Sujet PS82/ER41 Automne 2025 Durée 1h30

Documents non autorisés – dictionnaires papiers autorisé

Exercice 1 : Physique Nucléaire (2 points)

Dans les centrales de type surgénérateur quel est l'élément utilisé comme fluide caloporteur ? Pourquoi cela pose des problèmes ?

Exercice 2 (2 points) : Calculer les variations d'enthalpie relatives à la transformation d'une mole de glace à -5°C en une mole d'eau à 20°C sous la pression atmosphérique.

Chaleur latente de fusion de la glace : 6020 J/mol

Chaleur massique de la glace : 2,1 kJ / (kg.K)

Chaleur massique de l'eau : 4,2 kJ / (kg.K)

Exercice 3 (4 points) :

On met chaque jour dans une glacière 5 kg de glace qui se trouvent fondus et à 0°C le lendemain.

1) Quelle est la quantité de chaleur reçue par jour par la glacière de la part du milieu extérieur ?
2) Evaluer cette quantité de chaleur par seconde. De combien augmente la consommation de glace lorsqu'on place dans cette glacière 1 litre de lait à 100°C ?

Valeur en eau du litre de lait : 1000 g.

Exercice 4 (12 points) : Cycle d'Otto et moteur F1 2026 ICE (Internal Combustion Engine - Moteur à combustion interne) de 500 ch.

Partie A – Étude du cycle d'Otto

On modélise le moteur thermique (ICE) de F1 2026 par un **cycle d'Otto idéal** (cycle de Beau de Rochas) appliqué à de l'air parfait, de constantes :

- $R = 287$ J.kg^{-1}.K^{-1}
- $\gamma = 1{,}4$.

Le moteur réel est un V6 turbo 1.6 L, mais on le remplace par un **cylindre équivalent** fonctionnant en cycle d'Otto à quatre temps.

On considère les quatre transformations idéales suivantes :

- 1 → 2 : compression isentropique, piston de Point Mort Bas (PMB) à Point Mort Haut (PMH), soupapes fermées.
- 2 → 3 : apport de chaleur à volume constant (combustion idéale instantanée).
- 3 → 4 : détente isentropique, piston de PMH à PMB.
- 4 → 1 : rejet de chaleur à volume constant.

Données d'état au début de la compression (point 1) :

- Pression d'admission effective : $p_1 = 3{,}0$ bar (moteur fortement suralimenté).
- Température à l'admission : $T_1 = 330$ K.
- Taux de compression géométrique « à froid » : $\tau_f = \frac{V_1}{V_2} = 16{,}0$.

On note :

- V_1 : volume au PMB (début de compression),
- V_2 : volume au PMH (fin de compression),
- T_2, p_2 : état 2,
- T_3, p_3 : état 3,
- T_4, p_4 : état 4.

Pour fixer les ordres de grandeur, on admet que la température maximale après combustion idéale est $T_3 = 2500$ K.

A.1 – Compression 1 → 2

1. Rappeler les relations d'une **transformation isentropique** d'un gaz parfait et en déduire les expressions de T_2 et p_2 en fonction de T_1, p_1, τ_f et γ.
2. Calculer numériquement T_2 et p_2 pour $\tau_f = 16$, $\gamma = 1{,}4$, $T_1 = 330$ K, $p_1 = 3{,}0$ bar.
3. Tracer qualitativement le cycle dans un diagramme p-V et, en identifiant les quatre transformations 1–2–3–4–1.

A.2 – Combustion idéale 2 → 3 (apport de chaleur à volume constant)

On assimile la combustion à un apport de chaleur à volume constant, $V_2 = V_3$.

1. Montrer que la chaleur massique apportée vaut

$$q_{in} = c_v(T_3 - T_2),$$

où $c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$.

2. Calculer numériquement c_v, puis q_{in} pour T_2 trouvé à la question A.1 et $T_3 = 2500\ \mathrm{K}$.

A.3 – Détente 3 → 4 et rejet de chaleur 4 → 1

La détente 3 → 4 est supposée isentropique, et 4 → 1 est un rejet de chaleur à volume constant.

1. En utilisant les relations isentropiques, exprimer T_4 en fonction de T_3, τ_f et γ, puis calculer numériquement T_4.
2. En déduire l'expression de la chaleur massique rejetée sur 4 → 1,

$$q_{out} = c_v(T_4 - T_1),$$

et la calculer numériquement.

3. Montrer que le rendement thermique du cycle d'Otto peut s'écrire :

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1}{\tau_f^{\gamma-1}},$$

puis calculer la valeur numérique de η pour $\tau_f = 16$.

4. Commenter ce rendement théorique par rapport aux rendements réels d'un moteur essence moderne fortement suralimenté.

Partie B – Règlement F1 2026 et zone grise sur le taux de compression

À partir de 2026, le règlement F1 impose :

- un moteur 1.6 L V6 turbo conservé,
- une **puissance maxi de la partie thermique (ICE) d'environ 400 kW**, soit ≃ 540–550 ch, via une limitation de l'énergie carburant disponible,
- un **taux de compression géométrique maximal** de $\tau_{max} = 16{,}0{:}\,1$, mesuré à froid et au repos.

Parallèlement, la partie électrique MGUK pourra fournir jusqu'à 350 kW, ce qui place la répartition de puissance autour de 50% thermique / 50% électrique.

Des articles techniques évoquent une polémique : certains motoristes chercheraient à exploiter une **dilatation thermique différenciée** des composants (piston, bielle, culasse, chemise, etc.) pour réduire le volume résiduel au PMH à chaud, conduisant à un **taux de compression effectif supérieur** à 16, sans violer la mesure réglementaire à froid.

On considère pour un cylindre :

- volume balayé unitaire V_c,
- volume résiduel « à froid » $V_{r,froid}$.

Taux de compression « à froid » :

$$\tau_f = \frac{V_c + V_{r,froid}}{V_{r,froid}} = 16{,}0.$$

On suppose qu'en fonctionnement stabilisé à haute température, la distance piston–culasse au PMH diminue légèrement, de telle sorte que :

$$V_{r,chaud} = 0{,}92\, V_{r,froid}$$

(soit 8% de réduction du volume résiduel). Le volume balayé V_c est supposé inchangé.

On définit le taux de compression effectif à chaud :

$$\tau_{chaud} = \frac{V_c + V_{r,chaud}}{V_{r,chaud}}.$$

B.1 – Relation entre τ_f et τ_{chaud}

1. En éliminant V_c et $V_{r,froid}$ à partir des définitions de τ_f et τ_{chaud}, exprimer τ_{chaud} uniquement en fonction de τ_f et du facteur 0,92.
2. Calculer numériquement τ_{chaud} pour $\tau_f = 16$.
3. Comparer le résultat obtenu à un taux de compression de 18:1, parfois cité comme ordre de grandeur atteignable en exploitation de cette zone grise, et discuter si l'écart est significatif.

Partie C – Influence de la zone grise sur le rendement du moteur

On reprend le cycle d'Otto de la Partie A, mais cette fois en remplaçant systématiquement τ_f par τ_{chaud} pour décrire le comportement **effectif** du moteur en fonctionnement.

Les conditions d'admission p_1, T_1 et la température maximale T_3 sont supposées inchangées par rapport à la Partie A.

C.1 – Nouvelles températures en fin de compression et de détente

1. Écrire les expressions de T_{2c} et T_{4c} (états 2 et 4 « à chaud ») pour une transformation isentropique avec le taux τ_{chaud} :

$$T_{2c} = T_1\, \tau_{chaud}^{\gamma-1}, T_{4c} = T_3\, \tau_{chaud}^{-(\gamma-1)}.$$

2. Calculer numériquement T_{2c} et T_{4c} en utilisant $\gamma = 1{,}4$, $T_1 = 330$ K, $T_3 = 2500$ K et la valeur de τ_{chaud} trouvée en B.1.

3. Comparer T_{2c} à T_2 et T_{4c} à T_4 de la Partie A. Discuter les conséquences possibles sur :
   - le risque de cliquetis / auto-inflammation,
   - les contraintes thermiques sur les matériaux (pistons, soupapes, culasse).

C.2 – Nouveau rendement du cycle et impact sur la puissance ICE

Le rendement théorique du cycle d'Otto s'écrit en fonction du taux de compression :

$$\eta(\tau) = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}}. [1]$$

1. Calculer numériquement le rendement $\eta_{chaud} = \eta(\tau_{chaud})$.

2. En déduire :
   - le gain de rendement absolu $\Delta\eta = \eta_{chaud} - \eta_f$,
   - le gain relatif $\frac{\Delta\eta}{\eta_f}$ exprimé en %.

3. Sachant que, avec la géométrie standard $\tau_f = 16$, le règlement fixe la puissance maximale ICE à environ $P_{ICE} = 400$ kW, estimer la nouvelle puissance utile théorique :

$$P'_{ICE} \approx P_{ICE}\left(1 + \frac{\Delta\eta}{\eta_f}\right).$$

4. Donner le gain correspondant en kW et en chevaux (1 ch ≃ 0,735 kW), et commenter en quoi un gain de quelques pourcents de rendement thermique peut se traduire par un avantage sur la partie thermique.