

Examen : BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR		Code : MAVPM	
Spécialité: MAINTENANCE ET APRES VENTE AUTOMOBILE		Session : 1999	
Epreuve : Vérifications des performances d'un mécanisme		U4	Durée : 6 h Coef : 4

VERIFICATIONS DES PERFORMANCES D'UN MECANISME

Le sujet est constitué de deux thèmes indépendants.

Premier thème

PERFORMANCES D'UN VEHICULE ELECTRIQUE

Comprend :

le texte du sujet : pages 1/14 à 4/14,
deux documents annexes :

- annexe 1 courbes page 5/14,
- annexe 2 dessin du réducteur page 6/14,

un document réponse : page 7/14.

Deuxième thème

LE MOTEUR DIESEL

Comprend :

le texte du sujet : pages 8/14 à 11/14,
les courbes moteur : pages 12/14 à 14/14.

Barème

Premier thème : PERFORMANCES D'UN VEHICULE ELECTRIQUE

N°	1	2.1	2.2	3.1	3.2.1	3.2.2	3.3	3.4	4.1	4.2	4.3	4.4.1
Poids	5	4	4	9	3	6	4	3	6	6	4	3
N°	4.4.2	4.4.3	4.5.1	4.5.2	5.1	5.2	5.3	5.4				
Poids	5	5	5	5	6	6	8	3				

Deuxième thème : LE MOTEUR DIESEL

N°	1.1	1.2	1.3	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	3.1.1	3.1.2.1	3.1.2.2	3.1.3.1	3.1.3.2
Poids	2	2	2	4	4	4	4	4	6	2	6	2	6
N°	3.1.4	3.2	4	5.1	5.2	5.3	6	7.1	7.2	7.3	7.4	8	9
Poids	3	3	3	5	5	4	4	4	4	3	5	4	5

Les documents pages 7/14, 12/14, 13/14, 14/14 sont à compléter et à joindre à la feuille de copie.

AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISE

Premier thème

PERFORMANCES D'UN VEHICULE ELECTRIQUE

Présentation de l'étude

Les constructeurs automobiles recherchent à limiter les émissions des gaz d'échappement ainsi que les nuisances sonores des automobiles.

Pour apporter une solution radicale à ces problèmes, certains constructeurs ont conçu des véhicules électriques.

Objectif : *l'objectif de cette étude est de vérifier certaines caractéristiques du véhicule électrique :*
- position du centre de gravité, accélération, vitesse maxi, pente maxi, ...

Caractéristiques du véhicule

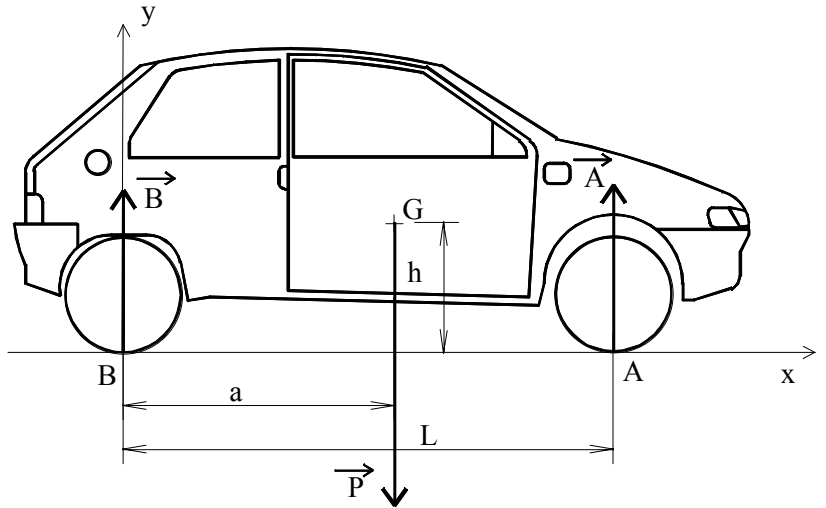
		Véhicule en ordre de marche	Véhicule en charge maxi (P.T.A.C)
Empattement	L (en m)	2,385	
Hauteur du centre de gravité	h (en m)	0,52	0,50
Masse	m (en kg)	1087	1402
Répartition Avant / Arrière		641 / 446	754 / 648
Maître couple	S (m²)	1,81	
Coefficient aérodynamique	Cx	0,32	
Puissance et couple moteur P (en KW) C (en N.m)		Voir courbes sur le document annexe 1	
Transmission : réducteur épicycloïdal		Voir plan sur le document annexe 2	
Pneumatiques 165/70 R13 (pneu vert)			
Circonférence de roulement	c (en m)	1,67	
Résistance au roulement λ		0,007	
Performances			
Accélération : 0 à 50 km/h (en secondes)		8,9	
Vitesse maxi à 6500 tr/mn : Vmax (en km/h)		91	
Pente maxi (en %)			25 %
Accélération de la pesanteur	g (m/s²)	9,81	

Travail demandé

1. Position du centre de gravité

Déterminer la cote **a** (figure ci-contre) qui définit la position du centre de gravité du véhicule. **Véhicule en charge maxi.**

Voir données page 1/14.



2. Accélération

2.1 En supposant le mouvement uniformément accéléré, déterminer l'accélération du véhicule.

Véhicule en ordre de marche.

Voir données page 1/14

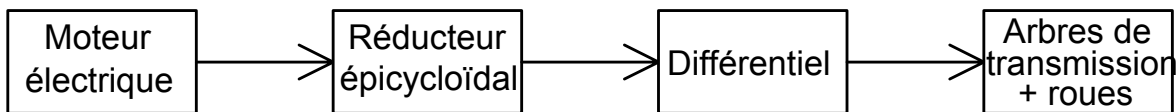
2.2 Cette accélération vous semble t-elle convenable par rapport au véhicule thermique dont les caractéristiques sont données ci-dessous ?

106 XN moteur 1124 cm³ 0 à 100 km/h en 14,1 s.

(Le mouvement étant toujours considéré comme uniformément accéléré)

3. Etude de la transmission du véhicule électrique

Synoptique de la transmission :



Une vue d'ensemble du moto-réducteur est donnée sur le document annexe 1 page 5 / 14.

Le document annexe 2 page 6/14 représente le dessin du réducteur épicycloïdal et du différentiel.

3.1 Faire le schéma cinématique du réducteur et du différentiel.

- L'arbre d'entrée 5, relié au rotor du moteur électrique, est en liaison pivot avec le carter 1.
- Les planétaires 11 entraînent les arbres de roues qui sont en liaison pivot par rapport au carter 1.

3.2 Rapport du réducteur épicycloïdal $r_g = N_{8/1} / N_{5/1} = \omega_{8/1} / \omega_{5/1}$

- **Rappel :** $\frac{\omega_{3/8}}{\omega_{5/8}} = \frac{\omega_{3/1} - \omega_{8/1}}{\omega_{5/1} - \omega_{8/1}} = r_b$; avec : $r_b = (-1)^n * \frac{\text{produit des Z. des roues menantes}}{\text{produit des Z. des roues menées}}$

3.2.1 Calculer la raison basique r_b du train

3.2.2 Calculer le rapport $r_g = N_{8/1} / N_{5/1} = \omega_{8/1} / \omega_{5/1}$

3.3 Calculer le rendement η_{te} du train épicycloïdal sachant que :

$$\eta_{te} = 1 - 0,02 \left(1 - \frac{1}{r_{gm}}\right) ; \text{ avec : } \begin{cases} r_{gm} = r_g & \text{si } |r_g| > 1 \\ r_{gm} = \frac{1}{r_g} & \text{si } |r_g| < 1 \end{cases}$$

3.4 Le rendement mécanique η_m de la transmission située après le réducteur est égal à **0,97**.

Déterminer la puissance maxi disponible aux roues (voir courbe sur document annexe 1 page 5/14)

4. Vitesse maxi du véhicule (véhicule en ordre de marche sur route rectiligne et horizontale)

4.1 Tracer en rouge, sur le document réponse page 7/14, la courbe de la puissance due à la résistance de l'air (puissance aérodynamique) P_a en fonction de la vitesse du véhicule

La force de résistance aérodynamique est égale à :

$$F_a = 0,5 \cdot \rho \cdot S \cdot C_x \cdot V^2$$

Avec : ρ = masse volumique de l'air = 1,2 kg / m³,
S (m²) et C_x (voir page 1/14),
V = vitesse du véhicule en m/s.

4.2 Tracer en bleu, sur le document réponse page 7/14, la courbe de la puissance de résistance au roulement P_r en fonction de la vitesse du véhicule.

La force moyenne de résistance au roulement (F_r) est égale à :

$$F_r = \lambda \cdot P$$

Avec : λ = coefficient moyen de résistance au roulement (voir page 1/14),
P = poids du véhicule en N (en ordre de marche) (voir page 1/14).

4.3 Tracer sur le document réponse page 7/14 la courbe de puissance de résistance totale à l'avancement $P_t = P_a + P_r$

4.4 Puissance motrice à la roue P_{mr}

Données

- le rendement global de la transmission est $\eta_g = 0,95$,
- le rapport global est $r_g = N_{roue} / N_{moteur} = N_{8/1} / N_{5/1} = 0,14$,
- le rayon de la roue $R_{roue} = 0,265$ m,
- courbes moteur (voir page 5/14).

4.4.1 Donner la relation entre la puissance motrice à la roue P_{mr} et la puissance moteur P_m .

4.4.2 Donner la relation entre la vitesse V du véhicule en km/h et la vitesse de rotation N_m du moteur en tr/min.

4.4.3 Tracer en noir, sur le document réponse page 7/14, la courbe représentant les variations de la puissance motrice à la roue P_{mr} .

4.5 Vérifications des performances

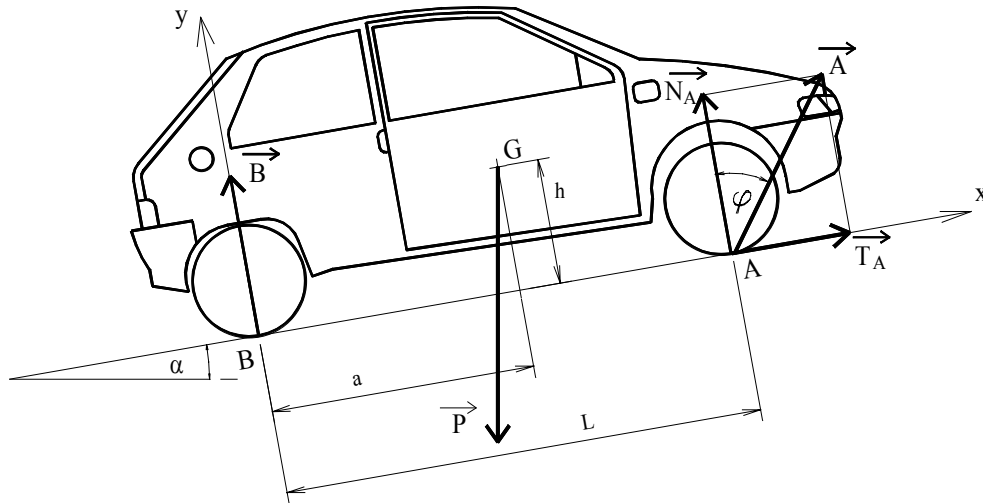
4.5.1 Calculer, à partir de la relation trouvée en 4.4.2 la vitesse maxi du véhicule. Conclure par rapport aux données constructeur.

4.5.2 En comparant les courbes, tracées précédemment, relatives à la puissance motrice à la roue et de puissance de résistance totale à l'avancement du véhicule, conclure sur la possibilité d'atteindre la vitesse maximale annoncée par le constructeur.

5. Pente maximale que peut gravir le véhicule en charge (P.T.A.C)

Hypothèses :

- le véhicule évolue à vitesse constante et au régime de couple maxi moteur (voir page 5/14),
- véhicule en charge maxi (**P.T.A.C**),
- le véhicule admet un plan de symétrie $\{ B, x, y \}$,
- force aérodynamique et résistance au roulement négligées ($V_{\text{véhicule}}$ faible),
- ϕ : angle d'adhérence mini pour gravir la pente.

**Données :**

- position du centre de gravité $a = 1,28 \text{ m}$ quelque soit le résultat trouvé à la question 1,
- poids et dimensions (voir page 1/14),
- rendement global de la transmission $\eta_g = 0,95$,
- rapport de la transmission $r_g = N_{\text{roue}} / N_{\text{moteur}} = N_{8/1} / N_{5/1} = 0,14$.

5.1 A partir du couple maxi moteur relevé sur le document annexe 1 page 5/14, calculer le couple maxi exercé par les arbres de transmission sur les roues avant. En déduire la valeur possible de T_A .

Quelle que soit la valeur trouvée à la question précédente on prendra pour la suite $T_A = 3250 \text{ N}$

5.2 Dans le repère $\mathbf{R} (x, y, z)$, écrire les trois équations déduites de l'application du principe fondamental de la dynamique au véhicule isolé en son centre de gravité \mathbf{G} ($\Gamma_{\mathbf{G}} = \mathbf{0}$).

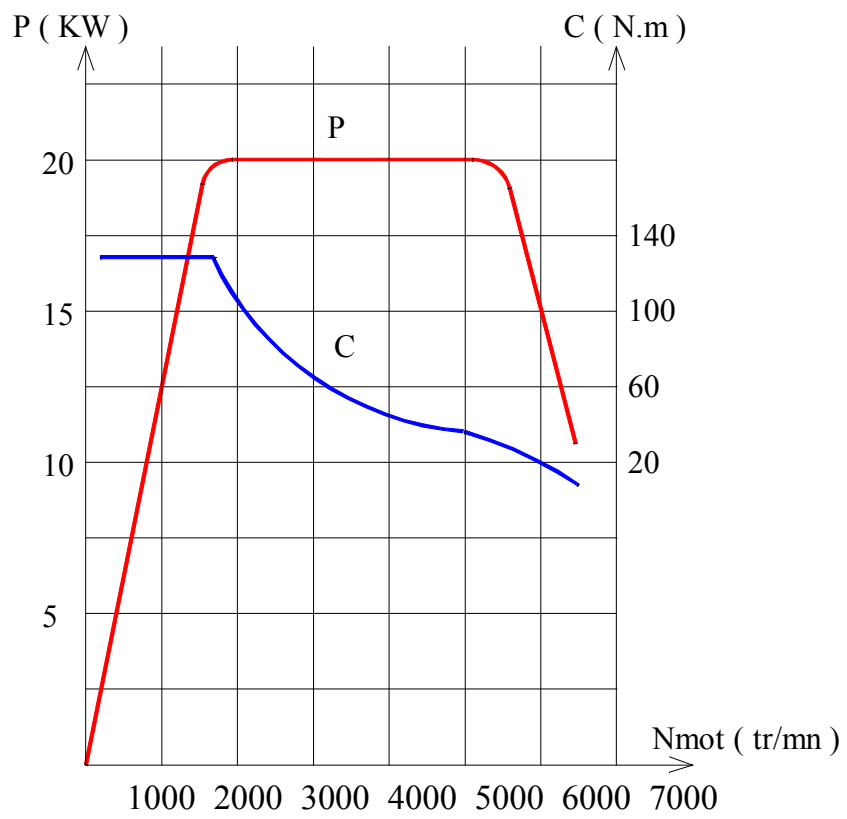
5.3 A l'aide des équations établies à la question précédente :

- déterminer la pente maximale (angle α_{maxi}) que peut gravir le véhicule. Comparer votre résultat avec celui donné par le constructeur (page 1/14),
- déterminer l'angle mini d'adhérence nécessaire pour gravir cette pente.

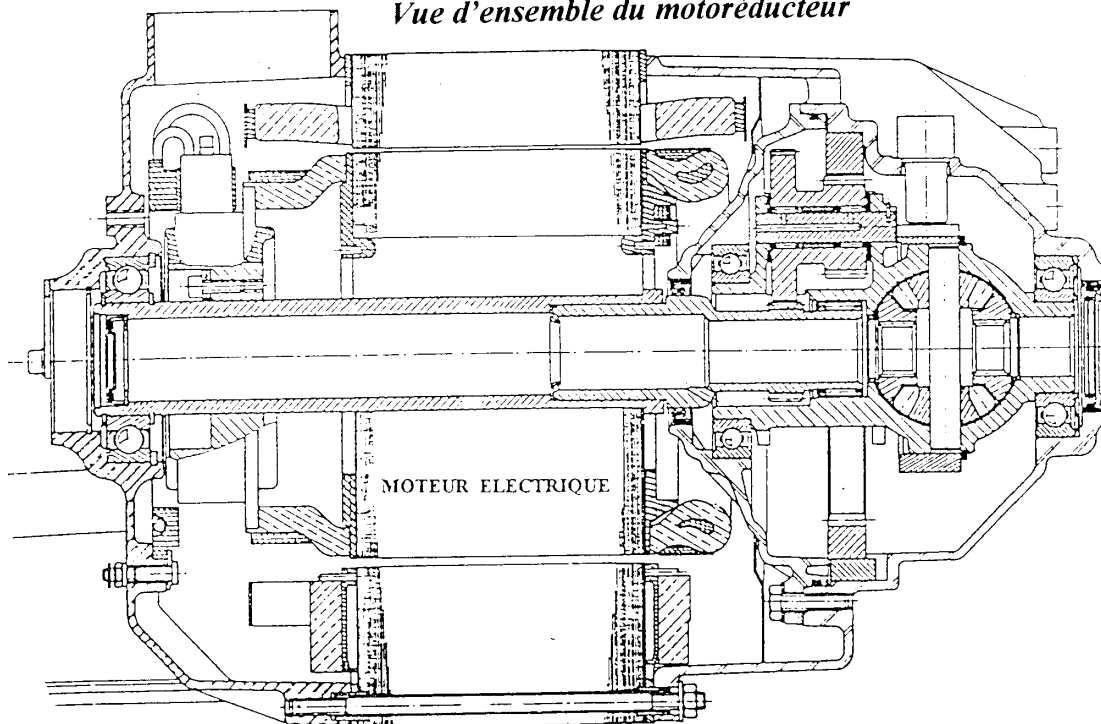
5.4 Les valeurs courantes de coefficient d'adhérence pneumatique / sol se situent entre 0,6 et 0,9. Le véhicule peut-il gravir cette pente ? Justifier.

Document annexe 1

Courbes caractéristiques du moteur



Vue d'ensemble du motoréducteur

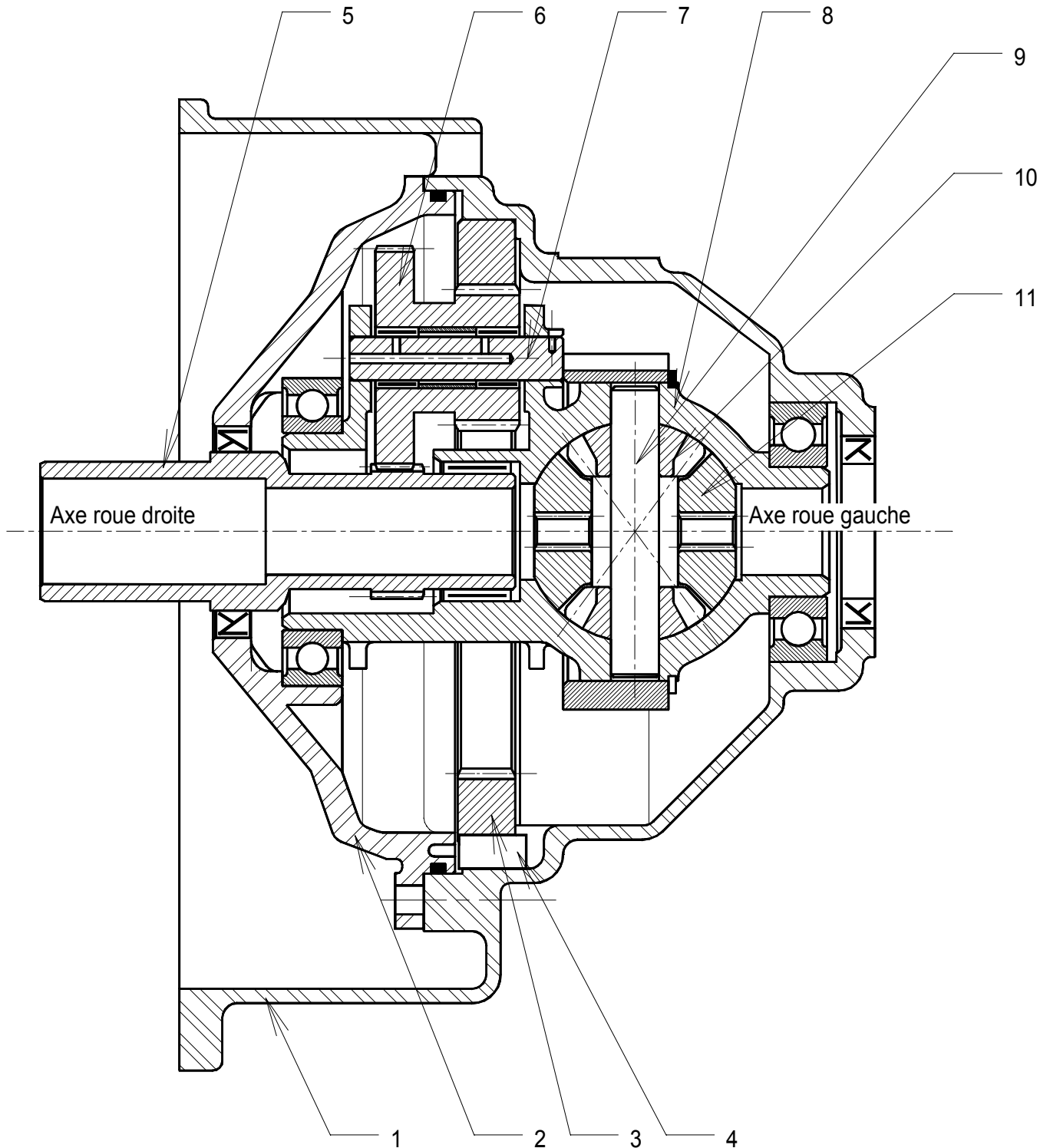


Document annexe 2

Réducteur épicycloïdal

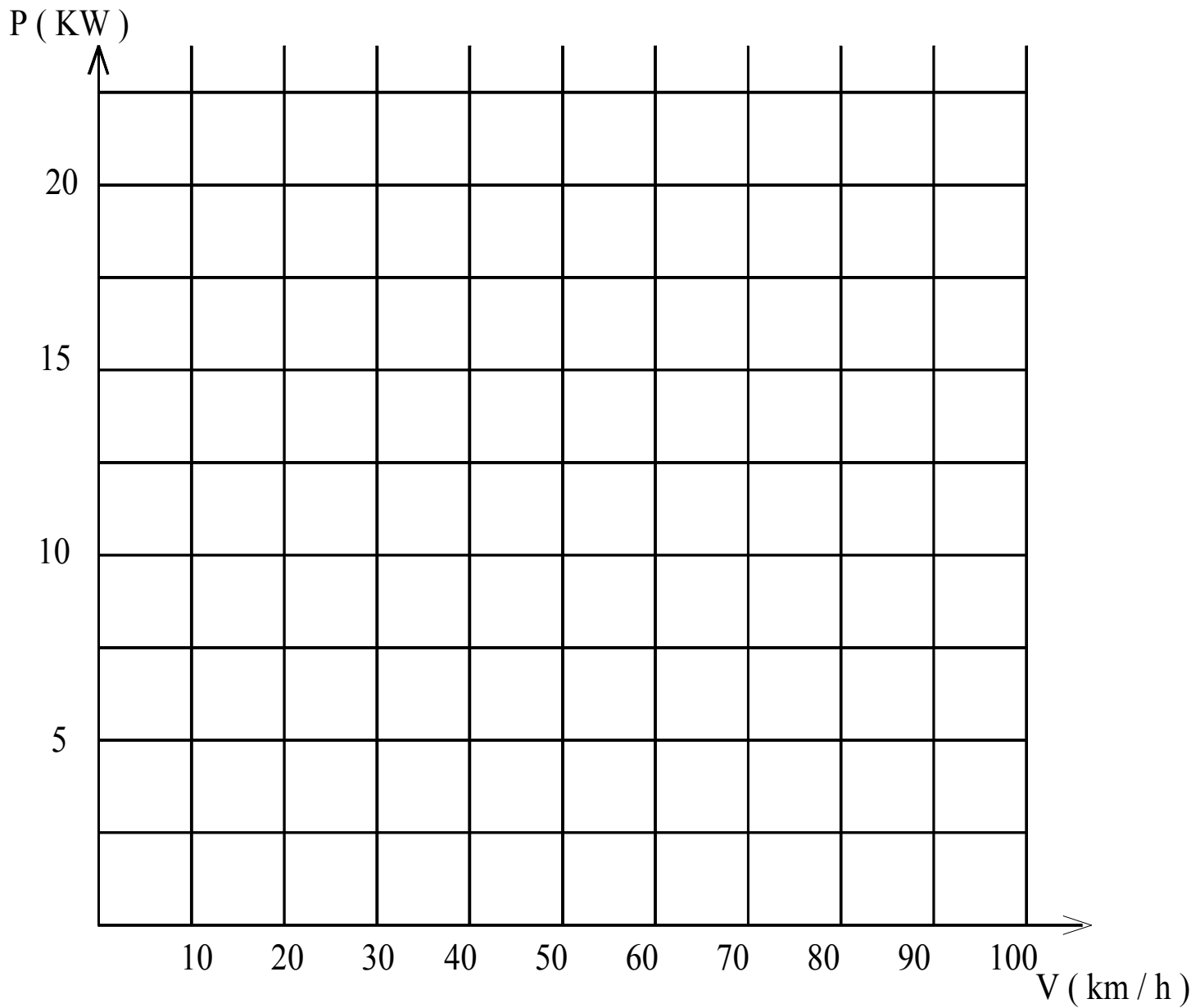
Vis d'assemblage des carters 1 et 2 non représentées

Goupille d'immobilisation de l'axe 7 par rapport à 8 non représentée



5	Arbre d'entrée réducteur $Z_5 = 30$
4	Clavette
3	Couroane $Z_3 = 87$
2	Couvercle carter
1	Carter
Rep	Désignation

11	Planétaire du différentiel
10	Satellite du différentiel
9	Axe satellite du différentiel
8	Boîtier différentiel
7	Axe satellite du réducteur
6	Satellite du réducteur : $Z_{6-3} = 23, Z_{6-5} = 49$

DOCUMENT REPONSE 1**Questions : 4.1, 4.2 4.3, et 4.4.3.**

Deuxième thème

MOTEUR DIESEL

Présentation de l'étude : Les véhicules équipés d'un moteur diesel représentent une part de plus en plus importante des ventes de véhicules neufs en France.

Certains constructeurs proposent sur un même type de véhicule une version diesel atmosphérique et une version diesel turbocompressée.

Objectif de l'étude :

A partir de données constructeur et de relevés bancs moteur, vérifier, calculer et comparer certaines caractéristiques (C , P_{eff} , p_{me} , η_{eff} ...) du moteur XUD 9 de 1905 cm³ en version atmosphérique (XUD 9A) et en version turbocompressée (XUD 9BTF)

L'étude qui suit est divisée en 3 parties indépendantes :

1^{ère} partie : étude du moteur XUD 9A,

2^{ème} partie : étude du moteur XUD 9BTF,

3^{ème} partie : étude du turbocompresseur du moteur XUD 9BTF.

Travail demandé

1^{ère} partie : Etude du moteur XUD 9A

1. Couple effectif, consommation spécifique

A partir des courbes d'isoconsommation et de couple effectif (pleine charge), page 12/14, relever pour un régime moteur de 2500 tr/min :

1.1 le couple effectif en N.m,

1.2 la plage de consommation spécifique correspondante en g/kW.h,

1.3 les valeurs mini et maxi de couple C pour une consommation spécifique minimum ($C_{sp\text{mini}}$).

Pour la suite de l'étude, on considère le moteur en pleine charge et au régime de puissance maxi : $N = 4600$ tr/min.

2. Rendement global η_g (ou rendement effectif η_{eff})

2.1 Relever sur la courbe page 12/14 le couple effectif et calculer la puissance effective au régime de 4600 tr/min.

2.2 La consommation spécifique (C_{sp}) à ce régime est de **295 g/kW.h** . A partir de la C_{sp} et de la puissance effective, calculer le débit massique de gazole **qm en kg/s**.

2.3 Calculer la puissance calorifique P_{cal} pour ce débit massique sachant que le pouvoir calorifique du gazole est de **42500 kJ/kg** .

2.4 Calculer le rendement global η_g de ce moteur : $\eta_g = P_{eff} / P_{cal}$.

2.5 Calculer la pression moyenne effective p_{me} en bar : $p_{me} = P_{eff} / (Cyl.x)$.

3. Détermination du rendement de forme η_f .

Ce rendement exprime la différence entre le cycle théorique et le cycle réel dont la forme est bien différente.

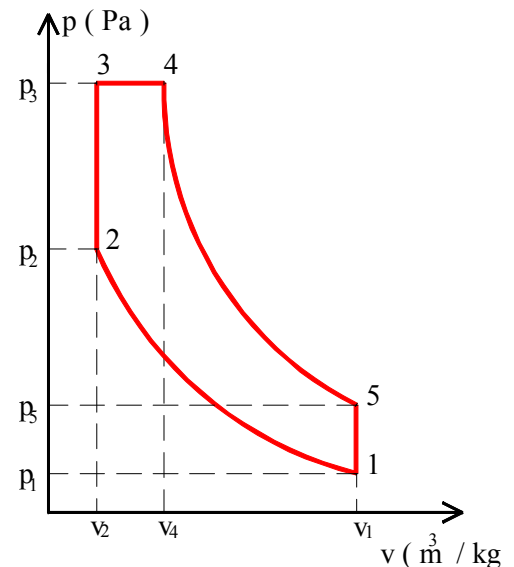
Sa valeur dépend de l'épure de distribution (avances et retards des ouvertures et fermetures des soupapes, avance à l'injection, durée de combustion,)

On se propose de calculer le rendement thermodynamique puis à partir du rendement global et des relevés des rendements, mécanique et de combustion, de déterminer le rendement de forme.

3.1 Calcul du rendement thermodynamique

Le cycle théorique du moteur diesel représenté ci-contre se compose de plusieurs transformations :

- 1 - 2 : compression adiabatique
- 2 - 3 : combustion isochore
- 3 - 4 : combustion isobare
- 4 - 5 : détente adiabatique
- 5 - 1 : détente isochore



Données : $p_1 = 10^5 \text{ Pa}$, $T_1 = 293 \text{ K}$, $\varepsilon = v_1 / v_2 = 23,5$

$C_v = 717 \text{ J/kg.K}$, $\gamma = 1,4$, $C_p = 1004 \text{ J/kg.K}$, $r = 287 \text{ J/kg.K}$

Apport de chaleur total pendant la combustion : $Q_{2-3-4} = 2600 \text{ kJ/kg}$

On rappelle que le rendement thermodynamique du cycle de Sabathé est donné par la relation :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{b \cdot c^\gamma - 1}{[b - 1 + b \cdot \gamma \cdot (c - 1)] \cdot \varepsilon^{(\gamma - 1)}}$$

Avec :

$b = p_3/p_2$: rapport de surpression de combustion,

$c = v_4/v_3$: rapport volumétrique de combustion,

$\varepsilon = v_1/v_2$: rapport volumétrique de compression.

3.1.1 Calculer T_2 , p_2 et v_2

3.1.2 La combustion à volume constant 2-3 correspond à **60 %** de la combustion totale

3.1.2.1 Calculer Q_{2-3}

3.1.2.2 Calculer T_3 , p_3 et v_3

3.1.3 La combustion à pression constante 3-4 correspond à **40 %** de la combustion totale

3.1.3.1 Calculer Q_{3-4}

3.1.3.2 Calculer T_4 , p_4 et v_4

3.1.4 Calculer le rendement thermodynamique en prenant les valeurs suivantes quel que soient les résultats trouvés précédemment :

$b = p_3/p_2 = 3,2$

$c = v_4/v_3 = 1,3$

3.2 Calculer le rendement de forme : $\eta_g = \eta_{cb} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_f \cdot \eta_m$, prendre $\eta_{cb} = 0,97$, $\eta_m = 0,8$ et $\eta_g = 0,28$ quel que soit le résultat trouvé précédemment.

Pour toute l'étude qui suit, on considère le moteur en pleine charge et au régime de puissance maxi : N = 4000 tr/min.

4. Rendement global

Relever la Csp (en g/kW.h) sur la courbe ci-contre et calculer le rendement global qui peut s'exprimer par la relation suivante :

$$\eta_g = 84 / Csp$$

5. Calcul du remplissage

La puissance effective P_{eff} est égale à :

$$P_{eff} = \eta_g \cdot Cyl \cdot \rho_3 \cdot d_{st} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot R \cdot P_{ci} \cdot x$$

P_{eff} : puissance effective en W

η_g : rendement global

Cyl : cylindrée en m^3

ρ_3 : masse volumique de l'air à l'entrée du moteur en kg/m^3

d_{st} : dosage stoechiométrique

λ : excès d'air

R : coefficient de débit (remplissage effectif)

P_{ci} : pouvoir calorifique en J/kg

x : nombre de cycles par seconde.

5.1 Calculer la masse volumique ρ_3 de l'air à l'entrée du moteur sachant que :

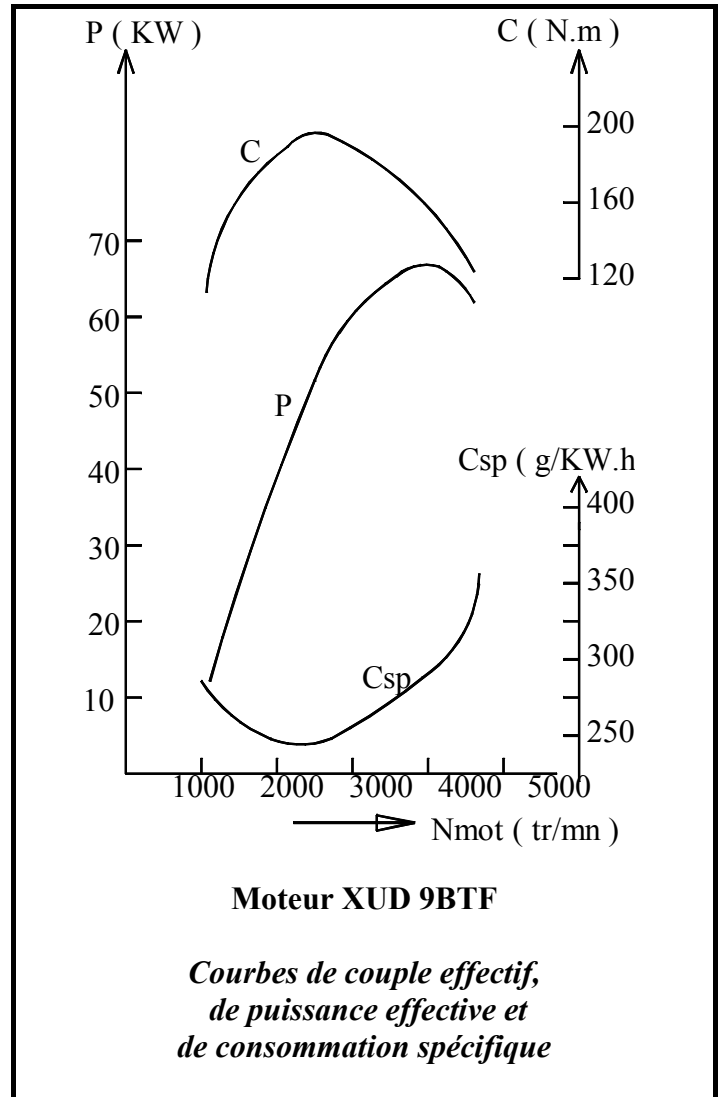
$p_3 = 1,9 \text{ bar}$; $t_3 = 59 \text{ }^\circ\text{C}$; $r = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

(voir schéma page 11/14)

5.2 Relever sur la courbe la puissance effective puis calculer la valeur du remplissage R pour le régime de 4000 tr/min avec les valeurs suivantes :

$\eta_g = 0,29$; $Cyl = 1905 \text{ cm}^3$; $d_{st} = 1/14,5$; $\lambda = 1,25$; $P_{ci} = 42500 \text{ kJ/kg}$

5.3 Calculer à l'aide de la cylindrée Cyl, du remplissage R, de la masse volumique de l'air ρ_3 et du nombre de cycles par seconde x, le débit massique d'air q_{ma} qui pénètre dans le moteur.

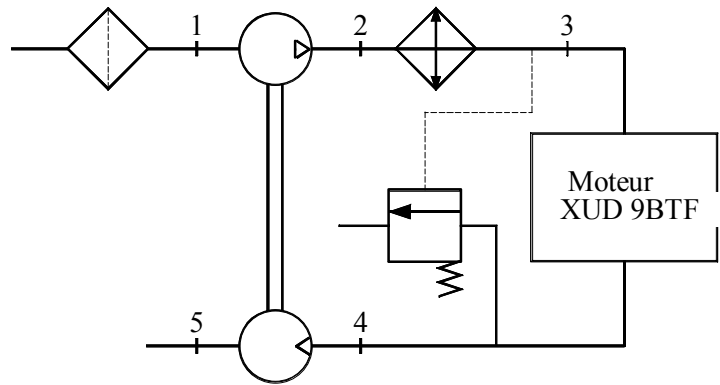


3^{ème} partie : Etude du turbocompresseur du moteur XUD 9BTF

Le schéma ci-dessous représente le circuit d'alimentation en air du moteur.

Pour le compresseur on a :

- $T_1 = 295 \text{ K}$
- $p_1 = 10^5 \text{ Pa}$
- $p_2/p_1 = 2$
- $q_{ma} = 0,1 \text{ kg/s}$
- $\eta_{vol} = 0,9$
- $\eta_{mec} = 0,9$
- $\gamma = 1,4$
- $r = 287 \text{ J/kg.K}$
- $C_p = 1004 \text{ J/kg.K}$



6. Vitesse de rotation et rendement isentropique du compresseur

Le débit massique d'air q_{ma} traversant le compresseur est de $0,1 \text{ kg/s}$ et le taux de suralimentation p_2/p_1 est égal à 2. Relever, sur les courbes caractéristiques du turbocompresseur page 13/14, la vitesse de rotation N_c de l'arbre du compresseur ainsi que le rendement isentropique η_{is} .

7. Calcul de la puissance que doit fournir la turbine au compresseur

- Hypothèses :**
- L'énergie potentielle de pesanteur ainsi que la variation d'énergie cinétique seront négligées.
 - La transformation 1-2 est assimilée à une évolution adiabatique réelle

7.1 Déterminer $T_{2\text{isentropique}} (T_{2is})$.

7.2 Déterminer $T_{2\text{réelle}} (T_{2r})$, $\eta_{is} = 0,7$ quelque soit le résultat trouvé question 6.

7.3 Calculer la variation d'enthalpie massique $h_{1-2\text{réelle}}$ et en déduire le travail massique de transvasement $w_{1-2\text{réel}}^{\text{tr}}$.

7.4 Calculer la puissance fournie par le compresseur à l'air P_c (on prendra $w_{1-2\text{réelle}}^{\text{tr}} = 90000 \text{ J/kg}$) puis la puissance fournie par la turbine au compresseur P_t .

8. Quantité de chaleur massique échangée au niveau de l'échangeur

Hypothèse : - La transformation 2-3 est supposée isobare.

Données : - La température sortie échangeur ne doit pas dépasser 60 °C : $t_3 = 60 \text{ °C}$

A pleine puissance, la température de l'air en sortie compresseur peut atteindre 125 °C du fait de la proximité de la turbine où les gaz d'échappement sont à plus de 700 °C .

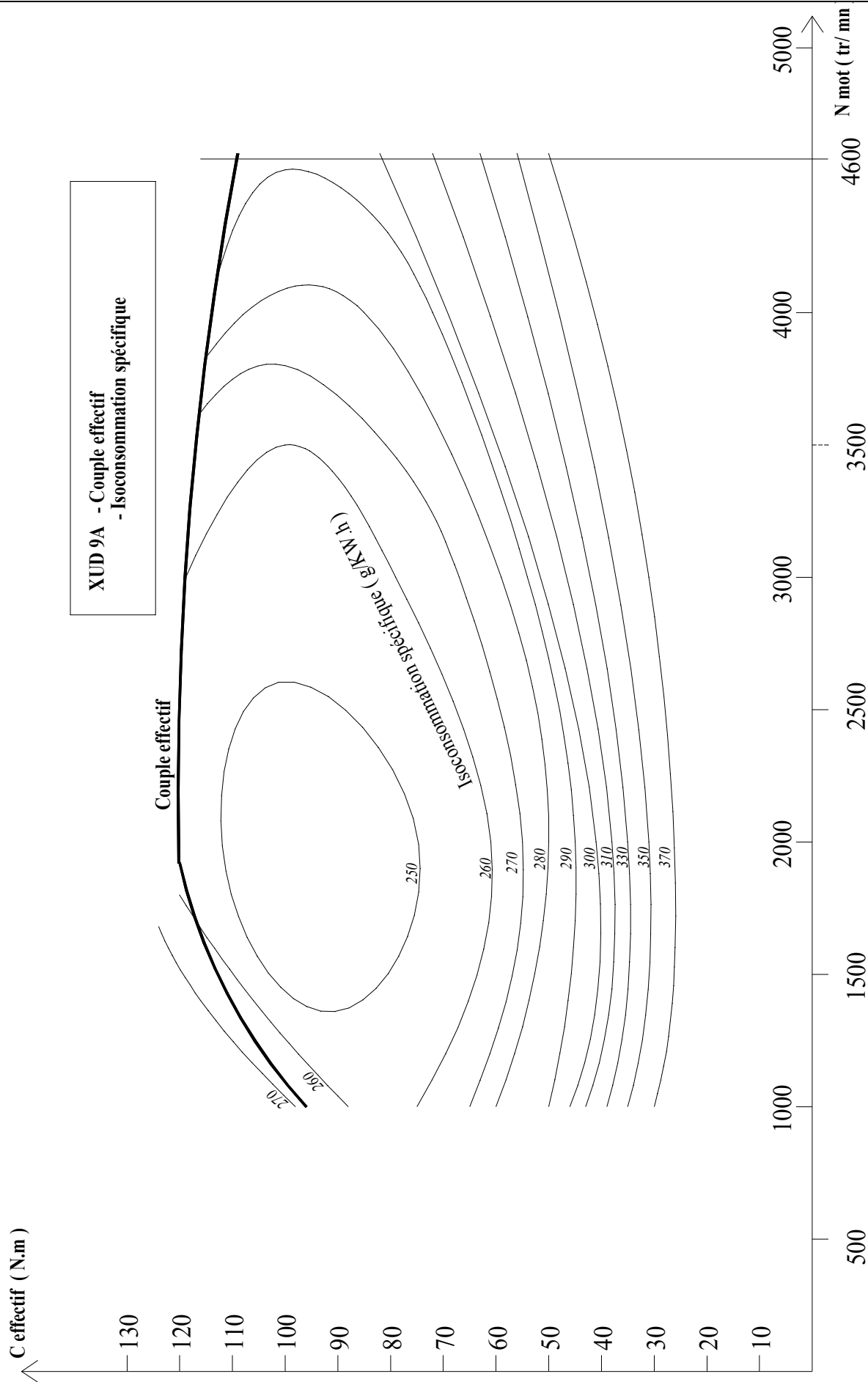
Calculer la quantité massique de chaleur q_{2-3} échangée dans l'échangeur lorsque $t_{2r} = 125 \text{ °C}$.

9. Débit dérivé par la soupape régulatrice

Sachant que : $p_4/p_5 = 2,2$ $T_4 = 980 \text{ K}$ $p_4 = 2,6 \text{ bar}$ $N_{\text{arbre turbo}} = 140000 \text{ tr/min}$

Relever sur les courbes caractéristiques de la turbine, page 14/14, le débit massique corrigé et déterminer le débit de gaz q_{m_t} nécessaire à l'entraînement de la turbine.

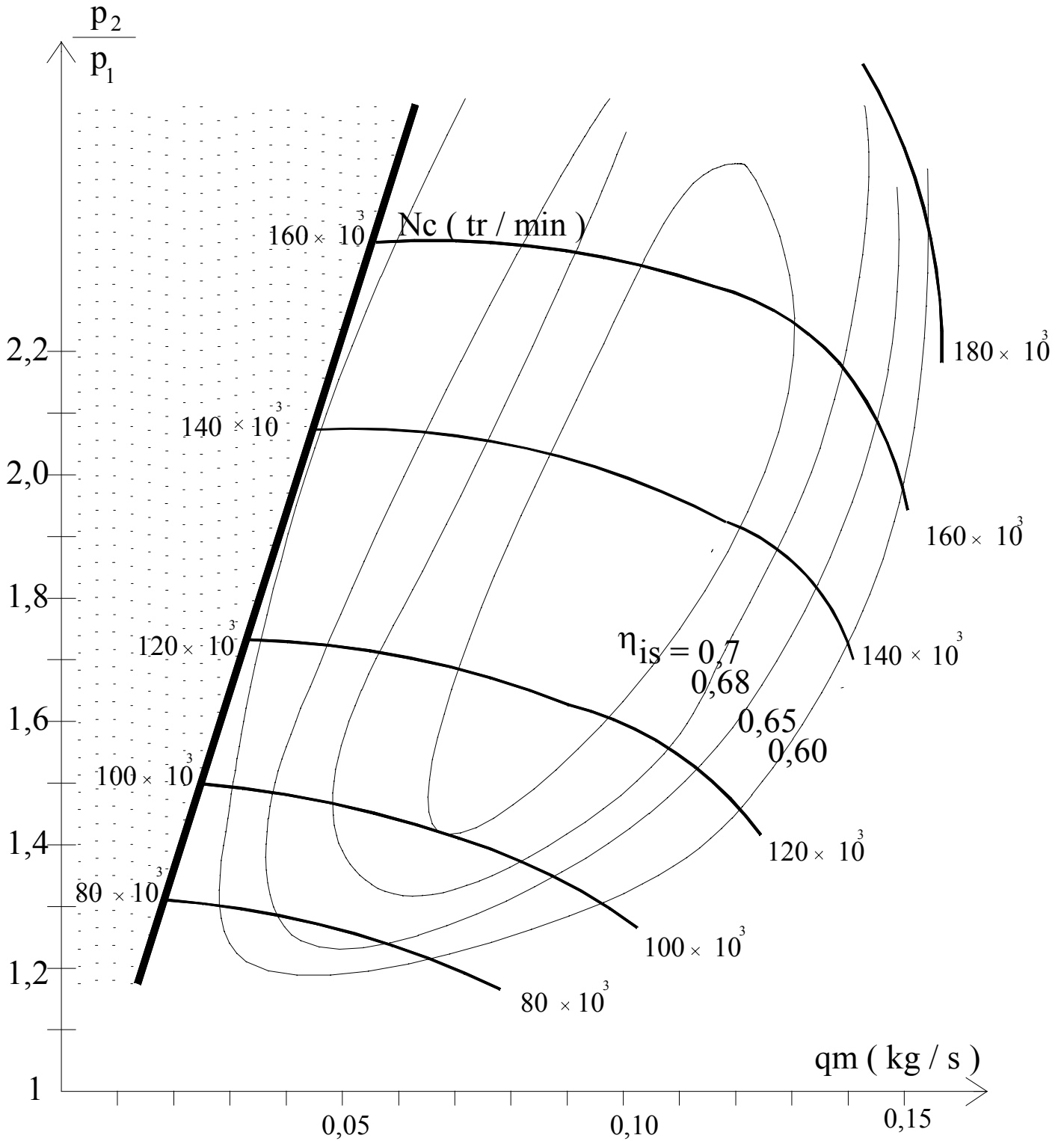
En déduire la valeur du débit dérivé par la soupape régulatrice sachant que le débit total est de $0,1 \text{ kg/s}$.



Moteur XUD 9BTF

Courbes caractéristiques du compresseur

- p_2/p_1 : taux de compression du compresseur
- q_m : débit massique d'air du compresseur en kg/s
- N_c : vitesse de rotation de l'arbre du compresseur en tr/min
- η_{is} : rendement isentropique du compresseur



Moteur XUD 9BTF

Courbes caractéristiques de la turbine du turbocompresseur

$$\text{Débit corrigé} = \frac{q m_t \cdot \sqrt{T_4}}{p_4}$$

$q m_t$ en kg/s ; T_4 en K ; p_4 en bar

