

ENSAM – Paris

Ecole Nationale Supérieure D'Arts et Métiers

RESUMEN

PROYECTO DE FIN DE CARRERA

PJE – FISE – PA – F12082

**ESTUDIO, DIMENSIONADO Y VALIDACION DE UNA BOMBA
VOLUMETRICA**

JUNIO 2012

Presentado por: Ana Izquierdo Peces

Profesor responsable: Ricardo Noguera

INDICE

INDICE.....	2
1. INTRODUCCION	3
1.1 Estudio teórico de las bombas volumétricas	3
1.2 Problema de las bombas volumétricas	4
2. PRE-DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES.....	5
2.1 Engranajes cilíndricos rectos – Parámetros	5
2.3 Metodología de dimensionado	6
2.1 Obtención de los parámetros de funcionamiento de la	8
bomba	8
3. CONCEPCION Y DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES.....	9
3.1. Dimensionado normalizado	9
3.4 Dimensionado con “déport” (x)	10
3.4 Diseño del perfil del diente	11
4. ENGRANAJES EN FUNCIONAMIENTO.....	13
5. CONCLUSION	14
6. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	15

1. INTRODUCCION

El objetivo de este estudio consiste en la optimización de la capacidad de aspiración de una bomba volumétrica a engranajes.

1.1 Estudio teórico de las bombas volumétricas

Las bombas de líquidos se dividen en dos categorías principales:

- Bombas centrífugas: el movimiento del líquido resulta del aumento de energía comunicado por la fuerza centrífuga.
- Bombas volumétricas: una masa fluida es confinada en uno o varios compartimentos que se desplazan desde la zona de entrada (de baja presión) hasta la zona de salida (de alta presión) de la máquina.

Distinguimos dos tipos de bombas volumétricas:

- Las bombas volumétricas rotativas: Está constituidas por una pieza móvil animada de un movimiento de rotación en torno a un eje que gira en el cuerpo de la bomba y que crea el movimiento del líquido bobeadado por desplazamiento de un volumen desde la aspiración hasta la salida, como las bombas de engranajes externos.
- Las bombas volumétricas alternativas: la pieza móvil está animada por un movimiento alterativo, como las bombas de pistón.

Bombas de engranajes externos

La bomba a engranajes está constituida por dos engranajes girando en el interior del cuerpo de la bomba. El funcionamiento es la aspiración del líquido en el espacio entre dos dientes de engranaje y de dejarlos salir en la sección de salida debido al movimiento de estos.

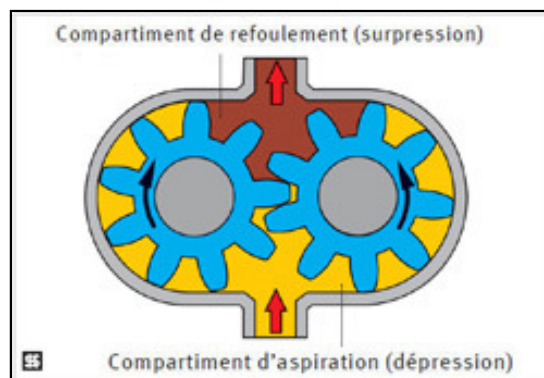


Figure 1-1 : Funcionamiento de una bomba de engranajes

1.2 Problema de las bombas volumétricas

Uno de los mayores problemas que presentan las bombas de engranajes es el espacio entre las dos ruedas al engranar. Este espacio “muerto” afecta de manera diferente si el fluido es un gas o un líquido. Si el fluido es un gas, disminuye el rendimiento volumétrico de la bomba. Sin embargo, si el fluido es un líquido (fluido incompresible), las ruedas tienden a comprimir el fluido al engranar entre ellas, provocando un aumento de la temperatura y de la presión, lo que estropearía la bomba.

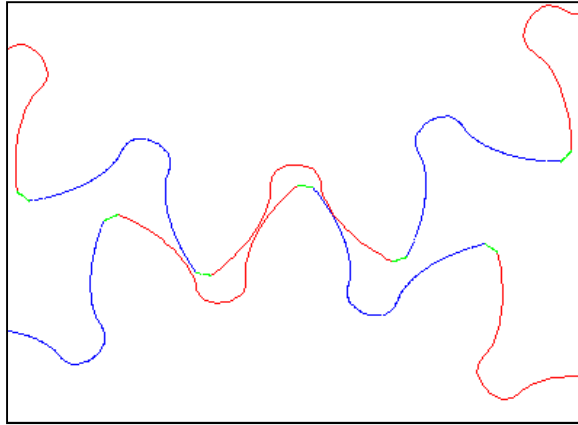


Figure 1-II : Espacio muerto

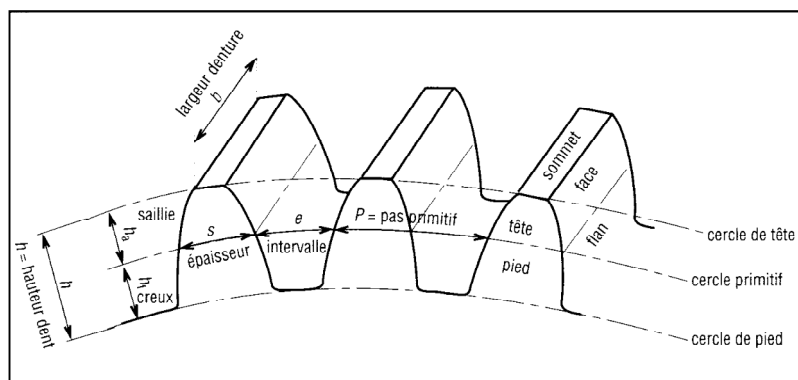
2. PRE-DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES

El objetivo de este proyecto es la obtención de un perfil de diente óptimo para reducir ese espacio muerto en el engrane de las ruedas de engranaje.

En un primer momento realizamos un dimensionamiento inicial que modificaremos añadiéndole un pequeño parámetro para mejorar el juego de los engranajes.

2.1 Engranajes cilíndricos rectos – Parámetros

d_e	diámetro exterior	h₁	altura
d	diámetro primitivo		$h_1 = 0.5 \cdot (d_e - d) = m$
d_i	diámetro interior	h₂	cresta
s	espesor del diente		$h_2 = 0.5 \cdot (d - d_i) = 1.166 \cdot m$
	$s = 0.4875 \cdot t$	b	anchura de la rueda/diente
t	paso primitivo	y	altura reducida
	$t = \pi \cdot m$		$y = \frac{h_1}{m}$
m	modulo	k	anchura reducida
	$m = \frac{d}{z}$		$k = \frac{b}{d}$
Z	número de dientes		



2.3 Metodología de dimensionado

Conociendo el caudal volumétrico Q_v , el rendimiento volumétrico y el rendimiento global, el dimensionado de los dientes será posible, a partir de un número de vueltas N , una altura de diente $y = h/m$ y una anchura elegida k . Para un número de dientes fijo, calculamos el módulo m , el diámetro primitivo d , el exterior d_{ext} y la anchura de la rueda, b , a partir de las siguientes fórmulas:

Módulo m :

Si $Q_v = N \cdot 2\pi \cdot d \cdot h_a \cdot b \cdot 10^{-6}$

y $\frac{b}{d} = k$; $d = m \cdot z$; $h_a = y \cdot m$

$$m = \sqrt[3]{\frac{Q_v \cdot 10^6}{2 \cdot \eta_v \cdot \pi \cdot N \cdot k \cdot Z^2}}$$

Q_v en l/min y N en rpm

Diámetro primitivo d (en mm): $d = m \cdot Z$

Diámetro exterior d_{ext} (en mm): $d_{ext} = 2 \cdot m + d$

Anchura de la rueda b (en mm): $b = k \cdot d$

Angulo de presión normalizado: $\alpha = 20^\circ$

Fuerza radial (f_{hyd}):

Force radiale = pression de refoulement · surface projectée de chaque roue

$$f_{hyd}(N) = 0,1 \cdot \Delta p \cdot b \cdot \frac{d_{ext}}{2} \cdot \left(1 + \frac{2}{\pi}\right)$$

Δp en bars et b, d_{ext} en mm

Esfuerzo radial (F_r) es el esfuerzo debido al engrane.

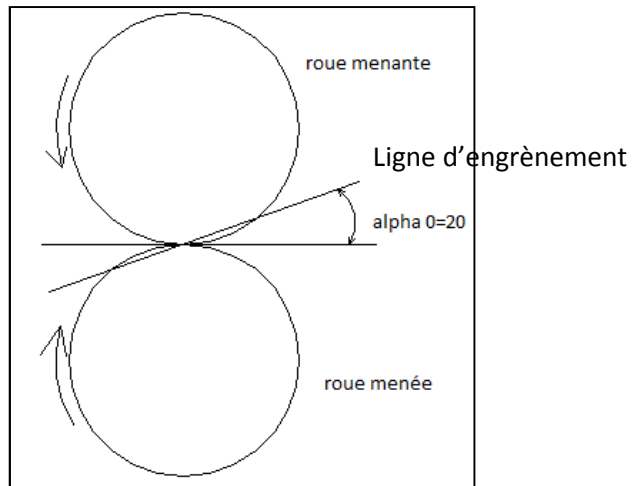


Figure 2-II : Forces ejercidas entre las ruedas

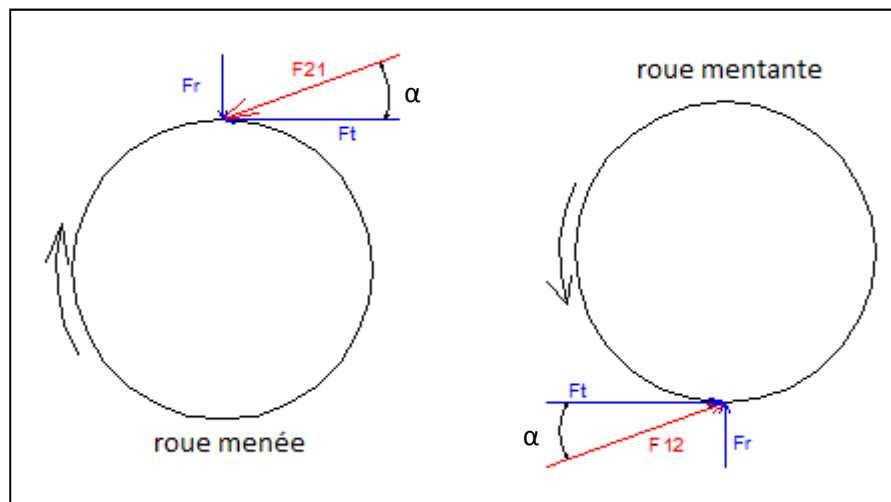


Figure 2-III : esfuerzos sobre cada rueda

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_t = \frac{\Delta p \cdot Q_v}{2\pi \cdot N \cdot \eta_v \cdot d}$$

$$F_r = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \Delta p \cdot 10^4 \cdot Q_v}{2\pi \cdot N \cdot d \cdot \eta_v}$$

$$F_{TOTAL} = \sqrt{F_r^2 + f_{hyd}^2}$$

2.1 Obtención de los parámetros de funcionamiento de la bomba

Empleamos una hoja de cálculo Excel para calcular los valores de dimensionado a partir del caudal, presión, las revoluciones, k e y , y rendimientos.

Para los valores dados, elegimos unas ruedas de 10 dientes.

Paramètres imposés							
Débit (l/mn)		0,025					
Pression (bars)		6					
Hypothèses							
Rendement vol		0,7					
Rendement		0,6					
Paramètres libres							
N (tr/mn)		100					
k=b/d		0,25					
y=h/m		1					
					efforts sur le pignon		
z	m (mm)	d(mm)	dext(mm)	b (mm)	fr(N)	fhydro(N)	ftotale(N)
10	1,31	13,15	15,78	3,29	1,10	25,47	25,49

Tableau I : Configuration optimale para el pre-dimensionado

3. CONCEPCION Y DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES

A continuación, realizamos un dimensionado de los dientes normalizado y después, modificaremos el análisis para reducir el espacio muerto en el engrane de las ruedas.

3.1.Dimensionado normalizado

- $Z = 10$
- $m_0 = 1,31 \text{ mm}$
- $\alpha_0 = 20^\circ$ (valor estandar de la norma europea)

$d \text{ (mm)}$	13
$d_b \text{ (mm)}$	12
$h_a \text{ (mm)}$	1,31
$h_f \text{ (mm)}$	1,638
$d_a \text{ (mm)}$	16
$d_f \text{ (mm)}$	9,825
$p_0 \text{ (mm)}$	4,115
$p_b \text{ (mm)}$	3,867
$s \text{ (mm)}$	2,058
$s_b \text{ (mm)}$	1,842
$s_a \text{ (mm)}$	0,769
$a \text{ (mm)}$	13

Tabla II : Valores del dimensionado sin « déport »

3.4 Dimensionado con “déport” (x)

La forma de reducir el volumen muerto nos introduce el concepto de « déport ». Consiste en desplazar la línea de referencia del útil de cremallera que talla el engranaje respecto a la línea primitiva, tangente al círculo primitivo de referencia.

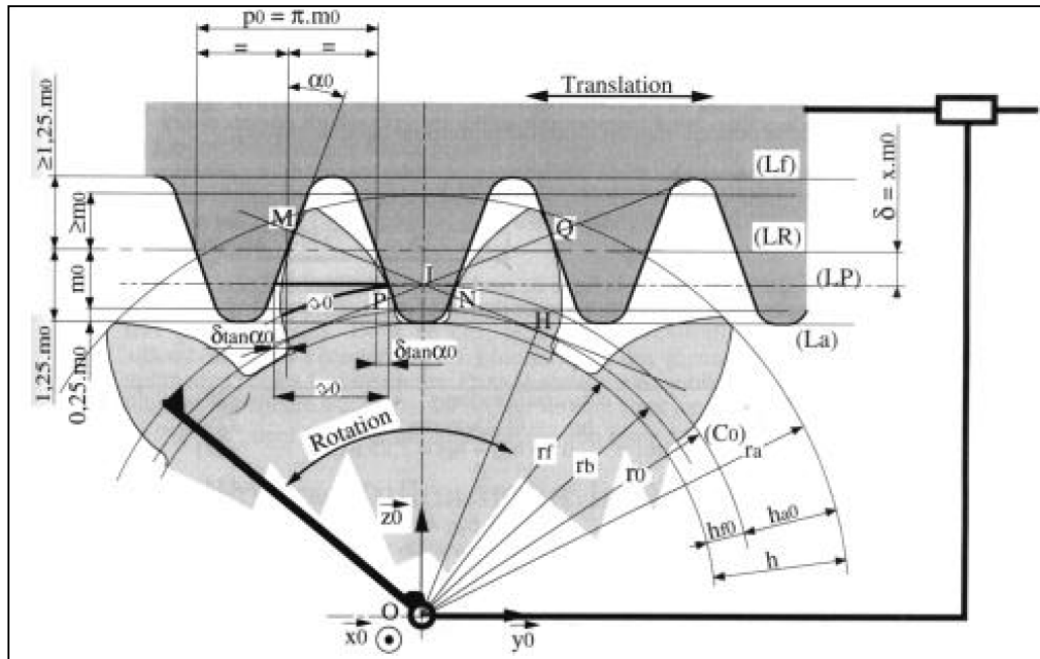


Figura 3-I : Noción de déport

Influencia de ese valor respecto a la forma del diente:

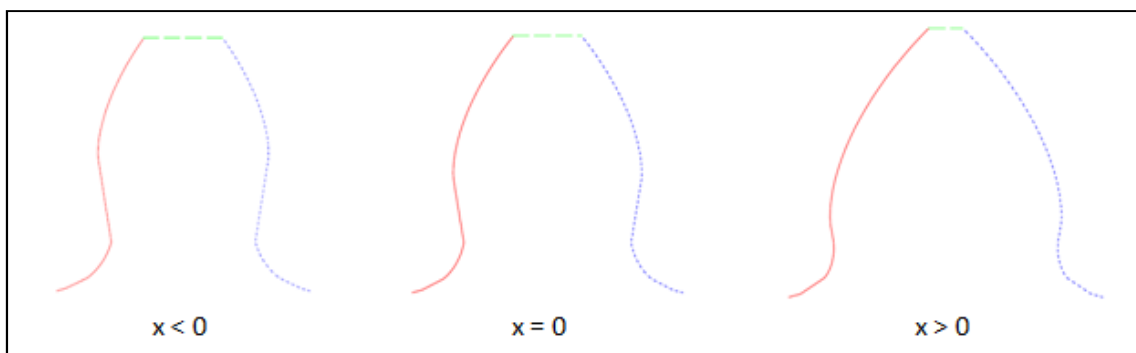


Figura 3-II : Influencia del déport sobre la forma del diente

Recalculamos los parámetros del diente teniendo en cuenta este desplazamiento:

	10
	1,31
	13
	12
	1,846
	1,102
	17
	11
	4,115
	3,867
	2,448
	2,208
	0,3686
	13
	14
	0,01462
	14
	0,409

Tabla III : Valores del dimensionado con déport

3.4 Diseño del perfil del diente

El diseño del diente se realiza basándose en la evolvente de círculo. La evolvente es una curva plana que describen los puntos invariables liados a una línea que gira sin deslizamiento sobre el círculo director.

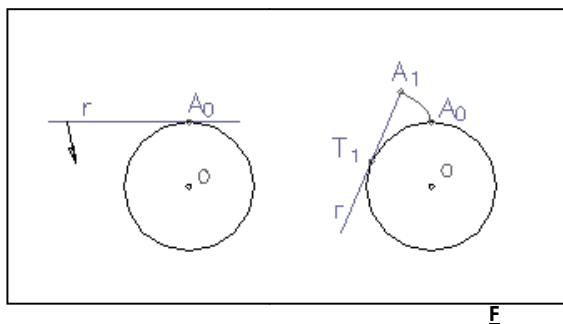


Figura 3-III : Construcción de la evolvente

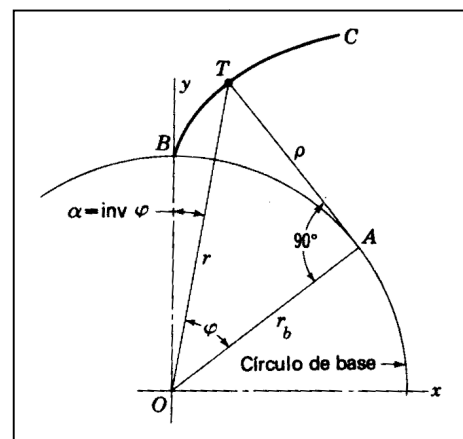


Figura 3-IV : Inicio de la construcción de la evolvente de círculo

El cálculo del perfil lo hemos realizado con la ayuda del programa MathCAD
Este es el perfil del diente modificado.

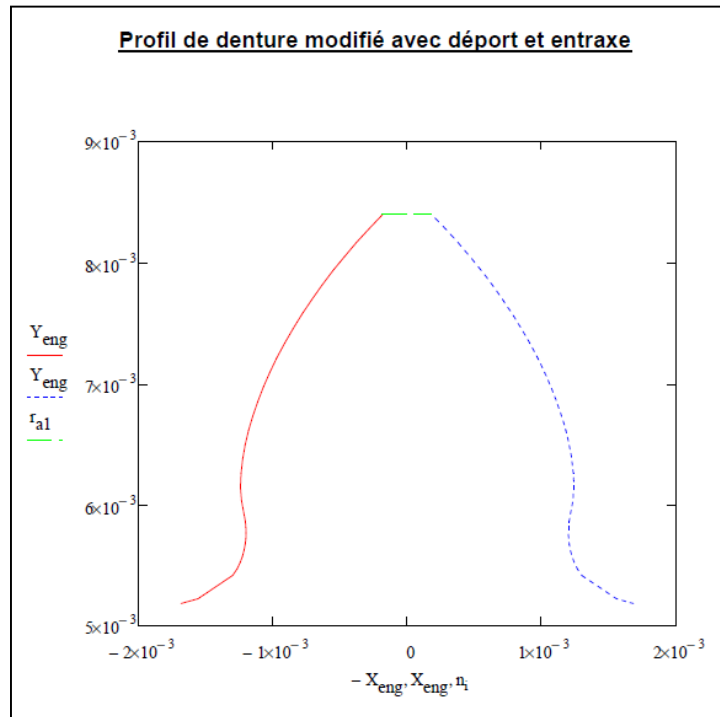


Figura 3-V : Perfil del diente en MathCad®

4. ENGRANAGES EN FUNCIONAMIENTO

A partir del perfil del diente, estudiamos el movimiento de la bomba en conjunto con el programa CATIA V5

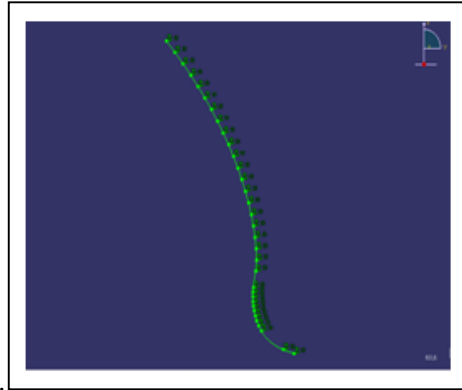


Figura 4-I : Esquema del diente

A partir de ese esquema generamos el perfil del piñón :

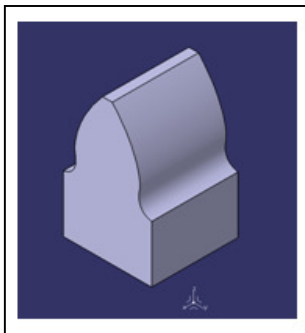


Figura 4-III : Diente del piñón

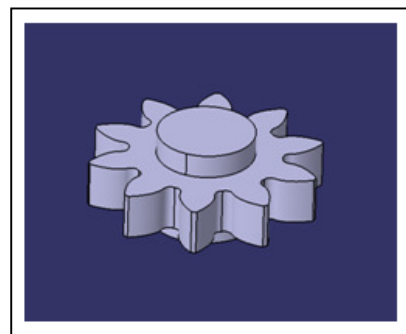


Figura 4-II : Piñón

Generamos las ruedas y comprobamos el movimiento de la bomba.

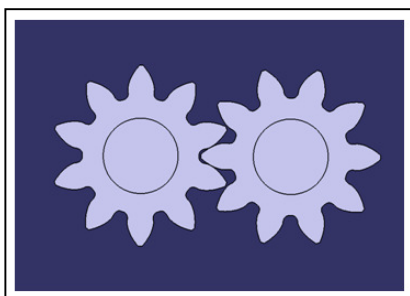


Figura 4-V : Bomba a engranajes

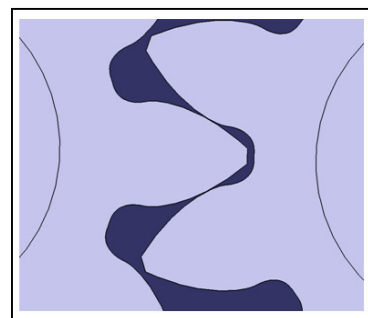


Figura 4-IV : Detalle del engrane

5. CONCLUSION

La finalidad de este proyecto es de generar un proceso automatizado para la producción de perfil de dientes optimizados para evitar problemas en las bombas volumétricas a engranajes, que puedan reducir su rendimiento.

La talle de engranajes utilizando una cremallera no nos crea un perfil optimizado que resuelva los problemas estudiados en este proyecto. Es por esta razón que los engranajes deberán ser tallados con otro método más preciso.

Este proyecto podrá ser utilizado en un futuro para otros proyectos donde se deba diseñar perfiles de engranajes para una función específica. Será el principio de estudios ya que el objetivo de todo ingeniero será siempre el de crear máquinas con el mejor rendimiento.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

" *Traité théorique et pratique des engrenages 1 – Tome 1* "

Georges Henriot, *Dunod Technique*, 6^e édition, 1979

" *Traité théorique et pratique des engrenages 1 – Tome 2* "

Georges Henriot, *Dunod Technique*, 4^e édition, 1972

" *Conception et analyse du fonctionnement en charge nominale et partielle d'un groupe moto-compresseur pour pile à combustible* "

Renaud Signoret, septembre 2003

" *Theory of machines and mechanisms* "

J.E. Shigley

" *Diseño de un reductor de velocidad* "

Daniel Martinez Garcia, *Proyecto de Fin de Carrera Universidad de Linares*, Diciembre 2009

" *Involúmetría y nomenclatura de engranajes rectos* "

José María Rico Martínez, *Universidad de Guanajuato, México*

" *Direct gear design for spur and helical involute gears* "

Alexander L. Kapelevich and Roderick E. Kleiss

" *Diseño y construcción de una caja reductora de velocidad de engrane y tornillo sinfín en baño de aceite con relación 40:1* "

Carlos Francisco Amado Contreras, *Universidad de San Carlos de Guatemala*, Octubre 2003.

" *Cálculo de engranajes* "

Tecnología de máquinas, Universidad Carlos III de Madrid, 2011

" *Tutorial CATIA V5R20* "

" *DMU Kinematics simulator - User's guide* "

Version 5, release 16