



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCOLA TÈCNICA  
SUPERIOR ENGINYERS  
INDUSTRIALS VALÈNCIA

TREBALL FINAL DE GRAU EN ENGINYERIA EN TECNOLOGIES INDUSTRIALS ▾

Desenvolupament del prototip virtual  
d'un motor de combustió interna rotatiu  
de Cicle Híbrid d'Alta Eficiència (High  
Efficiency Hybrid Cycle -HEHC-).  
Simulació dinàmica i anàlisi per  
elements finits

AUTOR: Marcos Garcia Revert

TUTOR: Albert Gil, Francisco Eugenio

COTUTORA ▾ Aleixos Borrás, María Nuria

Curs Acadèmic: 2017-18 ▾

# Agraïments

Família, amics i professorat.

## Resum

El present Treball Final de Grau consisteix en el disseny, modelatge, simulació i anàlisi del prototip 3D corresponent a un model de la primera generació de motors de combustió interna rotatius de la companyia LiquidPiston (motor X1). Aquests motors treballen descrivint el que es coneix com a Cicle Híbrid d'Alta Eficiència, un cicle termodinàmic que combina elements de diferents cicles com l'Otto, Dièsel o Atkinson. Durant molts anys i en endavant, l'estudi dels cicles termodinàmics, lligat al problema tecnològic i mediambiental que suposen els motors de combustió potencien la finalitat del projecte alhora de desenvolupar aquest prototip.

El motor X1 basa el seu funcionament en el motor Wankel, per això, es començarà descrivint i caracteritzant aquest últim per tal d'entendre millor el funcionament del motor X1. A continuació, el disseny i el modelatge, mitjançant l'ús de ferramentes CAD 3D amb el software Autodesk Inventor 2018, servirà com a punt de partida per a l'estudi d'aquest motor.

Amb el prototip virtual ja establert, la simulació dinàmica permetrà entendre totalment el funcionament ja que s'observaran les relacions cinemàtiques entre les diferents parts sent possible inclús visualitzar geometries que quedarien cobertes en la seua totalitat per les pròpies parts fixes.

Per últim, l'anàlisi per elements finits permetrà introduir possibles millores o defectes en el propi modelatge per tal de millorar aquest o extraure noves conclusions.

**Paraules clau:** Disseny, CAD 3D, Prototip virtual, Elements finits

## Resumen

El presente Trabajo Final de Grado consiste en es el diseño, modelado, simulación y análisis del prototipo 3D correspondiente a un modelo de la primera generación de motores de combustión interna rotativos de la compañía LiquidPiston (motor X1). Estos motores trabajan describiendo lo que se conoce como Ciclo Híbrido de Alta Eficiencia, un ciclo termodinámico que combina elementos de diferentes ciclos como Otto, Diesel o Atkinson. Durante muchos años y en adelante, el estudio de los ciclos termodinámicos, ligado al problema tecnológico y medioambiental que suponen los motores de combustión potencian la finalidad del proyecto, junto con el desarrollo de este prototipo.

El motor X1 basa su funcionamiento en el motor Wankel, por eso, empezamos describiendo y caracterizando este último para entender mejor el funcionamiento del motor X1. A continuación, el diseño y el modelado, mediante el uso de herramientas CAD 3D con el software Autodesk Inventor 2018, servirá como punto de partida para el estudio de este motor.

Con el prototipo virtual ya establecido, la simulación dinámica permitirá entender totalmente el funcionamiento puesto que se observarán las relaciones cinemáticas entre las diferentes partes siendo posible incluso visualizar geometrías que quedarían cubiertas en su totalidad por las propias partes fijas.

Por último, el análisis mediante elementos finitos nos permitirá introducir posibles mejoras o defectos en el propio modelado para mejorar este o extraer nuevas conclusiones.

**Palabras clave:** Diseño, CAD 3D, Prototipo virtual, Elementos finitos

## Abstract

The present work joins the design, modeling, simulation and analysis of the 3D prototype corresponding to a model of the first generation of internal rotary combustion engines of the company LiquidPiston (X1 engine). These engines work describing what is known as High Efficiency Hybrid Cycle, a thermodynamic cycle that combines elements of different cycles like Otto, Diesel or Atkinson. For many years, the study of the thermodynamic cycles, related to the technological and environmental problems that suppose the internal combustion engines boost the purpose of the project.

The X1 engine bases his operation on the Wankel engine, therefore, will begin describing and characterising this last in order to understand better the operation of the X1 engine. To continue, the design and the modeling, using 3D CAD tools like Autodesk Inventor 2018, will serve as a inicial point for the study of this engine.

With the virtual prototype already established, the dynamic simulation will allow to understand the operation, even observe the cinematic relations between the different parts, and visualise geometries that would remain totally covered by the own fixed parts.

To conclude, the analysis of finite elements will provide possible improvements or defects in the own modeling in order to improve this prototype or extract new conclusions.

**Key words:** Design, 3D CAD, virtual prototype, finite elements.

## ÍNDIX DE DOCUMENTS

- Document I : Memòria
- Document II : Pressupost
- Document III : Plànols

# ÍNDEX DE MEMÒRIA

1.Objetiu i justificació.....	pg.11
2.El motor de combustió interna rotatiu.....	pg.11
2.1.Introducció.....	pg.12
2.2. El motor rotatiu Wankel.....	pg.13
2.2.1. Introducció i evolució històrica.....	pg.13
2.2.2. Principi de funcionament.....	pg.15
2.2.3. Geometria del motor.....	pg.17
2.2.4. Elements del motor Wankel.....	pg.20
2.2.5. Lubricació i refrigeració.....	pg.24
2.2.6. Avantatges i inconvenients.....	pg.27
2.3.Conclusions.....	pg.28
3.El motor de combustió interna rotatiu X1 i el Cicle Híbrid d'Alta Eficiència.....	pg.27
3.1.Introducció.....	pg.27
3.2.El Cicle Híbrid d'Alta Eficiència.....	pg.28
3.2.1.Introducció.....	pg.28
3.2.2.El Cicle Otto.....	pg.29
3.2.3.El Cicle Atkinson.....	pg.31
3.2.4.El Cicle Dièsel.....	pg.33
3.2.5.El Cicle Híbrid d'Alta Eficiència.....	pg.34
3.3.El motor X1 de Liquid Piston.....	pg.38

3.3.1.Introducció i possibles aplicacions.....	pg.39
3.3.2.Geometria de motor.....	pg.39
3.3.3.Principi de funcionament.....	pg.40
3.3.4.Lubricació i refrigeració.....	pg.42
3.3.5.Avantatges i inconvenients.....	pg.44
3.3.6.Conclusions.....	pg.45
4.Prototip virtual del motor X1.....	pg.45
4.1.Introducció i objectius.....	pg.45
4.2.Metodologia i abast.....	pg.46
4.3.Modelatge.....	pg.47
4.4.Ensamblatge.....	pg.53
4.5.Simulació cinemàtica.....	pg.56
4.6.Simulació dinàmica.....	pg.60
4.7.Anàlisi per Elements finits.....	pg.67
4.7.1.Introducció.....	pg.67
4.7.2.Anàlisi estàtic amb Inventor.....	pg.67
4.7.3.Resultats.....	pg.70
4.7.4.Modificacions al cigonyal.....	pg.73
4.8.Conclusions.....	pg.75
5.Bibliografia.....	pg.76
6.Llistat de figures.....	pg.77



# ÍNDIX DE PRESSUPOST

·Descripció del pressupost.....	pg.81
-Descripció de les unitats d'obra.....	pg.81
-Càlcul del preu dels materials emprats.....	pg.82
·Pressupost del treball .....	pg.83
- Quadre de preus.....	pg.83
- Quadre de preus descompostos.....	pg.84
- Quadre de preus unitaris.....	pg.84
- Pressupost general del projecte.....	pg.85

# ÍNDEX DE PLÀNOLS

1.Eix exèntric.....	1
2.Estator.....	2
3.Àpex i contrapès.....	3
4.Rotor.....	4
5.Tapa anterior.....	5
6.Tapa posterior.....	6
7.Engranatge intern.....	7
8.Engranatge extern.....	8
9.Plànol de conjunt.....	9

## Document I

# MEMÒRIA

# 1. Objectiu i justificació

En el present treball es tractarà de recrear mecànicament el motor X1 de Liquid Piston mitjançant un prototip virtual, utilitzant el software Autodesk Inventor Professional 2018 durant tot el transcurs d'aquest. La extensió dels arxius d'aquest software és compatible amb altres programes amb més funcions en termes d'anàlisi per elements finits, com per exemple l'ANSYS.

Així, l'objectiu general d'aquest treball és integrar els diferents coneixements adquirits al llarg del Grau, amb matèries com Termodinàmica, Resistència de Materials o Enginyeria Gràfica. També, amb la finalització del treball s'obtindrà el Grau d'enginyer que suposa una meta personal.

Tanmateix, l'objectiu particular d'aquest treball és el disseny de les diferents parts, modelatge i ensamblatge de les peces mitjançant restriccions i per últim un anàlisi cinemàtic i dinàmic per poder entendre millor el funcionament i introduir millores en el disseny. S'inclourà en el treball plànols d'especejament de totes les peces i del conjunt explotat. Tot baix una recerca bibliogràfica prèvia per poder comparar les noves característiques del motor amb el antic motor Wankel.

La millora termodinàmica que inclou el cicle que descriu el motor, sumat a la innovació que suposa el desenvolupament d'aquest i l'ús de ferramentes comuns en l'àmbit de l'enginyeria, són els gran al·licients per dur a terme aquest treball.

## 2. El motor de combustió interna rotatiu

### 2.1. Introducció

Com a introducció, cal esmentar que han sigut moltes les tipologies de motor que s'han desenvolupat al llarg dels més de 150 anys d'història del motors de combustió interna; però, és evident que els motors de combustió interna alternatius han dominat totalment aquest camp de l'enginyeria.

Els motors de combustió interna alternatius han assolit un alt grau de perfeccionament en quant a disseny, fiabilitat, producció, consum, emissions, sorolls, etc. Tot i això, aquests motors han patit sempre les seues característiques desfavorables: emissions d'hidrocarburs incremats degut al curtcircuit de gasos en motors de 2T, dificultat en l'equilibrat, necessitat de vàlvules per motors de 4T, relacions de pes/potència millorables...

Des del primer motor de combustió interna han sorgit moltes arquitectures diferents i entre elles moltes de motors rotatius. No obstant, solament el motor Wankel ha aconseguit tindre repercussió en l'indústria.

Actualment, els motors rotatius no poden desbancar als motors alternatius però en el futur podrien jugar un paper molt important convertint-se en motors de transició a motors més eficients i respectuosos amb el medi ambient.

Tanmateix, en aquesta introducció no ressenyarem motors rotatius que es troben encara en desenvolupament o que no han tingut tanta repercussió com el Radmax, Ripalda, Quasiturbina o Round engine i es centrarem en el motor rotatiu consolidat per excel·lència, el motor Wankel.



**Figura 1.1: Motor Radmax (esquerra ) i Quasiturbina (dreta)**

**Font: <http://foro.clubjapo.com/t/la-quasiturbina/3165>,  
<http://www.unmannedsystemstechnology.com/2013/04/regi-u-s-inc-to-present-radmax-technology-at-uas-east-symposium/radmax-engine>**

## 2.2. El motor rotatiu Wankel

### 2.2.1. Introducció i evolució històrica

El motor rotatiu Wankel rep el seu nom del enginyer alemany Félix Wankel, que amb 22 anys va establir un petit laboratori pel desenvolupament del motor rotatiu i l'any 1929, el primer motor Wankel va ser patentat. Durant la Segona Guerra Mundial (1939-1945), va continuar els seus treballs amb l'ajuda del Ministeri alemany de Aviacions, on sostenien, que el motor rotatiu una vegada provat podria empènyer al màxim el desenvolupament industrial alemany. Al finalitzar la Segona Guerra Mundial, Wankel va establir un Institut Tècnic per continuar el seu treball d'investigació així com d'un compressor rotatiu d'ús comercial.



**Figura 2.1 L'alemany Félix Wankel, mostrant el motor rotatiu.**

**Font: [www.britannica.com](http://www.britannica.com)**

En aquesta època una important empresa constructora de motocicletes, NSU, va mostrar gran interès en les investigacions de Wankel i així, s'establiren relacions per formar una societat i concentrar-se en el desenvolupament d'un nou bloc per al motor rotatiu.

A 1958, aconseguiren fixar un dels cossos (concretament l'exterior) on l'altre realitzava un moviment planetari al seu interior. Aquest motor va rebre el nom de KKM (Kreiskolbenmotor) i es convertiria en el prototip de l'actual motor Wankel. A partir d'aquest prototip nombroses empreses del sector varen adquirir llicències d'aplicació: Curtiss-Wright (aviació), en Estats Units; Mercedes-Benz y M.A.N. en Alemanya; y al 1961 Toyo Cork Kogyo (actualment Mazda) en Japó.

Durant les primeres etapes de desenvolupament un dels principals problemes que aparegueren foren les marques de lliscament dels segments dins del bloc estàtic, causades per una vibració excessiva. També, la combustió de l'oli sumada a la mala estanqueïtat dels vèrtex del rotor provocava emanacions de fum blanc.

Tot i això, el 30 de maig de 1967, Mazda va traure al mercat el primer vehicle que muntava un motor rotatiu, el Mazda Cosmo Sport desenvolupant 110 CV de potència gràcies a l'ús de segments que milloraven l'estanqueïtat i un oli especial per corregir les emanacions de fum blanc.

Finalment, al 1978 Mazda consolidà el motor amb el cotxe esportiu RX-7, que incorporava un sistema catalític per a estalviar consum de combustible.



**Figura 2.2 Mazda RX-7.**

**Font:** [https://es.wikipedia.org/wiki/Mazda\\_RX-7#/media/File:Mazda-RX-7-FD.jpg](https://es.wikipedia.org/wiki/Mazda_RX-7#/media/File:Mazda-RX-7-FD.jpg)

## 2.2.2. Principi de funcionament

Mentre en un motor alternatiu s'efectuen successivament 4 treballs diferents (admissió, compressió, explosió i fuita) en el mateix volum (cilindre), en un motor Wankel també es realitzen però en llocs diferents a l'estator (també anomenat bloc o carcassa). Concretament, [Figura 2.3] l'estator és una cavitat amb una forma epitrocoïdal, dins de la qual es troba un rotor amb forma de prisma triangular de cares convexes que gira excèntricament. Aquest transmet el moviment a un arbre motriu o cigonyal, que gira amb un únic centre. En següents apartats es detallarà millor la geometria de l'estator i del rotor.

El motor rotatiu empra la pressió creada per la combustió de la barreja aire-combustible per a produir treball. Però, aquesta pressió es forma entre els dos arcs pertanyents a les cavitats de rotor i estator.

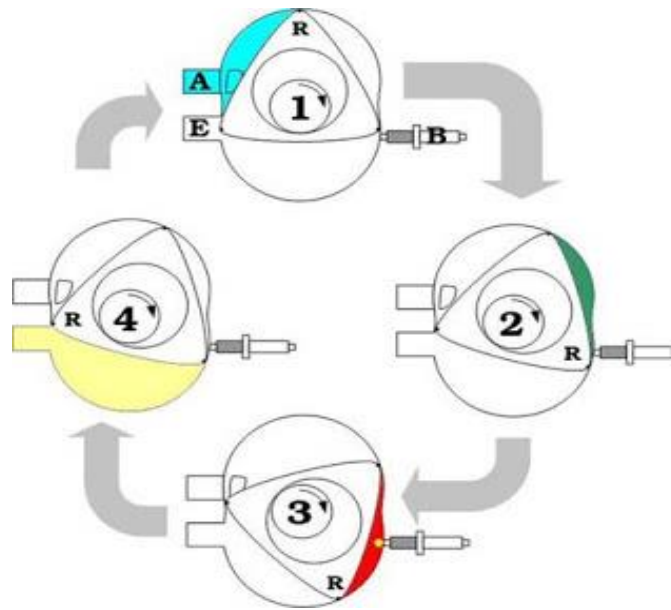
El rotor delimita les cambres de treball mantenint-se sempre en contacte amb el estator. Quan el rotor va girant, els 3 volums es comprimeixen i s'expandeixen; és aquesta expansió-contracció la que succiona la barreja cap al motor, comprimeix, obté energia i realitza la fuita. Per cada volta del rotor, l'arbre motriu gira tres vegades. No hi ha sistema de distribució, ja que l'admissió i fuita estan controlades per orificis del propi bloc sense la interposició de vàlvules.

Cadascuna de les tres cambres de combustió en acabar la seua volta al voltant de l'arbre motriu farà els quatre temps, i es produiran tres explosions en un gir complet del rotor.

El rotor gira sobre un eix excèntric que forma part del cigonyal. Mentre el rotor gira al voltant del seu propi eix, aquest descriu un cercle, el radi del qual és igual a l'excentricitat de l'eix excèntric.

El rotor gira en contacte amb el cigonyal mitjançant un parell de rodes dentades de les quals una, amb dents interiors, és concèntrica amb el rotor i solidària a aquest, i l'altra, amb dents exteriors, és concèntrica amb el cigonyal i solidària amb l'estator. La relació entre els nombres de dents de les dues rodes és de 3 a 2, igual a la que existeix entre el nombre de vèrtex del rotor i el nombre de lòbuls del estator.





**Figura 2.3 Les 4 fases del motor Wankel (1a. Admissió 2b. Compressió 3c. Explosió 4d. Fuita)**

**Font:** <http://wankelrotativomiguel.blogspot.com/2009/04/4-funcionamiento-del-motor-wankel.html>

La fase d'admissió del cicle, [Figura 2.3 1a)] comença quan el vèrtex del rotor descobreix l'orifici d'admissió. En aquest moment el volum de la cambra de combustió és mínim. A mesura que el rotor avança, el volum de la cambra de combustió augmenta absorbint la mescla d'aire-combustible. Quan l'altre vèrtex de la cara del rotor ha passat per l'orifici d'admissió el volum contingut queda aïllat i comença la compressió [[Figura 2.3 2b)].

A mesura que el rotor continua el seu moviment dins del bloc, el volum contingut en la cambra de combustió es fa cada vegada més xicotet i la mescla aire-combustible es comprimeix. En el moment en què la cara del rotor queda enfront de les bugies, el volum de la cambra és mínim. En aquest punt es produeix el salt de l'espurna i la consegüent combustió de la mescla [Figura 2.3 3c)].

Ja que en la fase de compressió la cara del rotor es cenneix a la paret de l'estator, la compressió seria excessiva si no es practicaren unes cavitats sobre les cares del rotor. Aquestes cavitats formen les cambres de combustió del rotor. No obstant açò, presenten un inconvenient: es produeix una comunicació dels conductes d'admissió i fuita (semblant al dels motors de dos temps alternatius).

La majoria dels Wankel tenen dues bugies. La cambra de combustió és llarga, així que la flama s'inflamaria massa lentament si hi haguera solament una bugia. Quan les espurnes encenen la mescla d'aire-combustible, la pressió augmenta ràpidament, forçant el rotor a moure's en la direcció en la qual el volum del compartiment creix. Els gasos de combustió continuen expandint-se, movent el rotor i transformant energia, fins que el vèrtex del rotor descobreix l'orifici de fuita.

Una vegada el vèrtex del rotor descobreix la fuita, els gasos de la combustió poden escapar [Figura 2.3 4d)] . A mesura que el rotor es mou, el volum va disminuint forçant així l'eixida dels gasos. En el moment en què el volum del compartiment és mínim, el vèrtex del rotor torna a descobrir l'orifici d'admissió repetint-se una altra vegada el cicle.

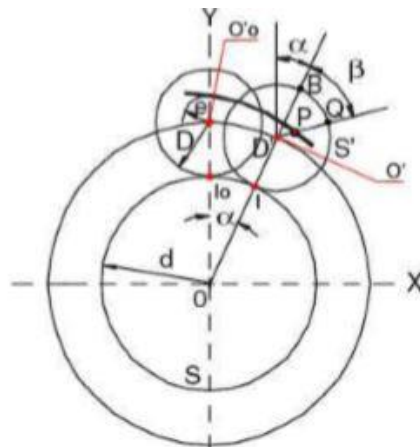
## 2.2.3. Geometria del motor

### 2.2.3.1. Estator

La gran innovació del motor Wankel va consistir a aconseguir una forma geomètrica del bloc motor o estator que permeteren al rotor realitzar un moviment rotatiu generant un volum variable d'igual forma que un motor alternatiu clàssic.

La corba que defineix la forma de l'estator del motor Wankel es denomina epitrocoide. Com s'observa en la figura 2.4, per a generar un perfil epicicloïdal, s'ha de fer rodar sense lliscar un cercle  $S'$  (circumferència generatriu) de diàmetre  $D$  , sobre un cercle base  $S$  de diàmetre  $d$  , amb  $d > D$  ; i sent el punt  $P$  , el que genera la corba desitjada, un punt situat a l'interior de la circumferència generatriu.

Per a la generació de perfils epicicloïdals es pot prendre un punt qualsevol de l'interior del cercle, amb l'única restricció que la raó entre els diàmetres de la circumferència fixa i de la mòbil siga un nombre enter. D'aquesta forma, s'assegura que la corba es tancarà després d'una volta completa de la circumferència generatriu sobre el cercle base.



**Figura 2.4 Generació del perfil epicicloïdal**

**Font:** <https://sites.google.com/site/mvwankel/dimensiones-basicas>

Aquest mateix quocient, també indica el nombre de lòbuls de la epitrocoide. El motor Wankel està format per un estator de dos lòbuls i un rotor de tres vèrtexs, la qual cosa implica que el quocient entre diàmetres  $d/D=2$ .

Degut a que el punt generador de la corba que forma l'estator pot situar-se a una distància qualsevol sobre el radi del cercle que roda, es poden trobar infinitat de perfils diferents que són susceptibles de ser utilitzats com a estator d'un motor Wankel. Aquesta distància des del centre de la circumferència generatriu fins a el punt que traçarà la corba rep el nom d'excentricitat  $e$ , i és un dels paràmetres característics de la corba.

Les equacions [2.1] que descriuen la corba paramètrica són les següents:

$$\left. \begin{aligned} x &= R \cdot \sin(\alpha) + e \cdot \sin(\lambda \cdot \alpha) \\ y &= R \cdot \cos(\alpha) + e \cdot \cos(\lambda \cdot \alpha) \end{aligned} \right\} \alpha \in [0, 360^\circ]$$

On  $R=d+D$  i  $\lambda=(d+D)/D$

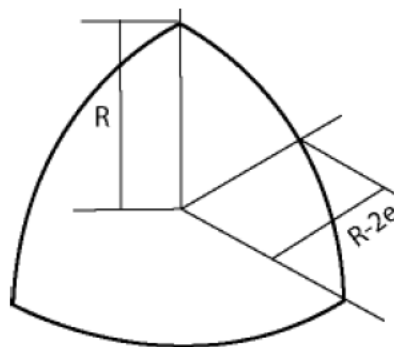
**[2.1]**

A més, el quocient entre el radi de generació  $R$  i l'excentricitat  $e$  rep el nom de constant de la trocoide  $K$ :  $K=R/e$ . Aquest paràmetre serveix per a determinar valors teòrics de la relació de compressió, angle màxim d'oscil·lació, velocitat dels elements de segellat i altres dimensions característiques del motor.

### 2.2.3.2. Rotor

Respecte al rotor, la seua geometria es correspon amb l'envolvent interna d'una peritrocoide, que compleix-ca varies condicions, a l'igual que en l'estator, per tal de que el contorn quede tancat.

Degut a que el conjunt d'equacions que formen el rotor es complex, s'utilitza una aproximació. Aquesta aproximació consta de 3 arcs, com es mostra en la figura i simplifica tant el càlcul com la corresponent representació gràfica.



**Figura 2.5. Aproximació la generació del perfil del rotor**

**Font: <https://google.images>**

## 2.2.4. Elements del motor Wankel

### 2.2.4.1. Rotor

El rotor compleix la mateixa funció que el conjunt pistó-biela en el motor alternatiu, transmetent la pressió que exerceixen els gasos de la combustió directament al cigonyal. Al mateix temps, el rotor fa el treball de les vàlvules d'admissió i fuita en un motor alternatiu.

En cadascun dels vèrtexs del rotor se situen uns elements de segellat, així com al llarg d'ambdues cares laterals, per a evitar que la mescla d'aire-combustible, els gasos cremats o l'oli lubricant surta de l'espai en el qual estan confinats. L'engranatge està situat a l'interior.

Cadascun dels flancs del rotor està rebaixat amb la finalitat d'augmentar el volum de la cambra de combustió. Tant la forma com la localització d'aquestes cavitats influeixen notablement en el rendiment de la combustió.



**Figura 2.6. Rotor Wankel**

**Font:**

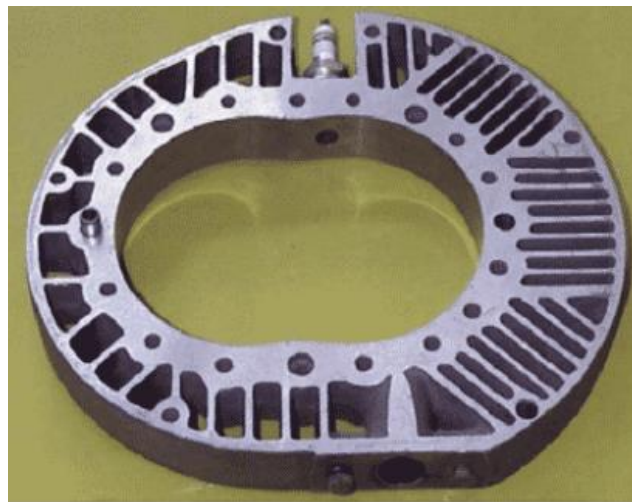
<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/7367/MOTORES%20ROTATIVOS.%20Tipolog%C3%ADas%20y%20combustibles%20alternativos..pdf?sequence=1&isAllowed=y>

## 2.2.4.2. Estator

L'estator del motor rotatiu és l'equivalent al conjunt format pel bloc motor i la culata dels motors alternatius. Per a un motor d'un sol rotor, l'estator està format per tres parts: una, perifèrica, que cobreix al rotor; i altres dos, laterals, una a cada costat del rotor.

Respecte l'estator perifèric cal esmentar que en el motor rotatiu, la cambra de combustió es mou seguint cadascuna de les fases del cicle de quatre temps. La zona on es realitza l'admissió de la mescla es refreda amb l'entrada d'aquesta, mentre que la zona d'expansió està exposada a elevades temperatures.

Alguna cosa semblant succeeix amb les pressions. La pressió exercida pels segments (a causa de la força centrífuga) i els gasos cremats, desgasten la superfície interior de l'estator perifèric en zones molt localitzades (relacionades amb els punts on es produeix la combustió). L'estator pot estar sotmès a un gradient important de pressions i temperatures (salts de 100 °C).



**Figura 2.7. Estator perifèric**

**Font:**[https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/7367/MOTORES%20ROTATIVO S.%20Tipolog%C3%ADas%20y%20combustibles%20alternativos..pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/7367/MOTORES%20ROTATIVO%20S.%20Tipolog%C3%ADas%20y%20combustibles%20alternativos..pdf?sequence=1&isAllowed=y)

Respecte l'estator lateral, les seues cares han de ser molt lliscants perquè els segments dels cantons i dels laterals del rotor puguen mantenir un contacte continuat sense produir-se un desgast prematur, a més, s'encarreguen de canalitzar els sistemes de lubricació i de refrigeració, i per altra part, a través d'elles es realitza l'admissió i la fuita en alguns motors.

Igual que la part perifèrica de l'estator, les tapes laterals estan sotmeses a grans pressions i temperatures tot i que les condicions de lubricació són molt més favorables que abans.



**Figura 2.8. Estator lateral**

**Font:**[https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/7367/MOTORES%20ROTATIVO S.%20Tipolog%C3%ADas%20y%20combustibles%20alternativos..pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/7367/MOTORES%20ROTATIVO%20S.%20Tipolog%C3%ADas%20y%20combustibles%20alternativos..pdf?sequence=1&isAllowed=y)

### 2.2.4.3. Engranatges de transmissió

Aquest mecanisme està format per un pinyó (engranatge de dents exteriors), fix a la tapa lateral de l'estator, i un altre, de dents interiors, sòlidament unit a l'interior del rotor. El primer d'ells, roman immòbil (fa la funció de cercle de base de la corba) i l'altre, engrana amb aquest.

En el disseny dels engranatges, tant el de dents exteriors com el de dents interiors, s'empren engranatges rectes. Aquests, si bé fan més soroll, són molt més barats i transmeten perfectament el moviment del rotor a l'eix i no transmeten cap esforç axial al rotor.

La relació entre el nombre de dents de tots dos engranatges és de 2:3, com la relació de lòbuls i vèrtexs. L'engranatge fix està encaixat a la tapa lateral de l'estator i subjectat mitjançant caragols de fixació. A més, se li dóna una forma i grossor adequats perquè l'engranatge tinga una rigidesa i una resistència a la fatiga acceptables.

Respecte l'engranatge de dents interiors, té una forma cilíndrica d'un espessor molt xicotet i s'allotja a l'interior del rotor. Igual que l'engranatge fix, pot fixar-se mitjançant caragols, no obstant s'empren xicotets molls que, al mateix temps que subjecten l'engranatge, absorbeixen part de les càrregues a les quals està sotmès.

#### 2.2.4.4. Elements de segellat o segments

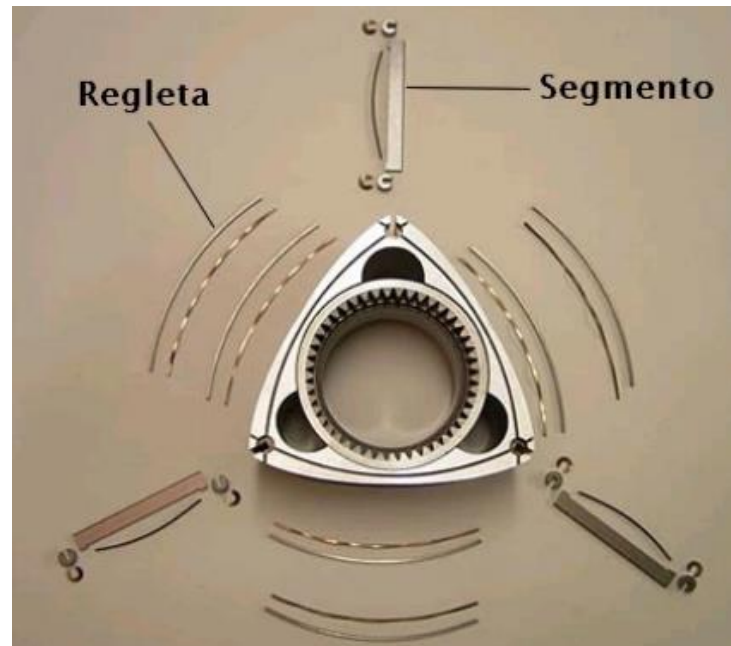
Són els elements que asseguren l'estanqueïtat de les cambres de combustió en el motor rotatiu, equivalents als segments flexibles que s'acoblen als pistons en el motor alternatiu. En aquest cas, està compost d'elements de segellat disposats de tres formes característiques, dissenyades per a assegurar que els gasos i la mescla romanguen en tot moment en el seu lloc.

Els segments del motor rotatiu estan sotmesos a unes pressions molt elevades, així com a unes temperatures de treball també bastant altes. Per açò, és molt important un correcte estudi del seu disseny per a definir tant la forma com el material. Degut a que es troben en contacte continu amb l'estator perifèric i lateral necessiten un tractament superficial especial.

Hi ha dos tipus principals de segments:

- Els segments àpex són uns patins que asseguren l'estanqueïtat radial i que eviten la transferència de gasos entre una cambra de combustió i l'adjacent.
- Els segments laterals són unes làmines que asseguren l'estanqueïtat axial del rotor (equivalents als segments de compressió en el motor alternatiu).





**Figura 2.9 Elements de segellat**

Font:[https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/7367/MOTORES%20ROTATIVO S.%20Tipolog%C3%ADas%20y%20combustibles%20alternativos..pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/7367/MOTORES%20ROTATIVO%20S.%20Tipolog%C3%ADas%20y%20combustibles%20alternativos..pdf?sequence=1&isAllowed=y)

## 2.2.5. Lubricació i refrigeració

Ja s'ha esmentat com l'estator pateix grans gradients de temperatura a causa del fet que cadascuna de les fases del cicle de quatre temps es realitza en la mateixa part. Per açò, hi ha unes zones fredes (són les que corresponen a l'admissió i a la compressió) i unes altres molt més calentes (les de la combustió i la fuita) que provoquen unes tensions tèrmiques que han de ser anul·lades per un sistema de refrigeració adequat.

La finalitat d'aquest sistema és, per tant, la d'homogeneïtzar al màxim la temperatura de tot l'estator i així evitar les deformacions tèrmiques. Així, el sistema de refrigeració ha de ser capaç d'evacuar la calor emmagatzemada en el rotor, el qual forma part de la cambra de combustió i està en contacte amb els gasos cremats fins que ixen per l'orifici de fuita.

Per a refrigerar l'estator es pot fer circular un refrigerant (es sol utilitzar aigua) per l'interior del bloc motor mitjançant conductes que el recorren de principi a fi, o també, emprar un corrent d'aire, sumat a la incorporació d'aletes que dissipen el calor.

En termes de lubricació, habitualment s'empren dos sistemes independents que permeten arribar a totes les peces que ho necessiten. D'una banda, es disposa d'un mecanisme de lubricació que aporta l'oli necessari a tots els components que intervenen en l'estanqueïtat del rotor (els segments, els molls i altres superfícies mòbils). D'altra banda, s'utilitza un sistema de lubricació a pressió que s'encarrega de lubricar la resta de parts mòbils del motor, exposades a forts desgast pel fregament continu al que estan sotmeses (sobretot, coixinets i engranatges de transmissió).

Encara que és possible, en molt rares ocasions s'empra una mescla de gasolina i oli per a lubricar el rotor, de forma semblant a com es realitza en els motors alternatius de dos temps.

És molt important l'ús d'oli d'origen mineral i no sintètic o semi-sintètic degut a que aquests últims no són adequats per al Wankel ja que no estan dissenyats per a cremar-se.

## 2.2.6. Avantatges e inconvenients

### 2.2.5.1. Principals avantatges

- Menys peces mòbils que un motor de combustió interna alternatiu (40% menys de peces).
- Obtenció d'un parell motor quasi constant ja que es produeixen els quatre temps del cicle simultàniament dins de l'estator.
- Absència de vàlvules d'admissió i de fuga. Açò comporta evitar les dificultats que plantegen les distribucions dels motors de quatre temps: arbres de lleves, molls, etc.
- Mecanisme totalment rotatiu. Amb dos contrapesos degudament dimensionats i disposats en l'eix per equilibrar estàtica i dinàmicament el motor. Açò li confereix una major suavitat de funcionament enfront dels motors alternatius.
- Menor velocitat de rotació: Els rotors giren a 1/3 de la velocitat de l'eix, les peces principals del motor es mouen més lentament que les d'un motor convencional, augmentant la fiabilitat.
- Menys vibracions: al no haver-hi bieles, ni recorregut dels pistons, les inèrcies són menors.
- Les relacions potencia/pes i potencia/volum són molt elevades, de fet són les més elevades de tots els motors rotatius.

## 2.2.5.2. Principals inconvenients

- Dificultat per aïllar cadascuna de les 3 seccions del cilindre en rotació, que han de ser estances unes respecte a les altres per a un bon funcionament. Com a conseqüència, es fa necessària la substitució dels segments cada sis-set anys.
- Comunicació dels orificis d'entrada i fuita durant uns quants graus de gir. Aquest fenomen es coneix com a curtcircuit i és bastant perjudicial lloc que empitjora el rendiment i augmenta les emissions d'hidrocarburs cremats.
- Excessiu soroll a causa dels engranatges de transmissió.
- Distribució heterogènia de temperatures. Les diferents fases del cicle ocorren sempre en els mateixos llocs de l'estator; l'admissió i compressió (fases fredes) ocorren en la part superior, mentre que l'explosió i la fuita (fases calentes), ocorren en la part inferior. Açò implica que un costat del motor aconseguisca temperatures de 150°C i l'altre supere els 1000°C, la qual cosa provoca una tendència a la deformació en l'estator.
- Alt consum d'oli lubricant. A causa del mal segellat, part de l'oli arriba a barrejar-se amb el combustible i es crema amb ell, amb el consegüent augment en el consum d'oli i en les emissions contaminants produïdes.

## 2.3. Conclusions

En conclusió, el motor Wankel probablement siga un dels motors més atractius que podem trobar en quant fiabilitat, nombre de peces, relacions potencia/pes molt acceptables i una innovació mecànica lligada al motor rotatiu que l'identifiquen com al triomfador d'aquests motors.

Malauradament, el gran nombre d'inconvenients ha provocat que siga un motor poc desenvolupat en comparació als alternatius, sobretot respecte les emissions contaminants, que en les últimes versions dels motors Mazda no han pogut superar les proves mediambientals d'Euro 5.

## 3. El motor de combustió interna rotatiu X1 i el Cicle Híbrid d'Alta Eficiència.

### 3.1. Introducció

L'any 2003 el Dr. Nikolay Shkolnik y el seu fill Dr. Alexander Shkolnik inventaren l'innovador cicle termodinàmic HEHC y els dissenys inicials dels motors que incorporen el cicle baix el nom de la companyia Russa LiquidPiston.

Guardonats amb els primers premis de competicions emprenedores internacionals, començaren a rebre iniciatives de finançament. Així, l'any 2007 reberen per part de l'exèrcit rus la Beca de Investigació i de Innovació per a Petites Empreses (SBIR) que els impulsà alhora de continuar desenvolupant aquests motors.

L'any 2010 van fabricar el que podrà ser el primer motor dièsel rotatiu d'aspiració natural del món amb 20 CV de potència, però no va ser fins l'any 2011 on aconseguiren establir una nova arquitectura de motor, el motor X1. Aquesta nova arquitectura aconseguia introduir per fi el Cicle Híbrid d'Alta Eficiència

Tanmateix, després de traslladar-se als Estats Units als anys 2013 i 2014 continuaren desenvolupant noves versions del X1, aconseguiren fabricar motors X de 40 i 70 CV dièsel, consolidant l'arquitectura X i sobretot el nou HEHC.

Per últim l'any 2016 produïren el primer motor rotatiu 4 temps de gasolina, l'anomenat X mini , degut a que comparteix la grandària d'un smartphone però amb 40 CV de potència i solament 1,8 kg de pes. El desenvolupament continua, parlant-se inclús d'aconseguir escalar el motor fins els 1000 CV tot i que de moment no està preparat per superar proves de rendiment obligatòries a la indústria de de l'automòbil baix l'estàndard de durabilitat de 100000 milles.

Actualment ja s'han invertit més de 16 milions d'euros de capital de risc en aquesta companyia incipient, un milió dels quals ha sigut concedit per l'Agència de Projectes de Recerca Avançats de Defensa (DARPA, per les seues sigles en anglès) d'EUA.

En l'aviació nord-americana s'usa majorment combustible JP-8(derivat del querosè). L'exèrcit vol que tots els seus vehicles funcionen amb aquest tipus de combustible, amb el qual, per cert, poden funcionar també els motors dièsel. No obstant açò, els motors dièsel moderns són voluminosos i per açò la DARPA té preferència per la invenció dels Shkolnik.

Aquestes característiques sumades al potencial permeten un gran nombre d'aplicacions en tot tipus d'àmbits que promouen l'actual desenvolupament d'aquests motors tot i que no estan preparats.

En aquest projecte es centrarà l'estudi en el motor X1.



**Figura 3.1. Motor X1 de Liquid Piston**

**Font: Liquid Piston**

## 3.2. El Cicle Híbrid d'Alta Eficiència (HEHC)

### 3.2.1. Introducció

Al llarg dels anys, l'estudi dels cicles termodinàmics que descriu el motor, ha esdevingut un fet essencial degut a la importància d'obtenir treball a partir de fonts d'energia de la manera més eficient possible. El paràmetre que defineix l'obtenció de treball a partir d'un focus calent (combustió) i un focus fred (temperatura ambient) s'anomena rendiment tèrmic.

A aquest rendiment, caldrà aplicar-li una diferència negativa degut a la suma de diverses pèrdues per fricció, bombeig, auxiliars, etc. Fet, que dona més valor a l'optimització del rendiment tèrmic.

La modificació dels diferents processos termodinàmics ha permès el desenvolupament de diferents cicles amb característiques i rendiments propis diferents. Així, actualment relacionem directament cicles termodinàmics a un rendiment tèrmic màxim.

També cal esmentar, que són les arquitectures i estructures pròpies del motor les que influeixen en els processos, com per exemple, la grandària i forma de la cambra de combustió. En el cas del motor X1 juguen un paper molt important.

A continuació, descriurem els principal cicles termodinàmics per tal de poder comparar, entendre millor els avantatges que incorpora el nou cicle (HEHC), fonamentar el que aprofita, i analitzar les principals diferències.

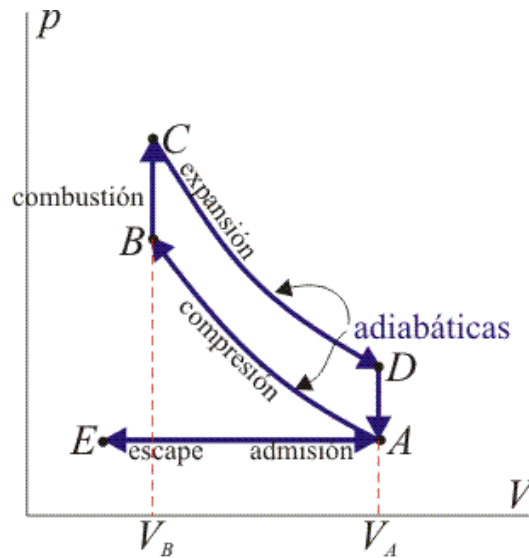
Per tal de poder comparar-los és necessari establir una sèrie de suposicions respecte els gasos ideals:

- El fluid de treball és el gas ideal amb calors específiques constants.
- La massa es del fluid de treball es fixa durant tot el cicle.
- La combustió es modela com a addició de calor al voltant des d'una font externa a qualsevol volum constant (HEHC, Otto) o pressió constant ( Diesel).
- Els processos de compressió i expansió són adiabàtics i reversibles.
- Cicles completats per rebuig de calor al medi ambient.

### 3.2.2. El Cicle Otto

El cicle termodinàmic Otto està format un conjunt de processos aplicats a motors de combustió interna d'encesa provocada (cicles de 2 temps o de 4 temps). Aquests motors:

a) admeten una barreja de combustible i aire, b) la comprimeixen, c) la fan reaccionar, de manera efectiva, afegint calor mitjançant la conversió de l'energia química en energia tèrmica, d) expandeixen els productes de combustió i, a continuació, e) expulsen els productes i els substitueixen per una nova càrrega de combustible i aire.



**Figura 3.2 Cicle Otto**

**Font:** [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo\\_Otto](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Otto)

Com reflexa el gràfic el recorregut del cicle de manera ideal comporta: a) admissió i fuita pressió constant b) compressió i expansió adiabàtiques (es suposen un procés tan ràpid que no dona temps a intercanviar calor amb l'exterior, tot i que sí s'intercanvia, a més de les pèrdues per fricció) i c) expansió ideal isocora ( a volum constant).

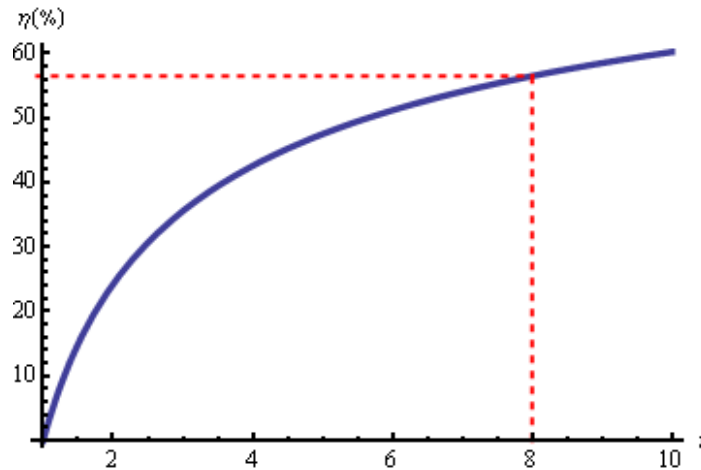
La ràpida combustió proporciona la característica principal dels motors que operen sota aquest cicle, la potència i la ràpida variació de la velocitat. El combustible és inflamable a temperatura ambient i el motor funciona a relacions de compressió molt més baixes que el cicle Diesel, permetent que els motors siguin més lleugers i menys complexos.

Segons Carnot [2], el rendiment del cicle ve donat per l'expressió:

$$\eta = 1 - \frac{T_A}{T_B} = 1 - \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

**[3.1]**

On  $\gamma=1.4$ , les temperatures són les de combustió ( $T_B$ ) i l'ambient ( $T_A$ ) i  $r$  correspon a la relació de compressió. Raonant l'expressió es conclou que hi ha un màxim de rendiment fixat per a aquest cicle degut a que la relació de compressió té un límit lligat a la màxima temperatura present al moment de la explosió. Si s'arriba fins a la temperatura d'autoignició, la mescla pot explotar sense que l'espurna haja provocat la combustió, produint-se detonació.



**Figura 3.3 Màxim rendiment teòric del cicle Otto**

**Font:** [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo\\_Otto](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Otto)

Així, el rendiment màxim que podem obtenir ve donat per la màxima relació de compressió que admet la mescla. Els valors de la relació de compressió en el cicle Otto varien entre 7 i 12, aquesta última necessitaria un combustible amb un major nombre d'octans per evitar la detonació. Per un valor típic de 8, el rendiment serà del 56.5 %.



### 3.2.3. El Cicle Atkinson

Com a introducció al següent cicle cal esmentar la importància de les vàlvules que regulen les entrades i eixides de gasos. Aquestes no s'obren i tanquen instantàniament sinó que tarden un cert temps. Per disminuir l'efecte d'aquest temps al màxim i aprofitar la inèrcia i el reflux dels gasos, s'adelanten i es retarden en les apertures i tancaments.

El cicle Atkinson està basat en els 4 temps del cicle Otto, tot i que introdueix petites modificacions a l'obertura i tancament de vàlvules. En el moment de la compressió, la vàlvula d'entrada roman oberta fins un terç de la carrera del pistó.

Aquest fet provoca per una part una relació de compressió menor, relacionada directament en l'obtenció d'un rendiment tèrmic menor que en el cicle Otto, per altra, una reducció de la potència entregada pel parell motor

No obstant, el cicle Atkinson introdueix un avantatge respecte al Otto, la reducció de la relació de compressió redueix també la temperatura i pressió dins del cilindre. Aquest fet redueix les vibracions del motor i augmenta l'eficiència global respecte el cicle Otto teòric, estalviant en combustible.

El cicle Atkinson també es caracteritza per la expandir els gasos a una relació major utilitzant un volum d'expansió major que el volum de compressió, que augmenta el treball i per tant l'eficiència.

En conclusió, en termes de potència el cicle Atkinson sempre eixirà perdent, però en termes d'eficiència energètica proposa una millora notable, a baixes revolucions.



Respecte el rendiment de Carnot, el cicle Dièsel obté valors al voltant d'un 60% , major que els de l'Otto, degut a la major relació de compressió.

No obstant, en l'expressió del rendiment:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left( \frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right)$$

[3.2]

Apareix un nou factor  $r_c$ , la relació de combustió, quocient entre volums al cilindre abans i després de la combustió.

Tanmateix, veiem que l'eficiència d'un cicle Diesel es diferencia de la d'un cicle Otto pel factor entre parèntesis. Aquest factor sempre és més gran que la unitat, per això, per iguals raons de compressió  $r$ , el rendiment del cicle Otto serà major. Tot i això, recordem que els motors Dièsel operen amb relacions de compressió majors i cremen el combustible d'una manera més completa obtenint-se rendiments finals entre el 35 i el 40 %.

Per últim, amb els principal cicles termodinàmics aplicats a l'automoció descrits, centrant-se principalment en els processos i el màxim rendiment tèrmic possible, es descriurà el nou cicle que incorpora el motor X1.

### 3.2.5. El Cicle Híbrid d'Alta Eficiència (HEHC)

Va ser l'any 2011, quan després de diversos dissenys de motors rotatius, LiquidPiston va aconseguir introduir una nova arquitectura per als seus motors, L'arquitectura X. Aquesta, que es descriurà posteriorment, presentava el que es coneix com a cicle híbrid d'alta eficiència. Aquest cicle combina diferents processos termodinàmics de diferents cicles aconseguint un rendiment tèrmic teòric de fins el 75%. Aquest rendiment s'aconsegueix per a motors d'encesa per combustió com X1 (70CV), així, el motor prototipat Xmv3 (3cv) que opera amb encesa per espurna presenta nous reptes, tot i que mantinga característiques de l'arquitectura X i del HEHC.

Els processos són els següents: Una alta relació de compressió com al cicle dièsel de fins a 18:1 , una combustió a volum constant com al cicle Otto que permet una bona crema de la mescla, per últim una sobreexpansió permetent l'extracció de més energia durant la carrera d'expansió, com al cicle Atkinson o Miller.

Aquesta innovadora arquitectura mostra un rendiment promedi del 60% (segons Liquid Piston), que supera considerablement el 30% i 40% dels cicles Otto i Dièsel.

En la versió d'encesa per compressió del HEHC, l'aire fresc (sense combustible) es comprimeix a una alta relació de compressió en un cambra del motor. El combustible s'injecta en la combustió a la cambra just abans del punt mort central PMC i comença la combustió.

La majoria d'aquesta ocorre baix una relativa condició de volum constant, assolida tenint una llarga durada en el volum de la cambra de combustió prop del PMC.

A continuació, el gas de combustió s'expandeix a un volum major que el volum d'entrada inicial, sobreexpansió, arribant a obtindre inclús pressions quasi atmosfèriques en parts del rotor que permeten una major obtenció d'energia en el procés d'expansió.

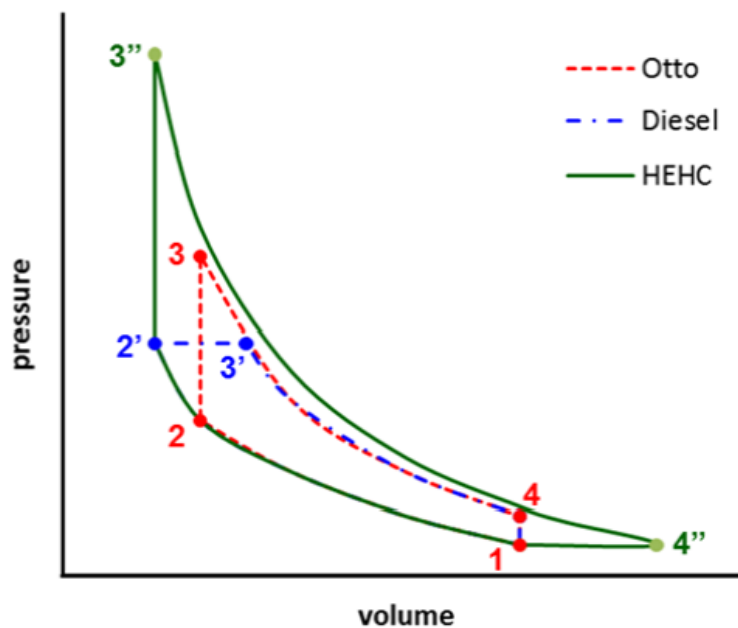


Figura 3.5 Diagrama P-V ideal del cicle Otto, Dièsel i HEHC

Font: Liquid Piston

La Figura 3.8 indica un àrea molt més gran abastada per corbes termodinàmiques, en comparació del cicles Dièsel i Otto, la qual cosa indica una major eficiència

Analíticament , si utilitzem expressions de rendiment en funció dels punts de la figura 3.8 podem establir les 3 eficiències segons:

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

[3.3]

$$\eta_{\text{Dièsel}} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3' - T_2')}$$

[3.4]

$$\eta_{\text{HEHC}} = 1 - \gamma \frac{(T_4'' - T_1)}{(T_3'' - T_2')}$$

[3.5]

Per a obtindre resultats d'una manera analítica i en termes ideals s'estableixen els següents paràmetres: les relacions de compressió són per al cicle Otto 9.5 i de 18.5 tant per al dièsel com per al HEHC (treballant amb dièsel). El coeficient de dilatació adiabàtica es suposa 1.4.

La pressió i temperatura d'entrada es suposa l'atmosfèrica 101kPa i 300K, l'energia d'entrada durant el procés de combustió es suposa igual per a tots tres cicles 1816 kJ/kg.

	<i>Punt del cicle</i>	<i>P(kPa)</i>	<i>Rendiment</i>
<i>Otto</i>	<i>1</i>	<i>101</i>	<i>0.59</i>
	<i>2</i>	<i>1867</i>	
	<i>3</i>	<i>9987</i>	
	<i>4</i>	<i>535</i>	
<i>Dièsel</i>	<i>1</i>	<i>101</i>	<i>0.58</i>
	<i>2'</i>	<i>4439</i>	
	<i>3'</i>	<i>4439</i>	
	<i>4</i>	<i>555</i>	
<i>HEHC</i>	<i>1</i>	<i>101</i>	<i>0.75</i>
	<i>2'</i>	<i>4439</i>	
	<i>3''</i>	<i>20247</i>	
	<i>4''</i>	<i>101</i>	

**Taula 3.7. Comparació entre rendiments màxims dels diferents cicles**

**Font: Liquid Piston**

Calculant els rendiments teòrics màxims, obtenim un comparació quantitativa on s'observa una millora del 38 % respecte al dièsel i un 35% respecte al cicle Otto.

L'eficiència real per a cada cicle serà menor que el seu cicle ideal estàndard. Aquesta pèrdua de rendiment, com hem esmentat en apartats anteriors, farà referencia a fuites, friccions, pèrdues mecàniques, per bombament i per propietats específiques de calor i gasos que són funció de paràmetre com temperatura i pressió ( barreja aire-combustible)

Tanmateix, el cicle híbrid d'alta eficiència també pot operar mitjançant l'encesa provocada amb gasolina, encara que amb menor eficiència. En aquest cas una mescla d'aire i combustible és comprimit a una relació de compressió més baixa, similar a l'estàndard de Motors de cicle Otto.

La reducció de la relació de compressió causa una reducció en l'eficiència en comparació als motors d'encesa per compressió, però el temps de permanència en el volum de combustió prop del PMC dona com a resultat una pressió màxima més alta que els motors amb pistons.

La sobreexpansió augmenta encara més l'eficiència, similar a la del cicle Atkinson. A més, el cicle HEHC és compatible amb tècniques de reforç, com per exemple l'addició d'un sobrealimentador que augmentaria la pressió i el rendiment.

Per últim, cal esmentar la gran importància de l'arquitectura del motor ja que influeix de manera directa en la consecució del cicle. Sense aquesta innovadora arquitectura no s'aconseguiria l'alta eficiència, les baixes vibracions, soroll, etc..

## 3.3. El motor X1 de Liquid Piston

### 3.3.1. Introducció i possibles aplicacions

Actualment, els motors de combustió interna continuen formant part molt activa de la vida quotidiana; no cal buscar molt, per adonar-se'n de que la majoria dels cotxes, per exemple, els utilitzen. Tot i que la tendència evoluciona cap a un ús major dels cotxes elèctrics o híbrids, que respecten molt més el planeta a nivell mediambiental, l'estudi i la millora dels

motors de combustió no cessa. Aquest nou motor, és presentat després de 80 anys on no s'havien introduït ni arquitectònica ni estructuralment nous tipus de motors amb èxit, diferents als convencionals.

La nova estructura influeix directament sobre el cicle termodinàmic que descriu el motor, l'anomenat Cicle Híbrid d'Alta Eficiència, un procés innovador que combina elements de diferents cicles com l'Otto o el Dièsel. Aquestes canvis, han provocat una millora considerable al rendiment, superant el 50% en modes de funcionament estàndards, segons Liquid Piston

Els petits motors de pistó poden ser barats i tenir una confiabilitat adequada per tal de servir a una varietat d'aplicacions, com propulsors mòbils, scooters, vaixells i xicotetes aeronaus,

inclosos els vehicles d'aeronaus no tripulades (VANT) .També poden formar part d'un sistema híbrid combinant motors de combustió amb motors elèctrics.

Com ja s'ha vist, mentre que els motors de pistó gaudeixen d'un ús prolífic, la seua eficiència és notablement baixa. El motor rotatiu té alguns avantatges que ho fan un contendent formidable per a alguns dels mercats actualment servits per motors alternatius. El pistó en un moviment recíproc de 4 temps, es deté quatre vegades per cicle ja que adreça dels canvis de moviment. Per contra, les parts mòbils en un motor rotatiu estan en moviment rotatori continu.

El motor X1, opera mitjançant una encesa per compressió del HEHC, desplaçant 1370cc (437cc per cambra) desenvolupant 70 CV .El motor és senzill, havent-hi només dues parts motrius primàries, les quals són equilibrades per impedir vibracions. El motor utilitza la geometria X per tal de millorar alguns aspectes del motor Wankel, mantenint els avantatges La màxima velocitat provada obtinguda al motor és 7200 rpm.

Alta densitat de potència, operació suau, disseny simple, baixa vibració, grandària compacta i arquitectura lleugera són alguns dels beneficis, que incorpora el motor que present diferents usos com robòtica, equips de jardineria, generadors o unitats de potencia auxiliars, VANT...

### 3.3.2. Geometria del motor

Com ja s'ha aprofundit en la geometria del motor Wankel, serà molt fàcil definir la geometria del motor X1 ja que està basada en aquest últim. Tant el rotor com l'estator del motor X1 tenen forma d'epitrocoide, i podríem dir que el motor X1 correspon al Wankel invertit.

El rotor, comparteix la mateixa geometria que l'estator del motor Wankel, una epitrocoide que manté una relació exacta de diàmetres  $d/D=2$  amb una excentricitat per tal de suavitzar la corba en la part central. La relació de diàmetres provoca la formació de dos lòbuls simètrics, un per fer front a la compressió/expansió i altre per admissió/fuita.

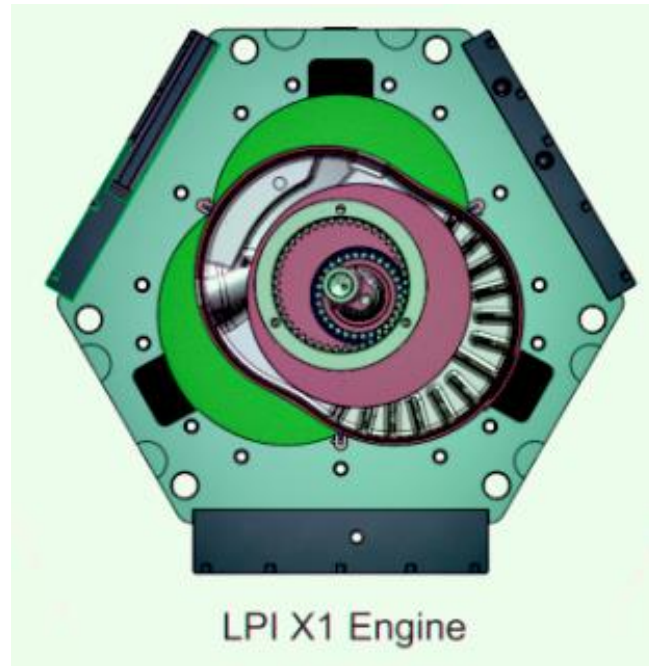
Per últim, el rotor presentarà el forat per allotjarà l'eix excèntric en el centre a més d'un petit engranatge fixe, per tal de descriure el cercle que descriu l'eix central del rotor.

Respecte l'estator perifèric, es corresponen també a una epitrocoide, però amb una relació de diàmetres de 3, generant un lòbul cada 120°. A cada extrem dels lòbuls , es troben les cambres de combustió. Petits allotjaments en forma de cúpula per tal d'afavorir la combustió.

Els arcs dels lòbuls de rotor i estator es solapen en el moment de l'explosió, per tal de que la compressió haja sigut màxima.



La geometria externa, tant de l'estator perifèric com la de les tapes laterals, es correspon a un triangle equilàter, amb un tall a cada vèrtex, tot i que és més complexa per l'aparició d'aletes canals de lubricació i refrigeració, disseny, etc..



**Figura 3.6 Geometries del rotor i estator**

**Font: Liquid Piston**

### 3.3.3. Principi de funcionament

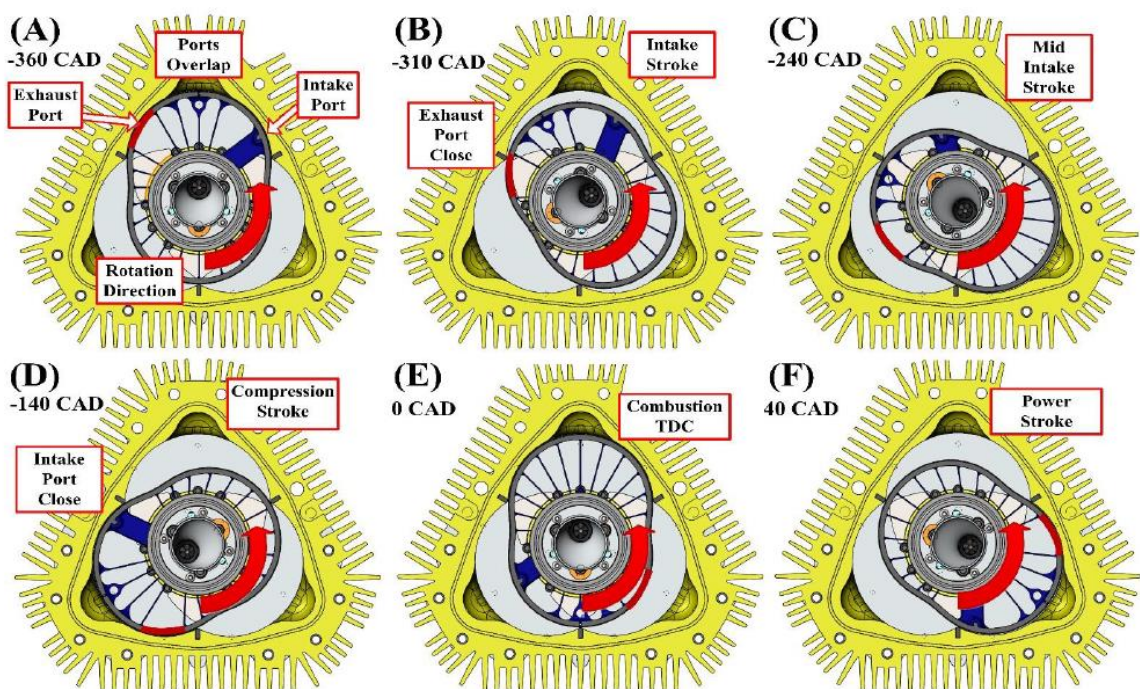
El funcionament del motor es prou similar al del Wankel, està format per quatre temps: admissió, compressió, expansió i fuga.

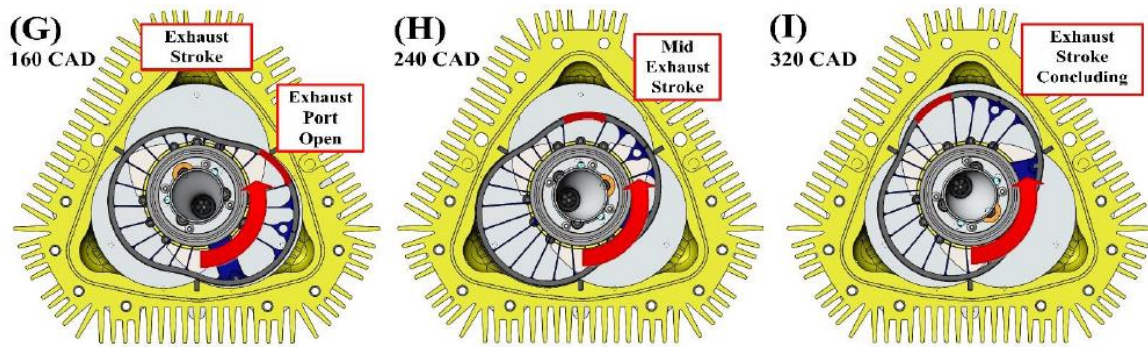
Cadascun d'aquests processos es produeix de forma seqüencial dins de cada una de les tres cambres del motor. Durant la carrera d'admissió [Figura 3.11 A-C], els gasos flueixen a través de les petites finestres fins que arriben al rotor (els injectors es troben al costat de cada cambra de combustió. Açò permet l'operació de 4 temps sense l'ús de vàlvules de seient, degut a que es el propi estator sumat a la rotació del rotor els que descobreixen els diferents orificis d'entrada i eixida, les anomenades finestres. A continuació [Figura 3.11 D-E], la mescla comença a comprimir-se fins que el rotor es solapa completament amb la càmera de

treball. En aquest moment, la combustió (a volum aproximadament constant) comença i s'aconsegueix (sense mecanismes complexos) atrapant mescla d'aire-combustible dins de cadascuna de les cambres de combustió per un període perllongat de temps. La geometria del motor 'X' juga un paper important, on l'arc del perfil del rotor coincideix estretament amb l'arc del perfil de l'estator, i llavors el rotor pot girar prop de PMC amb tots els gasos restants en una cambra de combustió aïllada (estacionària) dins de l'habitatge mentre el volum roman aproximadament constant. Després de l'explosió el rotor continua desplaçant-se expandint els gasos fins que es destapa l'orifici d'eixida i els gasos escapen [Figura 3.11 F - I]. La asimetria en les ubicacions dels ports d'entrada i eixida (relativa a la línia central del rotor) permeten una millor sobreexpansió, el volum de la càmera de treball en el tancament del port d'entrades significativament més xicotet que en el port de fuita. La relació d'expansió en contra de la de compressió es d'1.15. Els temps d'apertura dels ports s'han seleccionat per tal de maximitzar la densitat de potència enlloc de l'eficiència del combustible.

Després de la carrera d'expansió, els productes escapen per les finestres de sortida seguint el flux axial d'entrada d'aire, produint-se una comunicació entre l'atmosfera i l'expansió que ajuda a sobre-expandir els gasos de fuita.

Per tant, els aspectes únics de la geometria del motor li permeten incorporar el HEHC. A continuació es mostra, les diferents posicions del rotor per tal d'entendre millor el procés. S'ha utilitzat el motor Xmv3, que presenta una millor visualització dels ports d'entrada i eixida del rotor.





**Figura 3.7** Conjunt de fases del cicle termodinàmic del motor Xmv3

**Font:** Liquid Piston

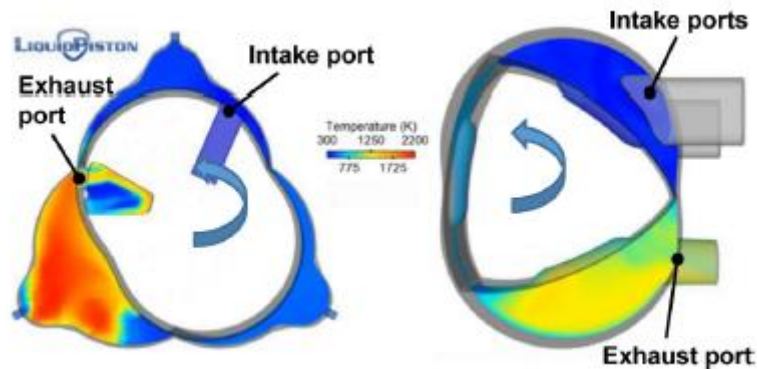
Com es pot observar en la figura 3.10, les primeres figures mostren el moment del descobriment del canal d'entrada de gasos (A), el procés d'admissió (B i C), i el moment en que es tapa el port d'admissió (D).

A partir d'aquest moment (D), la mescla es comprimeix fins es solapen els arcs de rotor i estator (E) i es produeix la combustió que potencia el sentit de gir del rotor.

Els gasos comencen a expandir-se dins de la cambra de treball (primera expansió, F) fins que es destapa l'orifici de fuita (G) i els gasos d'escap passen al rotor (H, I) on es sobre-expandeixen abans d'escapar a l'atmosfera.

### 3.3.4. Lubrificació i refrigeració

A diferència del Wankel, que presentava un clar sobreescalfament en la zona d'explosió i fuita, al motor X1 apareixeran les mateixes exigències de refrigeració però d'una manera homogènia.



**Figura 3.8 Comparació de les diferents distribucions de temperatures entre el motor X1 i el motor Wankel**

**Font: Liquid Piston**

Segons el principi de funcionament del motor, tot i que les tres cambres de combustió pateixen les màximes pressions i temperatures, també entren en contacte amb l'admissió freda, tanmateix, el rotor serà l'element amb més problemes de sobreescalfament.

El motor X1 pot ser refrigerat mitjançant estratègies de refredament tradicionals com conductes d'aigua en la carcassa o refrigeració amb aire bufat axialment a través de passatges del estator o rotor, tot i que el motor X1 solament es va dissenyar per demostrar el funcionament bàsic del cicle.

En el cas de refrigeració per aigua, es podria recuperar energia de la refrigeració mitjançant el vapor d'aigua format, que augmentaria la pressió de les cambres de combustió.

Alhora de lubricar el motor, s'introdueix una novetat respecte al motor Wankel, s'ubiquen els segells àpex en el propi estator enlloc d'ubicar-se en el rotor. Aquest fet provoca una millor lubricació sobre el perfil del rotor a més de millorar considerablement l'estanqueïtat del conjunt degut a que són més fàcils de lubricar i no es troben en moviment.

També, s'utilitza un sistema de lubricació mitjançant uns conductes que recorren les parts del motor on l'avantatge dels segells permet aplicar quantitats d'oli mesurades directament en la seua ubicació.

El manteniment d'una pel·lícula d'oli per a cada superfície en lliscament (incloent els segells) es crític per al correcte funcionament i durabilitat del motor. Aquest oli, cal que presente les mateixes característiques necessàries per al Wankel, l'origen mineral.



### 3.3.5. Avantatges i inconvenients

Al tractar-se d'un motor en desenvolupament, els principals beneficis encara continuaran baix desenvolupament:

-Lleuger i compacte: Alta densitat de potència. Un sol rotor forma tres cambres de combustió dins de la carcassa, un motor amb 2 peces mòbils.

-Eficiència: El Cicle Híbrid d'Alta Eficiència és la principal millora que introdueix el motor, inclús a baixes carregues. La ubicació dels segells redueix l'ús d'oli entre 10.

-Baixa vibració i silencis: El rotor està equilibrat en el seu centre de rotació, no existeixen vàlvules, i les turbulències que provoquen la fuga de gasos estan reduïdes degut a la sobreexpansió.

-Capacitat multi-combustible. L'arquitectura i les característiques del motor permeten l'ús de diferents combustibles.

-Escalable: D'un CV fins mil CV.

A més d'aquestes millores que introdueix l'arquitectura i el rendiment del motor X1, cal no oblidar els principals avantatges, ja esmentats en apartats anterior, que proporciona l'ús d'un motor rotatiu, com el nombre de peces, etc...

Respecte a les possibles millores, cal senyalar les diverses solucions que es troben baix anàlisi:

-Increment de l'eficiència de combustió, mitjançant l'estudi de la geometria de la cambra de combustió.

-Estratègies d'injecció avançada, cal senyalar que el sistema d'injecció de combustible no està be adaptat per les cambres de combustió donades, observant-se una humectació de les parets.

-Reducció de pèrdues per bombeig.

El principal inconvenient continua sent els del motor Wankel, la estanqueïtat del motor per no produir increments i baixar el rendiment, la dificultat de homogeneïtzar les temperatures al voltant del rotor, o l'alt consum d'oli.

També, al tindre una velocitat de rotació relativament més alta que el Wankel, el motor X1 presenta velocitats tangencials més altes, que generaran un major esforç tallant prop de les parets del rotor. La menor temperatura d'escapament pot ser que no sigui compatible amb determinats sistemes d'emissió catalítica i és una consideració important per al treball futur.

### 3.3.4. Conclusions

En conclusió, tot i que tots dos motors pertanyen a la mateixa família geomètrica de motors rotatius, hi ha diferències significatives en el flux de gas intern. Aquestes diferències finalment afectaran la quantitat d'energia que cada arquitectura perd per a la transferència de calor. Per tant, el mesurament experimental i el desenvolupament d'un nou model són necessaris per informar millor el treball futur, en lloc d'intentar adaptar els procediments de disseny existents dels motors de pistó o de Wankel a l'arquitectura "X".

## 4. Prototip virtual del motor X1

### 4.1. Introducció i objectius

Per a la realització del prototip i la posterior simulació, s'ha utilitzat el software Autodesk Inventor Professional 2018, una ferramenta 3D utilitzada per al disseny mecànic, la simulació dinàmica o la creació de plànols.

Aquest programa presenta un modelat paramètric que ajuda a la modificació i a la traçabilitat del conjunt de peces a modelar, i permet aplicar unes restriccions de moviment entre elles per tal de formar unions. En quant l'ensamblatge està muntat Inventor trasllada el conjunt a un entorn de simulació dinàmica, on existeixen varies opcions com per exemple, la implementació de relacions cinemàtiques entre les diferents parts o l'aplicació de forces o pressions en diferents punts.

Per últim, pot aplicar-se a alguna peça el mètode dels elements finits que també està present a Inventor com a estudis tensionals i estructurals, aquest mètode es detallarà més profundament en els següents apartats ja que inventor implementa diferents modificacions que el simplifiquen.

Inventor utilitza formats específics d'arxiu per a les peces (.IPT), acoblaments (.IAM), vistes del dibuix (.IDW i .DWG) i presentacions (.IPN). Tanmateix, els arxius que s'extrauen de la simulació dinàmica amb inventor, poden ser utilitzats per altres programes com ANSYS, a l'hora de realitzar estudis com els Elements finits.

L'objectiu és aplicar cadascuna d'aquestes ferramentes i extraure conclusions a partir dels resultats obtinguts. A continuació s'aprofundirà en la metodologia que ajudarà a delimitar l'abast del projecte.

## 4.2. Metodologia i abast

En aquest apartat s'exposa la metodologia a través del programa Autodesk Inventor, després d'haver caracteritzat i comparant tant el motor X1 com el seu predecessor Wankel.

Es treballarà a l'inici en el disseny, modelatge i generació del prototip 3D d'aquest motor, començant per la generació de cada peça del motor, fixant-se en l'arquitectura de Liquid Piston però introduint petits canvis.

S'utilitzaran esbossos en 2D que ajudaran a confeccionar les peces d'una manera molt senzilla, a continuació, s'extruiran els contorns per aconseguir el 3D, generant els cossos sòlids i es crearà un nou arxiu per poder ensamblar-los. Així, s'introduiran totes les peces creades al arxiu d'ensamblatge i es restringiran moviments entre les diferents peces per crear unions rígides a les que posteriorment se li assignaran diferents materials per tal d'ajudar en els següents passos de la simulació.

A continuació, s'entrarà en el entorn de simulació dinàmica dins del mateix Inventor, on es dotarà al conjunt restringit, de noves condicions de moviment sobre els graus de llibertat. Tot per d'entendre millor el funcionament cinemàtic del nou motor, degut a la diferencia substancial entre un motor de combustió interna alternatiu i un rotatiu l'estudi cinemàtic adquireix més importància, al ser diferent la rotació al moviment alternatiu convencional de cilindres i pistons.

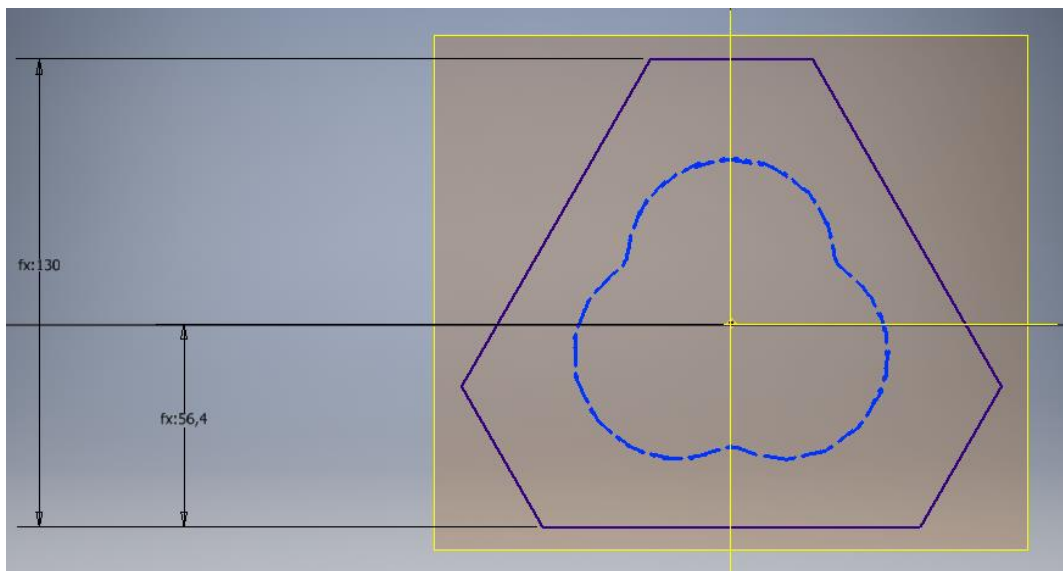
En aquest mateix entorn, s'aplicaran un conjunt de forces per simular dinàmicament les pressions d'explosió que es troben a les 3 cambres de combustió i graficar-les en funció del temps o les revolucions del motor.

Gràcies a aquesta simulació dinàmica el programa permet crear un estudi tensional estàtic a partir d'aquesta aplicació de forces. Aquest anàlisi es realitza mitjançant els elements finits que es detallarà de seguida. Amb aquest anàlisi s'obtidran els esforços generats sobre una peça del conjunt, moments flectors i diferents paràmetres com coeficients de seguretat o tensions de Von Mises.

Per últim, s'extrauran conclusions del anàlisi tensional per millorar alguna geometria que no s'ajuste a les condicions de treball del motor.

## 4.3. Modelatge

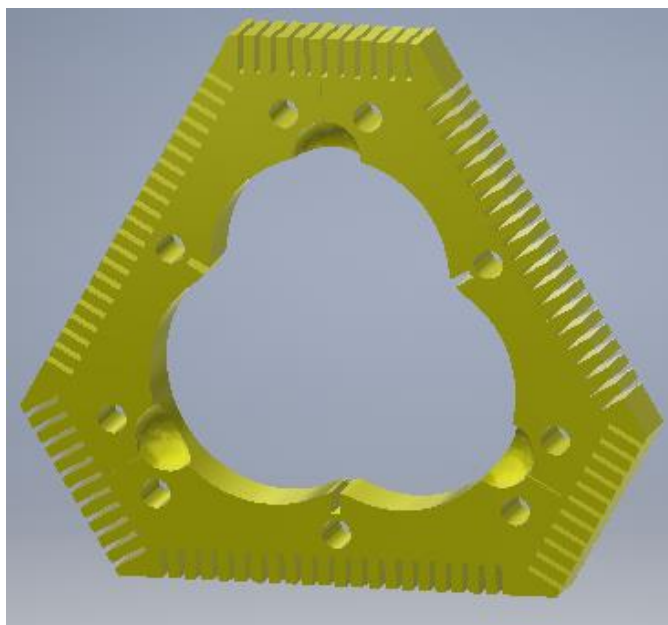
A continuació, s'il·lustren les diferents peces modelades que conformen el prototip virtual del motor X1, la totalitat de les peces ha estat modelada paramètricament mitjançant l'extrusió volumètrica dels contorns dissenyats als esbossos en 2D que presenta Inventor per a crear les peces.



**Figura 4.1. Esbós de la geometria principal de l'estator**

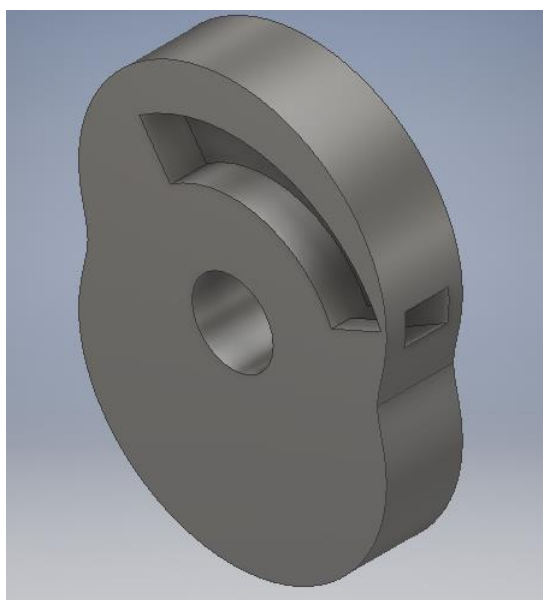
Així, després d'extruir els cossos principals, s'introdueixen detalls aplicats al principi de funcionament del motor, com les cambres de combustió o la ubicació dels segells.





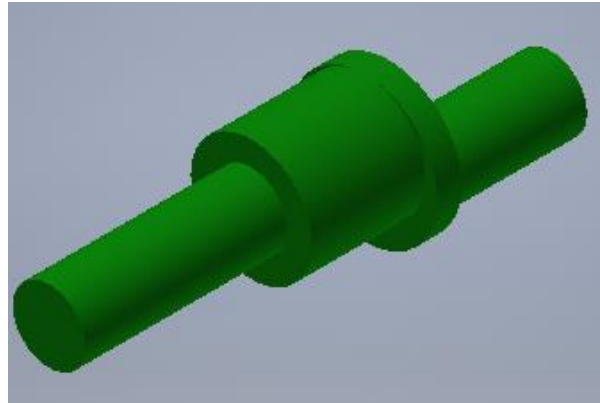
**Figura 4.2. Estator**

L'estator presenta l'allotjament del rotor (amb l'epitrocoide de tres lòbuls característica de la nova geometria), les cambres de combustió, ubicació de segells, conductes de refrigeració i un aletejat per dissipar calor.



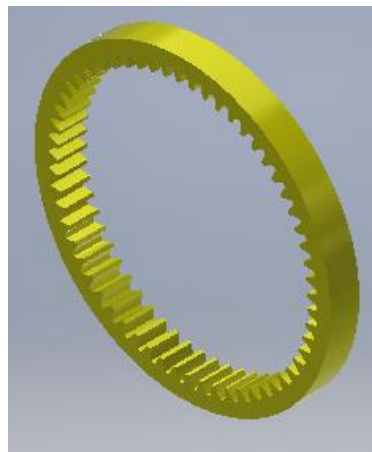
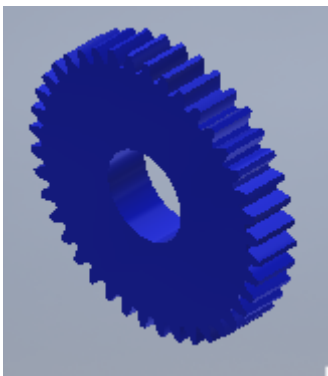
**Figura 4.3. Rotor**

Al rotor s'ubiquen l'allotjament de l'eix i els ports d'admissió i fuita per on circulen els gasos. Presenta la forma epitrocoïdal de dos lòbuls per tal de solapar-se amb cada lòbul de l'estator.



**Figura 4.4. Cigonyal**

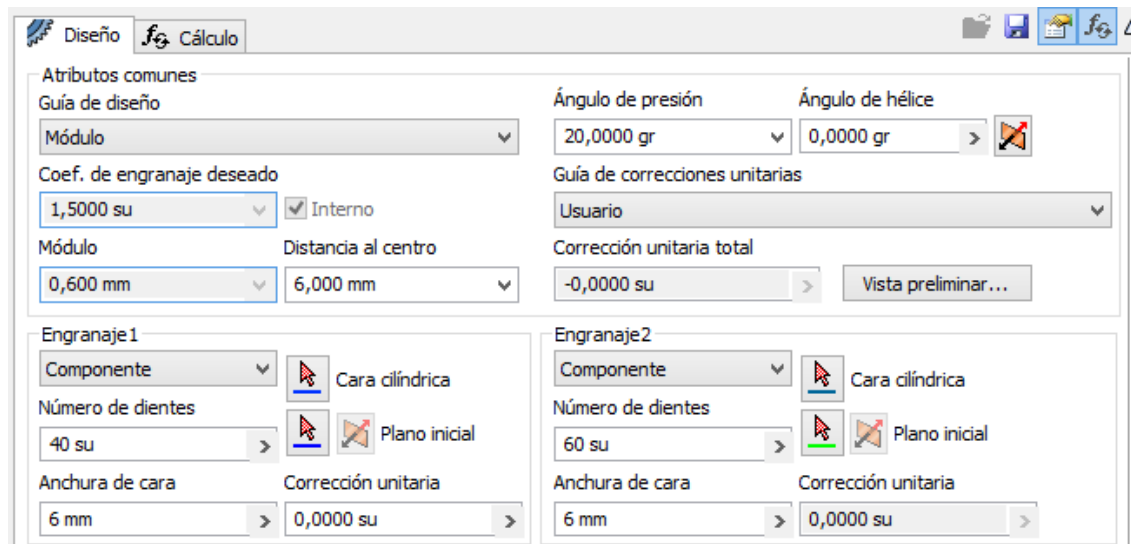
El cigonyal o eix excèntric està format per un conjunt d'extrusions circulars, dos cilindres que no comparteixen el mateix centre. L'anomenada excentricitat representa la distància entre aquests.



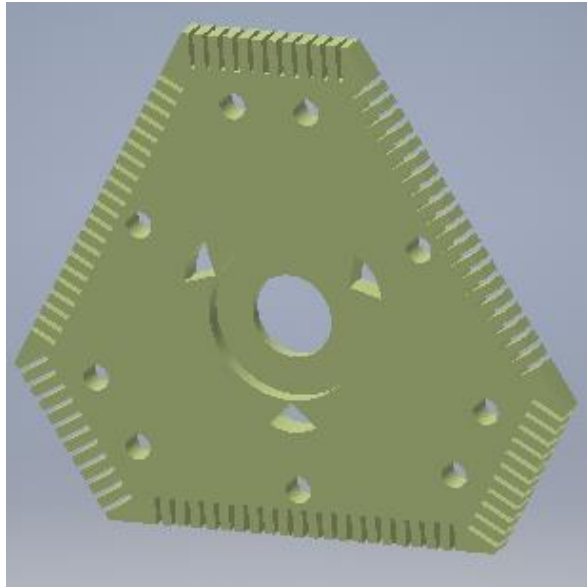
**Figures 4.5. i 4.6. Engranatges interior i exterior.**

Els engranatges s'han format a partir d'un software complementari a Inventor, Design Accelerator, una aplicació que permet connectar els paràmetres de la transmissió i ajuda, mitjançant l'elecció del criteri de disseny a crear el conjunt d'engranatges.

S'ha fixat la distància entre centre, com a paràmetre fix degut a que el solapament dels arcs de rotor i estator influeix directament en la distància. També s'ha fixat com a paràmetre fixe la relació de transmissió 3:2, degut a la configuració intrínseca de lòbuls. Per tant, sols queda variar el nombre de dents o el mòdul per a que puga modificar-se el diàmetre d'ambdós engranatges i millorar el funcionament del prototip.

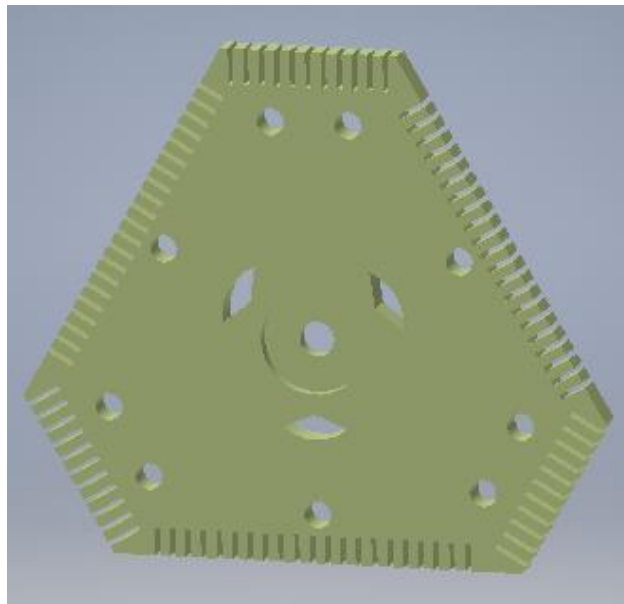


**Figura 4.7. Finestra principal de Design Accelerator**



**Figura 4.8. Carcassa frontal**

La carcassa frontal allotja l'engranatge exterior, presenta un orifici central que recorre l'eix excèntric descrivint un cercle, conductes de refrigeració, aletes i unes finestres per on s'admet aire de l'atmosfera que penetra en l'orifici d'admissió del rotor.



**Figura 4.9. Carcassa posterior**

Per contra, la carcassa posterior presenta les finestres per on sortiran els gasos d'escapament, els conductes de refrigeració, aletes i allotjament per a l'eix, que es posiciona en la tapa posterior com a referència del conjunt.



**Figura 4.10. Contrapès**

El contrapès s'ubica al final de la carcassa i és travessat per el cigonyal a una altra certa excentricitat del seu centre, és altre element mòbil del motor. S'encarrega d'estabilitzar dinàmicament al motor, reduir les inèrcies de moviment del rotor per així disminuir les vibracions.

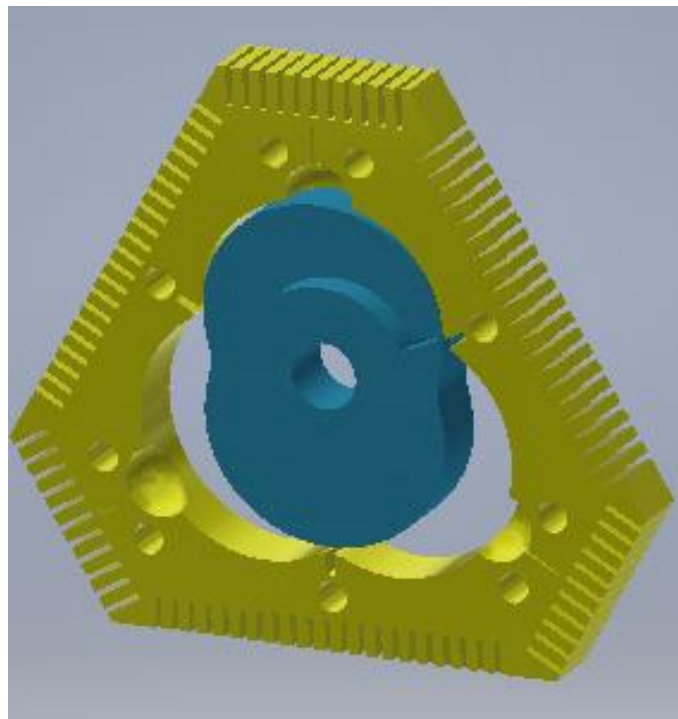


**Figura 4.11. Segell àpex**

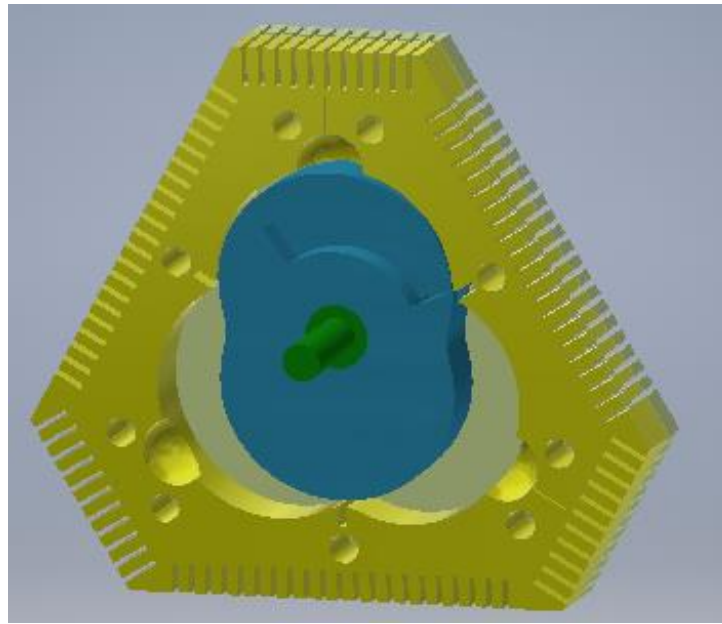
En l'apartat dels segells s'han modelat els segells àpex, segells principals, necessaris per evitar el curtcircuit del motor permetint l'estanqueïtat entre cambres. Són petits rectangles del mateix espessor que el rotor.

## 4.4. Ensamblatge

A continuació, es realitza l'ensamblatge de les peces per tal d'obtindre el conjunt motor. Aquest conjunt s'utilitzarà posteriorment per simular-lo mecànicament. Per tant, les restriccions de moviment són realment importants. Aleshores, s'ha creat un nou arxiu d'ensamblatge on s'han importat totes les peces modelades. Començant per l'estator, on es recomanable fixar-lo i centrar-lo en el eix de coordenades a partir del qual s'afegiran les peces restants.

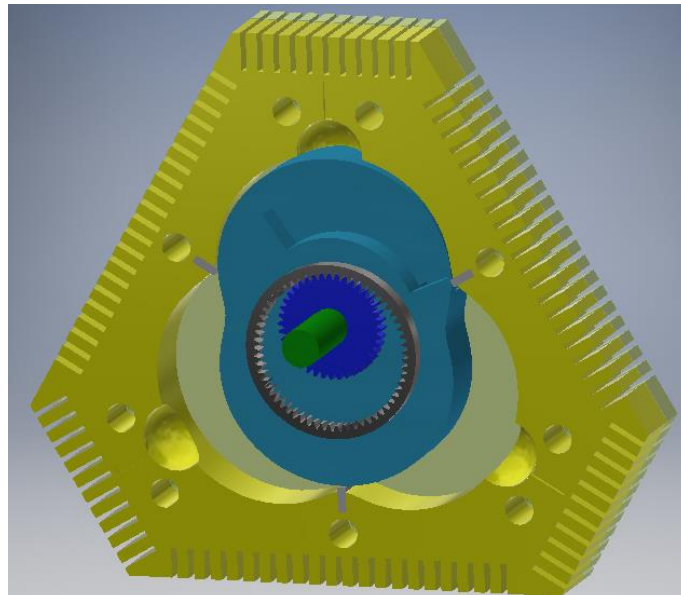


**Figura 4.12.** Inici de l'ensamblatge amb estator i rotor.



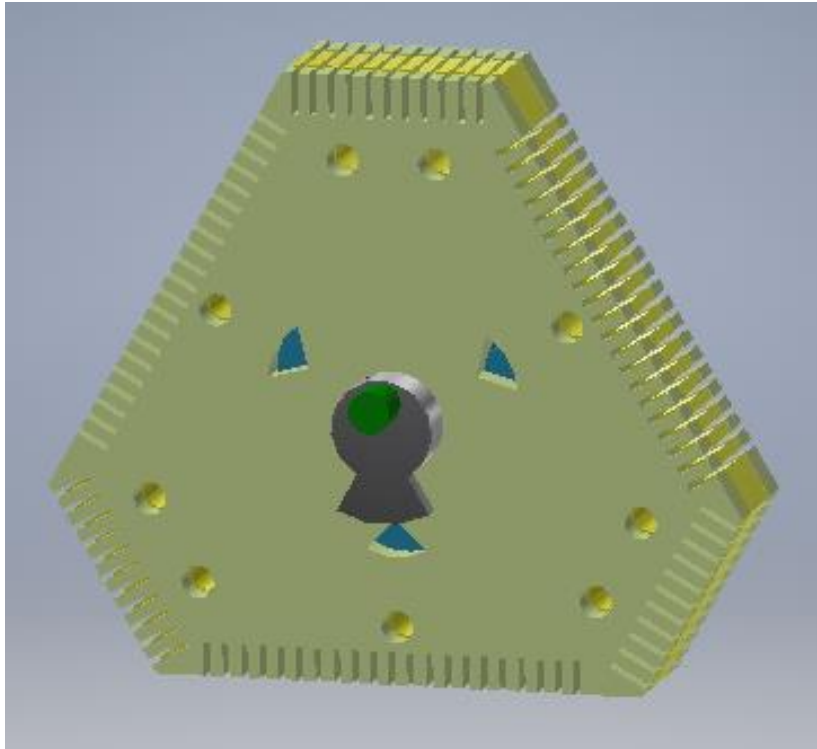
**Figura 4.13. Eix i tapa posterior afegits.**

A continuació, s'afegeixen els engranatges, i els segells àpex. Aquests últims s'afegeixen mitjançant un patró circular, és a dir, s'afegeix solament un segell, es restringeix totalment amb l'estator, i després s'aplica el patró circular per afegir i restringir totalment els 3 segells àpex.



**Figura 4.14. Engranatges i segells afegits.**

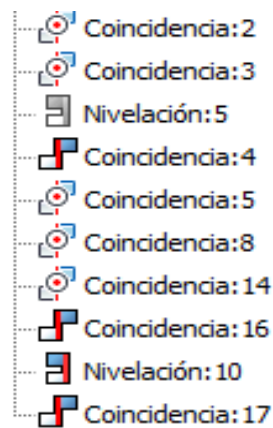
Per últim, s'afegeix la tapa anterior, i el contrapès.



**Figura 4.15. Ensamblatge complet.**

Així, quan l'ensamblatge està complet, són moltes les restriccions que apareixen per cada element. Tant restriccions de coincidències d'eixos o anivellacions de cares. Aquest exemple representa les restriccions que apareixen al final del muntatge al cigonyal:





**Figura 4.16. Restriccions de moviment aplicades al cigonyal.**

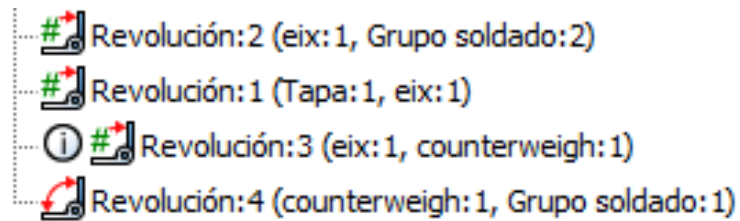
Les coincidències fan referència a coaxialitat d'eixos o cares cilíndriques, mentre que les opcions de anivellació fan referència a plans de referència o cares planes. Inventor transformarà aquestes restriccions de moviment a unions rígides en el següent entorn.

## 4.5. Simulació cinemàtica

A continuació, es trasllada l'ensamblatge a l'entorn de la simulació dinàmica.

En aquest entorn, primer es realitzarà la simulació cinemàtica. Per a aquesta, el mateix programa, basant-se en les restriccions fixades prèviament (coincidències, anivellacions) a la simulació dinàmica, crea les relacions cinemàtiques entre les diferents parts.

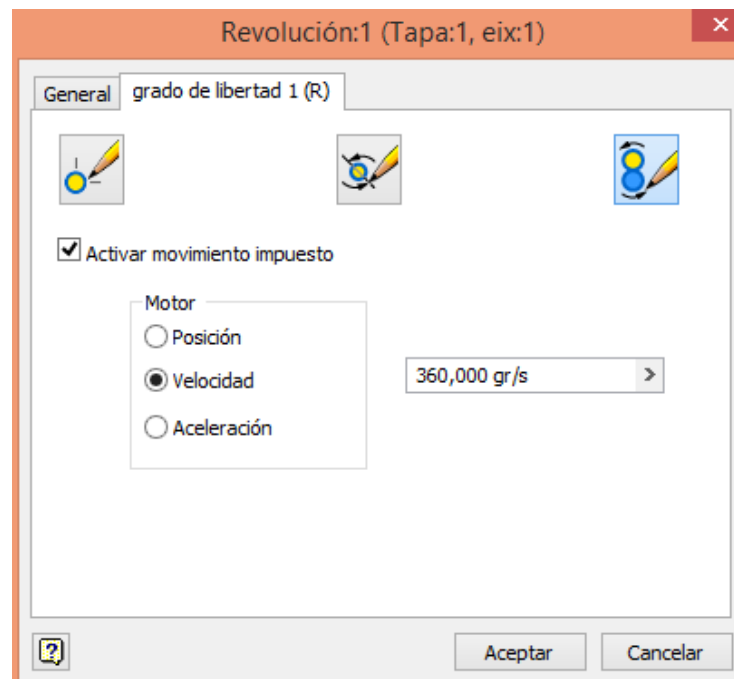
En aquest cas, les relacions cinemàtiques formades, es corresponen amb el moviment del motor, totalment rotatori, formant-se 3 revolucions:



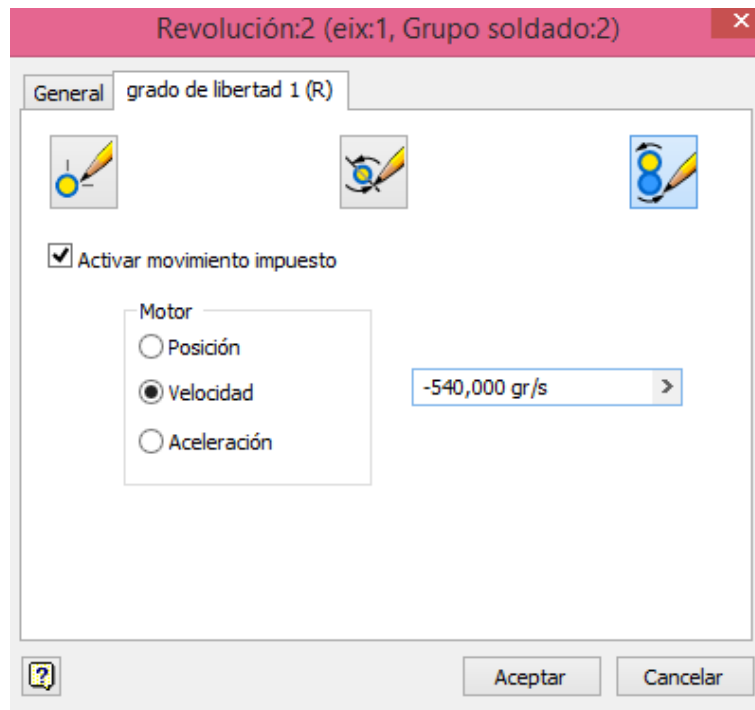
**Figura 4.17. Relacions cinemàtiques del motor.**

Aquestes revolucions, són: el gir del rotor (grup soldat:2) respecte el cigonyal, el gir del cigonyal respecte la tapa posterior, el gir del cigonyal respecte la tapa anterior (grup soldat:2) i per últim el gir del contrapès respecte el cigonyal.

A continuació, imposem velocitats a aquestes relacions cinemàtiques per tal de simular a la perfecció el moviment del motor.



**Figura 4.18. Finestra d'imposició de velocitat al rotor.**



**Figura 4.19. Finestra d'imposició de velocitat al cigonyal.**

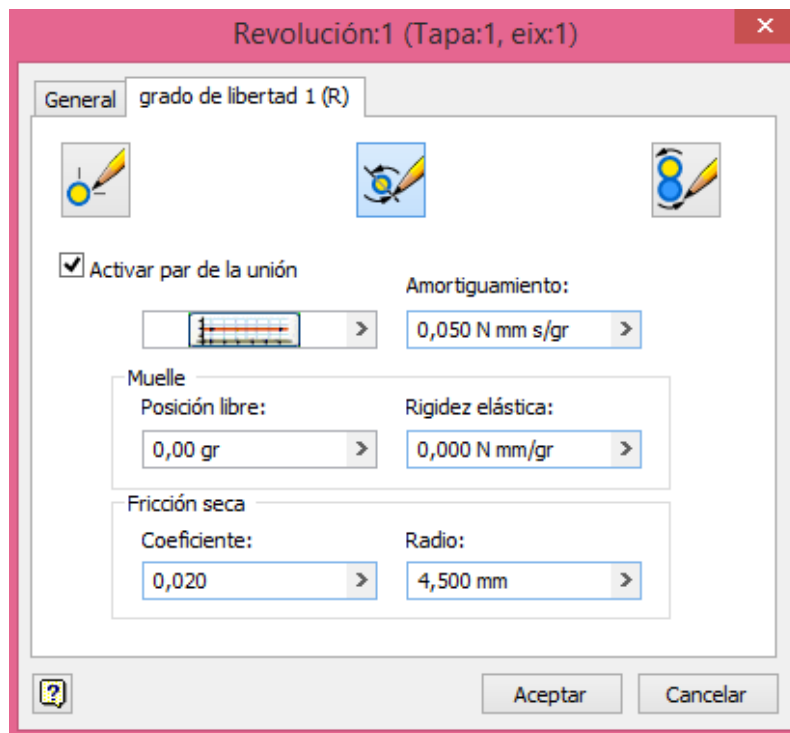
Com s'ha esmentat abans, la relació de transmissió entre els engranatges es 3:2, així, les relacions entre les velocitats de cigonyal i rotor també compliran aquestes relacions.

Si per exemple, es fixa la velocitat del cigonyal a 360 gr/s la velocitat del rotor deu ser -540 gr/s ( $540/360=1,5$ ), el signe negatiu de la velocitat del rotor indica la diferencia de sentit de gir entre el cigonyal i el rotor.

A continuació, caldrà augmentar les velocitats imposades fins les revolucions per minut (rpm) a les que sol treballar el motor, 7200 rpm com a màxim. Per tant, si es fixa un regim de gir normal de 4000 rpm, s'utilitzaran 240000 gr/s per al cigonyal i 360000 gr/s per al rotor.

Per últim, s'afegeixen condicions de fricció i amortiment entre les unions, segons [7], es poden trobar valors útils per el anàlisi dinàmic. Així, establirem el coeficient d'amortiment en 0,05 i el coeficient de fricció estàtica en 0,2.

En el cas de ser unions de revolució, cal afegir un radi al coeficient de fricció seca, que es correspondrà al radi del cigonyal segons el tram d'aquest.



**Figura 4.20. Finestra d'imposició de coeficients de fricció**

## 4.6. Simulació Dinàmica

En aquest punt, una vegada fixada la cinemàtica rotatòria del motor, i baix el mateix entorn de simulació dinàmica en Inventor s'imposen les condicions de simulació dinàmica.

En aquest cas, enlloc de simular una pressió a la cambra de combustió, s'ha optat per la hipòtesi d'aplicar una força sobre la superfície del rotor degut a que l'aplicació de la pressió en les cambres de combustió no està permesa, per les formes d'aquestes.

$$P = \frac{F}{S}$$

[4.1]

La força s'expressarà en Newton, la pressió en N/mm<sup>2</sup> i la superfície en mm<sup>2</sup>.

En el cas de la superfície, aquesta ocupa aproximadament el mateix espai que la cambra de combustió, 48.373 mm<sup>2</sup>.

A l'hora d'establir la pressió, cal esmentar que, tot i que el disseny del motor corresponga al funcionament del motor X1 que funciona amb gasoil, les dimensions del prototip estan enfocades a una possible impressió 3D al laboratori, és a dir, presenta una grandària reduïda en comparació al motor dièsel X1 de Liquid Piston. Per això, es suposaran dos casos de pressió:

El primer, suposarà una pressió màxima obtinguda en el cicle dièsel per a automoció de 180 bars (18 N/mm<sup>2</sup>). El segon, una pressió màxima que es redueix fins els 90 bars (9 N/mm<sup>2</sup>), corresponents a la màxima pressió obtinguda en les cambres de combustió de motors d'explosió per encesa provocada.

Aquest raonament també ens permetrà deduir quin deuria ser el millor combustible utilitzat per a les dimensions del nostre prototip.

· El valor màxim de força aplicat utilitzant gasoil serà:

$$F = P * S = 18 * 48,373 = 870,714 \text{ N}$$

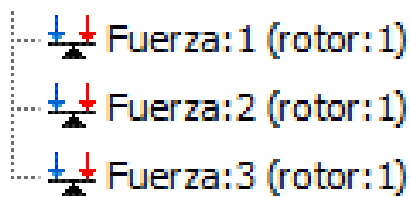
Arrodonint als 870 N.

· El valor màxim de força aplicat utilitzant gasolina serà:

$$F = P * S = 9 * 48,373 = 435,357 \text{ N}$$

Arrodonint als 435 N.

Una vegada s'han establert els dos casos de forces màximes aplicades, s'aplicaran 3 vegades, una per cada cambra de combustió on l'aplicació de la força descriurà una evolució gradual, des del moment que comença la compressió, passant per la explosió, fins que comença l'expansió. Inventor també incorpora la força de gravetat, però en este cas no s'ha utilitzat.



**Figura 4.21. Forces aplicades al rotor.**

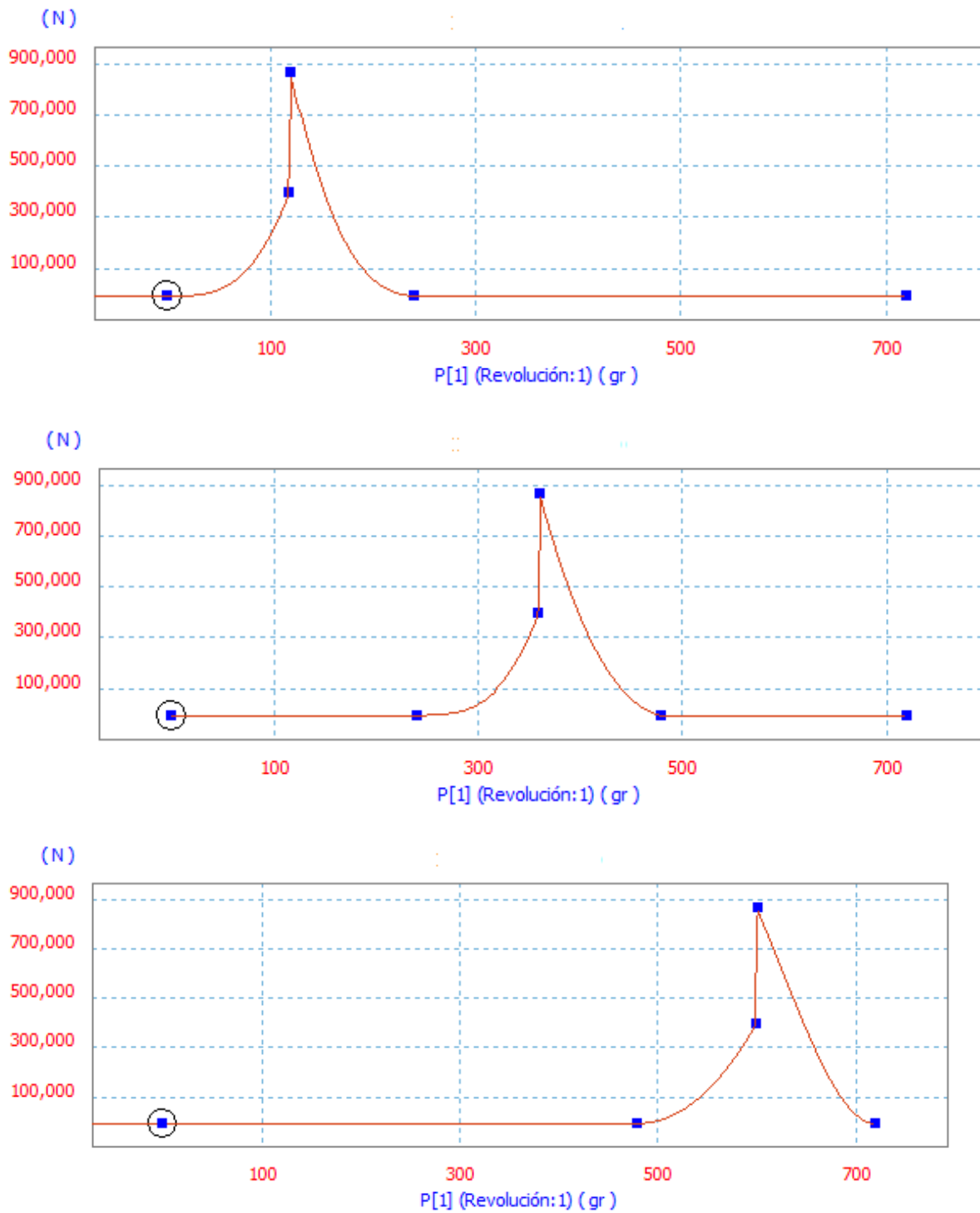


Figura 4.22. Evolució gradual de les forces de les 3 cambres de combustió segons els graus de gir del cigonyal per al cas de combustible dièsel.

Com es pot observar als gràfics, cada força experimenta un augment corresponent a la compressió, un pic de força corresponent a la combustió, i una disminució fins a 0 corresponent a l'expansió. A més evolucionen gradualment segons:

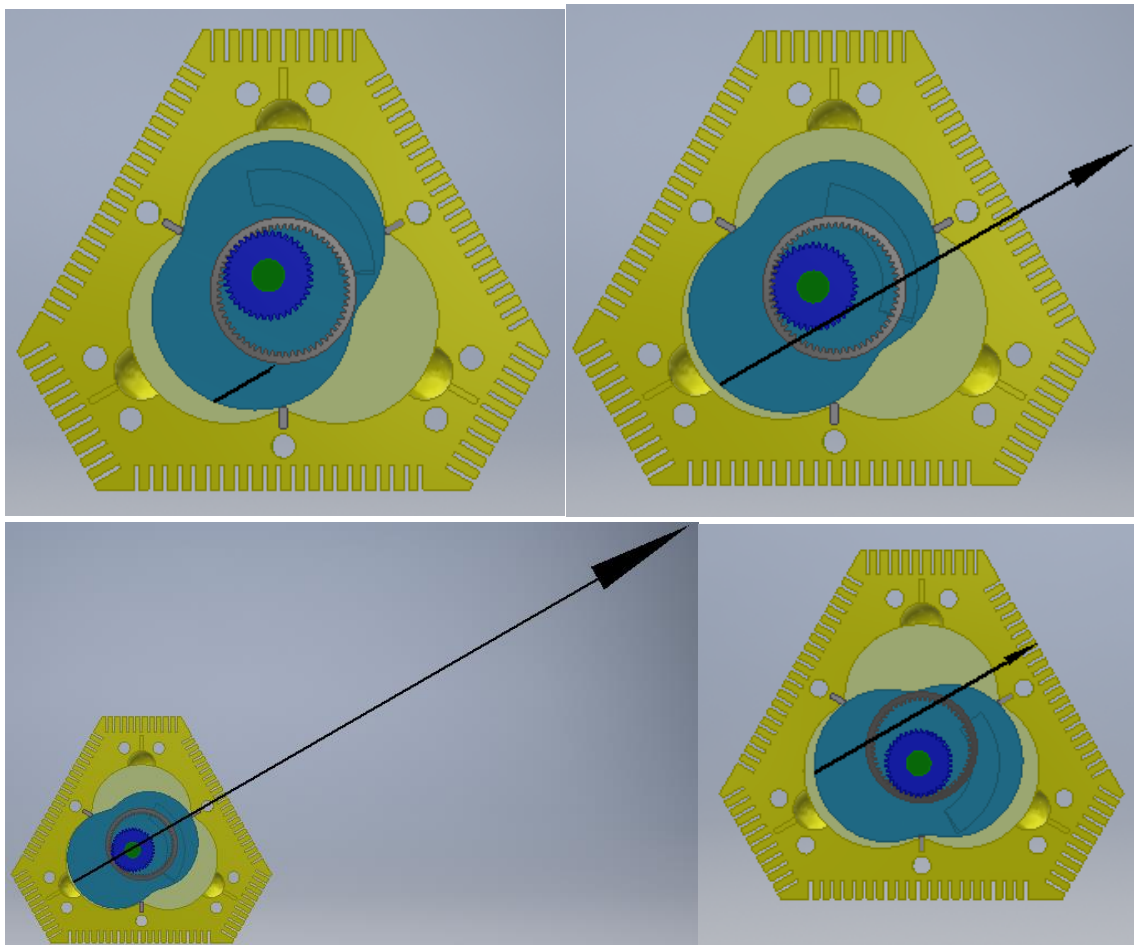
Força 1: des de 0 fins els 120 graus de gir, es simula la compressió, als 120 graus l'explosió i de 120 graus fins 240 l'expansió.

Força 2: en el moment que acaba d'expandir-se totalment en una cambra comença la compressió en la següent, 240 graus fins 360, i l'expansió dels 360 fins els 480 graus.

Força 3: Per últim, als 480 graus, comença la tercera compressió fins 600 graus de gir, pic de combustió, i expansió fins 720 graus completant 2 voltes del cigonyal però sols 1 del rotor.

En les següent imatges es pot apreciar l'evolució de les 3 forces, segons un vector de color negre que les representa.

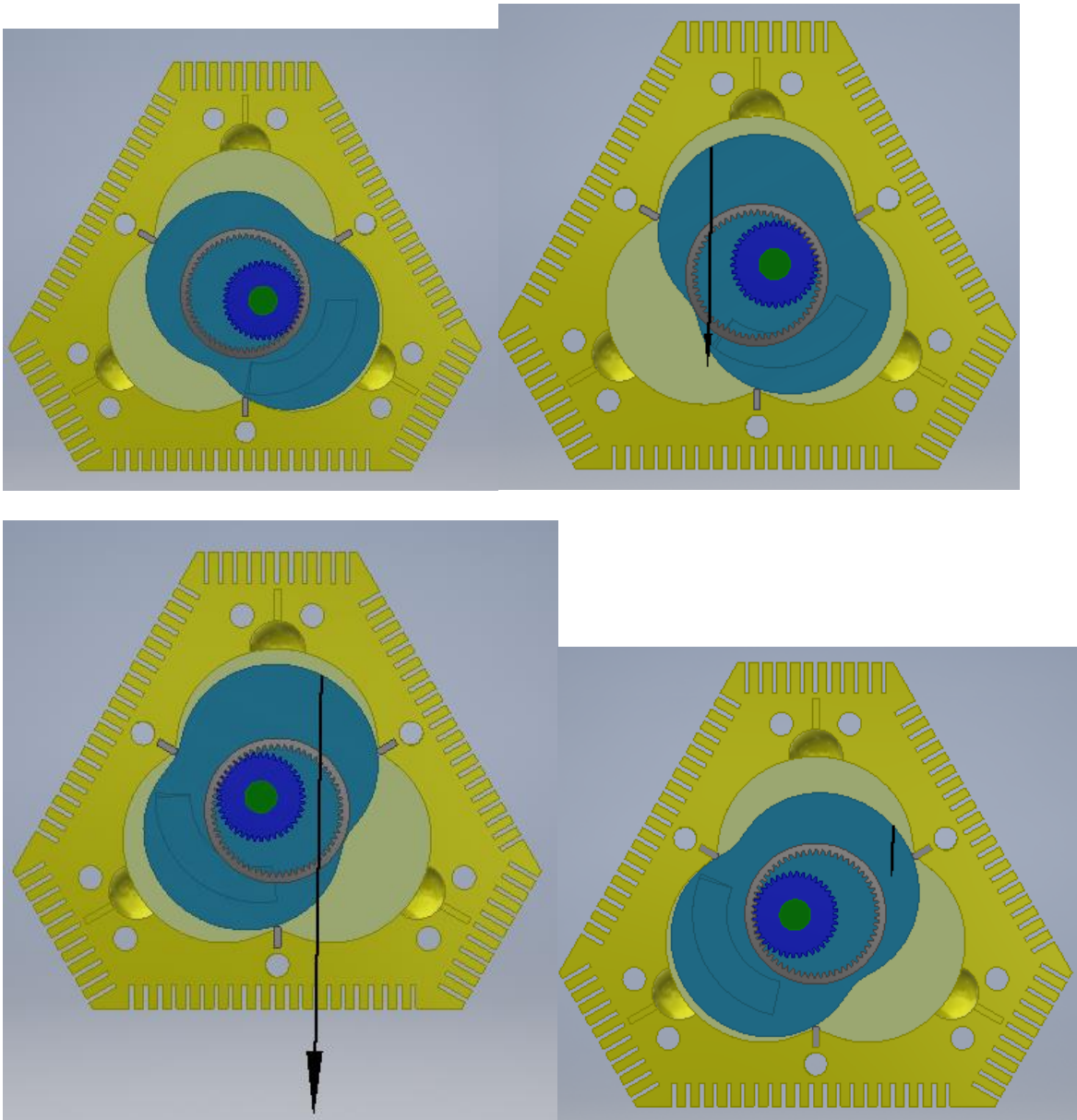
### Primera cambra de combustió



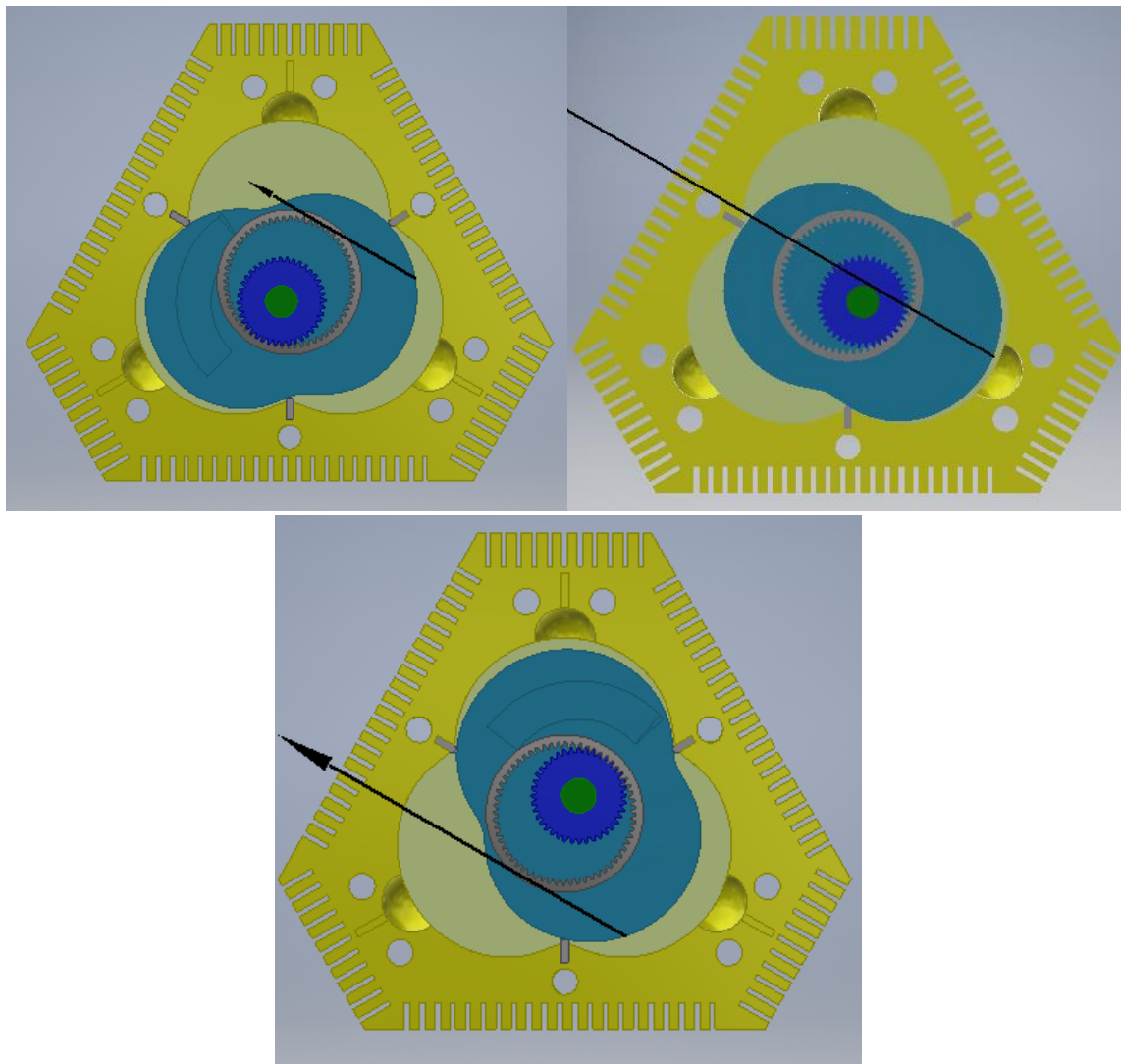


En la tercera imatge s'aprecia el punt d'explosió, on es pot veure que el vector aconseguix el seu màxim mòdul, perpendicular a la superfície del rotor.

### Segona cambra de combustió



### Tercera cambra de combustió



**Figura 4.23. Evolució de les forces en les tres cambres de combustió**

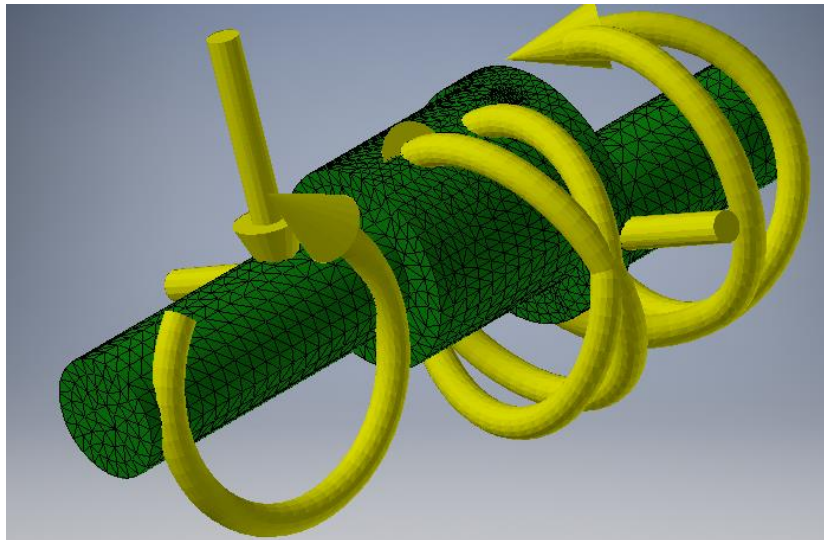
## 4.7. Anàlisi per Elements Finitis

### 4.7.1. Introducció

Autodesk Inventor Professional, inclou una sèrie de ferramentes per realitzar anàlisis per Elements Finitis, simplificant la tasca d'estudiar la resistència a càrregues estàtiques de geometries molt complexes. L'anàlisi de tensions per elements finits, resulta un gran avantatge per al món de l'enginyeria, ja que permet l'estudi previ a la fabricació de peces, evitant la creació d'una infinitat de prototips, evitant una gran inversió econòmica.

El mètode consisteix en una tècnica matemàtica que permet el càlcul de tensions baix certes sol·licitacions sobre les peces del conjunt. Inventor discretitza l'espai de la peça en subgrups formats per nodes als quals se li apliquen les càrregues. Per tal de millorar al màxim l'obtenció de resultats Inventor incorpora mètodes de refinament que els milloren (mètode H i P) a costa d'augmentar el temps computacional. Són mètodes iteratius, basats en la resolució de malles inicials, i a continuació nous càlculs més fins que els anteriors.

L'objectiu d'estudi serà obtindre les tensions equivalents de Von Mises generades i comparar-les amb el límit elàstic del material emprat. En aquest cas la peça d'estudi serà el cigonyal, degut a que és un element molt interessant que es troba en contacte amb moltes de les peces del conjunt, concentra la majoria dels esforços i presenta una geometria poc compacta.



**Figura 4.24.** Vista del mallat i esforços que pateix el cigonyal baix les condicions de simulació.

No obstant per poder comparar el límit elàstic amb les tensions cal assignar a les peces els diferents materials. S'ha optat per dotar a les peces dels materials d'ús tradicional en els motors rotatius.

Les carcasses seran d'alumini, que permet modificar el tomany de les finestres degut a que és més fàcil de modificar, presenta alta conductivitat tèrmica i bon coeficient de dilatació. En el cas del rotor, el cigonyal i engranatges s'utilitzen acers o aleacions amb Crom o Vanadi.

Aquests materials estan inclosos en la biblioteca de materials pròpia de Inventor, i són l'alumini 6061 i l'acer aliat, aquest amb un límit elàstic de 250 Mpa.

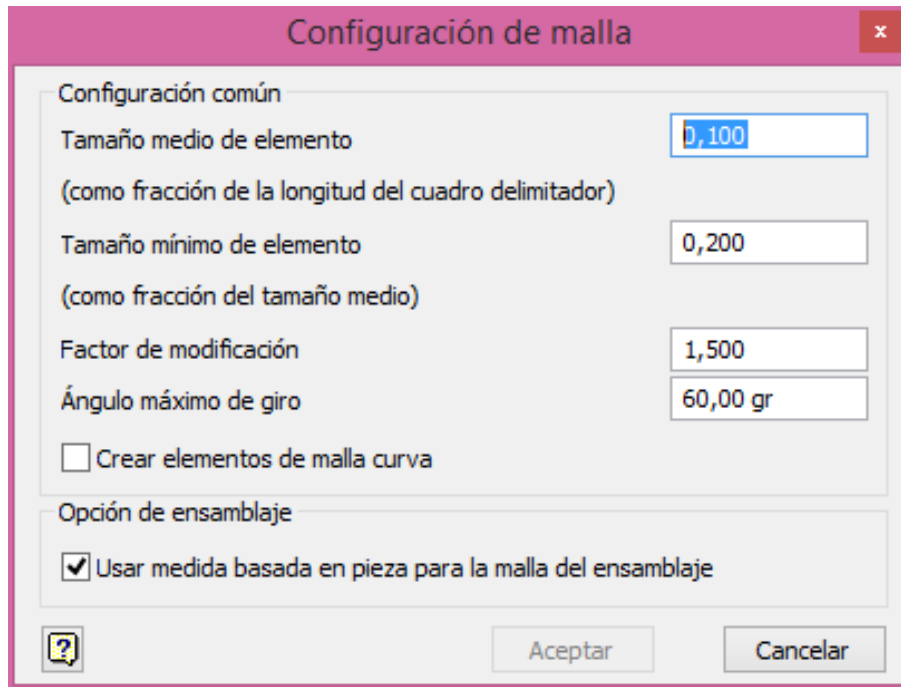
Així, baix una petita assignació d'aquests materials a les peces tot estarà preparat per tal de traslladar els dos casos de simulació dinàmica ( 90 i 180 bars, començant per 180 bars) a l'entorn dels Elements Finitis per tal de crear l'estudi i extraure conclusions.

## 4.7.2. Anàlisi estàtic amb Inventor

Es comença exportant l'instant de màxima força corresponent a la combustió, 870 N equivalents als 180 bars.

Inventor s'encarrega de processar la informació de cada triangle generat en el mallat, per això, quan menor siga la grandària més precís serà el resultat

A continuació es crea l'estudi i es fixen les condicions de simulació. Aquestes condicions estan fixades inicialment per inventor, però s'han modificat. La modificació consta en l'optimització de l'estudi en quan a la grandària dels elements i l'angle que tenen els triangles que els formen.



**Figura 4.25. Paràmetres dels elements finits abans de ser modificats.**

S'utilitzarà per a la configuració de la malla, un tamany de nodes de 0,040 i un angle de 30 graus. Per a les opcions de la convergència de resultats, es tria l'opció d'un nombre màxim de refinats de 10% i un criteri de parada del 2%, que no suposen un temps de computació superior a 2h.

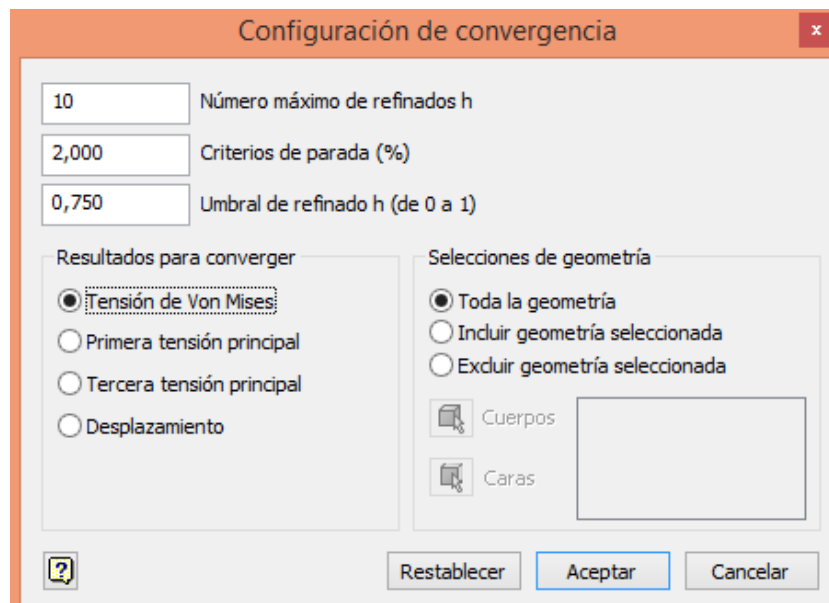
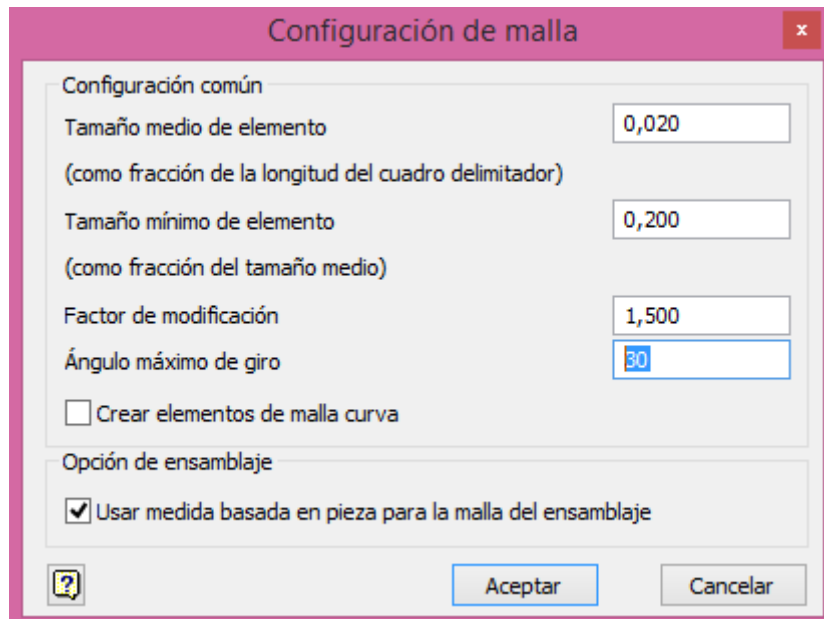


Figura 4.26. Finestres de configuració de la simulació.

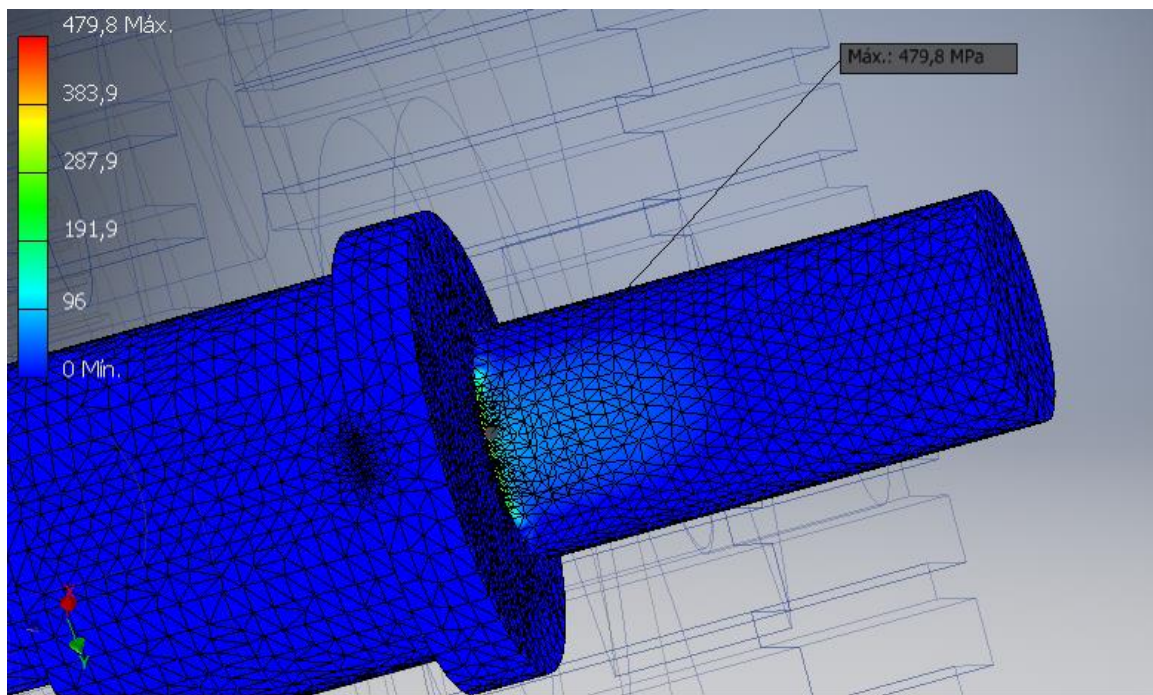


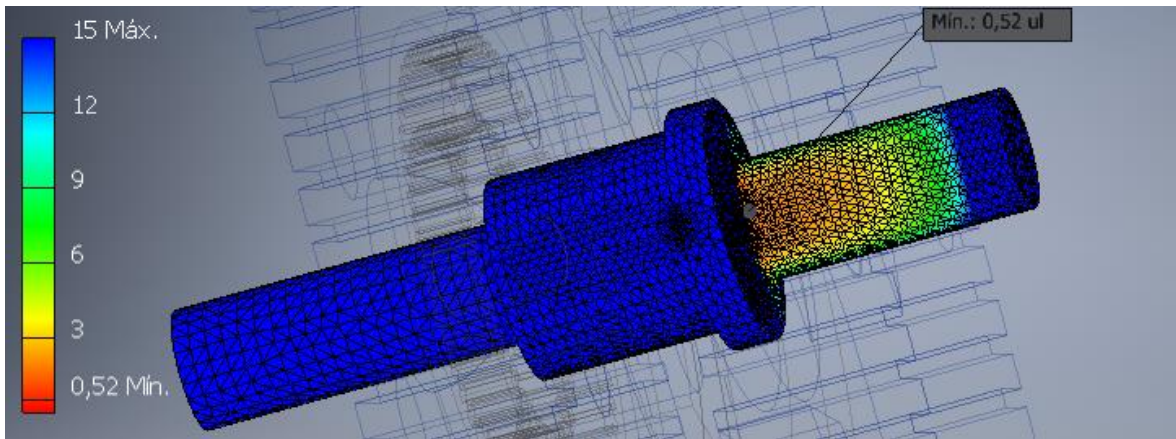
## 4.7.2 Resultats

### 4.7.2.1. Primer cas: 180 Bar (Dièsel)

Per als resultats obtinguts en el cas de 180 bars (gasoil), es troben tensions de Von Mises de quasi el doble del valor del límit elàstic (479,8) Mpa el màxim valor), ubicades aquestes últimes en el concentrador de tensions present entre la unió de l'eix principal i el munyó.

En conseqüència, s'obtenen coeficients de seguretat mínims de valor 0.52 al concentrador de tensions, tot i que també apareixen coeficients de seguretat amb valors baixos arran tota la superfície del cigonyal que està en contacte amb la tapa posterior.





**Figura 4.27. Resultats obtinguts del primer cas de simulació (870 N)**

Les conclusions del primer estudi indiquen que, tot i que aquestes tensions es podrien reduir modificant la geometria del cigonyal, les modificacions i millores s'aplicaran a partir del segon estudi, on s'aconsegueix la pressió màxima de 90 bars. Açò es degut, a que les possibles tensions obtingudes en el cas d'utilitzar gasolina, presentaran valors més pròxims al límit elàstic. A més, es pot concloure que seria millor la utilització de la gasolina com a combustible per a geometries petites degut a que les pressions del cicle dièsel obtingudes produïrien esforços més difícils de suportar.

Altra conclusió important que es pot extraure dels primers resultat, és que el punt crític en el propi disseny del cigonyal es tracta del concentrador de tensions ubicat en la unió entre l'eix de referència i el munyó, així aquest punt serà el principal a l'hora de modificar-lo geomètricament per reduir les tensions.

Com ja s'ha esmentat, les modificacions geomètriques i les conclusions finals s'extrauran a partir del segon estudi realitzat.

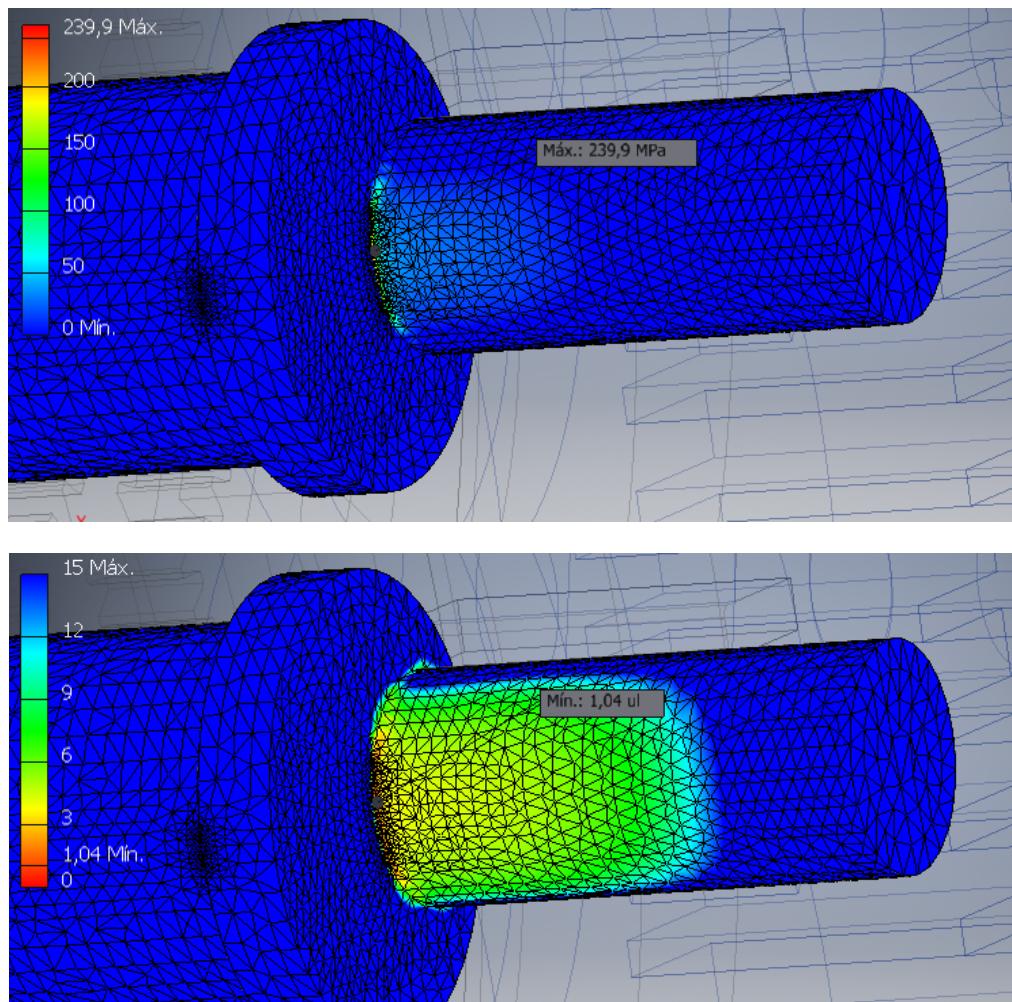


#### 4.7.2.2. Segon Cas: 90 Bar (Gasolina)

D'aquest segon estudi, s'extraurà també el moment de màxima pressió, 90 bars, corresponents als 435 N del moment de l'explosió. Repetint-se les condicions de simulació i mallat.

Els resultats que s'obtenen són idèntics als del primer cas, però s'han reduït a la meitat els valors de tensions de Von Mises i han augmentat el doble els valors dels coeficients de seguretat, que ja superen la unitat.

Per això, resultarà d'interès introduir modificacions geomètriques al cigonyal, per tal de reduir les tensions i augmentar el coeficient de seguretat.



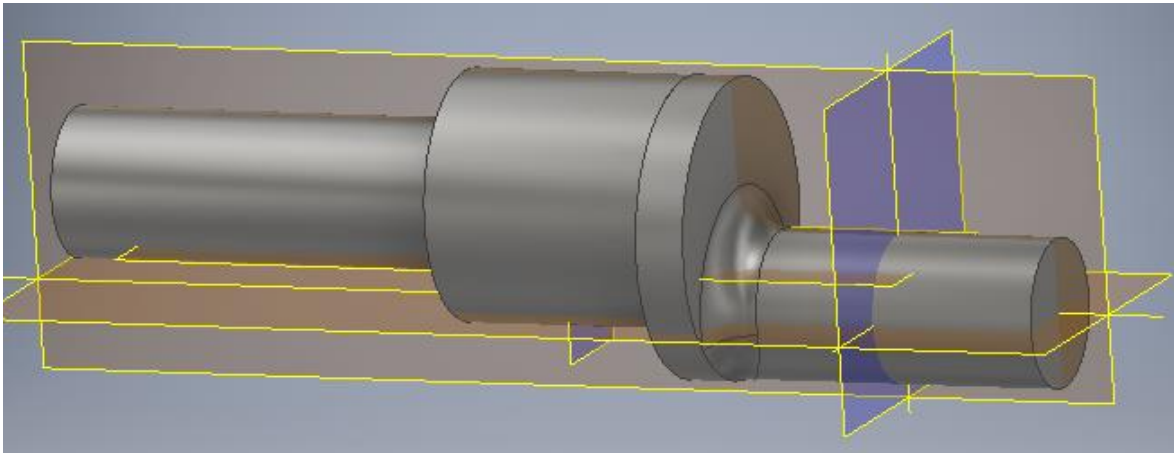
**Figura 4.28. Resultats obtinguts del segon cas de simulació (435N)**

### 4.7.3. Modificacions al cigonyal

A partir dels resultats obtinguts, s'introduiran millores geomètriques per tal de millorar els resultats que ens proporcionen els elements finits.

Com s'ha esmentat, els problemes apareixen en la unió entre els diferents eixos de diferents diàmetres. Així, suavitzar aquesta unió, augmentar la superfície i el volum per a la transmissió dels esforços i reduir el concentrador de tensions, són solucions vàlides que ens proporcionaran millors resultats.

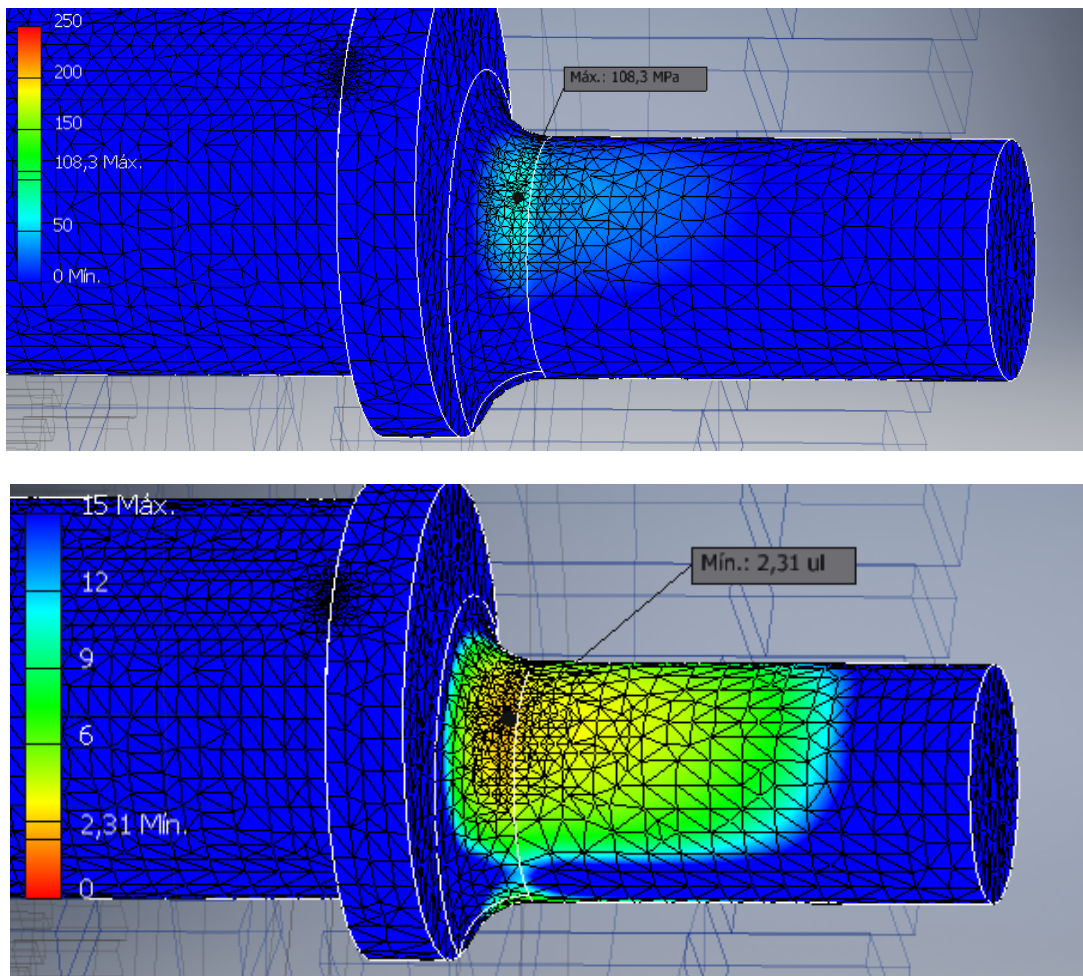
Es procedeix a modificar la peça corresponent al cigonyal, generant un entroncament en la unió esmentada, de radi 2,5 mm.



**Figura 4.29. Entroncament de la unió entre diferents eixos**

#### 4.7.3.1. Tercer Cas: Simulació després de la modificació (90 Bar Gasolina)

A continuació, tornem a repetir la simulació, baix les mateixes condicions de càrrega, però amb el cigonyal modificat, obtenint-se els següents resultats:



**Figura 3. 30. Resultats després de la tercera simulació (435N)**

Com s'observa en les figures, la màxima tensió de Von Mises que apareix es de 108,3 Mpa, si la comparem amb el límit elàstic (250 Mpa) obtindrem el coeficient de seguretat.

En aquest cas, el coeficient mínim de seguretat que s'obté és major a 2,31 més del doble de valor obtingut en la simulació anterior. Açò indica que la modificació geomètrica ha estat efectiva, ja que s'ha aconseguit reduir fins un 50% les tensions creades.

Aquests resultats permeten concloure l'estudi tensional, ja que s'obtenen paràmetres acceptables a nivell de funcionament i seguretat. Per últim, com a futur treball, caldria modificar les diferents peces del conjunt per poder fer front a les modificacions i mantenir l'ensamblatge compacte a part de seguir millorant la geometria introduint nous canvis o innovacions.

## 4.8. Conclusions.

Gràcies a la realització d'aquest projecte de fi de grau, s'ha pogut aplicar coneixements adquirits al llarg d'aquests anys durant el transcurs del grau. No només s'han posat en pràctica, sinó que ha esdevingut una motivació a l'hora de prendre decisions.

Aquest treball s'han millorat les tècniques i la metodologia de les ferramentes CAD, que seran de gran utilitat en el futur. S'han completat satisfactòriament els objectius plantejats al començament d'aquest projecte, començant per l'obtenció d'informació i coneixement del principi de funcionament del motor X1 i les seues propietats.

La realització del disseny, modelat i ensamblatge amb Inventor han millorat competències com la visió espacial, la delineació i la generació de conjunts mecànics. La simulació cinemàtica ha permès entendre les relacions cinemàtiques entre les diferents parts, mentre que la implementació de forces en la simulació dinàmica ha preparat de bona manera l'estudi de propietats mecàniques a través dels elements finits.

L'estudi dels elements finits ha estat el procediment d'extracció de conclusions finals a partir de la comparació de tensions proporcionades, així s'han realitzat modificacions per tal de millorar la resposta mecànica.

Finalment, m'agradaria expressar la sensació de completar aquest treball, tot i que siga elemental a nivell d'enginyeria, a nivell personal ha reafirmat una decisió molt important com és l'elecció del grau.

## Bibliografia

### Apunts:

- [1] Tecnología y Resistencia de Materials
- [2] Maquines Tèrmiques
- [3] Ingeniería Gráfica y Expresión Gráfica

### Llibres:

- [4] W.Younis, INVENTOR® Y SU SIMULACION CON EJERCICIOS, Marcombo,2012.
- [5] D. Littera, M. Nickerson, A. Kopache, G. Machamada, C. Sun, A. Schramm, N. Medeiros, K. Becker, N. Shkolnik, A. Shkolnik, DEVELOPMENT OF THE XMV3 HIGH EFFICIENCY CYCLOIDAL ENGINE, SAE, 2015.
- [6] A. Shkolnik1, D. Littera1, M. Nickerson1, N. Shkolnik1, K. Cho, DEVELOPMENT OF A SMALL ROTARY SI/CI COMBUSTION ENGINE, SAE, 2014.
- [7] Kutz, M., MECHANICAL ENGINEERS' HANDBOOK. BOOK 1, MATERIALS AND MECHANICAL DESIGN, Hoboken : John Wiley & Sons, 2006.

### Referencies Web:

- [https://www.ecured.cu/Motor\\_Wankel](https://www.ecured.cu/Motor_Wankel)
- <http://liquidpiston.com/technology/how-it-works>
- <http://liquidpiston.com/technology/hehc-cycle>
- <https://www.geogebra.org/m/B8Gkm2Q6>

## Llistat de figures

- Figura 1.1: Motor Radmax (esquerra ) i Quasiturbina (dreta)
- Figura 2.1 L'alemany Félix Wankel, mostrant el motor rotatiu
- Figura 2.2 Mazda RX-7
- Figura 2.3 Les 4 fases del motor Wankel
- Figura 2.4 Generació del perfil epicicloïdal
- Figura 2.5. Aproximació de la generació del perfil del rotor
- Figura 2.6 Rotor Wankel
- Figura 2.7 Estator perifèric
- Figura 2.8 Estator lateral
- Figura 2.9 Elements de segellat
- Figura 3.1 Motor X1 de Liquid Piston
- Figura 3.2 Cicle Otto
- Figura 3.3 Màxim rendiment teòric del cicle Otto
- Figura 3.4 Cicle Dièsel
- Figura 3.5 Diagrama P-V ideal del cicle Otto, Dièsel i HEHC
- Figura 3.6 Geometries del rotor i estator
- Figura 3.7 Conjunt de fases del cicle termodinàmic del motor Xmv3
- Figura 3.8 Comparació de les diferents temperatures distribuïdes en ambdós motors
- Figura 4.1. Esbós de la geometria principal de l'estator
- Figura 4.2. Estator
- Figura 4.3. Rotor
- Figura 4.4. Cigonyal

Figures 4.5. i 4.6. Engranatges interior i exterior

Figura 4.7. Finestra principal de Design Accelerator

Figura 4.8. Carcassa frontal

Figura 4.9. Carcassa posterior

Figura 4.10. Contrapès

Figura 4.11. Segell àpex

Figura 4.12. Inici de l'ensamblatge amb estator i rotor

Figura 4.13. Eix i tapa posterior afegits

Figura 4.14. Engranatges i segells afegits

Figura 4.15. Ensamblatge complet

Figura 4.16. Restriccions de moviment aplicades al cigonyal

Figura 4.17. Relacions cinemàtiques del motor

Figura 4.18. Finestra d'imposició de velocitat al rotor

Figura 4.19. Finestra d'imposició de velocitat al cigonyal

Figura 4.20. Finestra d'imposició de coeficients de fricció

Figura 4.21. Forces aplicades al rotor

Figura 4.22. Evolució gradual de les forces en les cambres de combustió

Figura 4.23. Evolució temporal de les 3 forces aplicades

Figura 4.24. Vista del mallat i esforços que pateix el cigonyal

Figura 4.25. Exportació del moment de màxima aplicació de força

Figura 4.26. Paràmetres dels elements finits abans de ser modificats

Figura 4.27. Finestres de configuració de la simulació

Figura 4.27. Resultats obtinguts del primer cas de simulació (870 N)

Figura 4.28. Resultats obtinguts del segon cas de simulació (435N)

Figura 4.29. Entroncament de la unió entre diferents eixos

Figura 4.30. Resultats després de la tercera simulació (435N)

## Llistat de taules

Taula 3.1. Comparació entre rendiments màxims dels diferents cicles



## Document II

# PRESSUPOST

# 1. Descripció del pressupost

Inicialment, es descriuran les unitats d'obra que s'inclouen en el pressupost, a més, dels factors que s'han tingut en compte.

## 1.1 Descripció de les unitats d'obra

Per a la realització d'aquest Treball Final de Grau s'estima que s'han emprat un total de 300 hores, aquestes es poden dividir principalment en 4 grups que són descrits a continuació.

- **Documentació prèvia (30 hores)**

Corresponent a l'obtenció d'informació del funcionament dels motors LiquidPiston per tal de poder caracteritzar de la manera més completa possible, tant el motor d'estudi com el seu cicle termodinàmic. S'ha cercat informació tant per part dels fabricants com per part dels distints estudis científics que s'han realitzat per a estimar els distints paràmetres i condicions òptimes de funcionament.

- **Anàlisi del motor (200 hores)**

L'anàlisi de motor s'ha realitzat mitjançant el programa Autodesk Inventor Professional 2018 ha estat format per les distintes fases:

- **Elaboració de distints models (50 hores):** Aquest apartat contempla el disseny, modelatge i ensamblatge, així com les correccions posterior per a garantir un bon funcionament.

- **Simulació dinàmica del model (100 hores):** Aquest apartat té en compte tot el procés de modelatge, imposició d condicions i restriccions de moviment, assignació de forces i comprovacions de la simulació realitzada.

- **Anàlisi per elements finits (50 hores):** En aquest apartat es té en compte la creació dels estudis tensionals, l'obtenció i interpretació dels resultats finals.

- **Realització de la documentació (70 hores):**

Aquest apartat considera el temps utilitzat en l'elaboració de la memòria del treball i els plànols de les peces resultants de l'anàlisi anterior.

**•Materials i ferramentes emprats:**

En aquesta unitat d'obra es consideren els costos derivats de tot el material utilitzat en el treball, incloent l'ordinador emprat o les llicències software.

## 1.2 Càlcul del preu dels materials emprats

A continuació es consideraran els preus i costos associats a la realització material de treball que s'incorporaran en els quadres finals del pressupost del projecte.

**• Llicència de Autodesk Inventor Professional 2018:**

Per a calcular el preu d'aquest apartat s'ha consultat la pàgina web d'Autodesk, 2492,60€ al any, s'estima en uns 207 €/mes.

**• Llicència de Microsoft Office 2016 :**

S'ha consultat la web de Microsoft per a conèixer el preu d'aquest producte, s'estima en 10 €/mes.

**•Amortització de l'ordinador utilitzat:**

S'ha utilitzat per a l'anàlisi un ordinador amb les següents característiques: i7-5500U, processador de 2,4 GHz i 12 GB de memòria RAM, que s'estima en un preu de 700€. Suposant una vida útil de l'ordinador de 5 anys (60 mesos) pel que finalment el cost serà de 11.6€/mes.

**•Material d'oficina:**

Es considera el cost del material d'oficina així com el de la impressió i enquadernació del treball per a la presentació en forma física, s'estima un total de 60€.

•**Salari del Enginyer industrial en formació:**

S'estima en un sou de 20€/hora.

## 2.Pressupost del treball

### 2.1.Quadre de preus

<b>Preus de la mà d'obra</b>			
<b>Còdig</b>	<b>U.M</b>	<b>Descripció</b>	<b>Preu</b>
<b>M.O.1</b>	h	Enginyer en formació	30

<b>Preus de materials i ferramentes emprats</b>			
<b>Còdig</b>	<b>U.M</b>	<b>Descripció</b>	<b>Preu</b>
<b>M.1</b>	mes	Llicència d'Autodesk Inventor Professional 2018	207
<b>M.2</b>	mes	Llicència de Microsoft Office 2016	10
<b>M.3</b>	mes	Ordinador	11,6
<b>M.4</b>	u	Material d'oficina	60

## 2.2. Quadre de preus descompostos

<b>U.O.1. Documentació prèvia</b>					
<b>Còdig</b>	<b>U.M</b>	<b>Descripció</b>	<b>Rend</b>	<b>Preu</b>	<b>Cost</b>
<b>M.O.1</b>	h	Enginyer industrial en formació	30	20	600
%	-	Costos directes complementaris	0,02		12
%	-	Costos indirectes	0,03		18
					630 €

<b>U.O.2. Anàlisi del motor</b>					
<b>Còdig</b>	<b>U.M</b>	<b>Descripció</b>	<b>Rend</b>	<b>Preu</b>	<b>Cost</b>
<b>M.O.1</b>	h	Enginyer industrial en formació	200		4000
<b>M.1</b>	mes	Llicència d'Autodesk Inventor 2018	3		621
%	-	Costos directes complementaris	0,02		92,42
%	-	Costos indirectes	0,03		138,63
					4.852,05 €

<b>U.O.3. Realització documentació</b>					
<b>Còdig</b>	<b>U.M</b>	<b>Descripció</b>	<b>Rend</b>	<b>Preu</b>	<b>Cost</b>
<b>M.O.1</b>	h	Enginyer industrial en formació	70	20	1400
<b>M.2</b>	mes	Llicència de Microsoft Office 2016	3	10	30
<b>M.3</b>	mes	Ordinador	3	11,6	34,8
<b>M.4</b>	U.M	Material d'oficina	1	60	60
%	-	Costos directes complementaris	0,02		30,5
%	-	Costos indirectes	0,03		45,75
				Total	1.601,05 €

## 2.3. Quadre de preus unitaris

<b>Còdig</b>	<b>Descripció</b>	<b>Preu</b>
<b>U.O.1</b>	Documentació prèvia	630 €
<b>U.O.2</b>	Anàlisi del motor	4.852,05 €
<b>U.O.3</b>	Realització documentació	1.601,05 €

## 2.4. Pressupost general del projecte

<b>Còdig</b>	<b>Descripció</b>	<b>Preu</b>
<b>U.O.1</b>	Documentació prèvia	630 €
<b>U.O.2</b>	Anàlisi del motor	4852,05 €
<b>U.O.3</b>	Realització documentació	1.601,05 €
Pressupost d'execució material .....		7083,1 €
13% Costos generals .....		920,80 €
6% Benefici Industrial .....		424,98 €
Pressupost d'execució per contracta .....		8248,88€
21% IVA .....		1770,06 €
Pressupost total del projecte .....		10018,94 €

El cost total del projecte és de:

DEU MIL DIVUIT AMB NORANTA-QUATRE EUROS



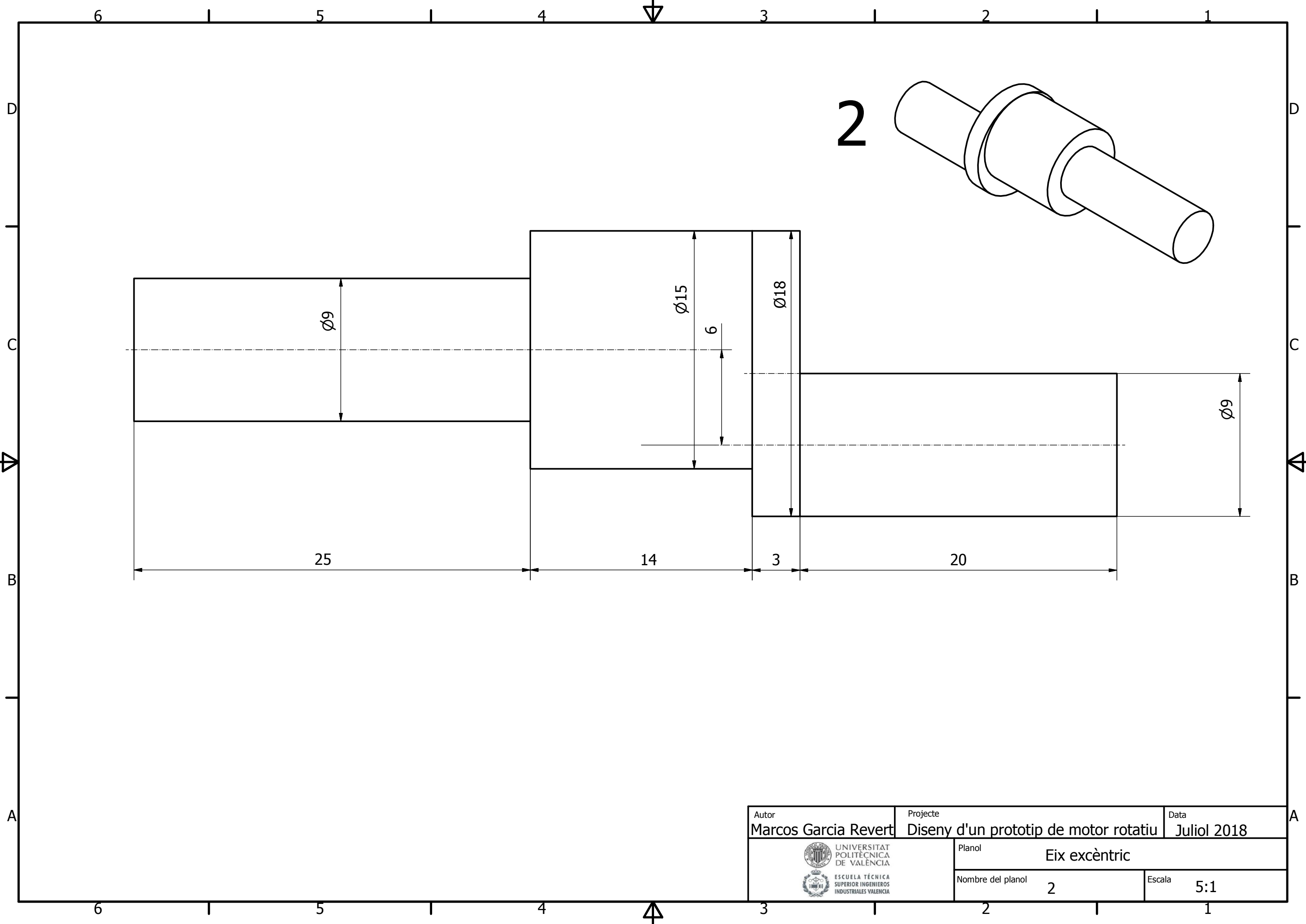
## Document III


# PLÀNOLS

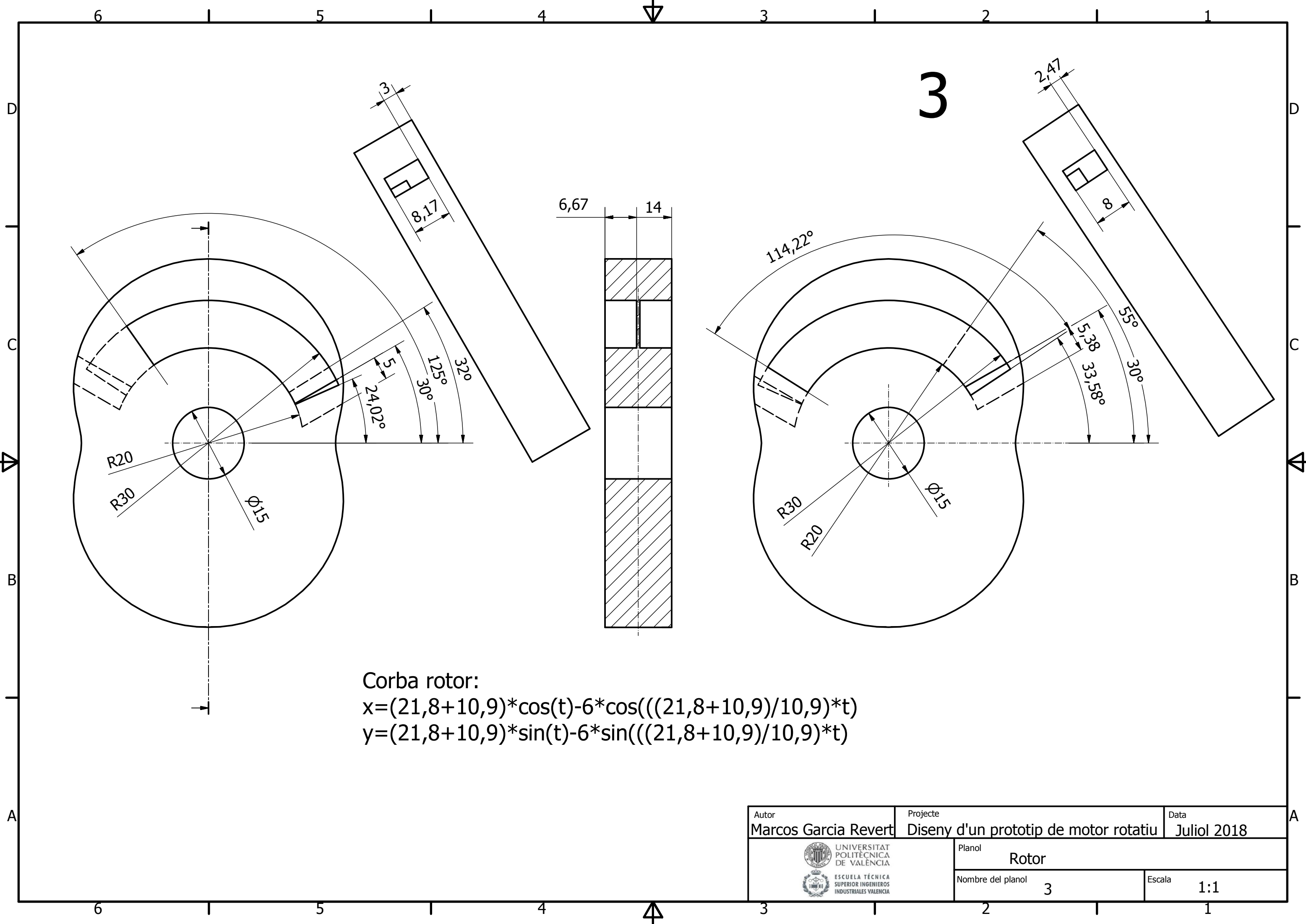








Autor	Projecte	Data
Marcos Garcia Revert	Diseny d'un prototip de motor rotatiu	Juliol 2018
	Planol	Eix excèntric
	Nombre del planol	Escala
	2	5:1

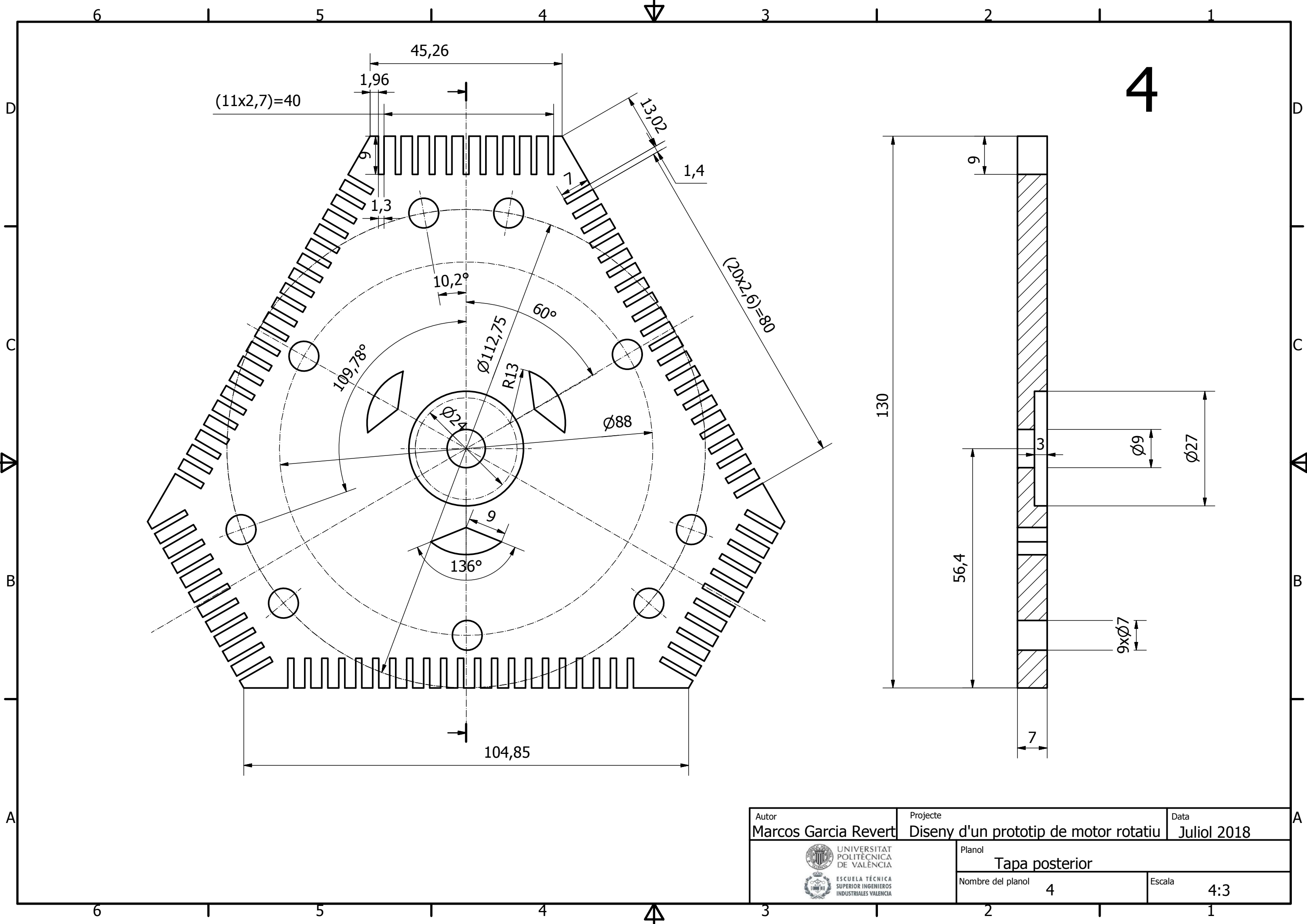


Corba rotor:


$$x = (21,8 + 10,9) \cdot \cos(t) - 6 \cdot \cos\left(\frac{(21,8 + 10,9)}{10,9} \cdot t\right)$$

$$y = (21,8 + 10,9) \cdot \sin(t) - 6 \cdot \sin\left(\frac{(21,8 + 10,9)}{10,9} \cdot t\right)$$

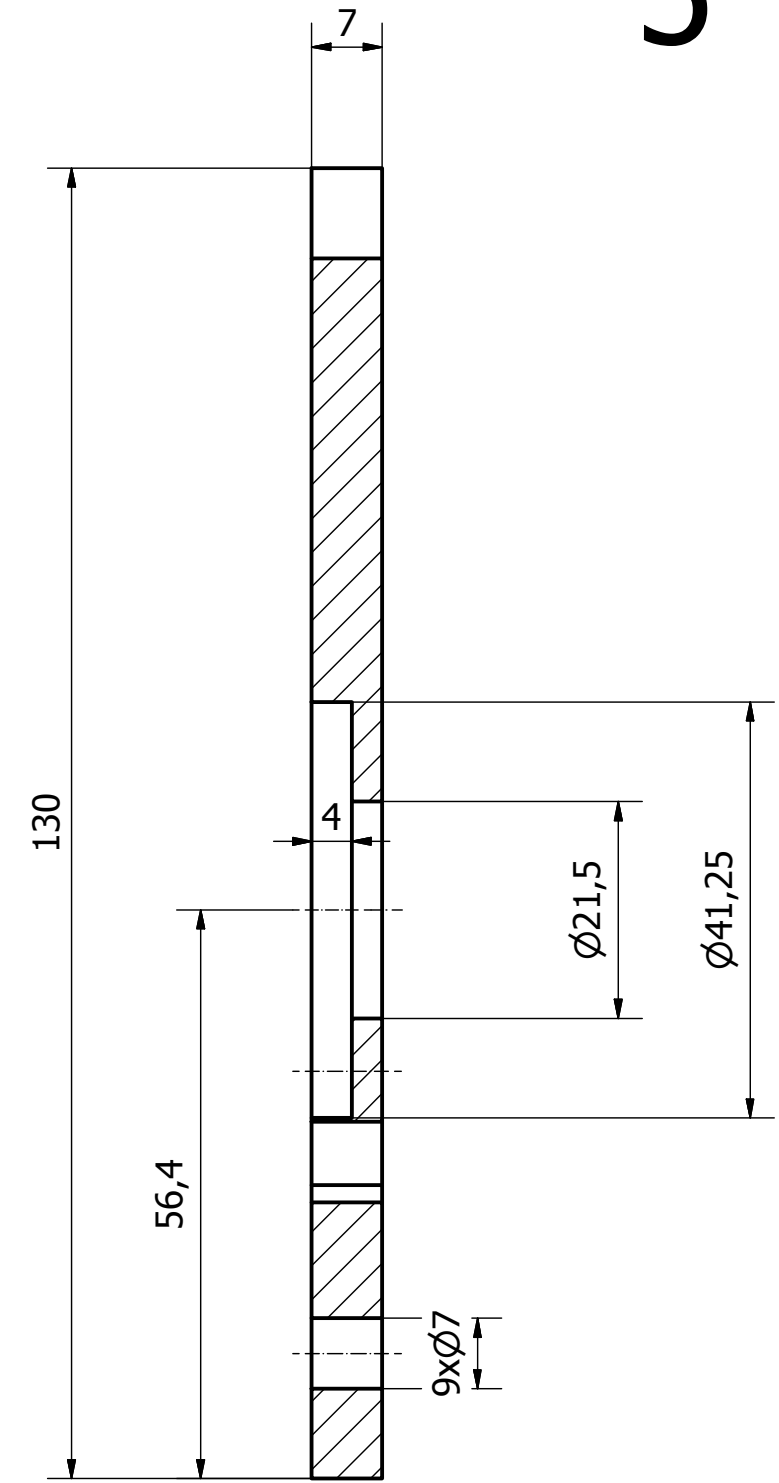
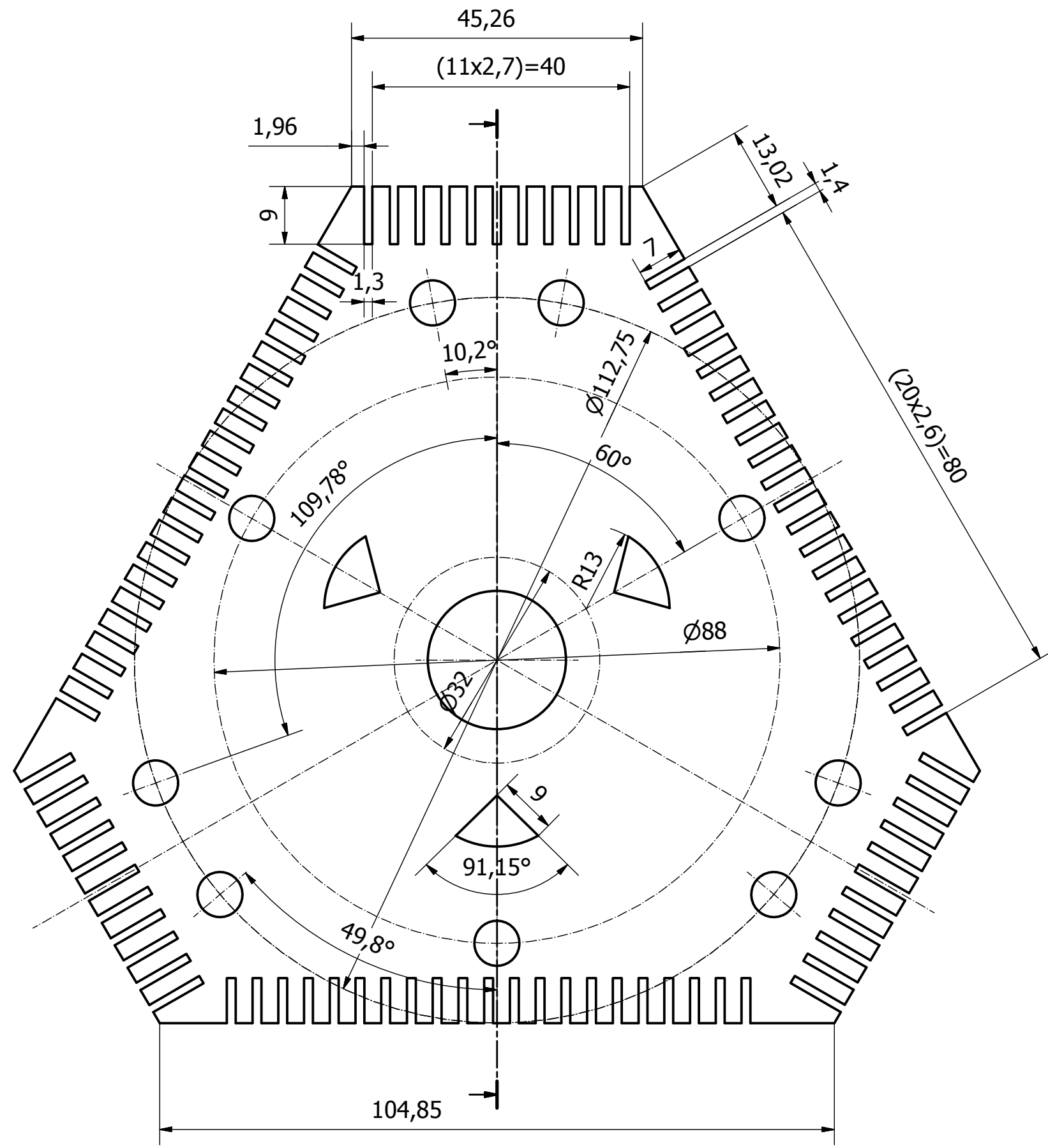
Autor Marcos Garcia Revert		Projecte Diseny d'un prototip de motor rotatiu		Data Juliol 2018	
		Planol Rotor		Escala 1:1	
		Nombre del planol 3			



4

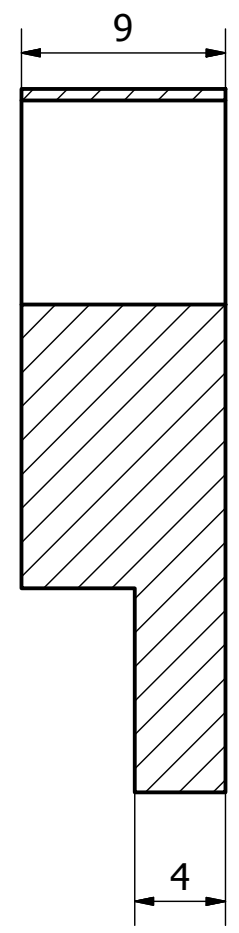
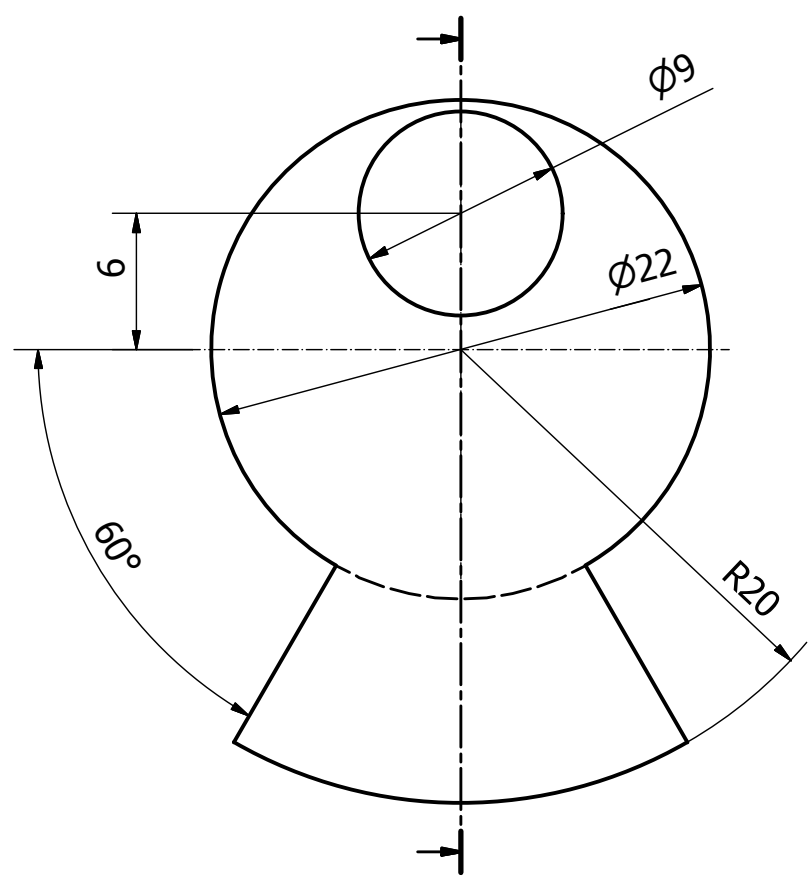
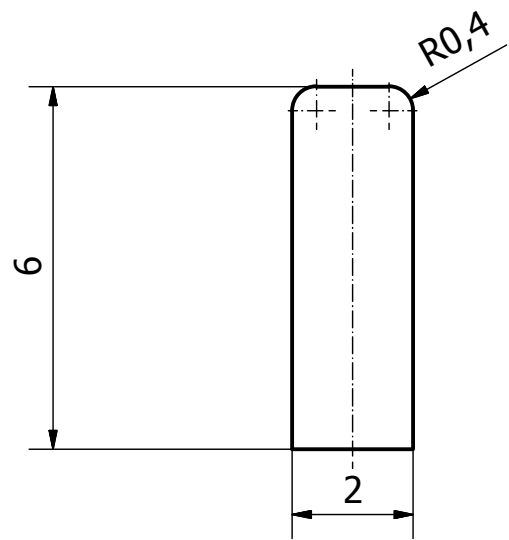
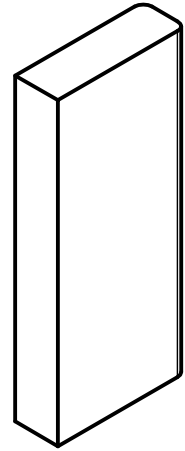
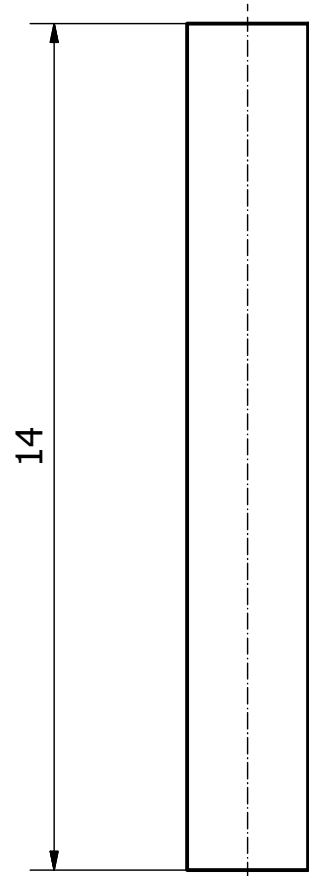
Autor	Projecte	Data
Marcos Garcia Revert	Diseny d'un prototip de motor rotatiu	Juliol 2018
	Planol Tapa posterior	
	Nombre del planol 4	Escala 4:3

# 5

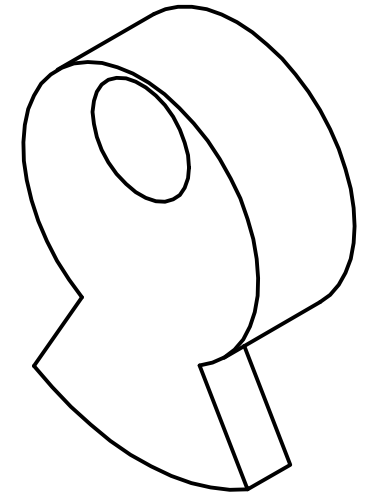


Autor Marcos Garcia Revert	Projecte Diseny d'un prototip de motor rotatiu	Data Juliol 2018
	Planol Tapa anterior	
	Nombre del planol 5	Escala 4:3

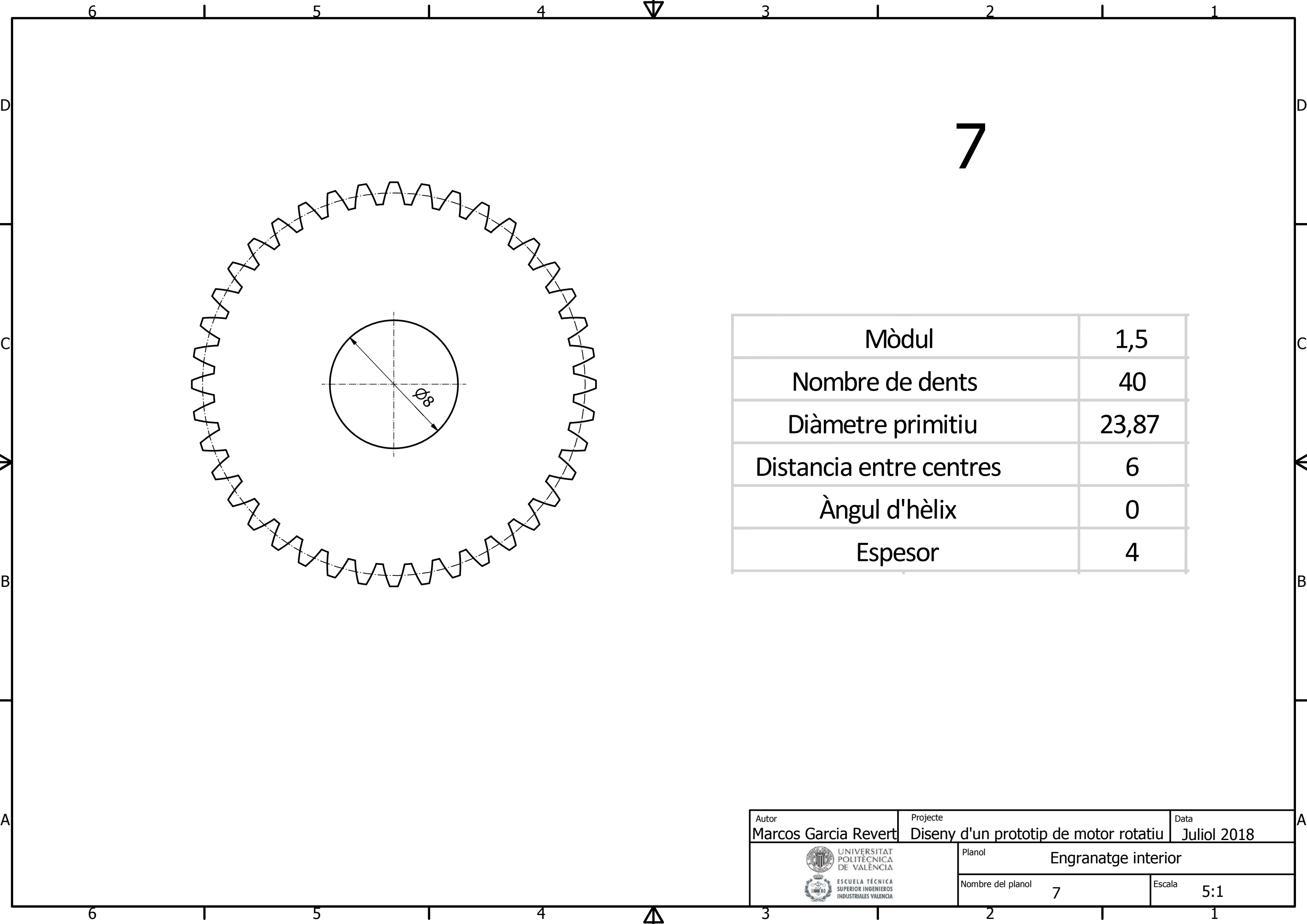
# 6 Àpex



# 9 Contrapès




Autor Marcos Garcia Revert		Projecte Diseny d'un prototip de motor rotatiu		Data Juliol 2018	
		Planol Apex i Contrapès			
		Nombre del planol 6		Escala 4:1    3:1	

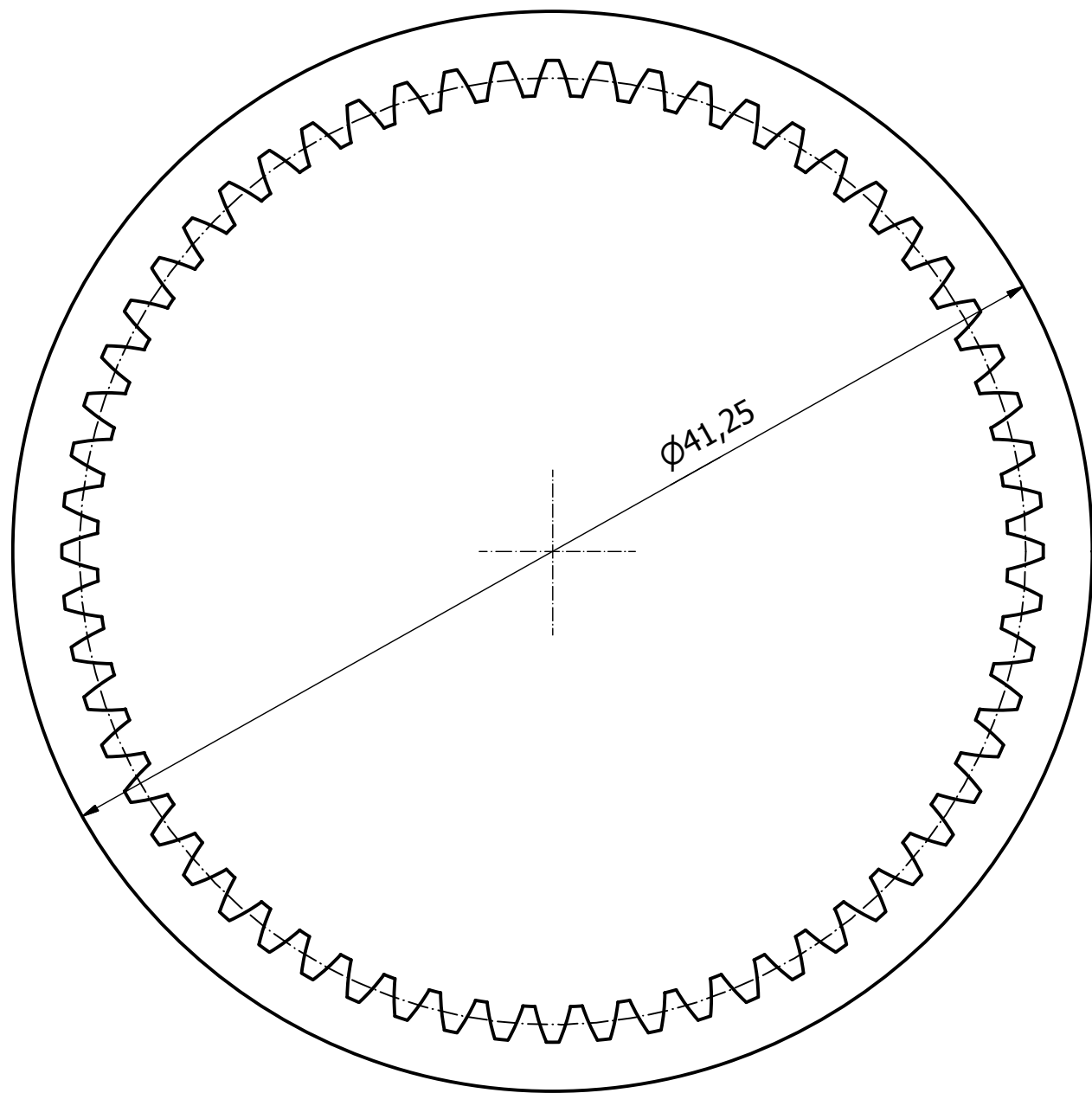


7

Mòdul	1,5
Nombre de dents	40
Diàmetre primitiu	23,87
Distancia entre centres	6
Àngul d'hèlix	0
Espesor	4


Autor Marcos Garcia Revert	Projecte Diseny d'un prototip de motor rotatiu	Data Juliol 2018
	Planol Engranatge interior	
	Nombre del planol 7	Escala 5:1

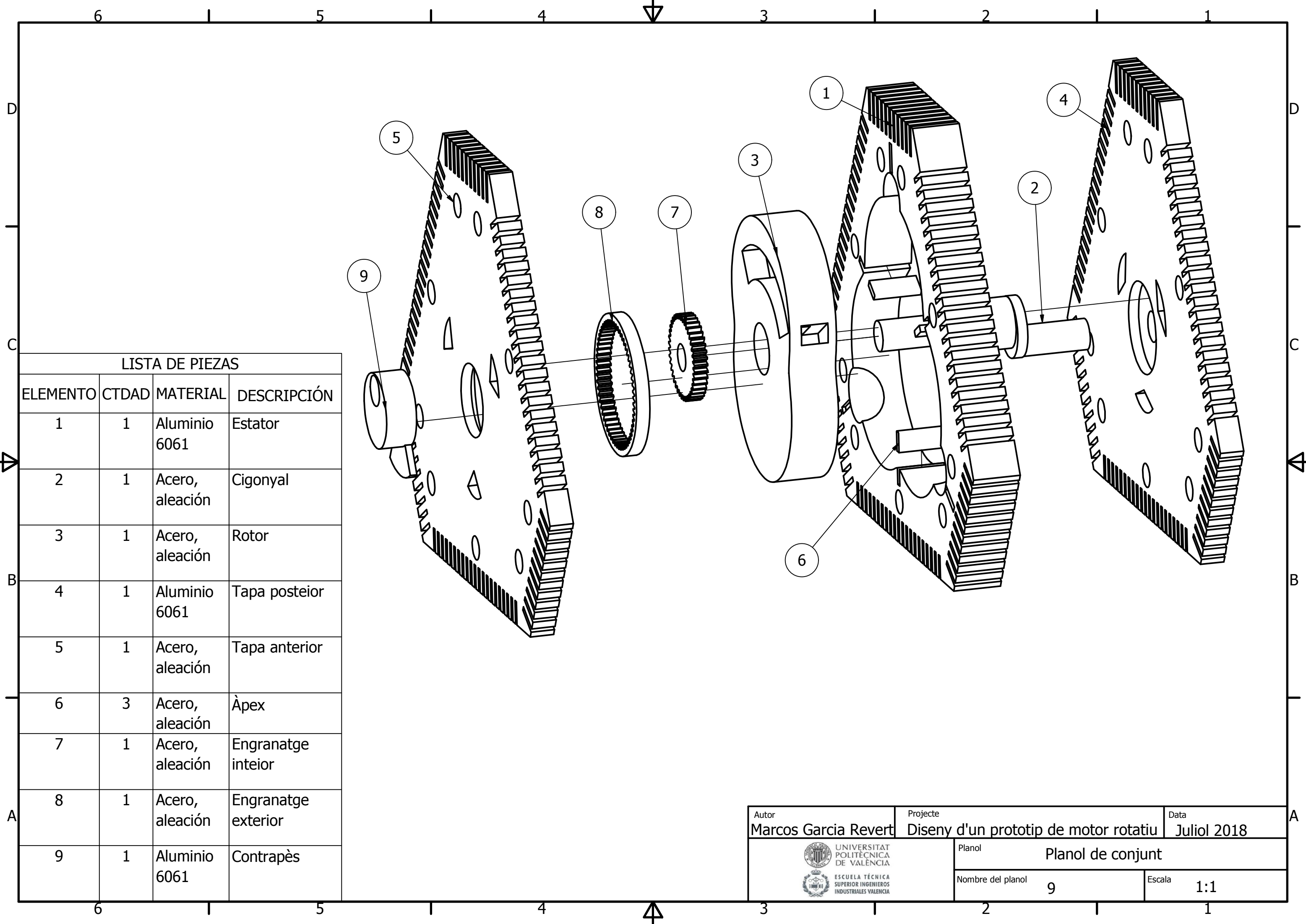




8

Mòdul	1,5
Nombre de dents	60
Diàmetre primitiu	36,17
Distancia entre centres	6
Àngul d'hèlix	0
Espesor	4

Autor Marcos Garcia Revert	Projecte Diseny d'un prototip de motor rotatiu	Data Juliol 2018
	Planol Engrangte Exterior	
	Nombre del planol 8	Escala 4:1



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
1	1	Aluminio 6061	Estator
2	1	Acero, aleación	Cigonyal
3	1	Acero, aleación	Rotor
4	1	Aluminio 6061	Tapa posterior
5	1	Acero, aleación	Tapa anterior
6	3	Acero, aleación	Àpex
7	1	Acero, aleación	Engranatge inteior
8	1	Acero, aleación	Engranatge exterior
9	1	Aluminio 6061	Contrapès

Autor Marcos Garcia Revert		Projecte Diseny d'un prototip de motor rotatiu		Data Juliol 2018	
		Planol Planol de conjunt			
		Nombre del planol 9		Escala 1:1	