



SERVICES CULTURE ÉDITIONS
RESSOURCES POUR
L'ÉDUCATION NATIONALE

**Ce document a été numérisé par le CRDP de Bordeaux pour la
Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel.**

Campagne 2012

BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR
MOTEURS A COMBUSTION INTERNE
SESSION 2012

E4 – ETUDE DES CONSTRUCTIONS

Durée : 6 heures – Coefficient : 4

Documents et matériels autorisés :

- Guide du dessinateur (ou documents équivalents)
- Matériel du dessinateur (té, équerre, compas, ...)

Moyens de calculs autorisés:

Calculatrice électronique de poche, y compris calculatrice programmable et alphanumérique à fonctionnement autonome, non imprimante, conformément à la circulaire N° 99-186 du 16 novembre 1999.

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il soit complet.

Le sujet comporte 26 pages numérotées de la façon suivante:

- Page de garde : celle-ci
- Dossier technique: pages 1 à 12
- Dossier d'étude: pages 13 à 18
- Dossier des documents réponse : pages 19 à 25

Les candidats rédigeront les réponses aux questions posées sur feuilles de copie ou, lorsque cela est indiqué sur le sujet, sur les documents réponse prévus à cet effet.

Tous les documents réponse sont à remettre en un seul exemplaire en fin d'épreuve

CODE EPREUVE : 1206MOEDC		EXAMEN BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR		SPECIALITE : MOTEUR A COMBUSTION INTERNE	
SESSION : 2012	SUJET	EPREUVE : E4 – ETUDE DES CONSTRUCTIONS			
Durée : 6h	Coefficient : 4	SUJET N°01ED11		26 pages	

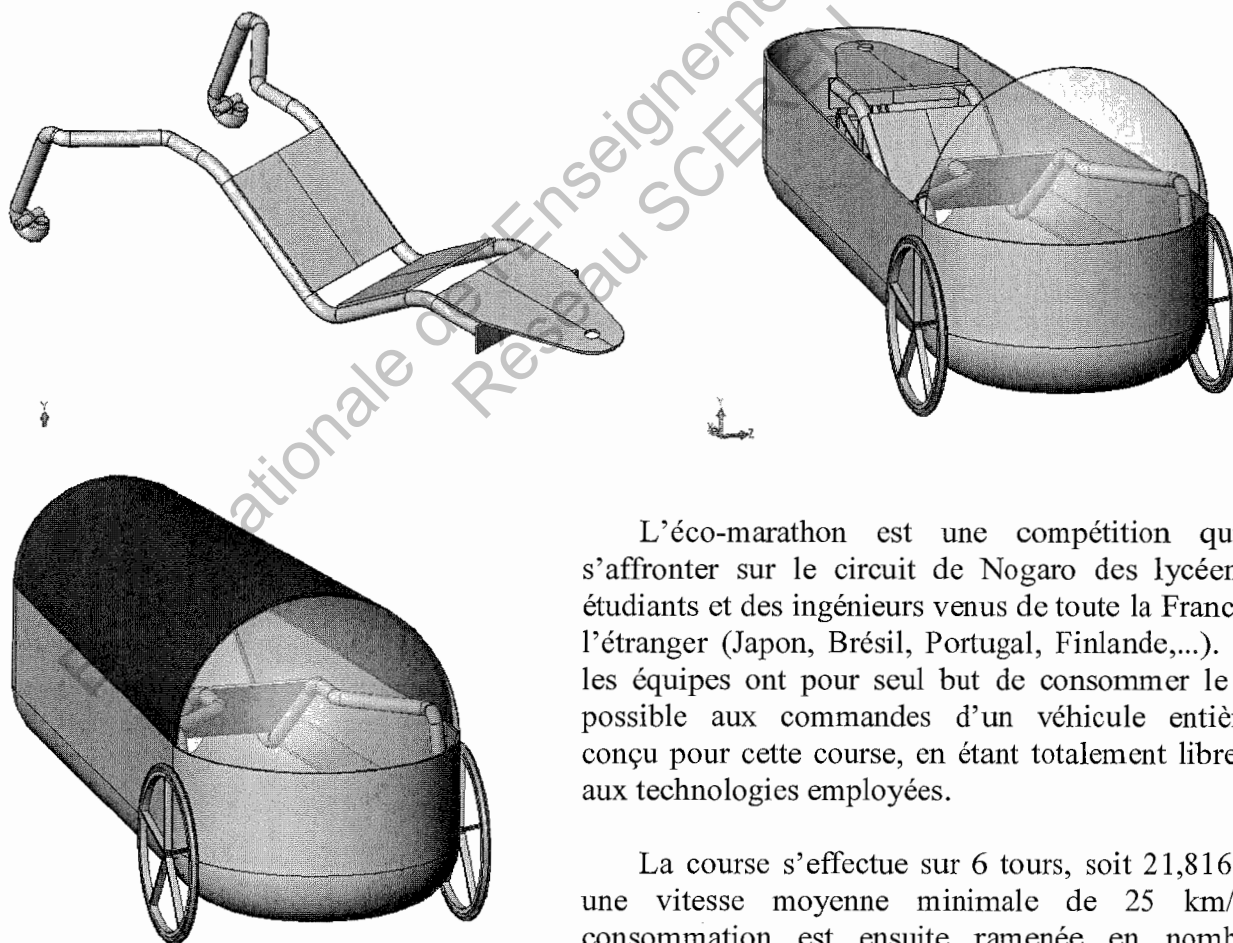
MOTEUR À DÉTENTE PROLONGÉE DE VÉHICULE «ECO - MARATHON SHELL»

Le dossier contient 4 parties :

Partie 1	Mise en situation	Page 1
Partie 2	Motorisation	Page 2 à 4
Partie 3	Nomenclature, plans et caractéristiques du moteur	Page 5 à 10
Partie 4	Documents ressources	Page 11 à 13

1 Mise en situation

Un lycée technique souhaite participer à l'éco marathon shell pour valoriser les différentes filières de sa formation. Pour cela, l'ensemble du véhicule sera construit par les sections : le cadre par le BTS C.R.C.I., la coque avec une vitre et un couvercle par le BTS Industrialisation des Produits Mécaniques, l'habillage par les Arts Appliqués et le moteur par le BTS Moteur à Combustion Interne.



L'éco-marathon est une compétition qui voit s'affronter sur le circuit de Nogaro des lycéens, des étudiants et des ingénieurs venus de toute la France et de l'étranger (Japon, Brésil, Portugal, Finlande,...). Toutes les équipes ont pour seul but de consommer le moins possible aux commandes d'un véhicule entièrement conçu pour cette course, en étant totalement libre quant aux technologies employées.

La course s'effectue sur 6 tours, soit 21,816 km, à une vitesse moyenne minimale de 25 km/h. La consommation est ensuite ramenée en nombre de kilomètres par litre de carburant.

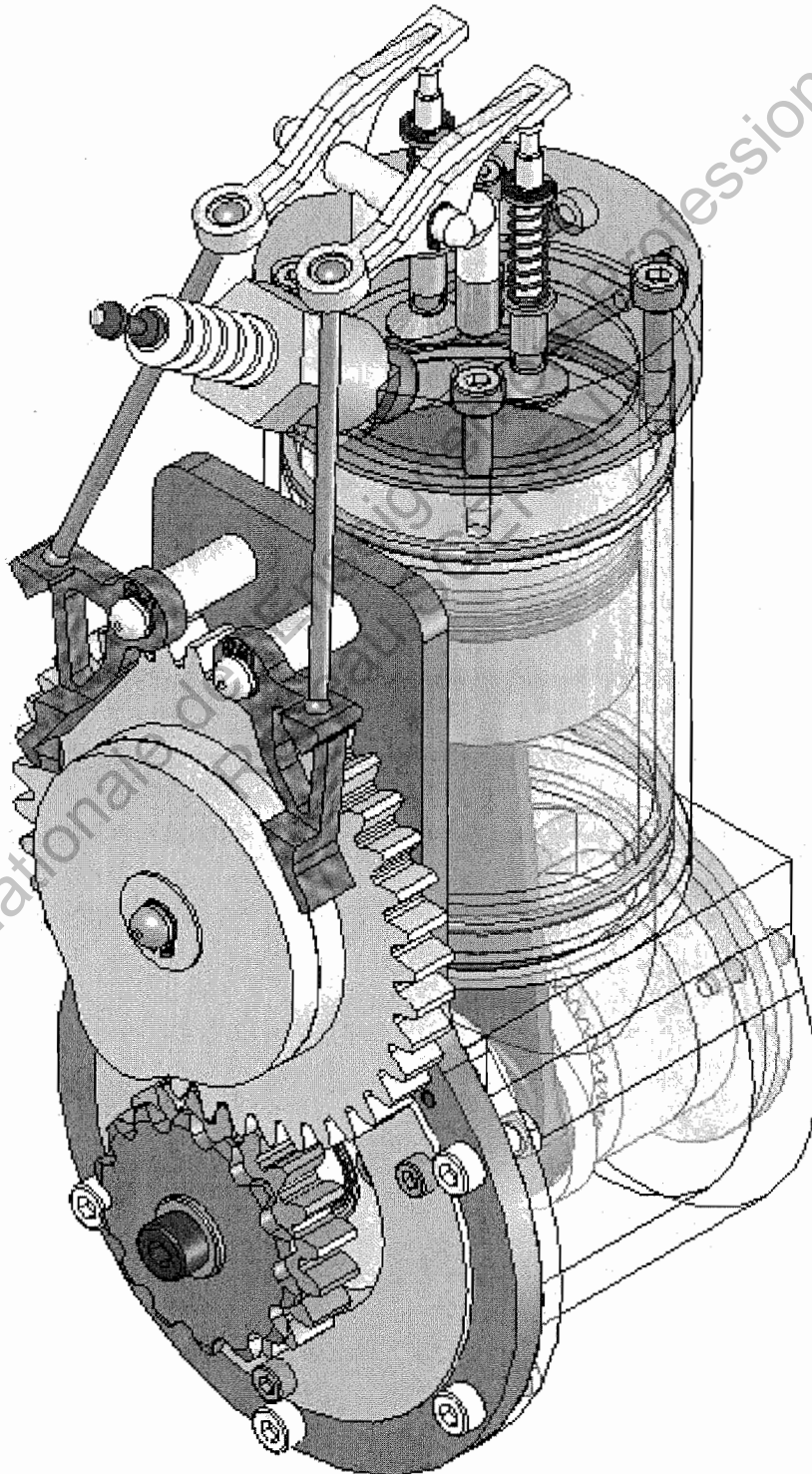
2 Motorisation

DT 2

2.1 Choix du moteur

Le choix du moteur est un monocylindre à détente prolongée dont les caractéristiques sont :

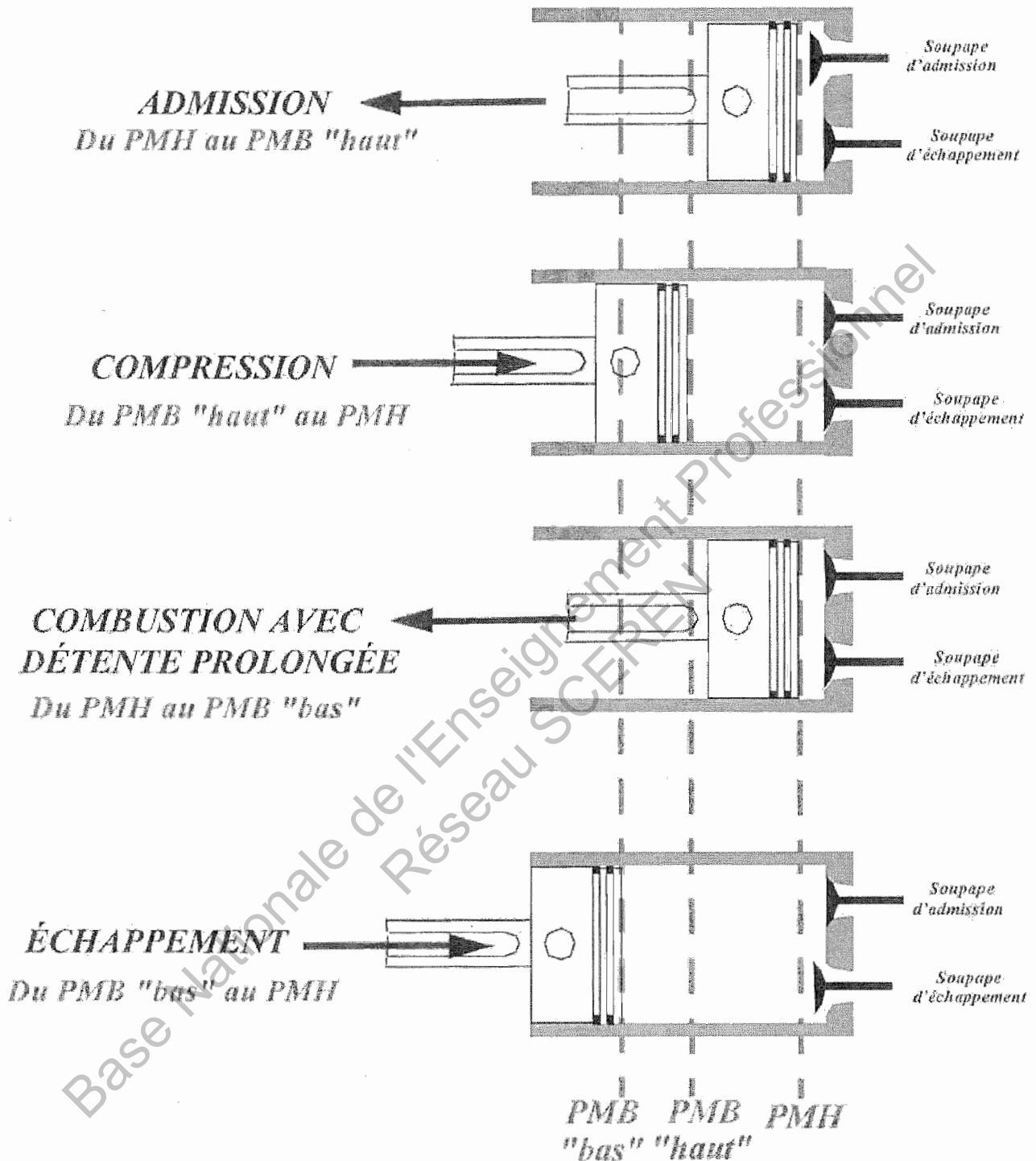
- *Cylindrée 31 cm³.*
- *Régime nominal environ 2000 tr/min.*
- *Injection directe, modèle spécifique au moteur avec cartographie programmable.*
- *Puissance au régime nominal : environ 350W.*
- *Fonctionnement intermittent du moteur (moins de 5% du temps d'utilisation) nécessitant un système original d'optimisation du maintien en température par vapeur d'eau.*



2.2 Principe de la détente prolongée

DT 3

2.2.1 Cycle à quatre temps à détente prolongée :

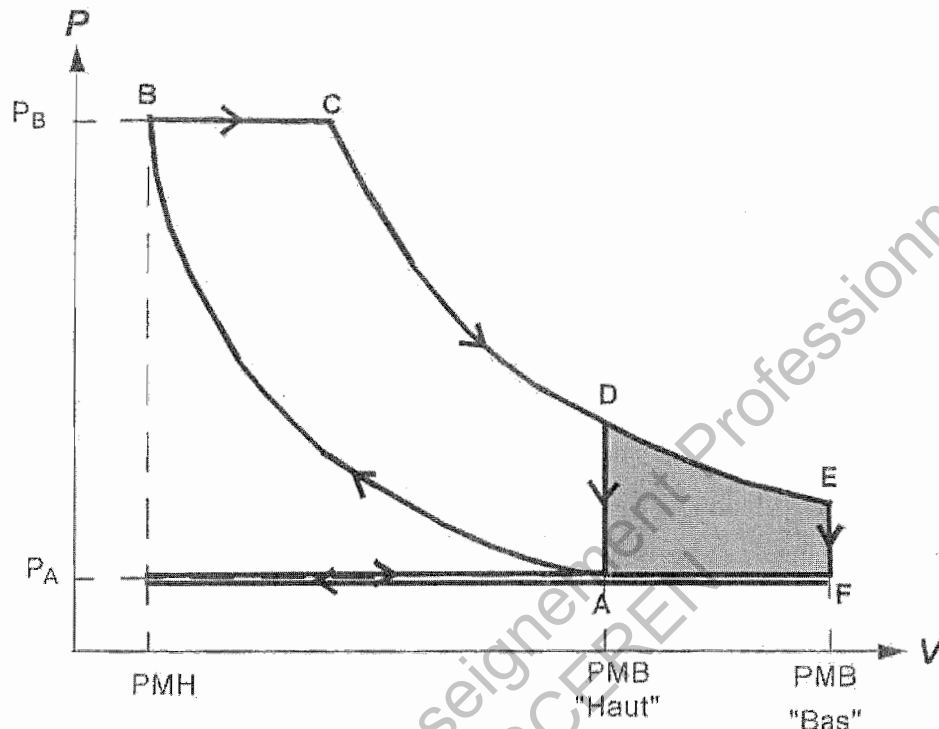


On utilise un système classique cylindre-piston suivant un cycle à 4 temps pour réaliser un moteur à détente prolongée. Cette cinématique particulière sera l'objet de l'étude afin de mettre en évidence les deux points morts bas : un point mort bas «haut» PMB-H et un point mort bas «bas» PMB-B ce qui permet de réaliser une détente prolongée. Le point mort haut PMH est seul, comme un moteur classique.

2.2.2 Diagramme de Watt :

DT 4

Ci- dessous, on représente le diagramme de Watt théorique d'un tel cycle. Dans un cycle classique, l'aire ABCD représente le travail qu'il est possible de récupérer. On constate que la pression résiduelle après détente au point D est encore de 5 à 6 bars. De plus, l'ouverture de la soupape d'échappement provoque une chute indispensable mais prématurée de la pression des gaz. Pour un moteur à détente prolongée, l'ouverture de la soupape d'échappement se fait au point E donc à une pression plus faible.



Ce type de moteur présente des difficultés techniques de réalisation et des rendements thermodynamiques plus faibles que les moteurs de cylindrée supérieure. De ce fait, la cylindrée du moteur installé est d'environ 31 cm^3 . Le moteur fonctionnera donc par intermittence. Le faible temps de fonctionnement obtenu fait que le cylindre aura le temps de refroidir ce qui est nuisible au rendement thermodynamique du moteur. La solution adoptée consiste à enfermer une petite quantité d'eau autour du cylindre afin de permettre sa vaporisation. Lors de la vaporisation, l'eau va emmagasiner une quantité de chaleur qui correspond à sa chaleur latente de changement d'état et qui sera évacuée vers l'extérieur sous cette forme. Les échanges thermiques dans le sens du refroidissement seront donc minimisés car le moteur est calorifugé et il n'y a pas d'ailettes comme dans un moteur classique.

2.3 Avantages et inconvénients :

Les principaux avantages espérés ou avérés de cette technologie sont :

- Une réduction de la consommation d'environ 30 % en moyenne.
- L'adaptation à une combustion à mélange pauvre qui permet d'abaisser la teneur en CO des gaz d'échappement à moins de 1% en volume voire 0.5% couramment.
- Une température plus basse des gaz d'échappement donc de la soupape d'échappement ce qui autorise un fonctionnement continu à pleine charge.
- Un bruit inférieur du fait de la détente plus importante des gaz d'échappement.

Parmi les principaux inconvénients, on peut citer :

- Une complexité mécanique accrue.
- Une puissance massique plus faible.
- Un équilibrage plus délicat qu'un multicylindre.

3 Nomenclature, plans et caractéristiques du moteur

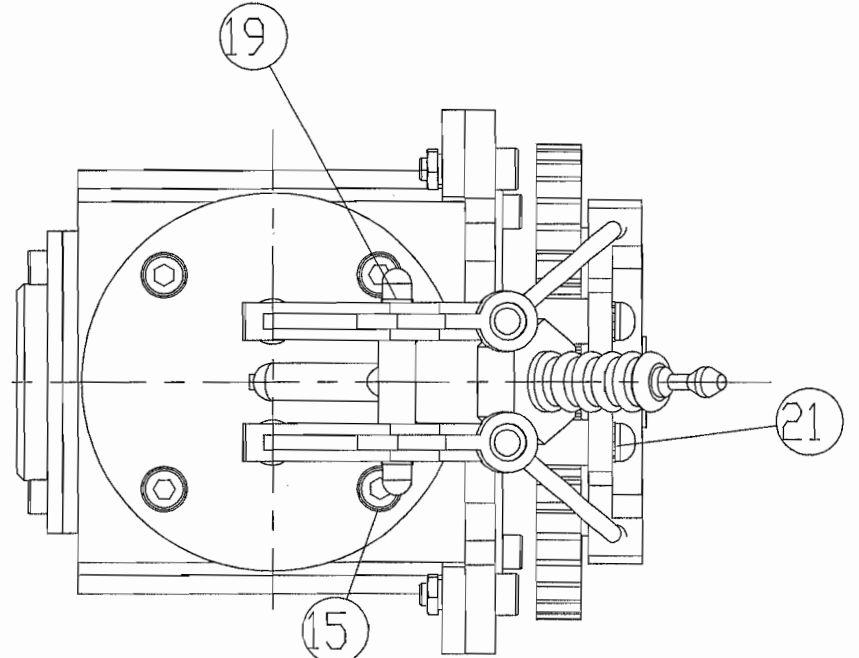
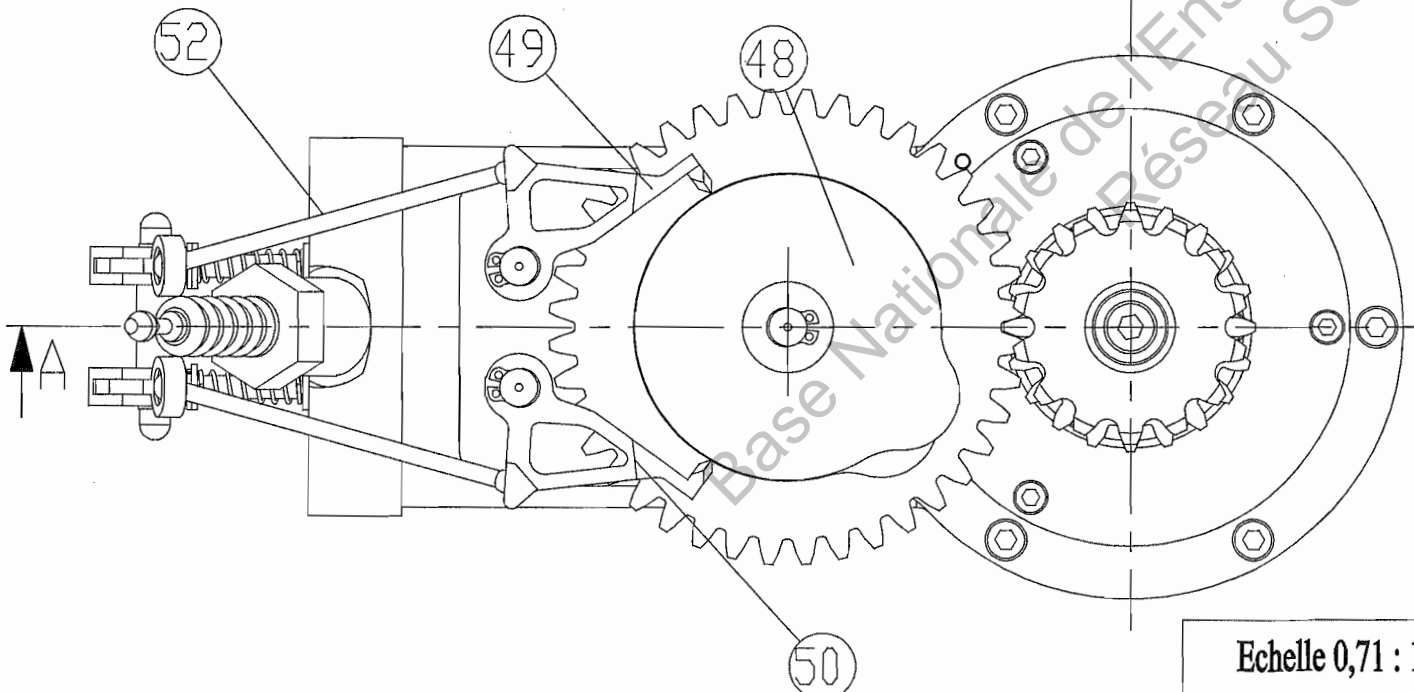
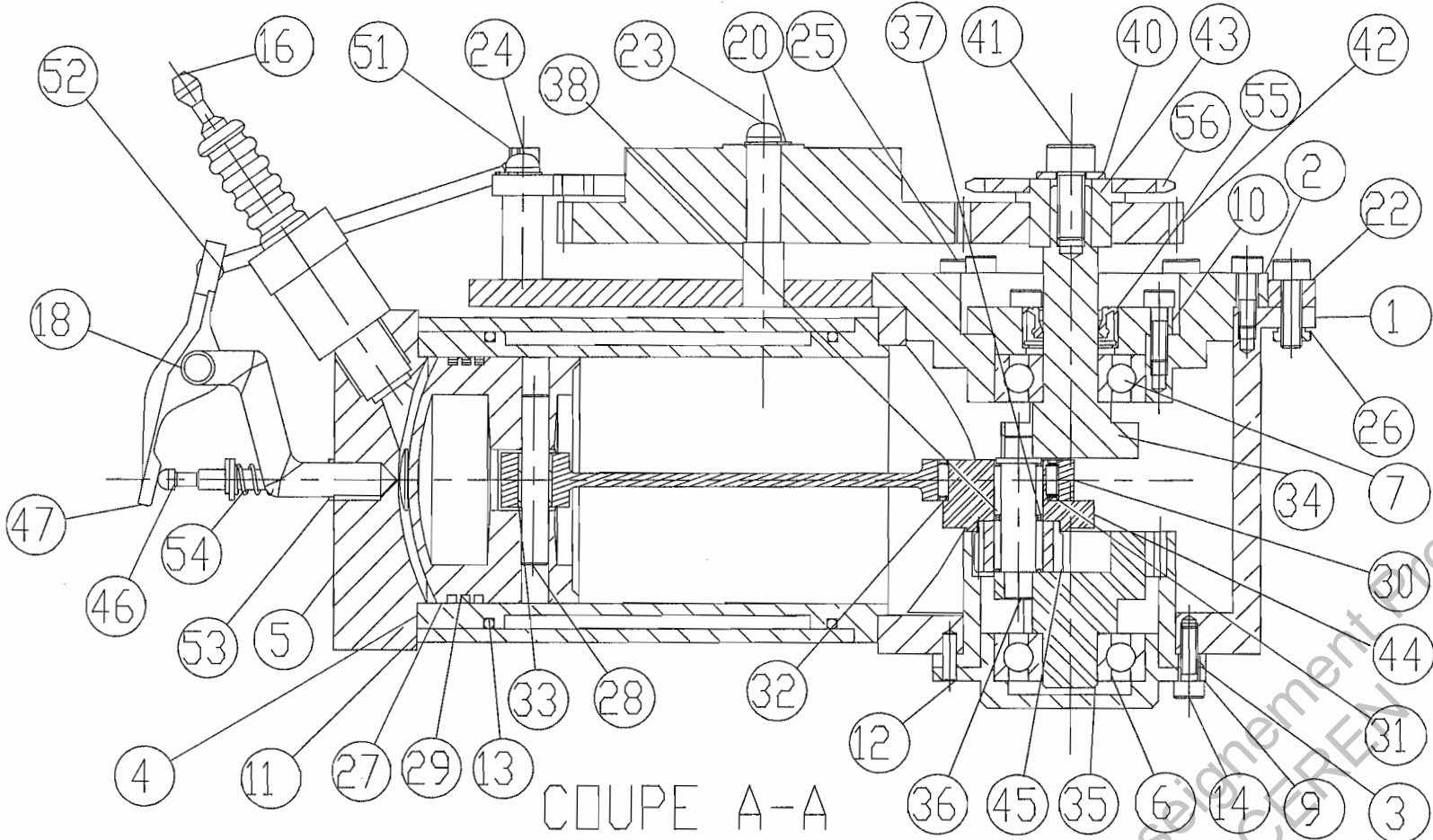
DT 5

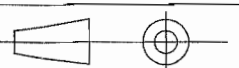
3.1 Nomenclature :

Rep.	Nb.	Nom	Rep.	Nb.	Nom
1	1	Bas carter	29	3	Segment
2	1	Carter avant	30	1	Bielle
3	1	Carter arrière	31	1	Cage b
4	1	Cylindre	32	24	Aiguille bielle
5	1	Culasse	33	1	Palier piston
6	2	Roulement r1rb Bint16	34	1	Vilebrequin avant
7	2	Roulement r1rb Bext16	35	1	Vilebrequin arrière
8	16	Roulement r1rb Eroul16	36	1	Maneton
9	1	Couvercle arrière	37	2	Cage excentrique
10	1	Couvercle avant	38	32	Aiguille excentrique
11	1	Chemise	39	1	Clavette
12	2	Pion centrage	40	1	Rondelle
13	2	Joint torique	41	1	Vis Chc M4x10
14	9	Vis Chc M2.5x8	42	1	EngrenageDroit3PA2867
15	4	Vis Chc M3x14	43	1	Manchon chaine
16	1	Bougie	44	1	Excentrique
17	2	Bague soupape	45	1	Pignon
18	1	Support culbuteur	46	2	Soupape
19	2	Anneau élastique extérieur	47	2	Culbuteur
20	2	Anneau élastique extérieur	48	1	Came
21	1	Symétrie anneau élastique	49	1	Patin
22	1	Support axes	50	1	Patin b
23	1	Axe came	51	2	tige
24	2	Axe patin	52	4	Rondelle d'appui
25	5	Vis Chc M3-10	53	2	Ressort de compression
26	5	Ecrou H col 3	54	2	Segment arrêt
27	1	Piston	55	1	JointSKFCRS12
28	1	Axe piston	56	1	Plateau chaine

3.2 Dessin d'ensemble

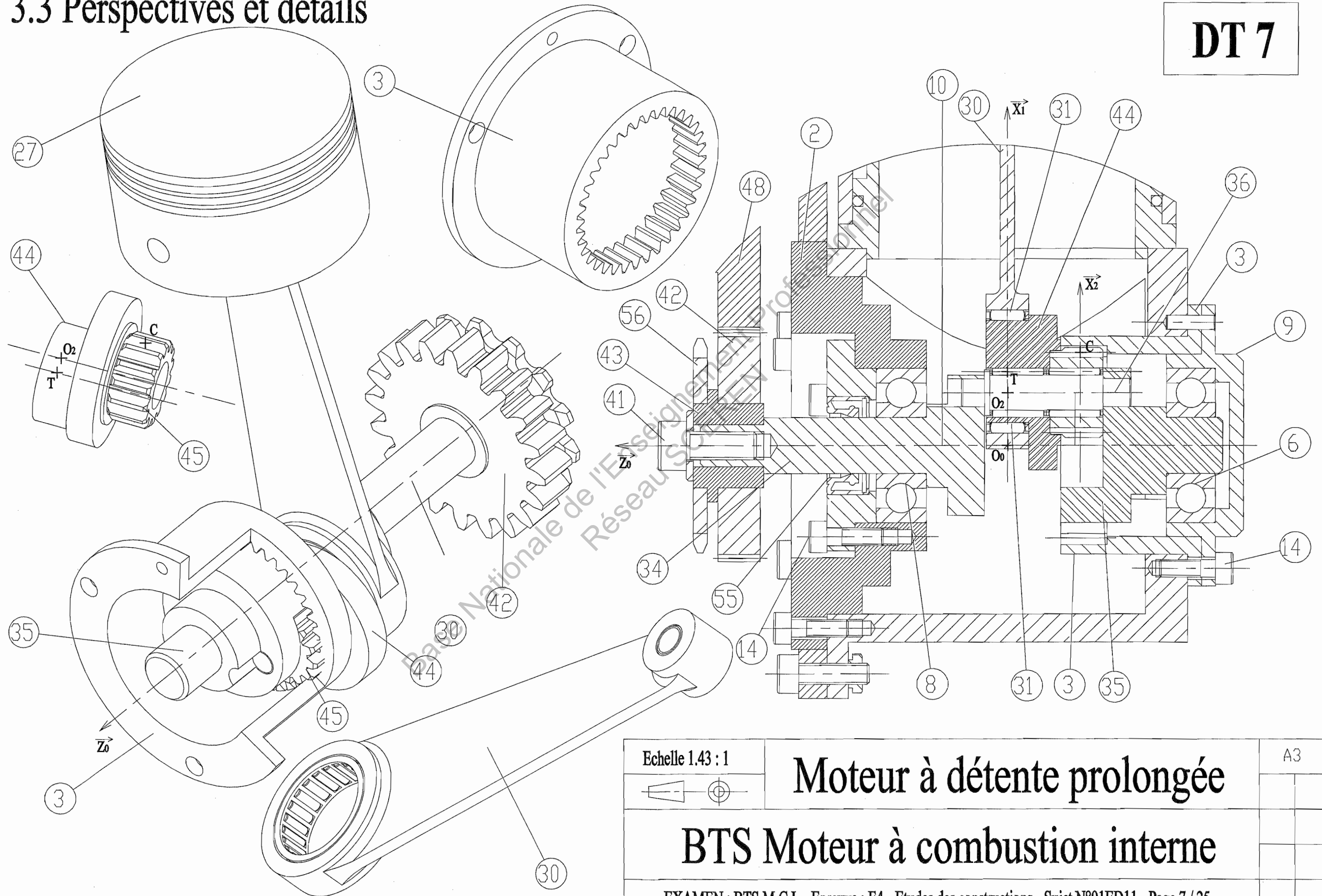
DT 6



Echelle 0,71 : 1	Moteur à détente prolongée	A3
		
BTS Moteur à combustion interne		
EXAMEN : BTS M.C.I. - Epreuve : E4 - Etudes des constructions - Sujet N°01ED11 - Page 6 / 25		

3.3 Perspectives et détails

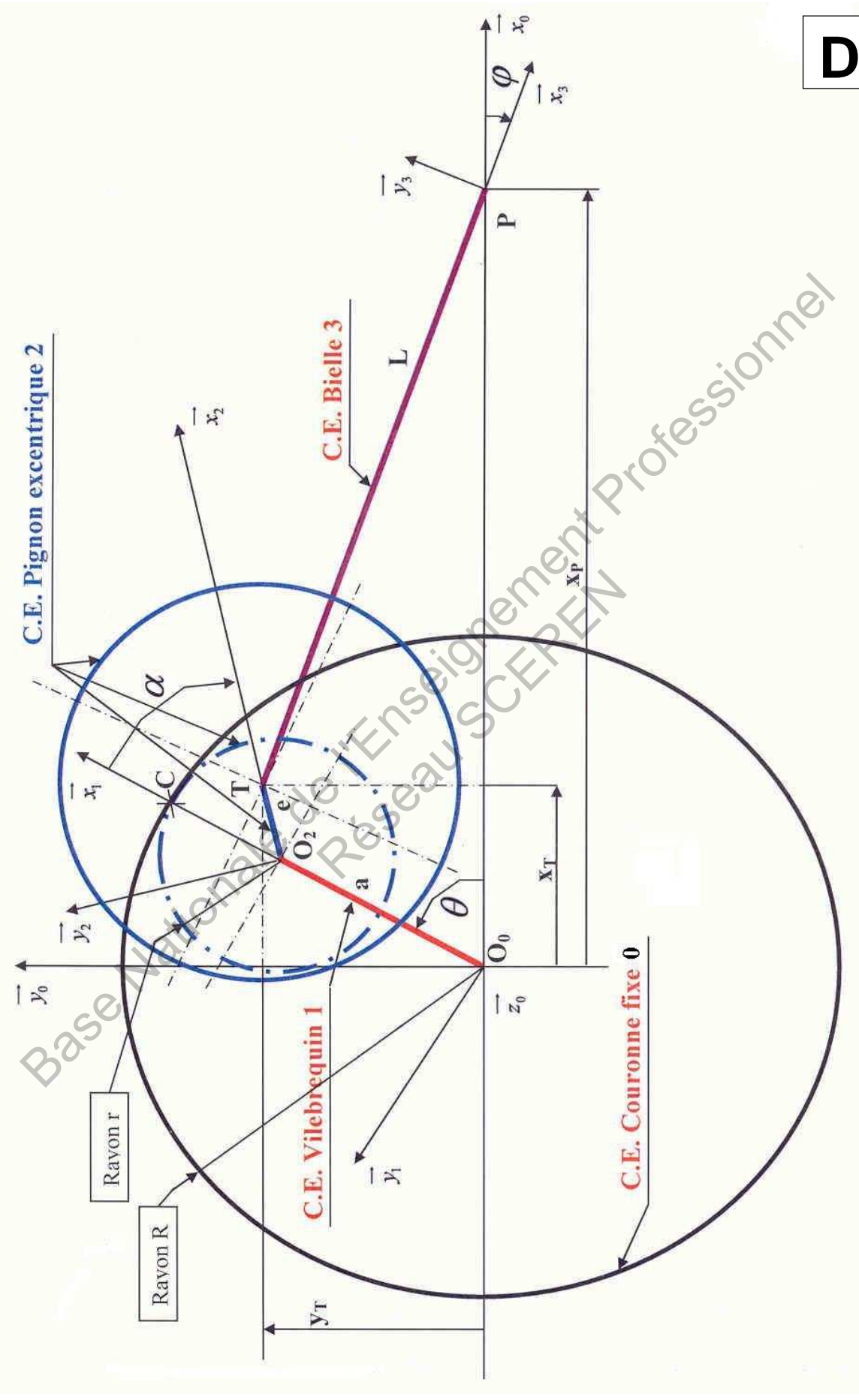
DT 7



Echelle 1.43 : 1	Moteur à détente prolongée	A3
BTS Moteur à combustion interne		
EXAMEN : BTS M.C.I. - Epreuve : E4 - Etudes des constructions - Sujet N°01ED11 - Page 7 / 25		

1.1 Modélisation des classes d'équivalence cinématique de l'équipage mobile :

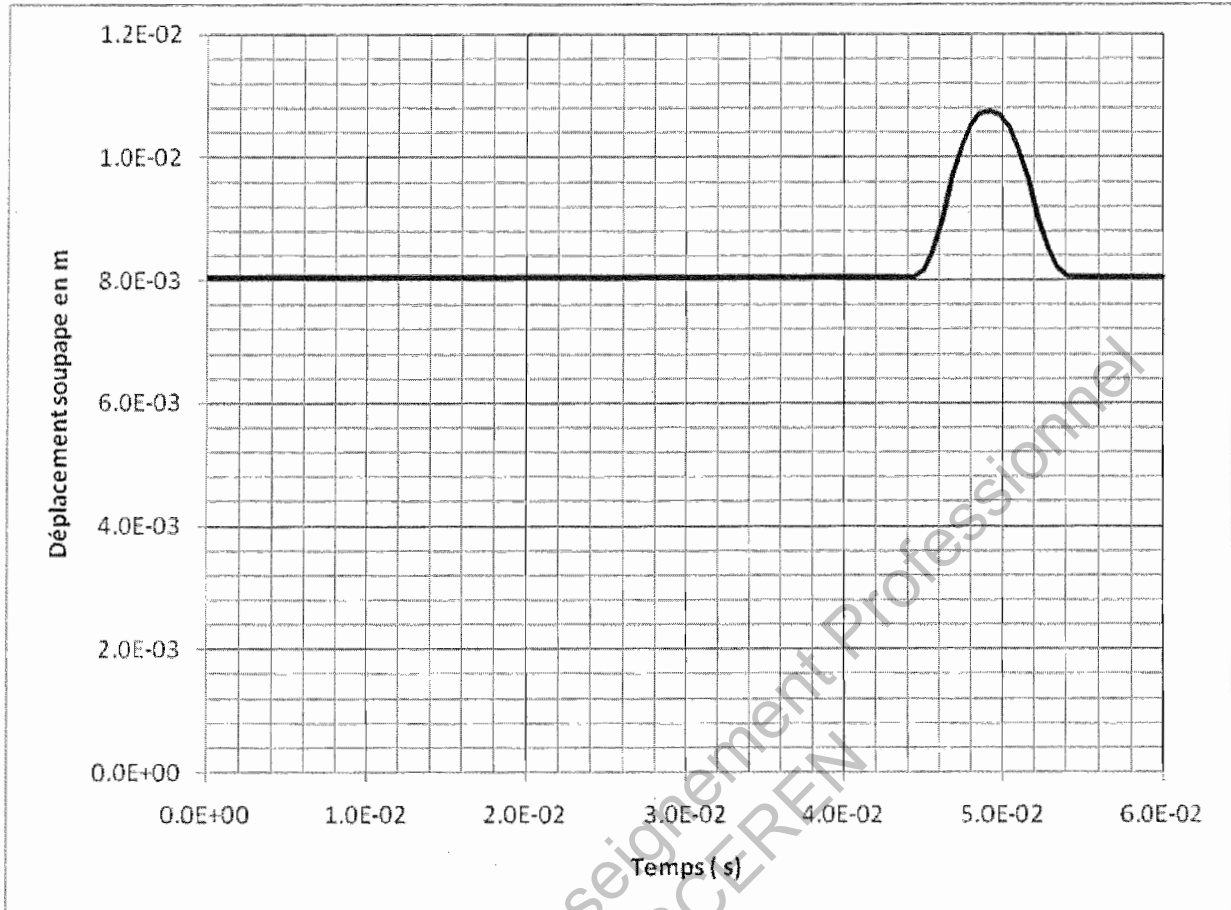
DT 8



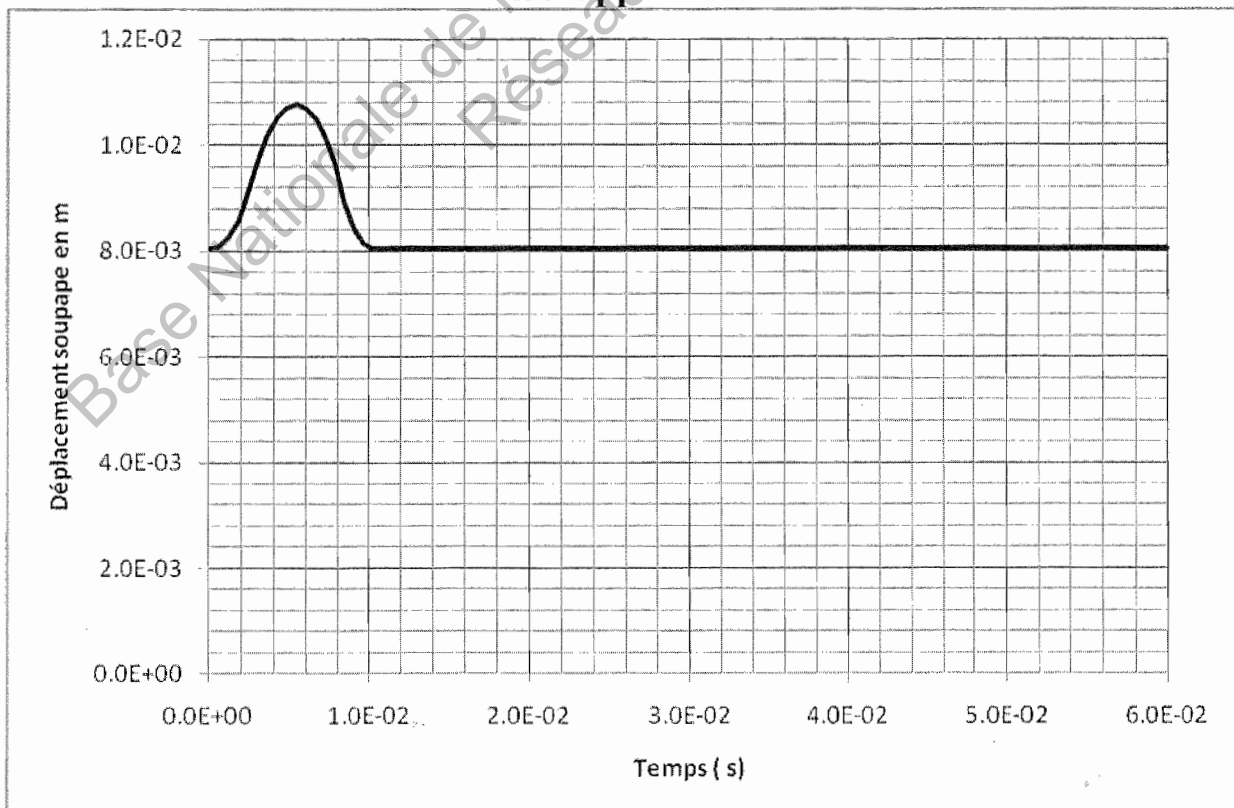
3.5 Levée de la soupape d'admission et de la soupape d'échappement :

DT9

Admission



Echappement



4.1 Flambage

Méthode Euler - Rankine.

C'est une méthode de calcul simplifiée valable si l'on n'atteint jamais la 1^{ère} charge critique. On définit les grandeurs suivantes : F_{adm} charge admissible ; R_{pc} résistance pratique en compression ; δ coefficient de sécurité.

$$\lambda_c = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{R_e}} \quad \text{Élancement critique}$$

$$\lambda = \frac{L_e}{r} \quad \text{Élancement (} L_e : \text{longueur effective, dépend du type d'extrémité)}$$

$$r = \sqrt{\frac{I_G}{S}} \quad \text{Rayon de giration (} S : \text{Section et } I_G \text{ Moment quadratique)}$$

La relation de base est la suivante : $2 \cdot S = \frac{F_c}{F_{adm}} = \frac{2 \cdot R_e}{R_{pc}}$ (F_c charge critique d'Euler et R_e limite élastique)

$$F_c = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_G}{L_e^2} \quad 1^{\text{er}} \text{ mode.}$$

On travaille ensuite à l'aide du tableau ci-dessous, suivant l'élancement de la poutre (Acier).

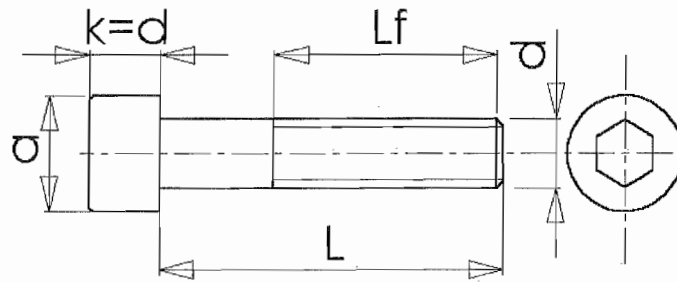
Poutres Courtes $\lambda < 20$	Poutres Moyennes $20 \leq \lambda \leq 100$	Poutres Longues $\lambda > 100$
calcul en compression	calcul de Rankine	calcul d'Euler
$F_{adm} = R_{pc} \cdot S$	$F_{adm} = \frac{R_{pc} \cdot S}{1 + \left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2}$	$F_{adm} = \frac{R_{pc} \cdot S}{2 \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2}$

Longueur libre de voilement ou longueur effective L_e en fonction de la longueur L de la poutre :

Conditions aux limites	Déformée – Mode de flambage	$L_e = f(L)$
Articulation - Articulation		$L_e = L$
Encastrement - Libre		$L_e = 2 \cdot L$
Encastrement - Encastrement		$L_e = L / 2$

4.2 Vis CHC :

DT11



d	a	L	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	35	40
M1,6	3	Lf												
M2	3.8									16				
M2,5	4.5										17			
M3	5.5										18	18		
M4	7											20	20	20
M5	8.5											22	22	22
M6	10												24	24
M8	13													28
M10	16													

4.3 Roulements « écolo » :

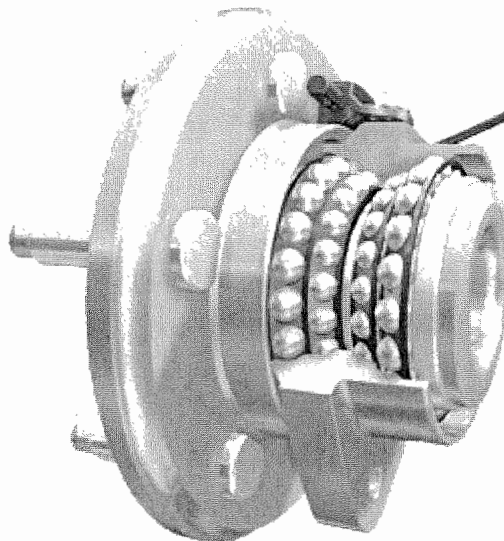
Roulement à quatre rangées de billes

Caractéristiques techniques :

Le concept du roulement de roue Twin Tandem FAG repose sur le remplacement de chacun des rangs de rouleaux coniques par deux rangées de billes. Le remplacement du contact linéaire des rouleaux coniques par un contact localisé des rangées de billes permet une réduction sensible de la friction tout en conservant la capacité de charge et la rigidité des roulements à rouleaux coniques. Autre avantage : la plus grande solidité du roulement Twin Tandem par rapport aux roulements à rouleaux coniques en cas de charges latérales importantes.

Points forts :

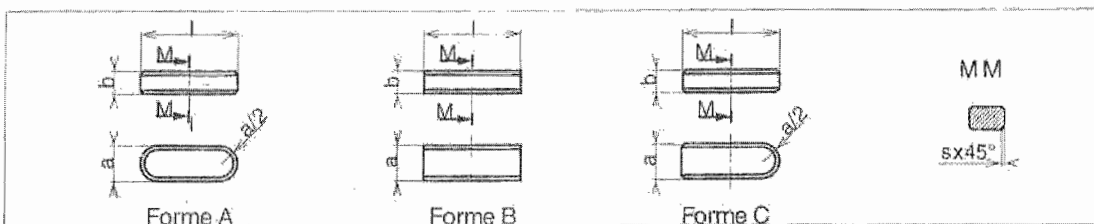
La comparaison des mesures prises pendant un cycle normal de conduite d'un véhicule utilitaire léger fait apparaître une réduction du couple de friction d'environ 50 %. Le remplacement du roulement à rouleaux coniques par le roulement de roue Twin-Tandem sur les deux essieux représente par conséquent une économie de carburant de 1,7 à 2,5 %.



4.4 Clavettes :

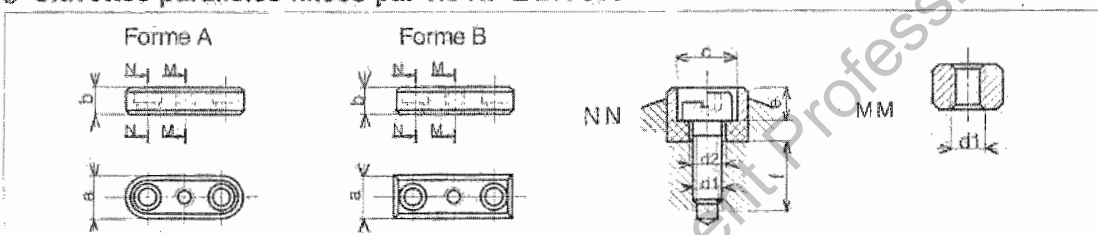
DT12

● Clavettes parallèles NF E 27. 656



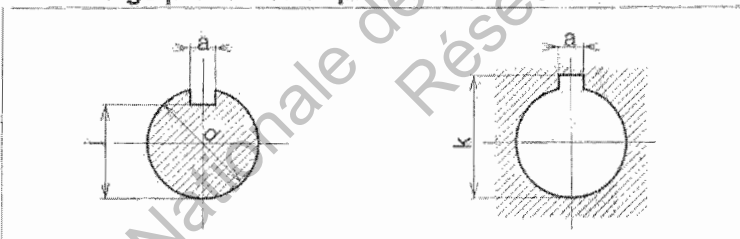
Section nominale a x b	l		s		Section nominale a x b	l		s		Section nominale a x b	l		s				
	de	à	mini	maxi		de	à	mini	maxi		de	à	mini	maxi			
2	2	6	20	0,16	0,25	6	6	14	70	0,25	0,4	14	9	36	160	0,4	0,6
3	3	6	36	0,16	0,25	8	7	18	90	0,25	0,4	16	10	45	180	0,4	0,6
4	4	8	45	0,16	0,25	10	8	22	110	0,4	0,6	18	11	50	200	0,4	0,6
5	5	10	56	0,25	0,4	12	8	28	140	0,4	0,6	20	12	56	220	0,6	0,8

● Clavettes parallèles fixées par vis NF E 27. 658



Section nominale a x b	c	d1	Vis C NF E 27. 115 ou Vis CHc, NF E 27. 161			Section nominale a x b	c	d1	Vis C NF E 27. 115 ou Vis CHc, NF E 27. 161				
			d2	e	f				d2	e	f		
6 x 6	5,0	M 2,5	M 2,5 - 6	2,9	3	4,5	6 x 6	12,0	M 2,5	M 2,5 - 6	6,5	6,5	11,5
8 x 7	6,5	M 3	M 3 - 8	3,4	3,5	5,5	8 x 7	12	M 3	M 3 - 8	5,6	6,5	10,5
10 x 8	8,0	M 4	M 4 - 10	4,6	4,6	9	10 x 8	16	M 4	M 4 - 10	9	8,5	14,5
12 x 8	10,0	M 5	M 5 - 10	5,5	5,5	10,5	12 x 8	16	M 5	M 5 - 10	9	8,5	13,5

● Clavetage par clavettes parallèles NF E 27. 175



Tolérance logement	
Libre	arbre H9 moyeu D 10
Normal	arbre N9 moyeu Js 9
Serré	arbre P9 moyeu P 9

Arbre d	clavette Section nominale a	logement de clavette				Arbre d	clavette Section nominale a	logement de clavette					
		nom.	tol.	nom.	tol.			nom.	tol.	nom.	tol.		
de 6 jusqu'à 8	2 x 2	2	d - 1,2 -100	0	d + 1 +100	0	au-delà de 10 jusqu'à 12	4 x 4	4	d - 2,5 -100	0	d + 1,5 +100	0
au-delà de 8 jusqu'à 10	3 x 3	3	d - 1,8 -100	0	d + 1,4 +100	0	au-delà de 12 jusqu'à 17	5 x 5	5	d - 3 -100	0	d + 2,3 +100	0

DOSSIER D'ETUDE

Ce dossier contient 5 parties numérotées de 1 à 5

Temps octroyé à chaque partie du sujet :

Partie	Contenu	Durée conseillée
Prise de connaissance du sujet	L'ensemble du dossier	0h30
Partie - 1	Caractéristiques du moteur	0h50
Partie - 2	Etude cinématique du mécanisme	1h20
Partie - 3	Etude de Résistance des matériaux des tiges de culbuteur	1h20
Partie - 4	Conception	2h

1. Caractéristiques du moteur

Matière d'œuvre : Dossier Technique DT1, DT2, DT3, DT4, DT6, DT7, DT8 et document réponse DR1.

Domaine étudié : Configuration et fonctionnement du moteur.

Objectif : Vérification de la capacité théorique du véhicule et détermination du volume mort.

Données et hypothèses :

Le véhicule est supposé se déplacer en terrain parfaitement plat et les forces résistantes induites lors des virages seront négligées.

Le coefficient de résistance au roulement des pneumatiques spéciaux Michelin est $K_R = 1,36/1000$. La masse du véhicule est de 25 kg et celle du pilote de 50 kg. L'expression de la force de résistance à l'avancement due au roulement des roues est $F_R = K_R \cdot m_T \cdot g$ avec $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ et m_T est la masse totale roulante.

L'expression de la force de résistance aérodynamique est : $F_A = 1/2 \cdot \rho_{air} \cdot S \cdot C_x \cdot V^2$. La masse volumique de l'air est $\rho_{air} = 1,19 \text{ kg/m}^3$. La surface frontale S du véhicule est de 32 dm^2 , son C_x vaut $0,15$. Le rendement de la transmission mécanique du véhicule est $\eta_T = 0,87$.

La densité de l'essence d utilisée est de $0,74$ et son pouvoir calorifique P_{Cal} est de $42700 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$.

Le rendement thermodynamique attendu du moteur à détente prolongée est $\eta_{TH} = 0,33$.

On donne $a = 10,5 \text{ mm}$ et $e = 4,5 \text{ mm}$, diamètre du piston $\phi_d = 36,25 \text{ mm}$; le rapport volumétrique en compression $R_{vc} = 11,5$ et à la détente $R_{vd} = 16$.

Soit la fonction principale **FPI** : "**Transmettre la puissance du piston au vilebrequin**"

- 1.1. Le moteur à détente prolongée utilise le principe du train épicycloïdal : le satellite est l'excentrique, le porte satellite est le vilebrequin et le seul planétaire est le carter avec une couronne. La bielle est montée sur l'excentrique. Compléter le schéma cinématique minimal du moteur sur le document réponse DR1.
- 1.2. Calculer la cylindrée du moteur en détente et en compression.
On donne la distance $O_0P = L + a + e$ au point mort haut, $O_0P = L - a - e$ ou $O_0P = L - a + e$ pour les points morts bas.
- 1.3. Déterminer analytiquement la puissance de résistance à l'avancement des roues (P_{roues}) et la puissance de résistance aérodynamique ($P_{aéro}$).
En déduire la puissance de résistance à l'avancement du véhicule (P_R) que doit vaincre le moteur.
Déterminer la puissance moyenne du moteur (P_{moteur}) nécessaire pour mouvoir le véhicule à 25 km/h de moyenne. Calculer numériquement cette puissance en Watt.

- 1.4. On donne l'expression de l'énergie de combustion qu'il est nécessaire pour faire fonctionner le moteur en tenant compte de la densité de l'essence et des rendements du moteur : $E = P_{Cal} \cdot d \cdot \eta_{TH} \cdot \eta_T$.
On donne l'expression du travail des forces de résistances à l'avancement (Roulement et aérodynamique) : $W = (F_R + F_A) \cdot D_{Max}$.
En supposant qu'il y a conservation de l'énergie, déterminer analytiquement la distance maximale théorique D_{Max} que peut parcourir le véhicule avec un litre d'essence à 25 km/h de moyenne. Calculer numériquement la distance maximale théorique en km.
- 1.5. La puissance moyenne obtenue question 1-2 conduirait à installer un moteur de très petite cylindrée (environ 5 cm^3) fonctionnant en continu. Or ce type de moteur présente des difficultés techniques de réalisation et des rendements thermodynamiques plus faibles que les moteurs de cylindrée supérieure. De ce fait, la cylindrée du moteur installé est d'environ 31 cm^3 . Le moteur fonctionnera donc par intermittence 5 % du temps.
Exprimer $W_{5 \text{ cm}^3}$: le travail du moteur de 5 cm^3 en fonction de la puissance moyenne (question 1-2) et du temps.
Exprimer $W_{31 \text{ cm}^3}$: le travail du moteur de 31 cm^3 en fonction de la puissance du moteur redimensionné et du temps de fonctionnement intermittent.
Comparer les deux et déduire la nouvelle puissance du moteur ainsi redimensionné.
- 1.6. Calculer à la compression, puis à la détente, le volume mort de ce moteur.
Rappel : $R_{Vc} = (V_c + v)/v$ et $R_{Vd} = (V_d + v)/v$

2. Etude cinématique du mécanisme

Matière d'œuvre : Dossier Technique DT3, DT4, DT5, DT6, DT7, DT8 et document réponse DR2, DR3.

Domaine étudié : Chaîne cinématique du moteur.

Objectif : Positionner le Point Mort Haut et les deux Point Mort Bas sur la trajectoire du point T.
Vérification de la vitesse maximale du piston ($V_{Maxi} < 10 \text{ m/s}$).

Données et hypothèses :

Dans cette partie, les numéros indiqués sont ceux des classes d'équivalences du DT8.

Les solides sont supposés indéformables et les liaisons sont parfaites.

O_0 est un point de l'axe de rotation du vilebrequin défini dans le document DT7 et le repère lié à l'ensemble carter moteur est $R_0(O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$. Pour cette étude, le véhicule restera immobile et R_0 sera supposé être un repère galiléen comme le repère local terrestre.

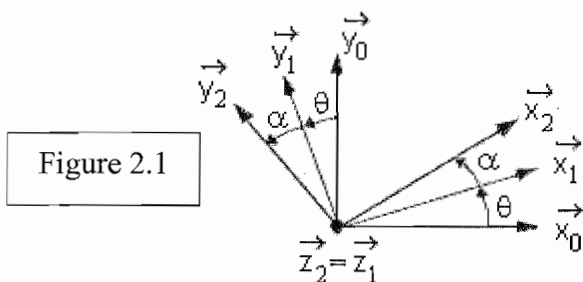
On lie le repère lié $R_1(O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ au vilebrequin (1). Il est repéré par rapport à R_0 par l'angle $\theta(t)$ tel que :

$$\text{Angle}(\vec{x}_0, \vec{x}_1) = \text{Angle}(\vec{y}_0, \vec{y}_1) = \theta \text{ et } \vec{z}_0 = \vec{z}_1.$$

Le pignon excentrique (2) a pour repère lié $R_2(O_2, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$. La position de O_2 est définie par :

$\vec{O}_0 O_2 = a \cdot \vec{x}_1$. Le pignon est repéré par rapport à R_1 par l'angle $\alpha(t)$ algébrique tel que :

$$\text{Angle}(\vec{x}_1, \vec{x}_2) = \text{Angle}(\vec{y}_1, \vec{y}_2) = \alpha \text{ et } \vec{z}_1 = \vec{z}_2.$$



On lie le repère $R_3(T, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$ à la bielle (3). La position de la tête de bielle T est définie par : $\vec{O}_2 T = e \cdot \vec{x}_2$.

La position du pied de bielle P est définie par : $\overrightarrow{O_0P} = x(t) \cdot \overrightarrow{x_0}$

On repère la bielle (3) par rapport à R_0 par l'angle $\varphi(t)$: $Angle(\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{x_3}) = Angle(\overrightarrow{y_0}, \overrightarrow{y_3}) = \varphi$ et $\overrightarrow{z_3} = \overrightarrow{z_0}$

R est le rayon de la couronne fixe 0 et r le rayon du pignon excentrique (2).

On néglige le poids de toutes les pièces devant les efforts mis en jeu.

2.1. A partir de la figure 2.1 page précédente, exprimer les vecteurs : $\overrightarrow{x_1}$ et $\overrightarrow{y_1}$ dans la base R_0 .

On donne $\alpha = \alpha_0 + k \cdot \theta$ où α_0 est l'angle de calage et k est un réel (d'un point de vue pratique, on positionne au montage le satellite par rapport à la couronne ce qui correspond au calage). On prendra pour cette question $\alpha_0 = 0$. En vous aidant du document technique DT 8, déterminer la relation géométrique des engrenages entre a, r et R.

Le pignon (2) roule sans glisser sur la couronne (0), l'arc de cercle parcouru par la classe d'équivalence cinématique 1 et 2 sont égaux. Arc CEC2 = -r. α .

Exprimer l'arc parcouru par la classe d'équivalence cinématique 1.

Ecrire la relation Arc CEC1 = Arc CEC2.

Exprimer le rapport R/r en fonction de k seulement, puis R et r en fonction de a et k.

2.2. Pour cette conception, on choisit $k = -2,5$. En utilisant les résultats de la question 2-2 et le dossier technique DT3, DT4 ainsi que la trajectoire du centre de la tête de bielle T tracée sur le document réponse DR2 pour deux valeurs du calage : $\alpha_0 = 0^\circ$ et $\alpha_0 = 90^\circ$:
Indiquer en justifiant votre réponse le bon angle de calage.
Situer sur le document réponse DR2 la position du point T pour le point mort haut et les deux points morts bas.

On donne : $\overrightarrow{O_0T} = x_T \cdot \overrightarrow{x_0} + y_T \cdot \overrightarrow{y_0} = [a \cdot \cos \theta + e \cdot \cos(\alpha + \theta)] \cdot \overrightarrow{x_0} + [a \cdot \sin \theta + e \cdot \sin(\alpha + \theta)] \cdot \overrightarrow{y_0}$

2.3. En utilisant le résultat de la question 2-4 et la donnée ci-dessus, déterminer, avec la relation suivante $L^2 = (x_p - x_T)^2 + y_T^2$, de manière analytique la position $x(\theta, \alpha)$ du centre du pied de bielle P et donc du piston en fonction de e, L, a, α et θ .

Le calage de l'équipage mobile est tel que pour $\theta = 0$:

$$x(0, \alpha_0) = a + e \cdot \cos \alpha_0 + \sqrt{L^2 - (e \cdot \sin(\alpha_0))^2}$$

La fréquence de rotation du vilebrequin sera considérée comme constante.

Elle aura pour valeur : $N_{\text{vil/bâti}} = 2000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$.

Le document réponse DR3 représente la position et la vitesse du point P (axe du piston et de la bielle) avec les paramètres : $\alpha_0 = 90^\circ$ et $k = -2,5$.

Par dérivation graphique :

- 2.4. Graduer en bas de page l'axe des abscisses de ce diagramme en secondes (ou fraction de seconde).
- 2.5. Déterminer l'échelle des vitesses du piston.
- 2.6. Indiquer la vitesse maximale et conclure.

3. Etude de Résistance des matériaux des tiges de culbuteur

Matière d'œuvre : Dossier Technique DT6, DT7, DT9, DT10 et document réponse DR4.

Domaine étudié : Résistance mécanique des tiges de culbuteurs

Objectif : Vérification du flambage des tiges de culbuteurs.

Hypothèse : Les masses des ressorts, soupapes et inerties seront négligées. Les liaisons seront considérées parfaites, sans frottement.

Données : Raideur du ressort $k=70\text{N/mm}$. Le ressort est monté avec une précharge de 5 N.

$E = 200000 \text{ MPa}$; $R_e = 640 \text{ MPa}$; $R_{pc} = 120 \text{ MPa}$ (Résistance pratique à la compression) ; $L_{\text{tige}} = 48.75 \text{ mm}$ et $\phi_{\text{tige}} = 2.25 \text{ mm}$

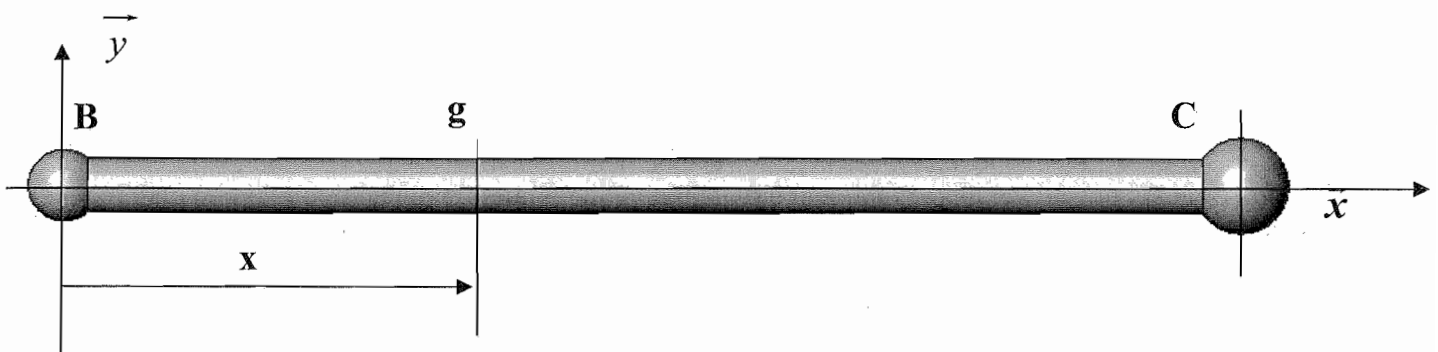
- 3.1. A l'aide du document technique DT9 et du DR4, déterminer l'effort exercé par le ressort sur le culbuteur au point A. Ecrire le torseur au point A des actions exercées par la soupape sur le culbuteur.
- 3.2. Isoler le culbuteur, et faire le bilan des actions mécaniques et de liaisons.
Ecrire les torseurs des actions mécaniques en leur point respectif A, O et B en justifiant vos choix.
Remarque : La liaison en B sera modélisée par une liaison rotule.
- 3.3. Appliquer le principe fondamental de la statique au point O du culbuteur.
Déterminer les six équations issues du principe fondamental de la statique.
- 3.4. En isolant la tige (51) qui est un solide soumis à deux torseurs :
Sur le document réponse DR4, la soupape est en position de levée maximale, représenter les directions des efforts en B et C dans le plan (O, \vec{x}, \vec{y}) , puis dans le plan (O, \vec{y}, \vec{z}) .
Définir une relation entre X_B et Y_B . On utilisera la proportionnalité des composantes sur le support BC dans le plan (O, \vec{x}, \vec{y}) avec l'angle $14,53^\circ$.

Définir une relation entre Y_B et Z_B . On utilisera la proportionnalité des composantes sur le support BC dans le plan (O, \vec{y}, \vec{z}) avec l'angle 16° .
On obtient deux équations supplémentaires.

La résolution des équations par un solveur mathématiques donne les résultats suivants :

$$X_O = 58,22 \text{ N} ; Y_O = 425,22 \text{ N} ; Z_O = 64,415 \text{ N} ; L_O = 30,27 \text{ N.mm} ; M_O = -938,52 \text{ N.mm}$$
$$X_B = -58,22 \text{ N} ; Y_B = 224,22 ; Z_B = -64,41 \text{ N}$$

- 3.5. Donner le torseur de la liaison rotule entre le culbuteur (47) et la tige (51) en B. En déduire l'effort dans la tige (51).
- 3.6. Déterminer les éléments de réduction du torseur de cohésion en g (centre de gravité d'une section quelconque) sur la tige du culbuteur. Ecrire ce torseur dans le repère ci-dessous. Justifier vos choix.



Donnée : On prendra un effort de compression de **250 N**.

- 3.7. Calculer la contrainte de compression s'exerçant sur la tige.
Comparer avec les indications données sur le document réponse DR4.
Quelle est la zone la plus sollicitée ?
En déduire le coefficient de concentration de contrainte et le coefficient de sécurité en compression.
- 3.8. Calculer la déformation ΔL_{Max} .
- 3.9. A l'aide du document technique DT10, déterminer l'élanement critique λ_c .
- 3.10. Calculer le rayon de giration r. On donne $I_{Gz} = \frac{\pi.d^4}{64}$
- 3.11. Déterminer la longueur effective L_e à l'aide du document technique DT10. Pour cela, il vous faudra choisir le type de liaisons aux extrémités de la tige, justifier votre choix.
- 3.12. Calculer l'élanement λ .
- 3.13. Par la formule de votre choix du document technique DT10 que vous justifierez, calculer la F_{adm} dans la tige.
- 3.14. Comparer la \vec{F}_{adm} et la force \vec{F}_b de compression de la tige. Conclure.
- 3.15. Dans le cas où il existe un risque de flambage, proposer une solution afin de résoudre ce problème.

Base Nationale de l'Enseignement Professionnel
Réseau SCEREN

4. Conception

Matière d'œuvre : Dossier Technique DT5, DT6, DT7, DT11, DT12 et documents réponses DR5, DR6.

Domaine étudié : Concevoir et améliorer le moteur à détente prolongée.

Objectif : Reconcevoir une partie de l'embellage en vue de faciliter le changement du plateau n°56 qui assure la transmission par chaîne afin de pouvoir adapter plus facilement le rapport de réduction final de la transmission aux différents circuits ou utilisation du véhicule. De plus, on profitera de ce changement pour effectuer deux améliorations :

- mettre le plateau de l'autre côté du moteur pour éviter toute détérioration de la distribution s'il y a rupture de la chaîne.
- améliorer le rendement mécanique du moteur en montant de nouveaux roulements « écolo ».

4.1 Changement de plateau :

Afin de permettre le changement aisé du plateau n°56 par l'utilisateur, on veut remplacer la soudure entre le **nouveau** manchon support de disque et le plateau n°56 par une liaison encastrement démontable par éléments filetés et ajustement approprié.

- 4.1-1 Identifier les surfaces fonctionnelles de mise en position axiale entre le disque et le nouveau manchon en les coloriant en bleu sur le document réponse DR5.
- 4.1-2 Identifier les surfaces fonctionnelles de mise en position radiale entre le disque et le nouveau manchon en les coloriant en vert.
- 4.1-3 Compléter le tableau du document DR5 en indiquant pour chacune des surfaces de contact les mobilités enlevées.
- 4.1-4 Proposer un ajustement.
- 4.1-5 A partir du document technique DT11, indiquer sur le document DR5 (et avec le document DR6 pour le manchon et le disque) le diamètre nominal et la longueur d'une vis CHC qui convient pour réaliser la liaison encastrement et indiquer sa désignation.
- 4.1-6 Représenter le manchon et sa liaison encastrement avec le disque (à l'aide de la vis que vous avez désigné précédemment) sur le document DR6 dans la zone de construction prévue à cet effet. Les dimensions du manchon et du disque sont données sur le document DR6.
- 4.1-7 Représenter le manchon en liaison encastrement démontable, dans la zone de construction prévue à cet effet, avec l'arbre par l'intermédiaire d'une clavette qu'il faudra dessiner. Prévoir les arrêts axiaux.

4.2 Montage de roulement « écolo »

Il est prévu de monter des roulements Twin Tandem FAG sur le vilebrequin afin de réduire le couple de friction au niveau de l'embellage et d'encaisser les efforts axiaux générés par la transmission par chaîne si cette dernière n'est pas parfaitement alignée. Cette étude vise à compléter le document DR6.

- 4.2-1 Réaliser le montage des roulements Twin Tandem FAG. Les dimensions des roulements sont données sur le document DR6.
- 4.2-2 Réaliser l'étanchéité du moteur en utilisant le joint à lèvres SKFCRS12 (Rep : 55) dont les dimensions sont données sur le document DR6, l'utilisation de pièces intermédiaires est autorisée.
- 4.2-3 Compléter les formes du carter arrière (3) en tenant compte du roulement choisi et de l'étanchéité indiquée.
- 4.2-4 Définir les ajustements pour le montage correct des nouvelles pièces.

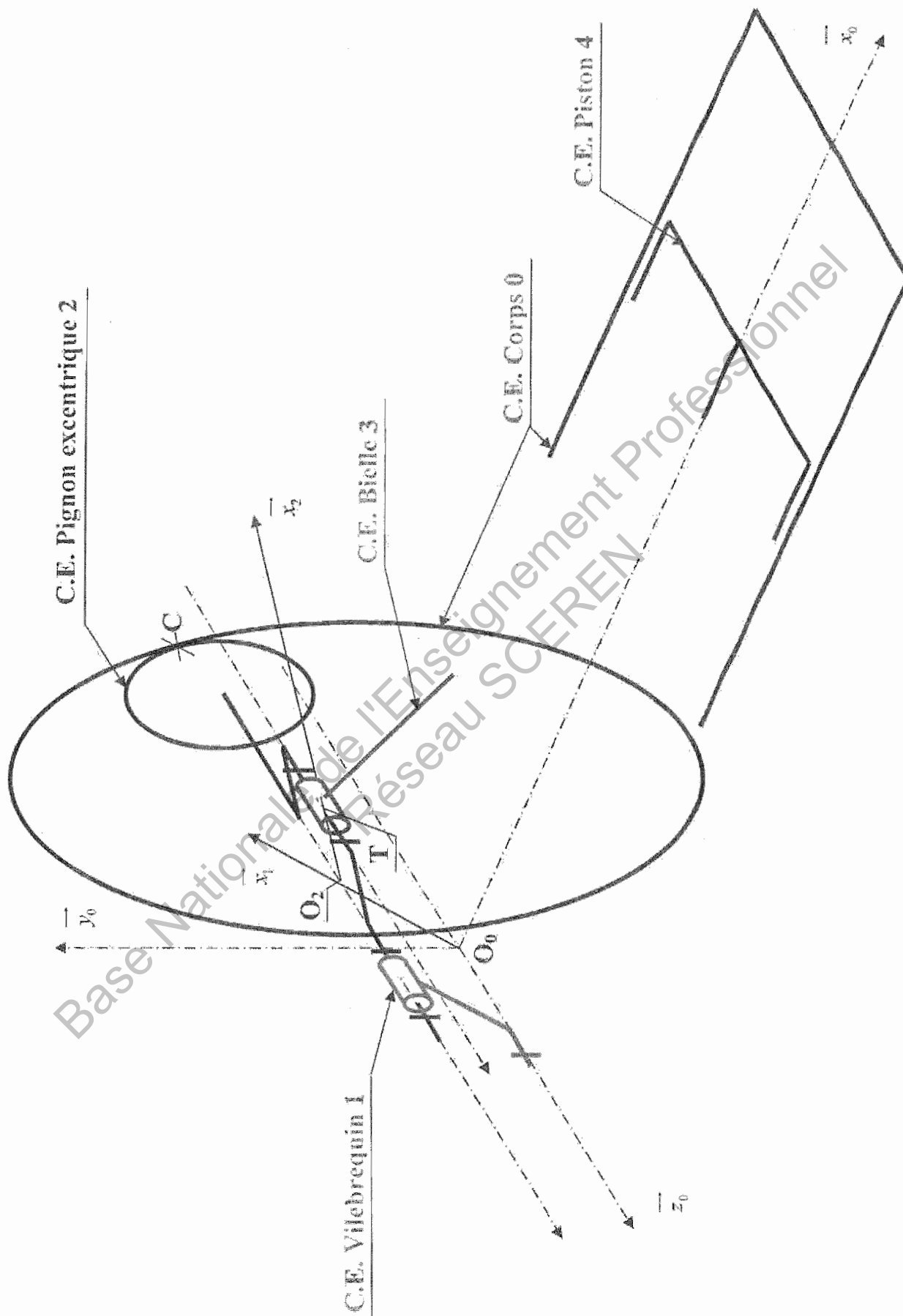
Remarque : Vous avez toute liberté quant aux choix des vues, coupes, sections, détails et cotation nécessaires à la bonne compréhension du document technique.

DOSSIER REPONSE

Ce dossier contient 6 feuilles réponse numérotées de DR1 à DR6 à rendre impérativement à la fin de l'épreuve

Feuilles	Contenu
DR - 1	Schéma cinématique minimal
DR - 2	Trajectoire du point T
DR - 3	Dérivation graphique
DR - 4	Résistance des Matériaux
DR - 5	Analyse des surfaces
DR - 6	Conception

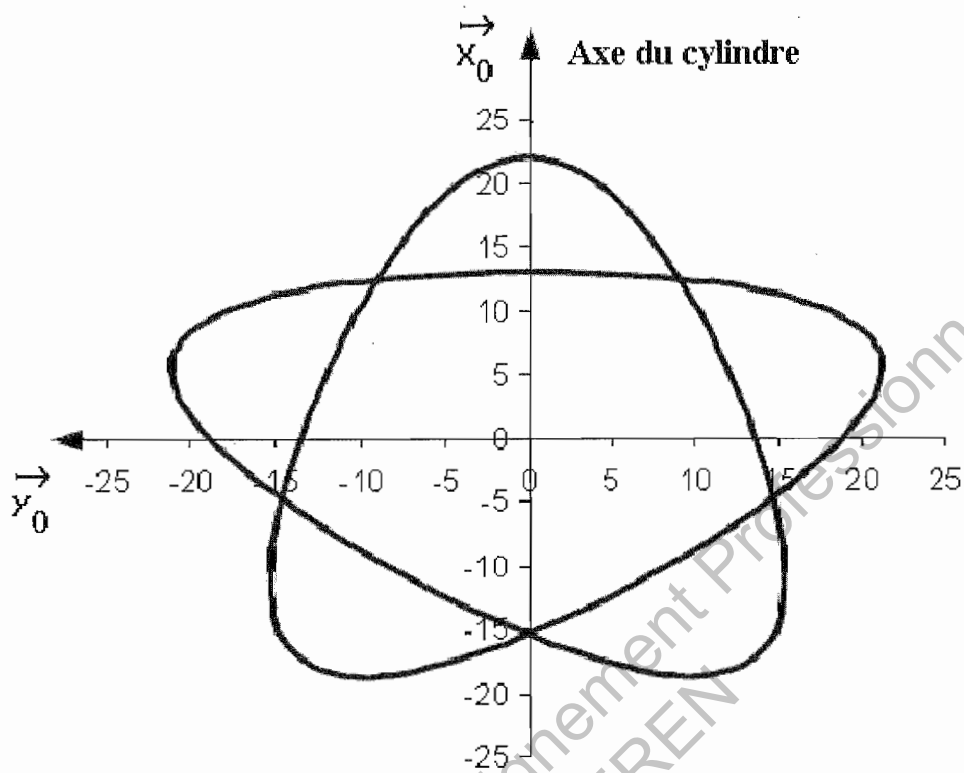
Base Nationale de l'Enseignement Professionnel
Réseau SCEREN



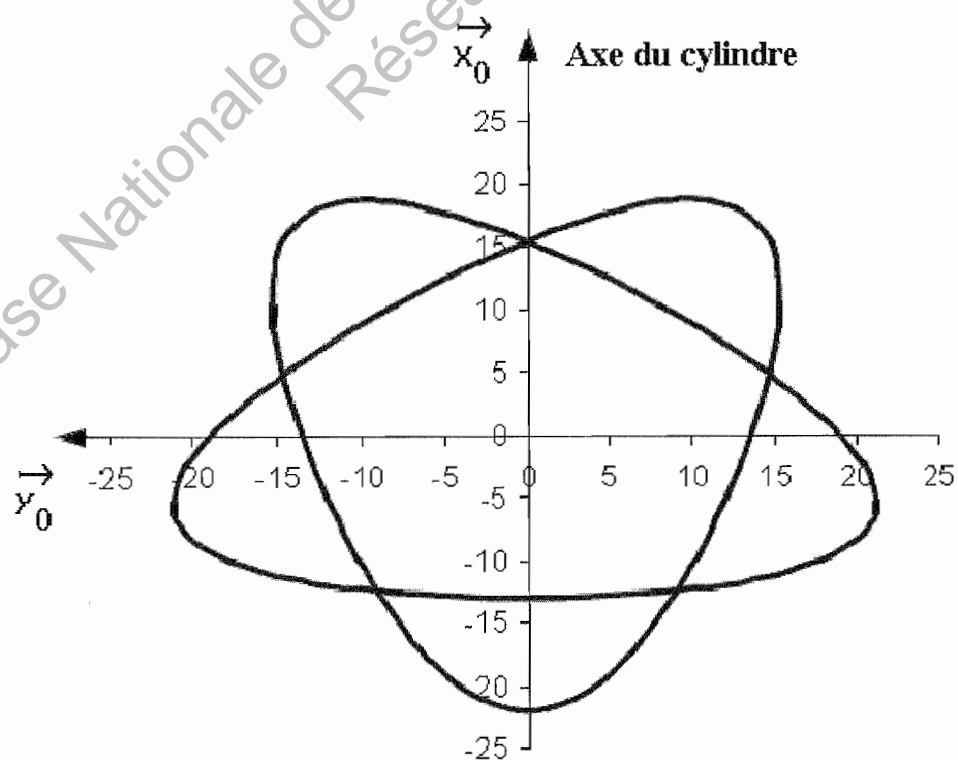
DOCUMENT REPONSE : DR2 – Trajectoire du point T

Trajectoire du centre de la tête de bielle T dans R_0 en fonction de α_0 pour $k = -2.5$

Pour $\alpha_0 = 0^\circ$:

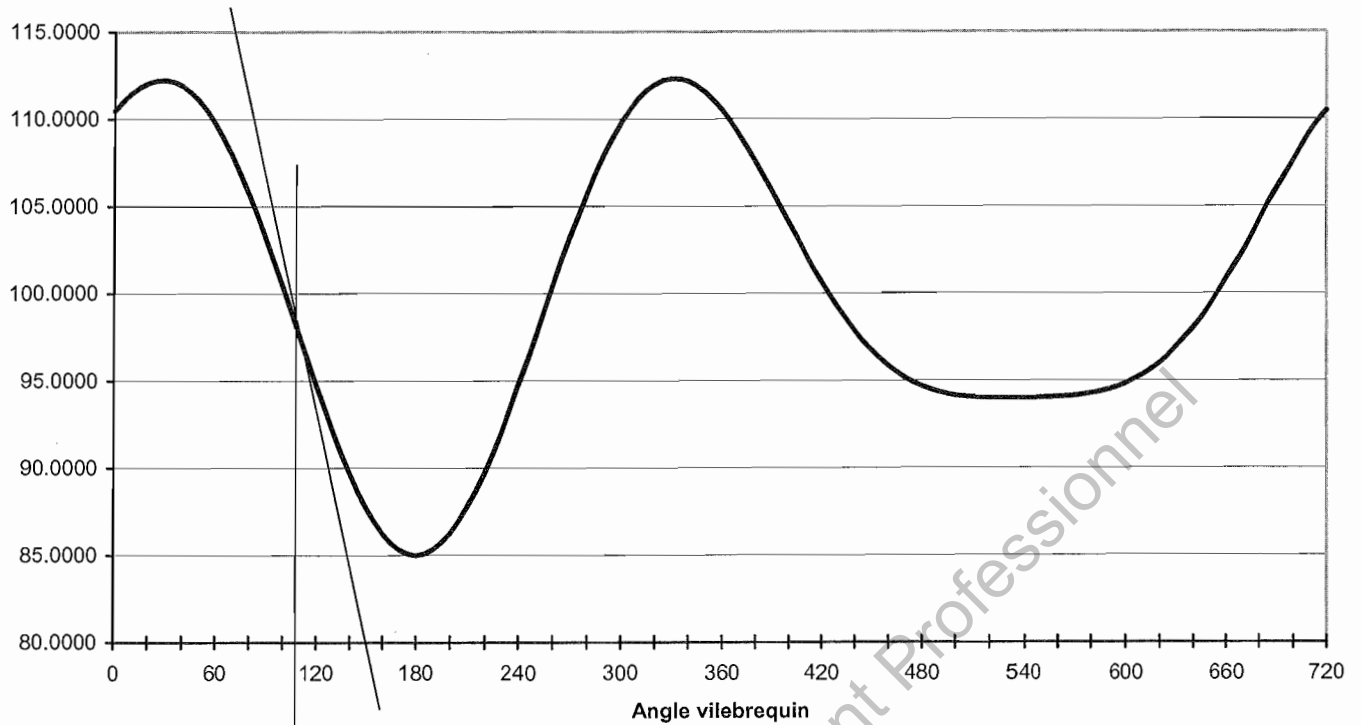


Pour $\alpha_0 = 90^\circ$

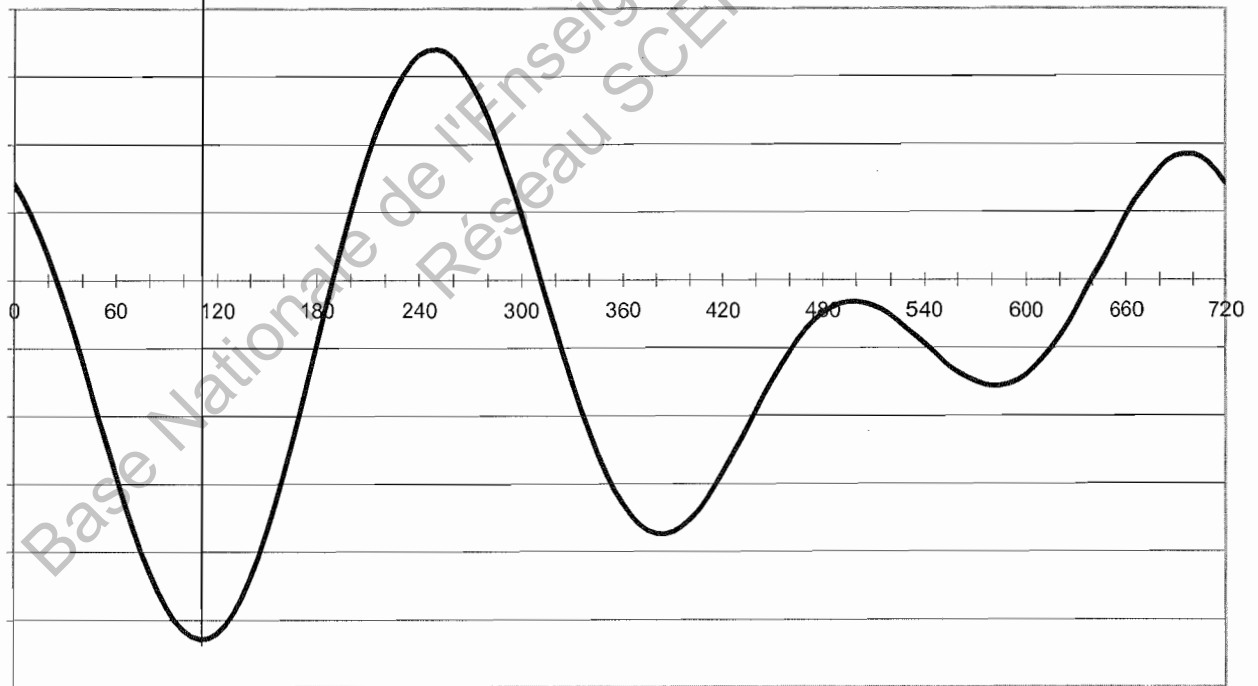


DOCUMENT REPONSE : DR3 - Dérivation graphique

Graphe de la course du piston en mm :



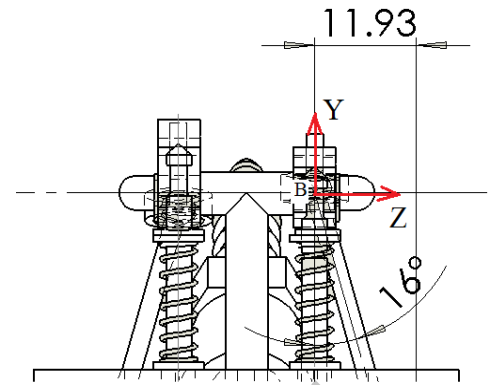
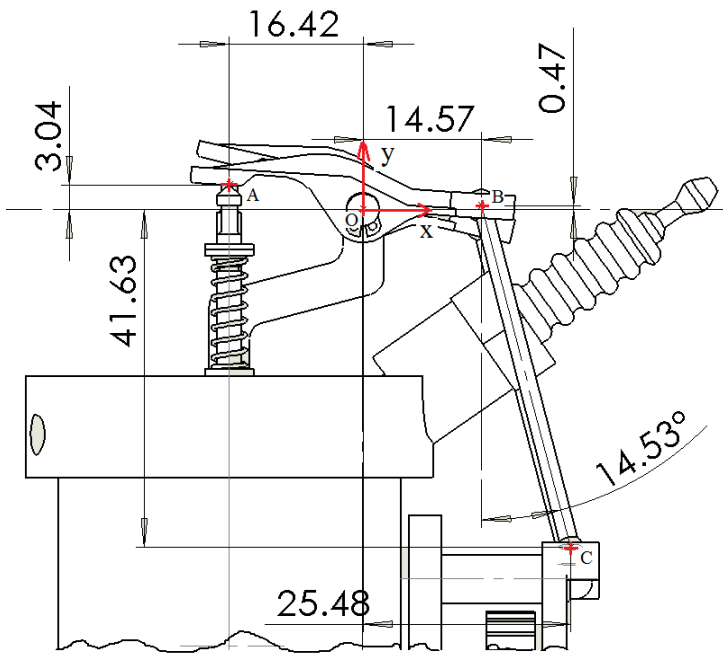
Graphe de la vitesse du piston en m/s :



Axes des abscisses en seconde :

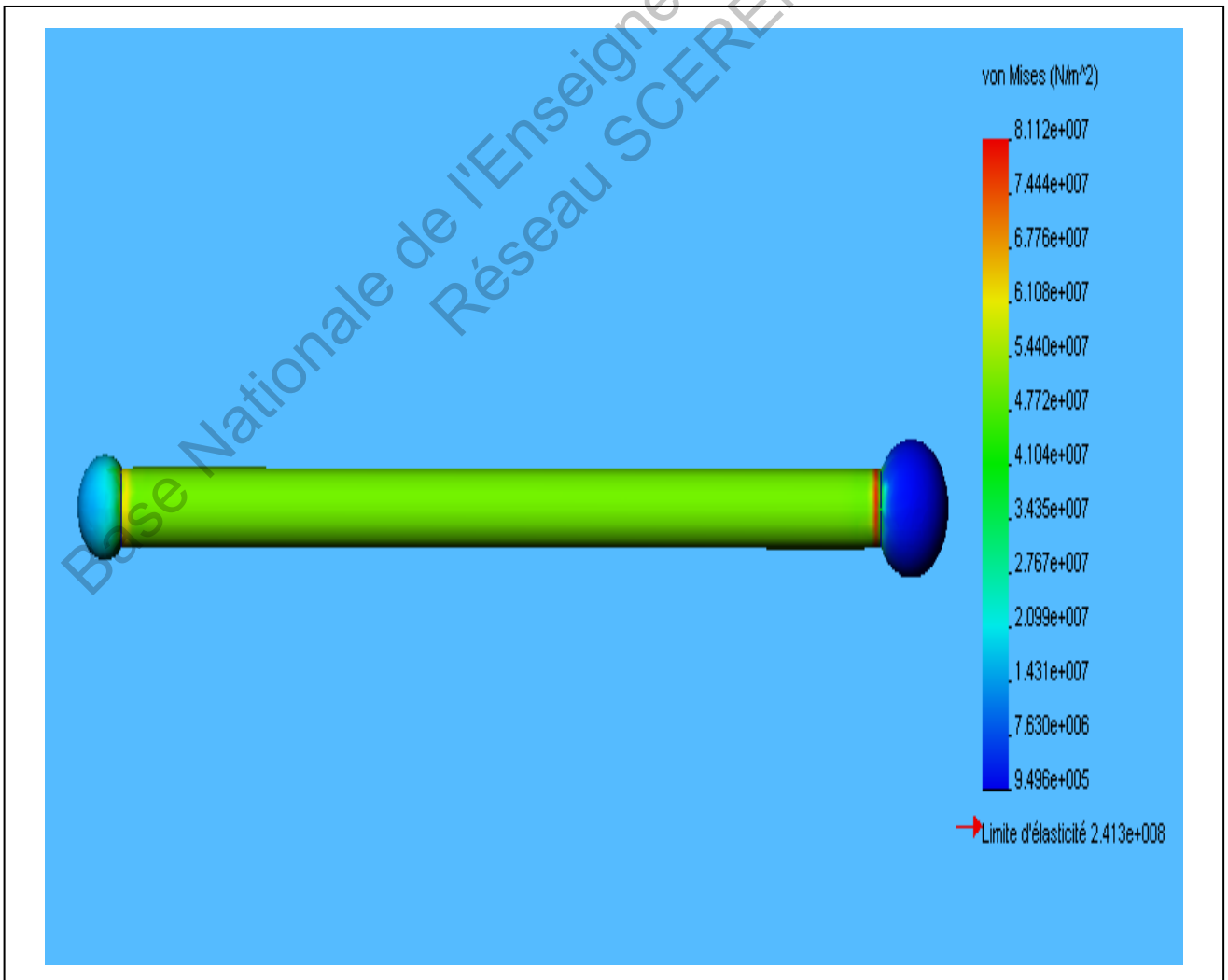


DOCUMENT REPONSE : DR4 - Résistance des Matériaux



$$\vec{OA} \begin{pmatrix} -16.42 \\ 3.04 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \vec{OB} \begin{pmatrix} 14.57 \\ 0.47 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \vec{OC} \begin{pmatrix} 25.48 \\ -41.63 \\ 11.93 \end{pmatrix} \quad \text{Cotes en mm}$$

Le repère (O, x, y, z) forme un trièdre direct orthonormé



DOCUMENT REPONSE : DR5 - Analyse des surfaces

Repérage des surfaces :

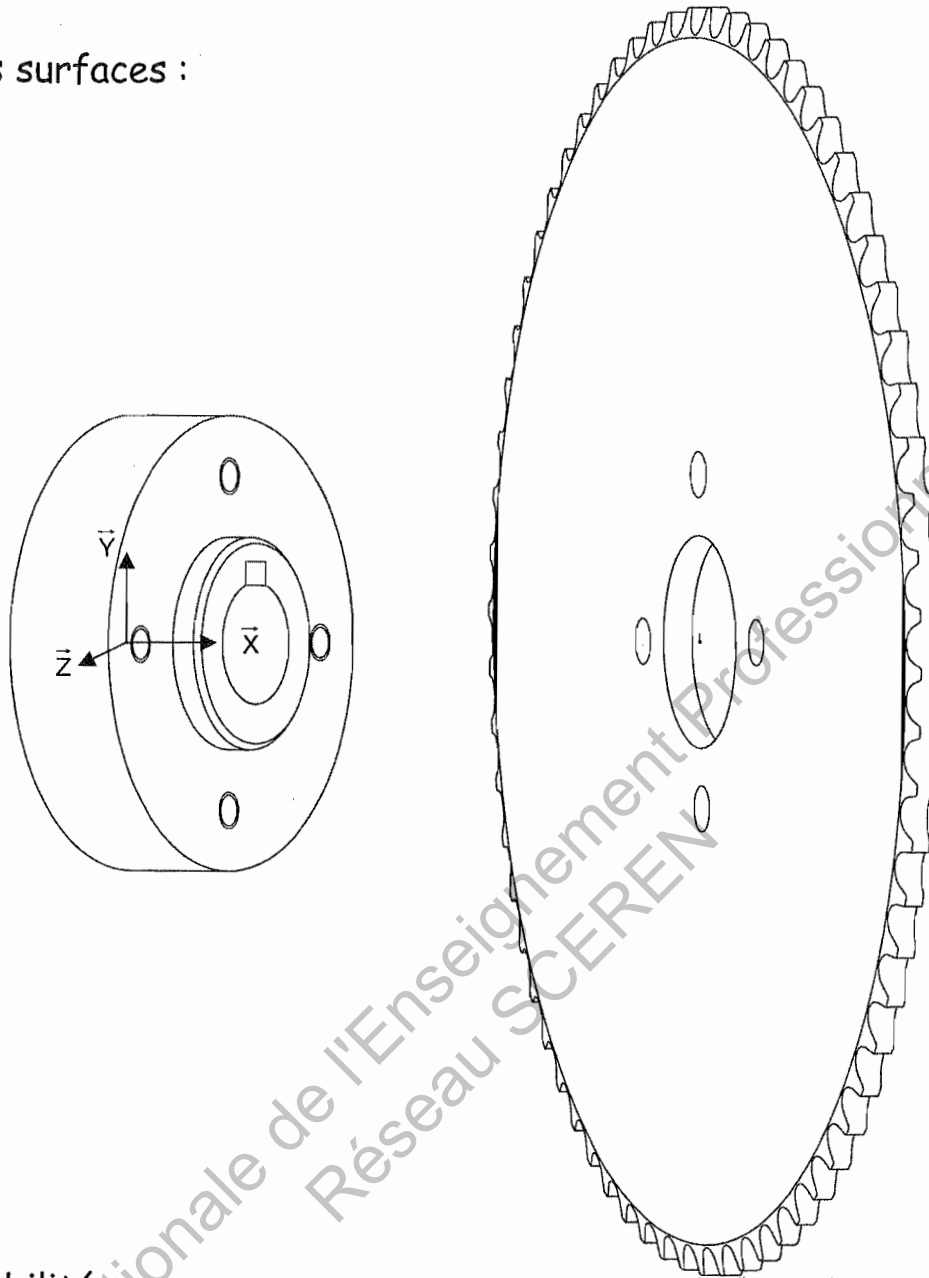


Tableau de mobilités :

Surfaces de mise en position	Mobilités supprimées	Mobilités restantes
Centrage court (radiale)		
Appui plan de normale \vec{X} (axiale)		

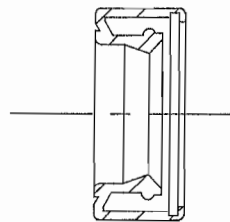
Choix de l'ajustement :

Choix de la vis :

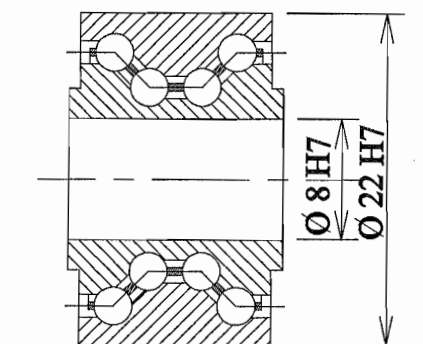
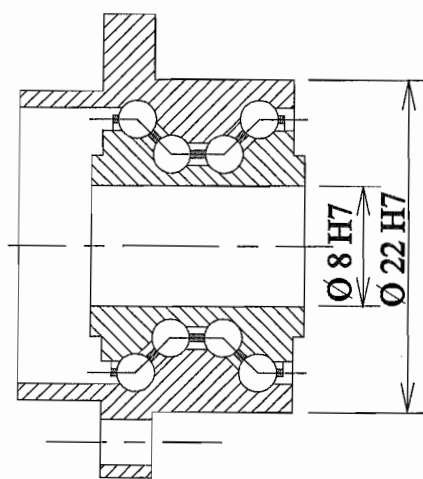
DOCUMENT REPONSE : DR6 - Conception

Pièces à utiliser

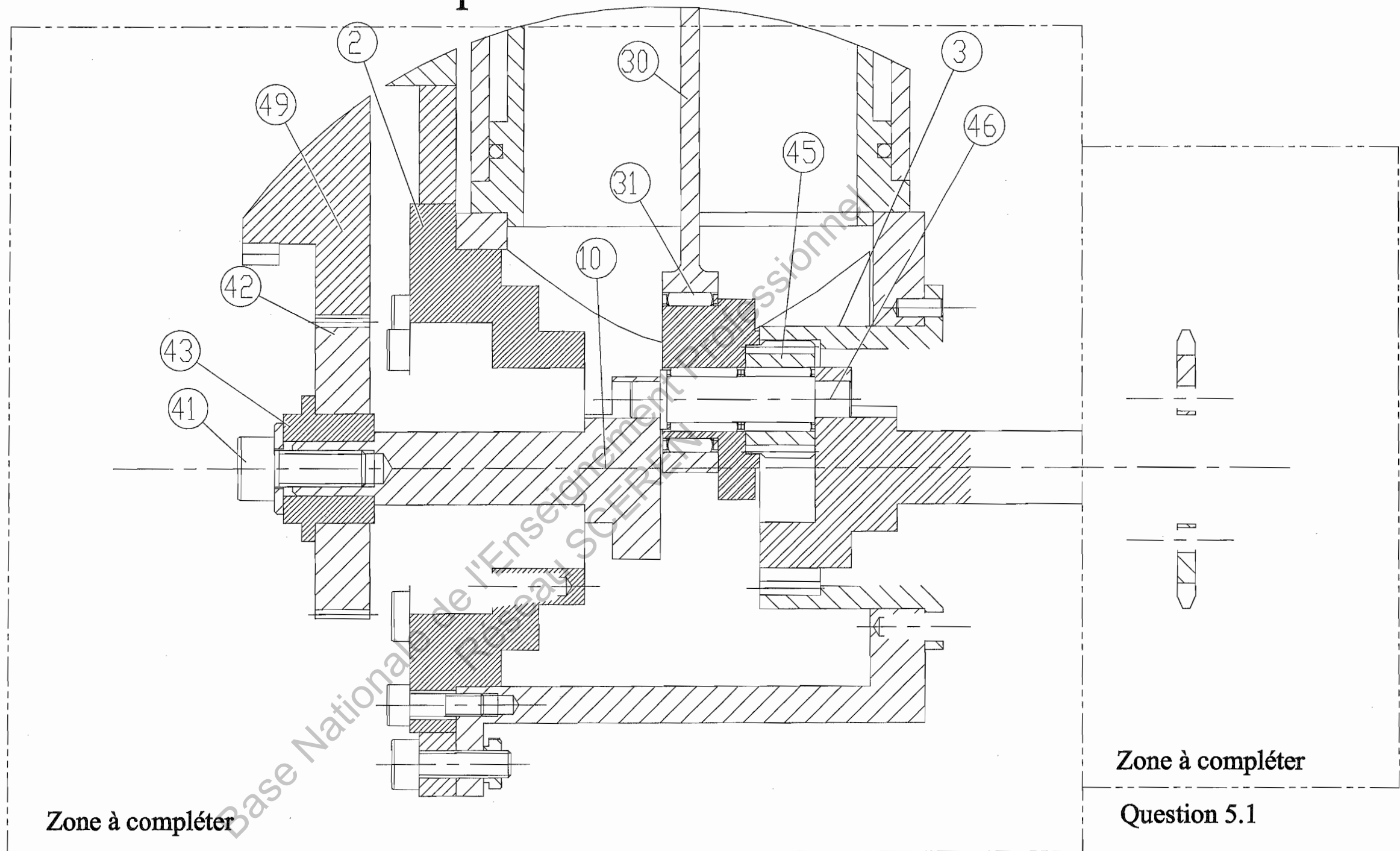
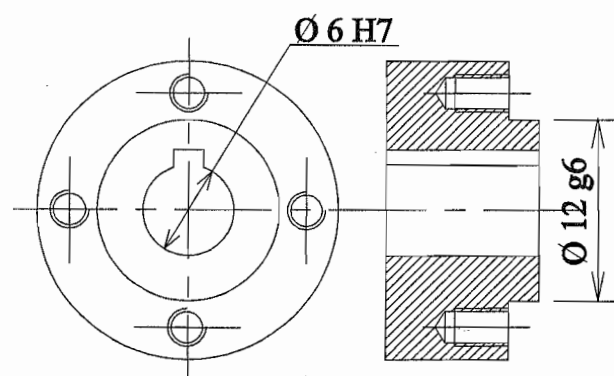
Joint à lèvres 55



Roulements Twin Tandem FAG



Nouveau manchon support du disque



Zone à compléter

Zone à compléter

Question 5.1

Question 5.2

Echelle 2:1



Moteur à détente prolongée

BTS Moteur à combustion interne

EXAMEN : BTS M.C.I. - Epreuve : E4 - Etudes des constructions - Sujet N°01ED11 - Page 25 / 25

A3