

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

UNIDAD TICOMÁN

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
POR LA OPCIÓN DE TITULACIÓN:
DEBERÁ PRESENTAR:

INGENIERO EN AERONÁUTICA
SEMINARIO

LOS C. PASANTES:

CAMACHO GUADALUPE JORGE DANIEL

GRANADOS HERNÁNDEZ EDUARDO

GONZÁLEZ VELÁZQUEZ DAVID

“ANÁLISIS DE LA CAJA DE REDUCCIÓN Y TRANSMISIÓN PARA UN VEHÍCULO ARENERO”

CAPÍTULO I
CAPÍTULO II
CAPÍTULO III
CAPÍTULO IV
CAPÍTULO V

MARCO TEÓRICO

SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DEL SISTEMA

TABLAS (MATERIALES, COSTOS Y PROVEEDORES)

ANÁLISIS, PRUEBAS MECÁNICAS Y DE ESTRUCTURAS EN EL SISTEMA

DISEÑO

SIMULACIÓN NUMÉRICA

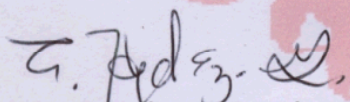
CONCLUSIONES

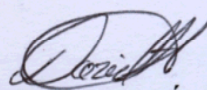
GLOSARIO

BIBLIOGRAFÍA

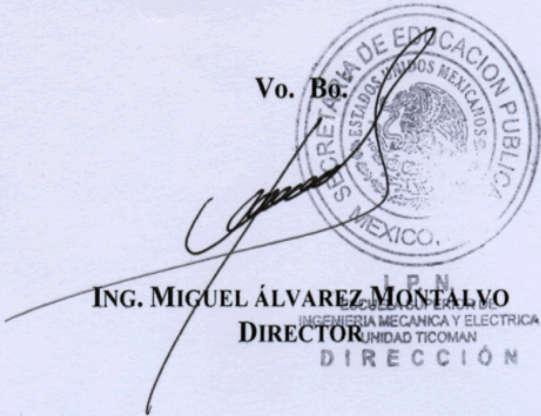
México, DF., a 23 de octubre de 2009.

A S E S O R E S


ING. ABEL HERNÁNDEZ GUTIÉRREZ


LIC. DAVID TORRES ÁVILA

Vo. Bo.


ING. MIGUEL ÁLVAREZ MONTALVO

DIRECTOR

INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD TICOMÁN
DIRECCIÓN

ANALISIS DE LA CAJA DE REDUCCION Y TRANSMISION PARA UN VEHICULO ARENERO.

.Equipo 4

.Camacho Guadalupe Jorge Daniel

.Granados Hernández Eduardo

.González Velázquez David

.ANALISIS DE LA CAJA DE REDUCCION Y TRANSMISION PARA UN VEHICULO ARENERO.

.Diseño y modelado de una caja de reducción y transmisión para un carro arenero

. OBJETIVO

.PRIMARIO

.Diseñar y modelar una caja de cambios para un carro arenero

.SECUNDARIO

.Acoplar el diseño de la caja de cambios con los demás sistemas y así, poder obtener el ensamble del carro arenero

. JUSTIFICACION

La idealización de sistemas mecánicos simplifica el proceso de análisis y nos ayuda a comprender el funcionamiento de estos, además apoyados en paquetes de computación (en este caso CATIA Y ANSYS).

El desarrollo de estos elementos mecánicos es uno de los recursos preliminares para desarrollar el proyecto de simulación de un vehículo completo pues forman parte del mismo, así mismo el conocimiento de los paquetes de computo que nos ayuden a analizar los comportamientos tanto de los elementos como del sistema en su conjunto.

. ALCANCE

Mediante el implemento de los softwares de diseño, lograremos representar y analizar gráficamente, el sistema caja de engranes para cambios. Las dimensiones de estos elementos no son los comerciales, pues ya que el objetivo es hacer un diseño acorde a las necesidades del carro en su totalidad.

Con ayuda de los programas de análisis de elementos mecánicos (ANSYS, CATIA) se realizaran las pruebas mecánicas y estructurales del sistema para determinar sus rangos de operación óptima y para realizar mejoras al propio sistema para futuros diseños.

INDICE

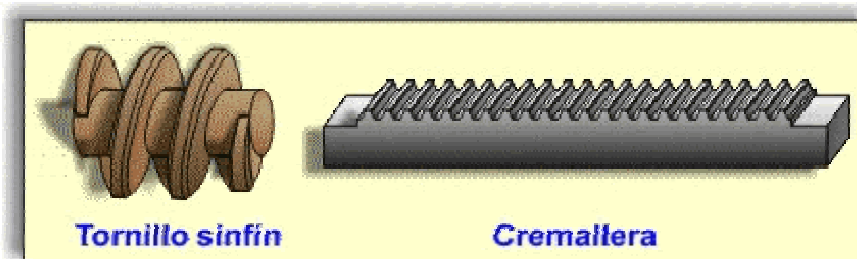
MARCO TEORICO.....	4
Relación de velocidades.....	8
Posibilidades del multiplicador de velocidades.....	8
CAPITULO 1	
SISTEMAS DE PRODUCCION DEL SISTEMA.....	12
Máquinas para la fabricación de engranajes.....	14
CAPITULO 2	
TABLAS (MATERIALES, COSTOS Y PROVEDORES).....	16
CAPITULO 3	
ANALISIS, PRUEBAS MECANICAS Y DE ESTRUCTURAS EN EL SISTEMA.....	27
CAPITULO 4	
DISEÑO.....	33
Calculo de la relación de catarinas.....	37
Selección de cadena.....	40
Selección de piñón.....	40
Modelado.....	42
Sprocket (piñón).....	42
Catarina	50
Cadena de transmisión.....	54
Ensamble	57
CAPITULO 5	
SIMULACION NUMERICA.....	59
Desarrollo del análisis de la catarina en ansys workbench 12.....	59
Desarrollo del análisis del sprocket en ansys workbench	64
CONCLUSIONES.....	65
GLOSARIO.....	70
BIBLIOGRAFIA.....	71

. MARCO TEORICO

La rueda dentada (engranaje, piñón) es, básicamente, una rueda con el perímetro totalmente cubierto de dientes. El tipo más común de rueda dentada lleva los dientes rectos (longitudinales) aunque también las hay con los dientes curvos, oblicuos...

Para conseguir un funcionamiento correcto, este operador suele girar solidario con su eje, por lo que ambos se ligan mediante una unión desmontable que emplea otro operador denominado chaveta.

Casos particulares de las ruedas dentadas son el tornillo sinfín y la cremallera.

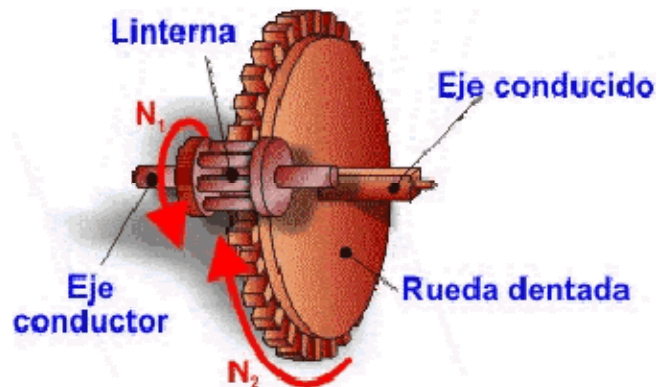


Este operador se puede emplear para dos funciones básicas:

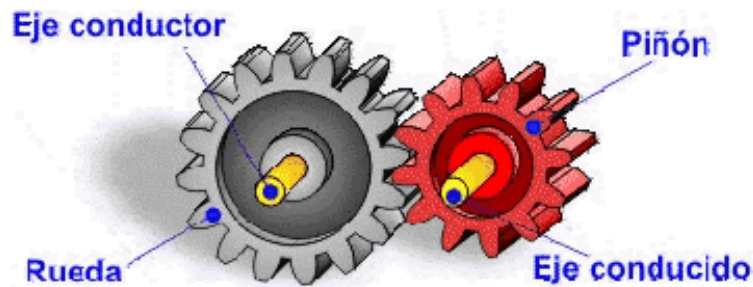
- Transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes con la idea de modificar su sentido de giro, velocidad o dirección, bien acoplándose directamente varias ruedas dentadas entre sí (rueda dentada-linterna, tren de engranajes, sinfín-piñón) o empleando una *cadena articulada* (mecanismo cadena-piñón).

Durante la edad media se empleaban mecanismos de rueda dentada-linterna que eran de uso común en todos los ingenios hidráulicos de la época (molinos, mazos...).

Permite acoplar ejes paralelos o cruzados a 90°

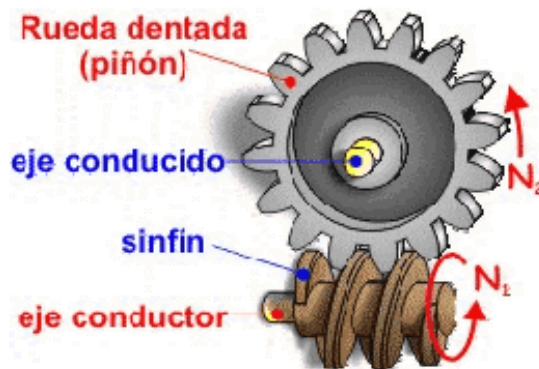


El sistema de engranajes se emplea mucho en automóviles (cambio de marchas), máquinas herramientas (taladros, tornos, fresadoras...), relojería... como reductor de velocidad, pues permite acoplar ejes paralelos o que se crucen con cualquier ángulo.

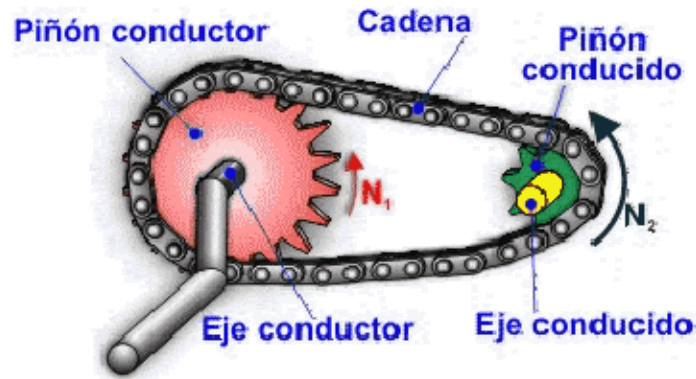


El sinfín-piñón se emplea en los reductores de velocidad para motores eléctricos; también se emplea en elementos de gran precisión (tornillos micrométricos).

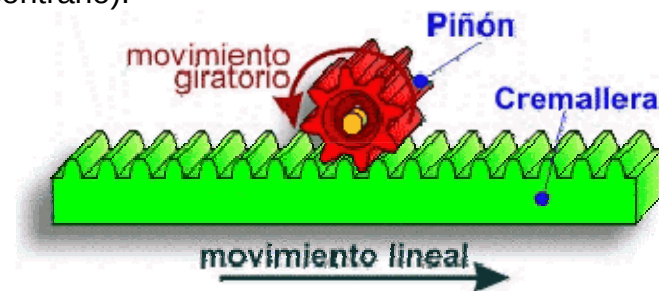
Este sistema no es reversible (el árbol conductor siempre tiene que estar unido al sinfín) y presenta la ventaja de proporcionar una gran reducción de velocidad en el mínimo espacio. Solamente permite acoplar ejes a 90°.



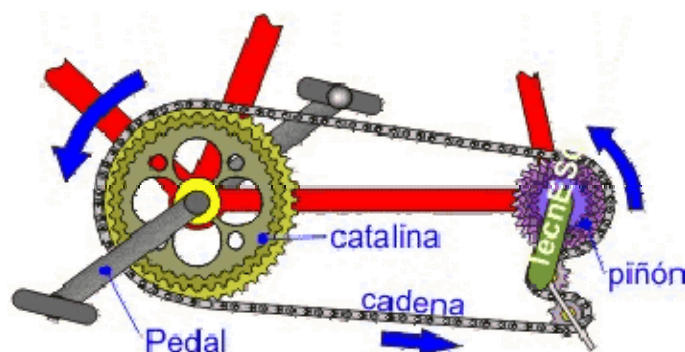
El sistema cadena-piñón podemos verlo en bicicletas, motos, puertas de apertura automática (ascensores, supermercados, aeropuertos...), mecanismos internos de motores...; pero solamente permite acoplar ejes paralelos entre si.



Transformar movimientos giratorios en alternativos (o viceversa), empleando mecanismos que combinan la rueda dentada con la cremallera (sistema cremallera-piñón), este montaje se emplea en cerraduras, juegos infantiles, microscopios, taladros sensitivos, sacacorchos, motores fueraborda permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes paralelos, pudiendo modificar la velocidad pero no el sentido de giro (no es posible hacer que un eje gire en sentido horario y el otro en el contrario).



En las bicicletas se emplean mucho el "cambio de velocidad" compuesto por varias ruedas en el eje del pedal (catalina) y varias en el de la rueda (piñón), lo que permite obtener, modificando la posición de la cadena, entre 15 y 21 velocidades diferentes.



Se emplea en sustitución de los reductores de velocidad por poleas cuando lo importante sea evitar el deslizamiento entre la rueda conductora y el mecanismo de transmisión (en este caso una cadena).

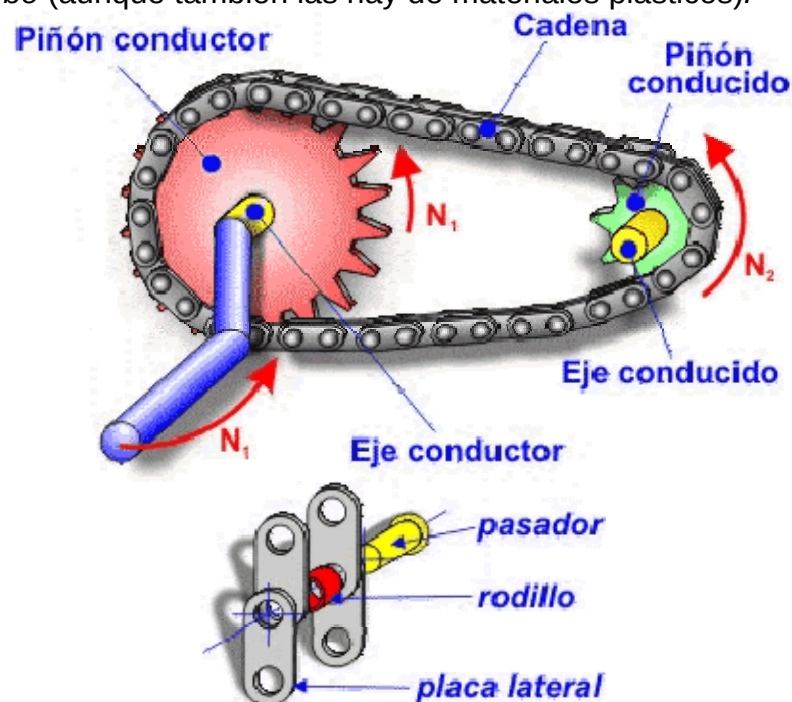
Este mecanismo se emplea mucho en bicicletas, motos, motores de automóvil, puertas elevables, apertura automática de puertas.

Este sistema consta de una cadena sin fin (cerrada) cuyos eslabones engranan con ruedas dentadas (piñones) que están unidas a los ejes de los mecanismos *conductor* y *conducido*.

Los ejes tienen que mantenerse en posición fija uno respecto a otro, por lo que suelen sujetarse mediante soportes, armaduras u horquillas (en el caso de motos y bicicletas)

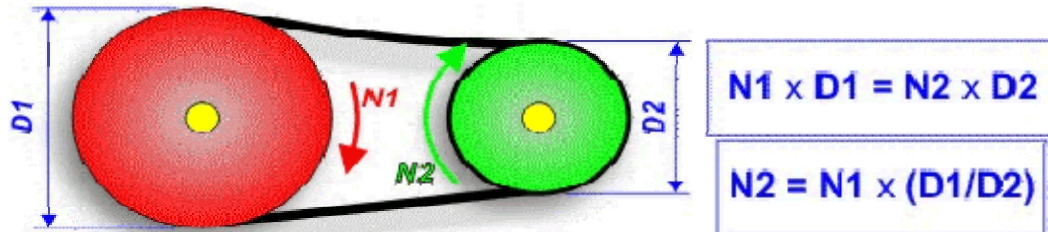
Respecto a los operadores se tiene que:

- Las cadenas empleadas en esta transmisión suelen tener libertad de movimiento solo en una dirección y tienen que *engranar* de manera muy precisa con los dientes de los piñones. Las partes básicas de las cadenas son: placa lateral, rodillo y pasador.
- Las ruedas dentadas suelen ser una placa de acero *sin cubo* (aunque también las hay de materiales plásticos).



Relación de velocidades

La transmisión de movimientos entre dos ejes mediante poleas está en función de los diámetros de estas, cumpliéndose en todo momento:



Donde:

D1 Diámetro de la polea conductora

D2 Diámetro de la polea conducida

N1 Velocidad de giro de la Polea Conductora

N2 Velocidad de giro de la Polea Conducida

$$i = \frac{\text{Velocidad eje conductor}}{\text{Velocidad eje conducido}} = \frac{\text{Diámetro polea conducida}}{\text{Diámetro polea conductora}}$$

$$i = \frac{N1}{N2} = \frac{D2}{D1}$$

Este sistema de transmisión de movimientos tiene importantes ventajas: mucha fiabilidad, bajo coste, funcionamiento silencioso, no precisa lubricación, tiene una cierta elasticidad.

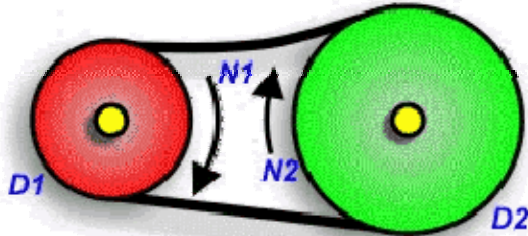
Como desventaja se puede apuntar que cuando la tensión es muy alta, la correa puede llegar a salirse de la polea, lo que en algunos casos puede llegar a provocar alguna avería más seria.

Posibilidades del multiplicador de velocidades

Teniendo en cuenta la relación de velocidades que se establece en función de los diámetros de las poleas, con una adecuada *elección de diámetros* se podrá aumentar ($D1 > D2$), disminuir ($D1 < D2$) o mantener ($D1 = D2$) la velocidad de giro del eje conductor en el conducido.

Disminuir de la velocidad de giro

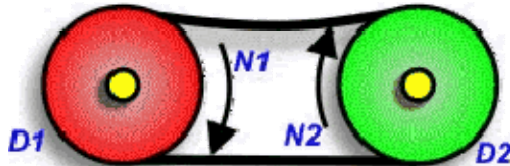
Si la Polea conductora es menor que la conducida, la velocidad de giro del eje conducido será menor que la del eje conductor.



$$\begin{matrix} D1 < D2 \\ N1 > N2 \end{matrix}$$

Mantener la velocidad de giro

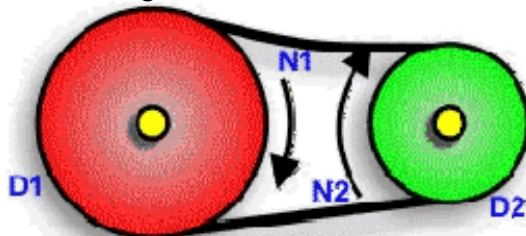
Si ambas poleas tienen igual diámetro, las velocidades de los ejes serán también iguales



$$\begin{matrix} D1 = D2 \\ N1 = N2 \end{matrix}$$

Aumentar la velocidad de giro

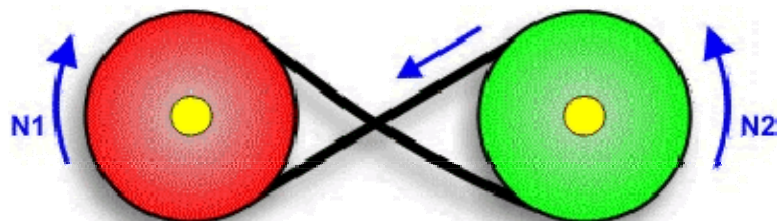
Si la Polea conductora tiene mayor diámetro que la conducida, la velocidad de giro aumenta.



$$\begin{matrix} D1 > D2 \\ N1 < N2 \end{matrix}$$

Invertir el sentido de giro

Empleando poleas y correas también es posible invertir el sentido de giro de los dos ejes sin más que cruzar las correas.



Este tipo de transmisiones se usa mucho como reductor de velocidad en la industria (máquinas herramientas, robótica, grúas...), en la mayoría de los electrodomésticos (vídeos, cassetes, tocadiscos, programadores de lavadora, máquinas de coser, batidoras, exprimidores...), en automoción (para las cajas de cambio de marchas)... y en general en cualquier máquina que precise transmitir elevadas potencias con reducciones de velocidad importante.

CAPITULO 1

SISTEMAS DE PRODUCCION DEL SISTEMA

. SISTEMAS DE PRODUCCION DEL SISTEMA

Cuando los ingenieros diseñan una máquina, un equipo o un utensilio, lo hacen mediante el acoplamiento de una serie de componentes de materiales diferentes y que requieren procesos de mecanizado para conseguir las tolerancias de funcionamiento adecuado.

La suma del coste de la materia prima de una pieza, el coste del proceso de mecanizado y el coste de las piezas fabricadas de forma defectuosa constituyen el coste total de una pieza. Desde siempre el desarrollo tecnológico ha tenido como objetivo conseguir la máxima calidad posible de los componentes así como el precio más bajo posible tanto de la materia prima como de los costes de mecanizado.

Para reducir el coste del mecanizado de los engranajes se ha actuado en los siguientes frentes:

- Conseguir materiales cada vez mejor mecanizables, materiales que una vez mecanizados en blando son endurecidos mediante tratamientos térmicos que mejoran de forma muy sensible sus prestaciones mecánicas de dureza y resistencia principalmente.
- Conseguir herramientas de corte de una calidad extraordinaria que permite aumentar de forma considerable las condiciones tecnológicas del mecanizado, o sea, más revoluciones de la herramienta de corte, más avance de trabajo, y más tiempo de duración de su filo de corte.
- Conseguir talladoras de engranajes más robustas, rápidas, precisas y adaptadas a las necesidades de producción que consiguen reducir sensiblemente el tiempo de mecanizado así como conseguir piezas de mayor calidad y tolerancia más estrechas.

Para disminuir el índice de piezas defectuosas se ha conseguido automatizar al máximo el trabajo de las talladoras, construyendo talladoras automáticas muy sofisticadas o guiadas por control numérico que ejecutan un mecanizado de acuerdo a un programa establecido previamente.

Los engranajes están sometidos a grandes presiones tanto en la superficie de contacto y por eso el tratamiento que la mayoría de ellos recibe consiste en un tratamiento térmico de cementación o nitruración con lo cual se obtiene una gran dureza en la zona de contacto de los dientes y una tenacidad en el núcleo que evite su rotura por un sobreesfuerzo.

La cementación consiste en efectuar un calentamiento prolongado en un horno de atmósfera controlada y suministrarle carbono hasta que se introduzca en la superficie de las piezas a la profundidad que se desee. Una vez cementada la pieza se la somete a temple, con lo cual se obtiene gran dureza en la capa exterior, ideal para soportar los esfuerzos de fricción a que se someten los engranajes.

Los engranajes que se someten a cementación están fabricados de aceros especiales adecuados para la cementación.

Otras veces el tratamiento térmico que se aplica a los engranajes es el de nitruración, que está basado en la acción que ejercen sobre la superficie exterior de las piezas la acción del carbono y del nitrógeno. La nitruración reduce la velocidad crítica de enfriamiento del acero, alcanzando un mayor grado de dureza una pieza nitrurada y templada que cementada y templada, aun para un mismo tipo de material.

En la actualidad, y particularmente en la industria de la automoción, se están supliendo aceros aleados por aceros más sencillos dadas las grandes ventajas técnicas que ofrece la nitruración (elevadas durezas, regularidades de temple, menos deformaciones...). En los procesos de nitruración se puede obtener capas entre 0.1-0.6mm., siendo las durezas en la periferia del orden de los 60-66 HRC.

La nitruración es un proceso para endurecimiento superficial que consiste en penetrar el nitrógeno en la capa superficial. La dureza y la gran resistencia al desgaste proceden de la formación de los nitruros que forman el nitrógeno y los elementos presentes en los aceros sometido a tratamiento.

Las exigencias cada vez más numerosas y estrictas impuestas por las nuevas tecnologías hacen que el cálculo y diseño de los engranajes más apropiados para cada uso y de la maquinaria necesaria para fabricarlos constituyan una de las especialidades fundamentales y más difíciles de la moderna ingeniería mecánica.

MÁQUINAS PARA LA FABRICACIÓN DE ENGRANAJES

Se distinguen los siguientes tipos básicos:

- *Dentadoras Pfauter:*
Para tallar engranajes cilíndricos, rectos o helicoidales y coronas.
- *Dentadoras - Mortajadoras Fellows:*
Para tallar engranajes cilíndricos, rectos o helicoidales, con dentado exterior o interior.
- *Dentadoras - Mortajadoras Maag:*
Para tallar engranajes cilíndricos, rectos o helicoidales, con dentado exterior.
- *Dentadoras Bilgram:*
Para tallar engranajes cónicos rectos.
- *Dentadoras Gleason:*
Para tallar engranajes cónicos helicoidales o espiroidales.
- *Afeitadoras Fellows y rectificadoras Maag:*
Para el acabado de los flancos de los dientes o helicoidales de engranajes exteriores.

CAPITULO 2

TABLAS (MATERIALES, COSTOS Y PROVEDORES)

.TABLAS (MATERIALES, COSTOS Y PROVEEDORES).

Proveedores y costos

Existen un sinnúmero de fabricantes de los componentes que se requieren para este sistema, todos trabajan bajo normas teniendo dentro de sus catálogos opción de escoger entre ANSI o ISO.

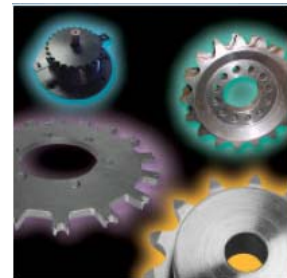
SZS: fue fundada en 1954 en China, como una empresa manufacturera de componentes mecánicos y en Diciembre del 2005 se convierte en lo que es hasta hoy una empresa certificada bajo ISO 9001:2000
www.szs.com



PTC: Power Transmission Components; empresa española dedicada a la elaboración de diferentes componentes para transmisiones de potencia, trabajando bajo normas estándares y certificadas en ISO 9001:2000.
www.ptc.com



UST: US Tsubaki, empresa japonesa asentada en Estados Unidos. Considerada una de las mejores empresas del ramo a nivel mundial, contando con una amplia gama de elementos para transmisiones de potencia y con la opción de crear componentes especiales.
www.ust.com



RENOLD: Empresa americana, dedicada a la fabricación de componentes para cadenas de transmisión, líder mundial en el ramo. Cumple con diferentes certificaciones y una amplia gama de cadenas.
www.renold.com



La mayoría de los precios de los componentes, consultados directamente con los fabricantes son en dólares, a pesar de estar en esta moneda resultan un poco más económicos que comprarlos con los intermediarios mexicanos. Aquí se les muestra un ejemplo de la cotización.

U.S. TSUBAKI SPROCKETS											
No. 35 $\frac{3}{8}$ " Pitch — Plain Bore											
Dimensions are in inches unless otherwise indicated.											
Type A					Type B Plain Bore						
No. Teeth	Catalog Number	List Price	Plain Bore	Wt. Lbs.	Catalog Number	List Price	Plain Bore	†Max. Bore	Hub Dia.	LTB	Wt. Lbs.
8					35B8	\$14.20	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	.11
9					35B9	14.60	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{27}{32}$ ▲	$\frac{3}{4}$	.12
10					35B10	15.60	$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{32}$ ▲	$\frac{3}{4}$	.14
11					35B11	16.00	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{16}$ ▲	$\frac{3}{4}$	.16
12					35B12	16.80	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{32}$ ▲	$\frac{3}{4}$	.21
13					35B13	17.40	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$ ▲	$\frac{3}{4}$	.25
14					35B14	18.20	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	.25
15	35A15	\$22.20	$\frac{1}{2}$	.11	35B15	18.60	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	.34
16	35A16	22.20	$\frac{1}{2}$	.12	35B16	19.60	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{4}$	.37
17	35A17	23.20	$\frac{1}{2}$	.14	35B17	19.60	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	.46
18	35A18	23.20	$\frac{1}{2}$	.16	35B18	20.40	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	.53
19	35A19	23.60	$\frac{1}{2}$	.17	35B19	21.00	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	.60
20	35A20	24.40	$\frac{1}{2}$	.19	35B20	23.20	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{4}$	.68
21	35A21	24.40	$\frac{1}{2}$	.21	35B21	24.80	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	.74
22	35A22	24.80	$\frac{1}{2}$	.24	35B22	27.60	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	.78
23	35A23	24.80	$\frac{1}{2}$	.26	35B23	29.80	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	.81
24	35A24	25.80	$\frac{1}{2}$	.28	35B24	31.60	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{7}{8}$	.90
25	35A25	25.80	$\frac{1}{2}$	.31	35B25	33.80	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{7}{8}$	.93
26	35A26	26.20	$\frac{1}{2}$	.33	35B26	35.20	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.30
27	35A27	27.20	$\frac{1}{2}$	.36	35B27	36.80	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.40
28	35A28	27.20	$\frac{1}{2}$	.38	35B28	37.80	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.40
30	35A30	27.60	$\frac{1}{2}$	.44	35B30	38.20	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.50
32	35A32	28.40	$\frac{1}{2}$	.50	35B32	39.60	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.60
35	35A35	29.00	$\frac{1}{2}$	.61	35B35	43.60	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.70
36	35A36	29.80	$\frac{1}{2}$	.64	35B36	44.40	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.70
40	35A40	31.20	$\frac{5}{8}$	.79	35B40	47.60	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.80
42	35A42	33.00	$\frac{5}{8}$	.90	35B42	49.80	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	1.90
45	35A45	33.80	$\frac{5}{8}$	1.00	35B45	52.40	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	2.00
48	35A48	35.20	$\frac{5}{8}$	1.10	35B48	55.20	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	2.10
54	35A54	38.20	$\frac{5}{8}$	1.40	35B54	64.40	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	2.40
60	35A60	41.80	$\frac{3}{4}$	1.80	35B60	75.20	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	2.80
70	35A70	47.20	$\frac{3}{4}$	2.40	35B70	87.20	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	3.40
72	35A72	47.60	$\frac{3}{4}$	2.60	35B72	89.00	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	3.60
80	35A80	52.40	$\frac{3}{4}$	3.20	35B80	99.20	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	4.20
84	35A84	55.60	$\frac{3}{4}$	3.50	35B84	103.60	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	4.50
96	35A96	71.60	$\frac{3}{4}$	4.60	35B96	120.60	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	5.60
112	35A112	89.00	$\frac{3}{4}$	6.30							

SEE CURRENT DISCOUNT SHEET FOR ALTERATION CHARGES

▲ Has recessed groove in hub for chain clearance

† Dimensions shown allow for standard keyway with set screw at 90°

Tabla 1. Tabla de cotización de precios

TABLA 134. Materiales de las ruedas dentadas y sus resistencias a la fatiga por flexión σ_{FB} y presión de rodadura permanente σ_{HB} (según, DIN 3990)

Núm.	Grupo de materiales	Símbolos, según DIN	Estado de tratamiento	Valores de dureza en la rueda dentada		Valores de resistencia a la fatiga para		Resisten. estática para el pie del diente σ_B N/mm ²
				Material del núcleo	Superficie de los flancos	Presión de Hertz σ_{HD} N/mm ²	Ten. en pie de diente / carg. pul. σ_{FD} N/mm ²	
1	Hierro fundido con grafito laminar, según DIN 1691	GG 20	—	HB = 170	HB = 170	270	50	200
2		GG 25		HB = 210	HB = 210	310	60	250
3		GG 35		HB = 230	HB = 230	360	80	350
4	Hierro fundido con grafito esferoidal, según DIN 1693	GGG 42	—	HB = 170	HB = 170	360	200	800
5		GGG 60		HB = 250	HB = 250	490	220	1000
6		GGG 80		HB = 275	HB = 275	560	230	1200
7		GGG 100		HB = 300	HB = 300	610	240	1300
8	Fundición maleable negra, según DIN 1692	GTS 35	—	HB = 140	HB = 140	360	190	800
9		GTS 65		HB = 235	HB = 235	490	230	1000
10	Acero fundido, según DIN 1681	GS 52	—	HB = 150	HB = 150	340	150	470
11		GS 60		HB = 175	HB = 175	420	170	520
12	Aceros de construcción en general, según DIN 17100	St 42	—	HB = 125	HB = 125	290	170	450
13		St 50		HB = 150	HB = 150	340	190	550
14		St 60		HB = 180	HB = 180	400	200	650
15		St 70		HB = 208	HB = 208	460	220	800
16	Aceros para bonificación, según DIN 17200	Ck 22	Bonificados	HV 10 = 140	HV 10 = 140	440	170	600
17		Ck 45	Normalizados	HV 10 = 185	HV 10 = 185	590	200	800
18		Ck 60	Bonificados	HV 10 = 210	HV 10 = 210	620	220	900
19		34 Cr 4	Bonificados	HV 10 = 260	HV 10 = 260	650	260	900
20		37 Cr 4	Bonificados	HV 10 = 260	HV 10 = 260	650	270	950
21		42 Cr Mo 4	Bonificados	HV 10 = 280	HV 10 = 280	670	290	1100
22		34 Cr Ni Mo 6	Bonificados	HV 10 = 310	HV 10 = 310	770	320	1300
23	Aceros para bonificación, según DIN 17200 templados por llama o por inducción	Ck 45	Templados perifericamente, incluida la base del diente	HV 10 = 220	HV 10 = 560	1100	270	1000
24		37 Cr 4		HV 10 = 270	HV 10 = 610	1280	310	1150
25		42 Cr Mo 4		HV 10 = 275	HV 10 = 650	1360	350	1300
26	Aceros para bonificación, según DIN 17200 nitrurados	Ck 45	Nitr. baño	HV 10 = 220	HV 1 = 400	1100	350	1100
27		42 Cr Mo 4	Nitr. baño	HV 10 = 275	HV 1 = 500	1220	430	1450
28		42 Cr Mo 4	Nitr. gas	HV 10 = 275	HV 1 = 550	1220	430	1450
29	Aceros de nitruración, según hoja de materiales hierro y acero 850-60	31 Cr Mo V 9	Nitrurados con gas	HV 10 = 320	HV 1 = 700	1400	445	1500
30	Aceros de cementación, según DIN 17210	C 15	Cementados-templados	HV 10 = 190	HV 1 = 720	1600	230	900
31		16 Mn Cr 5		HV 10 = 270	HV 1 = 720	1630	460	1400
32		20 Mn Cr 5		HV 10 = 330	HV 1 = 720	1630	480	1500
33		20 Mo Cr 4		HV 10 = 270	HV 1 = 720	1630	400	1300
34		15 Cr Ni 6		HV 10 = 310	HV 1 = 720	1630	500	1600
35		18 Cr Ni 8		HV 10 = 400	HV 1 = 740	1630	500	1700
36		17 Cr Ni Mo 6		HV 10 = 400	HV 1 = 740	1630	500	1700
37	Materiales en capas de Durplat	Tejidos endurecidos bastos	Para marcha contra ruedas de acero templadas, mecanización fina, lubricación con aceite ≤ 60 °C, velocidad periférica $v \leq 5$ m/s			110	50	
38		Tejidos endurecidos finos				130	60	

Tabla 2. Especificaciones materiales para pruebas dentadas

**Sprockets**

CHINA ZHEJIANG SHENGZHOU CENFIT MACHINERY CO.,LTD.

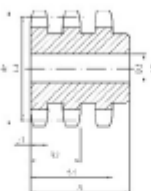
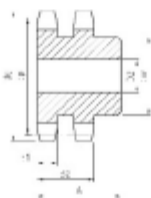
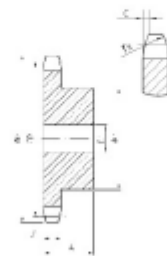
3/8" X7/32"

Z	d _a	d _f	SIMPLEX			DUPLEX			TRIPLEX		
			d _a	D ₁	A	d _a	D ₁	A	d _a	D ₁	A
8	28.0	24.69	15	8	20	15	8	22	15	8	32
9	31.0	27.65	18	8	20	18	8	25	18	8	32
10	34.0	30.62	20	8	20	20	8	22	20	10	32
11	37.0	33.60	22	8	25	22	10	25	22	10	35
12	40.0	36.60	25	8	25	25	10	25	25	10	35
13	43.0	39.78	28	10	25	28	10	25	28	10	35
14	46.3	42.80	31	10	25	31	10	25	31	12	35
15	49.3	45.81	34	10	25	34	10	25	34	12	35
16	52.3	48.82	37	10	28	37	12	30	37	12	35
17	55.3	51.83	40	10	28	40	12	30	40	12	35
18	58.3	54.85	43	10	28	43	12	30	43	12	35
19	61.3	57.87	45	10	28	46	12	30	46	12	35
20	64.3	60.89	48	10	28	49	12	30	49	12	35
21	68.0	63.91	48	12	28	52	12	30	52	14	40
22	71.0	66.93	50	12	28	55	12	30	55	14	40
23	73.5	69.95	52	12	28	58	12	30	58	14	40
24	77.0	72.97	54	12	28	61	12	30	61	14	40
25	80.0	76.00	57	12	28	64	12	30	64	14	40
26	83.0	79.02	60	12	28	67	12	30	67	14	40
27	86.0	82.05	60	12	28	70	12	30	70	14	40
28	89.0	85.07	60	12	28	73	12	30	73	14	40
29	92.0	88.09	60	12	28	76	12	30	76	14	40
30	94.7	91.12	60	12	28	79	12	30	79	14	40
31	98.3	94.15	65	14	30	80	16	30	80	16	40
32	101.3	97.17	65	14	30	80	16	30	80	16	40
33	104.3	100.20	65	14	30	90	16	30	90	16	40
34	107.3	103.23	65	14	30	90	16	30	90	16	40
35	110.4	106.26	65	14	30	90	16	30	90	16	40
36	113.4	109.29	70	14	30	90	16	30	90	16	40
37	116.4	112.32	70	14	30	90	16	30	90	16	40
38	119.5	115.35	70	14	30	90	16	30	90	16	40
39	122.5	118.37	70	14	30	90	16	30	90	16	40
40	125.5	121.40	70	14	30	90	16	30	90	16	40
41	128.5	124.43	78	14	32	90	16	40	90	16	55
42	131.6	127.46	78	14	32	90	16	40	90	16	55
43	134.6	130.48	78	14	32	90	16	40	90	16	55
44	137.6	133.52	78	14	32	90	16	40	90	16	55
45	140.7	136.55	78	14	32	90	16	40	90	16	55
46	143.7	139.58	78	14	32	90	16	40	90	16	55
47	146.7	142.61	78	14	32	90	16	40	90	16	55
48	149.7	145.64	78	14	32	90	16	40	90	16	55
49	152.7	148.66	78	14	32	90	16	40	90	16	55
50	155.7	151.69	78	14	32	90	16	40	90	16	55
51	158.7	154.72	78	14	32	90	16	40	90	16	55
52	161.8	157.75	78	14	32	90	16	40	90	16	55
53	164.8	160.78	78	14	32	90	16	40	90	16	55
54	167.8	163.82	78	14	32	90	16	40	90	16	55
55	170.8	166.85	78	14	32	90	16	40	90	16	55
56	173.8	169.88	78	14	32	90	16	40	90	16	55
57	176.9	172.91	78	14	32	90	16	40	90	16	55
58	179.9	175.93	78	14	32	90	16	40	90	16	55
59	183.0	178.96	78	14	32	90	16	40	90	16	55
60	186.0	181.99	78	14	32	90	16	40	90	16	55
62	182.1	188.06	78	14	32	90	16	40	90	16	55
64	188.2	194.12	78	14	32	90	16	40	90	16	55
65	201.6	197.15	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
66	204.6	200.18	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
68	210.7	206.24	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
70	216.7	212.30	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
72	222.8	218.37	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
75	231.9	227.46	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
76	234.9	230.48	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
78	241.0	236.55	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
80	247.1	242.61	*78	14	32	*90	16	40	*90	16	55
85	262.2	257.77	*80	14	32	*90	16	40	*90	16	55
90	277.4	272.93	*90	14	32	*90	16	40	*90	16	55
95	292.5	288.08	*90	14	32	*90	16	40	*90	16	55
100	307.7	303.25	*90	14	32	*90	16	40	*90	16	55
110	338.0	333.55	*90	14	32	*90	16	40	*90	16	55
114	348.5	345.08	*90	14	32	*90	16	40	*90	16	55
120	369.3	363.66	*90	14	32	*90	16	40	*90	16	55
125	383.5	379.02	*90	14	32	*90	16	40	*90	16	55

06B-1-2-3**SPROCKETS 3/8" X7/32"**

For chain Acc. to DIN 8187

ISO/R 606

**SPROCKETS****mm**

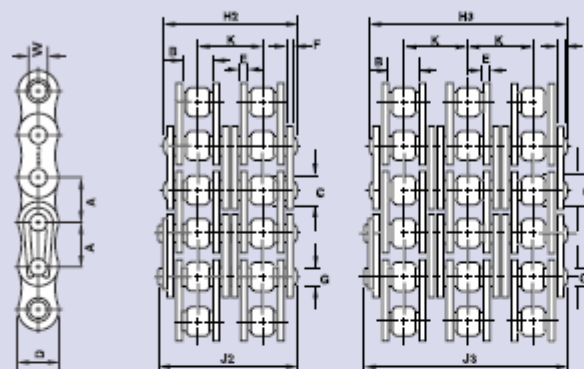
Tooth radius r_f 10
 Radius width C 1
 Tooth width B_1 5.3
 Tooth width b_1 5.2
 Tooth width B_2 16.4
 Tooth width B_3 25.8

CHAIN**mm**

Pitch 9.525
 Internal width 5.72
 Roller Φ 6.35

Material: C 45***Weld on hub**

Tabla 3. Especificaciones de sprockets



A&S BS Duplex Transmission Chain

Chain		Technical Details (mm)													Connecting Links						
Renold Chain No	ISO No	Pitch Inch	Pitch mm	Inside Width Min	Roller Dia Max	Plate Height Max	Plate Width Inner Max	Plate Width Outer Max	Pin Dia Max	Pin Len Max	Con Link Extra Max	Trans Pitch Norm	ISO606 Tensile Strength Min (N) ‡	Weight kg/m	No 4	No 107	No 26	No 30	No 11/58	No 12	
		A	A	B	C	D	E	F	G	H2	J	K									
100 00 04	-	0.236	6.00	2.80	4.00	5.00	0.57	0.57	1.85	12.50	2.90	5.50	-	0.24	✓	✓	✓	✓	-	-	
100 00 07	05B-2	0.315	8.00	3.00	5.00	7.10	0.73	0.73	2.31	14.30	3.10	5.64	7900	0.36	✓	✓	✓	✓	✓	-	
100 00 16	08B-2	0.375	9.525	5.72	6.35	8.20	1.25	1.00	3.28	23.80	3.30	10.24	16900	0.78	✓	✓	✓	✓	-	✓	
100 00 32**	08B-2	0.500	12.70	7.75	8.51	11.80	1.50	1.50	4.45	31.00	3.30	13.92	31100	1.35	✓	✓	✓	-	✓	✓	
100 00 41**	10B-2	0.625	15.875	9.65	10.16	14.70	1.50	1.50	5.08	36.20	4.10	16.59	44500	1.85	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
100 00 51**	12B-2	0.750	19.05	11.68	12.07	16.10	1.76	1.76	5.72	42.20	4.60	19.46	57900	2.50	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
100 00 68**	16B-2	1.000	25.40	17.02	15.88	21.00	4.00	3.00	8.28	66.00	5.40	31.88	106000	5.40	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
100 00 76	20B-2	1.250	31.75	19.56	19.05	26.40	4.40	3.50	10.19	79.70	6.10	36.45	170000	7.20	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
100 00 80	24B-2	1.500	38.10	25.40	25.40	33.40	5.90	5.00	14.63	101.00	6.60	48.36	280000	13.50	✓	✓	-	✓	✓	✓	
100 06 11	26B-2	1.750	44.45	30.99	27.94	37.00	7.62	6.35	15.90	124.00	7.40	58.56	360000	16.50	✓	✓	-	-	✓	✓	
100 06 18	32B-2	2.000	50.80	30.99	29.21	42.20	7.11	6.35	17.81	126.00	7.90	58.55	450000	21.00	✓	✓	-	-	✓	✓	
100 06 21	40B-2	2.500	63.50	38.10	39.37	52.90	8.64	8.10	22.89	154.00	10.00	72.29	630000	32.00	✓	✓	-	-	✓	✓	
100 10 35***	48B-2	2.999	76.20	45.72	48.26	63.80	12.19	10.16	29.24	190.00	10.00	91.21	1000000	50.00	✓	✓	-	-	✓	-	
100 10 38***	56B-2	3.4999	88.90	53.34	53.98	77.80	13.72	12.45	34.32	221.00	11.00	106.60	1600000	70.00	✓	✓	-	-	✓	-	
100 10 40***	64B-2	3.999	101.60	60.96	63.50	90.10	15.24	13.72	39.40	250.00	13.00	119.89	2000000	120.00	✓	✓	-	-	✓	-	

A&S BS Triplex Transmission Chain

Tabla 4. Especificaciones de transmisión por cadena doble

Sprocket Tooth Dimensions

Sprocket Tooth Dimensions — Standard and Heavy Series

Dimensions are in inches unless otherwise indicated.

Chain Data for All Sprockets				Single Strand t ₁ and T _{HR}	Double and Triple Strand			For 4 or more Strands								Machining Tolerance on "t" and "M"	Hot Rolled Tolerance
ANSI & U.S.T. No.	Pitch P	Roller Width W	Roller Diam.		t ₂	M ₂	M ₃	t ₄	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M ₈	K		on T _{HR}
STANDARD SERIES CHAIN SPROCKETS																	
25	¼	⅝	.130	.110	.107	.359	.611	.096	.348	.600	.852	1.140	1.356	1.860	.252	— .007	— .021
35	⅜	¾	.200	.168	.162	.561	.960	.149	.548	.947	1.346	1.745	2.144	2.942	.399	— .008	— .027
40	½	⅞	.312	.284	.275	.841	1.407	.256	.822	1.388	1.954	2.520	3.086	4.218	.566	— .009	— .035
50	⅝	1	.400	.343	.332	1.045	1.758	.311	1.024	1.737	2.450	3.163	3.876	5.302	.713	— .010	— .036
60	¾	1½	.469	.459	.444	1.341	2.238	.418	1.315	2.212	3.109	4.006	4.903	6.697	.897	— .011	— .036
80	1	1¾	.625	.575	.557	1.710	2.863	.526	1.679	2.832	3.985	5.138	6.291	8.597	1.153	— .012	— .040
100	1¼	2	.750	.692	.669	2.077	3.485	.633	2.041	3.449	4.857	6.265	7.673	10.489	1.408	— .014	— .046
120	1½	2½	.875	.824	.804	2.683	4.472	.848	2.637	4.426	6.215	8.004	9.793	13.371	1.789	— .016	— .057
140	1¾	3	1.000	.924	.894	2.818	4.742	.848	2.772	4.696	6.620	8.544	10.468	14.316	1.924	— .016	— .057
160	2	3½	1.125	1.156	1.119	3.424	5.729	1.063	3.368	5.673	7.978	10.283	12.588	17.198	2.305	— .019	— .062
180	2¼	4	1.406	1.301	1.259	3.851	6.443	1.197	3.789	6.381	8.973	11.565	14.157	19.341	2.592	— .020	— .068
200	2½	4½	1.562	1.389	1.344	4.161	6.978	1.278	4.095	6.912	9.729	12.546	15.363	20.997	2.817	— .021	— .072
240	3	5½	1.875	1.738	1.682	5.140	8.598	1.601	5.059	8.517	11.975	15.433	18.891	—	3.458	— .025	— .087
HEAVY SERIES CHAIN SPROCKETS																	
60H	¾	1	.469	.459	.444	1.472	2.500	.418	1.446	2.474	3.502	4.530	5.558	7.614	1.028	— .011	— .036
80H	1	1½	.625	.575	.557	1.840	3.123	.526	1.809	3.092	4.375	5.568	6.941	9.507	1.283	— .012	— .040
100H	1¼	2	.750	.692	.669	2.208	3.747	.633	2.172	3.711	5.250	6.789	8.328	11.406	1.539	— .014	— .046
120H	1½	2½	.875	.824	.804	2.818	4.742	.848	2.772	4.696	6.620	8.544	10.468	14.316	1.924	— .016	— .057
140H	1¾	3	1.000	.924	.894	2.949	5.004	.848	2.903	4.958	7.013	9.068	11.123	15.233	2.055	— .016	— .057
160H	2	3½	1.125	1.156	1.119	3.555	5.991	1.063	3.499	5.935	8.371	10.807	13.243	18.115	2.436	— .019	— .062
180H	2¼	4	1.406	1.301	1.259	3.982	6.705	1.197	3.920	6.643	9.366	12.089	14.812	20.258	2.723	— .020	— .068
200H	2½	4½	1.562	1.389	1.344	4.427	7.510	1.278	4.361	7.444	10.527	13.610	16.693	22.859	3.083	— .021	— .072

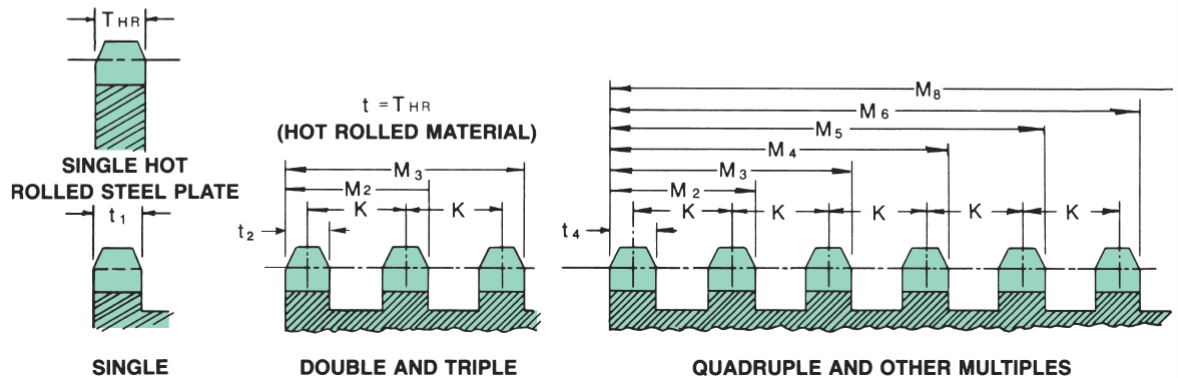
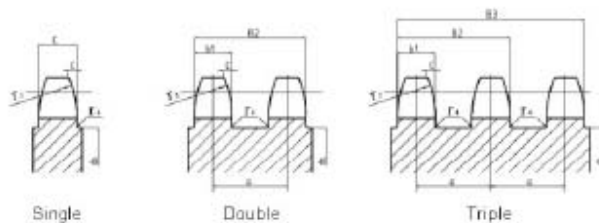
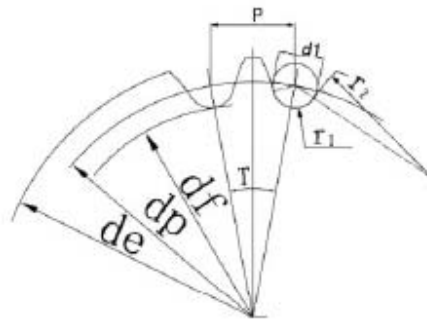


Tabla 5. Dimensiones de los dientes de sprokets

Tooth Profiles of Sprockets

For Roller Chains DIN8187-ISO/R606



Formula

Pitch Diameter

$$dp = \frac{P}{\sin(180^\circ/Z)}$$

Root Diameter

$$df = dp - d1$$

Tip Diameter

$$de_{max} = dp + 1.25P - d1$$

$$de_{min} = dp + (1 - 1.6/Z)P - d1$$

Groove Diameter

$$ds = P \cdot \cot(180^\circ/Z) - 1.05g - 2r4 - 1$$

(g = max. Height of link plate)

Roller bed radius

$$r1_{max} = 0.505d1 + 0.069^{3/4}T$$

$$r1_{min} = 0.505d1$$

Roller bed angle

$$X_{max} = 140^\circ - 90^\circ/Z$$

$$X_{min} = 120^\circ - 90^\circ/Z$$

Tooth flank radius

$$r2_{max} = 0.008d1(Z + 180)$$

$$r2_{min} = 0.12d1(p - d1)$$

Tooth width $P \leq 12.7$ $P > 12.7$

Single sprocket B_1 0.93b 0.95b

Double and triple sprocket b_1 0.91b 0.93b

Quadruple sprocket and above b_1 0.88b 0.93b

(b = internal width of chain)

Tooth Chamfer

$$r3 = 0.1b \text{ to } 0.15b$$

Tooth Chamfer Radius

$$r3 \geq P$$

Dimensions in mm

Permissible tolerance

Root diameter	h11
Tooth width	h14

Radial runout between bore and root diameter:
0.0008df + 0.08 or 0.15
(depending on which value is larger)
but not to exceed 0.76mm

Axial runout between bore and gear rim face:
0.0009df + 0.08, not to exceed 1.14mm

P = Pitch

Z = Teeth

d1 = Roller Diameter

Tabla 6. Tabla para calcular las dimensiones de los dientes para un sprocket

No. 35 ³/₈" Pitch — Multiple Strand

Dimensions are in inches unless otherwise indicated.

Basic Sprocket Dimensions			35-2 Double Strand					
No. Teeth	Outside Diameter	Plain Bore	Catalog Number	List Price	Hub Dia.	LTB	†Max. Bore	Wt. Lbs.
13	1.746	¹ / ₂	D35B13	\$44.40	1 ¹ / ₈	1 ¹ / ₄	³ / ₄	.35
14	1.868	¹ / ₂	D35B14	45.00	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₄	¹³ / ₁₆	.42
15	1.989	¹ / ₂	D35B15	45.80	1 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄	⁷ / ₈	.53
16	2.110	¹ / ₂	D35B16	46.20	1 ⁵ / ₈	1 ¹ / ₄	¹⁵ / ₁₆	.63
17	2.231	¹ / ₂	D35B17	49.80	1 ⁹ / ₈	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₈	.74
18	2.352	¹ / ₂	D35B18	52.40	1 ²³ / ₃₂	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₈	.86
19	2.472	¹ / ₂	D35B19	55.20	1 ²⁷ / ₃₂	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₄	.98
20	2.593	¹ / ₂	D35B20	58.80	1 ³ / ₂	1 ³ / ₈	1 ⁵ / ₁₆	1.21
21	2.713	¹ / ₂	D35B21	61.00	2 ¹ / ₁₆	1 ³ / ₈	1 ³ / ₈	1.37
22	2.833	¹ / ₂	D35B22	63.80	2 ³ / ₁₆	1 ³ / ₈	1 ⁷ / ₁₆	1.54
23	2.954	¹ / ₂	D35B23	65.80	2 ⁵ / ₁₆	1 ³ / ₈	1 ¹ / ₂	1.70
24	3.074	¹ / ₂	D35B24	68.00	2 ⁷ / ₁₆	1 ³ / ₈	1 ¹ / ₂	1.90
25	3.194	¹ / ₂	D35B25	70.40	2 ⁹ / ₁₆	1 ³ / ₈	1 ¹ / ₈	2.07
26	3.314	¹ / ₂	D35B26	72.40	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₈	1 ¹ / ₈	2.26
30	3.793	¹ / ₂	D35B30	73.80	3 ³ / ₃₂	1 ³ / ₈	2	3.15
36	4.511	¹ / ₁₆	D35B36	88.80	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₈	1 ³ / ₄	3.30
42	5.229	¹ / ₁₆	D35B42	103.20	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₈	1 ³ / ₄	4.30
48	5.946	¹ / ₁₆	D35B48	108.80	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₈	1 ³ / ₄	5.40
52	6.425	¹ / ₁₆	D35B52	123.20	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₈	1 ³ / ₄	6.20
60	7.380	¹ / ₁₆	D35B60	139.40	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₈	1 ³ / ₄	8.00

SEE CURRENT DISCOUNT SHEET FOR ALTERATION CHARGES

† Dimensions shown allow for standard keyway with set screw at 90°

Tabla 7. Tabla de dimensiones de sprokets.

Sprocket Pitch Diameter Constants

Dimensions are in inches unless otherwise indicated.

Number of Teeth	Constant	Number of Teeth	Constant	Number of Teeth	Constant
4	1.4142	53	16.8803	102	32.473
5	1.7013	54	17.1984	103	32.791
6	2.0000	55	17.5166	104	33.109
7	2.3048	56	17.8347	105	33.427
8	2.6131	57	18.1529	106	33.746
9	2.9238	58	18.4710	107	34.064
10	3.2361	59	18.7892	108	34.382
11	3.5495	60	19.1073	109	34.701
12	3.8637	61	19.4255	110	35.019
13	4.1785	62	19.7437	111	35.337
14	4.4940	63	20.0618	112	35.655
15	4.8097	64	20.3800	113	35.974
16	5.1259	65	20.6982	114	36.292
17	5.4423	66	21.0164	115	36.610
18	5.7588	67	21.3346	116	36.929
19	6.0756	68	21.6528	117	37.247
20	6.3925	69	21.9710	118	37.565
21	6.7095	70	22.2892	119	37.883
22	7.0266	71	22.6074	120	38.201
23	7.3439	72	22.9256	121	38.519
24	7.6613	73	23.2438	122	38.837
25	7.9787	74	23.5620	123	39.156
26	8.2962	75	23.8802	124	39.475
27	8.6138	76	24.1984	125	39.794
28	8.9315	77	24.5166	126	40.112
29	9.2491	78	24.8349	127	40.430
30	9.5668	79	25.1531	128	40.748
31	9.8845	80	25.4713	129	41.066
32	10.2023	81	25.7896	130	41.384
33	10.5201	82	26.1079	131	41.702
34	10.8380	83	26.4261	132	42.020
35	11.1558	84	26.7442	133	42.338
36	11.4737	85	27.0626	134	42.656
37	11.7917	86	27.3807	135	42.975
38	12.1096	87	27.6989	136	43.293
39	12.4275	88	28.0170	137	43.611
40	12.7455	89	28.3355	138	43.930
41	13.0635	90	28.6537	139	44.249
42	13.3815	91	28.9723	140	44.567
43	13.6995	92	29.2901	141	44.885
44	14.0175	93	29.6082	142	45.203
45	14.3356	94	29.9268	143	45.521
46	14.6536	95	30.2447	144	45.840
47	14.9717	96	30.5632	145	46.158
48	15.2898	97	30.8815	146	46.477
49	15.6079	98	31.1999	147	46.796
50	15.9260	99	31.5177	148	47.114
51	16.2441	100	31.8362	149	47.432
52	16.5619	101	32.1540	150	47.750

To obtain the pitch diameter of a sprocket multiply the constant for the

Tabla 8. Tabla de diámetros de sprokets

Speed Ratios

Speed Ratios for Sprocket Combinations

	Driver Sprocket Teeth																	
	9	10	11	12	13	14	16	18	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
9	1.00																	
10	1.11	1.00																
11	1.22	1.10	1.00															
12	1.33	1.20	1.09	1.00														
13	1.44	1.30	1.18	1.08	1.00													
14	1.56	1.40	1.27	1.17	1.08	1.00												
15	1.67	1.50	1.36	1.25	1.15	1.07	1.00											
16	1.78	1.60	1.45	1.33	1.23	1.14	1.07	1.00										
17	1.89	1.70	1.55	1.42	1.31	1.21	1.13	1.06	1.00									
18	2.00	1.80	1.64	1.50	1.38	1.29	1.20	1.13	1.06	1.00								
19	2.11	1.90	1.73	1.58	1.46	1.36	1.27	1.19	1.12	1.06	1.00							
20	2.22	2.00	1.82	1.67	1.54	1.43	1.33	1.25	1.18	1.11	1.05	1.00						
21	2.33	2.10	1.91	1.75	1.61	1.50	1.40	1.31	1.23	1.17	1.10	1.05	1.00					
22	2.44	2.20	2.00	1.83	1.69	1.57	1.47	1.38	1.29	1.22	1.16	1.10	1.05	1.00				
23	2.56	2.30	2.09	1.92	1.77	1.64	1.53	1.44	1.35	1.28	1.21	1.15	1.09	1.04	1.00			
24	2.67	2.40	2.18	2.00	1.85	1.71	1.60	1.50	1.41	1.33	1.26	1.20	1.14	1.09	1.04	1.00		
25	2.78	2.50	2.27	2.08	1.92	1.79	1.67	1.56	1.47	1.39	1.32	1.25	1.19	1.14	1.09	1.04	1.00	
26	2.89	2.60	2.36	2.17	2.00	1.86	1.73	1.63	1.53	1.45	1.37	1.30	1.24	1.18	1.13	1.08	1.04	1.00
27	3.00	2.70	2.45	2.25	2.08	1.93	1.80	1.69	1.59	1.50	1.42	1.35	1.29	1.23	1.17	1.12	1.08	1.04
28	3.11	2.80	2.54	2.33	2.15	2.00	1.87	1.75	1.65	1.56	1.47	1.40	1.33	1.27	1.22	1.17	1.12	1.08
29	3.22	2.90	2.64	2.42	2.23	2.07	1.93	1.81	1.71	1.61	1.53	1.45	1.38	1.32	1.26	1.21	1.16	1.12
30	3.33	3.00	2.73	2.50	2.31	2.14	2.00	1.88	1.76	1.67	1.58	1.50	1.43	1.36	1.31	1.25	1.20	1.15
31	3.44	3.10	2.82	2.58	2.38	2.21	2.07	1.94	1.82	1.72	1.63	1.55	1.48	1.41	1.35	1.29	1.24	1.19
32	3.56	3.20	2.91	2.67	2.46	2.28	2.13	2.00	1.88	1.78	1.68	1.60	1.52	1.45	1.39	1.33	1.28	1.23
33	3.67	3.30	3.00	2.75	2.54	2.36	2.20	2.06	1.94	1.83	1.74	1.65	1.57	1.50	1.43	1.38	1.32	1.27
34	3.78	3.40	3.09	2.83	2.62	2.43	2.27	2.13	2.00	1.89	1.79	1.70	1.62	1.55	1.48	1.42	1.36	1.31
35	3.89	3.50	3.18	2.92	2.69	2.50	2.33	2.19	2.06	1.95	1.84	1.75	1.67	1.59	1.52	1.46	1.40	1.34
36	4.00	3.60	3.27	3.00	2.77	2.57	2.40	2.25	2.12	2.00	1.89	1.80	1.71	1.63	1.57	1.50	1.44	1.38
37	4.11	3.70	3.36	3.08	2.85	2.64	2.47	2.31	2.18	2.06	1.95	1.85	1.76	1.68	1.61	1.54	1.48	1.42
38	4.22	3.80	3.45	3.17	2.92	2.71	2.53	2.38	2.24	2.11	2.00	1.90	1.81	1.73	1.65	1.58	1.52	1.46
39	4.33	3.90	3.55	3.25	3.00	2.79	2.60	2.44	2.29	2.17	2.05	1.95	1.86	1.77	1.70	1.63	1.56	1.50
40	4.44	4.00	3.64	3.33	3.08	2.86	2.67	2.50	2.35	2.22	2.10	2.00	1.90	1.82	1.74	1.67	1.60	1.54
41	4.56	4.10	3.73	3.42	3.15	2.93	2.73	2.56	2.41	2.28	2.16	2.05	1.95	1.86	1.78	1.71	1.64	1.58
42	4.67	4.20	3.82	3.50	3.23	3.00	2.80	2.63	2.47	2.34	2.21	2.10	2.00	1.91	1.83	1.75	1.68	1.61
43	4.78	4.30	3.91	3.58	3.31	3.07	2.87	2.69	2.53	2.39	2.26	2.15	2.05	1.95	1.87	1.79	1.72	1.65
44	4.89	4.40	4.00	3.67	3.38	3.14	2.93	2.75	2.59	2.44	2.32	2.20	2.10	2.00	1.91	1.83	1.76	1.69
45	5.00	4.50	4.09	3.75	3.46	3.21	3.00	2.81	2.65	2.50	2.37	2.25	2.14	2.04	1.96	1.88	1.80	1.73
46	5.11	4.60	4.18	3.83	3.54	3.29	3.07	2.88	2.71	2.56	2.42	2.30	2.19	2.09	2.00	1.92	1.84	1.77
47	5.22	4.70	4.27	3.92	3.62	3.36	3.13	2.94	2.76	2.61	2.47	2.35	2.24	2.14	2.04	1.96	1.88	1.81
48	5.33	4.80	4.36	4.00	3.69	3.43	3.20	3.00	2.82	2.67	2.52	2.40	2.28	2.19	2.09	2.00	1.92	1.84
49	5.44	4.90	4.45	4.08	3.77	3.50	3.27	3.06	2.88	2.72	2.58	2.45	2.33	2.23	2.13	2.04	1.96	1.88
50	5.56	5.00	4.55	4.17	3.85	3.57	3.33	3.13	2.94	2.78	2.63	2.50	2.38	2.27	2.17	2.08	2.00	1.92
51	5.67	5.10	4.64	4.25	3.92	3.64	3.40	3.19	3.00	2.83	2.68	2.55	2.43	2.32	2.22	2.13	2.04	1.96
52	5.78	5.20	4.73	4.33	4.00	3.71	3.47	3.25	3.06	2.89	2.74	2.60	2.48	2.36	2.26	2.17	2.08	2.00
53	5.89	5.30	4.82	4.42	4.08	3.79	3.53	3.31	3.12	2.94	2.79	2.65	2.52	2.41	2.30	2.21	2.12	2.04
54	6.00	5.40	4.91	4.50	4.15	3.86	3.60	3.38	3.18	3.00	2.84	2.70	2.57	2.45	2.35	2.25	2.16	2.07
55	6.11	5.50	5.00	4.58	4.23	3.93	3.67	3.44	3.24	3.06	2.90	2.75	2.62	2.50	2.39	2.29	2.20	2.12
56	6.22	5.60	5.09	4.67	4.31	4.00	3.73	3.50	3.29	3.11	2.95	2.80	2.67	2.55	2.43	2.33	2.24	2.15
57	6.33	5.70	5.18	4.75	4.38	4.07	3.80	3.56	3.35	3.17	3.00	2.85	2.71	2.59	2.49	2.38	2.28	2.19
58	6.44	5.80	5.27	4.83	4.46	4.14	3.87	3.63	3.41	3.22	3.05	2.90	2.76	2.64	2.52	2.42	2.32	2.23
59	6.56	5.90	5.36	4.92	4.54	4.21	3.93	3.69	3.47	3.28	3.11	2.95	2.81	2.68	2.57	2.46	2.36	2.27
60	6.67	6.00	5.45	5.00	4.61	4.28	4.00	3.75	3.53	3.34	3.16	3.00	2.86	2.72	2.61	2.50	2.40	2.30
68	7.56	6.80	6.18	5.66	5.23	4.86	4.54	4.25	4.00	3.78	3.58	3.40	3.24	3.09	2.96	2.84	2.72	2.61
70	7.78	7.00	6.36	5.83	5.38	5.00	4.67	4.38	4.12	3.89	3.68	3.50	3.33	3.18	3.05	2.92	2.80	2.69
72	8.00	7.20	6.54	6.00	5.54	5.14	4.80	4.50	4.24	4.00	3.79	3.60	3.43	3.27	3.13	3.00	2.88	2.77
76			6.91	6.33	5.84	5.43	5.07	4.75	4.47	4.23	4.00	3.80	3.62	3.45	3.31	3.17	3.04	2.92
80			7.27	6.66	6.15	5.71	5.34	5.00	4.70	4.45	4.21	4.00	3.81	3.63	3.48	3.34	3.20	3.07
84				7.00	6.46	6.00	5.60	5.25	4.94	4.67	4.42	4.20	4.00	3.81	3.65	3.50	3.36	3.23
95					7.31	6.78	6.33	5.94	5.59	5.28	5.00	4.75	4.52	4.32	4.13	3.96	3.80	3.65
96					7.38	6.85	6.40	6.00	5.64	5.34	5.05	4.80	4.57	4.36	4.18	4.00	3.84	3.69
102						7.28	6.80	6.38	6.00	5.67	5.37	5.10	4.86	4.63	4.44	4.25	4.08	3.92
112								7.00	6.59	6.23	5.89	5.60	5.33	5.08	4.87	4.67	4.48	4.30

Tabla 9. Tabla de velocidad de radios en la combinación de sprokets

CAPITULO 3

ANALISIS, PRUEBAS MECANICAS Y DE ESTRUCTURAS EN EL SISTEMA

ANALISIS, PRUEBAS MECANICAS Y DE ESTRUCTURAS EN EL SISTEMA

Determinación del punto de mayor esfuerzo normal en el pie de diente de un engranaje de dientes rectos exteriores mediante el método de los elementos finitos.

Los investigadores y diseñadores actualmente tratan de perfeccionar cada vez más el análisis de las transmisiones por engranajes, a fin de lograr un mejor funcionamiento de los mismos, prolongando su vida útil, atenuando las posibles fallas y mejorando los costos de los múltiples equipos que utilizan estos componentes. Por otro lado existe un lógico interés entre los diseñadores por la influencia de algunos parámetros geométricos en el comportamiento de los engranajes.

En el presente trabajo se presenta un análisis utilizando la modelación por elementos finitos para determinar el punto de mayor esfuerzo normal en el pie de diente, en donde se aprecia que los resultados obtenidos difieren de los recomendados por las normas internacionales de cálculo de engranajes.

Introducción.

El diseño de los engranajes sigue siendo un tema susceptible de ser mejorado, más aún si se plantea un modelo geométrico representado con las ecuaciones paramétricas de las curvas evolvente y trocoide [1, 2]. Estas curvas son programadas en el ambiente del propio software de elementos finitos utilizado, en este caso COSMOS \ M. v.2.7 [3]. Dicho software cuenta con un lenguaje de programación propio que permitió automatizar el proceso de creación de la geometría del diente, y también el análisis y simulación.

Modelación por elementos finitos.

El análisis de los engranajes mediante la aplicación del método de los elementos finitos (MEF) tiene la secuencia siguiente:

- a) Definición de la geometría del engranaje para ser modelado
- b) Ubicación relativa de las ruedas dentadas (pareja de dientes que se analiza)
- c) Definición de las condiciones de contacto, elementos tipo GAP
- d) Definición de las condiciones de contorno y aplicación de la carga para un análisis no lineal

Ubicación relativa de las ruedas dentadas

El momento más crítico de funcionamiento de un diente de engrane, para el piñón o rueda motriz, ocurre cuando el diente que le sucede comienza a engranar; pues en esta posición la carga que es transmitida por un solo diente, produce el mayor momento flector al tener mayor brazo. Luego de este instante la carga es repartida entre dos dientes, disminuyendo así el momento flector.

Finalmente se pueden determinar los ángulos que deben girar las ruedas para ser ubicadas en la posición crítica, partiendo de que el perfil del diente es dibujado según las ecuaciones de la trocoide y la evolvente.

La rueda 1 se gira en sentido opuesto al horario y la rueda 2 en sentido horario, entonces se tiene:

$$\varphi_{cr1} = 90^\circ - \gamma_1 + \frac{\varphi_{e1}}{2} - \varphi_{cf1} + \varphi_{c1} - \varphi_{p1}$$

$$\varphi_{cr2} = 90^\circ + \gamma_2 - \frac{\varphi_{e2}}{2} + \varphi_{ci2} - \varphi_{p2}$$

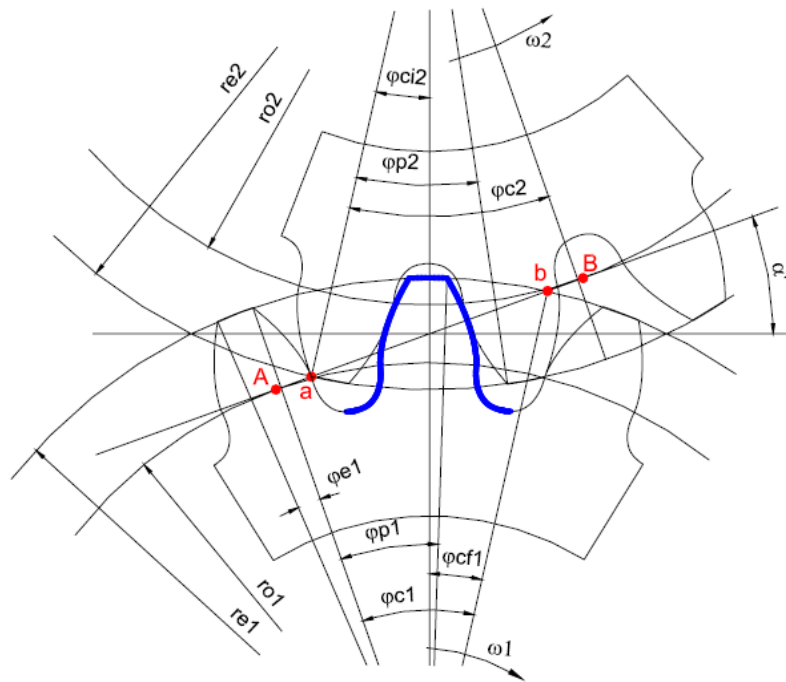


Figura 1. Determinación de ángulos para una rueda dentada

Determinación del punto de mayor esfuerzo normal en el pie del diente.

Respecto a la determinación del punto de mayor esfuerzo normal en la zona del pie del diente producto de la flexión, se han desarrollado unos programas (macros) en el COSMOS\M con la finalidad de encontrar el lugar exacto en donde ocurre el esfuerzo normal máximo, aquí dos aspectos importantes que son analizados con mayor detenimiento:

1. El ángulo para determinar el punto de máximo esfuerzo en el pie del diente no es 30° como lo recomiendan las normas técnicas de cálculo y la bibliografía especializada, con la finalidad de interpretar la propuesta de Lewis y la distribución del esfuerzo constante de forma parabólica. En la presente investigación se demuestra que su valor está entre 20° y 24° .

En síntesis, lo que realizan actualmente las normas técnicas es analizar un caso desfavorable para los esfuerzos por lo conservador, pero al mismo tiempo imaginario porque el área de análisis no está bien definida [2, 5].

2. La zona donde ocurre el máximo esfuerzo normal de flexión no es la circunferencia cercana al fondo o al pie del diente como afirman los especialistas y las normas técnicas de cálculo. En las figuras 2, 3 y 4 se muestra lo que se está recomendando en la actualidad para determinar la sección crítica, lo cual discrepa de lo desarrollado y presentado en este artículo [2, 5].

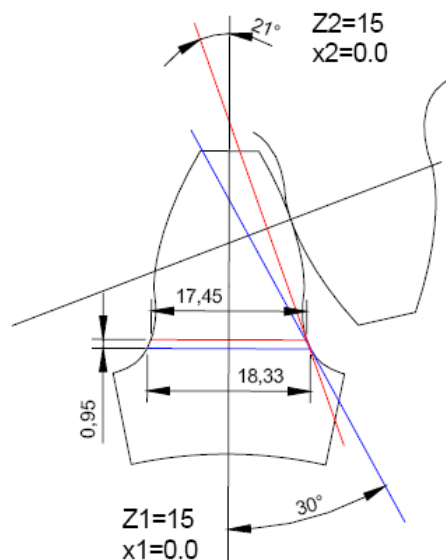


Figura 2. Máximo esfuerzo normal de flexión

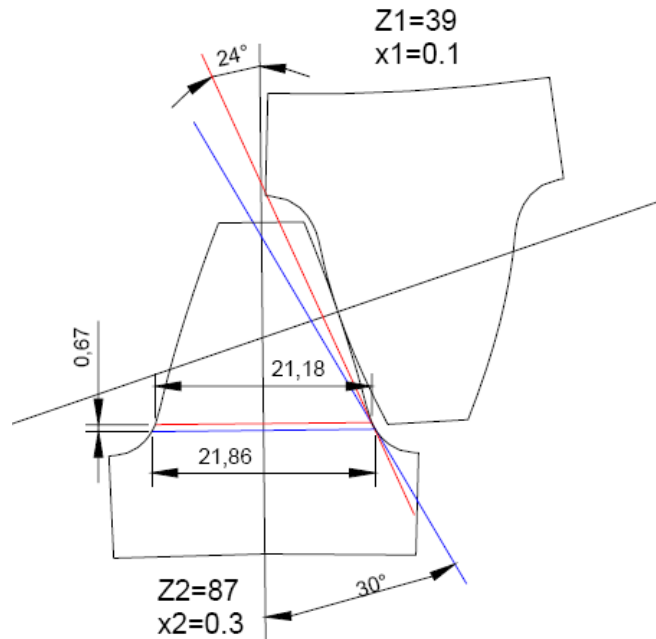


Figura 3. Máximo esfuerzo normal de flexión

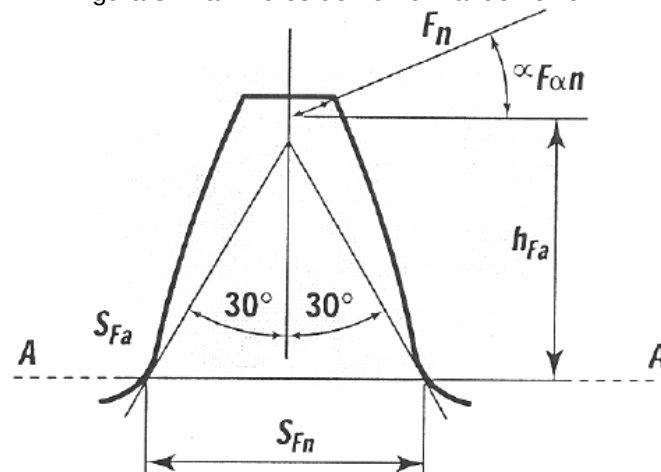


Figura 4. Resultantes de esfuerzos normales de flexion

El procedimiento desarrollado para la modelación geométrica de los engranajes es aplicable a ruedas con cualquier número de dientes y desplazamiento de la herramienta (engranajes corregidos), permitiendo contar con un método preciso que no tiene precedentes en la bibliografía especializada.

El aumento permanente de las potencias en máquinas, junto con una disminución simultánea de gasto de materiales y la alta exigencia de calidad y productividad industrial, hacen que el análisis dinámico de las vibraciones y deformaciones mecánicas en máquinas e instalaciones industriales sea cada vez más exacto. Un ingeniero debe ser capaz de trabajar sobre vibraciones, calcularlas, medirlas, analizar el origen de ellas y aplicar correctivos. Hace más o menos 40 años, la temática de vibraciones mecánicas se constituyó en parte integral de la formación de

ingenieros mecánicos en los países industrializados. El fenómeno de las vibraciones mecánicas debe ser tenido en cuenta para el diseño, la producción y el empleo de maquinaria y equipos de automatización, exigencia en el rápido desarrollo tecnológico del país. Esto representa un resumen de las tensiones y deformaciones en un punto, y en el se hacen resaltar los métodos y teorías de especial importancia en fotoelasticidad, la cual se dedica al estudio de la doble refracción permanente y a la explicación de los fenómenos ópticos en los polariscopios. Se enuncia además, la Ley de las Tensiones ópticas en dos dimensiones, desarrollando la teoría y la interpretación de las redes isocromáticas, así como el método para determinar las tensiones máximas.

CAPITULO 4

DISEÑO

. DISEÑO

Para el diseño de la caja de reducción de engranes utilizaremos los datos del motor del minibaja que es propiedad de la escuela ESIME Ticoman, dicho motor será utilizado si el carro es fabricado. Los datos del motor son los siguientes.

10 HP INTEK™ I/C Model Series 205400

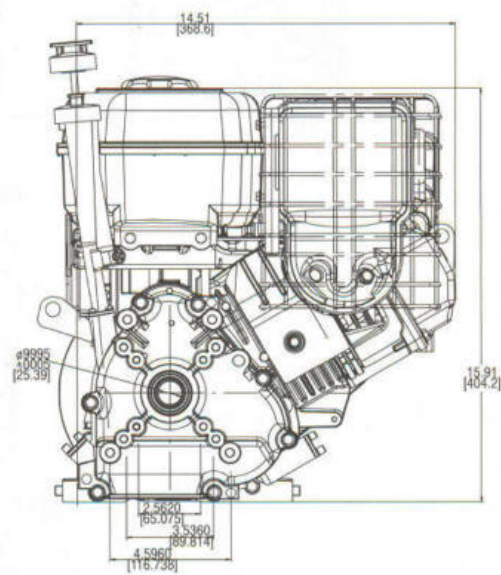
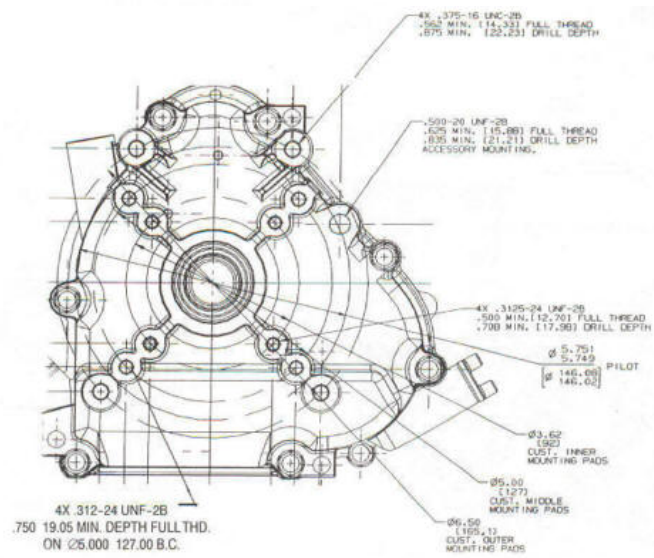
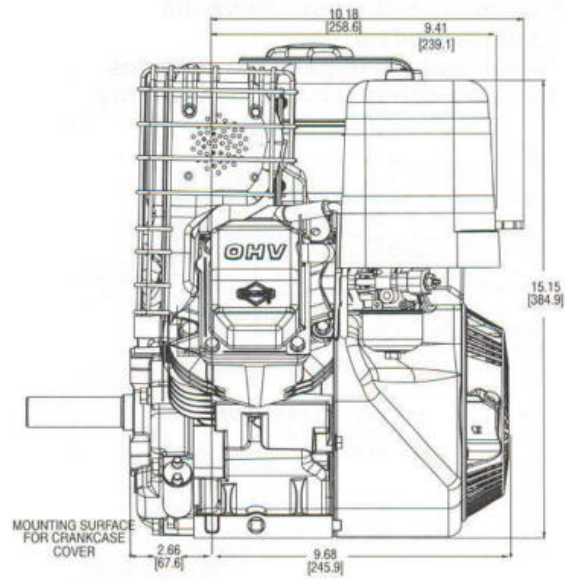


- Displacement 18.6 cu. in. (305 cc)
- Bore 3.12 in. (79 mm)
- Stroke 2.43 in. (61 mm)
- Oil Capacity 28 fl. oz. (0.82 L)



Features:

- Dura-Bore™ cast iron cylinder sleeve for extended life
- Maintenance-free Magnetron® electronic ignition for quick, dependable starts
- Dual-Clean™ air cleaner pleated paper filter with a foam pre-cleaner ensures maximum protection for extended engine life
- Overhead valve design (OHV) for cooler operation and longer valve life
- Buyer protection package provides two-year consumer engine warranty

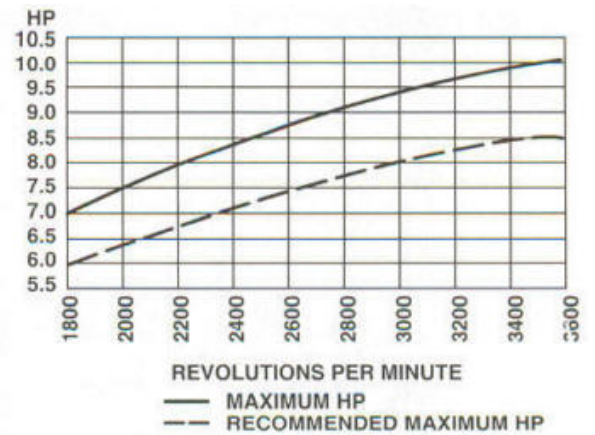
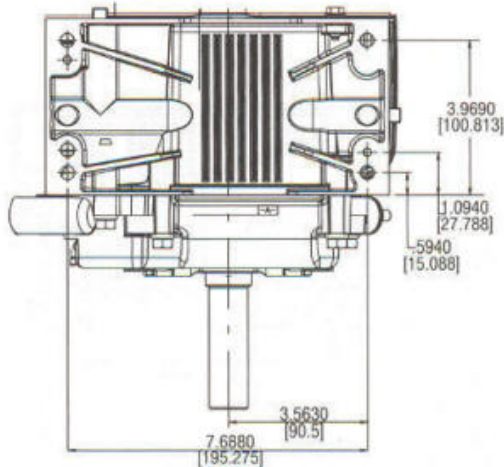


To make the center line of crankshaft the same as 190400 and 250000 Model Series, order 695154 spacer kit.

Model Type	Shipping Weight	Crankshaft	Crankshaft (P.T.O.) Extension	Dimension	Starter Position Bolt-On Changeable	Governor	Controls	Flange Mtg.	Manual Choke	Remote Stop Switch	Fuel Tank (Quarts)	Top Governor Speed	Notes
205432													
0035	52	695818	Threaded 1-14, 1" tapped length	3-21/32(c)	10:30	M	AG/R/MF	X	X	X	4	3600	•
0036	52	695369	1" dia., Keyway, tapped 3/8-24	2-29/32(c)	10:30	M	AG/R/MF	X	X	X	4	3600	•
0038	63	694678	Tapered, tapped 5/16-24	4-11/32(c)	10:30	M	AG/R/MF	X	X	X	4	3750	•
205437													
0041	71	695369	1" dia., Keyway, tapped 3/8-24	2-29/32(c)	10:30	M	AG/R/MF	X	X	X	4	3600	♦♦
205452													
0049	65	695817	6 to 1 gear reduction ccw rotation gear shaft, 1" dia Keyway	2-29/32(A)	10:30	M	AG/R/MF		X	X	4	3600	
205457													
0050		695817	6 to 1 gear reduction ccw rotation gear shaft, 1" dia Keyway	2-29/32(A)	10:30	M	AG/R/MF	X	X	X	4	3600	♦♦

• Ball bearing PTO, DU magneto side.

♦♦ Engine equipped with 12 Volt Gear Drive Starter and 10 Amp DC Alternator with Starter Panel Assembly.



Model Series	205400
Model & Type	205432-0035
Gross HP	10.0
Displacement (Cc)	305
Bore	79mm (3.12 in.)
Stroke	61.0mm (2.43 in.)
Oil Capacity	0.82L (28fl. oz.)
Crankshaft	695818
Crankshaft-PTO-Extension	Threaded 1-1/4, 1" tapped length
Dimension	3-21/32
Starter Position (O'clock)	10:30
Oil Filter & Drain	Dual (Both Sides)

Governor	Mechanical
Controls	Remote
Controls	Adjustable for a Constant Speed Operation
Controls	Manual Friction
Manual Choke	Yes
Fuel Tank (Quarts)	4
Remote Stop Switch	Yes
Flange Mounting	No
Top Governor Speed	3600
Notes	Ball Bearing PTO
Weight (Lbs - Kg)	52 - 23.6

- Se realizaron los siguientes cálculos para nuestro diseño:

Calculo de la relación de catarinas:

El motor genera 3400 rpm a la salida, este valor es multiplicado por un factor de seguridad del 40% por lo tanto las rpm's netas son las siguientes:

$$RPM_n = RPM_m * fs$$

$$RPM_n = 3400 * 0.40$$

$$RPM_n = 1360 \text{ RPM.}$$

Las RPM a las cuales va a girar el piñón se convierten a rad/s, así se determina la velocidad angular en el piñón. La velocidad angular se calcula con la siguiente conversión:

$$1360 \text{ RPM} \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ RPM}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) = 142.41 \text{ rad/seg}$$

Con estos datos determinamos los diámetros apropiados para el piñón y la corona, tabulando diferentes diámetros de piñón.

radio piñón (m)	m/s	Km/h
0.01	1.42	5.112
0.02	2.84	10.224
0.03	4.26	15.336
0.04	5.68	20.448
0.05	7.1	25.56
0.06	8.52	30.672
0.07	9.94	35.784
0.08	11.36	40.896
0.09	12.78	46.008
0.1	14.2	51.12
0.11	15.62	56.232
0.12	17.04	61.344
0.13	18.46	66.456
0.14	19.88	71.568
0.15	21.3	76.68

Así mismo se propuso una velocidad de salida en las ruedas del buggie de 85 Km/h. Sabiendo que el diámetro total de las ruedas es de 84 cm, se determino la mejor relación de radios entre piñón y corona del sistema. De acuerdo a los cálculos realizados con las siguientes formulas determinamos los diámetros adecuados:

Para el caculo de la corona, conocemos la velocidad tangencial en las llantas, con este dato se calculo la velocidad angular y a su vez determinamos las revoluciones a las cuales tenían que girar las llantas para generar una velocidad de 85 Km/h.

Velocidad tangencial de las llantas 85 Km/h = 23.61 m/s

Radio total de la llanta = 0.42 m

$$\omega = \frac{V}{r}$$

$$\omega = \frac{23.61}{0.42}$$

$$\omega = 56.21 \text{ rad/seg}$$

Esta velocidad angular la convertimos a RPM y el resultado es el siguiente:

Velocidad de llantas en RPM = 536 $\approx$ 537 RPM

Con la siguiente ecuación que es la ecuación de relaciones, se determina el diámetro de la corona. Para este cálculo también se toma en cuenta el diámetro del piñón:

$$\frac{n1}{n2} = \frac{D2}{D1}$$

$$D2 = \frac{n1(D1)}{n2}$$

Donde:

n1 = RPM de piñón.

n2 = RPM de corona.

D1 = Diámetro del piñón.

D2 = Diámetro de corona.

Con una tabla terminamos los diámetros adecuados para el piñón y la corona del sistema.

Velocidad propuesta
85 Km/h

diámetro estrella mayor (m)	Cm	Radio mayor (m)	estrella cm
0.050651769	5.0651769 1	0.025325885	2.5325884 5
0.101303538	10.130353 8	0.050651769	5.0651769 1
0.151955307	15.195530 7	0.075977654	7.5977653 6
0.202607076	20.260707 6	0.101303538	10.130353 8
0.253258845	25.325884 5	0.126629423	12.662942 3
0.303910615	30.391061 5	0.151955307	15.195530 7
0.354562384	35.456238 4	0.177281192	17.728119 2
0.405214153	40.521415 3	0.202607076	20.260707 6
0.455865922	45.586592 2	0.227932961	22.793296 1
0.506517691	50.651769 1	0.253258845	25.325884 5
0.55716946	55.716946	0.27858473	27.858473
0.607821229	60.782122 9	0.303910615	30.391061 5
0.658472998	65.847299 8	0.329236499	32.923649 9
0.709124767	70.912476 7	0.354562384	35.456238 4
0.759776536	75.977653 6	0.379888268	37.988826 8

relación de engranes
2.532588454

Con los diámetros del piñón y de la corona podemos determinar la relación de tamaños con la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{r_2}{r_1}$$

Donde:

r1 = Radio de piñón.

r2 = Radio de corona.

Z=2.532588454

• Selección de cadena

De acuerdo a la velocidad obtenida en las ruedas que es de 1416mpm, la cadena fue seleccionada en los rangos que se muestran en base a la tabla 1. Seleccionando una cadena de número 35-2, debido a que el régimen de velocidad que soporta la cadena por ser doble es de 1706mpm. Este factor está sobrado por diseño debido a que esta por arriba del régimen calculado.

TABLA 17.8 PROPIEDADES DE LAS CADENAS DE RODILLOS
* Sin rodillos. † Limitación de la velocidad de la cadena para el caso de lubricación por de la cadena puede

CADENA N.º	PASO		RESISTENCIA MÁXIMA MEDIA		PESO APROXI- MADO, W		VELOCIDAD LÍMITE		A	
	cm	pulg	kg	libras	kg por libras	metro por pie	mpm	fpn	cm	pulg
25*	0,635	1/4	396	875	0,134	0,09	1066	3500	0,393	0,155
35*	0,952	3/8	952	2100	0,312	0,21	853	2800	0,586	0,231
41	1,270	1/2	907	2000	0,387	0,26	701	2300	0,660	0,26
40	1,270	1/2	1678	3700	0,625	0,42	701	2300	0,797	0,314
50	1,587	5/8	2767	6100	1,012	0,68	609	2000	1,010	0,398
60	1,905	3/4	3855	8500	1,488	1,00	548	1800	1,242	0,489
80	2,540	1	6576	14 500	2,57	1,73	457	1500	1,562	0,615
100	3,175	1 1/4	10 886	24 000	3,72	2,5	396	1300	1,915	0,754
120	3,810	1 1/2	15 422	34 000	5,49	3,69	365	1200	2,387	0,940
140	4,445	1 3/4	20 865	46 000	7,44	5,0	335	1100	2,595	1,022
160	5,080	2	26 308	58 000	9,67	6,5	304	1000	3,119	1,228
180	5,715	2 1/4	34 473	76 000	13,48	9,06	289	950	3,459	1,362
200	6,350	2 1/2	43 091	95 000	15,83	10,65	274	900	3,926	1,546

NORMALIZADAS NORTEAMERICANAS (REGULARES)

baño de aceite (tipo III) [17-18]. La resistencia a la fatiga tomarse igual a $F_u/4$.

B		C		D		E		J	
cm	pulg	cm	pulg	cm	pulg	cm	pulg	cm	pulg
0,482	0,19	0,229	0,0905	0,330	0,130	0,217	1/8	0,076	0,030
0,718	0,283	0,358	0,141	0,508	0,200	0,476	3/8	0,127	0,050
0,939	0,37	0,358	0,141	0,777	0,306	0,635	1/2	0,127	0,050
0,906	0,357	0,396	0,156	0,793	3/8	0,793	1/2	0,152	0,060
1,102	0,434	0,508	0,200	1,016	0,400	0,952	3/4	0,203	0,080
1,457	0,574	0,594	0,234	1,190	1 1/32	1,270	1/2	0,238	0,094
1,882	0,741	0,792	0,312	1,587	3/4	1,587	1 1/4	0,317	0,125
2,240	0,882	0,952	0,375	1,905	3/4	1,905	1 1/4	0,396	0,156
2,834	1,116	1,111	1/2	2,222	1/2	2,540	1	0,475	0,187
3,073	1,210	1,270	1/2	2,540	1	2,540	1	0,556	0,219
3,512	1,383	1,427	0,562	2,857	1 1/8	3,175	1 1/4	0,635	0,250
4,363	1,718	1,745	0,687	3,571	1,406	3,571	1 13/32	0,713	0,281
4,640	1,827	1,983	0,781	3,968	1 7/16	3,810	1 1/2	0,792	0,312

Tabla 10. Propiedades de las cadenas con rodillos

• Selección de piñón.

Conforme a la tabla 2 y conociendo la relación de diámetros del piñón y de la corona seleccionamos el número de dientes para cada uno teniendo:

Diámetro de piñón=80mm

Numero de dientes del piñón=26 dientes

Diámetro de la Catarina=200mm

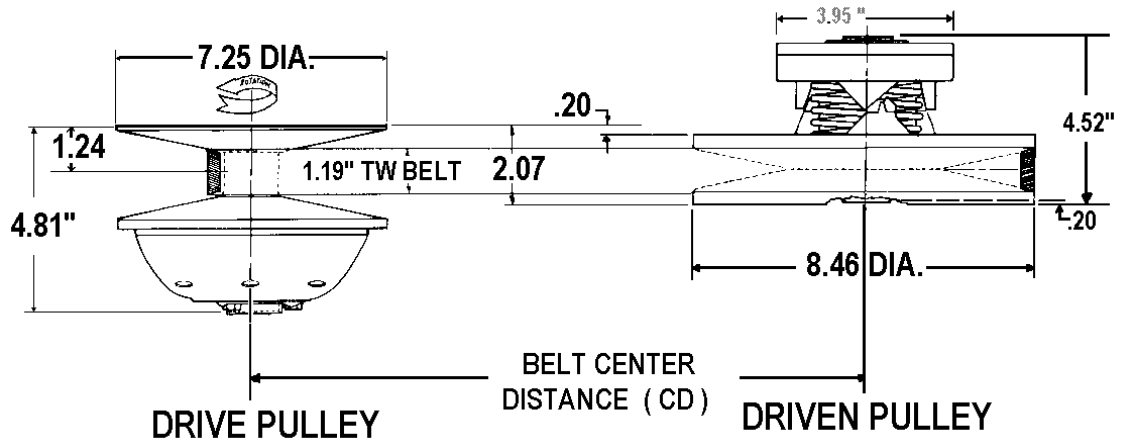
Numero de dientes de la Catarina=66 dientes



9/04

MODEL 790
AUTOMATIC
TORQUE CONVERTER

LAYOUT DIMENSIONS:



SPECIFICATIONS

MAX ENGINE RATING:	MAX RPM:
2-Cycle - 30 H.P.	10,000
4-Cycle - 16 H.P.	5,500

11.50"

BORE SIZES

DRIVE - 1"
DRIVEN - 3/4"

SPEC. NO.

302453C
302603C

BELT SELECTION:

PART NUMBER	BELT C.D.
300780C (704054)	9.41"
300634C (704055)	10.41"
300637C (704060)	
300638C (704061)	11.84"

PULLEY RATIOS:

LOW - 3.38:1 (SHOWN ABOVE)
HIGH - .54:1
OVERALL - 6.26:1

DISCOUNTED PRICES APPLY TO MIN-BAJA PROJECT ONLY.

	LIST	NET*
DRIVES : \$270.00	\$ 160.00	
DRIVENS: 250.00		150.00
BELTS : 71.00	43.00	

***SHIPPING / TAXES:** "FOB QDS" OR "FRT.COLLECT" / ADD 8.25 PERCENT TO PURCHASES IN CALIFORNIA ONLY.

NOTE: NEVER OPERATE A TORQUE CONVERTER WITHOUT A SUITABLE SAFETY SHIELD.

NOTE: DO NOT RUN AN ENGINE EQUIPPED WITH A DRIVE PULLEY IF THE BELT IS NOT ENGAGED WITH THE DRIVEN PULLEY.

DISTRIBUTED BY:

QDS P.O. BOX 6910 , ALHAMBRA , CALIFORNIA 91802 TEL. (626) 293-5770 / FAX.(626) 281-3392

Tabla 11. Especificaciones del CVT.

. MODELADO

Para el modelado de los componentes del sistema se empleó un software de CAD. Basados en los cálculos procedemos a modelar cada uno de los componentes.

Para el modelado de las catarinas, necesitamos conocer algunos conceptos que serán empleados durante el modelado.

p = paso.

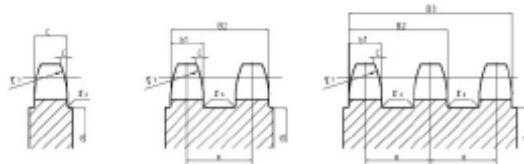
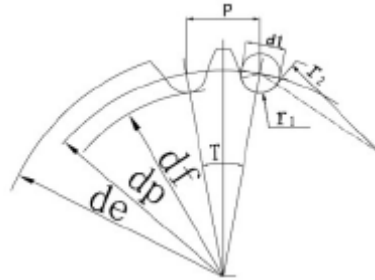
z = número de dientes.

d_1 = diámetro del perno de la cadena.

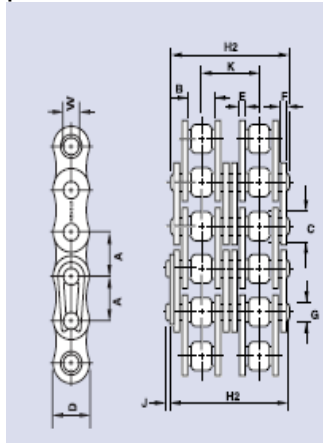
d_p = diámetro de paso.

d_f = diámetro de raíz.

d_e = diámetro externo.



Para el modelado es parte fundamental tomar en cuenta las especificaciones técnicas con las que cuenta, pues son muy importantes para el modelado de las catarinas.



A&S ANSI Standard Duplex Transmission Chain

Chain Technical Details (mm)

Renold Chain No	ISO No	Pitch Inch	Pitch mm	Inside Width Min	Roller Dia Max	Plate Height Max	Plate Width Inner Max	Plate Width Outer Max	Pin Dia Max	Pin Len Max	Con Link Extra Max	Trans Pitch Norm	ISO606 Tensile Strength Min	Weight kg/m
		A	A	B	C	D	E	F	G	H2	J	K	(N) ‡	
100 00 84	04C-2	0.25	6.35	3.10	3.30	6.00	0.73	0.73	2.31	15.50	2.50	6.40	7000	0.26
100 00 87	06C-2	0.375	9.525	4.68	5.08	9.00	1.25	1.25	3.58	23.40	3.30	10.13	15800	0.70
100 00 91	08A-2	0.500	12.70	7.65	7.95	12.00	1.50	1.50	3.96	32.30	3.90	14.38	27800	1.20

En esta tabla se muestran que la cadena es una ISO 06C-2 que es la equivalencia de una cadena de número 35, donde el -2 nos indica que es doble.

.Sprocket (piñón)

La metodología del diseño fue mediante sketches, en pesamos por dibujar un diente, tomando en cuenta que el diámetro ocupado según estándares de fabricación es de 8.415 cm y según tablas de fabricantes el numero de dientes para este diámetro es de 26.

Z	d _e	d _p
8	28.0	24.89
9	31.0	27.85
10	34.0	30.82
11	37.0	33.80
12	40.0	36.80
13	43.0	39.79
14	46.3	42.80
15	49.3	45.81
16	52.3	48.82
17	55.3	51.83
18	58.3	54.85
19	61.3	57.87
20	64.3	60.89
21	68.0	63.91
22	71.0	66.93
23	73.5	69.95
24	77.0	72.97
25	80.0	76.00
26	83.0	79.02
27	86.0	82.05
28	89.0	85.07
29	92.0	88.09
30	94.7	91.12
31	98.3	94.15
32	101.3	97.17

$$p = 9.525 \text{ mm}$$

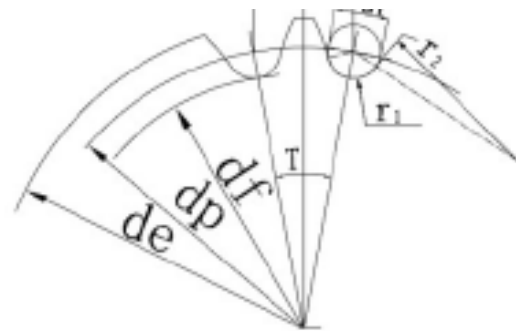
$$z = 26$$

$$d_1 = 5.08 \text{ mm}$$

$$d_p = 79.02 \text{ mm}$$

$$d_f = 72.84 \text{ mm}$$

$$d_e = 83 \text{ mm}$$



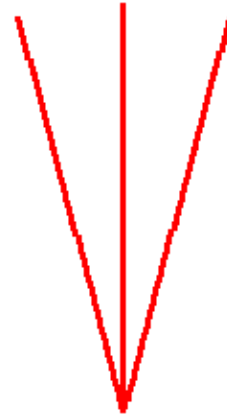
Para empezar a dibujar los dientes del sprocket, nos basaremos en un método muy sencillo basado en el dibujo técnico para diseño de elementos mecánicos.

La primera cosa que necesitamos saber para establecer las dimensiones de un piñón, de la cadena que es correr sobre él, en particular el diámetro del perno y el ancho de la cadena.

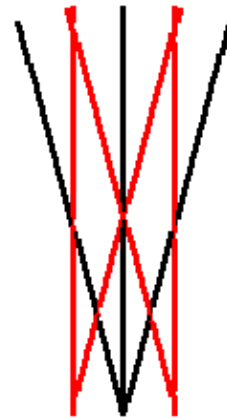
La segunda cosa que necesita saber es el número de dientes en el piñón, que dependerá totalmente de su aplicación.

También necesita conocer el ángulo entre los dientes, esto simplemente es 360° dividido por el número de dientes.

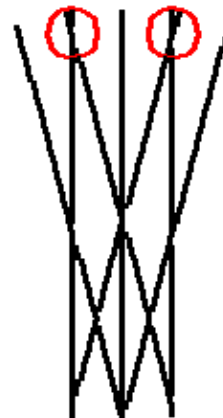
1. Comience por la elaboración de tres líneas radiales desde el centro del piñón hasta el borde (diámetro exterior); separados por un ángulo igual al ángulo entre los dientes.



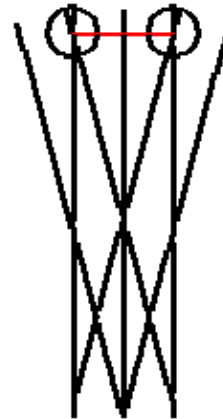
2. Dibujar líneas paralelas a estas líneas, a una distancia igual a la altura de la cadena.



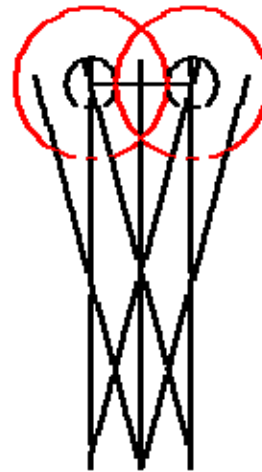
3. Un rodillo estará ubicado en cada intersección de las líneas paralelas y la circunferencia de paso. Dibuja un círculo igual al diámetro de los rodillos de la cadena.



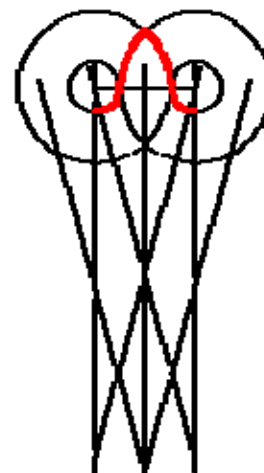
4. Trazar líneas entre los centros de rodillos.



5. Dibuja círculos alrededor de los centros de rodillos, que pasan por la intersección de los rodillos de otros y la línea entre los centros.

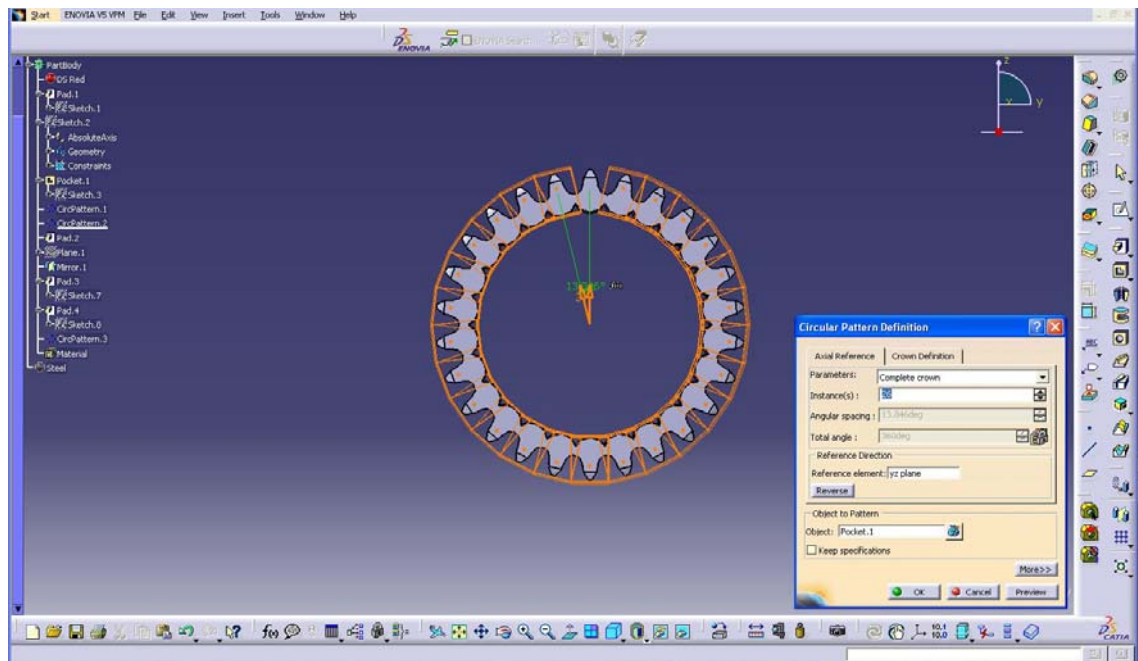


6. El perfil de los dientes es como se muestra.

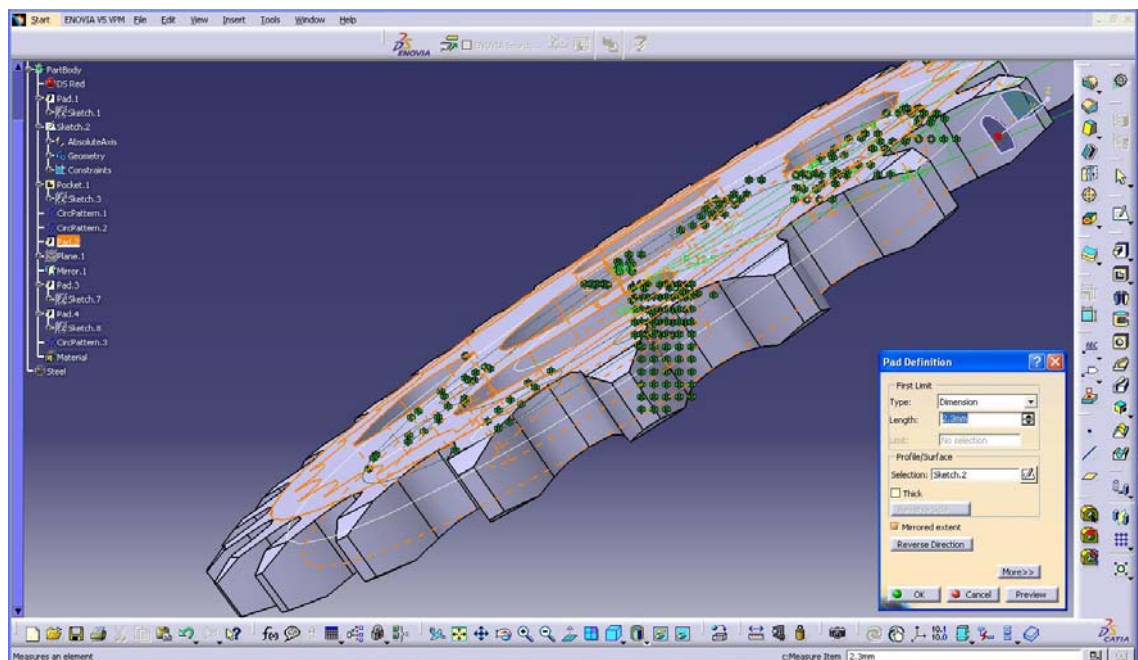


[illegible]

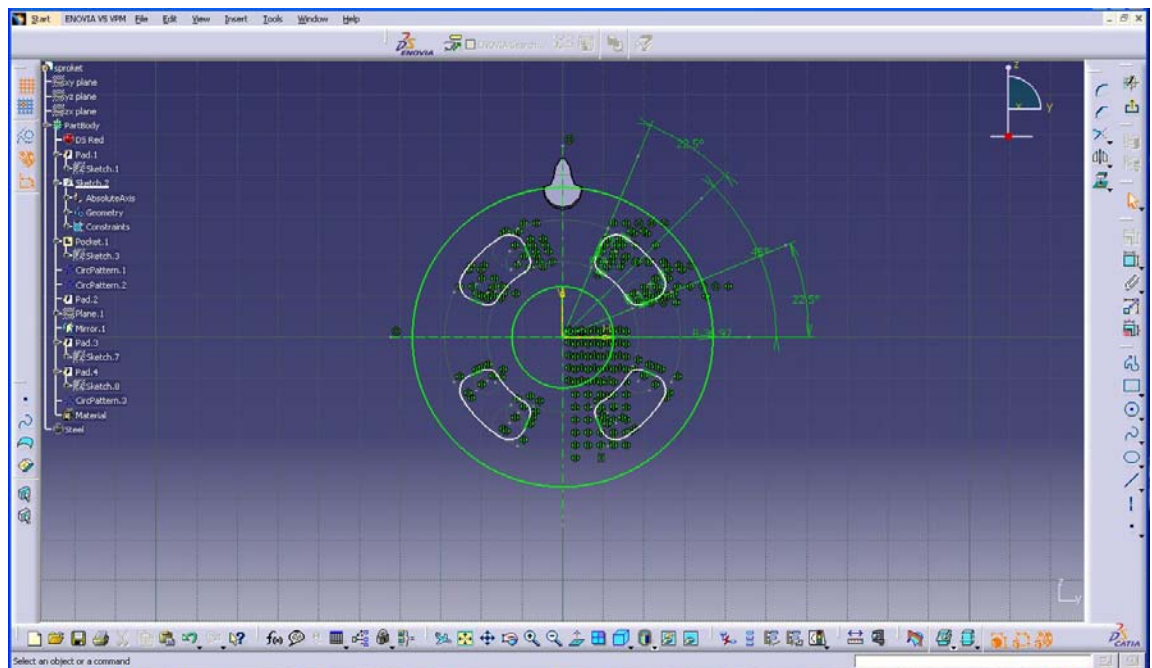
Después de terminar eso pasamos a crear un arreglo de los dientes sobre una circunferencia para obtener un total de 26 dientes.



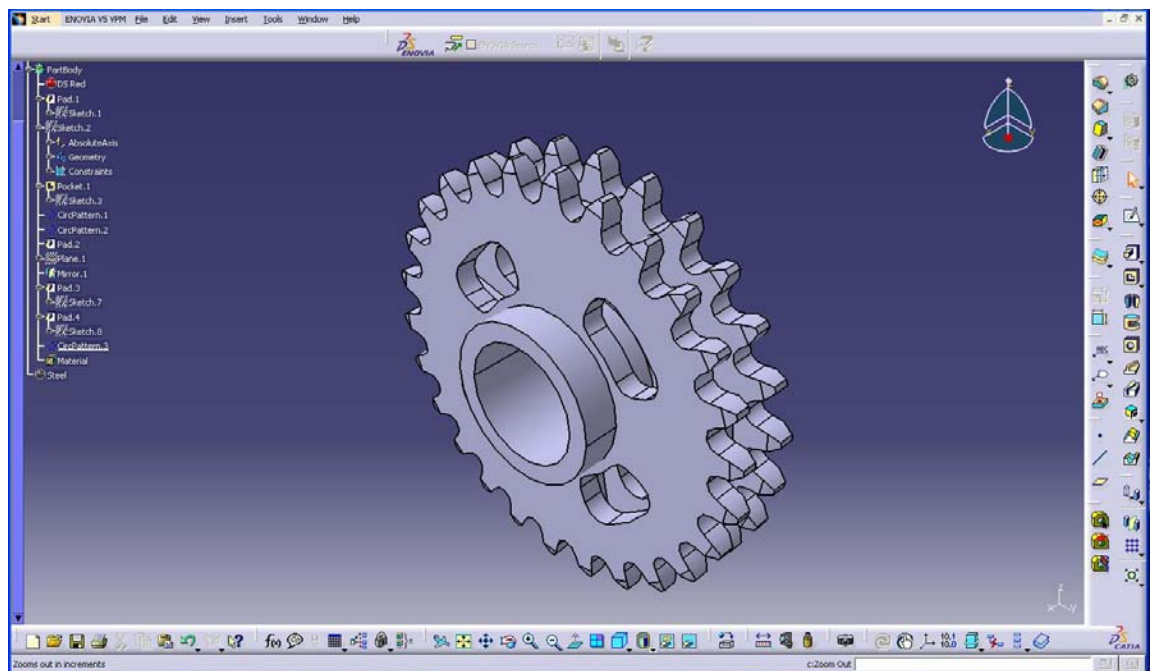
Con el arreglo de dientes, creamos la base solidad del palto con la cual luego crearemos un reflejo de esta a la distancia requerida para el ancho de la cadena y así tener el piñón doble casi terminado.



Ahora creamos un sketch, en el cual crearemos los aligeramientos de piñón.



El resultado final se muestra en la siguiente figura.



.Catarina

La metodología del diseño fue mediante sketches, en pesamos por dibujar un diente, tomando en cuenta que el diámetro ocupado según estándares de fabricación es de 20.46 cm y según tablas de fabricantes el numero de dientes para este diámetro es de 66.

Z	d_e	d_p
43	134.6	130.48
44	137.6	133.52
45	140.7	136.65
46	143.7	139.68
47	146.7	142.61
48	149.7	145.64
49	152.7	148.66
50	155.7	151.68
51	158.7	154.72
52	161.8	157.75
53	164.8	160.78
54	167.8	163.82
55	170.8	166.85
56	173.8	169.88
57	176.9	172.91
58	179.9	175.93
59	183.0	178.96
60	186.0	181.99
62	192.1	188.06
64	198.2	194.12
65	201.6	197.15
66	204.6	200.18
68	210.7	206.24
70	216.7	212.30
72	222.8	218.37

$$p = 9.525 \text{ mm}$$

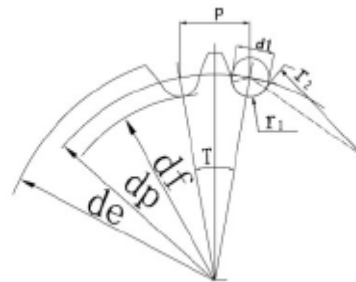
$$z = 66$$

$$d_1 = 5.08 \text{ mm}$$

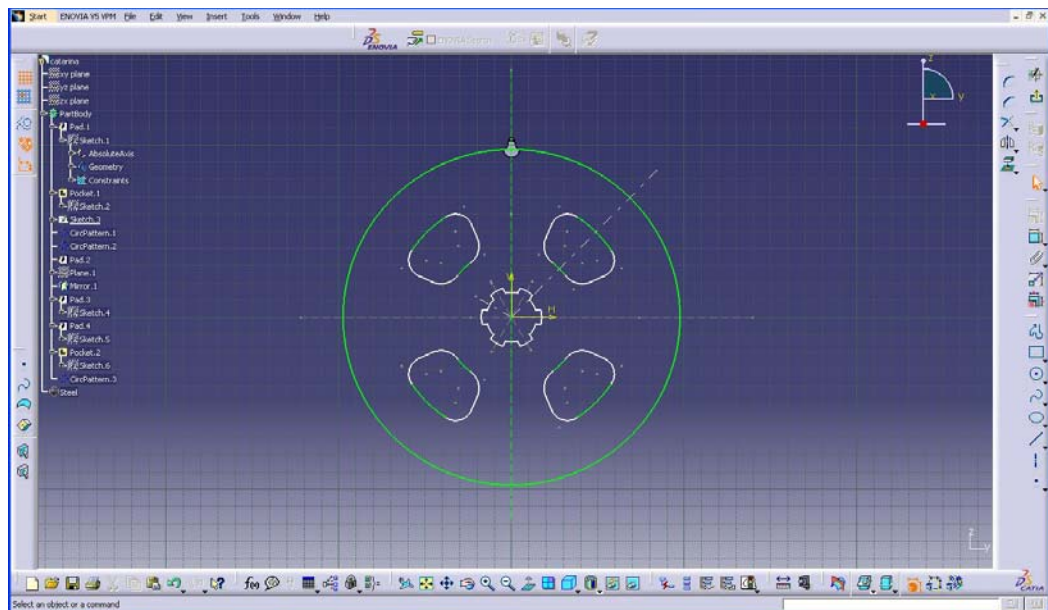
$$d_p = 200.18 \text{ mm}$$

$$d_f = 194.44 \text{ mm}$$

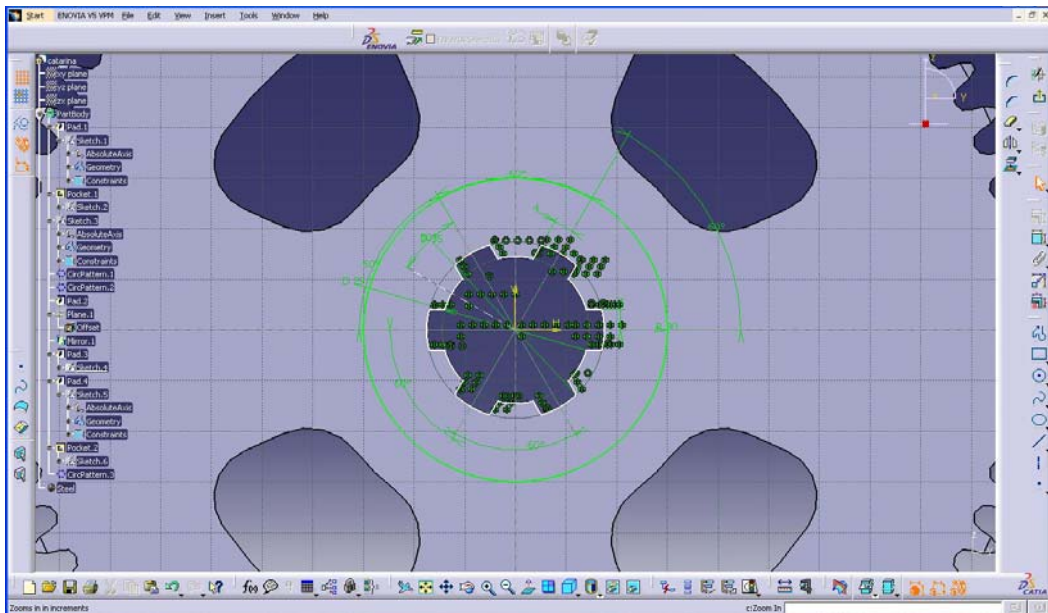
$$d_e = 204.6 \text{ mm}$$



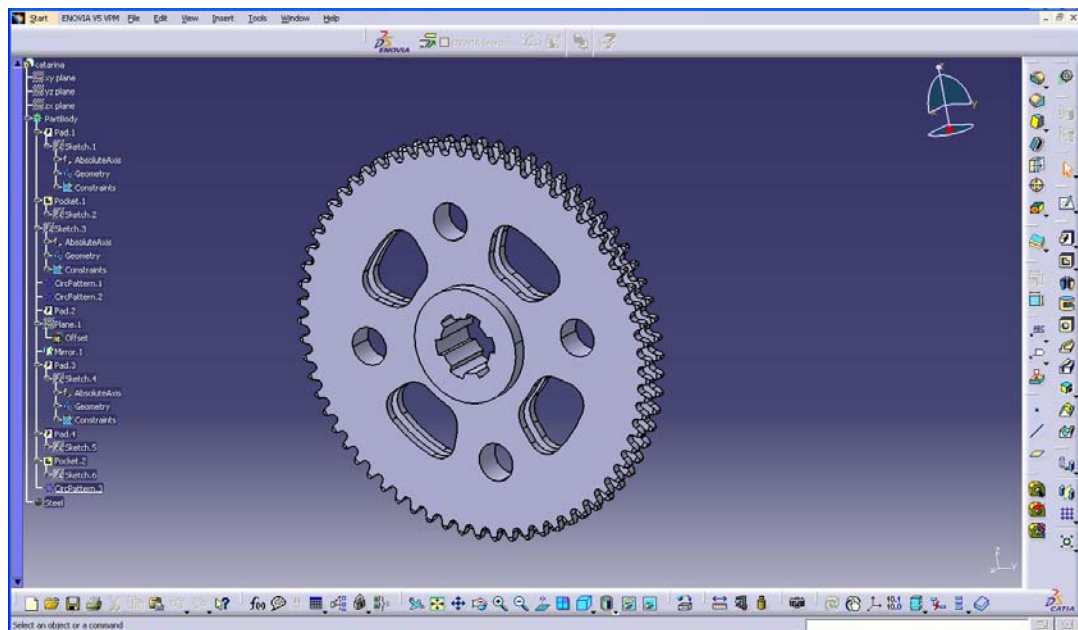
Construimos el sketch para los aligeramientos.



Ahora construimos el centro de la Catarina que en este caso es un eje de 6 barras.

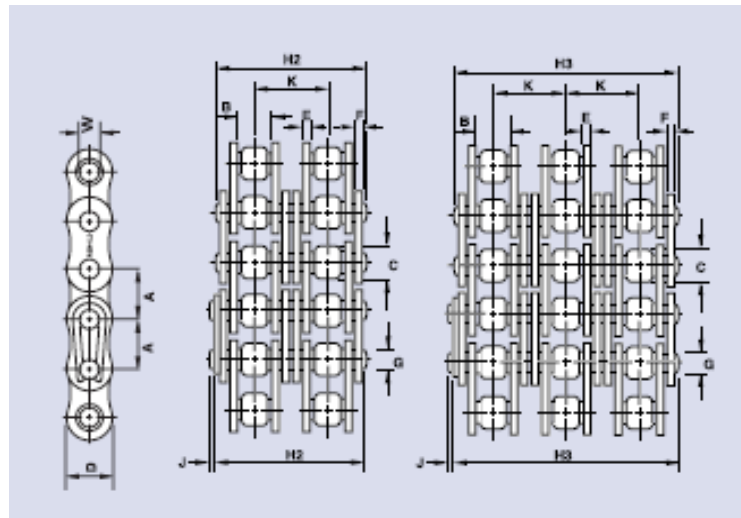


El resultado final se muestra en la siguiente figura.



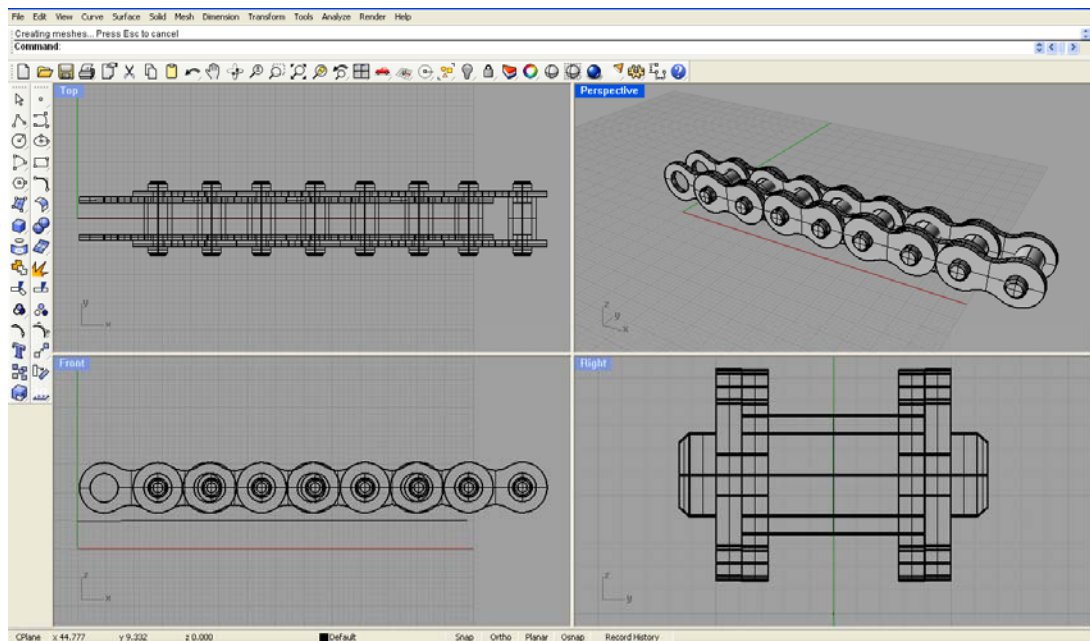
.Cadena de transmisión

La metodología del modelado esta basado en las especificaciones técnicas de la cadena que este caso es una cadena numero 35 doble. La cadena esta bajo normas estándar ANSI, la otra norma existente es la ISO para este caso la cadena tiene un numero que es 06C-2, donde -2 indica que es una cadena doble.

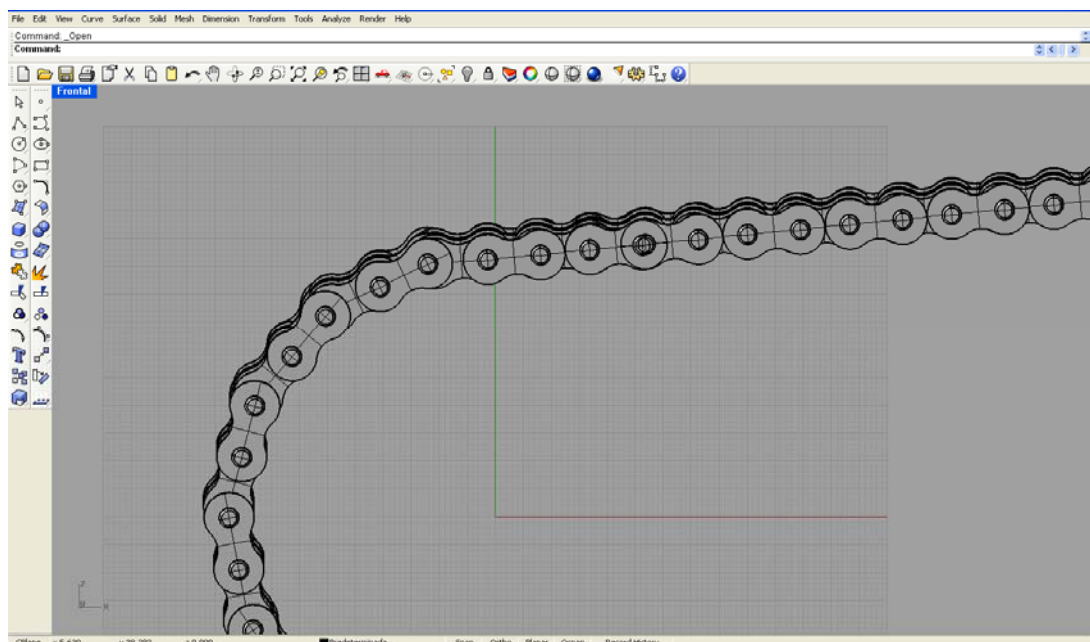


ISO No	Pitch Inch	Pitch mm	Inside Width Min	Roller Dia Max	Plate Height Max	Plate Width Inner Max	Plate Width Outer Max	Pin Dia Max	Pin Len Max	Con Link Extra Max	Trans Pitch Norm	ISO606 Tensile Strength Min	Weight kg/m
	A	A	B	C	D	E	F	G	H2	J	K	(N) ‡	
04C-2	0.25	6.35	3.10	3.30	6.00	0.73	0.73	2.31	15.50	2.50	6.40	7000	0.26
06C-2	0.375	9.525	4.68	5.08	9.00	1.25	1.25	3.58	23.40	3.30	10.13	15800	0.70
08A-2	0.500	12.70	7.95	7.95	12.00	1.50	1.50	3.96	32.30	3.90	14.38	27800	1.20
10A-2	0.625	15.875	9.40	10.16	15.00	2.00	2.00	5.08	39.90	4.10	18.11	43600	1.90
12A-2	0.750	19.05	12.57	11.91	18.00	2.40	2.40	5.94	49.80	4.80	22.78	62600	2.90
-	0.75	19.05	12.57	11.91	17.40	3.17	3.17	5.94	54.70	4.80	26.11	62600	3.50
16A-2	1.000	25.40	15.75	15.88	24.10	3.00	3.00	7.92	62.70	5.40	29.29	111200	5.00
-	1.000	25.40	15.75	15.88	23.00	4.00	4.00	7.92	68.10	5.40	32.59	112200	5.75

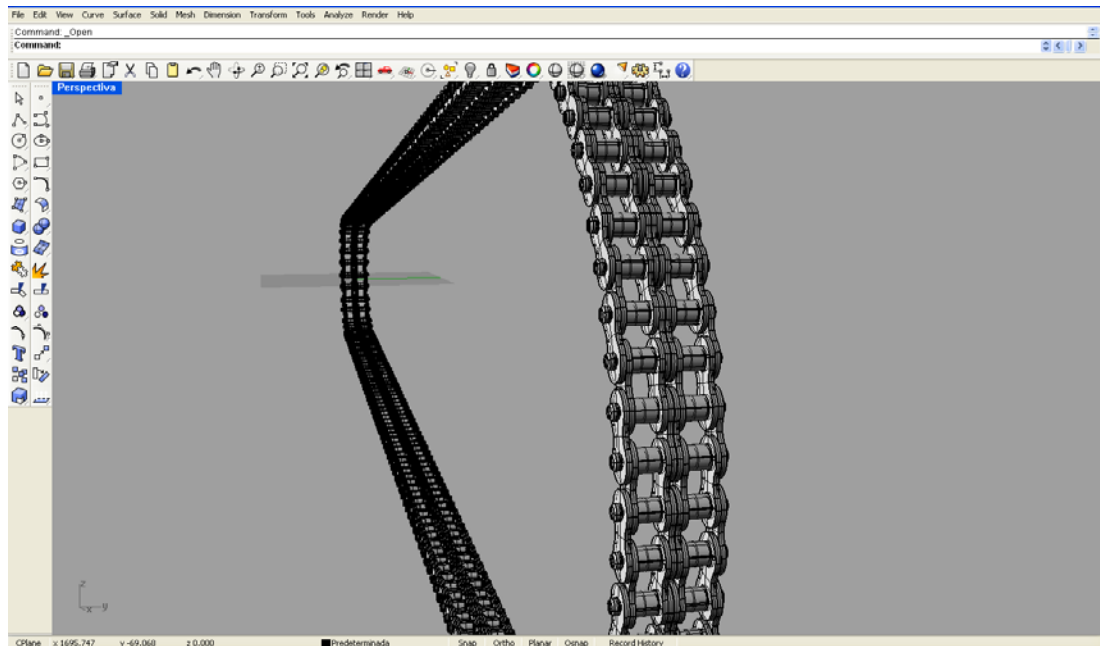
Para la cadena ocupamos otro software de modelado en 3D, para poder crear los eslabones, según las especificaciones técnicas.



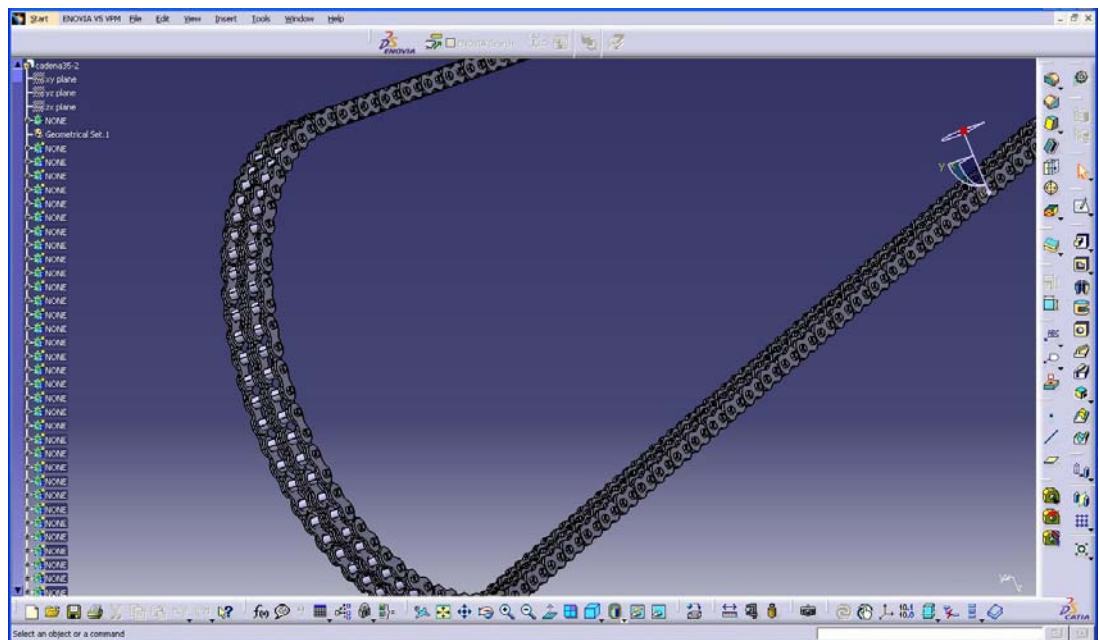
Teniendo los eslabones procedemos a crear un arreglo para crear la cadena, teniendo la distancia ente los centros del piñón y la Catarina creamos la cadena.



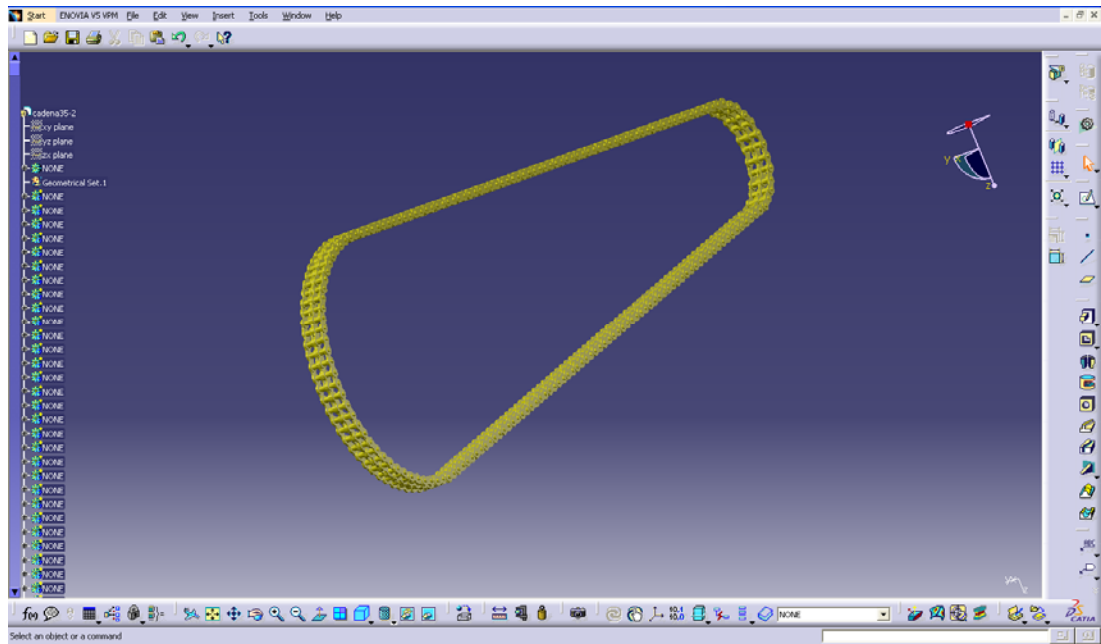
Ahora hacemos un reflejo y creamos la cadena doble.



Después ya podemos importar la cadena al software de CAD para modificar las propiedades de esta.

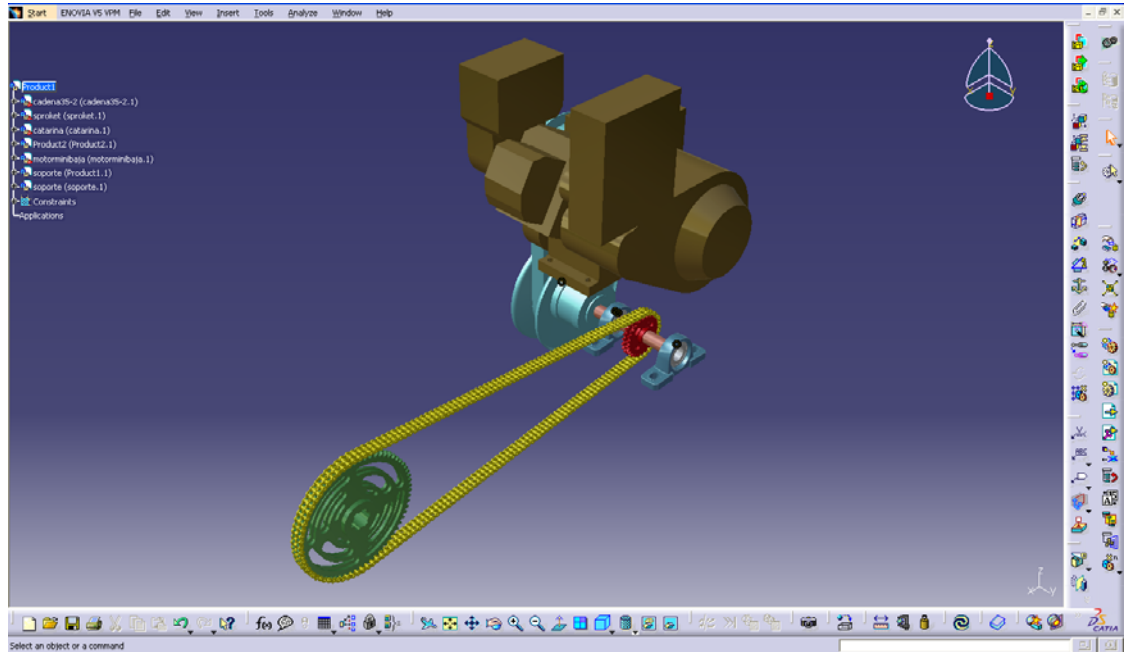


Al final tendremos la cadena terminada, tal como se muestra en la figura.



.ENSAMBLE

Por ultimo hacemos el ensamble de nuestro sistema, ocupando otros componentes para su funcionamiento optimo.



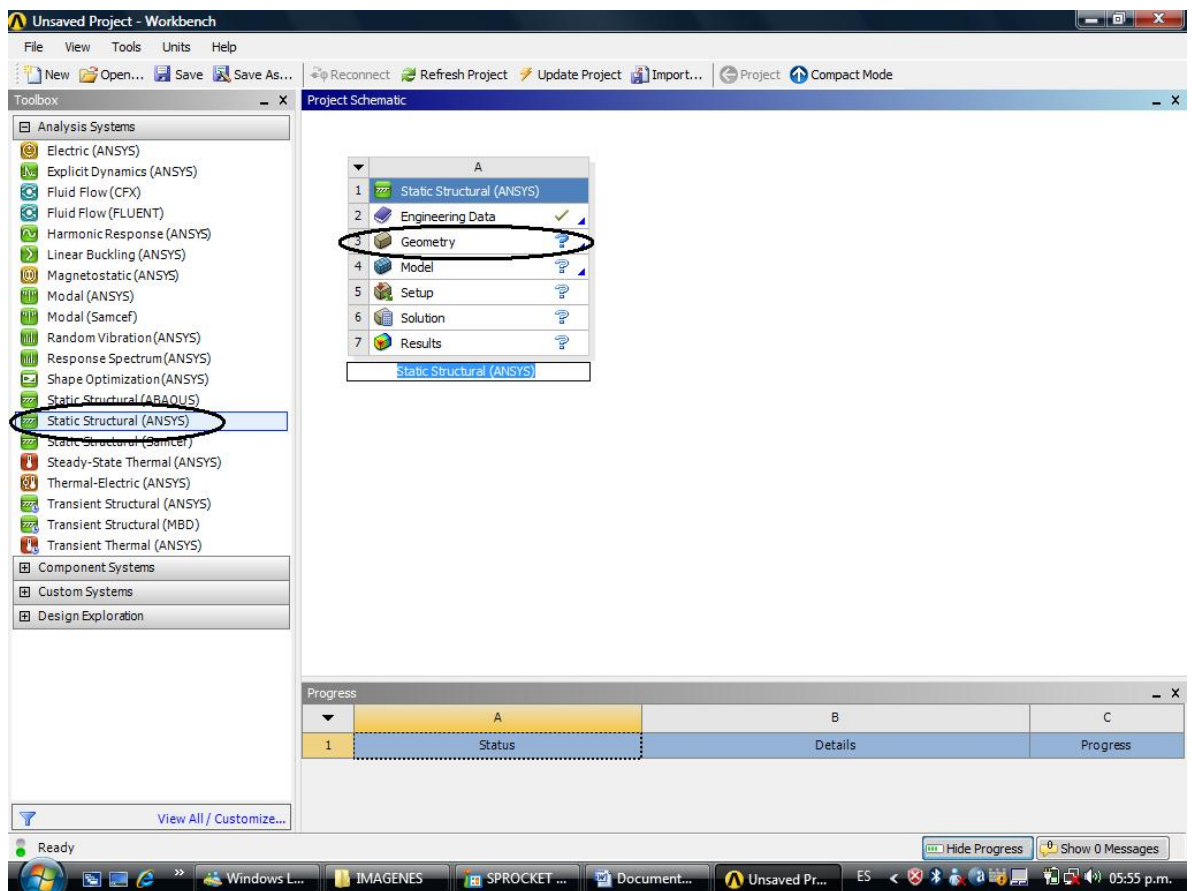
CAPITULO 5

SIMULACION NUMERICA

SIMULACION NUMERICA.

DESARROLLO DEL ANALISIS DE LA CATARINA EN ANSYS WORKBENCH 12.

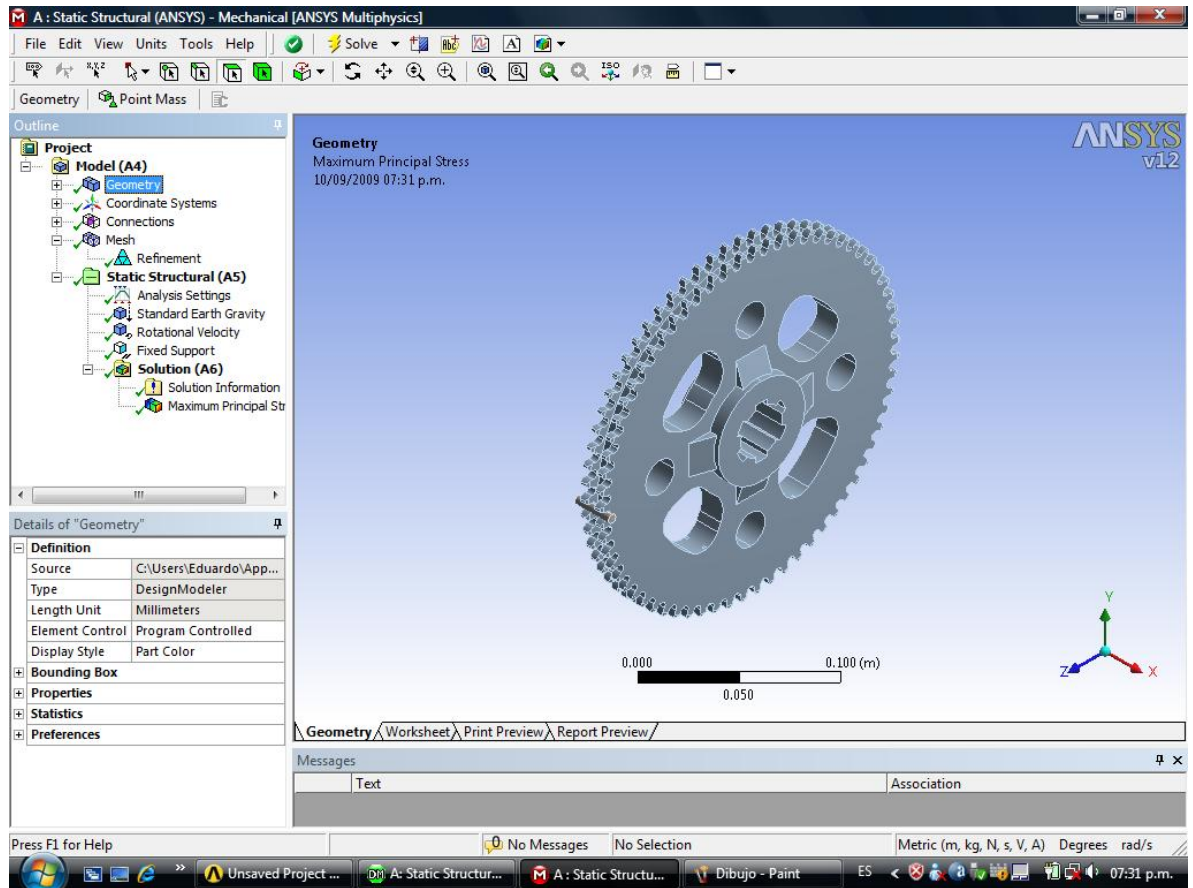
Para desarrollar el análisis mecánico de la catarina en el programa ANSYS WORKBENCH 12 primero se tiene que seleccionar en el menú de Toolbox la opción de Static Structural (ANSYS). Después de seleccionar esta opción aparecerá un submenú en la pantalla principal, en este submenú seleccionaremos la opción número 3 que es Geometry, esta opción abrirá otra ventana con el nombre de Static Structural.



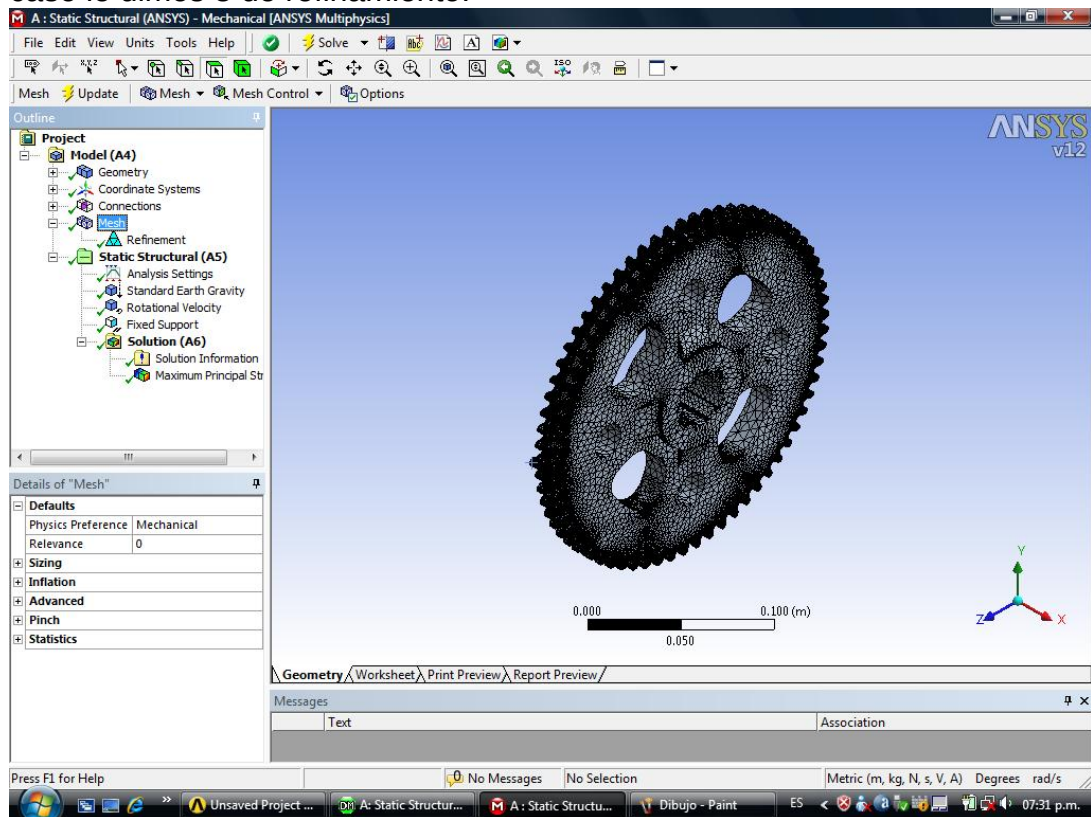
En la pantalla de Static Structural aparecerá una opción para seleccionar la unidades en las cuales estarán las piezas, en esta ventana se seleccionara las unidades en las cuales están hechas las piezas, en nuestro caso fueron milímetros.

Después en el menú de tareas abriremos el menú de File – Import External Geometry File... esta opción no permitirá cargar la pieza a ser analizada. La pieza debió ser guardada con anterioridad con la terminación “.iges”.

Cuando hayamos seleccionado la pieza a ser cargada después presionaremos la opción de Generate o dentro del árbol daremos click derecho en la opción de Import1 y seleccionaremos la opción de Generate. Después de esto nuestra pieza se generara.

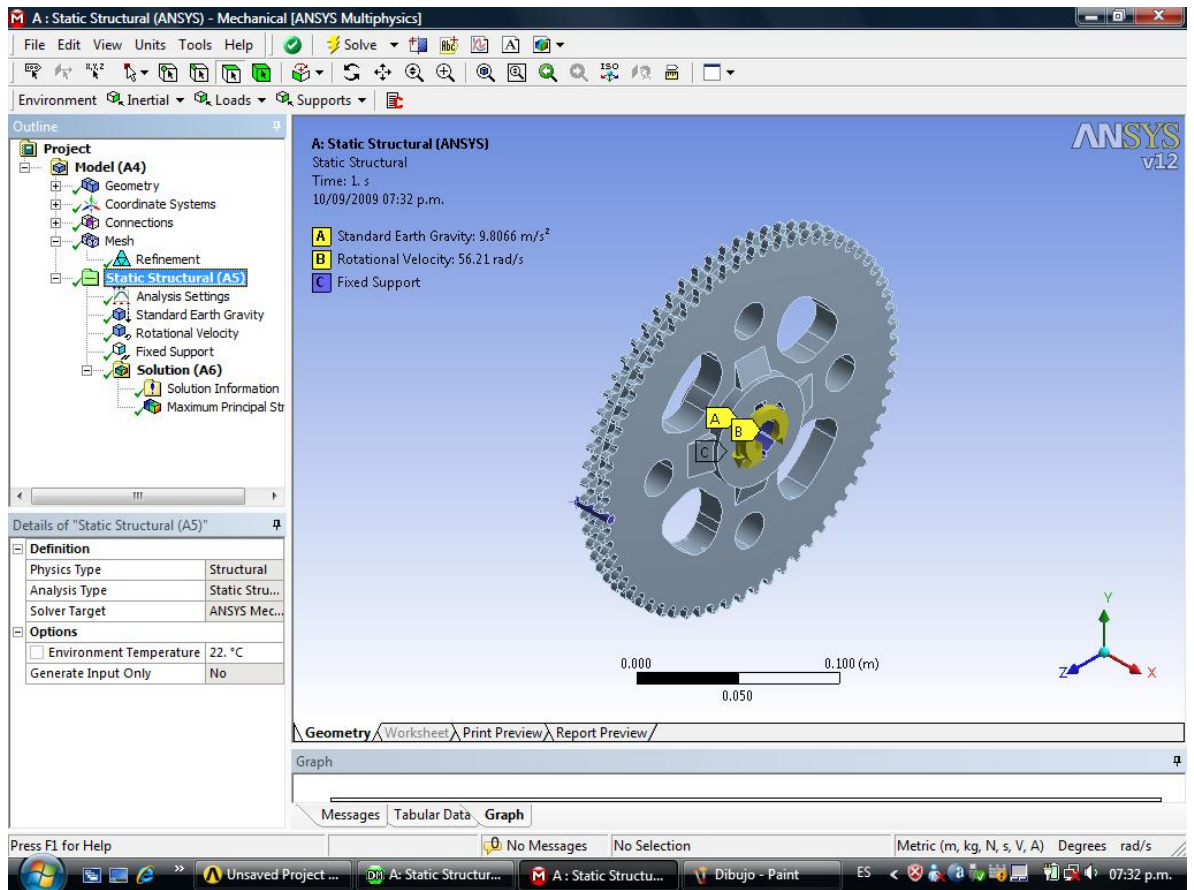


Para generar la malla de la pieza, en la ventana de Project seleccionaremos la cuarta opción que dice Model, el programa abrirá otra ventana que se llamara Mechanical, en esta ventana, en la opción de Mesh que se localiza en el árbol le daremos click derecho y seleccionaremos la opción de Generate Mesh. Si se requiere refinar el tamaño de la malla, en la opción de Mesh se le dará click derecho y en la opción de insert se le dará el grado de refinamiento de la malla, en este caso le dimos 3 de refinamiento.

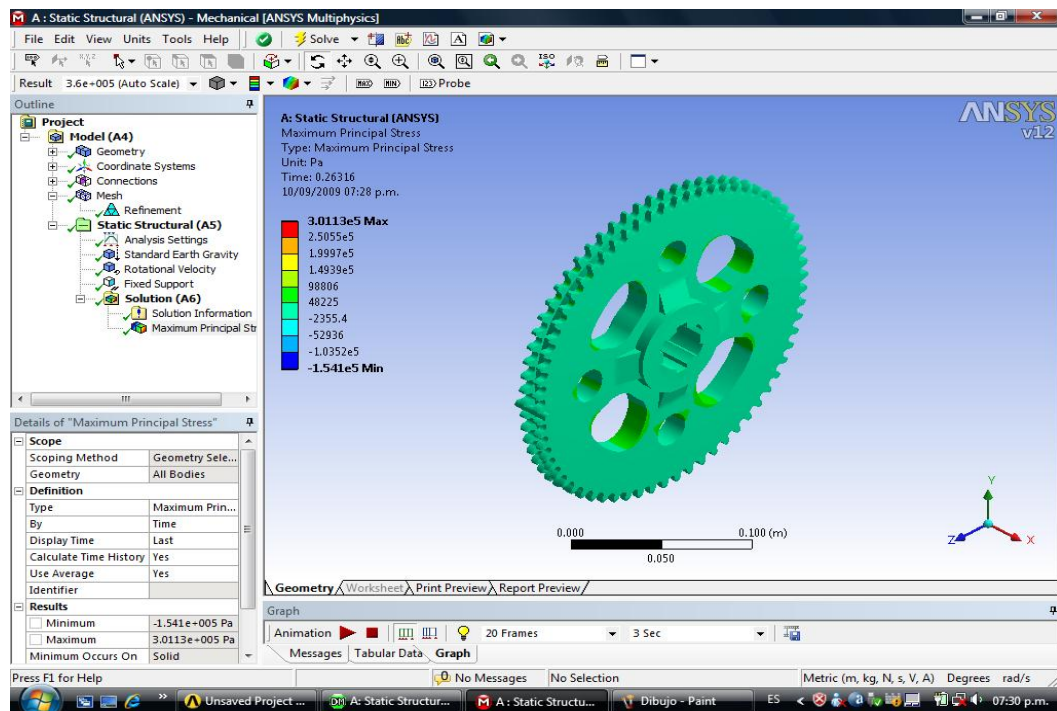
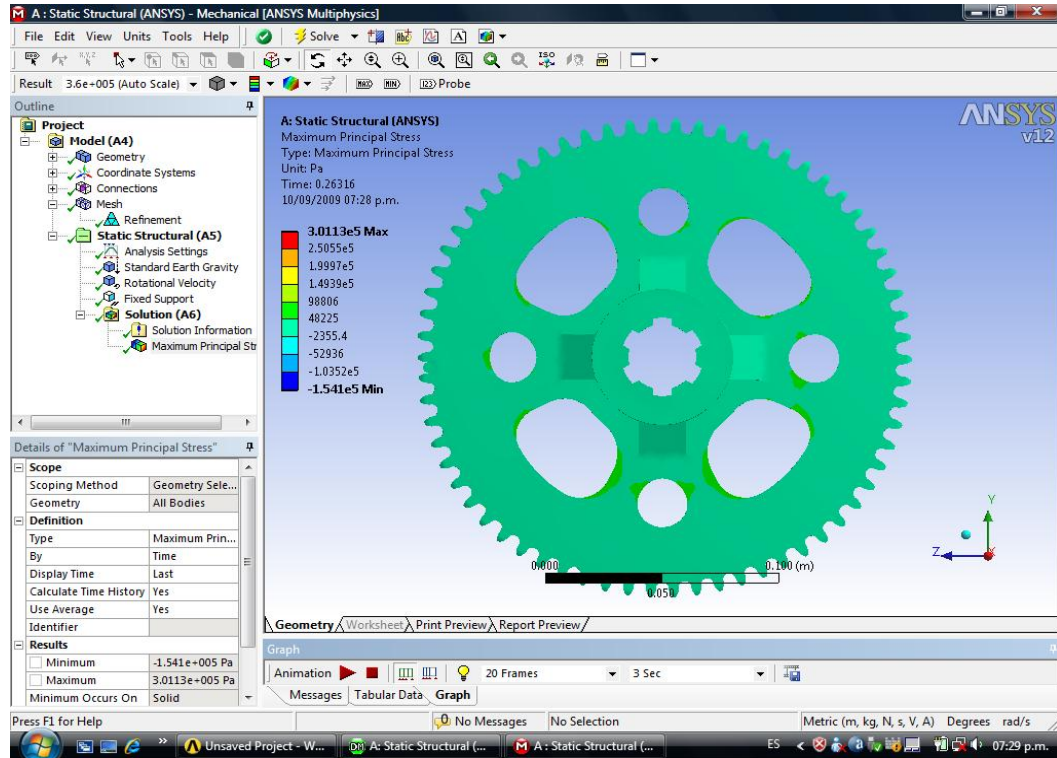


Ya que hemos generado la malla el siguiente paso es introducir las restricciones del análisis. En este caso las restricciones se generaran desde el árbol en la opción de Analysis Setting, se le da click derecho a esta opción y escogemos las restricciones las cuales fueron las siguientes:

Stándard Heart Gravity.
Rotacional Velocity.
Fixed Support.

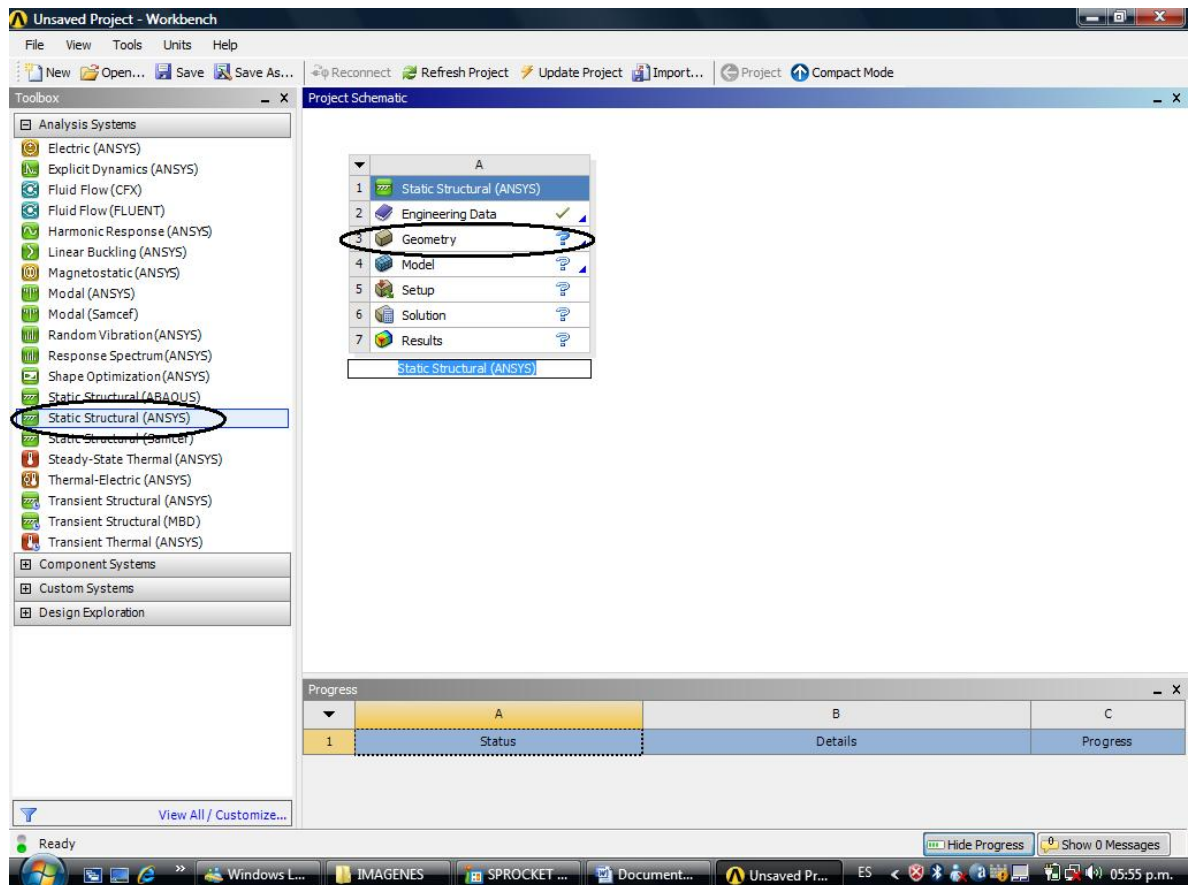


Hecho esto en la opción de Solution ubicado en el árbol le daremos click derecho seleccionaremos Insert - Stress – Maximum Principal. Y el el icono de máximo Principal Stress le daremos click derecho y seleccionaremos la opción de Solve.



DESARROLLO DEL ANALISIS DEL SPROCKET EN ANSYS WORKBENCH 12.

Para desarrollar el análisis mecánico del sprocket en el programa ANSYS WORKBENCH 12 primero se tiene que seleccionar en el menú de Toolbox la opción de Static Structural (ANSYS). Des pues de seleccionar esta opción aparecerá un submenú en la pantalla principal, en este submenú seleccionaremos la opción número 3 que es Geometry, esta opción abrirá otra ventana con el nombre de Static Structural.

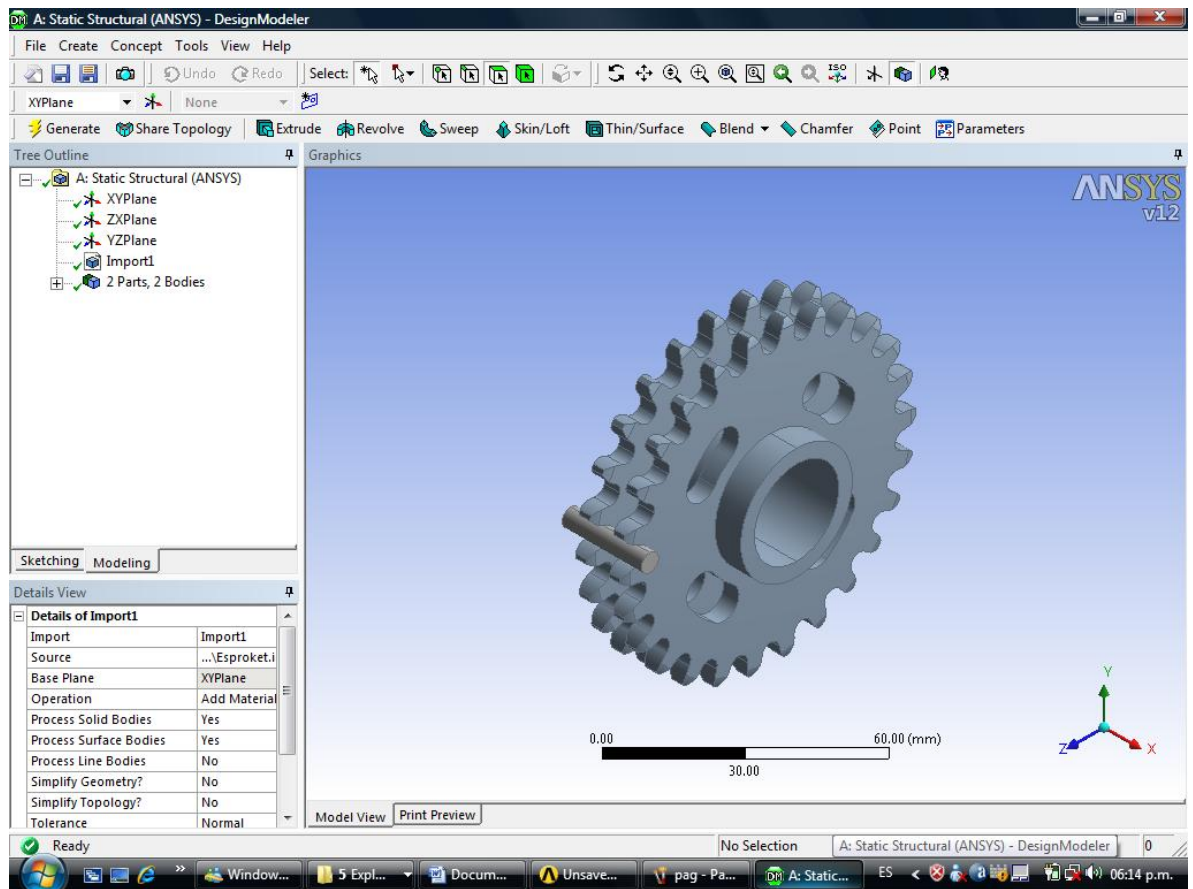


En la pantalla de Static Structural aparecerá una opción para seleccionar la unidades en las cuales estarán las piezas, en esta ventana se seleccionara las unidades en las cuales están hechas las piezas, en nuestro caso fueron milímetros.

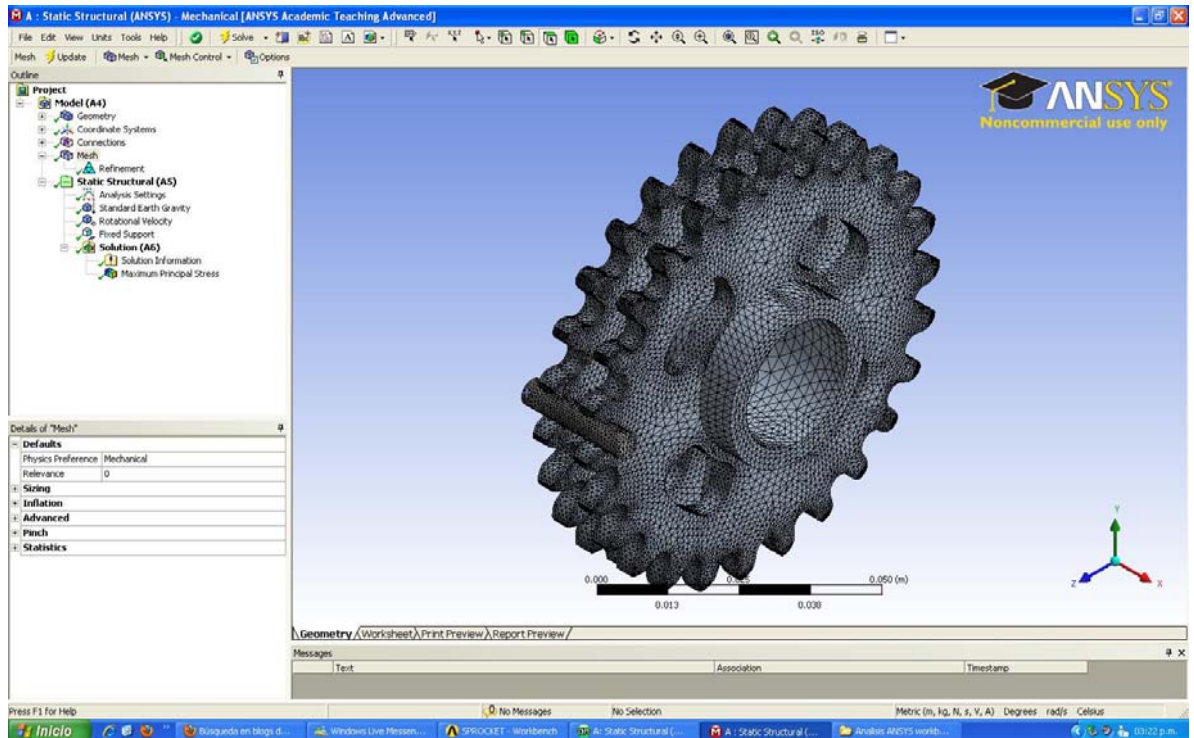
Después en el menú de tareas abriremos el menú de File – Import External Geometry File... esta opción no permitirá cargar la pieza a ser analizada. La pieza debió ser guardada con anterioridad con la terminación “.iges”.

Cuando hayamos seleccionado la pieza a ser cargada después presionaremos la opción de Generate o dentro del árbol daremos click

derecho en la opción de Import1 y seleccionaremos la opción de Generate. Después de esto nuestra pieza se generara.

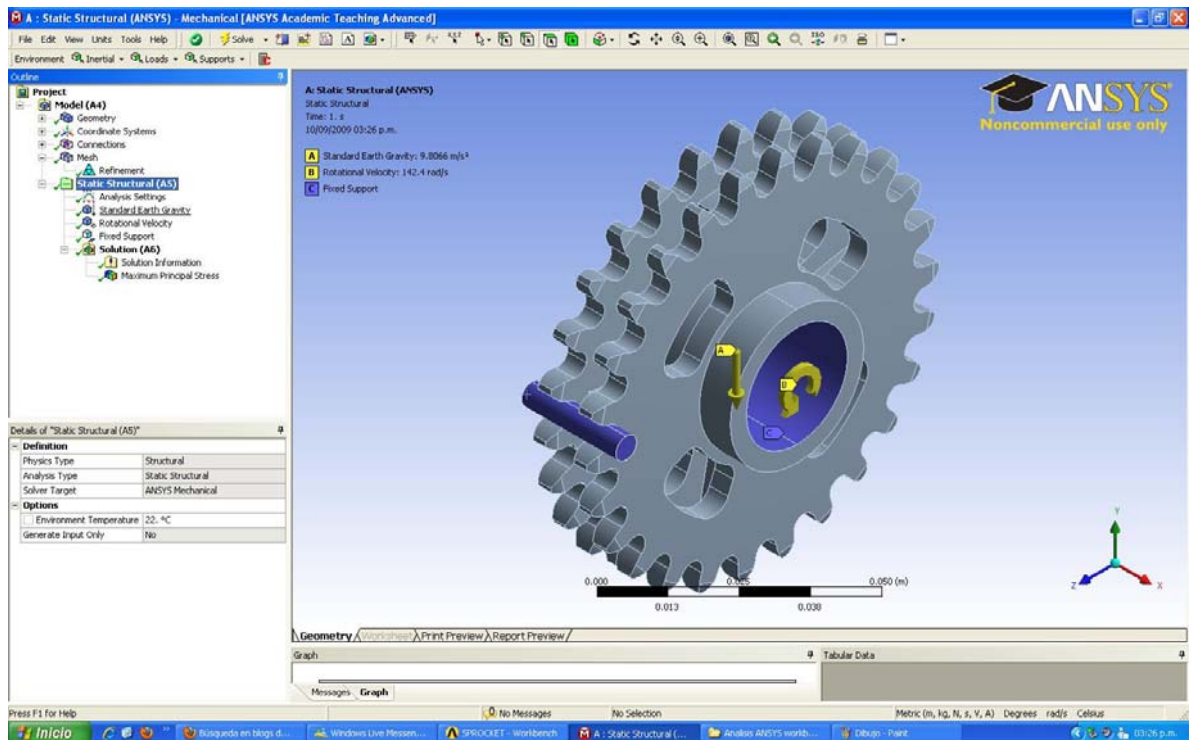


Para generar la malla de la pieza, en la ventana de Project seleccionaremos la cuarta opción que dice Model, el programa abrirá otra ventana que se llamara Mechanical, en esta ventana, en la opción de Mesh que se localiza en el árbol le daremos click derecho y seleccionaremos la opción de Generate Mesh. Si se requiere refinar el tamaño de la malla, en la opción de Mesh se le dará click derecho y en la opción de insert se le dará el grado de refinamiento de la malla, en este caso le dimos 3 de refinamiento.

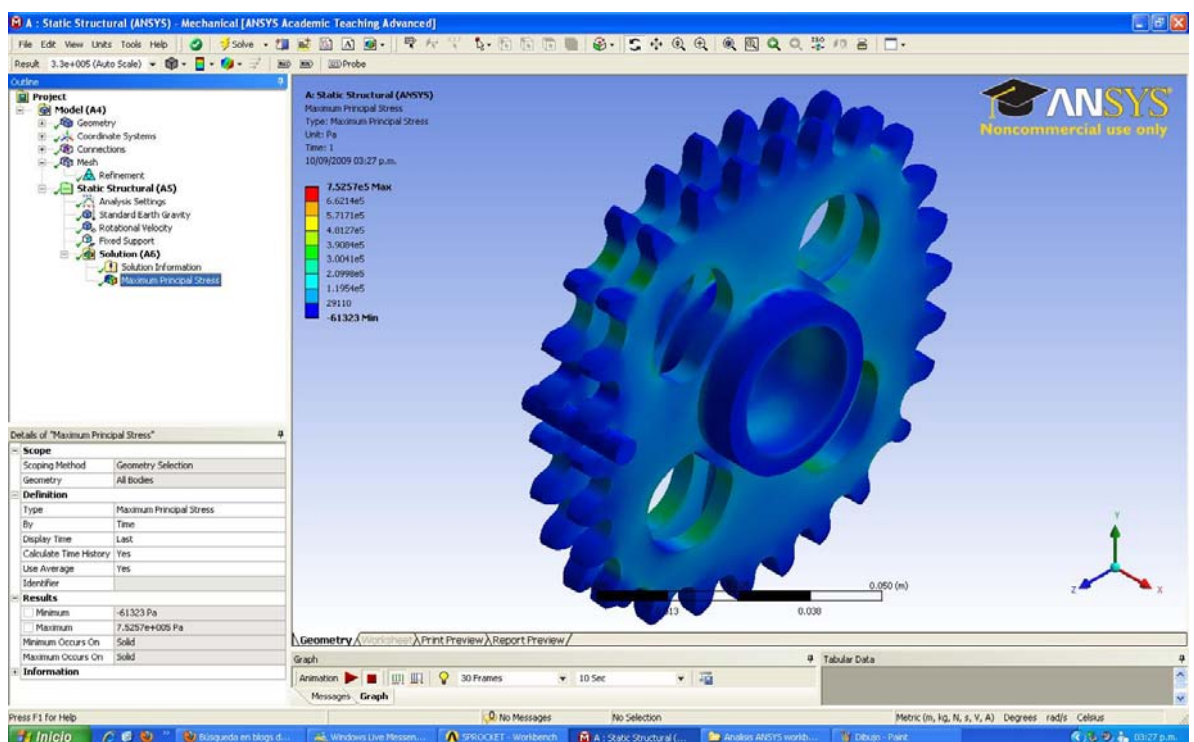


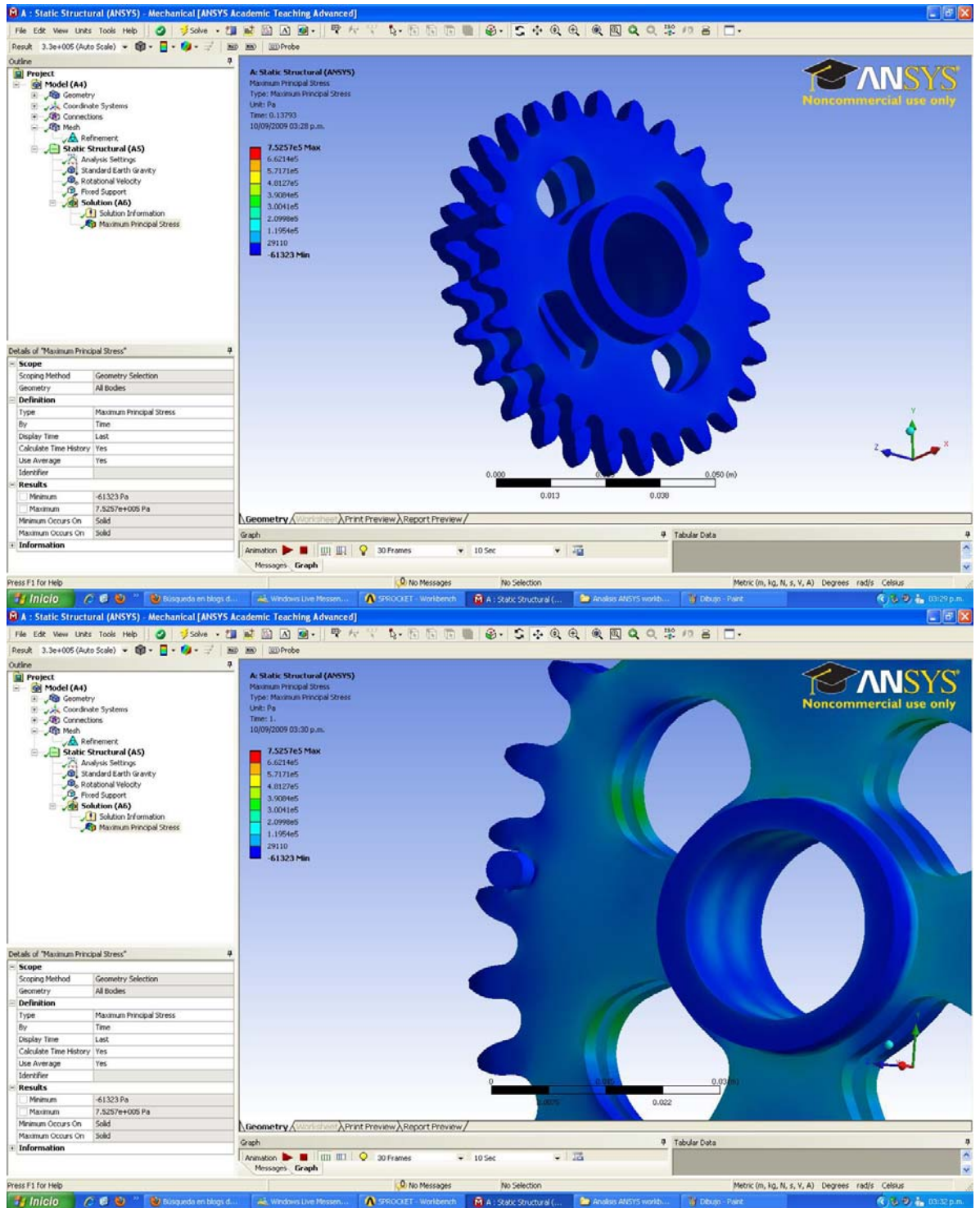
Ya que hemos generado la malla el siguiente paso es introducir las restricciones del análisis, en este caso las restricciones. Las restricciones se generaran desde el árbol en la opción de Analysis Setting, se le da click derecho a esta opción y escogemos las restricciones las cuales fueron las siguientes:

- Stándard Heart Gravity.
- Rotacional Velocity.
- Fixed Support.



Hecho esto en la opción de Solution ubicado en el árbol le daremos click derecho seleccionaremos Insert - Stress – Maximum Principal. Y el el icono de máximo Principal Stress le daremos click derecho y seleccionaremos la opción de Solve.





CONCLUSIONES

En la realización de este diseño observamos la importancia de implementar una metodología de diseño basándonos en normas para la realización tanto del diseño como de las pruebas mecánicas a cada elemento mecánico que componía nuestro sistema desde la concepción del mecanismo hasta obtener los resultados mediante las pruebas del mismo.

Al modelar cada elemento teníamos que estar en constante comunicación con cada equipo pues todos los elementos están relacionados con diferentes sistemas del auto; particularmente con nuestro sistema desde el modelado se propusieron varias formas para el diseño de la transmisión, llegando a la mejor opción que la transmisión tenía que ser por cadena tanto por espacio, costo de material, tipo de motor y nos produce la capacidad requerida para el sistema.

Después de los respectivos cálculos nos dimos a la tarea del modelado de cada elemento en los que propusimos tanto formas como aligeramientos a los mismos, los cuales al analizar los elementos en Ansys nos obtuvimos resultados tanto factibles y no satisfactorios en especial en los aligeramientos, pues con dichos aligeramientos el material tenía la resistencia requerida, con lo cual al modificar cada elemento obtuvimos los resultados que esperábamos utilizando los materiales seleccionados los cuales fueron acero en la cada engrane y acero en la cadena.

Como conclusión final podemos decir que obtuvimos los resultados esperados para un trabajo optimo del sistema.

Como egresados de la carrera Ingeniería Aeronáutica de la especialidad en diseño y construcción, inmersos en el profundo cambio educacional que lleva a cabo la Institución, utilizando la tecnología y la ciencia disponibles y combinándola con hombres preparados moral, mental e intelectualmente, se puede obtener el éxito no importando cuán difícil o imposible parezca la tarea encomendada.

GLOSARIO

Engrane. Rueda dentada. Una rueda con el perímetro totalmente cubierta de dientes.

ANSI. Instituto Nacional Americano de Normas/Normalización. Es el representante de Estados Unidos en la ISO.

ISO. Generadas por la organización Internacional de la Standarización busca básicamente fomentar y desarrollar una cultura común de calidad a nivel mundial.

SPROKET. Rueda dentada que se usa con cadena que tambien pueden ser catarinas y piñones.

CADENA DE TRANSMISION. Conjunto de eslabones o anillos enlazados entre si, que sirven para sujetar, estirar y para la transmisión de movimiento en las maquinas.

ESFUERZO NORMAL. O esfuerzo axial, es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal de un prisma mecánico.

METODO DE ELEMENTO FINITO. Es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

SKETCH. Plantilla como punto de partida para el modelado de una pieza en un programa de diseño.

BIBLIOGRAFIA

Cotaquispe, Orlando. (2008) "Determinación del punto de mayor esfuerzo normal en el pie de diente de un engranaje de dientes rectos exteriores mediante el método de los elementos finitos". [en línea]. Perú, disponible en <http://eventos.fim.uclv.edu.cu/comec/cd-2008/ponencias/c2/c2t25.pdf> [acceso día 06 de agosto del 2009].

Ortiz, Oswaldo. (2004) "Banco de pruebas para engranes" en *Web de la universidad de Guadalajara*. [en línea]. México, disponible en http://expodime.cucei.udg.mx/sep2004/memoria/Folio_16.pdf [acceso el día 06 de agosto del 2009].

Fuentes, Alfonso. (2004) "Análisis tensional por elementos finitos de engranes rectos con geometría modificada" en *Revista iberoamericana de ingeniería mecánica*. [en línea]. España, disponible en http://www.uned.es/ribim/volumenes/Vol8N1Mar_2004/V8N1A02%20Fuentes.pdf [acceso el día 09 de agosto del 2009].

Robert Mott, (2006) "*Diseño de elementos de maquina*", cuarta edición.

James Gere, (2006) "Mecánica de materiales", sexta edición.

Hibbeler (2006) "Mecánica de materiales", sexta edición.

Dassault Systemes, CAD/CAM/CAE, **CATIA** (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application) V5R19.

Swanson Analysis Systems, Inc. **ANSYS 12, ANSYS Workbench**.

Rhinoceros (nurbs modeling for Windows) v4.0 SR5b.