



Universidad
Carlos III de Madrid

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

ENGRANA

Aplicación Android para el cálculo de engranajes

Autor: **Álvaro Rafael Jiménez Abad**

Tutor: **Higinio Rubio Alonso**

Leganés, Junio de 2013

Título: ENGRANA. Aplicación Android para el cálculo de engranajes

Autor: Álvaro Rafael Jiménez Abad

Director: Higinio Rubio Alonso.

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL.

SECRETARIO.

PRESIDENTE.



Agradecimientos

En primer lugar quiero dar las gracias a mi familia por todo el apoyo recibido durante tantos años, en especial a mi mami; a mi novia, por su motivación, cariño y afecto. También quería dar las gracias a mi tutor, Higinio, por su tiempo e incansable dedicación.



Resumen

El presente proyecto consiste en el diseño e implementación de una aplicación para Smartphones con sistema operativo Android capaz de calcular parámetros de engranajes cilíndricos con el fin de ahorrar tiempo al ingeniero en su diseño.

Para ello se ha creado un modelo capaz de interpretar los datos y calcular ciertos parámetros determinados. Para ello se hará uso del “ECLIPSE”, programa de diseño asistido por ordenador para el desarrollo de aplicaciones Java.

Para comprobar el correcto funcionamiento y operatividad de la aplicación se ha realizado un conjunto de pruebas con resultado satisfactorio.

Para finalizar planteamos posibles mejoras y trabajos futuros para poder optimizar la aplicación en un futuro.





Abstract

This project involves the design and implementation of an application for smartphones with Android operating system capable of calculating parameters of cylindrical gears in order to save engineers time in its design.

For this, we have created a model capable of interpreting data and calculate certain parameters. This will make use of "ECLIPSE", a program of computer-aided design for the development of Java applications.

To check the proper functioning and operation of the application we have carried out a set of tests with satisfactory results.

Finally we propose possible improvements and future work to optimize the application in the future.



Übersicht

Dieses Projekt umfaßt die Planung und Implementierung einer Anwendung für Smartphones mit Android-Betriebssystem, die in der Lage die Berechnung von Zylindrischengetriebe Parameter ist, um zu retten Ingenieure Zeit in ihrem Design.

Dafür haben wir ein Modell, das in der Lage die Interpretation von Daten erstellt und bestimmte Parameter berechnen ist. Dies macht den Einsatz von "Eclipse", ein Programm von Computer Aided Design für die Entwicklung von Java-Anwendungen.

Um das ordnungsgemäße Funktionieren der Anwendung haben wir eine Reihe von Tests mit zufriedenstellenden Ergebnissen durchgeführt haben zu überprüfen.

Schließlich schlagen wir mögliche Verbesserungen und zukünftige Arbeit, um die Anwendung in der Zukunft zu optimieren.



Índice

CAPÍTULO 1.- MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.1	ÁMBITO Y MOTIVACIÓN	21
1.2	OBJETIVOS	25
1.3	ETAPAS DEL PROYECTO	26
1.4	ESTRUCTURA DEL PROYECTO FIN DE CARRERA	27

CAPÍTULO 2. TEORÍA DE ENGRANAJES

2.1	FUNCIÓN DE LOS ENGRANAJES Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	31
2.2	CLASIFICACIÓN DE LOS ENGRANAJES	32
2.2.1	ENGRANAJES CILÍNDRICOS	32
2.2.2	ENGRANAJES CÓNICOS	34
2.2.3	ENGRANAJES HIPERBÓLICOS	36
2.2.3.1	ENGRANAJES TORNILLO SINFIN Y CORONA	37
2.3	TEORÍA DE ENGRANE	38
2.3.1	ENGRANAJES CILINDRICO-RECTOS EXTERIORES	38
2.3.2	LEY DE ENGRANE	39
2.3.3	TAMAÑO DEL DIENTE: PASO Y MÓDULO	42
2.3.4	LÍNEA DE ENGRANE	43
2.3.5	LÍNEA DE ACCIÓN O EMPUJE Y ÁNGULO DE PRESIÓN	44
2.3.6	ZONA DE ENGRANE	44
2.3.7	DIMENSIONES DE UN ENGRANAJE RECTO	46
2.3.8	DIMENSIONES DE UN ENGRANAJE HELICOIDAL	48
2.3.9	PERFIL DEL DIENTE: CICLOIDAL Y EVOLVENTE	49
2.3.10	ECUACIONES PARAMÉTRICAS DE LA EVOLVENTE	51
2.3.11	DATOS INTRÍNSECOS DE UNA RUEDA CON PERFIL DE EVOLVENTE	52
2.3.12	ENGRANE ENTRE PERFILES DE EVOLVENTE	54
2.4	ESFUERZOS DE ENGRANAJES	57
2.4.1	ECUACIÓN DE FLEXIÓN DE LEWIS	57
2.4.2	EFFECTOS DINÁMICOS	59
2.4.3	DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE	61
2.4.4	ECUACIONES DE ESFUERZO AGMA	62
2.4.5	ECUACIONES DE RESISTENCIA AGMA	62

CAPÍTULO 3.- DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE DE LA APLICACIÓN

3.1	INTRODUCCIÓN	67
3.2	VENTAJAS DE LA UTILIZACIÓN DE ECLIPSE	68
3.3	HISTORIA DEL PROGRAMA ECLIPSE	69
3.3.1	VERSIONES DE ECLIPSE	70

3.4	PROGRAMACIÓN EN ECLIPSE	72
3.4.1	CREACIÓN DE UN PROYECTO	72
3.4.2	FUNCIONES ÚTILES	75
3.4.2.1	COMPILAR Y DETECTAR ERRORES	75
3.4.2.2	BUBLES	76
3.4.2.3	CONSULTAR LA DOCUMENTACIÓN	76
3.4.3	ARQUITECTURA DE LA PLATAFORMA DE ECLIPSE	77

CAPÍTULO 4.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y METODOLOGÍA

4.1	INTRODUCCIÓN	81
4.2	METODOLOGÍA DE ESTUDIO	81
4.3	IMPLEMENTACIÓN	85

CAPÍTULO 5.- DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN Y EJEMPLO PRÁCTICO

5.1	DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN	89
-----	------------------------------	----

CAPÍTULO 6.- JUEGO DE PRUEBAS

6.1	CÁLCULO CINEMÁTICO	127
6.1.1	RECTOS	127
6.1.2	HELICOIDALES	143
6.2	FLEXIÓN DE ENGRANAJES	146
6.3	ESFUERZOS SUPERFICIALES	150
6.4	CÁLCULO ENGRANAJES SEGÚN AGMA	151
6.4.1	ECS. ESFUERZO	151
6.4.2	ECS. RESISTENCIA	155

CAPÍTULO 7.- CONCLUSIONES DEL PROYECTO Y TRABAJOS FUTUROS

7.1	CONCLUSIONES	161
7.2	TRABAJOS FUTUROS	163

CAPÍTULO 8.- PRESUPUESTO

8.1	INTRODUCCIÓN	167
8.2	PRESUPUESTO GENERAL	168

CAPÍTULO 8.- BIBLIOGRAFÍA

9.1	BIBLIOGRAFIA	175
9.2	OTROS RECURSOS UTILIZADOS	175

Índice de Imágenes

1.1	Ejemplo de engranaje	22
1.2	Smartphone	23
2.1	Engranaje cilíndrico exterior	32
2.2	Engranaje cilíndrico interior	33
2.3	Rueda dentada cilíndrica recta	33
2.4	Rueda dentada cilíndrica helicoidal	33
2.5	Engranaje cónico con ángulo entre ejes menor de 90°	34
2.6	Engranaje cónico con ángulo entre ejes igual a 90°	34
2.7	Engranaje cónico con ángulo entre ejes mayor de 90° y rueda grande plana	35
2.8	Engranaje cónico con ángulo entre ejes mayor de 90° y rueda grande cónica interior	35
2.9	Engranaje helicoidal entre ejes que se cruzan	36
2.10	Tornillo sinfín y corona	36
2.11	Tornillo sinfín cilíndrico y corona glóbica	37
2.12	Tornillo sinfín glóbico y corona cilíndrica	37
2.13	Tornillo sinfín glóbico y corona glóbica	38
2.14	Axoides en un engranaje cilíndrico exterior	38
2.15	Ley de engrane, I debe ser fijo	40
2.16	Trazado de perfil conjugado por generación	41
2.17	Trazado de perfil conjugado por puntos en engranaje de perfil cicloidal	41
2.18	Trazado de un punto del perfil conjugado	42
2.19	Líneas de engrane de engranajes de perfil de diente cicloidal	43
2.20	Línea de acción o de empuje y ángulo de presión de perfil cicloidal	44
2.21	Dimensiones del diente de una rueda dentada	45
2.22	Zona de engrane entre dos ruedas dentadas	45
2.23	Zona de engrane entre rueda dentada y cremallera	46
2.24	Dimensiones de una rueda dentada normal	47
2.25	Perfil del diente cicloidal	49
2.26	Evolvente de círculo	50
2.27	Coordenadas polares de la evolvente	52
2.28	Datos intrínsecos de una rueda dentada con perfil de evolvente	53
2.29	Medida del paso base y del espesor base	54
2.30	Engrane entre perfiles de evolvente	55
2.31	Voladizo en sección transversal	57
3.1	Creación de un nuevo proyecto	72
3.2	Elección de java como lenguaje	73
3.3	Nombre del proyecto	74
3.4	Carpeta fuente del proyecto	74
3.5	Detección de errores	75
3.6	Creación de un bucle	76
3.7	Consulta de documentación	76
3.8	Arquitectura de la plataforma de eclipse	77

5.1	Pantalla de bienvenida	89
5.2	Menú principal	90
5.3	Introducción teórica general	91
5.4	Elección tipo de cálculo cinemático	92
5.5	Cálculo cinemático	93
5.6	Cálculo cinemático 2	94
5.7	Botón auxiliar Cálculo Cinemático: Rectos	95
5.8	Teoría Cálculo Cinemático: Rectos	96
5.9	Teoría Cálculo Cinemático: Rectos 2	97
5.10	Teoría Cálculo Cinemático: Helicoidal	98
5.11	Botón auxiliar Cálculo Cinemático: Helicoidales	99
5.12	Teoría Cálculo Cinemático: Helicoidal	100
5.13	Flexión de engranajes	101
5.14	Gráfica factor de forma y funciones botón auxiliar	102
5.15	Introducción teórica flexión de engranajes	103
5.16	Esfuerzos superficiales	104
5.17	Funciones botón auxiliar	105
5.18	Introducción teórica esfuerzos superficiales	106
5.19	Desplegable de "Cálculo engranajes según AGMA"	107
5.20	Ecs. Esfuerzo	108
5.21	Ecs. Esfuerzo y funciones botón auxiliar	109
5.22	Introducción teórica Ecs. Esfuerzo	110
5.23	Función oculta: Esfuerzo flexionante	111
5.24	Esfuerzo flexionante permisible para aceros completamente endurecidos	112
5.25	Esfuerzo flexionante permisible para acero nitrurado endurecido	113
5.26	Esfuerzo flexionante permisible para acero nitrurado	113
5.27	Ecs. Resistencia	114
5.28	Resistencia a fatiga por contacto para engranes de acero completamente endurecidos	115
5.29	Botón auxiliar Ecs. Resistencia	116
5.30	Introducción teórica Ecs. Resistencia	117
5.31	Pantalla de Información y ayuda sobre el programa	118
5.32	Manual del usuario	119
5.33	Manual del usuario (2)	120
5.34	Autores	121
5.35	Configuración	122
5.36	Calibración de la pantalla	123
6.1	Introducción datos caso 1	129
6.2	Resultados caso 1	130
6.3	Resultados caso 1 (2)	131
6.4	Introducción datos caso 2	133
6.5	Resultados caso 2	134
6.6	Resultados caso 2 (2)	135
6.7	Introducción datos caso 3	137
6.8	Resultados caso 3	138
6.9	Resultados caso 3 (2)	139



6.10	Introducción datos caso 4	141
6.11	Resultados caso 4	141
6.12	Resultados caso 4 (2)	143
6.13	Introducción datos helicoidales	145
6.14	Resultados helicoidales	146
6.15	Introducción datos flexión engranajes	148
6.16	Resultados flexión engranajes	149
6.17	Resultados esfuerzos superficiales	151
6.18	Introducción datos Ecs. Esfuerzo	153
6.19	Resultados Ecs. Esfuerzo	154
6.20	Introducción datos Ecs. Resistencia	156
6.21	Resultados Ecs. Resistencia	157



Índice de tablas

2.1	Valores del factor de forma de Lewis Y	59
3.1	Versiones del programa Eclipse	71
4.1	Ejemplo de tabla de comprobación de resultados en Excel	84



CAPÍTULO 1

MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO



1.1 ÁMBITO Y MOTIVACIÓN

Los engranajes y las transmisiones de engranajes están presentes en muchas de las máquinas que podemos encontrar a nuestro alrededor, además de ayudar a mover las ruedas y hélices de nuestros medios de transporte, ya sea por tierra, mar o aire.

Sin embargo, la tecnología asociada a los engranajes no es, en absoluto, una cuestión novedosa. Antes bien, para buscar su origen debemos remontarnos, por lo menos hasta a la Grecia de la antigüedad. Así, hasta hace no mucho, se decía que la primera referencia a los engranajes correspondía a Aristóteles, o a los discípulos de su escuela, y aparecía en el libro "*Problemas Mecánicos de Aristóteles*" (280 a.C.). Tal apreciación, sin embargo, es incorrecta ya que lo que contiene dicho libro es una referencia a un mecanismo constituido por ruedas de fricción. Para una referencia más acertada deberíamos trasladarnos hacia el año 250 a.C., cuando Arquímedes desarrolló un mecanismo de tornillo sin fin - engranaje, en sus diseños de máquinas de guerra.

Por otro lado, el mecanismo de engranajes más antiguo que se conserva es el mecanismo de Antikythera-descubierto en 1900 en la isla griega de ese nombre en un barco hundido-. El mecanismo, datado alrededor del año 87 a.C., resultó además ser extremadamente complejo (incluía trenes de engranajes epicicloidales) y podría tratarse de una especie de calendario solar y lunar.

Posteriormente, la tecnología de los engranajes apenas sufrió avances hasta llegar a los siglos XI-XIII con el florecimiento de la cultura del Islam y sus trabajos en astronomía. Asimismo, al poco tiempo, el desarrollo en Europa de sofisticados relojes (en muchos casos destinados a catedrales y abadías) hacia el siglo XIV impulsó también de forma importante esta tecnología.

Sería, sin embargo, un siglo más tarde (XV al XVII) cuando las teorías de engrane y las matemáticas de los perfiles de los dientes de los engranajes -los perfiles cicloides (Desargues) y los perfiles de evolvente (La Hire)- comienzan a ser establecidas. Y es con la revolución industrial (mediados del XIX) cuando la ciencia de los engranajes alcanza su máximo esplendor. A partir de este momento, la aparición de nuevos inventos conlleva el desarrollo de nuevas aplicaciones para los engranajes, y con la llegada del automóvil -por ejemplo- la preocupación por una mayor precisión y suavidad en su funcionamiento se hace prioritaria.



Imagen 1.1 Ejemplo de engranaje

Ya en nuestros días, los métodos de desarrollo de mecanismos constituidos por engranajes han avanzado de forma considerable. Así, por ejemplo, nos podemos encontrar con aplicaciones aéreas en las que se utilizan engranajes de materiales ligeros, sometidos a condiciones de gran velocidad y que a su vez deben soportar una carga importante. Al mismo tiempo, por poner un ejemplo, las técnicas de análisis estructural basadas en la aplicación del MEF permiten resolver los problemas de tensiones y esfuerzos dinámicos, así como el cálculo de las frecuencias de resonancia para este tipo de engranajes.

A nivel didáctico no caben dudas de que los engranajes, son una obra maestra de la ingeniería y que son de obligado estudio en carreras técnicas. Con el deseo de hacer una herramienta de cálculo de la materia, así como simplificar en muchos casos la ardua tarea que conlleva su cálculo, se pensó el realizar una herramienta para terminales móviles con sistema operativo android que ayudase al profesional en el cálculo de datos técnicos para el diseño de sistemas de engranajes. Por ello se inició este Proyecto Fin de Carrera con el fin de crear una herramienta que ayudase al profesional optimizando su tiempo de trabajo y evitando posibles errores de cálculo.

Por otro lado, un teléfono inteligente, también denominado teléfono táctil (*Smartphone* en inglés) es un teléfono móvil construido sobre una plataforma informática móvil, con una mayor capacidad de almacenar datos y realizar actividades semejantes a un mini ordenador y conectividad que un teléfono móvil convencional. El término «inteligente» hace referencia a la capacidad de usarse como un ordenador de bolsillo, llegando incluso a remplazar a un ordenador personal en algunos casos.

Los teléfonos con pantallas táctiles son los llamados "teléfonos inteligentes", permitiendo al usuario conectarse con su correo electrónico, instalar programas adicionales, aplicaciones...



Imagen 1.2 Smartphone

Entre otras características comunes está la función multitarea, el acceso a internet vía WiFi o red 3G, función multimedia (cámara y reproductor de videos/mp3), a los programas de agenda, administración de contactos, acelerómetros, GPS y algunos programas de navegación así como ocasionalmente la habilidad de leer documentos de negocios en variedad de formatos como PDF y Microsoft Office.

Según datos del tercer trimestre del 2012 en cuanto a uso de sistemas operativos móviles en teléfonos inteligentes en todo el mundo, estos fueron los resultados:

- Android 72,4 %
- iOS 13,9 %
- BlackBerry OS 5,3 %
- Symbian OS 2,6 %
- Windows Phone 2,4 %
- Bada 3,0 %
- Otros 0,4 %

Las aplicaciones para terminales móviles son pequeños programas que instalados en los Smartphones con fines lúdicos, de organización, cálculo... Lo que sin duda podemos apreciar la importancia de esta nueva forma de comunicación en el ámbito actual.

El fin de estas aplicaciones en el ámbito de la ingeniería es la de proporcionarnos herramientas fáciles y accesibles en cualquier circunstancia para



poder realizar una primera aproximación a lo que queremos estudiar. Sin duda alguna si queremos profundizar y apoyarnos en un cálculo más exacto emplearíamos las versiones más completas disponibles para ordenadores.

1.2 OBJETIVOS

El presente Proyecto Fin de Carrera tiene como objetivo principal la realización de una aplicación para Smartphones con soporte Android que sirva de apoyo para los profesionales en el momento del cálculo de ciertos parámetros sobre los engranajes.

El diseño de aplicaciones para Smartphones y tabletas en el campo de la ingeniería es un proyecto ambicioso y con un futuro muy próspero a corto y medio plazo, y siendo mucho mayor su cobertura al haber seleccionado el sistema operativo más extendido en Smartphones.

Asociados al objeto principal de este proyecto, se encuentran una serie de objetivos secundarios importantes que se detallan a continuación:

- Recopilación de información de cómo desarrollar y crear aplicaciones Android.
- Realización de un manual de uso del software Eclipse.
- Creación de un modelo capaz de calcular características de engranajes, adaptable a un entorno programable.
- Implementación de modelos matemáticos de sistemas mecánicos en una aplicación en el software Eclipse.
- Diseño de una aplicación de elevado nivel técnico pero amigable y de manejo sencillo.
- Realización de ejemplos prácticos (para varios casos posibles) que verifiquen la correcta operatividad de la aplicación creada.

Referente a los medios empleados para la realización de este proyecto Fin de Carrera se emplearán el programa Eclipse, para el desarrollo de nuestra aplicación en Android, siendo Eclipse un entorno de desarrollo integrado de código abierto multiplataforma. Se empleará el software de cálculo Excel para hacer un juego de pruebas para valorar la correcta operatividad de la aplicación.

1.3 ETAPAS DEL PROYECTO

La realización de un proyecto de ingeniería genérico obliga a definir unas fases de desarrollo para la consecución del objetivo perseguido. Los proyectos de innovación proporcionan un mayor abanico de posibilidades a la hora de llevarlos a cabo, puesto que no se establece ninguna restricción previa para cumplir los objetivos del proyecto. La primera parte de un proyecto es de diseño, siendo esta realizada libremente, mientras que la segunda parte y principal se basa en datos e interpretaciones donde habrá que realizar comparaciones y sacar conclusiones.

Para la consecución del objetivo se abordaron las siguientes fases:

1. Etapa I: *Estudios previos.*

En esta etapa se plantean los objetivos, motivaciones y necesidades que la aplicación debe cumplir. Se realiza un diseño conceptual y sobre él se hacen los estudios de viabilidad funcional.

2. Etapa II: *Diseño y simulación.*

En la segunda etapa se modela el diseño de la aplicación para la simulación y obtención de datos. Después los datos serán analizados y se valorará si hay que realizar modificaciones sobre el modelo preliminar de la aplicación.

3. Etapa III: *Implementación final.*

En el caso de que los resultados del modelo sean satisfactorios y cumplan con los objetivos establecidos anteriormente, se procederá a implementar el diseño final, el cual será sometido a las pruebas oportunas que se determinen con el fin de comprobar su correcto funcionamiento y validez.

1.4. ESTRUCTURA DEL PROYECTO

A continuación se mostrará cómo se ha estructurado todo el documento para que se pueda tener una visión más amplia del mismo:

- **Capítulo 1- Motivación y Objetivos del Proyecto.**

En este primer capítulo, se exponen las motivaciones y los objetivos del Proyecto, se explican las distintas fases que se han llevado a cabo para la consecución del mismo y, por último, la estructura de la memoria con los temas desarrollados en cada capítulo.

- **Capítulo 2- Teoría de Engranajes.**

Este capítulo será de desarrollo meramente teórico, en él se dará una definición a lo que es un engranaje y los tipos que podemos encontrar.

- **Capítulo 3- Descripción del Software Eclipse.**

En este capítulo se hará una descripción del software empleado para la realización de la aplicación.

- **Capítulo 4- Planteamiento del problema y Metodología**

En este capítulo se mostrarán las pautas a seguir para la creación de nuestra aplicación. Se describe el proceso mediante el cual ***Engrana*** queda definido al igual que muestra cada una de las pantallas de las que se compone y su funcionamiento.

- **Capítulo 5- Descripción de la aplicación.**

En el capítulo 5 se describe cada pantalla de la aplicación, sus características y funcionamientos.

- **Capítulo 6- Juego de pruebas**

En el capítulo 6 se realiza un ejercicio práctico y se reflejan los resultados obtenidos de la aplicación ante la simulación realizada de la utilización de dicha aplicación.

- **Capítulo 7- Conclusiones del proyecto y trabajos futuros**

En este capítulo se obtienen las conclusiones a las que se ha llegado tras la realización del Proyecto Fin de Carrera y se proponen trabajos futuros relacionados con la evolución de la aplicación.

- **Capítulo 8- Presupuesto**

Se muestra una estimación de los costes de realización de la aplicación.

- **Capítulo 9- Bibliografía**

En el capítulo de bibliografía se exponen y enumeran los principales documentos bibliográficos y electrónicos consultados durante la realización del presente proyecto.



CAPÍTULO 2

TEORÍA SOBRE ENGRANAJES



2.1 FUNCIÓN DE LOS ENGRANAJES Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

El objetivo de los engranajes es transmitir una rotación entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante. Así, se habla de "Par de Engranajes, Ruedas Dentadas o Engrane" para referirse al acoplamiento que se utiliza para transmitir potencia mecánica entre dos ejes mediante contacto directo entre dos cuerpos sólidos unidos rígidamente a cada uno de los ejes.

La "Relación de Transmisión" es el cociente entre la velocidad angular de salida ω_2 (velocidad de la rueda conducida) y la de entrada ω_1 (velocidad de la rueda conductora): $\mu = \omega_2 / \omega_1$.

Dicha relación puede tener signo positivo -si los ejes giran en el mismo sentido- o negativo -si los giros son de sentido contrario-. Del mismo modo, si la relación de transmisión es mayor que 1 ($\mu > 1$) se hablará de un mecanismo multiplicador, y si es menor que 1 ($\mu < 1$) -que suele resultar lo más habitual- de un mecanismo reductor, o simplemente de un reductor.

Por otro lado, este objetivo de transmitir una rotación entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante se puede conseguir también mediante otros dispositivos como correas, cadenas, ruedas de fricción, levas o mecanismos de barras articuladas, pero todos ellos tienen sus limitaciones:

- Las correas, cadenas, ruedas de fricción y levas no pueden transmitir grandes potencias.
- Los mecanismos de barras articuladas son aplicables solo en casos concretos.

Por el contrario, los engranajes presentan toda una serie de ventajas:

- Son relativamente sencillos de construir.
- Pueden transmitir grandes potencias.
- Están universalmente aceptados, de tal modo que, además, su diseño está normalizado.
- Permiten obtener soluciones variadísimas y adaptarse, por tanto, a cualquier tipo de problema de transmisión de rotación -con relación constante- entre ejes.

Todo ello da lugar a que los engranajes sea el elemento de máquinas más utilizado: cajas de velocidades, reductores, diferenciales, cadenas de transmisión,...

2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS ENGRANAJES

Los engranajes se pueden clasificar en función de la posición relativa de los ejes entre los que se transmite el movimiento, clasificándose en los tipos siguientes:

- Engranajes cilíndricos, cuando transmiten el movimiento entre ejes paralelos.
- Engranajes cónicos, transmiten el movimiento entre ejes que se cortan.
- Engranajes hiperbólicos, transmiten el movimiento entre ejes que se cruzan.

El nombre lo reciben de la forma geométrica de los axoides relativos a las ruedas dentadas que forman el engranaje. En los cilíndricos los axoides son cilindros, en los cónicos son conos y en los hiperbólicos, los axoides son hiperboloides de revolución.

2.2.1 ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Los engranajes cilíndricos pueden ser:

- Exteriores, cuando las dos ruedas tienen dentado exterior (imagen 2.1).
- Interiores, cuando la rueda mayor tiene dentado interior (imagen 2.2).

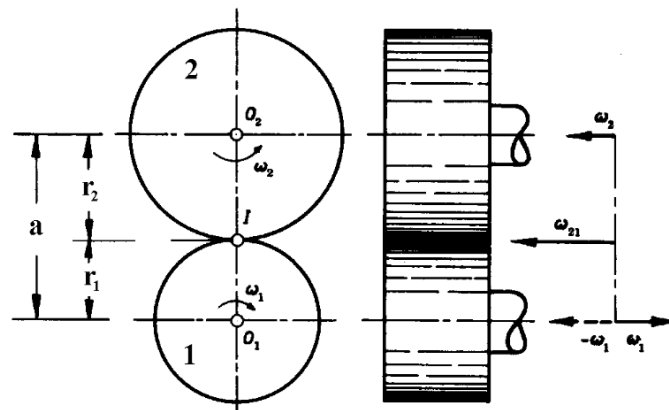


Imagen 2.1 Engranaje cilíndrico exterior

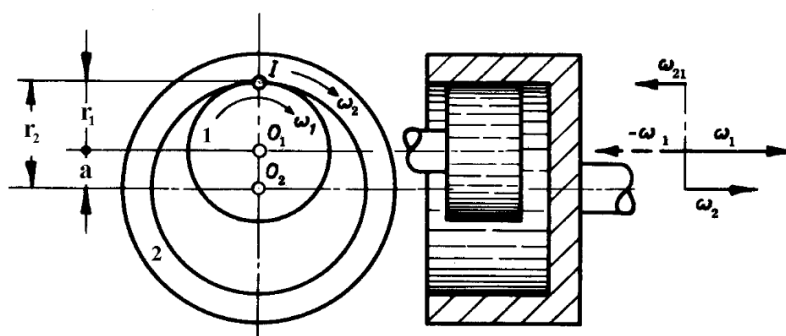


Imagen 2.2 Engranaje cilíndrico interior

Otra clasificación de los engranajes cilíndricos, teniendo en cuenta la forma del diente, es la siguiente:

- Rectos, cuando los dientes son paralelos a las generatrices de los cilindros axoides (imagen 2.3).
- Helicoidales, cuando los dientes forman una hélice sobre el cilindro axoide. En este tipo de engranajes, el valor del ángulo de la hélice sobre el cilindro axoide debe ser el mismo en las dos ruedas, pero en una a derechas y otra a izquierdas (imagen 2.4).

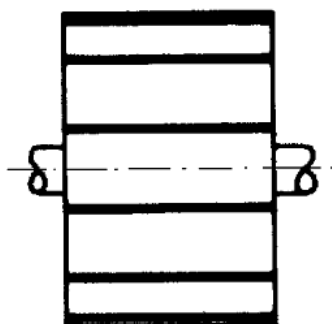


Imagen 2.3 Rueda dentada cilíndrica recta

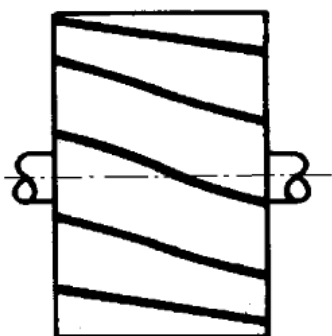


Imagen 2.4 Rueda dentada cilíndrica helicoidal

2.2.2 ENGRANAJES CÓNICOS

En los engranajes cónicos, el ángulo formado por los ejes puede ser:

- Menor de 90° (imagen 2.5).
- Igual a 90° (imagen 2.6).
- Mayor de 90° , siendo el axoide de la rueda mayor un plano (imagen 2.7).
- Mayor de 90° , con el axoide de la rueda mayor un cono interior (imagen 2.8).

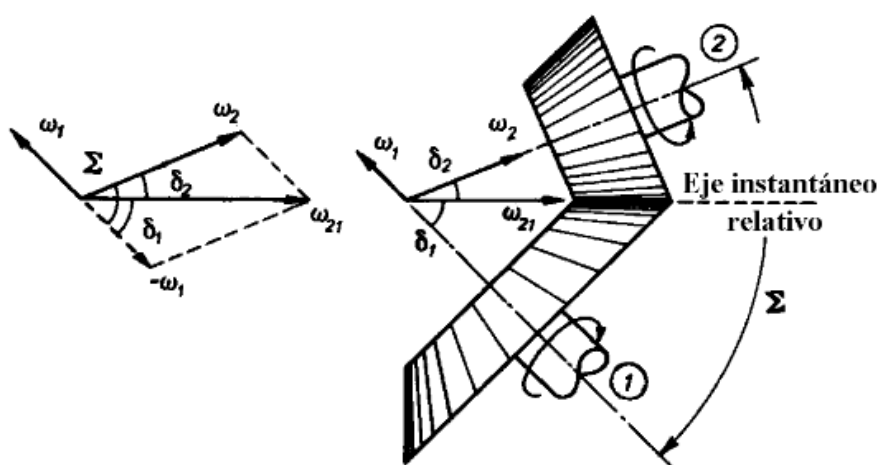


Imagen 2.5 Engranaje cónico con ángulo entre ejes menor de 90°

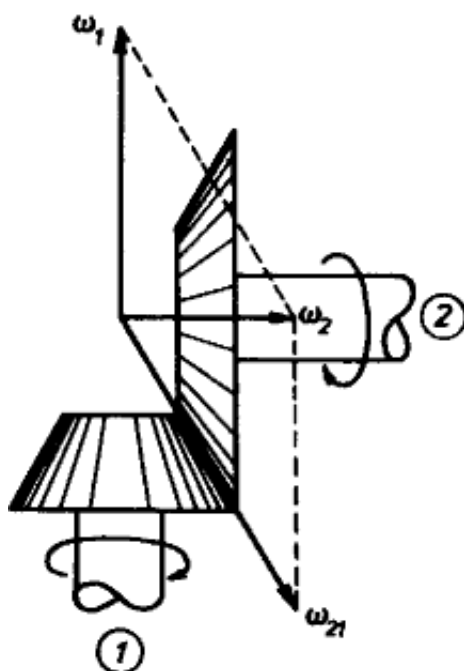


Imagen 2.6 Engranaje cónico con ángulo entre ejes igual a 90°

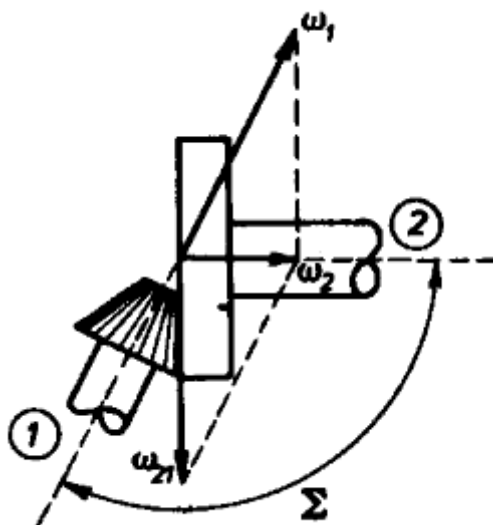


Imagen 2.7 Engranaje cónico con ángulo entre ejes mayor de 90° y rueda grande plana

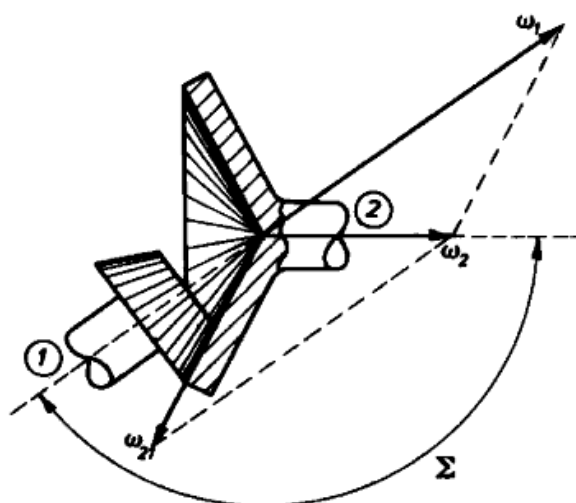


Imagen 2.8 Engranaje cónico con ángulo entre ejes mayor de 90° y rueda grande cónica interior

De la clasificación de los engranajes cónicos se aprecia que éstos pueden abarcar toda la gama de ángulos entre ejes desde 0° hasta 180° , es decir, desde los engranajes cilíndricos exteriores hasta los cilíndricos interiores. Por lo tanto, los engranajes cilíndricos exteriores e interiores se pueden considerar los extremos de la gama posible de engranajes cónicos.

2.2.3 ENGRANAJES HIPERBÓLICOS

Los engranajes hiperbólicos más comunes son:

- Ruedas cilíndricas helicoidales montadas sobre ejes que se cruzan. En este caso, los ángulos de las hélices sobre los cilindros axoides pueden tomar cualquier valor e incluso pueden tener el mismo valor pero ser los dos a derechas o los dos a izquierdas (imagen 2.9).

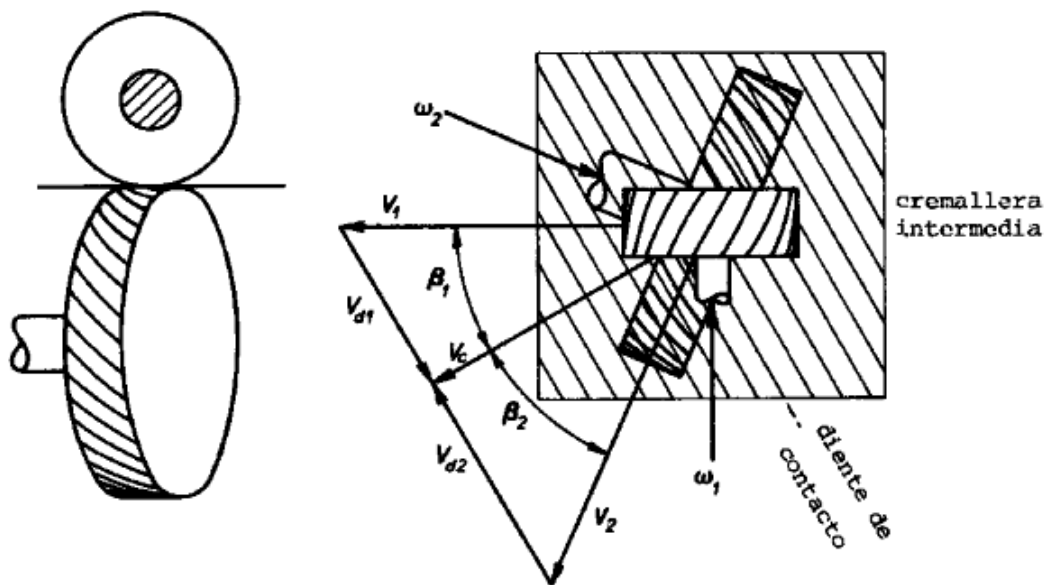


Imagen 2.9 Engranaje helicoidal entre ejes que se cruzan

- Cuando una de las dos ruedas del párrafo anterior tiene pocos dientes (1, 2, 3 ó 4) se les llama tornillo sinfín y corona por la similitud de apariencia de la rueda de pocos dientes con un tornillo (imagen 2.10).

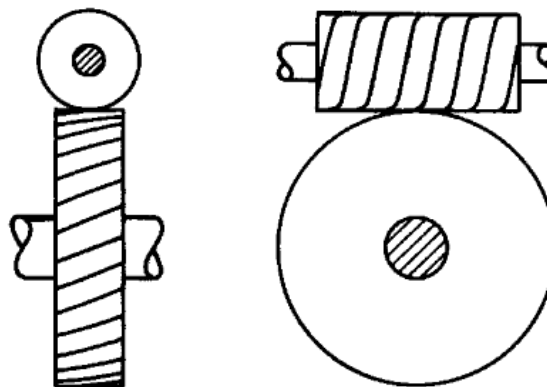


Imagen 2.10 Tornillo sinfín y corona

2.2.3.1 ENGRANAJES TORNILLO SINFIN Y CORONA

Los engranajes de tornillo sinfín y corona, atendiendo a la forma del tornillo y de la corona se pueden clasificar como:

- Tornillo sinfín y corona cilíndricos (imagen 2.10).
- Tornillo sinfín cilíndrico y corona glóbica (imagen 2.11).

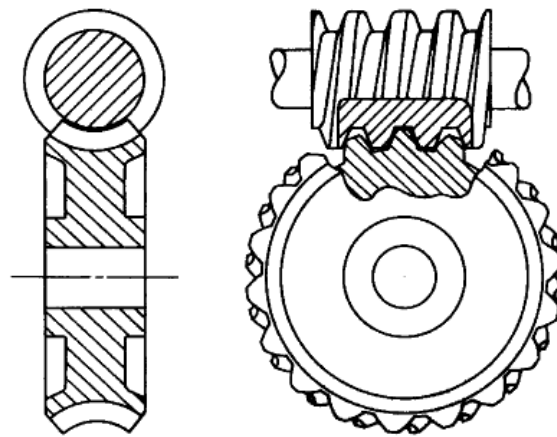


Imagen 2.11 Tornillo sinfín cilíndrico y corona glóbica

- Tornillo sinfín glóbico y corona cilíndrica (imagen 2.12).
- Tornillo sinfín y corona glóbicos (imagen 2.13).

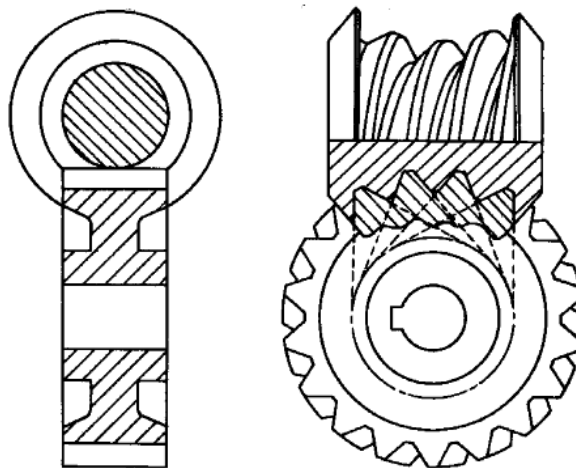


Imagen 2.12 Tornillo sinfín glóbico y corona cilíndrica

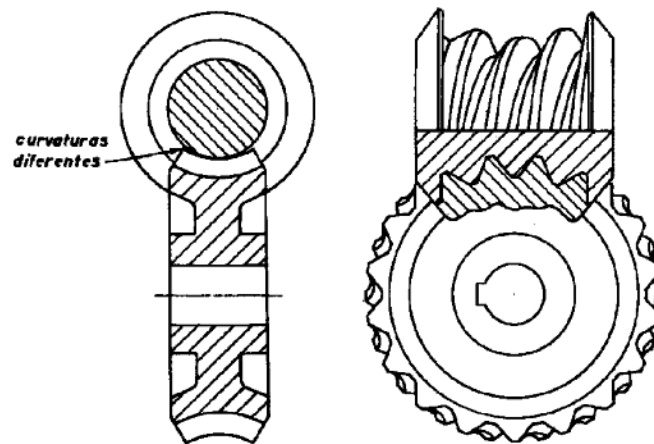


Imagen 2.13 Tornillo sinfín glóbico y corona glóbica

2.3 TEORÍA DE ENGRANE

2.3.1 ENGRANAJES CILÍNDRICOS RECTOS EXTERIORES

Para estudiar la teoría de engrane, lo más sencillo es realizarla sobre los engranajes rectos exteriores, ya que al tener los dientes paralelos a las generatrices de los cilindros axoides, se pueden estudiar en el plano. La transmisión de movimiento en un engranaje recto se realiza por medio de contacto directo con deslizamiento entre los dientes de las dos ruedas que forman el engranaje. Esta transmisión, si las ruedas están bien diseñadas, es equivalente a una rodadura sin deslizamiento entre dos poleas de fricción cuyos cilindros de rodadura coincidan con los cilindros axoides (imagen 2.14)

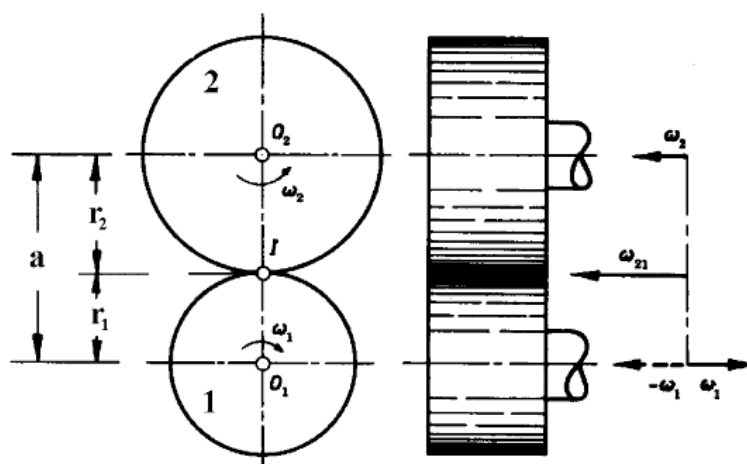


Imagen 2.14 Axoides en un engranaje cilíndrico exterior

Como la velocidad del centro instantáneo de rotación "I" debe ser la misma para las dos ruedas se cumplirá la ecuación (2.1).

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 \quad (2.1)$$

De aquí se obtiene que la relación de transmisión será:

$$\mu = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} \quad (2.2)$$

Si se conoce la distancia entre centros de las ruedas "a" y la relación de transmisión "i", como la distancia entre centros debe ser igual a la suma de los radios de los axoides o radios primitivos, se cumplirá:

$$a = r_1 + r_2 \quad (2.3)$$

$$r_1 = \frac{\mu}{\mu + 1} \cdot a \quad (2.4)$$

$$r_2 = \frac{1}{\mu + 1} \cdot a \quad (2.5)$$

2.3.2 LEY DE ENGRANE

La ley de engrane o condición de engrane dice que la relación de transmisión de un engranaje debe ser constante.

Suponiendo que la velocidad angular de una rueda dentada de un engranaje sea constante, para conseguir que la velocidad angular de la otra rueda sea constante y no aparezcan aceleraciones angulares que produzcan vibraciones, se debe conseguir en todo momento que la relación de transmisión sea constante. Es decir que se cumpla la ley de engrane.

En la ecuación (2.2) se observa que para que la relación de transmisión sea constante se deben mantener constantes los radios primitivos de las ruedas dentadas. Los axoides deben ser circunferencias.

Para que los radios primitivos se mantengan constantes, el centro instantáneo de rotación relativo a las dos ruedas, punto "I", se debe mantener fijo (Fig. 2.15).

Según el teorema de los tres centros, si se tiene tres eslabones "0", "1" y "2", los centros relativos entre ellos están en línea recta, por lo tanto, el centro instantáneo "I" debe estar en la recta de unión de los centros de las ruedas. Por otro lado, cuando se tiene una transmisión de movimiento por contacto directo con deslizamiento, el centro instantáneo relativo a esos eslabones se encuentra en la perpendicular a la tangente común a las dos superficies en el punto de contacto.

Del párrafo anterior se desprende que cuando la perpendicular trazada en todo momento a la tangente de los perfiles de los dientes en el punto de contacto corta a la recta de unión de centros en un punto fijo, se cumple la ley de engrane.

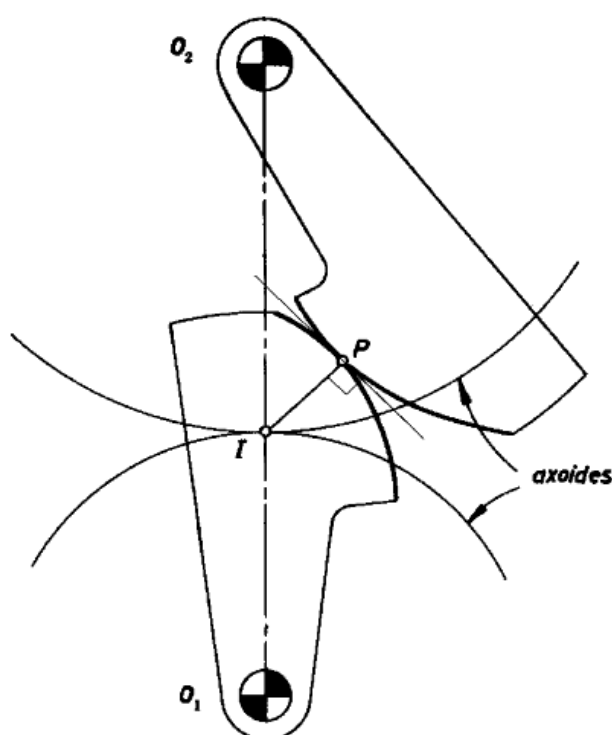


Imagen 2.15 Ley de engrane, I debe ser fijo

A los perfiles que cumplen la ley de engrane se les llama perfiles conjugados. Para dibujar un perfil conjugado de otro dado se puede seguir los siguientes métodos:

- Por generación, fijando el perfil dado sobre una rueda cuyo radio sea su radio primitivo y haciéndola rodar sin deslizamiento sobre otra rueda fija cuyo radio sea su radio primitivo correspondiente. De este modo se cumple la ley de engrane, ya que las ruedas tienen radios primitivos constantes. El perfil dado generará sobre la otra rueda el perfil conjugado, (imagen 2.16).

- Por puntos, haciendo que cuando la perpendicular trazada por un punto al perfil dado pasa por el centro instantáneo de rotación, en ese momento ese sea el punto de contacto con el otro perfil, (imagen 2.17 e imagen 2.18).

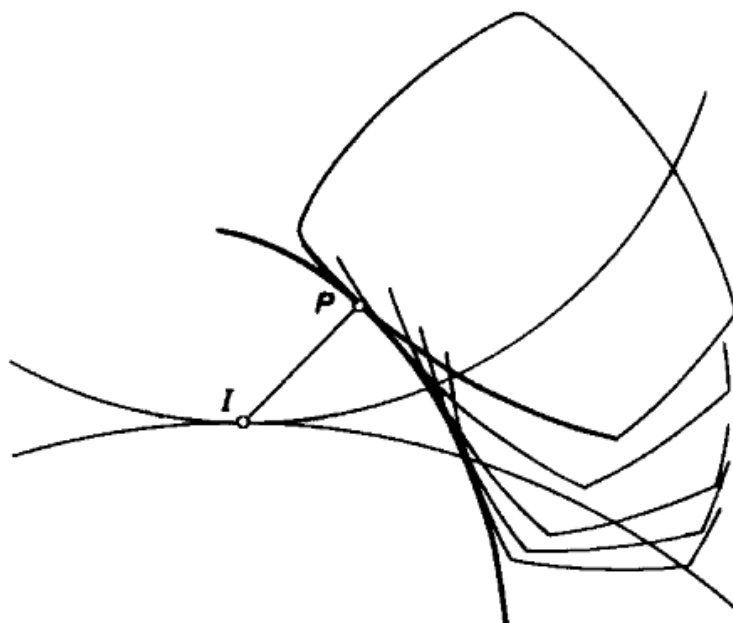


Imagen 2.16 Trazado de perfil conjugado por generación

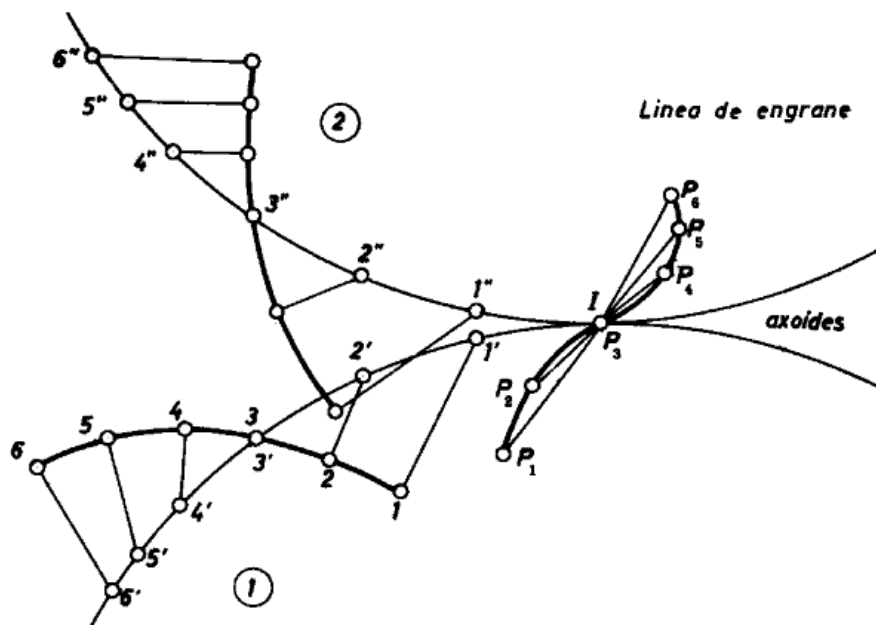


Imagen 2.17 Trazado de perfil conjugado por puntos en engranaje de perfil cicloidal

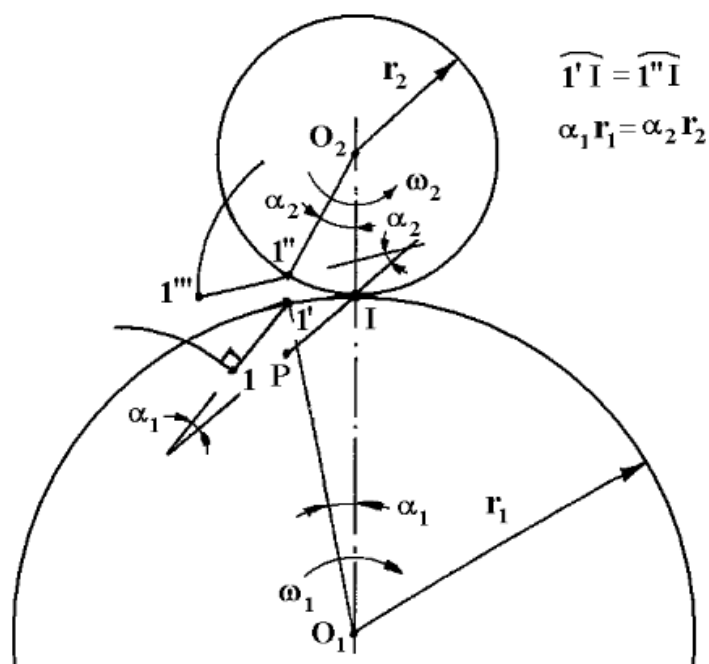


Imagen 2.18 Trazado de un punto del perfil conjugado

2.3.3 TAMAÑO DEL DIENTE: PASO Y MÓDULO

El paso se define como la distancia entre flancos homólogos de dientes consecutivos medida sobre la circunferencia primitiva o axoide, por lo tanto su valor será:

$$p = \frac{2\pi r}{z} = \frac{\pi d}{z} \quad (2.6)$$

Siendo "r" y "d" el radio y diámetro de la circunferencia primitiva respectivamente y "z" el número de dientes.

Con el fin de no manejar continuamente el número "z" se define el módulo como:

$$m = \frac{p}{\pi z} = \frac{2r}{z} = \frac{d}{z} \quad (2.7)$$

Para que dos ruedas dentadas puedan engranar correctamente además de cumplir la ley de engrane deben tener el mismo paso, o lo que es equivalente, el mismo módulo, por lo tanto se cumplirá:

$$m = \frac{2r_1}{z_1} = \frac{2r_2}{z_2} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \quad (2.8)$$

Y la relación de transmisión será:

$$\mu = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (2.9)$$

2.3.4 LÍNEA DE ENGRANE

La línea de engrane está formada por los diferentes puntos que va ocupando el punto de contacto entre los dientes de dos ruedas dentadas respecto del eslabón fijo.

Como cada diente tiene dos flancos de posible contacto, un engranaje tendrá dos posibles líneas de engrane en función del sentido de giro y de la rueda que sea la motora según se ve en la imagen 2.19.

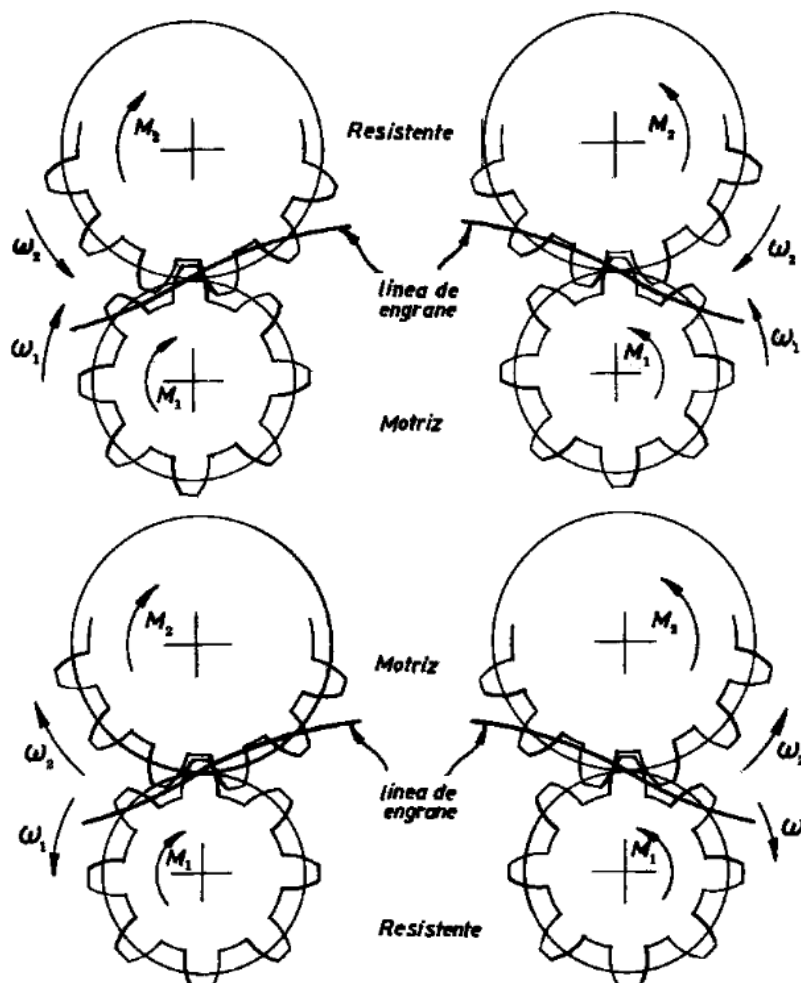


Imagen 2.19 Líneas de engrane de engranajes de perfil de diente cicloidal

2.3.5 LÍNEA DE ACCIÓN O EMPUJE Y ÁNGULO DE PRESIÓN

La línea de acción o de empuje es la dirección de las fuerzas que se transmiten entre las dos ruedas dentadas que forman el engranaje. Si no se tienen en cuenta el rozamiento, estas fuerzas serán perpendiculares a la tangente a los perfiles de los dientes en el punto de contacto "P", y si estos cumplen la ley de engrane, pasará por el centro instantáneo de rotación "I" según se ve en la imagen 2.20.

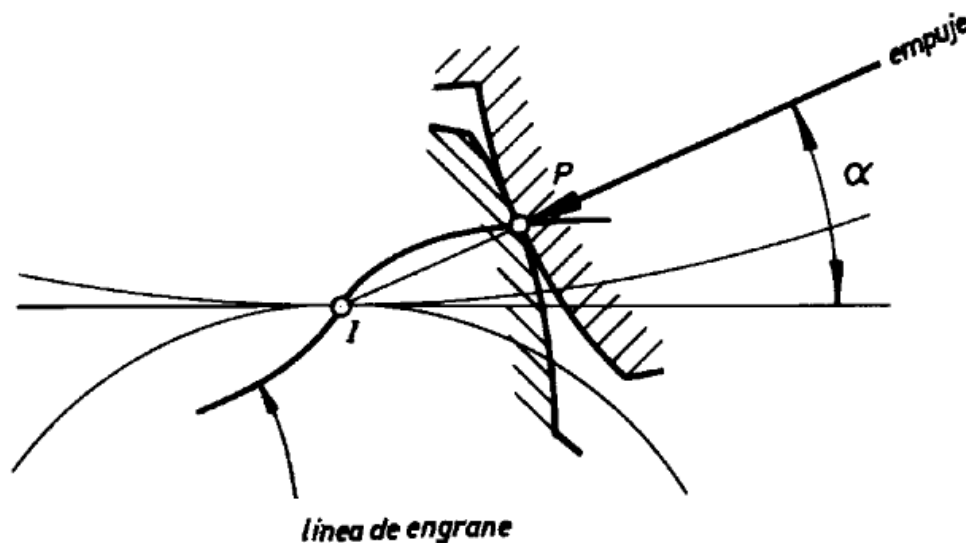


Imagen 2.20 Línea de acción o de empuje y ángulo de presión de perfil cicloidal

El ángulo de presión " α " es el formado entre la línea de acción o empuje y la tangente común a los axoides en el punto "I".

2.3.6 ZONA DE ENGRANE

El contacto entre las ruedas dentadas de un engranaje se produce entre los flancos de sus dientes. En la imagen 2.21 se pueden apreciar las circunferencias de fondo y cabeza que limitan al diente, la circunferencia axoideo primitiva, el paso "p", la altura de cabeza h_a y la altura de fondo h_f . La zona de contacto entre los dientes está limitada por las circunferencias de cabeza, por lo que las líneas de engrane representadas en la imagen 2.19 quedan reducidas a la porción de ellas que queda dentro de dicha zona como puede apreciarse en la imagen 2.22

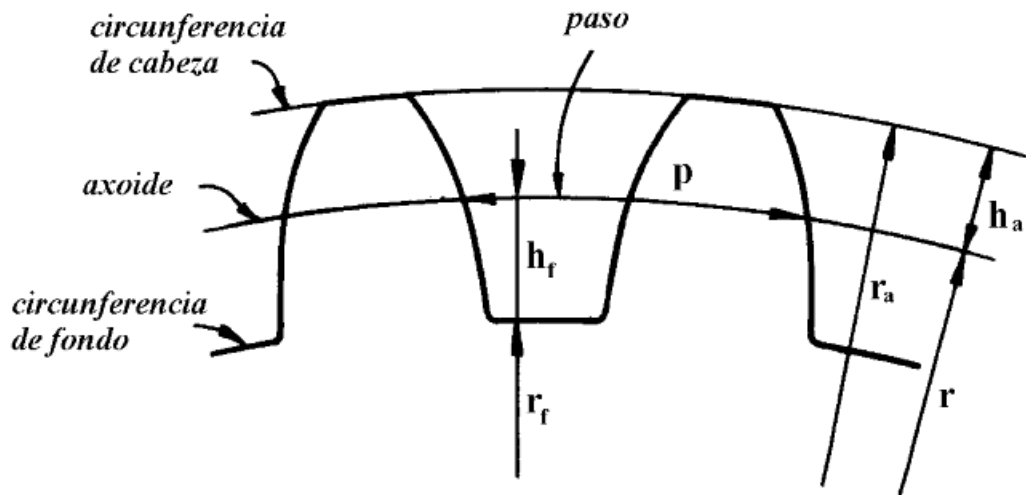


Imagen 2.21 Dimensiones del diente de una rueda dentada

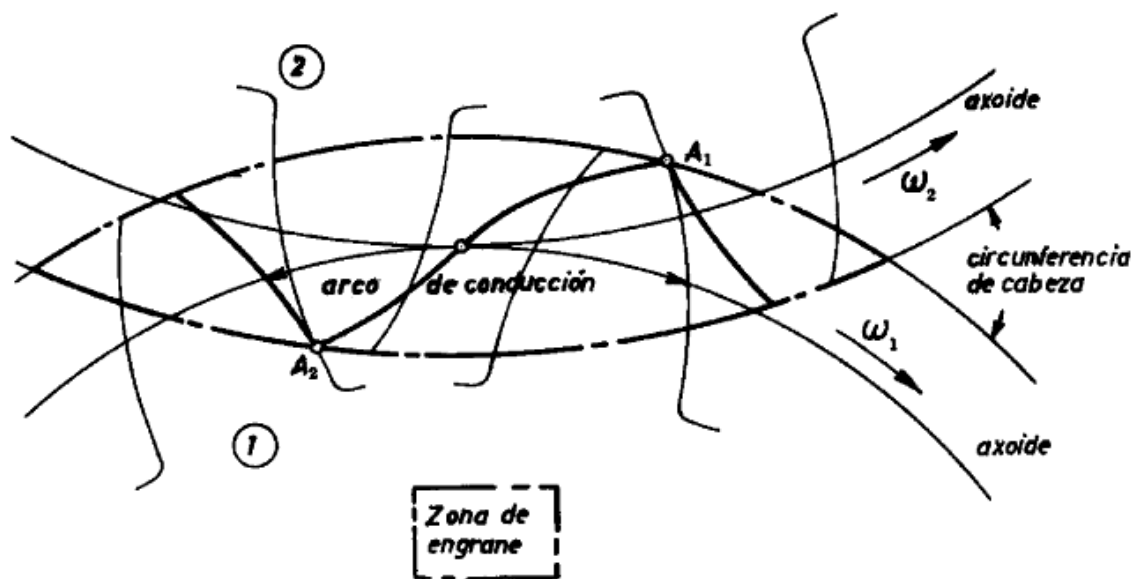


Imagen 2.22 Zona de engrane entre dos ruedas dentadas

Cuando el engrane se produce entre una rueda dentada y una cremallera, la zona de engrane queda limitada por la circunferencia de cabeza de la rueda y la recta de cabeza de la cremallera, tal como se ve en la imagen 2.23.

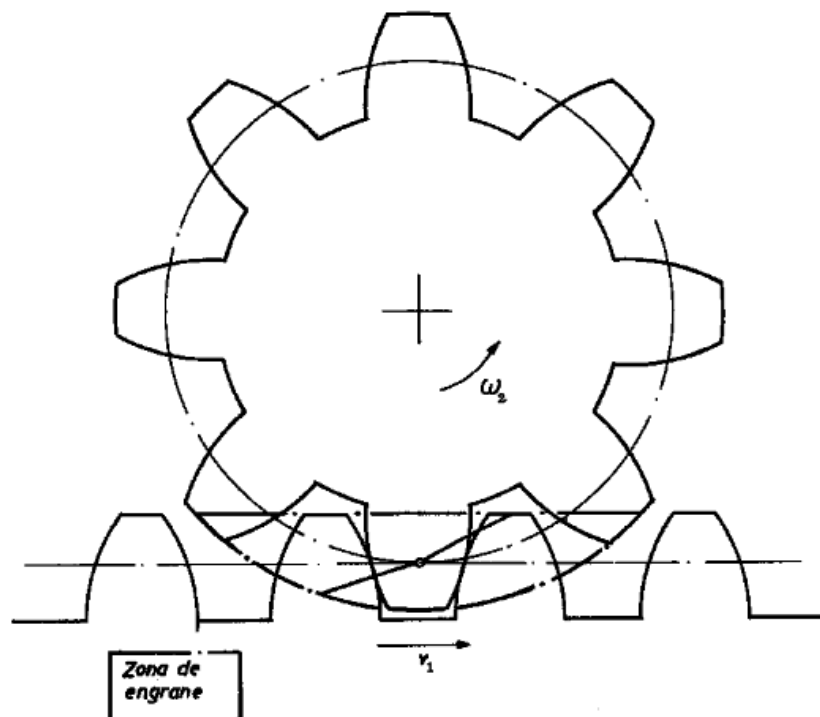


Imagen 2.23 Zona de engrane entre rueda dentada y cremallera

2.3.7 DIMENSIONES DE UN ENGRANAJE RECTO

Un engranaje recto está formado por dos ruedas en las que:

- El módulo " m " tiene un valor normalizado, se expresa en milímetros.
- Si el ángulo de presión " α " es de 20° el engranaje se considerará normal.
- La altura de cabeza " h_a " es igual a 1 módulo.
- La altura de fondo " h_f " es igual a 1.25 módulos.

Las dimensiones de una rueda normal pueden verse en la imagen 2.24

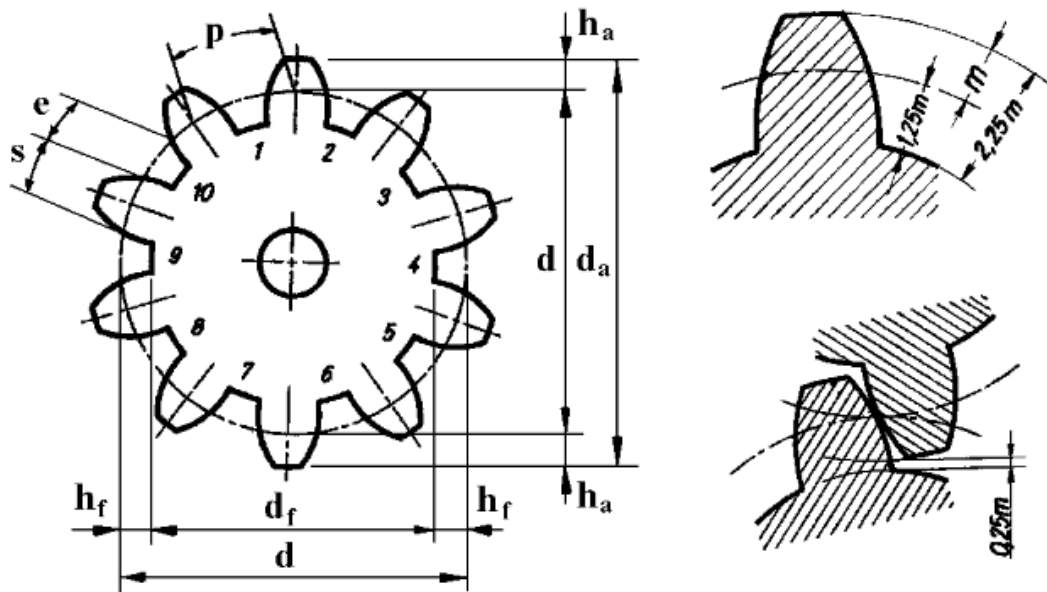


Imagen 2.24 Dimensiones de una rueda dentada normal

En una rueda dentada normal cuyo número de dientes sea "z" y su módulo "m", se tendrán las dimensiones siguientes:

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (2.10)$$

$$\text{Desplazamiento} = m \cdot X \quad (2.11)$$

$$r = \frac{z \cdot m}{2} \quad (2.12)$$

$$p = \pi \cdot m \quad (2.13)$$

$$p' = p \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} \quad (2.14)$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha \quad (2.15)$$

$$e = \frac{p}{2} - 2 \cdot m \cdot X \cdot \tan \alpha \quad (2.16)$$

$$s = \frac{p}{2} + 2 \cdot m \cdot X \cdot \tan \alpha \quad (2.17)$$

$$a = r_1 + r_2 \quad (2.18)$$

$$r' = r \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} \quad (2.19)$$

$$h_a = m \quad (2.20)$$

$$h_f = 1.25 \cdot m \quad (2.21)$$

$$h = h_a + h_f = 2.25 \cdot m \quad (2.22)$$

$$r_a = r + m(1 + X) \quad (2.23)$$

$$r_f = r - m(1.25 - X) \quad (2.24)$$

$$H'_R = a' - (r_{a1} + r_{f2}) \quad (2.25)$$

$$g_x = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r'_1 + r'_2 \cdot \text{sen} \alpha') \quad (2.26)$$

$$\varepsilon = \frac{g_x}{P_b} \quad (2.27)$$

$$Ev(\alpha') = Ev(\alpha) + 2 \cdot \frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2} \cdot \text{tg} \alpha \quad (2.28)$$

$\alpha = 20^\circ$ en engranajes normales

2.3.8 DIMENSIONES DE UN ENGRANAJE HELICOIDAL

Un engranaje helicoidal está formado por dos ruedas en las que sabiendo sus dientes, módulo y el ángulo β tendremos las siguientes dimensiones:

$$m_a = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.28)$$

$$P_a = m_a \cdot \pi \quad (2.29)$$

$$R = \frac{Z \cdot m_a}{2} \quad (2.30)$$

$$P_n = \frac{P_a}{\cos \beta} \quad (2.31)$$

$$R_c = R + m_n \quad (2.32)$$

$$R_{pie} = R - 1.25 \cdot m \quad (2.33)$$

$$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.34)$$

2.3.9 PERFIL DEL DIENTE: CICLOIDAL Y EVOLVENTE

Según se vio en el apartado (2.3.2), para que las dos ruedas dentadas que forman un engranaje transmitan bien el movimiento deben cumplir la ley engrane, es decir, los perfiles de sus dientes deben ser conjugados. Aunque teóricamente existen infinitos perfiles conjugados, en la práctica se han utilizado muy pocos, y de éstos cabe destacar los siguientes:

- Perfil cicloidal.
- Perfil de evolvente o involuta.

Los dientes de perfil cicloidal están formados: en la cabeza por un trozo de epicicloide y en el pie por un trozo de hipocicloide, figura (2.25).

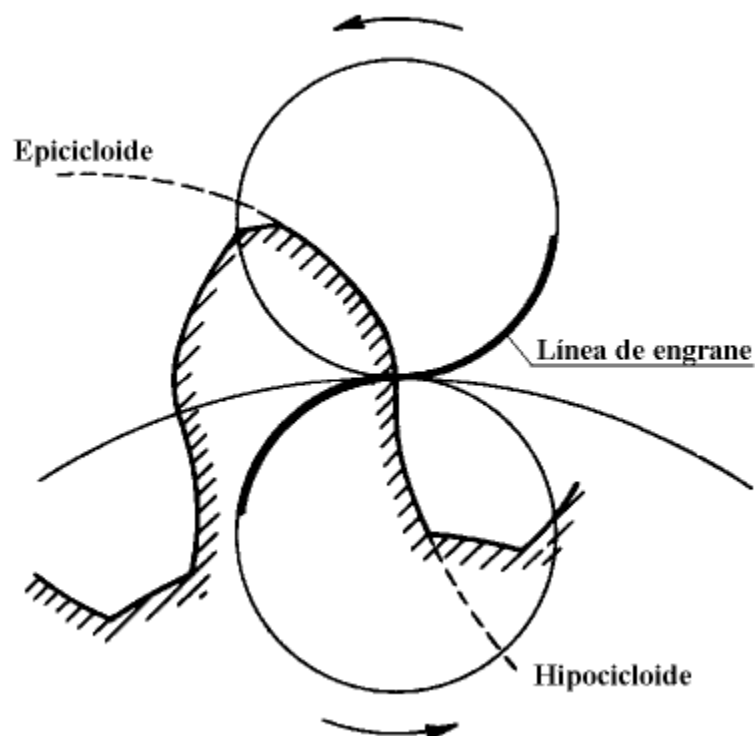


Imagen 2.25 Perfil del diente cicloidal

La epicicloide de la cabeza del diente de una rueda es perfil conjugado de la hipocicloide del pie de la otra rueda siempre que estas curvas estén generadas por circunferencias del mismo diámetro girando sin deslizamiento sobre y bajo la circunferencia axoide respectivamente.

El perfil cicloidal se utilizó mucho a principios del siglo XX, pero en la actualidad está prácticamente desechado por la serie de ventajas que ofrece el perfil de evolvente o involuta que es el que más se utiliza en la actualidad. En las ruedas de perfil de evolvente todo el flanco del perfil del diente está formado por un trozo de evolvente.

La evolvente es la curva que describe el extremo de una cuerda que desarrolla, manteniéndose tensa, de una circunferencia que recibe el nombre de circunferencia base. También sería la trayectoria que describe un punto de una regla que rueda sin deslizamiento sobre la circunferencia base, imagen (2.26).

Por la forma en que se dibuja, se cumple que la perpendicular trazada a la tangente de la evolvente en cualquier punto de la evolvente, es tangente a la circunferencia base.

Según se verá en los próximos apartados, el perfil de evolvente tiene una serie de ventajas, como son:

- El perfil de evolvente es conjugado de sí mismo.
- Sigue siendo conjugado aunque varíe la distancia entre centros de las ruedas.
- La línea de engrane es recta.
- El ángulo de presión es constante.
- La cremallera de evolvente tiene los flancos rectos.

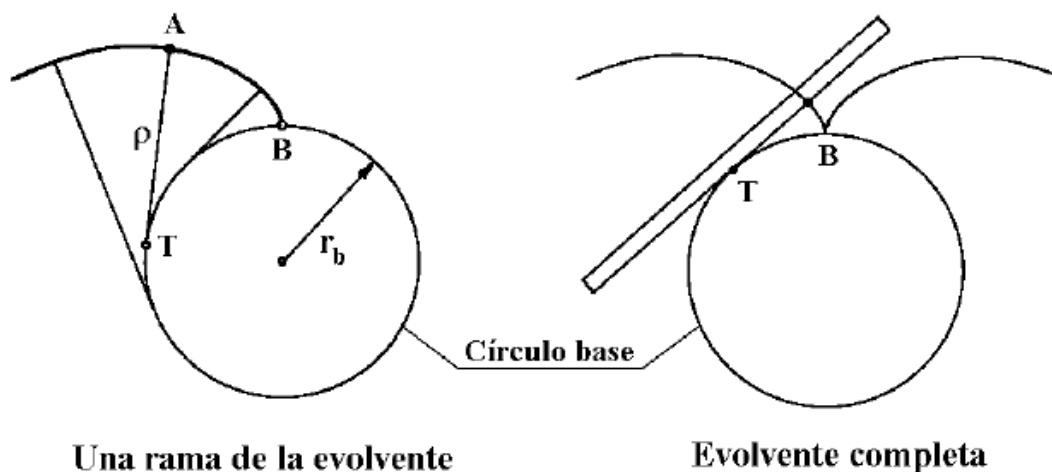


Imagen 2.26 Evolvente de círculo

2.3.10 ECUACIONES PARAMÉTRICAS DE LA EVOLVENTE

Tomando como origen la recta que va del centro de la circunferencia base al punto "B", un punto cualquiera de la evolvente se puede expresar en coordenadas polares "r" y " φ " en función de un parámetro que será el ángulo " Ψ ", de este modo las coordenadas paramétricas serán:

$$r = \frac{r_b}{\cos \Psi} \quad (2.35)$$

$$\varphi = \operatorname{tg} \Psi - \Psi \quad (2.36)$$

Para demostrar la ecuación (2.27), en la figura (2.27) se observa que el arco "BC" es igual al arco "TB" menos el arco "TC" y que la longitud del arco "TB" es igual al de la recta "TA", por lo tanto se puede escribir:

$$BC = AT - TC \quad (2.37)$$

La ecuación (2.28) se puede expresar como

$$r_b \cdot \varphi = r_b \cdot \operatorname{tg} \Psi - r_b \cdot \Psi \quad (2.38)$$

De la que simplificando resulta la ecuación (2.27).

Al ángulo " φ " se le llama evolvente de " Ψ " (Ev. Ψ) o involuta de " Ψ " (inv. Ψ), con lo que la ecuación (2.27) se puede expresar

$$\operatorname{inv.} \Psi = \operatorname{Ev.} \Psi = \varphi = \operatorname{tg} \Psi - \Psi \quad (2.39)$$

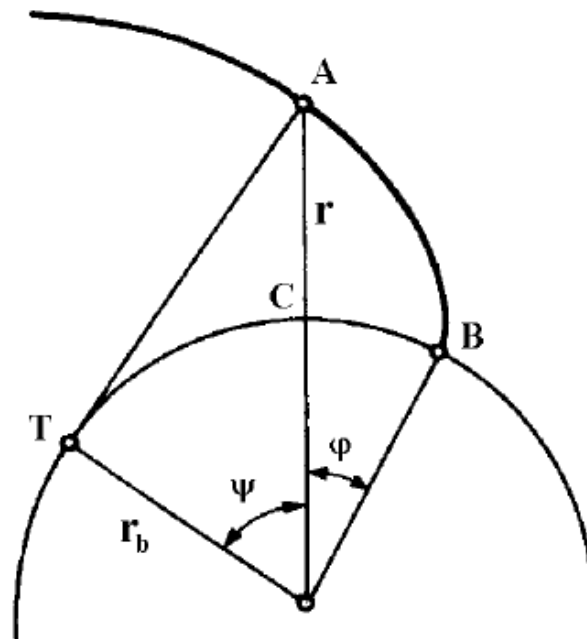


Imagen 2.27 Coordenadas polares de la evolvente

Con el fin de facilitar los cálculos los valores de la función evolvente o involuta están tabulados.

2.3.11 DATOS INTRÍNSECOS DE UNA RUEDA CON PERFIL DE EVOLVENTE

Cuando las ruedas dentadas con perfil de evolvente que forman un engranaje no cumplen las condiciones expuestas en los apartados (2.3.7) , es decir no son ruedas normales, no se pueden aplicar las ecuaciones recogidas en dicho apartado para determinar sus dimensiones. En este caso se utilizan los datos intrínsecos de las ruedas.

El origen de la anormalidad de las ruedas suele proceder principalmente del hecho de que los espesores del diente y del hueco medidos sobre la circunferencia primitiva son diferentes. Esta diferencia puede provenir de que se han hecho diferentes o de que se ha variado la distancia entre centros de las ruedas con lo que varían los diámetros primitivos.

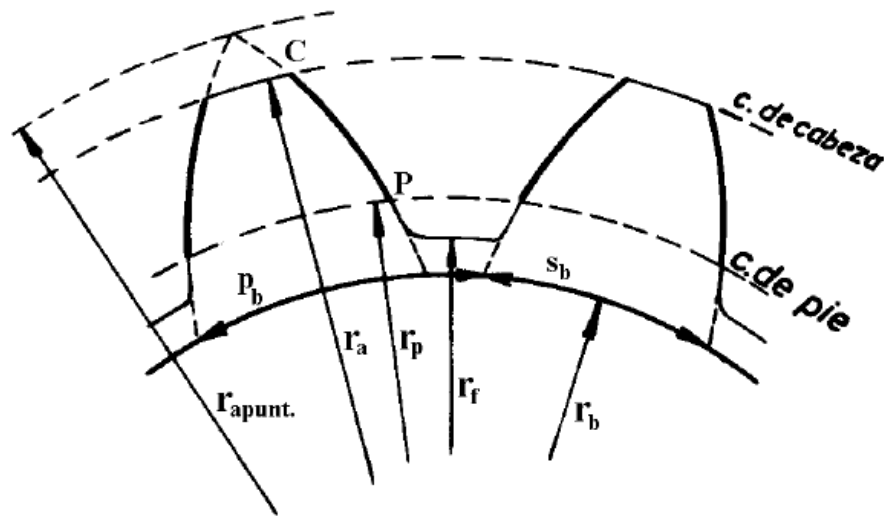


Imagen 2.28 Datos intrínsecos de una rueda dentada con perfil de evolvente

Los datos intrínsecos de una rueda dentada con perfil de evolvente (imagen 2.28) son aquellos datos, propios de la rueda, que no varían independientemente de con que otra rueda engrane y a que distancia entre centros lo haga, y son los siguientes:

- Número de dientes "z".
- Radio de la circunferencia base sobre la que se ha generado el perfil de evolvente "r_b".
- Paso base (paso medido sobre la circunferencia base de generación de la evolvente) "p_b".
- Espesor base (espesor del diente medido sobre la circunferencia base) "s_b".
- Radio de la circunferencia de cabeza "r_a".
- Radio de la circunferencia del fondo del diente "r_f".
- Radio de pie "r_p" o radio de la circunferencia del punto más bajo del diente con el que contacta el vértice de cabeza de la cremallera con que se ha tallado la rueda.

Sobre la circunferencia base también se puede definir el módulo base como:

$$m_b = \frac{p_b}{\pi} = \frac{2\pi r_b}{\pi z} = \frac{2r_b}{z} = \frac{d_b}{z} \quad (2.40)$$

Los datos intrínsecos de una rueda dentada ya tallada se pueden determinar: "z" contándolos y "r_a" y "r_f" midiéndolos. Para determinar "r_b", "p_b" y "s_b", según se observa en la imagen (2.29), se toman las medidas "W_{k+1}" y "W_k" entre los flancos de los dientes y cuyos valores serán:

$$W_{k+1} = k \cdot p_b + s_b \quad (2.41)$$

$$W_k = (k-1) \cdot p_b + s_b \quad (2.42)$$

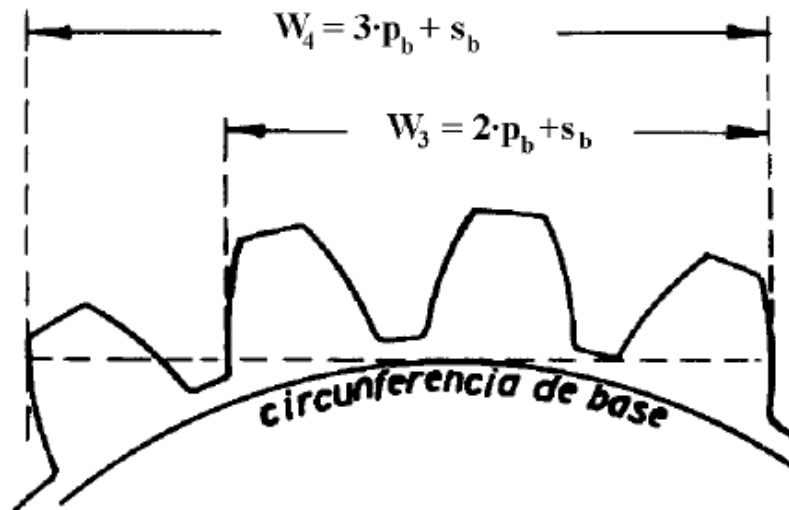


Imagen 2.29 Medida del paso base y del espesor base

De las ecuaciones (2.32) y (2.33) se obtiene:

$$p_b = W_{k+1} - W_k \quad (2.43)$$

$$s_b = W_k - (k-1) \cdot p_b \quad (2.44)$$

Y de la (2.34) se puede obtener

$$r_b = \frac{z p_b}{2\pi} \quad (2.45)$$

2.3.12 ENGRANE ENTRE PERFILES DE EVOLVENTE

La imagen (2.30) muestra el engrane entre los perfiles de evolvente de dos ruedas dentadas en los que el contacto se produce en el punto "P".

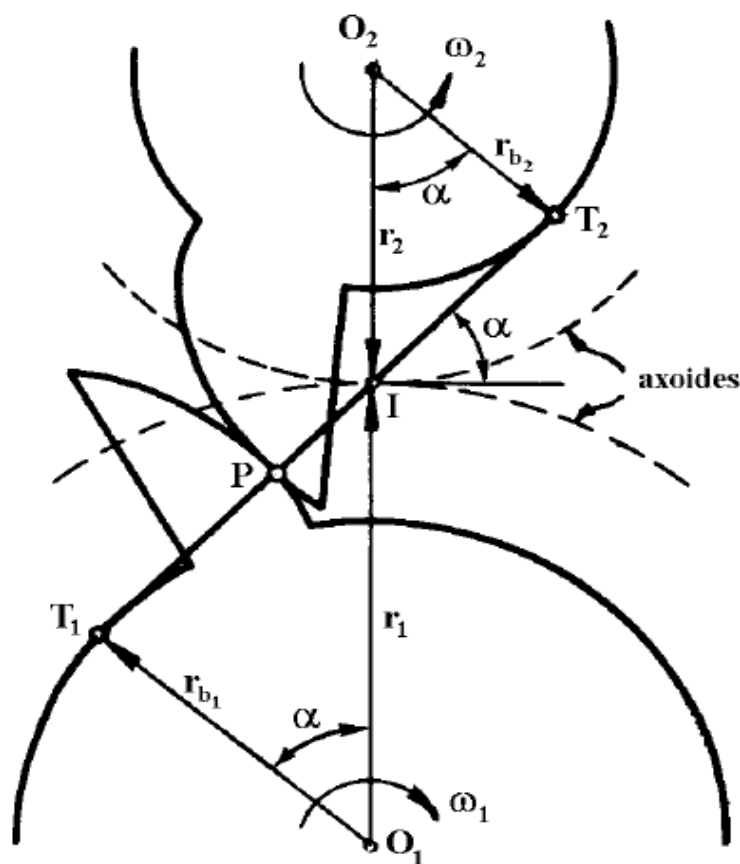


Imagen 2.30 Engrane entre perfiles de evolvente

Al ser evolvente el perfil de la rueda "1", la perpendicular trazada a la tangente al perfil de la rueda "1" en el punto "P" será tangente a la circunferencia base de la rueda "1". Al ser también evolvente el perfil de la rueda "2", la perpendicular trazada a la tangente del perfil de la rueda "2" en el punto "P" será tangente a la circunferencia base de la rueda "2".

Como la tangente a los dos perfiles en el punto "P" es única, su perpendicular también lo será, y por lo tanto, la perpendicular trazada por el punto "P" a la tangente a los perfiles en el punto de contacto es tangente a las dos circunferencias base. De aquí se desprende que:

- La perpendicular trazada a la tangente común a los perfiles de los dientes en el punto de contacto corta siempre a la recta de unión de centros en un punto fijo que será el centro instantáneo de rotación relativo a las dos ruedas "I", por lo que se cumple la ley de engrane. Resultando que el perfil de evolvente es conjugado de sí mismo.
- El contacto se produce siempre sobre la tangente común a las dos circunferencias base, por lo que la línea de engrane es recta.

- Al ser la línea de engrane recta, el ángulo de presión será constante durante toda la línea de engrane.

Así quedan demostradas tres de las ventajas del perfil de evolvente enumeradas en el apartado (2.3.8).

De la figura se desprende que los radios de las circunferencias primitivas serán:

$$r_1 = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha} \quad (2.46)$$

$$r_2 = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha} \quad (2.47)$$

De las ecuaciones (2.37) y (2.38) se desprende que

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} \quad (2.48)$$

Y la ecuación (2.9) se podrá ampliar a

$$\mu = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} \quad (2.49)$$

De la ecuación (2.40) se obtiene que

$$\omega_1 \cdot r_{b1} = \omega_2 \cdot r_{b2} \quad (2.50)$$

La ecuación (2.41) indica que la velocidades lineales de los puntos de las circunferencias base de las dos ruedas son iguales. De esta ecuación se deduce que el movimiento de dos ruedas con perfil de evolvente es equivalente al movimiento de dos carretes en los que en uno se desenrolla una cuerda y en el otro se enrolla y cuyos radios son los radios de base de las ruedas. De la figura (2.32) también se deduce que el deslizamiento en el punto de contacto será:

$$\text{Deslizamiento} = \text{PI} \cdot (\omega_2 + \omega_1) \quad (2.51)$$

2.4 ESFUERZOS DE ENGRANAJES

2.4.1 ECUACION DE FLEXIÓN DE LEWIS

Wilfred Lewis introdujo una ecuación para estimar el esfuerzo flexionante en dientes de engranes en la que interviene la forma de los mismo. La ecuación fue anunciada en 1892, siendo aún en día, la base para la mayoría de los diseños de engranajes.

Para deducir la ecuación de Lewis, primeramente consultaremos la imagen 2.30a, en la cual se muestra un voladizo con dimensiones de su sección transversal F y t , longitud l y una carga W^t , uniformemente distribuida a lo largo del ancho de cara F . El módulo de sección I/c es $Ft^2/6$, y por lo tanto, el esfuerzo flexionante está dado por:

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W^t l}{Ft^2} \quad (2.52)$$

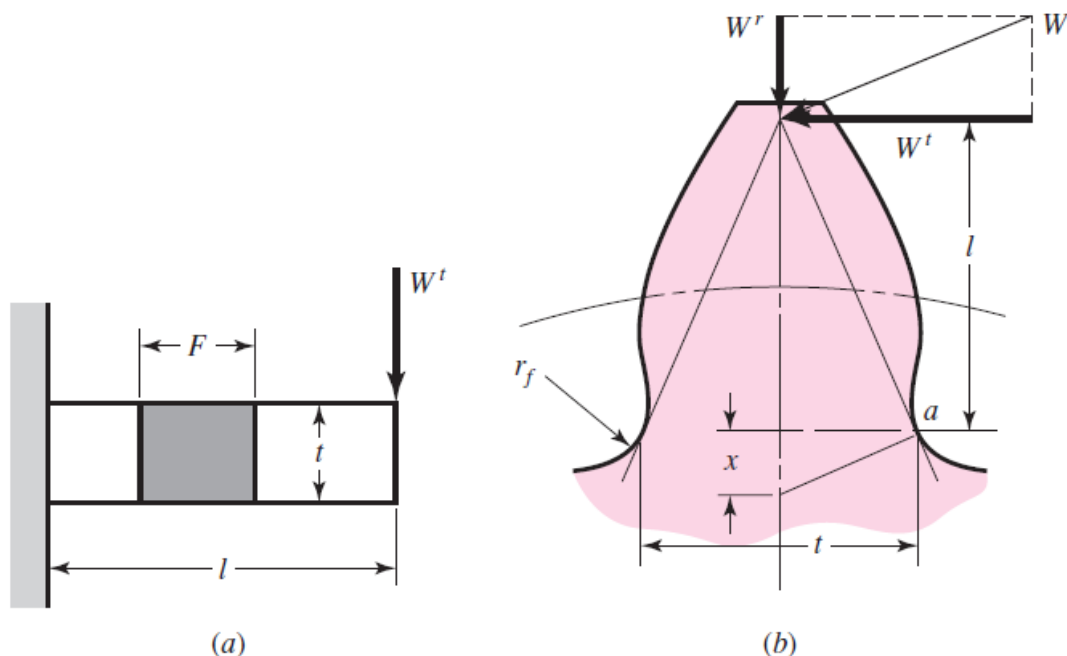


Imagen 2.31 Voladizo en sección transversal

Ahora, en referencia a la figura 2.30.b, se supone que el esfuerzo máximo en un diente de engrane ocurre en el punto a. Mediante triángulos semejantes, se obtiene

$$\frac{t/2}{x} = \frac{1}{t/2} \quad \text{o} \quad x = \frac{t^2}{4l} \quad (2.53)$$

Reacomodando términos en la ecuación 2.43,

$$\sigma = \frac{6W^t l}{F t^2} = \frac{W^t}{F} \frac{1}{t^2/6l} = \frac{W^t}{F} \frac{1}{t^2/4l} \frac{1}{4/6} \quad (2.54)$$

Si ahora sustituimos el valor x de la ecuación 2.44 en la 2.45, y multiplicamos el numerador y denominador por el paso circular p , se obtiene

$$\sigma = \frac{W^t p}{F \left(\frac{2}{3}\right) x p} \quad (2.55)$$

Haciendo $y=2x/3p$, obtendremos

$$\sigma = \frac{W^t}{F p y} \quad (2.56)$$

Lo anterior completa el desarrollo de la ecuación original de Lewis. El factor “ y ” se llama factor de forma de Lewis y se obtiene mediante una representación gráfica del diente del engrane o bien por cálculo digital.

Al aplicar dicha ecuación, la mayoría de los ingenieros emplean el paso diametral para determinar los esfuerzos. Esto se hace sustituyendo $P = \frac{\pi}{p}$ y $Y = \pi y$ en la ecuación (2.43), dando

$$\sigma = \frac{W^t P}{F Y} \quad (2.57)$$

Donde

$$Y = \frac{2xP}{3} \quad (2.58)$$

El empleo de esta ecuación para Y significa que sólo se considera la flexión del diente y que se ignora la compresión debida a la componente radial de la fuerza. Los valores de Y obtenidos mediante dicha ecuación se tabulan en la tabla 2.1

El uso de la ecuación 2.49 también implica que los dientes no comparten la carga y que la fuerza mayor se ejerce en la punta del diente. Pero ya se ha expresado que la relación de contacto debe ser un poco mayor que la unidad, digamos, aproximadamente igual a 1.5, a fin de lograr un engranaje de calidad. Si, de hecho, los engranes se cortan con precisión suficiente, la condición de carga en la punta no es la peor, porque otro par de dientes estará en contacto cuando dicha condición ocurra. El análisis de los dientes asentados mostrara que las cargas más pesadas se presentan cerca de la mitad del diente. Por tanto, lo probable es que el esfuerzo máximo ocurra mientras un solo par de dientes soporta la carga completa, en un punto donde otro par se encuentra a punto de hacer contacto.

Tabla 2.1 Valores del factor de forma de Lewis Y

NÚMERO DE DIENTES	Y	NÚMERO DE DIENTES	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,29	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,46
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,48
26	0,346	cremallera	0,485

2.4.2 EFECTOS DINÁMICOS

En el siglo XIX, Carl G. Barth fue el primero que expresó el factor de velocidad mediante las ecuaciones

$$K_v = \frac{3.05+V}{3.05} \text{ (fundición de hierro, perfil fundido)} \quad (2.59)$$

$$K_v = \frac{6.1+V}{6.1} \text{ (perfil cortado o fresado)} \quad (2.60)$$

Donde V es la velocidad de la línea de paso expresado en metros por segundo (m/s). También es muy probable, debido a la fecha en la que se realizaron los ensayos, que éstos se realizaran sobre dientes con un perfil cicloidal en vez de uno involuto. En el siglo XIX los dientes con perfiles cicloidales eran de uso general, porque resultaban más fáciles de fundir que los dientes involutos. La ecuación 2.50 se llama ecuación de Barth y con frecuencia se modifica en la ecuación 2.51, para dientes cortados o fresados. Más tarde AGMA agregó las siguientes ecuaciones:

$$K_v = \frac{3.56+\sqrt{V}}{3.56} \text{ (perfil fresado o conformado)} \quad (2.61)$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56+\sqrt{V}}{5.56}} \text{ (perfil cepillado o esmerilado)} \quad (2.62)$$

Introduciendo el factor de velocidad en la ecuación 2.48 se obtiene

$$\sigma = \frac{K_v W^t P}{F Y} \quad (2.63)$$

La versión métrica de la ecuación sería:

$$\sigma = \frac{K_v W^t}{F_m Y} \quad (2.64)$$

Donde el ancho de la cara F y el módulo m están en milímetros (mm). Expresando la componente tangencial de la carga W^t en newtons (N) el resultado se proporciona en unidades del esfuerzo en megapascals (MPa).

Como regla general, los engranes rectos deben tener un ancho de la cara F de tres a cinco veces el paso circular p .

Las ecuaciones 2.54 y 2.55 constituyen la base del método AGMA para la resistencia a la flexión de dientes de engranes. Se usan para estimar la capacidad de transmisiones por engranes cuando la vida y la confiabilidad no son consideraciones importantes. Las ecuaciones son útiles para obtener una estimación preliminar de los tamaños necesarios para diversas aplicaciones.

2.4.3 DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE

La picadura es una falla superficial por fatiga debida a muchas repeticiones de esfuerzo de contacto elevado. Otras fallas superficiales son el rayado, que es debido a la falta de lubricación, y la abrasión, que es el desgaste debido a la presencia de un material extraño.

Tomando como base la teoría de Hertz, podemos deducir suponiendo r_1 y r_2 valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles de los dientes del piñón y de la corona, respectivamente, en el punto de contacto

$$r_1 = \frac{d_p \sin \theta}{2} \quad r_2 = \frac{d_G \sin \theta}{2} \quad (2.65)$$

Donde θ es el ángulo de presión y d_p y d_G son los diámetros de paso del piñón y la rueda, respectivamente.

AGMA define un coeficiente elástico C_p de acuerdo con la ecuación siguiente:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-V_p^2}{E_p} \right) + \frac{1-V_G^2}{E_G}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.66)$$

Con esta simplificación y la adición de un factor de velocidad K_v , la ecuación final sería:

$$\sigma_c = -C_p \left[\frac{K_v W^t}{\cos \theta} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.67)$$

Siendo el signo negativo porque σ_c es un esfuerzo de compresión.

2.4.4 ECUACIONES DE ESFUERZO AGMA

En la metodología AGMA se emplean dos ecuaciones fundamentales del esfuerzo, una para el esfuerzo flexionante y la otra para la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto). En la terminología AGMA, se les llama números de esfuerzo y se designan mediante la letra minúscula σ . Las ecuaciones fundamentales son:

$$\sigma = W^t K_O K_V K_S \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (2.68)$$

La ecuación fundamental para la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto) se expresa como

$$\sigma = Z_E \sqrt{W^t K_O K_V K_S \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_1}} \quad (2.69)$$

Ambas fórmulas están en unidades del S.I.

2.4.5 ECUACIONES DE RESISTENCIA AGMA

Se suele utilizar el término “números de esfuerzo permisible”. Los valores para la resistencia a la flexión AGMA, se proporcionan en las imágenes.....

En el método AGMA las resistencias se modifican mediante diversos factores que producen valores limitantes del esfuerzo flexionante y de contacto. La ecuación para el esfuerzo flexionante permisible resulta, expresado en unidades del S.I

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{FP}}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} \quad (2.70)$$

La ecuación para el esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{c,perm}$, expresada en unidades del S.I, está dada por

$$\sigma_{c,perm} = \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \quad (2.71)$$



Los números de esfuerzo AGMA (resistencias) para esfuerzos flexionante y de contacto son para:

- carga unidireccional
- 10 millones de ciclos de esfuerzo
- Confiabilidad del 99%

Cuando se carga en dos sentidos (alternante), como con engranes secundarios libres, AGMA recomienda utilizar 70% de los valores S_t .





CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE “ECLIPSE”



3.1 INTRODUCCIÓN

Existen diversas plataformas para programar aplicaciones para terminales Android, tales como Basic4Android, App Inventor, LiveCode, In Design CS6 y Eclipse. Se decidió utilizar el software Eclipse tanto en cuanto permite mayor versatilidad en la programación, su uso es más sencillo y es uno de los más extendidos por lo que existe mayor documentación con la cual aprender a programar.

Como se ha comentado en puntos anteriores el desarrollo de la aplicación se ha realizado en un programa llamado ECLIPSE, el cual es un Entorno Integrado de Desarrollo, del inglés Integrated Development Environment (IDE), para todo tipo de aplicaciones libres, inicialmente desarrollado por IBM, y actualmente gestionado por la Fundación Eclipse.

Este programa es una herramienta para el programador principalmente pensada para el desarrollo de aplicaciones Java, facilitando al máximo la gestión de proyectos colaborativos mediante el control de versiones 'cvs', es posible también con subversión, exportar e importar proyectos.

La base para Eclipse es la plataforma de cliente enriquecido (del Inglés Rich Client Platform RCP). La plataforma de cliente enriquecido está constituida por los siguientes componentes:

- Plataforma principal : inicio de Eclipse, ejecución de plugins, El Workbench de Eclipse, vistas, editores, perspectivas, asistentes

- Características de Eclipse: Dispone de un editor de texto con resaltado de sintaxis donde puedes ver el contenido del fichero en el que estás trabajando. Contiene una lista de tareas y otros módulos similares. La compilación es en tiempo real. Tiene pruebas unitarias con JUnit, Integración con Ant, asistentes (wizards) para creación de proyectos, clases, tests, etc., y refactorización.

Si bien las funciones de Eclipse son más bien de carácter general, las características del programa se pueden ampliar y mejorar mediante el uso de plug-ins. Asimismo, a través de estos "plugins" libremente disponibles es posible añadir un sistema de control de versiones a través de Subversión y a la vez lograr una integración mediante Hibernate.

El 28 de junio de 2005 fue liberada la versión 3.1 de Eclipse, la cual incluye mejoras en el rendimiento, el soporte de Java 5.0, mejor integración con Ant (incluido debugger) y un Sistema de Control de Versiones (CVS).

Los widgets de Eclipse están implementados por una herramienta de widget para Java llamada SWT, a diferencia de la mayoría de las aplicaciones Java, que usan las opciones estándar Abstract Window Toolkit (AWT) o Swing. La interfaz de usuario de Eclipse también tiene una capa GUI intermedia llamada JFace, la cual simplifica la construcción de aplicaciones basadas en SWT.

Para ello se ha desarrollado una aplicación táctil mediante JAVA y el compilador de ORACLE, Eclipse, que permite la creación de un entorno programado en el que el profesional puede interactuar consiguiendo calcular características de engranajes. Así mismo, el usuario se descargará la aplicación en su terminal móvil, lo que permite poder hacer los cálculos sin importar el lugar, lo que favorece su uso.

La idea de utilizar lenguaje JAVA y el compilador ORACLE es fundamentalmente por la facilidad de su uso (dejando a un lado la programación). Como se podrá observar en el presente Proyecto, la utilización de la herramienta es muy intuitiva y no es necesario un conocimiento avanzado de programación en java para poder trabajar con la aplicación. No obstante, se adjunta un manual de usuario (ver *Capítulo 9: Anexos*) con el fin de que el usuario no tenga ningún tipo de problema en la utilización de la aplicación. El usuario, mediante la introducción de parámetros en la aplicación, llegará a los resultados deseados y este hecho hace que se puede realizar un estudio a través del programa, ya que el mismo realiza los cálculos requeridos. Otra de las ventajas de la utilización de ORACLE es que se podrá ampliar, mejorar y, en general, modificar la aplicación, por lo que se utiliza un lenguaje de programación muy básico que no exige importantes conocimiento en JAVA.

Resumiendo, estamos ante una aplicación de básica programación, intuitiva y sencilla de utilizar, modificable en un futuro para mejorarla y que tiene como objetivo el prestar servicio al estudiante para complementar la docencia y sus conocimientos sobre la materia.

3.2 VENTAJAS DE LA UTILIZACIÓN DE ECLIPSE

Las ventajas de usar el programa Eclipse frente a otros son las siguientes:

1- El entorno de desarrollo integrado (IDE) de Eclipse emplea módulos (en inglés plug-in) para proporcionar toda su funcionalidad al frente de la Plataforma de Cliente rico, a diferencia de otros entornos monolíticos donde las funcionalidades están todas incluidas, las necesite el usuario o no.

2- Este mecanismo de módulos es una plataforma ligera para componentes de software. Adicionalmente a permitirle a Eclipse extenderse usando otros lenguajes de programación como son C/C++ y Python, permite a Eclipse trabajar con lenguajes para procesamiento de texto como LaTeX, aplicaciones en red como Telnet y Sistema de gestión de base de datos.

3-La arquitectura plug-in permite escribir cualquier extensión deseada en el ambiente, como sería Gestión de la configuración. Se provee soporte para Java y CVS en el SDK de Eclipse. Y no tiene por qué ser usado únicamente para soportar otros Lenguajes de programación.

4- La definición que da el proyecto Eclipse acerca de su Software es: "una especie de herramienta universal - un IDE abierto y extensible para todo y nada en particular".

En cuanto a la utilización de eclipse para la creación de aplicaciones clientes se puede decir que:

1- Eclipse provee al programador con Frameworks muy buenos para el desarrollo de aplicaciones gráficas, definición y manipulación de modelos de Software, Aplicaciones web, etc. Por ejemplo, GEF (GraphicEditing Framework - Framework para la edición gráfica) es un plug-in de Eclipse para el desarrollo de editores visuales que pueden ir desde procesadores de texto wysiwyg hasta editores de diagramas UML, interfaces gráficas para el usuario (GUI), etc. Dado que los editores realizados con GEF "viven" dentro de Eclipse, además de poder ser usados conjuntamente con otros plugins, hacen uso de su interfaz gráfica personalizable y profesional.

2- El SDK de Eclipse incluye las herramientas de desarrollo de Java, ofreciendo un IDE con un compilador de Java interno y un modelo completo de los archivos fuente de Java. Esto permite técnicas avanzadas de refactorización y análisis de código.

3- El IDE también hace uso de un espacio de trabajo, en este caso un grupo de metadata en un espacio para archivos plano, permitiendo modificaciones externas a los archivos en tanto se refresque el espacio de trabajo correspondiente.

3.3 HISTORIA DEL PROGRAMA ECLIPSE

Eclipse comenzó como un proyecto de IBM Canadá. Fue desarrollado por OTI (ObjectTechnology International) como reemplazo de VisualAge también desarrollado

por OTI. En noviembre del 2001, se formó un consorcio para el desarrollo futuro de Eclipse como código abierto. En 2003, fue creada la fundación independiente de IBM.

3.3.1 VERSIONES DE ECLIPSE

- Eclipse 3.0 2003 seleccionó las especificaciones de la plataforma OSGi como la arquitectura de tiempo de ejecución.
- En 2006 la fundación Eclipse coordinó sus 10 proyectos de código abierto, incluyendo la Plataforma 3.2, para que sean liberados el mismo día. Esta liberación simultánea fue conocida como la liberación Callisto.
- La siguiente versión que salió fue nombrada Europa, que corresponde a la versión 3.3 de Eclipse, el 29 de Junio del 2007.
- La versión Ganymede, que corresponde a la versión 3.4 de Eclipse, salió el 25 de Junio del 2008.
- La versión consecutiva a Ganymede es Galileo, que corresponde a la versión 3.5 de Eclipse, salió el 24 de Junio del 2009.
- La versión Helios que corresponde a la versión 3.6 de Eclipse se lanzó el 23 de Junio de 2010.
- La siguiente versión, Indigo, corresponde a la versión 3.7 de Eclipse, lanzada el día 22 de Junio de 2011
- La última versión hasta la fecha, Juno, fue sacada el 27 de Junio de 2012 siendo la versión 4.2 de la plataforma Eclipse

En la tabla 3.1 que se muestra a continuación se resumen las versiones de Eclipse:

Tabla 3.1 Versiones del programa Eclipse

Versión	Fecha de lanzamiento	Versión de plataforma
Juno	27 de junio de 2012	4.2
Indigo	22 de junio de 2011	3.7
Helios	23 junio de 2010	3.6
Galileo	24 de junio de 2009	3.5
Ganymede	25 junio de 2008	3.4
Europa	29 de junio de 2007	3.3
Callisto	30 de junio de 2006	3.2
Eclipse 3.1	28 de junio 2005	3.1
Eclipse 3.0	28 de junio de 2004	3.0

La aplicación ha sido desarrollada según la versión 3.3 de eclipse. El motivo de esta elección ha sido que es la versión más baja que aceptan los móviles de sistema android de última generación para el uso de gráficas interactivas. Si se hubiese realizado en una versión superior, muchos móviles no podrían hacer uso de dicha aplicación puesto que el sistema operativo no los podría reconocer.

3.4 PROGRAMACIÓN EN ECLIPSE

3.4.1 CREACIÓN DE UN PROYECTO

En el entorno de desarrollo Eclipse todo archivo se almacena dentro de un proyecto. Esto quiere decir que todo documento, carpeta, archivo de código fuente (.java) y código compilado (.class) tiene que estar contenido dentro de un proyecto. Así pues, el primer paso antes de usar Eclipse para programar en Java es comprender la estructura de proyectos de Eclipse.

Es necesario crear un nuevo proyecto no sólo para desarrollar un nuevo programa de Java, sino para editar también archivos ya existentes (como por ejemplo, un programa ".java" almacenado en un diskette). Para crear un nuevo proyecto, seleccione en la línea de menús principal "File > New > Project...".



Imagen 3.1 Creación de un nuevo proyecto

Hay varios tipos de proyectos de Eclipse que pueden ser creados:

- Para crear o editar programas Java, un "Java Project" debería ser creado. Nótese que dentro de un proyecto de Java también puede almacenarse toda la información relacionada con el proyecto (la cual no tiene por qué reducirse estrictamente a código fuente, sino que también puede contener documentación y otros archivos relacionados).
- Los "Simple Project" sólo deberían crearse para almacenar documentos y otros archivos, pero no código Java que se desee compilar. Por ello, siempre que se creen archivos ".java" sería recomendable crear un "Java Project".
- Los "Plug-in Development Project" se usan para añadir nuevos módulos y funciones al entorno Eclipse. Estos proyectos sólo son necesarios si se es un desarrollador de Eclipse.
- Los proyectos de "EMF" se utilizan para crear modelos de análisis y diseño.

Para utilizar Eclipse para programar en Java, escogeremos crear un nuevo "Java Project" seleccionando "Java > Java Project" y haciendo clic en el botón "Next>" del asistente de creación.

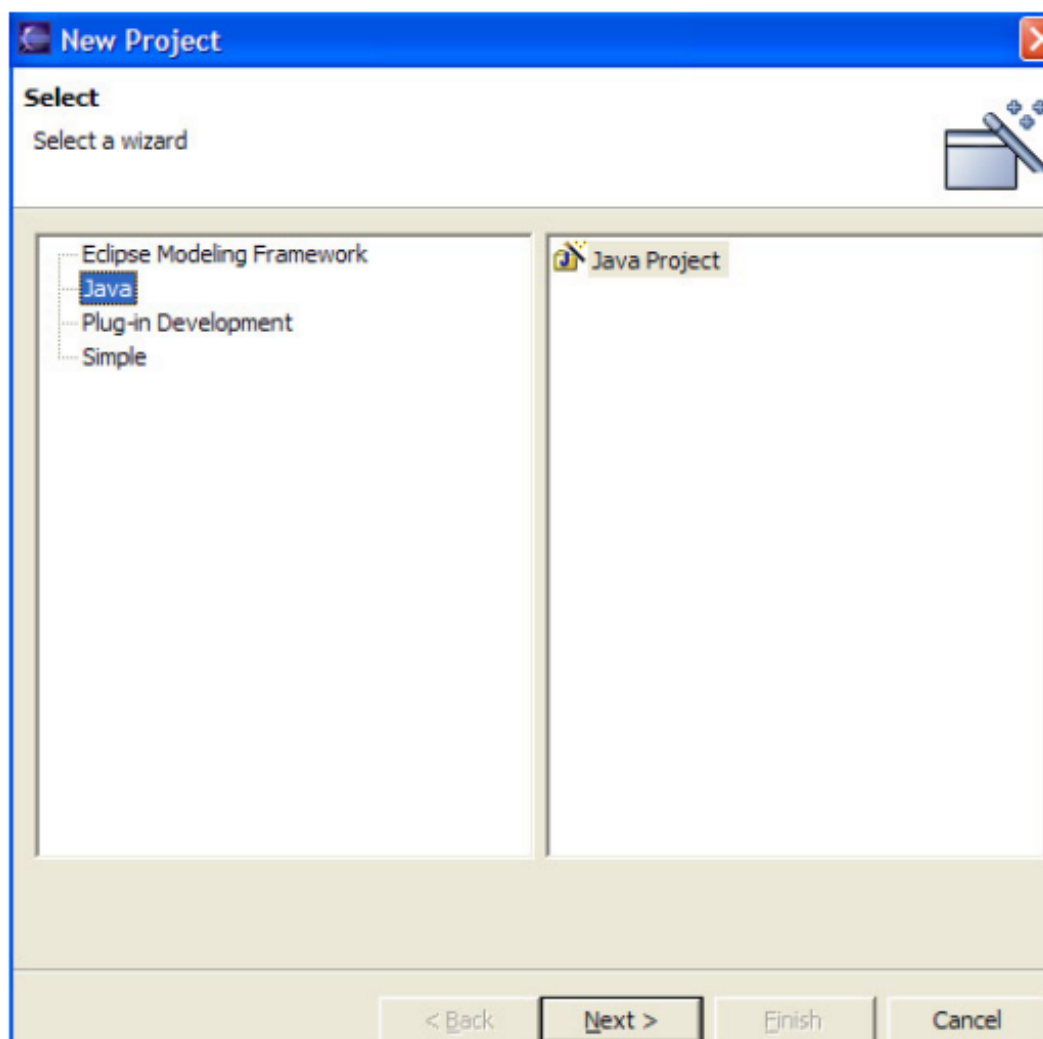


Imagen 3.2 Elección de Java como lenguaje

Tras esto, debe especificarse un nuevo nombre para el proyecto. En este ejemplo, se ha llamado al nuevo proyecto "Eclipse Tutorial".

Si se usa el directorio por defecto, los archivos del proyecto se almacenarán en el directorio "[DirectorioDeInstalación]\workspace\[NombreProyecto]". También es posible especificar un directorio diferente en el que guardar dichos contenidos.

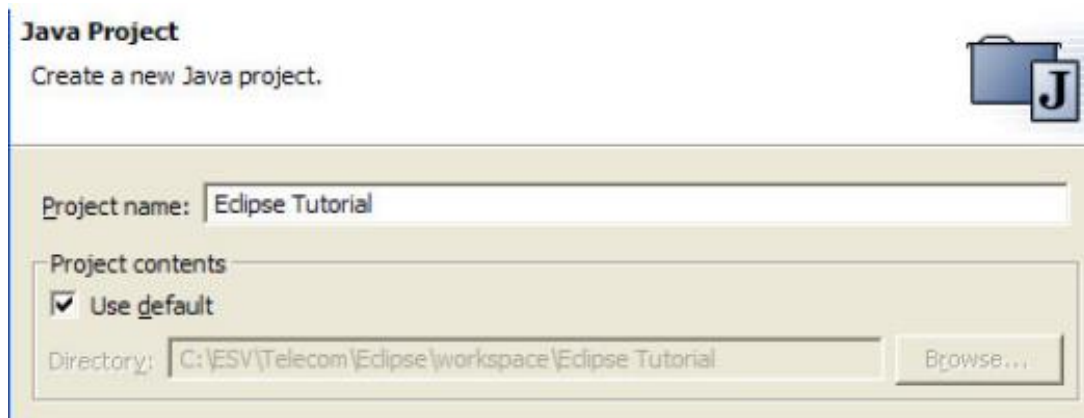


Imagen 3.3 Nombre del proyecto

Pese a que en este punto es ya posible terminar la creación del nuevo proyecto haciendo clic en el botón "Finish", es recomendable pulsar de nuevo el botón "Next>" para definir explícitamente de esta manera una carpeta fuente para los archivos ".java" desde el principio. Las carpetas fuente ("Source Folders") almacenan los archivos de código fuente de Java (.java), de manera que Eclipse sepa dónde encontrarlos y pueda realizar la compilación automática de los mismos cada vez que un archivo sea guardado.

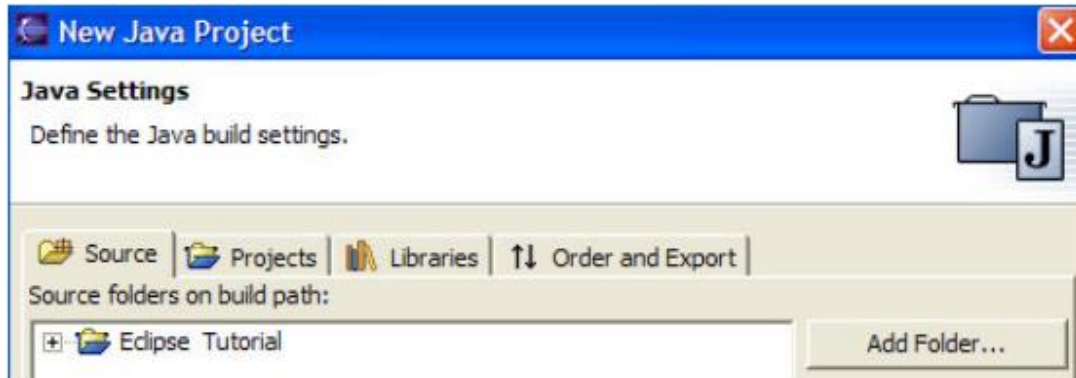


Imagen 3.4 Carpeta fuente del proyecto

Para crear dicha carpeta fuente seleccione la pestaña de "Source" y pulse el botón "Add Folder...". Seleccione el proyecto recientemente creado y pulse el botón "Create New Folder". Un buen nombre para esta carpeta fuente podría ser sencillamente "src". Tras especificar dicho nombre, pulse "Ok". A la pregunta de si desea actualizar la carpeta de salida de archivos compilados, debería responder afirmativamente. De este modo, los archivos ".class" que resulten de la compilación de los ".java" almacenados en la carpeta fuente irán a parar a la carpeta "\bin". Pulse el botón "Finish" para terminar el proceso de creación del nuevo proyecto. Si se nos

pregunta si deseamos pasar a la perspectiva de Java, deberíamos responder afirmativamente.

3.4.2 FUNCIONES ÚTILES

3.4.2.1 Compilar y Detectar Errores

Es importante tener en cuenta que en Eclipse los errores de compilación se muestran en tiempo real subrayando el fragmento de código adecuado con una línea roja. Y además el entorno automáticamente compila los archivos salvados. Así pues, no será necesario pasar por el tedioso y lento proceso de compilar - observar los errores - corregir los errores.

Los errores pueden encontrarse fácilmente porque se muestran además como marcas rojas en el margen derecho del editor de código Java. También los errores y advertencias presentes en archivos ya guardados se muestran dentro de la vista de tareas (Tasks View), como se detallará posteriormente. Haciendo click en cualquiera de los dos tipos de marcadores de error llevará automáticamente hasta la línea en que el error está presente. Las advertencias (warnings) se muestran de la misma manera, pero con marcas amarillas.

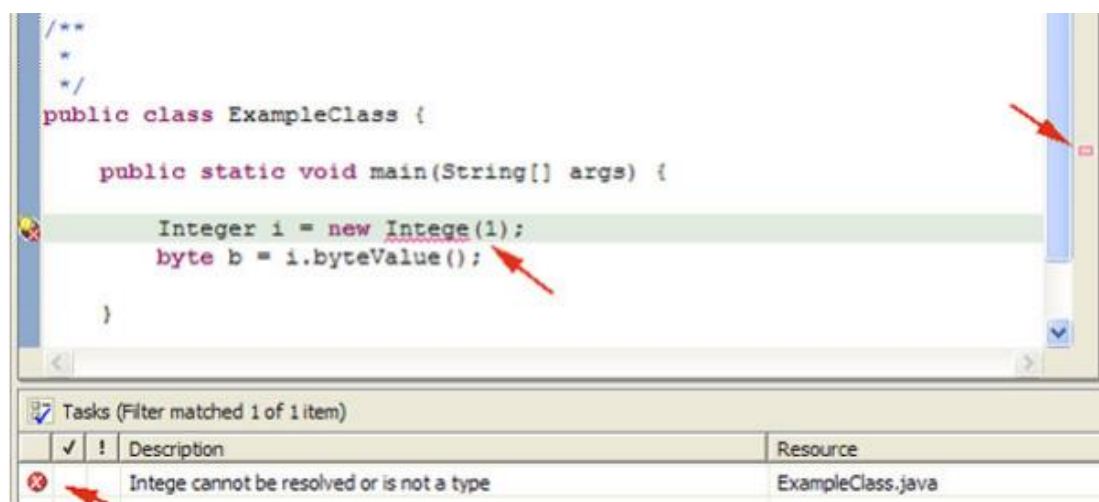


Imagen 3.5 Detección de errores

3.4.2.2 Bucles

Los bucles suelen estar presentes en todos los programas. Aunque crear un nuevo bucle puede no ser una tarea muy compleja, Eclipse proporciona algunas funciones de auto completado que pueden acelerar considerablemente el proceso. Basta con escribir "do", "while" o "for" y pulsar "CTRL + Espacio" para mostrar las posibles opciones. Si el bucle ha sido creado con el propósito de iterar sobre un array de elementos, seleccionar esta opción intentará autocompletar incluso el nombre del array.

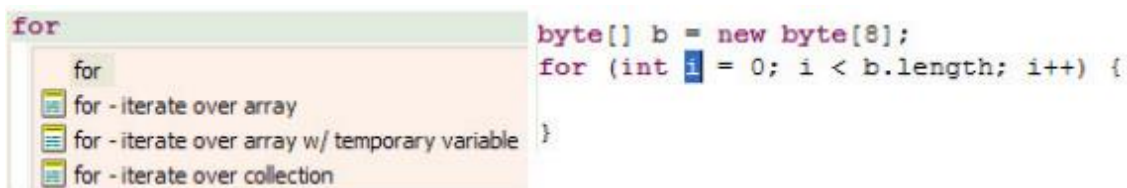


Imagen 3.6 Creación de un bucle

3.4.2.3 Consultar la Documentación

La documentación Javadoc del código que se esté actualmente programando puede ser consultada en tiempo real simplemente colocando el cursor o el puntero del ratón sobre el elemento elegido. Para expandir la ventana con esta documentación basta con pulsar la tecla de función F2.

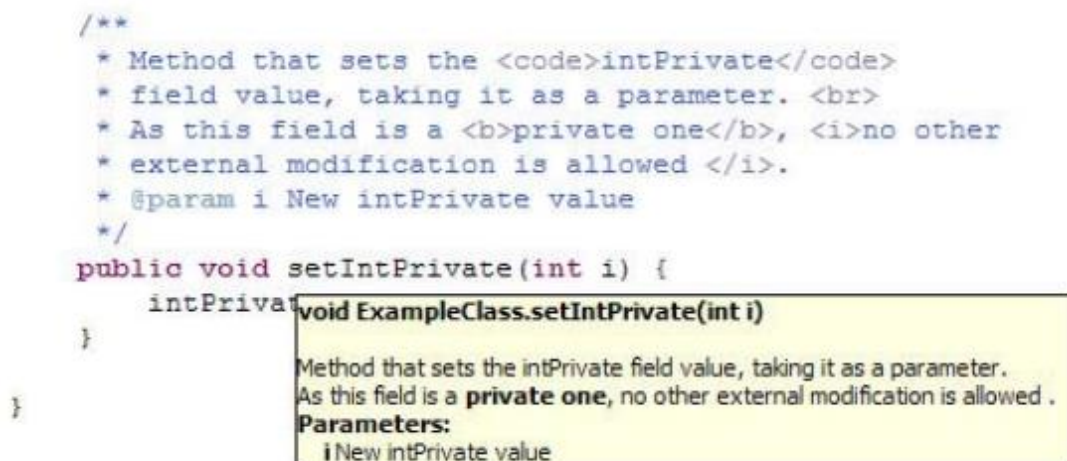


Imagen 3.7 Consulta documentación

3.4.3 Arquitectura de la plataforma de Eclipse

La Plataforma de Eclipse es un marco de trabajo con un conjunto poderoso de servicios que soporta complementos, como JDT y el Entorno de Desarrollo de Complementos. Consiste de varios componentes principales: un tiempo de ejecución de la plataforma, un Espacio de Trabajo, un Entorno de Trabajo, Equipo de Soporte y Ayuda.

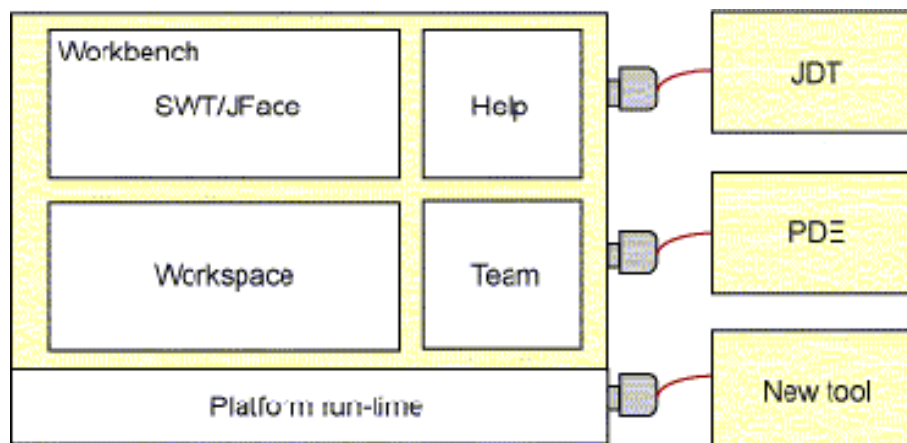


Imagen 3.8 Arquitectura de la plataforma de Eclipse

Plataforma

El tiempo de ejecución de la plataforma es el núcleo que descubre en el inicio qué complementos están instalados y crea un registro de información sobre ellos. Para reducir el tiempo de inicio y el uso de los recursos, no carga ningún complemento hasta que realmente se lo necesita. Excepto el núcleo, todo lo demás se implementa como un complemento.

Espacio de trabajo

El espacio de trabajo es el complemento responsable de la administración de los recursos del usuario. Este incluye todos los proyectos que crea el usuario, los archivos de esos proyectos y los cambios en los archivos y otros recursos. El espacio de trabajo también es responsable de notificar a otros complementos interesados sobre los cambios en los recursos, como archivos que se crearon, eliminaron o cambiaron.

Entorno de trabajo

El entorno de trabajo proporciona a Eclipse una interfaz de usuario (IU). Se creó la utilización de un Kit de Herramientas Estándar (SWT) — una alternativa no estándar para el Swing/AWT GUI API de Java — y un API, JFace con un nivel superior, construido por sobre SWT que proporciona componentes de la IU.

Se ha comprobado que el SWT es la parte más polémica de Eclipse. SWT se grafica de forma más parecida a las capacidades nativas de los gráficos del sistema operativo subyacente que Swing o AWT, que no solo hace que SWT sea más rápido, sino que también permite que los programas JAVA se parezcan y se sientan más como aplicaciones nativas. El uso de esta nueva API GUI podría limitar la portabilidad del entorno de trabajo de Eclipse, pero los puertos del SWT para los sistemas operativos más populares ya están disponibles.

El uso del SWT por parte de Eclipse afecta no solo la portabilidad de Eclipse — ninguna de las aplicaciones Java diseñadas con Eclipse, a menos que utilicen SWT en lugar de Swing/AWT.

Soporte del equipo

El componente de soporte del equipo es responsable de proporcionar soporte para el control de la versión y la gestión de la configuración. Agrega vistas según sea necesario para permitir al usuario interactuar con cualquier sistema de control de versiones (si hay) que se esté utilizando. La mayoría de los componentes no necesitan interactuar con el componente de soporte del equipo a menos que proporcionen servicios de control de versiones.

Ayuda

El componente de ayuda pone en paralelo la expansión de la propia Plataforma de Eclipse. De la misma forma que los complementos agregan funcionalidad a Eclipse, la ayuda proporciona una estructura de navegación de complementos que permite a las herramientas agregar documentación en la forma de archivos HTML.



CAPÍTULO 4

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y METODOLOGÍA



4.1 INTRODUCCIÓN

Como ya comentamos al comienzo del documento, el objetivo de este proyecto es el de realizar una herramienta que sirviese como ayuda a los ingenieros en el diseño de engranajes sin tener que recurrir al cálculo, simplemente haciendo uso de una aplicación que pudiesen tener en un terminal móvil o una Tablet con sistema operativo android 3.3 o superior.

El motivo del diseño para terminales se debe a la creciente demanda de herramientas virtuales que el ingeniero puede llevarse consigo a cualquier parte sin tener que acarrear con herramientas físicas. Esta aplicación se desarrolla con el fin de optimizar el tiempo del ingeniero y eliminar la posibilidad de error en los cálculos que contempla esta aplicación.

4.2 METODOLOGÍA DE ESTUDIO

Con el fin de realizar este proyecto, y puesto que mis conocimientos de programación para terminales móviles eran nulos, me dispuse inicialmente a aprender a programar específicamente para android desde la base. Para ello me documente con tutoriales de programación virtuales, así como foros sobre el tema. Después de mes y medio aprendiendo a programar me dispuse a elegir el tema concreto sobre el cual versaría mi proyecto. Finalmente decidí hacerlo sobre cálculo de engranajes puesto que lo considero un tema muy interesante y de amplio uso en la industria moderna, por lo que la aplicación podría tener un uso profesional puertas afuera de la universidad.

Ya determinado el tema y teniendo unos conocimientos básicos de programación en java para android, me dispuse a empezar la aplicación propiamente dicha, por lo que primero busqué documentación sobre el tema determinando los diferentes datos que calcularía la aplicación, así como cómo se distribuiría cada pantalla. Al mismo tiempo, debido a mis bajos conocimientos de programación, tenía que seguir aprendiendo a realizar ciertas funciones que quería que realizara el programa. Finalmente, después de modificar varias veces cada pantalla, botón, recuadro, imagen y texto que había introducido en la aplicación, y habiendo obtenido un resultado más que satisfactorio, di por concluida la programación, sin cerrar la puerta a posibles cambios posteriores.

Desde un principio se buscó el diseñar una aplicación con un diseño atractivo y fácil de usar para que fuera atractiva para el usuario. Para ello se hizo un diseño inicial muy básico de cómo sería la aplicación y los puntos que abordaría.

Como inicio se diseñó una imagen que sirviera como símbolo de la aplicación así como pantalla de inicio. Esta tendría una duración estimada de unos dos o tres segundos tras los cuales aparecería una pantalla principal desde la cual se pudiera ir a subpantallas para hacer los cálculos pertinentes. En ella habría cálculo de engranajes rectos y helicoidales, así como flexión de engranajes, esfuerzos superficiales y hacer cálculos según AGMA. También meteríamos algo de teoría así como una subpantallas con cierta información, como autores y autoconfiguración.

En la pantalla de cálculo de engranajes rectos se decidió contemplar varias opciones de cálculo, puesto que se tendría en cuenta si los dientes son los dos más pequeños que 14, los dos mayores de 14, uno de ellos menor de 14 pero que la suma de ambos números de dientes sea mayor de 28 o siendo menor. Todas estas opciones afectan a las fórmulas indicadas. Así mismo, si el montaje es en "V", se calculará " α " sin hacer uso de las tablas pertinentes, sino que se ha creado un bucle en la programación de tal manera que la aplicación sea más rápida en el procesado.

En la pantalla de cálculo de engranajes helicoidales se calculan ciertos parámetros básicos a partir de unos datos introducidos. En esta sección partimos de la condición de que tanto el montaje como el tallado son en "V".

En la pantalla correspondiente a la flexión de engranajes se diseñó inicialmente más sencilla, sin tabla de datos, pero tiempo después se tomó la decisión de introducirla para facilitar el uso de esta pantalla al usuario. El usuario debe de introducir unos datos que se le piden y elegir un tipo de perfil entre los ofertados, calculando así la flexión resultante.

En la pantalla de esfuerzos superficiales inicialmente se pensó no hacerla tan extensa puesto que los datos a introducir son muchos, pero se vio que era un cálculo importante que no podía ser obviado

En la pantalla de cálculo de engranajes según AGMA se pensó en un principio calcular tanto ecuaciones de esfuerzo como de resistencia. Inicialmente se pensaron establecer como independientes en la pantalla principal, pero después se optó como mejor opción la de implementarlas bajo un mismo apartado a partir del cual salieran dos opciones. En la pantalla de ecuaciones de esfuerzo el usuario deberá introducir unos parámetros a partir de los cuales obtendrá unos valores. En esta pantalla el

usuario también podría calcular haciendo uso de gráficas el número de esfuerzo flexionante permisible según el tipo de acero. Inicialmente este aspecto fue uno de los más complicados puesto que hacer que una gráfica sea interactiva con el usuario conlleva una programación compleja.

La pantalla de ecuaciones de resistencia según AGMA se basa principalmente en la introducción de parámetros por parte de usuario y el cálculo de los resultados .en esta pantalla también se haría uso de una gráfica interactiva, pero al igual que en el apartado anterior fue de gran dificultad y hasta baraje la posibilidad de anular dichos cálculos por el desconocimiento de dicha programación.

Finalmente se pensó en poner una opción en la pantalla principal con los autores, en el cual se explicaría que es un proyecto fin de carrera. A lo largo del desarrollo de la aplicación se pensó en hacer un manual puesto que la aplicación iba haciéndose cada vez más grande y no todos los aspectos eran intuitivos. Puesto que las gráficas eran complejas y que cada terminal móvil es de distinto tamaño, se pensó en realizar una configuración personalizada de cada gráfica para que la precisión fuera óptima. Así mismo se diseñó una calibración de la pantalla del propio terminal por si esta era de baja resolución para que tuviese la mayor precisión que le pudiese aportar.

Para comprobar que los resultados fueran correctos en la aplicación se diseñó e implementó un Excel que calculase todos los parámetros al introducir los datos. El único punto que no se podría calcular mediante el Excel sería en el cálculo cinemático de engranajes rectos en el montaje en “V”, puesto que la aplicación resolverá un bucle mientras que en Excel hay que sacarlo de una tabla. A continuación se muestra una de las tablas de Excel que se usaron para la comprobación de los resultados:

Tabla 4.1: ejemplo de tabla de comprobación de resultados en Excel

DATOS:

MODULO NORMAL

Z1

Z2

10

20

13

condición 2:	Z1≥14
	Z2<14
	Z1+Z2≥28
	montaje a cero

Relación de transmisión:

Factor de desplazamiento:

Desplazamiento en la talla en V en Rueda:

Desplazamiento en la talla en V en Piñón:

Radio base Rueda:

Radio base Piñón:

Radio de cabeza de Rueda:

Radio de cabeza de Piñón:

Radio de pie de Rueda:

Radio de pie de Piñón:

Radio primitivo de referencia Rueda:

Radio primitivo de referencia Piñón:

Radio primitivo de funcionamiento Rueda:

Radio primitivo de funcionamiento Piñón:

Distancia entre ejes de referencia:

Distancia entre ejes de funcionamiento:

Paso de referencia:

Paso de funcionamiento:

Paso base:

Espesor Rueda

Espesor Piñón:

Hueco Rueda:

Hueco Piñón:

Holgura radial de referencia:

Holgura radial de funcionamiento:

Holgura circunferencial de funcionamiento:

Segmento o longitud de engrane:

Coefficiente de engrane:

Cabeza del diente:

Altura pie del diente:

Altura:

Valor de α :

Valor de α' :

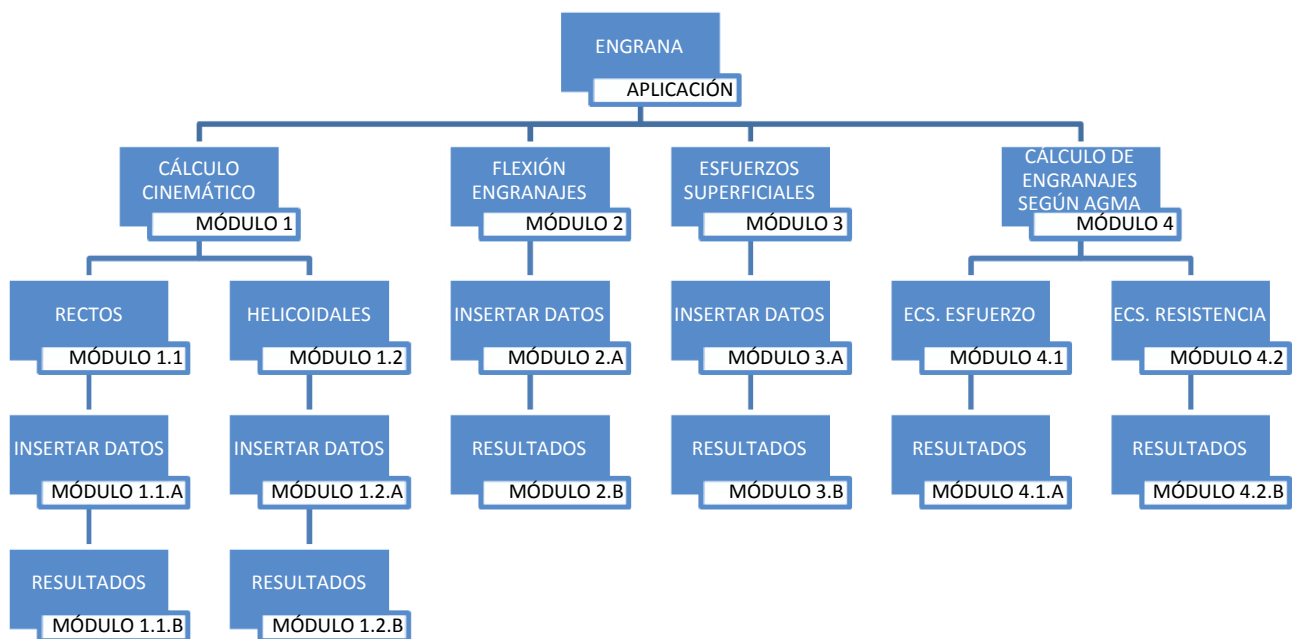
fórmulas

resultados

$i=Z1/Z2$	1,538461538
$X1=(14-Z1)/17$	-0,352941176
$X2=-X1$	0,352941176
$Vr=m.X1$	-3,529411765
$Vp=m.X2$	3,529411765
$Rb1=m.Z1.cos\alpha/2$	93,97151409
$Rb2=m.Z2.cos\alpha/2$	61,08148416
$Ra1=R1+m(1+X1)$	106,4705882
$Ra2=R2+m(1+X2)$	78,52941176
$Rf1=R1-m(1,25-X1)$	83,97058824
$Rf2=R2-m(1,25-X2)$	56,02941176
$R1=m.Z1/2$	100
$R2=m.Z2/2$	65
$R1'=R1.cos\alpha/cos\alpha'$	100
$R2'=R2.cos\alpha/cos\alpha'$	65
$a=R1+R2$	165
$a'=R1'+R2'$	165
$p=m.\pi$	31,41592654
$p'=p.cos\alpha/cos\alpha'$	31,41592654
$Pb=p.cos\alpha$	29,52202183
$s=p/2+2.m.X1.tg\alpha$	13,13928801
$s=p/2+2.m.X2.tg\alpha$	18,27663853
$e=p/2-2.m.X1.tg\alpha$	18,27663853
$e=p/2-2.m.X2.tg\alpha$	13,13928801
$Hr=0,25$	0,25
$Hr'=a'-(ra1+rf2)$	2,5
$Hc=0$	0
$gx=\sqrt{(ra1^2+rb1^2)+\sqrt{(ra2^2-rb2^2)-(r1'+r2')sen\alpha'}}$	134,9412009
$\varepsilon=gx/Pb$	4,570865833
m	10
$1,25m$	12,5
$h=2,25m$	22,5
$20^\circ=0,349rad$	0,349
$\alpha'=\alpha$	0,349

4.3 IMPLEMENTACIÓN

A continuación se muestra el organigrama que se seguirá para implementar la aplicación.



Siguiendo los pasos establecidos en las etapas de diseño, **Engrana** consta de cuatro módulos principales (cálculo cinemático, flexión de engranajes, esfuerzos superficiales y cálculo de engranajes según AGMA). En el siguiente capítulo se expone cómo se ha ido dando forma a **Engrana** siguiendo el organigrama.





CAPÍTULO 5

DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN



5.1 DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN

La aplicación se diseñó inicialmente para el cálculo de ciertos parámetros de engranajes, añadiendo posteriormente cálculos más complejos así como interacciones con gráficas y haciendo uso de funciones ocultas visualmente para hacer más atractiva la aplicación.

Según aprendía a programar nuevas funciones las iba añadiendo a la aplicación en la medida en la que podía, formando poco a poco lo que ahora es la aplicación final.

A continuación se describirán las pantallas, con sus funciones, tanto las ocultas como las visibles:

Pantalla de bienvenida:

En ella se muestra el icono de la aplicación, el cual se ha programado para que su duración sea de 3 segundos, a partir de los cuales salta a la pantalla “Menú principal”.



Imagen 5.1 Pantalla de bienvenida

Pantalla “Menú principal”:

En esta pantalla se centra la aplicación. Según aparece la pantalla aparece un mensaje de bienvenida que dura dos segundos. Desde esta pantalla podemos pasar a las subpantallas principales según lo que queramos consultar o calcular. Cuando volvamos atrás en las diferentes pantallas la pantalla “Menú principal” será siempre a la que volvamos.

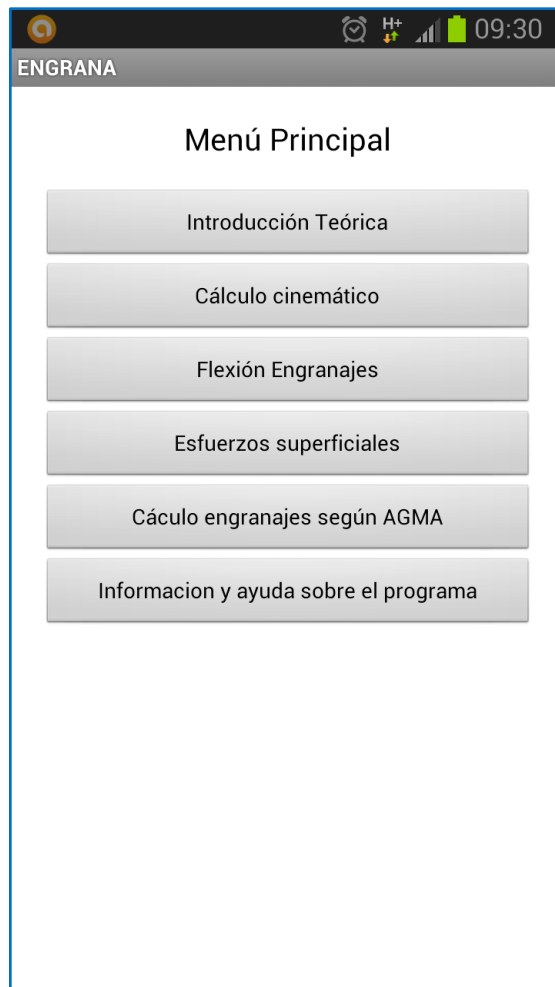


Imagen 5.2 Menú principal

Pantalla “Introducción teórica”:

En esta pantalla se define lo que es un engranaje, sus componentes, función y aplicaciones. Se muestra la imagen de un engranaje, la cual se puede agrandar pulsando sobre ella. Al final de la pantalla se muestra un botón “Atrás”, el cual nos devolverá a la pantalla “Menú principal”.

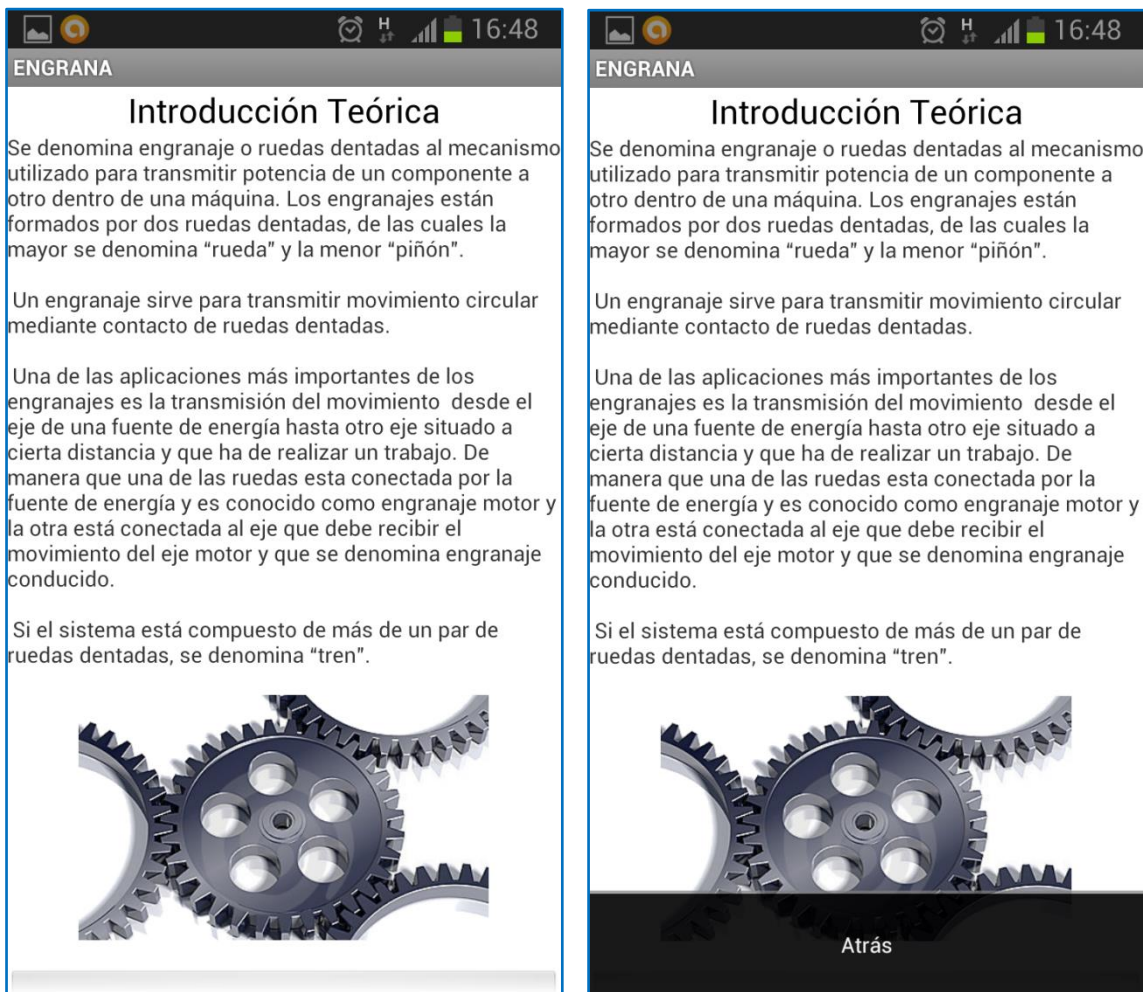


Imagen 5.3 Introducción teórica general

Pantalla "Cálculo cinemático"

Dentro de este módulo encontramos dos opciones de cálculo. La primera de ellas es en engranajes rectos y la segunda en helicoidales.

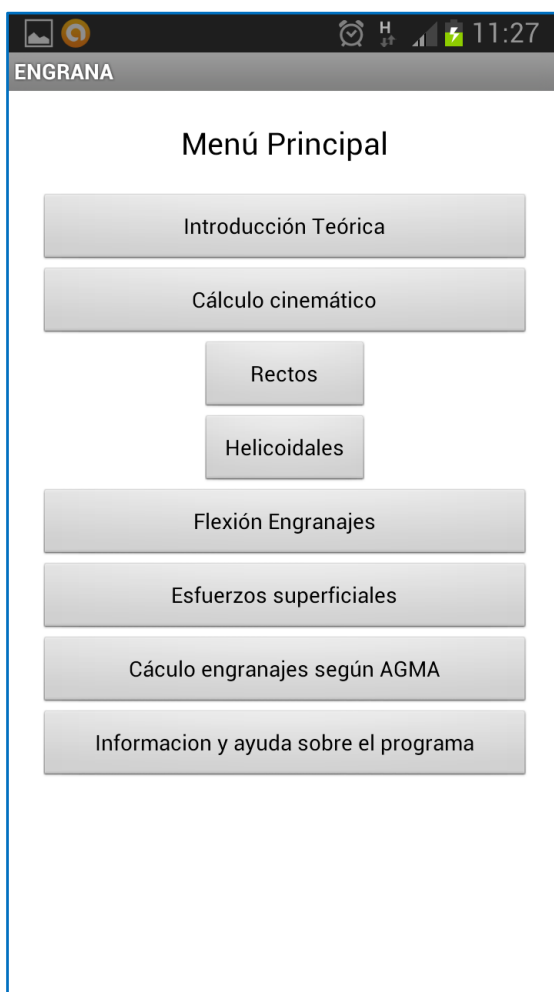
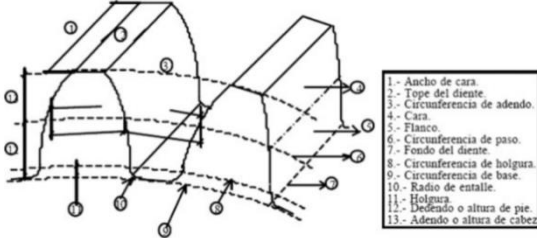


Imagen 5.4 Elección tipo de cálculo cinemático

Primeramente veremos los rectos. Seleccionando la primera opción el usuario introducirá unos datos que se le piden. A continuación pulsará el botón “Calcular” tras el cual la aplicación hará los cálculos pertinentes mostrando a continuación los resultados. En esta pantalla se muestra también un botón de “Atrás” mediante el cual el usuario volverá al “Menú principal”.

ENGRANA

Cálculo cinemático
RECTOS



Módulo: M

Nº de Dientes Rueda : Z1

Nº de Dientes Piñón : Z2

Calcular

Resultados

Relación de Transmisión : i

Factor de desplazamiento : X1

ENGRANA

Resultados

Relación de Transmisión : i

Factor de desplazamiento : X1

Factor de desplazamiento : X2

Desplazamiento en la talla en V en Rueda :

Desplazamiento en la talla en V en Piñón :

Radio base rueda : rb1

Radio base piñón : rb2

Radio de cabeza de rueda : Ra1

Radio de cabeza de piñón : Ra2

Radio de pie de rueda : Rf1

Radio de piñón : Rf2

Radio primitivo de referencia rueda : R1

Radio primitivo de referencia piñón : R2

Imagen 5.5 Cálculo cinemático

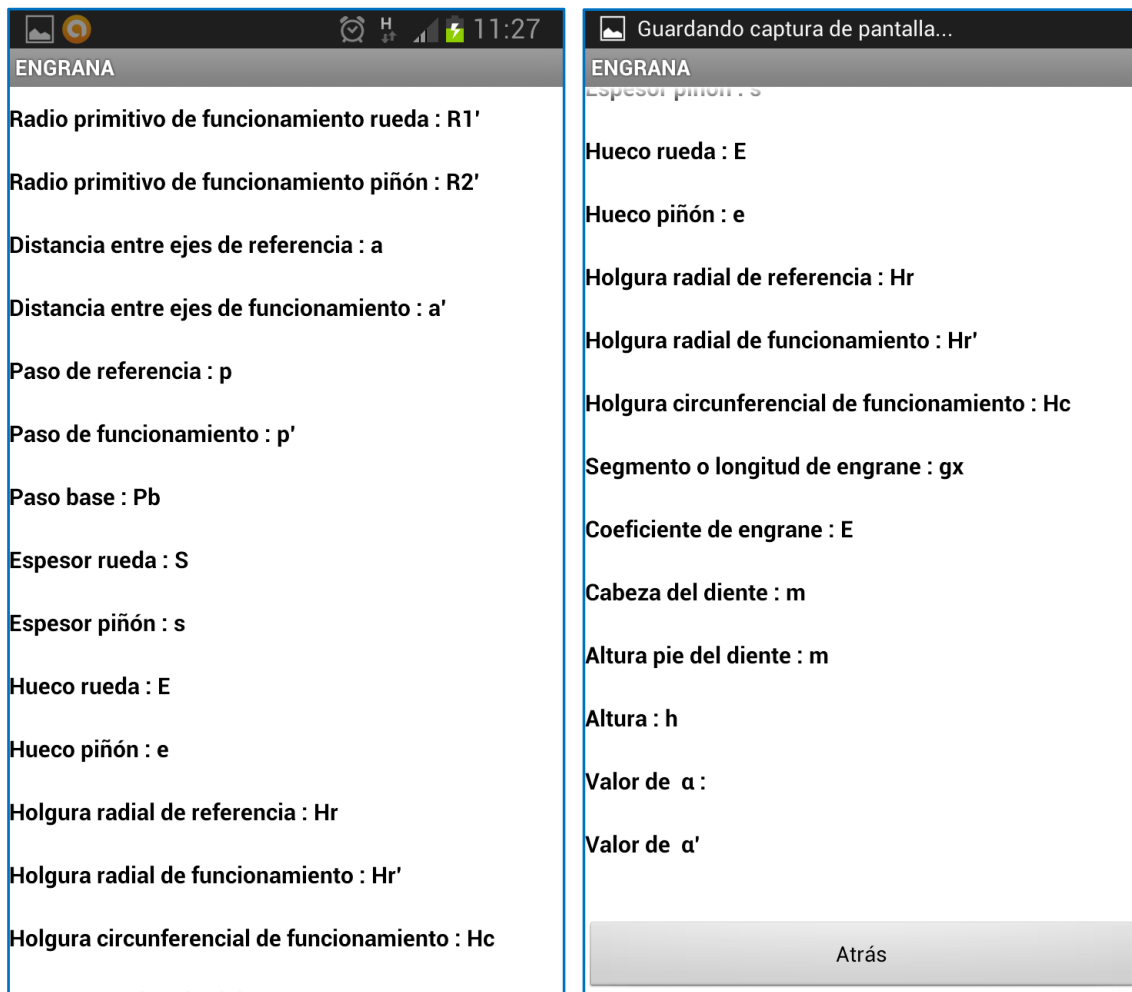


Imagen 5.6 Cálculo cinemático 2

Cabe decir que en este apartado se contemplan 4 opciones:

- $Z1$ y $Z2 \geq 14$ siendo el montaje a cero
- $Z1 \geq 14$, $Z2 < 14$ siendo $Z1 + Z2 \geq 28$ y montando a cero
- $Z1 \geq 14$, $Z2 < 14$ siendo $Z1 + Z2 \geq 28$ y montando en V
- $Z1 < 14$ y $Z2 < 14$ siendo el montaje en V

Las dos opciones que se montan en V conllevan un cálculo complejo sobre la variable α' , puesto que este dato se saca de unas tablas de unos 200 valores y al ser muy complicado su introducción en una programación se ha diseñado un bucle mediante el cual se calcula con total precisión su valor exacto.

Dándole al botón de opciones del terminal en el que operemos, nos saldrán tres opciones: "Teoría", "Calcular" y "Atrás".

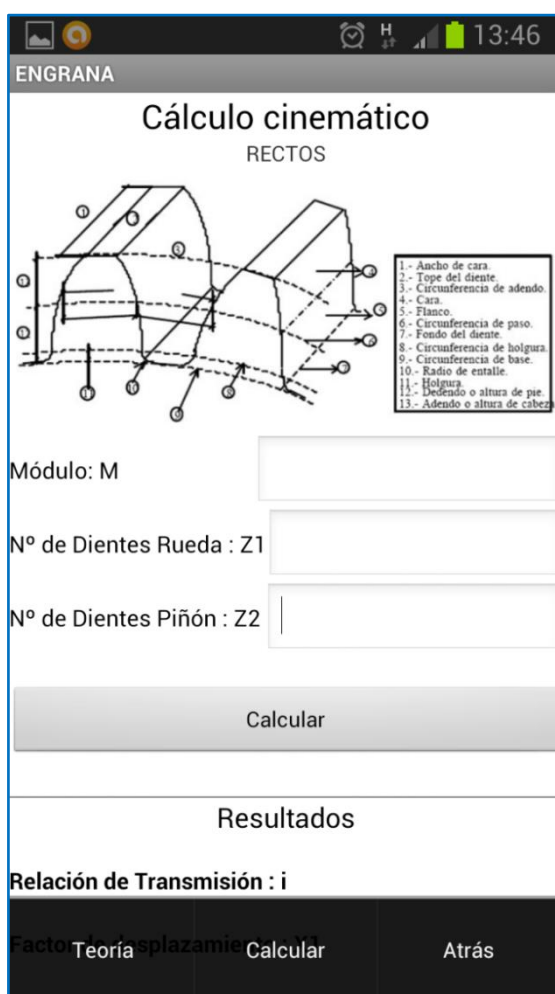


Imagen 5.7 Botón auxiliar Cálculo Cinemático: Rectos

Mediante el botón de Teoría nos aparecerá una introducción teórica sobre el cálculo cinemático de los engranajes así como fórmulas empleadas para el cálculo. Se muestra también una imagen de un engranaje con las diferentes secciones existentes, la cual se puede ampliar pulsando sobre ella. Si se quiere ampliar más, el usuario debe mantener pulsada la imagen y mover el dedo para arriba de la pantalla para ampliarla y para abajo para reducirla.

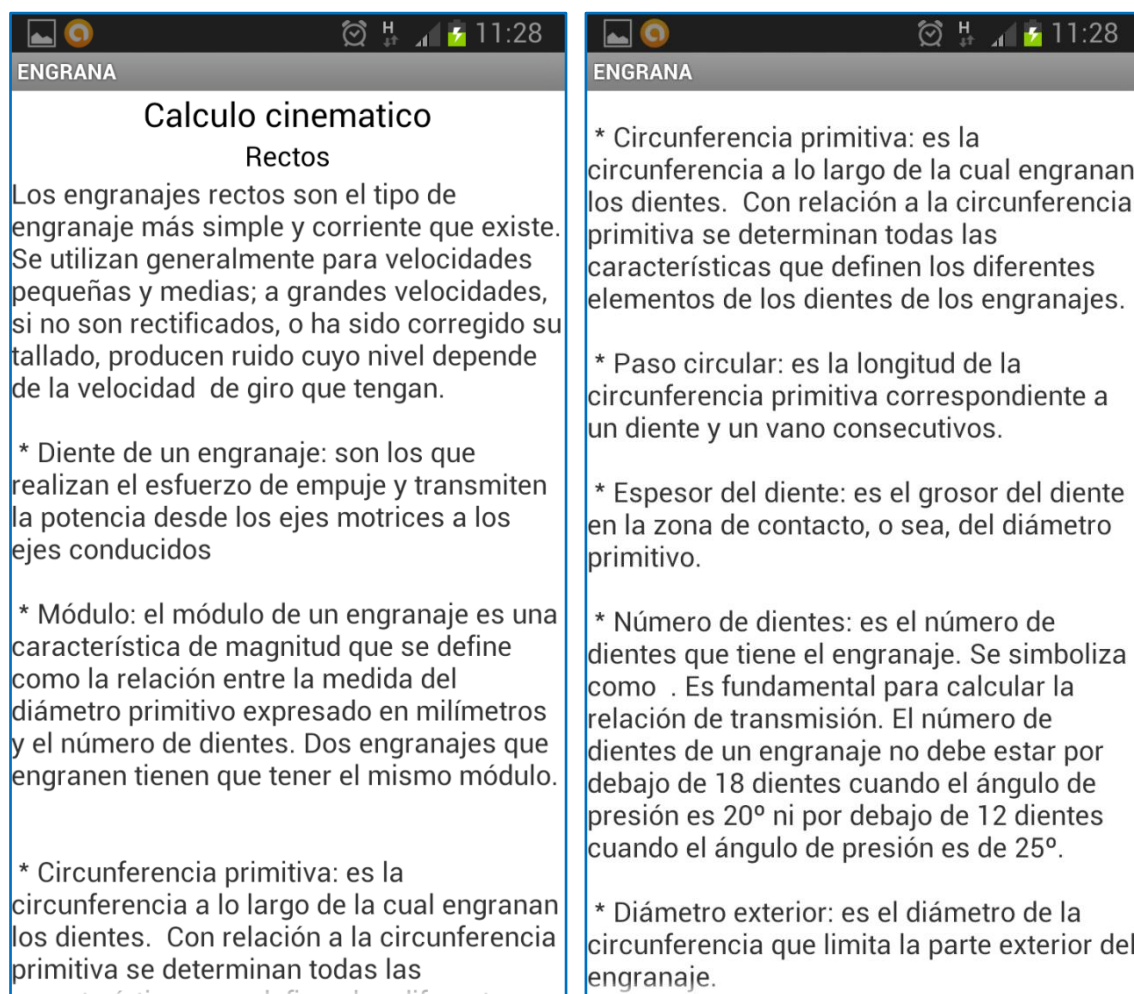


Imagen 5.8 Teoría Cálculo Cinemático: Rectos

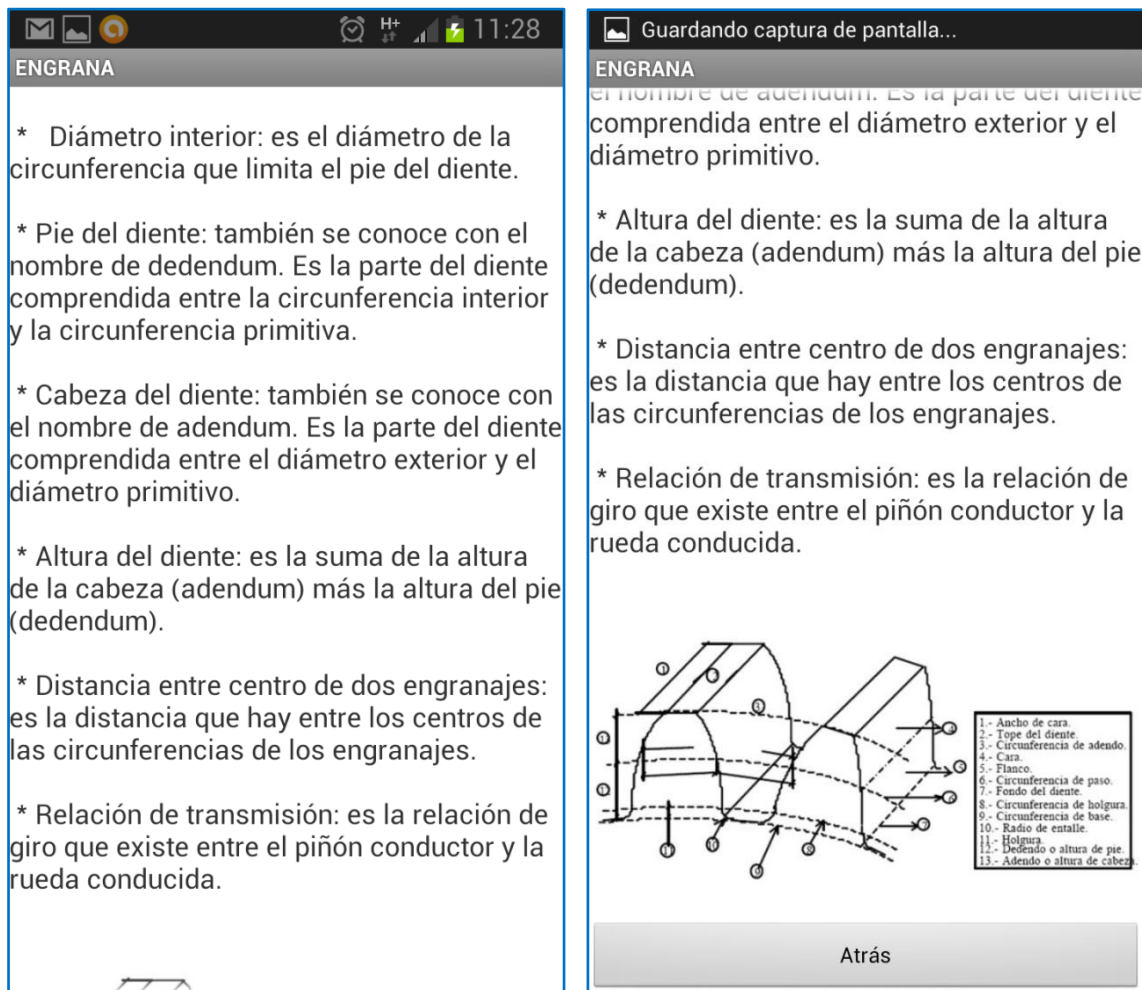
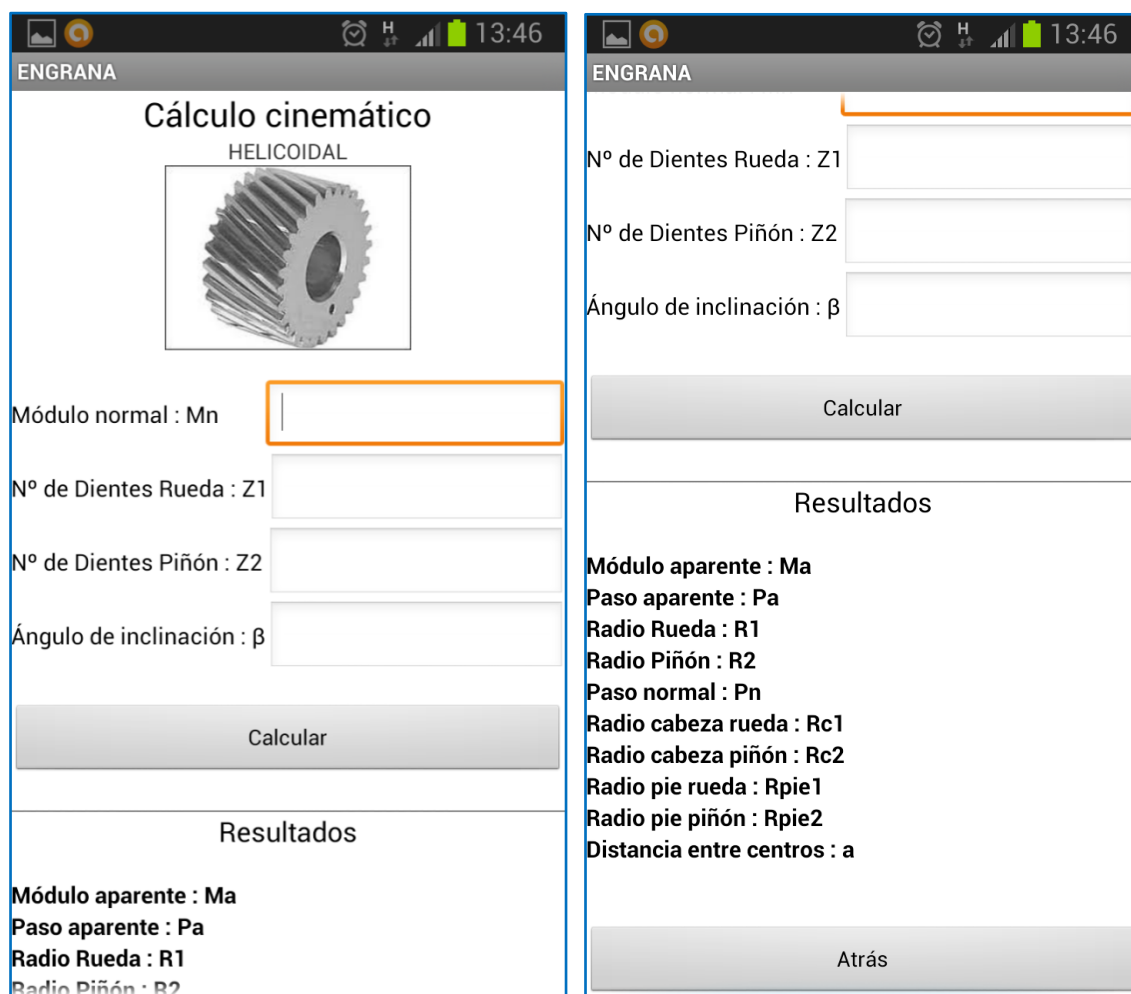


Imagen 5.9 Teoría Cálculo Cinemático: Rectos 2


Seleccionando la segunda opción del menú de cálculo cinemático: Helicoidales, el usuario introducirá unos datos que se le piden. A continuación pulsará el botón “Calcular” tras el cual la aplicación hará los cálculos pertinentes mostrando a continuación los resultados. En esta pantalla se muestra también un botón de “Atrás” mediante el cual el usuario volverá al “Menú principal”.



ENGRANA

Cálculo cinemático

HELICOIDAL



Módulo normal : Mn

Nº de Dientes Rueda : Z1

Nº de Dientes Piñón : Z2

Ángulo de inclinación : β

Calcular

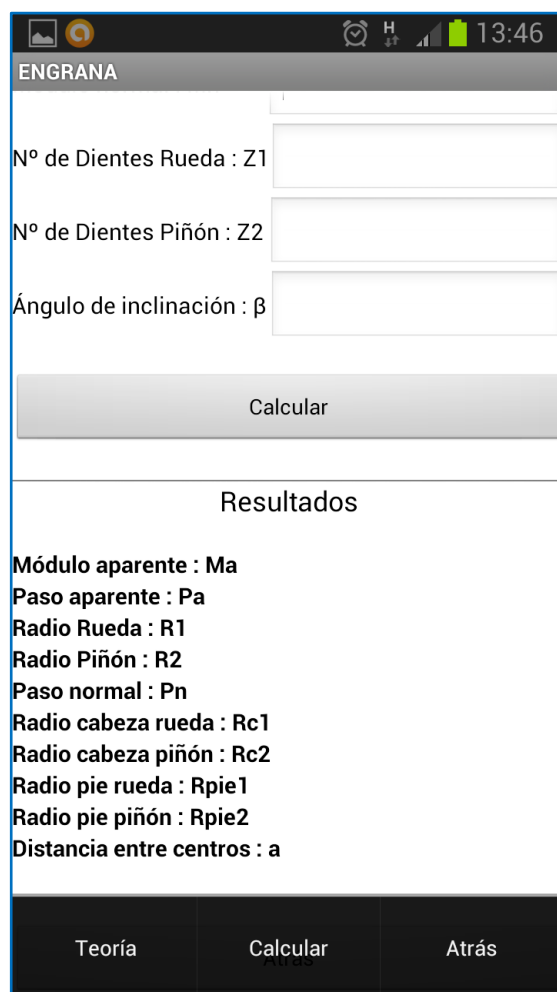
Resultados

Módulo aparente : Ma
Paso aparente : Pa
Radio Rueda : R1
Radio Piñón : R2
Paso normal : Pn
Radio cabeza rueda : Rc1
Radio cabeza piñón : Rc2
Radio pie rueda : Rpie1
Radio pie piñón : Rpie2
Distancia entre centros : a

Atrás

Imagen 5.10 Teoría Cálculo Cinemático: Helicoidal

Mediante el botón auxiliar de los terminales móviles podemos acceder a la teoría de este módulo



ENGRANA

Nº de Dientes Rueda : Z1

Nº de Dientes Piñón : Z2

Ángulo de inclinación : β

Calcular

Resultados

Módulo aparente : Ma
Paso aparente : Pa
Radio Rueda : R1
Radio Piñón : R2
Paso normal : Pn
Radio cabeza rueda : Rc1
Radio cabeza piñón : Rc2
Radio pie rueda : Rpie1
Radio pie piñón : Rpie2
Distancia entre centros : a

Teoría Calcular Atrás

Imagen 5.11 Botón auxiliar Cálculo Cinemático: Helicoidales

En la teoría se expone una escueta descripción del tipo de engranaje en cuestión así como una ayuda al usuario en la elección de uno de los parámetros a introducir.

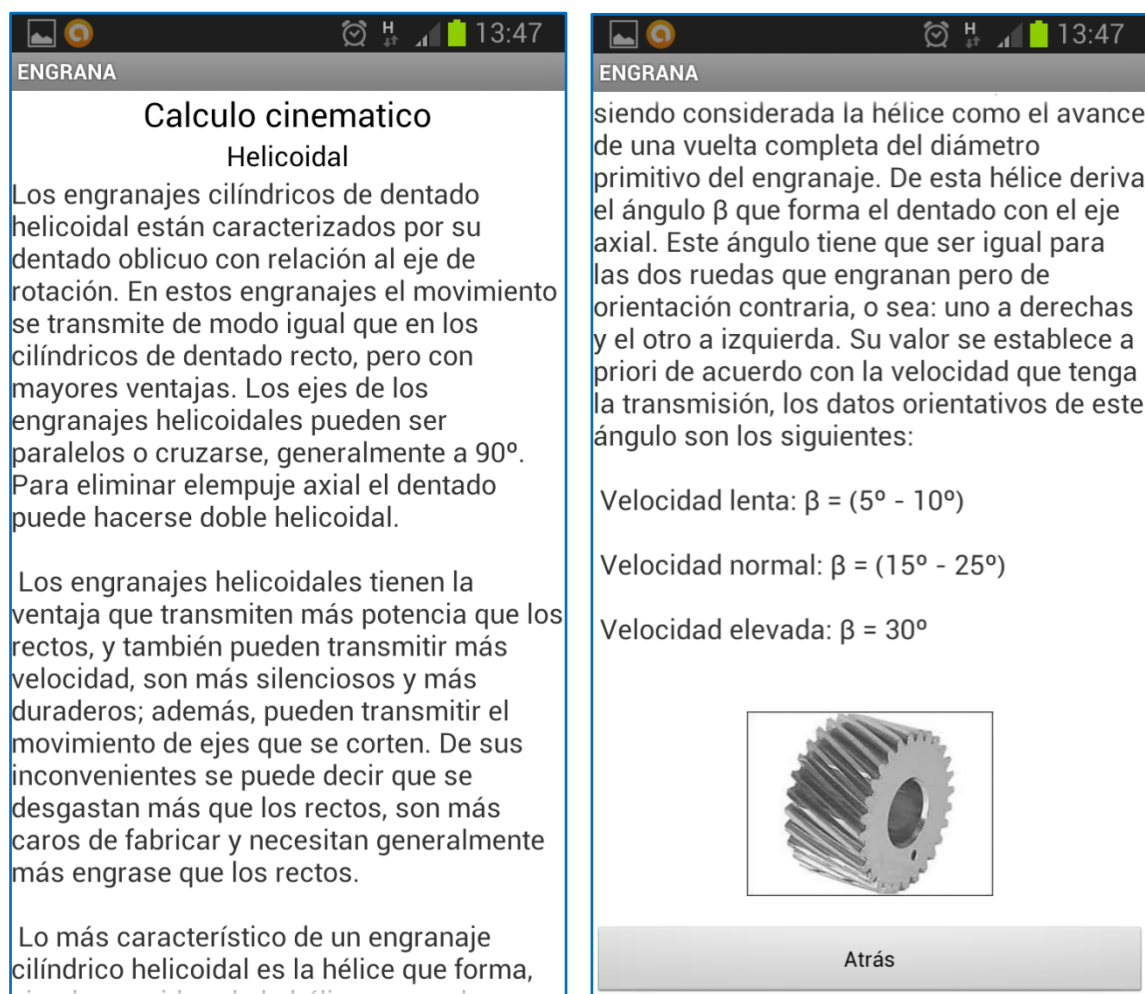
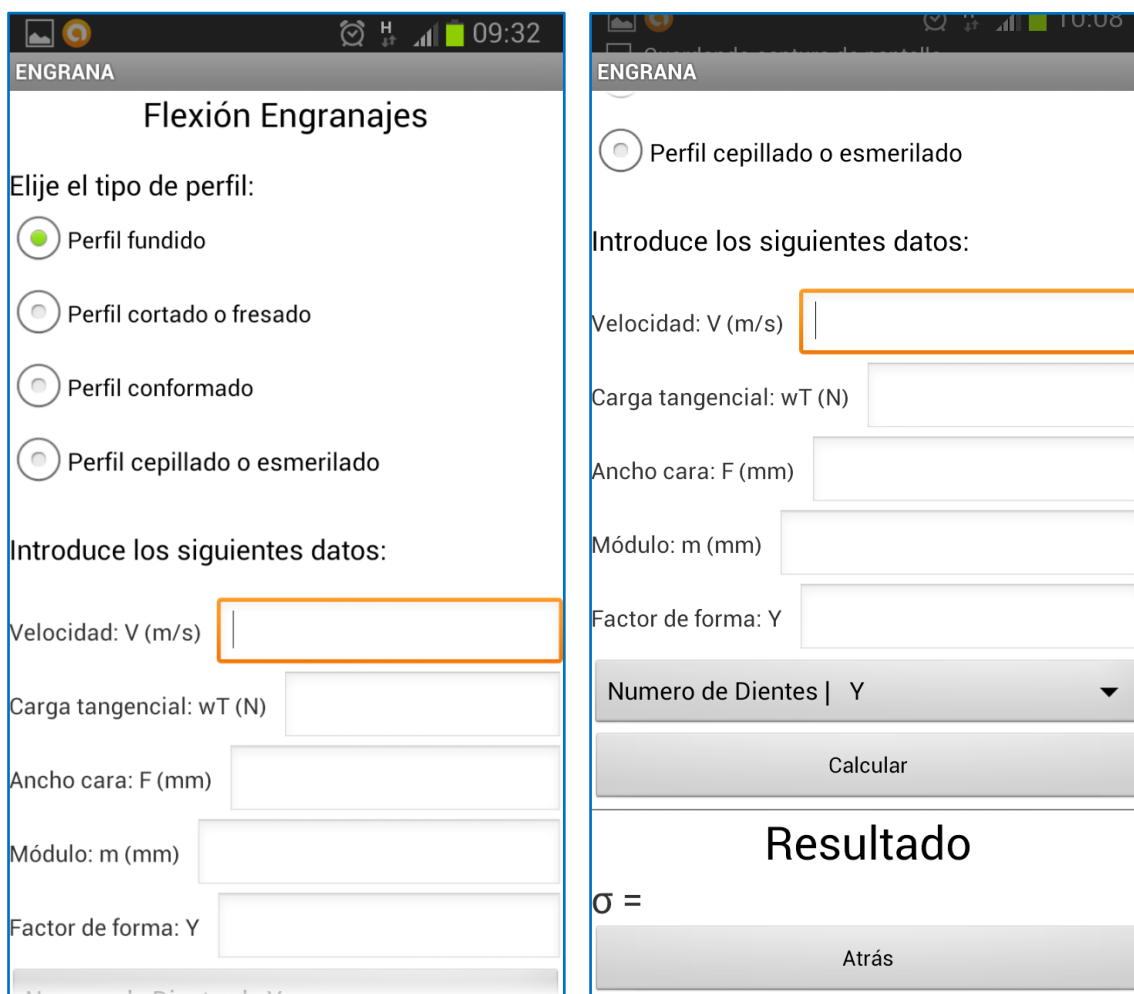


Imagen 5.12 Teoría Cálculo Cinemático: Helicoidal

Pantalla “Flexión Engranajes”:

En esta parte de la aplicación el usuario podrá calcular la flexión que sufre un engranaje eligiendo el tipo de perfil que usa y metiendo unos datos que se le piden. Para introducir el factor de forma Y , el usuario sólo tendrá que desplegar una gráfica que viene justo debajo y seleccionar el número de dientes de su engranaje, apareciéndole por defecto el valor de dicho factor. En esta pantalla se muestra también un botón de “Atrás” mediante el cual el usuario volverá al “Menú principal”.



ENGRANA

Flexión Engranajes

Elige el tipo de perfil:

- ☒ Perfil fundido
- ☐ Perfil cortado o fresado
- ☐ Perfil conformado
- ☐ Perfil cepillado o esmerilado

Introduce los siguientes datos:

Velocidad: V (m/s)

Carga tangencial: wT (N)

Ancho cara: F (mm)

Módulo: m (mm)

Factor de forma: Y

Numero de Dientes | Y ▼

Calcular

Resultado

$\sigma =$

Atrás

Imagen 5.13 Flexión de engranajes

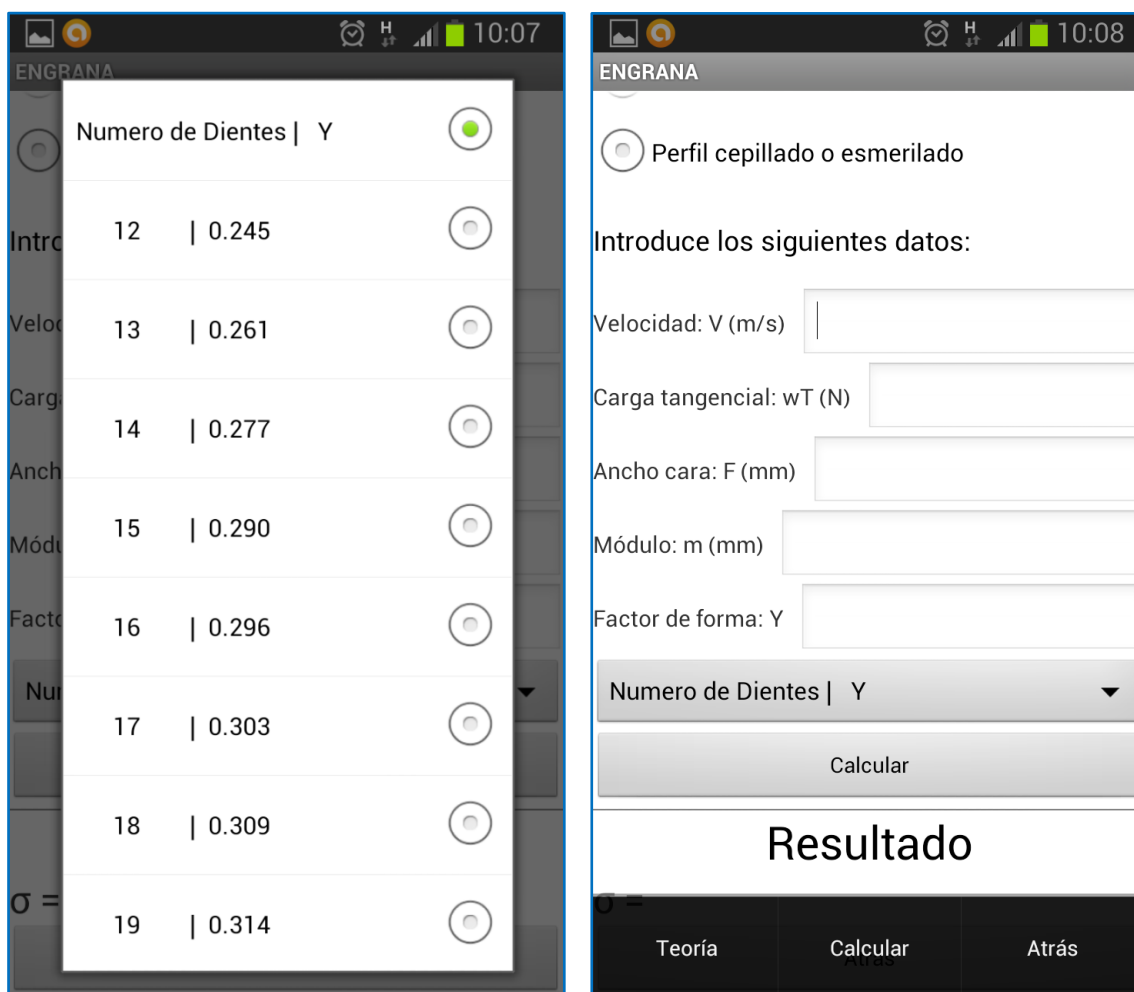


Imagen 5.14 Gráfica factor de forma y funciones botón auxiliar

Dándole al botón de opciones del terminal en el que operemos, nos saldrán tres opciones: "Teoría", "Calcular" y "Atrás". Mediante el botón de Teoría nos aparecerá una introducción teórica sobre la flexión de los engranajes así como fórmulas empleadas para el cálculo.

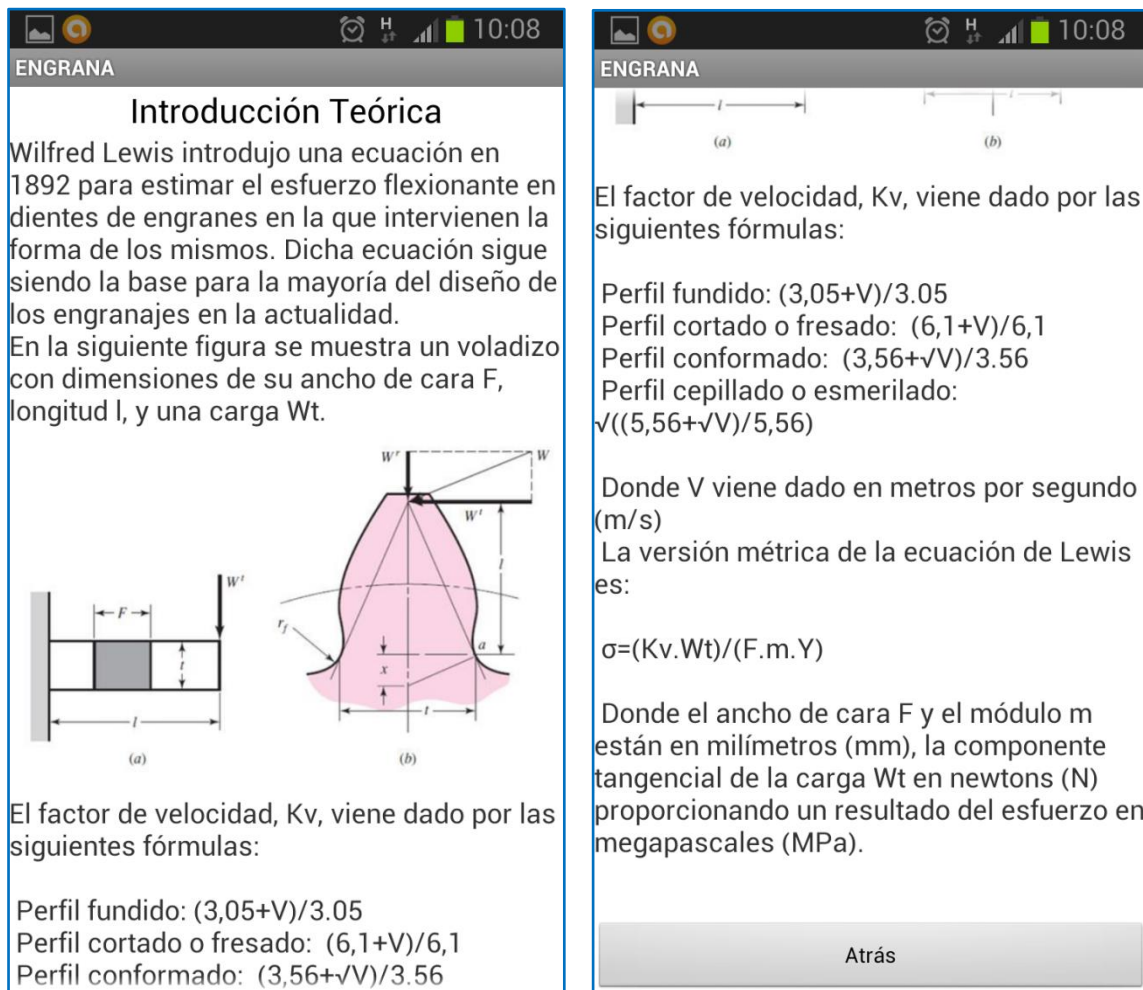
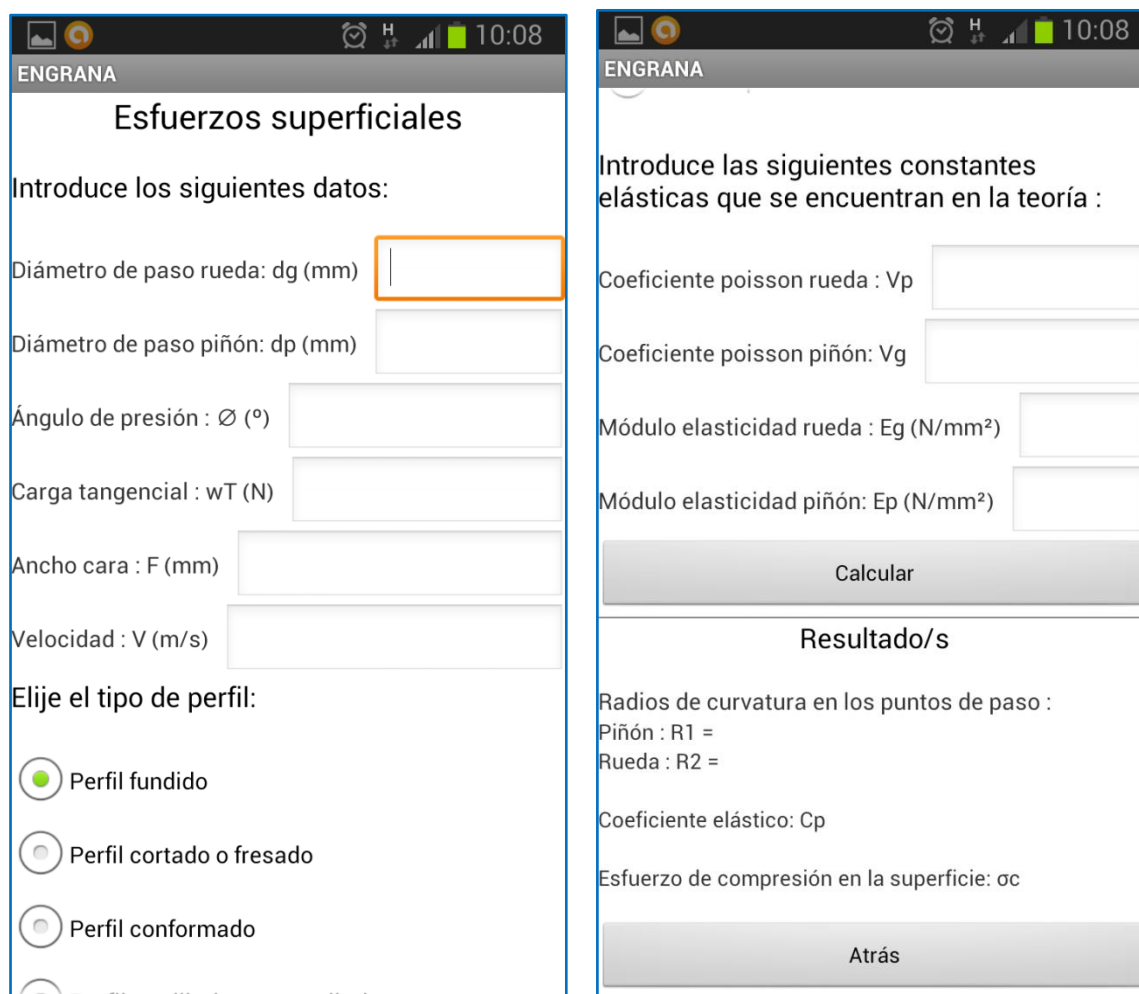


Imagen 5.15 Introducción teórica flexión de engranajes

Al finalizar con la teoría, el usuario podrá volver a la pantalla de “Esfuerzos superficiales” pulsando el botón “Atrás” que aparece en la parte inferior de dicha pantalla.

Pantalla “Esfuerzos superficiales”:

En esta pantalla el usuario podrá calcular los esfuerzos superficiales que sufre un engranaje eligiendo el tipo de perfil que usa y metiendo unos datos que se le piden. En esta pantalla se muestra también un botón de “Atrás” mediante el cual el usuario volverá al “Menú principal”.



ENGRANA

Esfuerzos superficiales

Introduce los siguientes datos:

Diámetro de paso rueda: d_g (mm)

Diámetro de paso piñón: d_p (mm)

Ángulo de presión: ϕ (°)

Carga tangencial: w_T (N)

Ancho cara: F (mm)

Velocidad: V (m/s)

Elije el tipo de perfil:

☒ Perfil fundido

☐ Perfil cortado o fresado

☐ Perfil conformado

ENGRANA

Introduce las siguientes constantes elásticas que se encuentran en la teoría:

Coefficiente poisson rueda: ν_p

Coefficiente poisson piñón: ν_g

Módulo elasticidad rueda: E_g (N/mm²)

Módulo elasticidad piñón: E_p (N/mm²)

Calcular

Resultado/s

Radios de curvatura en los puntos de paso:

Piñón: R_1 =

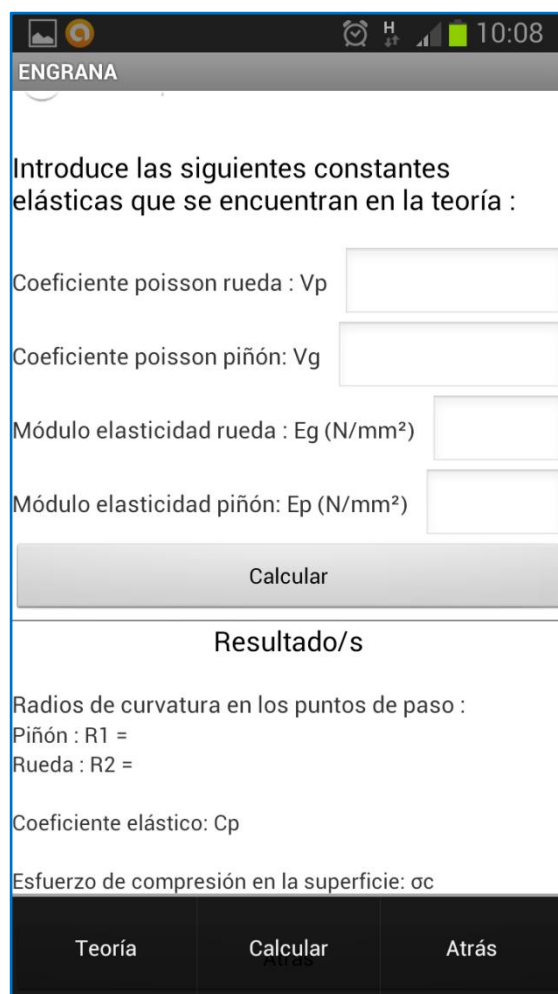
Rueda: R_2 =

Coefficiente elástico: C_p

Esfuerzo de compresión en la superficie: σ_c

Atrás

Imagen 5.16 Esfuerzos superficiales



ENGRANA

Introduce las siguientes constantes elásticas que se encuentran en la teoría :

Coefficiente poisson rueda : V_p

Coefficiente poisson piñón: V_g

Módulo elasticidad rueda : E_g (N/mm²)

Módulo elasticidad piñón: E_p (N/mm²)

Calcular

Resultado/s

Radio de curvatura en los puntos de paso :

Piñón : $R_1 =$

Rueda : $R_2 =$

Coefficiente elástico: C_p

Esfuerzo de compresión en la superficie: σ_c

Teoría Calcular Atrás

Imagen 5.17 Funciones botón auxiliar

Dándole al botón de opciones del terminal en el que operemos, nos saldrán tres opciones: “Teoría”, “Calcular” y “Atrás”. Mediante el botón de Teoría nos aparecerá una introducción teórica sobre la flexión de los engranajes así como fórmulas empleadas para el cálculo. Todas las fórmulas están metidas como imágenes con el fin de puedan ampliarse en tamaño si el usuario lo requiere. Esto se realizará pulsando sobre ella. Si se quiere ampliar más, el usuario debe mantener pulsada la imagen y mover el dedo para arriba de la pantalla para ampliarla y para abajo para reducirla.

Al finalizar con la teoría, el usuario podrá volver a la pantalla de “Esfuerzos superficiales” pulsando el botón “Atrás” que aparece en la parte inferior de dicha pantalla.

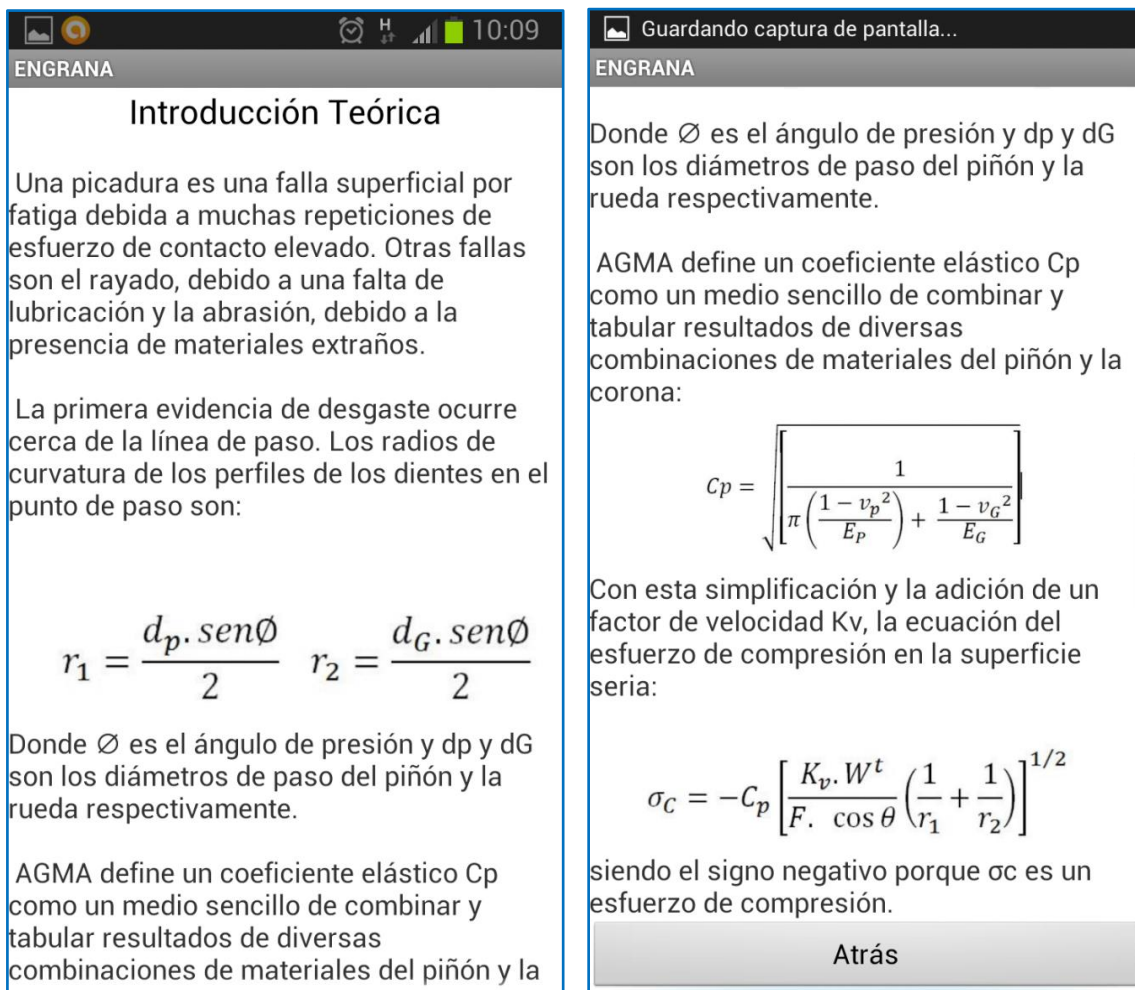


Imagen 5.18 Introducción teórica esfuerzos superficiales

Pantalla “Ecs. Esfuerzo”:

A esta pantalla se accede pulsando en la pantalla “Menú principal” sobre el botón “Calculo engranajes según AGMA”, del cual saldrán dos botones en los cuales elegiremos el botón “Ecs. Esfuerzo”.

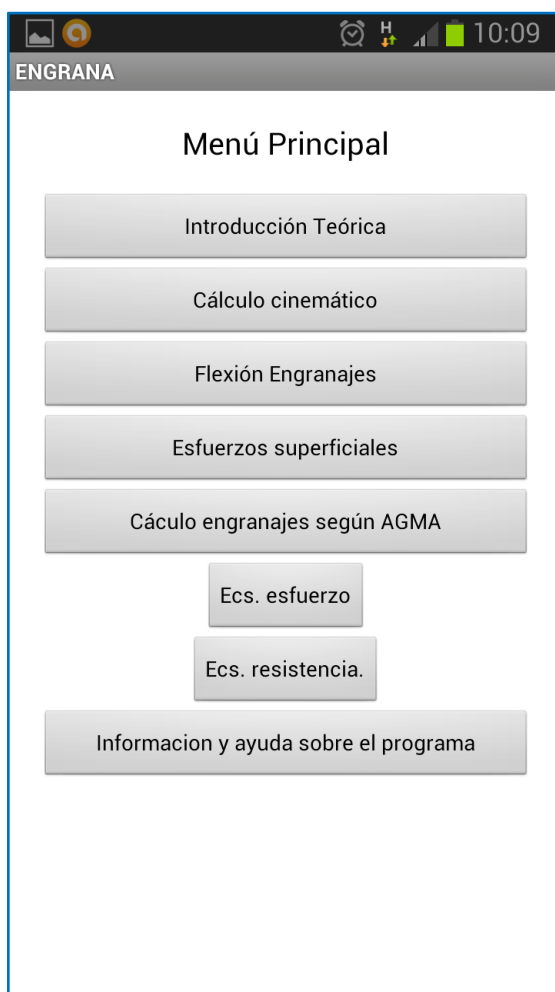
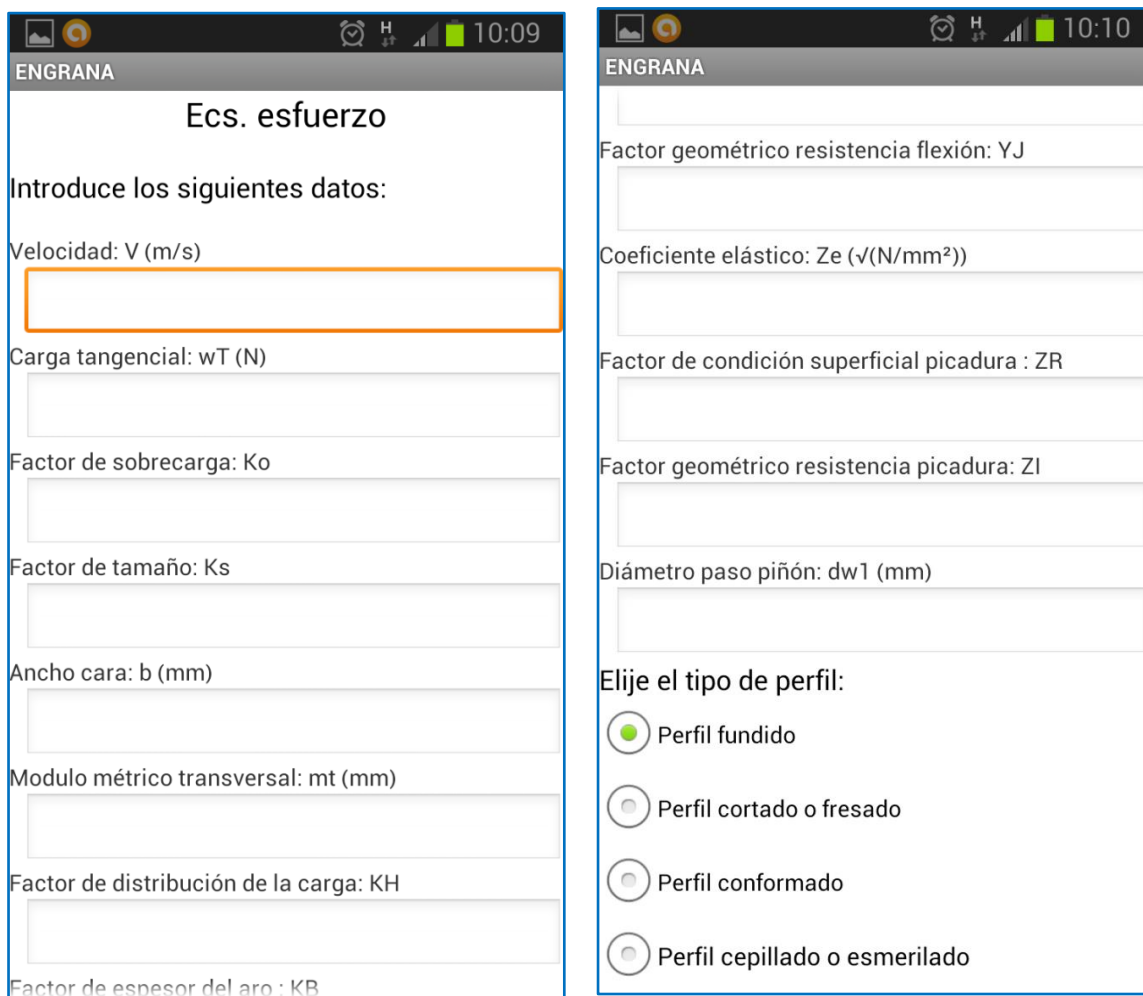


Imagen 5.19 Desplegable de “Cálculo engranajes según AGMA”

En esta pantalla deberemos de introducir unos datos y elegir un perfil adecuado, pulsando a continuación el botón “Calcular”, a partir del cual se mostrarán los resultados. En esta pantalla se muestra también un botón de “Atrás” mediante el cual el usuario volverá al “Menú principal”. Dándole al botón de opciones del terminal en el que operemos, nos saldrán cuatro opciones: “Números de Esfuerzo”, “Teoría”, “Calcular” y “Atrás”.



ENGRANA

Ecs. esfuerzo

Introduce los siguientes datos:

Velocidad: V (m/s)

Carga tangencial: w_T (N)

Factor de sobrecarga: K_o

Factor de tamaño: K_s

Ancho cara: b (mm)

Modulo métrico transversal: m_t (mm)

Factor de distribución de la carga: K_H

Factor de espesor del aro: K_B

Factor geométrico resistencia flexión: Y_J

Coefficiente elástico: Z_e ($\sqrt{N/mm^2}$)

Factor de condición superficial picadura: Z_R

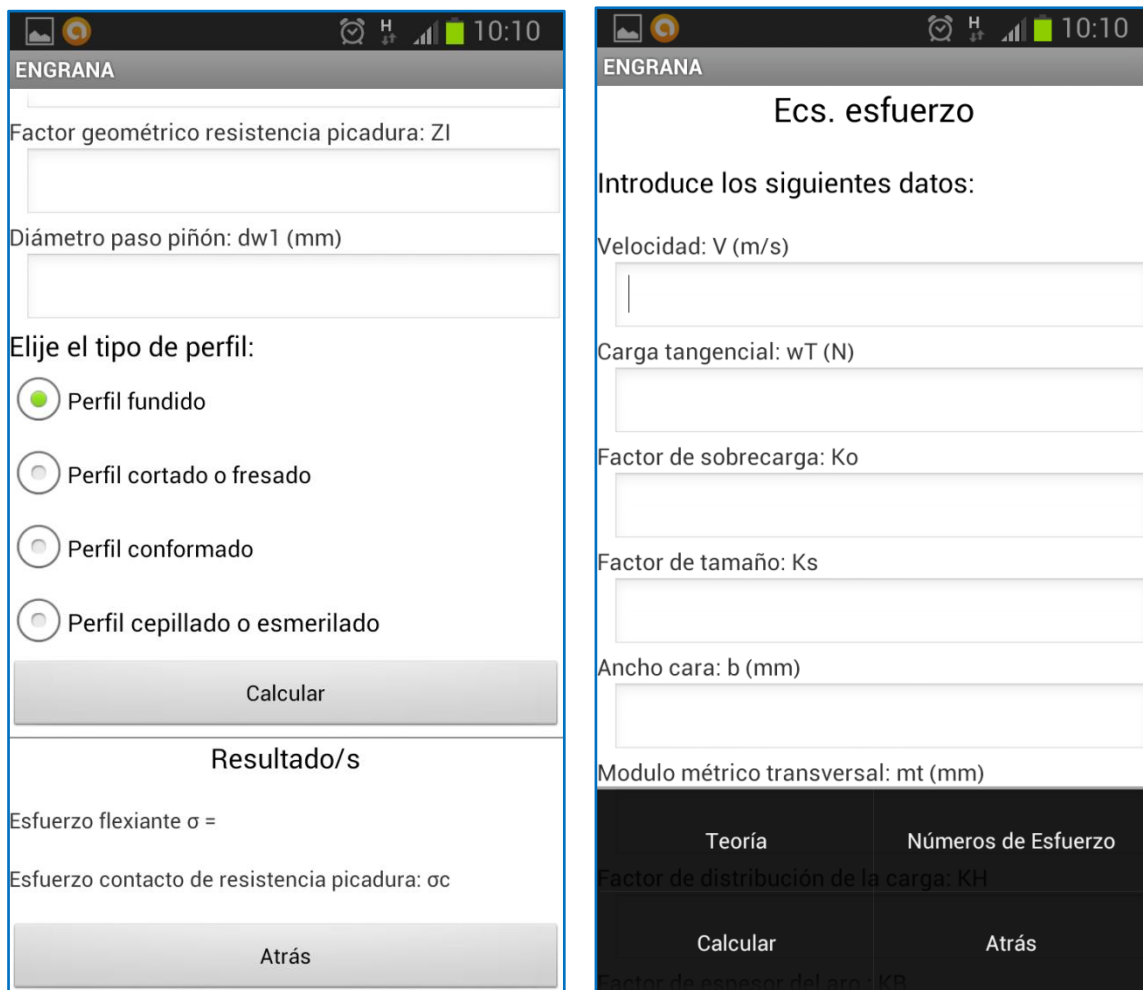
Factor geométrico resistencia picadura: Z_I

Diámetro paso piñón: d_{w1} (mm)

Elige el tipo de perfil:

- ☒ Perfil fundido
- ☐ Perfil cortado o fresado
- ☐ Perfil conformado
- ☐ Perfil cepillado o esmerilado

Imagen 5.20 Ecs. Esfuerzo



ENGRANA

Factor geométrico resistencia picadura: Z_I

Diámetro paso piñón: d_{w1} (mm)

Elige el tipo de perfil:

☒ Perfil fundido

☐ Perfil cortado o fresado

☐ Perfil conformado

☐ Perfil cepillado o esmerilado

Calcular

Resultado/s

Esfuerzo flexiante $\sigma =$

Esfuerzo contacto de resistencia picadura: σ_c

Atrás

ENGRANA

Ecs. esfuerzo

Introduce los siguientes datos:

Velocidad: V (m/s)

Carga tangencial: w_T (N)

Factor de sobrecarga: K_o

Factor de tamaño: K_s

Ancho cara: b (mm)

Modulo métrico transversal: m_t (mm)

Teoría	Números de Esfuerzo
Factor de distribución de la carga: K_H	
Calcular	Atrás
Factor de tamaño del eje: K_D	

Imagen 5.21 Ecs. Esfuerzo y funciones botón auxiliar

Mediante el botón de Teoría nos aparecerá una introducción teórica sobre las ecuaciones de esfuerzo de los engranajes así como fórmulas empleadas para el cálculo. Se muestra también una imagen de un engranaje con las diferentes tensiones y secciones existentes, la cual se puede ampliar pulsando sobre ella. Si se quiere ampliar más, el usuario debe mantener pulsada la imagen y mover el dedo para arriba de la pantalla para ampliarla y para abajo para reducirla.

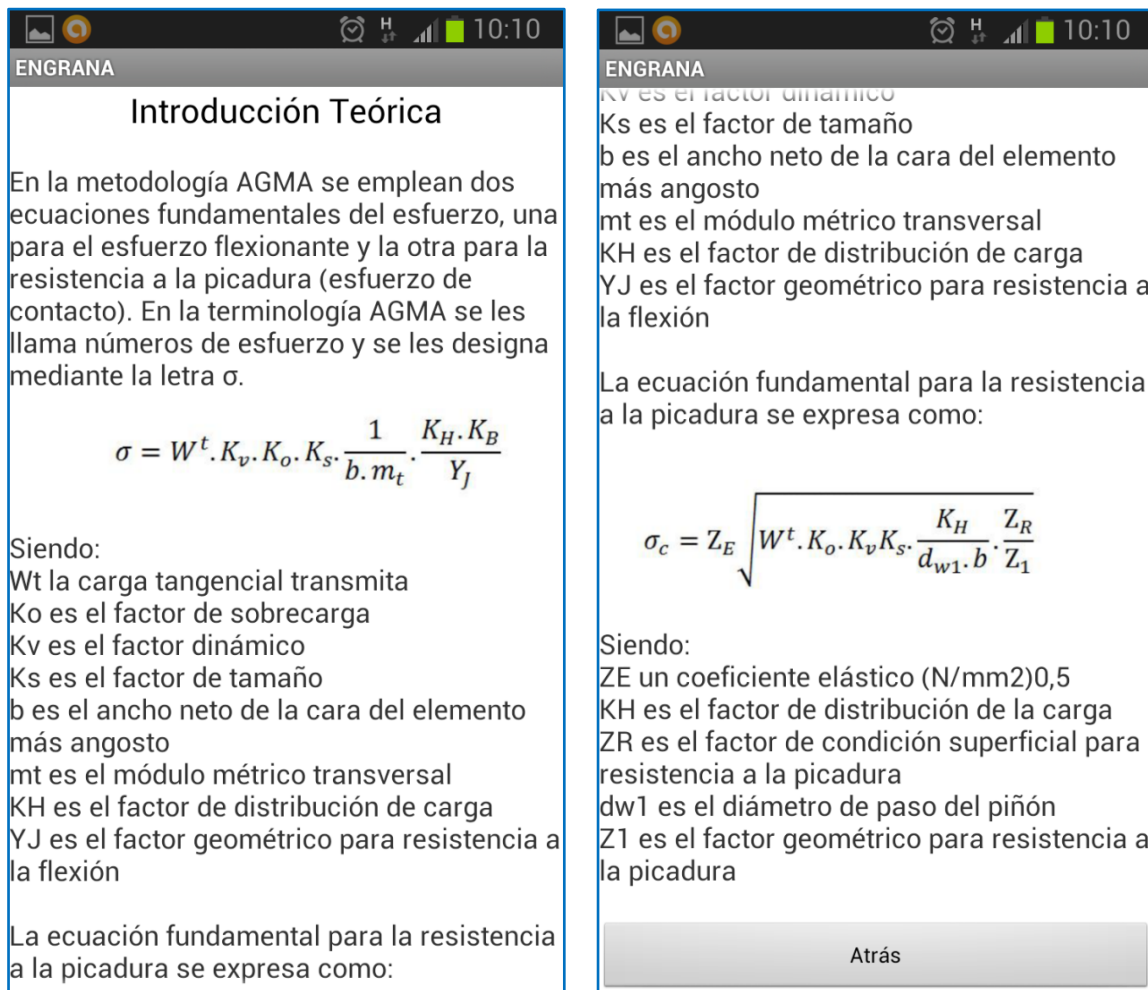


Imagen 5.22 Introducción teórica Ecs. Esfuerzo

Al finalizar con la teoría, el usuario podrá volver a la pantalla de “Ecs. Esfuerzo” pulsando el botón “Atrás” que aparece en la parte inferior de dicha pantalla. Mediante el botón de “Números de Esfuerzo” pasaremos a otra pantalla en la cual podremos calcular los números de esfuerzo flexionante según el tipo de acero del engranaje.

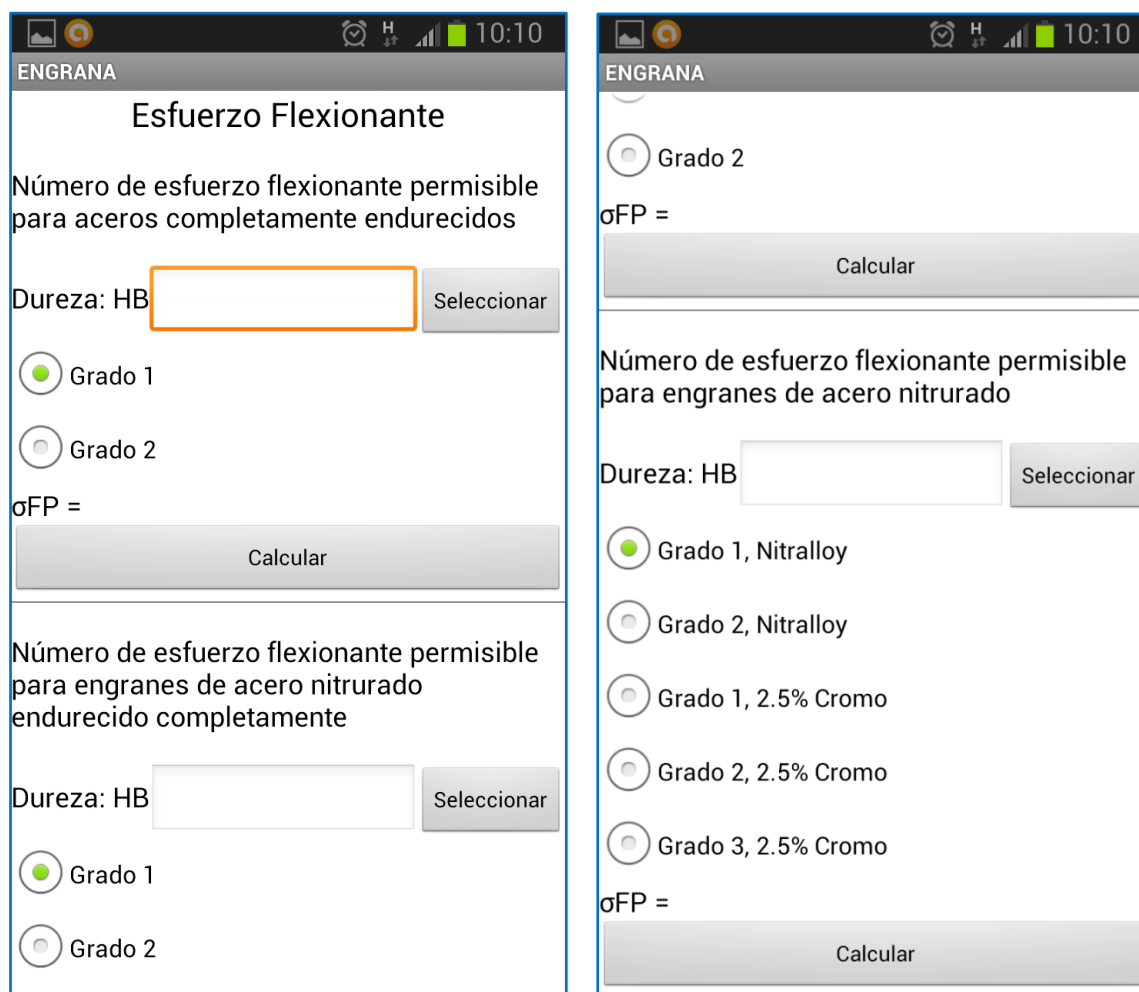


Imagen 5.23 Función oculta: Esfuerzo flexionante

Mediante los botones “Seleccionar” accederemos a respectivas graficas en las cuales pulsaremos sobre el punto deseado obteniendo la dureza. Para el cálculo del esfuerzo flexionante permisible para engranes de acero nitrurado endurecido deberemos seleccionar entre diferentes grados.

A continuación mostraremos las tres gráficas dependiendo el tipo de material empleado:

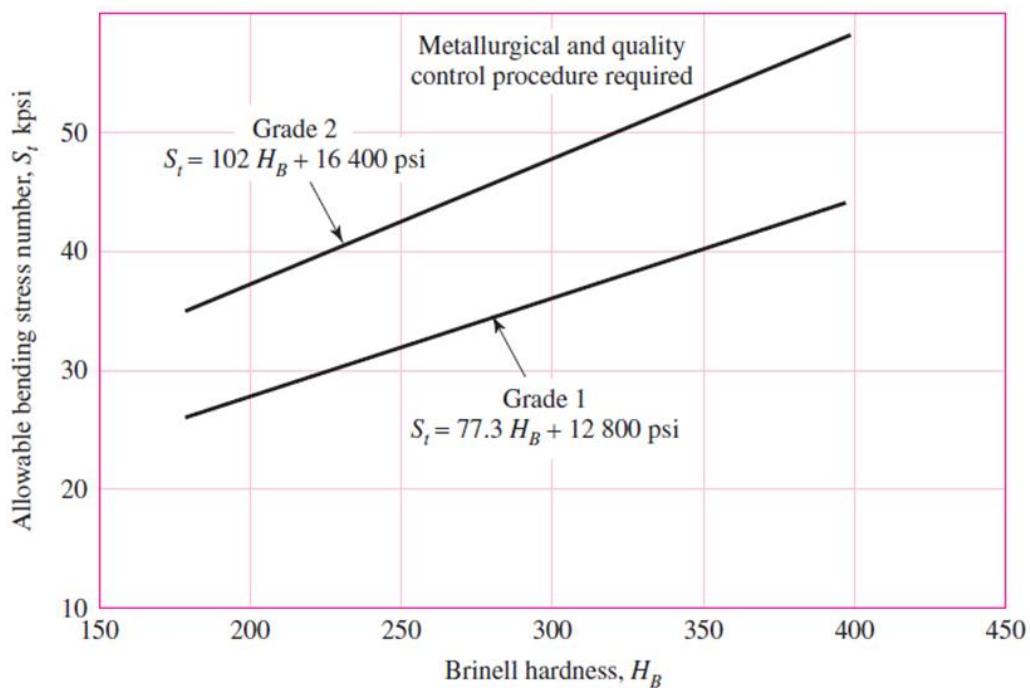


Imagen 5.24 Esfuerzo flexionante permisible para aceros completamente endurecidos

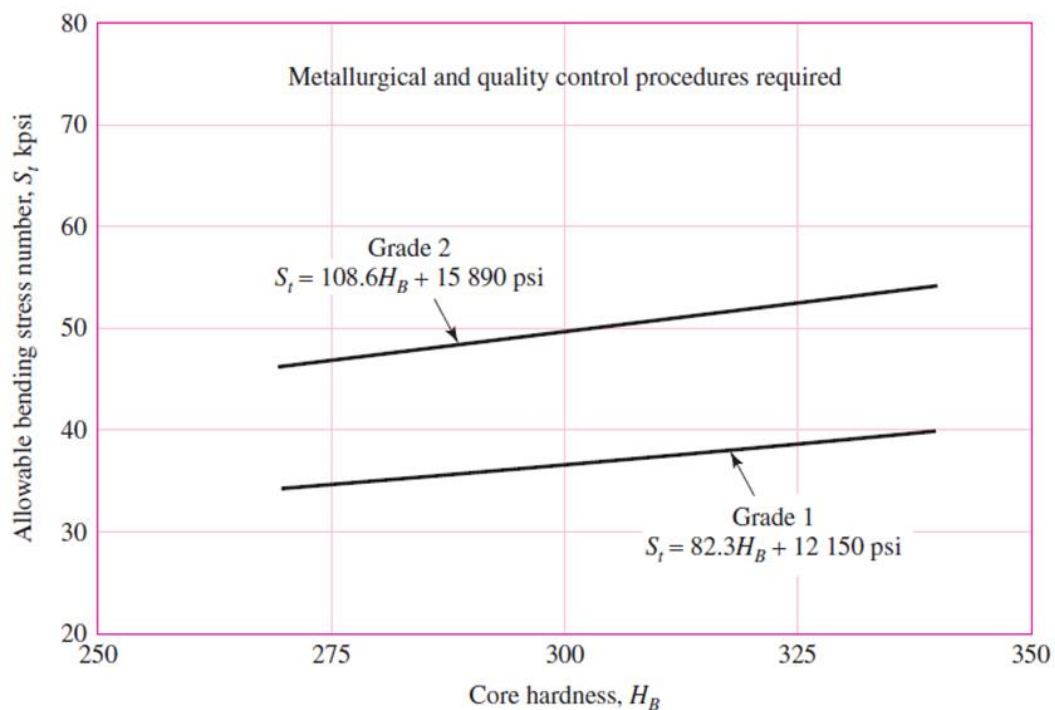


Imagen 5.25 Esfuerzo flexionante permisible para acero nitrurado endurecido

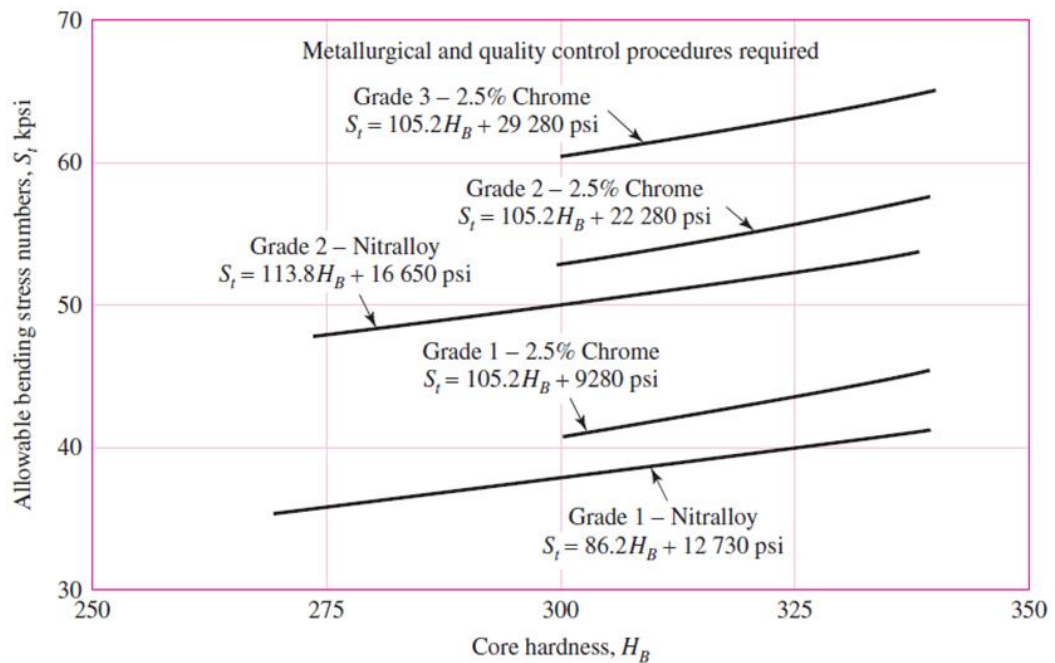
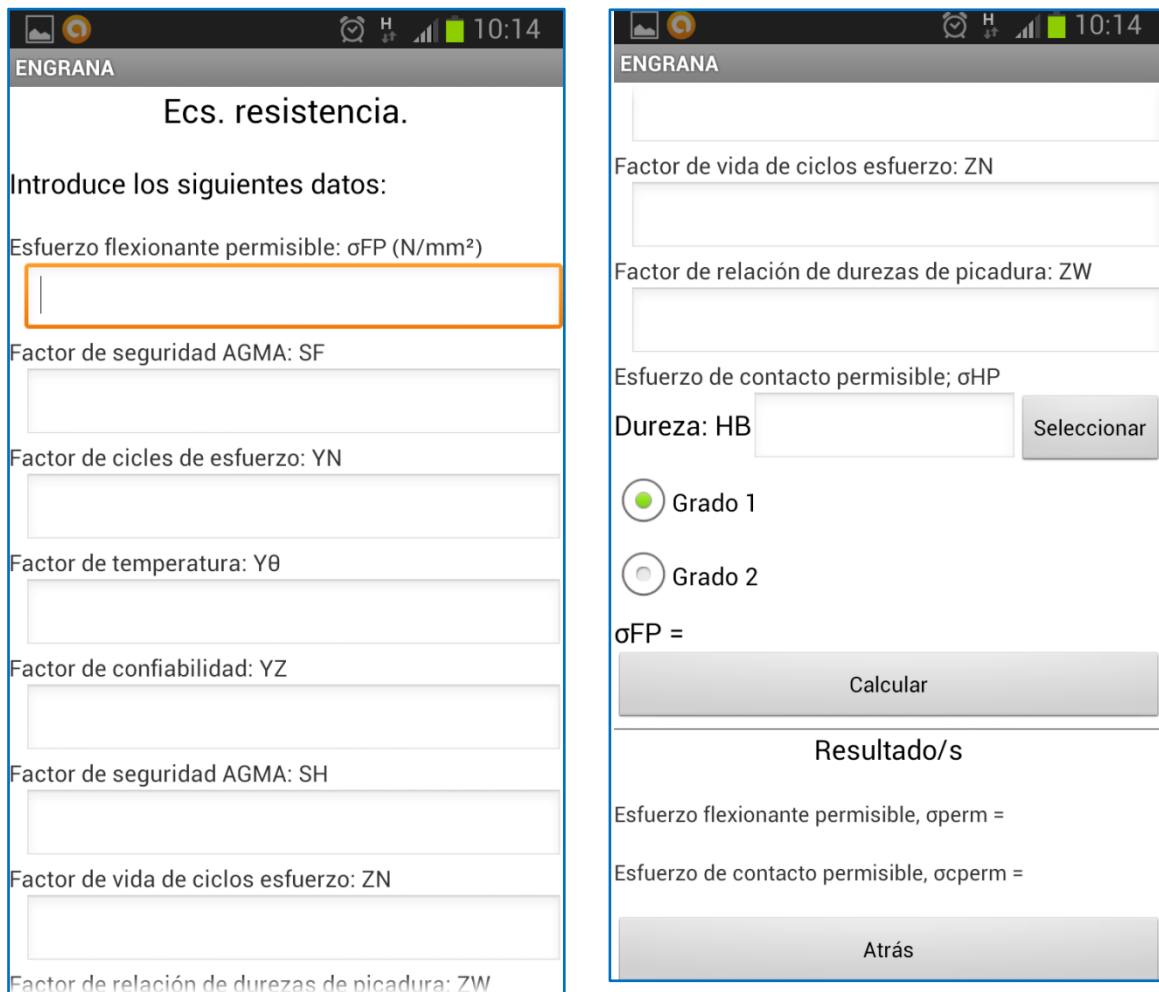


Imagen 5.26 Esfuerzo flexionante permisible para aceros nitrurado

Para retroceder a la pantalla anterior el usuario deberá darle al botón de opciones del terminal y presionar el botón “Atrás”, igualmente existe otro botón “Calcular” mediante el cual podremos igualmente calcular el dato deseado.

Pantalla “Ecs. Resistencia”:

A esta pantalla accedemos pulsando en la pantalla “Menú principal” sobre el botón “Calculo engranajes según AGMA”, del cual saldrán dos botones en los cuales elegiremos el botón “Ecs. Resistencia”.



ENGRANA

Ecs. resistencia.

Introduce los siguientes datos:

Esfuerzo flexionante permisible: σ_{FP} (N/mm²)

Factor de seguridad AGMA: SF

Factor de ciclos de esfuerzo: YN

Factor de temperatura: Y θ

Factor de confiabilidad: YZ

Factor de seguridad AGMA: SH

Factor de vida de ciclos esfuerzo: ZN

Factor de relación de durezas de picadura: ZW

ENGRANA

Factor de vida de ciclos esfuerzo: ZN

Factor de relación de durezas de picadura: ZW

Esfuerzo de contacto permisible; σ_{HP}

Dureza: HB **Seleccionar**

☒ Grado 1

☐ Grado 2

σ_{FP} =

Calcular

Resultado/s

Esfuerzo flexionante permisible, σ_{perm} =

Esfuerzo de contacto permisible, σ_{cperm} =

Atrás

Imagen 5.27 Ecs. Resistencia

En esta pantalla deberemos de introducir unos datos y seleccionar la dureza mediante una gráfica pulsando el botón “seleccionar”, habiendo seleccionado previamente el grado correspondiente. La gráfica se muestra a continuación:

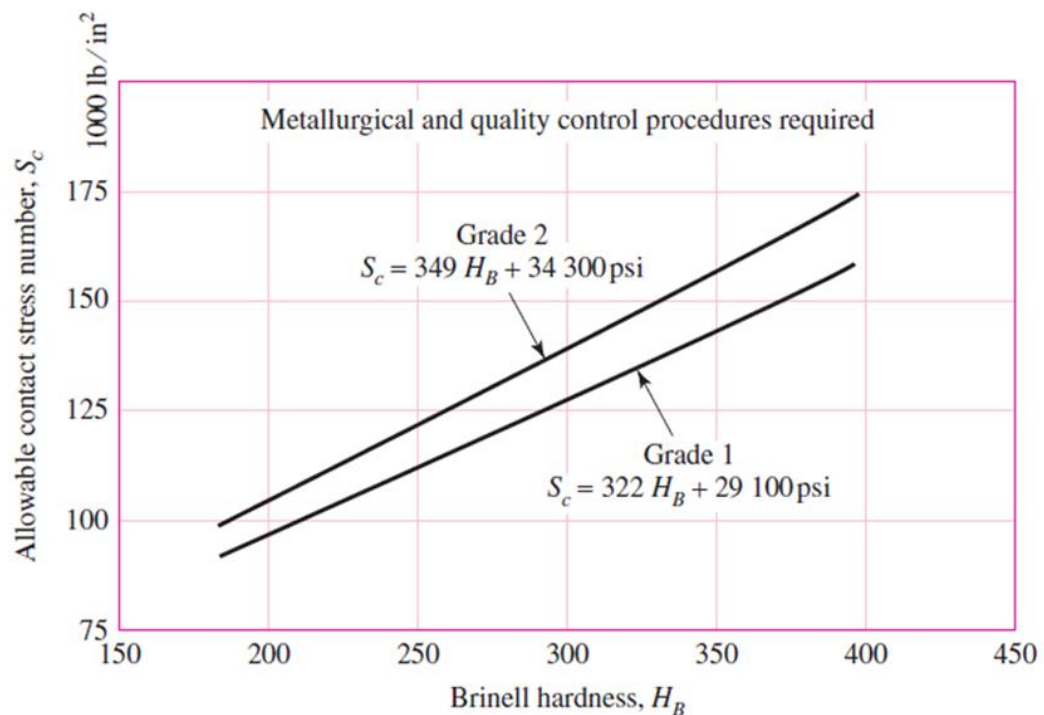


Imagen 5.28 Resistencia a fatiga por contacto para engranes de acero completamente endurecidos

A continuación pulsaremos el botón “Calcular”, a partir del cual se mostrarán los resultados. En esta pantalla se muestra también un botón de “Atrás” mediante el cual el usuario volverá al “Menú principal”.

Dándole al botón de opciones del terminal en el que operemos, nos saldrán tres opciones: “Teoría”, “Calcular” y “Atrás”.

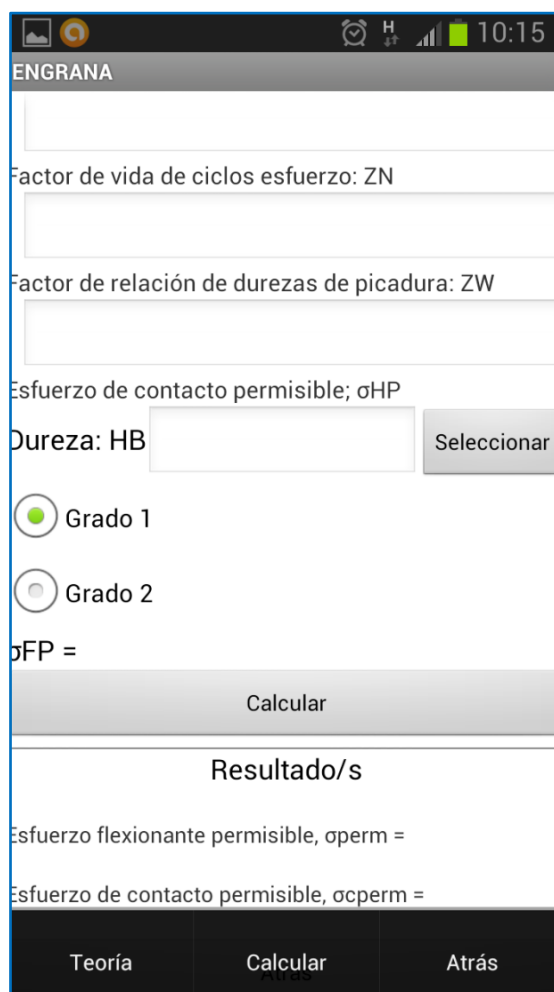


Imagen 5.29 Botón auxiliar Ecs. Resistencia

Mediante el botón de Teoría nos aparecerá una breve introducción teórica sobre las ecuaciones de resistencia de los engranajes así como fórmulas empleadas para el cálculo. Al finalizar con la teoría, el usuario podrá volver a la pantalla de “Ecs. Esfuerzo” pulsando el botón “Atrás” que aparece en la parte inferior de dicha pantalla. Mediante el botón “Calcular” el usuario podrá calcular el dato deseado.

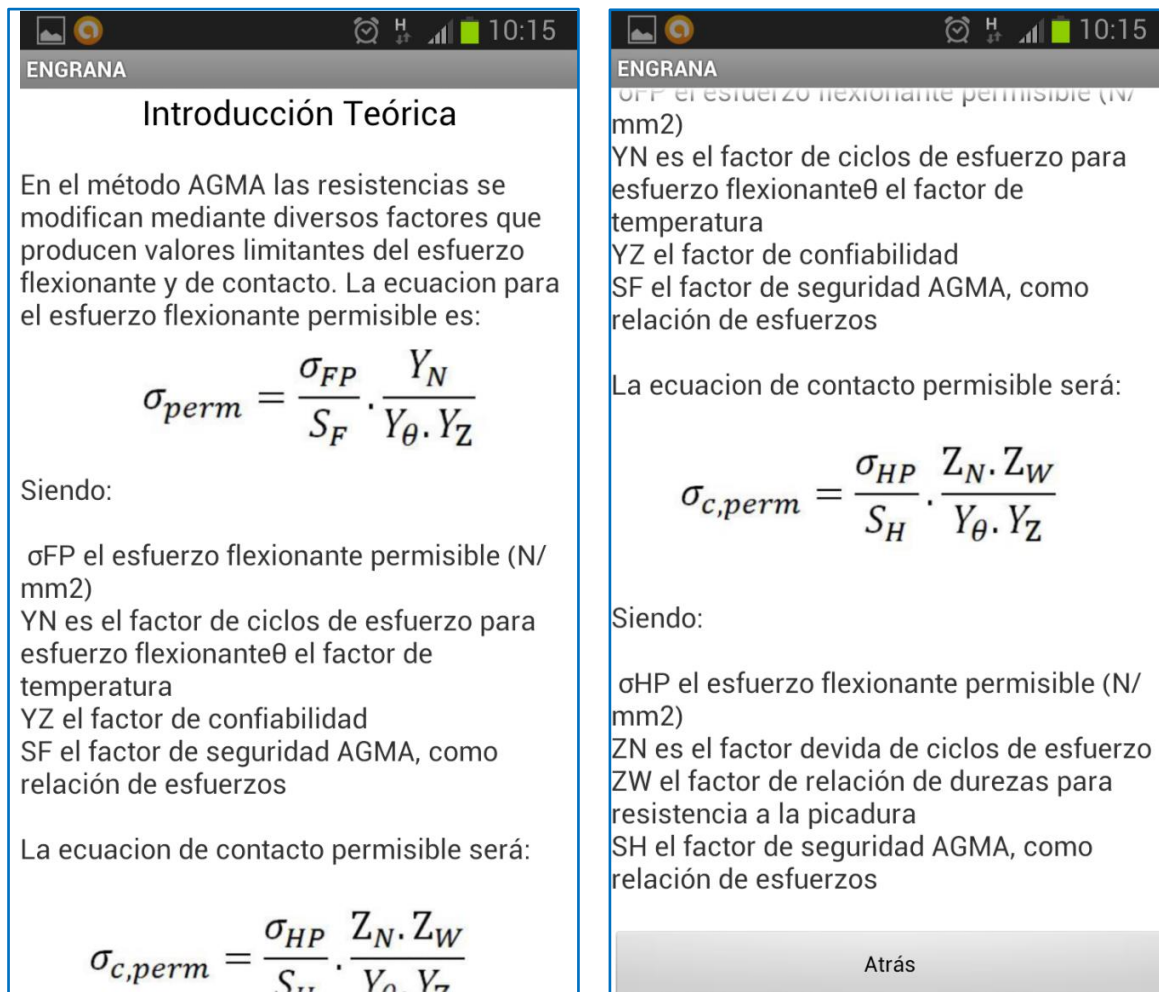


Imagen 5.30 Introducción teórica Ecs. Resistencia

Pantalla: “Información y ayuda sobre el programan”

En esta pantalla encontraremos un manual de uso de la aplicación, que resolverá cualquier duda que pueda tener el usuario. También se muestran los autores de la aplicación así como un autoconfigurador de la misma.

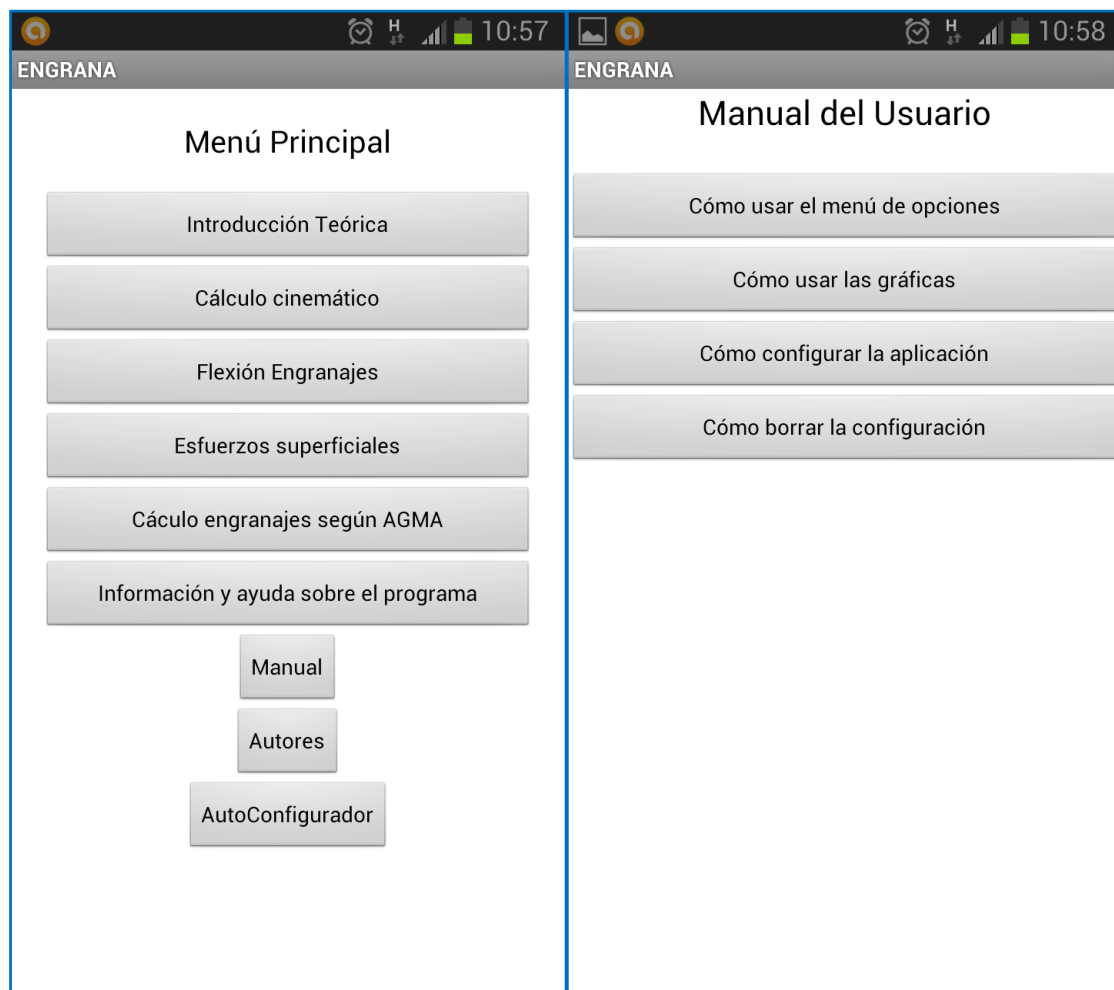


Imagen 5.31 Pantalla de Información y ayuda sobre el programa

Dentro del manual del usuario encontramos varias opciones

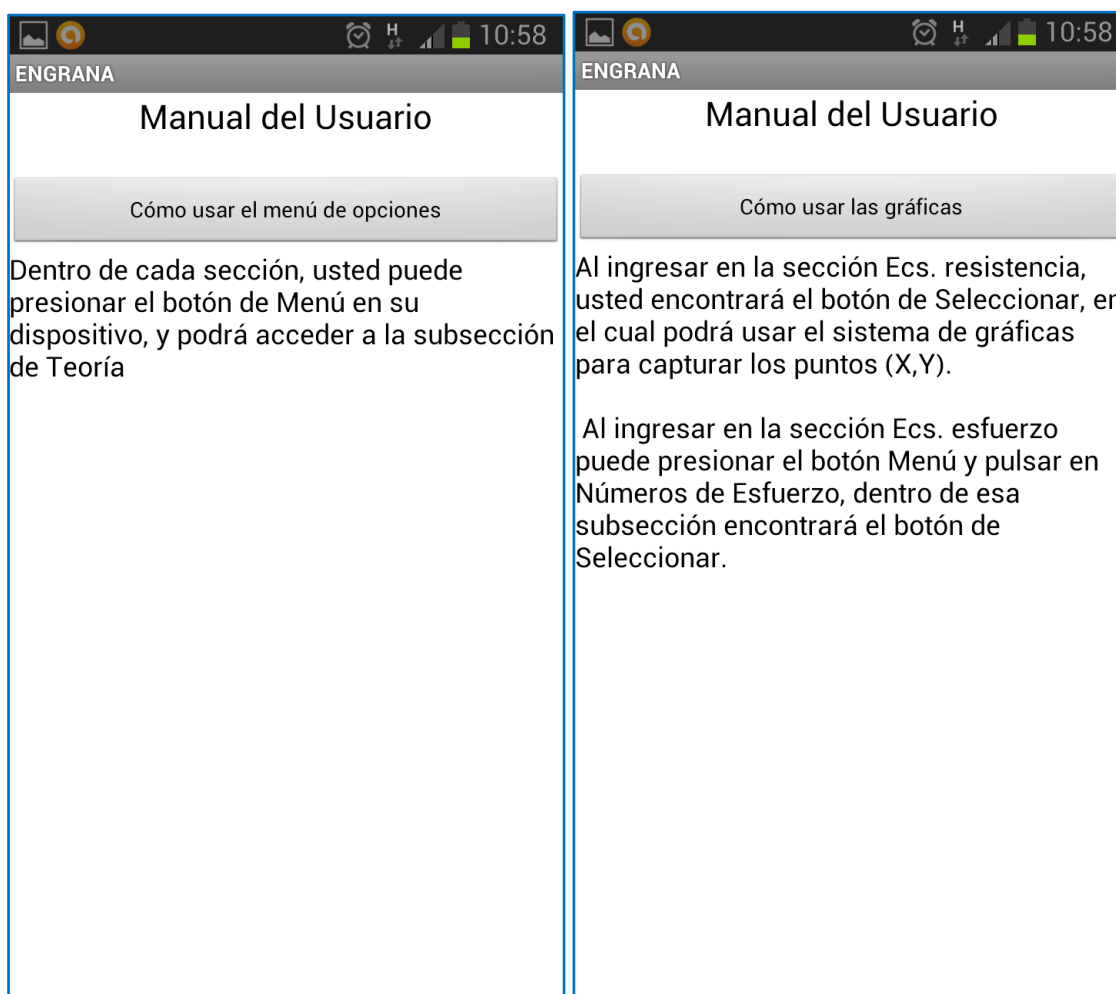


Imagen 5.32 Manual del usuario

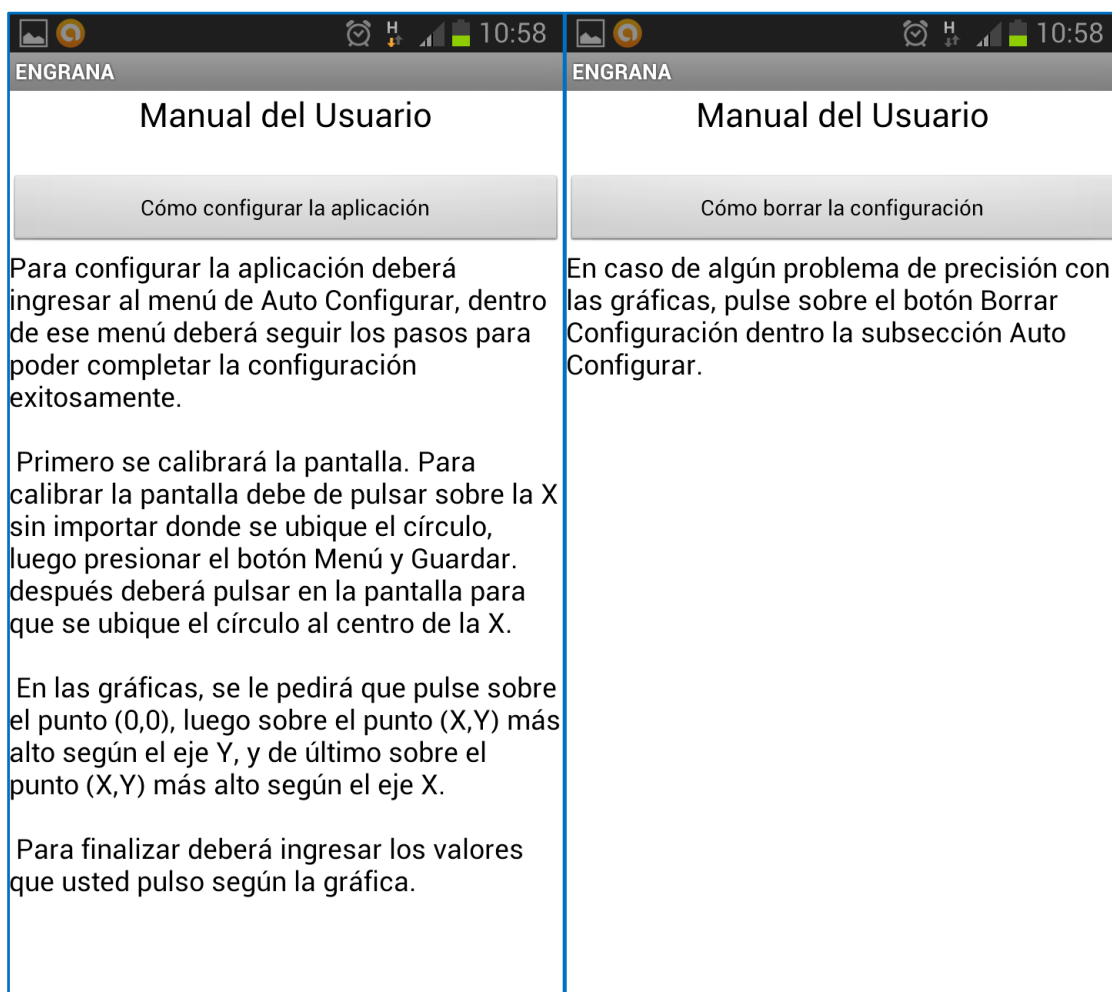


Imagen 5.33 Manual del usuario (2)

En el menú de autores encontramos que la aplicación ha sido desarrollada para la realización de un proyecto fin de carrera y encontramos tanto al autor como al Director de la misma



Imagen 5.34 Autores

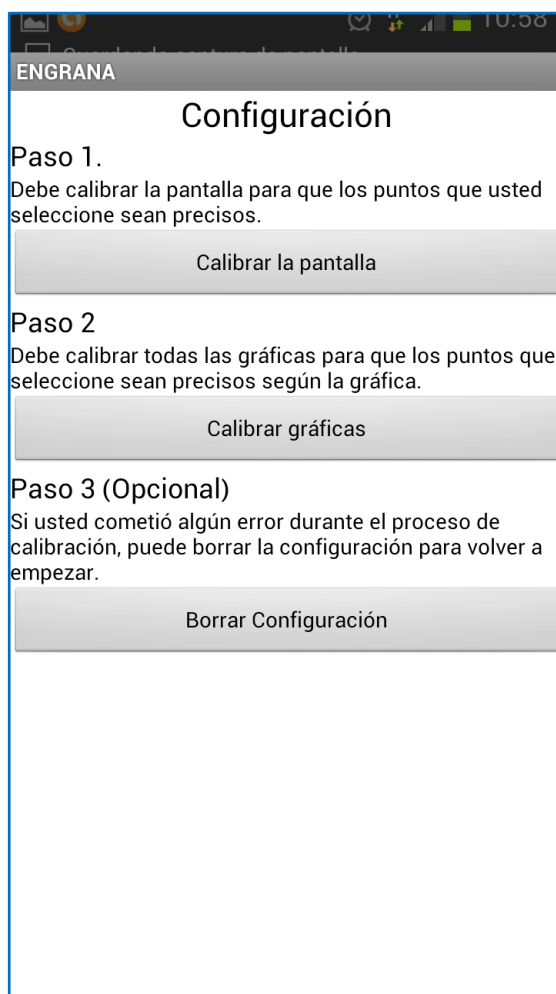


Imagen 5.35 Configuración

Pulsando sobre el botón de “calibrar pantalla” aparecerá la imagen 5.36, en la cual podrás optimizar la precisión de tu pantalla para la aplicación. Esta opción sólo es recomendable para terminales de calidad media- baja, puesto que los Smartphone de calidad superior tienen una calibración muy precisa y no es, por tanto, necesaria su calibración.

En el paso 2 encontramos que el usuario ha de calibrar las gráficas para poder usar las gráficas en ciertos cálculos que procesa la aplicación. Dicha calibración será guardada una vez haya sido realizada y no será necesaria su repetición en cada uso de la aplicación.

Si existiese algún problema con la aplicación, se recomienda borrar la configuración y acto seguido volver a calibrar las gráficas.

Como ajustar la pantalla

1. Presione sobre la X sin importar donde se ubique el círculo negro
2. Pulse el boton Menu, y haga clic en Guardar.
3. Coloque el circulo negro en el medio de la X.
4. Pulse el boton Menu, y haga clic en Guardar



El círculo negro es Punto Original
El círculo azul es Punto Calibrado

Imagen 5.36 Calibración de la pantalla





CAPÍTULO 6

JUEGO DE PRUEBAS



En este apartado mostraremos un ejemplo práctico de la aplicación en cada una de las pantallas con el fin de visualizar el uso de la aplicación en un caso real.

6.1 CÁLCULO CINEMÁTICO

6.1.1 RECTOS

Empezaremos por el módulo de Engranajes rectos, en el cual se contemplan cuatro posibilidades diferentes según el número de dientes y cómo montemos. Para comprobar el buen funcionamiento de la aplicación se ha realizado en Excel la comprobación de todos los resultados obteniendo una perfecta resolución por parte de la aplicación.

Para esta primera comprobación tomaremos un módulo normal igual a 10 y $Z_1=15$, $Z_2=16$, siendo por tanto el montaje a cero.



DATOS:

MODULO NORMAL

Z1

Z2

10

15

16

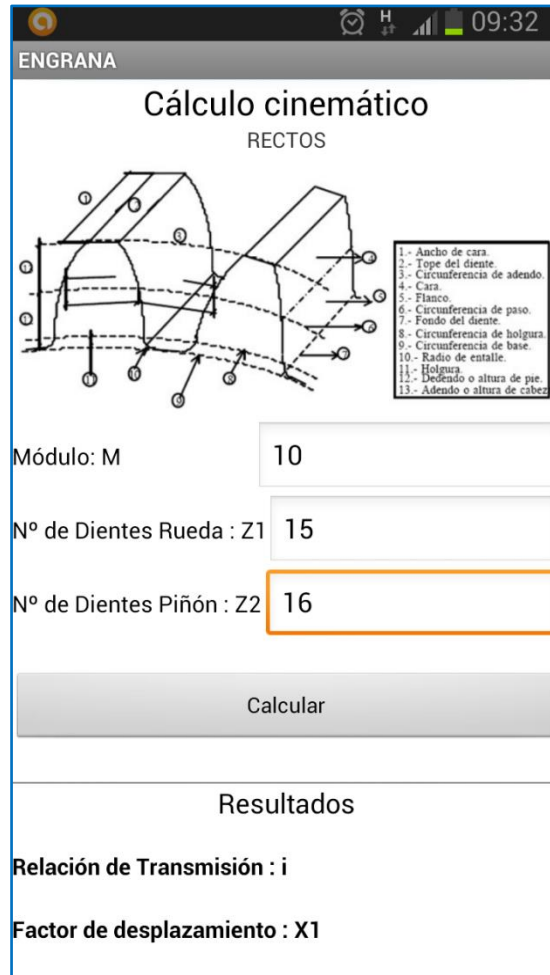
condición 1:	Z1≥14
	Z2≥14
	montaje a
	cero

Relación de transmisión:
Factor de desplazamiento:

Desplazamiento en la talla en V en Rueda:
Desplazamiento en la talla en V en Piñón:
Radio base Rueda:
Radio base Piñón:
Radio de cabeza de Rueda:
Radio de cabeza de Piñón:
Radio de pie de Rueda:
Radio de pie de Piñón:
Radio primitivo de referencia Rueda:
Radio primitivo de referencia Piñón:
Radio primitivo de funcionamiento Rueda:
Radio primitivo de funcionamiento Piñón:
Distancia entre ejes de referencia:
Distancia entre ejes de funcionamiento:
Paso de referencia:
Paso de funcionamiento:
Paso base:
Espesor Rueda
Espesor Piñón:
Hueco Rueda:
Hueco Piñón:
Holgura radial de referencia:
Holgura radial de funcionamiento:
Holgura circunferencial de funcionamiento:
Segmento o longitud de engrane:
Coeficiente de engrane:
Cabeza del diente:
Altura pie del diente:
Altura:
Valor de α :
Valor de α' :

fórmulas	resultados
$i=Z1/Z2$	0,9375
$X1=0$	0
$X2=0$	0
$Vr=m.X1$	0
$Vp=m.X2$	0
$Rb1=m.Z1.cos\alpha/2$	70,47863557
$Rb2=m.Z2.cos\alpha/2$	75,17721127
$Ra1=R1+m(1+X1)$	85
$Ra2=R2+m(1+X2)$	90
$Rf1=R1-m(1,25-X1)$	62,5
$Rf2=R2-m(1,25-X2)$	67,5
$R1=m.Z1/2$	75
$R2=m.Z2/2$	80
$R1'=R1.cos\alpha/cos\alpha'$	75
$R2'=R2.cos\alpha/cos\alpha'$	80
$a=R1+R2$	155
$a'=R1'+R2'$	155
$p=m.\pi$	31,41592654
$p'=p.cos\alpha/cos\alpha'$	31,41592654
$Pb=p.cos\alpha$	29,52202183
$s=p/2+2.m.X1.tg\alpha$	15,70796327
$s=p/2+2.m.X2.tg\alpha$	15,70796327
$e=p/2-2.m.X1.tg\alpha$	15,70796327
$e=p/2-2.m.X2.tg\alpha$	15,70796327
$Hr=0,25$	0,25
$Hr'=a'-(ra1+rf2)$	2,5
$Hc=0$	0
$gx=\sqrt{(ra1^2+rb1^2)+\sqrt{(ra2^2-rb2^2)-(r1'+r2')sen\alpha'}}$	106,8961144
$\varepsilon=gx/Pb$	3,620894092
m	10
$1,25m$	12,5
$h=2,25m$	22,5
$20^\circ=0,349rad$	0,349
$\alpha'=\alpha$	0,349

Ahora procederemos a realizar el mismo cálculo con la aplicación móvil.



The screenshot shows the ENGRANA application interface. At the top, the title "ENGRANA" is displayed. Below it, the main heading is "Cálculo cinemático" with the subtitle "RECTOS". A technical diagram of two meshing spur gears is shown, with various points labeled with numbers 1 through 13. To the right of the diagram is a legend box listing the corresponding terms for these numbers: 1.- Ancho de cara, 2.- Típe del diente, 3.- Circunferencia de adendo, 4.- Cara, 5.- Flanco, 6.- Circunferencia de paso, 7.- Fondo del diente, 8.- Circunferencia de holgura, 9.- Circunferencia de base, 10.- Radio de entalle, 11.- Holgura, 12.- Dedrado o altura de pie, 13.- Adendo o altura de cabeza.

Below the diagram, there are input fields for the following parameters:

- Módulo: M: 10
- Nº de Dientes Rueda : Z1: 15
- Nº de Dientes Piñón : Z2: 16

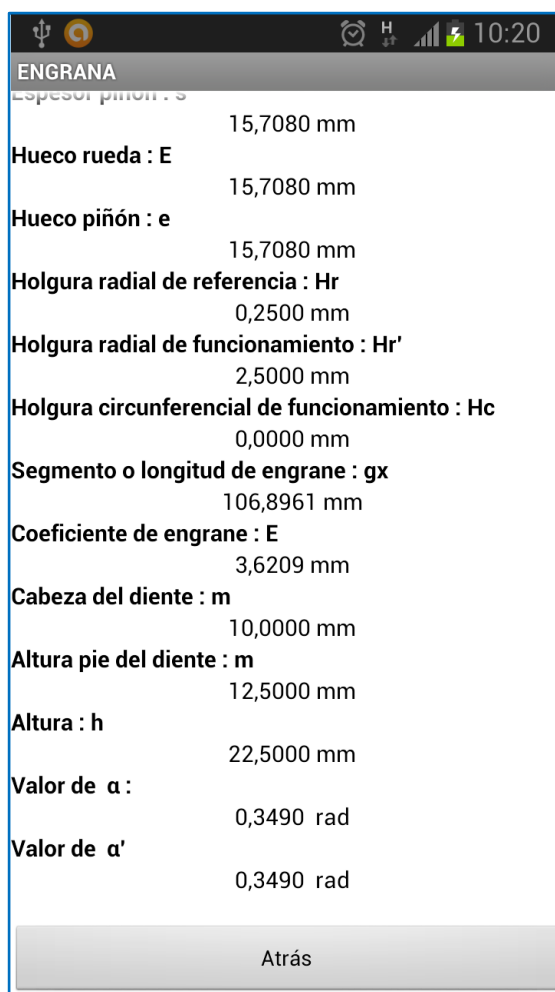
A "Calcular" button is located below the input fields. Below the button, the "Resultados" section displays the following calculated values:

- Relación de Transmisión : i
- Factor de desplazamiento : X1

Imagen 6.1 Introducción datos caso 1

ENGRANA		ENGRANA	
Resultados			
Relación de Transmisión : i	0,9375 mm	Radio primitivo de funcionamiento rueda : $R1'$	75,0000 mm
Factor de desplazamiento : $X1$	0,0000 mm	Radio primitivo de funcionamiento piñón : $R2'$	80,0000 mm
Factor de desplazamiento : $X2$	0,0000 mm	Distancia entre ejes de referencia : a	155,0000 mm
Desplazamiento en la talla en V en Rueda :	0,0000 mm	Distancia entre ejes de funcionamiento : a'	155,0000 mm
Desplazamiento en la talla en V en Piñón :	0,0000 mm	Paso de referencia : p	31,4159 mm
Radio base rueda : $rb1$	70,4786 mm	Paso de funcionamiento : p'	31,4159 mm
Radio base piñón : $rb2$	75,1772 mm	Paso base : Pb	29,5220 mm
Radio de cabeza de rueda : $Ra1$	85,0000 mm	Espesor rueda : S	15,7080 mm
Radio de cabeza de piñón : $Ra2$	90,0000 mm	Espesor piñón : s	15,7080 mm
Radio de pie de rueda : $Rf1$	62,5000 mm	Hueco rueda : E	15,7080 mm
Radio de piñón : $Rf2$	67,5000 mm	Hueco piñón : e	15,7080 mm
Radio primitivo de referencia rueda : $R1$	75,0000 mm	Holgura radial de referencia : Hr	0,2500 mm
Radio primitivo de referencia piñón : $R2$	80,0000 mm	Holgura radial de funcionamiento : Hr'	2,5000 mm
Radio primitivo de funcionamiento rueda : $R1'$		Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc	0,0000 mm
		Segmento o longitud de engrane : ax	

Imagen 6.2 Resultados caso 1



ENGRANA	
Epesor piñón : s	15,7080 mm
Hueco rueda : E	15,7080 mm
Hueco piñón : e	15,7080 mm
Holgura radial de referencia : Hr	0,2500 mm
Holgura radial de funcionamiento : Hr'	2,5000 mm
Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc	0,0000 mm
Segmento o longitud de engrane : gx	106,8961 mm
Coefficiente de engrane : E	3,6209 mm
Cabeza del diente : m	10,0000 mm
Altura pie del diente : m	12,5000 mm
Altura : h	22,5000 mm
Valor de α :	0,3490 rad
Valor de α'	0,3490 rad
Atrás	

Imagen 6.3 Resultados caso 1 (2)

Como se puede comprobar ambos resultados coinciden a la perfección.

En la segunda comprobación tomaremos un módulo normal igual a 10 y $Z_1 = 20$, $Z_2 = 13$, siendo la suma de ambos dientes mayor de 28. En la aplicación elegiremos montar a cero. Con estos datos calculamos primeramente los resultados correctos que han de salirnos en nuestra aplicación para a continuación poder comprobarlos.

DATOS:

MODULO NORMAL

Z1

Z2

10

20

13

condición 2:	$Z1 \geq 14$
	$Z2 < 14$
	$Z1 + Z2 \geq 28$
	montaje a cero

Relación de transmisión:

Factor de desplazamiento:

Desplazamiento en la talla en V en Rueda:

Desplazamiento en la talla en V en Piñón:

Radio base Rueda:

Radio base Piñón:

Radio de cabeza de Rueda:

Radio de cabeza de Piñón:

Radio de pie de Rueda:

Radio de pie de Piñón:

Radio primitivo de referencia Rueda:

Radio primitivo de referencia Piñón:

Radio primitivo de funcionamiento Rueda:

Radio primitivo de funcionamiento Piñón:

Distancia entre ejes de referencia:

Distancia entre ejes de funcionamiento:

Paso de referencia:

Paso de funcionamiento:

Paso base:

Espesor Rueda

Espesor Piñón:

Huevo Rueda:

Huevo Piñón:

Holgura radial de referencia:

Holgura radial de funcionamiento:

Holgura circunferencial de funcionamiento:

Segmento o longitud de engrane:

Coefficiente de engrane:

Cabeza del diente:

Altura pie del diente:

Altura:

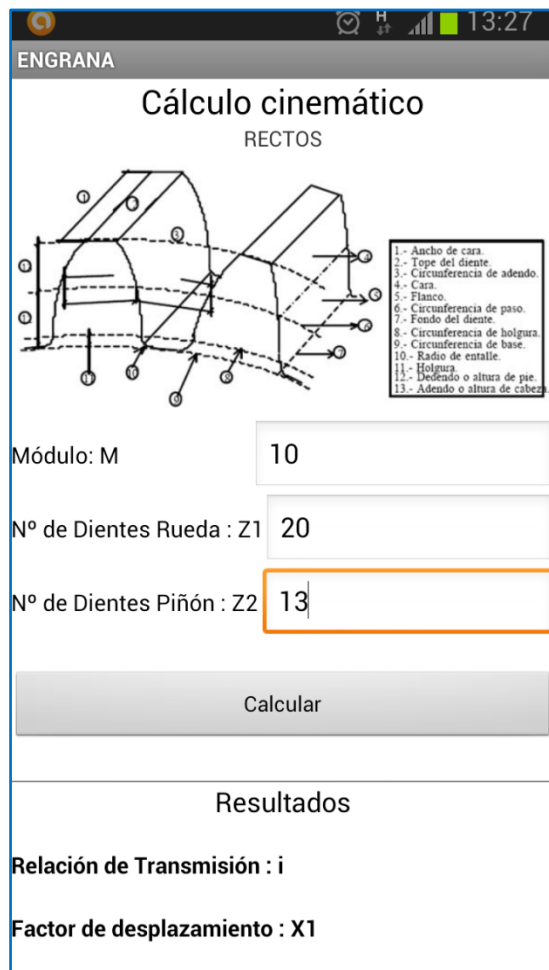
Valor de α :

Valor de α' :

fórmulas	resultados
$i = Z1/Z2$	1,538461538
$X1 = (14 - Z1)/17$	-0,352941176
$X2 = -X1$	0,352941176
$Vr = m.X1$	-3,529411765
$Vp = m.X2$	3,529411765
$Rb1 = m.Z1.\cos\alpha/2$	93,97151409
$Rb2 = m.Z2.\cos\alpha/2$	61,08148416
$Ra1 = R1 + m(1 + X1)$	106,4705882
$Ra2 = R2 + m(1 + X2)$	78,52941176
$Rf1 = R1 - m(1,25 - X1)$	83,97058824
$Rf2 = R2 - m(1,25 - X2)$	56,02941176
$R1 = m.Z1/2$	100
$R2 = m.Z2/2$	65
$R1' = R1.\cos\alpha/\cos\alpha'$	100
$R2' = R2.\cos\alpha/\cos\alpha'$	65
$a = R1 + R2$	165
$a' = R1' + R2'$	165
$p = m.\pi$	31,41592654
$p' = p.\cos\alpha/\cos\alpha'$	31,41592654
$Pb = p.\cos\alpha$	29,52202183
$s = p/2 + 2.m.X1.tg\alpha$	13,13928801
$s = p/2 + 2.m.X2.tg\alpha$	18,27663853
$e = p/2 - 2.m.X1.tg\alpha$	18,27663853
$e = p/2 - 2.m.X2.tg\alpha$	13,13928801
$Hr = 0,25$	0,25
$Hr' = a' - (ra1 + rf2)$	2,5
$Hc = 0$	0
$gx = \sqrt{(ra1^2 + rb1^2) + \sqrt{(ra2^2 - rb2^2)} - (r1' + r2')\sin\alpha'}$	134,9412009
$\epsilon = gx/Pb$	4,570865833
m	10
$1,25m$	12,5
$h = 2,25m$	22,5
$20^\circ = 0,349rad$	0,349
$\alpha' = \alpha$	0,349

Ahora veremos los resultados obtenidos por la aplicación.

En primer lugar introduciremos los datos, presionando a continuación el botón “Calcular”



The screenshot shows the ENGRANA application interface. At the top, the title bar says "ENGRANA". Below it, the main heading is "Cálculo cinemático" with the subtitle "RECTOS". A technical diagram of two meshing spur gears is shown, with numbered points 1 through 13 indicating various geometric features. To the right of the diagram is a legend:

- 1.- Ancho de cara.
- 2.- Tope del diente.
- 3.- Circunferencia de adendo.
- 4.- Cara.
- 5.- Flanco.
- 6.- Circunferencia de paso.
- 7.- Fondo del diente.
- 8.- Circunferencia de holgura.
- 9.- Circunferencia de base.
- 10.- Radio de entalle.
- 11.- Holgura.
- 12.- Dedendo o altura de pie.
- 13.- Adendo o altura de cabeza.

Below the diagram, there are input fields for the following data:

- Módulo: M: 10
- Nº de Dientes Rueda : Z1: 20
- Nº de Dientes Piñón : Z2: 13

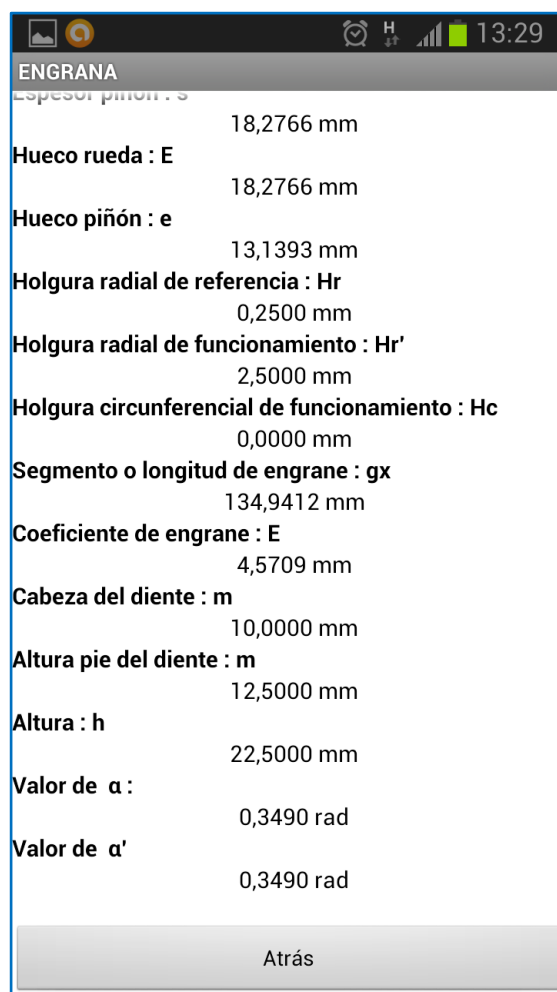
A "Calcular" button is located below the input fields. Below the button, the "Resultados" section displays:

- Relación de Transmisión : i
- Factor de desplazamiento : X1

Imagen 6.4 Introducción datos caso 2

ENGRANA	ENGRANA
<p>Resultados</p> <p>Relación de Transmisión : i 1,5385 mm</p> <p>Factor de desplazamiento : X1 -0,3529 mm</p> <p>Factor de desplazamiento : X2 0,3529 mm</p> <p>Desplazamiento en la talla en V en Rueda : -3,5294 mm</p> <p>Desplazamiento en la talla en V en Piñón : 3,5294 mm</p> <p>Radio base rueda : rb1 93,9715 mm</p> <p>Radio base piñón : rb2 61,0815 mm</p> <p>Radio de cabeza de rueda : Ra1 106,4706 mm</p> <p>Radio de cabeza de piñón : Ra2 78,5294 mm</p> <p>Radio de pie de rueda : Rf1 83,9706 mm</p> <p>Radio de piñón : Rf2 56,0294 mm</p> <p>Radio primitivo de referencia rueda : R1 100,0000 mm</p> <p>Radio primitivo de referencia piñón : R2 65,0000 mm</p> <p>Radio primitivo de funcionamiento rueda : R1' 100,0000 mm</p>	<p>Radio primitivo de funcionamiento piñón : R2' 65,0000 mm</p> <p>Distancia entre ejes de referencia : a 165,0000 mm</p> <p>Distancia entre ejes de funcionamiento : a' 165,0000 mm</p> <p>Paso de referencia : p 31,4159 mm</p> <p>Paso de funcionamiento : p' 31,4159 mm</p> <p>Paso base : Pb 29,5220 mm</p> <p>Espesor rueda : S 13,1393 mm</p> <p>Espesor piñón : s 18,2766 mm</p> <p>Hueco rueda : E 18,2766 mm</p> <p>Hueco piñón : e 13,1393 mm</p> <p>Holgura radial de referencia : Hr 0,2500 mm</p> <p>Holgura radial de funcionamiento : Hr' 2,5000 mm</p> <p>Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc 0,0000 mm</p>

Imagen 6.5 Resultados caso 2



ENGRANA	
Epesor piñón : s	18,2766 mm
Hueco rueda : E	18,2766 mm
Hueco piñón : e	13,1393 mm
Holgura radial de referencia : Hr	0,2500 mm
Holgura radial de funcionamiento : Hr'	2,5000 mm
Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc	0,0000 mm
Segmento o longitud de engrane : gx	134,9412 mm
Coefficiente de engrane : E	4,5709 mm
Cabeza del diente : m	10,0000 mm
Altura pie del diente : m	12,5000 mm
Altura : h	22,5000 mm
Valor de α :	0,3490 rad
Valor de α'	0,3490 rad
Atrás	

Imagen 6.6 Resultados caso 2 (2)

Como hemos podido apreciar ambos resultados dan los mismos valores, concluyendo así que son correctos.

En la tercera opción tenemos las mismas condiciones que en la segunda a excepción de que el montaje lo realizaremos en V. Cabe mencionar que α' se calcula en la aplicación mediante un bucle. Puesto que Excel no contempla dicha posibilidad hemos elegido un valor concreto de número de dientes y módulo para mediante unas tablas poder calcularlo de forma menos precisa que lo haría la aplicación, hecho que se apreciará a continuación:

DATOS:

MODULO NORMAL

Z1

Z2

10
18
13

Relación de transmisión:

Factor de desplazamiento:

Desplazamiento en la talla en V en Rueda:

Desplazamiento en la talla en V en Piñón:

Radio base Rueda:

Radio base Piñón:

Radio de cabeza de Rueda:

Radio de cabeza de Piñón:

Radio de pie de Rueda:

Radio de pie de Piñón:

Radio primitivo de referencia Rueda:

Radio primitivo de referencia Piñón:

Radio primitivo de funcionamiento Rueda:

Radio primitivo de funcionamiento Piñón:

Distancia entre ejes de referencia:

Distancia entre ejes de funcionamiento:

Paso de referencia:

Paso de funcionamiento:

Paso base:

Espesor Rueda

Espesor Piñón:

Hueco Rueda:

Hueco Piñón:

Holgura radial de referencia:

Holgura radial de funcionamiento:

Holgura circunferencial de funcionamiento:

Segmento o longitud de engrane:

Coeficiente de engrane:

Cabeza del diente:

Altura pie del diente:

Altura:

Valor de α :

Valor de α' :

condición 3:

Z1≥14

Z2<14

Z1+Z2≥28

montaje en V

fórmulas

resultados

$i=Z1/Z2$

1,384615385

$X1=(14-Z1)/17$

-0,235294118

$X2=0$

0

$Vr=m.X1$

-2,352941176

$Vp=m.X2$

0

$Rb1=m.Z1.cos\alpha/2$

84,57436268

$Rb2=m.Z2.cos\alpha/2$

61,08148416

$Ra1=R1+m(1+X1)$

97,64705882

$Ra2=R2+m(1+X2)$

75

$Rf1=R1-m(1,25-X1)$

75,14705882

$Rf2=R2-m(1,25-X2)$

52,5

$R1=m.Z1/2$

90

$R2=m.Z2/2$

65

$R1'=R1.cos\alpha/cos\alpha'$

88,55769261

$R2'=R2.cos\alpha/cos\alpha'$

63,95833355

$a=R1+R2$

155

$a'=R1'+R2'$

152,5160262

$p=m.\pi$

31,41592654

$p'=p.cos\alpha/cos\alpha'$

30,91246628

$Pb=p.cos\alpha$

29,52202183

$s=p/2+2.m.X1.tg\alpha$

13,99551309

$s=p/2+2.m.X2.tg\alpha$

15,70796327

$e=p/2-2.m.X1.tg\alpha$

17,42041344

$e=p/2-2.m.X2.tg\alpha$

15,70796327

$Hr=0,25$

0,25

$Hr'=a'-(ra1+rf2)$

2,368967346

$Hc=0$

0

$gx=v(ra1^2+rb1^2)+v(ra2^2-rb2^2)-(r1'+r2')sen\alpha'$

127,4745239

$\epsilon=gx/Pb$

4,317946943

m

10

$1,25m$

12,5

$h=2,25m$

22,5

$20^\circ=0,349rad$

0,349

α' se saca de tabla Ev α

0,301069296

$Ev(\alpha')=Ev(\alpha)+2.(X1+X2)/(Z1+Z2).tg\alpha$

EJEMPLO: si Z1=18;Z2=13; m=10

$Ev(\alpha')=0,009475967$

de la tabla sacamos que $\alpha'=17,25^\circ=0,3011 rad$

A continuación se muestran los resultados obtenidos por la aplicación. Cabe decir que el valor de α' , así como de las variables que dependen de ella, serán mínimamente diferentes puesto que la aplicación calcula el valor exacto y en el ejemplo se ha tomado un valor aproximado.

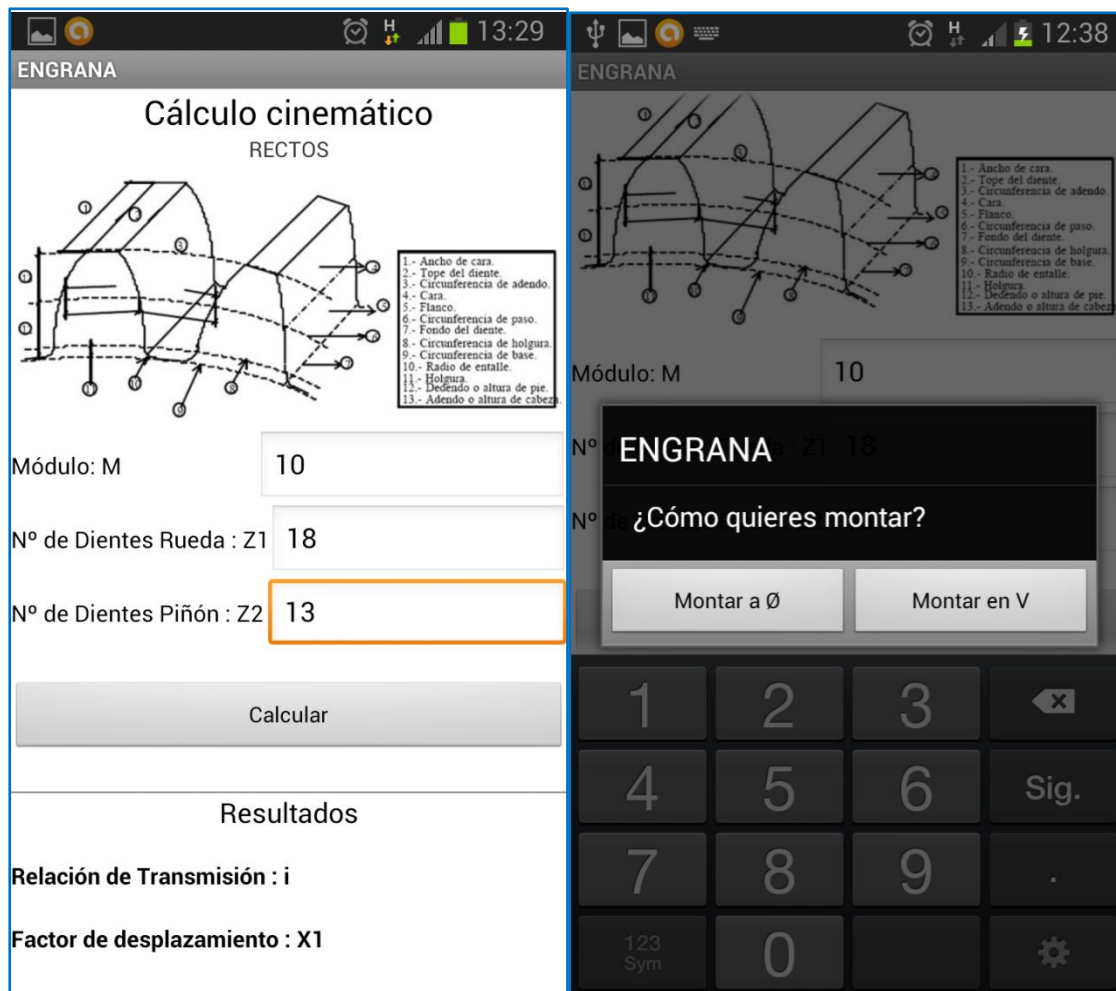
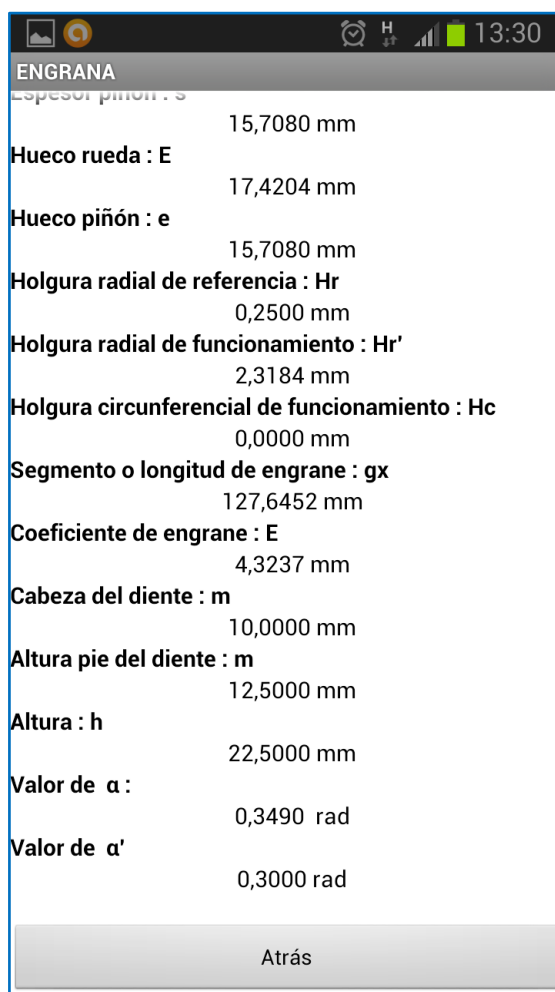


Imagen 6.7 Introducción datos caso 3

ENGRANA		ENGRANA	
Resultados			
Relación de Transmisión : i	1,3846 mm	Radio primitivo de funcionamiento rueda : $R1'$	88,5283 mm
Factor de desplazamiento : $X1$	-0,2353 mm	Radio primitivo de funcionamiento piñón : $R2'$	63,9371 mm
Factor de desplazamiento : $X2$	0,0000 mm	Distancia entre ejes de referencia : a	155,0000 mm
Desplazamiento en la talla en V en Rueda :	-2,3529 mm	Distancia entre ejes de funcionamiento : a'	152,4655 mm
Desplazamiento en la talla en V en Piñón :	0,0000 mm	Paso de referencia : p	31,4159 mm
Radio base rueda : $rb1$	84,5744 mm	Paso de funcionamiento : p'	30,9022 mm
Radio base piñón : $rb2$	61,0815 mm	Paso base : Pb	29,5220 mm
Radio de cabeza de rueda : $Ra1$	97,6471 mm	Espesor rueda : S	13,9955 mm
Radio de cabeza de piñón : $Ra2$	75,0000 mm	Espesor piñón : s	15,7080 mm
Radio de pie de rueda : $Rf1$	75,1471 mm	Hueco rueda : E	17,4204 mm
Radio de piñón : $Rf2$	52,5000 mm	Hueco piñón : e	15,7080 mm
Radio primitivo de referencia rueda : $R1$	90,0000 mm	Holgura radial de referencia : Hr	0,2500 mm
Radio primitivo de referencia piñón : $R2$	65,0000 mm	Holgura radial de funcionamiento : Hr'	2,3184 mm
		Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc	0,0000 mm

Imagen 6.8 Resultados caso 3



ENGRANA	
Espejo piñón : s	15,7080 mm
Hueco rueda : E	17,4204 mm
Hueco piñón : e	15,7080 mm
Holgura radial de referencia : Hr	0,2500 mm
Holgura radial de funcionamiento : Hr'	2,3184 mm
Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc	0,0000 mm
Segmento o longitud de engrane : gx	127,6452 mm
Coefficiente de engrane : E	4,3237 mm
Cabeza del diente : m	10,0000 mm
Altura pie del diente : m	12,5000 mm
Altura : h	22,5000 mm
Valor de α :	0,3490 rad
Valor de α'	0,3000 rad
Atrás	

Imagen 6.9 Resultados caso 3 (2)

Como queda comprobado ENGRANA resuelve perfectamente este caso incluso optimizando los resultados obtenidos por vías convencionales.

En la última posibilidad contemplada en este módulo nos encontramos con que ambos engranajes tienen un número de engranajes menor que 14 y por tanto el montaje será en V. A igual que en ejemplo anterior α' ha de calcularse mediante una tabla para poder comprobarlo, siendo en la aplicación calculada con total exactitud mediante la programación de un bucle.

DATOS:

MODULO NORMAL

Z1

Z2

	10	
	12	
	10	
	condición 4:	Z1<14 Z2<14 montaje en V
	fórmulas	resultados
Relación de transmisión:	$i=Z1/Z2$	1,2
Factor de desplazamiento:	$X1=(14-Z1)/17$ $X2=(14-Z2)/17$	0,117647059 0,235294118
Desplazamiento en la talla en V en Rueda:	$Vr=m.X1$	1,176470588
Desplazamiento en la talla en V en Piñón:	$Vp=m.X2$	2,352941176
Radio base Rueda:	$Rb1=m.Z1.cos\alpha/2$	56,38290845
Radio base Piñón:	$Rb2=m.Z2.cos\alpha/2$	46,98575705
Radio de cabeza de Rueda:	$Ra1=R1+m(1+X1)$	71,17647059
Radio de cabeza de Piñón:	$Ra2=R2+m(1+X2)$	62,35294118
Radio de pie de Rueda:	$Rf1=R1-m(1,25-X1)$	48,67647059
Radio de pie de Piñón:	$Rf2=R2-m(1,25-X2)$	39,85294118
Radio primitivo de referencia Rueda:	$R1=m.Z1/2$	60
Radio primitivo de referencia Piñón:	$R2=m.Z2/2$	50
Radio primitivo de funcionamiento Rueda:	$R1'=R1.cos\alpha/cos\alpha'$	61,76686835
Radio primitivo de funcionamiento Piñón:	$R2'=R2.cos\alpha/cos\alpha'$	51,4723903
Distancia entre ejes de referencia:	$a=R1+R2$	110
Distancia entre ejes de funcionamiento:	$a'=R1'+R2'$	113,2392586
Paso de referencia:	$p=m.\pi$	31,41592654
Paso de funcionamiento:	$p'=p.cos\alpha/cos\alpha'$	32,34105664
Paso base:	$Pb=p.cos\alpha$	29,52202183
Espesor Rueda	$s=p/2+2.m.X1.tg\alpha$	16,56418836
Espesor Piñón:	$s=p/2+2.m.X2.tg\alpha$	17,42041344
Hueco Rueda:	$e=p/2-2.m.X1.tg\alpha$	14,85173818
Hueco Piñón:	$e=p/2-2.m.X2.tg\alpha$	13,99551309
Holgura radial de referencia:	$Hr=0,25$	0,25
Holgura radial de funcionamiento:	$Hr'=a'-(ra1+rf2)$	2,209846885
Holgura circunferencial de funcionamiento:	$Hc=0$	0
Segmento o longitud de engrane:	$gx=\sqrt{(ra1^2+rb1^2)+\sqrt{(ra2^2-rb2^2)-(r1'+r2')sen\alpha'}}$	85,55420052
Coefficiente de engrane:	$\epsilon=gx/Pb$	2,897979041
Cabeza del diente:	m	10
Altura pie del diente:	$1,25m$	12,5
Altura:	$h=2,25m$	22,5
Valor de α :	$20^\circ=0,349rad$	0,349
Valor de α' :	α' se saca de tabla Eva	0,42062435

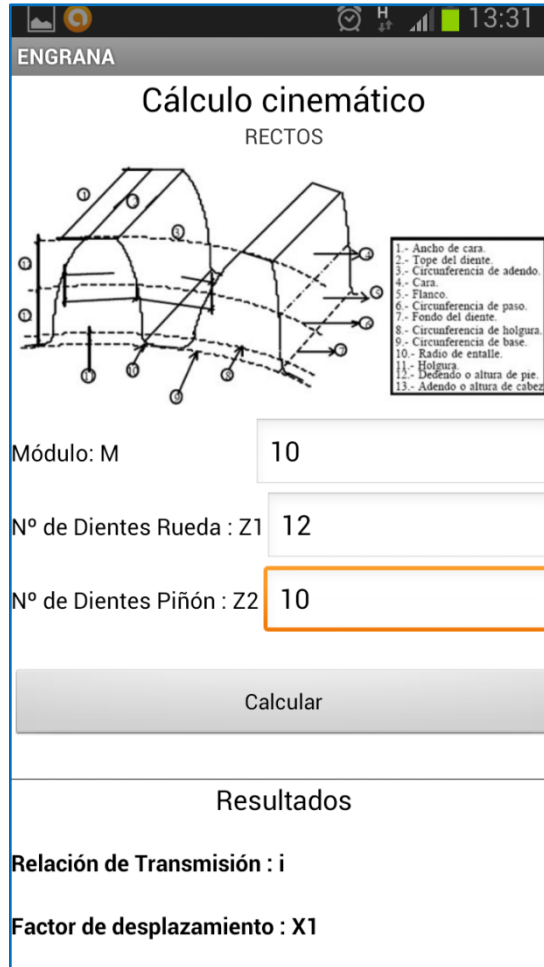
$$Ev(\alpha')=Ev(\alpha)+2.(X1+X2)/(Z1+Z2).tg\alpha$$

EJEMPLO: si Z1=12; Z2=10; m=10

$$Ev(\alpha')=0,026675795$$

de la tabla sacamos que $\alpha'=24,1^\circ=0,421 rad$

A continuación se muestran los resultados obtenidos por la aplicación. Cabe decir que el valor de α' , así como de las variables que dependen de ella, serán mínimamente diferentes puesto que la aplicación calcula el valor exacto y en el ejemplo se ha tomado un valor aproximado.



ENGRANA

Cálculo cinemático RECTOS

1 - Ancho de cara.
2 - Tope del diente.
3 - Circunferencia de adendo.
4 - Cara.
5 - Flanco.
6 - Circunferencia de paso.
7 - Fondo del diente.
8 - Circunferencia de holgura.
9 - Circunferencia de base.
10 - Radio de entalle.
11 - Holgura.
12 - Dedendo o altura de pie.
13 - Adendo o altura de cabeza.

Módulo: M 10

Nº de Dientes Rueda : Z1 12

Nº de Dientes Piñón : Z2 10

Calcular

Resultados

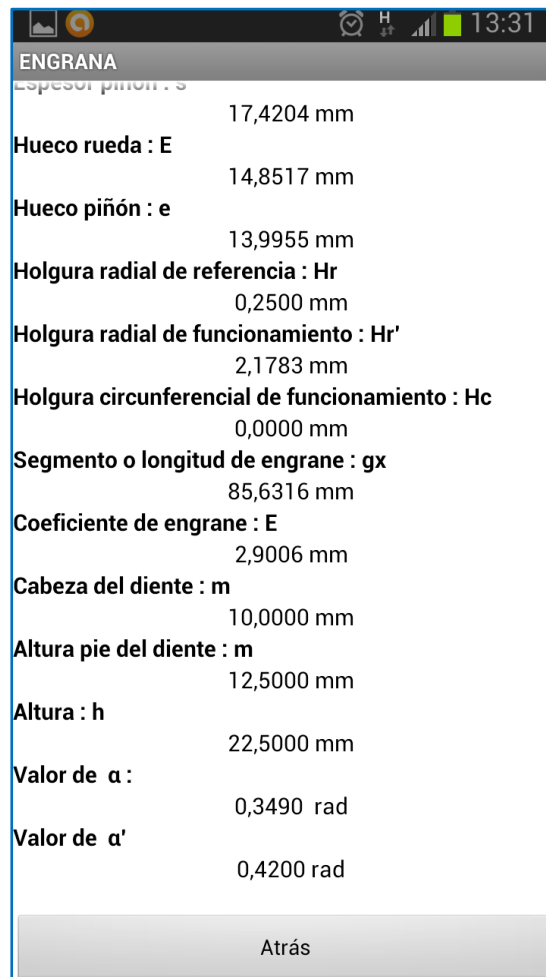
Relación de Transmisión : i

Factor de desplazamiento : X1

Imagen 6.10 Introducción datos caso 4

ENGRANA		ENGRANA	
Resultados			
Relación de Transmisión : i	1,2000 mm	Radio primitivo de funcionamiento rueda : R1'	61,7496 mm
Factor de desplazamiento : X1	0,1176 mm	Radio primitivo de funcionamiento piñón : R2'	51,4580 mm
Factor de desplazamiento : X2	0,2353 mm	Distancia entre ejes de referencia : a	110,0000 mm
Desplazamiento en la talla en V en Rueda :	1,1765 mm	Distancia entre ejes de funcionamiento : a'	113,2077 mm
Desplazamiento en la talla en V en Piñón :	2,3529 mm	Paso de referencia : p	31,4159 mm
Radio base rueda : rb1	56,3829 mm	Paso de funcionamiento : p'	32,3320 mm
Radio base piñón : rb2	46,9858 mm	Paso base : Pb	29,5220 mm
Radio de cabeza de rueda : Ra1	71,1765 mm	Espesor rueda : S	16,5642 mm
Radio de cabeza de piñón : Ra2	62,3529 mm	Espesor piñón : s	17,4204 mm
Radio de pie de rueda : Rf1	48,6765 mm	Hueco rueda : E	14,8517 mm
Radio de piñón : Rf2	39,8529 mm	Hueco piñón : e	13,9955 mm
Radio primitivo de referencia rueda : R1	60,0000 mm	Holgura radial de referencia : Hr	0,2500 mm
Radio primitivo de referencia piñón : R2	50,0000 mm	Holgura radial de funcionamiento : Hr'	2,1783 mm
Radio primitivo de funcionamiento rueda : R1'		Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc	0,0000 mm

Imagen 6.11 Resultados caso 4



ENGRANA	
Epesor piñón : s	17,4204 mm
Hueco rueda : E	14,8517 mm
Hueco piñón : e	13,9955 mm
Holgura radial de referencia : Hr	0,2500 mm
Holgura radial de funcionamiento : Hr'	2,1783 mm
Holgura circunferencial de funcionamiento : Hc	0,0000 mm
Segmento o longitud de engrane : gx	85,6316 mm
Coefficiente de engrane : E	2,9006 mm
Cabeza del diente : m	10,0000 mm
Altura pie del diente : m	12,5000 mm
Altura : h	22,5000 mm
Valor de α :	0,3490 rad
Valor de α'	0,4200 rad
Atrás	

Imagen 6.12 Resultados caso 4 (2)

Queda comprobado con este último caso que la aplicación funciona correctamente y calcula sin error el cálculo cinemático en engranajes rectos

6.1.2 HELICOIDALES

En este apartado comprobaremos los resultados obtenidos en el módulo de “Cálculo Cinemático” en el subapartado “Helicoidales”. Para ello hemos hecho uso de una tabla de Excel en la que introduciendo unos valores se calculen automáticamente los resultados con el fin de compararlos con los de la aplicación para poder asegurarnos que son correctos y no contienen ningún fallo.

DATOS:

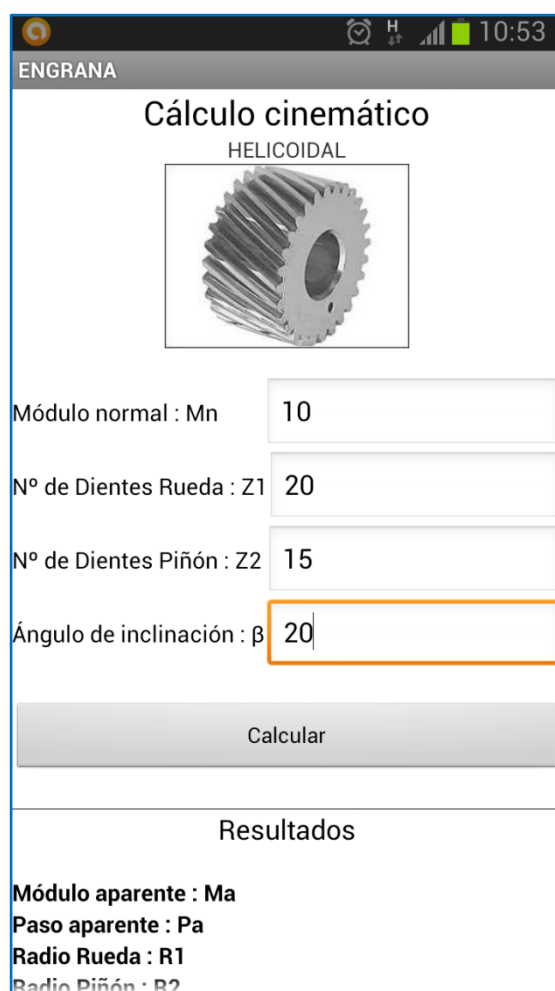
MODULO NORMAL	10
Z1	20
Z2	15
β	0,349 20 grados

fórmulas

resultados

MÓDULO APARENTE:	$ma=mn/\cos\beta$	10,6415227
PASO APARENTE:	$pa=ma.\pi$	33,43132953
RADIO RUEDA:	$R1=Z1.ma/2$	106,415227
RADIO PIÑÓN:	$R2=Z2.ma/2$	79,81142022
PASO NORMAL:	$Pn=Pa/\cos\beta$	35,57602519
RADIO CABEZA RUEDA:	$Rc1=R1+mn$	116,415227
RADIO CABEZA PIÑÓN:	$Rc2=R2+mn$	89,81142022
RADIO PIE RUEDA:	$Rpie1=R1-1,25mn$	93,91522696
RADIO PIE PIÑÓN:	$Rpie2=R2-1,25mn$	67,31142022
DISTANCIA ENTRE CENTROS:	$a=(Z1+Z2).mn/(2.\cos\beta)$	186,2266472

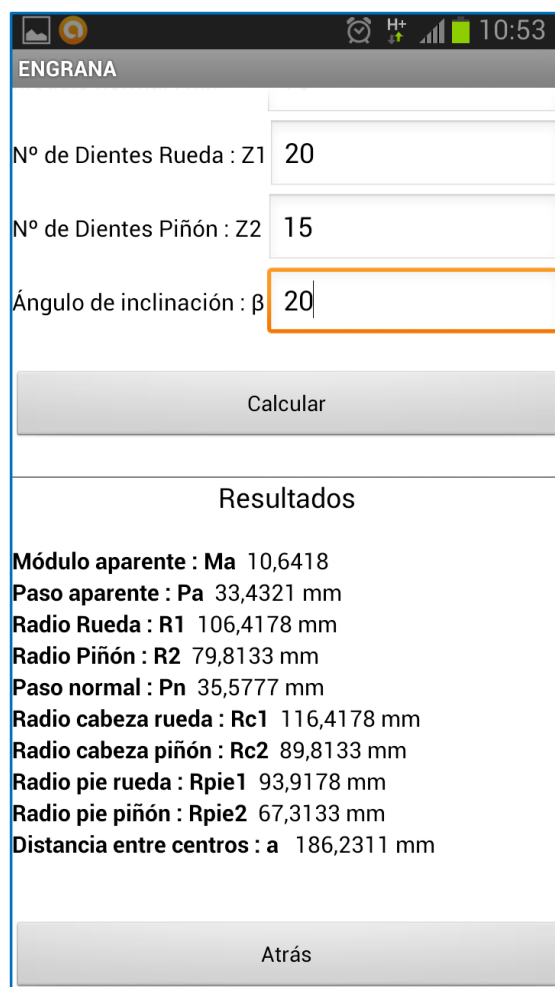
A continuación mostraremos los resultados obtenidos por la aplicación al introducir los mismos datos:



The screenshot shows the 'ENGRANA' application interface on an Android device. The status bar at the top displays the time as 10:53 and various system icons. The app title 'ENGRANA' is at the top left. The main heading is 'Cálculo cinemático' with the sub-heading 'HELICOIDAL'. Below this is a 3D model of a helical gear. The input section contains four fields: 'Módulo normal : Mn' with value 10, 'Nº de Dientes Rueda : Z1' with value 20, 'Nº de Dientes Piñón : Z2' with value 15, and 'Ángulo de inclinación : β ' with value 20. A 'Calcular' button is positioned below the inputs. The 'Resultados' section is at the bottom, listing 'Módulo aparente : Ma', 'Paso aparente : Pa', 'Radio Rueda : R1', and 'Radio Piñón : R2'.

Cálculo cinemático HELICOIDAL	
Módulo normal : Mn	10
Nº de Dientes Rueda : Z1	20
Nº de Dientes Piñón : Z2	15
Ángulo de inclinación : β	20
Calcular	
Resultados	
Módulo aparente : Ma	
Paso aparente : Pa	
Radio Rueda : R1	
Radio Piñón : R2	

Imagen 6.13 Introducción datos helicoidales



The screenshot shows the ENGRANA application interface. At the top, there's a status bar with icons for home, back, and battery, and the time 10:53. Below the title bar, there are three input fields: 'Nº de Dientes Rueda : Z1' with value 20, 'Nº de Dientes Piñón : Z2' with value 15, and 'Ángulo de inclinación : β ' with value 20. A 'Calcular' button is below these fields. The 'Resultados' section lists the following values: Módulo aparente : Ma 10,6418; Paso aparente : Pa 33,4321 mm; Radio Rueda : R1 106,4178 mm; Radio Piñón : R2 79,8133 mm; Paso normal : Pn 35,5777 mm; Radio cabeza rueda : Rc1 116,4178 mm; Radio cabeza piñón : Rc2 89,8133 mm; Radio pie rueda : Rpie1 93,9178 mm; Radio pie piñón : Rpie2 67,3133 mm; Distancia entre centros : a 186,2311 mm. At the bottom is an 'Atrás' button.

Resultados	
Módulo aparente : Ma	10,6418
Paso aparente : Pa	33,4321 mm
Radio Rueda : R1	106,4178 mm
Radio Piñón : R2	79,8133 mm
Paso normal : Pn	35,5777 mm
Radio cabeza rueda : Rc1	116,4178 mm
Radio cabeza piñón : Rc2	89,8133 mm
Radio pie rueda : Rpie1	93,9178 mm
Radio pie piñón : Rpie2	67,3133 mm
Distancia entre centros : a	186,2311 mm

Imagen 6.14 Resultados helicoidales

Queda comprobado que la aplicación resuelve los parámetros con total precisión.

6.2. FLEXIÓN DE ENGRANAJES

Para este módulo hemos elegido un perfil concreto para el cálculo, en este ejemplo el fundido, y tomando unos valores que se pueden apreciar en el ejemplo.



DATOS:

TIPO DE PERFIL:	FUNDIDO	$K_v = (3,05 + V) / 3,05$
	CORTADO	$K_v = (6,1 + V) / 6,1$
	CONFORMADO	$K_v = (3,56 + \sqrt{V}) / 3,56$
	CEPILLADO	$K_v = \sqrt{(5,56 + \sqrt{V})} / 5,56$

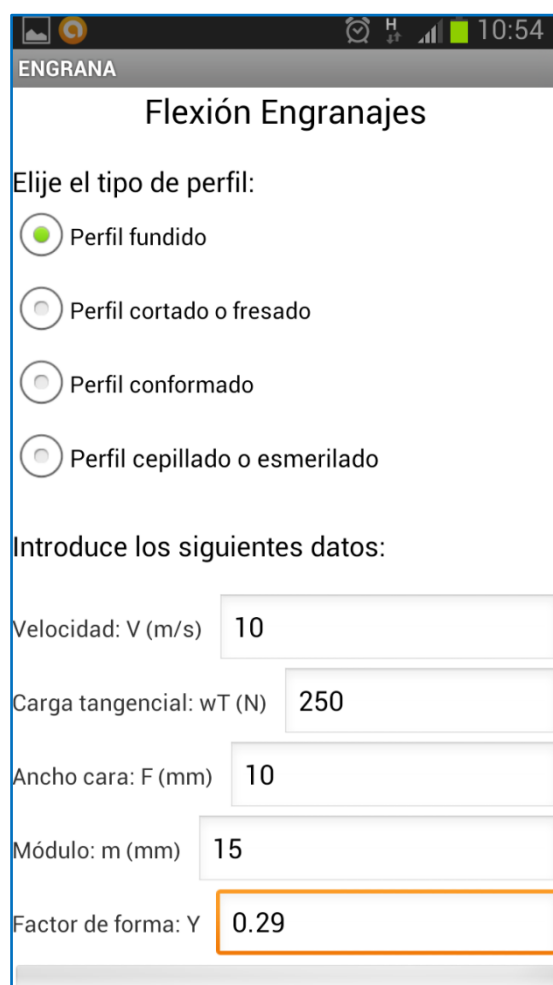
kv fundido	4,278688525
VELOCIDAD:	10
CARGA TANGENCIAL:	250
ANCHO CARA:	10
MÓDULO:	15
FACTOR DE FORMA:	0,29

RESULTADO

$$\sigma = K_v \cdot W_t / F \cdot m \cdot Y$$

24,59016393

A continuación mostraremos los resultados obtenidos por la aplicación al introducir los mismos datos:



The screenshot shows the 'ENGRANA' application interface on an Android device. The title bar at the top says 'ENGRANA'. Below it, the main title is 'Flexión Engranajes'. The interface prompts the user to 'Elije el tipo de perfil:' (Choose the type of profile:). There are four radio button options: 'Perfil fundido' (Cast profile), 'Perfil cortado o fresado' (Cut or milled profile), 'Perfil conformado' (Formed profile), and 'Perfil cepillado o esmerilado' (Grinded or polished profile). The 'Perfil fundido' option is selected. Below this, the user is prompted to 'Introduce los siguientes datos:' (Enter the following data:). There are five input fields with labels and values: 'Velocidad: V (m/s)' with value '10', 'Carga tangencial: wT (N)' with value '250', 'Ancho cara: F (mm)' with value '10', 'Módulo: m (mm)' with value '15', and 'Factor de forma: Y' with value '0.29'. The 'Factor de forma: Y' field is highlighted with an orange border.

ENGRANA

Flexión Engranajes

Elije el tipo de perfil:

- ☒ Perfil fundido
- ☐ Perfil cortado o fresado
- ☐ Perfil conformado
- ☐ Perfil cepillado o esmerilado

Introduce los siguientes datos:

Velocidad: V (m/s) 10

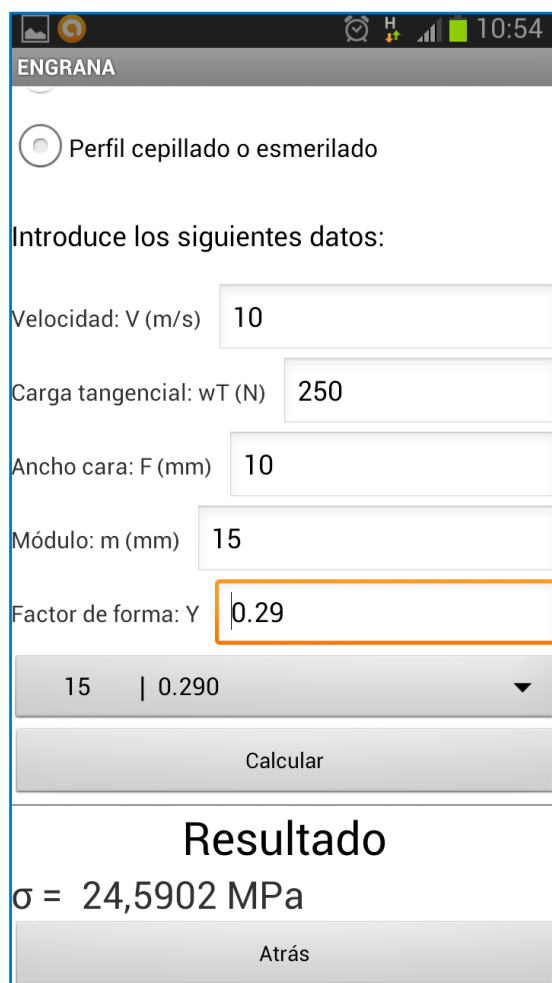
Carga tangencial: wT (N) 250

Ancho cara: F (mm) 10

Módulo: m (mm) 15

Factor de forma: Y 0.29

Imagen 6.15 Introducción datos flexión engranajes



ENGRANA

☐ Perfil cepillado o esmerilado

Introduce los siguientes datos:

Velocidad: V (m/s) 10

Carga tangencial: wT (N) 250

Ancho cara: F (mm) 10

Módulo: m (mm) 15

Factor de forma: Y 0.29

15 | 0.290 ▼

Calcular

Resultado

$\sigma = 24,5902 \text{ MPa}$

Atrás

Imagen 6.16 Resultados flexión engranajes

Como puede apreciarse, ambos resultados son iguales, por lo que concluimos que este apartado ha sido resuelto satisfactoriamente.

6.3 ESFUERZOS SUPERFICIALES

En este apartado comprobaremos los resultados obtenidos en el módulo de “Esfuerzos Superficiales”. Para ello hemos realizado un ejemplo introduciendo unos datos preestablecidos.

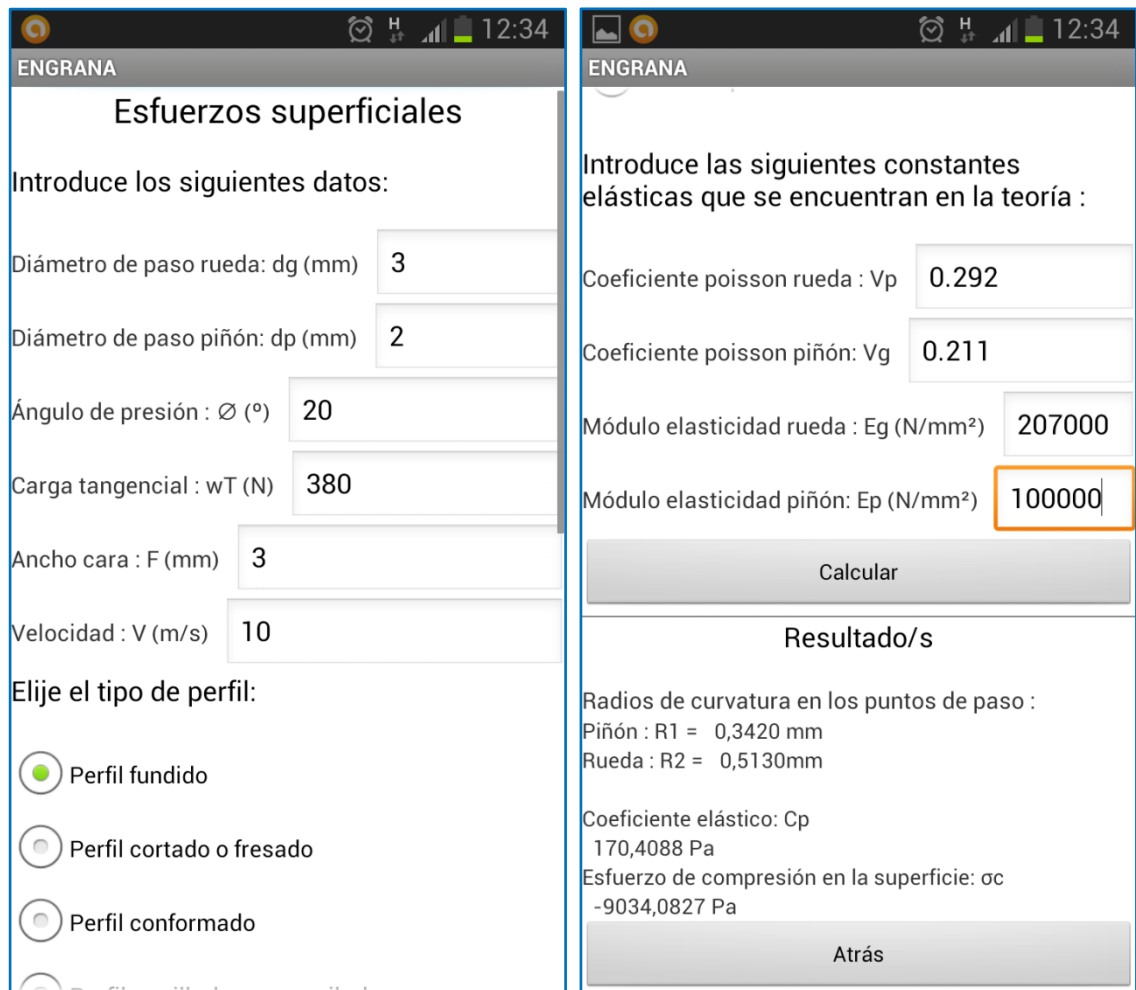
DATOS

DIAMETRO DE PASO RUEDA:	3
DIAMETRO DE PASO PIÑÓN:	2
ÁNGULO DE PRESIÓN:	0,349 =20 grados
CARGA TANGENCIAL:	380
ANCHO CARA:	3
VELOCIDAD:	10
COEFICIENTE POISSON RUEDA:	0,292 <i>acero al carbono</i>
COEFICIENTE POISSON PIÑÓN:	0,211 <i>fundición de hierro gris</i>
MÓDULO ELASTICIDAD RUEDA:	207000
MÓDULO ELASTICIDAD PIÑÓN:	100000
TIPO DE PERFIL:	FUNDIDO $K_v=(3,05+V)/3,05$
	CORTADO $K_v=(6,1+V)/6,1$
	CONFORMADO $K_v=(3,56+V)/3,56$
	CEPILLADO $K_v=V/((5,56+V)/5,56)$
	ejemplo fundido 4,27868852

CÁLCULOS:

	FÓRMULAS	RESULTADOS
RADIO CURVATURA RUEDA:	$R1=(d_g \cdot \sin \phi)/2$	0,512937395
RADIO CURVATURA PIÑÓN:	$R2=(d_p \cdot \sin \phi)/2$	0,341958263
COEFICIENTE ELÁSTICO:	$C_p=V/[1/(\pi \cdot ((1-V_p^2)/E_p)+(1-V_g^2)/E_g))]$	168,406309
ESFUERZO DE COMPRESIÓN EN LA SUPERFICIE:	$\sigma_c=-C_p V[(k_v \cdot wt)/(F \cdot \cos \phi) * (1/R1+1/R2)]$	-8928,624849

A continuación se muestran los resultados obtenidos por la aplicación al introducirle los mismos datos.



ENGRANA

Esfuerzos superficiales

Introduce los siguientes datos:

Diámetro de paso rueda: d_g (mm)

Diámetro de paso piñón: d_p (mm)

Ángulo de presión: ϕ (°)

Carga tangencial: w_T (N)

Ancho cara: F (mm)

Velocidad: V (m/s)

Elije el tipo de perfil:

☒ Perfil fundido

☐ Perfil cortado o fresado

☐ Perfil conformado

ENGRANA

Introduce las siguientes constantes elásticas que se encuentran en la teoría:

Coefficiente poisson rueda: ν_p

Coefficiente poisson piñón: ν_g

Módulo elasticidad rueda: E_g (N/mm²)

Módulo elasticidad piñón: E_p (N/mm²)

Calcular

Resultado/s

Radios de curvatura en los puntos de paso:

Piñón: $R_1 = 0,3420$ mm

Rueda: $R_2 = 0,5130$ mm

Coefficiente elástico: C_p
170,4088 Pa

Esfuerzo de compresión en la superficie: σ_c
-9034,0827 Pa

Atrás

Imagen 6.17 Resultados esfuerzos superficiales

Como puede apreciarse, ambos resultados son iguales, por lo que concluimos que este apartado ha sido resuelto.

6.4 CÁLCULO ENGRANAJES SEGÚN AGMA

6.4.1 ECS. ESFUERZO

En este apartado comprobaremos que el módulo referente a “Ecs. Esfuerzo” ha sido implementado perfectamente y sin errores, hecho que se demostrará a continuación. Los resultados obtenidos mediante el método estándar de cálculo son los siguientes habiendo preestablecido unos valores y la selección del perfil fundido.



DATOS:

VELOCIDAD:	5
CARGA TANGENCIAL:	250
FACTOR DE SOBRECARGA:	1
FACTOR DE TAMAÑO:	1
ANCHO DE CARA:	5
MÓDULO MÉTRICO TRANSVERSAL:	6
FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA:	0,6
FACTOR DE ESPESOR DEL ARO:	0,9
FACTOR GEOMÉTRICO RESISTENCIA FLEXIÓN:	1,5
COEFICIENTE ELÁSTICO:	210000
FACTOR CONDICIÓN SUPERFICIAL PICADURA:	1,1
FACTOR GEOMÉTRICO RESISTENCIA PICADURA:	1,2
DIÁMETRO PASO PIÑÓN:	3

TIPO DE PERFIL:

FUNDIDO	$K_v = (3,05 + V) / 3,05$
CORTADO	$K_v = (6,1 + V) / 6,1$
CONFORMADO	$K_v = (3,56 + \sqrt{V}) / 3,56$
CEPILLADO	$K_v = \sqrt{(5,56 + \sqrt{V})} / 5,56$
ejemplo	
fundido	2,639344262

CÁLCULOS:

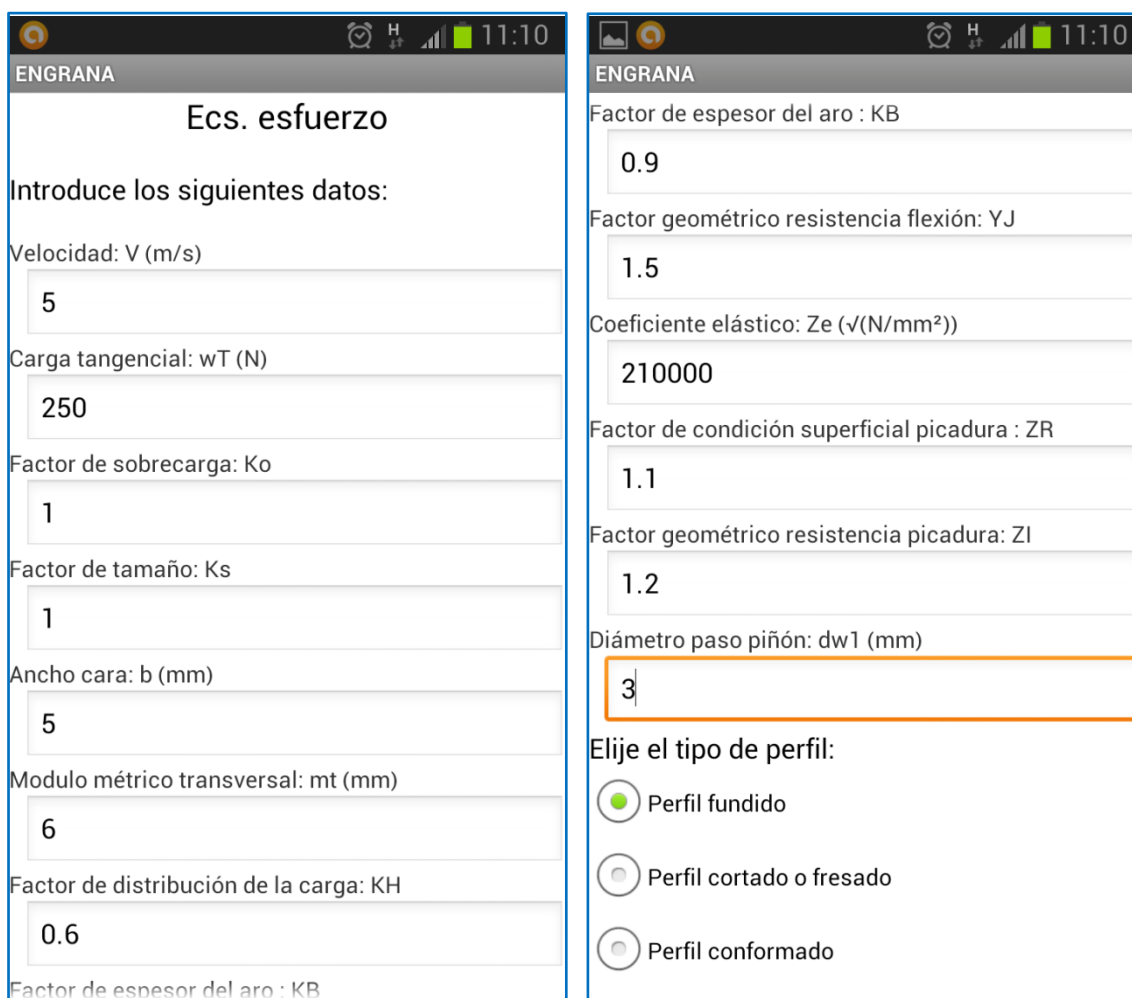
FÓRMULAS

ESFUERZO FLEXIONANTE:	$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_h \cdot K_b / (b \cdot m_t \cdot Y_j)$
ESFUERZO CONTACTO RESISTENCIA PICADURA:	$\sigma_c = Z_e \cdot (\sqrt{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_h \cdot Z_r / (d_w \cdot 1 \cdot b \cdot Z_i)})$

RESULTADOS

7,918032787
1032935,099

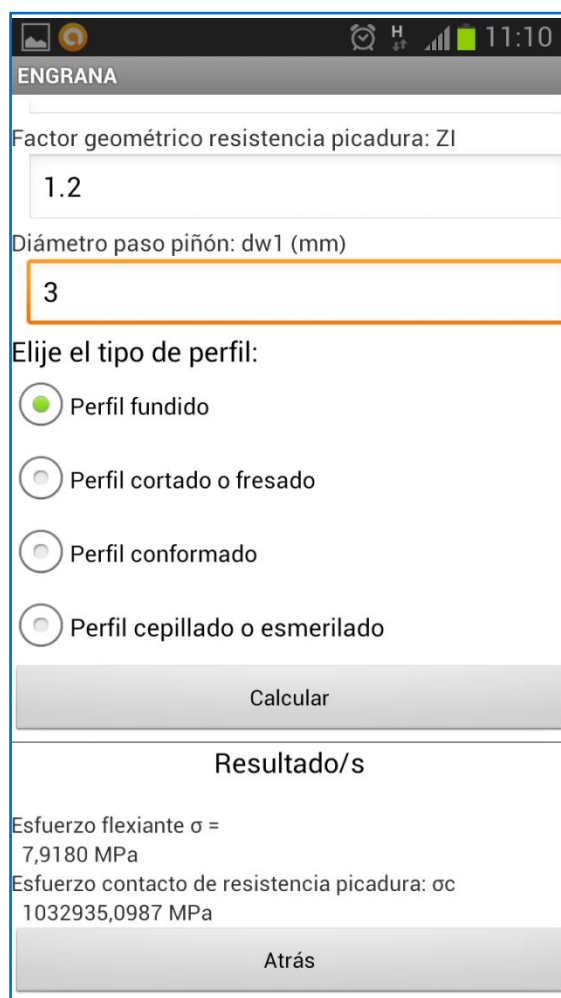
A continuación se muestran los resultados obtenidos por la aplicación al introducirle los mismos datos.



The image displays two side-by-side screenshots of the ENGRANA Android application interface. Both screens show the 'Ecs. esfuerzo' (Ecs. effort) section, which prompts the user to 'Introduce los siguientes datos:' (Enter the following data:). The left screenshot shows the input fields for 'Velocidad: V (m/s)' (5), 'Carga tangencial: wT (N)' (250), 'Factor de sobrecarga: Ko' (1), 'Factor de tamaño: Ks' (1), 'Ancho cara: b (mm)' (5), 'Modulo métrico transversal: mt (mm)' (6), and 'Factor de distribución de la carga: KH' (0.6). The right screenshot shows the input fields for 'Factor de espesor del aro : KB' (0.9), 'Factor geométrico resistencia flexión: YJ' (1.5), 'Coeficiente elástico: Ze ($\sqrt{N/mm^2}$)' (210000), 'Factor de condición superficial picadura : ZR' (1.1), 'Factor geométrico resistencia picadura: ZI' (1.2), and 'Diámetro paso piñón: dw1 (mm)' (3). Below these fields, the user is prompted to 'Elije el tipo de perfil:' (Choose the type of profile:), with three radio button options: 'Perfil fundido' (Cast profile), 'Perfil cortado o fresado' (Cut or milled profile), and 'Perfil conformado' (Formed profile). The 'Perfil fundido' option is selected.

Parameter	Value
Velocidad: V (m/s)	5
Carga tangencial: wT (N)	250
Factor de sobrecarga: Ko	1
Factor de tamaño: Ks	1
Ancho cara: b (mm)	5
Modulo métrico transversal: mt (mm)	6
Factor de distribución de la carga: KH	0.6
Factor de espesor del aro : KB	0.9
Factor geométrico resistencia flexión: YJ	1.5
Coeficiente elástico: Ze ($\sqrt{N/mm^2}$)	210000
Factor de condición superficial picadura : ZR	1.1
Factor geométrico resistencia picadura: ZI	1.2
Diámetro paso piñón: dw1 (mm)	3
Perfil fundido	<input checked="" type="radio"/>
Perfil cortado o fresado	<input type="radio"/>
Perfil conformado	<input type="radio"/>

Imagen 6.18 Introducción datos Ecs. Esfuerzo



The screenshot shows the ENGRANA application interface on an Android device. The status bar at the top displays the time as 11:10 and various system icons. The app title "ENGRANA" is at the top of the screen. Below it, there are two input fields: "Factor geométrico resistencia picadura: ZI" with the value "1.2" and "Diámetro paso piñón: dw1 (mm)" with the value "3". The "dw1" field is highlighted with an orange border. Below these fields, there is a section titled "Elige el tipo de perfil:" with four radio button options: "Perfil fundido" (selected), "Perfil cortado o fresado", "Perfil conformado", and "Perfil cepillado o esmerilado". A "Calcular" button is located below the radio buttons. The results section, titled "Resultado/s", displays two values: "Esfuerzo flexiante $\sigma = 7,9180 \text{ MPa}$ " and "Esfuerzo contacto de resistencia picadura: $\sigma_c 1032935,0987 \text{ MPa}$ ". At the bottom of the results section is an "Atrás" button.

Imagen 6.19 Resultados Ecs. Esfuerzo

Como se puede apreciar, los resultados obtenidos por ambos métodos son iguales.

6.4.2 ECS. RESISTENCIA

En este apartado analizaremos el módulo de “Ecs.Resistencia”, pudiendo comprobar que ha sido desarrollado con exactitud y que los resultados que calcula la aplicación son correctos. Para este ejemplo hemos tomado una dureza concreta y elegido el grado 1 como se aprecia en la simulación siguiente.

DATOS:

ESFUERZO FLEXIONANTE PERMISIBLE:	10
FACTOR DE SEGURIDAD AGMA :	0,5
FACTOR DE CICLOS DE ESFUERZO:	0,7
FACTOR DE TEMPERATURA:	1,2
FACTOR DE CONFIABILIDAD:	0,65
FACTOR DE SEGURIDAD AGMA SH:	0,4
FACTOR DE VIDA DE CICLOS ESFUERZO:	0,9
FACTOR DE RELACIÓN DE DUREZAS DE PICADURA:	0,6
ESFUERZO DE CONTACTO PERMISIBLE:	100
DUREZA:	12
σ_{hp} grado 1: $\sigma_{hp}=2,22Hb+200$	226,64
σ_{hp} grado 2: $\sigma_{hp}=2,41Hb+237$	

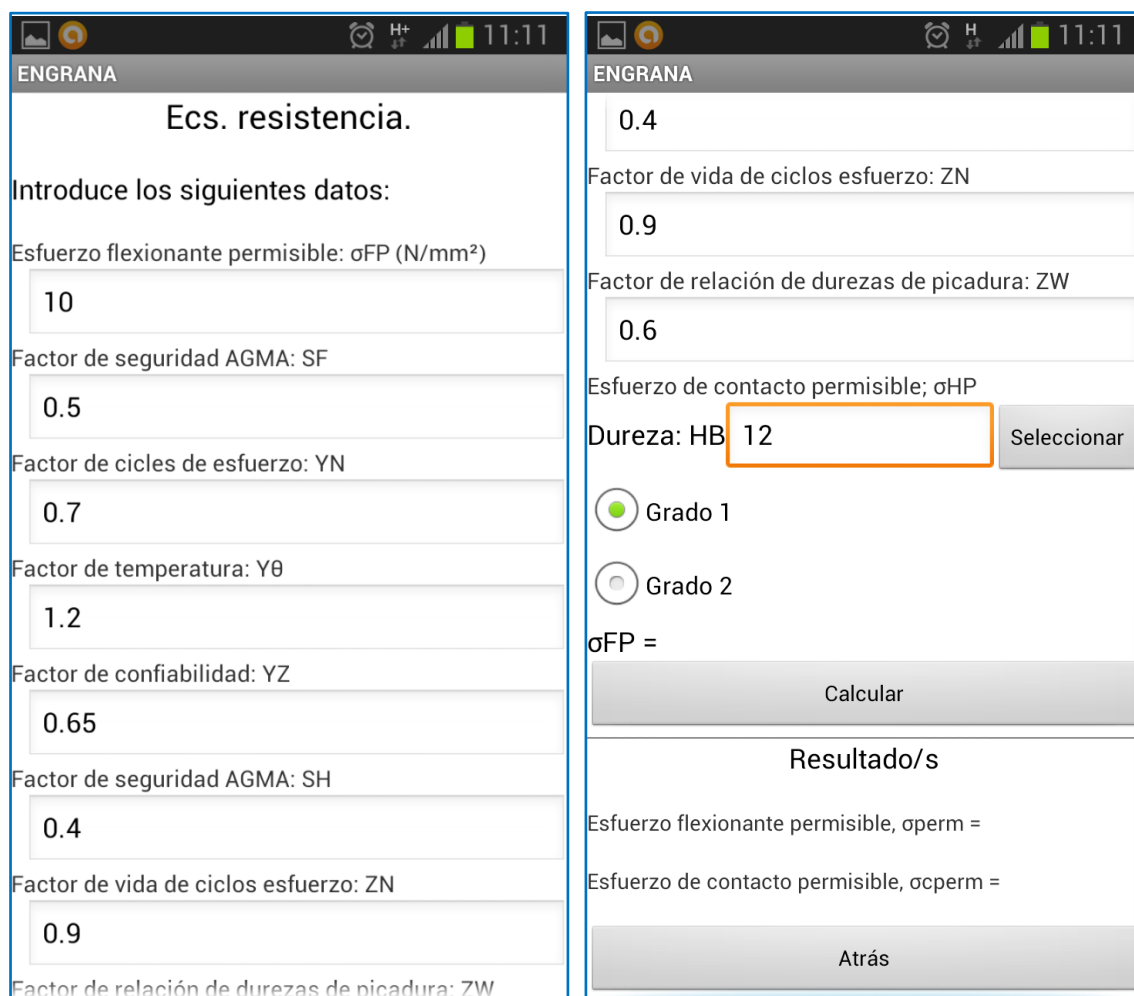
CÁLCULOS

FÓRMULAS

resultados

ESFUERZO FLEXIONANTE PERMISIBLE:	$\sigma_{perm} = \sigma_{fp} \cdot Y_n / (S_f \cdot Y_\theta \cdot Y_z)$	17,9487179
ESFUERZO DE CONTACTO PERMISIBLE:	$\sigma_{c,perm} = \sigma_{hp} \cdot Z_n Z_w / (S_h \cdot Y_\theta \cdot Y_z)$	392,261538

A continuación se muestran los resultados obtenidos por la aplicación al introducirle los mismos datos.



ENGRANA

Ecs. resistencia.

Introduce los siguientes datos:

Esfuerzo flexionante permisible: σ_{FP} (N/mm²)

10

Factor de seguridad AGMA: SF

0.5

Factor de ciclos de esfuerzo: YN

0.7

Factor de temperatura: Y θ

1.2

Factor de confiabilidad: YZ

0.65

Factor de seguridad AGMA: SH

0.4

Factor de vida de ciclos esfuerzo: ZN

0.9

Factor de relación de durezas de picadura: ZW

ENGRANA

0.4

Factor de vida de ciclos esfuerzo: ZN

0.9

Factor de relación de durezas de picadura: ZW

0.6

Esfuerzo de contacto permisible; σ_{HP}

Dureza: HB 12 Seleccionar

☒ Grado 1

☐ Grado 2

σ_{FP} =

Calcular

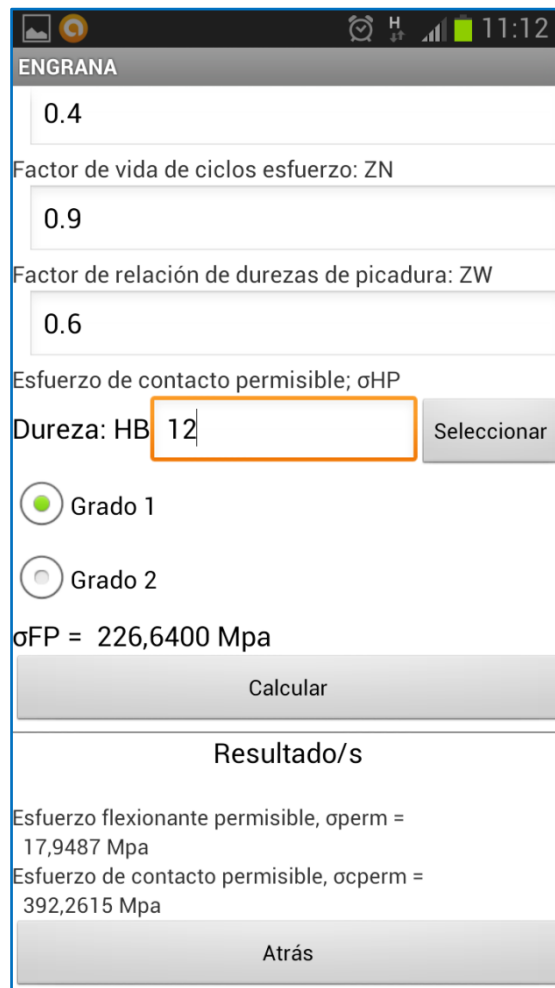
Resultado/s

Esfuerzo flexionante permisible, σ_{perm} =

Esfuerzo de contacto permisible, σ_{cperm} =

Atrás

Imagen 6.20 Introducción datos Ecs. Resistencia



The screenshot shows the ENGRANA application interface on an Android device. The top status bar displays the time as 11:12. The app title "ENGRANA" is at the top. The interface includes several input fields and buttons:

- Input field for "Factor de vida de ciclos esfuerzo: ZN" with the value "0.4".
- Input field for "Factor de relación de durezas de picadura: ZW" with the value "0.9".
- Input field for "Esfuerzo de contacto permisible; σ_{HP} " with the value "0.6".
- A section for "Dureza: HB" with a value of "12" and a "Seleccionar" button.
- Two radio buttons for "Grado 1" (selected) and "Grado 2".
- A calculated value: " $\sigma_{FP} = 226,6400 \text{ Mpa}$ ".
- A "Calcular" button.
- A section titled "Resultado/s" showing:
 - "Esfuerzo flexionante permisible, $\sigma_{perm} = 17,9487 \text{ Mpa}$ "
 - "Esfuerzo de contacto permisible, $\sigma_{cperm} = 392,2615 \text{ Mpa}$ "
- An "Atrás" button at the bottom.

Imagen 6.21 Resultados Ecs. Resistencia

Queda demostrado que todos los resultados obtenidos mediante la aplicación **Engrana** son satisfactorios.





CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES DEL PROYECTO Y TRABAJO FUTURO



7.1 CONCLUSIONES

Llegados a este punto podemos afirmar sin ningún tipo de duda, que tanto el objetivo principal, la creación y puesta en funcionamiento de una aplicación Android para el estudio de engranajes, como los objetivos secundarios, se han cumplido de forma satisfactoria.

La realización de una aplicación Android conllevaba hacer frente al primero de los objetivos secundarios que era la recopilación de información de cómo crear y desarrollar aplicaciones en este sistema operativo, al igual que conocer y aprender a usar el lenguaje de programación Java. Para ello se ha creado documentación útil para obtener un mayor conocimiento de Android y de las partes de las que consta una aplicación. Así mismo, se ha creado un manual del programa con el fin de facilitar su uso en futuros trabajos relacionados con “*Engrana*” o para distintos estudios.

Se presenta también las características del Software empleado, Eclipse, y por las cuales fue elegido frente a los demás software existentes en el mercado.

El proceso de diseño de la aplicación ha supuesto la toma de decisiones en busca de la idoneidad del diseño elegido y conllevado el uso de un buen número de herramientas que el programa Eclipse pone a disposición del usuario.

Con esta información se implementó el organigrama de la aplicación *Engrana*, el cual ha sido probado en repetidas ocasiones, viéndose modificado ciertos aspectos de algunos módulos de la aplicación.

Para la comprobación de los buenos resultados ofrecidos por la aplicación *Engrana*, se presenta un juego de pruebas de ejemplos resueltos mediante tablas de cálculo, implementadas en Excel, que dirimen que los resultados ofrecidos por la aplicación son del todo exitosos y con una precisión mayor de la que se puede conseguir por métodos tradicionales.

Finalmente, comentar que *Engrana* ha quedado dividido en 6 módulos principales donde se desarrollan cada una de las funciones para las que han sido programadas:

- En el primer módulo se describe una pequeña introducción teórica,
- En el segundo módulo se estudiarán el cálculo cinemático en engranajes rectos y helicoidales,
- En el tercer módulo calcularemos la flexión de los engranajes,
- En el cuarto los esfuerzos superficiales,

- En el quinto se desarrollarán cálculos de engranajes según AGMA,
- Y en el sexto se presenta tanto un manual de usuario como un autoconfigurador.

Otro de los objetivos que nos propusimos al comenzar el proyecto fue que la aplicación no fuese sólo con fines académicos sino que pudiese tener su cabida en la industria moderna. Esto se ha cumplido pues la aplicación es una herramienta muy útil tanto para estudiantes como para profesionales que quieran obtener rápidamente resultados geométricos de engranajes, con una cierta precisión y en un formato de acceso directo como lo es un Smartphone. A cumplir dicho objetivo ha contribuido el complejo cálculo que se desarrolla y la facilidad de uso que tiene la aplicación.

A medida que hemos avanzado con el proyecto y en vista de las conclusiones obtenidas en el transcurso del mismo, se ha ratificado que el uso de aplicaciones para la realización de cálculos tecnológicos es muy provechoso y, seguramente, cada vez sea más utilizado en todos los sectores de la industria. Los cálculos técnicos adquieren con este tipo de herramientas una mayor eficiencia, tiempos menores de trabajo y por supuesto ahorro económico.

Como colofón final, podemos afirmar que se han conseguido, con un alto grado de satisfacción, todos los objetivos planteados al principio del presente proyecto.

7.2 TRABAJOS FUTUROS

Conforme se ha avanzado en el proyecto, hemos podido comprobar el amplio campo de análisis donde nos encontramos. Existen multitud de caminos a seguir para llevar a cabo estudios que en su conjunto den cálculos no contemplados en esta aplicación o ventajas competitivas. A continuación, se proponen algunos de ellos:

- Desarrollar una aplicación similar para otros soportes tales como para iOS, Blackberry OS y Windows Phone.
- Contemplar la posibilidad de tallar y montar en V en engranajes helicoidales
- Ver la posibilidad de que el usuario introduzca los parámetros que desee y se calcule automáticamente el resto de valores.
- Cálculo de trenes de engranajes.
- Contemplar la posibilidad de aumentar el tipo de materiales con los que se realizan dichos engranajes.
- Desarrollar la aplicación para diferentes idiomas: inglés, alemán, francés y chino, principalmente.
- Estudiar la posibilidad de usar “la Nube” para guardar los resultados obtenidos para su uso posterior, así como datos que la aplicación pudiese utilizar.
- Realizar la aplicación para engranajes cónicos e hiperbólicos.

Dichas optimizaciones dotarían a **Engrana** con una versatilidad y funcionalidad no vistas pudiéndose convertir en una herramienta única y sin competidores en el mercado.





CAPÍTULO 8

PRESUPUESTO



8.1. INTRODUCCIÓN

En la realización del presente proyecto hemos necesitado diferentes recursos de varios tipos. Desde humanos a informáticos, ya sean estos últimos software o hardware. Esta serie de recursos implican un coste de utilización y mantenimiento que debemos reflejar en el presupuesto total del proyecto. Para llevarlo a cabo, deberemos en primer lugar destacar las fases del proyecto indicando el tiempo de consecución de cada una.

El desarrollo del proyecto ha transcurrido entre los meses de Noviembre y Mayo del año 2012 y 2013. Es necesario decir que la carga de trabajo no ha sido uniforme durante los seis meses de proyecto, siendo notablemente mayor durante los últimos tres. Hemos aproximado por tanto, un desarrollo global de seis meses a media jornada, lo que significa veinte horas semanales.

Asignamos a continuación las horas estimadas a cada fase de desarrollo en el conjunto del proyecto.

1. Planteamiento de los objetivos del proyecto: 20 h.
2. Proceso de documentación y selección de la herramienta de programación de la aplicación: 30 h.
3. Programación avanzada en lenguaje “Java”: 80 h.
4. Diseño de la metodología empleada en la realización de la aplicación: 20 h.
5. Desarrollo los cálculos e implementación de la aplicación: 150 h.
6. Elaboración de la memoria: 80 h.

Hacemos saber que durante la mayoría del proceso, unas fases se han solapado con otras debido a la estrecha relación entre las mismas. Además, durante la realización de los análisis, hemos llevado a cabo otras tareas para así aprovechar al máximo el tiempo.

En el presupuesto anexo, no se han incluido todos y cada uno de los tiempos desglosados anteriormente. Hemos considerado que la fase del proyecto referente al aprendizaje de funcionamiento del software, no han de ser tenida en cuenta en la facturación del mismo. Se considera, a efectos de cálculo de presupuesto, la mitad del

tiempo empleado en la elaboración de la memoria, en cuanto que esta conlleva fines académicos y por ende ha llevado un mayor tiempo de realización.

8.2. PRESUPUESTO GENERAL

Realizamos a continuación un breve desglose del personal, equipo y actividades que hemos tenido en cuenta para el desarrollo del presupuesto. Detallamos información económica y temporal para que el desglose quede lo más claro posible. Lo hemos dividido en 5 grupos:

- Personal: estimación del coste de todo el personal que ha intervenido en el proyecto. Como Ingeniero Técnico, el autor del proyecto, Álvaro Rafael Jiménez Abad.

- Equipos: consideramos la amortización del conjunto de equipos utilizados para la realización del proyecto: PC, licencias de software ENGRANA y Microsoft Office 2010, internet y Smartphone.

- Subcontratación: apartado en el que se desglosan todas las tareas que requieran de subcontratación a empresas externas. Para nuestro caso, no se ha llevado a cabo este método, por lo que queda en blanco.

- Resto de costes directos: en este apartado establecemos los costes generales que faltan por detallar, tales como material fungible, gastos de impresión de documentos, desplazamientos, etc.

- Costes indirectos: incluye todos los costes que no están específicamente incluidos en los apartados anteriores.



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
Escuela Politécnica Superior
PRESUPUESTO DEL PROYECTO

1. Autor:

Álvaro Rafael Jiménez Abad.

2. Departamento:

Ingeniería Mecánica.

3. Descripción del proyecto:

Título: ENGRANA. Aplicación Android
para el cálculo de engranajes.

Duración: 6 meses.

Tasa de costes indirectos: 15%.

4. Presupuesto Total del Proyecto:

11.840€.

5. Desglose presupuestario (costes directos):

PERSONAL				
Apellidos, Nombre	Categoría	Dedicación (horas)	Coste horario (€/ h)	Coste (€)
Jiménez Abad, Álvaro Rafael	Ingeniero Técnico	260	30	7800
			Total	7.800 €

EQUIPOS					
Descripción	Coste (€)	% Uso dedicado al proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste imputable ¹ (€)
Equipo informático	1350	50	6	24	168.75
Licencia Eclipse	0				0
Office 2010	150	50	6	24	18.75
Internet	120	50	6	24	15
Smartphone	450	50	6	24	56.25
				Total	258.75 €

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS		
Descripción	Empresa	Coste imputable (€)
-	-	-
		Total 0 €

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO ²		
Descripción	Empresa	Coste imputable (€)
Material de oficina e impresión.	varios	250
Desplazamientos y dietas.	varios	200
		Total 450 €

¹Fórmula de la Amortización: $(A / B) \cdot C \cdot D$.

A = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado.

B = periodo de depreciación (meses).

C = coste del equipo sin IVA (€).

D = % del uso que se dedica al proyecto.

²Este capítulo incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungibles, viajes, dietas, etc.

RESUMEN DE COSTES	
Descripción	Presupuesto Costes Totales (€)
Personal	7.800
Equipos	258.75
Subcontratación de tareas	0
Otros costes directos	450
Subtotal	8508.75
Costes indirectos	1276.31
I.V.A (21%)	2054.86
	Total 11.840 €

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 11.840 €.

Leganés, JUNIO 2013.

El ingeniero proyectista.

Fdo. Álvaro Rafael Jiménez Abad.





CAPÍTULO 9

BIBLIOGRAFÍA



9.1 BILIOGRAFIA

Monografías

- [1] J.C. García Prada, C. Castejón Sisamón, H. Rubio Alonso. “Problemas resueltos de máquinas y mecanismos”. ISBN: 978-84-9732-495-3, Depósito legal: M-14.125-2007. Editorial Paso a Paso, 2007
- [2] A. Lamadrid, A. Corral. “Cinemática y dinámica de máquinas”. Depósito legal: M-19.195/1.969. E.T.S de Ingenieros Industriales de Madrid, 1992.
- [3] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke. “Diseño en ingeniería mecánica” ISBN: 970-10-3646-8. Mc Graw Hill, 2004
- [4] Guía Práctica Java SE 6. F. Javier Moldes. Ediciones Anaya Multimedia, 2077. ISBN 978-84-415-2288-6
- [5] Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid. APLICACIÓN ANDROID PARA EL ESTUDIO DE EJES A FATIGA. Carlos Núñez Ruiz, Abril 2013

9.2 OTROS RECURSOS UTILIZADOS

- [6] Apuntes de la asignatura “*Teoría de mecanismos*” impartida por el Departamento de Mecánica de la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid (Curso 2008-09)
- [7] Videos tutoriales de programación android. The New Boston
<http://thenewboston.org/list.php?cat=6>
Último acceso: Marzo 2013
- [8] Tutorial de programación android
[http://dis.um.es/~bmoros/privado/bibliografia/tutorial%20eclipse%20para%20novatos%20java%20\(Pollino\).pdf](http://dis.um.es/~bmoros/privado/bibliografia/tutorial%20eclipse%20para%20novatos%20java%20(Pollino).pdf)
Último acceso: Abril 2013

[9] Creación de gráficas para android

<http://www.ignacionario.com/2011/07/android-vi-creacion-de-graficas.html>

Último acceso: Febrero 2013

[10] Programas para la web: Nuestro primer applet.

<http://www.aprendeaprogramar.com/mod/resource/view.php?id=215>

Último acceso: Noviembre 2013

[11] Youtube. Web de videos

www.youtube.com

Último acceso: Abril 2013

[12] Smartphone

http://es.wikipedia.org/wiki/Tel%C3%A9fonos_inteligentes

Último acceso: Febrero 2013

[13] Lenguajes de programación para Android

<http://androideity.com/2012/07/16/5-lenguajes-para-programar-en-android/>

Último acceso: Febrero 2013

