

INTRODUCTION

On désigne sous le nom de lanceur un engin propulsé par fusée dont la mission consiste à faire suivre à une charge utile déterminée une trajectoire balistique en dehors de l'atmosphère terrestre. Selon les valeurs de l'énergie propulsive de la charge utile, on peut définir divers types de trajectoires:

- celles qui recourent la surface terrestre après passage par l'apogée; c'est le cas des trajectoires des missiles balistiques dont le rayon d'action peut être compris entre quelques centaines et quelques milliers de kilomètres;

- celles qui ne recourent plus la surface terrestre et qui aboutissent à une mise en orbite autour de la terre elles correspondent aux trajectoires des lanceurs de satellites;

- celles qui s'écartent de la terre à point tel que les lanceurs sont soumis à l'attraction gravifique d'autres astres (Lune, planètes, voire le soleil), c'est le cas des trajectoires des lanceurs spatiaux.

C'est trois types de trajectoires se différencient par la vitesse en fin de propulsion qui doit être de plus en plus grande lorsque l'on passe des missiles balistique aux lanceurs de satellites, puis aux lanceurs spatiaux.

Ce thème est consacré au deuxième type des lanceurs (porteurs des satellites) et particulièrement au moteur Vulcain (HM 60), celui de la société ArianeSpace chargé de commercialiser la fusée à Paris avec la participation de l'ESA (Européen Space Agency) qui regroupe douze pays d'Europe pour la réalisation d'initiatives spatiales et la fabrication de satellites, et le CNES (Centre National d'Etudes Spatiales).

.Nous essayerons, dans le cadre de ce présent travail, d'atteindre deux objectifs:

- Etude du système global Moteur HM60-Vulcain au niveau du réseau de pression et au niveau des liens thermodynamiques (bilan énergétique).

- Analyse thermique de la chambre propulsive et calcul de la puissance dégagée lors du refroidissement de cette dernière.

II.1- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Le moteur Vulcain propulse la fusée selon un principe bien connu: celui du pommeau de douche qui a tendance à partir en arrière quand la pression d'eau est très forte. Mais ici, ce sont l'hydrogène et l'oxygène liquides qui jouent le rôle de l'eau: leur mélange provoque une puissante combustion et les gaz obtenus sont éjectés pour assurer une poussée considérable.

Tout commence avant le décollage lorsqu'on allume le moteur:

Un démarreur à poudre (1) entraîne, dans un premier temps, les deux turbopompes à hydrogène et oxygène liquides (2). Leur rôle est de prélever ces liquides dans leur réservoir pour ensuite les injecter à haute pression dans les circuits principaux (3). Arrivés à un embranchement (4), une portion de chacun de ces liquides est dirigée vers le générateur de gaz (5) qui va prendre le relais du démarreur. Les gaz produits par la combustion de l'hydrogène et de l'oxygène sont en effet acheminés vers les deux turbopompes et leur apportent l'énergie nécessaire à leur fonctionnement continu. Ces gaz s'échappent ensuite au travers de la tuyère (6) qui équipe chacune des turbopompes, participant ainsi à la propulsion générale. Ce gain de poussée, bien que limité, permet tout de même d'emporter 100 kg de satellite en plus. Les quantités d'oxygène et d'hydrogène liquides restantes sont, pour leur part, dirigées vers les éléments d'injection (7) de la chambre propulsive (8) où elles entrent en combustion. Les gaz produits sont éjectés à une très grande vitesse, assurant ainsi la poussée recherchée. Mais, comme la réaction s'effectue à très haute température (plus de 3200 °C), il est nécessaire de refroidir la chambre. C'est pourquoi elle est entourée de canaux dans lesquels circule l'hydrogène liquide très froid (-253 °C dans les réservoirs), avant de parvenir aux éléments d'injection. Tout le processus se répète durant les dix minutes de fonctionnement en vol du moteur **Vulcain**.

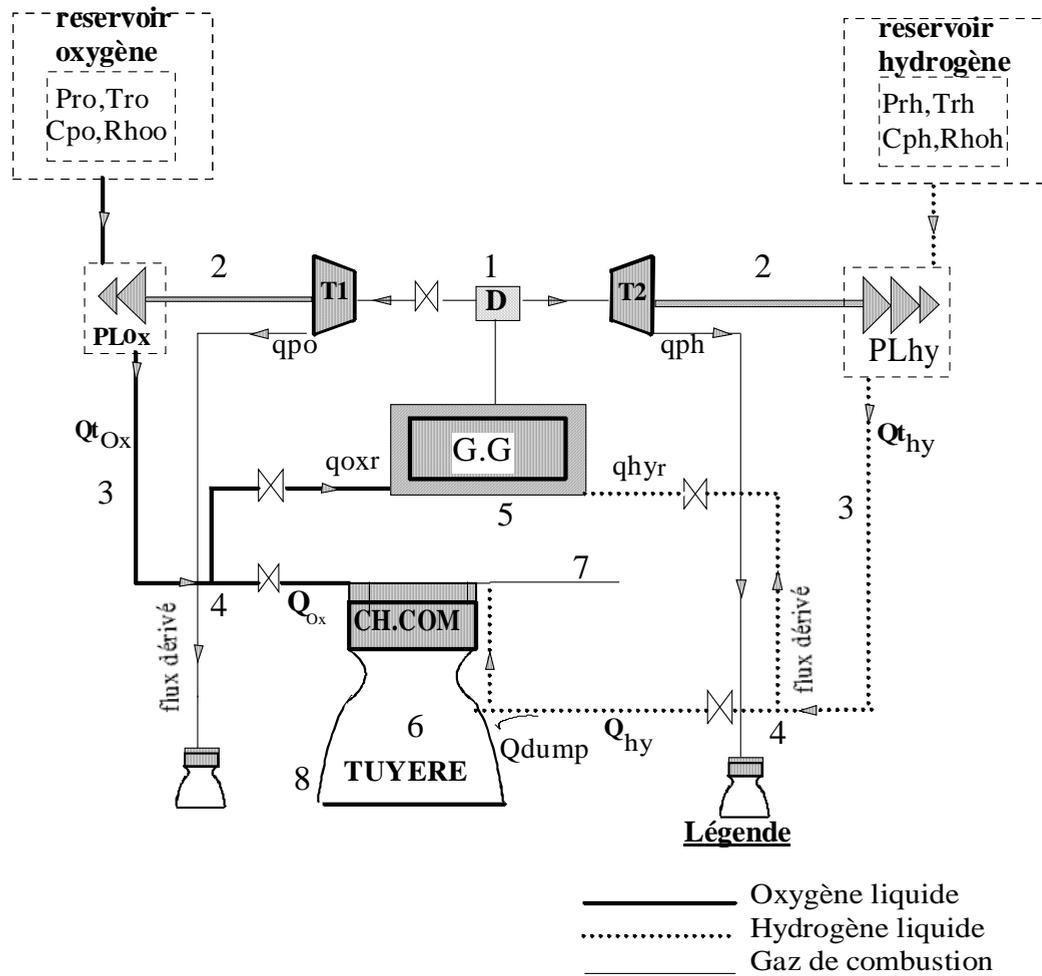


Figure II.1-Présentation schématique du système propulsif (flux dérivé).

HYPOTHESES :

- Ecoulement unidimensionnel.
- Ecoulement permanent.
- Les gaz de combustion sont considérés comme gaz parfaits, compressibles.
- Tous les sous-systèmes sont adiabatiques sauf la chambre propulsive.

II.1- METHODOLOGIE DE CALCUL DU PROPULSEUR A FLUX

DERIVE

La méthodologie de calcul peut être développée:

- Soit par la méthode descendante, c'est à dire à partir du réservoir à la tuyère.
- Soit par la méthode ascendante, c'est à dire à partir de la tuyère au réservoir.

Dans les deux cas, les résultats sont les même. Leur différence provient dans la définition du cahier des charges. Dans le calcul par la méthode descendante, la poussée, l'impulsion spécifique et le rapport de mélange du moteur sont donnés par le cahier des charges. Dans le cas de la méthode ascendante, la poussée, l'impulsion spécifique de la tuyère et le rapport de mélange dans la chambre de combustion sont donnés par le cahier des charges.

I.2.1- DEVELOPPEMENT DU CALCUL PAR LA METHODE DESCENDANTE

On a adopté la méthode descendante pour la simple raison que les paramètres d'entrée (au réservoir) sont donnés. De plus, on dispose des données suivantes (tableau II.1):

Paramètres	Notations	Valeurs	Unités
Moteur			
Poussée du moteur	F_m	1025	KN
Impulsion spécifique du moteur	I_{spm}	431,9	s
Rapport du mélange du moteur	R_{mm}	5,1	—
Réservoirs			
Pression oxygène	P_{ro}	3,5	bar

Pression hydrogène	P_{rh}	3	bar
Température oxygène	T_{ro}	91	°K
Température hydrogène	T_{rh}	21	°K
Pompes			
Rendement pompe oxygène	η_{po}	74	%
Rendement pompe hydrogène	η_{ph}	75	%
Turbines			
Rendement turbine oxygène	η_{to}	27	%
Rendement turbine hydrogène	η_{th}	60	%
Générateur de gaz (GG)			
Rapport du mélange G.G	R_{mg}	0,9	—
Débit massique du repiquage de l'oxygène	q_{oxr}	3,81	kg/s
Chambre de combustion (CC)			
Pression	P_{ch}	100,2	bar

-

Paramètres d'interface (au réservoir):

T, P, C_p, M, ρ, γ, P, F_{aux}.

- Paramètres de fonctionnement:

F_m I_{spm} R_{mm}.

- Paramètres technologiques

P_{ch}, R_{mg}, η_p, η_t.

- Paramètres d'optimisation:

q_{oxr}, Q_{ref}.

II.3- CALCUL DES DÉBITS PRINCIPAUX

- Débit total du moteur (Q_m):

$$Q_m = \frac{F_m}{g \cdot I_{spm}}$$

avec : F_m : Poussée du moteur.

I_{spm} : Impulsion spécifique du moteur.

- Débit total d'hydrogène (Q_{thy}) :

$$Q_{thy} = \frac{Q_m}{R_{mm} + 1}$$

avec : R_{mm} : Rapport de mélange moteur.

- Débit total d'oxygène (Q_{tox}) :

$$Q_{tox} = R_{mm} \cdot Q_{thy}$$

- Débit d'oxygène entrant dans la tuyère (Q_{ox}) :
-

$$Q_{ox} = Q_{tox} - q_{hyr}$$

- Débit d'hydrogène allant dans la tuyère (Q_{hy}) :

$$Q_{hy} = Q_{thy} - q_{hyr}$$

- Débit total allant dans la tuyère (Q_{tuy}) :

$$Q_{tuy} = Q_{ox} + Q_{hy} \left(1 - \frac{Q_{dump}}{Q_{hy}}\right)$$

II.4- CALCUL DES PRESSIONS DE SORTIES POMPES

$$P_{spo} = P_{ch} + \Delta P_{ox}$$

$$P_{sph} = P_{ch} + \Delta P_{hy}$$

où : P_{spo} : Pression de sortie de la pompe d'oxygène.

P_{sph} : Pression de sortie de la pompe d'hydrogène.

P_{ch} : Pression de la chambre de combustion.

ΔP_{ox} : Perte de pression global (singulière + linéaire), côté oxygène.

ΔP_{hy} : Perte de pression global (singulière + linéaire), côté hydrogène.

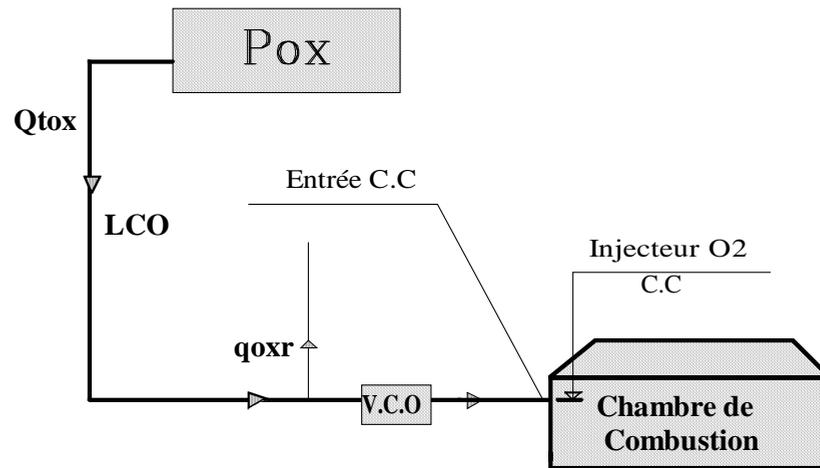


Figure II.2-Schéma de calcul de la pression de sortie de la pompe d'Oxygène.

II.4.1- EXPRESSION DES PERTES DE CHARGE

D'une manière générale, l'équation de perte de charge s'écrit :

$$\Delta H = K \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

V : représente la vitesse du fluide en écoulement.

Dans le coefficient de perte de charge global K, on retrouve les coefficients des pertes de charge linéaires K_l et singulière K_s

$$K = K_l + K_s$$

II.4.1.1- Pertes de charge linéaires

Le coefficient de pertes de charge dus aux frottements le long des parois des conduites K_l est exprimé par :

$$K_l = \lambda \frac{L}{D_h}$$

L et D_h sont respectivement la longueur et le diamètre hydraulique de la conduite.

Le coefficient de frottement λ , est fonction du régime d'écoulement, du diamètre hydraulique de la conduite et de la hauteur des aspérités ε (ou rugosité relative).

Le nombre de Reynolds détermine, par sa valeur, la nature de l'écoulement.

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\mu}$$

Pertes de charge linéaires:

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$\Delta P_L = \rho g \Delta H_L$$

Pertes de pression linéaires:

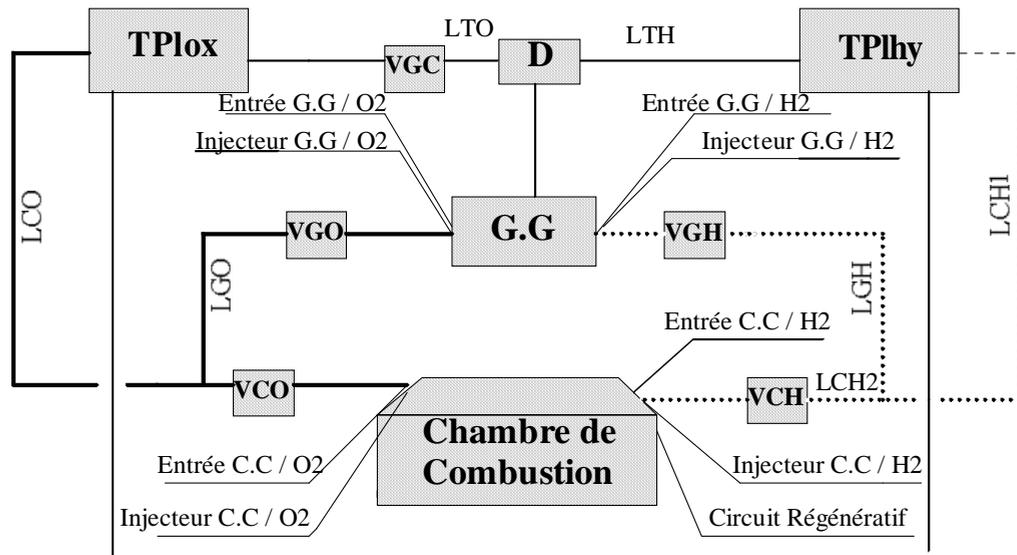
$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D_h} \rho \frac{V^2}{2}$$

II.4.1.2- Pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières sont rencontrées au niveau des liaisons entre conduites (réunion ou dérivation de courant), des dispositifs d'élargissement et d'étranglement, des coudes ...etc.

Ces phénomènes singuliers sont caractérisés par le coefficient K_s .

Pour notre cas, les coefficients de pertes de charge linéaires et singulières des différents tronçons de tuyauterie et des sous systèmes composants le moteur, sont fournies par le **CNES** (Centre National d'Etudes Spatiales) Français, et sont résumés dans le tableau (II.2), qui correspond au schéma des pertes de charge (fig II.3).



Légende

- Circuit Oxygène
- Circuit Hydrogène
- Circuit gaz chaud

Figure II.3 -Schéma expliquant les différents circuits provoquant les pertes de pression linéaires et singulières.

La perte de pression entre deux points du moteur 1 et 2 s'exprime par la relation suivante:

$$\Delta P = C_k Q^2$$

ΔP : Différence de pression entre les points 1 et 2 en [Pa].

C_k : Coefficient de perte de pression [$m^{-1} Kg^{-1}$].

Q : débit du fluide en [Kg/s].

Nom	Notation du coef. C_k	Valeur du Ccoef C_k
LCO	CKDLO1	0.350 E + 01
LGO+VCO côté G.G	CKGLO1	0.447 E + 06
VGO	CKGCO1	0.194 E + 06
Entrée G.G côté O_2	CKGVO1	0.728 E + 04
Injecteur G.G côté O_2	CKDCOIG	0.903 E + 05
Distributeur G.G côté O_2 +LTO	CKDLTO1	0.663 E + 05
VGC	CKDCTO1	0.174 E +05
VCO côté chambre	CKDDVO1	0.103 E + 02
Entrée chambre côté O_2	CKDCO1	0.199 E +02
Injecteur chambre côté O_2	CKDCO1	0.367 E + 02
LCH1	CKDLH1	0.903 E + 02
LGH+VCH côté G.G	CKGLH1	0.696 E + 05
VGH	CKGCH1	0.132 E + 06
Entrée G.G côté H_2	CKGVH1	0.400 E + 05
Injecteur G.G côté H_2	CKDCHIG	0.894 E + 05
Distributeur G.G côté H_2	CKDCTH1	0.137 E + 05
LTH	CKDLTH1	0.190 E + 05
VCH côté chambre	CKDVH1	0.126 E + 03
LCH ₂	CKDCH1	0670 E + 02
Injecteur chambre côté H_2	CKDCHI	0.135 E + 04

Tableau (II.2)- Coefficient de perte de charge linéaires et singulières.

II.4.2- EXEMPLE DE CALCUL D'UN COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE

Dans ce qui suit nous allons calculer le coefficient C_k pour le cas de la conduite LCO entre la sortie de la pompe d'oxygène P_{lox} et la vanne VCO (fig II.4).

- Perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{Q^2}{2\rho S^2} \quad \Leftrightarrow \quad \Delta P_L = K_L Q^2$$

$$K_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{1}{2\rho S^2}$$

$$Q = Q_{tox} = 202.261 \text{ [kg/s]}$$

débit traversant la conduite LCO.

$$\rho = \rho_r = 1144.84 \text{ [kg/s]}$$

masse volumique moyenne égale à celle du réservoir d'oxygène.

$$D_h = 90 \text{ mm}$$

(V.fig**)

$$L = 482.517 \text{ mm}$$

longueur de la conduite (échelle = 0.143).

- Calcul de λ

Régime d'écoulement :

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\mu}$$

La viscosité dynamique μ est déterminée à une température moyenne de $T_r = 91^\circ\text{k}$ et une pression moyenne de $P = 80.2 \text{ bar}$.

d'où $\mu = 0.0002 \text{ [kg/m/s]}$

La vitesse d'écoulement dans la conduite LCO, V est exprimée par :

$$V = \frac{4 \cdot Q_{tox}}{\pi \cdot \rho \cdot D_h^2}$$

A.N: $V = 27.77 \text{ [m/s]}$

Le nombre de Reynolds sera égale à: $Re = 14306493.06 > 4 \cdot 10^4$

et le régime d'écoulement correspondant est turbulent rugueux.

Pour déterminer la valeur de λ , on va utiliser la formule de NIKURADSE:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log_{10} \frac{\varepsilon}{3.71 \cdot D_h} \quad \Rightarrow \quad \lambda = \frac{1}{\left[-2 \cdot \log_{10} \frac{\varepsilon}{3.71 \cdot D_h} \right]^2}$$

avec une hauteur d'aspérité $\varepsilon = 10 \mu\text{m}$ choisie arbitrairement on aura:

$$\lambda = 0.0012217$$

Certaines parties du moteur en Aluminium ont été remplacées par de l'Inconel, un acier très résistant, dont est conçue la conduite LCO.

A la fin le coefficient de perte de charge linéaire aura la valeur suivante :

$$K_L = 0.706823193.$$

- Coefficient de perte de pression singulière

Pour ce cas on a deux singularités, deux coudes, le coefficient de singularité est donné par la formule :

$$K = \frac{C}{2\rho S^2} \quad \text{où} \quad C = \left[0.13 + 1.85 \left(\frac{D}{2R} \right)^{\frac{7}{2}} \right] \frac{\theta}{90}$$

R : rayon de courbure.

θ : angle de courbure en degré.

Pour le premier coude :

$$R_1 = 132.867\text{mm} \quad \theta_1 = 79^\circ \quad C_1 = 0.150825825$$

Pour le deuxième coude :

$$R_2 = 87.4125\text{mm} \quad \theta_2 = 126^\circ \quad C_2 = 0.435533976$$

$$\text{On a:} \quad C = C_1 + C_2 \quad \text{d'où} \quad C = 0.586359801$$

Donc le coefficient de perte de pression singulière aura la valeur: $K_s = 6.3276$

Le coefficient de perte de pression global est donnée par:

$$K = K_L + K_s \quad \text{d'où} \quad K = 7.0344$$

La valeur du coefficient donnée par le CNES est de: $K = 3.5$

Cette valeur représente environ la moitié de celle calculée analytiquement.

III.1- COMPARAISON DES RESULTATS

Les résultats obtenus après calcul des paramètres nécessaires pour établir le bilan énergétique du moteur, en se servant des lois de la thermodynamique, de la mécanique des fluide, de la gazodynamique ...etc, sont résumés dans le tableau ci-dessous afin de les comparer avec le ceux du logiciel **Amstrong**.

Notations	Unités	Programme- BILAN	Logiciel- AMSTRONG	Ecart
Cahier des charges Moteur				
F_m	KN	1025	1025	
I_{spm}	s	431.9	431.9	
Réservoir				
P_{ro}	bar	3.5	3.5	
P_{rh}	bar	3	3	
T_{ro}	°K	91	91	
T_{rh}	°K	21	21	
C_{pro}	J/kg/°K		1683	
ρ_{ro}	Kg/m ³		1144.84	
C_{prh}	J/kg/°K		10800	
ρ_{rh}	kg/m ³		74.465	
Pompe-Oxygène				
P_{po}	KW	2971.880	2977	0.17 %
P_{epo}	bar	3.5	3.5	
P_{spo}	bar	127.98	128.202	0.17 %
T_{epo}	°K	91	91	
T_{spo}	°K	99.730	92.683	7.60 %
Q_{tox}	kg/s	202.261	202.261	
Pompe-Hydrogène				
P_{ph}	KW	9426.690	10311	9.38 %

P_{eph}	bar	3	3	
P_{sph}	bar	135.75	148.2	9.17 %
T_{eph}	°K	21	21	
T_{sph}	°K	43.009	25.51	68.59 %
Q_{thy}	Kg/s	39.66	39.659	0.002 %
		Turbine-Oxygène		
P_{to}	KW	2971.880	2977	0.17 %
P_{eto}	bar	68.87	60.38	14.06 %
P_{sto}	bar	5.47	5.38	1.67 %
T_{eto}	°K	881.46	885.46	0.45 %
T_{sto}	°K	767.43	770.97	0.46 %
q_{Po}	Kg/s	3.27	3.27	
		Turbine-Hydrogène		
P_{th}	KW	9391.946	10311	9.78 %
η_{th}	%	60	60	
P_{eth}	bar	70.39	69.68	1.02 %
P_{sth}	bar	5.32	4.92	8.13 %
T_{eth}	°K	881.46	885.46	0.45 %
T_{sth}	°K	633.26	614.23	3.09 %
q_{Ph}	Kg/s	4.77	4.77	
		Générateur de gaz		
R_{mg}		0.9	0.9	
P_{gg}	bar	77.83	77.41	0.54%
T_{gg}	°K	881.46	885.46	0.45%
q_{oxr}	Kg/s	3.81	3.81	
q_{hyr}	Kg/s	4.23	4.232	0.04%
C_{pg}	J/kg/°K	7962.046	7962.67	0.003%

γ_g		1.37	1.37	
M_g	g/mole	3.87	3.87	
Chambre de combustion				
P_{ch}	bar	100.2	100.2	
R_{mc}		5.89	5.893	0.05 %
Q_{ox}	Kg/s	198.45	198.45	
$Q_{hy}-Q_{dump}$	Kg/s	33.68	33.68	
T_{ch}	°K	3498.39	3501	0.07 %
ρ_{ch}	Kg/m ³	4.537	4.54	0.06 %
R_{ch}	J/kg/°K	631.307	631.38	0.01 %
C_{pch}	J/kg/°K	4377.137	4377.66	0.01 %
γ_{ch}		1.17	1.17	
Poussées Auxiliaires				
F_{ox}	KN	18.72	/	
F_{h2}	KN	18.77	/	

Tableau (III.1)- Validation avec le logiciel Amstrong.

III.2- DISCUSSION DES RESULTATS

Après l'examen du tableau ci-dessus, nous constatons que la majorité des résultats sont en bon accord avec ceux du logiciel Amstrong.. Cependant, une exception est faite pour le cas de la température à la sortie de la pompe à hydrogène (T_{sph}) où l'écart atteint la valeur de 68% . Ceci est dû à l'absence de certains coefficients et à la méthodologie de calcul des pertes de charge dans certaines parties du circuit régénératif dont nous ignorons la conception. Les autres écarts ne dépassant pas les 14% peuvent être considérés comme très acceptables vu la simplicité de notre programme Bilan par rapport au logiciel Amstrong.

III.3- INFLUENCE DU DEBIT DE REPIQUAGE SUR CERTAINS PARAMETRES

Dans ce paragraphe, nous allons nous intéresser à l'influence du débit de repiquage coté oxygène (q_{oxr}), qui est considéré comme un paramètre d'optimisation, sur certains paramètres importants du moteur.

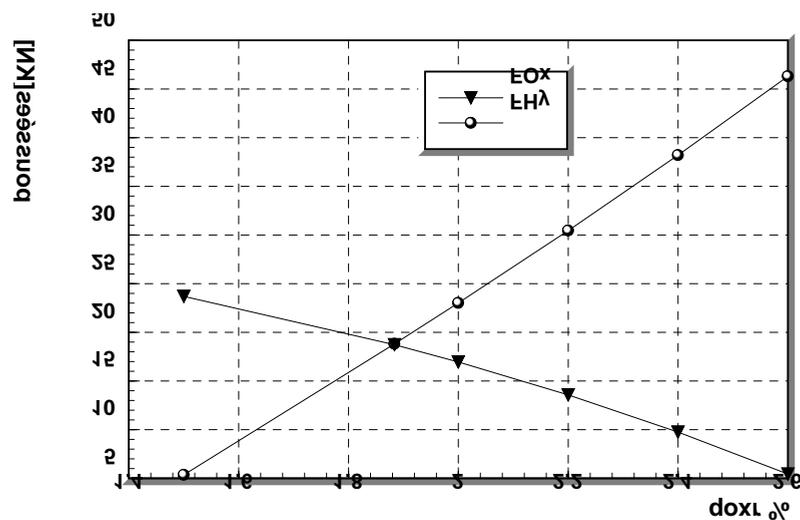


Fig. (III.1) L'influence de la variation du débit de repiquage sur les puissances auxiliaires

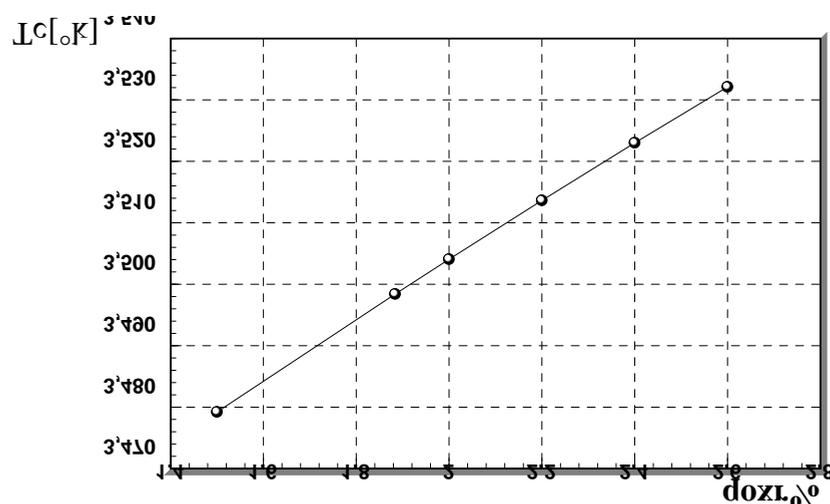


Fig. (III.2) L'influence de la variation du débit de repiquage sur la température de la chambre de combustion

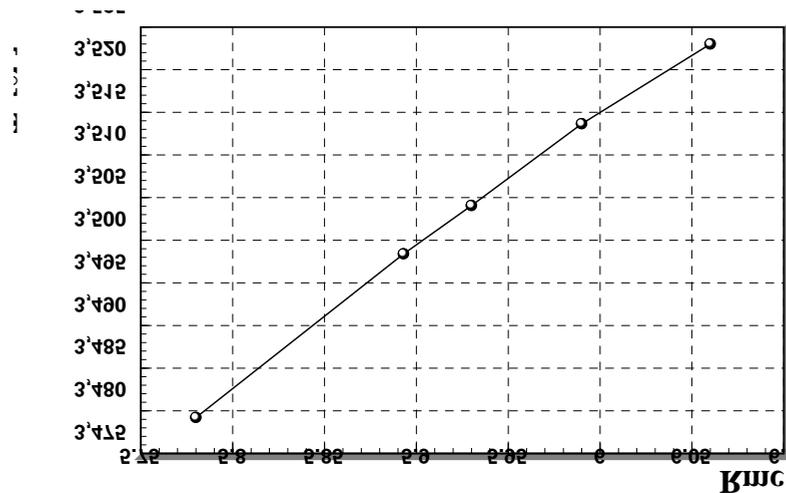


Figure (III.3) Influence de la variation du débit de repiquage sur le rapport de mélange des gaz et sur la température de combustion dans la CC.

Le premier graphe illustre l'influence du débit de repiquage (q_{oxr}) sur les poussées auxiliaires.

En premier lieu, nous pouvons remarquer que la poussée auxiliaire côté hydrogène est presque proportionnelle au débit de repiquage, celle du côté oxygène est inversement proportionnelle. De ce fait, il est facile de constater que si q_{oxr} est trop faible, nous aurons successivement une poussée auxiliaire coté hydrogène nulle. Au contraire, si q_{oxr} est très important, nous aurons cette fois une poussée auxiliaire coté oxygène nulle. Les deux cas n'étant pas favorables pour le bon fonctionnement de la fusée à cause du déséquilibre, il est préférable de choisir le débit de repiquage au voisinage du point d'intersection des deux courbes. Ce qui permet d'obtenir la même poussée auxiliaire des deux cotés.

La deuxième courbe illustre l'influence du débit de repiquage sur la température de combustion de la chambre.

On constate qu'elle varie proportionnellement avec l'augmentation de q_{oxr} . On peut aussi voir clairement cet effet dans le troisième graphe, au fur et à mesure qu'on augmente le débit de repiquage, le rapport de mélange des gaz dans la chambre de combustion augmente à son tour et c'est ainsi que la température, qui est fonction du rapport de mélange, augmente.

CONCLUSION DE LA PREMIERE PARTIE

Nous avons effectué l'étude énergétique globale d'un système très complexe qui le moteur Vulcain utilisé pour Ariane 4. Ce dernier étant composé de plusieurs systèmes et sous systèmes énergétiques. Une partie importante concernant les pertes de charge a été abordée et les résultats que nous avons obtenus sont satisfaisants sauf quelques un qui dépendent des pertes de charge et dont nous ignorons la conception ainsi que certains coefficients. Il s'agit en fait de bien mener la modélisation de la chambre de combustion au niveau du circuit régénératif, qui contrôle le fonctionnement des sous- systèmes côté hydrogène ainsi que le bon fonctionnement de tout le moteur.

Pour avoir une trajectoire exacte du propulseur, on s'est forcé de jouer sur les paramètres d'optimisation, tel que le débit massique du repiquage (côté oxygène). On s'est aperçu alors que ce débit ne peut prendre qu'une valeur optimale pour garder la fusée en équilibre par l'intermédiaire des deux tuyères auxiliaires. D'autre part, on peut avoir une bonne combustion dans la chambre si on fait augmenter ce débit, chose qu'on ne peut pas faire vu que ce débit reste en rapport avec les poussées auxiliaires ce qui limite la température de combustion ainsi que la pression dans la chambre de combustion.

Du fait de la température de la chambre (2478,6 °K à 3588,7 °K), et du transfert de chaleur des gaz chauds à la paroi, le refroidissement de la chambre doit être pris en compte au cours du dimensionnement et surtout au cours de l'analyse de la tuyère.

Pour des tuyères ayant un temps de fonctionnement très court (supérieur à quelques secondes) on utilise des tuyères à paroi non refroidie, dont le matériau est susceptible de supporter la haute température des gaz afin d'éviter la fonte de celle-ci.

Dans le cas où la tuyère a une longue durée de fonctionnement à refroidissement à régime permanent est nécessaire celui-ci, pouvant être simple ou combiné.

On trouve dans la littérature plusieurs solutions pour le refroidissement de ces organes.

I-1- TYPES DE REFROIDISSEMENT

I-1-1 Refroidissement par circuit génératif et par dump-cooling

Ce refroidissement est le plus utilisé il consiste à faire circuler de l'hydrogène dans des canaux fraisés ou soudés sur la paroi interne de la chambre. On distingue deux circuits différents, le premier assurant le refroidissement de la chambre de combustion avec des canaux de sections variables disposés axialement le long de l'axe de la chambre : c'est le circuit régénératif. Le deuxième circuit sert au refroidissement du divergeant; IL est formé de canaux hélicoïdaux jointifs, de section carrée et soudés sur leur arrêtes extérieures : c'est le dump cooling.

Dans le cadre de ce projet, le choix concernant la tuyère est porté sur ce type de refroidissement par la simplicité de sa conception.

I-1-2 Refroidissement par film mince:

Dans ce cas la surface de la paroi est protégée de la chaleur excessive avec un film mince de réfrigérant ou d'ergol introduit à travers des orifices des injection; elle est utilisée particulièrement pour des flux de chaleur. Ce type de refroidissement soit seul ou combiné avec la méthode de refroidissement par régénération.

I-1-3 Refroidissement par transpiration

Il consiste à introduire un réfrigérant qui peut être soit du gaz ou du liquide d'ergol à travers des parois poreuses de la chambre à débit suffisant afin de maintenir celles-ci à une température souhaitée, c'est une méthode spéciale de refroidissement par film mince.

I-1-4 Refroidissement par ablation

Dans ce procédé, l'intérieure de la paroi est recouvert d'une couche de matériau qui doit être fondu de sorte qu'en se vaporisant elle dissipe la chaleur transmise par les gaz de combustion. Par la suite la matière fondue coule sur la paroi, créant une couche limite de refroidissement. Ce type de refroidissement est souvent utilisé dans le cas des ergols, mais également pour des refroidissement à faible pression.

I-1-5 Refroidissement par radiation

Dans ce processus la chaleur est radiée de la surface de la paroi. Ce type de refroidissement est appliqué dans les régions de faibles température d'éjection (région située vers l'éjection).

I-2 FACTEUR CONDITIONNANT LE CHOIX DU TYPE DE REFROIDISSEMENT

Le choix du type de refroidissement dépend des facteurs suivants :

I-2-1 Type de propergol :

La température, la chaleur spécifique, le poids spécifique, la viscosité des propriétés dépendant du type de propergol, ont un impact direct sur le transfert de chaleur à la paroi de la tuyère, d'où nécessité d'un choix de type de refroidissement adéquat.

I-2-2.Pression dans la chambre :

Pour les chambre de combustion fonctionnant à haute pression, il est souhaitable d'utiliser la méthode de refroidissement par film mince combiné au refroidissement par circuit régénératif.

I-2-3.Système d'alimentation de propergol :

Le système d'alimentation détermine la pression de la chambre de poussée. Ainsi pour les chambre à haute pression, il est souhaitable de choisir le refroidissement par régénération et pour les alimentation à faible pression, on peut utiliser le refroidissement à film mince, par ablation ou par radiation.

I-2-4. Configuration de la chambre :

La forme de la tuyère influe sur le choix du type de refroidissement. Une forme plus simple et présentant une surface de contact fluide-parois moins complexe améliore le refroidissement.

I-2-5. Le matériau de la chambre :

Les propriétés du matériau de la chambre affectent profondément le système de refroidissement. La résistance aux températures élevées, associée aux propriétés de conductibilité de chaleur du matériau déterminant le choix du type de refroidissement. Ainsi le refroidissement par ablation est surtout utilisé sur les matériaux plastiques composites

II.4.3- PERTES DE PRESSION AU NIVEAU DU CIRCUIT REGENERATIF

II.4.3.1- Description du circuit:

La coque du convergent, circuit régénératif, est formée de 360 canaux jointifs de section variable, soudés sur la paroi interne de la chambre de combustion sur leurs arrêtes extérieures et intérieures et ils sont disposés axialement sur seize tranches le long de l'axe de la chambre

La position axiale des noeuds, le rayon interne de la tuyère de la chambre de combustion, le diamètre hydraulique et la section de passage du canal sont donnés dans le tableau suivant:

Noeuds	Positions axiale des noeuds X[i] [m]	Rayons internes de la CC [m]	Diamètres hydrauliques des canaux [m]	Sections de passage des canaux[m]
N°0	1796E-3	293.6E-3	_____	_____
N°1	1846E-3	268E-3	4.273973E-3	3.12E-5
N°2	1896E-3	238E-3	3.927174E-3	2.7588E-5
N°3	1946E-3	203E-3	3.574163E-3	2.412560E-5
N°4	1996E-3	170E-3	3.214147E-3	2.081160E-5
N°5	2036.2E-3	142.8E-3	2.846194E-3	1.764640E-5
N°6	2060.6E-3	134.9E-3	2.469198E-3	1.463E-5
N°7	2075.2E-3	103.2E-3	2.311604E-3	1.3546E-5
N°8	2096E-3	134.9E-3	2.374106E-3	1.3936E-5
N°9	2146E-3	136.5E-3	2.467233E-3	1.4532E-5
N°10	2196E-3	171.4E-3	2.612737E-3	1.518E-5
N°11	2246E-3	184.12E-3	2.753229E-3	1.5776E-5
N°12	2296E-3	185.2E-3	2.888496E-3	1.632E-5
N°13	2346E-3	201.5E-3	3.018312E-3	1.6812E-5
N°14	2396E-3	208.3E-3	3.142441E-3	1.7252E-5
N°15	2446E-3	206.9E-3	3.260628E-3	1.764E-5
N°16	2496E-3	206.9E-3	3.384615E-3	2.2E-5

Tableau (II.3)- Géométrie du circuit régénératif.

Pour calculer la perte de pression dans le circuit régénératif on est amené à faire une analogie électrique: la pression devient une tension et le débit un courant, on aura alors :

$$q = \frac{Q_{hy}}{n}$$

avec

q : Débit traversant un canal en [kg/s].

Q_{hy} : Débit total d'hydrogène allant à la CC.

N : Nombre de canaux (360) dans le circuit régénératif

La perte de pression de tout le circuit est égale à celle au niveau d'un seul canal puisque les canaux sont disposés en parallèle.



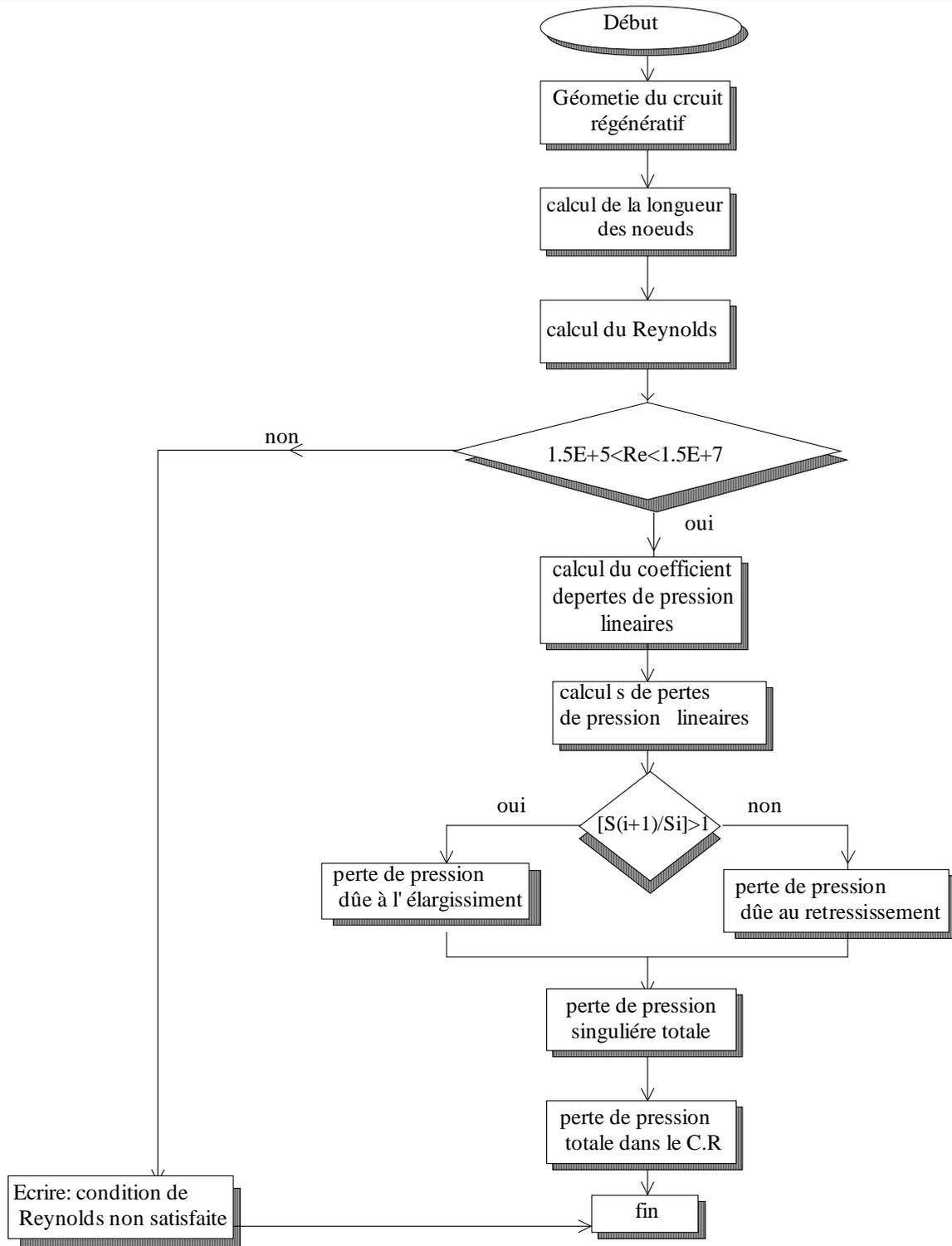


Figure II.5- Organnigramme de calcul des pertes de pression dans le Circuit Régénératif

II.4.3.2- Exemple de calcul de perte de pression :

Un canal est constitué de seize noeuds, notre exemple de calcul va se rapporter au premier noeud seulement puisque les calculs sont identiques pour les autres noeuds.

- Pertes de pression linéaires:

$$\Delta P_1 = R_{cc1} \frac{L_1}{D_{h1}} \frac{q^2}{2 \cdot S_1^2 \cdot \rho_{h0}}$$

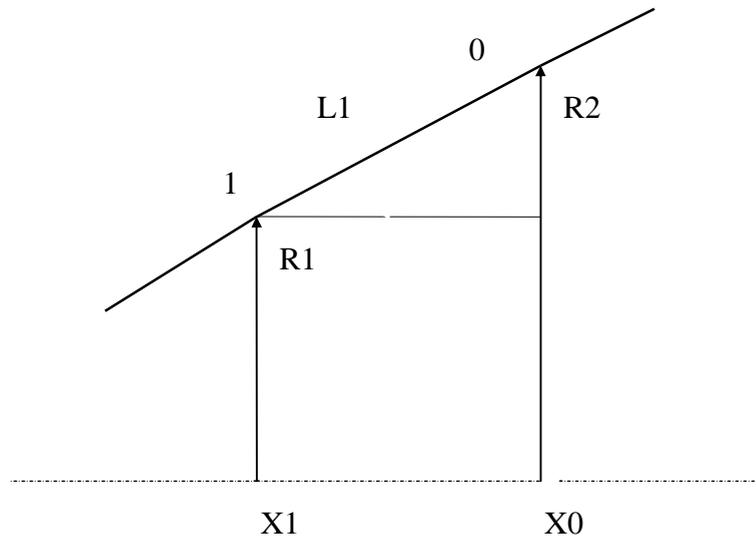
où ΔP : Perte de pression linéaire en [Pa].

$\rho_h = 70.21$ masse volumique de l'hydrogène en [kg/m³]

Le diamètre hydraulique et la section de passage sont donnés dans le tableau [**]

Il reste à déterminer la longueur L_1 et le coefficient de perte de pression R_{cc1} .

- Calcul de L_1 :



On a: $L_1 = \cos\theta_1 \Delta x_1$ où : $\theta_1 = \arctg \left[\frac{\Delta R_1}{\Delta x_1} \right]$

avec

ΔR_1 : Différence entre les rayons internes (0) et (1).

Δx_1 : Différence entre les positions axiales des noeuds (0) et (1).

- Calcul du coefficient R_{cc1} :

Ce coefficient dépend de deux paramètres; du Reynolds donc du régime d'écoulement, et de la hauteur des aspérités dans le noeud qui est égal à 1 μm .

Ce coefficient est donné dans le tableau ci-dessous, fonction du rapport: (Diamètre des aspérités / diamètre hydraulique) pour plusieurs valeurs du nombre de Reynolds.

Re1 = 1E+4							
ε / d	0.0005	0.001	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05
R_{ccl}	0.033	0.033	0.037	0.042	0.05	0.06	0.069

Re2 = 2 E+4											
$/ d$	0.000	0.0004	0.004	0.006	0.008	0.01	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05
	5										
R_{ccl}	0.027	0.027	0.027	0.028	0.03	0.032	0.039	0.044	0.056	0.065	0.072

Re3 = 1E+6											
ε / d	0.000	0.0004	0.0040	0.006	0.008	0.01	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05
	5										
R_{ccl}	0.012	0.014	0.028	0.032	0.035	0.038	0.044	0.049	0.057	0.065	0.072

Re4 = 1E+7												
ε / d	0.0005	0.001	0.002	0.004	0.006	0.008	0.01	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05
R_{ccl}	0.01	0.02	0.023	0.028	0.034	0.035	0.038	0.044	0.049	0.057	0.065	0.072

- Pertes de pression singulières :

Les singularités rencontrées au niveau du canal sont :

- Rétrécissement des sections de passage de la première partie du canal, du noeud n°1 jusqu'au noeud n°6:

$$\Delta P_{\text{sing}} = R_{cc_s} \cdot \frac{D_{h2}}{D_{h1}} \frac{q^2}{2 \cdot \text{Rho} \cdot S_1^2}$$

où : D_{h2} : Diamètre hydraulique du noeud n°2.

D_{h1} : Diamètre hydraulique du noeud n°1.

R_{cc_s} : coefficient de perte de pression singulière, fonction du rapport des sections.

$S_{(i+1)}/S_i$	0.011	0.1	0.2	0.4	0.5	0.6	0.8	1	2
R_{cc}	1.5	1.45	1.35	1.2	1.1	0.9	0.5	0	0

Elargissement des sections de passage de la deuxième partie du canal, du noeud n°7

jusqu'au noeud n°16:

$$\Delta P_{\text{sing}} = \frac{q^2}{2 \cdot \text{Rho}h} \left[\frac{1}{S_i} + \frac{1}{S_{i+1}} \right] \left[\frac{1}{S_i} - \frac{1}{S_{i+1}} \right]$$

Deux autres singularités se présentent au niveau du canal :

- Une première à l'entrée; la perte de pression est donnée par la formule:

$$\Delta P_{\text{sing}} = 0.25 \cdot \frac{q^2}{2 \cdot \text{Rho}h \cdot S_{16}}$$

- Une deuxième à la sortie du canal; la perte de pression est donnée par:

$$\Delta P_{\text{sing}} = 0.5 \cdot \frac{q^2}{2 \cdot \text{Rho}h \cdot S_{16}}$$

II.5- CALCUL DES PUISSANCES ABSORBÉES PAR LES POMPES HYDRAULIQUES

Les puissances des deux pompes sont données par les formules :

$$P_{\text{upo}} = Q_{\text{tox}} \frac{(P_{\text{spo}} - P_{\text{ro}})}{\eta_{\text{po}} \cdot \text{Rho}o} \quad \text{côte Oxygène.}$$

$$P_{\text{uiph}} = Q_{\text{thy}} \frac{(P_{\text{sph}} - P_{\text{rh}})}{\eta_{\text{ph}} \cdot \text{Rho}h} \quad \text{côte Hydrogène.}$$

II.5.1- CALCUL DES RENDEMENTS

Ce calcul se fait par les polynômes ci dessous qui ont été obtenus en linéarisant des

courbes définies par la NASA.

$$400 < N_s < 1000 \quad \eta = 0.48 + 0.31 \left(\log \left(\frac{N_s}{400} \right) \right) / (\log 2.5)$$

$$1000 < N_s < 2000 \quad \eta = 0.79 + 0.12 \left(\log \left(\frac{N_s}{1000} \right) \right) / (\log 2)$$

$$2000 < N_s < 3000 \quad \eta = 0.91 + 0.01 \left(\log \left(\frac{N_s}{2000} \right) \right) / (\log 1.5)$$

$$3000 < N_s < 7000 \quad \eta = 0.92 - 0.02 \left(\log \left(\frac{N_s}{3000} \right) \right) / \left(\log \frac{7}{3} \right)$$

$$7000 < N_s < 20000 \quad \eta = 0.9 - 0.07 \left(\log \left(\frac{N_s}{7000} \right) \right) / \left(\log \frac{20}{7} \right)$$

avec N_s : Vitesse spécifique définie par: $N_s = N \cdot Q^{0.5} / H^{0.75}$

N : Vitesse de rotation de la pompe [tr/mn].

Q : Débit traversant la pompe en [kg/s].

H : Hauteur manométrique en [m].

L'application des formules ci dessus nous donne un rendement égale à 77.71% pour la pompe à oxygène. Dans un souci de vérification avec le logiciel **Amstrong**, nous allons prendre le rendement, donné au départ de 74%. Ce décalage est certainement dû à un défaut de linéarisation ou de rédaction (sur laquelle nous nous somme basé).

II.6- CALCUL DE LA PRESSION AU GENERATEUR DE GAZ

La pression du générateur de gaz s'exprime par :

$$P_{gg} = P_{spo} - \Delta P.$$

Avec : P_{spo} : Pression de sortie de la pompe à oxygène [bar].

ΔP : Perte de pression que subit le fluide depuis la sortie de la pompe jusqu'à l'entrée dans le générateur de gaz (fig II.6).

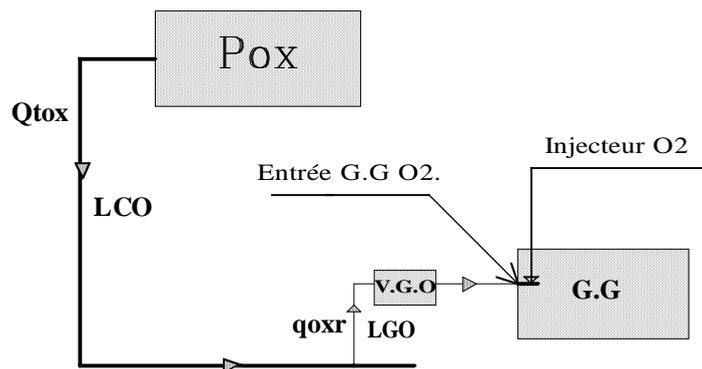


Figure II.6 -Schéma de calcul de la pression au G.G.

II.7- CALCUL DES CARACTERISTIQUES DE SORTIE DU GENERATEUR DE GAZ ET DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION.

Les approximations ci-après, définies par la NASA, sont utilisées pour la modélisation de la combustion dans le générateur de gaz ainsi que dans la chambre de combustion.

Elles sont toutes fonctions du rapport de mélange R_m qui fait partie du cahier des charges.

II.7.1- Approximation de la température de combustion

$$\begin{aligned} 0.3 < R_m < 4 & \quad T = 35.85 + 980.71 R_m - 40.88 R_m^2 - 5.37 R_m^3 \\ 4 < R_m < 8 & \quad T = -466.41 + 1370.16 R_m - 149.04 R_m^2 + 5.21 R_m^3 \\ 8 < R_m < 80 & \quad T = 4236.17 - 75.24 R_m + 0.582 R_m^2 - 1.44E-3 R_m^3 \end{aligned}$$

II.7.2- Approximation du rapport des chaleurs spécifiques

$$\begin{aligned} 0.3 < R_m < 1 & \quad \gamma = 0.622 + 4.328 R_m - 8.851 R_m^2 + 7.81 R_m^3 - 2.549 R_m^4 \\ 1 < R_m < 8 & \quad \gamma = 1.449 - 0.101 R_m + 1.01E-2 R_m^2 - 1.76E-4 R_m^3 \\ 6 < R_m < 20 & \quad \gamma = 1.093 - 2.49E-2 R_m - 2.3E-3 R_m^2 - 6.235E-5 R_m^3 \\ 20 < R_m < 80 & \quad \gamma = 1.047 + 7.2E-3 R_m - 7.545E-5 R_m^2 + 2.85E-7 R_m^3 \end{aligned}$$

II.7.3- Approximation de la masse molaire

$$\begin{aligned} 0.3 < R_m < 14 & \quad M = 1.8433 + 2.316 R_m - 657.18E-4 R_m^2 - 191.77E-6 R_m^3 \\ 14 < R_m < 80 & \quad M = 10.565 + 1.05 R_m - 2.53E-2 R_m^2 - 2.88E-4 R_m^3 - 1.24E-6 R_m^4 \end{aligned}$$

On en déduit :

II.7.4- Constante des gaz de combustion

$$R = \frac{R_u}{M}$$

avec $R_u = 8.31434 \text{ [J / mole / } ^\circ\text{K]}$ Constante des gaz universelle.

II.7.5- Chaleur spécifique à pression constante des gaz

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R$$

II.7.6- Calcul du rapport de mélange de la chambre de combustion

$$R_{m_c} = \frac{Q_{ox}}{Q_{hy} - Q_{dump}}$$

II.8- COTE TURBINE

II.8.1- CALCUL DES TEMPERATURES ENTREE TURBINES

- Température entrée turbine Oxygène :

$$T_{eto} = T_g$$

- Température entrée turbine Hydrogène :

$$T_{eth} = T_g$$

D'autre part les caractéristiques des gaz brûlés traversant les turbines y compris : la chaleur spécifique à pression constante, la constante des gaz de combustion, le rapport des chaleurs spécifiques et la masse molaire sont celles du générateur de gaz.

II.8.2- CALCUL DES DEBIT TRAVERSANT LES TURBINES

Les gaz produits par la combustion de l'hydrogène et de l'oxygène dans le générateur de gaz sont acheminés vers les deux turbines, chacune d'elle est traversée par un débit qui vaut d'après la définition:

$$q_p = \rho V S$$

En utilisant les relations de la gazodynamique on aura la suivante :

$$q_p = S c T \cdot P_{te} \sqrt{\frac{\gamma}{R \cdot T_{te}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}$$

avec $P_{te} = P_{gg} - \Delta P$; Pression à l'entrée de la turbine en [Pa].
 $\Delta P = \Sigma C_{kt} \cdot q_p^2$; Perte de pression dans le distributeur et la tuyauterie jusqu'à l'entrée de la turbine.
 ΣC_{kt} : Somme des coefficients de perte de pression
 $S c t$: Section au col de la turbine.

On en déduit que le débit traversant la turbine résulte de la résolution d'une équation du second degré :

$$A q_p^2 + B q_p + C = 0$$

où :

$$A = S c t \cdot \Sigma C_{kt} \sqrt{\frac{\gamma}{R \cdot T_{te}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma+1)}}} \quad B = -1 \quad C = -S c t \cdot P_{gg} \sqrt{\frac{\gamma}{R \cdot T_{te}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)}$$

II.8.3- CALCUL DES TEMPERATURE DE SORTIE

En écrivant que la puissance transmise par la turbine est égale à celle reçue par la pompe il vient :

$$P_{ui} = C_p \cdot q_p (T_{te} - T_{ts})$$

d'où:

$$T_{ts} = T_{te} - \frac{P_{ui}}{C_p \cdot q_p}$$

II.8.4- CALCUL DES PRESSIONS DE SORTIE

La pression de sortie est exprimée par :

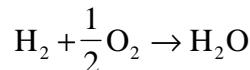
$$P_{ts} = \frac{q_p}{S_{ce} \sqrt{\frac{\gamma}{R \cdot T_{ts}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2}}}}$$

avec S_{ce} : Section du col de la tuyère d'échappement auxiliaire.

T_{ts} : Température de sortie de la tuyère.

II.9- COMPOSITION DES DEBITS SORTANTS DU GENERATEUR DE GAZ

La combustion des gaz dans le cas stoechiométrique se fait selon la réaction suivante :



donc le rapport de mélange stoechiométrique est :

$$R_{ms} = \frac{q_{O_2}}{q_{H_2}}$$

Pour une unité de temps

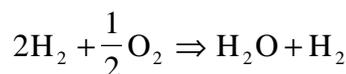
2 g/mole d'hydrogène nécessite 1/2 (32 g/mole) d'oxygène pour qu'il y ait combustion parfaite.

Donc

$$R_{ms} = \frac{16}{2} = 8$$

Dans la réalité deux cas se présentent :

- Excès d'hydrogène : ($R_{mg} < 8$):



$$q_{oxr} + q_{hyr} = q_{H_2O} + q_{H_2}$$

$$q_{H_2} = q_{oxr} + q_{hyr} - q_{H_2O}$$

$$q_{H_2} = q_{oxr} \left[1 + \frac{q_{hyr}}{q_{oxr}} \right] - q_{H_2O}$$

$$q_{H_2} = q_{oxr} \left[1 + \frac{1}{R_{mg}} \right] - q_{H_2O}$$

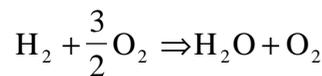
Dans le cas stoechiométrique :

$$q_{H_2O} = q_{oxr} + q_{hyr1} = q_{oxr} \left[1 + \frac{q_{hyr1}}{q_{oxr}} \right] \Rightarrow q_{H_2O} = q_{oxr} \left[1 + \frac{1}{R_{ms}} \right]$$

donc
$$q_{H_2} = q_{oxr} \left[1 + \frac{1}{R_{mg}} \right] - q_{oxr} \left[1 + \frac{1}{R_{ms}} \right]$$

$$q_{H_2} = q_{oxr} \left[\frac{1}{R_{mg}} - \frac{1}{R_{ms}} \right] \quad \text{et} \quad q_{H_2O} = q_{oxr} + q_{hyr} - q_{H_2}$$

- Excès oxygènes ($R_{mg} > 8$):



$$q_{oxr} + q_{hyr} = q_{H_2O} + q_{O_2} \quad q_{O_2} = q_{oxr} + q_{hyr} - q_{H_2O} = q_{oxr} \left[1 + \frac{1}{R_{mg}} \right] - q_{H_2O}$$

dans le cas stoechiométrique :

$$q_{H_2O} = q_{oxr1} + q_{hyr} \quad \text{où :} \quad q_{oxr1} = q_{oxr} - q_{O_2}$$

$$q_{H_2O} = q_{hyr} \left[1 + \frac{q_{oxr}}{q_{hyr}} \right] \Rightarrow q_{H_2O} = q_{hyr} [1 + R_{ms}]$$

donc:
$$q_{O_2} = q_{oxr} \left[\left(1 + \frac{1}{R_{mg}} \right) - \frac{q_{hyr}}{q_{oxr}} (1 + R_{ms}) \right]$$

$$q_{O_2} = q_{oxr} \left[1 - \frac{R_{ms}}{R_{mg}} \right] \quad \text{et} \quad q_{H_2O} = q_{oxr} + q_{hyr} - q_{O_2}$$

II.10- CALCUL DES POUSSEES AUXILIAIRES

Les gaz alimentants les deux turbines sortent par les deux tuyères en donnant des

poussées auxiliaires, leur expression est donnée par :

$$F = A_e (P_e - P_a) + q_{ex}^2 \rho_e A_e$$

et en faisant intervenir le débit masse :

$$F = A_e (P_e - P_a) + D V_{ex}$$

Où :

V_{ex} : Composante moyenne sur l'axe X de la vitesse q_e dans la section de sortie A_e .

D : Débit masse global de propergol.

P_e : Pression statique dans la section de sortie.

P_a : Pression atmosphérique de l'ambiance.

CONCLUSION

Nous avons mène une étude théorique du moteur fusée, dans le but de déterminer ces performances; le moteur en question a été divise en deux grandes parties :

- La chambre de combustion.
- Le dump cooling.

Pour déterminer le flux net évacué par les canaux de refroidissement (alimentation du moteur en H₂). Nous avons procédé par une méthode semi analytique en faisant appel à la théorie des échangeurs.

Nous avons pu remarque une bonne concordance de ces résultats avec ceux trouves dans la littérature avec un flux net échangé dans la chambre de combustion de 20 Mw.

Par contre au niveau du dump cooling le flux net échangée reste très faible car il est d'environ 5 Mw

En conclusion nous pouvons dire que cette méthode permet des calculs très rapides et simples, dans la phase d'avant projet de ce type de situation.

CONCLUSION GENERALE

Durant ce projet, nous avons appris à calculer globalement un système aussi complexe qui est celui de la fusée d'ARIANE 4. En effet, ce dernier constitue un ensemble de sous-systèmes énergétiques présentant chacun un certain degré de difficulté.

Avec le peu de données qui nous a été communiqué, nous avons quand même pu définir tous les sous-systèmes du propulseur fusée en suivant une démarche qui nous a conduit à des résultats satisfaisants dans la majorité des cas; et ce en se servant de la mécanique des fluides pour déterminer les pertes de charge, de la gazodynamique et de la thermodynamique pour déterminer les paramètres caractérisant l'écoulement des fluides (gaz de combustion, fluide de refroidissement) et enfin le transfert de chaleur servant ainsi à la détermination du flux de chaleur pour le refroidissement de la chambre de combustion.