

UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



Mémoire
MASTER ACADEMIQUE
Domaine : Sciences et technologies
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique
Présenté par :

Saddam Chennouf

Thème:

**L'impact de la filtration de l'air d'admission
sur le rendement de la turbine à gaz
MS5002C**

Soutenu publiquement

Le : .../06/2019

Devant le jury :

M ^r R Mahi	MAA	Président	UKM Ouargla
M ^r Dokkar Boubekeur	MCA	Encadreur/rapporteur	UKM Ouargla
M ^r M. S. Kina	Doctorant	Co-encadreur	UKM Ouargla

Année universitaire 2018/2019

Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier DIEU « Allah », notre créateur pour m'avoir donné la force d'accomplir ce travail.

Je témoigne de mon infinie gratitude à mon promoteur, monsieur Dr. BOUBAKER DOKKAR pour son encadrement et ses aides précieuses.

Je remercie aussi les membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du département: Transport et Equipements des hydrocarbures.

Mes remerciements s'adressent aussi, à Mr. CHEKIRED OMAR et MEJDOUB BACHIR pour son précieuse aide.

Je remercie beaucoup BOUTERRA SAMI « Sandej » pour son aide dans la traduction « anglais-français » et pour tout le reste.

En plus de M^{lles} Mouna, Amina et Ilhem qui m'ont aidé dans l'application du logiciel MATLAB.

Je remercie aussi M^{eme} BENAMAR LATIFA qui est comme une mère pour nous et dont la présence nous a toujours enchanté.

Un grand mercîment pour mes très chères amis Oussama, Baha, Sami Babd, Amar, Chaher, Khalil la droite, Wassim la gauche, Hassan, Saad, Amine, Hamza, Nabil ,en plus de Khalida, Meriem et Amina et tout les impistes 08.

Enfin je remercie tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

SADLAMI

DEDICACE

*Je dédie ce modeste travail à ceux
Que j'aime plus que tout dans ce monde
Qui m'ont tout appris depuis tout petit
Qu'ils aient une longue et heureuse vie
À mes très chères parents*

*(Baba Hocine & Mama
khadíja)*

Sommaire

Sommaire 1

Introduction Générale 1

Chapitre I L'impact de la filtration de l'air d'admission sur le rendement de la turbine à gaz MS5002C

I.1. Système d'admission d'air.....	1
I.1.1. chambre d'admission (Chambre du Filtre).....	1
I.1.2. Système de la filtration	2
I.1.3. Entrée refroidissante.....	3
I.1.4. Silencieux.....	3
I.1.5.La conduite	4
I.2. Système de filtration d'air d'admission	4
I.2.1.Les pré-filtres.....	5
I.2.2.Principaux filtres	6
I.2.3.Systèmes d'auto-nettoyage	7
I.3.Conséquences d'une mauvaise filtration d'entrée.....	8
I.3.1.Dommages par corps étrangers.....	9
I.3.2.Erosion.....	9
I.3.3.L'encrassement.....	10
I.3.4.Passage de refroidissement.....	11
I.3.5. Fusion des particules.....	11
I.3.6.Corrosion	12
I.4. Mécanismes de filtration.....	12
I.4.1.Impaction inertielle.....	12
I.4.2.La diffusion	13
I.4.3.Interceptions	14
I.4.4.Le tamisage	14
I.5. Choix d'un filtre.....	16
I.6.Filtre à air TUD77-8002	17
I.6.1.Description du filtre à air TUD.....	17

I.6.2.Principe de fonctionnement.....	19
I.6.3.Performance et technique du filtre TUD.....	20
I.6.4.Description du système de nettoyage.....	22
I.6.4.1.Principe de fonctionnement	22
I.6.4.1.1.nettoyage.....	24
I.6.4.1.2.Enclenchement manuel.....	24
I.6.4.2. Air comprimé.....	25
I.6.5 Durée de vie des cartouches filtrantes	25
I.6.6.Caractéristiques constructives.....	26
I.6.7.Protection anticorrosion	26
I.7.Paramètres de système de filtration.....	26
I.7.1.Perte de charge.....	26
I.7.2.Efficacité.....	27
I.7.3.Pouvoir de rétention.....	28
I.7.4.Porosité des média fibreux utilisés.....	29
I.7.5.Perméabilité.....	31
I.7.6.Débit d'air d'admission	32

Chapitre II Calcule thermodynamique

II.1.Introduction.....	33
II.2.Données de départ.....	33
II.2.1.Paramètres de l'air ambiant.....	33
II.2.2.Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz THP	33
II.2.3.Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP	33
II.2.4.Caractéristiques du fluide moteur	33
II.2.5.Les points particuliers du cycle thermique de l'installation	33
II.3. Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes géodynamiques dans les différents éléments de l'installation	35
II.3.2. Calcul de la densité.....	35
II.3.3.Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur au point 1b	36
II.3.4.paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur au point 2a.....	38
II.3.5.les paramètres de l'air avant la chambre de combustion au point 2	40
II.3.3.6.les paramètres du gaz après la chambre de combustion au point 3	41

II.3.7.les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine(THP) au point 3b	42
II.3.8.les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine(THP) au point 4a	43
II.3.9.les paramètres avant le premier étage de la turbine BP au point 4d	45
II.3.10.les paramètres après le dernier étage de la turbine BP au point 5a.....	47
II.3.11.débit et rendement.....	48

Chapitre III l'influence des paramètres de filtration sur le rendement de la turbine MS5002C

III.1.Pertes de charge	51
III.2.Paramètres d'influence sur les pertes de pression dans le filtre	52
III.2.1.influence de la perméabilité	52
III.2.3.influence de la porosité	53
III.2.4.influence de la vitesse de filtration.....	54
III.1.4.débit d'air	55
III.3.Rendement thermique	56
III.3.1.rendement et perméabilité.....	56
III.3.2.rendement et porosité.....	57
III.3.3.rendement et vitesse de filtration	58
III.3.4.rendement et débit d'air	58
III.4.Conclusion.....	59

Conclusion Générale

Annexes

Bibliographie

Liste de figure

N	Figure	page
01	Fig.1.1 : système d'admission d'air	1
02	Fig.1.2 : chambre d'admission	2
03	Fig.1.3 : différents étapes de filtration	2
04	Fig.1.4 : silencieux	3
05	Fig.1.5 : système de filtration	5
06	Fig.1.6 : Pré filtre/ Coalescer (Courtesy of CamfilFarr)	6
07	Fig.1.7 : cartouche à haute efficacité	6
08	Fig.1.8 : Comparaison des structure des fibres des filtres faible et haut efficacité (Courtesy of CamfilFarr)	7
09	Fig.1.9: Exemple d'une opération filtres d'auto-nettoyage	7
10	Fig.1.10 : Turbine à gaz dommages de FOD	9
11	Fig.1.11 : Particules typique de distribution de la taille de l'érosion et de range encrassement	9
12	Fig.1.12 : Erosion à la fine pointe d'une aube de turbine	10
13	Fig.1.13 : Encrassement sur une aube de compresseur	11
14	Fig.1.14 : Corrosion / piqûres sur une aube de compresseur	12
15	Fig.1.15 :l'effet d'inertie de la masse	13
16	Fig.1.16 :l'effet de diffusion	13
17	Fig.1.17 :l'effet d'interception	14
18	Fig.1.18 :l'effet de tamis	14
19	Fig.1.19 : Combinaison de mécanismes de filtration pour obtenir efficacité du filtre à particules divers tailles	15
20	Fig.1.20 : le rendement en fonction de l'intersection de particules	15
21	Fig.1.21 : Les différentes poussières	16

22	Fig.1.22 : Contaminants communs et leur Filtre nominale appropriée	17
23	Fig.1.23 : Filtre à air TUD77-8002	18
24	Fig.1.24 : cartouche de filtre à air TUD	18
25	Fig.1.25.principe de fonctionnement	23
26	Fig.1.26. Comparaison de haute et faible capacité de rétention en poussière spécifique	29
27	Fig.1.27. l'influence de pertes de pression sur la chaleur et l'énergie	29
28	Fig.1.28. Média d'un filtre (synthétique)	30
29	Fig. 2.1 Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz MS5002C	34
30	Fig. 2.2 Diagramme T-S	34
31	Fig. 3.1.Le rendement en fonction de chute de pression (bar)	51
32	Fig. 3.2. Chute de pression	52
33	Fig. 3.3.rendement thermique	52
34	Fig. 3.4.Pertes de charge(bar) et perméabilité (kg/m)	52
35	Fig. 3.5.pertes de charge (bar) et porosité (%)	53
36	Fig. 3.6.Chute de pression (bar) et Illitesse de filtration (m/s)	54
37	Fig. 3.7.Pertes de pression (bar) et débit d'air (kg/s)	55
38	Fig. 3.8.Rendement et perméabilité (kg/m)	56
39	Fig. 3.8.Rendement et porosité	57
40	Fig. 3.10.Rendement et Illitesse de filtration (m/s)	58
41	Fig. 3.11.Rendement et débit (kg/s)	58

t=	T
p=	P
eps=	ε
renddecompdeaxe=	η_{ic}
renddechomdecomb=	η_{cc}
renddecompdeturb=	η_{mc}
renddethp=	η_{thp}
renddetbp=	η_{tbp}
renddediff1=renddediff2=	η
tarr=	T*
massdevol=	ρ (masse volumique)
sad3ame=	ξ
epsdethp=	ε_{tbp}
jeff=	la puissance
deltap=	pertes de pression.
massdevolaarr=	ρ^*
paarr=	P*
visco=	la viscosite dynamique.
ref=Ref.	
travdemassdetbp=	W tbp
gg=	Gg
ga=	Ga
gc=	Gc
rendementdeth=	η_{th}
vitessefiltre=	μf
debit=	Q
epsderf=	ε (porosité)

RESUME

Le fonctionnement d'une turbine à gaz dépend de plusieurs paramètres à savoir, combustibles, l'environnement, vitesse, et l'air. Ce dernier paramètre doit être épuré avant l'entrée de la turbine. C'est à dire avant qu'il soit injecté dans la zone d'admission.

Ce qui nous intéresse dans cette étude est l'impact et moyen de filtration de l'air d'admission sur la performance de la turbine à gaz MS5002C c'est-à-dire le rendement thermique.

Pour consolider nos calculs et faciliter le traitement des données et de la variation des paramètres de l'air épuré sur le rendement de la turbine on a utilisé le logiciel MATLAB après l'élaboration du modèle de performance spécifique.

L'objet de l'étude à savoir le système de la filtration d'air effectuée sur les turbines à gaz qui trouvent à la station de la compression du gaz du champ du Hassi Messaoud.

Le rendement est lié à une multitude de paramètres précédemment détaillés qui doivent se trouver dans des intervalles de valeurs optimales pour assurer les conditions de bon fonctionnement de la turbine à gaz.

Dans le Chapitre I nous avons étudié l'impact de la filtration de l'air d'admission sur le rendement de la turbine à gaz MS5002C.

Et dans le Chapitre II on a fait le calcul thermodynamique de la turbine

Et en dernier Chapitre et avec l'utilisation de MATLAB nous obtenons l'influence de paramètres de filtration sur le rendement.

ASBTRACT

The opération of a gas turbine dépends on several paramètres namely, fuels, environnement, speed, and air. This last paramètre must bé clean before entering the turbine. That is to say before It is injected into the admission zone.

What interests us in this study is the impact and filtration means of the intake air on the performance of the gas turbine MS5002C That is to say the thermal efficiency.

To consolidate Our calculations and facilitate the processing of the data and the variation of the paramètres of the purified air on the efficiency of the turbine, the MATLAB software was used after the élaboration of the specific performance model.

The object of the study namely the system of the air filtration effects on the gas turbines which find at the station of the compression of the gas of the field of Hassi Messaoud.

The efficiency is related to a multitude of previously detailed paramètres which must be in optimal ranges of values to ensure the proper functioning of the gas turbine.

In Chapter I we previously studied the impact of intake air filtration on the performance of the MS5002C gas turbine.

And in Chapter II we do the thermodynamique calculation of the turbine

And in last chapter and with the use of MATLAB we get the influence of filtration paramètres on the yield.

ملخص

يعتمد تشغيل التوربينات الغازية على عدة معايير هي الوقود والبيئة والسرعة والهواء. يجب تنظيف هذه المعلمة الأخيرة قبل دخول التوربينات. هذا هو القول قبل حقنه في منطقة القبول.

ما يهمننا في هذه الدراسة هو تأثير وسائل تصفية الهواء الداخل للتوربينات الغازية على مردود وأداء هذا الأخير.

لتوحيد الحسابات والتسهيلات الخاصة بنا، تم استخدام معالجة البيانات وتغيير معلمات الهواء المنقى على بعد تطوير نموذج الأداء المحدد MATLAB كفاءة التوربينات باستخدام برنامج.

الهدف من الدراسة هو نظام ترشيح الهواء الذي يعمل على التوربينات الغازية التي تجد في المحطة ضغط الغاز في حقل حاسي مسعود.

ترتبط الكفاءة بالعديد من المعلمات المفصلة مسبقاً والتي يجب أن تكون في نطاقات مثالية من القيم لضمان حسن سير عمل التوربينات الغازية.

في الفصل الأول، درسنا سابقاً تأثير ترشيح الهواء على أداء التوربينات الغازية.

وفي الفصل الثاني، نقوم بالحساب الديناميكي الحراري للتوربين.

وفي الفصل الأخير وباستخدام ما تلاب نحصل على تأثير معلمات الترشيح على المحصول.

Introduction

Le fonctionnement d'une turbine à gaz dépend de plusieurs paramètres à savoir, combustibles, l'environnement, vitesse,...et l'air. Ce dernier paramètre doit être épuré avant l'entrée de la turbine. C'est à dire avant qu'il soit injecté dans la zone d'admission.

Ce qui nous intéresse dans cette étude est l'impact et moyen de filtration de l'air d'admission sur la performance de la turbine à gaz MS5002C c'est-à-dire le rendement thermique.

Pour consolider nos calculs et faciliter le traitement des données et de la variation des paramètres de l'air épuré sur le rendement de la turbine on a utilisé le logiciel MATLAB après l'élaboration du modèle de performance spécifique.

Chapitre I

*L'impact de la filtration de l'air
d'admission sur le rendement de la
turbine à gaz MS5002C*

I.1. Système d'admission d'air

Ce système est composé de : chambre d'admission, système de filtration, silencieux, conduite (figure.1.1).

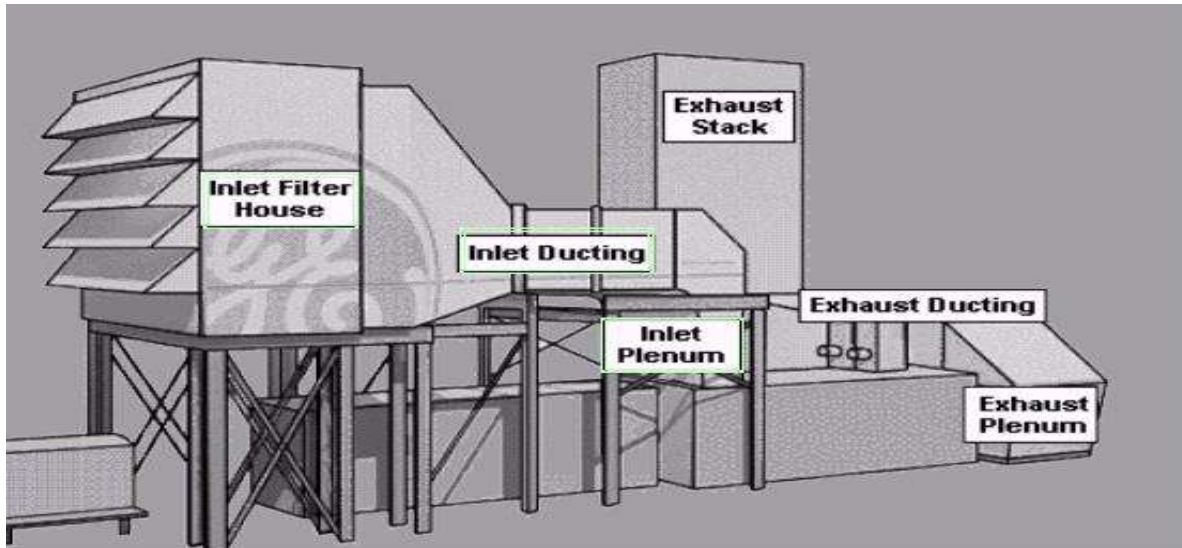


Fig.1.1 : système d'admission d'air

I.1.1. chambre d'admission (Chambre du Filtre)

La chambre d'admission d'air est appelée comme chambre du filtre, mais le bâtiment ne contient pas les filtres seuls, tout matériel nécessaire aux demandes et à la qualité de l'air pour le compresseur y sont présent.

La chambre d'admission est un bâtiment en acier, il est situé devant l'air d'admission du compresseur, quelques fois ils sont préfabriqués auparavant et seulement assemblés sur-place.

La principale caractéristique de la chambre d'admission est la dimension de la section qui est calculée par deux variables qui sont liées entre eux. Le premier est la quantité de l'air demandée par les exigences du compresseur et les dimensions des filtres traversés ont de longues sections. (figure.1.2).

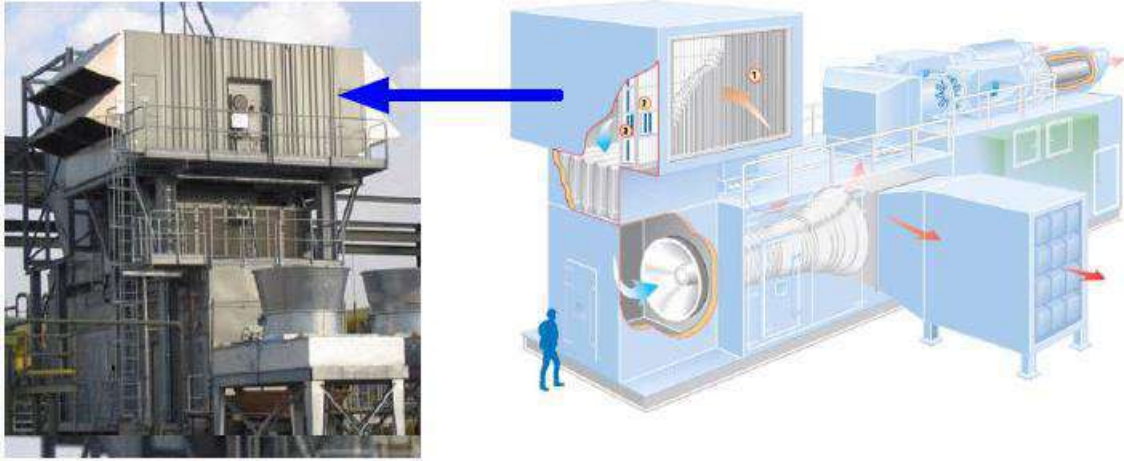


Fig.1.2 : chambre d'admission

I.1.2. Système de la filtration

Le Système de la Filtration est conçu en série pour application spécifique pour éviter le laissez-passer des particules. Le Système de filtration travaille dans le chemin suivant : Le revenu de l'air sale des capuchons d'entrée, et dans le loger, si un éliminateur de l'humidité ou quelque autre traitement d'entrée est utilisé, son effet est vu à ce stade en premier. L'air nouveau est dirigé alors à travers le pré-filtre (si usagé) cela couvre chacun des filtres fondamentaux. Ici, la plupart des plus grandes particules sont enlevées avant qu'ils puissent atteindre les paires du filtre fondamentales. L'air partiellement nettoyé alors passe à travers les filtres de hautes efficacités pour une filtration fine (figure.1.3).

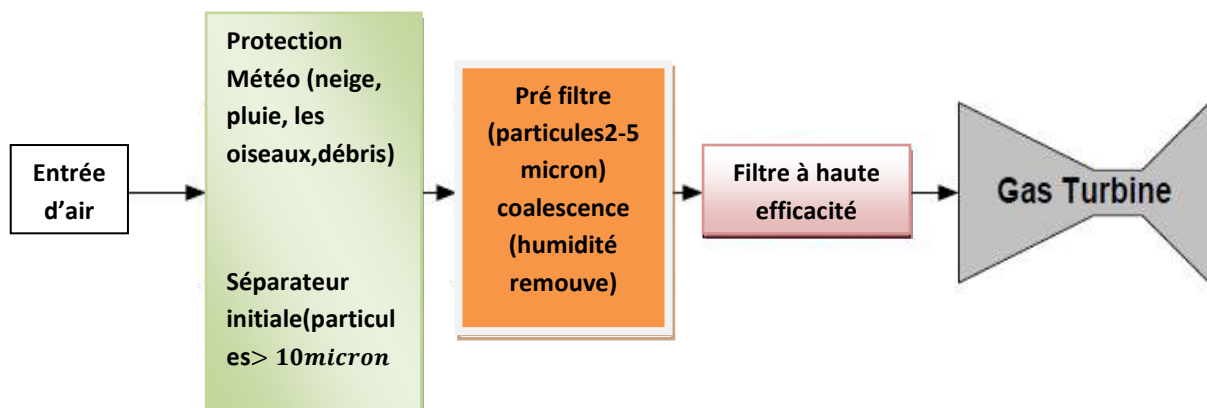


Fig.1.3 : différents étapes de filtration

I.1.3. Entrée refroidissante

Refroidir même l'air de l'entrée de la turbine par quelques degrés, il peut augmenter la production du pouvoir substantiellement. Parce que refroidir l'air le plus dense; donne un plus haut taux du courant de masse à la turbine et résulte en l'augmentation de l'efficacité de la turbine, même autant de 0.4% par degré Fahrenheit ou approximativement 0.7% par degré Celsius. Il y a deux méthodes de refroidissantes : refroidissement à vapeur qui refroidit et serpentin refroidisseur.

I.1.4. Silencieux

Le bruit d'entrée d'une turbine à gaz contient le bruit principalement de haute fréquence. Un silencieux absorbant en série avec le système de filtration à l'entrée est exigé habituellement pour satisfaire aux exigences de l'atténuation du bruit. Il fonctionne avec deux chemins en premier le silencieux dirige le courant de l'air à l'entrée de la turbine du gaz à travers une série de parallèle, tubes des petits diamètres qui sont entourés par matière absorbante pour réduire le bruit de haute fréquence. Le silencieux a comme travaille de bien diriger le courant de l'air à l'entrée de la turbine à gaz à travers des cloisons pleines. Ils doivent couvrir une large gamme d'applications et fournir des solutions économiques à une gamme générale de conditions du bruit (figure.1.4).

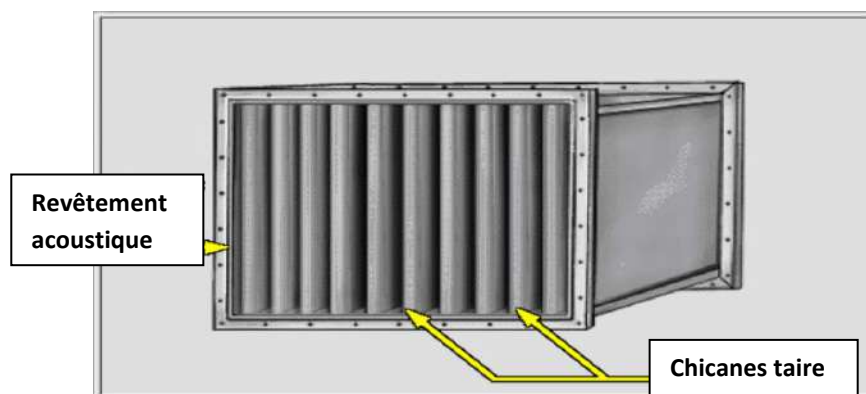


Fig.1.4 : silencieux

I.1.5.La conduite

L'optimisation de la performance du système d'admission de l'air à travers la conduite, se fait par la chute de pression à travers l'entrée aérée de la structure affectant la performance de la turbine à gaz, pour cette raison la conduite doit être considérée dans le dessin d'un Système complet d'admission d'air. Sur ce type de turbine à gaz s'effectue une réduction d'une quarantaine de (mm) de la charge minimum de production de 0.6 % et le cycle combiné de production de 0.5 %, avec une amélioration proportionnelle à la chaleur, Cela traduit des économies du combustible annuelles considérables.

La caractéristique de conduite dans les turbines à gaz industrielles est très importante, en utilisant un seul arbre du compresseur axial, environ la demi-production du pouvoir de la turbine satisfait des demandes du compresseur. Le montant de travail du compresseur, dépend d'une grande part des conditions ambiantes tel que la pression atmosphérique, température et l'humidité. La turbine utilise un volume constant d'air, mais le pouvoir produit compte sur le courant de masse de l'air. L'air Chaud moite est moins dense que l'air frais et sec diminuant la production du pouvoir. De plus, l'air chaud est beaucoup plus difficile à comprimer que l'air frais, laissant encore moins d'énergie disponible pour tourner le générateur, pour ceci, la conduite doit garantir l'étanchéité complète tout au long de la conduite, pour éviter la présence de tout genre de particules à l'intérieur.

I.2. Système de filtration d'air d'admission

Le système de filtration est composé de deux filtres (pré filtres et filtres principaux ou appelé Panel filtres. Il y a deux types de filtres: les filtres autonettoyants ou des filtres statiques.

Le filtre autonettoyant est utilisé lorsque les particules restent en surface. Le maintien est possible de changer l'orientation du filtre et le passage d'un air de flux à travers le filtre, les particules sont éliminées automatiquement à l'extérieur de la maison d'admission.

Les filtres statiques sont situés dans les panneaux, leur maintien consiste qu'ils doivent être changés pour des nouveaux filtres par le personnel, Ces filtres sont utilisés pour protéger une turbine dans un environnement sévère continue (figure.1.5).

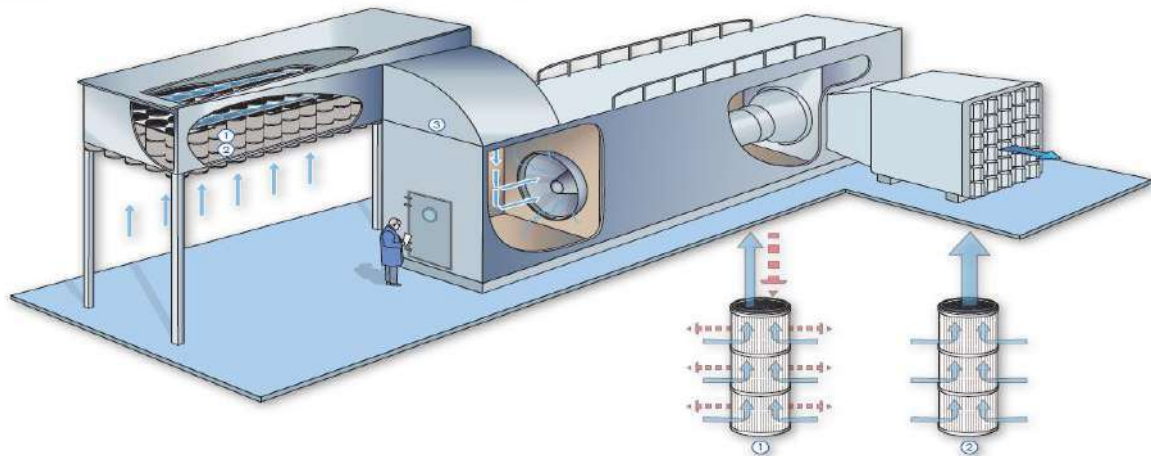


Fig.1.5 : système de filtration

I.2.1. Les pré-filtres

Les pré-filtres, les enveloppements et les panneaux ont la tâche d'étendre la durée de vie du filtre primaire en capturant le plus de particules, et conçu pour être changé plus souvent que les filtres primaires et jetés (leur nettoyage et leur réutilisation n'est jamais recommandé). Les médias filtrants dans le pré-filtres sont constitués de fibres de polyester, air posé (alias par voie sèche) de façon à orientation aléatoire pour former une nappe. L'enveloppe est un média "high loft", ce qui signifie qu'il a un peu de l'espace aérien entre les fibres sur toute la profondeur de la nappe médias. Cela permet une bonne circulation de l'air à travers l'enveloppe, même après capture de plusieurs particules (figure.1.6).



Fig.1.6 : Pré filtre/ Coalescer (Courtesy of CamfilFarr)

I.2.2.Principaux filtres

Les principaux filtres doivent fournir la filtration d'air hautement efficace pour les turbines à gaz opérant dans une gamme de vifs environnements.

Ils sont sélectionnés en deux grands groupes, les premiers sont autonettoyants, leur principale caractéristique est qu'ils sont prévus pour le système d'auto-nettoyage, et maintenant ils ont une grande demande dans le marché pour cette propriété. Le filtre statique (filtre Panel) est le deuxième groupe (figure.1.7).

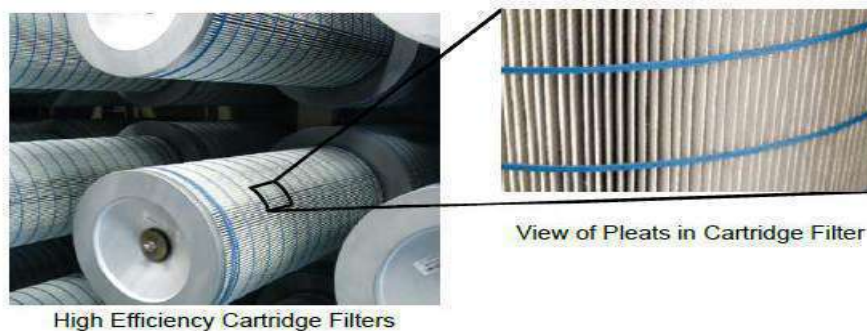


Fig.1.7 : cartouche à haute efficacité

Les deux filtres consistent en technique d'emballage des filtres combiné avec des matériaux différents, ce qui entraîne de manière significative l'augmentation de la performance du filtre pour le système de filtration d'air d'admission de la turbine. Ils offrent une durée de vie du filtre plus longue

et de maintenir une chute de pression plus faible au cours de leur vie, ce qui signifie une meilleure efficacité de la turbine.



Grand particule/faible efficacité (pré filtre)

petit particule/haut efficacité

Fig.1.8 : Comparaison des structures des fibres des filtres faible et haut efficacité
(Courtesy of CamfilFarr)

I.2.3. Systèmes d'auto-nettoyage

Sont conçus pour aider les turbines et les générateurs qui fonctionnent n'importe où - dans les déserts poussiéreux, zones urbaines / de l'usine, sur la côte, dans le nord glacial. Le fait qu'ils sont auto-nettoyants, ils nécessitent peu d'entretien entre les vidanges du filtre. Le cadre en polymère durable rend la manipulation légère et facile, une commodité pour le personnel d'entretien. En raison de la structure supérieure de la conception cannelée, pas d'écrans métalliques sont les besoins pour maintenir le matériau en place. Le modèle de cadre métallique offre peut être utilisé à des températures supérieures 150 F (66C) (figure.1.9).

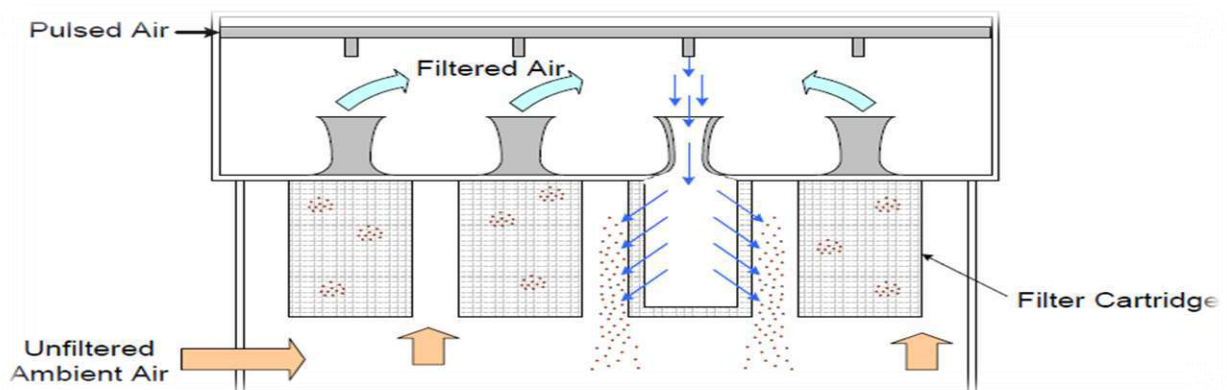


Fig.1.9: Exemple d'une opération filtres d'auto-nettoyage

Les filtres spéciaux sont nécessaires pour enlever les particules de sel corrosif de l'air d'admission. Une deuxième étape de filtration est utilisée en

conjonction avec un montage classique du filtre à air de la turbine. Le premier ensemble de platine peut être soit un système statique ou à impulsion. Le filtre de sel est placé vers le bas sous forme de flux du premier filtre de la scène et sert de barrière à l'immigration de sel. Il a été très efficace pour éliminer le sel du flux d'air sans tenir compte de la forme, la taille, ou de la phase du contaminant de sel. Ce réseau est constitué d'une série éléments filtrants placé horizontalement séparés par une série de déflecteurs inclinés.

Les chicanes ont plusieurs fonctions. Leur fonction principale est de rediriger vers le flux d'air traversant verticalement les médias. Une fonction secondaire recueille des gouttelettes de sel accumulés et les redirige vers s'écouler vers l'avant du module, à l'opposé de la direction de l'écoulement d'air. Enfin, les chicanes représentent une surface de contaminants ont un impact direct, en fournissant un moyen de séparation inertielle des plus grosses gouttelettes. Ce média emploie plusieurs principes physiques pour empêcher la migration de sel. Une telle fonctionnalité est la taille des pores. la petite taille de pores de ce support assure un excellent rendement sur les particules de sel sec qui peut entrer ou de se former dans la chambre d'air propre.

I.3. Conséquences d'une mauvaise filtration d'entrée

Une Filtration d'entrée correcte est conçue sur la base de l'application requise afin d'éviter une diminution d'air, la destruction de la performance de la turbine. Afin de comprendre l'importance de filtration d'entrée, les effets d'une mauvaise filtration sur la turbine à gaz devrait être comprise. La turbine à gaz est affectée par diverses substances dans l'air d'admission en fonction de leur composition et de leur granulométrie. Discuté ci-dessous sont six communes conséquences d'une mauvaise filtration de l'air d'admission: dommages par corps étranger, l'érosion, colmatage de l'air de refroidissement des aubes, encrassement, la fusion des particules, et à la corrosion (chaud et froid).

I.3.1. Dommages par corps étrangers

Les dommages par corps étrangers (FOD) peuvent être importants dans une turbine à gaz s'il n'y a pas une protection adéquate (voir Figure.3.10). Ils surviennent habituellement dans les premiers étages du compresseur. Cette réalisation est un gain important, car FOD a le plus grand potentiel pour l'enseignement secondaire et d'importants dégâts au compresseur et des pièces plus tard dans le chemin d'écoulement d'air.



Fig.1.10 : Turbine à gaz dommages de FOD

I.1.2. Erosion

Les disques particules de 5 à 10 microns ou plus engendrent une érosion des surfaces métalliques délimitant le trajet d'écoulement de l'air. (Figure.1.11) comparé à la gamme de taille des particules d'érosion à l'encrassement. Le sable est l'un des plus communes causes de l'érosion en raison de sa fréquence dans les installations de turbine à gaz.

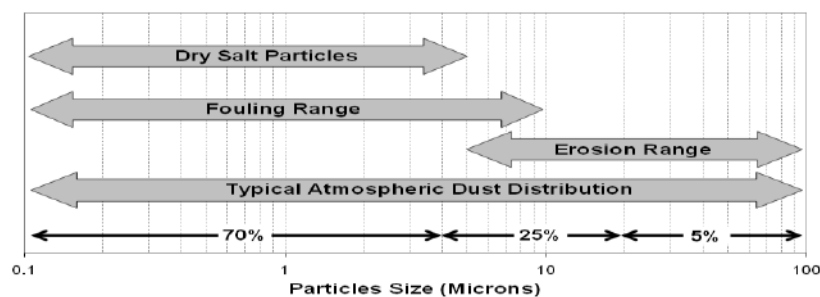


Fig.1.11 : Particules typique de distribution de la taille de l'érosion et de range encrassement

L'érosion est un problème non réversible. La seule méthode de rendre les lames à leur état d'origine est de les remplacer. Dans les environnements à

forte concentration de grands poussière (> 5 microns) comme dans le désert, des filtres de type auto-nettoyage peuvent être efficaces pour éliminer les particules de cette dimensions. Les séparateurs inertiels peuvent également être utilisés pour éliminer ces particules dans des applications à haute vitesse de filtration. Un exemple de l'érosion sur le bord d'attaque d'une aube de turbine est illustré à la (figure.1.12).

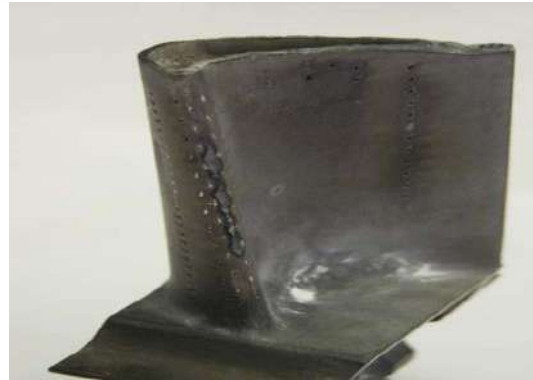


Fig.1.12 : Erosion à la fine pointe d'une aube de turbine

I.3.3.L'encrassement

Comme la taille des particules et la dureté de réduire les problèmes potentiels changent de l'érosion à l'encrassement. L'encrassement est l'accumulation de matière dans les cavités et les endroits faibles de débit le long du trajet d'écoulement de l'air. Autre petites particules comme une cause de l'encrassement, les vapeurs d'huile, d'eau, de sels et d'autres substances collantes travaillent individuellement ou créent ensemble un mélange de matériaux qui trouvent des endroits à adhérer. L'effet est de modifier les autorisations, perturbe le tournant d'équilibre, et obstruer brancher trajets d'écoulement, et de réduire les surfaces de la douceur de la lame rotative et stationnaire (figure.1.13).



Fig.1.13 : Encrassement sur une aube de compresseur

I.3.4. Passage de refroidissement

Le passage de refroidissement est une forme spécialisée de l'encrassement. Pour les turbines à gaz à haute puissance et haute performance il est nécessaire de refroidir les aubes de la section de turbine les plus critiques et les aubes de stator par l'écoulement de gaz à travers passages internes. Le flux d'air relativement plus froid à travers ces passages pour maintenir les températures que les métaux peuvent supporter. Lorsque ces voies d'écoulement deviennent obstruées avec des particules contenues dans les fluides passant à travers eux, l'efficacité de refroidissement est réduite, et l'échec peut survenir rapidement. La poussière de charbon, de la poussière de ciment, et les cendres volantes ont les effets les plus néfastes car leurs petites particules peuvent se transformer en masses solides.

I.3.5. Fusion des particules

Les petites particules qui migrent à travers la turbine à gaz provoquent souvent l'encrassement, mais si la fusion ou la température des fusions des particules est dépassée par la température de combustion, ces particules peuvent fondre et adhérer aux surfaces internes. Ces particules en fusion peuvent adhérer aux aubes de turbine et modifier le profil ou même bloquer des passages de refroidissement conduisant à la fatigue thermique. Ce phénomène est particulièrement vrai dans les moteurs modernes qui ont des chambres de combustion et des turbines à températures de fonctionnement élevées.

I.3.6. Corrosion

Si les types de matériaux ingérés dans la machine sont chimiquement réactive, impliquant notamment le métal dans les parties de la turbine, le résultat est la corrosion. Il existe deux classifications de la corrosion dans les turbines à gaz: corrosion à froid et la corrosion à chaud. Corrosion à froide se produit dans le compresseur en raison de dépôts humides de sels, acides, vapeur, gaz agressifs tels que le chlore, les sulfures ou peut-être oxydes. Cela peut conduire à la réduction des propriétés par enlèvement de matière sur une région ou une corrosion concentré résultant en piquûres (figure.1.14).

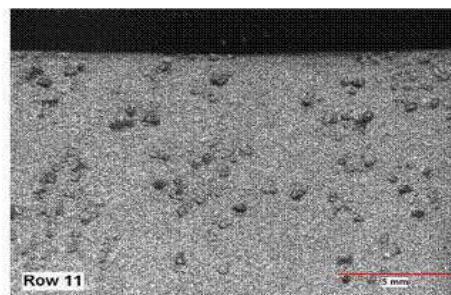


Fig.1.14 : Corrosion / piquûres sur une aube de compresseur

I.4. Mécanismes de filtration

Les filtres sont conçus pour utiliser divers mécanismes pour éliminer les particules de différentes tailles. Le mécanisme occupé par le filtre dépend de la vitesse à travers la presse, la taille des fibres, la densité d'entassement des médias, la taille des particules et les charges électrostatiques. Dans un seul filtre, les différents mécanismes sont combinés. Cinq mécanismes de filtration de base sont décrits ci-dessous.

I.4.1. Impaction inertielle:

Ce type de filtration est applicable à des particules plus grosses de 1 micron de diamètre. L'inertie des grosses particules lourdes dans le flux d'écoulement, entraînent les particules sur une voie rectiligne, quand le courant d'écoulement se déplace à travers les fibres du filtre. La matière particulaire se heurte et se s'attaché aux médias filtrants et se maintenus en

place comme indiqué sur la photo du haut de la figure. Ce type de mécanisme de filtration est efficace dans les systèmes de filtration à grande vitesses (figure.1.15).

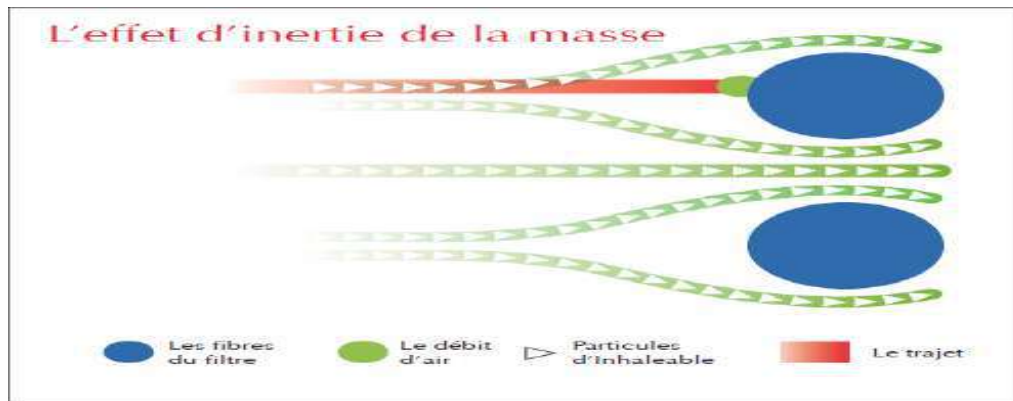


Fig.1.15 :l'effet d'inertie de la masse

I.4.2.La diffusion:

Est efficace pour les très petites particules généralement moins de 0,5 micron avec des débits faibles. Ces particules ne sont pas tenues par les forces de viscosité dans le fluide et vont se diffuser dans le flux d'écoulement le long d'une trajectoire aléatoire (deuxième image). Le chemin de la particule dépend de son interaction avec les particules proches et des molécules de gaz. Comme ces particules se diffusent dans l'écoulement, ils entrent en collision avec les fibres et sont capturés. La plus petite est une particule et plus faible est le taux d'écoulement à travers le milieu filtrant, plus forte est probabilité de capture de la particule (figure.1.16).

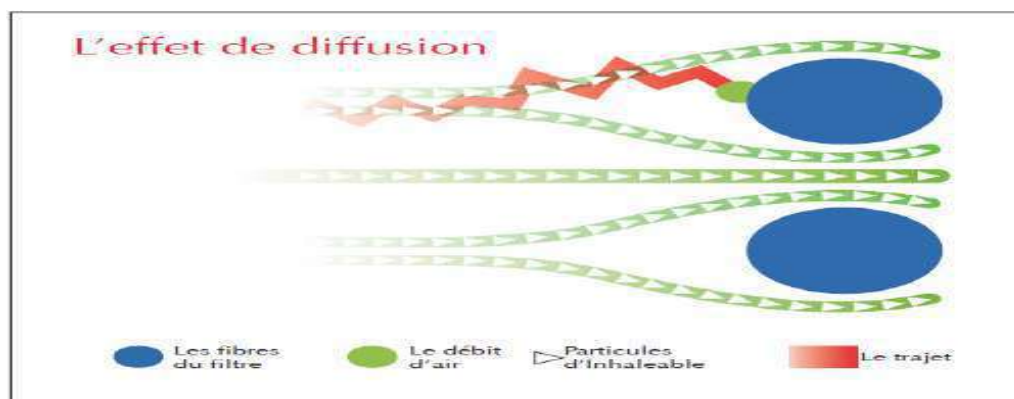


Fig.1.16 :l'effet de diffusion

Les deux mécanismes de filtration sont les plus connus; interception et tamisage.

I.4.3. Interceptions :

Produit avec des particules de taille moyenne qui ne sont pas assez grandes pour laisser le passage d'écoulement en raison de l'inertie ou non suffisamment petit pour se diffuser. Les particules suivent le courant d'écoulement, où ils touchent une fibre et seront détenus (figure.1.17).

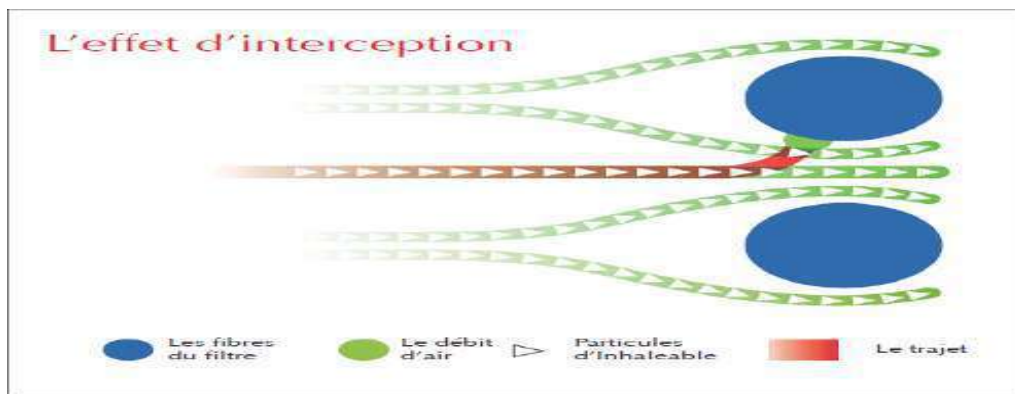


Fig.1.17 :l'effet d'interception

I.4.4. Le tamisage :

Est la situation où l'espace entre les fibres du filtre est plus petit que la particule elle-même, ainsi la particule sera capturé et contenue (figure.1.18).

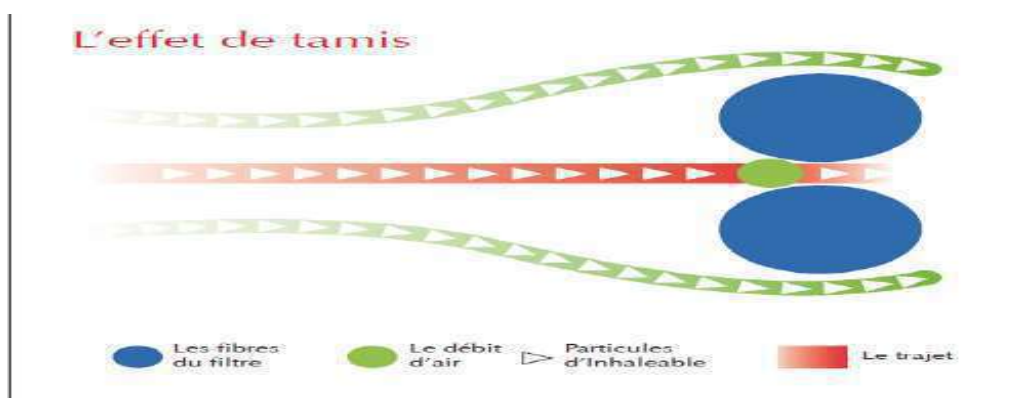


Fig.1.18 :l'effet de tamis

(Figure 1.19) montre une comparaison de l'efficacité totale d'un filtre basé sur les différents mécanismes de filtration qui sont appliqués. La figure

montre la différence entre la courbe d'efficacité du filtre avant et après que la charge soit perdue. La performance du filtre doit être basée sur l'état de décharge.

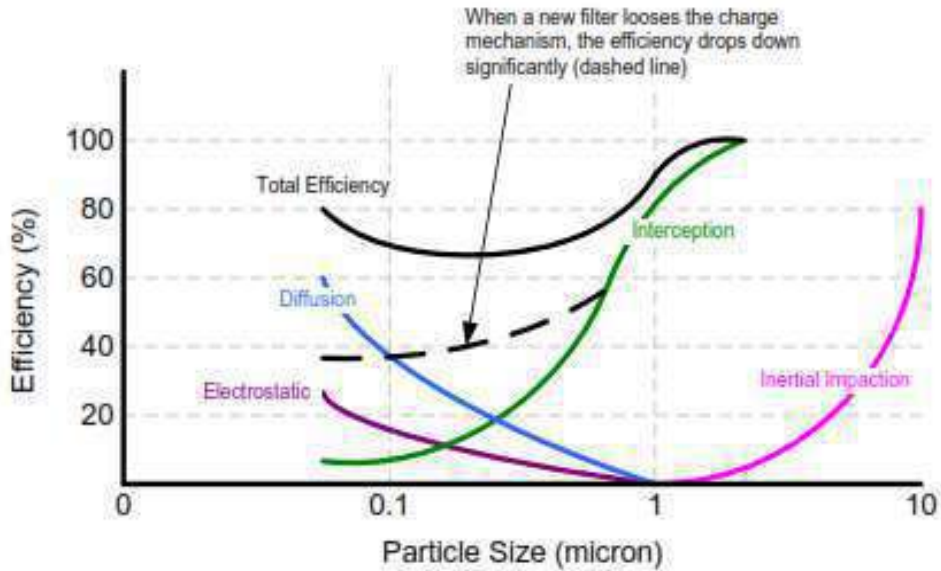


Fig.1.19 : Combinaison de mécanismes de filtration pour obtenir efficacité du filtre à particules divers tailles

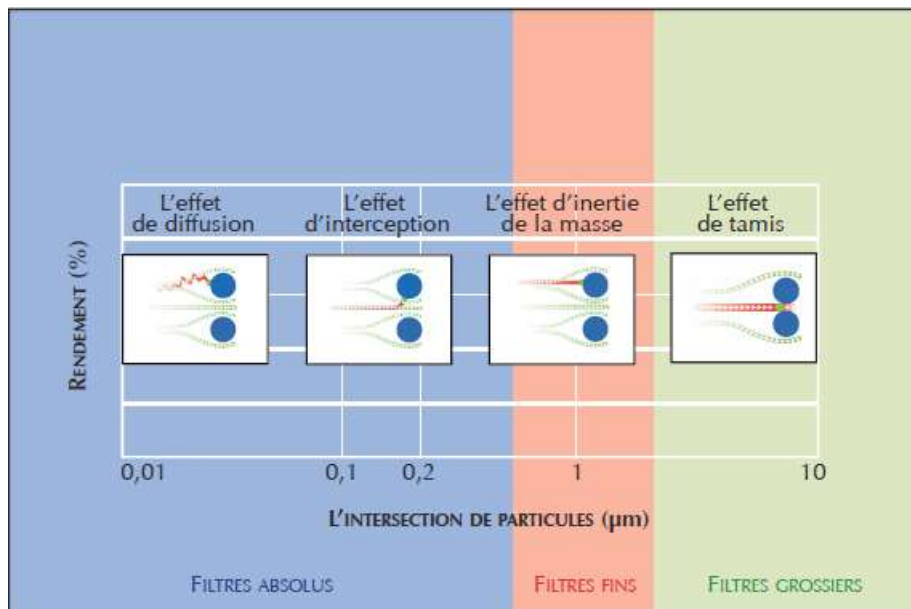


Fig.1.20 : le rendement en fonction de l'intersection de particules

I.5. Choix d'un filtre

Le choix des systèmes de filtration est basé sur l'environnement de fonctionnement attendu. Le changement des saisons, des périodes prolongées de pluie, tempêtes de neige et des tempêtes de sable, les changements dans la composition de la poussière, des insectes, matériaux organiques tels que le pollen, les résidus de coton, et les feuilles doivent tous être pris en considération. Les conditions locales spécifiques influent sur la conception de filtres et de l'emplacement; direction du vent, la pollution locale de l'air, l'altitude de l'entrée au-dessus du niveau du sol, et l'air s'écoulant causée par des immeubles ou des terrains. Il ya aussi d'autres aspects de fonctionnement du filtre qui devraient être considérés dans le processus de conception et de choix: les conditions de fonctionnement requises, la disponibilité de turbine à gaz, la vitesse d'entrée du filtre, la perte de pression désirée pour le gaz, rendement de la turbine, la taille des particules, l'efficacité du filtre, la capacité de rétention des poussières, le filtre chargement (surface et profondeur), et le fonctionnement humide. Différents types de filtres sont discutés dans la section 3 qui sont utilisés pour répondre aux exigences de filtration d'entrée. Il s'agit notamment de protection contre les intempéries, les écrans de détrit, séparateurs inertiels, coalescence de l'humidité, des pré-filtres, filtres à haute efficacité et des filtres autonettoyants (figure.1.21).

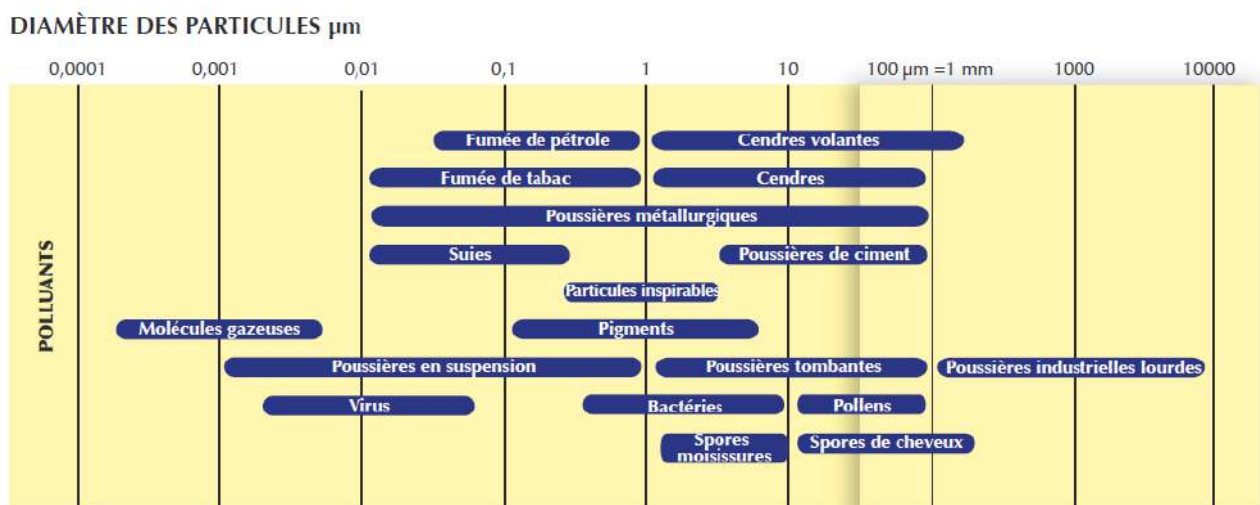


Fig.1.21 : Les différentes poussières

Les filtres sont classés par plusieurs méthodes de notation standard. Aux États-Unis, les méthodes sont définies par (**l'American Society of Heating, de réfrigération, et Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) dans la norme 52.2: 2007. En Europe**), ces classifications sont définies par les normes européennes EN 779: 2002 et EN 1822: 2009 (parties 1 à 5).

Les classements sont donnés pour les filtres basés sur des tests standards pour arrestance et diverses économies (figure.1.22).

Grade	ASHRAE Filter Class MERV	EN Filter Class	Particles Separated
Coarse > 10 micron	1	G1	Leaves, insects, textile fibers, sand, flying ash, mist, rain
	2	G2	
	3	G2	
	4	G2	Pollen, fog, spray
	5	G3	
	6	G3	
	7	G4	
	8	G4	
	9	G4	
Fine > 1 micron	10	F5	Spore, cement dust, dust sedimentation
	11	F6	Clouds, fog
	12	F6	Accumulated carbon black
	13	F7	Metal oxide smoke, oil smoke
	14	F8	Metal oxide smoke, carbon black, smog, mist, fumes
	15	F9	Oil smoke in the initial stages, aerosol micro particles, radioactive aerosol
	16	F9	Aerosol micro particles
EPA and HEPA > 0.01 micron	16	E10	Aerosol micro particles
	16	E11	
	16	E12	Aerosol micro particles
	17	H13	
	18	H13	
	19	H14	
ULPA Micro particles	20	H14	Aerosol micro particles
		U15	
		U16	
		U17	

Note: Correlations between ASHRAE and EN standards classifications and particle size are approximate.

Fig.1.22 : Contaminants communs et leur Filtre nominale appropriée

I.6.Filtre à air TUD77-8002

I.6.1.Description du filtre à air TUD

Le système TUD est un filtre à air autonettoyant à simple étage n'utilisent qu'une alimentation électrique de faible puissance et une alimentation à air comprimé pour fonctionner (figure.1.23).



Fig.1.23 : Filtre à air TUD77-8002

Il utilise des cartouches filtrantes coniques (Donaldson), nettoyées séquentiellement par des jets d'air comprimé, dirigés à contre-courant.

En réalité ces cartouches sont composées de deux cartouches installées bout à bout (figure.1.24).

Selon le débit d'air à traiter, le système se compose de un ou plusieurs modules, qui sont boulonnés ensemble et/ou montés autour d'une conduite collectrice constituant le plénum d'air filtré.



Cylindrique



Conique

Fig.1.24 : cartouche de filtre à air TUD

I.6.2.Principe de fonctionnement

L'air de combustion est aspiré par la turbine au travers du filtre. la prise d'air se fait en haut du filtre au travers d'un caisson équipé de persiennes, il protège les cartouches filtrantes des conditions atmosphériques : pluie, soleil,...et assure une direction descendante de l'air au travers des cartouches.

En fonctionnement normal, l'air traverse les cartouches filtrantes de l'extérieur, vers l'intérieur, puis se dirige vers la conduite collectrice raccordée à l'aspiration de la turbine.

Les cartouches sont fixées horizontalement sur la paroi verticale de cette conduite.

La poussière est arrêtée par le média filtrant formant un gâteau à la surface des cartouches.

La perte de charge monte exponentiellement jusqu'à une valeur de consigne maximale pré réglée, cette valeur atteinte, le système de nettoyage est alors mis en service et s'arrêtera automatiquement dès que la perte de charge sera descendue en dessous de la valeur de consigne minimale pré réglée.

Pendant le nettoyage un jet d'air comprimé est dirigé à contre-courant au travers des cartouches selon une séquence bien déterminée.

Le jet disloque le gâteau de poussières et les projette dans l'enceinte d'air sale où les forces de gravité aidées par le courant d'air d'entrée descendant, chasse ces poussières dans le collecteur situé au bas du filtre : un système d'évacuation automatique les rejette à l'atmosphère de façon à empêcher leurs réentraînement.

Les cartouches sont nettoyées d'une manière séquentielle de haut en bas pour éviter la dépollution des cartouches déjà nettoyées.

Le système de nettoyage est décrit d'une manière plus précise au point 3.

Remarque

- Une porte d'implosion est prévue sur le filtre.
- Elle se situe sur la gaine de transition à la sortie du filtre.
- En cas d'augmentation excessive de la dépression dans le plénum d'air filtré, cette porte qui est tarée et lestée s'ouvre.

I.6.3. Performance et technique du filtre TUD

La filtration à étage unique est constituée par des éléments coniques (Duralife), produits par DONALDSON.

Les séparateurs par inertie et les éléments pré-filtrants généralement utilisés comme premiers et seconds étages de filtration sont superflus dans le cas du TUD.

Rappelons que le but premier de ces deux étages était d'augmenter la durée de vie des filtres fins par une élimination d'une quantité importante de poussières dans l'air d'aspiration.

Dans le cas du TUD, ils ne sont donc plus justifiés puisque ces filtres à haute efficacité sont nettoyés automatiquement pendant le fonctionnement de la turbine.

Le média filtrant utilisé dans la fabrication des cartouches est employé par DONALDSON depuis plusieurs années tant pour la protection des moteurs à pistons que pour celle des turbines.

Les efficacités avec de la poussière de test standardisée sont :

Efficacité	gravimétrique	minimale	(filtre propre)
Poussières AC Coarse			99,94%±
Poussières AC Fine			99,60% ±

ACF mélangée avec du noir de fumée est la poussière utilisée dans les tests ASHAE. Ces efficacités ont été mesurées pour des vitesses d'air au travers du média de 3 à 6 mètres par minute.

Le signe (+) derrière les valeurs mentionnées illustre l'augmentation sensible de l'efficacité dans le cas d'utilisation du TUD pour des vitesses d'air plus faibles (0.76 à 1mètre par minute pour le TTD).

Des poussières calibrées de 0 à 5 microns et de 0 à 10 microns ont donnés au cours des essais, des efficacités supérieures à celles indiquées plus haut.

L'efficacité du filtre propre est remarquablement élevée ; même sur des particules de la taille du 0.5μ (> 98,5 %).

Elle est pratiquement totale sur les particules de 5μ .

L'efficacité sur les particules de 1μ est quasiment totale dès que quelques centaines de grammes de poussières chargent le filtre (quelques minutes lors d'un fonctionnement durant une tempête de sable).

Ces efficacités, garanties par les cartouches, assurent une protection adéquate des machines contre les poussières et sels alcalins.

De nombreux tests en laboratoire ainsi que les expérience réalisées in situ ont permis d'optimiser les paramètres de pression, de débit et de temps pour les besoins en air comprimé du filtre.

Ces paramètres nécessaires au nettoyage efficace des cartouches sont repris dans la section 2 et sont propres à chaque filtre.

L'élimination des poussières

Les poussières récoltées dans le collecteur sont rejetées à l'atmosphère par un système de clapets souples lestés, assistés par un jet d'air comprimé à la fin du cycle de nettoyage.

Si l'environnement est fortement pollué par des particules grasses, telles que graisses ou fumées d'échappement de moteurs à combustion, les cartouches pourraient nécessiter un lavage à l'eau additionnée du détergent DONALDSON D1400.

N.B

Il est fortement recommandé de nettoyer en « manuel » durant l'arrêt de la turbine pour profiter des circonstances favorables.

La perte de charge descendra fortement en dessous du niveau atteint en marche automatique.

I.6.4.Description du système de nettoyage

Après un certain temps de fonctionnement les filtres du système d'admission de la turbine doivent être nettoyé automatique par un dispositif spécialement conçu pour ça. Cette opération garantie une durée de vie prolongé du filtre et l'admission vers tout le système une bonne qualité de l'air filtré.

I.6.4.1.Principe de fonctionnement

L'air pollué de l'atmosphère est aspiré par la machine à travers les cartouches filtrantes (3). Cet air filtré poursuit, alors, sa route travers le module (6) vers la machine.

Le collecteur d'air comprimé (14) est rempli d'air à une pression de 7 bars, ainsi que zones 1 et 2 de la vanne pneumatique (9) (grâce au trou (21)) et aussi le tuyau (10).

L'électrovanne (solénoïde) est maintenue fermée par l'action de la pression de comprimé sur le piston (12) (grâce à 1 juste au-dessus du clapet).

La vanne pneumatique est maintenue fermée l'action du ressort (8), la membrane (en équilibre).

La dépression dans le module (6) n'atteignant pas le niveau "débit de nettoyage" pré-réglé sur le pressostat (18), le séquenceur/ programmeur (17) se trouve au repos (figure.1.25).

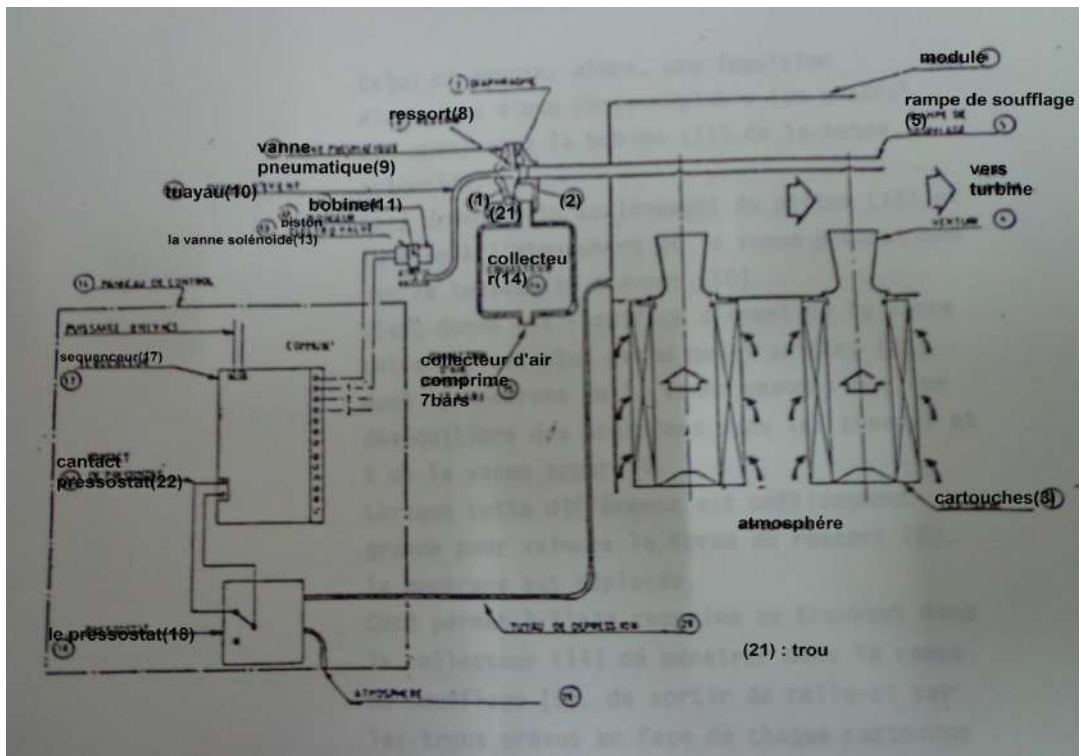


Fig.1.25.principe de fonctionnement

I.6.4.1.1.nettoyage

L'encrassement des cartouches provoque une augmentation de la dépression dans le module ; lorsque cette dépression atteint le niveau "début de nettoyage "préréglé sur le pressostat(18), celui-ci ouvre le contact(22) du séquenceur/programmeur(17).

Celui-ci envoie, alors, une impulsion électrique d'une durée réglable (en général 100 msec) vers la bobine (11) de la vanne solénoïde.

Ceci provoque le soulèvement du piston (12) et la mise à l'atmosphère de la vanne pneumatique par la tuyauterie d'évent (10).

Etant donné que l'orifice d'évent de la vanne solénoïde est plus grand que l'orifice (21), dans la membrane de la vanne pneumatique, un déséquilibre des pressions dans les zones 1 et 2 de la vanne apparaît.

Lorsque cette différence est suffisamment grande pour vaincre la force du ressort (8), la membrane est déplacée.

Ceci permet à l'air comprimé se trouvant dans le collecteur (14) de pénétrer dans la rampe de soufflage (5), de sortir de celle-ci par les trous prévus en face de chaque cartouche (3).

Le débit d'air à contre courant ainsi créé permet de décolmater les cartouches (3).

Lorsque l'impulsion donnée par le séquenceur/ programmeur cesse (après 100 msec) le système revient à la position de repos de la manière suivante :

- fermeture de la vanne solénoïde (13) (grâce au ressort incorporé).
- accroissement progressif de la pression dans la tuyauterie d'évent (10).
- équilibre des pressions des deux cotés de la membrane (9) de la vanne pneumatique - fermeture de celle-ci, l'action du ressort étant devenue prépondérante.

Si malgré le nettoyage des cartouches filtrantes, la dépression dans le module est toujours au-dessus de la valeur "arrêt du nettoyage" pré réglée sur le pressostat (18), le séquenceur/programmeur continue son cycle et, après un temps (réglable), envoie une impulsion électrique vers la vanne solénoïde suivante et ainsi de suite ce que le niveau de dépression "arrêt du nettoyage" soit atteint.

Le pressostat ferme alors le contact du séquenceur/programmeur. Celui-ci arrête son cycle. L'état de repos est à nouveau atteint.

I.6.4.1.2. Enclenchement manuel

Pour permettre une vérification aisée du Mécanisme de nettoyage et le nettoyage à l'arrêt de la turbine pendant un temps déterminé un interrupteur shunte toutes les autres méthodes de déclenchement. Il est bon de souligner que le nettoyage est plus efficace lorsque la turbine est arrêtée. On peut, de ce fait retrouver la perte de charge opérationnelle la plus basse.

I.6.4.2. Air comprimé

L'air comprimé nécessaire au fonctionnement du filtre est à fournir par le client.

A un endroit accessible du filtre, se trouve un filtre régulateur de pression sur lequel le client vient se brancher.

Un purgeur automatique éliminant les condensats ainsi qu'un manomètre permettant à tout moment de vérifier la pression d'alimentation sont montés sur le régulateur.

Une vanne d'isolement purge le circuit d'air comprimé pour permettre une intervention sur le circuit, sans danger pour l'opérateur.

Les caractéristiques de l'air comprimé à utiliser sont données dans la section 2.

I.6.5 Durée de vie des cartouches filtrantes

1. La durée de vie max des cartouches filtrantes est de 5 ans, à partir de la date de production laquelle est imprimée sur les cartouches, à condition que le stockage s'effectue dans de bonnes conditions.

2. La durée de vie max en fonctionnement est de 2 ans après Installation sur le filtre.

3. Toutefois, la période de stockage des cartouches devrait être Limitée à 3 ans. Ex. : 3 années de stockage + 2 années de fonctionnement = 5 années.

I.6.6. Caractéristiques constructives

a) Le filtre est fabriqué en tôle d'acier FE 37 et FE 42B peinte de 3 mm d'épaisseur. Les tôles sont profilées ou renforcées par des raidisseurs pour assurer la rigidité structurelle de l'ensemble durant les manipulations et pour résister des dépressions de 25 mbar.

Les tôles de couvertures du côté sale du filtre (air à filtrer) sont rapportées (bardage en aluminium non peint).

b) Tous les joints sont soudés d'une manière continu et étancher à l'extérieure et discontinue à l'intérieure.

Tous les joints non soudés sont rendus étanches au moyen de mastic à base de silicone mis après peinture ou entre couche en utilisant un mastic spécial.

Les œillets de levage sont soudés à l'électrode et vérifiés au « Dye pénétrant ».

c) le filtre se compose de :

- 1 plenum

- 2 caissons à cartouches

- 2 caissons d'aspiration avec persiennes
- 2 trémies d'évacuations des poussières
- 2 collecteurs d'air comprimé avec vannes
- 1 boîtier de contrôle
- 1 avant de protection du boîtier de contrôle
- charpente, échelles, garde - corps, passerelles
- accès, pneumatiques et électriques

I.6.7. Protection anticorrosion

a) Module, caissons suivant ITN-02143.3.A.

Finition RAL 7010.

b) Charpente, garde-corps, échelles, passerelles et collecteurs galvanisés à chaud suivant DIN 50976.

c) Persiennes : aluminium naturel non peint.

I.7. Paramètres de système de filtration

I.7.1. Pertes de charge

Dans les systèmes d'admission de l'air, tous les composants du système (pré filtre, silencieux, élément filtrant, coudes...) sont des sources de freinage de l'écoulement de l'air.

Un filtre à air, outre le fait qu'il présente également une perte de charge, est aussi le seul composant d'un système d'admission de l'air qui présente une perte de charge variable au cours de sa durée de vie. En d'autres termes, quand un filtre est propre, sa perte de charge est ce que l'on appelle la résistance initiale. Cette résistance augmente jusqu'à ce que la perte de charge filtre colmaté, recommandée par le fabricant, soit atteinte.

Outre la variation de la perte de charge en fonction du degré de colmatage du filtre, celle-ci est d'autant plus forte que la vitesse de passage dans le filtre est élevée.

La perte de charge du filtre autonettoyant TUD commence à une valeur très basse ; l'ordre de quelque 250 Pa.

Lorsque la valeur de consigne d'environ 640Pa est atteinte, le nettoyage commence.

Il s'arrête lorsque la seconde valeur de consigne de quelque 460 Pa est atteinte (pour les valeurs réelles voir section 2).

Cette seconde valeur de consigne est plus élevée que la perte de charge initiale :

-une partie de la poussière soufflée est réentraînée.

-des contaminants de masse négligeable ne peuvent être éliminés par les jets.

La perte de charge du filtre se stabilise généralement entre 750 et 1000 Pa dépend du type de poussières retenues.

I.7.2.Efficacité

C'est l'aptitude d'un filtre à éliminer la poussière de l'air. Elle s'exprime en rendement, perméabilité ou coefficient d'épuration.

Le rendement est le pourcentage des poussières arrêtées par rapport aux poussières arrivées au filtre.

La perméabilité est le pourcentage des poussières qui ont traversé le filtre par rapport aux poussières arrivées au filtre.

Le coefficient d'épuration est le pourcentage des poussières arrivant au filtre par rapport aux poussières qui en sortent. C'est le rapport inverse de la perméabilité qui est, en fait, très peu utilisé.

$$\eta = \frac{W_{entre} - W_{sortie}}{W_{entre}} * 100\%$$

Il existe 4 types d'essais permettant de définir l'efficacité d'un filtre :

1. Tests pondéraux (efficacité en poids)
2. Tests colorimétriques
3. Tests à la tache de poussière
4. Tests dimensionnels (comptage de particules)

Lorsque l'on compare l'efficacité de filtration, il est important que le même type d'efficacité soit comparé. Une efficacité qui est calculé en utilisant un rapport de masse ne peut être comparée à un rendement qui est calculé en utilisant un rapport en volume. Les différents types de gains d'efficacité peuvent avoir des valeurs très différentes. Par exemple, examiner un air de test qui se compose de 101 sphères de même densité. Il ya 100 particules avec un diamètre de 1 micron et une particule d'un diamètre de 10 microns. Supposons que le filtre ne capte l'10 particule de microns. Les gains d'efficacité en fonction du poids, région (efficacité tache de poussière), et de particules comptées sont calculés ci-dessous. Les valeurs de rendement vont de 0,99% à 90,91%. Cet exemple clairement montre que ces différentes économies ne peuvent pas être directement comparées.

- efficacité par mass (arrestance) $\left(\frac{1000}{1000+100}\right) * 100\% = 90.91\%$

- efficacité par surface $\left(\frac{100}{100+100}\right) * 100\% = 50.00\%$

- efficacité par la quantité des particules $\left(\frac{1}{1+100}\right) * 100\% = 0.99\%$

I.7.3.Pouvoir de rétention

C'est le poids exprimé en g/m² qu'un filtre est capable de retenir avant de réémettre des poussières. Il correspond à la perte de charge maxi Donnée par le fabricant de filtres. D'une façon générale, le pouvoir de rétention d'un filtre diminue quand la vitesse augmente. En conclusion, les qualités d'un filtre se définissent par rapport à ces 3 éléments : perte de charge, efficacité, pouvoir de rétention (figure.1.26).

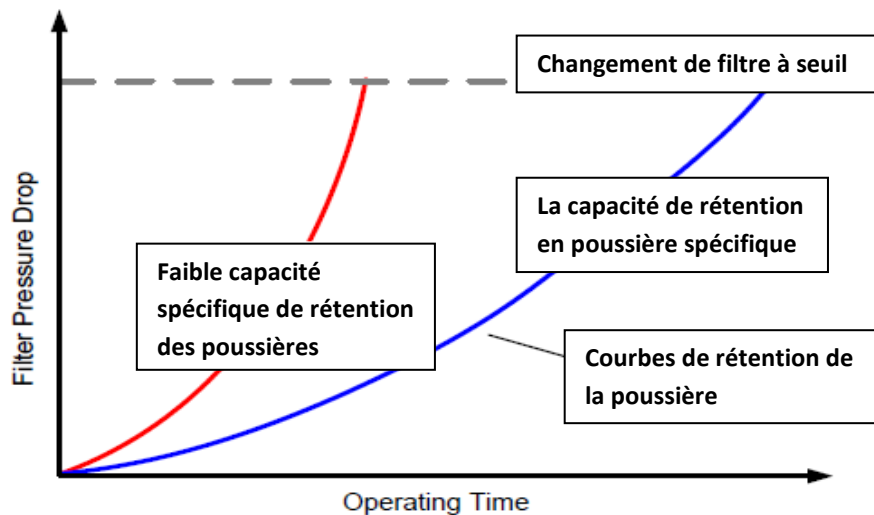


Fig.1.26. Comparaison de haute et faible capacité de rétention en poussière spécifique

Remarque : si on veut un rapport entre ces différents éléments, on peut dire que, pour un filtre donné, plus l'efficacité est élevée, plus la perte de charge est importante et plus la perte de charge est faible plus le pouvoir de rétention est élevé (figure.1.27).

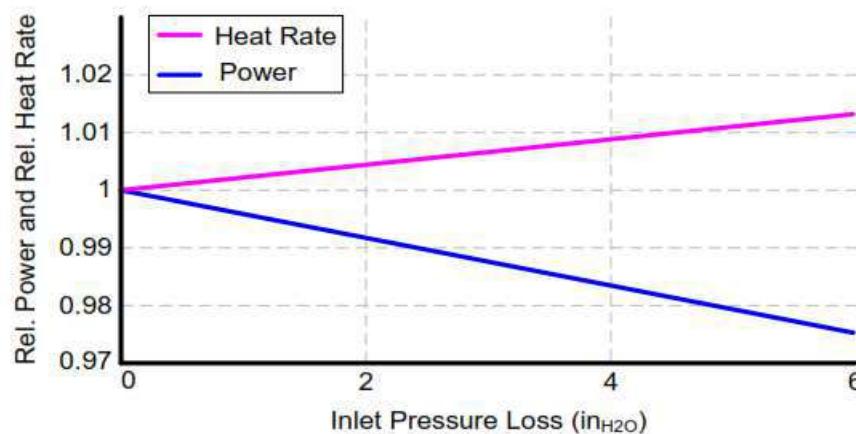


Fig.1.27. l'influence de pertes de pression sur la chaleur et l'énergie

1.7.4. Porosité des média fibreux utilisés

La porosité d'un matériau est définie comme le ratio du volume de vide au sein de ce matériau par rapport au volume total du matériau. Le complémentaire de la porosité est la fraction volumique de la phase solide : _

Il représente le rapport du volume de matériau par le volume total (figure.1.28).

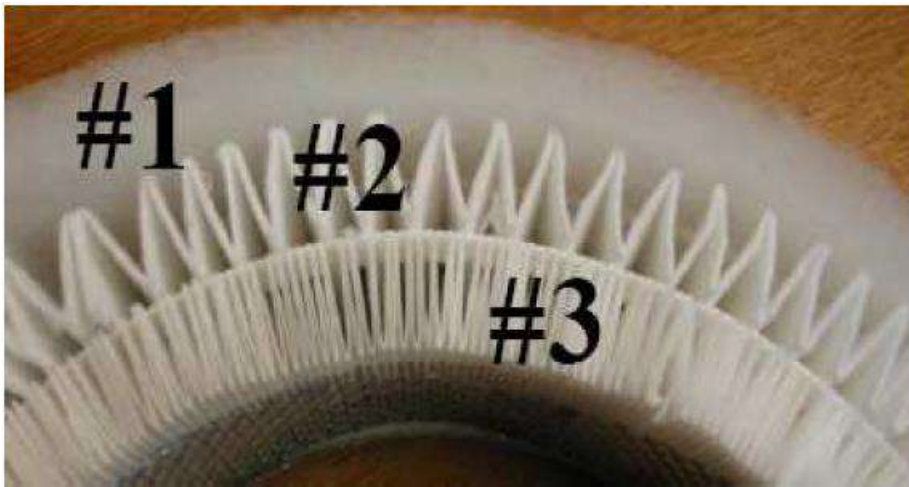


Fig.1.28. Média d'un filtre (synthétique)

D'après les composantes des media on a :

$$V_f = \frac{m_f}{\rho_f} \quad (1)$$

$$V_{tot} = S.e \quad (2)$$

S : surface

e : épaisseur

$$\varepsilon = 1 - \frac{m_f}{S.e.\rho_f} \quad (3)$$

Avec

ρ_f : La masse volumique

V_f :Le volume de fibres dans le médium

Et

$$R_{ef} = \frac{\rho.d_f.\mu_f}{\varepsilon.\mu} \quad (4)$$

Avec

R_{ef} : Le Reynolds de fibre.

ρ : La masse volumique du fluide.

d_f : Le diamètre des fibres.

μ_f : La vitesse de filtration.

ε : La porosité du milieu poreux.

μ : La viscosité dynamique du fluide.

1.7.5. Perméabilité

Comme il est préalablement défini, la perméabilité caractérise le medium (de l'élément filtrant) elle dépend des particules, de leurs formes et de la porosité (fraction de vide) de medium.

$$\Delta P = \frac{\mu \cdot e \cdot \mu_f}{k} \quad (1)$$

Avec

ΔP : est la chute de pression de part et d'autre du milieu poreux.

k : est la perméabilité du médium.

e : épaisseur d'un cartouche.

On a :

$$\mu_f = \frac{Q}{S} \quad (2)$$

Avec

Q : débit massique

S : surface de filtration

On obtient

$$\Delta P = \frac{\mu \cdot e \cdot Q}{S \cdot k} \quad (3)$$

$$k = \frac{\mu \cdot e \cdot Q}{S \cdot \Delta P} \quad (4)$$

L'accumulation de poussières sur les cartouches augmente graduellement la résistance au flux d'air : la perte de charge augmente.

I.7.6. Débit d'air d'admission

Le débit d'air par cartouche est déterminé en fonction de la perte de charge stabilisée souhaitée, ainsi qu'en fonction des pertes de charge du circuit.

$$\Delta P = C_1 \left(Q_0 \frac{C_{14} T_1}{P_0} \right)^2 \quad (1)$$

On obtient

$$\Delta P = A \cdot Q_0^2$$

Avec

$$A = C_1 \cdot \left(\frac{C_{14} T_1}{P_0} \right)^2 : \text{constante}$$

C_1 : coefficient de décharge (lié à la section effective de passage et les frictions avec les parois).

C_{14} : constante du gaz parfait de l'air d'admission.

P_0 : pression en entrée du filtre.

T_1 : température en sortie du filtre.

Q_0 : débit massique de l'air traversant le filtre.

Chapitre II

Calcul thermodynamique

II.1.Introduction

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standard, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes).

a- D'après les données standards du constructeur.

b- D'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de ce chapitre est de déterminer les paramètres et performances de la turbine à gaz.

II.2.Données de départ

II.2.1.Paramètres de l'air ambiant

Température de l'air ambiant : $t_1=288^{\circ}\text{k}$

Pression de l'air ambiant : $P_1=1,013$ bars

II.2.2.Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz THP

Taux de compression du compresseur axial : $e =7$;

Rendement de compresseur axial : $\eta_{ic}=0,87$;

Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0,97$;

Température a la chambre de combustion : $t_3=1223^{\circ}\text{k}$;

Rendement mécanique de la transmission 'compresseur-turbine' : $\eta_{mc}=0,98$;

Rendement isentropique de la turbine THP : $\eta_{itbp}=0,88$;

Vitesse de la turbine THP : $N=5100$ tr/mn.

II.2.3.Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP

Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{itbp}=0,88$;

Puissance utile : $P_u=26$ MW

Rendement mécanique de transmission: turbine-compresseur : $\eta_m=0.98$;

Vitesse de la turbine TBP : $N=4670$ tr/mn.

II.2.4.Caractéristiques du fluide moteur

Pouvoir calorifique du combustible : $P_{ci}10645$ kcal/ K

II.2.5.Les points particuliers du cycle thermique de l'installation

Les points particuliers du cycle thermique de l'installation sont illustrés dans la Figure 2.1,2

- 1 : Entrée dans le filtre ;
- 1a-1b : Entée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur ;
- 2a-2b : Entée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur ;
- 2 : Entée de la chambre de combustion ;
- 3 : Sortie de la chambre de combustion ;
- 3a-3b : Entée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP;
- 4a-4b : Entée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP;
- 4c-4d : Entée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP;
- 5a-5b : Entée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP.

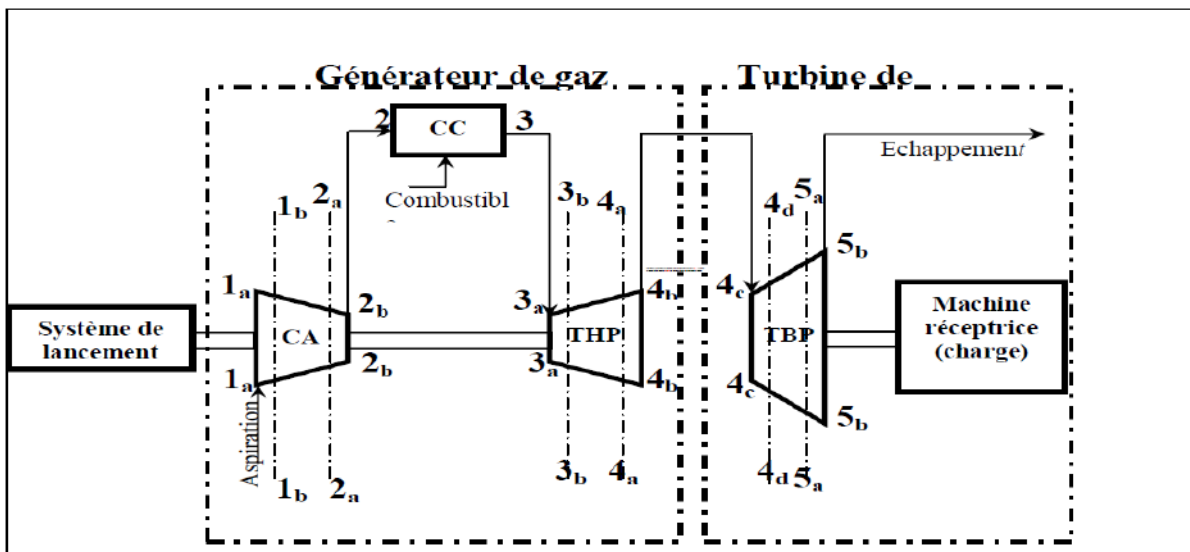


Fig. 2.1 Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz MS5002C

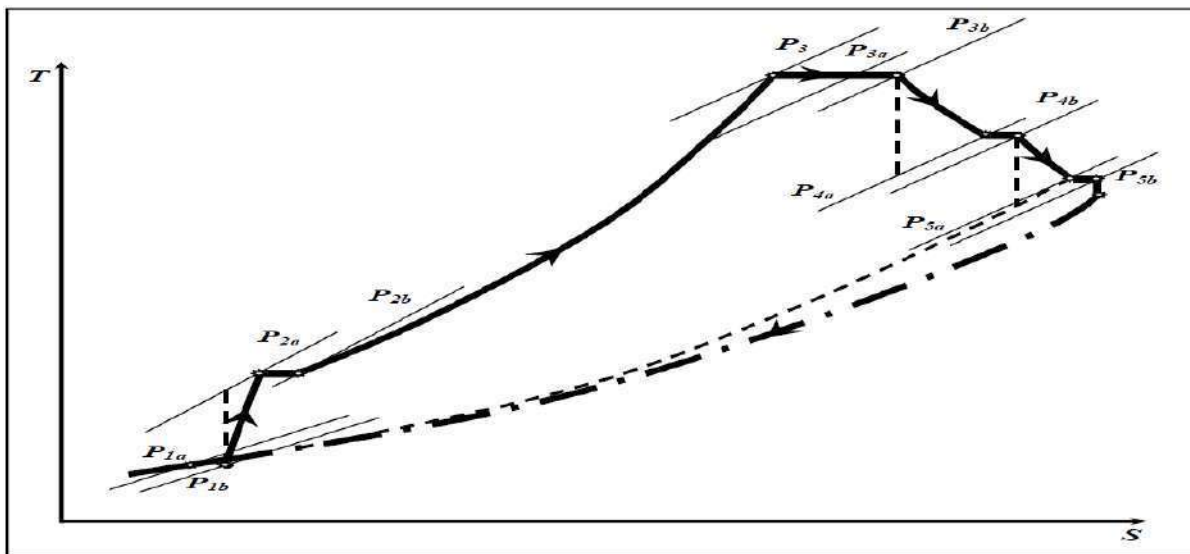


Fig. 2.2 Diagramme T-S

II.3. Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes géodynamiques dans les différents éléments de l'installation :

II.1. Calcul du coefficient d'excès d'air :

Débit massique théorique d'air G_0 ou pouvoir calorifique du carburant :

$$G_0 = \lambda_k \cdot P_{ci}$$

Où $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3}$: caractéristique de Mekonovalov.

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur du gaz $P_{ci} = 44632 \text{ KJ/KgC} = 10645 \text{ Kcal/KgC}$

A.N. $G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10645 = 15,27 \text{ Kgair/Kgc}$

Coefficient d'excès d'air :

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

Où : $P_{ci} \eta_{cc} = \alpha \cdot G_0 C_{pa} (T_3 - T_{2a}^*)$

C_{pa} : chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre températures d'entrée $T_{2a}^* = 539,3 \text{ K}$ et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

On la température T_m moyenne entre la compresseur et la sortie de chambre de combustion.

D'où $T_m = \frac{539,3 + 1239}{2} = 889,22 \text{ K}$

D'après l'annexe [1] $T_m = 889,22 \text{ K}$ $C_{pa} = 1114 \text{ J/KgK}$

A.N. $\alpha = \frac{44632 \cdot 0,98}{15,27 \cdot 1114 (1239 - 539,3)} = 3,67 = 4$

$\alpha = 4$

II.3.2. Calcul de la densité

La densité de l'air à l'entrée du filtre :

$$\rho_1^* = P_1^* / r T_1^*$$

T_1^* : la température de l'air ambiante. $T_1^*=T_0=288K$

P_1^* : la pression atmosphérique

r : constante des gaz parfait

D'où $\rho_1 = \rho_1^* = 1,013 \cdot 10^5 / 287 \cdot 288 = 1,225 \text{Kg/m}^3$

$$\rho_1 = 1,225 \text{Kg/m}^3$$

II.3.3. Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur au point 1b

II.3.3.1. Paramètres d'arrêts

-la pression

$$P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P$$

Avec $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$

$-\Delta P_1$: pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

$-\Delta P_2$: pertes de pression dans la conduite.

$-\Delta P_3$: pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

-la résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude à 50 à 250 mmH₂O, on prend $-\Delta P_1 = 0,01 \cdot 10^5 \text{Pa}$.

-les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air C_a qui est de 30 à 50 m/s.

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est égale - $\Delta P_2 = 0,005 \cdot 10^5 \text{Pa}$

-la perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante :

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2}$$

η : Rendement du diffuseur.

Ou : C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse C_{1a} est variée de 30 à 50 m/s et la vitesse C_{1b} est variée de 100 à 200 m/s.

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ($M < 1$). Le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95.

Prenons : $C_{1b} = 100$ m/s et $\eta = 0,9$ et $\rho = 1,225$

A.N. $\Delta P_3 = 571,66$ Pa

Finalelement :

$$\Delta P = (0,01 + 0,005 + 0,00571) \cdot 10^5$$

$$\Delta P = 0,0206 \text{ bar}$$

D'après la relation on détermine : P^*_{1b}

$$P^*_{1b} = (1,013 - 0,0206) \cdot 10^5 = 0,9924 \text{ bar}$$

- Température

$$T^*_{1b} = T^*_1 = 288^\circ\text{K}$$

- Masse volumique :

$$\rho^*_{1b} = \frac{P^*_{1b}}{r T^*_{1b}}$$

$$\rho^*_{1b} = 0,9924 \cdot 10^5 / 287 \cdot 288 = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$P^*_{1b} = 0,9924 \text{ bar}$$

$$T^*_{1b} = 288^\circ\text{K}$$

$$\rho^*_{1b} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

II.3.3.2. Paramètres statiques

Température

$$T_{1b} = T^*_{1b} - \frac{C_{1b}^2}{2 C_p}$$

$$T_{1b} = 288 - 100^2 / (2 \cdot 1003,5) = 283,01^\circ\text{K}$$

-Pression :

$$P_{1b} = P_{1b}^* \cdot \left(\frac{T_{1b}}{T_{1b}^*} \right)^{\frac{1}{m}}$$

Avec $m = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$

Ou γ : coefficient adiabatique $\gamma = 1.4$

A.N. $P_{1b} = 0,934 \text{ bar}$

-Masse volumique

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r T_{1b}}$$

$\rho_{1b} = 1,15 \text{ kg/m}^3$

$P_{1b}^* = 0,9924 \text{ bar}$

$T_{1b}^* = 288^\circ \text{K}$

$\rho_{1b}^* = 1,2 \text{ kg/m}^3$

II.3.4. paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur au point 2a

II.3.4.1. Paramètres d'arrêt

-pression

$$P_{2a}^* = \epsilon_{cr} \cdot P_{1b}^*$$

$P_{2a}^* = 7,5 \cdot 0,9924 = 7,44 \text{ bar}$

-température

$$T_{2a}^* = T_{1b}^* \left(1 + \frac{\epsilon_{cr}^m - 1}{\eta_{ic}} \right)$$

Telque $T_{1b}^* = 288^\circ \text{K}$

η_{ic} rendement isentropique du compresseur, d'après les données de départ ou Evaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a}=539,3^\circ\text{K}$. Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2}$$

A.N. $T_m = T_{1b} + T_{2a} / 2 = 283,01 + 539,3 / 2 = 413,57^\circ\text{K}$

En utilisant l'annexe [1] pour déterminer les valeurs moyennes de C_p et γ et $T_m = \gamma C_p$

$\gamma = 1,395$ donc $m = 1,395 - 1 / 1,395 = 0,283$

Et $C_p = 1,01 \text{ kJ/kg}$

Comme $r = m \cdot C_p$ donc $r = 0,283 \cdot 1010 = 286 \text{ J/kg.k}$

D'où : $T_{2a}^* = 288 \left[1 + \frac{\varepsilon_{cr-1}}{\eta_{ic}} \right] = 539,3^\circ\text{K}$

-masse volumique

$$\rho_{2a}^* = \frac{P_{2a}^*}{r T_{2a}^*}$$

$$\rho_{2a}^* = \frac{7,44 \cdot 10^5}{286 \cdot 539,3} = 4,81 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{2a}^* = 7,44 \text{ bar}$$

$$T_{2a}^* = 539,3^\circ\text{K}$$

$$\rho_{2a}^* = 4,81 \text{ kg/m}^3$$

II.3.4.2. Paramètres statiques

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur, d'habitude varie de 100 à 150 m/s.

Prenons cette vitesse $C_{2a} = 120 \text{ m/s}$, alors les paramètres statiques sont :

Température

$$T_{2a} = T_{2a}^* - \frac{C_{2a}^2}{2C_p}$$

$$T_{2a} = 539,3 - 120^2 / 2 \cdot 1020 = 532,24^\circ\text{K}$$

D'après l'annexe [1], $T_{2a}^* = 539,3^\circ\text{K}$ $\gamma = 1,375$ $C_p = 1020 \text{ J/kg.k}$

Pression

$$P_{2a} = P_{2a}^* \cdot \left(\frac{T_{2a}}{T_{2a}^*} \right)^{\frac{1}{m_0}} \quad m_0 = 0,2727$$

$$P_{2a} = 7,44 \left(\frac{532,24}{539,3} \right)^{\frac{1}{0,2727}} = 7,1 \text{ bar}$$

-masse volumique

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r T_{2a}}$$

$$\rho_{2a} = 7,1 \cdot 10^5 / 287,15 \cdot 532,24 = 4,7 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{2a} = 7,1 \text{ bar}$$

$$T_{2a} = 532,24^\circ\text{K}$$

$$\rho_{2a} = 4,7 \text{ kg/m}^3$$

II.3.5. les paramètres de l'air avant la chambre de combustion au point 2

II.3.5.1. Paramètres d'arrêt

-pression

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P$$

Avec $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$

Tel que ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{2b}^* \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

Rendement du diffuseur à la sortie du compresseur. $\eta = 0.5 \text{ à } 0.7$.

Ou $C_{2b}=40\text{m/s}$: vitesse dans la conduite

$$\text{A.N. } \Delta P_1 = (1-0,6) \cdot 4,81 \cdot (120^2 - 40^2 / 2) = 12313,6 \text{ Pa}$$

ΔP_2 -pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b-2) ;

$$\Delta P_2 = 0,001 \cdot P_{2a}^*$$

C_{2b} -vitesse dans la conduite $C_{2b}=40\text{m/s}$

$$\Delta P_2 = 0,017 \cdot 44 \cdot 10^5 = 0,0744 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\text{D'où: } \Delta P = 12313,6 + 0,0744 \cdot 10^5 = 0,185 \text{ bar}$$

Finalement:

$$P_2^* = 7,44 - 0,185 = 7,26 \text{ bar}$$

-température

$$T_2^* = T_{2a}^* = 539,3 \text{ K}$$

-Masse volumique

$$\rho_2^* = \frac{P_2^*}{r T_2^*}$$

$$\rho_2^* = 7,26 \cdot 10^5 / 286 \cdot 539,3 = 4,7 \text{ kg/m}^3$$

$$P_2^* = 7,26 \text{ bar}$$

$$T_2^* = 539,3 \text{ K}$$

$$\rho_2^* = 4,7 \text{ kg/m}^3$$

II.3.3.6. les paramètres du gaz après la chambre de combustion au point 3

II.3.3.6.1 Paramètres d'arrêt

On évalue les paramètres aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à à 1% de la chambre de combustion ;

-pression

$$P_3^* = P_2^* - \xi \cdot P_2^* = 7,26 - 0,017 \cdot 7,26 = 7,19 \text{ bar}$$

-température

D'après l'annexe [2]

$$T_3^* = 1239^\circ\text{K} \quad \rightarrow \quad \gamma = 1,359 \quad \rightarrow \quad C_p = 1087 \text{ J/Kg.k}$$

-masse volumique

$$\rho_3^* = \frac{P_3^*}{r T_3^*}$$

A.N. $\rho_3^* = 7,19 \cdot 10^5 / 287,3 \cdot 1239 = 2,02 \text{ kg/m}^3$

$$P_3^* = 7,19 \text{ bar}$$

$$T_3^* = 1239^\circ\text{K}$$

$$\rho_3^* = 2,02 \text{ kg/m}^3$$

II.3.7.les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP) au point 3b

II.3.7.1. Paramètres d'arrêt

Pression

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P$$

Avec $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$

Ou $-\Delta P_1$ pertes de pression d'arrêt dans la conduite :

$$\Delta P_1 = 0,005 \text{ bar}$$

ΔP_2 - pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la conduite

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{3a} \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = (1 - 0,9 / 0,9) \cdot 2,02 \cdot (110^2 - 40^2 / 2) = 1200 \text{ Pa} = 0,012 \text{ bar}$$

A.N. $P_{3b}^* = 7,19 - 0,017 = 7,18 \text{ bar}$

Température

$$T_{3b}^* = 1239^\circ\text{K}$$

-Masse volumique

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}}{r T_{3b}}$$

$$\rho_{3b}^* = 7,18 \cdot 10^5 / 287,3 \cdot 1239 = 2,017 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{3b}^* = 7,18 \text{ bar}$$

$$T_{3b}^* = 1239^\circ\text{K}$$

$$\rho_{3b}^* = 2,017 \text{ kg/m}^3$$

II.3.7.2. Paramètres statique

-température

$$T_{3b} = T_{3b}^* - \frac{C_{3b}^2}{2C_p}$$

$$T_{3b} = 1239 - 110^2 / 2 \cdot 1087 = 1233,43^\circ\text{K}$$

-pression

$$P_{3b} = P_{3b}^* \left(\frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right)^{\frac{1}{m}}$$

$$P_{3b} = 7,18 \cdot (1233,43 / 1239)^{(1/0,264)} = 7,06 \text{ bar}$$

-Masse volumique

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r T_{3b}}$$

$$\rho_{3b} = 7,06 \cdot 10^5 / 287,3 \cdot 1233,43 = 1,99 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{3b} = 7,06 \text{ bar}$$

$$T_{3b} = 1233,43^\circ\text{K}$$

$$\rho_{3b} = 1,99 \text{ kg/m}^3$$

II.3.8. les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP) au point 4a

II.3.8.1. Paramètres d'arrêt

-pression

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \epsilon_{\text{THP}}$$

η_{mcr} et η_{mTHP} : rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple).

Admettons que :

$$\eta_{mcr} = \eta_{mTHP} = 0,98 \text{ et en premier approximation } Ma = Mg$$

Alors nous obtenons :

$$Wc = \eta_{mcr} \cdot \eta_{mTHP} \cdot W_{THP} ;$$

$$m = \frac{r}{\gamma - 1} ; \quad r = m \cdot Cp$$

$$C_{pa} T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\epsilon_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} C_{pg} T_{3b}^* \eta_{THP} (1 - \epsilon_{THP}^{-mg})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{pa} = 1019,4 \text{ j/kg.k} \\ \text{Pour } T_{1b}^* = 288^\circ\text{K} \\ T_{2a}^* = 539,3^\circ\text{K} \end{array} \right. \quad \text{donc} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_m = 413,65^\circ\text{K} \\ \gamma = 1,395 \\ m = 0,283 \end{array} \right.$$

$$r = m C_{pa} = 286,3 \text{ j/kg.k}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{pg} = 1003,2 \text{ j/kg.k} \\ \gamma = 1,45m = \gamma - 1/\gamma = 0,31 \end{array} \right.$$

$$\text{Donc : } 1019,4 \cdot 288 \cdot 1/0,87 \cdot (7,5^{0,283} - 1) = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 1003,2 \cdot 1239 \cdot 0,88 (1 - \epsilon_{THP}^{-0,31})$$

$$\epsilon_{THP}^{-0,31} \Rightarrow \epsilon_{THP} = 2,49 \approx 2,5$$

$$P_{3b}^*/P_{4a}^* = \epsilon_{THP} \Rightarrow P_{4a}^* = P_{3b}^*/\epsilon_{THP} = 7,18 / 2,5 = 2,872 \text{ bar}$$

-température

$$(T_{4a}^*)_s = T_{3b}^*/\epsilon_{THP}^{mg} = 932,63^\circ\text{K}$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{THP}(T_{3b}^* - (T_{4a}^*)_s) \Rightarrow T_{4a}^* = 1239 - 0,88(1239 - 932,63) = 969,4^\circ\text{K}$$

-Mass volumique

$$\rho_{4a}^* = P_{4a}^* / r \cdot T_{4a}^* = 2,872 \cdot 10^5 / 286 \cdot 969,4 = 1,032 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4a}^* = 2,872 \text{ bar}$$

$$T_{4a}^* = 969,4^\circ\text{K}$$

$$\rho_{4a}^* = 1,032 \text{ kg/m}^3$$

II.3.8.2. Paramètres statiques

-température

$$T_{4a} = T_{4a}^* - \left(\frac{C_{4a}^2}{2 \cdot C_p} \right)$$

$$T_{4a} = T_{4a}^* - C_{4a}^2 / 2 \cdot C_p = 969,4 - 90^2 / 2 \cdot 1060,67 = 965,6^\circ\text{K}$$

Pression

$$P_{4a} = P_{4a}^* \left(\frac{T_{4a}}{T_{4a}^*} \right)^{\frac{1}{m}}$$

$$P_{4a} = P_{4a}^* \cdot (T_{4a} / T_{4a}^*)^{1/m} = 2,872 (965,6 / 969,4)^{1/0,267} = 2,83 \text{ bar}$$

Masse volumique

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r \cdot T_{4a}}$$

$$\rho_{4a} = P_{4a} / r \cdot T_{4a} = 2,83 \cdot 10^5 / 283 \cdot 2.965,6 = 1,035 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4a} = 2,83 \text{ bar}$$

$$T_{4a} = 965,6^\circ\text{K}$$

$$\rho_{4a} = 1,035 \text{ kg/m}^3$$

II.3.9. les paramètres avant le premier étage de la turbine BP au point 4d

II.3.9.1. Paramètres d'arrêt :

-pression

$$P_{4d}^* = P_{4a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3)$$

ΔP_1 : les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{4a}^* \frac{C_{4a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

A.N. $\Delta P_1 = (1 - 0,6) \cdot 1,032 (90^2 - 40^2 / 2) = 1341,6 \text{ Pa}$

ΔP_2 : les pertes de pression dans la conduite (4b : 4c)

A.N. $\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_{4a}^* = 0,005 \cdot 2,872 \cdot 10^5 = 1436 \text{ Pa}$

ΔP_3 : les pertes dans le diffuseur à l'entrée de la turbine BP

A.N. $\Delta P_3 = (1 - 0,9 / 0,9) 1,032 (120^2 - 40^2 / 2) = 734 \text{ Pa}$

$$\Delta P = 0,03875 \text{ bar}$$

$$P_{4d}^* = 2,872 - 0,03875 = 2,833 \text{ bar}$$

-température

On prend: $T_{4d}^* = T_{4a}^* = 969,4^\circ \text{K}$

-masse volumique

$$\rho_{4d}^* = \frac{P_{4d}^*}{r \cdot T_{4d}^*}$$

$$\rho_{4d}^* = P_{4d}^* / r \cdot T_{4d}^* = 2,833 \cdot 10^5 / 286 \cdot 969,4 = 1,022 \text{ kg/m}^3$$

II.3.9.2. Paramètres statiques

-température

$$T_{4d} = T_{4d}^* - C_{24d}^2 / 2 \cdot C_p = 969,4 - 120^2 / 2 \cdot 1060,77 = 962,61^\circ \text{K}$$

Pression

$$P_{4d} = P_{4d}^* (T_{4d} / T_{4d}^*)^{1/\gamma} = 2,833 (962,61 / 969,4)^{1/0,267} = 2,76 \text{ bar}$$

Mass volumique

$$\rho_{4d} = P_{4d} / r \cdot T_{4d} = 2,76 \cdot 10^5 / 283,2 \cdot 962,61 = 1,012 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4d} = 2,76 \text{ bar}$$

$$T_{4d} = 962,61^\circ \text{K}$$

$$\rho_{4d} = 1,012 \text{ kg/m}^3$$

II.3.10. les paramètres après le dernier étage de la turbine BP au point 5a

II.3.10.1. Paramètres d'arrêt

-pression

La pression statique à la sortie du silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1

Si la vitesse à la sortie du silencieux $C_5 = 20 \text{ m/s}$ et $\rho_5 = 0,45 \text{ kg/m}^3$ nous avons alors :

$$P_5^* = P_5 + \rho_5 \frac{C_5^2}{2}$$

$$P_5^* = P_5 - \rho_5 C_5^2 / 2 = 1,013 \cdot 10^5 - 0,45 \cdot 20^2 / 2 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est $C_{5a} = 90 \text{ m/s}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a : 5b et 5b : 5 sont égales à 1.5%.

$$P_{5a}^* (1 - 0,015) = P_5^*$$

$$P_{5a}^* = P_5^* / (1 - 0,015) = 1,0139 / (1 - 0,015) = 1,029 \text{ bar}$$

-température

Le rapport de pression dans la TBP est :

$$\epsilon_{TBP} = P_{4d}^* / P_{5a}^* = 2,833 / 1,029 = 2,75$$

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{T_{4d}^*}{\epsilon_{TBP}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

$$(T_{5a}^*)_s = 969,4 / 2,75^{0,271} = 736,75 \text{ °K}$$

$$T_{5a}^* = T_{4d}^* - \eta_{TBP} (T_{4d}^* - (T_{5a}^*)_s) = 969,4 - 0,88(969,4 - 736,9) = 764,8 \text{ °K}$$

-masse volumique

$$\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{r \cdot T_{5a}^*}$$

$$\rho_{5a}^* = P_{5a}^* / r \cdot T_{5a}^* = 1,029 \cdot 10^5 / 286,01 \cdot 764,8 = 0,47 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{5a}^* = 1,029 \text{ bar}$$

$$T_{5a}^* = 764,8^\circ \text{K}$$

$$\rho_{5a}^* = 0,47 \text{ kg/m}^3$$

II.3.10.2. Paramètres statiques

- Température

$$T_{5a} = T_{5a}^* - \frac{C_{5a}^2}{2 \cdot C_p}$$

$$T_{5a} = T_{5a}^* - C_{5a}^2 / 2 \cdot C_p = 764,8 - 90^2 / 2 \cdot 1040,5 = 761^\circ \text{K}$$

- pression

$$P_{5a} = P_{5a}^* \left(\frac{T_{5a}}{T_{5a}^*} \right)^{\frac{1}{m}}$$

$$P_{5a} = P_{5a}^* (T_{5a} / T_{5a}^*)^{1/m} = 1,029 (761 / 764,8)^{1/0,275} = 1,0105 \text{ bar}$$

- masse volumique

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}}$$

$$\rho_{5a} = P_{5a} / r \cdot T_{5a} = 1,0105 \cdot 10^5 / 286,01 \cdot 761 = 0,46 \text{ kg/m}^3$$

II.3.11. débit et rendement

II.3.11.1. travail massique et rendement

$$W_{TBP} = C_{pg} \cdot T_{4d}^* \cdot \eta_{TBP} \cdot [1 - (\epsilon_{TBP}^*)^{-m_g}]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{4d}^* = 969,4^\circ \text{K} \\ T_{5a}^* = 764,8^\circ \text{K} \end{array} \right. \Rightarrow T_{mg} = 865,2^\circ \text{K} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,35 \\ C_p = 1110,1 \text{ J/kg.k} \end{array} \right.$$

Donc

$$W_{TBP} = 1110,1.969,4.0,88.(1 - 2,75^{-0,26}) = 219,012 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{TBP} = 219,012 \text{ kJ/kg}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à, le débit massique des gaz (C_g)_{TBP} sera :

$$\dot{Q}_{\text{eff}} = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{TBP}$$

Donc :

$$G_g = \frac{\dot{Q}_{\text{eff}}}{\eta_m W_{TBP}}$$

$$G_g = \frac{28,348.10^6}{0,98.219,012.10^3}$$

$$G_g = 132 \text{ kg/sec}$$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion : [15]

$$\eta_{cc} P_{Cl} q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_p^c \cdot (T_3 - T_c)$$

$$\text{Car : } P_{Cl} \cdot G_c \cdot \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f) \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_2) + G_c \cdot C_p^c \cdot (T_3 - T_c)$$

η_{cc} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.

Q_c : débit massique relatif du combustible.

q_c : débit massique relatif de l'air de refroidissement.

q_r : débit massique relatif des fuites.

$$Q_c = \frac{(1 - q_r - q_f) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)}{P_{Cl} \cdot \eta_{cc} - C_p \cdot (T_3 - T_c)}$$

T_c : température de combustible (70 à 80)°C

$$\text{A.N. } Q_c = \frac{(1 - 0,05 - 0,01) \cdot 1113,59 \cdot (1239 - 539,3)}{0,98.45.10^6 - 1800 \cdot (1239 - 350)} = 0,01723 \text{ kg/sec}$$

$$Q_c = 0,01723 \text{ kg/sec}$$

Et
$$Q_g = \frac{G_g}{G_a} = \frac{G_a \cdot (1 - q_r - q_f) + G_c}{G_a} = 1 - Q_f - Q_r - Q_c = 1 - 0,05 - 0,01 - 0,01723$$

$$Q_g = 0,92277 \text{ kg/sec}$$

D'où le débit d'air :
$$G_a = \frac{G_g}{Q_g} = \frac{132}{1 - 0,05 - 0,01 - 0,01723} = 143,05 \text{ kg/sec}$$

Le débit massique du combustible sera :

$$G_c = G_a \cdot q_c = 143,05 \cdot 0,01723 = 2,464 \text{ kg/sec}$$

$$G_c = 2,464 \text{ kg/sec}$$

Le rendement de l'installation :

$$\eta_{th} = \frac{\zeta_{eff}}{Q_{cc}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{G_c \cdot P_{ci}} = \frac{219,012 \cdot 132 \cdot 10^3}{45 \cdot 10^5 \cdot 2,464} = 0,2607$$

$$\eta_{th} = 26,07$$

Vérification du coefficient d'excès d'air :

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot G_0} = \frac{143,05}{2,464 \cdot 15,27} = 3,802$$

$$\alpha = 4$$

Chapitre III

*L'influence des paramètres de la
filtration sur le rendement de la
turbine à gaz MS5002C*

La programmation du modèle de rendement de turbines à gaz a été développée en utilisant le logiciel MATLAB.

Les résultats montrent que les pertes de charge au filtre à air, le débit d'air, la perméabilité du filtres ainsi que la porosité du media filtrant...etc. ont une important influence sur le rendement thermique.

III.1.Pertes de charge

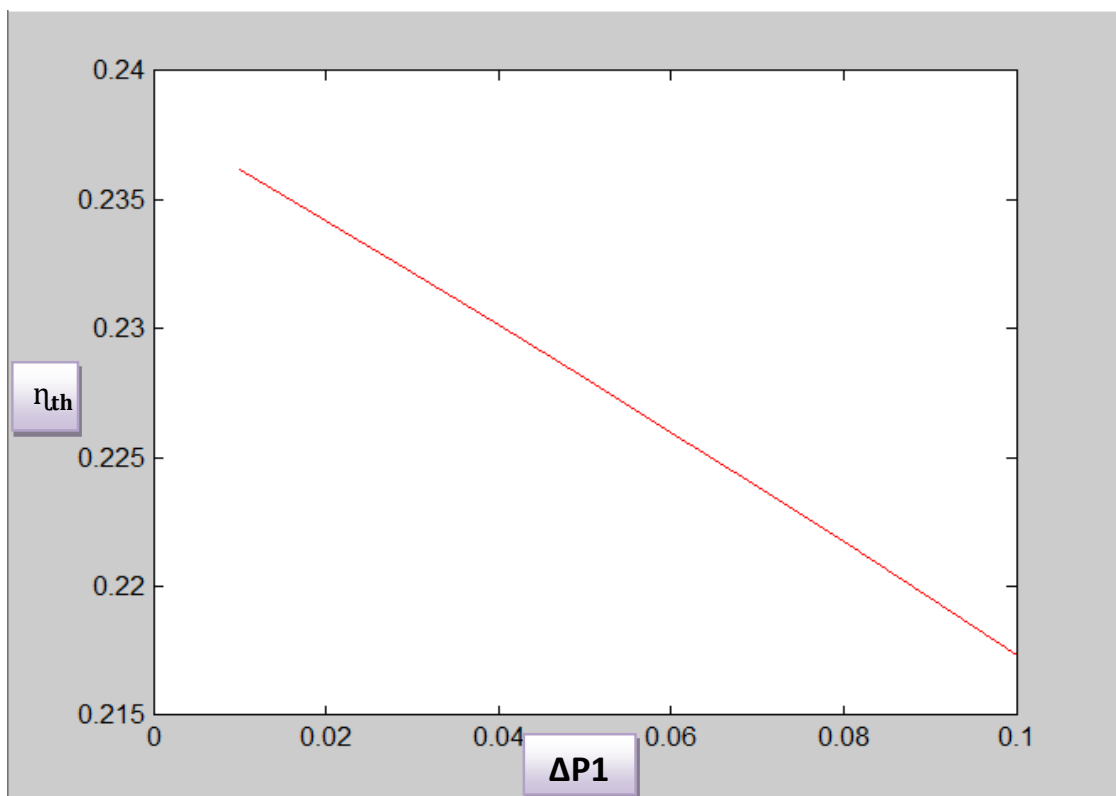


Fig. 3.1.Le rendement en fonction de chute de pression (bar)

A fur à mesure que, $\Delta P1$ augmente, le rendement thermique de l'installation diminue .quand $\Delta P1$ augmente de 0,01 η_{th} diminue de 0,2%.

En réalité ce graphe n'a pas eu lieu. Parce qu'à partir d'un $\Delta P1$ bien précisé le système autonettoyant se déclenche et se referme à un $\Delta P1$ inférieur au premier.

Quand le système autonettoyant se déclenche la variation de rendement thermique de la turbine et des pertes de pression dans le filtre au cours du temps est en réalité représentée par les graphes ci dessous.

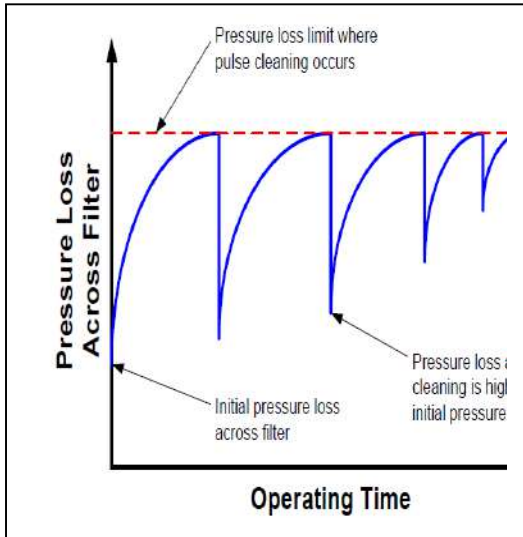


Fig. 3.2. Chute de pression

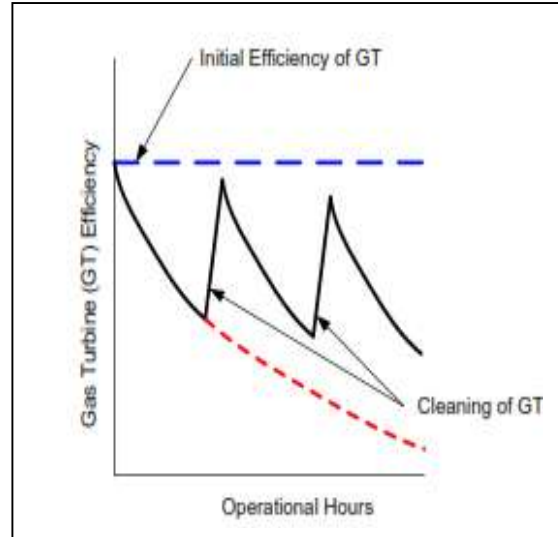


Fig. 3.3. rendement thermique

III.2. Paramètres d'influence sur les pertes de pression dans le filtre

III.2.1. influence de la perméabilité

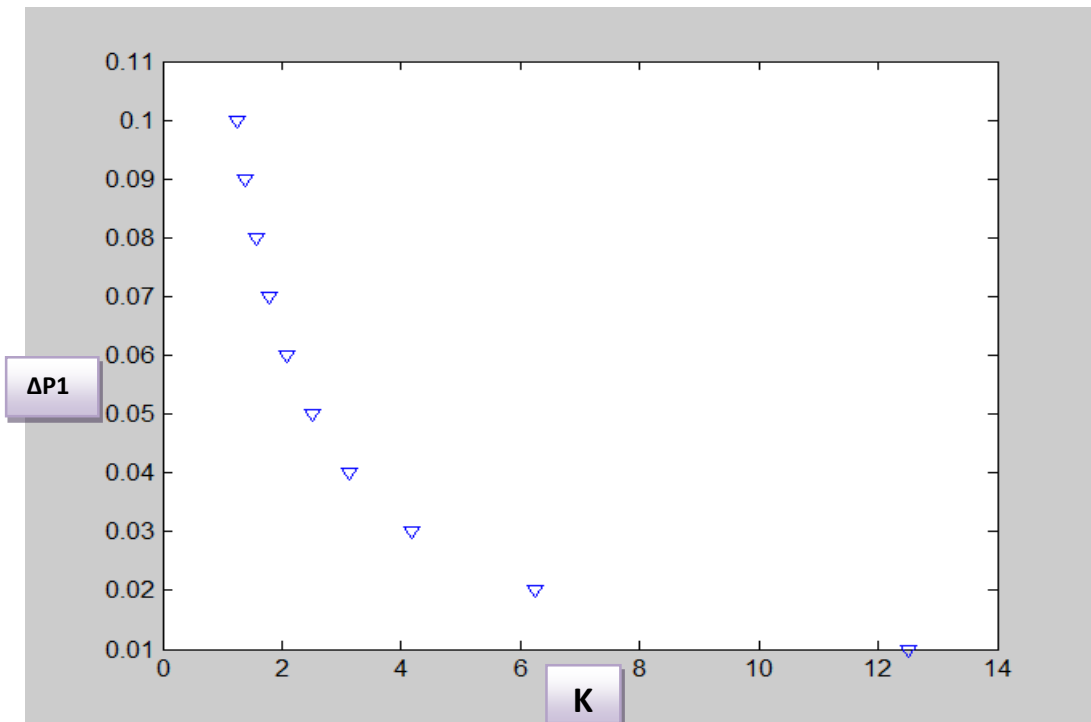


Fig. 3.4. Pertes de charge (bar) et perméabilité (kg/m)

$$k = \frac{\mu \cdot e \cdot Q}{S \cdot \Delta P}$$

On remarque d'après le graphe que la diminution des pertes de charge est directement influencée par l'augmentation de la perméabilité.

La perméabilité diminue lors que le filtre est colmaté par les différentes particules situées dans l'élément filtrant, elles obstruent le passage de l'air donc la chute de pression augmente.

III.2.3.influence de la porosité

$$Re_f = \frac{\rho \cdot d_f \cdot \mu_f}{\varepsilon \cdot \mu}$$

$$\Delta P = \frac{\mu \cdot e \cdot Q}{S \cdot k}$$

$$Re_f = 0,87 \quad d_f = 3,209 \cdot 10^{-5} \text{m} \quad \rho = 1,16 \text{ kg/m}^3 \quad e = 0,015 \text{m}$$

$$\mu = 1,983 \cdot 10^{-5} \text{Pa.s} \quad \mu_f = 0,417 \text{ m/s}$$

L'ordre de grandeur de la porosité est $\varepsilon = 0,9$.

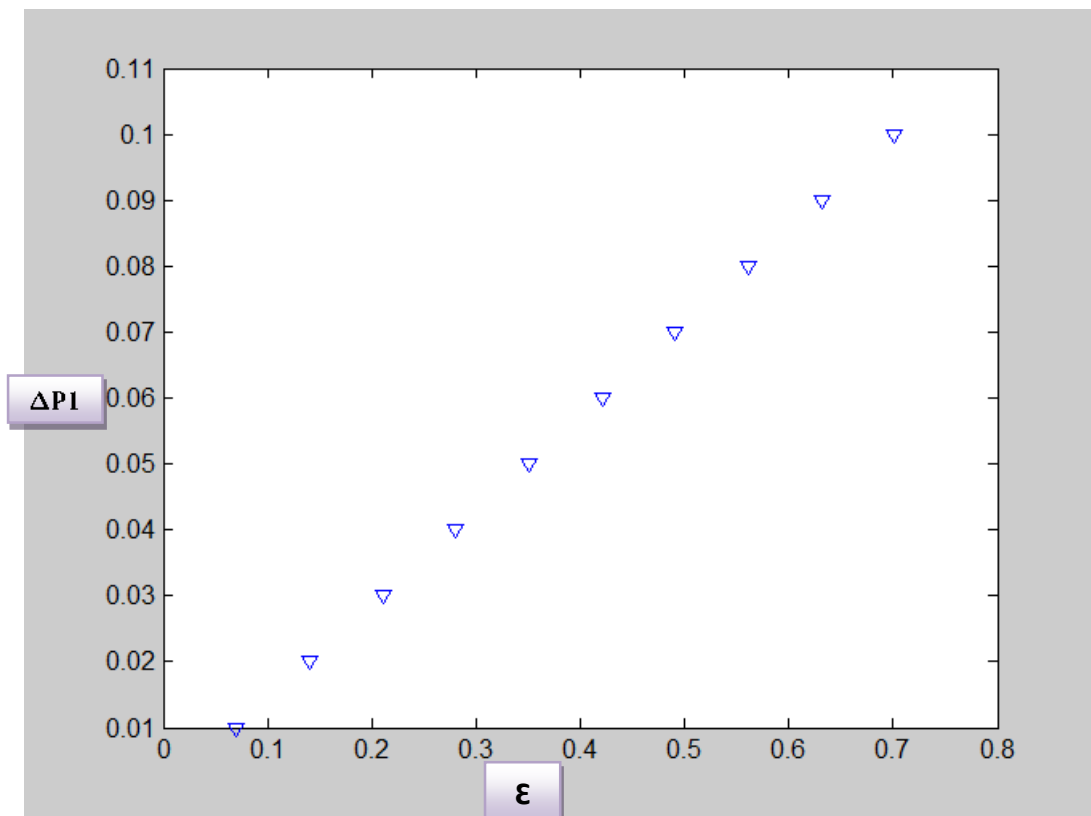


Fig. 3.5.pertes de charge (bar) et porosité (%)

III.2.4. influence de la vitesse de filtration

$$\mu_f = \frac{Q}{S}$$

Q: débit nominale

S : surface de filtration

$$S = s(\text{cartouche}) * 168 = 307,608 \text{m}^2$$

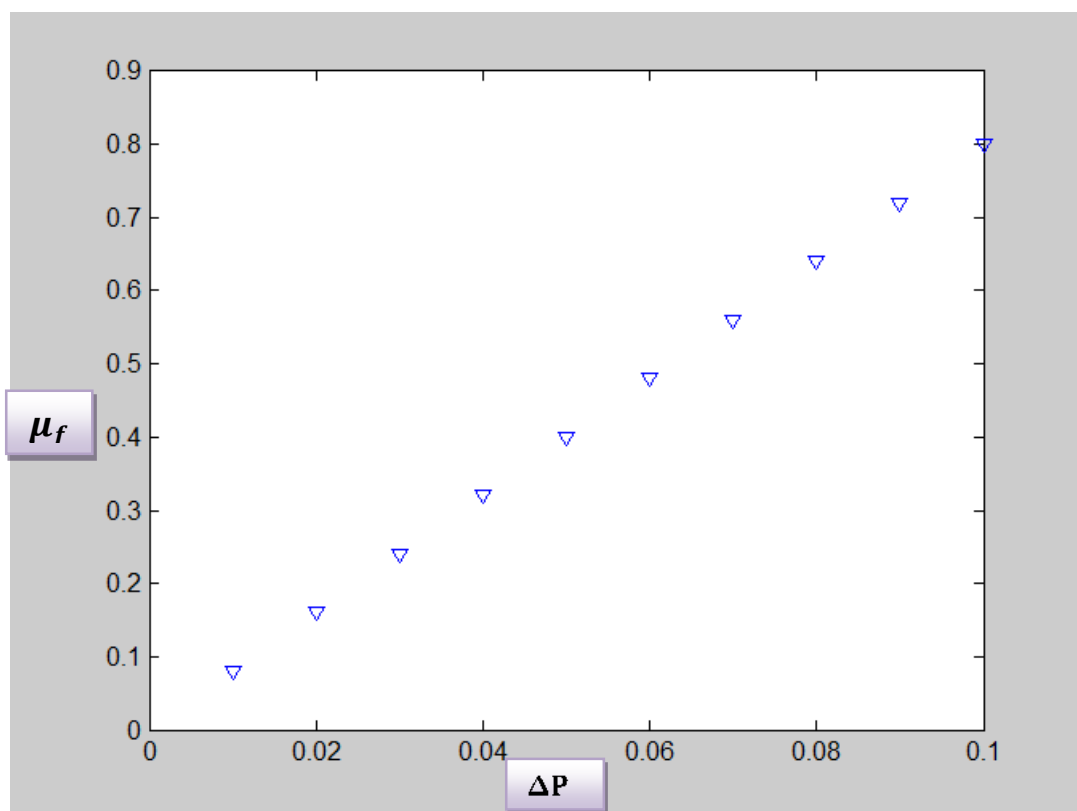


Fig. 3.6. Chute de pression (bar) et vitesse de filtration (m/s)

On remarque que quand la vitesse de filtration augmente les pertes de charges augmentent.

L'augmentation de vitesse de filtration est due à la quantité d'air qui traverse le filtre et son débit, la surface filtrante, le nombre des éléments filtrant.

III.1.4. débit d'air

$$\Delta P = C_1 \left(Q_0 \frac{c_{14} T_1}{P_0} \right)^2$$

$$C_1 = 0,6153 \text{ (voir l'annexe)} \quad c_{14} = 287,06 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{k}^{-1} \quad P_0 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 288^\circ\text{K} \quad Q_0 = 121,1 \text{ kg/s}$$

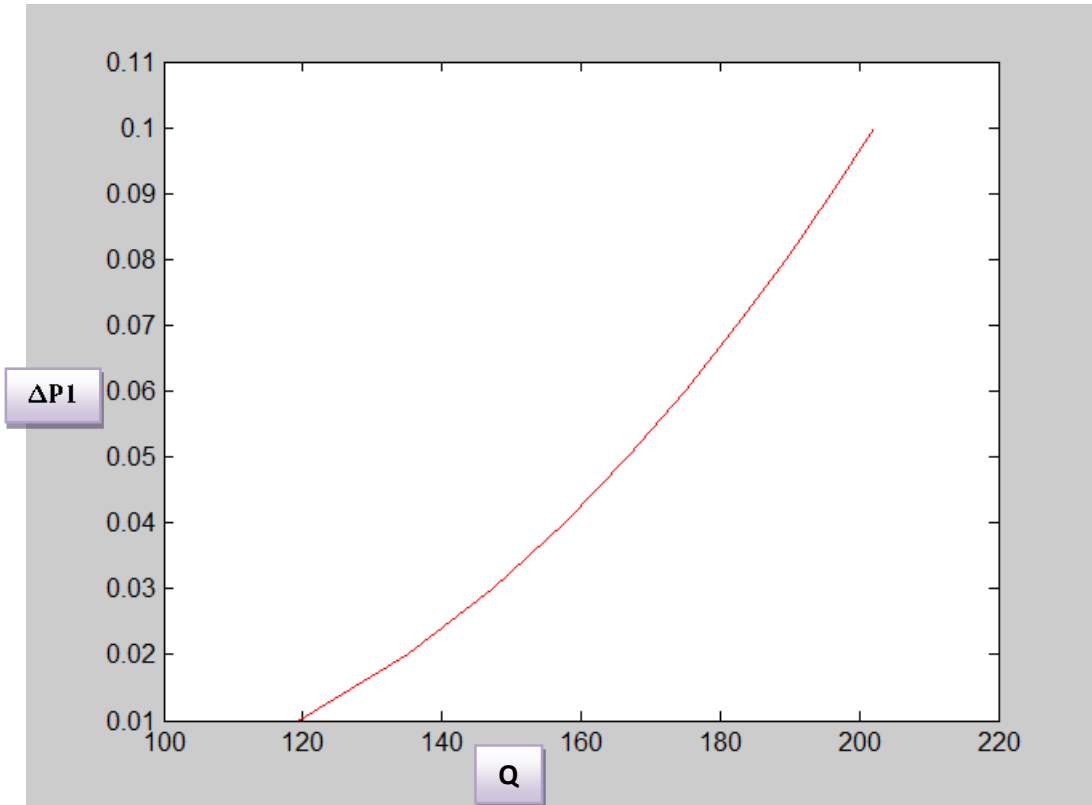


Fig. 3.7. Pertes de pression (bar) et débit d'air (kg/s)

On remarque que l'augmentation des pertes de charge est directement liée à l'augmentation du débit.

[120 : 180] : augmentation parabolique de ΔP_1 .

>180 : Augmentation linéaire de ΔP_1 .

Lorsque le débit d'air d'admission augmente, la quantité d'air est suffisante et la quantité des poussières augmente on aura donc le colmatage de filtre ainsi les pertes de charge augmentent.

III.3.Rendement thermique

III.3.1.rendement et perméabilité

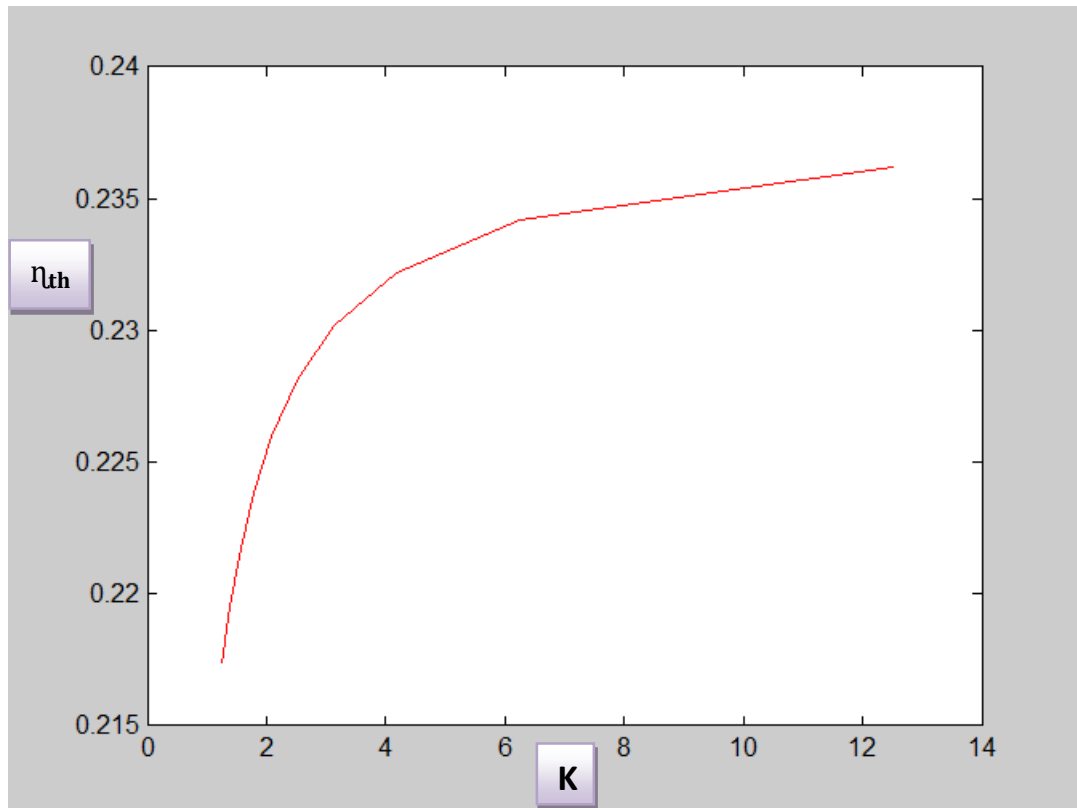


Fig. 3.8.Rendement et perméabilité (kg/m)

L'augmentation de la perméabilité du filtre implique que notre filtre laissera passer facilement une quantité plus importante d'air plus raffinée contribuant à une combustion plus efficace augmentant ainsi le rendement thermique.

Après une certaine valeur [$k=6$] l'influence de la perméabilité est amoindrie.

La perméabilité a une grande influence sur le rendement thermique de l'installation d'une turbine à gaz mais cette influence est corrélée à la quantité d'air d'admission.

III.3.2. rendement et porosité

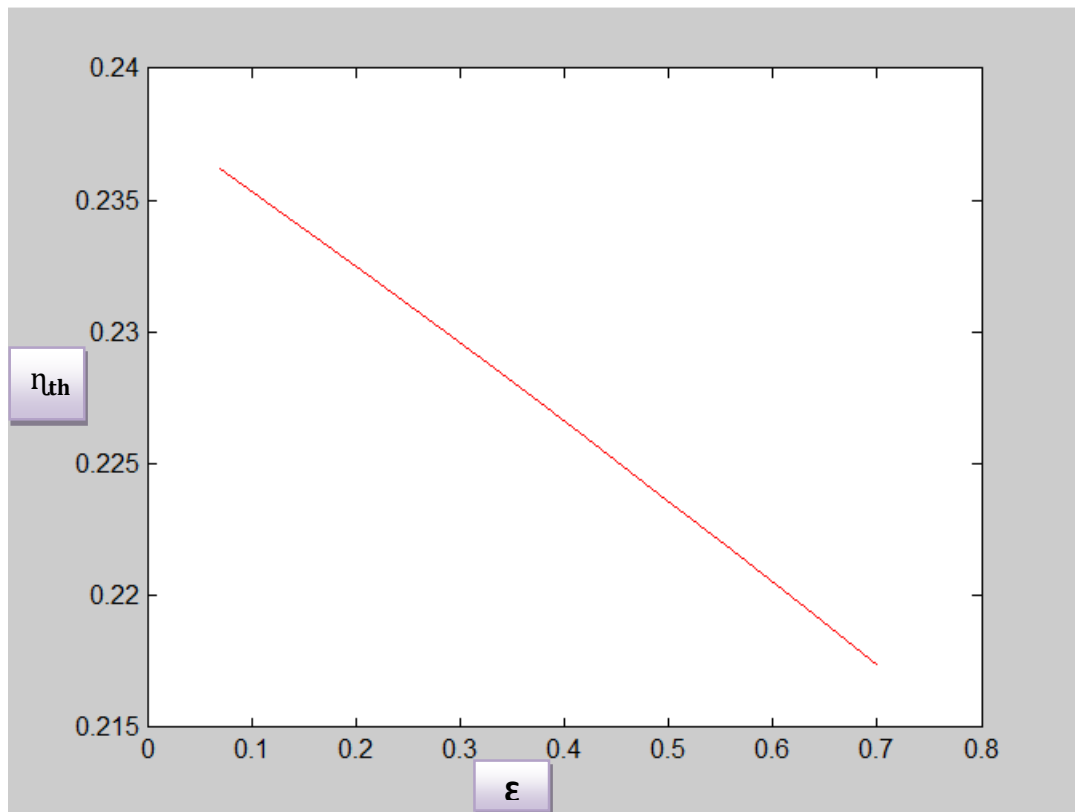


Fig. 3.8. Rendement et porosité

On remarque pendant l'augmentation de la porosité le rendement diminue malgré cette augmentation il y a un bon fonctionnement du filtre mais la valeur de la porosité doit être optimale. la valeur optimale de porosité est 0,9 donc le pourcentage du vide dans le filtre doit être limité vers cette valeur.

III.3.3. rendement et vitesse de filtration

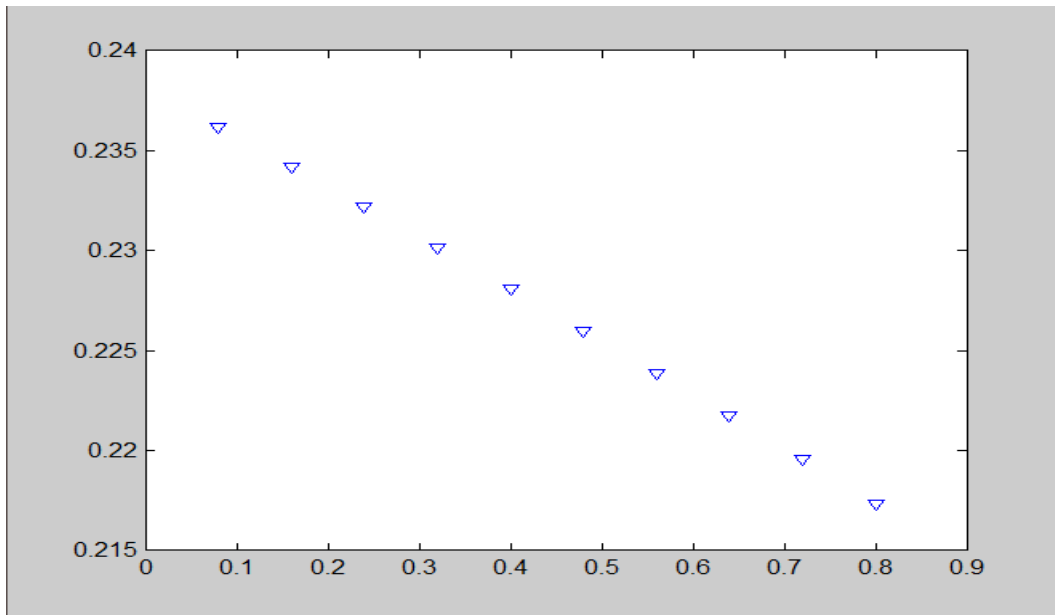


Fig. 3.10. Rendement et vitesse de filtration (m/s)

L'augmentation de la vitesse de filtration, impliquant soit la diminution de surface filtrante ou l'augmentation du débit d'air. Dans le premier cas la quantité d'air à filtrer est moins importante. Pour le deuxième les pertes de charge qui se trouvent en ascension. ces deux paramètres ont un impact direct sur le changement de rendement.

Pour une valeur optimale du rendement il faut que la vitesse de filtration a une valeur constante est égale à 0,417(m/s).

III.3.4. rendement et débit d'air

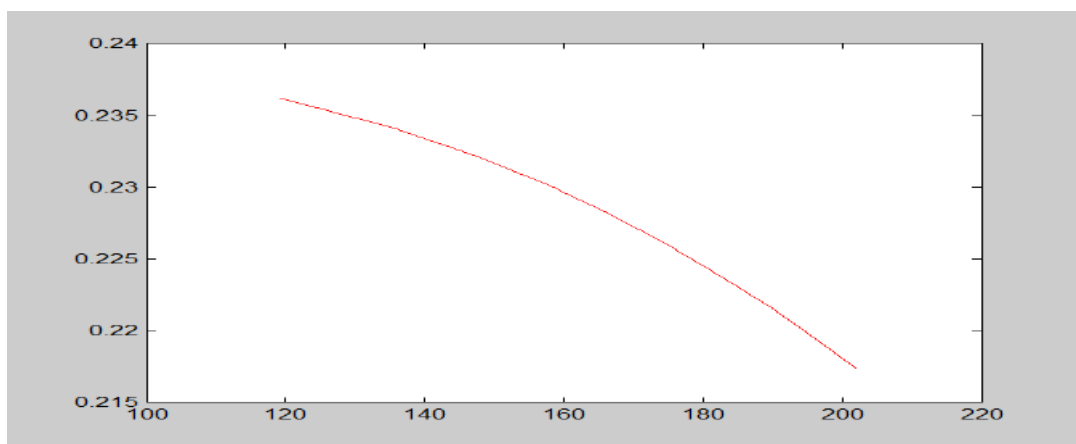


Fig. 3.11. Rendement et débit (kg/s)

III.4. Conclusion

D'après les résultats de cette étude on constate que le rendement est lié à une multitude de paramètres précédemment détaillés qui doivent se trouver dans des intervalles de valeurs optimales pour assurer les conditions de bon fonctionnement de la turbine à gaz.

Conclusion

Le bon fonctionnement, les performances thermodynamique des turbines à gaz dépend de la quantité et la qualité de l'air du système d'admission qui a une grande importance comme élément de la turbine.

D'après cette étude on remarque que les performances d'une turbine à gaz sont directement corrélés aux pertes de pression dans le filtre, pour l'augmentation de 0,01 de pertes de pression le rendement thermique de l'installation diminue de 0,2%.

Les paramètres de filtration (pertes de pression, perméabilité du média filtrant, porosité de médium, débit d'air d'admission, vitesse de filtration) qui sont liés entre eux influent de façon simultanée et combinée sur le rendement de la turbine.

Le choix d'un système de filtration d'air d'admission efficace pour un rendement de turbine maximal est soumis aux conditions de l'environnement de la turbine.

- [1] Manuel opératoire et de maintenance pour le filtre à air autonettoyant TUD77-8002, Donaldson Europe N.V inter leur enloor 1 B-3030 LEUVEN.
- [2] Melissa Wilcox, Richard Baldwin, Guideline for gas turbine inlet air filtration systeme, April 2010.
- [3] Manuel de formation pour la conduite et l'entretien « turbine à gaz MS5002C LHE ».Nouvo Pignone - Florence - Italie(1999).
- [4] M.M.Rahman, Thamir K.Ibrahim and Ahmed N.Abdalla, Thermodynamic Performance analysis of gas - turbine power-plant .international Journal of the physical science Vol6 (14), pp.3539-3550.18 July, 2011.
- [5] Donaldson, filtration solution for gas turbine, generator and compressor.2002.
- [6] Mr.Rebai Mehdi, Analysis et modélisation de l'écoulement et de colmatage d'un filtre à air plissé,.13 Novembre 2007.
- [7] Aurélie Joubert, Performances des filtres plissés à très haute efficacité en fonction de l'humidité relative de l'air, Novembre2009.
- [8] Gurepreet sigh Gawara, harmet sigh Bagga, Optimization of Inlet air filtre replacement of gas turbine, IPS2012.
- [9] Zahi SabeH Modélisation et simulation de la boucle des gaz dans un moteur

diesel à injection direct, paris.31 Mars-20 Avril 2008.

[10] GDx self-cleaning filter system.2000.

[11] Brent Stephens, The effect of filtration on pressure Drop and Energy consumption in residential HVAC systems (RP-1299),. May 2010.

[12] Ana Poulap.Dos Santos, Claudia R.Andrade and Edsonl, Zapparoli world academy of science, Comparison of different gas turbine inlet air cooling methods engineering and thecnologie .2012.

[13] Mémoire de fin d'étude « Etude de système de commande de vitesse d'une turbine à gaz MS5002C » .2011.

[14] Gas turbine inlet air treatment .GE Power Generation.

[15] Turbine air filtration, essential for optimizing power output .Cogeneration and on-site power production, Novembre-decembre .2003

[16] Gas turbine HANDBOOK, Anthony Giampaolo.2006.

[17] VOLZ Filters, Filters for gas turbines, Product brochure.2008.

[18] Rappel technique pour la filtration.

[19] Documentation Nouvo Pignone.

[20] Compresseur et turbines, séries de la gestion de l'énergie14.