculo.

La aproximación por FEM en este proyecto utiliza un método cuasi-estático en el cual, tras medir la rigidez en una posición concreta, los sólidos rotan y se vuelven a efectuar los cálculos. Para ello, se carga uno de los engranajes restringiendo el movimiento del otro. (Rigaud,) El análisis se basa en el mallado de ambos engranajes con el fin de obtener los resultados buscados en cada uno de los elementos de la malla. Una de las condiciones vitales para obtener unos resultados fidedignos es que el mallado sea adecuado. El orden de los elementos, la geometría de estos y la densidad son variables de estudio a la hora de mallar los engranajes. Un mallado más fino permitirá obtener resultados más precisos, pero a costa de un mayor coste computacional.

Variaciones dentro del FEM incluyen geometrías parciales del modelo (n número de dientes modelados), modelos de diente único y modelado completo del engranaje. Además de la necesidad de una geometría de partida precisa y de un mallado adecuado, uno de los condicionantes más importantes en el modelado FEM son los contactos. En la mayoría de los análisis se utilizan los elementos *gap* para simular el comportamiento de la superficie de contacto y así, estimar las presiones de contacto y las deformaciones. Los elementos *gap* se

pueden utilizar para definir el contacto entre dos nodos cuando están contactando (cerrados) o separados (abiertos) con respecto a una dirección y unas condiciones de contacto estipuladas previamente. Para la utilización de estos elementos, es necesario calcular previamente la localización de los contactos. Debido a este inconveniente y de que los elementos *gap* permiten un deslizamiento entre superficies relativamente pequeño, se utiliza la técnica de contacto superficie contra superficie. Esta técnica permite simular las condiciones de rodadura/deslizamiento y la separación superficies sin la necesidad de obtener la localización exacta del contacto. Las condiciones de contacto son una clase especial de restricciones discontinuas permitiendo a las fuerzas ser transmitidas de una parte del modelo a otra tan solo cuando ambos cuerpos se encuentran en contacto y, por lo tanto, no aplicando restricciones cuando están separados.

Programas que, o bien siendo estrictamente de FEM o bien teniendo un módulo que permita desarrollarlo, puede realizar modelados de elementos finitos son entre otros: *ANSYS*, *Abaqus*, *Nastran* o *HyperMesh*. Siendo este último el utilizado en la realización de este proyecto.

6.2. Modelado analítico o parámetros concentrados

Otra alternativa para realizar el modelado de un engranaje es el modelado analítico. Debido al tiempo que necesita un modelado FEM y al precio de los programas necesarios para ello, a menudo se tiende a utilizar programas más económicos y rápidos.

Para realizar el modelado, se utilizan fórmulas analíticas que permiten obtener las tensiones en la raíz del diente y en el diámetro primitivo, las correcciones recomendadas o las herramientas necesarias para su fabricación (Lasova, Bernardin, & Kronerova, 2015). Con esos datos y el de las tensiones últimas, se pueden obtener los coeficientes de seguridad de *pitting* y de flexión, que son los que caracterizan una pareja de engranajes y que permitir luchar contra ellos.

Algunos de los factores sobre los que dependen dichas tensiones, pueden variar en función de la forma del engranaje, el método de fabricación, la vida, la sensibilidad de muesca o el patrón de carga.

También es necesario introducir una serie de datos que incluyen los tamaños de los engranajes, el módulo, el número de dientes, datos del material y las cargas de servicio. Otra opción es la de establecer unos márgenes aceptables de dichos valores y con la herramienta

“*Fine Sizing*”, obtener la mejor solución entre todas las posibles. Las geometrías de la rueda y el piñón obtenidas con estas herramientas se utilizarán como punto de partida para el resto de los modelados con el fin de extraer la precisión de la geometría de la incertidumbre de los resultados.

Los programas más utilizados para este tipo de modelado son, entre otros, *KISSsoft*, *MITCalc* y *PREV*, siendo el primero de ellos el utilizado en este trabajo.

La formulación analítica interna utilizada por *KISSsoft* es la explicada en el apartado 5.4.1 de análisis de vida, siendo los coeficientes de seguridad a flexión del piñón y la rueda los obtenidos de las ecuaciones (22) y (23) respectivamente; y los coeficientes de seguridad a *pitting* del piñón y la rueda los obtenidos en las ecuaciones (29) y (30) respectivamente.

Esta herramienta permite, además, gracias a su módulo de “*Contact Analysis*”, obtener: el error de transmisión, la rigidez del sistema o los esfuerzos a lo largo del diente que resultan clave para poder comparar los resultados obtenidos en este modelo con el resto de los modelos utilizados.

6.3. Cinemática de cuerpos rígidos

Aunque el modelado de elementos finitos es un método numérico general aplicable al modelo de contacto de engranajes con una alta precisión, se requiere un alto esfuerzo computacional en los contactos. Una alternativa a este modelo es el modelado cinemático de cuerpos rígidos-flexibles o *softwares* de dinámica multi-cuerpo (*multi-body*). Se trata de un modelado que permite obtener la rigidez de la malla utilizando un modelo rígido-elástico. Gracias al mismo, se pueden estudiar las vibraciones producidas por las desalineaciones del engranaje que es el error de fabricación más común. Esto se consigue ya que este tipo de modelado permite la integración en el dominio del tiempo. Este modelado tiene una alta eficiencia computacional pero no permite describir el contacto del mallado en el diente del engranaje. Afortunadamente, *softwares* dinámicos comerciales multi-cuerpo como *MSC ADAMS*, tienen la capacidad de efectuar un modelado rígido-elástico. (Dabrowski, Adamczyk, & Plascencia Mora, 2012). Los ejes y los cuerpos de los engranajes se consideran rígidos, mientras que las superficies de contacto del mallado de los engranajes se consideran elásticas y, por lo tanto, deformables. Se utiliza la tensión de *Hertz* en el contacto para representar la elasticidad del engranaje. *ADAMS* proporciona capacidades adicionales adecuadas para incorporar el error de transmisión dinámico, la elasticidad del diente y las microgeometrías.

La aproximación efectuada es capaz de analizar líneas de transmisión de engranes complejas bajo cargas y condiciones operacionales variables dentro de un tiempo computacional razonable.

Para realizar el modelado, una vez importada la geometría de los engranajes y sus componentes (si es necesario), se definen los rodamientos que soportan los ejes de las ruedas y se fijan los ejes y las ruedas de tal manera que el par aplicado al eje de entrada se transfiera completamente al eje de salida.

Los parámetros de los contactos se definen en *ADAMS* de la siguiente manera: (Kong & et al.)

$$F = \begin{cases} K(x_0 - x)^e + CS\dot{x} & x < x_0 \\ 0 & x \geq x_0 \end{cases} \quad (34)$$

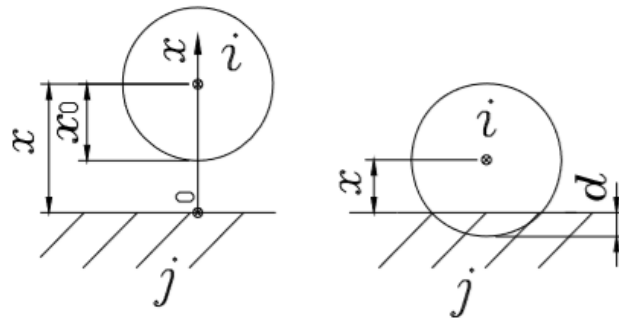


Figura 6.1: Fuerza de contacto en *ADAMS* [Kong et al.]

Siendo F la fuerza en el contacto en newtons, K la rigidez en el contacto en $\frac{N}{mm}$, C la fuerza de amortiguamiento en $\frac{N \cdot s}{mm}$ y S una función adimensional definida como:

$$S = \begin{cases} 0 & x > x_0 \\ (3 - 2\Delta d)\Delta d^2 & x_0 - d < x < x_0 \\ 1 & x \leq x_0 - d \end{cases} \quad (35)$$

Donde $\Delta d = x_0 - x$ es la deformación del cuerpo. Cuando el contacto no existe, el mismo es negativo y torna en positivo cuando se produce el contacto. El primer sumando de la fuerza de contacto hace relación a la componente elástica que actúa como un muelle no lineal haciendo referencia al componente que se deforma. El segundo sumando es la fuerza de amortiguación que es función de la velocidad de contacto-colisión. La fuerza de la colisión adquiere su valor máximo cuando se llega a una penetración d . Por otra parte,

particularizando para unos engranajes de dientes rectos, se define K como la rigidez en el contacto:

$$\left\{ \begin{array}{l} K = \frac{4}{3} \cdot R^{\frac{1}{2}} \cdot E^* = \frac{4}{3} \cdot \left[\frac{id_1 \cdot \cos\alpha_t \cdot \tan\alpha'_t}{2 \cdot (1+i)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot E^* \\ \frac{1}{E^*} = \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \\ \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \end{array} \right. \quad (36)$$

Donde R es el radio equivalente en el contacto de los dos cuerpos (siendo R_1 el del piñón y R_2 el de la rueda. Lo mismo ocurre con el módulo del Young equivalente E^* en el contacto de los dos cuerpos. v_1 y v_2 son los módulos de Poisson de ambos engranajes, i es el ratio de giro, d_1 el diámetro primitivo y α_t y α'_t los ángulos de presión transversal en el diámetro primitivo *engaged* y *standard* respectivamente.

El nuevo módulo desarrollado por *MSC ADAMS* denominado *Gear AT* permite una modelización más sencilla y fiable en comparación con el módulo *Machinery* utilizado hasta ahora en *ADAMS* para modelizar engranajes. En este proyecto se utiliza el módulo *Gear AT* para obtener el error de transmisión. Sin embargo, aún no tiene desarrollada la capacidad para obtener las deformaciones en el *fillet* que permitieran su comparación con el resto de los modelados.

6.4. Experimental

La última alternativa para realizar el modelado sería la experimental. Es una metodología altamente necesaria no solo para correlar la idoneidad de los modelos computacionales mencionados anteriormente, sino para concluir el efecto real de aquellos factores que no han sido tenidos en cuenta en otros modelados como ligeras variaciones de la microestructura del material, pequeñas desalineaciones o vibraciones del banco de ensayos.

Los ensayos se han realizado en un banco de ensayos denominado FZG (*Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebebau* – Centro de Investigación y Construcción de Engranajes) (Winter & Michaelis, 1985) que es un conocido banco de ensayos de engranajes utilizado tanto para evaluar el efecto de lubricantes en los engranajes como para caracterizar los fallos por desgaste o por *pitting*.

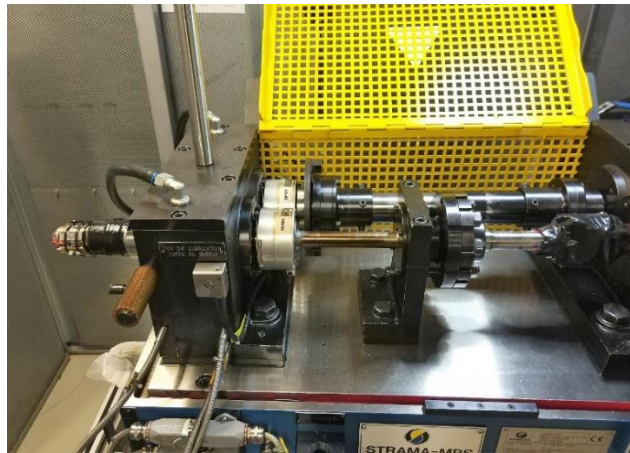


Figura 6.2: Banco de ensayos FZG

El piñón (1) y la rueda (2) de ensayo son conectados mediante dos ejes a los engranajes conductores (3). El eje del piñón está dividido en dos partes con el embrague de carga (4) situado en el medio (se utiliza para aplicar la precarga al eje del piñón). Una de las partes del embrague de carga se fija a la base mediante un pasador de bloqueo (5). La otra parte se puede torsionar generando una precarga utilizando la palanca de carga y los diferentes pesos disponibles (6). El par de torsión generado se puede medir con el embrague de medición de par (7). Por último, posee un sensor de temperatura (8) para medir la temperatura del lubricante y, de esta manera, actuar sobre el calentador y el refrigerador para poder mantenerla constante. Sin embargo, este estudio queda fuera del alcance del proyecto.

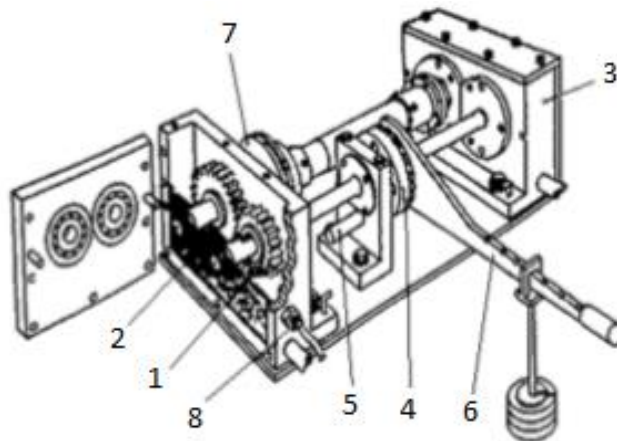


Figura 6.3: Elementos del banco de ensayos FZG [Inegi, 2006]

Son varios los engranajes que se pueden utilizar en los ensayos con la FZG: tipo A20 (ensayos de rayado estándar), tipo A10 (ensayos de rayado severos), tipo C14-PT (ensayos de *pitting*) y tipo C14-GT (ensayos de *Micropitting*). Los engranajes a utilizar para estos ensayos son los de *Micropitting* C14-GF cuyas características se mencionan a continuación en el apartado 8.1.

Los ensayos consisten en la imposición de una velocidad de giro del motor que está conectado al eje de la rueda y la posterior toma de datos tanto del giro del piñón mediante un *encoder* que permita obtener el error de transmisión, como de la deformación en los *fillets* del diente del piñón obtenida mediante galgas extensiométricas posicionadas en el *fillet* de uno de los dientes del piñón.

El banco de ensayos FZG permite diferentes estados de carga en relación con el par de precarga aplicado al piñón. Esta imposibilidad de aplicar cualquier par que se desee limita y dificulta el modelizado por ensayos experimentales. Teniendo en cuenta que el estado de carga objeto de estudio no se encuentra entre los estados de cargas posibles de la FZG, será necesario realizar algunas correcciones e hipótesis lineales que permitan extrapolar los resultados al estado de carga deseado. En la siguiente tabla se muestran los diferentes estados de carga de la FZG y en color rojo aparece aquel estado de carga más similar al de estudio (200 N·m).

Tabla 6.1: Estados de carga del banco de ensayos FZG [IK4-Tekniker]

Estado de carga	Par aplicado al piñón [N·m]	Fuerza normal [N]	Tensión de contacto de Hertz [N/mm ²]	Pesas a aplicar
1	3,3	99	146	H1
2	13,7	407	295	H2
3	35,3	1044	474	H2+K
4	60,8	1799	621	H2+K+W1
5	94,1	2786	773	H2+K+W1+W2
6	135,3	4007	927	H2+K+W1+...+W3
7	183,4	5435	1080	H2+K+W1+...+W4
8	293,3	7080	1232	H2+K+W1+...+W5
9	302,0	8949	1386	H2+K+W1+...+W6
10	372,6	11029	1538	H2+K+W1+...+W7
11	450,1	13342	1691	H2+K+W1+...+W8
12	534,5	15826	1841	H2+K+W1+...+W9
13	626,9	18547	2002	H2+K+W1+...+W10
14	714,2	21130	2137	H2+K+W1+...+W11

7. SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

Al hilo de lo desarrollado anteriormente, el objeto de estudio de este trabajo es el cálculo del error de transmisión estático (es cual sirve de referencia del error de transmisión total), el de la deformación en el radio del *fillet* y, adicionalmente, la estimación de la vida del engranaje en función de los parámetros de seguridad. Para ello se utiliza una pareja de engranes FZG tipo C.

Para una mejor calidad de los resultados obtenidos para el error de transmisión, se realiza una comparación entre las cuatro alternativas de análisis mencionadas anteriormente: FEM con *Hyper*, analítico con *KISSsoft*, *Multi-body* con *ADAMS* y experimentalmente en la FZG. Para la deformación en el radio del *fillet* se comparan los resultados de *Hyper* con los experimentales y para el análisis de vida se utilizan los datos extraídos de *Hyper*, *KISSsoft* y adicionalmente de *MITCalc*, programa desarrollado para obtener estrictamente coeficientes de vida.

El análisis de elementos finitos (FEM) se realiza con el *software* Altair *HyperWorks* 2018, utilizando los módulos de *HyperMesh* para el modelado de los engranajes y el mallado; y *HyperView* para la visualización de los resultados y obtención de datos. En el análisis cuasi-estático, se impone un par constante al piñón y se hace girar a la rueda una serie de pasos midiendo el error de transmisión y las deformaciones en cada uno de ellos. Es decir, se realiza el cálculo en una posición, se rota el modelo a otra posición y se repite la simulación. De esta forma, se obtiene el ET consecuencia de la rigidez variable en el engrane a lo largo de toda la línea de contacto. Para este cálculo, es necesario un tamaño de malla muy pequeño para recoger correctamente el contacto de Hertz y, además, pueden aparecer picos en los resultados debidos a la convergencia del contacto.

El análisis analítico realizado con el *software* *KISSsoft*, el cual está especializado en el cálculo de engranajes. *KISSsoft* calcula según norma (en este caso ISO), o bien según su propia formulación analítica de LTCA (*Loaded Tooth Contact Analysis*).

El análisis *multi-body* efectuado con el *software* *ADAMS* utilizando un *toolkit* denominado *ADAMS Gear AT*. Para que la comparación del resto de análisis y el del *multi-body* se puedan comparar correctamente, este análisis se realiza a bajas velocidades donde la inercia apenas tiene efecto y el error de transmisión se asemeja lo máximo posible al estático.

Por último, el análisis experimental se realiza en el banco de ensayos FZG con los engranajes de testeo tipo C14-GF.

8. DESARROLLO

8.1. Geometría y material

Para todos los modelados se utiliza la misma geometría y el mismo material con el fin de poder correlar los resultados de una manera mucho más precisa. Los engranajes utilizados son unos engranajes normalizados para *micro-pitting* C14-GF con las siguientes características:

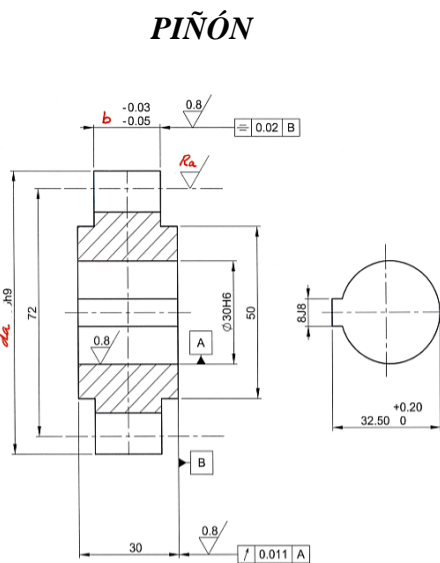


Figura 8.1: Plano acotado del piñón

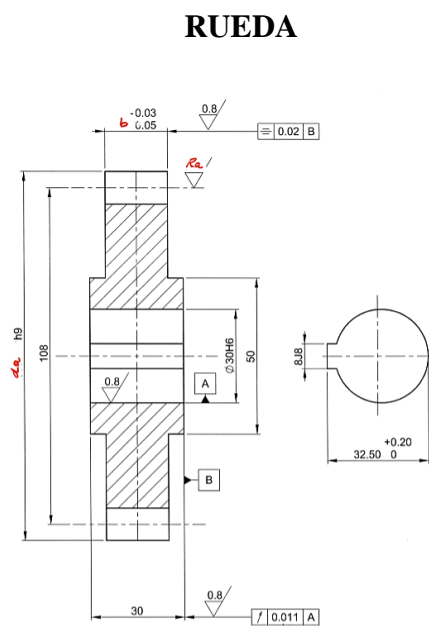


Figura 8.2: Plano acotado de la rueda

Tabla 8.1: Parámetros geométricos del piñón

Módulo	[m]	4.5
Dientes	[Z]	16
Ángulo de presión	[α]	20°
Ángulo de hélice	[β]	0°
Distancia entre centros	[a]	91.500
Diam. Primitivo	[d]	72.000
Coeff. Addendum	[ha]	1
Coeff. Dedendum	[hd]	1.25
Factor de radio raíz	[hfP]	0.3
Diam. Base	[db]	67.658
Diam. Típ	[da]	82.635
Diam. Típ Activo	[dNa]	82.635
Diam. Raíz	[df]	62.385
Diam. Raíz Activo	[dNf]	68.201
Corrección	[X]	0.1817
Rugosidad dientes	[Ra]	0.5
Rugosidad general	[Ra]	3.2

Tabla 8.2: Parámetros geométricos de la rueda

Módulo	[m]	4.5
Dientes	[Z]	24
Ángulo de presión	[α]	20°
Ángulo de hélice	[β]	0°
Distancia entre centros	[a]	91.500
Diam. Primitivo	[d]	108.000
Coeff. Addendum	[ha]	1
Coeff. Dedendum	[hd]	1.25
Factor de radio raíz	[hfP]	0.3
Diam. Base	[db]	101.487
Diam. Típ	[da]	118.543
Diam. Típ Activo	[dNa]	118.543
Diam. Raíz	[df]	98.293
Diam. Raíz Activo	[dNf]	103.931
Corrección	[X]	0.1715
Rugosidad dientes	[Ra]	0.5
Rugosidad general	[Ra]	3.2

** Distancias medidas en milímetros, ángulos en grados y rugosidades en micras.

Como parámetros importantes a la hora de realizar el modelado destacan el diámetro de raíz activo y el diámetro de cabeza activo que delimitan inferior y superiormente la zona de contacto entre dientes sobre el flanco respectivamente. Es decir, el contacto entre dos dientes comienza en el diámetro de raíz activo y finaliza en el diámetro de cabeza activo.

El material utilizado es un acero al carbono con las siguientes características:

Tabla 8.3: Características del material

Nomenclatura	16 Mn Cr 5		
Densidad	[ρ]	7850	[kg/m ³]
Módulo de Young	[E]	210	[Gpa]
Coef . Poisson	[ν]	0,3	[-]

8.2. Modelado cuasi-estático de elementos finitos (*Hyper*)

Se realiza un modelado cuasi-estático de elementos finitos utilizando el programa de *Altair Hyper*. Para la realización del mallado se utiliza el *software Hyper Mesh*, para el cálculo de resultados *Optistruct* y para la visualización de resultados *Hyper View*. En el modelado, se incluye exclusivamente la pareja de engranajes excluyendo del mismo el resto de los elementos de la transmisión tales como ejes, rodamientos o carcasas. Se impone al piñón un par contrario al movimiento rotatorio de la rueda, la cual rota mientras el *software* evalúa la rigidez y el resto de los parámetros para cada una de sus posiciones intermedias. Con esto se consigue un estudio cuasi-estático del sistema que permite obtener un error de transmisión estático y unas deformaciones y tensiones sin el efecto de inercias o aceleraciones producto de la dinámica. Los pasos a seguir en este modelado son: generación de la geometría, mallado de la misma, definición de contactos y cargas, preparación del cálculo y análisis de los resultados.

8.2.1. Geometría

La geometría utilizada en este modelado se extrae del programa *KISSsoft* que, como se ha mencionado anteriormente, es el objeto del análisis de modelado analítico. Gracias a esto, se consigue una geometría puramente teórica y sin imperfecciones, que permite eliminar la incertidumbre de la precisión de la geometría del cálculo del error de transmisión estático.

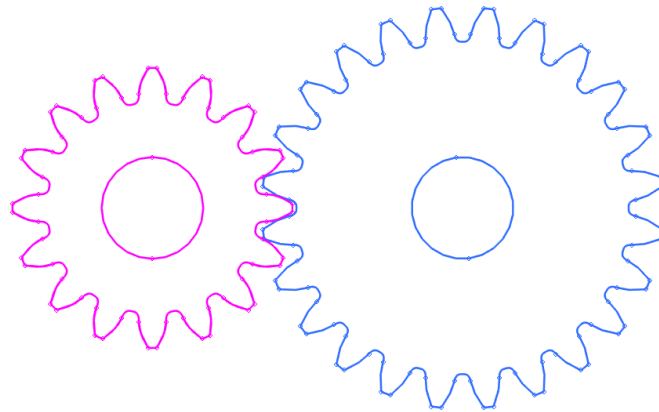


Figura 8.3: Geometría importada de KISSsoft

Una vez importada la geometría, se recortan los engranajes para prepararlos para su estudio:

- Solo 5 de los dientes de cada uno de los engranajes son objeto de estudio. Se considera que todos los dientes se comportan de la misma manera que los 3 dientes intermedios y que, por lo tanto, los resultados obtenidos en ellos se pueden extrapolar a todo el engranaje. El primer y último diente pueden verse afectados por el comienzo y final del movimiento y generar resultados poco fidedignos.
- Solo una parte del engranaje se considera flexible y por lo tanto se malla. El resto se considera un cuerpo rígido y resulta más económico en términos de coste computacional no incluirlos en el mallado. La decisión de hasta qué punto recortar, se toma buscando un ahorro del mallado pero intentando asegurar un comportamiento lo más similar a la realidad.

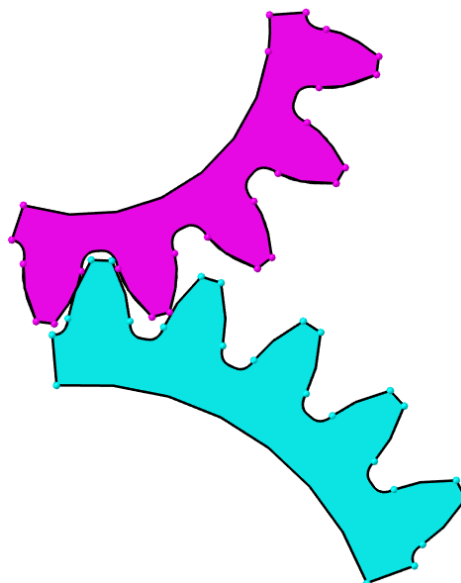


Figura 8.4: Geometría simplificada de la pareja de engranajes

8.2.2. Mallado

Como se ha comentado anteriormente, una de las condiciones vitales para obtener unos resultados fidedignos es que el mallado sea adecuado siendo las variables a manipular: el orden de los elementos, la geometría de estos y la densidad del mallado. Sin embargo, es necesario realizar un análisis de la relación entre el refinado del mallado y el coste computacional para encontrar un compromiso entre ambas variables.

El primer paso para realizar un correcto mallado es definir las diferentes superficies del diente sobre las que se realizan mallados diferentes. Para ello, es importante definir qué es lo que se quiere medir en cada uno de los engranajes.

Por un lado, en la rueda no se realizan mediciones por lo que solo es necesario realizar un mallado fino en la zona del flanco del diente que está en contacto con el piñón. Este mallado fino en el contacto entre superficies permite una mayor precisión en el valor del error de transmisión. El resto de las superficies se crean con el fin de realizar un mallado más grueso y, de esta manera, reducir el número de elementos de la malla y consecuentemente el coste computacional.

Por el otro lado, en el piñón se miden, además de lo mencionado para la rueda, la deformación en la raíz del diente. Por lo tanto, es necesario aumentar la superficie destinada al radio del fillet a toda la geometría situada debajo del diámetro de raíz activo (delimita inferiormente el contacto entre dientes).

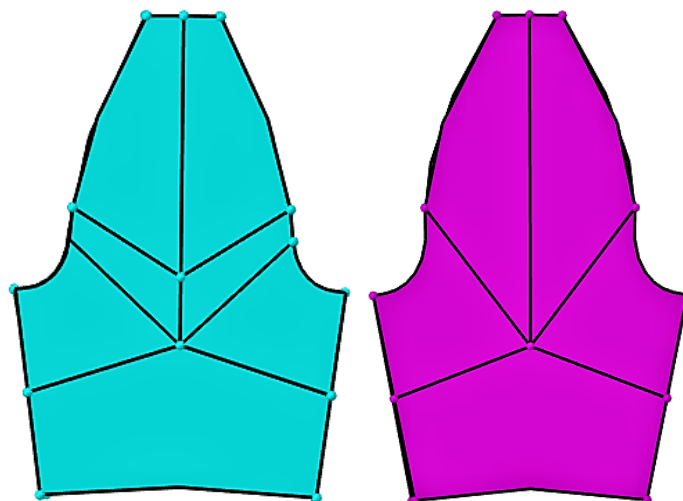


Figura 8.5: Superficies generadas la rueda (izqda.) y piñón (dcha.)

Una vez definidas las diferentes superficies en ambos engranajes, se realiza el mallado de cada una de ellas. La densidad de mallado de cada una de las superficies efectúa mediante prueba-error y buscando elementos con un ratio de aspecto correcto (relación entre la dimensión más corta y larga de un elemento) y cumpliendo los criterios definidos por el propio programa en cuanto a ángulos mínimos y máximos dentro del elemento. La forma de los elementos se elige rectangular (tetraedros cuando se realice la tercera dimensión). (Korta, Palermo, Mundo, & Shweiki, 2015) . Con todo esto, el mallado queda de la siguiente manera (pudiéndose observar en la imagen de la derecha la densidad en cada una de las superficies):

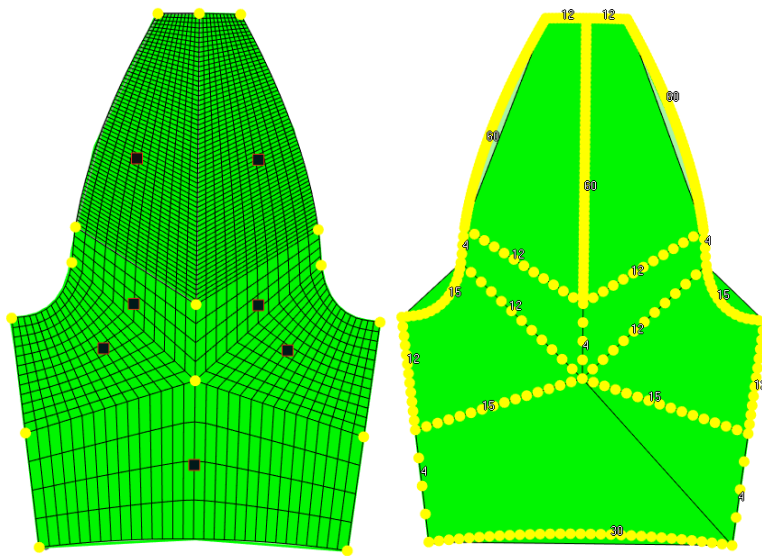


Figura 8.6: Mallado de la rueda

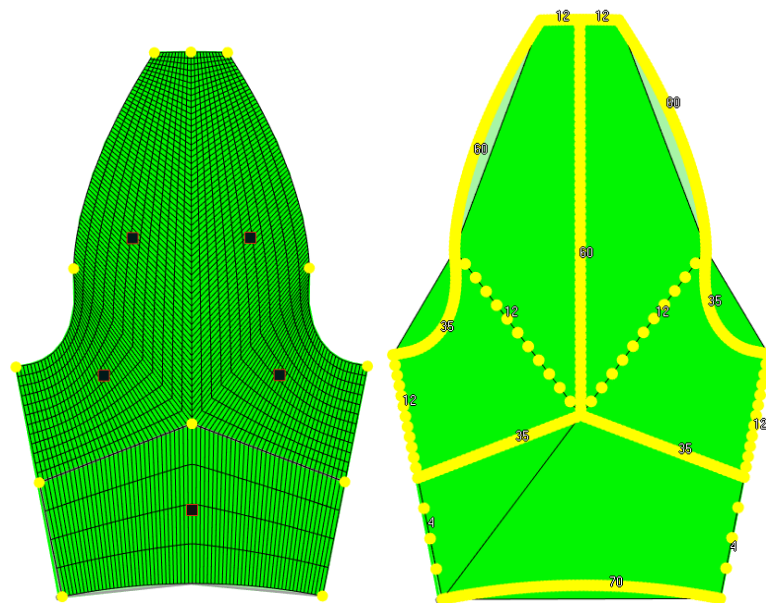


Figura 8.7: Mallado del piñón

Una vez realizado el mallado en 2D, se efectúa una extrusión en la dirección perpendicular al plano. Una de las opciones contempladas inicialmente fue la de realizar el modelado en 2D con un “*plane strain*” ya que al no existir microgeometrías en los engranajes, el comportamiento del engranaje iba a ser el mismo en toda la dirección del flanco. Sin embargo, el módulo de *Optistruct* utilizado para la resolución de los cálculos no posee aún esa opción y la alternativa era *Radioss*, el cual no permite realizar el cálculo cuasi-estático. Por lo tanto, se decide realizar el modelo en tres dimensiones asumiendo que esto supone un aumento en el coste computacional. Para definir el número de elementos en la dirección perpendicular al plano se llega a un compromiso entre el coste computacional (excesivo ya que no aporta calidad a los resultados) y el ratio de aspecto que en caso de ser muy grande puede afectar a los cálculos internos del programa. Finalmente, se efectúan cuatro elementos en dirección perpendicular al plano ya que se comprueba que los resultados no varían al seguir incrementando el número de elementos.

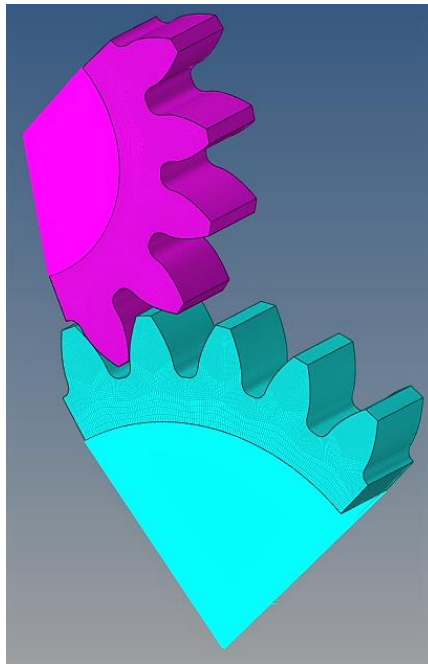


Figura 8.8: Mallado en 3D

8.2.3. Definición de los contactos

Los contactos se definen en dos pasos. En un primer paso, se especifican los elementos del flanco del diente que pertenecen al contacto. Estos elementos son aquellos del flanco que se encuentran entre el diámetro de cabeza activo y el diámetro de raíz activo. En un segundo paso se definen los grupos de contacto relacionando el primer diente de la rueda con el primero del piñón y así con el resto de los dientes.

Una vez definidos los contactos, es necesario introducir ciertos parámetros que los caractericen en función de: si existe deslizamiento, la tolerancia de considerar dos superficies en contacto o no, la discretización de los contactos, etc. Son 5 los parámetros introducidos:

Tabla 8.4: Parámetros de los contactos

PARÁMETRO		ELECCIÓN	
TYPE	Define el tipo de contacto entre superficies: (SLIDE, STICK y FREEZE)	SLIDE	Superficies en deslizamiento
MSID	Superficie maestra	Rueda	Superficie de contacto más grande de las dos y con una densidad de mallado similar [1]
SSID	Superficie esclava	Piñón	Superficie de contacto más pequeña de las dos y con una densidad de mallado similar [1]
DISCRET	Aproximación de discretización que diferencia el N2S y S2S	S2S	En caso de una geometría correctamente definida, presenta una mayor precisión en la obtención de tensiones [2]
TRACK	Definición del deslizamientos entre contactos: (SMALL, FINITE y CONSLI)	CONSLI	Deslizamiento continuo entre contactos [3]

[1] La única función del parámetro de superficies maestras y esclavas es la de realizar los cálculos computacionales ligeramente más rápidos ya que solo se chequean los nodos de la superficie esclava para reconocer contactos.

[2] La discretización entre contactos S2S (*Surface to Surface*) se ha demostrado ser muy efectiva para cálculos cuasi-estáticos con y sin fricción (Laursen & Yang, 2010).

[3] Formulación de contacto que, a pesar de ser más costosa computacionalmente, se ha estimado que puede mejorar considerablemente la calidad de los resultados.

8.2.4. Definición de las cargas y restricciones

Se definen tres tipos de cargas y restricciones: restricción de 5 grados de libertad de los nodos de rotación de la rueda y el piñón, giro de la rueda para el cálculo cuasi-estático y un par aplicado al piñón.

- Restricción de 5 grados de libertad de los nodos de rotación del piñón y la rueda

Se restringen los tres desplazamientos y los giros alrededor del eje X e Y (un total de 5 grados de libertad), con el objeto de que ambos engranajes solo posean movimiento rotacional en el eje Z (perpendicular al plano).

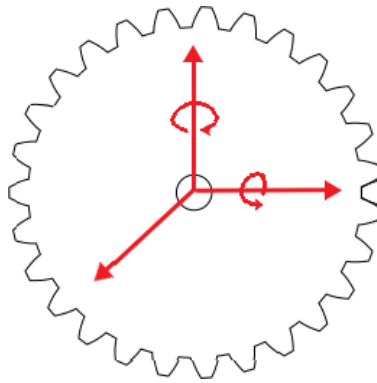


Figura 8.9: Restricción de 5 GDL

- Giro de la rueda

Se calculan las posiciones inicial y final de la rueda en el engrane de los cinco dientes representados y se divide el ángulo desplazado en diferentes *steps* o pasos. Con el fin de realizar un cálculo cuasi-estático, en cada uno de los *steps* la rueda gira un ángulo que previamente ha sido asignado.

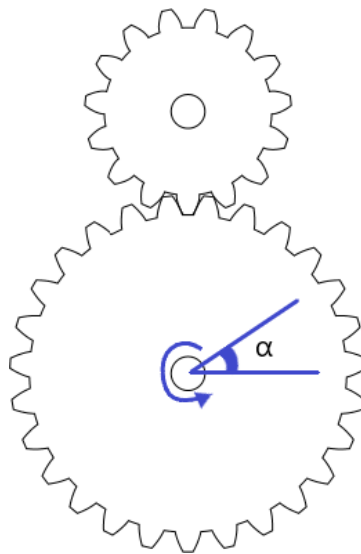


Figura 8.10: Giro aplicado a la rueda

- Par aplicado al piñón

Para simular una precarga en el piñón y asemejar el estudio a una posible situación de funcionamiento, se dota al piñón de un par de 200 N·m de sentido contrario al de su desplazamiento. El valor de este par ha sido definido previamente por la empresa con el objetivo de comparar internamente los resultados con modelizados previos realizados con ese mismo par aplicado.

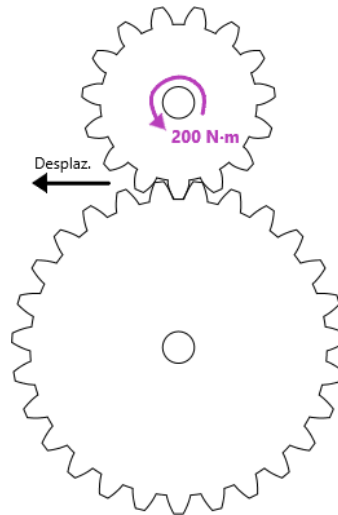


Figura 8.11: Par aplicado al piñón

8.2.5. Creación de los steps

Para realizar el cálculo cuasi-estático, se realizan un total de 34 *steps* en los cuales se calculan los parámetros necesarios. El número de *steps* se decide en función de un compromiso entre la calidad de los resultados (cuanto más bajo es el ángulo entre *steps*, más información se obtiene del proceso global) y el coste computacional (el programa tarda alrededor de 10 minutos en procesar cada uno de los *steps*).

En todos los *steps* se define el mismo par aplicado al piñón y la misma restricción de grados de libertad mencionada anteriormente. La única diferencia radica en el ángulo de giro impuesto a la rueda. A continuación, se detalla el ángulo impuesto en cada uno de los *steps*.

Tabla 8.5: Steps de giros de la rueda

Step	Ángulo impuesto a la RUEDA		Step	Ángulo impuesto a la RUEDA	
	Grados	Radianes		Grados	Radianes
1	0,0000	0,0000	18	26,7642	-0,4671
2	2,9738	-0,0519	19	28,2511	-0,4931
3	5,9476	-0,1038	20	29,7380	-0,5190
4	6,6911	-0,1168	21	31,2249	-0,5450
5	7,0628	-0,1233	22	32,7118	-0,5709
6	7,4345	-0,1298	23	34,1987	-0,5969
7	8,9214	-0,1557	24	35,6856	-0,6228
8	11,8952	-0,2076	25	37,1725	-0,6488
9	13,3821	-0,2336	26	38,6594	-0,6747
10	14,8690	-0,2595	27	40,1463	-0,7007
11	16,3559	-0,2855	28	41,6332	-0,7266
12	17,8428	-0,3114	29	43,1201	-0,7526
13	19,3297	-0,3374	30	44,6070	-0,7785
14	20,8166	-0,3633	31	46,0939	-0,8045
15	22,3035	-0,3893	32	47,5808	-0,8304
16	23,7904	-0,4152	33	49,0677	-0,8564
17	25,2773	-0,4412	34	50,5546	-0,8823

Para garantizar una continuidad de resultados coherente, es importante imponer como punto de partida de los resultados de un *steps* los resultados finales del *step* anterior.

8.2.6. Modificaciones realizadas

A medida que se realizan los cálculos, corrigiendo el modelo y mejorándolo, surgen diferentes problemas de convergencia, calidad de los resultados y coste computacional que tienen que ser solventados. Para ello se realizan tres modificaciones importantes al modelo descrito anteriormente: se añaden tarjetas de resolución, se corrige la geometría y se restringe el movimiento de todo el sistema en el eje perpendicular al plano.

- Tarjetas de resolución

Se introducen tres tarjetas de resolución para mejorar el cálculo: PARAM, NLOUT y NLMON. Con la tarjeta PARAM se especifica que no se quiere que el programa chequee la calidad de los elementos ya que supondría un exceso de tiempo y, además en algunos casos, se considera poco problemático el poseer elementos que no cumplan estrictamente los criterios de calidad especialmente si se encuentran en una zona lejos de la zona de estudio (flanco y *fillet*). Por otro lado, también se incluye en esta tarjeta otra denominada CNTSTB que ayuda al programa a converger en el caso de pequeños desplazamientos en las zonas de los contactos que son los elementos que mayor problemática de convergencia provocan. Si el problema de convergencia persiste, puede llegar a ser necesario modificar ciertas geometrías o incluir *steps* intermedios entre los mencionados en el apartado anterior. La segunda tarjeta introducida es NLOUT en la cual se especifica que el cálculo de cada uno de los *steps* comienza por una vigésima parte de este y que, en caso de un fallo por convergencia, el programa lanzará un mensaje de error y se detendrá. Es decir, en caso de que el *step* abarque el giro entre los 3° y los 4°, el primer cálculo lo realizará para 3,05°. La última tarjeta NLMON, permite la monitorización a tiempo real de cómo está evolucionando el cálculo y también de visualizar los desplazamientos de los engranajes. Esto posibilita detener el cálculo de manera temprana en caso de que el desplazamiento de los engranajes no sea el deseado por errores en la fase de modelado.

- Corrección de la geometría

Una vez visualizados los resultados de los primeros cálculos, se observa como algunos parámetros como: el estado de contacto, tensiones en el contacto o deformaciones plásticas; muestran resultados incoherentes y poco fidedignos especialmente cuando los dientes se encuentran contactando en la unión entre el flanco y la cabeza del diente. Con esto, se ha

decidido suavizar ligeramente esos bordes (exclusivamente en los bordes que tenían contactos). En la siguiente imagen se puede visualizar como el borde de la izquierda permanece intacto, y se ha efectuado una corrección geométrica en el borde derecho.

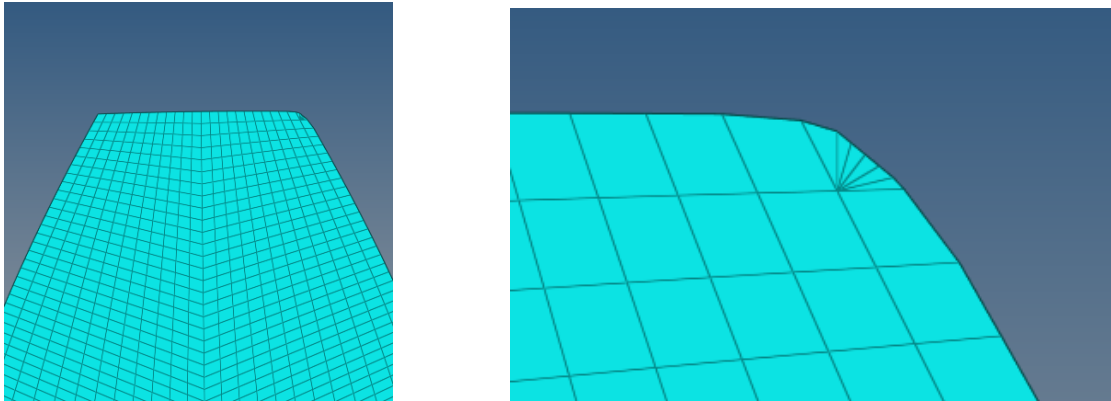


Figura 8.12: Corrección de la geometría

- Restricción del movimiento en el eje Z

Una vez visualizados los resultados de los primeros cálculos, se observa también como algunos contactos provocan un desplazamiento de los engranajes en dirección perpendicular al plano. Aun sin reconocer la causa de estos errores, se consideran un posible foco de errores considerables en los resultados finales y por ello, se ha restringido el desplazamiento en el eje Z de todos los nodos de una de las caras de ambos engranajes. En las siguientes imágenes se puede visualizar tanto el desplazamiento en el eje Z de algunos elementos en los cálculos iniciales (previos a la corrección), así como las restricciones aplicadas a los engranajes para solucionarlo (en la imagen solo se observan las restricciones en la rueda pero se han realizado en ambos engranajes).

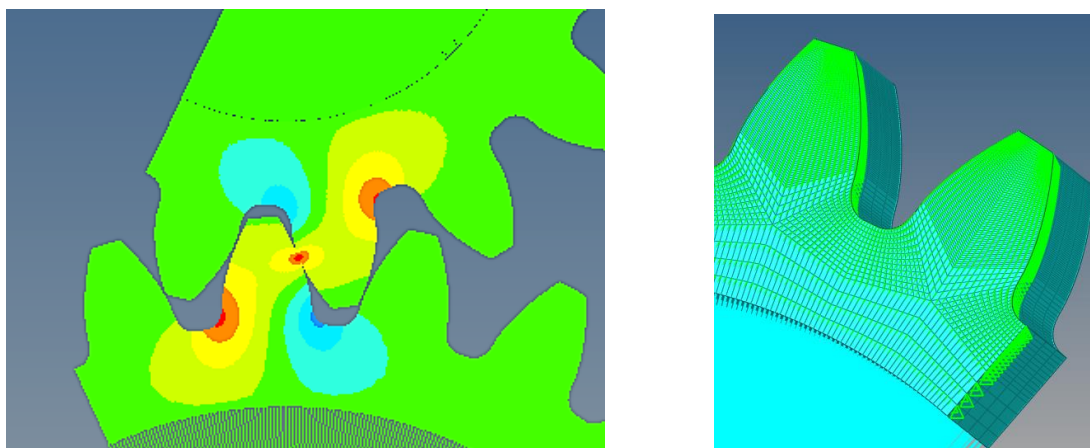


Figura 8.13: Desplazamiento de nodos en Z (izqda.) y restricción aplicada a los nodos (dcha.)

Tras realizar las modificaciones mencionadas anteriormente, se comprueba que las cargas aplicadas a los engranajes del modelo se corresponden con las observadas en los resultados de los cálculos. Se verifican los momentos flectores tanto en la rueda como en el piñón así como la fuerza de contacto en los dientes.

Tabla 8.6: Verificaciones de fuerza y momento en Hyper

	Teórico	Real	Error
Momento aplicado en el piñón	200.000	198.408,40	0,80%
Momento en la rueda	300.000	300.654,63	0,22%
Fuerza de contacto en el diente	5.912,10	5.913,16	0,02%

Los valores de los errores son lo suficientemente bajos como para certificar la idoneidad de las cargas aplicadas y, por lo tanto, la de los resultados que se comentan a continuación. Además, se ha verificado que la línea de acción correspondiente al engrane entre dientes es de 20°.

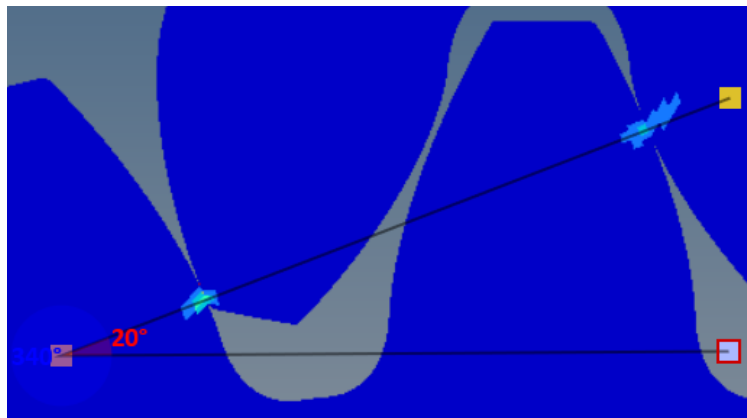


Figura 8.14: Línea de acción en Hyper

8.2.7. Resultados obtenidos

Una vez finalizado el modelado, calculados los resultados sin ningún error de convergencia y comprobar que los desplazamientos tanto de la rueda como del piñón son los teóricos y los esperados previamente, se ha procedido a extraer los resultados pertinentes. Se han obtenido tres tipos de resultados: el error de transmisión de los engranajes, la deformación sufrida en el *fillet* del piñón y las máximas tensiones en el flanco y en el *fillet* para poder realizar el análisis de vida.

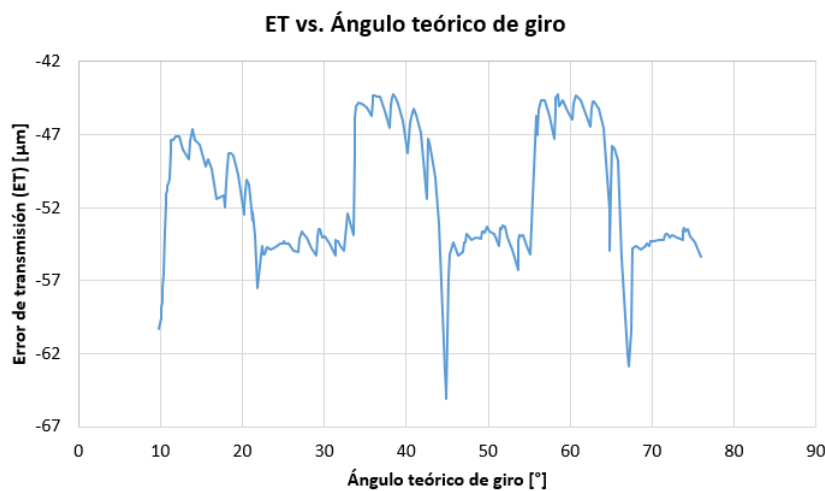
Error de transmisión

El primer estudio realizado ha sido el del error de transmisión de la pareja de engranajes. Para ello, se ha utilizado una tabla donde se han introducido los valores de giro impuestos a la rueda (columna 5), los valores correspondientes de desplazamiento de la rueda debido a dicho giro (columna 6), los valores teóricos de desplazamiento del piñón (columna 8) y los valores reales de giro del piñón obtenidos en *Hyper* (columna 7). Con eso se ha podido extraer el valor del error de transmisión que se ha medido en micras con el objetivo de visualizar mejor la magnitud del error (columna 9).

Tabla 8.7: Tabla de obtención de datos para el error de transmisión en Hyper

Increment. cálc.	Subcaso	Tipo	Load Factor	Ángulo teórico de giro [rad]	Desplazamiento rueda [mm]	Rz del piñón (Mbrowser) [rad]	Desplazamiento piñón [mm]	ET = Diff. Desplaz. [μm]	Ángulo girado por piñón [°]
15	2	A	0,2875	0,0149	0,8058	0,0241	0,8662	-60,3721	1,3785

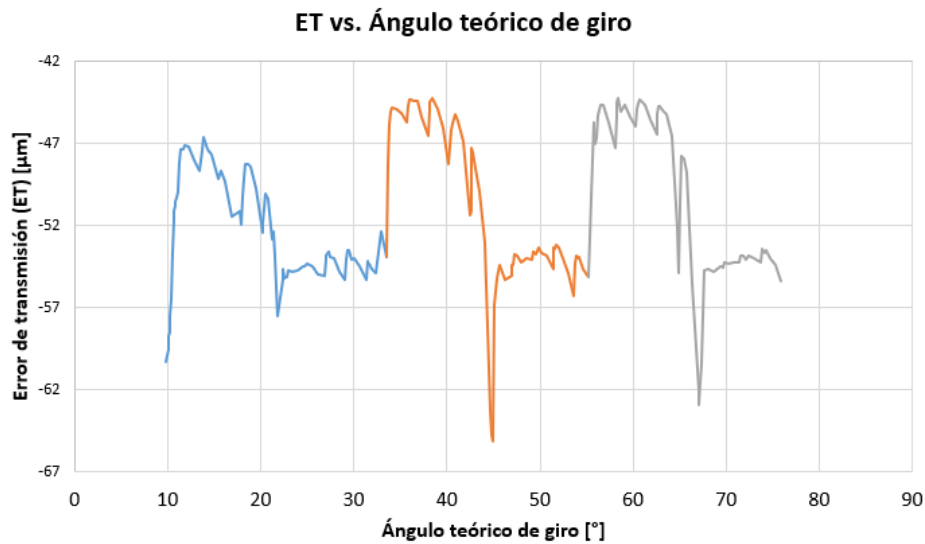
Lo primero que se ha realizado es un graficado del error de transmisión en función del ángulo teórico de giro del piñón. Se puede observar claramente una cierta repetibilidad del error de transmisión en el que, en cada ciclo, el error de transmisión responde en dos niveles diferentes. Se comprueba que cuando sólo un diente se encuentra el contacto, al disminuir la rigidez, aumenta el error de transmisión y por lo tanto se estaría trabajando en los valles de las gráficas donde el error de transmisión es mayor. Cuando el segundo diente entra en contacto, aumenta la rigidez y disminuye el error de transmisión. Es entonces cuando se está trabajando en los picos de la gráfica donde el error de transmisión es menor.



Gráfica 8.1: Error de transmisión vs Ángulo teórico de giro del piñón en Hyper

Para comprobar la repetibilidad del ciclo a medida que van engranando los diferentes dientes se ha dibujado de diferente color, comenzándose a dibujar cuando un diente entra por

primera vez en contacto con otro hasta que deja de estarlo. Los ciclos se repiten con ciertas variaciones debido a la inconsistencia del método, problemas de convergencia y toma de resultados intermitente.



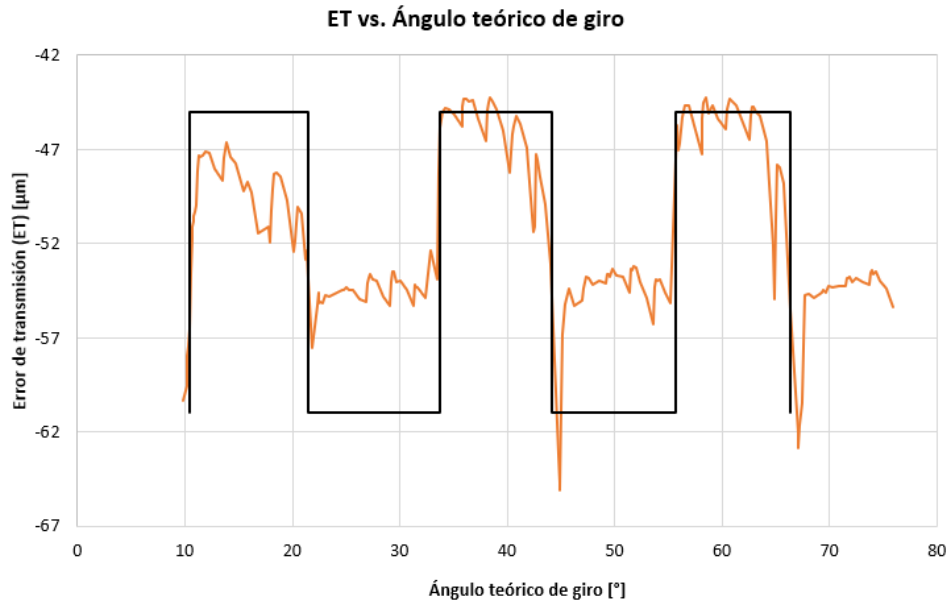
Gráfica 8.2: Ciclo de error de transmisión por diente vs. Angulo teórico de giro en Hyper

Para verificar la consistencia de los resultados se ha realizado una comprobación tanto de la relación de transmisión como de la longitud de los ciclos. Para ello, se ha estimado gráficamente el ángulo de giro en el que el par de engranajes está contactando con ambos dientes y por lo tanto el error de transmisión es bajo (picos de la gráfica); y el que se encuentra contactando únicamente con un diente y por lo tanto el error de transmisión es alto (valles de la gráfica). La relación de transmisión teórica obtenida de *KISSsoft* es de 1,462, es decir, el 53,8% del tiempo se encuentra solamente en contacto un par de dientes, mientras que en el 46,2% restante se encuentran en contacto dos pares de dientes. Realizando la comparación con la gráfica, significaría que en la parte superior de la misma (ET bajo, alta rigidez y dos pares de dientes en contacto) debería estar el 46,2% del ángulo total de giro y en la parte inferior de la misma (ET alto, baja rigidez y un par de dientes en contacto) debería estar el 53,8% del ángulo total de giro. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla 8.8: Comparación de la relación de transmisión en *KISSsoft* y *Hyper*

	Teórico	FEM	Error
1 diente en contacto	53,80%	52,65%	≈1%
2 dientes en contacto	46,20%	47,35%	
Ratio de contacto	1,462	1,4735	

El error de la relación de transmisión real respecto a la teórica es de aproximadamente un 1% teniendo en cuenta la posible fuente de error debido a la aproximación realizada al establecer los límites en la gráfica de manera manual.



Gráfica 8.3: Verificación del ratio de contacto en Hyper

En referencia a la longitud de los ciclos, al estar midiendo las variaciones del ángulo referidas al piñón y tener este 16 dientes, el ciclo de cada diente corresponde a $22,5^\circ$ ($360^\circ / 16$ dientes). De las gráficas se obtiene el ángulo experimental de este ciclo tomando como referencia la distancia entre dos valores máximos de ciclos diferentes.

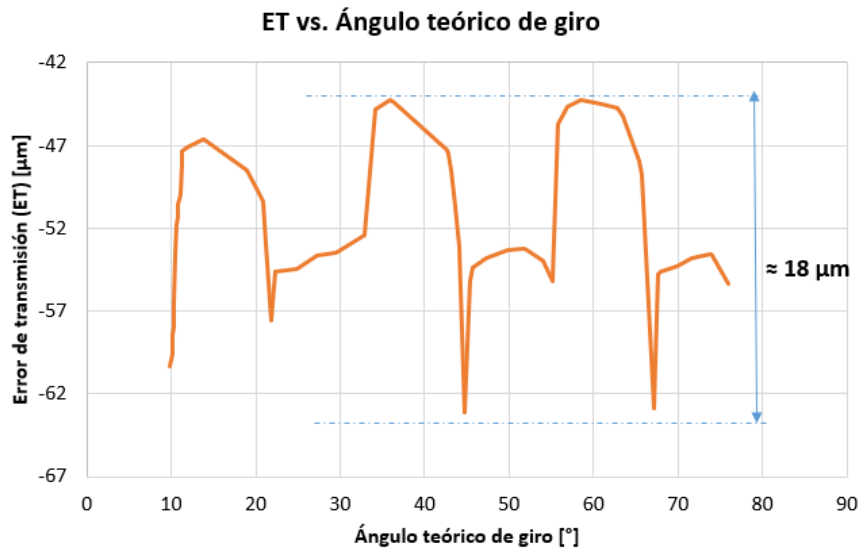
Tabla 8.9: Comparación de la duración de un ciclo en KISSsoft y Hyper

	Teórico	FEM	Error
Duración de un ciclo	22,50°	22,36°	≈1%

El error de la duración del ciclo real respecto al teórico es de aproximadamente un 1% lo cual parece aceptable teniendo en cuenta la posible fuente de error debido a la aproximación realizada al establecer los límites en la gráfica manualmente.

Se puede observar cómo los resultados obtenidos tienen variaciones y generan muchos picos debidos a los factores mencionados anteriormente tales como: los errores de convergencia, el efecto del cálculo cuasi-estático y la toma de datos intermitente (aproximadamente 8 datos extraídos por *step* lo que supone 280 datos en total). Es por ello por lo que se ha decidido simplificar los datos y generar una nueva gráfica teniendo en cuenta exclusivamente los picos de la gráfica. La hipótesis de que esta aproximación de resultados pueda ser fidedigna se basa en el conocimiento de la forma del error de transmisión analítica extraída de *KISSsoft*.

La aproximación no es útil para generar conocimiento acerca de las tendencias de la evolución del error de transmisión pero si es suficiente para extraer el error de transmisión total. Una vez realizada la aproximación se ha medido el error de transmisión de la pareja de engranajes cuyos valores es la diferencia del error de transmisión pico a pico. El error de transmisión total obtenido es de 18 micras.



Gráfica 8.4: Error de transmisión total obtenido en Hyper

Error de transmisión (ET) [µm]	≈ 18 µm
---------------------------------------	----------------

Deformación en el <i>fillet</i>
--

El segundo estudio realizado ha sido la extracción de las deformaciones en el *fillet* del piñón con el objeto de compararlo posteriormente con la información del galgado de los ensayos experimentales. Para ello, se ha medido la deformación en *strain* de los elementos situados en el *fillet* del piñón (comprendido entre la línea de partición entre dientes y el diámetro de raíz activo que delimita inferiormente la superficie de contacto entre dientes). Se ha escogido el *fillet* a tracción del diente intermedio (3º diente) como referencia para la toma de datos ya que se trata de un diente intermedio del modelado y el flanco que se mide en los ensayos experimentales es también el que trabaja a tracción.

Los datos recogidos se han representado en función de la rotación del diente, considerando el máximo valor de la deformación en un ángulo de 180º que permite, posteriormente, la comparación con los ensayos experimentales.

Deformación en el fillet del piñón



Gráfica 8.5: Deformación en el fillet del piñón en Hyper

Microstrain [m · 10⁻⁶/ m]	1060 m · 10 ⁻⁶ /m
---	------------------------------

Se obtiene un valor máximo de *microstrain* de 1060 [m · 10⁻⁶ /m]. Se puede observar que el *fillet* del diente solo se deforma en un rango de giro del piñón. Se ha calculado el radio de giro total del piñón en el que el flanco del diente cuyo *fillet* se está estudiando está en contacto con un diente de la rueda. El ángulo calculado es de 32,90 °, queriendo decir que el *fillet* solo debería sufrir deformación durante 32,90 ° de cada rotación del piñón. Esto es lo mismo que realizar el cálculo multiplicando el ratio de contacto por los 22,50° correspondientes a cada diente.

Tabla 8.10: Rango teórico de deformación del diente

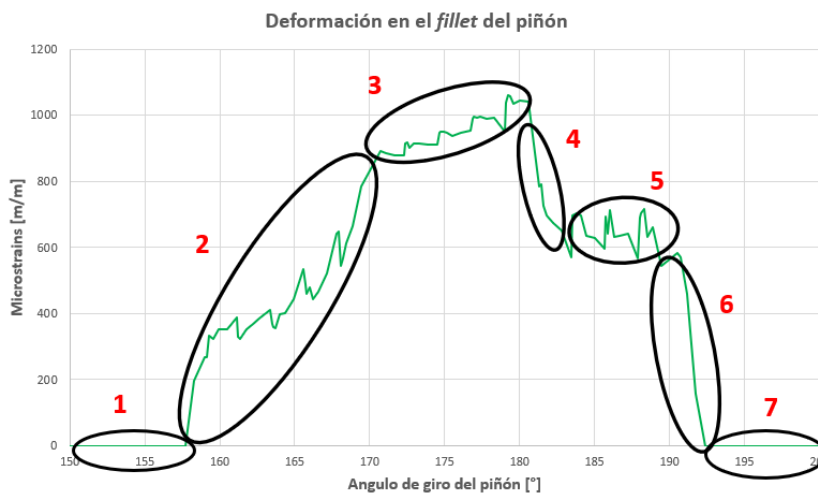
Ratio de contacto	1,462		
	[%]	[°]	Por diente [°]
Giro con 1 diente en contacto	53,80%	193,68	12,11
Giro con 2 dientes en contacto	46,20%	166,32	20,79
TOTAL			32,90 °

Si se observan los valores de inicio y final de deformación de la tabla, se puede calcular el ángulo de rotación en los que se produce deformación en el *fillet* en el modelado en *Hyper*. Los valores de inicio y fin se recogen en la siguiente tabla. Cabe destacar que, a pesar de tratarse de un error considerable respecto al teórico, son datos obtenidos de manera cuasi estática con una distancia entre medidas de 2,97 ° y que, por lo tanto, se han podido omitir medidas intermedias que mejorasen la precisión y disminuyesen dicho error.

Tabla 8.11: Rango real de deformación del diente

	Ángulo [°]	Rango [°]	Error
Inicio de la deformación	157,69	34,02	3,31%
Final de la deformación	191,71		

Una vez calculada la deformación en el *fillet* se ha buscado caracterizar dichas variaciones en las deformaciones y entender el comportamiento de la gráfica. Se pueden visualizar varios cambios de tendencia en la gráfica y comparando los resultados numéricos con un estudio visual en *Hyper*, se ha concluido en las razones que provocan los diferentes niveles de deformación en el diente. Para ello, se ha visualizado el estado de contacto en el flanco del piñón que, como se ha comentado antes determina el número de dientes en contacto y el grado de deformación del *fillet*.



Gráfica 8.6: Comportamiento de la deformación en el *fillet* del piñón

En el tramo 1, el diente de estudio (3º diente representado) no está en contacto con ningún diente de la rueda y por lo tanto no tiene ninguna fuerza en el flanco que pueda provocar deformación alguna en el *fillet* del diente. En el tramo 2, el 3º diente entra en contacto con la rueda y comienza la deformación. En este tramo el diente anterior (2º representado), todavía sigue en contacto por lo que la fuerza de contacto se divide entre los dos dientes. El aumento de la deformación a medida que aumenta el giro es debido a que la zona de contacto se va trasladando desde el diámetro de raíz activo a el diámetro de cabeza activo, con el consecuente aumento de la distancia en la que se aplica la fuerza respecto al eje de rotación del piñón y, por lo tanto, del momento generado en el *fillet*.

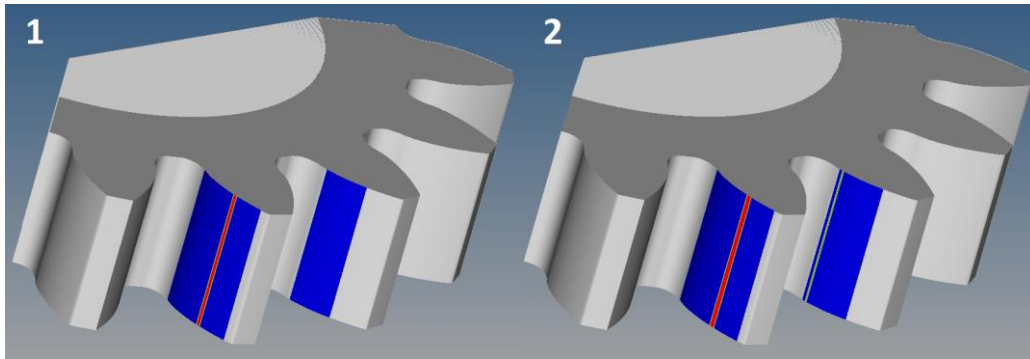


Figura 8.15: Estado de contacto en zonas 1 y 2

Cuando el 2º diente representado deja de estar en contacto y el único diente en contacto es de estudio (3º representado), la fuerza total de contacto se concentra en el flanco del tercer diente y por lo tanto genera mayores valores de deformación. Esto ocurre en el tramo 3, en el cual se llegan a los valores máximos de deformación. En el tramo 4, entra en contacto el 4º diente representado y la fuerza de contacto se vuelve a repartir entre ambos dientes, disminuyendo la deformación en el diente.

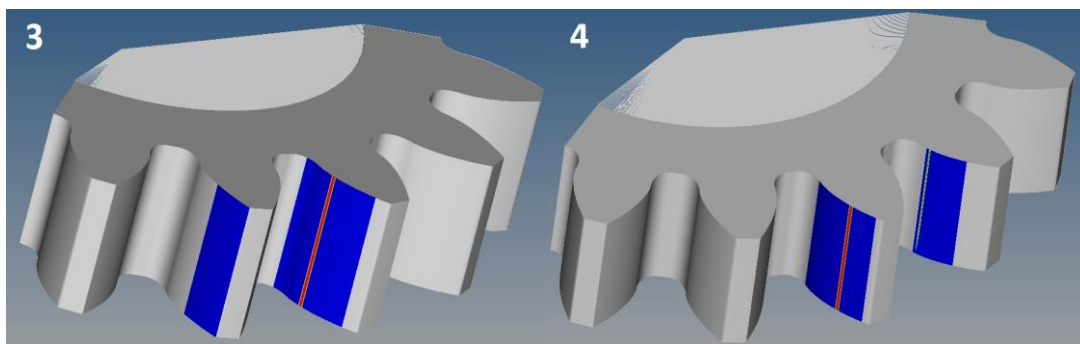


Figura 8.16: Estado de contacto en zonas 3 y 4

En el tramo 5, la superficie del flanco del 4º diente en contacto disminuye. Esto puede ser debido a que para combatir los problemas de convergencia en *Hyper*, se ha tenido que corregir el radio de cabeza en contacto evitando un cambio brusco de ángulo. Con esto, se ha modificado la geometría del diente y consecuentemente su adecuación en el contacto con los dientes de la rueda. También cabe la posibilidad de que el perfil del diente necesite de microgeometrías que mejoren el contacto en esa zona. Las más adecuadas para este caso podrían ser el *barreling* o el *involute scope*. Una vez que se supera esa zona conflictiva, el valor de la deformación vuelve a bajar tal y como se observa en el tramo 6.

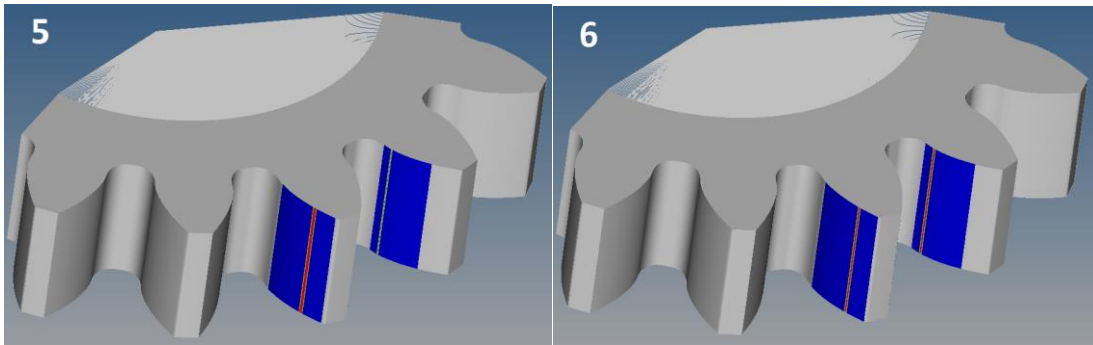


Figura 8.17: Estado de contacto en zonas 5 y 6

Finalmente, el flanco del diente deja de estar en contacto con la rueda y se vuelve a hacer nula la fuerza de contacto y, por lo tanto, la deformación generada en el *fillet* del diente como se observa en el tramo 7.

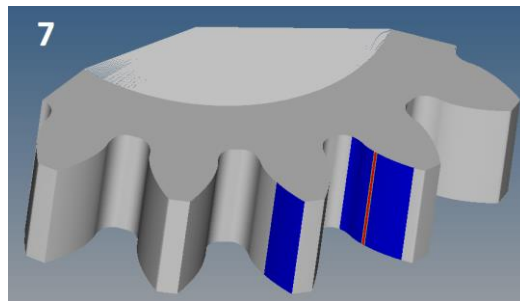


Figura 8.18: Estado de contacto en zona 7

8.3. Modelado analítico (KISSsoft)

Se realiza un modelado analítico utilizando el *software KISSsoft*. Se trata de un programa que a través de formulación analítica permite obtener el error de transmisión, la rigidez del engranaje y las tensiones en los dientes entre otros. Además, aporta a su vez los coeficientes de seguridad frente a fallos tanto por *pitting* como por *scuffing*, dos de los fallos más comprometidos y que caracterizan a un sistema de engranajes. Para ello, se realiza una primera fase de introducción de datos conocidos de la pareja de engranajes y una segunda fase de cálculo y post-procesado de los resultados.

8.3.1. Introducción de datos

- Información general

Se introducen los parámetros geométricos de la pareja de engranajes: módulo, ángulo de presión, número de dientes y anchura del diente. A su vez, se incluyen los materiales de los engranajes y las condiciones de tipo y temperatura de uso del lubricante de aceite. Los coeficientes de corrección se calculan utilizando el módulo “*Fine Sizing*” que, introduciendo valores máximos y mínimos de los parámetros geométricos, muestra todas las combinaciones posibles. Las correcciones óptimas para dicha pareja de engranajes han sido los introducidos en este modelo (0,1817 para el piñón y 0,1715 para la rueda). Finalmente, la distancia entre centros se calcula automáticamente en base a los parámetros anteriores.

The screenshot displays the KISSsoft software interface for gear data entry. The 'Basic data' tab is active, showing the following parameters:

Parameter	Value	Unit
Normal module m_n	4.5000	mm
Normal pressure angle α_n	20.0000	°
Gear 1 type	spur gear	
Helix angle β	0.0000	°
Center distance a	91.5001	mm
Gear 1 teeth z	16	
Gear 2 teeth z	24	
Facewidth b	14.0000	mm
Profile coefficient x^*	0.1817	
Quality (ISO 1995) Q	5	

The 'Material and lubrication' section is also visible, showing:

- Gear 1 material: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC2
- Gear 2 material: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC2
- Lubrication: Oil: ISO-VG 220

Figura 8.19: Introducción de datos básicos

Nr.	a [mm]	b ₁ [mm]	b ₂ [mm]	m _n [mm]	α _n [°]	β [°]	z ₁	z ₂	x ₁	x ₂	d _a
0	91.500	14.000	14.000	4.500	20.000	0.000	16	24	0.182	0.172	
1	91.000	14.000	14.000	4.300	20.000	0.000	16	24	0.509	0.869	
2	91.000	14.000	14.000	4.300	20.000	0.000	16	24	0.609	0.769	
3	91.000	14.000	14.000	4.300	20.000	0.000	16	24	0.709	0.669	
4	91.000	14.000	14.000	4.400	20.000	0.000	16	24	0.359	0.401	
5	91.000	14.000	14.000	4.400	20.000	0.000	16	24	0.460	0.301	
6	91.000	14.000	14.000	4.500	20.000	0.000	16	24	0.268	-0.037	
7	91.010	14.000	14.000	4.300	20.000	0.000	16	24	0.510	0.871	
8	91.010	14.000	14.000	4.300	20.000	0.000	16	24	0.610	0.771	
9	91.010	14.000	14.000	4.300	20.000	0.000	16	24	0.710	0.671	

Figura 8.20: Fine Sizing

- Perfil de referencia

Se definen los coeficientes de *addendum*, *deddendum* y del radio de la raíz característicos de la pareja de engranajes del ensayo C14-GF.

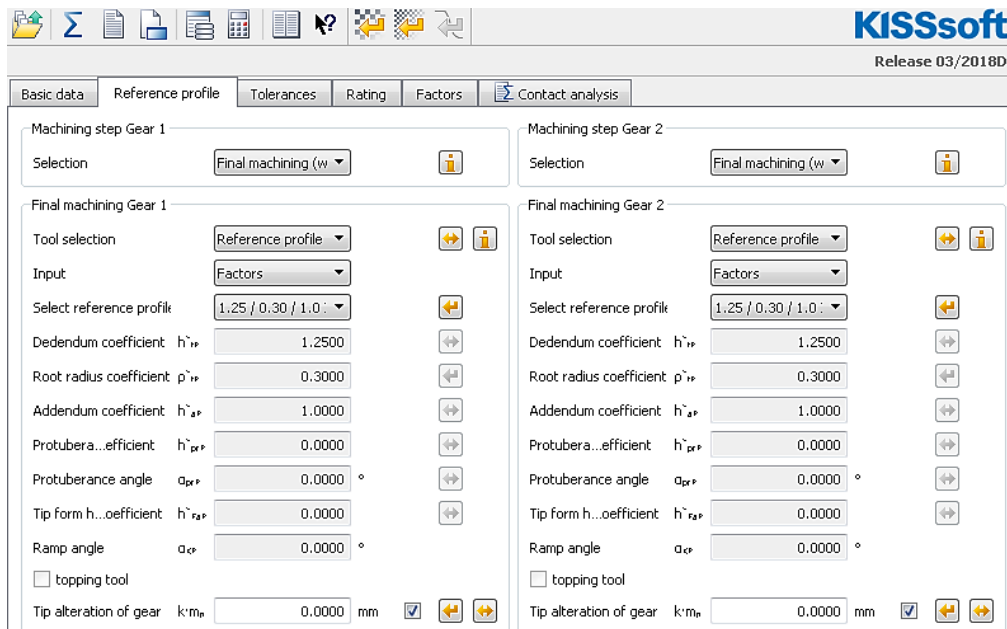


Figura 8.21: Perfil de referencia

- Cargas

Las cargas introducidas en el *software* son las mismas que utilizan tanto en los ensayos experimentales como en el resto de los modelados. Son tres los requerimientos de ensayo requeridos: un par aplicado al piñón de 200 N·m, una velocidad de giro del piñón de 20 rpm y una vida del engranaje de 20.000 horas de uso. El valor de estos parámetros se define previamente por la empresa con el objetivo de comparar internamente los resultados con modelizados previos realizados con esos mismos parámetros. Con una velocidad de giro del piñón de 20 rpm se busca obtener un error de transmisión estático, alejando al sistema del

estado dinámico que puede provocar un aumento del ET debido a las inercias. Los parámetros de la rueda se calculan en función de la relación de transmisión teórica.

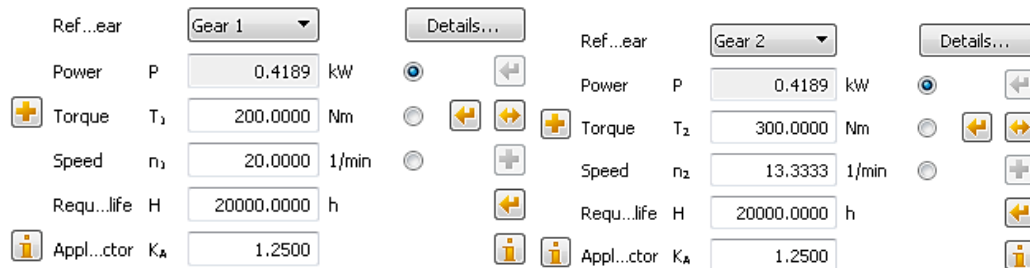


Figura 8.22: Cargas del piñón (izqda.) y rueda (dcha.)

Una vez introducidos todos los datos al *software*, se ejecutan los cálculos y se consigue un informe en el que se obtienen datos de:

- Geometría del material
- Fuerzas y rigideces
- Resistencia al pitting
- Resistencia al scuffing

El informe completo generado se puede visualizar en el Anexo – A.

Si se visualiza la línea de acción graficada por *KISSsoft* se puede observar el ángulo de presión de 20° generado en los contactos.

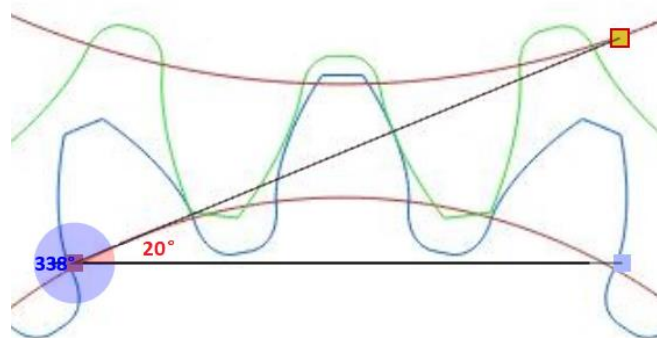
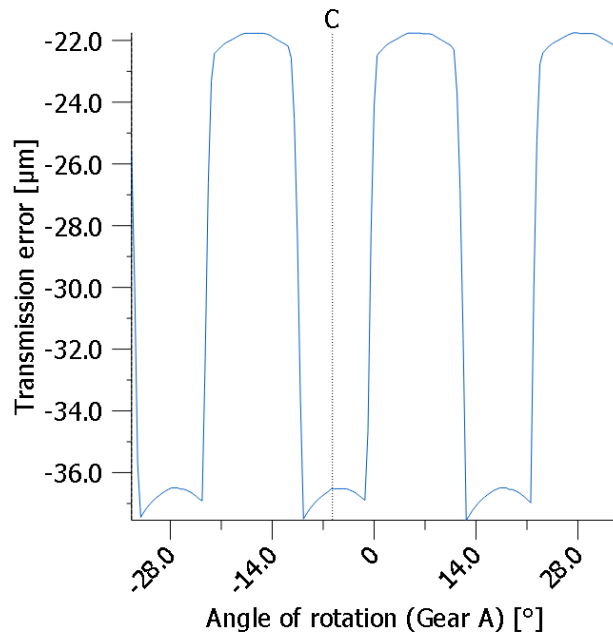


Figura 8.23: Línea de acción en KISSsoft

8.3.2. Error de transmisión y rigidez

Con el *toolkit* de *Contact Analysis* se pueden obtener resultados del error de transmisión y de la rigidez. En la siguiente gráfica se puede observar el error de transmisión de la pareja de engranajes obtenido en *KISSsoft*. El error de transmisión tiene un valor mínimo de -37,54 μm durante aproximadamente la mitad de la rotación y un valor máximo de -21,75 μm en la

otra mitad. Esto se corresponde con el ratio de contacto de 1,462 que a su vez está relacionado con la rigidez del sistema que es quien determina el error de transmisión.



Gráfica 8.7: Error de transmisión KISSsoft

El error de transmisión total obtenido que caracteriza al engranaje es la diferencia entre el valor máximo y mínimo de la gráfica anterior.

Tabla 8.12: Error de transmisión obtenido en KISSsoft

Valor máximo	Valor mínimo	ET
-37,54 µm	-21,54 µm	15,79 µm

En la siguiente gráfica se observa la evolución de la rigidez del sistema en función de la rotación de los engranajes. Cuando se encuentran dos pares de dientes contactando, el sistema aumenta su rigidez hasta 270 N/µm aproximadamente, mientras que cuando solo existe un diente en contacto, la rigidez disminuye hasta 160 N/µm aproximadamente.

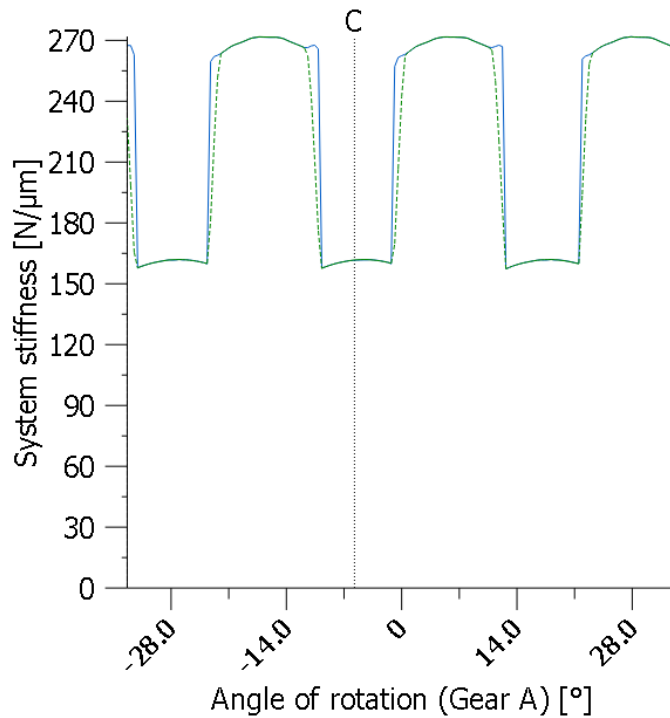
Teniendo en cuenta que *KISSsoft* trabaja con formulación teórica, es posible obtener los valores máximos y mínimos de la rigidez de la siguiente gráfica utilizando las fórmulas (18) y (19) del apartado 5.3. Combinando ambas fórmulas se obtiene la rigidez en función del error de transmisión tal que:

$$k_g = \frac{2 \cdot T}{ET \cdot d_p \cdot (\cos\alpha)^2} \quad (37)$$

Siento T el par aplicado en newtons por milímetro, ET el error de transmisión en μm , d_p el diámetro primitivo en milímetros, α el ángulo de presión y obteniendo una rigidez k_g en $\text{N}/\mu\text{m}$. El cálculo es idéntico tanto para la rueda como para el piñón. En este caso se realiza el cálculo para el piñón, siendo el par aplicado de 200 N·mm, el diámetro primitivo de 72 mm y el ángulo de presión de 20 °. Para obtener el valor máximo de la rigidez, se introduce el mínimo valor del error de transmisión en valor absoluto que, tal y como se ha explicado en el apartado 5.3 son parámetros inversamente proporcionales. Por lo tanto, para obtener el valor mínimo de la rigidez se introduce el valor máximo del error de transmisión.

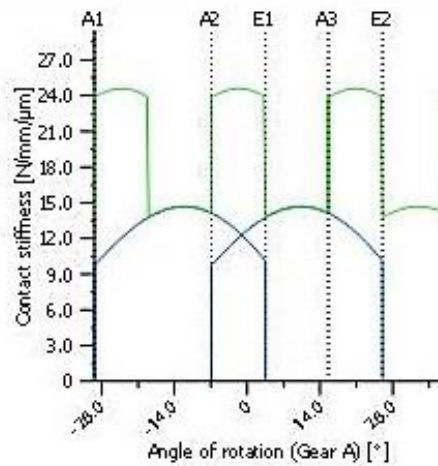
Tabla 8.13: Valores teóricos máximos y mínimos de la rigidez

	ET	Rigidez
Rigidez máxima	21,75	271,82
Rigidez mínima	37,54	157,49



Gráfica 8.8: Rigidez del sistema KISSsoft

Teniendo en cuenta el ratio de contacto, se puede confirmar que el 53,8% del tiempo solo hay un par de dientes en contacto y la rigidez es de 160 $\text{N}/\mu\text{m}$ y que el 46,2 % restante, son dos los pares en contacto y la rigidez aumenta a los 270 $\text{N}/\mu\text{m}$. Dicho aumento de la rigidez al entrar el segundo par de dientes en contacto se puede observar claramente en la siguiente gráfica.

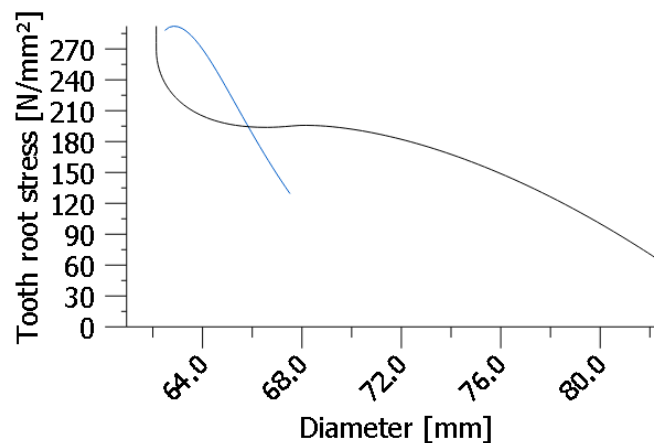


Gráfica 8.9: Rigidez en función del ratio de contacto KISSsoft

Si se comparan las gráficas obtenidas para el error de transmisión y para la rigidez, se puede visualizar una clara relación entre ambas. Cuando la rigidez aumenta (al entrar en contacto el segundo par de dientes), el error de transmisión disminuye. El sistema se comporta de una manera más robusta, con menores deformaciones y la calidad de la transmisión aumenta. Cuando dejan de estar en contacto dicho par de dientes, el error de transmisión vuelve a aumentar y el sistema de engranajes se vuelve más débil y propenso a deformaciones y vibraciones indeseadas. El informe completo generado se puede visualizar en el Anexo – B.

8.3.3. Tensiones en los dientes

Por último, se ha graficado las tensiones en la raíz del diente que es de gran utilidad para obtener la tensión en el *fillet* que permite predecir la vida a flexión del engranaje. Las tensiones aumentan considerablemente en la raíz del diente ya que la fuerza de contacto en el flanco del diente genera un momento que resulta muy peligroso en la propagación de las grietas y en el posible fallo o rotura del engranaje.



Gráfica 8.10: Tensión en la raíz del diente KISSsoft

Además, permite extraer las deformaciones en el *fillet* considerando una relación elástico lineal que posibilitan su comparación con el resto de los métodos. La precisión en este cálculo viene lastrada por la falta de exactitud en el conocimiento de la posición de la galga. Se ha fotografiado la zona galgada y se ha concretado que el punto de medición de la galga está a una distancia aproximada de 65 mm respecto del centro de rotación del piñón. El error en la precisión de la distancia es inferior al 0,5%. Dicho valor proporciona en la gráfica anterior un valor de 213 N mm^2 que se trasladan en un *microstrain* de $1015 \text{ m} \cdot 10^{-6} / \text{m}$ aproximadamente.

Microstrain [$\text{m} \cdot 10^{-6} / \text{m}$]	$1015 \text{ m} \cdot 10^{-6} / \text{m}$
---	---

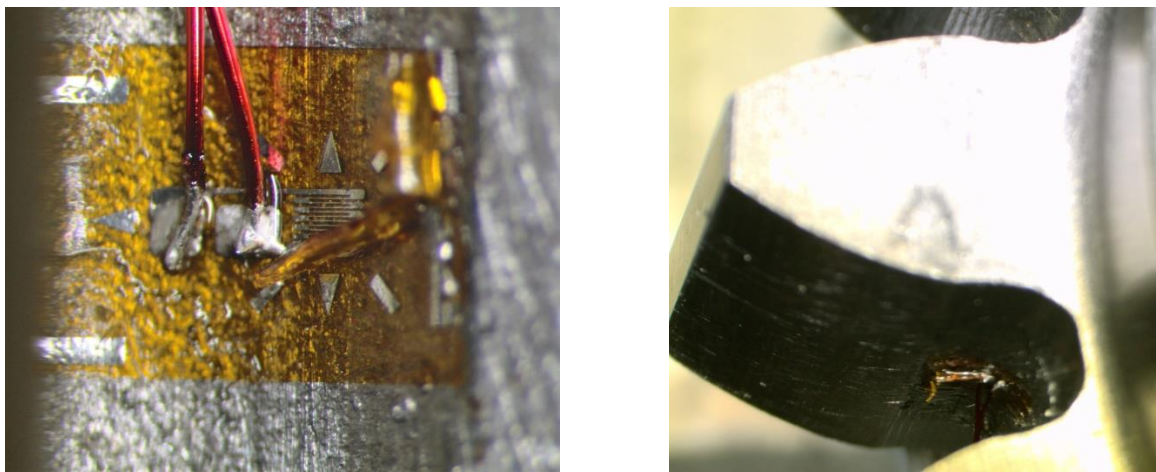


Figura 8.24: Fotografías de la zona de galgado en el piñón

8.4. Cinemática de cuerpos rígidos (*Gear AT – ADAMS*)

Se realiza un modelado dinámico de cuerpos rígidos-flexibles utilizando el módulo *Gear AT* del *software ADAMS*. Esto permite obtener resultados del error de transmisión de una manera más eficiente y con un menor coste computacional. Se busca comparar los resultados obtenidos con este *software* con los logrados de manera analítica con *KISSsoft*, así como con los experimentales y los provenientes del modelado cuasi-estático. Para ello se modela tanto la pareja de engranajes como los ejes de la máquina FZG. Esto último con el objetivo de facilitar la modelización de las cargas y las restricciones ya que, a pesar de incluir elementos nuevos respecto al resto de modelados, se consideran rígidos y por lo tanto no suponen una fuente nueva de deformaciones y errores de transmisión.

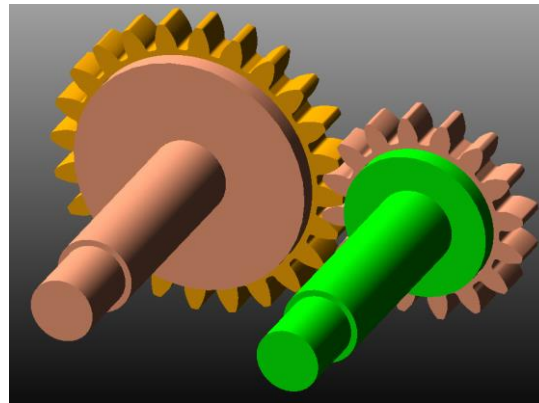


Figura 8.25: Modelado en Gear AT (vista isométrica)

Se definen el piñón y la rueda según los parámetros geométricos de los engranajes C14-GT y se efectúa un mallado lo más fino posible (determinado por una densidad de 5).

A la rueda se le impone un giro de 13,3 revoluciones por minuto (la misma que en el modelado analítico de *KISSsoft*), mientras que el piñón se restringe con un par de 200 N·m (el mismo que en el modelado analítico de *KISSsoft* y el cuasi-estático de *Hyper*).

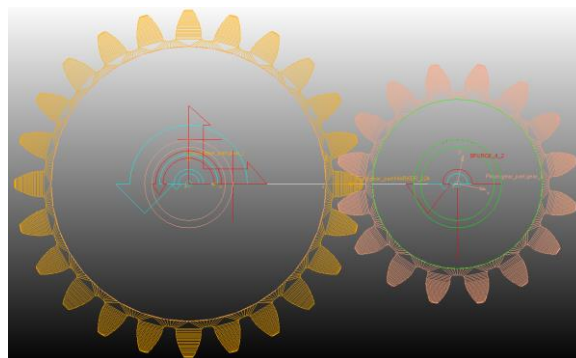
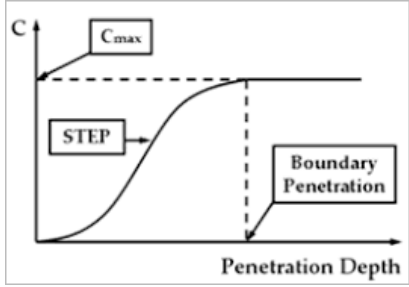


Figura 8.26: Modelado en Gear AT (vista de alzado)

El modelado de cuerpos rígidos-flexibles permite la creación de unos contactos flexibles entre los flancos de los engranajes. El contacto se define como una fuerza normal de impacto establecida por los siguientes tres parámetros: rigidez, amortiguamiento y profundidad de penetración.

Tabla 8.14: Definición de los contactos en Gear AT

Rigidez	
Definición	Rigidez o dureza de los cuerpos
Valor escogido	210.000 MPa
Justificación	Módulo de Young del acero

Amortiguamiento	
Definición	Amortiguamiento del material en el contacto
Valor escogido	210
Justificación	Recomendación del <i>software</i> de escoger aproximadamente un 1% del valor de la rigidez
Profundidad de penetración	
Definición	<p>Valor de profundidad en la penetración entre los flancos de los engranajes a partir de la cual el programa considera un amortiguamiento total (210 en este caso)</p> 
Valor escogido	0.001
Justificación	Valor recomendado

Existen dos maneras diferentes de obtener los resultados del error de transmisión. La primera consiste en crear una medida que entrega el ángulo generado entre un sistema de coordenadas fijo en el centro de rotación del piñón y un sistema de coordenadas móvil que gira alrededor del eje Z. Los resultados se identifican en una tabla con los siguientes parámetros.

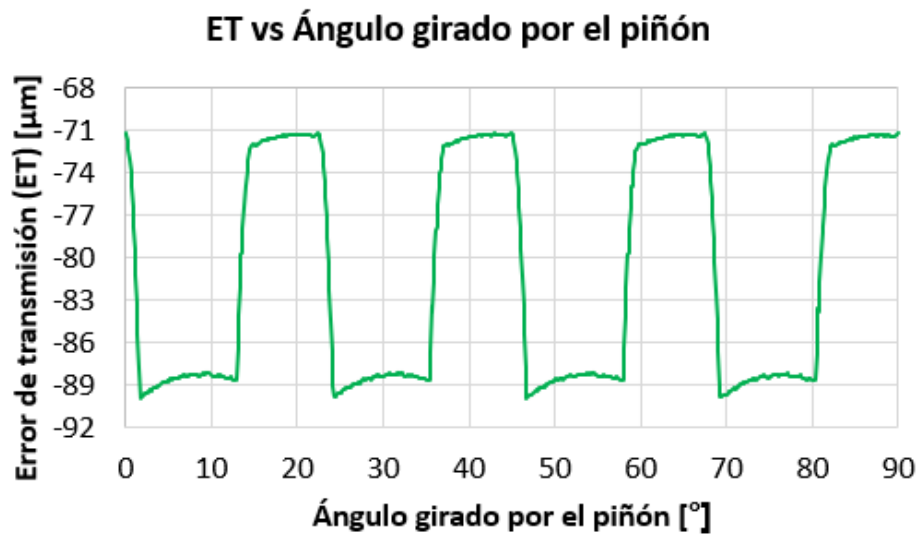
Tabla 8.15: Tabla de obtención de datos para el error de transmisión en Gear AT

Tiempo [s]	Teórico		Real		ET [μm]
	Ángulo [$^{\circ}$]	Desplazamiento [mm]	Ángulo [$^{\circ}$]	Desplazamiento [mm]	
4,185	502,2	315,54157	502,22497	315,55726	-15,68911

Se extraen más de 16.000 datos que representan 3 giros completos del piñón (9 segundos) con datos de posición del piñón cada media milésima de segundo. Los 3 giros del piñón generan 48 ciclos iguales del error de transmisión (16 dientes cada giro).

La segunda manera es a través de un estudio cinemático del propio *software* que genera el error de transmisión en función del tiempo. Se han comparado ambos resultados y se observa que la forma generada de esta segunda forma de extracción del error de transmisión es más

estable y similar al análisis analítico. En la siguiente gráfica se representan 4 dientes del error de transmisión obtenido en *Gear AT*.

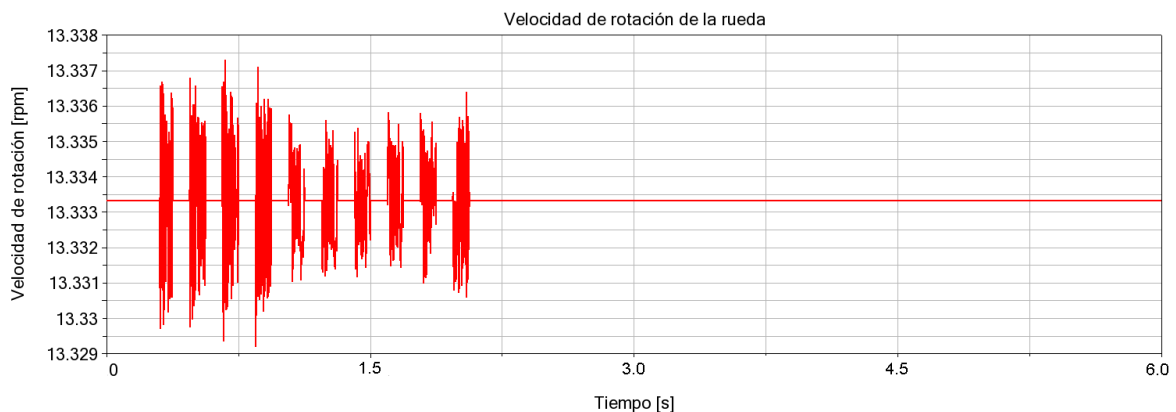


Gráfica 8.11: Error de transmisión vs. Ángulo girado por el piñón en *Gear AT*

De la gráfica, restando el valor máximo y el mínimo del error de transmisión, se puede extraer el error de transmisión total de los engranajes.

Error de transmisión (ET) [µm]	18,86 µm
---------------------------------------	-----------------

En la gráfica anterior se muestra el error de transmisión correspondiente a cuatro de los dientes durante la segunda vuelta. El modelado tarda unos segundos en estabilizar las condiciones de carga y es por eso por lo que se obvian los datos correspondientes al primer giro. En la siguiente gráfica se puede observar como el valor de la velocidad de giro del eje de la rueda tarda algo más de 2 segundos en estabilizarse en el valor nominal.



Gráfica 8.12: Velocidad de rotación de la rueda en función del tiempo en *Gear AT*

8.5. Experimental

El ensayo experimental se realiza en dos fases diferentes. En la primera se efectúan los ensayos necesarios para obtener las deformaciones en las galgas y, consecuentemente, la deformación en los *fillets* de los dientes del piñón. En un segundo ensayo, se utilizan los *encoders* (codificadores rotatorios) para obtener la posición angular del piñón a lo largo del tiempo y capturar el error de transmisión. Idealmente, se buscaba realizar ambos ensayos a la vez con el objetivo de correlar las dos tomas de datos y poder compararlas en una misma escala del tiempo que permita obtener posibles deformaciones del diente en función del error de transmisión. Sin embargo, los *softwares* de toma de resultados de ambos parámetros son diferentes, con diferentes frecuencias de extracción de datos y no lo permiten.

8.5.1. Ensayo de deformación en el *fillet* del piñón

Para obtener datos de la tensión y la correspondiente deformación en el *fillet* del piñón, se coloca una galga extensiométrica en el mismo. A la hora de realizar la puesta a punto surgen tres incógnitas: qué tipo de galga extensiométrica utilizar, en que flanco del diente se debería colocar y a qué altura.

La elección de la galga extensiométrica se ha basado en el catálogo de la empresa *Micro Measurements* líder en sensores de toma de tensiones (Micro Measurements, 2014). Entra la variedad de opciones, se desea una galga lo más pequeña posible y que no supere los 5 mm de largo (con el objetivo de poder posicionarla correctamente y que no penetre en la zona de contacto entre dientes), así como una geometría que facilite la colocación de esta en el diente. Se han preseleccionado dos galgas extensiométricas:

- EA-06-015EH-120

015EH  actual size	EA, EP SA, SK	120	0.015	0.38
	Micro-miniature pattern with tab at each side of grid. Matrix size: 0.15L x 0.19W in. (3.8L x 4.8W mm)			

Figura 8.27: Galga tipo EA-06-015EH-120 [Micro Measurements, 2014]

- EA-06-015LA-120


015LA  actual size	EA, EP	120	0.015	0.38
	Primarily used in small radii where gage tabs must be at one end. Matrix size: 0.18L x 0.10W in. (4.6L x 2.5W mm)			

Figura 8.28: Galga tipo EA-06-015LA-120 [Micro Measurements, 2014]

En ensayos previos realizados en IK4-Tekniker, se ha observado como la primera de las galgas preseleccionada (EA-06-015EH-120) presentaba problemas debido a la disposición de los electrodos de la galga y el volumen del material de soldadura. Esto provocaba cortocircuitos y daños mecánicos en la galga además de proporcionar unas señales incorrectas. Por lo tanto, se ha decidido seleccionar la segunda de las galgas (EA-06-015LA-120) que presenta los electrodos más lejos de la zona de contacto entre dientes.

A la hora de escoger el flanco del diente sobre los que se va a realizar la toma de datos y en la cual se va a colocar la galga, se ha tenido en cuenta el tipo de esfuerzo en el *fillet* más peligroso contra el fallo. Los esfuerzos de tracción son aquellos a tener en cuenta ya que aceleran las propagaciones de las grietas. Es por eso por lo que se coloca la galga en el flanco del diente que, según los sentidos de giro de los engranajes, trabaja a tracción.

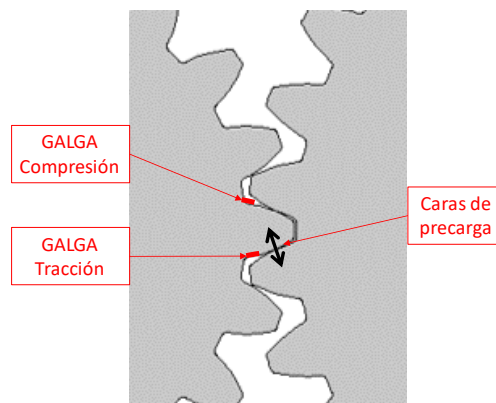


Figura 8.29: Modo de trabajo de la galga

La colocación de la galga viene definida por la limitación de tener que colocar la galga por debajo del diámetro de raíz activo que delimita inferiormente la zona de contacto entre dientes. Se ha intentado acercarse lo máximo para obtener los valores más fiables posibles sin entrar en la zona de contacto que, no solo provocaría resultados falsos de la tensión en el *fillet* sino que en caso de interferir en el contacto entre el diente podría romper la galga y provocar vibraciones y golpes indeseados en el sistema. En las siguientes imágenes se observa la localización geométrica de las galgas.



Figura 8.30: Zona de posicionamiento de galga en ensayo experimental

Se conecta un sistema de toma de datos a la galga y se recogen con un ordenador las deformaciones del diente. La toma de datos se ha realizado a una frecuencia de 2000Hz, la máxima permitida por el sistema y que garantiza una mejor toma de datos ya que, especialmente a altas velocidades de giro es más probable que los datos adquiridos no sean suficientes para garantizar su veracidad (posibilidad de no capturar los picos de las señales de deformación y visualizar deformaciones demasiado bajas). El sistema de adquisición mide la señal en mV/V que es transformada a deformación unitaria o *strain* [m/m] según la siguiente fórmula:

$$\varepsilon = -\frac{4 \cdot V_r}{G} \cdot \frac{1}{1000} \left[\frac{m}{m} \right] \quad (38)$$

$$V_r = \frac{V_{salida}}{V_{excitación}} \left[\frac{mV}{V} \right] \quad (39)$$

El factor de galga (G) para la galga empleada en los ensayos es de $2,12 \pm 2\%$ y las señales adquiridas son filtradas con un filtro paso bajo de 10 Hz para eliminar el ruido existente.

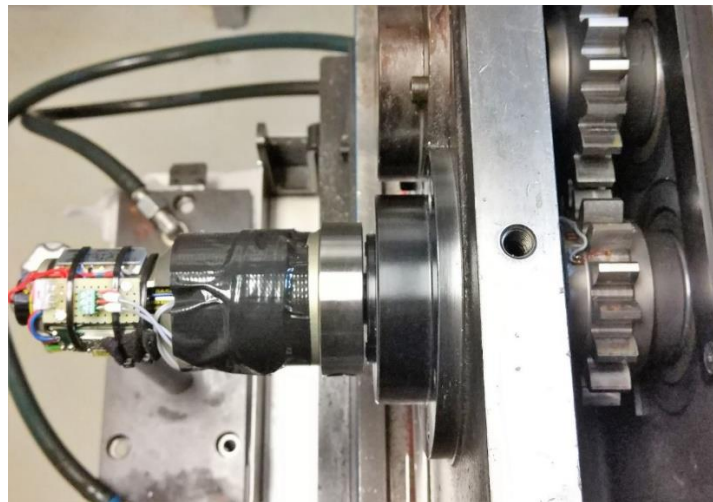


Figura 8.31: Sistema de toma de datos de las deformaciones

Los ensayos se han realizado con diferentes precargas del eje del piñón, diferentes velocidades de giro del motor y con y sin lubricación. Con esto se busca encontrar también el efecto del lubricante, la variación de la deformación con el aumento de la precarga y la influencia de la velocidad de excitación. Para este proyecto, se analiza en profundidad aquel ensayo que más se asemeja a las condiciones de carga y de excitación objeto de estudio y que permite extrapolar resultados. La precarga se realiza manualmente colocando pesas y es por eso por lo que no todos los pares están disponibles. Las condiciones seleccionadas han sido:

Tabla 8.16: Estados de carga del ensayo y del objeto de estudio en deformación

	Precarga del eje del piñón	Velocidad de giro del eje de la rueda
Ensayo de galgado	183,4 N·m	20,00 rpm
Objeto de estudio	200,0 N·m	13,33 rpm

El estudio general de todos los ensayos permite visualizar las tendencias y poder estimar con cierto error los valores de las deformación en los estados de carga objeto de este estudio en función de los obtenidos en el ensayo de galgado.

En la siguiente gráfica se recogen las deformaciones de la galga para las condiciones del ensayo de galgado (183,4 N·m y 20 rpm). Se ha corregido con *MATLAB* la ligera deriva inicial que poseían los datos de deformación obtenidos.



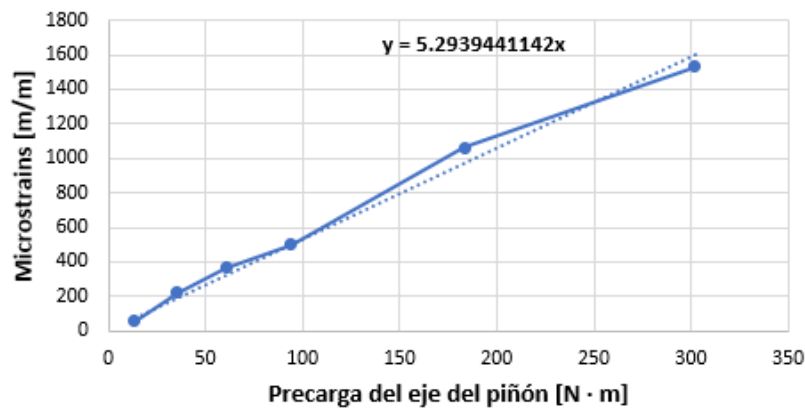
Gráfica 8.13: Deformación en el fillet del piñón a 183 N·m y 20 rpm en el ensayo experimental

Microstrain [m · 10⁻⁶ /m]	1028 m · 10 ⁻⁶ /m
---	------------------------------

Una vez obtenida la deformación máxima en el *fillet* del diente a las condiciones del ensayo de galgado, es necesario extrapolarlas a las condiciones de objeto de estudio. Para ello, se han realizado otros ensayos de galgados a diferentes velocidades de giro y con diferentes precargas del eje del piñón con el fin de caracterizar la variación de la deformación en función de dichos parámetros.

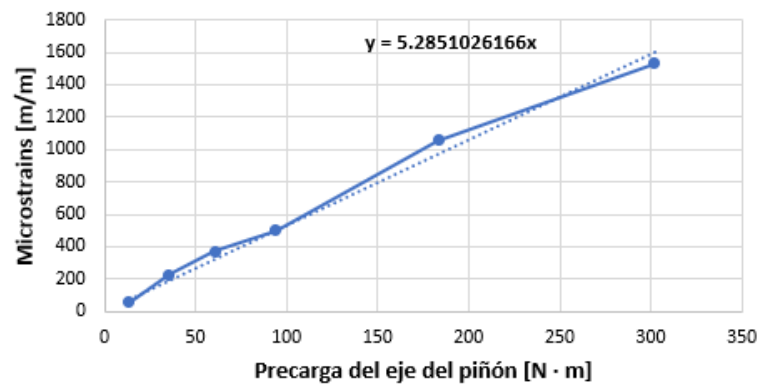
En las siguientes gráficas se muestran los ensayos a 6 y 30 rpm del piñón con datos, en cada uno de ellos, de precargas de 13,7 , 35,3 , 60,8 , 94,1 , 183,3 y 302 N·m.

Deformación en el fillet a 6 rpm



Gráfica 8.14: Deformación en el fillet a 6 rpm

Deformación en el fillet a 30 rpm



Gráfica 8.15: Deformación en el fillet a 30 rpm

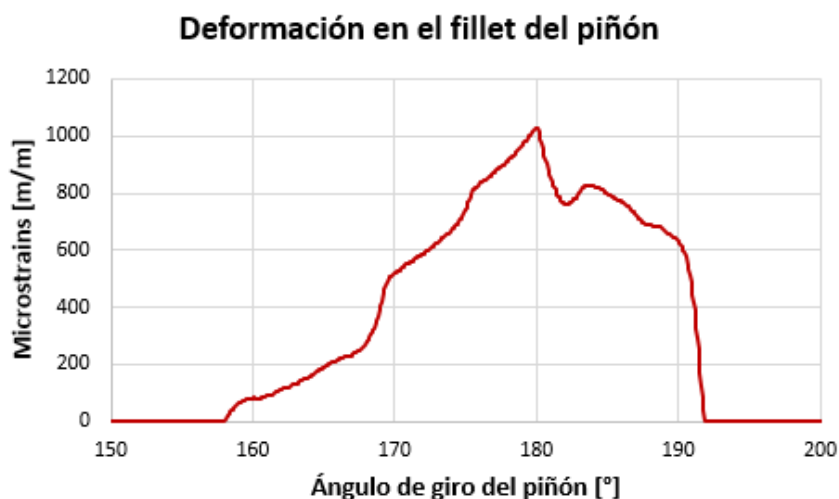
Se ha efectuado la hipótesis de que la tendencia es lineal, asumiendo el posible error que pueda suponer considerarlo así. Una vez obtenidas las tendencias lineales a diferentes rpm, se interpola para predecir la tendencia a la velocidad de giro de estudio de este trabajo (20 rpm).

Linealidad a 20 rpm	$y \approx 5,29 \cdot x$
----------------------------	--------------------------

Con esta tendencia, por lo tanto, se obtiene un microstrain a 200 N·m de precarga en el eje del piñón de:

Microstrain [m · 10⁻⁶ /m]	1058 m · 10 ⁻⁶ /m
---	------------------------------

Como se puede observar, la variación del *microstrain* a lo largo del giro del piñón sigue las mismas tendencias que los resultados obtenidos en *Hyper* y se debe, por lo tanto, al mismo fenómeno de relación entre el ratio de contacto entre dientes y la deformación en el *fillet*.



Gráfica 8.16: Comportamiento de la deformación en el fillet del piñón en ensayo experimental

8.5.2. Ensayo del error de transmisión

Para obtener el error de transmisión se colocan dos *encoders* que obtienen la posición angular tanto del eje de la rueda como del piñón a lo largo del tiempo. Teniendo en cuenta la relación de transmisión entre ambos ejes (la generada por la relación de transmisión en los engranajes), se calcula la posición teórica del eje del piñón en función de la posición obtenida en el *encoder* de la rueda. Finalmente se compara dicha medida con la extraída del *encoder* del piñón y se genera el dato del error de transmisión convirtiendo esa medida en una medida longitudinal sobre el diámetro primitivo del piñón.

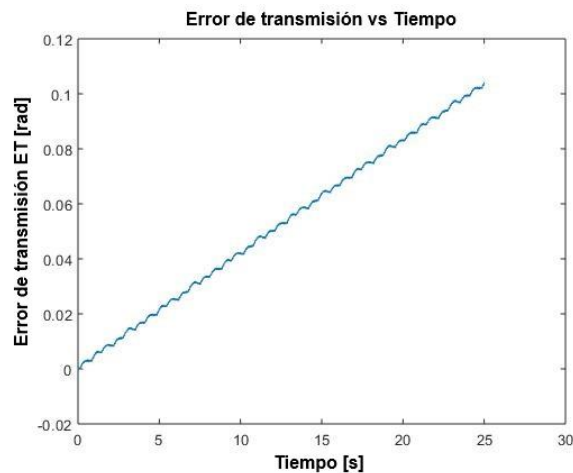
Los ensayos se han realizado con diferentes precargas del eje del piñón y diferentes velocidades de giro del motor. Para este proyecto, se analiza en profundidad aquel ensayo que más se asemeja a las condiciones de carga y de excitación objeto de estudio y que permite extrapolar resultados. La precarga se realiza manualmente colocando pesas y es por eso por lo que no todos los pares están disponibles. Las condiciones seleccionadas han sido:

Tabla 8.17: Estados de carga del ensayo y del objeto de estudio en error de transmisión

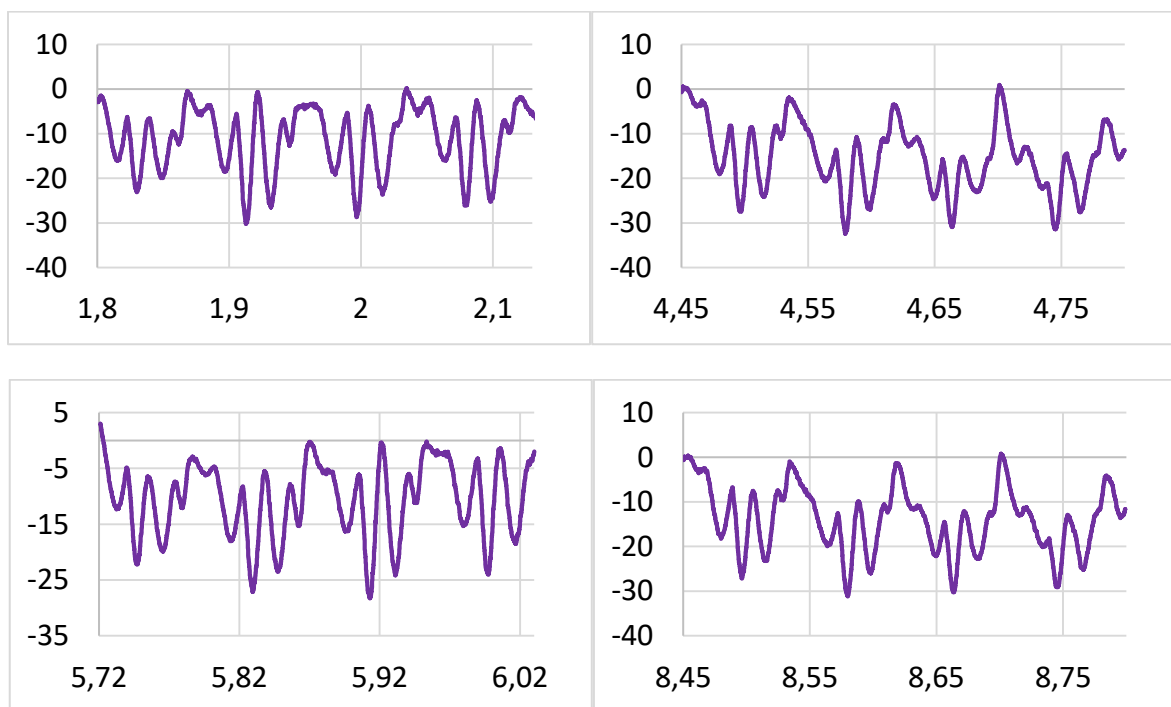
	Precarga del eje del piñón	Velocidad de giro del eje de la rueda
Ensayo del ET	183,4 N·m	30,00 rpm
Objeto de estudio	200,0 N·m	13,33 rpm

Una vez extraídos los datos del *encoder*, se han tratado con *MATLAB* para extraer de los mismos el error de transmisión. También ha sido necesario corregir la deriva la máquina y de los sistemas de captación de datos para poder efectuar una mejor comparación con el resto de los métodos.

En la siguiente gráfica se recogen las deformaciones de la galga para las condiciones del ensayo del error de transmisión (183,4 N·m y 30 rpm).



Tras corregir la deriva, se han escogido 4 tramos al azar para extraer de los mismos el error de transmisión de 4 dientes en cada uno y obtener el error de transmisión total como el promedio de dichos valores.



Gráfica 8.17: Tramos de obtención del error de transmisión

En todas las gráficas se muestra el error de transmisión en micras en el eje de abscisas y el tiempo en segundos en el eje de ordenadas. Los errores de transmisión obtenidos para los cuatro tramos son:

	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4
1º diente	22,72	28,08	25,30	27,59
2º diente	29,59	28,97	21,68	29,96
3º diente	28,92	31,89	28,17	31,06
4º diente	24,31	24,57	22,64	25,06

Promediando todos los valores del error de transmisión se obtiene un valor del mismo de:

Error de transmisión (ET) [μm]	26,9 μm
---	--------------------

Teniendo en cuenta que el ensayo se ha hecho en unas condiciones diferentes al objeto de estudio, es recomendable hacer una aproximación del error de transmisión que se obtendría en dichas condiciones. Para ello se utiliza el *software KISSsoft* que permite obtener rápidamente una relación aproximada del efecto de la velocidad de rotación y del par aplicado en el error de transmisión. Al tratarse de un *software* teórico, solo muestra una variación del error de transmisión en función del par y no de la velocidad de rotación tal y como se puede observar en las ecuaciones (18) y (19). Remarcar que dicho valor aproximado debería ser contrastado con unos ensayos para concretar su veracidad. La relación obtenida entre ambas condiciones de ensayo otorga un factor corrector de 0,92, que genera un valor del error de transmisión aproximado de:

Error de transmisión (ET) [μm]	24,7 μm
---	--------------------

9. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el siguiente apartado se muestra un análisis en profundidad de los resultados obtenidos en relación a: error de transmisión, deformación en el *fillet* y análisis de vida.

9.1. Error de transmisión

La monitorización y estudio del error de transmisión permite un mejor control que facilite las correcciones necesarias para disminuirlo y evitar que se produzcan vibraciones indeseadas en el motor.

Para realizar el análisis de resultados del error de transmisión de los diferentes modelados, se divide el mismo en dos aspectos de estudio diferentes: el ratio de contacto y los valores del error de transmisión. En ambos estudios se comparan los resultados obtenidos en *Hyper*, *KISSsoft*, *Gear AT* y en los ensayos experimentales.

Ratio de contacto

El ratio de contacto de una pareja de engranajes determina cuantos dientes se encuentran en contacto en una vuelta completa del engranaje. En el caso de estudio, el ratio de contacto es aproximadamente 1,46, lo que significa que en el 46% del tiempo de una vuelta se encuentran dos pares de dientes en contacto y que en el 54% restante solo se encuentra una. Esto afecta a la rigidez y consecuentemente al error de transmisión. En este estudio se comparan los ratios de contacto para los tres modelados computacionales y los ensayos experimentales y se calcula el error respecto al ratio de contacto teórico.

Tabla 9.1: Ratio de contacto para diferentes modelos

	<i>Ratio de contacto</i>	<i>Error</i>
<i>Hyper</i>	1,473	0,75 %
<i>KISSsoft</i>	1,462	
<i>Gear AT</i>	1,461	≈ 0 %
Experimental		

Los errores obtenidos para el ratio de contacto son inferiores al 1% lo que supone una fuente de error despreciable especialmente cuando lo que de verdad importa en este estudio acerca del error de transmisión va a ser su valor y no la forma de la curva. Cabe apuntar que para obtener el ratio de contacto en *Hyper*, se ha tenido que aproximar visualizando los datos de la gráfica ya que no hay opción de obtenerlo directamente del programa. Esto por lo tanto supone una fuente de incertidumbre respecto al valor real en dichos modelados. En el caso de los ensayos experimentales, resulta imposible extraer dicho ratio de la gráfica.

Valor del ET

El valor del error de transmisión se ha medido como un desplazamiento en micras sobre el diámetro primitivo. Se puede expresar también como un ángulo en grados o radianes, pero visualmente es más sencillo de interpretar representándolo como una distancia. En la siguiente tabla se muestran los valores del ET de los cuatro métodos mencionados anteriormente:

Tabla 9.2: Valores del ET para diferentes modelos

<i>Hyper</i>	18,0 μm
<i>KISSsoft</i>	15,8 μm
<i>Gear AT</i>	18,8 μm
Experimental	24,7 μm

El valor más bajo del error de transmisión se obtiene en el método analítico. En este modelado el par aplicado en el piñón es el valor teórico y la fuerza que se recibe en el contacto es proporcional al mismo y exactamente la teórica, es decir, no hay variaciones en la aplicación del par a lo largo del tiempo.

En el modelado con *Gear AT*, el valor del par recibido en la rueda oscila ligeramente sobre el valor teórico generando una mayor amplitud del error de transmisión. Dichas oscilaciones se pueden observar en la siguiente imagen y son debidas a la propia inconsistencia del programa:

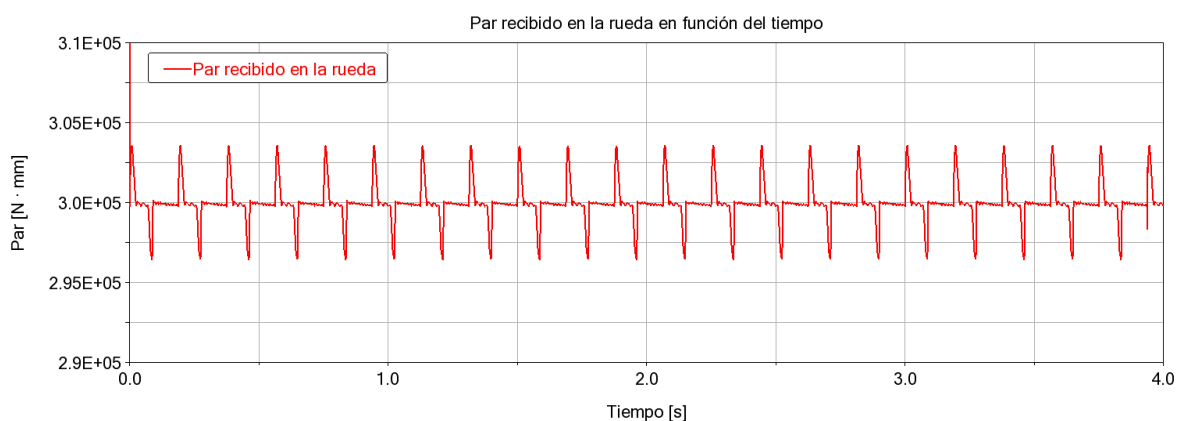


Figura 9.1: Par recibido en la rueda en función del tiempo en Gear AT

La forma del error de transmisión obtenida para el modelado en *Hyper* es una de las que más difiere respecto a los demás. Esto es debido a la inconsistencia del método cuasi-estático y del propio programa. El problema radica en que, durante los *steps*, en los factores de cálculo

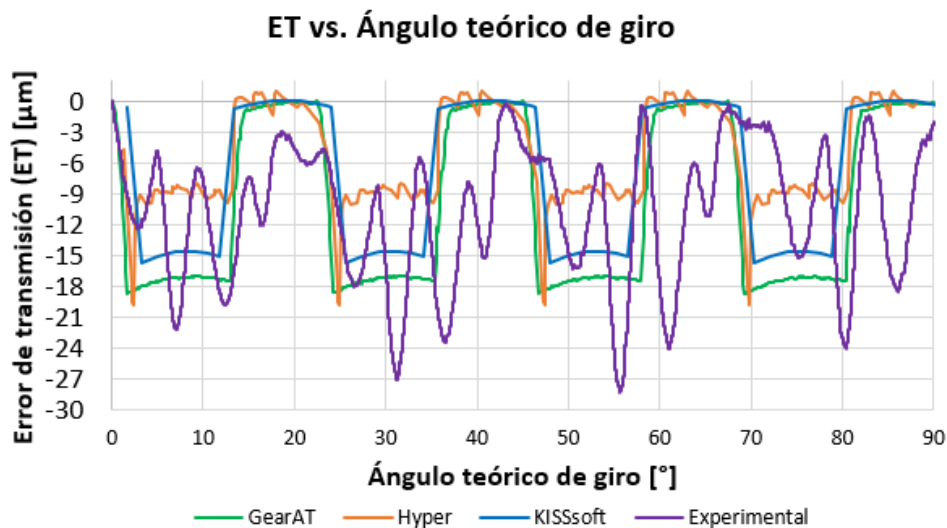
intermedios, el par aplicado dista mucho del teórico. No se sabe exactamente por qué ocurre eso y ni siquiera se ha podido lograr una solución aceptable por parte de soporte. Lo único que se ha podido hacer para paliar ligeramente este problema ha sido filtrar los resultados y extraer del mismo aquellos datos obtenidos en factores de cálculo intermedios con un par que difiriese más de un 5% del teórico.

En los ensayos experimentales como es lógico es donde se obtienen los valores más altos del error de transmisión. En estos ensayos entran en juego otros efectos no tenidos en cuenta en el resto de modelizados como:

- Deformación de partes no modelizadas como por ejemplo los ejes
- Efectos térmicos en el sistema
- Vibraciones generadas en el sistema
- Valores de rigideces y amortiguamiento en el contacto diferentes a los estimados
- Desgaste de funcionamiento previo generado en los engranajes

Esto es posiblemente lo que genera que la forma del error de transmisión en estos ensayos sea diferente al de los modelados teóricos.

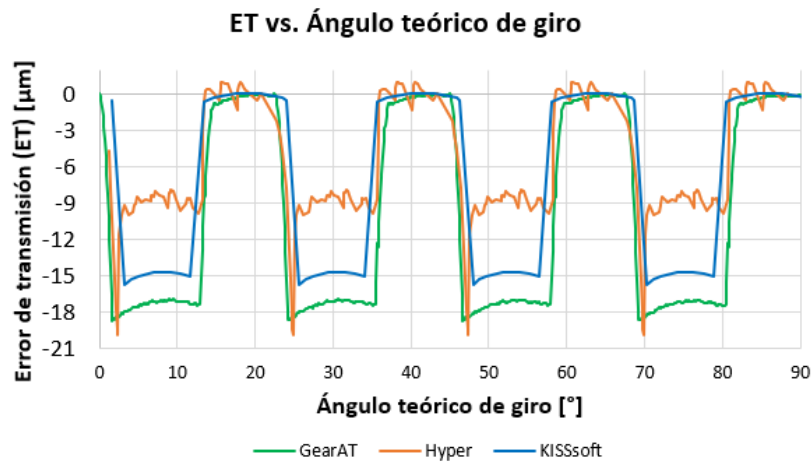
En la siguiente gráfica se muestra el error de transmisión obtenido en los cuatro métodos de estudio de este proyecto y en cuatro de los dientes estudiados. Como se puede observar el error de transmisión del ensayo experimental es el que más dista del resto debido a lo comentado anteriormente.



Gráfica 9.1: Comparativa del error de transmisión en los cuatro métodos

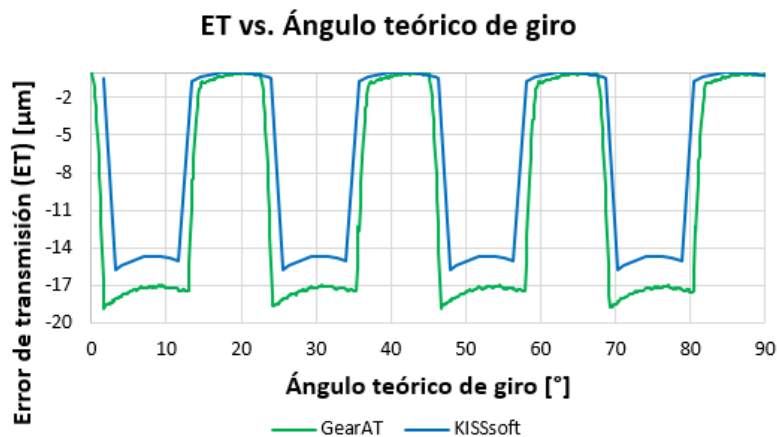
Si se extrae el error experimental obtenido en los ensayos experimentales y se grafica únicamente aquellos obtenidos de metodologías computacionales, se puede observar cómo se parecen mucho más. En este caso es el error obtenido en *Hyper* el que más se aleja del

resto especialmente en su forma, no así tanto en su valor total. Se han comentado anteriormente los problemas de estabilidad y convergencia de los cálculos cuasi-estáticos en *Hyper* así que se entiende que esa es su mayor fuente de error.



Gráfica 9.2: Comparativa del error de transmisión en los tres métodos computacionales

Sin embargo, los métodos de *Gear AT* y *KISSsoft* aportan formas y valores prácticamente idénticos siendo *Gear AT* más conservador en sus cálculos ya que tiene en cuenta con mayor precisión que *KISSsoft* los contactos entre dientes lo cual hace incrementar el error de transmisión.



Gráfica 9.3: Comparativa del error de transmisión entre Gear AT y KISSsoft

Para finalizar con el análisis de resultados referidos al error de transmisión de la pareja de engranajes, a continuación, se muestran las conclusiones de recomendaciones de uso de cada una de las metodologías en función de la calidad del valor obtenido y el tiempo disponible.

Tabla 9.3: Ventajas y desventajas de los diferentes métodos para el estudio del ET

	<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<i>Hyper</i>		<ul style="list-style-type: none"> • Muy lento • Únicamente para obtener valores máximos o pico • Necesidad de filtrado y tiempo de trabajo en el estudio de los resultados
<i>KISSsoft</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Sencillo • Rápido 	<ul style="list-style-type: none"> • Estado de carga ideal con una eficiencia del 100% (irreal)
<i>Gear AT</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Modelado computacional más real • Modelado no analítico más sencillo y rápido 	<ul style="list-style-type: none"> • Modelado no tan sencillo y rápido como <i>KISSsoft</i>
Experimental	<ul style="list-style-type: none"> • Preciso y real 	<ul style="list-style-type: none"> • Más costoso • Más lento que <i>KISSsoft</i> • Necesidad de tener los engranajes y el banco de ensayos • Limitado por la posibilidad de cargas en la FZG

Lo realmente importante a obtener acerca del error de transmisión de la pareja de engranajes es el valor máximo del mismo. Por lo tanto, como resumen de lo citado anteriormente, la mejor opción para realizar el estudio del error de transmisión depende claramente del objetivo de estudio. En caso de que se busque un valor aproximado del mismo, concretar una magnitud, el más recomendable sería *KISSsoft* debido a su rapidez. Si se desea un valor lo más preciso posible resultaría necesario realizar los ensayos experimentales a pesar del coste económico que supone. Finalmente, en caso de no poderse realizar los ensayos experimentales, *Gear AT* se convertiría en la opción más recomendada no siendo *Hyper* y el resto de los programas de elementos finitos necesario para el cálculo del error de transmisión.

9.2. Deformación

El estudio de la deformación en el *fillet* del diente permite monitorizar los posibles fallos a flexión o por fatiga y de esta manera evitar fallos inesperados e incluso aumentar el número de ciclos de vida del engranaje.

Para realizar el análisis de resultados de las deformaciones de los diferentes modelados, se divide el mismo en tres aspectos de estudio diferentes: los valores máximos, el tramo de deformación y la forma de la curva.

En el estudio de los valores máximos se comparan los obtenidos en *Hyper*, *KISSsoft* y los de los ensayos experimentales. En el estudio del tramo de deformación, se efectúa la comparativa entre *Hyper*, ensayos experimentales y los valores teóricos. Finalmente, en el estudio de la forma de la curva de deformación en el diente, se comparan las gráficas obtenidas en *Hyper* y de manera experimental.

Valores máximos

La deformación máxima se ha medido en *strain*, que define la variación de longitud por unidad de longitud. En este proyecto se ha decidido convertir dicha magnitud a *microstrain* (multiplicado por 10^6) con el objetivo de obtener un valor más fácilmente interpretable visualmente. En la siguiente tabla se muestran los valores máximos de los tres métodos mencionados anteriormente.

Tabla 9.4: Valores máximos de microstrain para diferentes métodos

<i>Hyper</i>	$1060 \text{ m} \cdot 10^{-6} / \text{m}$
Experimental	$1058 \text{ m} \cdot 10^{-6} / \text{m}$
<i>KISSsoft</i>	$1015 \text{ m} \cdot 10^{-6} / \text{m}$

El valor más bajo de las deformaciones se obtiene en el método analítico. A pesar de que la medida, como se ha comentado anteriormente, viene determinada por un cierto grado de incertidumbre en la posición de la galga, se puede deducir que es lógico que este valor sea el más bajo de los tres. Este método se basa en la aplicación de factores correctivos a los valores nominales obtenidos. Los coeficientes de corrección relacionados con la distribución de la carga se han considerado unitarios y por lo tanto no han provocado la mayoración de la tensión en el *fillet*. Sin embargo, se puede deducir que esta distribución de carga a lo largo de la cara y del flanco del diente no es perfectamente uniforme en la realidad y que, por lo tanto, habría que afinar el valor de dichos coeficientes. En general la metodología de

KISSsoft se basa en la aplicación de coeficientes, algunos de los cuales son ligeramente difíciles de predecir en la realidad como el coeficiente de aplicación. Algunos de ellos los calcula el propio programa según norma y teniendo en cuenta las dimensiones, tolerancias y microgeometría que poseen los engranajes. Sin embargo, si en la realidad dichos engranajes son ligeramente diferentes o poseen alguna imperfección, la corrección adecuada de dichos coeficientes es complicada y a menudo basada en la experiencia de multitud de ensayos previos.

Los valores obtenidos para los ensayos experimentales y los obtenidos en el modelado cuasi-estático son muy similares. A pesar de los problemas de consistencia que tiene el modelado cuasi-estático en *Hyper* debido principalmente a la convergencia entre *steps*, en el caso del estudio de las deformaciones no se ve afectado. Se deduce que los problemas de convergencia afectan principalmente al contacto y por lo tanto a la medida de las tensiones de contacto y el posterior análisis de vida por *pitting*, así como al cálculo del error de transmisión. Pero que se puede confiar perfectamente en los valores de deformación en el *fillet* y utilizarlos para el análisis de vida por flexión. En cuanto al valor obtenido en el banco de ensayos de la FZG, se trata de un valor estimado a partir de lo obtenido para diferentes velocidades de giro y cargas, además de suponiendo que se cumple una linealidad en ellos. Es por eso por lo que puede existir cierta incertidumbre en dicho resultado. Sin embargo, teniendo en cuenta que todas estas deformaciones y sus correspondientes tensiones relacionadas posteriormente con los coeficientes de seguridad a fallo son siempre mayoradas, la diferencia obtenida en la magnitud entre los diferentes modelados es despreciable.

Tramo de deformación

En este segundo estudio se analiza la distancia en ángulo entre el instante inicial y final de la deformación. En el apartado 8.2.7 se hace referencia al tramo teórico de deformación calculado a partir del *contact ratio* de 1,462. Tanto en los ensayos experimentales como en el modelado en *Hyper*, el valor de dicho ratio de contacto difiere ligeramente del valor teórico y es por eso por lo que el tramo de deformación es diferente. En la siguiente tabla se muestran las distancias en ángulo referido al piñón entre el tramo de inicio y fin de la deformación para los modelos de *Hyper*, experimental y los valores teóricos.

Tabla 9.5: Tramo de deformación para diferentes métodos

	<i>Inicio</i>	<i>Fin</i>	<i>Rango</i>	<i>Error</i>
<i>Hyper</i>	157,69 °	191,71 °	34,02 °	3,4 %
Experimental	158,21 °	191,79 °	33,58 °	2,0 %
Teórico			32,90 °	

Los errores obtenidos para el modelado en *Hyper* y para los ensayos experimentales son superiores a lo deseado. En el caso del modelado en *Hyper*, la toma de datos se realiza de manera cuasi-estática cada 3°. Sin embargo, en caso de afinar la toma de resultados, el rango no haría sino aumentar, alejándose aún más del valor teórico. Una vez más se demuestra la inconsistencia de este método en caso de buscar una cierta precisión en los resultados. En caso de realizar un mallado más fino, se podrían obtener resultados más fiables de deformación, pero a costa de un mayor coste computacional que ya de por sí es alto. Respecto a los ensayos experimentales, el error se puede deber a que, debido a las vibraciones generadas en el engranaje, la galga capte valores de deformación antes incluso de que comience el contacto o que, debido a la proximidad de la galga al otro flanco por carencia de espacio suficiente, esta tome datos de deformación correspondientes al diente colindante.

Forma de la curva

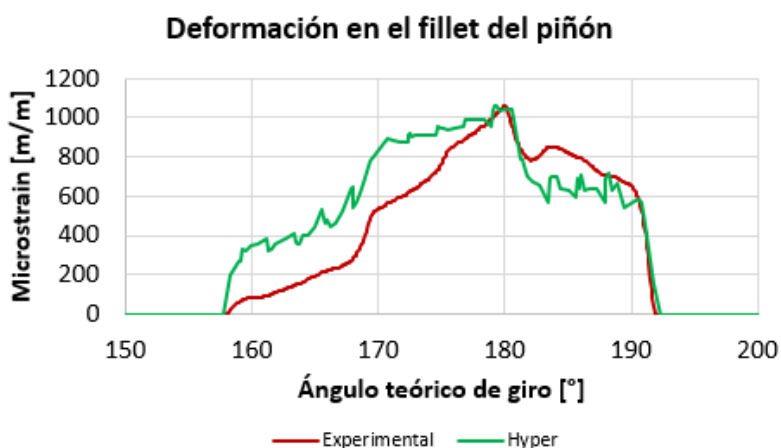
En el último estudio de los datos de deformación se estudia la variabilidad de la forma de la curva entre los métodos de *Hyper* y los ensayos experimentales. Para poder realizar una mejor comparación, se debería incluir las deformaciones obtenidas en *Gear AT*, pero la extracción de deformaciones con este método no entra dentro del alcance del proyecto. En la siguiente imagen se puede observar la diferencia en la forma de la curva de deformación de un diente entre ambos métodos, en el rango completo de giro del piñón. Tal y como se ha comentado previamente, en los dos métodos se obtienen resultados muy similares en los estudios de valores máximos y de tramo de deformación. Sin embargo, en el estudio de la forma de la curva difiere bastante, observando diferencias superiores al 30%.



Gráfica 9.4: Comparación deformación entre *Hyper* y experimental (360 grados)

Si se observa la gráfica de una manera más ampliada, se pueden advertir tendencias de deformación muy similares. Las causas de estas tendencias se explican de una manera más profunda en el apartado 8.2.7. El modelado en *Hyper* se ha realizado de manera cuasi-estática

y es posible que esto provoque ciertos impactos similares a los producidos al inicio del giro del engranaje en un ensayo experimental, generando unas fuerzas de impacto en el contacto entre dientes que se traslada a en una mayor deformación en el *fillet*. Es como si los engranajes comenzaran a girar con cierta holgura y eso provocase un ligero impacto entre flancos. Por otro lado, una vez que comienza a contactar el siguiente diente, la deformación medida en *Hyper* es inferior a la obtenida en los ensayos experimentales, a diferencia de lo que ocurre anteriormente. Esto puede ocurrir debido a que la geometría de la zona del flanco próxima a la cabeza ha sido corregida en *Hyper* para evitar errores de convergencia y por lo tanto el contacto inicial es mejor. Es decir, cuando comienza a contactar el siguiente diente, el contacto es mejor que en los ensayos experimentales, generando que el aumento de la tendencia observado en las gráficas sea menos pronunciado.



Gráfica 9.5: Comparación deformación entre *Hyper* y experimental (50 grados)

Para finalizar con el análisis de resultados referidos a la deformación en el *fillet* del piñón, a continuación, se muestran las conclusiones de recomendaciones de uso de cada una de las metodologías en función de lo que se busque obtener, tiempo disponible y precisión.

Tabla 9.6: Ventajas y desventajas de los diferentes métodos para el estudio de deformación

	Ventajas	Desventajas
KISSsoft	<ul style="list-style-type: none"> Sencillo Rápido 	<ul style="list-style-type: none"> Depende del conocimiento preciso de la posición de la zona de estudio o galgada Únicamente para obtener valores máximos o pico Necesidad de conocimiento de los diferentes coeficientes de cálculo especialmente el coeficiente de aplicación K_A
Experimental	<ul style="list-style-type: none"> Preciso 	<ul style="list-style-type: none"> Más costoso Más lento que <i>KISSsoft</i> Necesidad de tener los engranajes y el banco de ensayos Limitado por la posibilidad de cargas en la FZG

<i>Hyper</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Única opción en caso de no tener los engranajes o el banco de ensayos y no conocer con exactitud la zona de estudio 	<ul style="list-style-type: none"> • Muy lento • Únicamente para obtener valores máximos o pico • Impreciso en la forma de la deformación
---------------------	---	--

Lo realmente importante a obtener acerca de la deformación en el *fillet* del diente es el valor máximo del mismo. La forma no es tan crítica y es el valor pico el que va a determinar cómo se comporta dicho engranaje frente al fallo por flexión. Por lo tanto, como resumen de lo citado anteriormente, la mejor opción sería realizar una serie de ensayos experimentales y pruebas en *KISSsoft* con el objetivo de ajustar los coeficientes de *KISSsoft* para igualar el valor obtenido en los ensayos de la FZG. Con esto se busca adquirir un mayor conocimiento de los coeficientes utilizados por *KISSsoft* (especialmente el coeficiente de aplicación como se ha mencionado anteriormente). Una vez estimados los coeficientes de *KISSsoft* sería posible evitar los ensayos experimentales y obtener los valores directamente del *software* analítico. Todo esto parte de la base de conocer perfectamente la geometría, microgeometría y tolerancias de los engranajes. En caso de que los engranajes de estudio sean físicamente diferentes a los datos teóricos que se introducen en *KISSsoft*, el número de coeficientes que entran en juego se incrementa (se añaden aquellos coeficientes relacionados con la forma, distribución de carga o concentrador de tensiones) y por lo tanto la correlación se hace más complicada.

En caso de no poderse realizar esta correlación entre ensayos experimentales y *KISSsoft* que permitan asentarla como la metodología más fiables de obtención de deformaciones, *Hyper* y en general la metodología de elementos finitos podría convertirse en la más recomendada.

9.3. Análisis de vida

El último análisis que se realiza es el análisis de vida. Como se ha comentado anteriormente en el apartado 5.4, los coeficientes que caracterizan la vida y resistencia de unos engranajes son los factores de seguridad frente a esfuerzos de flexión y frente a esfuerzos de contacto (*pitting*).

En este análisis calculan dichos parámetros siguiendo tres metodologías diferentes. Por un lado, se obtienen dichos coeficientes de los cálculos de *KISSsoft* (siguiendo la norma ISO 6336). Por otro lado, se utiliza el *software MITCalc* para obtener los coeficientes necesarios para calcular los factores de seguridad. Finalmente se utilizan los datos de tensiones extraídos en el análisis FEM para, mediante el uso de coeficientes no contemplados en *Hyper*, obtener los factores de seguridad frente a flexión y contacto.

El valor de las tensiones máximas admisibles a flexión y a *pitting* para las tres metodologías diferentes es:

Tabla 9.7: Tensiones máximas admisibles a flexión y pitting

	Tipo de fallo	
	FLEXIÓN σ_{FG}	PITTING σ_{HG}
PIÑÓN	430 MPa	1500 MPa
RUEDA		

- ***KISSsoft***

Los factores de seguridad se han obtenido con la formulación del apartado 5.4 y los resultados vienen recogidos en el Anexo A.

- ***MITCalc***

Se ha utilizado el *software* integrado en una hoja Excel denominada *MITCalc* que a través de diferentes parámetros de entrada de los engranajes y de los estados de carga, define unos coeficientes y calcula los factores de seguridad. El cálculo de dichos factores se efectúa siguiendo el apartado 5.4 pero la diferencia con el cálculo de *KISSsoft* radica en la estimación de los coeficientes para los cuales utiliza diferentes métodos dentro de la norma ISO 6336-2 (*pitting*) e ISO 6336-3 (flexión).

		Pinion	Gear	
1.0 Options of basic input parameters				
1.1	Transferred power	Pw [kW]	0.419	0.415 <= Max. Pw
1.2	Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	20.00	13.3 i <= n1,n2
1.3	Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	200.01	297.15 Pw <= Mk,n
1.4	Transmission ratio / from table	i	1.500	*2.24
1.5	Actual transmission ratio / deviation	i	1.500	0.00%
2.0 Options of material, loading conditions, operational and production parameters				
2.1	Material identification according standard :		ISO	
2.2	Material of the pinion :		16MnCr5	
2.3	Material of the gear :		16MnCr5	
2.4	Loading of the gearbox, driving machine - examples		A...Continuous	
2.5	Loading of gearbox, driven machine - examples		B...Light shocks	
2.6	Type of gearing mounting		A. Double-sided symmetrically supported gearing - type 1	
2.7	Accuracy grade - ISO1328 Ra max \v max		5.....(Ra max.= 0.4 / v max.= 35)	
2.8	Coefficient of one-off overloading	KAS	1.00	
2.9	Desired service life	Lh	20000	[h]
2.10	Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1.40	1.40
2.11	Automatic design		Spur gearing	Helical gearing
3.0 Parameters of the cutting tool and tooth profile				
3.1	Standardized tool		3. ANSI B6.1 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.3, d0=0deg, anp=0, ca=0.35)	
3.2	Addendum of tool	ha0*	1.250	1.250 [modul]
3.3	Dedendum of tool	hf0*	1.000	1.000 [modul]
3.4	Fillet radius of tool	ra0*	0.300	0.300 [modul]
3.5	Root fillet radius of tool	rf0*	0.000	0.000 [modul]
3.6	Chamfer of root	cha*	0.000	0.000 [modul]
3.7	Chamfer of root	chb*	0.000	0.000 [modul]
3.8	Protuberance height	δ0*	0.000	0.000 [modul]
3.9	Protuberance angle	αnp	0.000	0.000 [°]
3.10	Min. unit head clearance	ca*min	0.2467	0.2467 [modul]
3.11	Unit head clearance	ca*	0.2467	0.2467 < [modul]

Figura 9.2: Interfaz del software MITCalc

• FEM

Para el análisis de vida utilizando el modelo de elementos finitos de *Hyper*, el valor de las tensiones máximas obtenidas son las correspondientes a la siguiente tabla. Para obtener los valores de flexión se ha analizado la tensión máxima a tracción en los *fillets* de los dientes, mientras que para obtener el valor de fallo por *pitting* de la rueda y del piñón se ha analizado la tensión máxima en el flanco en contacto con el piñón y la rueda correspondientemente.

Tabla 9.8: Tensiones máximas extraídas del modelo FEM

	Tipo de fallo	
	FLEXIÓN σ_{F0}	PITTING σ_{H0}
PIÑÓN	304,34 MPa	1306,77 MPa
RUEDA	309,41 MPa	1282,35 MPa

Los cálculos de los coeficientes de seguridad se obtienen siguiendo la formulación del apartado 5.4 con la diferencia, respecto a las metodologías anteriores, de que solo se han

incluido aquellos parámetros que no son geométricos ya que los resultados de la tabla anterior ya vienen supeditados a una geometría definida en el programa.

Los resultados obtenidos de todos los coeficientes y los parámetros de seguridad para flexión y *pitting* tanto para la rueda como para el piñón son:

Tabla 9.9: Coeficientes y parámetros de seguridad a flexión

	FLEXIÓN					
	PIÑÓN			RUEDA		
	FEM	KISSsoft	MITCalc	FEM	KISSsoft	MITCalc
T	198408,403	200000	200000	300654,62	300000	297200
Φ_{prim}	72,00	72,00	72,00	108,00	108,00	108,00
F_t	5511,3	5555,6	5464,9	5567,7	5555,6	5464,9
b	14	14	14	14	14	14
m_n	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Y_F	-	1,74	1,741	-	1,62	1,622
Y_S	-	1,9	1,903	-	1,98	1,981
Y_β	-	1	1	-	1	1
Y_B	-	1	1	-	1	1
Y_{DT}	-	1	1	-	1	1
σ_{F0}	304,34	291,53	287,39	309,41	282,86	278,73
K_A	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
K_V	1	1	1	1	1	1
K_{Fβ}	1	1	1,059	1	1	1,059
K_{Fu}	1	1	1	1	1	1
σ_F	380,43	364,42	380,44	386,76	353,57	368,96
σ_{Flim}	430,00	430,00	430,00	430,00	430,00	430,00
Y_δ	0,996	0,996	0,989	0,998	0,998	0,995
Y_R	1,009	1,009	1,076	1,009	1,009	1,076
Y_X	1	1	1	1	1	1
Y_{NT}	0,959	0,959	0,959	0,967	0,967	0,967
Y_{ST}	2	2	2	2	2	2
σ_{FG}	828,83	828,83	877,66	837,43	837,43	890,35
SF	2,18	2,27	2,31	2,17	2,37	2,41

Tabla 9.10: Coeficientes y parámetros de seguridad a pitting

	PITTING					
	PIÑÓN			RUEDA		
	FEM	KISSsoft	MITCalc	FEM	KISSsoft	MITCalc
T	198408,403	200000	200000	300654,62	300000	300000
Φ_{prim}	72,00	72,00	73,00	108,00	108,00	108,00
F_t	5511,3	5555,6	5464,9	5567,7	5555,6	5464,9
b	14	14	14	14	14	14
u	-	1,5	1,5	-	1,5	1,5
Z_H	-	2,342	2,342	-	2,342	2,342
Z_E	-	189,812	189,812	-	189,812	189,812
Z_ε	-	0,92	0,92	-	0,92	0,92
Z_β	-	1	1	-	1	1
σ_{F0}	1306,77	1239,53	1220,92	1282,35	1239,53	1220,92
Z_B	1	1,07	1,07	1	1	1
K_A	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25

K_V	1	1	1	1	1	1
$K_{H\beta}$	1	1	1,086	1	1	1,086
$K_{H\alpha}$	1	1	1	1	1	1
σ_H	1461,01	1482,84	1522,10	1433,71	1385,83	1422,52
σ_{Hlim}	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00
Z_{NT}	1,057	1,057	1,076	1,09	1,09	1,121
Z_L	1,018	1,018	1,035	1,016	1,016	1,035
Z_V	0,944	0,944	0,937	0,948	0,948	0,937
Z_R	1,021	1,021	1,013	1,02	1,02	1,013
Z_W	1	1	1	1	1	1
Z_X	1	1	1	1	1	1
σ_{HG}	1555,65	1555,65	1585,60	1606,28	1606,28	1651,91
SH	1,06	1,05	1,04	1,12	1,16	1,16

En resumen, los factores de seguridad característicos de esta pareja de engranajes sometido a unas solicitaciones concretas han sido:

Tabla 9.11: Coeficientes de seguridad del piñón

	FEM	KISSsoft	MITCalc
SF (Flexión)	2,18	2,27	2,31
SH (Pitting)	1,06	1,05	1,04

Tabla 9.12: Coeficientes de seguridad de la rueda

	FEM	KISSsoft	MITCalc
SF (Flexión)	2,17	2,37	2,41
SH (Pitting)	1,12	1,16	1,16

Observando los resultados de los diferentes coeficientes de seguridad a fallo del piñón y la rueda con diferentes metodologías de cálculo, se puede concluir que el engranaje que más riesgo tiene de fallar es el piñón. Al tener los factores de seguridad a fallo más pequeños, se encuentran más cerca de la tensión máxima de flexión y/o de contacto que provocarían el fallo del engranaje.

En cuanto a la distinción de los tipos de fallo, el fallo por *pitting* es claramente el más crítico. La geometría de los engranajes provoca que se produzcan ligeros impactos indeseados al darse el contacto entre dientes. Impactos que generarán unos picos en la tensión de contacto que tras un cierto número de ciclos de funcionamiento pueden causar el fallo por *pitting*.

Finalmente se extrae la conclusión de que los resultados obtenidos por programas analíticos como *KISSsoft* o *MITCalc* poseen valores de factores de seguridad más alto debido a la no

influencia de ciertas variables que afectan en el modelado de elementos finitos tales como el tipo de mallado, la densidad y los impactos debido a un movimiento cuasi-estático. Si la densidad de mallado fuera mayor el efecto de la interpolación disminuiría, la malla se adecuaría mejor a la geometría real de los engranajes y la precisión de los resultados aumentaría. Por otro lado, si el movimiento fuese lineal se producirían menos impactos, menos errores de convergencia y el resultado de la tensión de contacto en el flanco disminuiría, aumentando el factor de seguridad y acercándose a los valores obtenidos por los programas analíticos.

10. ANÁLISIS DE RIESGOS

En este apartado se analizan los posibles riesgos que pueden afectar al desarrollo del proyecto y se detallan las soluciones para intentar evitar, o al menos paliar, el efecto de dichos riesgos en caso de producirse. Los objetivos del análisis y la posterior gestión de riesgos son aumentar la probabilidad y el impacto de los eventos positivos y disminuir la de los eventos adversos al proyecto. Además, se ha evaluado la probabilidad de ocurrencia y el impacto de cada riesgo y se han priorizado en función de la matriz de riesgos.

Los riesgos pueden ser internos, es decir que dependen de los miembros del equipo de proyecto, o externos, los que tienen su origen fuera de este equipo. Para la identificación de estos riesgos se utiliza: documentación de otros proyectos anteriores, bases de datos comerciales o experiencias anteriores de los miembros del proyecto.

La mayoría de los riesgos generados en las labores desempeñadas en trabajos de modelización y ensayo, provienen del uso de herramientas manuales, gestión de los datos y modelos obtenidos y problemas físicos por elevadas cargas de trabajo en un mismo ambiente.

Muchos de los accidentes pueden evitarse si se introduce una serie de recomendaciones preventivas, tener motivación hacia la manipulación correcta de equipos y materiales y concienciación de la importancia sobre la utilización de las protecciones colectivas e individuales de seguridad.

Una correcta gestión de riesgos se basa en cinco conceptos principales:

- *Una paranoia saludable:* se debe pensar continuamente en aquellas cosas que pueden salir mal en el proyecto y, al mismo tiempo, se deben poner todos los medios para asegurar que el proyecto se ejecuta según lo planificado.
- *Adecuada:* la gestión de proyectos debe ser acorde a la importancia, tamaño y nivel de riesgo del proyecto.
- *Sistemática:* se debe identificar, cuantificar y evaluar cualquier factor de riesgo que pueda tener efecto sobre el proyecto.
- *Continua:* se debe repetir a lo largo del proyecto.
- *Concentrada:* se tiene que prestar atención a los riesgos que se pueden controlar, comenzando por los que tienen mayor prioridad.

Los riesgos se dividen en cuatro grupos mayoritarios: entorno de la oficina, computacionales, referidos al taller y otros riesgos.

Primeramente están los riesgos relacionados con el entorno de la oficina. Entre ellos se encuentra el uso excesivo, inadecuado o los accidentes referidos al uso de pantallas de visualización de datos, mobiliario y resto de equipos de trabajo que pueden causar problemas visuales, cortes por herramientas ofimáticas o contactos eléctricos entre otros. Debido a las largas cargas de trabajo en un mismo entorno de oficina, las posturas de trabajo inadecuadas también pueden provocar dolores musculares, lesiones y problemas de estrés. Finalmente también se incluyen en este grupo accidentes en la oficina tales como choques contra objetos inmóviles o incendios.

Otro grupo de riesgos importante debido al elevado porcentaje de carga de trabajo en este proyecto sería los relacionados con elementos computacionales. Dentro de este grupo se encuentran los problemas de modelización (bien por desconocimiento o bien por errores de convergencia de los programas informáticos), la pérdida de datos, la baja fidelidad de los resultados obtenidos y los errores y disposición de las licencias necesarias para ejecutar los programas.

Dentro del entorno del taller, se encuentra otro grupo que incluye riesgos tales como: exposición al ruido generado por las vibraciones, caída de objetos especialmente en la puesta a punto de la precarga, proyección de fragmentos en caso de la rotura del engranaje, la disposición del banco de ensayos y posibles electrocuciones durante su uso.

Finalmente, se incluyen en un grupo aquellos riesgos que no han sido incluidos en los grupos anteriores. Dentro de este grupo se encontrarían los riesgos referidos al traslado al entorno de trabajo (accidentes itinere), problemas del entorno psicosocial como el acoso, el apoyo social o las exigencias del trabajo y el corte eléctrico de la planta.

En resumen, este es el listado de riesgos sobre los que es necesario actuar en la realización de este proyecto:

- A.** Uso excesivo o inadecuado de pantallas, mobiliario y resto de equipos de trabajo
- B.** Posturas de trabajo inadecuadas
- C.** Accidentes del entorno de la oficina
- D.** Problemas de modelización
- E.** Pérdida de datos

- F. Baja fidelidad de datos y resultados
- G. Errores y disponibilidad de licencias
- H. Exposición al ruido
- I. Caída de objetos
- J. Proyección de fragmentos
- K. Disposición del banco de ensayos
- L. Electrocuciiones
- M. Accidente itinere
- N. Problemas del entorno psicosocial
- O. Corte eléctrico

El segundo paso después de identificar los diferentes riesgos es el de evaluar la probabilidad de ocurrencia y el impacto de cada riesgo. Esto se puede observar en la siguiente matriz de probabilidad – impacto.

Tabla 10.1: Matriz de probabilidad - impacto

		IMPACTO		
		Bajo (0,1)	Medio (0,5)	Alto (0,9)
PROBABILIDAD	Baja (0,2)	O (0,02)	C, E (0,1)	M, I, J, L (0,18)
	Media (0,5)	G (0,05)	A (0,25)	N, F (0,45)
	Alta (0,8)	D (0,08)	K (0,4)	B, H (0,72)

Aquellos riesgos en rojo son los que necesitan de una alta atención y un mejor plan de respuesta a los riesgos. Por otro lado, los riesgos en naranja tienen una importancia moderada mientras que los verdes no necesitan de una respuesta inmediata.

Una vez que los riesgos se encuentran identificados y cuantificados, se ha establecido una gestión y respuesta a los riesgos. Frente a estos riesgos, se pueden adoptar cuatro posturas: evitarlo, aceptarlo, disminuirlo o transferirlo.

Las medidas a tomar según el grado de importancia son las siguientes:

Alta importancia

- *Instrucciones de pantalla de visualización de datos*

Posturas correctas delante de un ordenador, posicionamiento de las manos al teclear y ejercicios físicos y mentales a realizar para evitar molestias y fatiga.

- *Protocolo de actuación en situación de acoso*
- *Uso de EPI's (equipos de protección individual): protección auditiva*
- *Calendario flexible y manifiesto*

Permite disminuir las probabilidades de que el proyecto se vea afectado por retrasos debido a la disponibilidad de la maquinaria.

- *Estudio bibliográfico en profundidad*

Disminuye la probabilidad de que se acepten como fidedignos datos o resultados que en realidad no lo sean.

Moderada importancia

- *Respeto de la normativa de circulación vial*
- *Uso de EPI's (equipos de protección individual): zapatos de seguridad*
- *Uso de EPI's (equipos de protección individual): gafas de seguridad*

Baja importancia

- *Encontrarse al corriente del plan de emergencia de la empresa*
- *Protección de datos periódicamente y en diferentes localizaciones*

Finalmente, cabe destacar la importancia de realizar un seguimiento de los riesgos, verificando que se cumplen las medidas acordadas y se buscan nuevos riesgos que puedan poner en peligro el correcto desarrollo del proyecto.

11. PLANIFICACIÓN

En el siguiente apartado se muestra la planificación seguida para realizar el proyecto, delimitando las fases del proyecto, los hitos y desarrollando un diagrama Gantt.

11.1. Fases del proyecto

T1: Revisión bibliográfica

Estudio de los proyectos relacionados realizados hasta la fecha, los engranajes y el estado del arte actual.

Duración: 6 días

T2: Modelado *Hyper*

Se realiza el modelado cuasi-estático utilizando los *softwares HyperMesh* y *HyperView* con el objetivo de extraer el error de transmisión y la deformación del diente de los engranajes objeto de estudio.

Duración: 21 días

Subtareas:

- Tarea 2.1: Tutoriales *HyperMesh*
Se adquieren conocimientos de uso y comandos del programa *HyperMesh*
- Tarea 2.2: Conocimiento de modos de mallado
Estudio de mallados utilizados en proyectos previos y búsqueda de la influencia del mismo
- Tarea 2.3: Realización del modelo
Ejecución del diseño, mallado y estados de carga de los engranajes
- Tarea 2.4: Resolución de problemas y mejorado
Realización de cambios por errores de convergencia y resultados incoherentes o insuficientes
- Tarea 2.5: Tutoriales *HyperView*
Se adquieren conocimientos de uso y comandos del programa *HyperView*
- Tarea 2.6: Extracción de resultados del ET
Extracción de la diferencia entre la rotación real y teórica del piñón
- Tarea 2.7: Extracción de resultados de deformación
Extracción del *strain* en el *fillet* del piñón que trabaja a tracción
- Tarea 2.8: Tratamiento de datos
Tratamiento de los datos obtenidos de error de transmisión y de las deformaciones

T3: Modelado KISSsoft

Se realiza el modelado analítico utilizando el *software KISSsoft* con el objetivo de extraer el error de transmisión y la deformación del diente de los engranajes objeto de estudio.

Duración: 10 días

Subtareas:

- Tarea 3.1: Tutoriales KISSsoft
Se adquieren conocimientos de uso y comandos del programa *KISSsoft*
- Tarea 3.2: Realización del modelo
Introducción de los parámetros y estados de carga de los engranajes
- Tarea 3.3: Extracción de resultados
Extracción de los resultados del análisis de contacto y de tensiones
- Tarea 3.4: Tratamiento de datos
Tratamiento de los datos obtenidos de error de transmisión y de las tensiones

T4: Modelado Gear AT

Se realiza el modelado cinemático de cuerpos rígidos utilizando el *software Gear AT* con el objetivo de extraer el error de transmisión de los engranajes objeto de estudio.

Duración: 10 días

Subtareas:

- Tarea 4.1: Tutoriales Gear AT
Se adquieren conocimientos de uso y comandos del programa *Gear AT*
- Tarea 4.2: Realización del modelo
Ejecución del diseño, mallado y estados de carga de los engranajes
- Tarea 4.3: Resolución de problemas y mejorado
Realización de cambios por resultados incoherentes o insuficientes
- Tarea 4.4: Extracción de resultados
Extracción de la diferencia entre la rotación real y teórica del piñón
- Tarea 4.5: Tratamiento de datos
Tratamiento de los datos obtenidos de error de transmisión

T5: Ensayos experimentales

Se realiza el análisis experimental con el objetivo de extraer el error de transmisión y la deformación del diente de los engranajes objeto de estudio.

Duración: 30 días

Subtareas:

- Tarea 5.1: Estudio de análisis previos
Estudio de ensayos previos en el banco de ensayos FZG
- Tarea 5.2: Ensayos de galgado
Realización de los ensayos para obtener la deformación en el diente mediante un sistema de galgado
- Tarea 5.3: Ensayos del ET
Realización de los ensayos para obtener el error de transmisión mediante un encoder
- Tarea 5.4: Tratamiento de datos
Tratamiento de los datos obtenidos de error de transmisión y deformación

T6: Análisis de vida

Realización de un análisis de vida utilizando los *softwares* *KISSsoft*, *Hyper* y *MITCalc*.

Duración: 3 días

Subtareas:

- Tarea 6.1: Extracción de coeficientes
Adquisición de los coeficientes necesarios para el cálculo de vida de los *softwares* *KISSsoft* y *MITCalc*
- Tarea 6.2: Obtención de factores de seguridad
Cálculo de los factores de seguridad utilizando los coeficientes y tensiones adquiridas

T7: Análisis de resultados

Análisis de los resultados de error de transmisión, deformación y análisis de vida obtenidos para cada uno de los modelados y ensayos realizados. Comparación de los valores e idoneidad de cada uno de ellos.

Duración: 7 días

T8: Redacción del proyecto

Redacción de la memoria entregable del proyecto así como de la presentación del mismo.

Duración: 42 días

11.2. Hitos

Tabla 11.1: Hitos del proyecto

Referencia	Concepto	Fecha
H1	Entregable: Estado parcial del proyecto	Comienzo semana 9
H2	Entregable: Estado actual del proyecto	Comienzo semana 16
H3	Entregable: Final del proyecto	Fin semana 16
H4	Presentación del proyecto	Fin semana 19

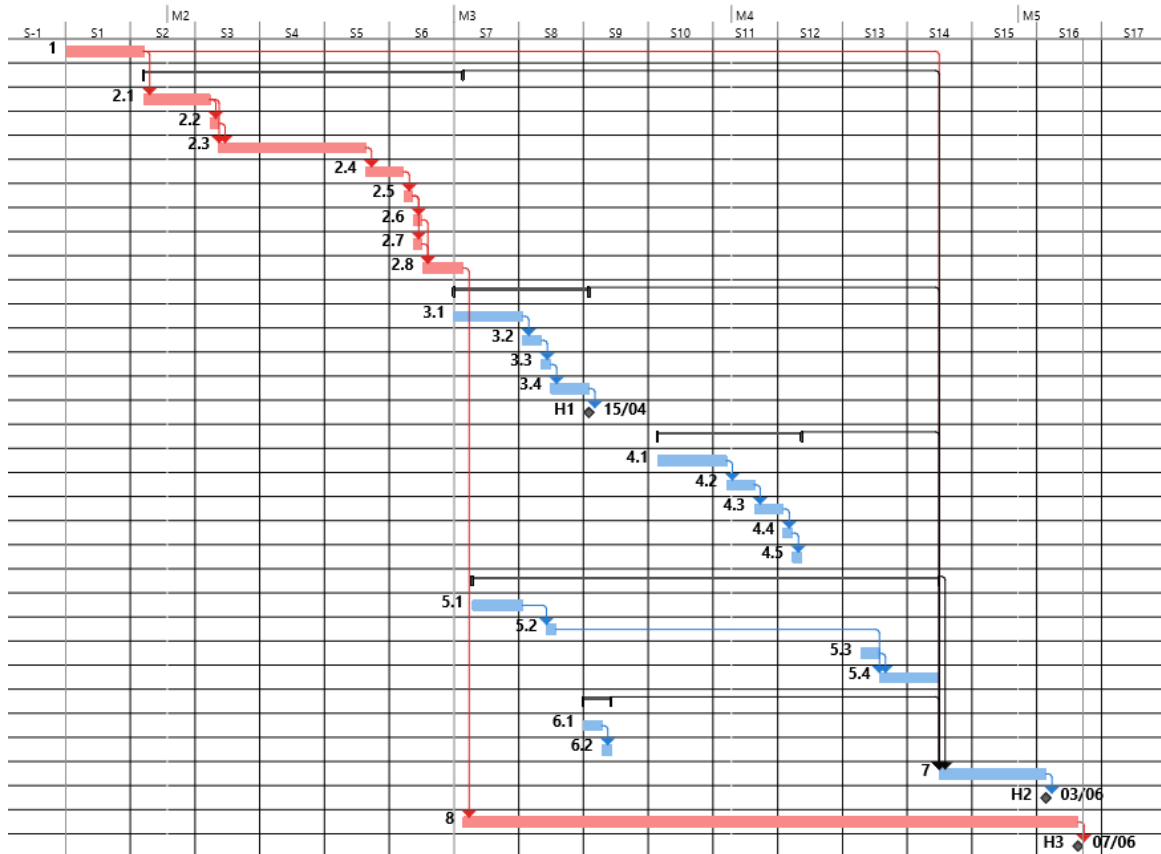
11.3. Diagrama de Gantt

La duración total del proyecto es de 110 días. Por simplificación se han omitido en el diagrama de Gantt las reuniones mensuales con el director de proyecto.

Tabla 11.2: Lista de tareas del proyecto

EDT	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin
1	Revisión bibliográfica	6 días	lun 18/02/19	mar 26/02/19
2	Modelado <i>Hyper</i>	21 días	mar 26/02/19	lun 01/04/19
2.1	Tutoriales <i>HyperMesh</i>	5 días	mar 26/02/19	mar 05/03/19
2.2	Conocimiento de modos de mallado	1 día	mar 05/03/19	mié 06/03/19
2.3	Realización del modelo	9 días	mié 06/03/19	vie 22/03/19
2.4	Resolución de problemas y mejorado	2 días	vie 22/03/19	mar 26/03/19
2.5	Tutoriales <i>HyperView</i>	1 día	mar 26/03/19	mié 27/03/19
2.6	Extracción de resultados del ET	1 día	mié 27/03/19	jue 28/03/19
2.7	Extracción de resultados de deformación	1 día	mié 27/03/19	jue 28/03/19
2.8	Tratamiento de datos	2 días	jue 28/03/19	lun 01/04/19
3	Modelado <i>KISSsoft</i>	10 días	lun 01/04/19	lun 15/04/19
3.1	Tutoriales <i>KISSsoft</i>	5 días	lun 01/04/19	lun 08/04/19
3.2	Realización del modelo	2 días	lun 08/04/19	mié 10/04/19
3.3	Extracción de resultados	1 día	mié 10/04/19	jue 11/04/19
3.4	Tratamiento de datos	2 días	jue 11/04/19	lun 15/04/19
H1	Entregable: Estado parcial del proyecto	0 días	lun 15/04/19	lun 15/04/19
4	Modelado <i>Gear AT</i>	10 días	mar 23/04/19	mié 08/05/19
4.1	Tutoriales <i>Gear AT</i>	5 días	mar 23/04/19	mar 30/04/19
4.2	Realización del modelo	2 días	mar 30/04/19	vie 03/05/19
4.3	Resolución de problemas y mejorado	1 día	vie 03/05/19	lun 06/05/19
4.4	Extracción de resultados	1 día	lun 06/05/19	mar 07/05/19
4.5	Tratamiento de datos	1 día	mar 07/05/19	mié 08/05/19
5	Ensayos experimentales	30 días	mié 03/04/19	jue 23/05/19
5.1	Estudio de análisis previos	3 días	mié 03/04/19	lun 08/04/19
5.2	Ensayos de galgado	1 día	jue 11/04/19	jue 11/04/19
5.3	Ensayos del ET	2 días	mié 15/05/19	jue 16/05/19
5.4	Tratamiento de datos	4 días	vie 17/05/19	jue 23/05/19

6	Análisis de vida	3 días	lun 15/04/19	mié 17/04/19
6.1	Extracción de coeficientes	2 días	lun 15/04/19	mar 16/04/19
6.2	Obtención de factores de seguridad	1 día	mié 17/04/19	mié 17/04/19
7	Análisis de resultados	7 días	jue 23/05/19	lun 03/06/19
H2	Entregable: Estado actual del proyecto	0 días	lun 03/06/19	lun 03/06/19
8	Redacción del proyecto	42 días	lun 01/04/19	vie 07/06/19
H3	Entregable: Final del proyecto	0 días	vie 07/06/19	vie 07/06/19
H4	Presentación del proyecto	0 días	jue 27/06/19	jue 27/06/19



Gráfica 11.1: Diagrama de Gantt del proyecto

12. DESCARGA DE GASTOS

A continuación se presenta la descarga de gastos de la realización del TFM (Trabajo Fin de Máster) que lleva por título: “Modelado teórico y experimental de una transmisión por engranajes”. Las diferentes partidas en las que se desglosa la descarga de gastos son: horas internas, amortizaciones y gastos. Las partidas referidas a aquellos gastos que no son imputables a ningún concepto de los mencionados son consideradas como gastos indirectos y se calculan como un 5% del gasto total. Finalmente, también se incluyen los costes financieros que suponen un 4% del coste total.

Horas Internas				
Nº Ref	ud.	Concepto	Coste Unitario	Coste Total
1.1	300	Horas de Ingeniería Junior	20,46 €/h	6.138,00 €
1.2	10	Horas de Ingeniería	62,98 €/h	629,80 €
1.3	12	Horas de Director de Proyecto	81,68 €/h	980,16 €
1.4	4	Horas de Maestro de Taller	43,22 €/h	172,88 €
SUBTOTAL Horas Internas				7.291,04 €


Amortizaciones						
Nº Ref	ud.	Concepto	Coste	Vida Útil	Coste Unitario	Coste Total
2.1	4	Banco de ensayos FZG	25.000,00 €	30 años	0,42 €/h	1,68 €
2.2	4	Engranajes C14-GF	200,00 €	10 años	0,01 €/h	0,04 €
2.3	290	Ordenador	1.000,00 €	10 años	0,05 €/h	14,50 €
2.4	84	Licencia Altair	1.200,00 €	1 año	0,60 €/h	50,40 €
2.5	20	Licencia Optistruct	1.660,00 €	1 año	0,83 €/h	16,60 €
2.6	40	Licencia KISSsoft	12.750,00 €	10 años	0,64 €/h	25,50 €
2.7	40	Licencia MSC	2.000,00 €	1 año	1,00 €/h	40,00 €
2.8	2	Licencia Matlab	800,00 €	1 año	0,40 €/h	0,80 €
SUBTOTAL Amortizaciones						149,52 €

Gastos				
Nº Ref	ud.	Concepto	Coste Unitario	Coste Total
3.1	3	Lubricante	21,18 €/L	63,54 €
3.2	---	Material de oficina	---	15,00 €
SUBTOTAL Gastos				78,54 €

Concepto	Coste Total
Horas Internas	7.291,04 €
Amortizaciones	149,52 €
Gastos	78,54 €
Subtotal 1	7.519,10 €
Costes Indirectos (5%)	375,96 €
Subtotal 2	7.895,06 €
Costes Financieros (4%)	315,80 €
<u>TOTAL</u>	<u>8.210,86 €</u>

El coste total del proyecto es de ocho mil doscientos diez euros con ochenta y seis céntimos.

En Éibar, junio de 2019



Sergio Vez

13. CONCLUSIONES

En la memoria de este Trabajo Fin de Máster se ha realizado una correlación teórico experimental del cálculo de engranajes estudiando los parámetros del error de transmisión, deformaciones en la raíz del diente y factores de seguridad a fallo de una pareja de engranajes C14-GF.

Una vez cumplidos todos los objetivos principales y específicos del proyecto, se detallan las conclusiones extraídas en relación a los datos obtenidos y la idoneidad de cada uno de los métodos desarrollados.

Error de transmisión

- Para las condiciones de carga estudio de este proyecto, el error de transmisión es de aproximadamente 24 micras.
- Este valor varía en función del par aplicado pero de una manera no lineal. Al doblar el valor del par aplicado, la rigidez aumenta ligeramente (en menor medida que el par) y, siguiendo la ecuación (18) el error de transmisión aumenta en menor medida que el aumento del par. La influencia del par en la rigidez del sistema no es objeto de estudio de este trabajo pero ha sido estudiada por diferentes investigadores. (Ayoub, M. et al, 2017)
- El modelado experimental, a pesar de otorgar los resultados más fiables, resulta muy costoso económicamente y viene muy limitado por la adquisición física de los engranajes.
- Entre los modelados computacionales, el menos recomendado para obtener valores del error de transmisión es el modelado cuasi-estático en *Hyper*. El *software* puede ser muy útil para obtener valores extremadamente precisos gracias a los elementos finitos, pero eso tendría que ir acompañado con un modelado dinámico (a bajas revoluciones para poder relacionarlo con el error de transmisión estático). El análisis cuasi-estático no aporta resultados fidedignos además de generar multitud de problemas de convergencia, lo cual supone un excesivo tiempo de modelado.
- Una opción computacional más recomendada sería *KISSsoft* la cual permite obtener valores teóricos de un modo rápido y sencillo. Sería la mejor opción para obtener un cálculo aproximado y una idea de la magnitud del error de transmisión. En caso de buscar valores más reales es necesario trasladarse a métodos en los que se modelen con precaución y exactitud los contactos.

- Por lo tanto, el modelado más recomendado para la obtención de valores del error de transmisión es *Gear AT*. A pesar de ser un método más costoso y menos sencillo de modelar, los resultados obtenidos se asemejan en mayor medida a la realidad. Aunque también requieren de una correlación oportuna que permita afinar mejor el valor obtenido.

Deformación en el fillet

- Para las condiciones de carga estudio de este proyecto, la deformación medida en el *fillet* es de aproximadamente $1060 \cdot 10^{-6}$ m/m.
- Este valor varía en función del par aplicado de una manera aproximadamente lineal al menos para valores del par inferiores a 300 N·m. Por falta de resultados no se puede afirmar que dicha tendencia vaya a continuar para valores más altos del par. Sí se observa que existe una independencia entre la deformación y la velocidad de giro, si bien a altas velocidades de giro la deformación disminuye ligeramente. Esto puede ser debido a que se producen menos impactos y el contacto es mejor, aunque sería de esperar que si se sigue aumentando la velocidad de giro la deformación pueda aumentar por las vibraciones provocadas en el sistema. El lubricante también afecta al valor de la deformación disminuyéndolo ligeramente principalmente porque mejora el contacto entre dientes.
- El modelado experimental, a pesar de otorgar unos buenos resultados, resulta muy costoso económicamente y viene muy limitado por la adquisición física de los engranajes.
- Entre los modelados computacionales, el menos recomendado para obtener valores de deformación en el *fillet* es el modelado cuasi-estático en *Hyper*. A pesar de su mejoría respecto a la obtención en este tipo de modelados del error de transmisión, aún resulta insuficiente la calidad de resultados especialmente teniendo en cuenta el coste de trabajo de este modelado.
- La opción computacional más recomendada sería *KISSsoft* la cual permite obtener valores teóricos de un modo rápido y sencillo. El traslado de estos valores teóricos a unos reales que permitan utilizar esta herramienta como cálculo de deformaciones viene supeditado por: tener un conocimiento preciso de la zona de medida y conocer a fondo la evolución de los coeficientes a aplicar para trasladar los valores teóricos a los reales.

Factores de seguridad a fallo

- Siempre y cuando se tenga un cierto conocimiento de los coeficientes aplicados en el cálculo de los factores de seguridad a fallo que permitan evaluar los resultados, tanto *KISSsoft* como *MITCalc* son herramientas adecuadas para ello.

14. LÍNEAS FUTURAS

En el marco y como continuación de este Trabajo Fin de Máster, quedan abiertas diversas líneas de desarrollo futuro en relación a los modelados y al *Condition Monitoring* entre las que pueden señalarse:

Modelados y obtención de parámetros

- Mejorar el modelado en *Hyper* descartando el movimiento cuasi-estático y optando por un análisis dinámico que permita extraer toda la capacidad de los elementos finitos.
- Realizar un estudio de las deformaciones con el módulo de *Gear AT* (opción aún no disponible) o estudiarlas directamente desde *ADAMS*.
- Desarrollar los ensayos experimentales en unas condiciones exactamente idénticas a las de estudio que disminuyan el error generado en las aproximaciones e hipótesis de corrección.
- Incluir los ejes en el modelado de los engranajes, estimar su rigidez y obtener la influencia de los ejes en el error de transmisión total del sistema de transmisión.
- Efectuar una correlación teórico experimental en profundidad sobre las deformaciones entre el *software* de *KISSsoft* y los análisis experimentales que permitan poder utilizar la herramienta computacional como única fuente de resultados. Para ello, como se ha comentado anteriormente, es necesario correlar los resultados teóricos de *KISSsoft* con los reales de los ensayos experimentales. Por lo tanto se necesita obtener los valores de coeficientes como el de aplicación o el dinámico que relacionan ambos resultados. Sería interesante realizar ensayos a diferentes velocidades de giro y cargas con ambos métodos e intentar crear un criterio definido de los valores de dichos coeficientes que son necesarios aplicar a los teóricos de *KISSsoft* para obtener resultados fiables para cualquier par o velocidad de giro que se necesite.
- Ahondar de una manera más profunda en la forma obtenida en los ensayos y modelados computacionales para la deformación en el diente. Es necesario conocer si ese crecimiento de la deformación tras el pico máximo es debido al tipo de engranaje de ensayo y su carencia de microgeometrías que afectan al contacto, o bien es característico de la deformación en el *fillet* de todos los engranajes en general. Para ello sería necesario repetir los ensayos experimentales con otros engranajes que, a ser posible, tengan microgeometría.

Condition Monitoring

- Búsqueda de otros parámetros característicos de fallo y obtención de la mejor manera de calcularlos.
- Mejorar la interpretabilidad de las relaciones entre atributo, síntoma y el fallo.
- Avanzar en el conocimiento del *Condition Monitoring* y crear un servicio de mantenimiento para el fallo predictivo.
- Integrar el sistema de diagnóstico en una aplicación que facilite el mantenimiento de los engranajes.

15. BIBLIOGRAFÍA

- Arroyo Balderas, H. (2004). *Diseño de un reductor para 20 H.P.*
- Avello Iturriagagoitia, A. (2014). *Teoría de máquinas* (2ª ed.). Tecnum: Universidad de Navarra.
- Ayoub, M., et al. (2017). Effect of load and meshing stiffness variation on modal properties of planetary gear. *Science Direct*, Retrieved from <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X17304139>
- Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Basic Principles, (2006).
- Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Service Life Under Variable Load, (2006).
- Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Surface Durability (Pitting), (2006).
- Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Calculation of Tooth Bending Strength, (2006).
- Dabrowski, D., Adamczyk, J., & Plascencia Mora, H. (2012). *A multi-body model of gears for simulation of vibration signals for gears misalignment.*
- Davoli, P., & Conrado, E. (2007). Recognizing gear failures. *Machine Design*, Retrieved from <https://www.machinedesign.com/news/recognizing-gear-failures>
- Diez Ibarbia, A. (2016). *Estudio de la eficiencia y fenómenos disipativos de engranajes con correcciones de tallado y modificaciones del perfil*
- Gregory, R. W. (1963). A method of measuring transmission error in spur gears of 1:1 ratio. *Journal of Scientific Instruments*, 40, 5-9.
- Houser, D. R., Harianto, J., & Talbot, D. (2006). *Gear mesh misalignment*
- Kong, D., & et al. *Nonlinear contact analysis of gear teeth for malfunction diagnostics.*
- Korta, J., Palermo, A., Mundo, D., & Shweiki, S. (2015). *Combining finite element and multibody modeling techniques for time-efficient simulation of nonlinear gear dynamics.*

- Lasova, V., Bernardin, P., & Kronerova, E. (2015). Comparison of capabilities of finite element method and specialized software programs in evaluation of gears. *MM Science Journal*, 610-612.
- Laursen, T. A., & Yang, B. (2010). New developments in surface-to-surface discretization strategies for analysis of interface mechanics. *Duke University (Estados Unidos De América)*
- Malviya, D., & Kumar Sharma, P. (2014). Transmission error in gear. *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)*, 4, 35-37.
- Marciano Vázquez, L. (2000). *Diseño de engranajes rectos y helicoidales asistido por computadoras*
- Mark, W. D. (1978). Analysis of the vibratory excitation of gear systems: Basci theory. *Journal of the Acoustical Society of America*
- Micro Measurements. (2014). *General purpose strain gages*
- Munro, R. G. (1990). A review of the theory and measurement of gear transmission error. *Proceedings of the First IMechE Conference on Gearbox Noise and Vibration*, 3-10.
- Neale Consulting Engineers. How to diagnose gear failures. Retrieved from <http://www.tribology.co.uk/services/failure-analysis/how-to-diagnose-gear-failures/>
- Pinochet Espinosa, J. E. (2007). *Análisis de falla de fatiga por flexión en la raíz de un diente de engranaje recto con pro/engineer*
- Prof. Gopinath, K., & Prof. Mayuram, M. M. (2009). Machine design - spur gears. Retrieved from <https://nptel.ac.in/courses/112106137/9>
- Ramírez Alcázar, U. G. (2013). *Metrología de engranes basada en algoritmos computacionales*
- Rigaud, E. *Modelling and analysis of static transmission error - effect of wheel body deformation and interactions between adjacent loaded teeth.*
- Soami, P. (2016). How to evaluate gear mesh stiffness in a multibody dynamics model. Retrieved from <https://www.comsol.com/blogs/how-to-evaluate-gear-mesh-stiffness-in-a-multibody-dynamics-model/>
- Tharmakulasingam, R. (2009). *Transmission error in spur gears: Static and dynamic. finite-element modeling and design optimization*
- Vázquez Hernández, C. F. (2015). *Diseño paramétrico del cuerpo de engranes rectos*

ANEXOS

Anexo – A (KISSsoft – Informe general)



KISSsoft Release 03/2018 D

Fundacion Tekniker, ES-Eibar

File

Name : FZG__C__CON_CORR

Changed by: svez on: 02.04.2019 at: 08:35:59

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Gear 1:

The specific sliding at the root [zeta_r] is less than -3.00.

2-> Calculation of scuffing:

The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TS 6336-21 has following limitations:

1.0 m/s <= v(=0.1 m/s) <= 50.0 m/s

CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Power (W)	[P]	418.879	
Speed (1/min)	[n]	20.0	13.3
Torque (Nm)	[T]	200.0	300.0
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 clockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Center distance (mm)	[a]	91.500	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	4.5000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	16	24
Facewidth (mm)	[b]	14.00	14.00
Hand of gear			Spur gear
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	5	5
Inner diameter (mm)	[di]	36.00	72.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness		HRC 59	HRC 59
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1000.00	1000.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	695.00	695.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.27	0.27
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	1.42	1.42
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	2.10	2.10
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	8.85	8.85

Gear reference profile 1 :			
Reference profile		1.25 / 0.30 / 1.0 ISO 53:1998 Profil B	
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhoFP*]		0.300 (rhoFPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
not topping			

Gear reference profile 2 :			
Reference profile		1.25 / 0.30 / 1.0 ISO 53:1998 Profil B	
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhoFP*]		0.300 (rhoFPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
not topping			

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.300	0.300
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief (μm)	[Ca]	2.0	2.0

Lubrication type: Oil bath lubrication
Type of oil: Oil: ISO-VG 220

Lubricant base		Mineral-oil base		
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)		[nu40]	220.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)		[nu100]	17.50	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)		[roOil]	0.895	
Oil temperature (°C)		[TS]	70.000	
			----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio		[itot]	-1.500	
Gear ratio		[u]	1.500	
Transverse module (mm)		[mt]	4.500	
Pressure angle at pitch circle (°)		[alfit]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)		[alfwt]	22.439	
		[alfwt.e/i]	22.465 /	22.412
Working pressure angle at normal section (°)		[alfwn]	22.439	
Helix angle at operating pitch circle (°)		[betaw]	0.000	
Base helix angle (°)		[betab]	0.000	
Reference center distance (mm)		[ad]	90.000	
Sum of profile shift coefficients		[Summexi]	0.3532	
Profile shift coefficient		[x]	0.1817	0.1715
Tooth thickness (Arc) (module) (module)		[sn*]	1.7031	1.6956
Tip alteration (mm)		[k*mn]	0.000	0.000
Reference diameter (mm)		[d]	72.000	108.000
Base diameter (mm)		[db]	67.658	101.487
Tip diameter (mm)		[da]	82.635	118.543
	(mm)	[da.e/i]	82.635 /	82.600
Tip diameter allowances (mm)		[Ada.e/i]	0.000 /	-0.035
Tip form diameter (mm)		[dFa]	82.635	118.543
	(mm)	[dFa.e/i]	82.635 /	82.600
Active tip diameter (mm)		[dNa]	82.635	118.543
Active tip diameter (mm)		[dNa.e/i]	82.635 /	82.600
Operating pitch diameter (mm)		[dw]	73.200	109.800
	(mm)	[dw.e/i]	73.214 /	73.186
Root diameter (mm)		[df]	62.385	98.293
Generating Profile shift coefficient		[xE.e/i]	0.1603/	0.1481
Manufactured root diameter with xE (mm)		[df.e/i]	62.193 /	62.083
Theoretical tip clearance (mm)		[c]	1.036	1.036
Effective tip clearance (mm)		[c.e/i]	1.222 /	1.114
Active root diameter (mm)		[dNf]	68.201	103.931
	(mm)	[dNf.e/i]	68.221 /	68.189
Root form diameter (mm)		[dFf]	67.679	102.414
	(mm)	[dFf.e/i]	67.668 /	67.663
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)		[cF.e/i]	0.279 /	0.261
Addendum (mm)		[ha=mn*(haP*+x+k)]	5.318	5.272
	(mm)	[ha.e/i]	5.318 /	5.300
Dedendum (mm)		[hf=mn*(hfP*-x)]	4.807	4.853
	(mm)	[hf.e/i]	4.904 /	4.958
Roll angle at dFa (°)		[xsi_dFa.e/i]	40.178 /	40.127
Roll angle to dNa (°)		[xsi_dNa.e/i]	40.178 /	40.127
Roll angle to dNf (°)		[xsi_dNf.e/i]	7.409 /	7.196
Roll angle at dFf (°)		[xsi_dFf.e/i]	0.971 /	0.699
Tooth height (mm)		[h]	10.125	10.125
Virtual gear no. of teeth		[zn]	16.000	24.000
Normal tooth thickness at tip circle (mm)		[san]	2.616	2.964
	(mm)	[san.e/i]	2.559 /	2.490
Normal tooth thickness on tip form circle (mm)		[sFan]	2.616	2.964
	(mm)	[sFan.e/i]	2.559 /	2.490

Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.000		
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000	0.000 /	0.000
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.034		0.034	
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.685		0.790	
Specific sliding at the root	[zetaf]	-3.755		-2.176	
Mean specific sliding	[zetam]		0.737		
Sliding factor on tip	[Kga]	0.444		0.441	
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.441		-0.444	
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		14.137		
Base pitch (mm)	[pbt]		13.285		
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		13.285		
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	19.428 (19.474 /	19.318)	
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	4.295(4.249/	4.374)	30.631(30.631/ 30.597)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	10.438(10.438/	10.407)	24.488(24.442/ 24.564)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	13.970(13.952/	13.988)	20.955(20.928/ 20.983)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	17.579(17.533/	17.659)	17.346(17.346/ 17.312)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	23.722(23.722/	23.692)	11.203(11.157/ 11.279)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]		34.925 (34.880 /	34.971)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	70.805(70.805/	70.787)	112.686(112.646/ 112.752)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	76.248(76.205/	76.321)	107.253(107.253/ 107.231)
Addendum contact ratio	[eps]	0.734(0.735/	0.730)	0.728(0.730/ 0.724)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		14.000		
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.462		
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]		1.466 /	1.460 /	1.454
Overlap ratio	[eps_b]		0.000		
Total contact ratio	[eps_g]		1.462		
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]		1.466 /	1.460 /	1.454

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	5555.6	
Axial force (N)	[Fa]	0.0	
Radial force (N)	[Fr]	2022.1	
Normal force (N)	[Fnorm]	5912.1	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	396.83	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	5464.5	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	
Radial force (N)	[Frw]	2256.6	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.08	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	0.08	
Running-in value (µm)	[yp]	0.5	
Running-in value (µm)	[yf]	0.6	
Correction factor	[CM]	0.800	
Gear blank factor	[CR]	1.000	
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	12.305	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]	16.573	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]	14.087	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.01144	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	22719	
Resonance ratio (-)	[N]	0.001	

Subcritical range			
Running-in value (μm)	[ya]		0.5
KHb calculated according to ISO 6336-1: 2006, Annex E (takes into account $K_A \cdot K_V$)			
Axis alignment (μm)	[$f_{\Sigma\beta} / f_{\Sigma\delta}$]		0.0/ 0.0
Torque (0: -, 1: <I, 2: <II, 3: <from shaft calculation)		0	0
(For intermediate results refer to file: KHbeta_calc12.tmp)			
Dynamic factor	[KV]		1.000
Face load factor - flank	[KHb]		1.000
- Tooth root	[KFb]		1.000
- Scuffing	[KBb]		1.000
Transverse load factor - flank	[KH α]		1.000
- Tooth root	[KF α]		1.000
- Scuffing	[KB α]		1.000
Helical load factor scuffing	[K β g]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	24.000	16.000

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Calculated with profile shift	[X]	0.1817	0.1715
Tooth form factor	[YF]	1.74	1.62
Stress correction factor	[YS]	1.90	1.98
Load application angle ($^\circ$)	[alfFn]	22.82	22.75
Bending moment arm (mm)	[hF]	5.14	5.38
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	8.84	9.38
Tooth root radius (mm)	[roF]	2.11	2.04

(hF* = 1.143/1.196 sFn* = 1.965/2.084 roF* = 0.469/0.454)

(den (mm) =

76.248/112.686 dsFn(mm) = 63.737/99.723 alfsFn($^\circ$) = 30.00/30.00 qs = 2.095/2.295)

Helix angle factor	[Ybet]		1.000
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	14.00	14.00
Nominal stress at tooth root (N/mm 2)	[sigF0]	292.19	283.39
Tooth root stress (N/mm 2)	[sigF]	365.35	354.34

Permissible bending stress at root of Test-gear

Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.996	0.998
Surface factor	[YRrelT]	1.009	1.009
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.959	0.967
	[YdreIT*YRrelT*YX*YNT]	0.964	0.974
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Yst*sigFlim (N/mm 2)	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm 2)	[sigFP=sigFG/SFmin]	592.21	598.23
Limit strength tooth root (N/mm 2)	[sigFG]	829.09	837.52
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.27	2.36

Transmittable power (W) [WRating] 678.98 707.20

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.342
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.920
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		14.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		1239.09
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1385.54
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.07	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	1482.82	1385.54
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.018	1.016
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.944	0.948
Roughness coefficient at NL	[ZR]	1.021	1.020
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.057	1.090
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.037	1.071
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1555.85	1606.55
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1555.85	1606.55
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.12	1.16
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.05	1.16
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	1.10	1.34
Transmittable power (W)	[WRating]	461.16	563.17

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2017

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]		1.000
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]		1.000
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWreIT]		1.000
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]		40.31
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]		14.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		496.172

Kbg =	1.000, wBt*Kbg = 496.172		
Angle factor ($\epsilon_1:0.734, \epsilon_2:0.728$)	[Xalfbet]	1.013	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.830	
Tooth mass temperature (°C) (theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm)	[theMi]	73.80	
Average flash temperature (°C)	[theflm]	8.09	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	348.80	
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma.A]=-0.693 [Gamma.E]=0.698	[Gamma]	-0.693	
Highest contact temp. (°C)	[theB]	87.21	
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\wedge}-.75^{\circ}\text{s}^{\wedge}.5^{\circ}\text{m}^{\wedge}-.5^{\circ}\text{mm}$)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.095	
Load sharing factor	[XGam]	0.333	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	41.90 (70.0 °C)	
Coefficient of friction	[mym]	0.127	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	16.200	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C) (theMC = theoil + XS*0.70*theflaint)	[theMC]	75.32	
Mean flash temperature (°C)	[theflaint]	7.60	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	360.78	
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\wedge}-.75^{\circ}\text{s}^{\wedge}.5^{\circ}\text{m}^{\wedge}-.5^{\circ}\text{mm}$)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.292	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.90 (70.0 °C)	
Mean coefficient of friction	[mym]	0.139	
Geometry factor	[XBE]	0.427	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.080	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	86.71	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.161	
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	17.399	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
		DIN 3967 cd25 DIN 3967 cd25	
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 / -0.110	-0.070 / -0.110
Number of teeth spanned	[k]	3.000	3.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	34.779	35.252
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	34.713 / 34.676	35.186 / 35.149
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 / -0.103	-0.066 / -0.103
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	76.035	107.407
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	8.300	7.995
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	9.000	8.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	43.848	60.404
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	43.783 / 43.746	60.328 / 60.285

Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	74.366	109.383
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	87.696	120.807
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	87.567 / 87.493	120.656 / 120.569
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	87.696	120.807
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	87.567 / 87.493	120.656 / 120.569
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	87.567 / 87.493	120.656 / 120.569
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	7.649	7.624
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	7.579 / 7.539	7.554 / 7.514
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	5.513	5.398
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	7.664	7.630
(mm)	[sn.e/i]	7.594 / 7.554	7.560 / 7.520
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	91.327	/ 91.227
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.173 /	-0.273
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	68.034	103.629
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.183	0.644
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.859	0.859
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.018 /	-0.018
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.014 /	-0.014
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.291 /	0.156
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.238 /	0.128
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.219 /	0.120
Angle of rotation on input with fixed output:			
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.3728/0.2002

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	5	5
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	6.50	6.50
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	6.10	6.10
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	10.00	11.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	7.50	7.50
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	6.00	6.00
Total profile deviation (µm)	[FaT]	9.50	9.50
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	5.50	5.50
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	5.50	5.50
Total helix deviation (µm)	[FbT]	7.50	7.50
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	19.00	19.00
Runout (µm)	[FrT]	16.00	16.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	35.00	35.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	15.00	15.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	31.00	31.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	15.00	15.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality)

		5)	
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]		7.50 (Fb= 7.50)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]		15.00

8. ADDITIONAL DATA

Mass (kg)	[m]	0.341	0.566
Total mass (kg)	[m]	0.907	
Moment of inertia (system with reference to the drive): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0002794	0.001198
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0008118	
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:			
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.222	
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[delcr]	0.052	
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.085	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	1.078	
Gear power loss (W)	[PVZ]	7.079	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	98.310	
Sound pressure level (according to Masuda, without contact analysis)	[dB(A)]	34.1	

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE, LOAD DISTRIBUTION

Could not be calculated.

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
Service life (calculated with required safeties):			
System service life (h)	[Hatt]	0.000	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	0	0
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	0	0
Damage calculated on the basis of the required service life [H] (20000.0 h)			
F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.0000	0.0000	0.0000
Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (0.0 h)			
F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.0000	0.0000	0.0000

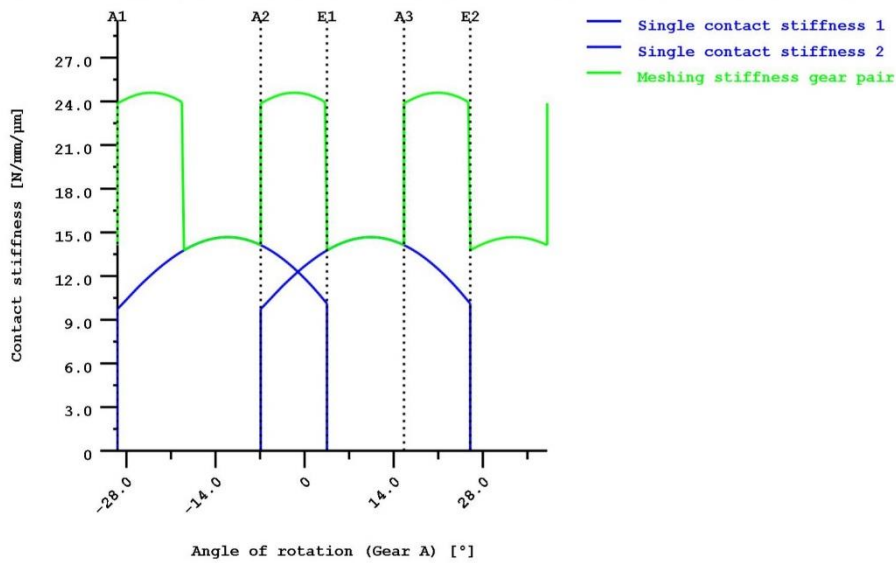
Load distribution (ISO6336-1, Annex E)

$K_{H\beta}$	w_m	w_l	w_{ll}	w_{max}	σ_{Hm}	σ_{Hl}	σ_{Hll}	σ_{Hmax}
(N/mm)	(N/mm)	(N/mm)	(N/mm)	(N/mm)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)
1.000	527.9	527.9	527.9	527.9	1385.5	1385.5	1385.5	1385.5

Index m, l, ll stand for: Middle of facewidth, Side l and Side ll

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRrelT and YX..

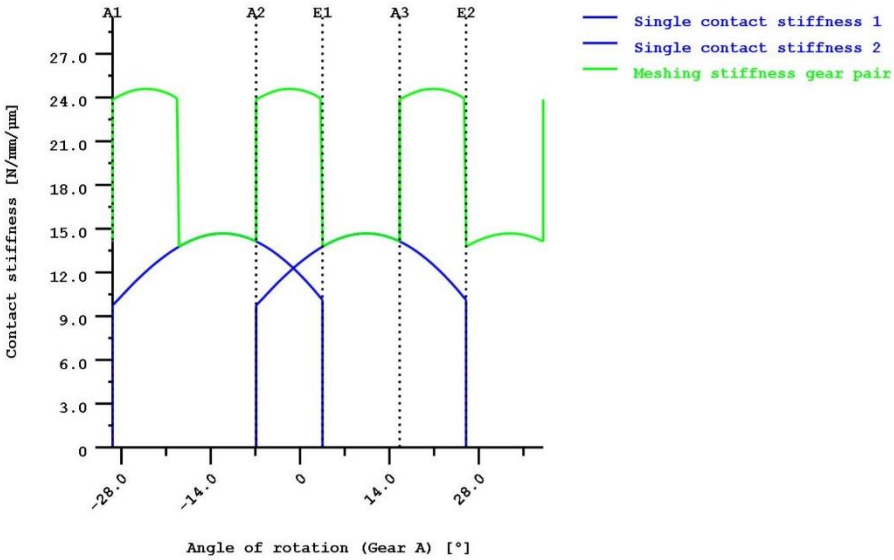


Calculate contact-stiffness from tooth-form

Contact stiffness [N/mm/μm]: mean= 18.95, σ = 4.99, min= 13.77, max= 24.59

As=-0.0900/-0.0900 da=82.635/118.543 a=91.500, eps.a=1.462

Figure: Theoretical contact stiffness Gear 1 - Gear 2



Calculate contact-stiffness from tooth-form
 Contact stiffness [N/mm/μm]: mean= 18.95, σ = 4.99, min= 13.77, max= 24.59
 $A_s = -0.0900 / -0.0900$ $d_a = 82.635 / 118.543$ $a = 91.500$, $\epsilon_p \cdot a = 1.462$

Figure: Theoretical contact stiffness Gear 1 - Gear 2

Anexo – B (KISSsoft – Contact Analysis)



KISSsoft Release 03/2018 D

Fundacion Tekniker, ES-Eibar

File

Name : FZG_C_CON_CORR

Changed by: svez on: 02.04.2019 at: 08:36:23

Contact Analysis

Meshing gear 1 - gear 2

Accuracy of calculation (slices) 21

Partial load for calculation $[w_t]$ 100.0000 (%)

Note: In order to obtain contact analysis results for scuffing, micropitting and tooth flank fracture according to ISO Method A (friction according to ISO), the following value would have to be set for w_t :

Partial load for the calculation according to method A in ISO

$[w_t]$ 125.0000

Working flank	Right tooth flank		
Center distance	[a]	91.5001	(mm)
Single pitch deviation	[f _{pt}]	0.0000	(μm)
Coefficient. of friction	[μ]	0.0000	
Proportional axis deviation error	[f _{Σβ-p}]	0.0000	(μm)
Proportional axis inclination error	[f _{Σδ-p}]	0.0000	(μm)
Torque	[T ₁]	200.0000	(Nm)
Speed	[n ₁]	20.0000	(1/min)

Torsion (0: -, 1: <I, 2: <II, 3: <from shaft calculation)

gear A:

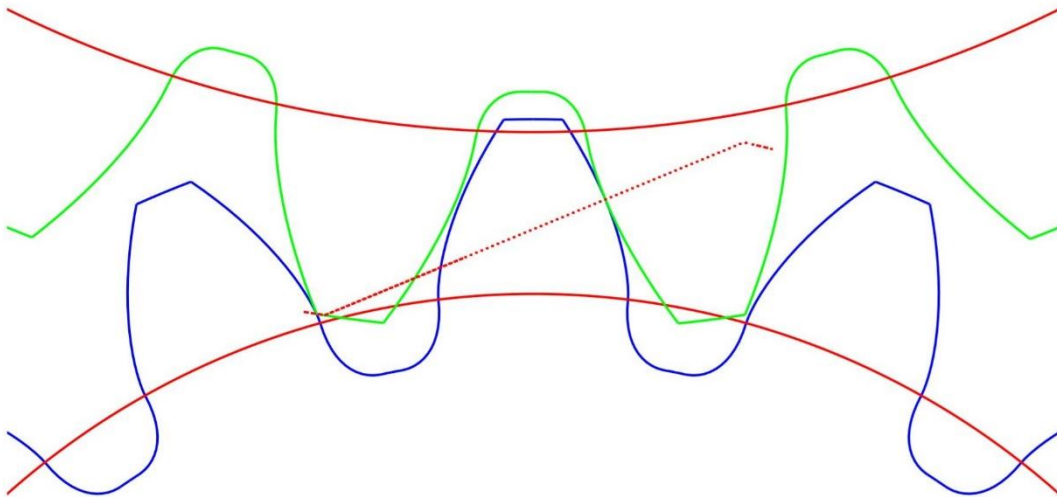
0, Rad B: 0

		min	max	Δ	μ	σ
Transmission error	(μm)	-37.5418	-21.7521	15.7896	-28.5988	7.0703
Excitation force	(N)	4411.9913	7898.1889	3486.1977	6299.7289	1586.3456
Tangents Stiffness curve	(N/μm)	157.3773	271.8140	114.4368	225.1696	52.7151
Secants stiffness curve	(N/μm)	157.3024	271.7660	114.4636	219.3551	51.7569
Line load	(N/mm)	22.6696	422.6154	399.9457	244.5134	94.8585
Torque Gear 1	(Nm)	199.8081	200.1917	0.3836	199.9926	0.0608
Torque Gear 2	(Nm)	295.9656	301.0181	5.0524	299.8065	0.7732
Power loss	(W)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Contact temperature	(°C)	71.6637	88.1239	16.4602	80.1996	4.0005
Thickness of lubrication film	(μm)	0.0103	0.0246	0.0143	0.0151	0.0025
Hertzian pressure	(N/mm ²)	1403.9092			1117.8667	
Tooth root stress gear 1	(N/mm ²)		292.1071		155.8895	
Tooth root stress gear 2	(N/mm ²)		283.8589		161.1004	
Safety against scuffing			0.0000			
Transverse contact ratio under load (max)	[ε _α]		1.5875			
Overlap ratio under load	[ε _β]		0.0000			
Total contact ratio under load (max)	[ε _γ]		1.5875			
Efficiency	[η]		100.0000			
Sound pressure level (according to Masuda)	[dB(A)]		30.0			

Amplitude spectrum of the transmission error

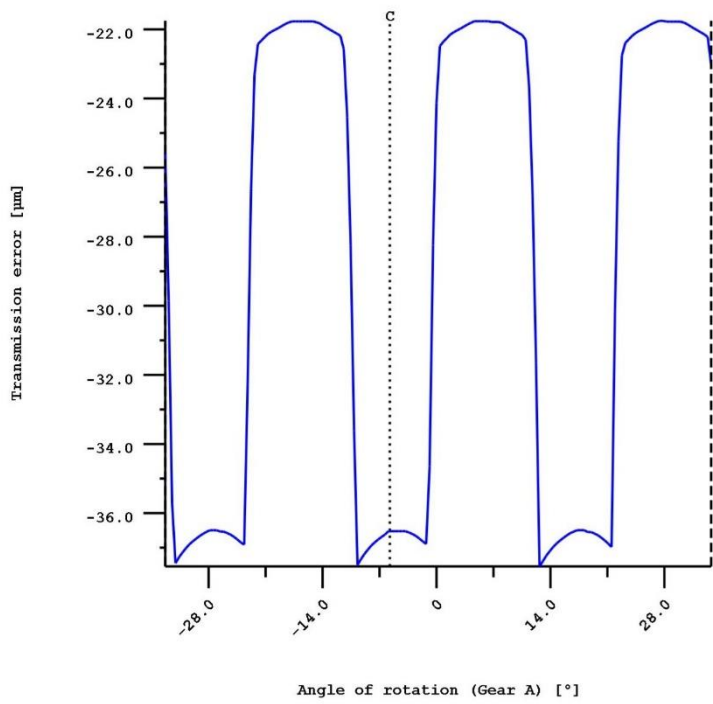
Harmonics	Amplitude (μm)
1	0.085
2	0.160
3	9.263

4	0.187
5	0.130
6	1.213
7	0.028
8	0.108
9	2.649
10	0.194



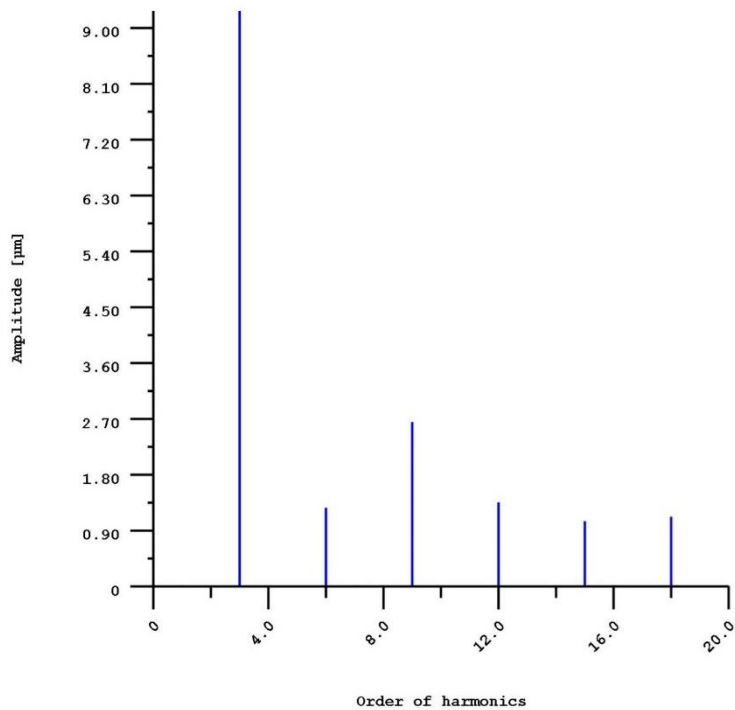
da1 = 82.6178 mm, df1 = 62.1380 mm, As1 = -0.0900 mm
da2 = 118.5260 mm, df2 = 98.0462 mm, As2 = -0.0900 mm

Figure: Meshing Gear 1 - Gear 2



wt = 100 %,
a = 91.500 mm,
fpt = 0.000 µm,
μ = 0
Working flank: Right flank

Figure: Transmission error

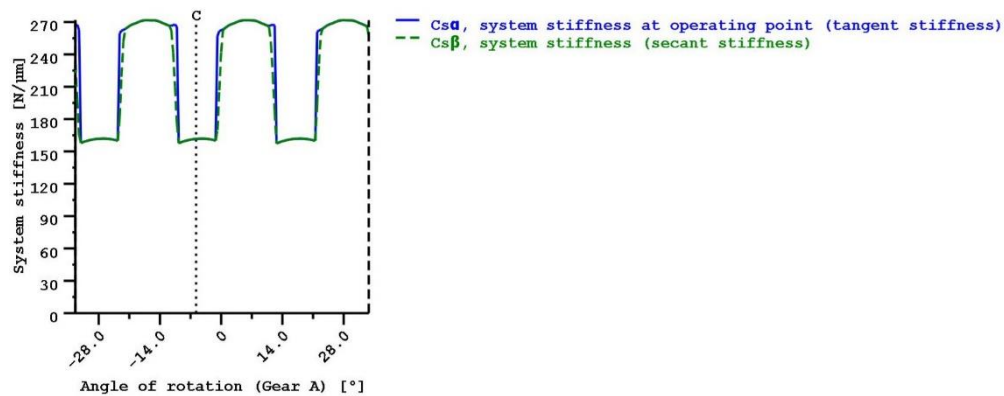


Order of harmonics Amplitude (µm) Relative value (%)

1	0.0165	100.00
2	0.0102	62.17
3	9.2656	56214.35
4	0.0023	13.89
5	0.0105	63.61
6	1.2689	7698.18
7	0.0167	101.33
8	0.0161	97.91
9	2.6498	16076.54
10	0.0127	76.95
11	0.0034	20.78
12	1.3572	8233.89
13	0.0097	59.08
14	0.0139	84.55
15	1.0514	6378.99
16	0.0206	124.83
17	0.0094	57.13
18	1.1241	6819.71
19	0.0048	28.99
20	0.0085	51.85

wt = 100 %,
a = 91.500 mm,
fpt = 0.000 μm ,
 $\mu = 0$
Working flank: Right flank

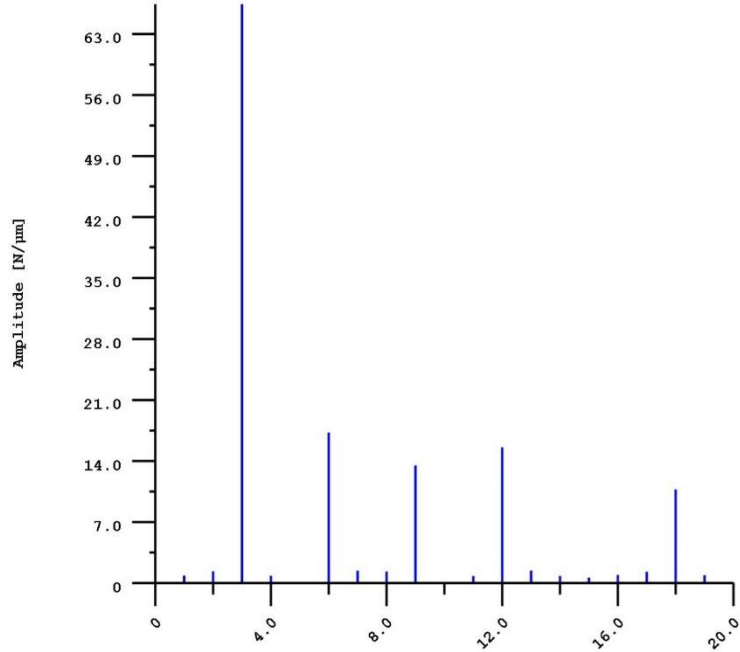
Figure: Amplitude spectrum of transmission error



wt = 100 %,
a = 91.500 mm,
fpt = 0.000 μm ,
 $\mu = 0$

Working flank: Right flank
 $Cs\alpha_{mean} = 224.9058058 \text{ N}/\mu\text{m}$
 $Cs\beta_{mean} = 219.196995 \text{ N}/\mu\text{m}$
 $Cs\alpha = C\gamma\alpha * b$
 $Cs\beta = C\gamma\beta * b$

Figure: Stiffness curve

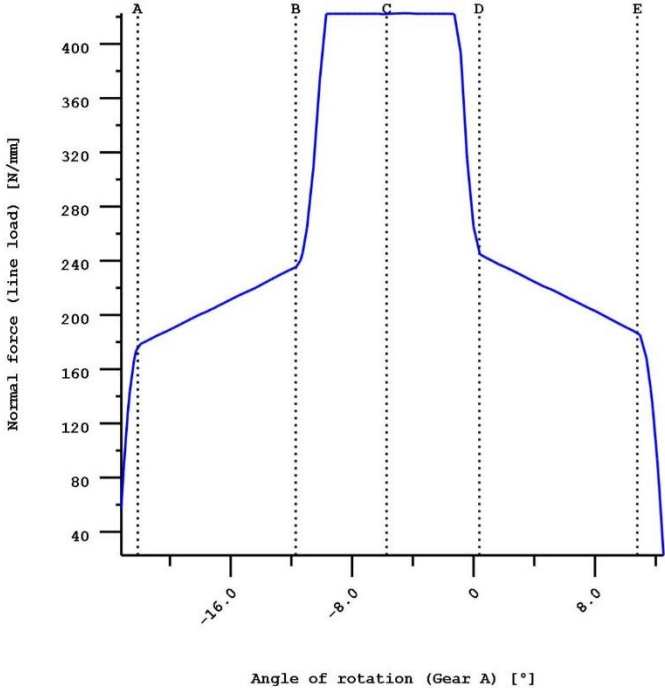


Order of harmonics	Amplitude (N/μm)	Relative value (%)
1	0.8603	100.00
2	1.3431	156.12
3	66.3451	7712.22
4	0.8381	97.42
5	0.0537	6.24
6	17.2659	2007.05
7	1.4188	164.92
8	1.3335	155.01
9	13.5044	1569.80
10	0.0695	8.08
11	0.8061	93.71
12	15.5685	1809.75
13	1.4321	166.48
14	0.8121	94.41
15	0.6266	72.84
16	0.9338	108.55
17	1.2908	150.05
18	10.7454	1249.09
19	0.9106	105.85
20	0.0632	7.35

wt = 100 %,
a = 91.500 mm,

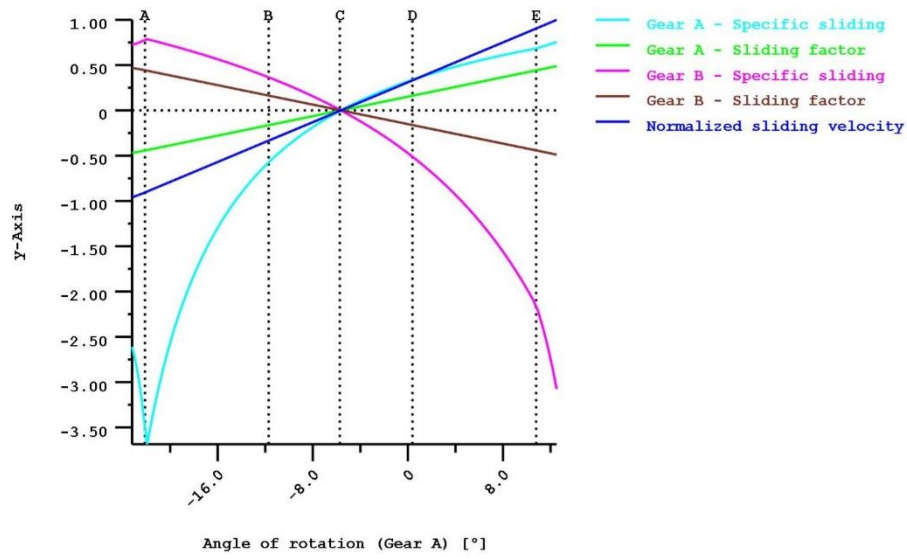
fpt = 0.000 μm ,
 $\mu = 0$
Working flank: Right flank

Figure: Amplitude spectrum of contact stiffness



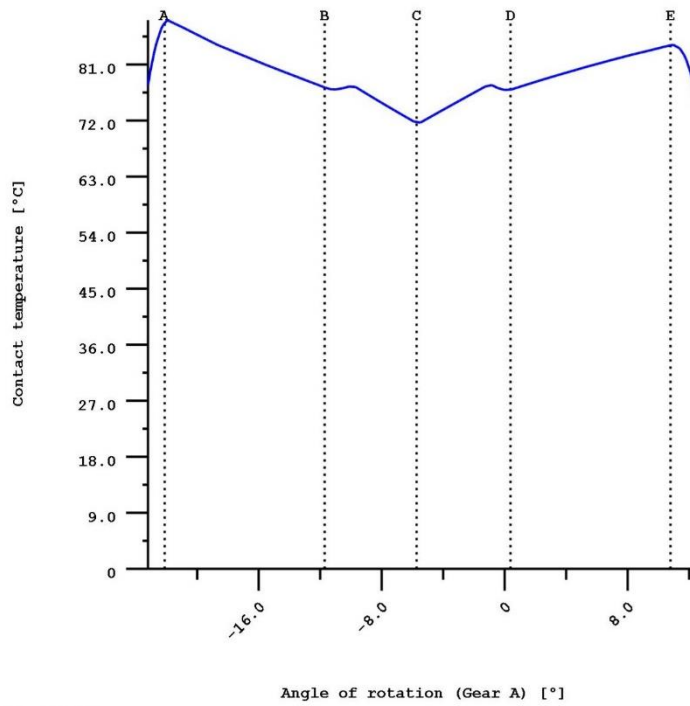
wt = 100 %,
a = 91.500 mm,
fpt = 0.000 μm ,
 $\mu = 0$
Working flank: Right flank

Figure: Normal force curve (Line load)



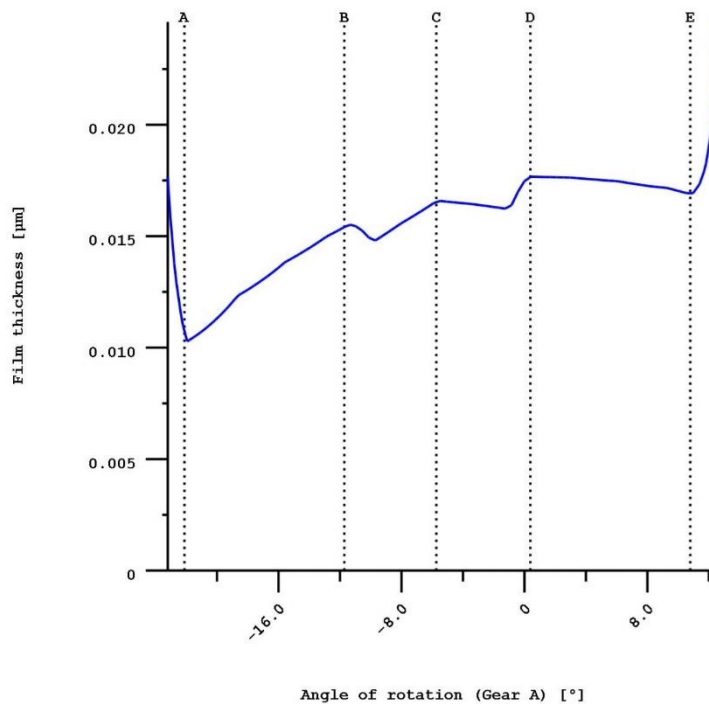
wt = 100 %,
a = 91.500 mm,
fpt = 0.000 μ m,
 μ = 0
Working flank: Right flank
Maximum sliding velocity: 0.037 m/s

Figure: Kinematics



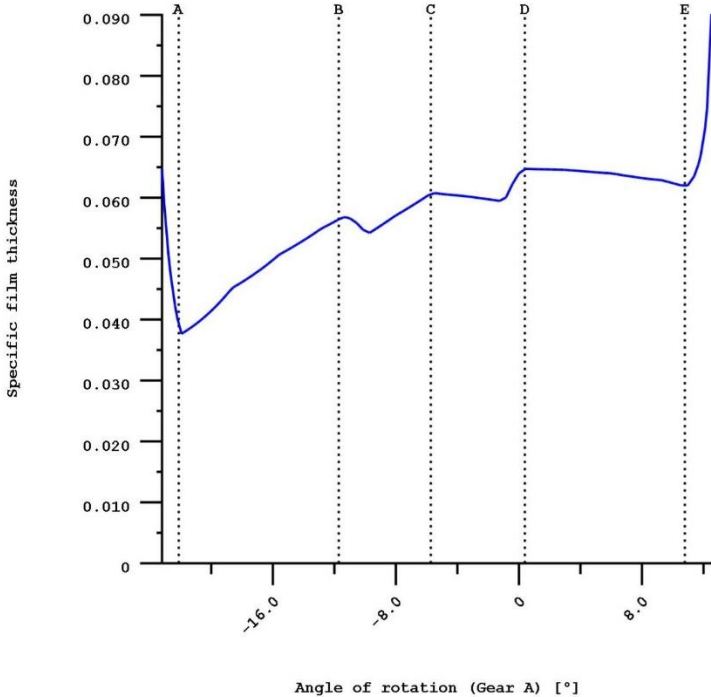
wt = 100 %,
a = 91.500 mm,
fpt = 0.000 μm,
μ = 0.141
theOil = 70.0 °C, theM = 71.5 °C, etaM = 39.46 mPa*s
Working flank: Right flank

Figure: Contact temperature



wt = 100 %,
 a = 91.500 mm,
 fpt = 0.000 μm ,
 $\mu = 0.141$
 theOil = 70.0 °C, theM = 71.5 °C, etaM = 39.46 mPa*s
 hMini(ISO) = 0.010 μm , Ra = 0.273 μm
 Working flank: Right flank

Figure: Lubricating film (ISO TR 15144)



wt = 100 %,
 a = 91.500 mm,
 fpt = 0.000 μm ,
 $\mu = 0.141$
 theOil = 70.0 °C, theM = 71.5 °C, etaM = 39.46 mPa*s
 hMini(ISO) = 0.010 μm , Ra = 0.273 μm , lamGFmin = 0.038
 Working flank: Right flank

Figure: Specific film thickness (ISO TR 15144)

Anexo – C (MITCalc)

? **Spur gearing, Helical gearing [mm/ISO]**

i Check lines: 10.0;	Pinion	Gear	
ii <input type="checkbox"/> Project information			

? **Input section**

1.0 **Options of basic input parameters**

1.1 Transferred power	Pw [kW]	0.419	0.415	
1.2 Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	20.00	13.3	[/min]
1.3 Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	200.01	297.15	[Nm]
1.4 Transmission ratio / from table	i	1.500		
1.5 Actual transmission ratio / deviation	i	1.500	0.00%	

2.0 **Options of material, loading conditions, operational and production parameters**

2.1 Material identification according standard :	ISO			
2.2 Material of the pinion :	16MnCr5			
2.3 Material of the gear :	16MnCr5			
2.4 Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous			
2.5 Loading of gearbox, driven machine - examples	B...Light shocks			
2.6 Type of gearing mounting	A. Double-sided symmetrically supported gearing - type 1			
2.7 Accuracy grade - ISO1328 Ra max v max	5.....(Ra max.= 0.4 / v max.= 35)			
2.8 Coefficient of one-off overloading	KAS	1.00		
2.9 Desired service life	Lh	20000		[h]
2.10 Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1.40	1.40	
2.11 Automatic design				

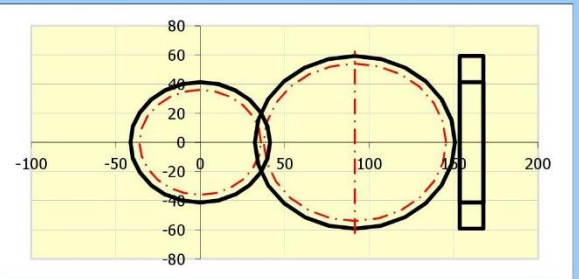
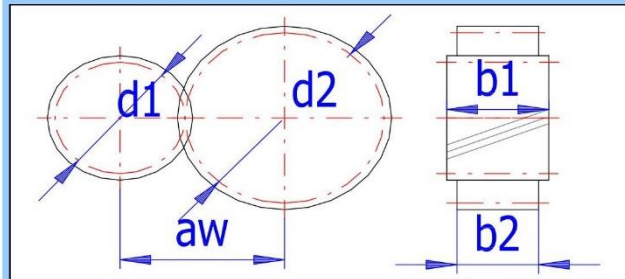
3.0 **Parameters of the cutting tool and tooth profile**

3.1 Standardized tool	3. ANSI B6.1 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.3, d0=0deg, anp=0, ca=0.35)			
3.2 Addendum of tool	ha0*	1.250	1.250	[modul]
3.3 Dedendum of tool	hf0*	1.000	1.000	[modul]
3.4 Fillet radius of tool	ra0*	0.300	0.300	[modul]
3.5 Root fillet radius of tool	rf0*	0.000	0.000	[modul]
3.6 Chamfer of root	cha*	0.000	0.000	[modul]
3.7 Chamfer of root	chb*	0.000	0.000	[modul]
3.8 Protuberance high	δ0*	0.000	0.000	[modul]
3.9 Protuberance angle	αnp	0.000	0.000	[°]
3.10 Min. unit head clearance	ca*min	0.2467	0.2467	[modul]
3.11 Unit head clearance	ca*	0.2467	0.2467	[modul]

4.0 **Design of a module and geometry of toothings**

4.1 Number of teeth Pinion / Gear	z	16	24	
-----------------------------------	---	----	----	--

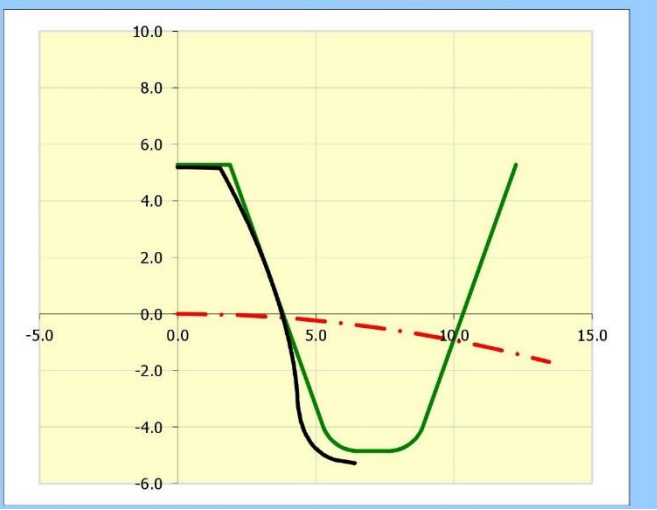
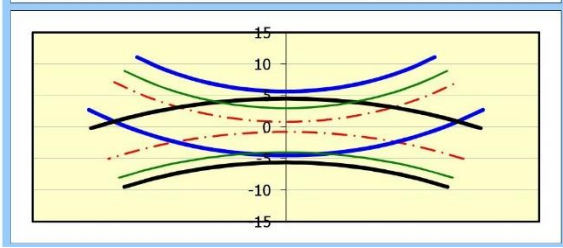
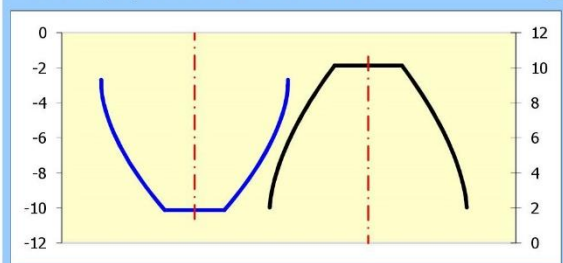
4.2 Normal pressure angle	α	20	[°]
4.3 Base helix angle	β	0	[°]
4.4 Setting of the ratio of the width of the pinion to its diameter			
4.5 The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0.60	< 1.6
4.6 Module / Standardized value	m_n [mm]	4.5	[mm]
4.7 Reference diameter Pinion / Gear	d_1/d_2	72.00	108.00
4.8 Recommended width of gearing		38.9 - 115.2	[mm]
4.9 Face width (Pinion / Gear)	b_1/b_2	14.00	14.00
4.10 Working face width	b_w	14	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.11 The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0.19	< 1.6
4.12 Working center distance	a_w	91.575	[mm]
4.13 Approximate weight of the gearing	m	1.472	[kg]
4.14 Minimum coefficient of safety	SH / SF	1.03	2.31



4.15 Normal backlash			
4.16 - Recommended min. max. value		0.057	0.230
4.17 - Selected normal backlash	j_n	0.0570	[mm]

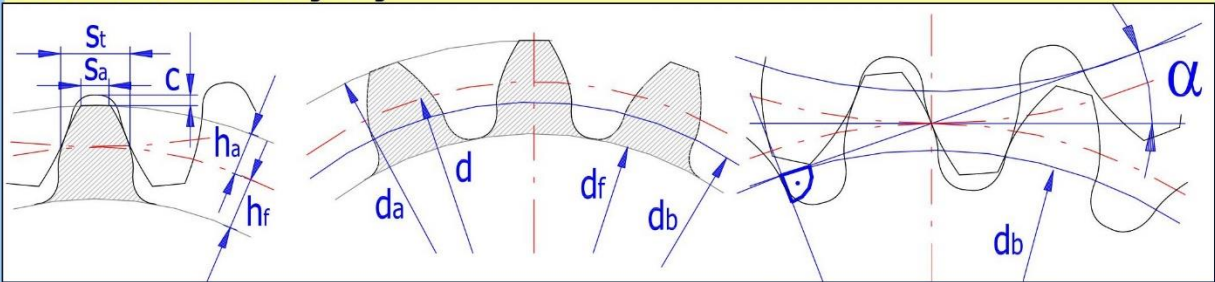
5.0 Correction of toothing (Addendum modification)

5.1 Types			
5.2 - Permissible undercutting of teeth (min. value)		-0.063	-0.375
5.3 - Preventing undercutting of teeth (min. value)		0.125	-0.250
5.4 - Prevents tapering of teeth (min. value)		0.465	0.000
5.5 Pinion addendum modification coefficient setting			$\Sigma = -0.438$
5.6 Addendum modification coefficient Pinion / Gear	x	0.1817	0.1715
5.7 Sum of addendum modification coefficients min. value	Σx	0.3532	> -0.819
5.8 Transverse / Total contact ratio	$\epsilon_a/\epsilon_\gamma$	1.4625	1.4625
5.9 Unit tooth thickness on the tip diameter	s_a^*	0.5814	0.6587
5.10 Specific sliding on tooth root	$\vartheta_{A1}/\vartheta_{E2}$	-3.7241	-2.1683
5.11 Specific sliding on tooth tip	$\vartheta_{E1}/\vartheta_{A2}$	0.6844	0.7883
5.12 Sum of all specific slidings	Sum ϑ	7.3651	
5.13 Safety coefficient for surface durability	SH	1.03	1.15
5.14 Safety coefficient for bending durability	SF	2.31	2.41
5.15 Display of tooth and tool turn for:	Gear		0 [°]



Results section

6.0 Basic dimensions of gearing



6.1 Number of teeth Pinion / Gear	z	16	24	
6.2 Face width (Pinion / Gear)	b	14	14	[mm]
6.3 Normal module	mn	4.5		[mm]
6.4 Transverse module	mt	4.5000		[mm]
6.5 Circular pitch	p	14.137		[mm]
6.6 Transverse circular pitch	pt	14.137		[mm]
6.7 Base circular pitch	ptb	13.285		[mm]
6.8 Center distance (pitch)	a	90.0000		[mm]
6.9 Center distance (production)	av	91.5894		[mm]
6.10 Center distance (working)	aw	91.5747		[mm]
6.11 Pressure angle	α	20.00		[°]
6.12 Transverse pressure angle	α_t	20.0000		[°]
6.13 Pressure angle at the pitch cylinder	α_{wn}	22.4389		[°]
6.14 Transverse pressure angle at the pitch cylinder	α_{wt}	22.4389		[°]
6.15 Helix angle	β	0.00		[°]
6.16 Base helix angle	β_b	0.0000		[°]
6.17 Tip diameter	da	82.6357	118.5439	[mm]
6.18 Reference diameter	d	72.0000	108.0000	[mm]
6.19 Base diameter	db	67.6579	101.4868	[mm]
6.20 Root diameter	df	62.3853	98.2935	[mm]
6.21 Operating pitch diameter	dw	73.2001	109.8001	[mm]
6.22 Addendum	ha	5.3178	5.2719	[mm]
6.23 Dedendum	hf	4.8074	4.8533	[mm]
6.24 Tooth thickness on the tip diameter	sna	2.6161	2.9642	[mm]
6.25 Tooth thickness on the tip diameter (transverse)	sta	2.6161	2.9642	[mm]
6.26 Tooth thickness on the pitch diameter	sn	7.6638	7.6304	[mm]
6.27 Tooth thickness on the pitch diameter (transverse)	st	7.6638	7.6304	[mm]
6.28 Tooth thickness on the root diameter	sb	7.5702	8.4096	[mm]
6.29 Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0.5814	0.6587	[modul]
6.30 Unit correction	dY	0.0033		[modul]
6.31 Total unit correction	x1+x2	0.3532		[modul]
6.32 Addendum modification coefficient	x	0.1817	0.1715	[modul]
6.33 Achieve the requested tip diameter with change the unit head clearance ca* [3.11]				
6.34 Unit head clearance	ca*	0.2467	0.2467	[modul]
6.35 Tip diameter can be varied from-to	da min/max	80.36/82.64	116.3/118.5	[mm]
6.36 Requested tip diameter	da req	124.000	298.000	

7.0 Supplemental parameters of gearing

8.0 Qualitative indices of gearing

9.0 Coefficients for safety calculation

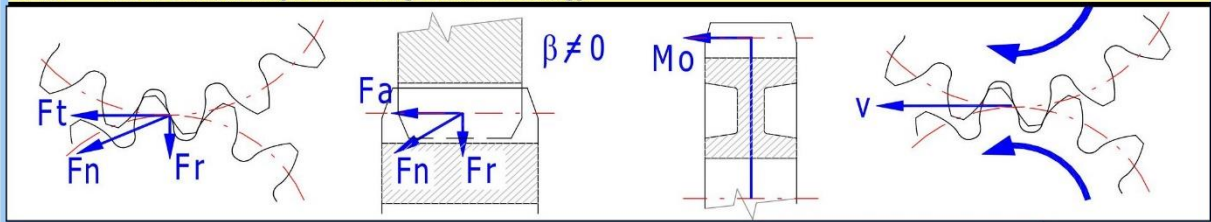
9.1 **Setting the parameters for calculation**

9.2 Dynamic factor KV (max. value)	KV _{max}	5.00	KV (B) ..2006
9.3 Face load factor contact stress KHbeta (max. value)	KH β _{max}	5.00	Calculation ISO6336-1(2006)
9.4 Reversals of the load (factor YA)			Without reversals (YA=1)
9.5 Calculation of "Work hardening factor ZW"			Automatic
9.6 Tooth profile modification (KHalfa, KHbeta)			Optimum profile modification
9.7 Oil type (ZL)			Mineral oil

9.8	Used / Recommended lubricant viscosity	v50	160	783	<input type="checkbox"/>	[mm ² /sec]
9.9	Tooth roughness (factor ZR)	Ra	0.4 [microm]	0.4 [microm]		[μm]
9.10	Roughness in the tooth root fillets (factor YR)	Ra	0.4 [microm]	0.4 [microm]		[μm]
9.11	Common for the gearing					
9.12	Theoretical single stiffness	c' _{th}	15.776			[N/(μm*mm)]
9.13	Stiffness of a tooth pair (single stiffness)	c'	13.420			[N/(μm*mm)]
9.14	Meshing stiffness per unit face width	c _{yz}	18.075			[N/(μm*mm)]
9.15	Application factor	KA	1.250			
9.16	Dynamic factor	KV	1.000			
9.17	Number of cycles	NK	2.40E+07	1.60E+07		
9.18	For pitting safety calculation					
9.19	Face load factor (contact stress)	K _{Hβ}	1.086			
9.20	Transverse load factor (contact stress)	K _{Hα}	1.000			
9.21	Total factor of additional loads	KH	1.358			
9.22	Elasticity factor	ZE	189.81			
9.23	Zone factor	ZH	2.342			
9.24	Helix angle factor	Z _β	1.000			
9.25	Contact ratio factor	Z _ε	0.920			
9.26	Work hardening factor	ZW	1.000	1.000		
9.27	Size factor	ZX	1.000	1.000		
9.28	Lubricant factor	ZL	1.035	1.035		
9.29	Peripheral speed factor	ZV	0.937	0.937		
9.30	Roughness factor affecting surface durability	ZR	1.013	1.013		
9.31	Life factor for contact stress	ZNT	1.076	1.121	n=∞; ZNT=0.85	
9.32	Single pair tooth contact factor	ZB/ZD	1.070	1.000		
9.33	For bending safety calculation					
9.34	Face load factor (root stress)	K _{Fβ}	1.059			
9.35	Transverse load factor (root stress)	K _{Fα}	1.000			
9.36	Total factor of additional loads	KF	1.324			
9.37	Helix angle factor	Y _β	1.000			
9.38	Rim thickness factor	YB	1.000	1.000		
9.39	Deep tooth factor	YDT	1.000	1.000		
9.40	Notch sensitivity factor	Y _δ	0.989	0.995		
9.41	Size factor	YX	1.000	1.000		
9.42	Tooth-root surface factor	YR	1.076	1.076		
9.43	Alternating load factor	YA	1.000			
9.44	Production technology factor	YT	1.000			
9.45	Life factor for bending stress	YNT	0.959	0.967	n=∞; YNT=0.85	
9.46	Stress correction factor	YST	2.000	2.000		
9.47	Form factor (bending)	YF	1.741	1.622		
9.48	Stress correction factor	YS	1.903	1.981		
9.49	Stress correction factor for gears with notches in fillets	YSg	2.122	2.319	<input type="checkbox"/>	
10.0 <input checked="" type="checkbox"/> Stress and safety coefficients						
10.1	Safety coefficient for surface durability	SH	1.03	1.15		
10.2	Safety coefficient for bending durability	SF	2.31	2.41		
10.3	Safety in contact in one-time overloading	SHst	0.52	0.56		
10.4	Safety in bending in one-time overloading	SFst	3.70	3.82		
10.5	Variability coefficient for calculation of probability of a failure	vH/vF	0.06	0.1		
10.6	Probability of a failure	P	<100			[%]
10.7	Nominal contact stress	SigmaH0	1228.92			[MPa]
10.8	Contact stress	SigmaH	1532.58	1432.05		[MPa]
10.9	Pitting stress limit	SigmaHG	1585.17	1650.77		[MPa]
10.10	Permissible contact stress	SigmaHP	1132.27	1179.12		[MPa]
10.11	Nominal tooth-root stress	SigmaF0	287.42	278.76		[MPa]
10.12	Tooth-root stress	SigmaF	380.50	369.04		[MPa]
10.13	Tooth-root stress limit	SigmaFG	878.06	890.12		[MPa]
10.14	Permissible bending stress	SigmaFP	627.19	635.80		[MPa]

11.0 Check dimensions of gearing, ISO 1328 system of accuracy

12.0 Force conditions (forces acting on the toothing)



12.1	Tangential force	Ft	5464.88	[N]	
12.2	Normal force	Fn	5912.53	[N]	
12.3	Axial force	Fa	0.00	[N]	
12.4	Radial force	Fr	2256.80	[N]	
12.5	Bending moment	Mo	0.00	0.00	[Nm]
12.6	Peripheral speed on the pitch diameter	v vmax	0.08	< 35	[m/s]
12.7	Tangential load per unit tooth width / Unit load	wt wt*	487.94	108.43	[N/mm MPa]

13.0 Parameters of the chosen material

13.1	Density	Ro	7870	7870	[kg/m ³]
13.2	Young's Modulus (Modulus of Elasticity)	E	206	206	[GPa]
13.3	Tensile Strength, Ultimate	Rm	1000	1000	[MPa]
13.4	Tensile Strength, Yield	Rp0.2	500	500	[MPa]
13.5	Poison's Ratio		0.3	0.3	
13.6	Contact Fatigue Limit	SHlim	1500	1500	[MPa]
13.7	Bending Fatigue Limit	SFlim	430	430	[MPa]
13.8	Tooth Hardness - Side	VHV	200	200	[HV]
13.9	Tooth Hardness - Core	JHV	200	200	[HV]
13.10	Base Number of Load Cycles in Contact	NHlim	5.00E+07	5.00E+07	
13.11	Wohler Curve Exponent for Contact	qH	10	10	
13.12	Base Number of Load Cycles in Bend	NFlim	3.00E+06	3.00E+06	
13.13	Wohler Curve Exponent for Bend	qF	6	6	
13.14	Abbreviation for material designation		V	V	

Additions section

14.0 Calculation of gearing for the given axis distance

15.0 Power, warming-up, gearbox surface

16.0 Preliminary design of shaft diameters (steel)

17.0 Approximate module calculation from the existing gear

18.0 Auxiliary calculations, calculation KHbeta, calculation YSg

19.0 Calculation of SHlim and SFlim based on ISO 6336-5, proposal of material properties

20.0 Graphical output, CAD systems