

## Treball final de grau

**Estudi:** Grau en Enginyeria Mecànica

**Títol:** Sistema de lleves i vàlvules per un motor

**Document:** 1. Memòria

**Alumne:** Marc Vidal Vico

**Tutor:** Lluís Ripoll Masferrer

**Departament:** Eng. Mecànica i de la Construcció Industrial

**Àrea:** Enginyeria Mecànica

**Convocatòria (mes/any)** Juny / 2015

*Dedico aquest treball als meus tutors Lluís Ripoll i Bernat Carreras per haver-me ajudat durant aquest treball, als meus familiars i a la meva parella*

## ÍNDIX

1. INTRODUCCIÓ .....	4
1.1. Antecedents .....	4
1.1.1. Peticionari .....	4
1.1.2. Necessitat del peticionari .....	4
1.2. Objecte.....	6
1.3. Especificacions i abast .....	6
1.3.1. Especificacions de la petició .....	6
1.3.2. Abast del projecte .....	9
2. DISSENY GENERAL .....	10
2.1. Ubicació i entorn.....	10
2.2. Sistema de funcionament conjunt.....	10
2.3. Lleves.....	11
2.4. Molles.....	11
2.6. Pressions i lubricació.....	11
2.7. Procediment .....	11
3. LLEVES .....	13

3.1. Anàlisi de les lleves .....	13
3.2. Determinació de les corbes de perfil.....	14
3.3. Corbes del perfil de les lleves.....	16
3.4. Perfil de les lleves .....	18
4. SEGUIDOR.....	22
5. RESSORTS.....	24
6. RESSUM DE MATERIALS .....	26
7. RESUM DE PRESSUPOST.....	27
8. CONCLUSIONS .....	28
9. RELACIÓ DE DOCUMENTS .....	29
10. BIBLIOGRAFIA.....	30
ANNEX A: DISSENY DE LLEVES .....	32
A.1. Anàlisi de las lleves.....	33
A.2. Determinació de les funcions de desplaçament .....	34
A.3. Disseny amb Matlab.....	36
A.4.Càlculs del disseny de les lleves.....	36
ANNEX B: CÀLCULS DELS RESSORTS.....	45

B.1. Disseny dels ressorts .....	46
ANNEX C: CÀLCUL DE PRESSIONS DE CONTACTE .....	48
C.1. Pressió de contacte entre la lleva i el seguidor .....	49

## 1. INTRODUCCIÓ

### 1.1. Antecedents

#### 1.1.1. Peticionari

Bernat Carreras

55 Walton Road, Woking, Surrey GU21, 5DW

United Kingdom

#### 1.1.2. Necessitat del peticionari

El peticionari afronta la necessitat de subcontractar el disseny d'un sistema de lleves i vàlvules per a un motor d'un cotxe McLaren amb motor Honda de fórmula 1 a escala 1/3. Com a referència es tenen altres models de cotxes de fórmula 1 realitzats per el peticionari tal i com s'observa a les Figures 1, 2, 3 i 4.



Figura 1 – Renault R26 fabricat pel peticionari.



Figura 2 - Ferrari F2004 fabricat pel peticionari.



Figura 3 - Transmissió McLaren Mp4/23 fabricat pel peticionari.



Figura 4 - McLaren Mp4/23 fabricat pel peticionari.

Aquests models de cotxes intenten ser el més semblants possibles a la realitat ja que els seus components interns i externs són gairebé els mateixos que els dels cotxes de fórmula 1 com es pot observar a la secció del motor de la Figura 5. Els cotxes també contenen càmeres i funcionen amb control remot. L'únic component que els diferencia de la realitat són els components electrònics que no s'han inclòs en aquests models.

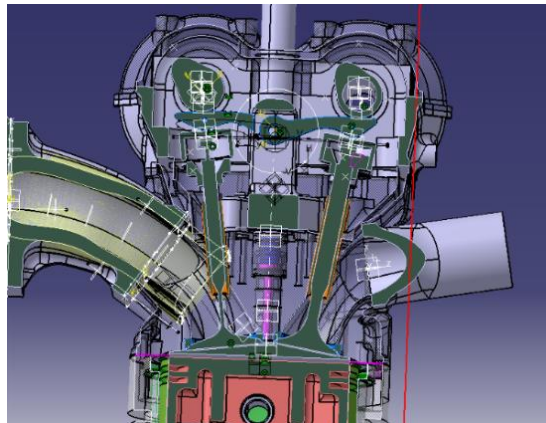


Figura 5 - Secció interior motor Renault R26

El disseny haurà de ser del tipus que es pot veure a la imatge anterior on hi haurà dos arbres de lleves, un per les vàlvules d'admissió i un per les d'escapament, tot i que el disseny de l'arbre de lleves no està inclòs dins l'abast del projecte.

Per el nou cotxe s'han de dissenyar les lleves amb els seguidors de tipus balancí i les vàlvules d'admissió i d'escapament pels sis pistons que té el motor.

Cada cambra de combustió del motor està formada per dos vàlvules, per tant, hi haurà un total de sis vàlvules d'admissió i sis vàlvules d'escapament.

Es faran dos dissenys paral·lels, un pel sistema de vàlvules i lleves d'admissió i un per l'escapament ja que totes les vàlvules d'admissió que conté el motor i totes les lleves d'admissió són iguals. Pel sistema d'escapament es seguirà el mateix criteri que per l'admissió, només variant els paràmetres necessaris.

Els components de la vàlvula seran semblants als utilitzats en models anteriors i es poden observar a les Figures 6 i 7.



Figura 6 - Imatge dels components de les vàlvules del motor Renault R26



Figura 7 - Vista dels components de les vàlvules del motor Renault R26

## 1.2.Objecte

L'objecte del projecte és dissenyar lleves, seguidors i vàlvules d'admissió i d'escapament a escala 1/3 per acoplar dins un motor de fórmula 1 a escala. Els components han de ser construïbles i han de funcionar correctament.

## 1.3. Especificacions i abast

### 1.3.1. Especificacions de la petició

Les especificacions donades pel peticionari i que delimiten el disseny del projecte són:

Especificacions tècniques del motor:

- Diàmetre del pistó: 35,00 mm.

Especificacions tècniques de la vàlvula:



- Diàmetre del cap de la vàlvula d'entrada: 11,6 mm.
- Diàmetre del cap de la vàlvula de sortida: 9,8 mm.
- La vàlvula d'escapament no està posicionada a la mateixa profunditat que la d'admissió, pel que tot el sistema a dissenyar per l'escapament estarà en el mateix eix x i y però desplaçat respecte l'eix z una distància de 1,3 mm tal i com s'observa a la imatge de l'ensamblatge de conjunt de la Figura 8.

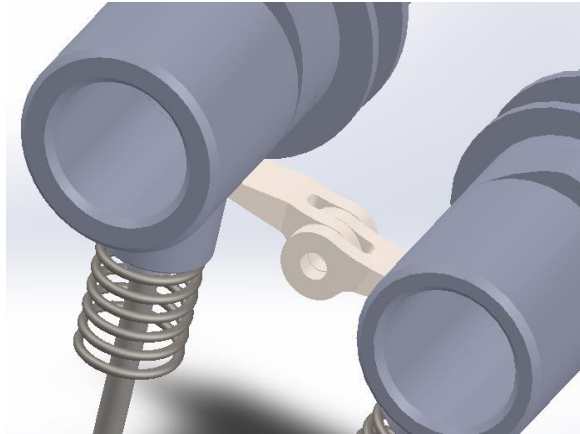


Figura 8 - Posició de balancins en el ensamblatge de conjunt general

- Recorregut de la vàlvula d'entrada: 2,9 mm.
- Recorregut de la vàlvula de sortida: 2,5 mm.
- L'angle format pels eixos de les vàlvules ha de ser de 30°.
- Les vàlvules han d'obrir-se i tancar-se seguint la informació proporcionada pel peticionari i que es pot observar a la Taula 1.

	Obrir	Tancar
Admissió	39 BTDC	83 ABDC
Escapament	83 BBDC	39 ATDC

Taula 1 - Especificacions d'obertura i tancament de les vàlvules

El que indica la taula és que si es divideix el perfil de la lleva en quatre parts iguals de 90°, on l'angle 0° és el punt de dalt de la vàlvula (TDC) i l'angle de 180° el punt d'abaix (BDC), la vàlvula d'escapament es començarà a obrir 83° abans d'arribar als 180°,

agafant com a punt de partida els  $0^\circ$ , i tancarà totalment  $39^\circ$  després d'haver girat una volta sencera. Els arbres de lleves giraran en sentit horari.

Per la vàlvula d'admissió es seguirà el mateix procediment, però en aquest cas les vàlvules es començaran a obrir  $39^\circ$  abans d'haver completat la lleva una volta completa i es tancaran  $83^\circ$  després de creuar el punt d'abaix de la lleva (BDC).

- La geometria de les vàlvules i dels seus components ha de ser semblant a la de les imatges proporcionades pel peticionari i que podem observar a les Figures 9 i 10.



Figura 9 - Imatge dels components de les vàlvules del motor Renault R26



Figura 10 - Vista dels components de les vàlvules del motor Renault R26

Els components a dissenyar són: lleva, seguidor, vàlvula i tots els components que conformen la vàlvula (vas, ressort, reten, cunyes de fixació i la vàlvula).

S'han de dissenyar un total de sis sistemes de vàlvules d'admissió i sis d'escapament per els sis cilindres del motor.

El radi base de la lleva ha de ser en tot cas igual o inferior a 7,5 mm.

El material de les vàlvules ha de ser AISI S32001.

El diàmetre petit del ressort ( $d$ ) no pot ser superior a 1 mm i el diàmetre gran ( $D$ ), ha d'estar comprès entre 6 i 8 mm.

L'angle màxim de desplaçament del balanci per les lleves d'admissió serà de  $13,1^\circ$  agafant com a referència l'eix horitzontal del balanci.

L'angle màxim de desplaçament del balanci per les lleves d'escapament serà de  $11,32^\circ$  agafant com a referència l'eix horitzontal del balanci.

Tots els components dissenyats s'han de poder muntar i quedar ensamblats com es pot observar a la Figura 11 complint amb els objectius cinemàtics del disseny.

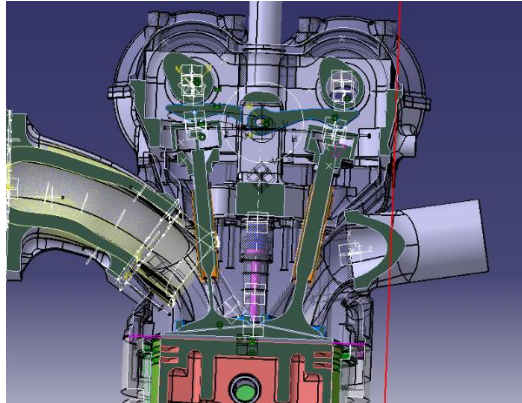


Figura 11 - Secció interior motor Renault R26

### 1.3.2. Abast del projecte

La feina acaba amb el disseny de les vàlvules i les lleves d'admissió i d'escapament amb els seus components (vas, cunyes de fixació, retén i ressort) juntament amb els respectius seguidors. No està inclòs dins l'abast del projecte el disseny dels arbres de lleves.

## 2.DISSENY GENERAL

### 2.1. Ubicació i entorn

L'arbre de lleves i les vàlvules s'acoplaran a un motor real V6 turbo de 1,6 litres amb injecció a pressió i règim de gir màxim de 15.000 rpm d'un prototip de fórmula 1 a escala 1/3 com es pot observar a la Figura 12. Els elements dissenyats estaran sotmesos a altes temperatures (600-700°C escapament, 400-500°C admissió).

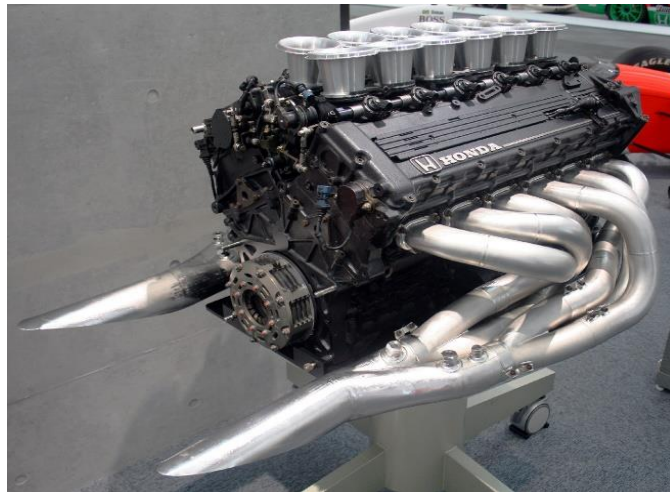


Figura 12 - Motor Honda V6 turbo.(Wikipedia, Motor Honda,16 de abril de 2015)

### 2.2. Sistema de funcionament conjunt

El conjunt funcionarà a partir del gir del cigonyal que li transmet mitjançant una relació de transmissió  $\frac{1}{2}$  d'engranatges el gir a l'arbre de lleves. Les lleves transmetran una força i un desplaçament al seguidor de tipus balancí i aquest, unit a un pivot fixe, oscil·larà. El seguidor, en contacte amb el vas de la vàlvula en tot moment, transmet la força de inèrcia de la lleva a la vàlvula cosa que li provoca un desplaçament lineal i comprimeix el ressort al mateix temps que la vàlvula es separa dels seients i s'obre.

La força per tancar la vàlvula procedirà del ressort comprimit anteriorment per les forces d'inèrcia, aquest ressort superarà les forces d'inèrcia i provocarà que la vàlvula torni a entrar en contacte amb el seient i alhora farà moure el seguidor inversament, de tal manera que li transmetrà una força contra la lleva i d'aquesta manera sempre estaran en contacte.

### **2.3. Lleves**

Les lleves tindran la funció de transformar el gir de l'arbre de lleves en desplaçament i transmetre aquest al seguidor. Per tant, la lleva es pot dividir en dos parts: positiva i negativa.

Positiva: és la part que transmet un desplaçament al balancí a través d'unes forces d'inèrcia i provocant una pressió de contacte al seguidor.

Negativa: després d'haver transmès el desplaçament màxim, el radi de la lleva comença a baixar i ja no transmet força al balancí sinó que és aquest el que li transmet força a la lleva provocada per la molla de la vàlvula.

### **2.4. Molles**

Les molles, estan dissenyades en funció de les especificacions d'espai que hi ha al motor i de les forces d'inèrcia que ha de vèncer. Aquestes treballen a compressió de tal manera que, quan el balancí empeny el vas de la vàlvula i la fa desplaçar es comprimeix el ressort. Un cop la lleva deixa de transmetre força es produeix el moviment advers, la molla provoca una força contrària a la de la lleva i fa retornar la vàlvula a la posició tancada inicial.

### **2.6. Pressions i lubricació**

S'ha realitzat el càlcul de pressions entre la lleva i el seguidor per determinar la pel·lícula de lubricant que hi hauria de haver per evitar el desgast degut a la fricció entre aquestes dues peces.

Els càlculs realitzats es poden observar en l'annex C.1. on s'ha arribat a la conclusió que la pel·lícula d'oli es despreciable ja que la zona de contacte és molt petita.

### **2.7. Procediment**

La seqüència de procediment del disseny del projecte és:

1. Determinació de les funcions que marquen el perfil de les lleves.
2. Disseny de les dimensions de les lleves i els seguidors.

3. Càlcul i disseny dels ressorts.
4. Pressions de contacte i lubricació entre les lleves i els seguidors.

### 3. LLEVES

#### 3.1. Anàlisi de les lloves

Segons les especificacions del peticionari que es poden observar a la Taula 2, s'ha fet un anàlisi per trobar les característiques de la lleva que s'observen a la Figura 13. Els càlculs realitzats per tal d'obtenir aquests resultats es troben a l'annex A.1.

	Obrir	Tancar
Entrada	39 BTDC	83 ABDC
Sortida	83 BBDC	39 ATDC

Taula 2 - Especificacions d'obertura i tancament de les vàlvules

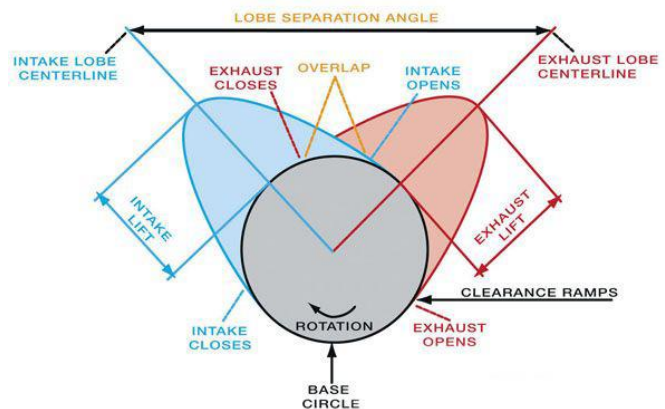


Figura 13- Característiques de les lloves

A continuació és descriuen els paràmetres de la lleva que s'observen a la Figura 13.

- Desplaçament màxim que transmet la lleva d'admissió (Intake lift): 2,9 mm.
- Desplaçament màxim que transmet la lleva d'escapament (Exhaust lift): 2,5 mm.
- Graus durant els quals la vàlvula d'admissió transmet moviment al balancí (Intake duration): 151°.
- Graus en que la vàlvula d'escapament transmet forces i moviment al balancí (Exhaust duration): 151°.
- Graus durant els quals les vàlvules d'admissió i escapament estan obertes alhora (Overlap): 78°.
- Graus de separació entre els radis màxims de les lloves (Lobe centerline): 112° ATDC i 112° BTDC.

### 3.2. Determinació de les corbes de perfil

El disseny de les lleves s'ha realitzat amb un programa de Matlab de disseny de lleves (Norton, Robert L. Cam design and manufacturing handbook).

Per la determinació del perfil de les lleves s'ha utilitzat un perfil de tipus polinomial.

Les lleves polinomials són asimètriques i les més utilitzades en motors ja que funcionen a grans velocitats i no provoquen elevades acceleracions i per tant, les forces d'inèrcia són més baixes.

S'han dissenyat les lleves segons un perfil polinomial de novè grau per tal de trobar un radi base el més baix possible.

Les funcions que marquen el perfil de la lleva en funció de l'angle ( $\theta$ ), calculades en l'annex A.2. per la lleva d'admissió, estan dividides en dos trams. De manera que, pel primer tram, de 0 a 151°, que són els graus on la lleva transmet moviment a la vàlvula, el perfil és determinat per la funció de desplaçament (Eq.1) sumat al seu radi base. En canvi, el segon tram està format per un angle comprès entre 152° i 360° on la funció de desplaçament de la lleva valdrà zero (Eq.4) i el perfil correspondrà al seu radi base.

Per les lleves d'admissió, les funcions de desplaçament, velocitat i acceleració pel primer tram són les expressades en les Equacions 1, 2 i 3 respectivament. Pel segon tram, s'observen les funcions en les Equacions 4, 5, 6.

Les funcions següents s'avaluen per un angle ( $\theta$ ) entre  $0 \leq \theta \leq 0.8389 \pi$  i per un angle fix ( $\beta$ ) equivalent als graus en que la lleva transmet desplaçament a la vàlvula ( $\beta = 0.8989 \pi = 151^\circ$ ).

Funció de desplaçament:

$$f(1) = (362.97 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 1801.82 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 3940.545 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 - 4640.424 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 + 2851.636 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 - 712.91 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^8) \quad (\text{Eq.1})$$

Funció de velocitat:



$$f(2) = \left(\frac{1}{\beta}\right) (1088.91 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 - 7207.28 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 19702.725 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 - 27842.544 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 19961.452 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 - 5703.28 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 \quad (\text{Eq.2})$$

Funció d'acceleració:

$$f(3) = \left(\frac{1}{\beta^2}\right) (2177.82 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right) - 21621.84 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 78810.9 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 139212.72 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 119768.712 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 - 39922.96 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 \quad (\text{Eq.3})$$

En canvi, quan l'angle ( $\theta$ ) és superior a  $151^\circ$  les funcions anteriors deixen de tenir validesa i la lleva deixa de transmetre desplaçament.

$$\text{Desplaçament: } f(1) = 0 \quad (\text{Eq.4})$$

$$\text{Velocitat: } f(2) = 0 \quad (\text{Eq.5})$$

$$\text{Acceleracions: } f(3) = 0 \quad (\text{Eq.6})$$

Per la lleva d'escapament, els angles són els mateixos però les equacions són diferents ja que el desplaçament màxim que aquesta transmet és de 2,5 mm mentre que per la d'admissió és 2,9 mm.

Les equacions del primer tram per la lleva d'escapament s'expressen en les Equacions 7, 8 i 9. En canvi, les del segon tram es troben en les Equacions 10, 11 i 12.

Les funcions següents s'avaluen per un angle ( $\theta$ ) entre  $0 \leq \theta \leq 0.8389 \pi$  i per un angle fix ( $\beta$ ) equivalent als graus en que la lleva transmet desplaçament a la vàlvula ( $\beta = 0.8989 \pi = 151^\circ$ ).

Funció de desplaçament:

$$f(1) = (316.97 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 1581.82 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 3474.545 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 - 4102.424 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 + 2523.64 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 - 630.91 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^8 \quad (\text{Eq.7})$$

Funció de velocitat:

$$f(2) = \left(\frac{1}{\beta}\right) (950.91 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 - 6327.28 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 17372.725 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 - 24614.544 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 17665.48 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 - 5047.28 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7) \quad (\text{Eq.8})$$

Funció d'acceleració

$$f(3) = \left(\frac{1}{\beta^2}\right) (1901.82 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right) - 18981.84 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 69490.9 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 123072.72 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 105992.88 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 - 35330.96 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6) \quad (\text{Eq.9})$$

En canvi, quan l'angle ( $\theta$ ) és superior a  $151^\circ$  les funcions anteriors deixen de tenir validesa i la lleva deixa de transmetre desplaçament.

$$\text{Desplaçament: } f(1) = 0 \quad (\text{Eq.10})$$

$$\text{Velocitat} = f(2) = 0 \quad (\text{Eq.11})$$

$$\text{Acceleració} = f(3) = 0 \quad (\text{Eq.12})$$

### 3.3. Corbes del perfil de les lloves

Les corbes de desplaçament, velocitat i acceleració de la lleva són el resultat gràfic per cada una de les funcions de l'apartat 3.2, aquests diagrames són els que s'observen a les Figures 14 i 15. Per les dues figures, la corva vermella correspon al desplaçament que transmet la lleva al seguidor, la blava a la velocitat i la negra a l'acceleració.

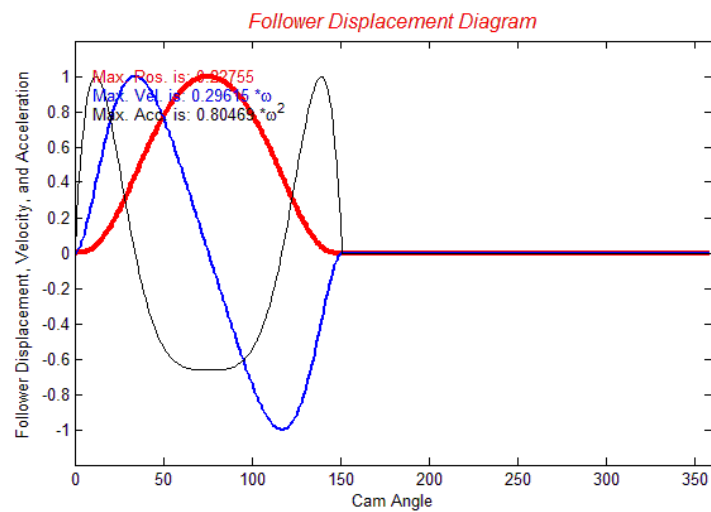


Figura 14 - Corbes de desplaçament de la lleva d'admissió

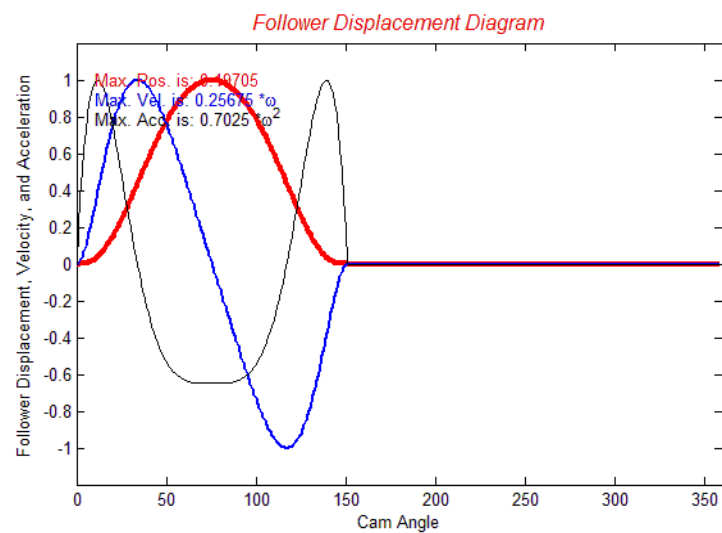


Figura 15 - Corbes de desplaçament de la lleva d'admissió

Tal com es pot veure a les imatges, la línia d'acceleració ha estat optimitzada per tal de crear un pendent 0 quan el desplaçament és màxim. D'aquesta manera, s'ha aconseguit crear una corba de desplaçament més ample per tal de rebaixar el radi base de la vàlvula.

### 3.4. Perfil de les lleves

A partir de la corba de desplaçament, el radi base imposat i l'offset màxim del balancí per no superar l'angle de pressió màxim, s'ha obtingut el perfil de la lleva que es pot observar en la Figura 16 i 17).

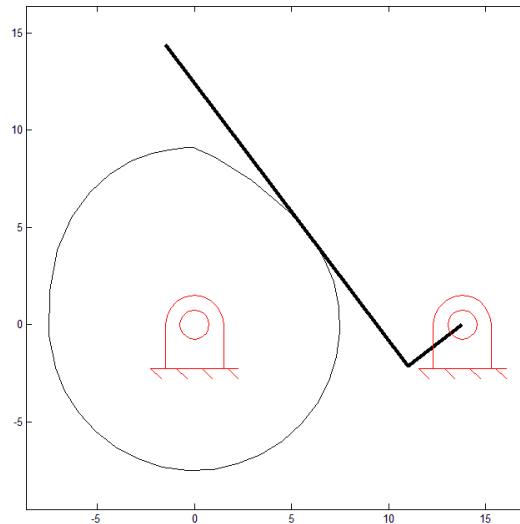


Figura 16 - Mecanisme equivalent del perfil de la lleva amb el seguidor amb Matlab.

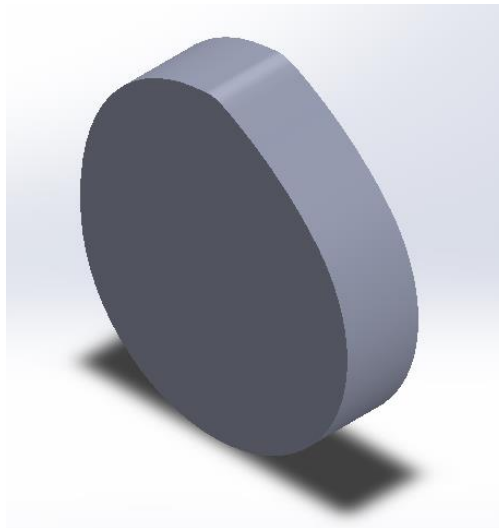


Figura 17- Perfil de la lleva en SolidWorks.

Les característiques de la lleva d'admissió extretes del Matlab són les que s'observen en la Figura 18.

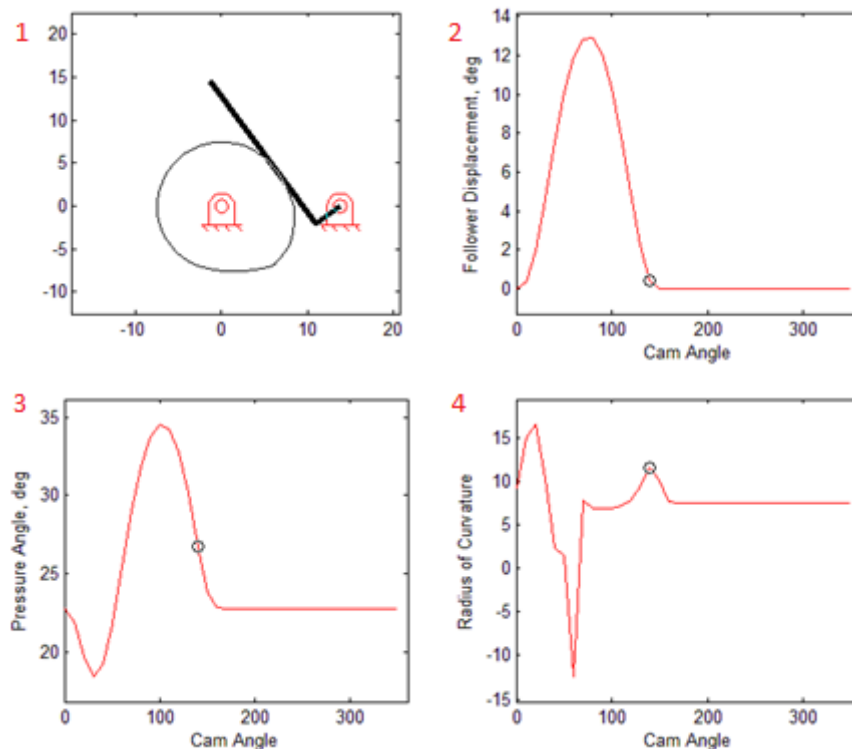


Figura 18- Característiques lloves d'admissió

Les conclusions que s'extreuen dels gràfics de la Figura 18 són les següents:

Gràfic 1. Simulació del desplaçament de la lleva amb el seguidor: s'hi observa el moviment del balanci en funció del gràfic.

Gràfic 2. Diagrama de desplaçament: a diferència del gràfic de la Figura 14, aquest està en funció dels angles de gir del balanci que són  $13.1^\circ$  especificats per el peticionari.

Gràfic 3. Angle de pressió en funció de l'angle de desplaçament de la lleva: s'observa que aquest no supera els  $35^\circ$  recomenats per angles de pressions de sistemes de lloves amb seguidors de tipus balanci.

Gràfic 4. Radi de corbatura de la lleva en funció de l'angle de desplaçament: s'observa quin radi tindrà la lleva durant el recorregut.

Per la lleva d'admissió s'obtenen les Figures 19, 20 i 21 que compleixen amb les explicacions de les Figures 16, 17 i 18 explicades amb anterioritat.

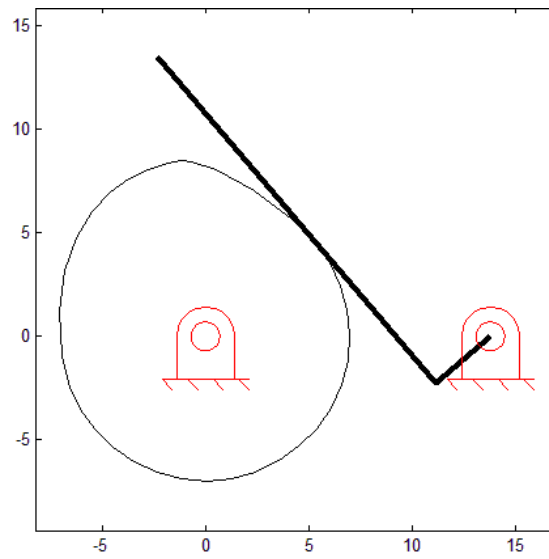


Figura 19 - Mecanisme equivalent del perfil de la lleva d'escapament amb el seguidor en Matlab.

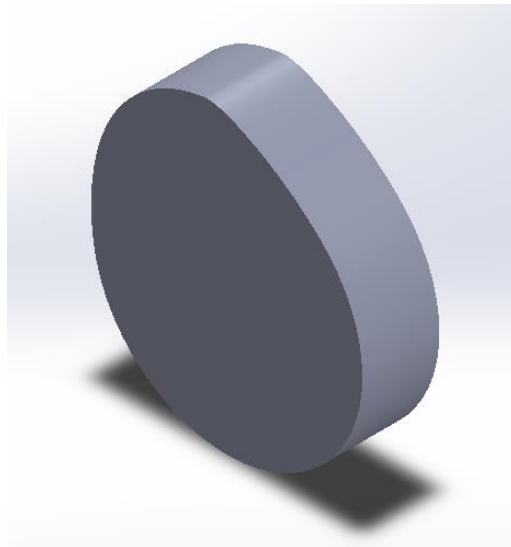


Figura 20 – Perfil de la lleva d'escapament amb SolidWorks.

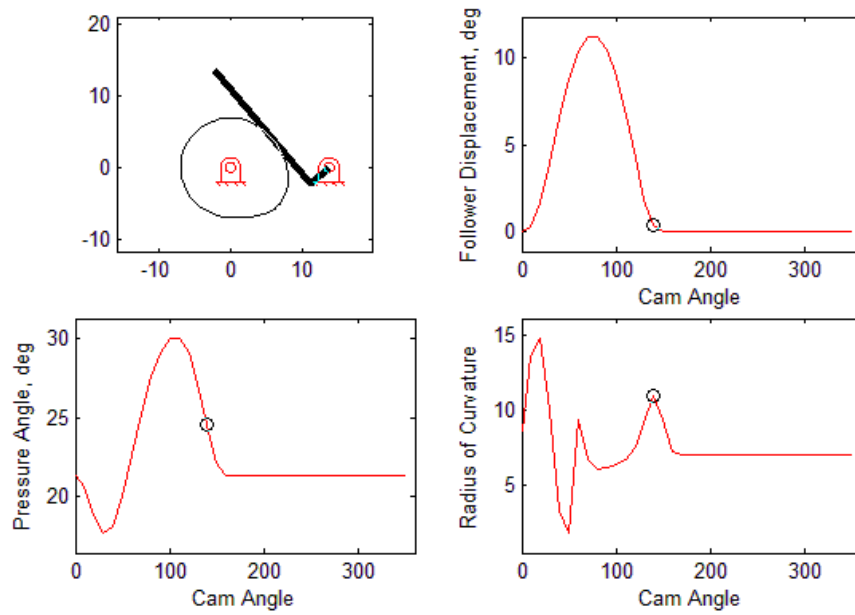


Figura 21 – Característiques de la lleva d'escapament en Matlab

El material utilitzat per les lleves és acer S132 ja que és un acer de nitruració de grau aeroespacial britànic, que ofereix una alta resistència i un revestiment dur molt resistent al desgast.

#### 4. SEGUIDOR

El seguidors són de tipus balancí i pivoten respecte a un eix fixa transmetent el moviment de la lleva a la vàlvula i viceversa. El material del qual estan fabricats és AISI H13 1.2344 ja que és un acer que treballa a alt rendiment a elevades temperatures, té gran resistència a la fatiga tèrmica, alta tenacitat, ductilitat i alta resistència al desgast per abrasió. A més, se'ls farà un acabat super pulit i de plasma nitrídic per augmentar-ne les propietats..

El seguidor dissenyat, és un mecanisme equivalent al de les Figures 22 i 23, on la superfície de contacte entre el seguidor i la lleva es totalment plana i la distància perpendicular entre la superfície plana i l'eix d'oscil·lació és de 3,5 mm, tal com es pot comprovar en el document 2- "Plànols".

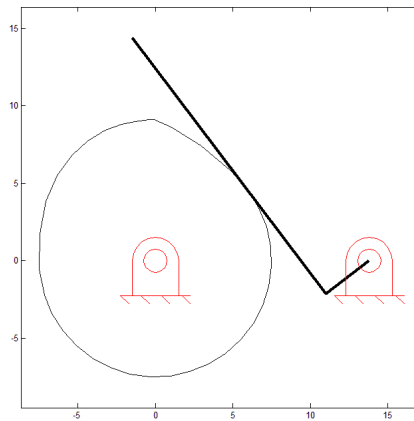


Figura 22 - Mecanisme equivalent del seguidor de la lleva d'admissió.

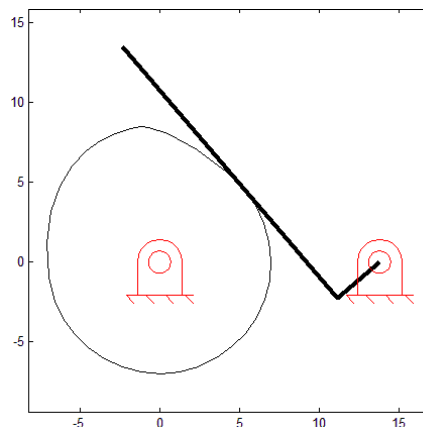


Figura 23 – Mecanisme equivalent del seguidor de la lleva d'escapament.



Així doncs, els seguidors de les vàlvules d'admissió i d'escapament seran iguals ja que les dues lleves han estat dissenyades amb un seguidor de la mateixa llargada i amb una distància perpendicular entre la superfície plana i l'eix d'oscil·lació de 3,5 mm. Es pot observar el model de seguidor en la Figura 24 i la seva posició d'ensamblatge en les Figures 25 i 26.

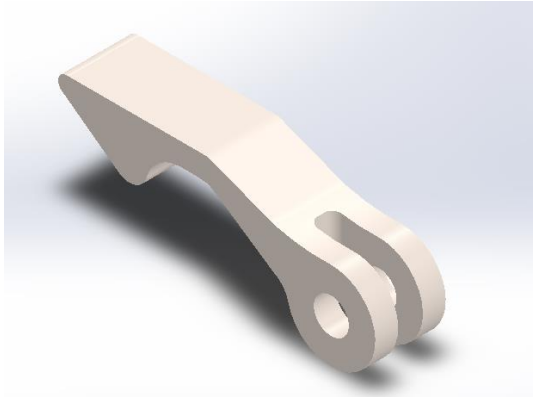


Figura 24 – Model en SolidWorks del Seguidor.

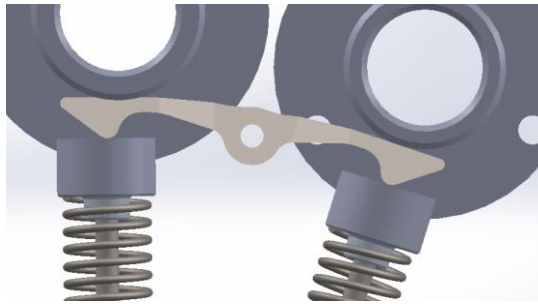


Figura 25 – Vista de l'alçat del conjunt en SolidWorks.

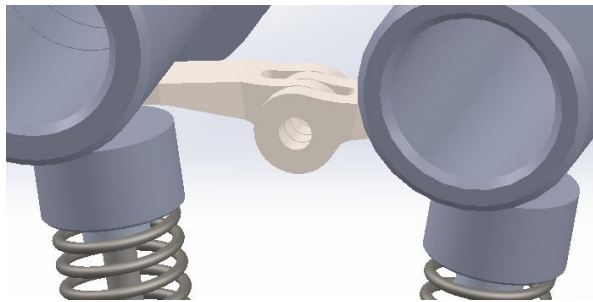


Figura 26 – Vista en detall de la unió de balancins

Com es pot veure a la Figura 26, la manera en que estan units els seguidors d'admissió i d'escapament és deguda a que l'orifici d'escapament de gasos està 1,3 mm endavant respecte el d'admissió i per tant, s'ha imposat aquest sistema d'unió dels seguidors a l'eix.

## 5. RESSORTS

El disseny dels ressorts s'ha fet tenint en compte les forces màximes d'inèrcia que han de suportar juntament amb les limitacions geomètriques que ens marca el motor. Es pot observar un model del ressort en la Figura 27.



Figura 27 – Model de Ressort en SW.

A partir de les especificacions geomètriques marcades pel peticionari, s'han dissenyat les molles i a partir de les forces del ressort, s'han trobat les dimensions finals que, pels dos ressorts seran les mateixes. No obstant, aquestes dimensions són més crítiques pels ressorts d'admissió ja que suporten lleugerament més forces.

Com es pot veure a la Figura 27, els ressorts estan aplanats per les dos cares de manera que puguin encaixar correctament per un extrem al retén de la vàlvula i per l'altre al bloc del motor. Les restriccions geomètriques mínimes del bloc on va suportada la molla s'expressen en el document 3-“Plec de condicions”.

Es pot observar l'ensamblatge d'un ressort a la vàlvula en la Figura 28.

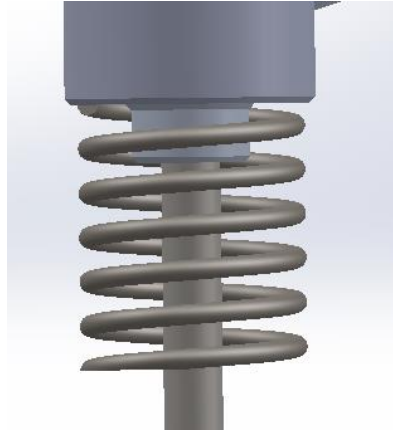


Figura 28 – Mecanisme equivalent del seguidor de la lleva d'admissió.

El material utilitzat és A232 (Crom vanadi) ja que és un acer molt utilitzat en la fabricació de ressorts perquè suporten altes resistències a la fatiga. A més se'ls farà un acabat super pulit i de plasma nitrídic per augmentar-ne les propietats.

Les característiques principals dels ressorts de les vàlvules, que s'observen gràficament en la Figura 29, es mostren a continuació i queden justificades en l'annex B.1:

$D = 6 \text{ mm}$

$d = 0.7 \text{ mm}$

$L_0 = 11 \text{ mm}$

Nombre total d'espores = 6

Espores actives = 4

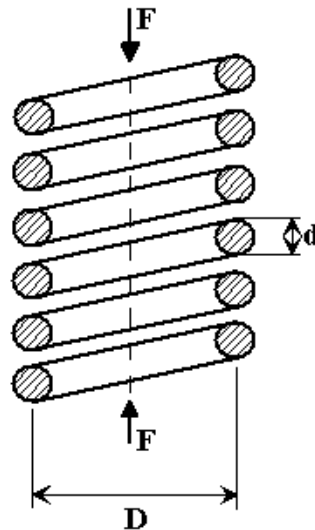


Figura 29 – Característiques ressorts.

**6. RESSUM DE MATERIALS**

	Material	Acabat
Arbre de Lleves	S132	
Seguidor	AISI H13 (1.2344)	Plasma nitrídric i super pulit
Ressorts	AISI 6150	Plasma nitrídric i super pulit
Vàlvules admissió	AISI S32001 (1.4882)	Plasma nitrídric i super pulit
Vàlvules escapament	AISI S32001 (1.4882)	Plasma nitrídric i super pulit
Retens	7075 T6 Alloy/ AISI 6150	Plasma nitrídric i super pulit
Cunyes de fixació	AISI 1035	Plasma nitrídric i super pulit
Vasos de vàlvula	AISI H13 1.2344	Plasma nitrídric i super pulit

Taula 3 – Ressum de Materials

**7. RESUM DE PRESSUPOST**

En la següent taula es detalla el pressupost amb el cost i la descripció de cada una de les seves partides:

<b>Partida</b>	<b>Pressupost parcial (€)</b>
Conjunt vàlvula admissió	98.1
Conjunt vàlvula escapament	98.1
Seguidors	103
Lleves admissió	176.5
Lleves escapament	176.2
<b>PRESSUPOST GLOBAL TOTAL</b>	<b>651.96 €</b>

Taula 4 – Ressum del pressupost

## **8. CONCLUSIONS**

Finalment es pot concloure que el projecte compleix amb totes les especificacions imposades pel peticionari tot i que el projecte es limitat perquè el nombre de especificacions és elevat.

De cares a futurs projectes de sistemes de llesves i vàlvules, es podria dissenyar amb més exactitud un disseny que inclogués dins del seu abast el disseny dels arbres de llesves.

Marc Vidal Vico

9 de juny de 2015

## 9. RELACIÓ DE DOCUMENTS

1. Memòria
  - Annex A: disseny de lleves
  - Annex B: càlculs dels ressorts
  - Annex C: càlcul de pressions de contacte
2. Plànols
3. Plec de condicions
4. Estat d'amidaments
5. Pressupost

## 10. BIBLIOGRAFIA

AZOM. AISI 6150 Alloy Steel (UNS G61500), (<http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6744#4>, 15 de maig de 2015).

BLANCO, NORBERT. Apunts de lubricació i disseny de resorts, Elements de Màquines. UdG, 2015.

ENGINEBASICS. Understanding Camshafts | Camshaft Basics | Camshaft Design. (<http://www.enginebasics.com/Engine%20Basics%20Root%20Folder/Basic%20Camshaft%20Understanding.html>, 15 de març de 2015).

GVALVES. Technical information about valves (<http://www.gvalves.co.uk/assets/g-s-technical-infomation.pdf>), 16 de abril de 2015.

NORTON, ROBERT L. Cam Design and Manufacturing Handbook. New York: Industrial, 2002.

SERVIACERO. Finger follower materials (<http://www.serviacero.com/archivos/1368203349.pdf>), 16 de abril de 2015.

SMITHADVANCES. Full de materials de lleves. ([http://www.smithsadvanced.com/EIEspanol/downloads/alloyandstainless\\_datasheets\\_es.htm](http://www.smithsadvanced.com/EIEspanol/downloads/alloyandstainless_datasheets_es.htm)) 25 de abril de 2015.

SMITHSHP. Technical information about cams ([http://www.smithshp.com/downloads/BS\\_S132\\_SHP.pdf](http://www.smithshp.com/downloads/BS_S132_SHP.pdf), 16 de abril de 2015).

TILDENTECNOLOGIES. CamPerformance. (<http://www.tildenttechnologies.com/Cams/CamPerformance.html>, 23 d'abril de 2015).

WIKIPEDIA. Característiques de les lleves i les vàlvules. ([http://en.wikipedia.org/wiki/Variable\\_valve\\_timing#Methods\\_for\\_implementing\\_Variable\\_Valve\\_Control\\_.28VVC.29](http://en.wikipedia.org/wiki/Variable_valve_timing#Methods_for_implementing_Variable_Valve_Control_.28VVC.29), 15 de març de 2015).



# ANNEXOS

# **ANNEX A: DISSENY DE LLEVES**

### A.1. Anàlisi de las lleves

Segons les especificacions del peticionari s'ha fet un anàlisi de les lleves per determinar les característiques que es poden observar en la Figura 30:

	Obrir	Tancar
Entrada	39 BTDC	83 ABDC
Sortida	83 BBDC	39 ATDC

Figura 41 – Especificacions de les característiques de les lleves.

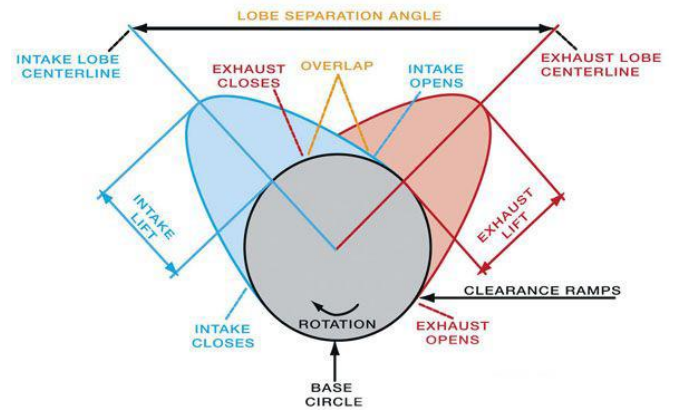


Figura 30 – Característiques Lleves

A partir de les especificacions donades, es poden trobar la resta de paràmetres:

- Duració vàlvula d'admissió (Intake duration):  $151^\circ$

$$\frac{39^\circ + 83^\circ + 180^\circ}{2} = 151^\circ \quad (\text{Eq.13})$$

- Duració vàlvula d'escapament (Exhaust duration):  $151^\circ$

$$\frac{39^\circ + 83^\circ + 180^\circ}{2} = 151^\circ \quad (\text{Eq.14})$$

- Superposició de les vàlvules (Overlap):  $78^\circ$

$$39^\circ + 39^\circ = 78^\circ \quad (\text{Eq.15})$$

- Centre del lòbul (Lobe centerline):  $112^\circ$  ATDC

$$\frac{83+180-39}{2} = 112^\circ \quad (\text{Eq.16})$$

- Angle de separació del lòbul (Lobe separation angle):  
112° de la lleva (224° cigonyal) = Angles centre del lòbul
- Avens lleva (Cam advance):  
No té avens ja que és 39-83-83-39 i les dos lloves són simètriques.

## A.2. Determinació de les funcions de desplaçament

Per a la determinació de funcions de desplaçament de lloves polinomials cal proposar condicions de contorn. El número de condicions de contorn marcarà l'ordre de la lleva (N° CC = N° de ordre de la lleva on N°CC són el número de condicions de contorn). En aquest cas, s'han plantejat les nou condicions de contorn idònies per al disseny de la lleva (Eq.17) i per tant s'hauran de trobar els valors de nou paràmetres:

$$\left\{ \begin{array}{l} 1 - \theta = 0; s = 0 \\ 2 - \theta = 0; v = 0 \\ 3 - \theta = 0; a = 0 \\ 4 - \theta = \frac{\theta}{\beta}; a = 0 \\ 5 - \theta = \beta; s = 0 \\ 6 - \theta = \beta; v = 0 \\ 7 - \theta = \beta; a = 0 \\ 8 - \theta = \frac{\theta}{\beta}; a = -85 \\ 9 - \theta = \frac{\theta}{\beta}; j = 0 \end{array} \right. \quad (\text{Eq.17})$$

Per:  $0 \leq \theta \leq 0.8389 \pi$

$\beta = 0.8989 \pi = 151^\circ$

$$f(1) = \left( C_0 + C_1 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + C_2 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + C_3 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + C_4 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + C_5 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + C_6 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 + C_7 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 + C_8 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^8 \right) \quad (\text{Eq.18})$$

$$f(2) = \left( \frac{1}{\beta} * \left( C_1 + 2C_2 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + 3C_3 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 4C_4 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 5C_5 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 6C_6 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 7C_7 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 + 8C_8 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 \right) \right) \quad (\text{Eq.19})$$

$$f(3) = \left(\frac{1}{\beta^2}\right) * \left(2C_2 + 6C_3 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + 12C_4 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 20C_5 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 30C_6 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 42C_7 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 56C_8 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6\right) \quad (\text{Eq.20})$$

$$f(4) = \left(\frac{1}{\beta^3}\right) * \left(6C_3 + 24C_4 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + 60C_5 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 120C_6 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 210C_7 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 336C_8 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5\right) \quad (\text{Eq.21})$$

Resolent el sistema d'equacions anterior complint les condicions de contorn, s'obtenen els paràmetres següents:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_0 = 0 \\ C_1 = 0 \\ C_2 = 0 \\ C_3 = 362.97 \\ C_4 = -1801.82 \\ C_5 = 3940.545 \\ C_6 = -4640.424 \\ C_7 = 2851.636 \\ C_8 = -712.91 \end{array} \right. \quad (\text{Eq.22})$$

Substituint aquests valors a les equacions inicials es troben les funcions següents:

$$\text{Per: } 0 \leq \theta \leq 0.8389 \pi$$

$$\beta = 0.8989 \pi$$

$$f(1) = (362.97 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 1801.82 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 3940.545 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 - 4640.424 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 + 2851.636 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 - 712.91 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^8) \quad (\text{Eq.23})$$

$$f(2) = \left(\frac{1}{\beta}\right) (1088.91 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 - 7207.28 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 19702.725 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 - 27842.544 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 19961.452 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 - 5703.28 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7) \quad (\text{Eq.24})$$

$$f(\theta) = \left(\frac{1}{\beta^2}\right) (2177.82 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right) - 21621.84 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 78810.9 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 139212.72 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 119768.712 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 - 39922.96 * \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6) \quad (\text{Eq.25})$$

Per:  $0.8389 \pi < \theta < 2 \pi$

$$\beta = 0.8989 \pi$$

$$f(1) = 0 \quad (\text{Eq.26})$$

$$f(2) = 0 \quad (\text{Eq.27})$$

$$f(3) = 0 \quad (\text{Eq.28})$$

### A.3. Disseny amb Matlab

Un cop introduïdes les funcions de desplaçament, velocitat i acceleració anteriors al Matlab, al executar el programa s'han introduït els següents paràmetres:

- Enter base circle radius (Valor del radi base) : 7,5 mm per l'admissió i 7 mm per l'escapament.
- Enter distance between fixed pivots (Distància entre l'eix del seguidor i l'eix de l'arbre de lleves): 13,8 mm que és la distància mínima.
- Length of follower face (Longitud del seguidor): 1,5 per la distància entre l'eix del seguidor i l'eix de l'arbre de lleves.
- Enter follower offset (Offset del seguidor, distància paral·lela entre l'eix horitzontal de l'eix del seguidor i la superfície de contacte entre el seguidor i la lleva): 3,5mm com a valor màxim per tal de no superar l'angle de pressió límit de 35°.
- Enter follower rise (graus d'oscil·lació del seguidor): 13,1° per l'admissió i 11,32° per l'escapament.

### A.4.Càlculs del disseny de les lleves

Totes les hipòtesis calculades a continuació han estat dissenyades amb un radi base de 8,5 mm i un offset de 2,5 mm. Sempre s'ha partit d'aquest radi com a referència i en cas que aquest donés un perfil de lleva adequat, s'ha anat rebaixant fins al mínim possible ajustant el valor d'offset fins al punt més crític possible (aproximadament 3,5 mm) ja que aquest permet rebaixar en 2 o 3 mm el radi base però incrementa l'angle de pressió.

Sempre s'ha fet el disseny amb l'objectiu de trobar una lleva adequada per un radi base màxim de 7,5 mm marcat en les especificacions i que en tot cas la lleva no superés un angle de pressió de 35°.

A continuació s'esmenten les hipòtesis realitzades durant el disseny:

Hipòtesis:

- Polinomial de setè grau:

Aquest perfil polinomial que es pot observar en la Figura 31 i 32, s'ha descartat ja que el radi base mínim es de 8,5 mm i al no complir amb les especificacions, s'ha descartat.

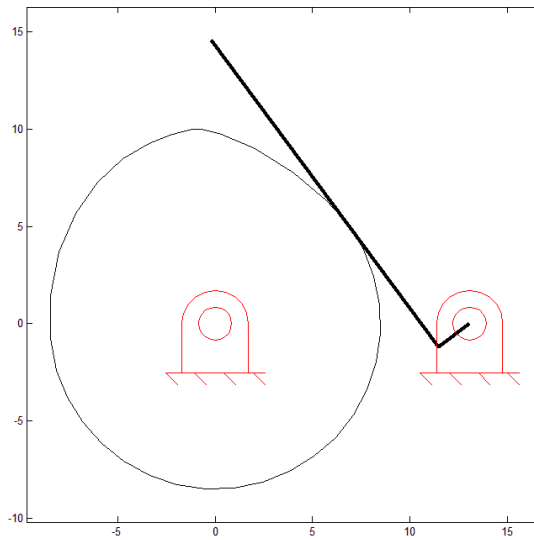


Figura 31 – Perfil lleva polinomial amb  $R_b= 8,5$ .

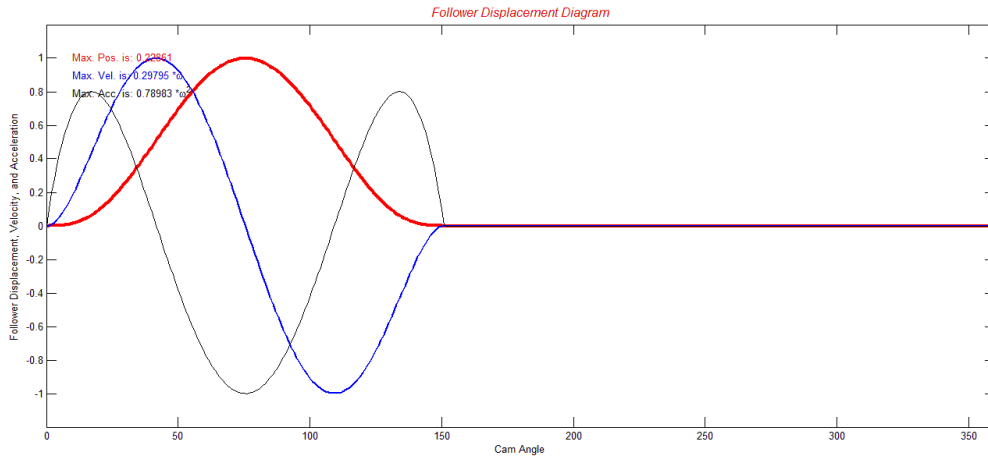


Figura 32 – Corbes lleva polinomial amb  $R_b = 8,5$ .

- Polinomial de setè grau amb acceleració controlada al final de la pujada

S'ha descartat ja que l'acceleració controlada al final de la pujada produeix una acceleració negativa al principi de les corbes com s'observa a les Figures 33 i 34. Això fa descartar aquesta hipòtesis.

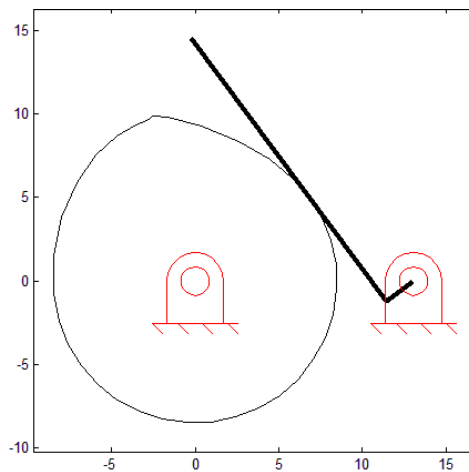


Figura 33 – Perfil lleva polinomial de setè grau



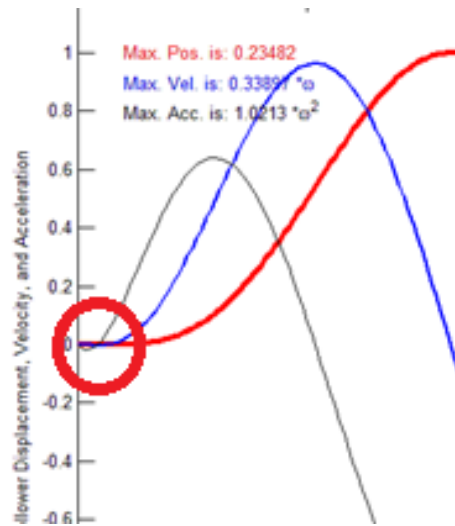


Figura 34 – Inici corbes polinòmials de setè ordre.

- Doble harmònic

Tot i que les corbes són semblants a les de la polinomial, les lleves amb perfil harmònic doble produeixen valors pics d'acceleració superiors a les polinòmials i per tant, forces d'inèrcia més grans. Tot i això, s'observa en la Figura 35 que la lleva amb radi base de 8,5 produeix una cúspide i per tant, queda descartada.

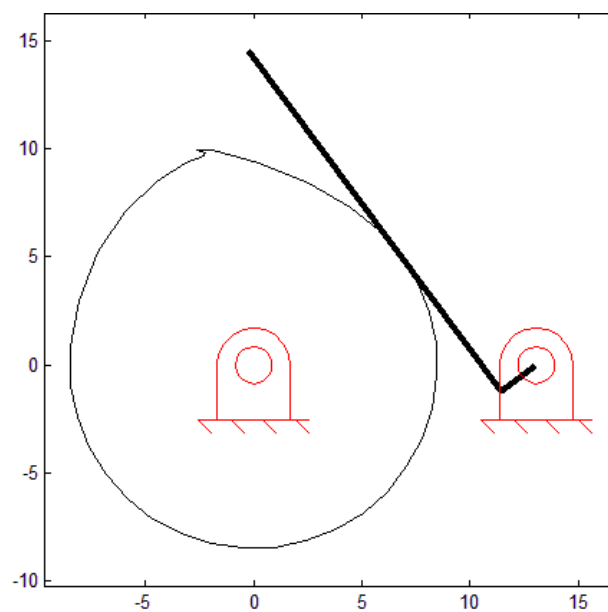


Figura 35 – Corbes lleva amb perfil doble harmònic

- Polinomial dissenyada en tres trams:

Es va estudiar la hipòtesis d'insertar un tram de parada al final de la pujada, just abans de la baixada per augmentar el radi de curvatura i per tant rebaixar el radi base.

S'observa en les Figures 36 i 37 que les corbes no coincidiran ja que després de la pujada, durant la parada abans de la baixada, no hi haurà velocitat ni acceleració però sí desplaçament, per tant, això no és real ja que no pot haver-hi desplaçament sense velocitat.

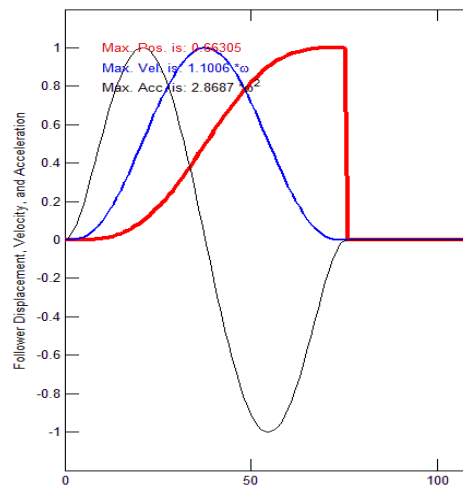


Figura 36 – Corbes de pujada polinomial

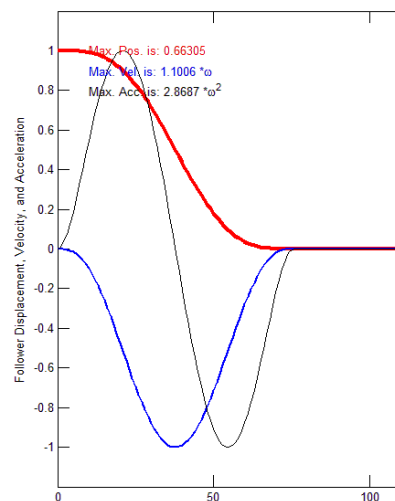


Figura 37 – Corbes de baixada polinomial

- Polinomial de novè grau:

S'observa en la Figura 38 que de la mateixa manera que pels altres casos, es produeix una cúspide en el perfil de la lleva per un radi base de 8,5 mm i per tant queda descartada.

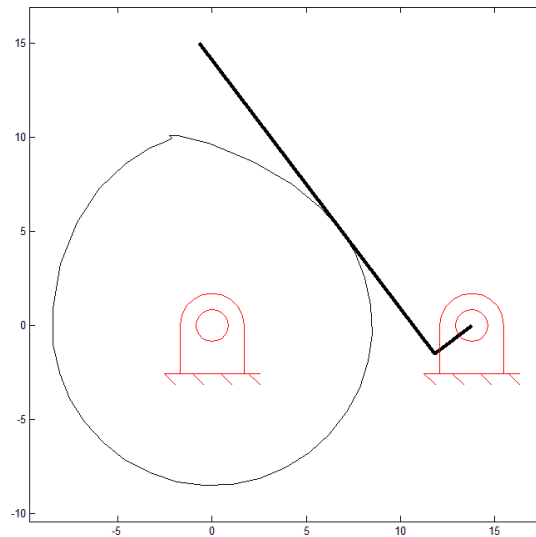


Figura 38 – Perfil lleva polinomial de novè ordre

- Polinomial de desè grau

S'ha augmentat un grau la polinomial anterior però s'observa en la Figura 39 que el desplaçament produït no es el correcte ja que no es produeix el desplaçament ideal.

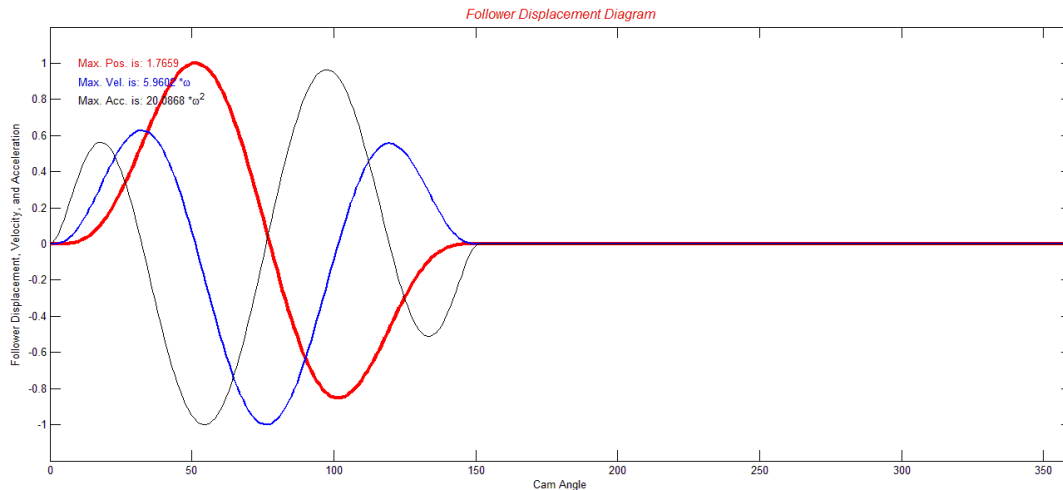


Figura 39 – Corbes lleva polinomial de desè grau

- Polinomial de novè ordre amb acceleració controlada

Davant la dificultat de reduir el radi base de la lleva per complir amb les especificacions, s'ha plantejat la possibilitat de controlar l'acceleració al final de la pujada reduint-la amb les condicions de contorn justificades en l'annex A.2. Cal tenir en compte que al reduir l'acceleració en el màxim negatiu ha fet augmentar-la en els dos màxims positius. S'ha reduït l'acceleració fins al màxim al final de la pujada, fins aconseguir un pendent igual a zero.

D'aquesta manera s'ha aconseguit arribar a reduir el radi base a 7,5 mm i per tant, es compleix amb les especificacions imposades pel peticionari.

Les gràfiques per la lleva d'admissió són les s'observen en la Figura 40:

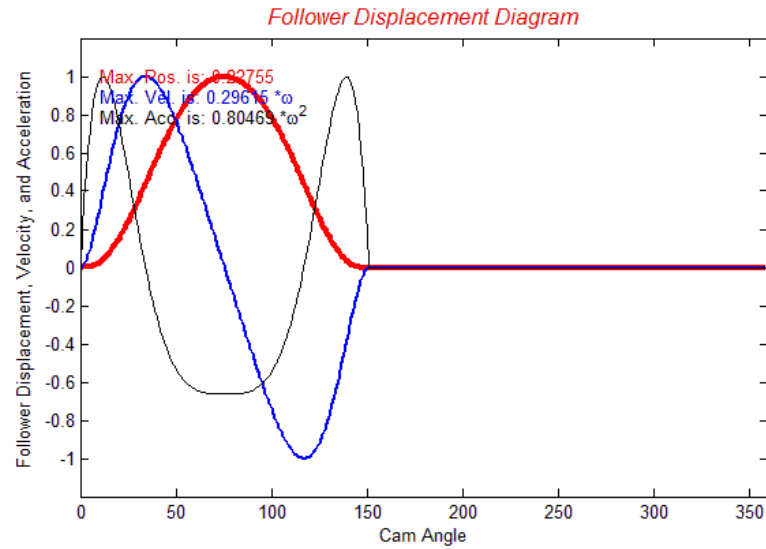


Figura 40 – Corbes lleva polinomial de novè grau amb acceleració controlada

S'observa que el pendent al final de la pujada es zero i respecte a les altres hipòtesis el desplaçament de pujada i baixada tenen un pendent més baix i per tant el final de pujada i inici de baixada duren més graus.

El radi base de la lleva d'admissió és de 7,5 mm i com es pot observar en la Figura 41, la lleva no és simètrica.

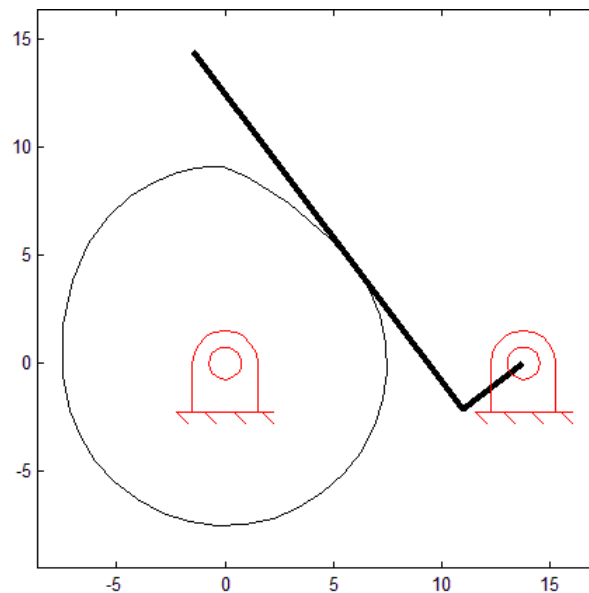


Figura 40 – Corbes lleva polinomial de novè grau amb acceleració controlada

Pel que fa a la lleva d'escapament, s'han obtingut les gràfiques que s'expressen en la Figura 41 i el perfil que es pot observar en la Figura 42.

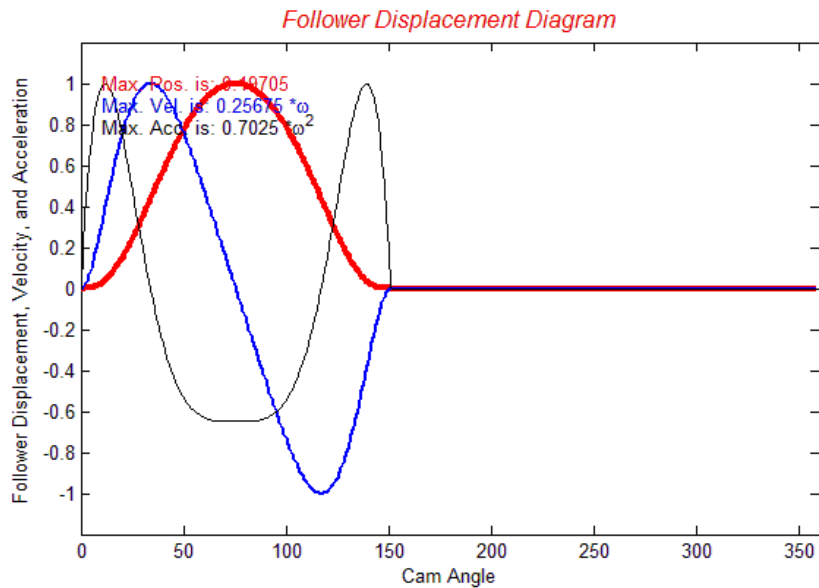


Figura 40 – Corbes lleva d'escapament

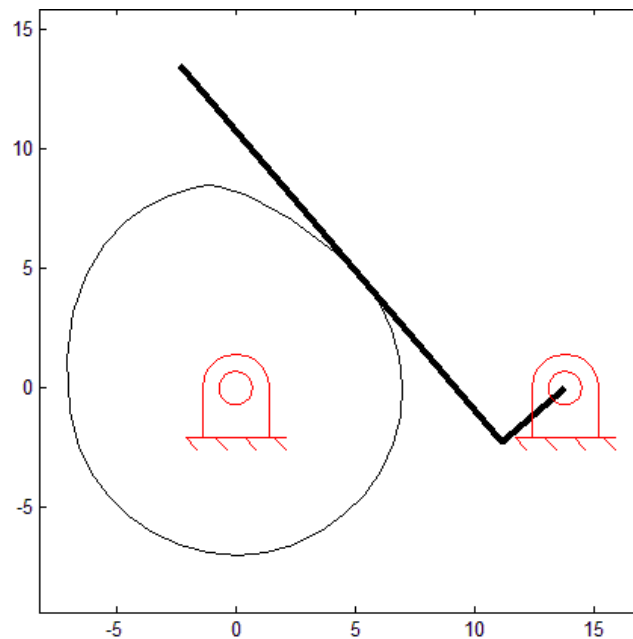


Figura 41 – Perfil lleva escapament

De la mateixa manera que per la lleva d'admissió, la lleva no es simètrica i en aquest cas, el radi base s'ha aconseguit rebaixar fins a 7 mm ja que el desplaçament màxim de la vàlvula d'escapament és de 2,5 mm i per tant 0,4 mm menys que el de la vàlvula d'admissió.

# **ANNEX B: CÀLCULS DELS RESSORTS**

## B.1. Disseny dels ressorts

Els càlculs pel disseny dels ressorts s'han realitzat amb el Matlab i les equacions es poden observar en les Figures 45, 43, 44 i 45. Les equacions s'expressen en forma d'imatges ja que són càlculs molt extensos i són menys entenedors i mes difícils de seguir si s'extreuen del format de càlcul de Matlab.

Els càlculs s'han fet suposant un esforç estàtic màxim igual al límit elàstic del material és a dir, un factor de seguretat estàtic igual a 1 i s'ha imposat un factor correctiu de 0,9. Amb aquestes dimensions de la molla s'ha arribat a un factor de seguretat de fatiga per la molla d'admissió de 1,29 i per la d'escapament de 1,523 ja que aquesta, suporta forces d'inèrcia més baixes perquè el seu desplaçament i les seves acceleracions són inferiors (es pot observar en el apartat 3). Per simplificar el disseny s'ha decidit agafar el mateix ressort per les dos vàlvules.

```

%%
%Dades molla
d=0.7;
D=6;
Nt=6;
s2=2.9;           %Desplaçament punt 2 (central)
s1=0.3638;       %Desplaçament punt 1

mv=0.85e-3;      %Massa de la vàlvula i els seus components extrems de l'ensamblatge del SolidWorks
ms=0.0567e-3;   %Massa del seguidor extreta del SolidWorks
m11=0.7067e-3;  %Massa de la lleva d'admissió extreta del SolidWorks
m=mv+ms+m11;    %Massa total

w=7500*2*pi/60;
a1=10.2065*w;   %Acceleració màxima de la lleva d'admissió
Fimax= m*a1     %Força d'inèrcia màxima de la lleva

beta=(1.67778*pi/2);
theta=beta/2;
acc2=(1/(beta)^2)*(2177.82*(theta/beta)-21621.84*((theta/beta)^2)+78810.9*((theta/beta)^3) -139212.72*((theta/beta)^4)+119768.712*((theta/beta)^5)-39922.96*((theta/beta)^6)); %Acceleració lleva alfinal pujada |
a2=acc2*w;      %Acceleració lleva alfinal de la pujada (rad/s)

```

Figura 42 – Disseny dels ressorts



```

%Material: crom vanadi
exp=0.155;
A=1790;
G=82700; %depèn de d (in) <0.032 -> 82700
Y=7.850e-6; %acer 7850 kg/m3

%Dades per estàtica
Sut=A/(d^(exp))
Ssy=0.50*Sut; %Acer bonificat (trempat)

C=D/d %6<C<12
Ks=1+(0.5/C);

%Dades per fatiga
Ssa=240;
Ssm=379; %Material martellat, perdigonat
Ssu=0.67*Sut;
Kb=((4*C+2)/(4*C-3));

```

Figura 43 – Disseny dels ressorts

```

%Càlculs de la molla:

%Dimensions:
Na=Nt-2;
Ls=d*Nt
ymax=(pi*D^(2)*Na*Ssy*0.9)/(Kb*d*G) %ymax del ressort entre la L0 i Ls. És té en compte un factor correctiu de 0.9 per la Ssy. Tenim en compte n=1.
L0=Ls+ymax %Longitud natural de la molla

%Forces:
Kr=((d^4*G)/(8*D^(3)*Na)) %K del ressort en funció de les dimensions de la molla
Incr.F=Kr*s2 %Increment de forces del ressort que haurem de tenir obligatoriament

Fprec=3; %Hipotesi de Força de precàrrega de la molla
Fr2=Incr.F+Fprec %a beta/2 on hi ha desplaçament màxim i on volem pujar la força a positiva. Depèn del increment de forces
Fi2=m*a2 %Inèrcia punt 2 (central)

Fllp2=Fi2+Fr2 %Es la Força de la lleva en el punt (2) central = Força inèrcia + Força ressort. Ha de ser +.

```

Figura 44 – Disseny dels ressorts

```

%%
%Càlculs a fatiga
Ffmax=Fr2;
Ffmin=Frprec;

Fa=(Ffmax-Ffmin)/2;
Za=Kb*(8*Fa*D)/(pi*d^(3)); %Tensió alterna

Fm=(Ffmax+Ffmin)/2;
Zm=Kb*(8*Fm*D)/(pi*d^(3)); %Tensió mitjana

Sse=Ssa/(1-((Ssm/Ssu)^(2))); %Limit de duresa
r=Za/Zm;
Ssa=(r^(2)*Ssu^(2)/(2*Sse))*(-1+sqrt(1+(2*Sse/(r*Ssu)^(2))));

nf=Ssa/Za

%%
%Frequència crítica
mf=(pi^(2)*d^(2)*D*Na*Y)/4;
ff=0.5*(sqrt(Kr*1000/mf))/(2*pi)*60 %Frequència crítica de la molla

```

Figura 45 – Disseny dels ressorts

**ANNEX C:  
CÀLCUL DE PRESSIONS DE  
CONTACTE**

### C.1. Pressió de contacte entre la lleva i el seguidor

S'ha estudiat la pressió màxima que hi haurà entre les lloves i els seguidors mitjançant les següents equacions i dades:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = 7,5 \text{ mm} - \text{Radi base lleva admissió} \\ l = 4 \text{ mm} - \text{Amplada especificada pel projectista} \\ F = 13 \text{ N} - \text{Força d'inèrcia màxima de les lloves d'admissió} \\ N = 125 \frac{\text{rev}}{\text{s}} - \text{Equivalent a 7500 rpm} \\ \mu = 0,01723 \text{ Pa*s} - \text{Valor estimat per un oli Multigrad a una temperatura mitjana de 500°C} \end{array} \right. \quad (\text{Eq.29})$$

Amb aquestes dades i suposant un valor de joc (c) que varia entre 0,1 mm i 6 mm.

$$P = \frac{F}{2*r*l} \quad (\text{Eq.30})$$

$$\frac{l}{2*r} = 0,26667 \quad (\text{Eq.31})$$

$$\text{Sommerfield} = \left( \frac{r^2}{c^2} \right) * \frac{\mu*N}{P} \quad (\text{Eq.32})$$

$$B = \left( \frac{2*F*\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)}{\pi*l*\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)} \right)^{1/2} \quad (\text{Eq.33})$$

$$P_{\text{max de Hertz}} = \frac{2*F}{\pi*B*L} = 125 \text{ Mpa} \quad (\text{Eq.34})$$

A continuació, a la Figura 46 es pot observar un gràfic d'on s'extreu el valor de pressió màxima (Pmax) que es compararà amb la pressió màxima de Hertz (Pmàx de Hertz) de la Eq.34.

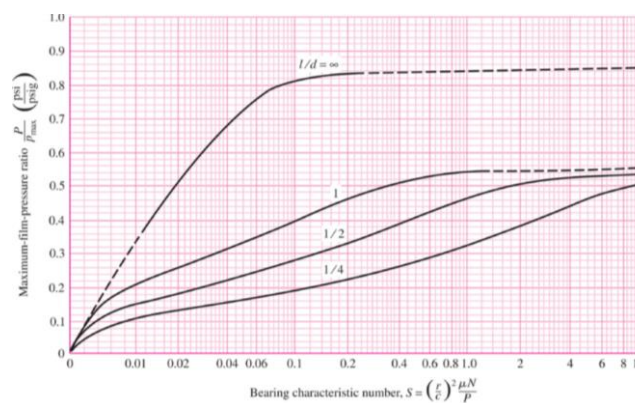


Figura 46 – Corbes P/Pmax en funció de sommerfield. MCGraw-Hill Companies, documents assignatura Elements de Màquines UDG, 5 de maig de 2015

Si es reproduïx la pressió màxima calculada amb anterioritat suposant diversos valors de joc (c) s'obté una gràfica com la que s'observa a la Figura 47.

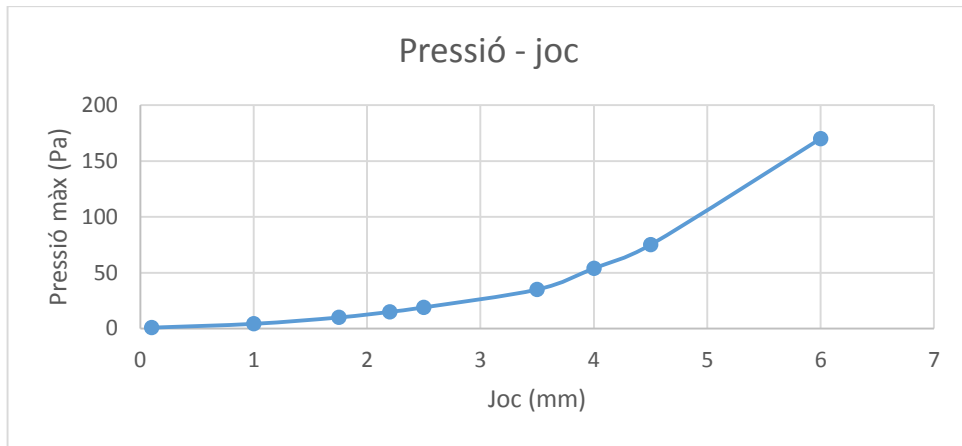


Figura 47 – Corbes Pressió màx en funció del joc

Com a conclusió, amb una pressió de Hertz de 125 Mpa s’observa que el valor de C estaria comprès entre 5 i 6 mm. Amb aquest joc i amb el gràfic de la Figura 48, es pot obtenir un valor de  $h_0$  que serà més baix que una micra i per tant, la pel·lícula de lubricant és depreciable.

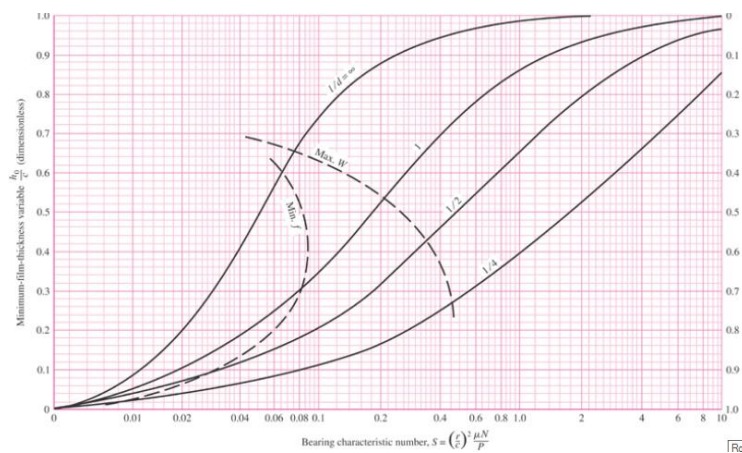


Figura 48 – Corbes  $h_0/c$  en funció del sommerfeld. MCGraw-Hill Companies, documents assignatura Elements de Màquines UDG, 5 de maig de 2015