

PSE: Conception d'un moteur Stirling

Matériel et Méthodes

Paul Bernard, Germain L'Hostis, Eddy Thevenet

Mai 2021

Contents

1	Matériel	2
1.1	Objectifs	2
1.2	Modèle <i>from scratch</i> : Stirling type β	3
1.3	Modèle à <i>seringues</i> : Stirling type α	4
2	Méthodes	5
2.1	Optimisation de la conception du modèle <i>from scratch</i>	5
2.1.1	Etanchéité	6
2.1.2	Alignement des bièles dans le plan du moteur	7
2.1.3	Réduction de l'épaisseur des bièles	9
2.1.4	Changement nécessaire du système de pivot de la bièle sur le déplaceur	10
2.1.5	Déphasage entre les bièles	10
2.1.6	Dilatation radiale du piston	10
2.1.7	Perspectives et pistes envisageables	10
2.2	Tentative d'optimisation du modèle type α	11
3	Annexes	12
3.1	Brevet Stirling type β	12
3.2	Modèle numérique du Stirling type β	21
3.3	Code de simulation du cycle thermodynamique	22

1 Matériel

1.1 Objectifs

Etant donné que le but premier de notre projet était de faire démarrer nos moteurs Stirling, la démarche a consisté à corriger et adapter la conception mécanique et thermique sur le pouce. Cependant notre recherche de problème était basée sur plusieurs propriétés qu'un moteur fonctionnel doit avoir :

- Le différentiel de température doit être suffisant. Dans la littérature il y a généralement au moins 100 à 150°C d'écart
- La chambre doit pouvoir monter en pression et donc les fuites doivent être limitées
- Le volume mort, c'est à dire le volume $V_{max} - V_{min}$ doit être minimal. Ce paramètre affecte grandement le rendement du cycle moteur, d'après les simulations de dynamique des fluides de Mikhael et al. [1].
- Le fonctionnement du cycle sous-entend que la puissance générée doit dépasser la puissance perdue par frottements. Nous soupçonnons que c'est ce facteur qui était en fin de compte limitant dans nos deux modèles.

Notre façon de procéder a été d'identifier les problèmes les plus flagrants à un moment donné lors d'un test, de le corriger en modifiant la pièce, puis d'essayer à nouveau de démarrer le moteur.

1.2 Modèle *from scratch*: Stirling type β

Le moteur Stirling de type β sur lequel nous avons travaillé a été usiné (avant notre arrivée) en suivant le brevet présent en annexe. Quelques modifications y avaient été apportées lors de l'usinage initial. Voici les modifications notables que nous avons apporté à la conception initiale au cours de notre projet.

- Une simplification de ce qui était compris entre le maneton et le volant d'inertie, en utilisant juste une tige
- Un système de refroidissement en ailettes de cuivre
- Le piston moteur a été usiné en téflon pour réduire son coefficient de frottement avec l'aluminium du cylindre.
- Les bielles étaient découpées en PMMA à la découpe laser

Le moteur était monté sur un rail Rexroth. Une photo légendée se trouve en Figure 1. Un modèle numérique Autodesk Inventor est également présent en annexe.

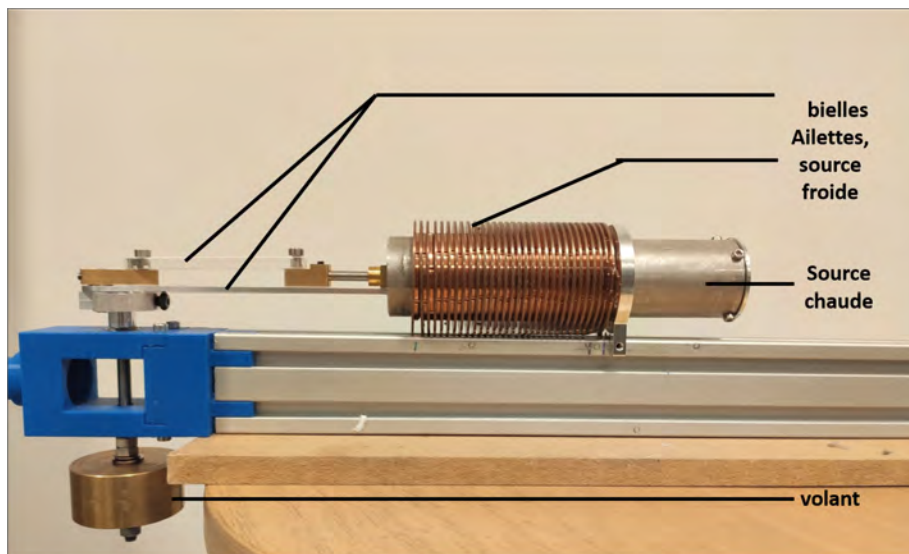


Figure 1: Moteur *from scratch* de type β

1.3 Modèle à *seringues*: Stirling type α

N'étant pas parvenus à faire démarrer le premier modèle, nous avons enrichi notre arsenal d'un moteur Stirling de type α inspiré des plans proposés par Integza [2]. Ce modèle profite de la précision quasi-micrométrique de fabrication des seringues en verres pour réduire les frottements du piston. Nous avons utilisé les seringues de 5 mL, disponibles à l'achat ici [3].

Le moteur a été monté sur un banc d'optique permettant de régler finement la position des pièces. Dans un deuxième temps les roulements ont été ouverts et lubrifiés avec du WD-40. La source chaude était un brûleur à éthanol 96% réalisé à l'aide d'un pot de confiture et une mèche en cordelette.

Une photo de ce modèle se trouve en Fig. 2

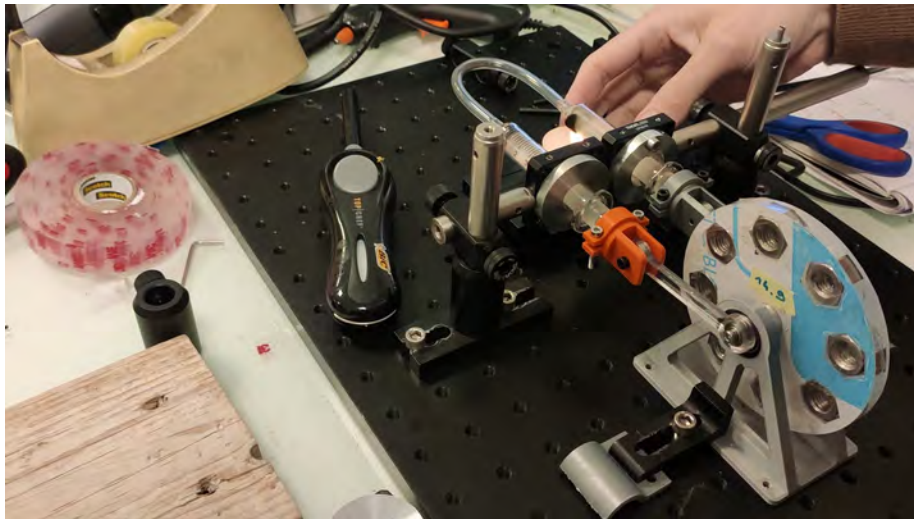


Figure 2: Photo du modèle type α

2 Méthodes

2.1 Optimisation de la conception du modèle *from scratch*

Le gradient de température imposé par des conditions aux limites stationnaires par les sources chaudes et froides permet de créer une instabilité mécanique à partir d'une température suffisante. Ce phénomène permet au moteur de démarrer, à condition que le travail mécanique extrait du transfert de chaleur soit suffisant pour vaincre le travail des forces de frottements.

Pour obtenir une idée de l'ordre de grandeur du travail que l'on peut extraire sur un cycle, nous avons réalisé un code Matlab de simulation disponible en annexe. Or, cet ordre de grandeur est de 0,5-1 J/cycle avec les dimensions du modèle *from scratch* type β . Notre défi a donc consisté à minimiser ces frottements et de maximiser le travail extractible.

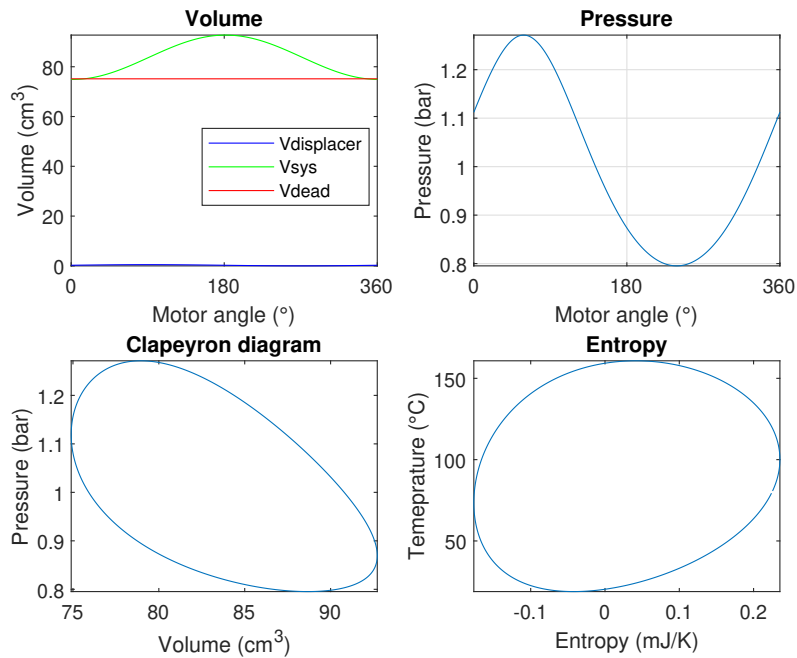


Figure 3: Cycle thermodynamique du modèle *from scratch* de type β simulé sur Matlab

2.1.1 Etanchéité

Afin de s'assurer que le moteur ne comportait pas trop de fuites d'air nous l'avons plongé dans un bac d'eau. Cela nous a permis de situer les fuites importantes (qui étaient au niveau du scellant) et de faire les changements nécessaires (voir Fig. 4). Dans un deuxième temps nous avons tenté de réaliser un manomètre à eau simple pour sonder cette pression. Ce fut un échec car en rentrant le tuyau dans le moteur cela perturbait trop le fonctionnement pour donner une mesure pertinente.

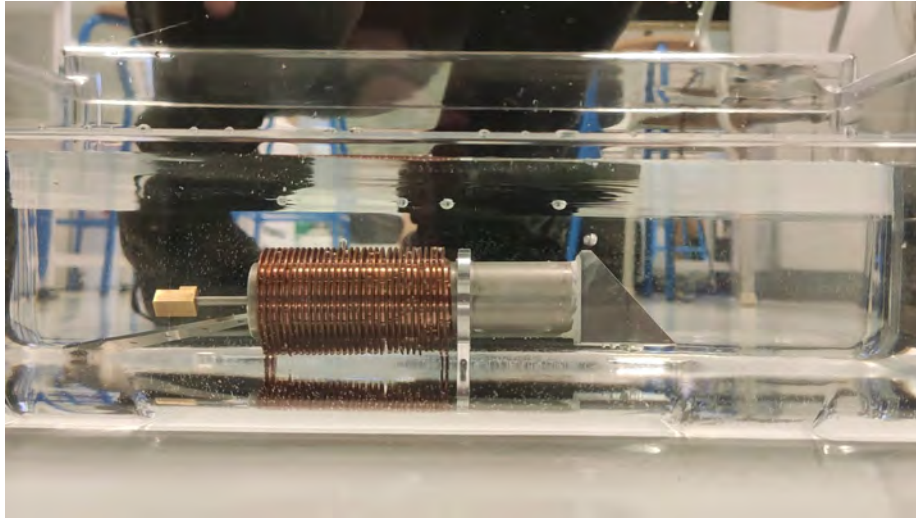


Figure 4: Test d'étanchéité sous l'eau

2.1.2 Alignement des bièles dans le plan du moteur

Lors du premier montage du moteur, nous avons constaté un défaut d'alignement du plan dans lequel se déplacent les bièles avec l'axe du moteur. La pièce de fixation au Rexroth 40x20 imprimée en 3D (en noir sur la Fig. 5) surélève le maneton (en aluminium) et incline les bièles.

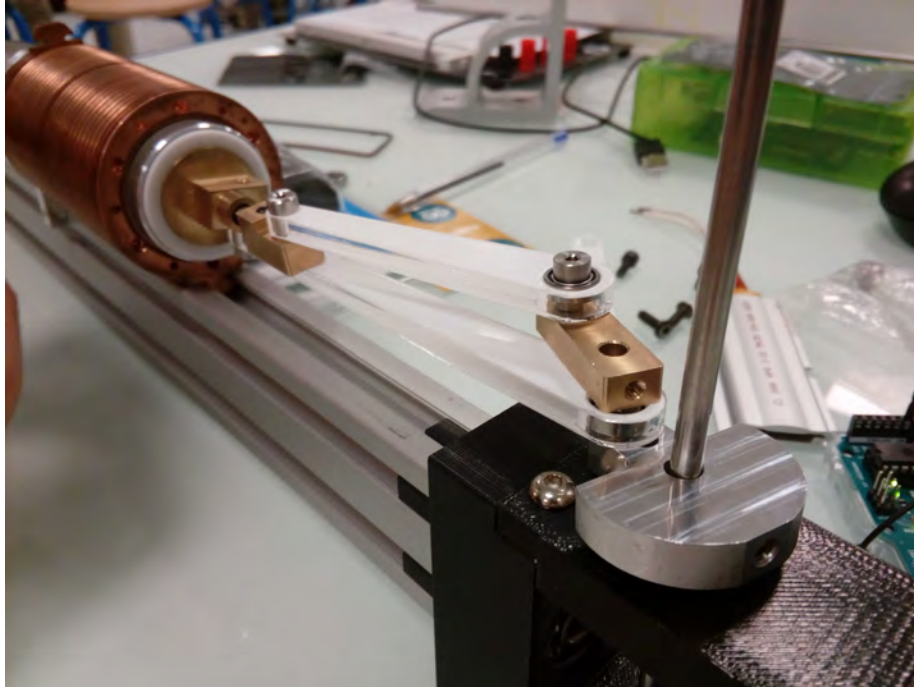


Figure 5: Bièlles mal alignées dans le premier montage du moteur *from scratch*, la pièce noire surélève les bièlles et gêne le piston dans sa course.

Nous avons donc réimprimé cette pièce de fixation, en bleu sur la Fig. 6, en abaissant sa hauteur à 40mm au ras du Rexroth.

Après l'impression 3D, nous avons renforcé la pièce de fixation en ajoutant des vis dont les logements ont été taraudés et filetés en y logeant un ressort en aluminium, plus solide que le PLA de l'impression (cf Fig. 7). Les parties les plus fines de cette pièce de fixation étaient susceptibles d'encaisser des efforts qu'elles n'aurait pas pu encaisser lors du démarrage du moteur.

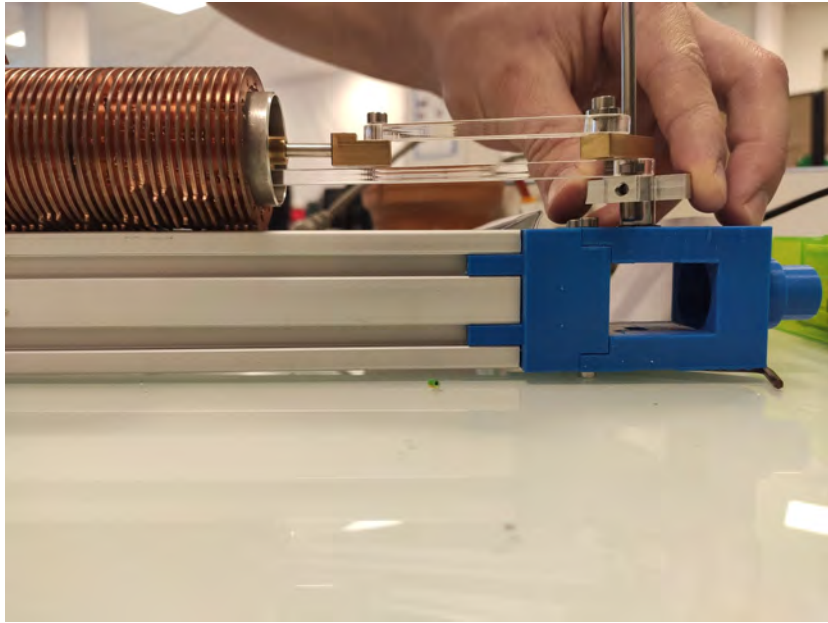


Figure 6: Bièles correctement alignées

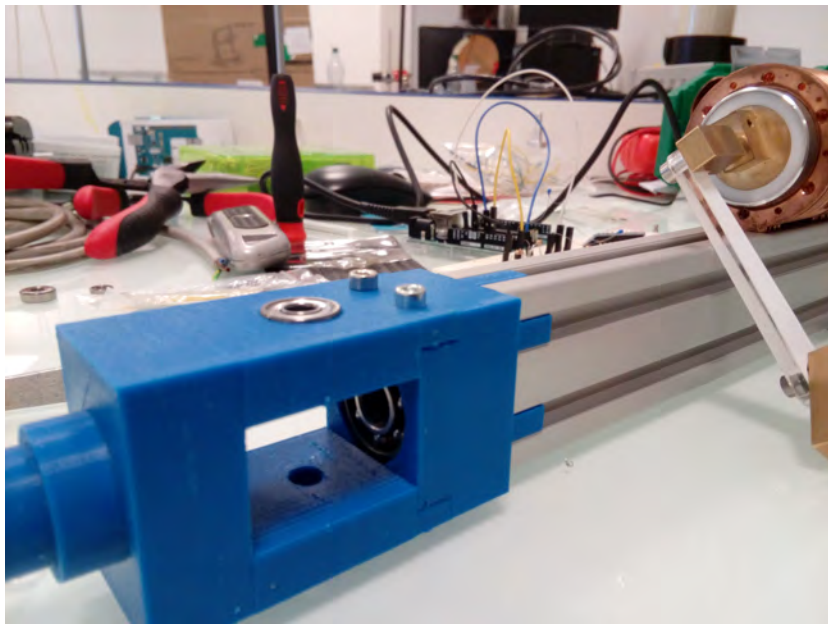


Figure 7: Renfort de la pièce de fixation au Rexroth à l'aide de vis

2.1.3 Réduction de l'épaisseur des bièles

La bièle en PMMA d'épaisseur 6mm empêche de visser pleinement l'axe du piston. Pour régler ce problème de collision, nous avons tenté de reproduire une version 4mm à la découpeuse laser mais celle-ci était trop fragile et a fini par casser. Notre choix s'est donc porté sur un matériau plus résistant, l'aluminium, que nous avons découpé à la scie à métaux dans une plaque de 2mm d'épaisseur.

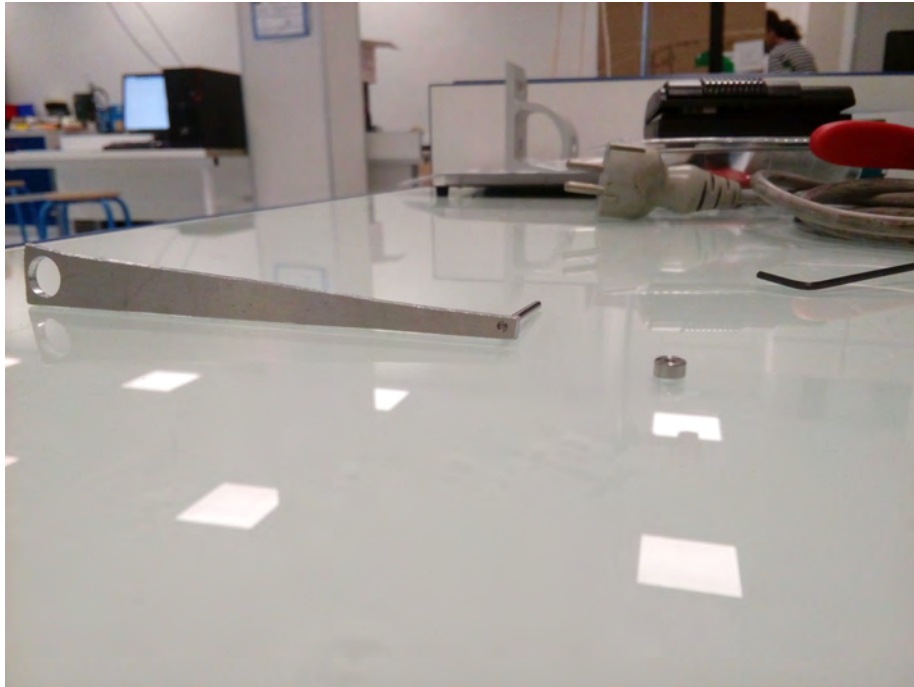


Figure 8: Bielle aluminium d'épaisseur 2mm et d'entraxe 115mm découpée à la scie à métaux

2.1.4 Changement nécessaire du système de pivot de la bièle sur le déplaceur

La réduction de l'épaisseur de la bièle a également nécessité de revoir son point de pivot, qui était initialement une vis épaulée dont l'épaulé était de 6mm. La nouvelle bièle de 2mm peut donc se balader sur une course de 4mm et peut causer un arc-boutement pouvant bloquer le moteur. Nous adoptons la solution qui consiste percer un logement pour le roulement pour qu'un axe d'une longueur adapté à la bièle vienne s'y insérer.

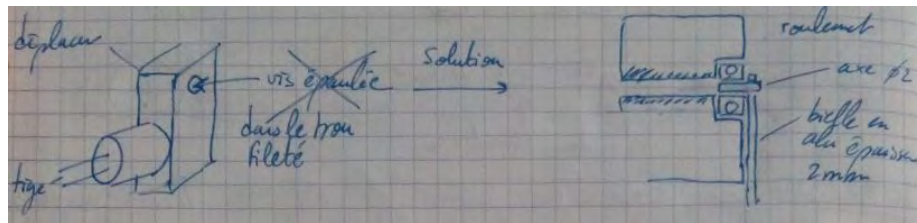


Figure 9: Roulement logé dans le déplaceur comme solution adoptée pour le système de pivot de la bièle sur le déplaceur

2.1.5 Déphasage entre les bièles

D'après le brevet utilisé, le déphasage optimal entre les bièles est de 60° . Ce déphasage dicte l'efficacité ainsi que la constante de temps des transferts thermiques entre les chambres du piston, et donc la fréquence de fonctionnement du moteur !

Expérimentalement, c'est effectivement le réglage qui laissait le plus entrevoir d'espoir lors du démarrage du moteur, comme en témoigne la vidéo de présentation de notre projet.

2.1.6 Dilatation radiale du piston

L'ajustement du diamètre du piston en téflon par abrasion n'est pas satisfaisant puisqu'en chauffant, ce matériau se dilate fortement, presque de 1 mm ! Nous avons trouvé un compromis en le remplaçant par du laiton, dont le coefficient de frottement solide sur le corps cylindrique est moins bon de 30% mais dont la dilation radiale est 5 fois plus faible.

2.1.7 Perspectives et pistes envisageables

D'autres améliorations sont possibles pour la suite mais nous n'avons pas eu le temps de les mettre en oeuvre, comme par exemple de réuser l'intérieur du cylindre, afin d'éliminer des défauts de surface présents sur le tube de récupération et qui contribuent fortement aux frottements. De même, un matériau

de prédilection pour le piston serait le graphite, ce qui est également une proposition donnée dans le brevet, mais impossible à réaliser dans l'atelier de l'ESPCI.

Un autre paramètre du cycle est l'inertie que l'on donne au volant. Cette inertie doit être suffisante pour recomprimer l'air du moteur avec une faible aide de la rétractation thermique au moment du refroidissement.

Or comme le refroidissement par ailette est déjà faiblement efficace, nous avons intérêt à augmenter le moment d'inertie pour stocker l'énergie de la course inverse du piston. Mais nous n'avons pas le moindre indice du point à partir duquel cette inertie risque de gêner la nouvelle dilatation de l'air au cycle suivant.

2.2 Tentative d'optimisation du modèle type α

Notre première correction apportée fut d'essayer de réduire les frottements des roulements qui étaient de qualité médiocre.

Après lubrification, ce moteur démarrait presque. Nous pensons que le facteur limitant était toujours les frottements, mais des seringues cette fois. En effet pour le même modèle et le même fabricant, le piston coulissait plus ou moins bien selon la seringue, et une de nos deux seringues fortait plus que l'autre. Par manque de temps, nous n'avons pas pu essayer de nouvelles seringues.

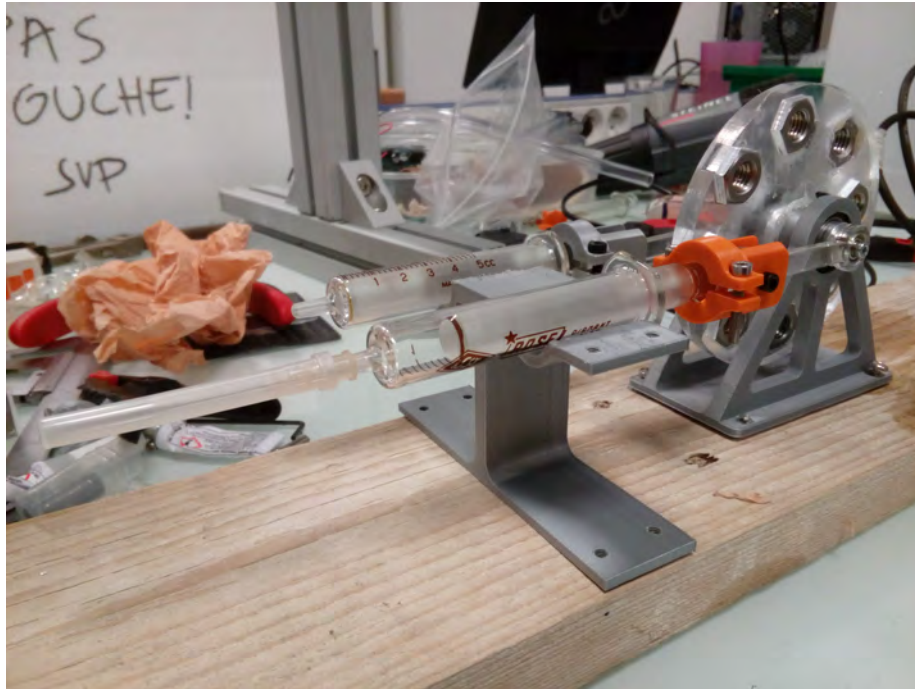


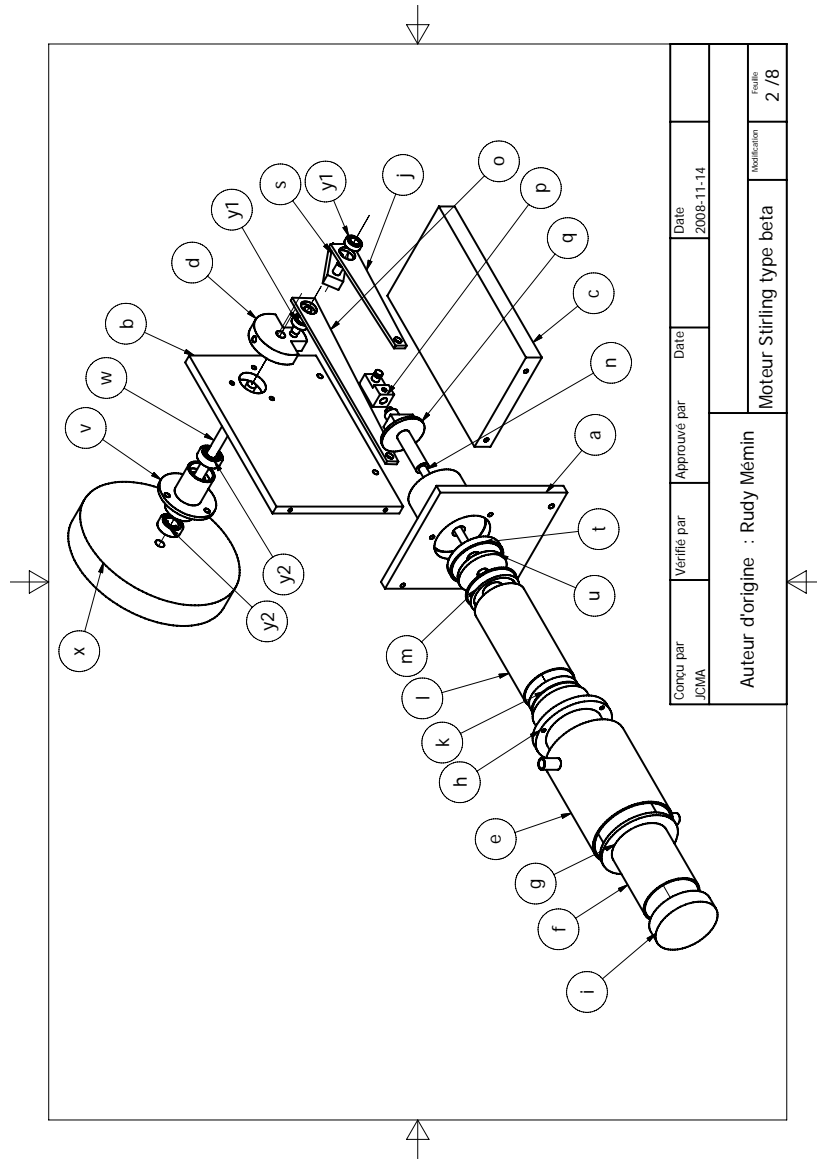
Figure 10: Modèle type α démonté

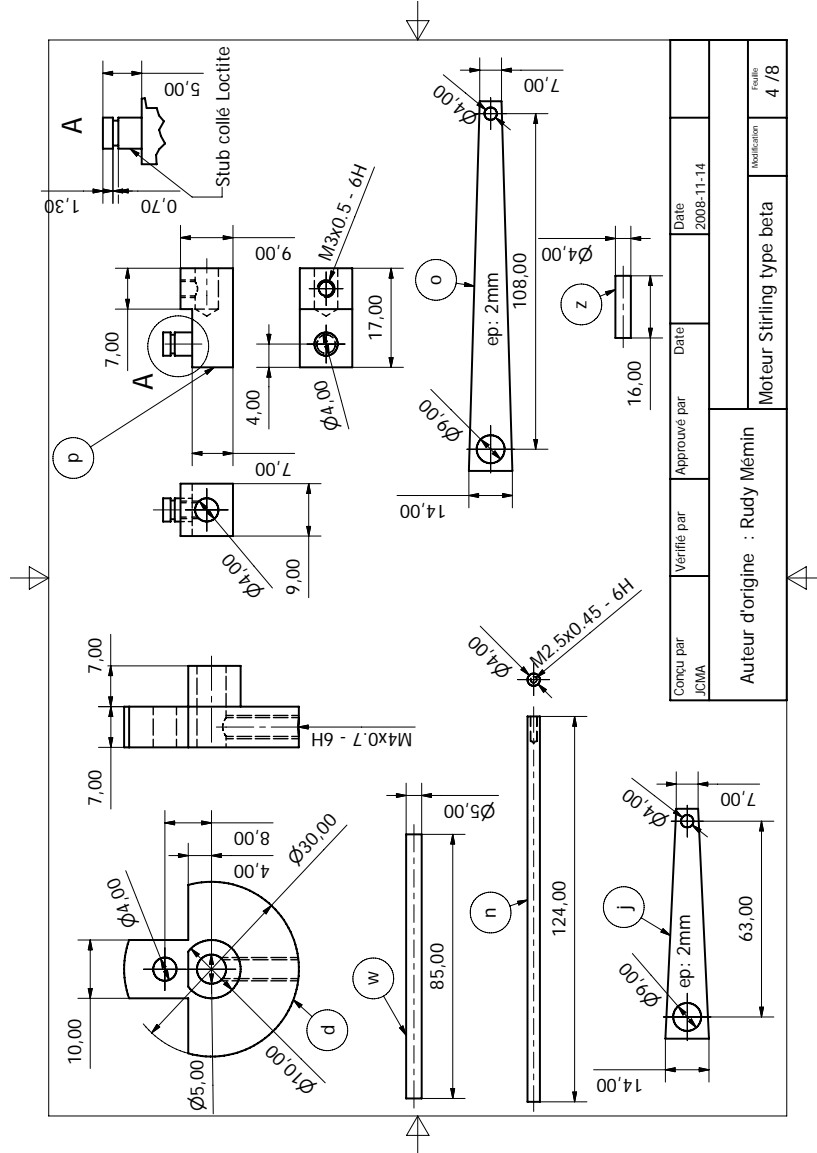
3 Annexes

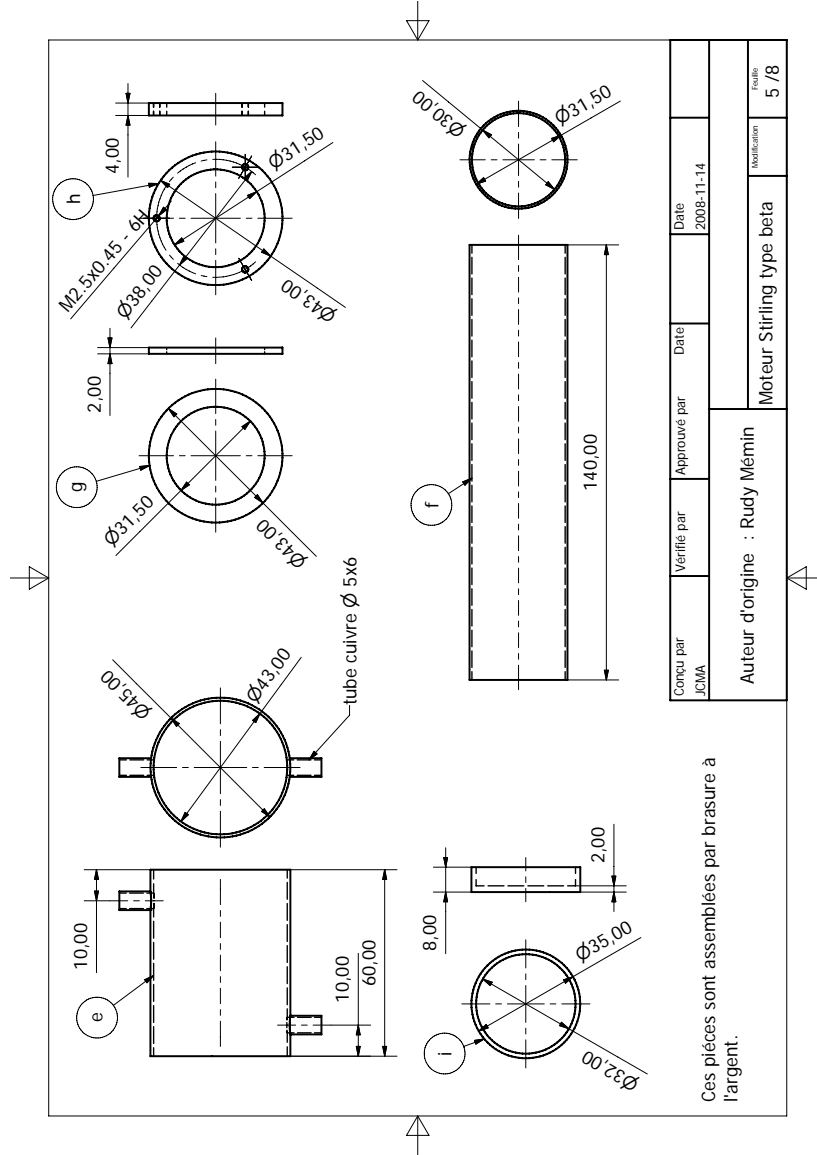
3.1 Brevet Stirling type β

Liste de pièces			
NUMERO DE PIECE	QTE	DESCRIPTION	MATIERE
a	1	Bati avant	Aluminium
b	1	Bati lateral	Aluminium
c	1	Socle	Aluminium
d	1	Maneton moteur	Laiton ou acier
e	1	Refrroidisseur	Laiton
f	1	Cylindre	Acier (Amortisseur auto)
g	1	Fond avant refroidisseur	Laiton
h	1	Fond arriere refroidisseur	Laiton
i	1	Fond du cylindre	Acier
j	1	Bielle deplaceur	Laiton
k	1	Fond deplaceur	Aluminium
l	1	Deplaceur	Aluminium ou acier
m	1	Fond deplaceur	Aluminium collé Loctite
n	1	Tige deplaceur	Stub
o	1	Bielle moteur	Laiton
p	1	Embout deplaceur	Laiton + Stub collé Loctite
q	1	Guide deplaceur	Laiton + Stub collé Loctite
r	1	Piston	Aluminium ou graphite
s	1	Maneton deplaceur	Laiton + Stub collé Loctite
t	1	Joint	Cuir
u	1	Serre joint	Aluminium
v	1	Support d'essieu	Laiton ou aluminium
w	1	Axe moteur	Stub
x	1	Volant	Laiton ou acier
y1	2	Roulement bielle 4 x 9 x 2.5	Collé Loctite
y2	2	Roulement axe moteur 5 x 13 x 4	Collé Loctite
z	1	Axe maneton deplaceur	Stub

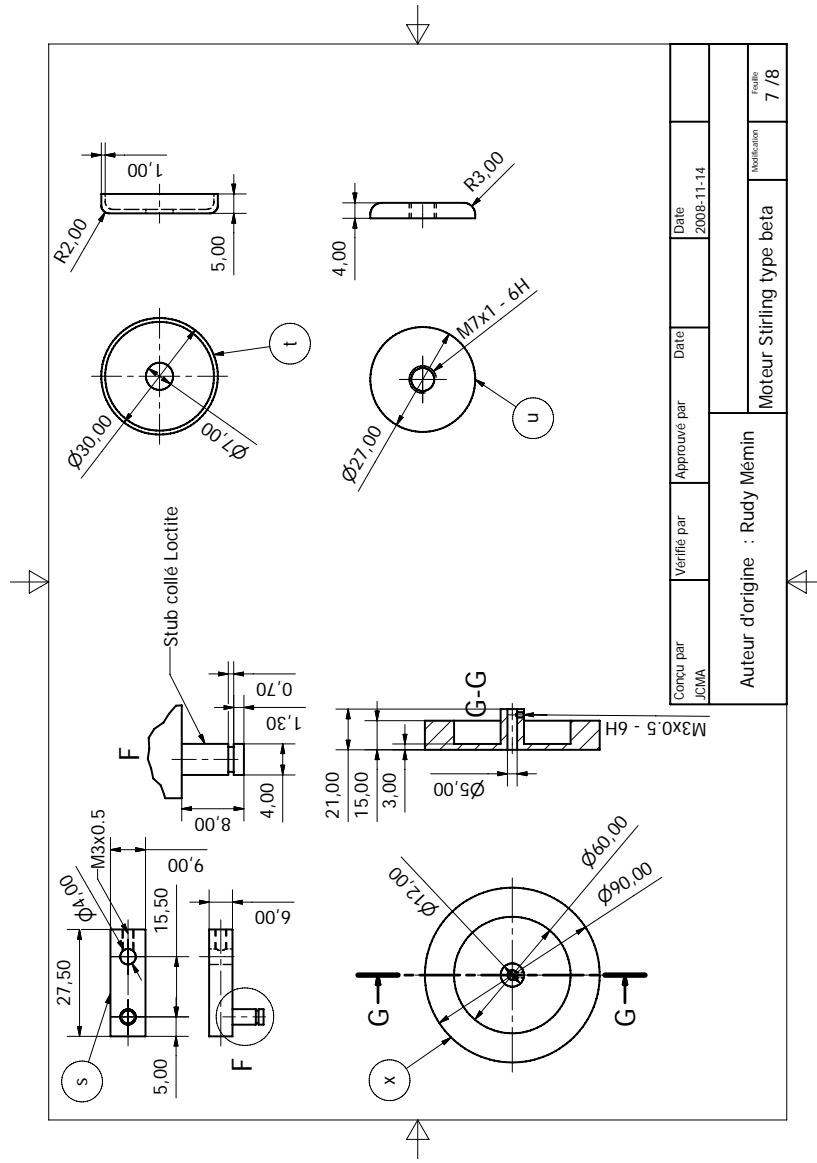
Conçu par JCMA	Vérifié par	Approuvé par	Date	Date
				2008-11-14
Auteur d'origine : Rudy Mémin			Modification	Feuille
			Moteur Stirling type beta	1 / 8

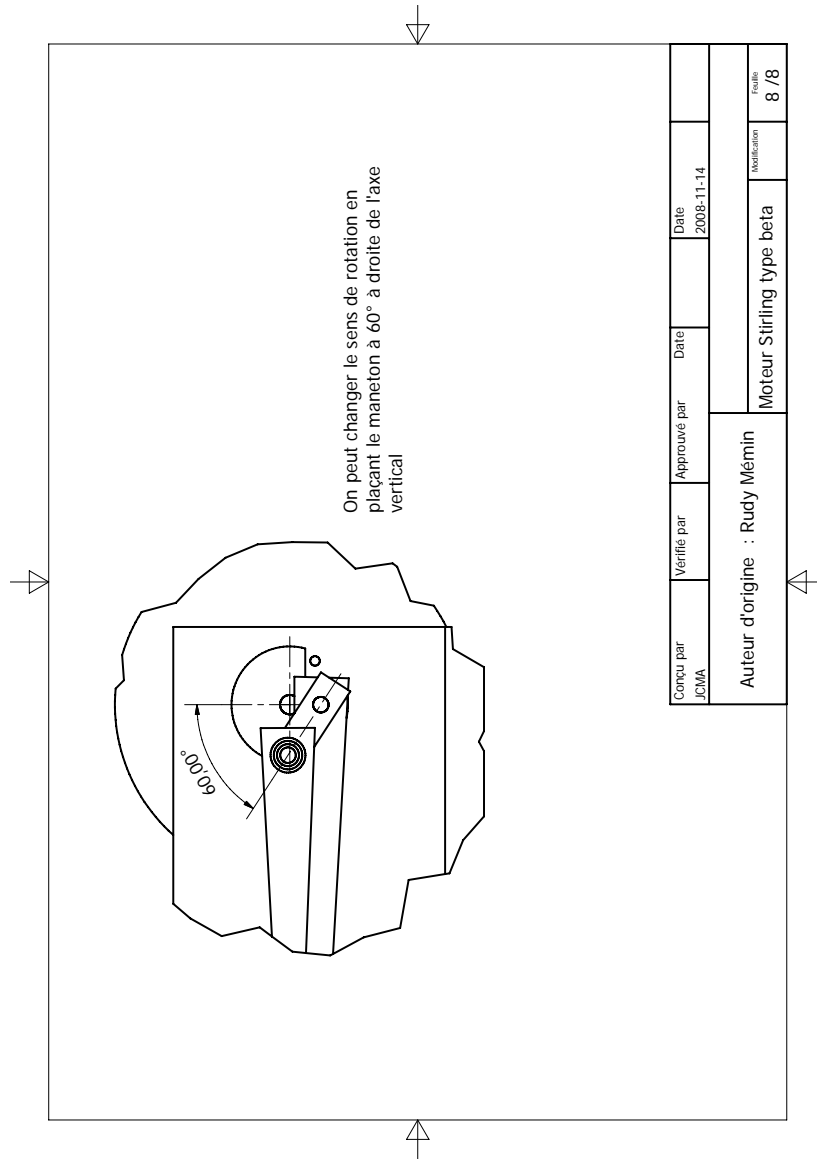






Ces pièces sont assemblées par brasure à l'argent.





Conçu par JCMA	Vérifié par	Approuvé par	Date	Date
			2008-11-14	
Auteur d'origine : Rudy Mémin			Moteur Stirling type beta	
			Modification	Page
				8/8

3.2 Modèle numérique du Stirling type β



Figure 11: Corps du moteur Stirling type β construit *from scratch*

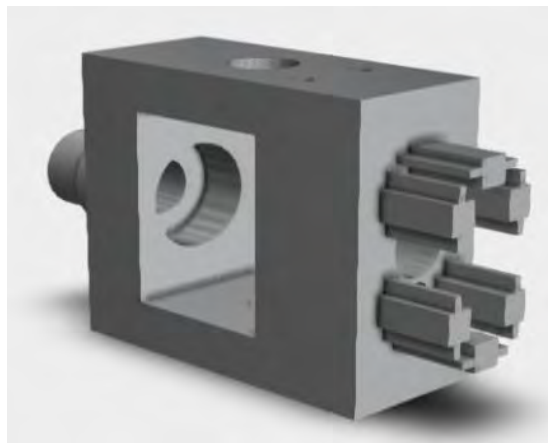


Figure 12: Pièce de fixation du moteur à l'extrémité d'un Rexroth 20x40, optimisée puis réimprimée en 3D

3.3 Code de simulation du cycle thermodynamique

```

1  clc
2  close all
3  clear all
4
5  % Chamber volume Vc
6  RPM = 350;
7  period = 60/RPM;
8  L = 223; %mm
9  Dc = 30; %mm
10 Rc = Dc/2; %mm
11 Vc = (pi*(Dc^2)/4*L+(4/6*pi*Rc^3))/(1000^3); %m^3
12
13 % Displacer volume Vd
14 Ld = 160; %mm
15 Dd = 26; %mm
16 Rd = Dd/2;
17 Vd = (pi*(Dd^2)/4*Ld+(4/6*pi*Rd^3))/(1000^3); %m^3
18
19
20 % Piston volume Vp
21 Dp = 18; %mm
22 Rcp = 35; %mm Piston radius
23 Rcd = 35; %mm Displacer radius
24 Ded = 3; %mm Displacer s axis diameter
25 Lv = 200; %mm Displacer rod length
26 phi = 90; %deg Phase
27 theta = 0:1:360;
28
29 Xp = Rcp*(1-cos(theta*pi/180)); %mm
30 Vp = pi*(Dp^2)/4*Xp/(1000^3); %m^3
31 Ved = (pi*(Ded^2)/4*Rcd*(1-cos((theta+phi)*pi/180)))/(1000^3); %m^3
    Displacer axis volume
32
33 % Kinematic analysis
34 X1 = Rcp*cos(theta*pi/180) + (Lv^2-Rcp^2*sin(theta*pi/180)).^0.5; %
    mm
35 theta2 = asin(Rcp*sin(theta*pi/180)/Lv)*180/pi;
36
37 % Tube volume
38 Dm = 6; %mm
39 Lm = 216; %mm
40 Vm = (pi*(Dm^2)/4*Lm)/(1000^3); %m^3 Tube volume
41
42 % Static dead volume = Vchamber + Vtube - Vdisplacer
43 Vmst = Vc-Vd; %m^3
44
45 % System volume
46 Vs = Vmst + Vp - Ved; %m^3
47
48 % Ideal gas mass PV = nRT
49 R = 8.31416; %J/mol.K
50 Mair = 28.96; %g/mol
51 Patm = 100658; %Pa @Paris:100658 Pa
52 Vos = Vmst + (pi*(Dp^2)/4*2*Rcp)/(1000^3); %m^3 V
53 Tamb = 25+273; %K
54 n = 0.75*Patm*Vos/(R*Tamb); %mol Ideal gas
55 m = n*Mair/1000; %kg

```

```

56
57 %% Pressure calculation at 3 points
58 %VTC: high temperature volume (Vpiston)
59 %VTF: low temperature volume (Vchambre-Vdisplacer)
60 %VTM: medium temperature volume (Vtube)
61 Tc = 230+273; %K
62 Tf = 35+273; %K
63 Tm = (Tc+Tf)/2; %K
64
65 X = Rcd*(1-cos((theta+phi)*pi/180)); %mm
66 VTC = Vmst*X/(2*Rcd); %m^3
67 VTF = Vmst + Vp - VTC; %m^3
68 VTM = Vm; %m^3
69 P = n*R*Tc*Tf*Tm./(VTC*Tf*Tm+VTF*Tc*Tm+VTM*Tc*Tf); %Pa
70
71 %% Ideal cycle analysis
72 Vo = Vmst; %m3
73 Vf = max(Vs); %m3
74 nPos = 90;
75 VI = Vo:(Vf-Vo)/nPos:Vf; %m^3
76 PIA = n*R*Tf./VI; %Pa A = COLD
77 PIB = n*R*Tc./VI; %Pa B = HOT
78 PTa = PIB(1):(PIA(1)-PIB(1))/nPos:PIA(1);
79 PTb = PIB(nPos+1):(PIA(nPos+1)-PIB(nPos+1))/nPos:PIA(nPos+1);
80 VO = linspace(Vo,Vf,nPos);
81 VF = linspace(Vf,Vf,nPos);
82
83 figure
84 subplot(2,2,1)
85 plot(theta,Ved*100^3,'b')
86 hold on
87 plot(theta,Vs*100^3,'-g')
88 plot(theta,linspace(Vmst,Vmst,361)*100^3,'-r')
89 title('Volume')
90 xlabel('Motor angle ( )')
91 ylabel('Volume (cm^3)')
92 legend('Vdisplacer','Vsys','Vdead')
93 hold off
94 axis tight
95 xticks([0 180 360])
96
97 subplot(2,2,2)
98 plot(theta,P/100000)
99 title('Pressure')
100 xlabel('Motor angle ( )')
101 ylabel('Pressure (bar)')
102 grid
103 axis tight
104 xticks([0 180 360])
105
106 subplot(2,2,3)
107 plot(Vs*100^3,P/100000) %VI,PIA,VI,PIB,VO,PTa,VF,PTb
108 title('Clapeyron diagram')
109 xlabel('Volume (cm^3)')
110 ylabel('Pressure (bar)')
111
112 %% Work calculation over 1 cycle

```



```

113 % Air expands between 0 and 180 : P*dV
114 W = zeros(1,180); %J
115 Wr = zeros(1,180); %J
116 for i = 2:181
117     W(i) = W(i-1) + abs((0.5*(P(i)+P(i+1)))*(Vp(i-1)-Vp(i)));
118     Wr(i) = Wr(i-1) + abs((0.5*(P(i+179)+P(i+180)))*(Vp(i+180)-Vp(i
+179)));
119 end
120 T = P.*Vs/(R*n); %K
121
122
123 %% Entropy calculs
124 % Constant temperature and volumes
125 Cv = 718; %J/kg.K Thermic capacity of air at constant volume
126 St = zeros(1,360); %J/K
127 Sv = zeros(1,360); %J/K
128 for i = 1:360
129     St(i) = n*R*(Vs(i+1)-Vs(i))/(0.5*(Vs(i)+Vs(i+1))); %thermic
dilation/expansion (T = cst)
130     Sv(i) = m*Cv*(T(i+1)-T(i))/(0.5*(T(i)+T(i+1))); %isochore
heating/cooling (V = cst)
131 end
132 S = St + Sv; %J/K
133
134 %% Input heat calculation
135 Qent = zeros(1,180); %J
136 % VSt = Vs; %m^3 UNUSED
137 % Tt = T; %K UNUSED
138 for i = 2:180
139     Qent(i) = Qent(i-1) + 0.5*(T(i+1)+T(i))*S(i); %J
140 end
141
142 subplot(2,2,4)
143 plot(S*1000,T(1:360)-273)
144 title('Entropy')
145 xlabel('Entropy (mJ/K)')
146 ylabel('Tempeprature ( C )')
147 axis tight
148
149 %% Force and torque on the axis
150 theta1 = 0:1:180;
151 theta3 = 180:1:360;
152 Lb = 0.25; %mm Crank length
153 Rm = 0.035; %mm Crank radius
154 Rmx = zeros(1,181);
155 Rmy = zeros(1,181);
156 Rmz = zeros(1,181);
157 rz = zeros(1,361);
158 F = zeros(1,181);
159
160 Rmxn = zeros(1,181);
161 Rmyn = zeros(1,181);
162 Fn = zeros(1,181);
163 rzn = zeros(1,181);
164
165 for i = 1:181
166     F(i) = P(i)*pi*Dp^2/4/1000^2; %N

```

```

167     Fn(i) = P(i+180)*pi*Dp^2/4/1000^2; %N
168 end
169
170 Rmx = Rm*cos(theta*pi/180);
171 Rmy = Rm*sin(theta*pi/180);
172 rm = cat(1,Rmx,Rmy,rz)'; %mm Crank position
173 Rmxn = Rm*cos(theta3*pi/180);
174 Rmyn = Rm*sin(theta3*pi/180);
175 rmn = cat(1,Rmxn,Rmyn,rzn)';%mm
176 a = asin(Rm*sin(theta1*pi/180)/Lb)*180/pi; %deg
177
178 % Positive work
179 Fx = F.*cos(a*pi/180).*cos((180-a)*pi/180);
180 Fy = F.*cos(a*pi/180).*sin((180-a)*pi/180);
181 Fz = zeros(1,181);
182 F = cat(1,Fx,Fy,Fz)';
183
184 % Negative work
185 Fxn = Fn.*cos(a*pi/180).*cos(a*pi/180);
186 Fyn = Fn.*cos(a*pi/180).*sin(a*pi/180);
187 Fn = cat(1,Fxn,Fyn,Fz)';
188
189 %% Torque and piston energy over the cycle
190 Ep = zeros(1,180); %J piston energy
191 Ev = zeros(1,180); %J flywheel energy
192 for i = 1:181
193     Tp(i,:) = cross(rm(i,:),F(i,:));
194     Tn(i,:) = cross(rmn(i,:),Fn(i,:));
195     Ep(i) = Ep(i-1) + 0.5*pi/180*(Tp(i,3)+Tp(i+1,3));
196     En(i) = En(i-1) + 0.5*pi/180*(Tn(i,3)+Tn(i+1,3)); % Qent(i) =
197     Qent(i-1)+0.5*(T(i)+T(i+1))*S(i)
198 end
199
200 cosBm = (Lb^2 - (Rcp*sin(theta*pi/180)).^2).^0.5/Lb;
201 senoBm = Rcp*sin(theta*pi/180)/Lb;
202 M = P*pi*Dp^2/4*Rcp*cosBm.*senoBm.*cos(theta*pi/180)+cosBm.^2.*sin(
203     theta*pi/180);
204 DATOSPV = [theta,Vs/10^3,P,T];
205 disp('theta,grad volume, cm3 pressure, Pa temperature, K')
206 fprintf('%f%f%f %f\n', DATOSPV)
207 Wnet = W(1,180)-Wr(1,180);
208 Qentree = Qent(1,180); %J
209 Power = Wnet/period; %W
210 Nair = Patm*Vos/(R*Tamb);
211 eta = 100*(Wnet/Qentree);

```

References

- [1] Mikhael et al. *CFD Simulation and Losses Analysis of a Beta-Type Stirling Engine*. Port-Said Engineering Research Journal, Article 10, Volume 22, Issue 2 - Serial Number 1110, Summer and Autumn 2018, Page 85-101. DOI: 10.21608/pserj.2018.32106
- [2] Integza, Alpha Stirling Engine. Thingiverse, Creative Commons license. <https://www.thingiverse.com/thing:4486166>
- [3] Seringues 5mL. https://www.amazon.fr/Seringue-qualit%C3%A9-connexion-disponible-Fabriqu%C3%A9/dp/B01NALAU3U/ref=sr_1_9?dchild=1&hvadid=80058263642504&hvbmt=be&hvdev=c&hvqmt=e&keywords=seringue+en+verre+5ml&qid=1610619057&sr=8-9&tag=hydfirmsn-21