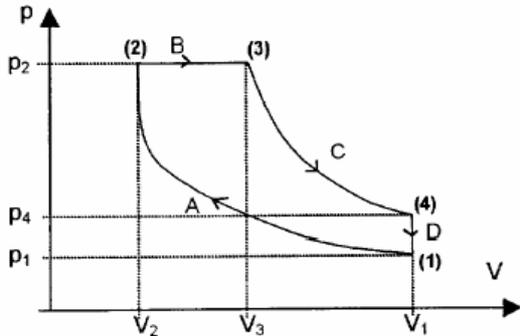


Moteurs

BTS Agroéquipement 2004

On considère le cycle Diesel simplifié suivant



On suppose que le gaz parfait qui parcourt ce cycle est de l'air (malgré la combustion du gazole). Ce cycle est tracé pour une mole d'air. Les transformations successives supposées réversibles sont

A : Compression adiabatique

Etat (1)	V_1 $T_1 = 320 \text{ K}$ $p_1 = 1,0 \text{ bar}$	→	Etat (2)	$V_2 = \frac{V_1}{16}$ $T_2 = 970 \text{ K}$ p_2
----------	---	---	----------	--

B : Combustion et augmentation de température isobare

Etat (2)		→	Etat (3)	$V_3 = 2,91 \cdot V_2$ T_3 $p_3 = p_2$
----------	--	---	----------	--

C : Détente adiabatique

Etat (3)		→	Etat (4)	$V_4 = V_1$ $T_4 = 1425 \text{ K}$ $p_4 = 4,5 \text{ bars}$
----------	--	---	----------	---

D : Refroidissement isochore.

Données

- Transformations adiabatiques $\Rightarrow p \cdot V^\gamma = \text{Cste}$ et $T \cdot V^{\gamma-1} = \text{Cste}$ avec $\gamma = 1,4$.
- Capacité thermique molaire à volume constant $C_v = 20,8 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$. Capacité thermique molaire à pression constante $C_p = \gamma \cdot C_v$.
- La chaleur reçue lors de la combustion du gazole par une mole d'air est $Q_B = 54 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$

1. Calculer la pression p_2 .
2. Exprimer la chaleur Q_B échangée au cours de la transformation isobare B en fonction de T_2, T_3, γ et la capacité thermique molaire à volume constant C_v .
3. Montrer que la température T_3 est égale à 2820 K environ.
4. Lors des transformations A et C, quelles sont les valeurs des chaleurs Q_A et Q_C reçues par une mole d'air ?
5. Pour la transformation D, calculer la chaleur reçue Q_D par une mole d'air.
6. Appliquer le premier principe de la thermodynamique à ce cycle Diesel simplifié. On appellera W_{cycle} le travail reçu par une mole d'air au cours de ce cycle.
7. Que vaut la variation d'énergie interne d'une mole d'air au cours d'un cycle ?
8. Dédurre des deux questions précédentes la valeur du travail W_{cycle} et le coefficient de

$$\text{performance } \rho = \left| \frac{W_{\text{cycle}}}{Q_B} \right|$$

BTS Chimiste 2002

Le moteur de Stirling fait aujourd'hui l'objet de nombreux programmes de recherche et développement aux États-Unis, au Japon et en Europe du Nord, où il y a déjà quelques opérations de démonstration en vraie grandeur, notamment en Allemagne et aux Pays-Bas. Le moteur de Stirling présente des avantages significatifs par rapport à un moteur à explosion, Diesel ou essence

- peu de maintenance et une longue durée de vie ;
- moteur peu bruyant ,

- la combustion extérieure et continue, à basse pression, peut être parfaitement contrôlée pour émettre peu de gaz polluants (3 à 4 ppm d'oxydes d'azote),
- enfin, dans les installations de cogénération, la quasi-totalité de la chaleur non dépensée peut être récupérée et exploitée, ce qui conduit à un rendement global potentiel très élevé, de l'ordre de 95%.

Les températures notées T sont des températures absolues, en K.

1. Généralités sur les moteurs

Un moteur est un système fermé échangeant un travail \mathcal{W} avec l'extérieur, une chaleur Q_F avec une source froide (température T_F) et une chaleur Q_C avec une source chaude (température T_C).

1.1. Indiquer les signes des quantités \mathcal{W} , Q_F et Q_C , en justifiant la réponse.

1.2. Donner la définition du rendement (ou coefficient de performance) d'un moteur.

2. Cycle de Carnot

On rappelle qu'un cycle de Carnot est constitué de deux transformations réversibles isothermes et de deux transformations réversibles adiabatiques.

2.1. Rappeler l'expression du rendement d'un cycle de Carnot en fonction de T_F et T_C .

2.2. Existe-t-il, a priori, un moteur de plus grande performance, à T_F et T_C données ?

3. Étude théorique du moteur de Stirling

Le moteur de Stirling est modélisé ainsi : moteur ditherme à combustion externe dans lequel un gaz parfait est soumis à un cycle à quatre transformations :

- 1→2 compression isotherme où le gaz échange de la chaleur avec la source froide
- 2→3 transformation isochore
- 3→4 détente isotherme où le gaz échange de la chaleur avec la source chaude
- 4→1 transformation isochore

On notera p_i , V_i , T_i les variables d'état relatives aux états (i).

3.1. Donner, sans démonstration, l'expression des travaux \mathcal{W}_{12} , \mathcal{W}_{23} , \mathcal{W}_{34} et \mathcal{W}_{41} échangés au cours de chaque transformation ainsi que le travail total \mathcal{W} en fonction des variables V_i , T_i et n (quantité de gaz parfait, en mol).

3.2. Expliquer pourquoi la variation d'énergie interne est nulle au cours de la transformation 3→4. En déduire l'expression de la quantité de chaleur Q_{34} échangée avec la source chaude.

3.3. Établir l'expression donnant le rendement du moteur de Stirling en fonction de T_2 et T_3 . Justifier alors l'intérêt que suscite un tel moteur.

4. Étude numérique du moteur de Stirling

Ce moteur est utilisé pour une installation individuelle de cogénération. Il est placé au foyer d'une parabole : la source chaude est ainsi maintenue à 770 K par concentration du rayonnement solaire. Le travail obtenu est transformé en électricité à l'aide d'un alternateur, et la chaleur restante sert au chauffage de la maison.

Le tableau suivant donne les valeurs des variables p , V et T dans les quatre états du système.

	État 1	État 2	État 3	État 4
p (Pa)	$1,0 \times 10^5$	$5,0 \times 10^5$	$14,3 \times 10^5$	$2,9 \times 10^5$
V (m ³)	1×10^{-3}	2×10^{-4}	2×10^{-4}	1×10^{-3}
T (K)	270	270	770	770

4.1. Calculer le rendement de ce moteur.

4.2. Calculer \mathcal{W} , Q_{34} et en déduire la valeur de la chaleur Q_{12} échangée avec la source froide.

4.3. Sachant que le cycle est répété 500 fois par minute, en déduire la puissance fournie sous forme de travail. Calculer également la puissance thermique fournie par le système.

BTS Fluides énergie environnement 2001

Un moteur Diesel fonctionne selon le cycle suivant

- Le cylindre de volume V_A est rempli d'air à la température T_A sous la pression p_A (état A).
- Le piston comprime adiabatiquement l'air jusqu'à la pression p_B (état B).
- La combustion du gazole injecté élève la température du gaz (on supposera la masse de gazole négligeable par rapport à celle de l'air), à pression constante, à la valeur T_C (état C).
- Le gaz est alors détendu adiabatiquement jusqu'au volume initial (état D), puis refroidi, à volume constant, jusqu'à l'état initial.

1. Représenter l'allure du cycle dans le diagramme de Clapeyron (p, V).

2. Calculer les grandeurs p , V , T aux points remarquables du cycle (p_A , V_A , T_A pour l'état A, p_B , V_B , T_B pour l'état B, p_C , V_C , T_C pour l'état C et p_D , V_D , T_D pour l'état D) ; on donnera les expressions littérales puis les valeurs numériques seront présentées dans un tableau.

On admettra que toutes les transformations sont réversibles.

Pour les applications numériques, prendre les valeurs

$R = 8,31 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$; $V_A = 1 \text{ L}$; $T_A = 300 \text{ K}$; $p_A = 1 \text{ bar}$; $p_B = 40 \text{ bar}$; $T_C = 1850 \text{ K}$; $\gamma = 1,4$.

BTS Contrôle Industriel et Régulation Automatique 1984

A Un moteur Diesel fonctionne avec de l'air décrivant le cycle schématisé figure 1 : l'abscisse représente le volume du cylindre et l'ordonnée la pression de l'air qui y est contenu.

1^{er} temps (0-1) : Le déplacement du piston du point mort haut (PMH) au point mort bas (PMB), aspire un volume V_1 d'air frais à la pression constante p_1 et à la température t_1 , la soupape S_1 est ouverte, S_2 est fermée. Puis S_1 et S_2 sont fermées jusqu'au point 4.

2^{ème} temps (1-2) : Le piston se déplace jusqu'au PMH, réalisant la compression adiabatique et réversible de l'air jusqu'au volume V_2 .

3^{ème} temps (2-3) et (3-4) : Le combustible est pulvérisé dans l'air comprimé et s'enflamme spontanément, la pression restant constante, puis les gaz brûlés et l'air en excès se détendent de façon adiabatique et réversible en repoussant le piston jusqu'au PMB.

4^{ème} temps (4-1) et (1-0) : S_2 s'ouvre, la pression tombe à p_1 , instantanément, le volume du cylindre restant constant. Puis le piston refoule les gaz brûlés à l'atmosphère à la pression p_1 constante.

Données $p_1 = 1,00 \text{ bar}$; $t_1 = 50,0^\circ\text{C}$; $V_1 = 2,00 \text{ dm}^3$

L'air est assimilé à un gaz parfait $\gamma = 1,4$.

Constante relative à 1 kg de gaz parfait : $r = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Rapport de compression : $a = V_1 / V_2 = 16$.

Masse molaire équivalente de l'air : $29 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$.

Pouvoir calorifique du combustible : $Q = 440 \times 10^5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

On négligera l'influence, sur les chaleurs massiques, du combustible et des produits de combustion mélangés à l'air, l'air étant en excès. On donne le rapport

$$\tau = \text{masse d'air} / \text{masse de combustible} = 28$$

Pour la même raison, on admettra que, de 4 à 1, toute la masse d'air subit une détente à volume constant. On supposera toutes les transformations réversibles.

1. Calculer : la masse totale d'air M_a contenu dans le cylindre,
La masse M_c de combustible injecté à chaque cylindre,
la quantité de chaleur Q_1 dégagée par sa combustion.
2. Calculer les valeurs de p_2 , T_2 , T_3 , V_3 , T_4 et p_4 .
3.
 - 3.1. Calculer l'énergie mécanique échangée à chaque cycle avec le milieu extérieur.
 - 3.2. Le moteur comporte 6 cylindres identiques et tourne à 1000 tours par minute. Quelle est sa puissance ? (un cycle correspond à 2 tours du moteur).
4.
 - 4.1. Exprimer les variations d'entropie de l'air au cours des 4 transformations du cycle : 1, 2, 3, 4, 1. Faire les applications numériques.
 - 4.2. Représenter le cycle dans le diagramme entropique en prenant $S = 0$ pour l'état 1. Que représente l'aire du cycle ? Le justifier.
5. Exprimer le rendement thermodynamique du cycle en fonction de T_1 , T_2 , T_3 , T_4 et γ . Faire l'application numérique.

B Dans un moteur Diesel «rapide» le cycle décrit par l'air est modifié.

L'injection du combustible est réglée pour que la fraction massique x brûle à volume constant ; la fraction $(1 - x)$ brûle à pression constante. Le nouveau cycle est schématisé figure 2.

On donne $x = 0,20$: les autres données sont inchangées.

1. Calculer T_3 , T_4 , T_5 .
2. Exprimer le rendement thermodynamique du cycle en fonction des 5 températures et de γ . Faire l'application numérique. Comparer avec le rendement du moteur étudié au paragraphe A.

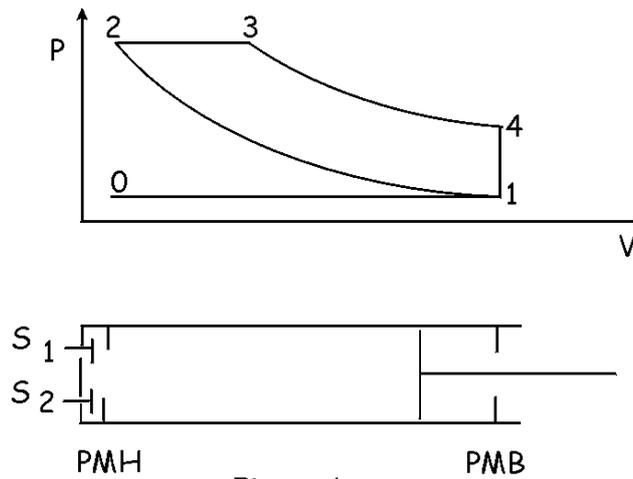


Figure 1

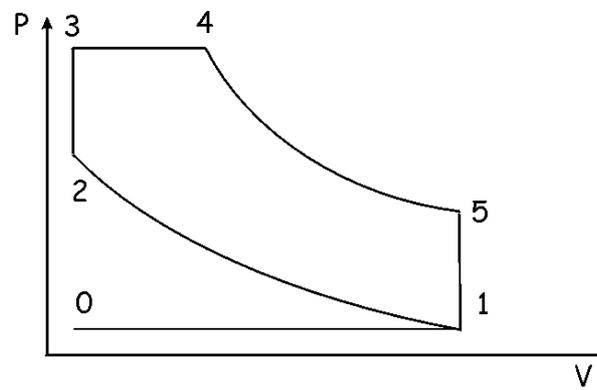


Figure 2

BTS Contrôle Industriel et Régulation Automatique 1993

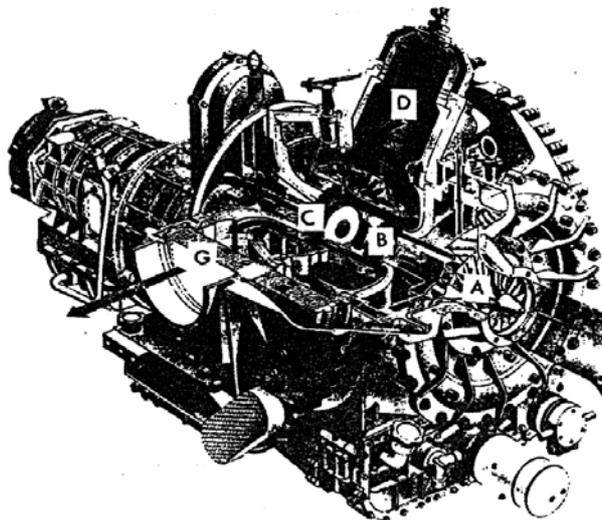
Etude d'une turbine à gaz.

Ce problème comporte 6 parties. Les parties 4, 5 et 6 peuvent être traitées indépendamment des autres.

Deux exemplaires du diagramme enthalpique de l'air sont fournis en annexe. L'un est destiné aux essais du candidat, l'autre est à rendre avec la copie.

La turbine GT 31 que l'on se propose d'étudier, sert à la propulsion d'un autocar.

L'air extérieur aspiré est comprimé par le compresseur axial A- Il est ensuite préchauffé par l'échangeur rotatif G, avant de pénétrer dans la chambre de combustion D. Porté à $1\ 050^{\circ}\text{C}$ il va alors actionner la turbine B qui entraîne uniquement le compresseur, puis la turbine C qui est accouplée à la boîte de vitesse du véhicule. Enfin il est rejeté à l'extérieur après avoir retraversé l'échangeur G.



Caractéristiques et performances

Régime nominal de la turbine: 54 000 tr /min.

Air aspiré : 1,5 kg /s à 15°C et 1 bar.

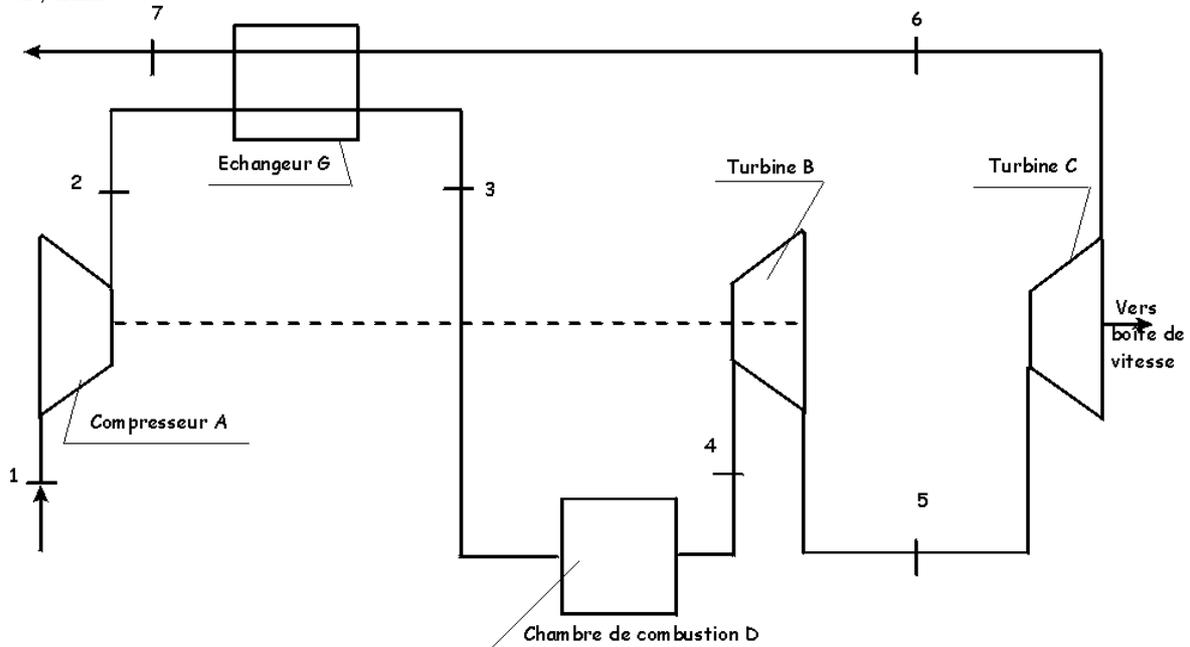
Taux de compression du compresseur A: 1 à 6.

Température de l'air en sortie échangeur et entrée chambre de combustion $T_3 = 400^\circ\text{C}$.

Température en sortie chambre de combustion et entrée turbine B : $T_4 = 1\ 050^\circ\text{C}$.

Température en sortie échangeur et avant rejet dans l'atmosphère : $T_7 = 250^\circ\text{C}$.

Dans ces conditions le moteur fournit en sortie de boîte de vitesses un couple de 1400 N m au régime de 2650 tr /min.



Description du cycle théorique de fonctionnement.

1-2 : Compression isentropique.

2-3 : Échauffement isobare dans l'échangeur G.

3-4 : Combustion isobare.

4-5 : Détente isentropique dans la turbine B.

5-6 : Détente isentropique dans la turbine C.

6-7 : Refroidissement isobare dans l'échangeur.

7-1 : Refroidissement isobare dans l'atmosphère.

ETUDE DE LA TURBINE GT 31.**1. Cycle thermique**

Tracer qualitativement ce cycle sur un diagramme (P, v) .

2. Détermination des paramètres thermodynamiques.

2.1. Tracer sur le diagramme enthalpique de l'air, en annexe, à rendre avec la copie, la compression 1 - 2. En déduire la température T_2 de l'air à la sortie du compresseur. Retrouver ce résultat par le calcul. On

prendra pour cette question $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$.

2.2. Placer sur le diagramme les points 4 et 6. Relever la température T_6 .

2.3. Placer les points 3 et 7 sur le diagramme enthalpique. Relever l'enthalpie de l'air aux différents points du cycle : $h_1, h_2, h_3, h_4, h_6, h_7$.

3. Bilan thermique du cycle.

3.1. Déterminer le travail massique de compression $w_{(1-2)}$.

3.2. La turbine B entraîne uniquement le compresseur A. En supposant le système parfait (aucune perte), quel est le travail massique que doit prélever la turbine B sur les gaz de combustion ? En déduire l'enthalpie h_5 au point 5, et placer ce point sur le diagramme. Relever la température T_5 au point 5.

3.3. Déterminer le travail massique récupéré par la turbine C: $w_{(5-6)}$.

3.4. Déterminer la chaleur massique apportée par la combustion: $q_{(3-4)}$.

3.5. Calculer le rendement théorique de cette machine.

4. Calcul de la consommation de carburant.

En supposant que la combustion doit fournir 750 kJ/kg à l'air circulant dans la machine, déterminer la consommation horaire de carburant. On donne

- débit d'air au régime nominal : 1,5 kg/s
- pouvoir calorifique du carburant : 43 000 kJ/kg.

5. Puissance mécanique de la machine.

En supposant que le travail massique récupéré par la turbine C est de 320 kJ/kg, déterminer la puissance théorique qu'elle fournit.

Au banc d'essai, on mesure en sortie de boîte de vitesses un couple de 1 400 N m à 2650 tr/min. Indiquer les causes mécaniques et thermiques de la différence avec le résultat du 5.1.

6. Amélioration des performances.

L'acier utilisé pour les aubes de la turbine ne permet pas de dépasser 1 100°C dans la chambre de combustion. Un prototype fonctionne actuellement avec des aubes en céramique (nitrure de silicium). La nouvelle température du point 4 est $t'_4 = 1\ 300^\circ\text{C}$. Parallèlement, l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur réalisé lui aussi en céramique, permet d'atteindre $t'_3 = 750^\circ\text{C}$ au point 3.

6.1. Tracer le nouveau cycle sur le diagramme (annexe 1 à rendre avec la copie).

6.2. Le rendement thermique ayant pour expression $\eta = (h'_5 - h'_6)/(h'_4 - h'_3)$, calculer ce nouveau rendement. Quelle est, en pourcentage, l'amélioration obtenue par rapport à la question 3-5 ?

6.3. Calculer la nouvelle consommation horaire de carburant. Quelle est, en pourcentage, l'économie réalisée par rapport à la question 4 ?

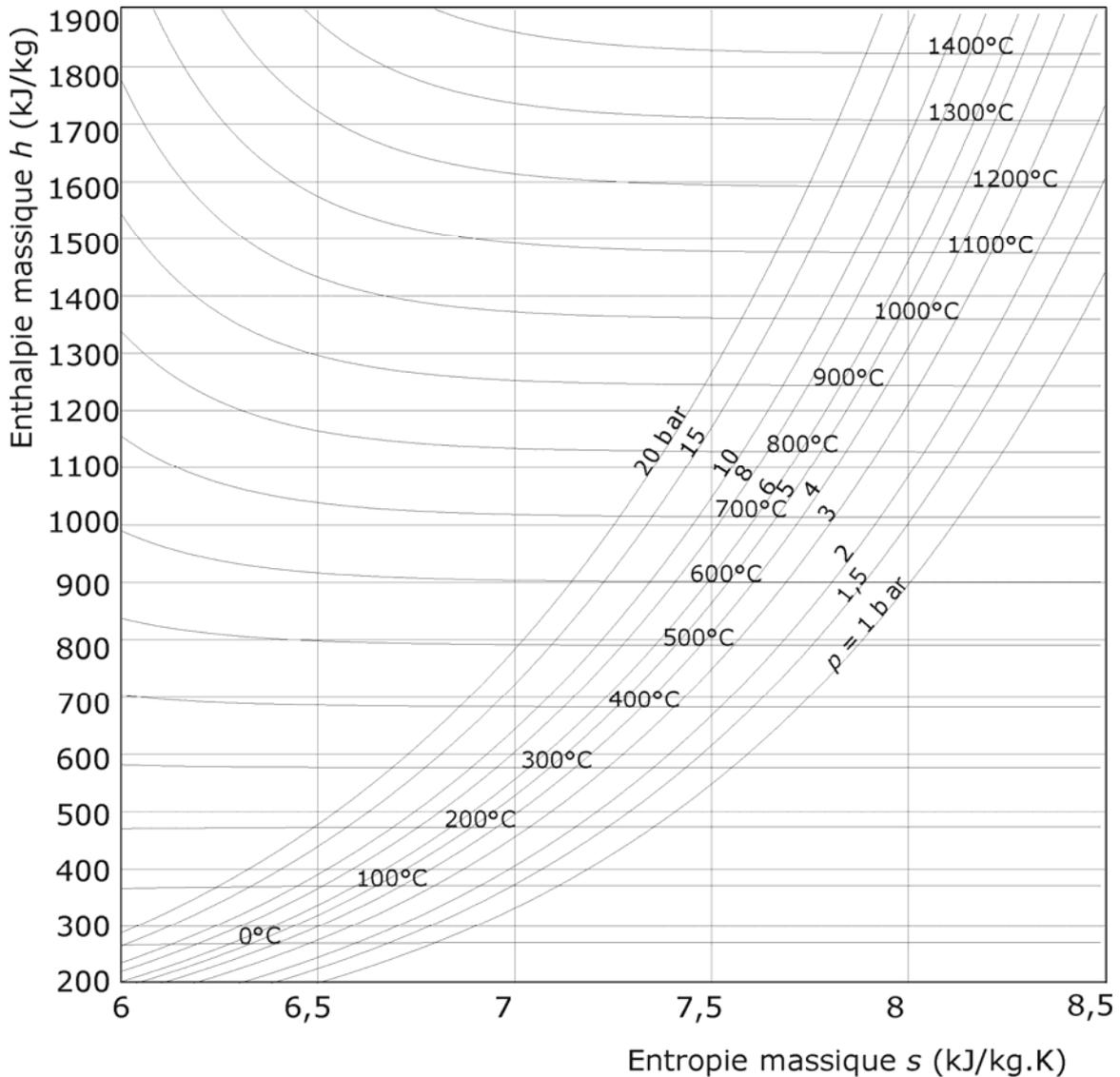
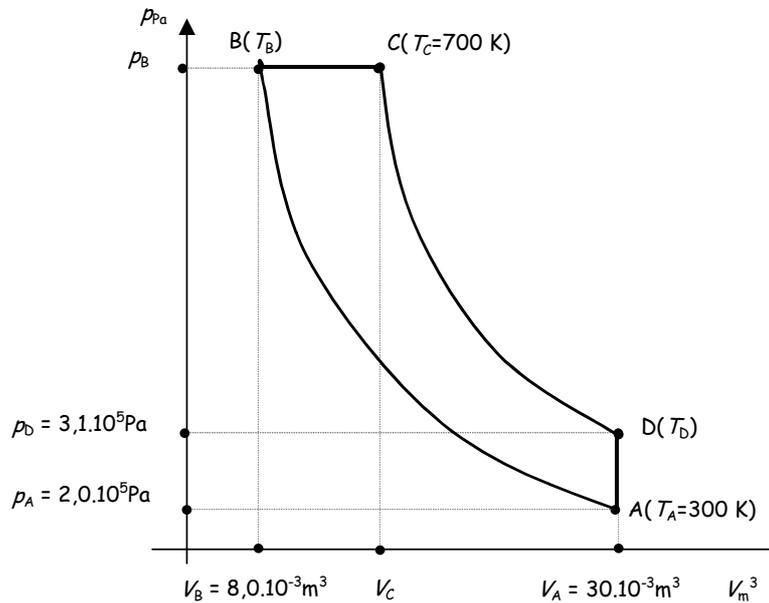


Diagramme de Mollier de l'air

BTS Enveloppe du bâtiment 2001

Un moteur à air chaud (gaz supposé parfait) fonctionne suivant le cycle de Diesel (2 adiabatiques, une isobare et une isochore).

On considère 2,4 moles de ce gaz qui décrivent le cycle suivant



1.
 - 1.1. Qu'appelle-t-on transformation: isobare, isochore, isotherme, adiabatique.
 - 1.2. Indiquer la nature des transformations AB ; BC ; CD ; DA.
2. Calculer les pression, volume et température en chacun des points B, C, D du cycle. Donner les résultats sous forme d'un tableau.
3. Calculer le travail total échangé par le gaz au cours du cycle.
 On rappelle que pour une transformation isobare le travail reçu par le fluide s'exprime par $W_{12} = p_1 (V_1 - V_2)$ et pour une transformation adiabatique par $W_{12} = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{1 - \gamma}$
4. Calculer la quantité de chaleur Q_{BC} .

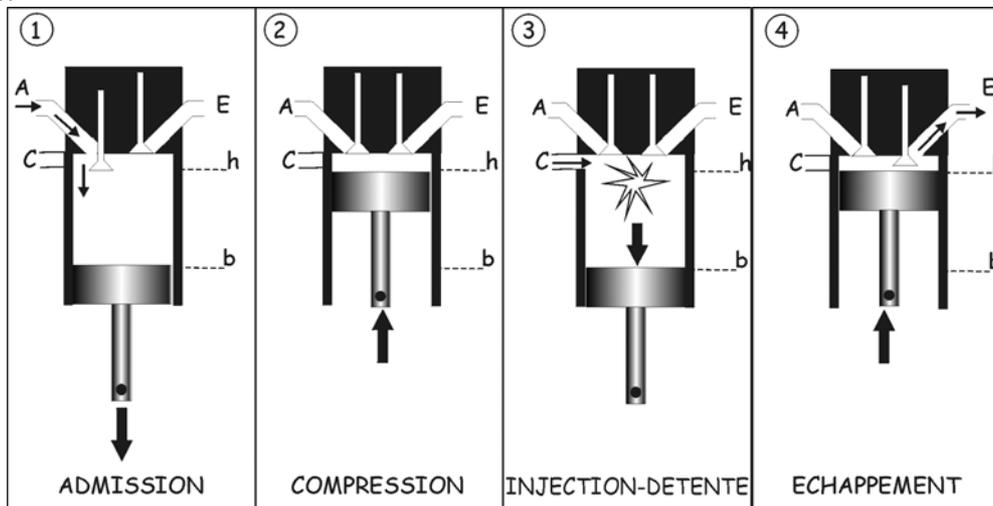
Données:

$R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $C_p = 29,1 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $C_v = 20,8 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

On rappelle que pour une transformation adiabatique réversible: $pV^\gamma = \text{Cste}$ avec $\gamma = 1,40$.

BTS Construction navale 2001

Les figures 1,2,3,4 représentent les quatre temps du moteur Diesel. Pour simplifier le problème, un seul cylindre est représenté.



Premier temps (① admission) : passage de l'état 0 à l'état 1

Le piston part de la position b et descend ; l'orifice A est ouvert, de l'air vient remplir le cylindre, puis l'orifice A se referme quand le piston atteint la position b . On suppose que l'admission s'effectue à pression et température constantes.

Deuxième temps (② compression) : passage de l'état 1 à l'état 2

Les deux orifices A et E étant fermés, le piston remonte à la position b . Le gaz subit une compression adiabatique réversible.

Troisième temps (③ injection et détente) : retour à l'état 1 par les états 3 et 4.

Le piston redescend. Le gasoil est injecté en G pour être finement pulvérisé. Il s'enflamme spontanément à mesure qu'il est introduit (sa température d'inflammation est voisine de 300°C) et brûle pendant une partie de la descente du piston. On peut considérer qu'au cours de la descente du piston, le gaz subit

- Une transformation isobare (combustion des gaz) : passage de l'état 2 à l'état 3
- Une détente adiabatique réversible : passage de l'état 3 à l'état 4
- Un refroidissement isochore : passage de l'état 4 à l'état 1.

Quatrième temps (④ échappement) : passage de l'état 1 à l'état 0

Quand le piston franchit la position b , l'orifice E est ouvert et les gaz brûlés sont évacués par le piston qui remonte. On considère la pression des gaz constante pendant cette transformation.

Le diagramme $p(V)$ figurant sur le document réponse représente la pression p du gaz en fonction du volume V du cylindre.

1. Sur ce document-réponse, reporter les états 0, 1, 2, 3, 4 et flécher le cycle.

La quantité de gasoil injecté étant peu importante par rapport à celle de l'air aspiré, on la négligera devant cette dernière. Le cycle $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ est étudié pour un nombre de moles (noté n) d'air, que l'on assimilera à un gaz parfait.

On donne

- $R = 8,31 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (R: constante des gaz parfaits)
- $C_p = 29,1 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (C_p : capacité calorifique molaire à pression constante)
- $\gamma = C_p / C_v = 1,4$ (C_v : capacité calorifique molaire à volume constant)
- $V_1 = 11,60 \text{ dm}^3$ (volume du gaz à l'état 1)
- $p_1 = 10^5 \text{ Pa}$ (pression du gaz à l'état 1)
- $T_1 = 300 \text{ K}$ (température du gaz à l'état 1)
- $\tau = V_1 / V_2 = 19$ (taux de compression)

2. Calculer le nombre n de moles correspondant au volume V_1 de gaz à l'état 1. On considérera que ce nombre ne varie pas au cours du cycle

3. Calculer la pression p_2 et la température T_2 du gaz à l'état 2.

4. La combustion du carburant, à pression constante, provoque une élévation de température et celle-ci atteint 3800 K en fin de combustion.

En déduire le volume V_3 du gaz à l'état 3 puis la pression p_4 et la température T_4 du gaz à l'état 4.

On prendra pour la suite : $n = 0,47$; $T_2 = 975 \text{ K}$; $T_4 = 2020 \text{ K}$.

5. Calculer les quantités de chaleur algébriques échangées avec le milieu extérieur au cours de la transformation
On notera

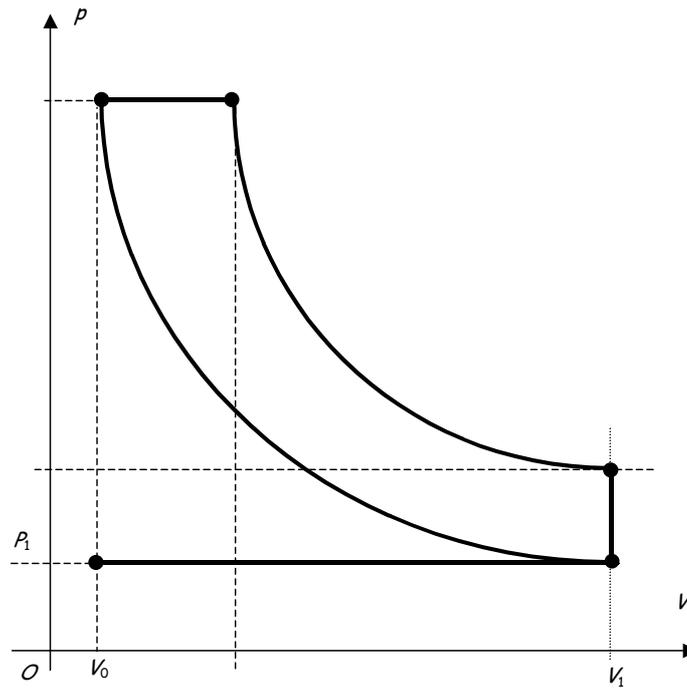
- Q_{12} la quantité de chaleur échangée par le gaz lors de la transformation $1 \rightarrow 2$,
- Q_{23} la quantité de chaleur échangée par le gaz lors de la transformation $2 \rightarrow 3$,
- Q_{34} la quantité de chaleur échangée par le gaz lors de la transformation $3 \rightarrow 4$,
- Q_{41} la quantité de chaleur échangée par le gaz lors de la transformation $4 \rightarrow 1$.

6. En déduire par application du premier principe de la thermodynamique

6.1. la variation de l'énergie interne ΔU du gaz au cours du cycle $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$,

6.2. le travail \mathcal{W} reçu par le gaz au cours du cycle,

6.3. le rendement de ce cycle: $\eta = \frac{-\mathcal{W}}{Q_{23}}$

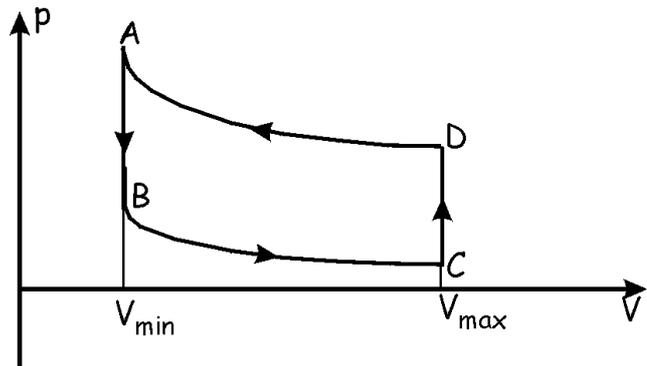


BTS Maintenance Industrielle 1992, Nouméa.

On étudie une machine ditherme fonctionnant suivant le cycle de Stirling représenté sur la figure 1. On distingue dans ce cycle :

- deux transformations réversibles isochores.
- deux transformations réversibles isothermes aux températures T_1 et T_2 ($T_1 < T_2$)

Le fluide décrivant ce cycle dans le sens ABCDA est assimilé à un **gaz parfait**. On rappelle que pour une évolution élémentaire d'une mole de gaz parfait, la variation d'énergie interne dU est liée à la variation de température dT par la relation $dU = C_v \cdot dT$ où C_v est la capacité calorifique molaire à volume constant du fluide.



On donne :

- température de la source froide $T_1 = 276K$
- température de la source chaude $T_2 = 293K$
- rapport volumétrique $\frac{V_{max}}{V_{min}} = 3,0$
- constante du gaz parfait $R = 8,32 \text{ J mol}^{-1} \cdot K^{-1}$
- $C_v = 21 \text{ J mol}^{-1} \cdot K^{-1}$,

1. Quelle est la nature de chacune des transformations A-B, B-C, C-D et D-A ?
2. Pour une mole de fluide :
 - 2.1. Exprimer pour chacune des transformations le travail et la quantité de chaleur échangés par le fluide avec le milieu extérieur.
 - 2.2. Calculer les valeurs numériques des grandeurs exprimées ci-dessus pour les transformations A-B et B-C.
 - 2.3. Exprimer le travail total W échangé par cycle entre le fluide et le milieu extérieur. Le fonctionnement du cycle est-il moteur ou récepteur ? Justifier la réponse.
3. On appelle Q_1 la quantité de chaleur prise à la source froide par une mole de fluide au cours d'un cycle. En utilisant les résultats de la question 2., donner la valeur numérique de Q_1 . Citer une application possible de cette machine.

BTS Maintenance Industrielle 1994 Métropole

On considère un moteur à combustion interne fonctionnant suivant le cycle Diesel représenté en annexe.

A_1A_2 : compression adiabatique réversible de l'air caractérisée par le rapport volumétrique : $x = \frac{V_1}{V_2}$.

A_2A_3 : injection du carburant finement pulvérisé dans l'air comprimé et chaud provoquant son inflammation. La combustion se produit à pression constante.

A_3A_4 : détente adiabatique réversible des gaz.

A_4A_1 : ouverture de la soupape d'échappement, ramenant la pression à p_1 , les gaz subissant un refroidissement isochore.

La quantité de carburant injecté étant faible devant la quantité d'air aspiré, on considérera que le nombre total de moles n'est pas modifié par la combustion.

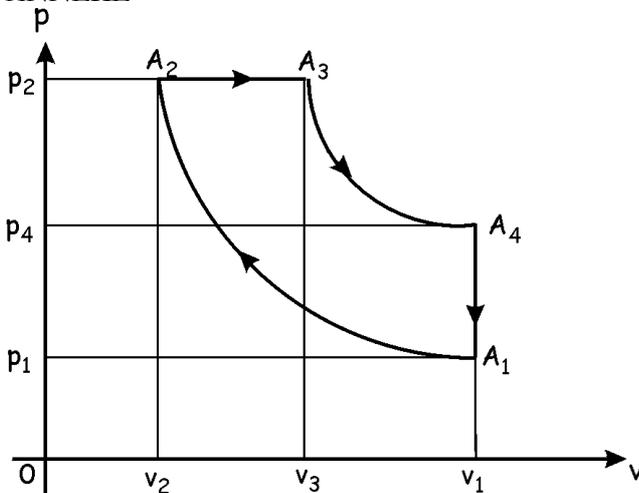
On assimile les gaz à un gaz parfait de constante $R = 8,32 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, de capacité thermique molaire à pression constante $C_p = 29 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

On donne : $\gamma = 1,40$.

On étudie les transformations subies par une mole de gaz parfait.

1. Ce gaz est admis dans les cylindres à la pression $p_1 = 1 \text{ bar} = 1,0 \times 10^5 \text{ Pa}$ et à la température $T_1 = 330 \text{ K}$
 - 1.1. Calculer le volume V_1
 - 1.2. Calculer la pression p_2 et la température T_2 en fin de compression sachant que $x = 14$.
2. En fin de combustion, la température du gaz est $T_3 = 2260 \text{ K}$. Calculer le volume V_3 et la chaleur Q_{23} reçue par ce gaz au cours de la transformation A_2A_3 .
3. Calculer la pression p_4 et la température T_4 en fin de détente.
4.
 - 4.1. Calculer la quantité de chaleur Q_{41} reçue par le gaz au cours de la transformation isochore.
 - 4.2. En appliquant le premier principe, calculer le travail fourni par le moteur au cours d'un cycle.
 - 4.3. Calculer le rendement η de ce moteur thermique.

ANNEXE



RAPPELS :

Le rendement d'un moteur thermique est le rapport entre le travail fourni par les gaz au cours d'un cycle et la quantité de chaleur reçue par les gaz au cours de la phase de combustion.

Pour un gaz parfait subissant une transformation adiabatique réversible d'un état A (p_A, V_A, T_A) à un état B (p_B, V_B, T_B), on peut écrire :

$$p_A V_A^\gamma = p_B V_B^\gamma$$

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}$$

avec $\gamma = \frac{C_p}{C_V}$

BTS Maintenance Industrielle 1996, Nouméa

Le fonctionnement du moteur à explosion peut-être modélisé par le cycle de Beau de Rochas. Ce cycle représenté dans un diagramme de Clapeyron, peut se décomposer en quatre temps :

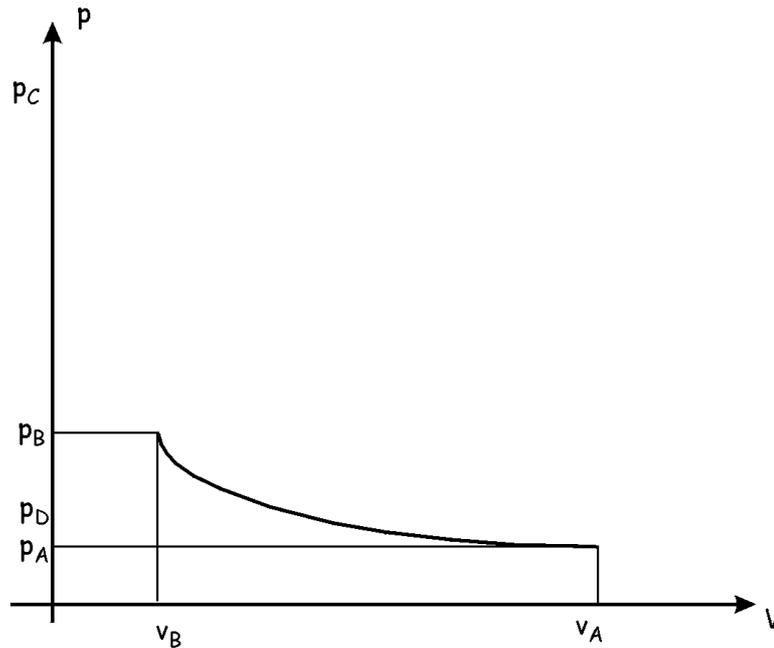
- premier temps, est une compression adiabatique réversible AB du mélange combustible avec un rapport volumétrique $a = V_A/V_B$.
- le deuxième temps est une compression isochore BC , résultant de la combustion du mélange.
- le troisième temps est une détente adiabatique réversible selon CD . En D , le piston est au point mort bas : $V_D = V_A$.
- le quatrième temps est un refroidissement isochore DA .

La quantité de carburant injecté étant peu importante par rapport à celle de l'air aspiré, on la négligera devant cette dernière. Le cycle est étudié pour une mole d'air assimilé à un gaz parfait.

Données Voir document-réponse.

1. Compléter l'allure du cycle sur le document-réponse.
2. Déterminer la valeur des volumes V_A et V_B aux points A et B.
3. Calculer la pression P_B et la température T_B au point B
4. Exprimer, en fonction des températures aux extrémités du cycle, les quantités de chaleur algébriques Q_{AB} , Q_{BC} , Q_{CD} , Q_{DA} , échangées avec le milieu extérieur au cours de chacune des quatre phases. Calculer leurs valeurs numériques. En déduire par application du Premier Principe, la valeur algébrique W du travail fourni à l'air au cours du cycle.
5. Le rendement du cycle s'exprime par : $\eta = -\frac{W}{Q_{BC}}$. Calculer sa valeur numérique.

Document réponse, à rendre avec la copie



Données :

- Constante des gaz parfaits : $R = 8,32 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Capacité thermique molaire de l'air à pression constante : $C_p = 29 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Capacité thermique molaire de l'air à volume constant : C_v
- Valeur du rapport $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,40$
- Valeur du rapport volumique $a = V_A/V_B : a = 7$
- Valeurs de la pression, et de la température aux extrémités du cycle :

$p_A = 10^5 \text{ Pa}$	$p_C = 62 \times 10^5 \text{ Pa}$	$p_D = 4,08 \times 10^5 \text{ Pa}$
$T_A = 300 \text{ K}$	$T_C = 2,65 \times 10^3 \text{ K}$	$T_D = 1,21 \times 10^3 \text{ K}$

On rappelle que lors de la transformation adiabatique réversible d'un gaz parfait $p \cdot V^\gamma = \text{Constante}$

BTS Maintenance Industrielle 1997, Métropole

L'étude porte sur un moteur thermique (type Diesel). La conversion d'énergie est assurée par de l'air qui décrit le cycle représenté en figure 2 sur l'annexe, en coordonnées de Clapeyron $p(V)$. Chaque transformation est considérée comme réversible. Les trajets 1-2 et 3-4, sont adiabatiques.

État 1 : $p_1 = 1 \text{ Bar} = 10^5 \text{ Pa}$ $T_1 = 300 \text{ K}$

État 2 : $\frac{V_1}{V_2} = 14$

État 3 : $T_3 = 1340 \text{ K}$

État 4 : $T_4 = 556 \text{ K}$

Les calculs porteront sur une mole d'air.

Il est rappelé que $R = 8,32 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, et que, pour l'air, $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,40$. On donne en outre :

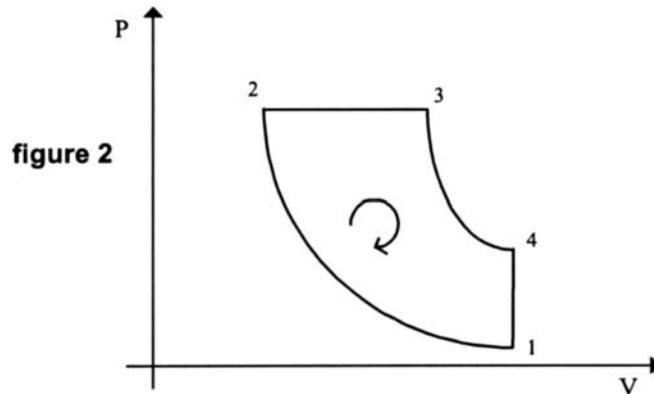
$$C_v = 20,8 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

1. Montrer que $T_2 = 862 \text{ K}$. On rappelle que pour une transformation adiabatique :

$$p \cdot V^\gamma = \text{Cte}$$

$$T \cdot V^{\gamma-1} = \text{Cte.}$$

2. Pourquoi T_3 est-elle la température la plus élevée sur le cycle ?
3. Déterminer la quantité de chaleur échangée par une mole d'air au cours de chaque transformation :
 - 3.1. sur le trajet 1-2.
 - 3.2. sur le trajet 2-3.
 - 3.3. sur le trajet 3-4.
 - 3.4. sur le trajet 4-1.
4. Quelle est la variation de l'énergie interne de l'air qui décrit un cycle ?
5. Énoncer le premier principe de la thermodynamique pour un cycle et en déduire la valeur algébrique W du travail reçu par une mole d'air au cours d'un cycle.
6. Déterminer le rendement théorique du moteur.
7. Le rendement réel n'est que de 0,45. Le fuel utilisé dégage $45 \times 10^3 \text{ kJ}$ par litre lors de la combustion. Sachant que ce moteur consomme 1 litre de fuel par heure, calculer le travail mécanique qu'il fournit en une heure et sa puissance mécanique.



BTS Maintenance Industrielle 1999

On considère un moteur à essence fonctionnant selon le cycle réversible représenté à la figure du document-réponse

- Compression adiabatique : passage de l'état 1 à l'état 2, noté 1→2,
- Combustion à volume constant : passage de l'état 2 à l'état 3, ($p_3 > p_2$) noté 2→3 ;
- Détente adiabatique : passage de l'état 3 à l'état 4, noté 3→4 ;
- Transformation à volume constant : passage de l'état 4, à l'état 1 noté 4→1.

Le mélange des gaz décrivant le cycle est considéré comme un gaz parfait.

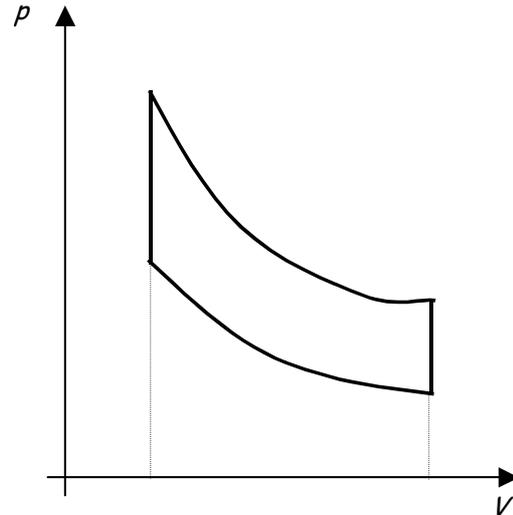
On donne :

- $R = 8,32 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Capacité thermique molaire à volume constant: $C_v = 20,7 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ On admettra que C_v est indépendante de la température
- $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$

Les conditions à l'admission sont

- $p_1 = 1,0 \times 10^5 \text{ Pa}$ $V_1 = 2,0 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ $T = 300 \text{ K}$

1. Sur la figure du document-réponse, reporter les états 1, 2, 3, 4 et flécher le cycle.
2. Calculer le nombre de moles de gaz décrivant le cycle.
3. On donne $V_2 = 0,25 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, ce qui correspond à un rapport volumétrique $\tau = \frac{V_1}{V_2} = 8,0$



- 3.1. Calculer la température T_2 en fin de compression adiabatique.
- 3.2. Calculer la température T_3 en fin de combustion sachant que $T_3 - T_2 = 2,0 \times 10^3 \text{ K}$.
- 3.3. Calculer la température T_4 en fin de détente adiabatique.

On prendra pour la suite de la question 3 : $T_4 = 1,17 \times 10^3 \text{ K}$.

- 3.4. Quelle est la quantité de chaleur reçue par le gaz au cours de chacune des 4 transformations du cycle ?

On notera .

- Q_{12} la quantité de chaleur reçue par le gaz lors de la transformation $1 \rightarrow 2$.
 - Q_{23} la quantité de chaleur reçue par le gaz lors de la transformation $2 \rightarrow 3$.
 - Q_{34} la quantité de chaleur reçue par le gaz lors de la transformation $3 \rightarrow 4$.
 - Q_{41} la quantité de chaleur reçue par le gaz lors de la transformation $4 \rightarrow 1$.
- 3.5. Calculer la quantité de chaleur Q_{cycle} , reçue par le gaz au cours du cycle complet.
 - 3.6. En déduire le travail W_{cycle} reçu par le gaz au cours du cycle complet.

- 3.7. Calculer le rendement du cycle $\eta = \frac{W_{\text{cycle}}}{Q_{23}}$

4. Avec un faible rapport volumétrique, on pourrait se contenter d'un carburant à base d'heptane $C_7 H_{16}$. Ecrire et équilibrer l'équation de la combustion de l'heptane dans le dioxygène O_2 sachant qu'il y a production de dioxyde de carbone CO_2 et d'eau H_2O .
5. Pour augmenter le rendement du cycle, on augmente le rapport volumétrique : il faut alors modifier la composition du carburant (on dit qu'on augmente l'indice d'octane). Pour cela et pour éviter l'utilisation du plomb (polluant), on peut introduire de l'éthanol de formule brute C_2H_6O . Ecrire et équilibrer l'équation de la combustion de l'éthanol dans le dioxygène sachant qu'il y a production de dioxyde de carbone et d'eau.

Lors d'une transformation adiabatique réversible on a les relations suivantes

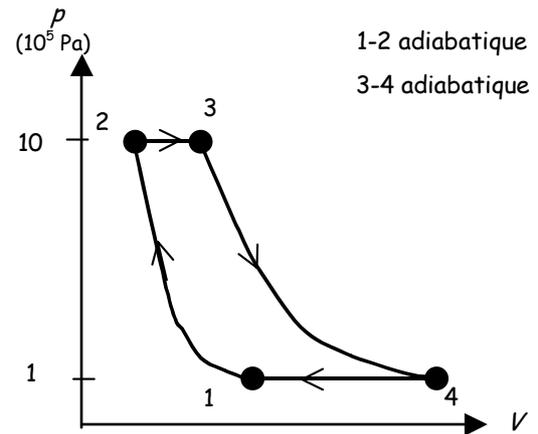
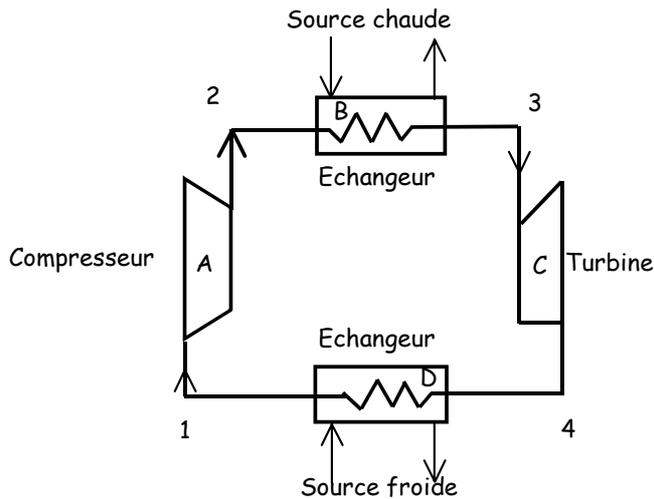
$$p_A V_A^\gamma = p_B V_B^\gamma \qquad T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1} \qquad T_A^\gamma p_A^{1-\gamma} = T_B^\gamma p_B^{1-\gamma}$$

BTS Maintenance industrielle 2000

Une turbine à gaz fonctionne avec de l'air suivant le schéma de principe ci-dessous.

On étudie le cycle thermodynamique de l'air subissant les transformations réversibles suivantes

- compression adiabatique dans le compresseur A ;
- échauffement à pression constante dans l'échangeur de chaleur B ;
- détente adiabatique dans la turbine C ;
- refroidissement à pression constante dans l'échangeur de chaleur D.



Données :

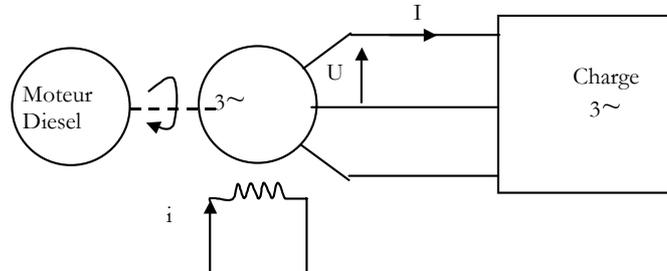
- Constante des gaz parfaits $R = 8,32 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.
- Capacité thermique molaire à pression constante de l'air $C_p = 29,12 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Capacité thermique molaire à volume constant de l'air $C_v = 20,80 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Rapport des capacités thermiques molaires $\gamma = C_p/C_v = 1,4$
- Masse molaire de l'air $M_a = 0,029 \text{ kg mol}^{-1}$
- Pour une transformation adiabatique $p \cdot V^\gamma = \text{Cte}$ $T \cdot V^{\gamma-1} = \text{Cte}$. $T^\gamma \cdot p^{1-\gamma} = \text{Cte}$

On raisonne sur une masse d'air de 1 kg.

1. Calculer n le nombre de moles d'air.
2. L'air entre dans le compresseur A à la température 300 K et à la pression de $1,0 \times 10^5 \text{ Pa}$. Calculer le volume V_1 de l'air à l'entrée du compresseur.
3.
 - 3.1. Montrer que la température en fin de compression est : $T_2 = 579 \text{ K}$.
 - 3.2. Le gaz reçoit dans l'échangeur B une quantité de chaleur de 450 kJ. Calculer la température T_3 à la sortie de l'échangeur B.
 - 3.3. Montrer que la température T_4 à la sortie de la turbine a pour valeur : $T_4 = 532 \text{ K}$.
 - 3.4. Calculer la quantité de chaleur reçue par le gaz dans l'échangeur D.
4.
 - 4.1. Indiquer la valeur des quantités de chaleur reçues par le gaz au cours de chacune des transformations. En déduire la quantité de chaleur Q_{cycle} reçue au cours d'un cycle.
 - 4.2. En déduire le travail reçu au cours d'un cycle W_{cycle} . Préciser son signe et la signification de celui-ci.

BTS Maintenance industrielle 2002

Le problème concerne l'étude de certains éléments d'un groupe électrogène. Ce groupe est constitué d'un moteur Diesel entraînant en rotation une machine alternative triphasée.



Le cycle théorique de ce moteur à quatre temps, que l'on supposera constitué d'un seul cylindre, est constitué par les transformations suivantes :

- Transformation 1 \rightarrow 2 : Compression **adiabatique** réversible de l'air.
- Transformation 2 \rightarrow 3 : Combustion **isobare** par injection de gazole.
- Transformation 3 \rightarrow 4 : Détente **adiabatique** réversible.
- Transformation 4 \rightarrow 1 : Refroidissement **isochore**.

On rappelle qu'à cause des phases d'admission et d'échappement, deux tours de l'arbre moteur sont nécessaires pour effectuer un cycle.

Les gaz décrivant ce cycle sont assimilables à de l'air et seront considérés comme parfaits.

On donne :

- Pour l'état 1 $V_1 = 2000 \text{ cm}^3$ $\theta_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_1 = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$
- Pour l'état 2 $V_2 = 100 \text{ cm}^3$
- Capacité thermique de l'air à pression constante : $C_p = 29 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.
- Constante des gaz parfaits : $R = 8,32 \text{ J mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$

1. Représenter sur le document réponse l'allure du cycle sur le diagramme de Clapeyron $p(V)$. Préciser les états (1, 2, 3 et 4) et flécher les transformations.
2. Calculer la cylindrée V de ce moteur (volume balayé par le piston).
3. Calculer le taux de compression ε , rapport des volumes maximum et minimum engendrés par le piston.
4. Montrer que le nombre de moles d'air présentes à chaque cycle dans le cylindre est : $n = 82 \times 10^{-3} \text{ mol}$
5. Calculer la pression p_2 et la température T_2 en fin de compression.
6. Expliquer, pourquoi, sur un moteur Diesel, il n'y a pas de bougie d'allumage.
7. L'élévation de température $T_3 - T_2$ étant de 1500 K, calculer la quantité de chaleur reçue par le gaz lors de la combustion du gazole.
8. La combustion d'un gramme de gazole dans l'air dégage une énergie thermique de 46,8 kJ. En supposant le rendement de la combustion égal à 100 %, calculer la masse de gazole consommée par cycle.
9. Le moteur tournant à 3000 tr min^{-1} en déduire la masse de gazole consommée en une heure de fonctionnement.

Document réponse



BTS Moteurs à combustion interne 2000

Un alcane est utilisé comme carburant dans un moteur à allumage commandé dont le cycle théorique est le cycle de Beau de Rochas.

Il consiste en une admission du mélange à pression constante égale à la pression atmosphérique p_1 . Au cours de cette étape le volume passe de V_2 à V_1 . Après fermeture de la soupape d'admission, la masse gazeuse emprisonnée dans le cylindre subit une compression isentropique qui l'amène dans l'état : p_2, V_2, T_2 .

À T_2 la combustion commence, elle est isochore. En fin de transformation, la température est T_3 , et la pression p_3 . Ensuite le volume du gaz est ramené à V_1 par une détente isentropique, la pression est alors p_4 et la température T_4 . Il se produit alors une évolution isochore ramenant la pression du gaz à la pression atmosphérique p_1 . Le gaz ayant subi le cycle est alors évacué à l'extérieur du cylindre par la soupape d'échappement.

1. Représenter dans le diagramme (p, V) l'ensemble des transformations thermodynamiques exposées ci-dessus.
2. L'air carburé a été admis à 20°C (293 K). Quelle est sa température T_2 en fin de compression isentropique ?

On donne $\frac{V_1}{V_2} = 9$ et $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,38$ supposé indépendant de la température.

3.
 - 3.1. Le pouvoir calorifique inférieur (P_{Gi}) du carburant utilisé étant de $43,5 \times 10^3 \text{ kJ kg}^{-1}$ et le carburant étant admis dans les conditions stœchiométriques correspondant à l'air sec proposé précédemment, montrer que l'expression de $T_3 - T_2$ peut se mettre sous la forme $T_3 - T_2 = \frac{P_{Gi}}{c_v(1 + P_{co})}$

P_{co} : pouvoir comburivore du carburant. On appelle pouvoir comburivore d'un carburant la masse de l'air nécessaire pour brûler complètement 1 kg de carburant. On le notera P_{co} . Donc $P_{co} = \frac{m_a}{m_c}$ où m_a

représente la masse d'air nécessaire à la combustion complète de la masse m_c de carburant.

On négligera l'influence des gaz résiduels du cycle précédent.

- 3.2. Comparer l'élévation de température obtenue avec ce carburant dont le pouvoir comburivore est égal à 15,1 et celle que l'on aurait avec le nitrométhane dont le P_{ci} vaut $10,5 \times 10^3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ et le pouvoir comburivore vaut 1,69.

On donne :

- $c_v = 0,72 \times 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ pour le mélange d'air et de carburant.
- $c_v = 0,80 \times 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ pour le mélange d'air et de nitrométhane.

Quelle conséquence, d'un point de vue performance, peut-on déduire de l'addition éventuelle du nitrométhane au carburant utilisé dans le moteur ?

BTS Moteurs à combustion interne 2002

Comparaison de performances d'un moteur qui fonctionnerait au GPL-C puis à l'Eurosuper suivant le cycle théorique de Beau de Rochas.

1. Représenter dans le diagramme (p, V) l'allure du cycle théorique de Beau de Rochas.

Rappel : après admission dans le cylindre, le système (gaz dans le cylindre) subit une compression isentropique 1-2 ; puis se produit la combustion isochore 2-3 pendant laquelle le système reçoit la quantité de chaleur $Q_1 > 0$; la transformation 3-4 est une détente isentropique puis, au cours de la transformation isochore 4-1, le système échange avec l'extérieur la quantité de chaleur $Q_2 < 0$.

2. La comparaison de performances concerne le travail maximum fourni par le système à l'extérieur au cours d'un cycle (cas de la pleine charge ou pleine admission avec remplissage maximal ou taux de remplissage égal à 1).

Données

- On rappelle que le $CEMV$ représente l'énergie disponible par unité de volume de mélange carburé gazeux ; il se calcule à 25°C sous pression standard et à richesse 1 ; il s'exprime couramment en $\text{kJ} \cdot \text{L}^{-1}$.
- On donne d'autre part :
 $CEMV$ du GPL-C : $3,38 \text{ kJ} \cdot \text{L}^{-1}$. $CEMV$ Eurosuper : $3,46 \text{ kJ} \cdot \text{L}^{-1}$.

- La valeur de $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ sera considérée comme étant constante sur la totalité du cycle et identique pour les deux cas (mélange air GPL-C et mélange air Eurosuper).

2.1. Énoncer le premier principe de la thermodynamique ; en déduire l'expression de \mathcal{W} , travail reçu par le système (gaz dans le cylindre) au cours du cycle, en fonction de Q_1 et de Q_2 .

2.2. Exprimer Q_1 à partir de V (cylindrée) et du $CEMV$ du carburant étudié, le remplissage du cylindre étant maximum.

2.3. L'expression de Q_2 est : $Q_2 = -\frac{V \cdot (CEMV)}{\varepsilon^{\gamma-1}}$ avec ε : rapport volumétrique. Établir que le travail

maximum fourni par le système à l'extérieur est $|\mathcal{W}| = V \cdot (CEMV) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}\right)$

Quel est, dans le cadre des approximations proposées, le carburant qui donne $|\mathcal{W}|$ le plus grand ?

Évaluer numériquement la variation relative $\frac{\Delta|\mathcal{W}|}{|\mathcal{W}|}$ en % lorsque l'on passe de l'Eurosuper au GPL-C.

Comparer à la valeur de 3% indiquée dans les publications spécialisées.

BTS Moteurs à combustion interne 2004

On se propose d'étudier la combustion dans un moteur à explosion. Les gaz sont considérés comme des gaz parfaits.

1. On étudie la combustion de l'octane C_8H_{18} dans l'air de composition ($\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2$):

1.1. Écrire l'équation ajustée de la combustion de l'octane dans l'air.

1.2. Calculer la masse d'air nécessaire pour réaliser la combustion de 1 g d'octane.

On donne les masses molaires atomiques

$M(\text{H}) = 1 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$; $M(\text{O}) = 16 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$; $M(\text{N}) = 14 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$ et $M(\text{C}) = 12 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$.

- 1.3. Écrire la formule semi-développée de l'isooctane dont le nom est 2,2,4-triméthylpentane selon la nomenclature.
2. On réalise la combustion de 1 L d'un mélange gazeux octane-air contenant 0,075 g d'octane.
- 2.1. Calculer l'énergie calorifique dégagée au cours de la combustion sachant que le pouvoir calorifique de l'octane est de $5,55 \times 10^6$ J par mole d'octane.
- 2.2. Calculer le rapport r entre l'énergie recueillie sur l'arbre qui est de 1250 J et l'énergie calorifique calculée dans la question 2.1.
3. On fait subir à un litre du mélange gazeux précédent le cycle de Beau de Rochas ABCDA
- AB et CD sont des transformations adiabatiques réversibles (ou isentropiques)
 - BC et DA sont des transformations isochores
- On a relevé au cours de ce cycle les valeurs des échanges d'énergie sous forme de transferts thermiques Q ou de travail W entre le mélange gazeux octane-air et le milieu extérieur

Transformation	AB	BC	CD	DA	Cycle
W (J)	660		-2690		
Q (J)		3650			

- 3.1. Énoncer le premier principe de la thermodynamique.
- 3.2. Déterminer les valeurs correspondant aux cases vides de ce tableau.
- 3.3. Quel est le rendement thermodynamique de ce cycle théorique ?
4. On fait subir au mélange gazeux octane-air précédent le cycle idéal de Carnot ABCDA entre les températures extrêmes de 20°C et 2100°C rencontrées au cours du cycle précédent.
- AB est une transformation isotherme à la température de 20°C et CD est une transformation isotherme à la température de 2100°C.
- BC et DA sont deux transformations adiabatiques réversibles (ou isentropiques).
- On rappelle que pour un tel cycle, le rendement est donné par la relation $\eta = 1 - (T_{SF}/T_{SC})$ dans laquelle T_{SF} représente la température de la source froide et T_{SC} représente la température de la source chaude.
- 4.1. Calculer la valeur du rendement de ce cycle.
- 4.2. Comparer ce rendement avec celui calculé en 3.1 et conclure.
5. Au cours de la phase de combustion le diazote N_2 se combine partiellement avec le dioxygène O_2 pour donner du dioxyde d'azote NO_2 suivant l'équation chimique ajustée
- $$N_2(g) + 2 O_2(g) \rightleftharpoons 2 NO_2(g)$$
- Le sens 1 correspond au sens \rightarrow et le sens 2 correspond au sens \leftarrow*
- Dans le sens 1 la réaction est endothermique.
- Les composés N_2 , O_2 et NO_2 sont à l'état gazeux.
- On désire réduire la production de NO_2 polluant qui se forme lors de la combustion de l'octane.
- Pour obtenir ce résultat, comment faut-il faire varier
- 5.1. la température du mélange gazeux à pression constante ?
- 5.2. la pression du mélange gazeux à température constante ?

BTS Techniques Physiques pour l'Industrie et le Laboratoire 2000

- Le but de ce problème est d'étudier le fonctionnement d'un moteur de type turbine à gaz à combustion externe.
- Pour cette machine thermique, un gaz, que l'on supposera parfait décrit en circuit fermé les opérations suivantes :
- Le gaz initialement à l'état 1, sa pression est p_1 et sa température T_1 , traverse un compresseur dans lequel il subit une évolution adiabatique réversible jusqu'à l'état 2 (la température est ainsi T_2 et la pression p_2).
 - Il se trouve alors en contact avec une source chaude où il se réchauffe de façon isobare, jusqu'à la température T_3 , il est dans l'état 3.
 - Le gaz pénètre ensuite dans la turbine où il se détend de manière adiabatique réversible jusqu'à la pression $p_4 = p_1$. En fin de détente sa température est T_4 , il est à l'état 4.
 - Il achève enfin de se refroidir d'une façon isobare au contact d'une source froide pour se retrouver dans l'état 1
1. Tracer l'allure du cycle de cette machine dans un diagramme de Clapeyron $p = f(V)$ en indiquant son sens de rotation.
2. Donner la relation entre p_2 et p_3 .
3. Lors d'une évolution adiabatique réversible, un gaz parfait suit la loi de Laplace $p.V^\gamma = Cte$ où $\gamma = C_p/C_v$ est le rapport des capacités thermiques à pression et volume constants, supposé indépendant de la température.
- 3.1. - Réécrire cette loi en fonction des variables T et p et du rapport γ
- 3.2. - En déduire les expressions des températures T_2 et T_4 en fonction de p_1, p_2, T_1, T_3 et γ .

4. Préciser, pour une mole de gaz, les expressions des quantités de chaleur Q_C et Q_F échangées respectivement avec la source chaude et la source froide.
5. En utilisant le Premier Principe, donner l'expression du travail global W fourni à cette mole de gaz pendant un cycle en fonction de C_p , T_1 , T_2 , T_3 et T_4 .
6. Le rapport $r = p_2/p_1$ est généralement imposé par les limites de résistance mécanique du compresseur.

6.1. - Montrer que le rendement théorique η_{th} de cette machine s'écrit $\eta_{th} = 1 - r^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

6.2. - Avec lequel des trois gaz suivants obtiendra-t-on le meilleur rendement ? Justifier.

Gaz	Valeur γ
Argon	$5/3 = 1,67$
Air	$7/5 = 1,40$
Gaz carbonique	1,31

7. Applications numériques

7.1. Donner les valeurs de T_2 , T_4 et η_{th} , pour $\gamma = 1,67$, $r = 4,0$, $p_1 = 1,0 \times 10^5$ Pa, $T_1 = 300$ K et $T_3 = 900$ K.

7.2. Comparer la valeur de η_{th} au rendement de Carnot η_{Ca} calculé dans le cas d'une source froide de température T_1 et d'une source chaude de température T_3 . Ce résultat était-il prévisible ? Pourquoi ?

BTS Techniques Physiques pour l'Industrie et le Laboratoire 2004

ÉTUDE D'UNE COGÉNÉRATION

Un cogénérateur est un moteur thermique permettant la production simultanée de chaleur (pour le chauffage d'un ensemble de bâtiments) et d'électricité (pour l'éclairage et l'alimentation d'appareils électriques dans cet ensemble de bâtiments ; l'excédent éventuel peut être revendu à EDF).

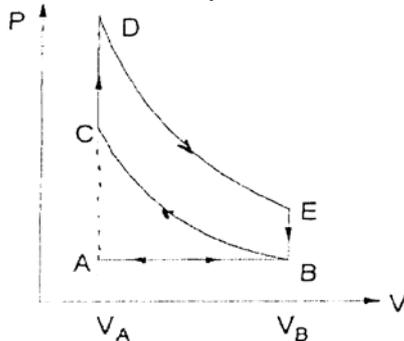
Il est constitué

- d'un moteur à pistons à allumage commandé alimenté en gaz naturel qui sera considéré comme du méthane (de formule chimique CH_4 , masse molaire $M(CH_4) = 16,0$ g mol^{-1}). Ce moteur est couplé à un alternateur pour la fourniture du courant de fréquence 50 Hz ;
- de deux échangeurs thermiques (haute et basse températures) pour récupérer la chaleur dégagée par le moteur et les gaz d'échappement et produire l'eau chaude destinée au chauffage.

1. Partie 1 : Etude du moteur thermique

Le moteur est d'un type analogue à ceux des automobiles à essence.

Il fonctionne suivant le cycle Beau de Rochas qui est schématisé ci-dessous en coordonnées de Clapeyron.



- Admission de A à B du mélange air + gaz naturel
- Compression adiabatique réversible de B à C
- Combustion interne du mélange de C à D
- Détente adiabatique réversible de D à E
- Refroidissement de E à B grâce aux échangeurs
- Echappement de B à A.

Ce cycle correspond à deux tours de l'arbre moteur.

Le moteur est constitué de 16 cylindres représentant une cylindrée totale $V_B - V_A = 71,0$ L. En régime nominal, la vitesse de rotation de son arbre est de 1500 tr min^{-1} .

Pour simplifier, tous les mélanges gazeux avant et après combustion seront assimilés à un gaz parfait pour lequel

le rapport des capacités thermiques massiques à pression et volume constants vaut $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,32$. La constante

des gaz parfaits vaut $R = 8,32$ J mol^{-1} K^{-1} .

1.1. - Vérifier que la durée d'un cycle est de 0,080 s.

1.2. Déterminer la masse d'air, assimilé à un gaz parfait de masse molaire $M = 29,0$ g mol^{-1} , admise dans les cylindres à chaque cycle. Pour faire ce calcul et uniquement pour cette question, on néglige la masse de gaz naturel introduite.

On donne :

- la température d'admission $T_B = 300$ K
- la pression d'admission $p_A = p_B = 2,00$ bar. En déduire le débit massique d'air à l'admission.

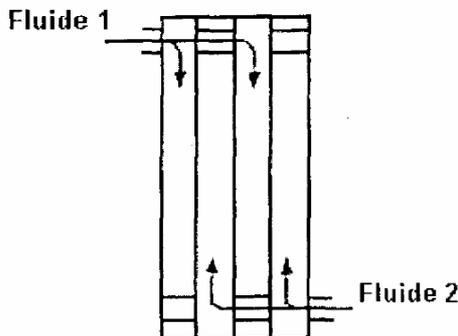
- 1.3. Le débit massique de gaz naturel à l'admission est de $7,80 \cdot 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$ et le débit massique des gaz d'échappement est de $2,140 \text{ kg.s}^{-1}$. En effectuant un bilan de masse, retrouver le débit massique d'air à l'admission obtenu en question 1.2.
- 1.4. Le rapport de compression volumétrique $r_{cv} = \frac{V_B}{V_A}$ est égal à 11,7.
 - 1.4.1. Donner la relation (de Laplace) liant la température T et le volume V au cours d'une transformation adiabatique réversible.
 - 1.4.2. Calculer la température T_c du mélange {air + gaz naturel} en fin de compression.
- 1.5. Calculer les nombres de moles de gaz naturel et d'air admises dans les cylindres à chaque cycle. En déduire le travail W_{BC} reçu par le mélange (supposé idéal) au cours de la compression pour un cycle. Les soupapes des cylindres maintiennent le système fermé lors de cette compression.
- 1.6. La combustion du mélange (phase CD) libère une puissance thermique de 3470 kW. Le travail W_{DE} cédé par les gaz d'échappement au cours de la détente pour un cycle est $W_{DE} = -155,1 \text{ kJ}$.
 - 1.6.1. Calculer le rendement thermodynamique du moteur.
 - 1.6.2. Sachant que l'alternateur produit 1200 kW de puissance électrique, calculer le rendement de la conversion énergie chimique de combustion \rightarrow énergie électrique.

2. Partie 2 : Etude des échangeurs thermiques

Dans cette partie, la capacité thermique massique de l'eau sera considérée comme constante et égale à $4180 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

- 2.1. L'échangeur haute température refroidit directement le moteur grâce à une circulation d'eau sous pression qui rentre dans le moteur à 82°C et en sort à 92°C . On souhaite récupérer une puissance thermique de 656 kW grâce à l'échangeur.

On donne la masse volumique de l'eau à la température moyenne d'échange $\rho = 968 \text{ kg m}^{-3}$. Déterminer le débit volumique de l'eau dans l'échangeur pour obtenir cette puissance.
- 2.2. L'échangeur basse température est un échangeur à plaques où les gaz d'échappement (fluide 1) et l'eau (fluide 2) circulent à contre-courant (voir schéma ci-dessous). Il permet de récupérer une puissance thermique de 967 kW.



Expliquer qualitativement pourquoi la circulation des fluides à contre-courant augmente l'efficacité de l'échangeur par rapport à une circulation à co-courant. On tracera l'allure des graphes donnant l'évolution de la température le long de l'échangeur pour chaque fluide

- 2.3. Calculer le rendement de la conversion énergie chimique de combustion \rightarrow énergie thermique pour les deux échangeurs. On rappelle que la puissance thermique libérée lors de la combustion est de 3470 kW