

Epreuve de Sciences Industrielles B

Durée : 6h00

Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, d'une part il le signale au chef de salle, d'autre part il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.

Composition du sujet :

- 1 cahier de 20 pages de texte, numérotées de T1/20 à T20/20 ;
- 16 documents, intitulés « Document i », avec $i = 1$ à 16, numérotés D1/16 à D16/16 ;
- 3 feuilles format A3 pliées, imprimées recto verso, respectivement intitulées « Notice justificative 1/3 », « Notice justificative 2/3 » et « Notice justificative 3/3 », à rendre en fin d'épreuve ;
- 1 feuille de calque format A3, pré imprimée, intitulée « Calque n°1 » à rendre en fin d'épreuve ;
- 1 feuille de calque format A4, pré imprimée, intitulée « Calque n°2 » à rendre en fin d'épreuve.

TOUTE AUTRE DOCUMENTATION EST INTERDITE

Matériel autorisé : tous instruments usuels du dessinateur.

TOUTES LES CALCULATRICES SONT INTERDITES, QUEL QU'EN SOIT LE TYPE, AINSI QUE LES AGENDAS ELECTRONIQUES ET LES TELEPHONES PORTABLES

Gestion du temps : En admettant une durée d'une heure pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer entre 2 h 00 et 2 h 30 au maximum à la réponse aux questions de la notice et 2 h 30 à 3 h au tracé des dessins.

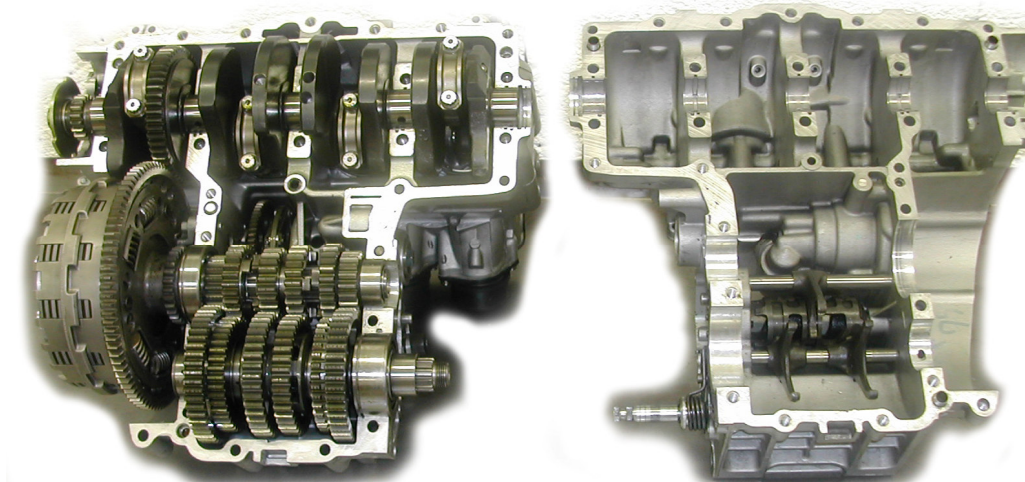


Figure 1 : Vue partielle d'un groupe motopropulseur de motocyclette

ETUDE D'UNE BOÎTE DE VITESSES DE MOTOCYCLETTE ET DE SON EMBRAYAGE

A - Cahier des Charges Fonctionnel (Extraits)

A.1 - Présentation du problème

A.1.1 - Le contexte

On s'intéresse dans ce projet à une motocyclette produite par un grand constructeur, et plus particulièrement à sa transmission de puissance.

Comme indiquée ci-dessous sur la **figure 2, page T2/20**, elle est principalement composée :

- d'un moteur thermique ;
- de la transmission primaire par engrenage ;
- d'un embrayage multidisque commandé mécaniquement par le conducteur ;
- d'une boîte de vitesses à six rapports ;
- d'une transmission secondaire par chaîne jusqu'à la roue arrière ;
- de la roue arrière.

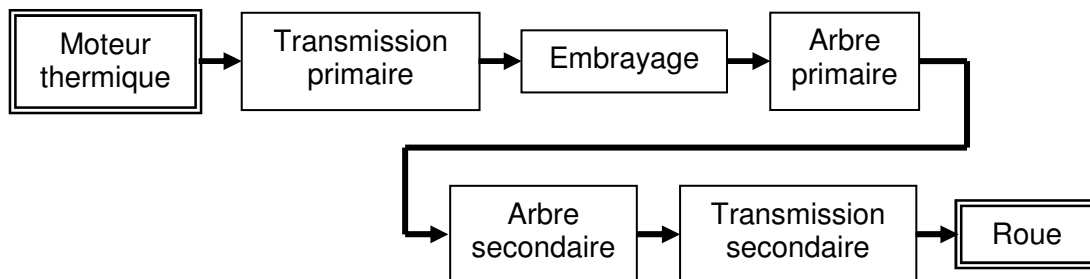


Figure 2 : Chaîne de transmission de puissance

Une photo de cette chaîne de transmission de puissance est donnée **figure 6, document 1, page D1/16**.

Les caractéristiques mécaniques du véhicule produit à l'heure actuelle sont données dans le **tableau 1, document 2, page D2/16**. Comme il le fait régulièrement, le constructeur fait évoluer ce modèle aussi bien du point de vue de la partie cycle qu'au niveau de la chaîne de transmission de puissance.

Les modifications au niveau de la chaîne de transmission de puissance comprennent principalement :

- une augmentation de la puissance et du couple du moteur ;
- un allègement systématique de toutes les pièces et en particulier des pièces mobiles dans un référentiel lié au véhicule ;
- un nouveau dimensionnement, si nécessaire, des pièces mécaniques davantage sollicitées ;
- une amélioration du comportement routier du véhicule, en courbe, lors des freinages, ou lors des rétrogradages (par exemple, passage de 3^{ème} en 2^{nde}).

Etant donnée la complexité de l'ensemble de ces modifications, on ne s'intéressera ici qu'à une petite partie de la chaîne de transmission de puissance : l'embrayage multidisque et la boîte de vitesses.

A.1.2 - Le produit à concevoir

Le constructeur, fortement impliqué dans différents championnats, souhaite faire profiter ses futurs clients des innovations technologiques initialement conçues pour les machines de course. En particulier, il souhaite remédier aux problèmes de tenue de route liés au glissement de la roue arrière lors de freinages violents accompagnés d'un rétrogradage (passage à un rapport de boîte de vitesses inférieur à celui utilisé).

Lors d'un freinage fort, la roue avant est surchargée, la roue arrière délestée, réduisant d'autant l'effet du frein de roue arrière et autorisant le blocage de celle-ci. Toutefois le conducteur peut doser l'effort de freinage sur la roue arrière de façon à éviter toute glissade périlleuse.

Par ailleurs, si le conducteur rétrograde dans un même temps, ce qui est fréquent, l'augmentation de régime moteur engendrée crée un frein moteur très important qui peut également causer le blocage de la roue arrière, même si le frein arrière n'est pas actionné. Cette fois, le conducteur peut agir sur le levier d'embrayage, afin de faire patiner celui-ci et d'éviter le blocage de la transmission.

Ces différentes tâches à réaliser en parallèle rendent la conduite très délicate. Le constructeur prévoit ainsi d'utiliser un organe courant en compétition permettant d'automatiser mécaniquement cette action sur l'embrayage et donc de limiter le blocage de la roue arrière : l'embrayage anti-blocage ou « sliding-clutch ».

A.1.3 - Limites de l'étude

La **figure 6, document 1, page D1/16** donne l'architecture générale d'une boîte de vitesses de motocyclette. Elle permet de situer les limites de l'étude :

Limite en amont : Roue d'entraînement de la cloche de l'embrayage

Limite en aval : Pignon de sortie de boîte de vitesses

A.2 - Analyse fonctionnelle du besoin (extraits)

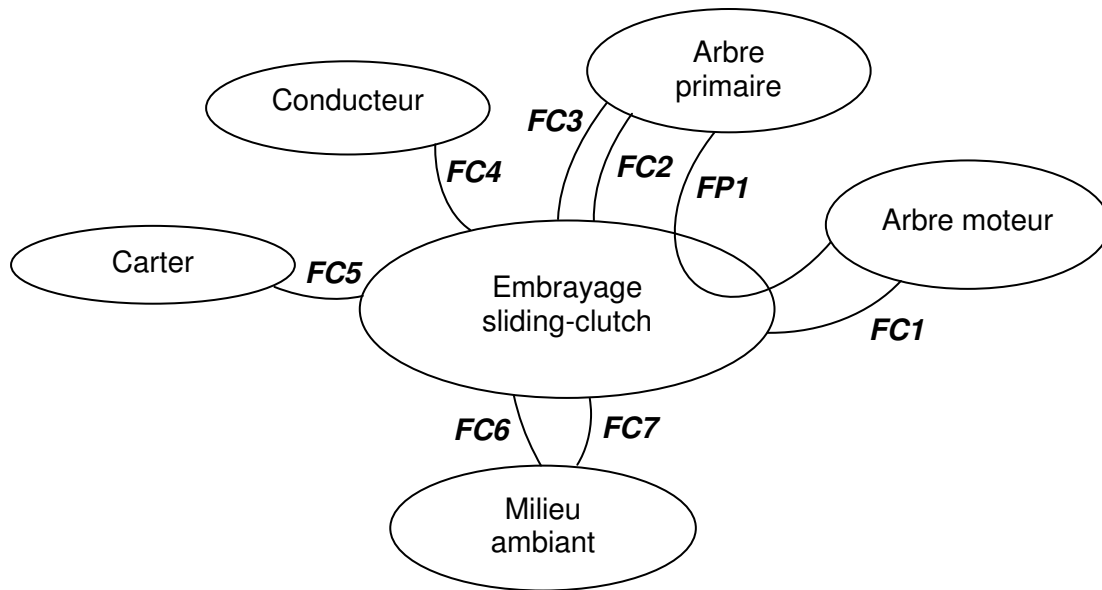
Le produit considéré dans cette partie est l'embrayage sliding-clutch.

Parmi toutes les situations du cycle de vie du produit, il ne sera considéré que la situation de fonctionnement, en distinguant toutefois trois phases :

- Phase E : phase « embrayée ». Le couple moteur généré par le moteur est transmis à la roue arrière ;
- Phase D : phase « débrayée ». Le moteur est désaccouplé de la roue arrière, ce qui permet entre autres le changement de rapport de transmission ;
- Phase A : phase de « débrayage automatique » pendant laquelle le système évite le blocage de la roue arrière. Le couple de freinage généré par le moteur est transmis de façon limitée à la roue arrière.

Seuls les graphes des interacteurs des phases E et A sont explicités ci-dessous.

A.2.1.1 - Phase E : Graphe des interacteurs en position embrayée



Enoncés des fonctions de service et des contraintes

Fonction principale :

FP1 Transmettre la puissance du moteur à l'arbre primaire de boîte de vitesses

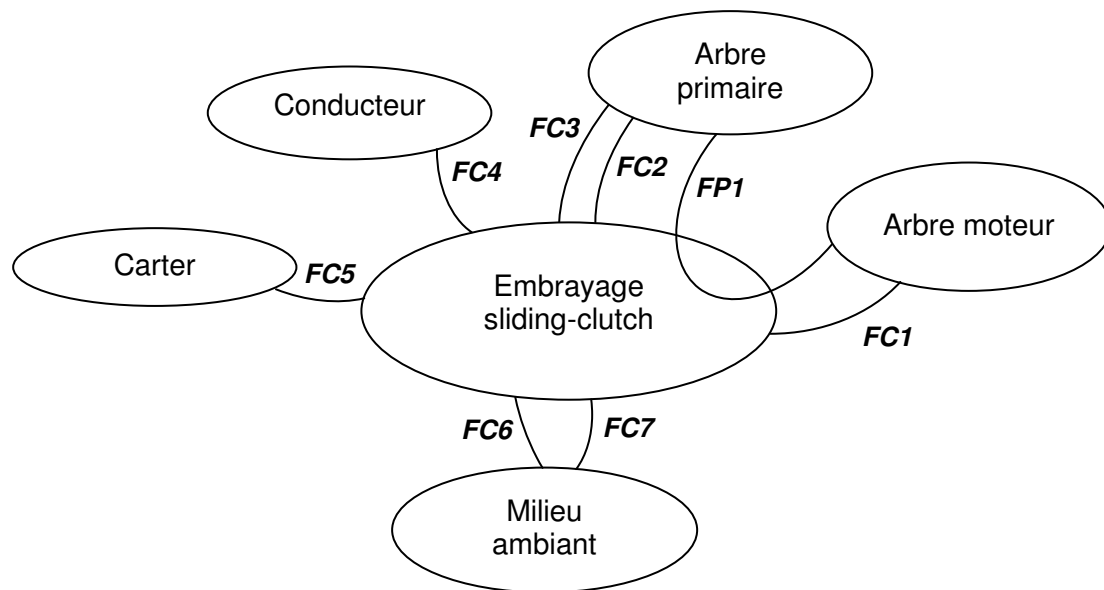
Fonctions contraintes :

- FC1** Filtrer les irrégularités du couple moteur et du couple résistant
- FC2** S'adapter à l'arbre primaire
- FC3** Ne pas générer d'effort axial dans les guidages en rotation
- FC4** Ne pas demander d'effort au conducteur
- FC5** S'adapter à l'encombrement disponible
- FC6** Ne pas émettre de bruits excessifs
- FC7** Fonctionner en présence d'huile

Caractérisation des fonctions

	Critères	Niveaux
FP1	<ul style="list-style-type: none"> Couple moteur maxi transmis par l'embrayage Vitesse de rotation maxi de l'embrayage 	<ul style="list-style-type: none"> 147 N.m 8 000 tr.min⁻¹
FC1	<ul style="list-style-type: none"> Irrégularités du couple moteur 	<ul style="list-style-type: none"> non fourni
FC2	<ul style="list-style-type: none"> Liaison complète 	<ul style="list-style-type: none"> démontable
FC3	<ul style="list-style-type: none"> Effort axial transmis 	<ul style="list-style-type: none"> 0 N
FC4	<ul style="list-style-type: none"> Effort nécessaire pour maintenir l'embrayage en position embrayée 	<ul style="list-style-type: none"> 0 N
FC5	<ul style="list-style-type: none"> Volume disponible 	<ul style="list-style-type: none"> Ø200 mm x 100 mm
FC6	<ul style="list-style-type: none"> Bruit généré maxi 	<ul style="list-style-type: none"> 60 dB(A)
FC7	<ul style="list-style-type: none"> Huile utilisée 	<ul style="list-style-type: none"> SAE 15W-50 ou SAE 20W-50

A.2.1.2 - Phase A : Graphe des interacteurs en phase de débrayage automatique



Enoncés des fonctions de service et des contraintes

Fonction principale :

FP1 Limiter le couple de freinage transmissible de l'arbre moteur à l'arbre primaire

Fonctions contraintes :

- FC1** Filtrer les irrégularités du couple moteur et du couple résistant
- FC2** S'adapter à l'arbre primaire
- FC3** Ne pas générer d'effort axial dans les guidages en rotation
- FC4** Ne pas demander d'intervention du conducteur
- FC5** S'adapter à l'encombrement disponible
- FC6** Ne pas émettre de bruits excessifs
- FC7** Fonctionner en présence d'huile

Caractérisation des fonctions

	Critères	Niveaux
FP1	<ul style="list-style-type: none"> Couple résistant maxi transmis par l'embrayage Vitesse de rotation maxi de l'embrayage 	<ul style="list-style-type: none"> de 35 à 40 N.m 8 000 tr.min⁻¹
FC1	<ul style="list-style-type: none"> Irrégularités du couple moteur 	<ul style="list-style-type: none"> non fourni
FC2	<ul style="list-style-type: none"> Liaison complète 	<ul style="list-style-type: none"> démontable
FC3	<ul style="list-style-type: none"> Effort axial transmis 	<ul style="list-style-type: none"> 0 N
FC4	<ul style="list-style-type: none"> Intervention pour obtenir l'anti-blocage 	<ul style="list-style-type: none"> aucune
FC5	<ul style="list-style-type: none"> Volume disponible 	<ul style="list-style-type: none"> Ø200 mm x 100 mm
FC6	<ul style="list-style-type: none"> Bruit généré maxi 	<ul style="list-style-type: none"> 60 dB(A)
FC7	<ul style="list-style-type: none"> Huile utilisée 	<ul style="list-style-type: none"> SAE 15W-50 ou SAE 20W-50

B - Etude et éléments de solutions proposés

B.1 - Architecture générale

Dans toute la suite, on considèrera que l'arbre primaire tourne dans le sens positif : $\bar{\Omega}_{AP/0} = \omega_{AP/0} \vec{x}$ avec $\omega_{AP/0} \geq 0$. Le repère choisi est tel que \vec{x} est selon l'axe de l'arbre primaire. L'orientation du repère est précisée sur la **figure 7, document 3, page D3/16**.

Une vue d'ensemble en écorché est donnée **figure 7, document 3, page D3/16**. Elle permet de faire une synthèse de l'ensemble des pièces qui seront introduites par la suite. La **figure 8, document 4, page D4/16** donne une vue plus détaillée de l'embrayage.

B.1.1 - Principe de fonctionnement d'un embrayage multidisque classique

Un schéma d'architecture d'un embrayage multidisque classique est donné sur la **figure 9, document 5, page D5/16**. On notera que, pour des raisons de lisibilité, seuls 5 disques ont été représentés. La cloche **C** est entraînée via un engrenage par le vilebrequin. Sur cette cloche **C** sont disposées des rainures dans lesquelles viennent s'insérer des disques garnis **DE**. Des disques métalliques **DI** sont intercalés entre les disques garnis **DE**. Les disques internes **DI** peuvent être considérés, dans une première approche, comme en liaison glissière avec la noix **N**, encastrée sur l'arbre primaire **AP**. Un effort presseur, obtenu grâce à la précontrainte de six ressorts hélicoïdaux **RH**, plaque les disques les uns contre les autres. Le couple est ainsi transmis par adhérence des disques externes **DE** aux disques internes **DI**, et donc globalement de la cloche **C** à l'arbre primaire **AP** de boîte. Le débrayage s'obtient en exerçant un effort extérieur sur la plaque de poussée **P**, dans la direction \vec{x} . Cet effort est exercé par la tige de commande de débrayage, non représentée sur le schéma d'architecture.

B.1.2 - Principe de fonctionnement de l'embrayage multidisque anti-blocage

Les mécanismes anti-blocage ont été introduits initialement sur les motocyclettes de compétition. En effet, l'accroissement des performances des motocyclettes a obligé à trouver des astuces techniques pour aider le conducteur, notamment lors des freinages accompagnés de rétrogradage, où le risque de blocage de la roue arrière est important. Ceci peut se traduire par la perte de contrôle du véhicule.

Différents types d'embrayage anti-blocage existent. Dans tous les cas, c'est la liaison entre la noix et l'arbre primaire qui est modifiée.

A partir de l'étude du système réel représenté sur la **figure 7, document 3, page D3/16** et sur la **figure 8, document 4, page D4/16**, on propose deux schémas d'architecture modélisant le comportement de l'embrayage « sliding-clutch » en phase « embrayée » et en phase de « débrayage automatique ».

Le mode de fonctionnement « embrayé » est représenté sur la **figure 10, document 6, page D6/16**. Lorsque le moteur **MOT** entraîne la roue, en marche avant, la cloche **C** est soumise à un couple positif selon le vecteur \vec{x} . Ce couple est transmis aux disques externes **DE**. Puis il est transmis par adhérence aux disques internes **DI** grâce à l'effort presseur généré par les ressorts hélicoïdaux **RH**. Pour finir, il est transmis à la noix **N**. Le couple moteur est transmis de la noix **N** au flasque **F** solidaire de l'arbre primaire **AP** par trois liaisons sphère-plan **unilatérales** (petites zones planes visibles sur la **figure 12, document 8, page D8/16**, et dont une seule est représentée sur le schéma d'architecture).

Le débrayage se fait, comme dans un embrayage classique, en exerçant un effort de commande selon \vec{x} sur la plaque de poussée **P**, par l'intermédiaire d'une tige de commande de débrayage non représentée **figure 10, document 6, page D6/16**.

Le mode de fonctionnement de « débrayage automatique » est représenté sur la **figure 11, document 7, page D7/16**. Lorsque la roue entraîne le moteur **MOT**, ce qui est le cas lors d'un rétrogradage, les sens de rotation n'ont bien sûr pas changé. Par contre, la cloche **C** est soumise à un couple négatif selon \vec{x} . Le contact dans la liaison sphère-plan unilatérale noix **N** / flasque **F** n'est plus maintenu. A l'inverse, le contact noix **N** / flasque **F** s'effectue sur une rampe hélicoïdale modélisée par la liaison hélicoïdale. Un déplacement relatif dans la liaison hélicoïdale se produit, ayant pour effet de comprimer les ressorts en étoile **RE**. La noix **N** vient en contact avec la plaque de poussée **P** via la liaison sphère-plan noix **N** / plaque **P**, et ainsi réduire l'effort presseur entre les disques, ce qui a pour effet de diminuer le couple maximum transmissible par adhérence. La rampe dans la liaison hélicoïdale a un angle d'hélice permettant la réversibilité du mécanisme : les ressorts en étoile **RE** peuvent renvoyer la noix **N** en position initiale lorsque le couple frein diminue.

La liaison hélicoïdale est faite soit par contact direct, ce qui est le cas dans cette étude, soit par l'intermédiaire de quelques billes. Les deux pièces réalisant cette liaison hélicoïdale sont représentées **figure 12, document 8, page D8/16**.

Les composants élastiques utilisés sont :

- des ressorts hélicoïdaux **RH** pour l'effort presseur sur les disques ;
- des ressorts en tôle en forme d'étoile **RE** pour le rappel de la noix **N**.

C - Etude de conception en construction mécanique

C.1 - Présentation du travail à rendre

Comme indiqué plus haut en **page T1/20**, en admettant une durée d'une heure pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer entre 2 h 00 et 2 h 30 au maximum à la réponse aux questions de la notice et 2 h 30 à 3 h au tracé des dessins.

Les réponses seront fournies uniquement sur les cinq documents présentés ci-dessous.

1 – Notice justificative (40 % de la note globale)

Fournir les réponses sur **les trois documents respectivement intitulés « Notice justificative 1/3 », « Notice justificative 2/3 » et « Notice justificative 3/3 »**, de format A3 horizontal, pliés, pré imprimés recto verso.

Les réponses sur feuilles de copies additionnelles ou sur papier de brouillon ne seront pas acceptées.

2 – Dessin d'étude de construction mécanique (60 % de la note globale)

Il est à tracer sur **les deux calques pré imprimés de format A3 horizontal et A4 vertical, intitulés « Calque n°1 » et « Calque n°2 »**, joints au sujet, et qui seront à rendre **non pliés**.

C.2 - Notice justificative

Consignes spécifiques

Sur les notices justificatives, les réponses seront fournies dans les limites des cadres prévus pour chaque question.

Compte tenu de l'interdiction d'utiliser toute calculette, les calculs seront réalisés de manière approchée.

Il sera tenu compte, dans la notation, de la clarté et de la concision des réponses. Les schémas doivent être lisibles, précis, et respecter la normalisation en vigueur.

Les écritures au crayon ne seront pas acceptées. La qualité de l'écriture, de l'orthographe et de la syntaxe sera prise en compte dans l'évaluation.

Le candidat trouvera sur le **tableau 2, document 16, page D16/16** un récapitulatif de l'ensemble des grandeurs utilisées au cours du sujet.

C.2.1 - Statique

Dans toute cette partie, on confondra les valeurs du coefficient de frottement et du coefficient d'adhérence.

C.2.1.1 - Calcul du couple maximal transmissible en phase E

On se situe dans cette partie en phase embrayée. Dans cette phase, l'embrayage fonctionne comme un embrayage classique. Le couple moteur est transmis au niveau des surfaces de contact entre disques internes **DI** et disques externes **DE**.

On s'intéresse dans un premier temps au comportement d'une seule surface frottante.

Données (voir **figure 13, document 9, page D9/16**) :

On note respectivement R_i et R_e les rayons intérieur et extérieur de la surface de contact.

On note N_0 l'effort presseur exercé sur les surfaces en contact.

L'embrayage tourne dans le sens positif : $\vec{\Omega}_{C/0} = \omega_{C/0} \vec{x}$ avec $\omega_{C/0} \geq 0$

Hypothèses :

On suppose une répartition de pression p uniforme entre les deux disques.

On se place à la limite du glissement, et on note f la valeur du coefficient d'adhérence entre disque interne DI^i , $i \in \{1; \dots; 7\}$, et disque externe DE^j , $j \in \{1; \dots; 8\}$.

Le coefficient d'adhérence entre un disque externe DE^i et le flasque F , et entre un disque externe DE^i et la plaque de poussée P , est également pris égal à f .

Q1 Inscrire votre réponse dans le **cadre R1 de la notice 1/3**.

Donner l'expression de la pression p en fonction de R_i , R_e et N_0 .

Q2 Inscrire votre réponse dans le **cadre R2 de la notice 1/3**.

Donner l'expression du couple C_0^1 maxi transmissible par une surface frottante, en fonction de f , R_i , R_e et N_0 . Cette expression peut se mettre sous la forme $C_0^1 = f \cdot R_{eq} \cdot N_0$, et on donnera l'expression du rayon équivalent R_{eq} .

L'effort normal N_0 est donné par l'ensemble des ressorts hélicoïdaux **RH**.

Données :

Chaque ressort hélicoïdal **RH** ^{k} , $k \in \{1; \dots; 6\}$, a une raideur $K_h = 9 \text{ N.mm}^{-1}$, une longueur à vide $l_0 = 39 \text{ mm}$, et une longueur en phase embrayée $l_1 = 24 \text{ mm}$.

Hypothèses :

On néglige l'effet du frottement dans les liaisons glissières liant les disques extérieurs **DE** à la cloche **C** et les disques intérieurs **DI** à la noix **N**. L'effort presseur exercé par les ressorts hélicoïdaux **RH** est alors intégralement transmis à travers l'empilage de disques.

Q3 Inscrire votre réponse dans le **cadre R3 de la notice 1/3**.

Déterminer le nombre de surfaces frottantes noté n .

Q4 Inscrire votre réponse dans le **cadre R4 de la notice 1/3**.

Donner l'expression de N_0 en fonction de K_h , l_0 et l_1 .

Q5 Inscrire votre réponse dans le **cadre R5 de la notice 1/3**.

En déduire l'expression du couple maximal transmissible C_0^n par les n surfaces frottantes en fonction de n, f, R_{eq}, K_h, l_0 et l_1 .

Données :

Dans la suite, on prendra $R_{eq} = 70mm$.

On considère un coefficient d'adhérence $f = 0,2$.

Q6 Inscrire votre réponse dans le **cadre R6 de la notice 1/3**.

Donner la valeur numérique du couple maximal transmissible C_0^n .

Q7 Inscrire votre réponse dans le **cadre R7 de la notice 1/3**.

A l'aide des données fournies, indiquer la valeur du couple maximal $C_{m,max}$ devant être transmis par l'embrayage. Conclure.

C.2.1.2 - Comportement de l'embrayage en phase A

Lors des rétrogradages, le couple résistant exercé par le moteur peut devenir trop important, et provoquer le blocage de la roue arrière. Lorsque le couple résistant sur la cloche d'embrayage atteint la valeur critique $C_{m,crit} = 40N.m$, l'embrayage fonctionne en limiteur de couple.

On se place dans la configuration de la **figure 11, document 7, page D7/16**. Suite à un mouvement relatif de rotation de la noix **N** par rapport au flasque **F**, la noix **N** s'est translée d'un déplacement égal au jeu initial j , représenté **figure 8, document 4, page D4/16**, selon \vec{x} et est venue au contact de la plaque de poussée **P**. Dans cette phase, on considère que la plaque de poussée **P** ne se déplace pas axialement. Il y a donc toujours contact au niveau des surfaces frottantes.

Hypothèses :

Les actions de la pesanteur sont négligées.

Les liaisons disque interne **DI** / disque externe **DE**, disque externe **DE** / plaque de poussée **P**, disque externe **DE** / flasque **F**, seront comme précédemment considérées avec frottement. Toutes les autres liaisons sont parfaites.

On se place en régime stationnaire, et on considère les pièces comme équilibrées, afin de pouvoir appliquer le principe fondamental de la statique.

Notations :

Le torseur des actions mécaniques du solide **i** sur le solide **j**, exprimé au point M dans

le repère **R** sera noté : $\{T_{i \rightarrow j}\} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{R}_{i \rightarrow j} \\ \vec{C}_{M,i \rightarrow j} \end{array} \right\}_{M,R}$ avec $\vec{R}_{i \rightarrow j} = \begin{vmatrix} X_{i \rightarrow j} \\ Y_{i \rightarrow j} \\ Z_{i \rightarrow j} \end{vmatrix}$ et $\vec{C}_{M,i \rightarrow j} = \begin{vmatrix} L_{i \rightarrow j} \\ M_{i \rightarrow j} \\ N_{i \rightarrow j} \end{vmatrix}$.

Compte tenu de la nature du problème, les torseurs seront tous exprimés en un point de l'axe (O, \vec{x}) . Seules les composantes suivant \vec{x} seront explicitées. Par exemple, le torseur des actions transmises par le moteur **MOT** sur la cloche **C** de l'embrayage sera noté :

$$\{T_{MOT \rightarrow C}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & -C_m \\ * & * \\ * & * \end{array} \right\}_{O,R} \quad \text{avec } C_m > 0.$$

Le couple exercé par l'ensemble des disques internes $DI = \{DI^1; \dots; DI^7\}$ sur la noix N sera noté $\vec{C}_{O,DI \rightarrow N} \cdot \vec{x} = -C_N$ avec $C_N > 0$.

Le couple exercé par le dernier disque externe DE^8 sur la plaque de poussée P sera noté $\vec{C}_{O,DE^8 \rightarrow P} \cdot \vec{x} = -C_P$ avec $C_P > 0$.

L'effort axial exercé par la plaque de poussée P sur le dernier disque externe DE^8 sera noté $\vec{R}_{P \rightarrow DE^8} \cdot \vec{x} = -N$ avec $N > 0$. Compte tenu de l'hypothèse faite sur le caractère parfait des liaisons glissière, l'effort presseur N est intégralement transmis à travers l'empilage de disques.

L'effort axial exercé par l'ensemble des ressorts en étoile $RE = \{RE^1; RE^2\}$ sur la noix N sera noté $\vec{R}_{RE \rightarrow N} \cdot \vec{x} = -F_E$ avec $F_E > 0$.

L'effort axial exercé par l'ensemble des ressorts hélicoïdaux $RH = \{RH^1; \dots; RH^6\}$ sur la plaque de poussée sera noté $\vec{R}_{RH \rightarrow P} \cdot \vec{x} = -F_H$ avec $F_H > 0$.

La liaison entre le flasque F et la noix N est assimilable à une liaison hélicoïdale d'axe (O, \vec{x}) et d'hélice à gauche. La projection de la résultante sur \vec{x} sera notée $\vec{R}_{F \rightarrow N} \cdot \vec{x} = X_H$ avec $X_H > 0$. La projection du moment sur \vec{x} sera notée $\vec{C}_{O,F \rightarrow N} \cdot \vec{x} = r \cdot \tan \beta \cdot X_H$, où r représente le rayon moyen du filet, et β représente l'angle d'hélice de la liaison hélicoïdale.

Q8 Inscrire votre réponse dans le **cadre R8 de la notice 1/3**.

En isolant l'ensemble noix, plaque de poussée $\{N;P\}$, écrire les équations de résultante et de moment en O en projection sur l'axe \vec{x} .

Le couple exercé par le premier disque externe DE^1 sur le flasque F sera noté $\vec{C}_{O,DE^1 \rightarrow F} \cdot \vec{x} = -C_F$ avec $C_F > 0$.

Le couple exercé par l'arbre secondaire AS sur l'arbre primaire AP de la boîte de vitesses sera noté $\vec{C}_{O,AS \rightarrow AP} \cdot \vec{x} = C_A$ avec $C_A > 0$.

Q9 Inscrire votre réponse dans le **cadre R9 de la notice 1/3**.

En isolant l'ensemble arbre primaire AP , flasque F $\{F;AP\}$, écrire l'équation de moment en O en projection sur l'axe \vec{x} .

Le couple exercé par un disque externe DE^i sur un disque interne en contact DI^j sera noté $\vec{C}_{O,DE^i \rightarrow DI^j} \cdot \vec{x} = -C_D$ avec $C_D > 0$.

Q10 Inscrire votre réponse dans le **cadre R10 de la notice 1/3**.

En isolant l'ensemble des disques internes $DI = \{DI^1; \dots; DI^7\}$, écrire l'équation de moment en O en projection sur l'axe \vec{x} , en faisant apparaître n déterminé à la question Q3.

Hypothèse :

On considère qu'il y a glissement au niveau de toutes les surfaces frottantes (cas limite d'utilisation de l'embrayage « sliding-clutch »).

Données :

L'angle d'hélice β de la liaison hélicoïdale entre le flasque **F** et la noix **N** est de 45° . Le rayon moyen r du filet vaut $r = 40\text{mm}$.

On rappelle que d'après le résultat obtenu à la question Q2, on a :

$$C_F = C_P = C_D = f \cdot R_{eq} \cdot N$$

Q11 Inscrire votre réponse dans le **cadre R11 de la notice 1/3**.

En déduire l'expression de N sous la forme : $N = \frac{F_E + F_H}{1 + K_1}$ et l'expression

de C_A sous la forme : $C_A = K_2 \frac{F_E + F_H}{1 + K_1}$ où K_1 et K_2 s'écrivent en fonction de

n, f, R_{eq}, r et β .

Données :

Chaque ressort en étoile **RE^p**, $p \in \{1;2\}$, a une raideur $K_e = 80\text{N.mm}^{-1}$ et une hauteur à vide $h_0 = 3,2\text{mm}$. En phase E (phase embrayée), la hauteur vaut $h_1 = 2,2\text{mm}$. h_1 est représentée **figure 8, document 4, page D4/16**.

La valeur du jeu initial vaut $j = 0,8\text{mm}$.

On rappelle que chaque ressort hélicoïdal **RH^k**, $k \in \{1;...;6\}$, a une raideur $K_h = 9\text{N.mm}^{-1}$, une longueur à vide $l_0 = 39\text{mm}$, et une longueur en phase embrayée $l_1 = 24\text{mm}$.

Q12 Inscrire votre réponse dans le **cadre R12 de la notice 1/3**.

Donner les expressions de F_E en fonction de K_e, h_0, h_1, j et de F_H en fonction de K_h, l_0 et l_1 .

Q13 Inscrire votre réponse dans le **cadre R13 de la notice 1/3**.

Donner l'expression du couple maximal transmissible par l'embrayage en phase A sous la forme $C_A = C_0 \frac{1 + K_3}{1 + K_1}$ où K_3 s'écrit en fonction de $K_e, h_0, h_1,$

j, K_h, l_0 et l_1 .

Données :

Compte tenu des valeurs numériques données précédemment, on calcule :

$$K_3 \approx \frac{7}{20} \text{ et } K_1 = \frac{21}{4}.$$

Q14 Inscrire votre réponse dans le **cadre R14 de la notice 1/3**.

Calculer la valeur numérique de C_A . Conclure.

C.2.2 - Résistance des matériaux

On s'intéresse dans cette partie au comportement des ressorts en étoile **RE** représentés **figure 14, document 10, page D10/16**. Nous avons pu voir que leurs caractéristiques avaient une influence directe sur le comportement de l'embrayage, et il est donc nécessaire de pouvoir effectuer leur dimensionnement.

Compte tenu de la géométrie du ressort à six branches disposées à 60° , on se limite à l'étude du comportement d'une seule branche. La **figure 15, document 10, page D10/16** donne la géométrie de cette branche dans le repère $R_0 = (\vec{u}_0, \vec{v}_0, \vec{w}_0)$. La projection de la branche sur l'axe \vec{u}_0 est notée L_0 . Sa hauteur à vide est notée h_0 . L'inclinaison de la branche par rapport à \vec{u}_0 est notée γ . Elle est soumise à un effort $\vec{F} = F \cdot \vec{v}_0$. Nous allons chercher dans la suite à déterminer la relation existant entre F et le déplacement suivant \vec{v}_0 du point B.

Pour cela, on considère la poutre de la **figure 16, document 10, page D10/16**, définie dans le repère $R = (\vec{u}, \vec{v}, \vec{w})$, tel que $(\vec{u}, \vec{u}_0) = (\vec{v}, \vec{v}_0) = \gamma$ identique à la branche d'origine. Elle est soumise au point B au même effort F que celui défini précédemment, incliné d'un angle γ . Sa longueur est notée L .

Notations :

On note $\{T_{coh}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} N & M_t \\ T_v & M_{fv} \\ T_w & M_{fw} \end{array} \right\}_{G,R}$ le torseur de cohésion exprimé au centre de gravité de

la section, avec $\overrightarrow{AG} = s \vec{u}$.

L'épaisseur de la poutre dans la direction \vec{v} est notée e et sa largeur dans la direction \vec{w} est notée b .

Q15 Inscrire votre réponse dans le **cadre R15 de la notice 1/3**.

Déterminer l'expression des composantes du torseur de cohésion le long de la poutre en fonction de F , s et γ .

Donnée :

Le module d'Young du matériau constituant un ressort en étoile **RE^P** est noté E .

Hypothèse :

Dans la suite, on néglige l'effet de l'effort tranchant ainsi que celui de l'effort normal.

Q16 Inscrire votre réponse dans le **cadre R16 de la notice 1/3**.

Donner l'expression de la déformée $v(s)$ suivant la direction \vec{v} . On précisera notamment la valeur du déplacement du point B v_B en fonction de F , L , b , e , γ et E .

Q17 Inscrire votre réponse dans le **cadre R17 de la notice 1/3**.

En déduire la valeur du déplacement δ du point B suivant la direction \vec{v}_0 en fonction de F , h_0 , L_0 , b , e et E .

On définit la raideur K_e d'un ressort en étoile comme le rapport entre l'effort appliqué sur la zone d'appui centrale du ressort et le déplacement de cette zone, lorsque le ressort est en appui sur ses branches.

Q18 Inscrire votre réponse dans le **cadre R18 de la notice 1/3**.

En déduire la valeur théorique K_e^{th} de la raideur d'un ressort en étoile en fonction de h_0 , L_0 , b , e et E .

C.2.3 - Cotation fonctionnelle

Le fonctionnement de l'embrayage fait appel à un certain nombre d'exigences fonctionnelles. Nous avons notamment vu dans la partie C.2.1 – Statique qu'il est nécessaire d'avoir un jeu fonctionnel j entre la noix **N** et la plaque de poussée **P** (voir **figure 8**, **document 4**, **page D4/16**).

Données :

Le jeu j doit être compris dans un intervalle $[j_{\min}; j_{\max}]$. Ces valeurs permettent de fixer les valeurs C_A^{\min} et C_A^{\max} du couple frein transmissible par l'embrayage en phase de fonctionnement automatique (phase A).

Notations :

Dans la chaîne de cotes, on note $X_{i/j}$ la cote relative à la pièce **X** entre les surfaces numérotées i et j . On note $T_{X,i/j}$ l'intervalle de tolérance correspondant.

On considère l'empilage de disques comme une seule pièce notée **D**.

Q19 Inscrire votre réponse dans le **cadre R19 de la notice 1/3**.

Dessiner la chaîne de cotes relative au jeu j . Ecrire les relations géométriques reliant j_{\min} et j_{\max} avec les éléments constitutifs de la chaîne de cotes.

Le constructeur propose plusieurs gammes d'empilage pour les disques internes **DI**, par exemple :

- 7 disques d'épaisseur 2,3mm ;
- 4 disques d'épaisseur 2,3mm et 3 disques d'épaisseur 2,0mm ;
- 2 disques d'épaisseur 2,3mm et 5 disques d'épaisseur 2,0mm .

Q20 Inscrire votre réponse dans le **cadre R20 de la notice 2/3**.

Quelle est l'influence de la modification d'empilages de disques internes DI sur le couple transmissible en mode embrayé (phase E) ?

Q21 Inscrire votre réponse dans le **cadre R21 de la notice 2/3**.

Sur le dessin de définition de la noix N, faire apparaître la spécification fonctionnelle relative à la condition fonctionnelle évoquée précédemment.

C.2.4 - Choix de roulements

On s'intéresse dans cette partie au choix des roulements assurant le guidage en rotation de la cloche **C** sur l'arbre primaire **AP**.

La cloche **C** est entraînée par le vilebrequin par l'intermédiaire d'un pignon à denture droite. Elle ne subit donc aucun effort axial. Le choix du constructeur pour assurer le guidage de la cloche **C** s'est donc orienté vers des cages à aiguilles.

On note α l'angle de pression de la roue d'entraînement de la cloche **C**. Le torseur des actions mécaniques exercées par le moteur **MOT** sur la roue dentée de l'embrayage,

exprimé au point d'engrènement I , vaut alors $\{T_{MOT \rightarrow C}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ F_R & 0 \\ F_T & 0 \end{array} \right\}_{I,R}$.

Ce torseur s'exprime de la façon suivante au point O , situé sur l'axe de l'arbre primaire

$$AP: \{T_{MOT \rightarrow C}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & C_m \\ F_R & * \\ F_T & * \end{array} \right\}_{O,R}$$

- où :
- C_m représente le couple moteur ramené à la cloche **C** ;
 - L'effort radial est donné par la relation : $F_R = -F \sin \alpha$;
 - L'effort tangentiel est donné par la relation : $F_T = F \cos \alpha$.

La **figure 17, document 11, page D11/16** représente l'action de contact au point I .

La position du point d'engrènement est donnée par :

$$\overrightarrow{OI} \cdot \vec{y} = \rho$$

Hypothèses :

Les deux cages à aiguilles guidant la cloche **C** de l'embrayage sont chargées de façon identique.

Les actions de pesanteur sont négligées.

Les liaisons sont parfaites.

Q22 Inscrire votre réponse dans le **cadre R22 de la notice 2/3**.

Déterminer la charge radiale R à laquelle est soumise chacune des cages à aiguilles, en fonction du couple moteur C_m , du rayon ρ et de l'angle α .

Dans la suite, on considère un chargement constant dans le temps, avec une vitesse de rotation N_m constante dans le temps (ce qui est une approximation grossière du chargement réel), exprimée en tr.min^{-1} .

Données :

On note L_h la durée de vie souhaitée en heures.

La **figure 18, document 12, page D12/16** donne un extrait de catalogue constructeur de cages à aiguilles.

Q23 *Inscrire votre réponse dans le **cadre R23 de la notice 2/3.***

Donner, sous la forme d'un organigramme faisant intervenir N_m , L_h et R , la démarche de choix des dimensions des cages à aiguilles.

C.2.5 - Etude de solutions techniques pour réaliser une liaison glissière

Le mécanisme étudié comporte plusieurs sous-ensembles de pièces en liaison glissière. Par exemple certains pignons se translatent par rapport aux arbres qui les guident lors des changements de rapport de vitesse. Il existe un très grand nombre de solutions techniques pour réaliser ces liaisons.

Une liaison glissière peut être caractérisée par de nombreux critères : démontabilité, forme des surfaces prépondérantes, nature des surfaces en contact, possibilité de réglage, précision de la mise en position, vitesse de déplacement maximale, coût relatif, durée de vie, encombrement, résistance...

Afin de répondre au mieux aux spécifications générales des liaisons, il est judicieux de caractériser les solutions techniques permettant de réaliser ce type de liaison.

AVERTISSEMENT : les solutions techniques évoquées dans la question suivante ne représentent qu'une partie des familles de solutions et ne restreignent absolument pas le candidat dans ses choix dans la partie C3 – Dessin d'étude en construction mécanique.

Q24 *Inscrire votre réponse dans les **2 cadres R24 de la notice 2/3.***

Compléter les cases non grisées dans les tableaux de caractérisation partielle de solutions techniques évoquées (croquis à main levée).

C.2.6 - Lubrification – Etanchéité

Q25 *Inscrire votre réponse dans le **cadre R25 de la notice 3/3.***

Quelles sont les différentes fonctions du lubrifiant dans un système mécanique ?

Q26 *Inscrire votre réponse dans le **cadre R26 de la notice 3/3.***

Quelles sont les différentes dispositions constructives possibles pour une lubrification à l'huile ? Indiquer celle qui vous paraît la plus adaptée pour la lubrification de cette boîte de vitesses. Justifier.

Il est nécessaire d'étancher le carter de boîte de vitesses par rapport à l'extérieur au niveau de la sortie de l'arbre secondaire.

Q27 Inscrire votre réponse dans le **cadre R27 de la notice 3/3**.

Caractériser le type d'étanchéité dans ce contexte. Proposer une solution technique pour la réaliser.

C.2.7 - Choix des matériaux

La plaque de poussée **P** est réalisée en fonderie.

Remarque : le candidat prendra soin dans la suite d'utiliser les désignations normalisées des matériaux.

Q28 Inscrire votre réponse dans le **cadre R28 de la notice 3/3**.

Proposer un matériau pour la plaque de poussée P en donnant sa désignation normalisée. Justifier.

Q29 Inscrire votre réponse dans le **cadre R29 de la notice 3/3**.

Proposer un matériau pour les ressorts hélicoïdaux RH en donnant sa désignation normalisée. Justifier.

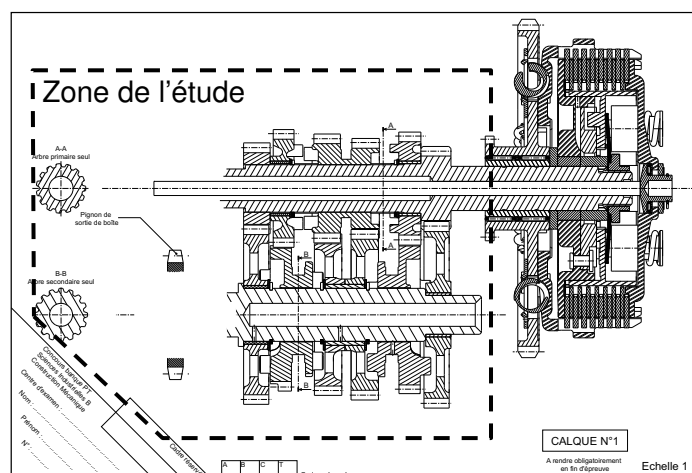
C.3 - Dessin d'étude de construction mécanique

C.3.1 - Présentation des supports de travail

Pour cette partie de l'étude, il vous est demandé de définir plusieurs sous-ensembles du mécanisme sur les deux calques format A3 et A4 fournis avec le sujet. Les éléments pré imprimés sur ces calques sont destinés à faciliter la mise en place des différents composants.

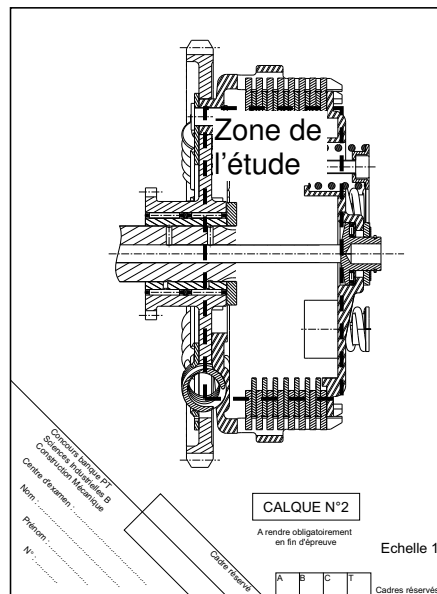
Le **calque n°1, de format A3 horizontal, pré imprimé, fourni avec le sujet**, est destiné à l'étude du guidage des arbres primaire et secondaire ainsi qu'à la fixation du pignon de sortie de boîte de vitesses. Le candidat trouvera sur la vue fournie une ébauche des arbres équipés des pignons correspondant aux différents rapports de vitesse. La position et l'encombrement du pignon de sortie de boîte de vitesses sont également fournis.

Figure 3 : Mise en page du calque n°1 pré imprimé fourni



Le **calque n°2, de format A4 vertical, pré imprimé, fourni avec le sujet**, est destiné à l'étude d'une adaptation de l'embrayage « sliding-clutch » en une version classique.

Figure 4 : Mise en page du calque n°2
pré imprimé fourni



C.3.2 - Consignes spécifiques aux travaux graphiques

Les dessins sont à exécuter à l'échelle 1:1, aux instruments, avec pour l'essentiel mise au net au crayon respectant les épaisseurs de traits normalisées et les exigences d'une bonne lisibilité ; seuls les axes et les écritures seront tracés à l'encre noire. Les tracés de couleur ne sont pas admis. Les normes AFNOR seront respectées.

Les principales conditions fonctionnelles relatives aux liaisons représentées seront clairement indiquées en respectant les règles normalisées AFNOR.

Les éléments normalisés utilisés par le candidat autres que ceux fournis dans le sujet, seront dessinés approximativement en respectant au mieux leurs proportions.

C.3.3 - Travail demandé

Afin d'assurer toutes les fonctions de service et de satisfaire toutes les contraintes définies dans la cahier des charges fonctionnel (pages **T4/20** et **T5/20**), et en utilisant au mieux les éléments fournis sur les **calques n°1 et 2**, on demande :

- L'étude de conception du guidage des arbres primaire et secondaire ;
- L'étude de la liaison complète démontable entre l'arbre secondaire **AS** et le pignon de sortie de boîte de vitesses ;
- L'adaptation de l'embrayage « sliding-clutch » en une version classique.

C.3.3.1 - Conception du guidage des arbres primaire et secondaire – Répondre sur le calque n°1

Données :

Les choix suivants ont été réalisés :

- Guidage des arbres à l'aide d'un roulement à billes à contact radial avec rainure pour segment d'arrêt et d'un roulement à aiguilles à cage sans bague intérieure ;

- Montage du pignon de sortie de boîte par une liaison encastrement démontable ;
- Carter réalisé en deux parties avec un plan de joint passant par les axes des deux arbres ;
- Lubrification à l'huile.

La **figure 5, page T19/20** donne l'agencement de la boîte de vitesses, et aidera donc le candidat dans le choix de la disposition des roulements. Ceux-ci seront choisis dans les documents fournis **figure 19, document 13, page D13/16** et **figure 20, document 14, page D14/16**.

Le candidat remarquera que les pignons retenus pour la boîte de vitesses sont des pignons à denture droite.

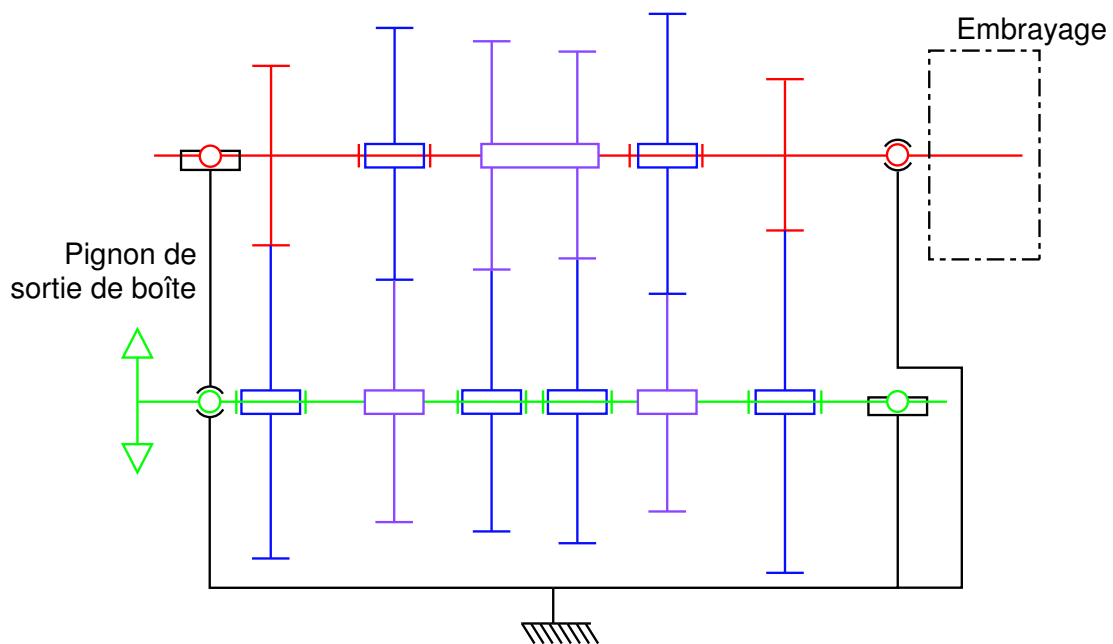


Figure 5 : Schéma architectural de la boîte de vitesses

Dessiner aux instruments, sur la vue prédéfinie du **calque n°1**, vos propositions de solutions pour la définition complète :

- de la liaison pivot entre l'arbre primaire **AP** et le carter ;
- de la liaison pivot entre l'arbre secondaire **AS** et le carter ;
- de la liaison complète démontable entre le pignon de sortie de boîte de vitesses et l'arbre secondaire **AS** ;
- des éléments d'étanchéité ;
- du carter.

L'ajout de vues complémentaires (éventuellement un croquis à main levée) est laissé à la libre initiative du candidat.

Prévoir toutes dispositions permettant d'assurer :

- la montabilité de l'ensemble étudié ;
- sa maintenabilité.

C.3.3.2 - Adaptation de l'embrayage – Répondre sur le calque n°2

Le constructeur souhaite toutefois continuer à proposer à ses clients les deux versions de l'embrayage :

- l'embrayage de type « sliding-clutch » ;
- l'embrayage classique.

Afin de diminuer les coûts de production, il souhaite avoir un maximum de pièces communes entre ces deux versions.

Par ailleurs, il ne souhaite pas conserver de pièces n'ayant pas de fonctions techniques dans un embrayage classique.

Dessiner aux instruments, sur la vue prédéfinie du **calque n°2**, vos propositions de solutions pour la définition complète de l'embrayage classique.

On rappelle que le schéma d'architecture correspondant à un embrayage classique est fourni **figure 9, document 5, page D5/16**.

L'accent sera mis sur l'adaptation de composants communs, ou ayant des gammes de fabrication proches, entre les deux versions.

Le candidat pourra glisser sous son calque la **figure 21, document 15, page D15/16**, tracée à l'échelle 1:1, pour en reproduire directement les parties qu'il jugera utiles.