Concours Centrale-Supélec, France

Session 2009, filière TSI

Sciences industrielles 2

Ce que traite le sujet

- Partie I : présentation du système
- Partie II : analyse interne et technique de la débourreuse
- Partie III : fragmenter les noyaux

Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années :
prepahelp.com/annales/centrale/tsi/2009/si2

Prepa Help ne revendique aucun droit sur le sujet, propriété de l'organisateur du concours.

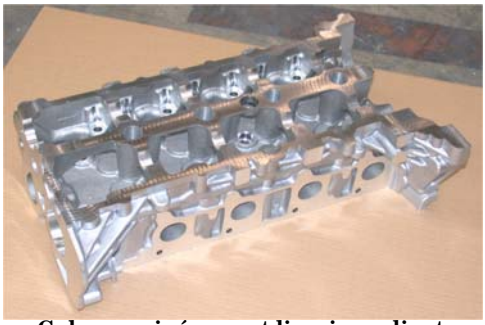
SCIENCES INDUSTRIELLES POUR L'INGÉNIEUR II

Calculatrices autorisées.

DÉBOURREUSE DE NOYAUX DE FONDERIE

Partie I - Présentation du système

I.A - Généralités



Culasse usinée avant livraison client

L'entreprise Montupet conçoit, réalise, et produit des culasses pour des moteurs thermiques destinées à équiper les véhicules des grands constructeurs automobiles européens. La culasse compose la partie haute du moteur, elle permettra d'assurer la distribution dans les différents cylindres du mélange air et combustible servant pour la combustion. Les culasses sont réalisées par la technique de fonderie en coquille avec coulée de l'alliage d'aluminium par gravité. Des cavités intérieures réalisées dans la culasse permettent le passage du mélange de combustion et du liquide de refroidissement. Cette dernière subira donc des chocs thermiques, des chocs mécaniques, et devra être capable de résister à des contraintes mécaniques cycliques. La technique de réalisation par fonderie utilisée ici impose l'utilisation d'une coquille en acier, possédant l'empreinte des formes extérieures de la culasse, dans laquelle on positionnera des noyaux en sable pour la réalisation des cavités intérieures.

I.B - Mise en situation et objectifs de l'étude

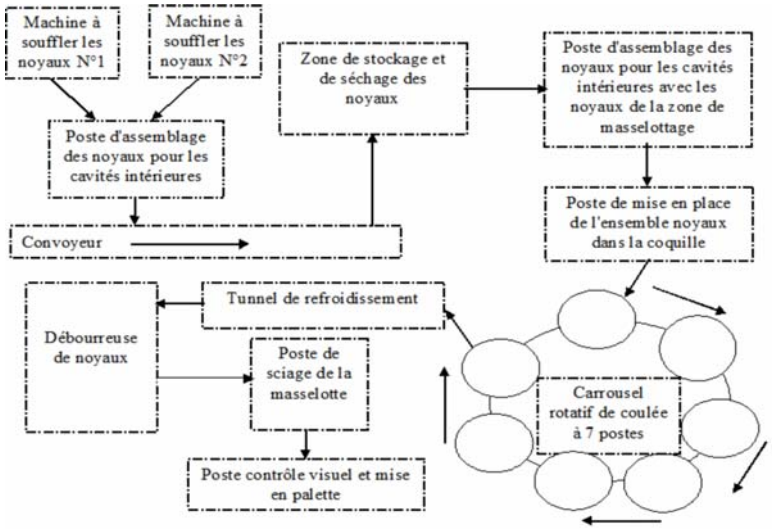
La ligne de production de culasses est constituée des sous-ensembles suivants (voir schéma synoptique ci-après) :

- machines à souffler les noyaux ;
- poste d'assemblage des noyaux pour les cavités intérieures ;
- zone de stockage et de séchage des noyaux ;
- poste d'assemblage des noyaux pour les cavités intérieures avec les noyaux de la zone de masselottage ;

Filière TSI

- poste de mise en place de l'ensemble noyaux dans la coquille ;
- carrousel rotatif de coulée à 7 postes ;
- tunnel de refroidissement ;
- débourreuse de noyaux ;
- poste de sciage de la masselotte ;
- poste contrôle visuel et mise en palette.

Suite à ce dernier poste, les pièces brutes de fonderie sortent de la ligne de production et sont stockées avant de subir un traitement thermique. Ensuite, une opération de parachèvement final sera réalisée sur machine d'usinage à grande vitesse, sur laquelle seront usinées les différentes surfaces fonctionnelles de la culasse. Dès lors, la culasse pourra être livrée au client.



Description des sous-ensembles de la ligne de production

- Machines à souffler les noyaux : ces machines soufflent, à l'intérieur d'une coquille métallique possédant l'empreinte de la forme des noyaux, un mélange de sable et de résines durcissantes grâce à un flux d'air porteur. Ce mélange durcit très rapidement par l'apport d'un flux de CO_2.

- Poste d'assemblage des noyaux pour les cavités intérieures : ce poste permet l'assemblage des noyaux de petites dimensions sur un noyau principal qui réalise la forme intérieure de la culasse dans la zone de distribution. L'assemblage des noyaux est réalisé par des points de colle.
- Zone de stockage et de séchage des noyaux : cette zone tampon permet un stockage des noyaux et un séchage en profondeur, ce qui permettra d'augmenter leur résistance mécanique.
- Poste d'assemblage des noyaux pour les cavités intérieures avec les noyaux de la zone de masselottage : ce poste réalise l'assemblage final des différentes parties des noyaux et surtout du noyau de la zone de masselottage.
- Poste de mise en place de l'ensemble noyaux dans la coquille : à ce poste, le bloc assemblé de noyaux sera mis en place dans la coquille de coulée au poste 1 du carrousel de coulée.
- Carrousel rotatif de coulée à 7 postes : la coulée est réalisée au deuxième poste du carrousel, ensuite la pièce coulée refroidira aux postes 3, 4, 5, 6 et elle sera déchargée au poste 7.
- Tunnel de refroidissement : les bruts de culasses sont alors déposés sur un convoyeur par l'intermédiaire d'un robot et traversent le tunnel. Dans celui-ci, une forte ventilation permet de réaliser le refroidissement de la pièce et d'évacuer les fumées.
- Débourreuse de noyaux : à ce poste arrivent les culasses brutes de fonderie, les noyaux sont fragmentés et détruits pour permettre de les évacuer de la culasse sous forme de grains de sable. Ce poste est composé d'un robot de chargement/déchargement qui alimente deux débourreuses travaillant en parallèle.
- Poste de sciage de la masselotte : une scie circulaire réalise la découpe de la masselotte qui se trouve sur la partie supérieure de la culasse.
- Poste contrôle visuel et mise en palette : un opérateur examine visuellement la pièce pour détecter tout défaut et réalise la vérification de quelques cotes. Ensuite, la pièce est mise en palette et sera transférée vers les fours de traitement thermique.

Nous nous intéresserons dans la partie II à la justification de la débourreuse de noyaux sur la ligne de production de culasses. Puis, dans la partie III, l'étude portera sur la justification des choix des solutions technologiques pour réaliser la fragmentation des noyaux. Ensuite, après un choix d'actionneur, une étude énergétique des transferts de puissance lors des phases de freinage nous conduira à la vérification d'une résistance de freinage (partie IV). La partie V devra permettre de valider les solutions technologiques retenues pour assurer la mise en position et le maintien des culasses sur leurs supports. La Partie VI analy-

sera le protocole Ethernet utilisé sur la ligne de production de culasses pour la supervision. Enfin, la Partie VII consistera en une analyse critique de l'existant et à proposer d'autres techniques de débourrage des noyaux.

Partie II - Analyse interne et technique de la débourreuse

Objectifs : dans cette partie, nous nous intéresserons à l'analyse des choix des solutions technologiques retenues sur le système de la débourreuse ainsi que celle de la technique de fonderie des culasses.

Question 1

a) Quel est le rôle des noyaux dans les techniques de fonderie ?

b) Justifier l'utilisation de noyaux en sable par rapport à des noyaux métalliques pour la réalisation des culasses.

Question 2 Quelles pourraient être les conséquences d'une mauvaise destruction et éjection des noyaux en sable par la débourreuse ?

L'ensemble des différents éléments présentés ci-dessous, apparaît sur les figures 1 et 2 de l'Annexe 1.

À la débourreuse de noyaux est associé un robot de chargement/déchargement qui a pour rôle de mettre en place les culasses sur le support permettant la mise en vibration de celles-ci. Le support peut accueillir deux culasses qui seront traitées simultanément (Voir Annexe 2).

Le cycle de débourrage commence par le chargement de deux culasses qui sont saisies par le robot sur la zone d'attente à la sortie du tunnel de refroidissement. Elles sont mises en place sur le support et maintenues en position par des vérins déformables à soufflet. Deux marteaux de dessablage vont transmettre des impacts à chaque culasse pour fragmenter les noyaux en motte. Puis, le support va transmettre de très fortes accélérations aux deux culasses pour permettre la destruction complète des noyaux en les réduisant sous forme de sable. Ces accélérations sont générées par deux moteurs à balourds qui sont montés rigidement sur le support, ce dernier étant lié au bâti par l'intermédiaire de silent blocs. L'évacuation du sable, majoritairement réalisée par les accélérations subies par la culasse, sera complétée par soufflage grâce à l'apport d'un gros débit d'air venant de cannes de soufflage. Celles-ci viennent se placer en position au dessus de chaque culasse pendant la phase de fonctionnement des moteurs à balourds. Enfin, le robot vient décharger les deux culasses qui ont été dessablées, et charge deux nouvelles culasses à traiter.

Le diagramme FAST partiel de la débourreuse seule est présent sur le document réponse $DR1$, celui-ci situe les différents éléments constitutifs.

Question 3 Compléter le diagramme FAST de la débourreuse sur le document réponse $DR1$.

Question 4

a) Justifier l'utilisation des moteurs à balourds.

b) Justifier l'utilisation de moteurs asynchrones triphasés pour les moteurs à balourds.

Partie III - Étude de la fonction technique FT1 · 2 : Fragmenter les noyaux

Objectif : vérifier les choix technologiques par rapport à deux contraintes imposées par le cahier des charges fonctionnel pour valider la fonction technique $FT1 \cdot 2$.

Extrait du cahier des charges pour un marteau de dessablage :

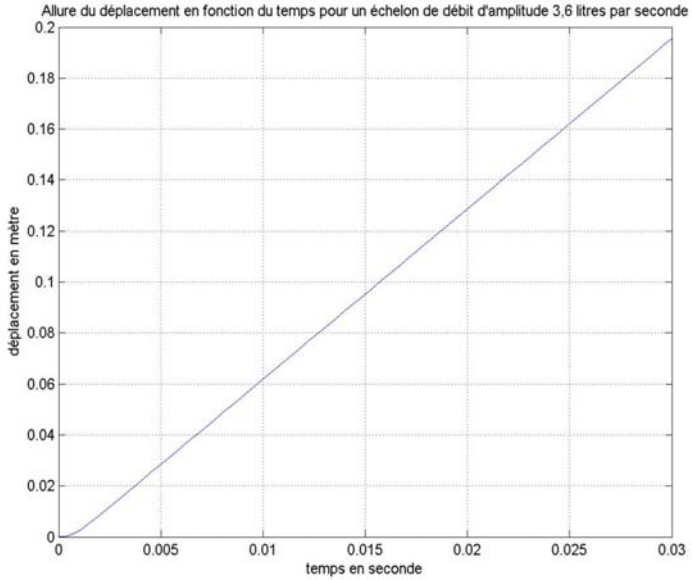
- L'énergie transmise à la culasse doit être de 20 Joules pour assurer la fragmentation des noyaux de sable. En effet, si cette dernière est trop élevée, il y a un risque d'endommagement de la pièce car celle-ci n'est pas encore refroidie totalement, et des fissures peuvent apparaître par la transmission des chocs.
- La cadence de frappe doit être de $1\,200$ coups par minute afin de détruire partiellement les noyaux dans la culasse.

Le dessin d'ensemble partiel d'un marteau de dessablage est fourni sur l'Annexe 4 avec sa nomenclature en Annexe 3. Dans un premier temps, la tige principale **20** des marteaux sort du corps du marteau de dessablage pour aller mettre en contact la bouterolle **24** avec la culasse au niveau des masselottes. Ensuite la « boite à valve » **6** permet au piston **8** d'avoir un mouvement de translation alternatif. En bout de course, le piston **8** vient frapper la bouterolle. En fin de dessablage, la tige principale **20** rentre. On considère que le piston **8**, de diamètre 26 mm, de longueur 110 mm, est en acier (de masse volumique $\rho = 7\,800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$) et parcourt une course de 170 mm.

III.A - Validation sur la cadence des chocs

Le cahier des charges impose une cadence de frappes minimale de 20 coups par seconde sur les culasses pendant 30 secondes. On se propose de vérifier que les marteaux de dessablage sont correctement dimensionnés. L'objectif de cette partie est donc de déterminer la fréquence maximale des chocs permise par les marteaux. Une simulation du comportement des marteaux de dessablage a donné la courbe suivante représentant l'allure du déplacement du piston en fonction du temps pour un débit de $3,6$ litres par seconde.

On supposera un modèle linéaire des marteaux de dessablage.



Question 5

a) Déterminer le temps mis par le piston **8** pour réaliser un déplacement de $170\ \text{mm}$.

b) En déduire la fréquence des chocs pour un débit de $6\,\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$.

Question 6 Conclure sur la capacité de ces marteaux à respecter le critère fréquentiel du cahier des charges.

III.B - Validation sur l'énergie des chocs

Dans cette partie, on considère que la fréquence des chocs est de 1 200 coups par minute, soit une fréquence du piston **8** de $20\ \text{Hz}$.

Question 7

a) Calculer la masse du piston **8**.

b) Calculer l'énergie cinétique transmise à la pièce par l'impact du piston **8** sur la bouterolle en considérant une vitesse moyenne constante du piston **8**.

c) Conclure sur le respect ou non du cahier des charges.

Question 8 Calculer le débit minimal d'air que chaque marteau doit recevoir pour réaliser l'ensemble des chocs à cette fréquence de $20\ \text{Hz}$.

Question 9 Quelles peuvent être les solutions apportées pour répondre au cahier des charges sans changer la taille du piston **8** ?

On supposera que la cadence des coups exprimée en coups par minute est proportionnelle à la pression d'alimentation exprimée en MPa. Pression d'alimentation = cadence des coups $\times 5 \cdot 10^{-4}$.

Question 10 Face aux caractéristiques techniques des marteaux données en Annexe 3, et pour respecter le cahier des charges, quelle doit être la pression d'alimentation d'un marteau ?

Question 11 Calculer alors la valeur du débit minimal à fournir à la machine pour fragmenter les noyaux des deux culasses.

Partie IV - Étude de la FT1 · 3 : détruire les noyaux

Objectifs : vérifier le choix de l'association moteur à balourds + variateur, ainsi que le dimensionnement de la résistance de freinage. Pour cela, nous nous intéresserons tout d'abord au choix des actionneurs puis au fonctionnement hypersynchrone de la machine asynchrone.

IV.A - Vérification de l'association moteur + variateur

Pour réaliser la réduction des mottes de noyaux en sable et leur évacuation, de très fortes accélérations sont transmises aux culasses par l'intermédiaire de deux moteurs à balourds (un par culasse provoquant des vibrations indépendantes) liés au support (voir Annexe 2). Il est nécessaire de transmettre des accélérations minimales de l'ordre de $16\ \mathrm{m \cdot s^{-2}}$ à une fréquence comprise entre 20 et $25\ \mathrm{Hz}$, pour que les mottes de sable se désagrègent en grains de sable et puissent être mises en mouvement pour sortir des cavités de la culasse. La présence de deux moteurs permettra d'obtenir une accélération dans le plan horizontal $(\vec{X}, \vec{Y})$. Celle-ci sera transmise à l'ensemble mis en mouvement. L'accélération subie par la culasse est issue des effets dûs à l'accélération centripète imposés par chacun des deux moteurs à balourds. Ces actions dynamiques représentent la résultante dynamique générée par la présence des balourds tournant liés au rotor des moteurs. On considère que l'accélération générée est liée directement à la valeur de l'action dynamique imposée par le moteur. La masse de l'ensemble (2 moteurs, le support, 2 culasses, 4 marteaux et des composants annexes) mis en mouvement par les deux moteurs à balourds est de $4\ 940\ \mathrm{kg}$.

Les caractéristiques techniques des moteurs à balourds sont données sur l'Annexe 5. Un seul variateur de vitesse alimente les deux moteurs à balourds. Les moteurs à balourds sont des moteurs asynchrones triphasés tétrapolaires. On prendra un rendement des machines asynchrones de 80%.

Question 12 Calculer la valeur de l'action dynamique nécessaire que chaque moteur à balourds doit générer sur la culasse pour répondre au cahier des charges.

Question 13 À partir de la documentation fournie en Annexe 5, déterminer le moteur à balourds qui répond au mieux aux critères du cahier des charges. Justifier par un simple bilan de puissance le choix d'un variateur de puissance de $20\ \text{kW}$.

Il est nécessaire de vérifier que la fixation des deux moteurs sur le support de la débourreuse résiste aux actions dynamiques générées par ceux-ci. Un moteur est maintenu en appui plan sur le support par 6 boulons de fixation. Une précharge de $600\ \text{N}$ par boulon est nécessaire pour assurer le contact permanent au niveau de l'appui plan. La qualité de la visserie recommandée par le constructeur des moteurs à balourds doit être de $8 \cdot 8$. Pour cette qualité, la contrainte limite à la rupture en traction vaudra $\sigma_r = 800\ \text{MPa}$ et la limite apparente d'élasticité aura pour valeur $\sigma_e = 640\ \text{MPa}$. Sachant que pour un boulon, on a $d_1 = d - 1,0825 \times \text{Pas}$ avec d_1 le diamètre intérieur du filetage et d le diamètre extérieur du filetage.

d (mm)	6	8	10	12	16	20	22	24	30
Pas (mm)	1	1, 25	1, 5	1, 75	2	2, 5	2, 5	3	3, 5

On utilisera un coefficient de sécurité $s = 2$ et on prendra comme action dynamique liée aux moteurs la valeur de $80,4\ \text{kN}$.

Question 14

a) Face à l'action dynamique générée par le moteur, calculer la section résistante globale nécessaire pour assurer la fixation du moteur sur le support.

b) Déterminer la section S de chacun des boulons.

c) Déterminer le diamètre d de la visserie à utiliser.

d) Conclure quand à la taille de la boulonnerie face au moteur déterminé à la question 13.

IV.B - Étude des phases de freinage des machines asynchrones triphasées

La cadence de production impose que deux culasses soient traitées en $90\ \text{s}$. La durée pendant laquelle les moteurs à balourds génèrent des accélérations est de $60\ \text{s}$. Par conséquent, les phases d'accélération et de décélération des machines asynchrones sont primordiales. On ne s'intéressera ici qu'aux phases de décélération, car elles conditionnent la phase de libération des culasses du support. On se propose dans un premier temps de vérifier la nécessité d'un dispositif de freinage. Dans l'objectif de justifier le choix d'une résistance de freinage et de quantifier l'énergie à dissiper lors des phases de freinage, il sera nécessaire de déterminer les différents paramètres électriques des moteurs à balourds.

IV.B.1) Nécessité d'un dispositif de freinage

On se propose dans cette partie de vérifier la nécessité d'un dispositif de freinage. La phase de freinage débute à l'instant où l'alimentation des machines asynchrones est coupée. On suppose que le moment d'inertie ramené sur l'arbre du moteur vaut $J = 0,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, et que le couple résistant est uniquement dû aux frottements visqueux de coefficient estimé à $f = 5 \cdot 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$. Le couple de frottement sec sera négligé.

Question 15

a) Appliquer le théorème du moment dynamique à l'arbre du moteur durant une phase de freinage et en déduire une équation différentielle liant J, Ω et f.

b) Résoudre cette équation différentielle, en prenant pour origine des temps, l'instant où l'on coupe l'alimentation des machines asynchrones. La vitesse de rotation initiale est prise égale à $1\,440 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$.

c) En déduire le temps nécessaire aux moteurs asynchrones pour s'arrêter. Le couple de frottement sec ayant été négligé, on considérera que l'arrêt est obtenu lorsque la vitesse calculée atteint 1% de la vitesse initiale.

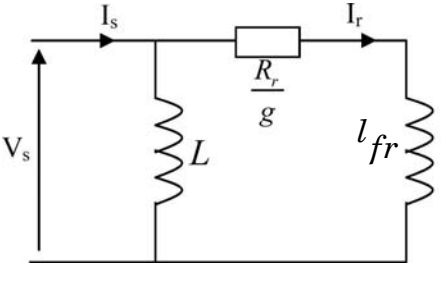
d) Conclure sur la nécessité d'un dispositif de freinage.

IV.B.2) Expression du couple électromagnétique fourni par une machine asynchrone et détermination des paramètres

Les caractéristiques nominales des machines asynchrones triphasées sont :

- puissance nominale : $P_n = 7,75 \text{ kW}$;
- courant nominal : $I_n = 13 \text{ A}$;
- tension d'alimentation : $230/400 \text{ V}$;
- fréquence statorique : $f_s = 50 \text{ Hz}$;
- vitesse de rotation nominale : $N_n = 1\,440 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$;
- couplage : étoile ;
- les tensions et les courants sont considérés alternatifs parfaitement sinusoïdaux.

On se propose tout d'abord de déterminer l'expression du couple électromagnétique fourni par une machine asynchrone en fonction des paramètres électriques et mécaniques de celle-ci. Le modèle équivalent d'une phase d'une machine asynchrone triphasée équilibrée est donné ci-contre.



On notera L l'inductance magnétisante, l_{fr} l'inductance de fuite ramenée au stator, R_r la résistance rotorique ramenée au stator et g le glissement.

Dans ce modèle, on rappelle que la puissance transmise au rotor (puissance électromagnétique) serait la puissance dissipée dans la résistance $\frac{R_r}{g}$.

Question 16

a) Déterminer le nombre de paires de pôles p des machines asynchrones.

b) Déterminer l'expression de la puissance transmise au rotor pour une machine asynchrone en fonction de l_{fr}, Ω_s, R_r, g, p et V_s.

c) En déduire l'expression du couple électromagnétique C fourni par une machine asynchrone en fonction de l_{fr}, R_r, g, p, Ω_s et V_s.

Afin de caractériser les machines asynchrones triphasées, il est nécessaire d'identifier les différents paramètres du modèle monophasé. Pour cela, deux essais ont été réalisés :

essai 1 : essai à la vitesse angulaire de synchronisme Ω_s sous une tension entre Phase et Neutre de $230\ \text{V}$ à la fréquence de $50\ \text{Hz}$. La puissance réactive absorbée par une machine asynchrone triphasée vaut $800\ \text{VAR}$.

essai 2 : essai à rotor calé $(\Omega = 0)$ sous tension réduite. Une machine asynchrone triphasée est alimentée par une source de tension triphasée délivrant une tension simple de valeur efficace prise égale à $V_{cc} = 76\ \text{V}$, la valeur efficace du courant absorbé par phase est I_{cc} et vaut $13\ \text{A}$. Dans ces conditions, une machine asynchrone triphasée absorbe une puissance active $P_{cc} = 350\ \text{W}$.

Question 17 Avec l'essai 1 :

a) Quelle est la valeur du glissement pour cet essai ?

b) Après avoir exprimé la puissance réactive absorbée par la machine asynchrone pour l'essai 1, déterminer la valeur de l'inductance magnétisante L.

Question 18 Avec l'essai 2 :

a) Justifier que l'essai à rotor bloqué soit réalisé sous tension réduite.

b) Quelle est la valeur du glissement pour cet essai ?

c) Déterminer la valeur efficace du courant I_r.

d) Déterminer les valeurs de la résistance R_r et de l'inductance de fuite l_{fr}.

Pour la suite du sujet, on prendra $R_r = 730\ \text{m}\Omega$; $L = 630\ \text{mH}$ et $l_{fr} = 20\ \text{mH}$.

Question 19

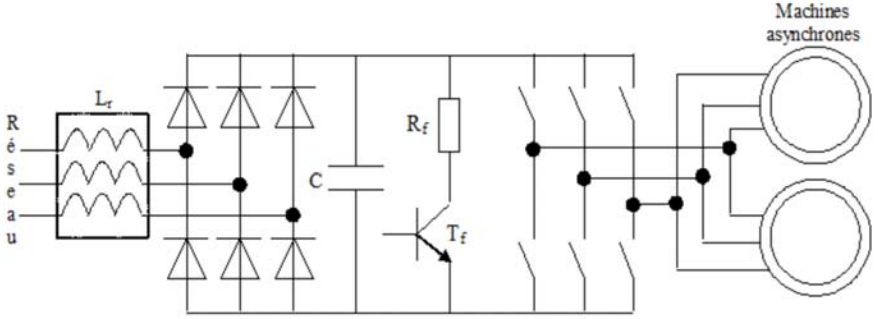
a) Déterminer l'expression numérique du couple électromagnétique C en fonction du glissement g pour $f_s = 50\ \text{Hz}$. En déduire la valeur du couple maximum et la valeur du glissement pour laquelle on l'atteint.

b) Tracer l'allure de la courbe du couple électromagnétique C en fonction du glissement g pour $g \in [-1\ ;\ 1]$.

c) Préciser les modes de fonctionnement (moteur ou frein) de la machine asynchrone triphasée en fonction de la valeur du glissement g.

IV.B.3) Étude des transferts de puissance

Le freinage hypersynchrone consiste à alimenter une machine asynchrone triphasée par des tensions alternatives de fréquence f_s inférieure à $p \cdot N_r$ où p est le nombre de paires de pôles et N_r la vitesse de rotation du rotor exprimée en tours par seconde. Les tensions alternatives de fréquence f_s sont délivrées par un variateur de vitesse commun aux deux machines asynchrones avec une commande du type V/f_s constante. Le schéma structurel interne du variateur (modulateur d'énergie) permettant la commande en vitesse des machines asynchrones triphasées est fourni ci-dessous :



On reconnaît dans cette structure un pont redresseur à diodes permettant de convertir l'énergie électrique alternative triphasée en énergie électrique continue. Une inductance triphasée L_r et un condensateur C réalisent un filtre du second ordre. Un hacheur de freinage est composé d'un transistor T_f et d'une résistance de freinage R_f. Enfin, on reconnaît la structure d'un onduleur de tension triphasée permettant d'alimenter les moteurs à balourds à fréquence variable. Dans la gamme de fréquence des courants et tensions statoriques, les machines asynchrones peuvent être modélisées par trois sources de tension parfaites en série avec des inductances et le réseau par trois sources de tension parfaites sinusoïdales. Dans cette partie, l'ensemble des pertes dans les machines asynchrones et dans les convertisseurs statiques est négligé.

Question 20

a) Les règles d'association des sources sont-elles respectées ? Justifier votre réponse.

b) Préciser les sens de transfert de l'énergie électrique en fonction de la valeur du glissement ($g > 0$ et $g < 0$).

c) Justifier qu'avec cette structure interne du modulateur d'énergie, l'énergie électrique ne pourra jamais être renvoyée au réseau pour le fonctionnement en hypersynchronisme ($g < 0$).

Question 21

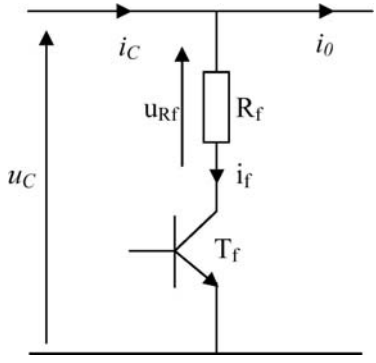
a) Justifier que dans cette configuration ($f_s < p \cdot N_r$), le couple électromagnétique fourni par la machine asynchrone est négatif.

b) Tracer sur la caractéristique du couple électromagnétique en fonction du glissement, la zone utile de fonctionnement en hypersynchronisme.

IV.C - Vérification du dimensionnement de la résistance de freinage

IV.C.1) Étude du hacheur de freinage

On donne ci-contre le schéma structurel du hacheur de freinage. La tension u_c est une tension ayant de petites variations périodiques autour d'une valeur moyenne de 600 V (on prendra par la suite $u_c = 600$ V).



Question 22. Justifier que, lors d'un fonctionnement en freinage du variateur de vitesse, le courant i_0 est négatif. Quel effet néfaste aurait ce courant en l'absence du dispositif constitué de R_f et T_f ? En déduire le rôle de R_f et T_f.

Le courant i_0 varie dans la plage $-43\,A < i_0 < 0\,A$. On rappelle que pendant la phase de freinage le pont de diodes est bloqué. Le transistor T_f fonctionne en commutation et est commandé périodiquement à fréquence fixe f_H égale à 5 kHz et à rapport cyclique α variable (dépendant du courant i_0).

Question 23

a) Montrer que la valeur moyenne du courant i_C est nulle.

b) Établir la relation entre la valeur moyenne de la tension u_{R_f} notée $\langle u_{R_f} \rangle$, u_C et le rapport cyclique α. En déduire la relation entre α, u_C, R_f et i_0.

c) En déduire la valeur de R_f si l'on admet que $u_C = 600$ V pour $i_0 = -43$ A et $\alpha = 1$.

IV.C.2) Étude de l'énergie restituée pendant la phase de freinage

Pendant toute la phase de freinage des deux machines asynchrones, la loi de commande impose que le couple électromagnétique fourni par chaque machine asynchrone triphasée soit constant de valeur -40 N · m. La vitesse angulaire ini-

tiale de rotation des deux moteurs est de $150,8\ \text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ et on admet que celle-ci évolue linéairement jusqu'à la vitesse nulle. Le temps de freinage désiré est de $1,2\ \text{s}$. Le rendement de l'ensemble machines asynchrones et onduleur est estimé à $0,8$. On prendra pour origine des temps, l'instant du début du freinage.

Question 24

a) Déterminer l'expression de la puissance mécanique totale $P_m(t)$ développée par l'ensemble des deux machines asynchrones pendant une phase de freinage.

b) En notant $P_e(t)$ la puissance électrique fournie par l'onduleur aux machines asynchrones pendant les phases de freinage, montrer que celle-ci peut s'approcher par $P_e(t) = 8040 \cdot \text{t} - 9650$.

c) En déduire la valeur de l'énergie électrique W_f fournie par l'onduleur aux machines asynchrones pendant la phase de freinage. Interpréter son signe.

IV.C.3) Dimensionnement de la résistance de freinage

La résistance R_f dissipe à chaque freinage une énergie de $5800\ \text{J}$ en $1,2\ \text{s}$. Sur le système de la débourreuse de noyaux est placée une résistance de freinage ayant pour caractéristiques $P = 500\ \text{W}$ et $R_f = 14\Omega$. On se propose ici de valider ou non, le choix de la résistance de freinage par le concepteur.

Question 25 Quelle est la puissance moyenne P_{moy} dissipée dans la résistance R_f lors d'un freinage ?

On se donne comme contrainte maximale de dissipation un fonctionnement périodique comportant 30 freinages identiques par heure.

On définit la puissance de dimensionnement P_D de la résistance de freinage R_f par $P_D = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T P^2(t)dt}$ où $P(t)$ est la puissance reçue par R_f au cours d'une période T.

Pendant les phases de freinage, on prendra $P(t)$ égale à la puissance moyenne calculée à la question 25.

Question 26

a) Calculer la puissance de dimensionnement P_D pour cette application.

b) Conclure en validant ou non le choix de la résistance de freinage.

Partie V - Étude de la FT1·1·2 Maintenir en position les deux culasses

Objectif : déterminer les actionneurs permettant d'assurer le maintien en position des culasses sur le support et permettant d'assurer une isolation vibratoire satisfaisante.

Les deux culasses sont maintenues sur le support par l'intermédiaire de vérins à soufflet (voir Annexes 2 et 6). Les vérins sont au nombre de deux (par culasse)

et ont pour rôle principal d'assurer le maintien en position de la culasse sur le support pendant la phase d'accélération. Leur rôle secondaire est de limiter le transfert de vibration vers le bâti. En effet, ces vérins à soufflet sont du type pneumatique, et du fait de la compressibilité de l'air, permettent d'assurer une isolation vibratoire.

V.A - Dimensionnement de l'ensemble des vérins à soufflet

L'action de l'ensemble des vérins à soufflet est située dans le plan horizontal $(\vec{X}, \vec{Y})$ (voir Annexe 2), dans lequel se trouve aussi l'action dynamique générée par les deux moteurs à balourds sur la culasse. L'action de la pesanteur se trouve dans un plan vertical, celle-ci sera entièrement supportée par l'appui inférieur de positionnement. Le plan de contact de la culasse sur le support est de normale $\vec{Y}$, et on supposera que le facteur de frottement $f_{Al/Ac}$ entre la culasse en aluminium et le support en acier est égal à $0,25$. La masse d'une culasse avec les noyaux est $M_{cm} = 7,5\ \text{kg}$. L'étude dynamique se fera dans le plan $(\vec{X}, \vec{Y})$ et on se placera dans le cas le plus défavorable sachant que l'action dynamique issue des moteurs à balourds est tournante et que l'accélération devra être de $16\ \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Question 27

a) Isoler la culasse, faire le bilan des actions mécaniques subies par celle-ci, et appliquer le principe fondamental de la dynamique (uniquement le théorème de la résultante dynamique).

b) Déterminer la valeur maximale de l'effort que doit générer l'ensemble vérins à soufflet.

c) À partir de la documentation fournie sur l'Annexe 6, mettre en place le choix de l'ensemble vérins à soufflet capable d'assurer le maintien de la culasse. La course maximale nécessaire sera limitée à $50\ \text{mm}$, et la pression d'utilisation sera de $0,6\ \text{MPa}$.

Question 28 Justifier, par deux raisons, l'utilisation de deux vérins.

V.B - Étude de l'isolement vibratoire

On constate que les vérins à soufflet permettent un isolement vibratoire, c'est pour cela qu'ils sont montés en opposition des marteaux de dessablage. On donne ci-dessous un extrait partiel du cahier des charges fonctionnel relatif à la fonction technique « Assurer un isolement vibratoire ».

Qualification	Critère	Niveau
Assurer un isolement vibratoire entre les culasses et le bâti	Degré d'isolement	94%
	Fréquence des vibrations	20 Hz
	Pression pneumatique	0, 6 MPa

Question 29

a) À partir de la documentation fournie sur le document réponse $DR2$, réaliser le tracé permettant de définir le pourcentage d'isolation des vibrations.

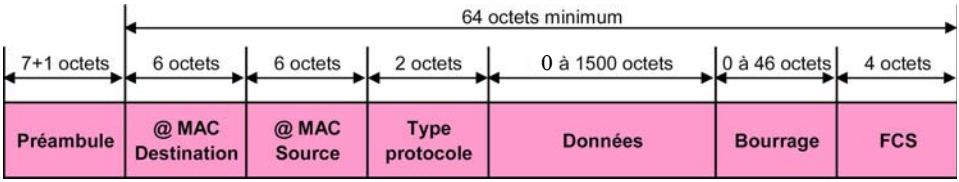
b) Conclure sur cette valeur.

Sur le système de la débourreuse de noyaux, il a été décidé de mettre en place deux vérins à double soufflet de diamètre $110\ \text{mm}$.

Question 30 Conclure sur la validité de ce choix.

Partie VI - Étude du réseau industriel pour la supervision

Le réseau industriel utilisé pour la supervision de la ligne de production des culasses de moteurs est Ethernet $100\ \text{Mbit} \cdot \text{s}^{-1}$. Celui-ci relie notamment les différents automates, variateurs et l'ordinateur superviseur. Les données véhiculées sur le réseau sont notamment, les quantités de culasses traitées, les températures des postes de fonderie et du tunnel de refroidissement, l'état des différents capteurs, préactionneurs et variateurs de vitesse. Ces grandeurs sont transmises sur le réseau industriel en trame. Une trame Ethernet $100\ \text{Mbit} \cdot \text{s}^{-1}$ est composée de différents champs. Sa structure est donnée ci-dessous.



Le champ Préambule est composé de 8 octets. Parmi ces 8 octets, 7 octets sont identiques et valent tous en binaire 10101010. Le 8^{me} octet est appelé SFD (Starting Frame Delimiter) et permet la synchronisation entre l'émetteur et le récepteur et vaut 10101011. Les champs @ MAC Destination et @ MAC Source sont les adresses MAC des cartes réseaux des systèmes récepteur et émetteur. Leurs longueurs sont de 6 octets. Le champ Type protocole permet de définir le type de protocole utilisé pour les échanges. Ce champ est de longueur 2 octets. Le champ Données comporte les bits informatifs à transmettre. Il est de longueur variable de 0 à 1500 octets. Le champ Bourrage n'est utilisé que lorsque la longueur du champ de données est inférieure à 46 octets. Il a la longueur minimale qui permet de donner à l'ensemble Données + Bourrage une longueur de 46 octets au moins. Il est de longueur variable donc de 0 octet (si au moins 46 octets dans le champ Données) à 46 octets (si 0 octet dans le champ Données). Le champ FCS (Frame Check Sequence) de longueur 4 octets, est ajouté à l'émission pour contrôler la bonne transmission des informations. Le calcul de ce champ est basé sur un CRC (Code à Redondance Cyclique). On précise qu'un

bit est envoyé sur le support de transmission à chaque front montant de l'horloge. Un seul émetteur peut émettre à la fois.

Objectifs : étudier le protocole de communication et une technique permettant le calcul du champ FCS.

VI.A - Étude du protocole Ethernet

VI.A.1) Étude générale

Question 31

a) Déterminer le mode de transmission (série ou parallèle), le type de transmission (synchrone ou asynchrone), et le sens des échanges (simplex, half duplex ou full duplex). Justifier les réponses.

b) Calculer les valeurs des débits utiles minimaux et maximaux.

c) Calculer les temps nécessaires pour transmettre une trame contenant 0 octet de données, et une trame contenant 1500 octets de données.

VI.A.2) Émission du signal sur le support physique

Le signal présent sur le support physique (appelé aussi médium) est modulé par une modulation $MLT-3$. Cette modulation consiste à changer le niveau de tension présent sur le support physique dans l'ordre suivant $+\mathrm{V},0,-\mathrm{V},0,+\mathrm{V},0,\ldots$ lorsque l'on désire transférer un niveau « 1 » logique. Aucun changement de niveau de tension n'est réalisé lorsque l'on désire transmettre un « 0 » logique. On rappelle qu'un bit est envoyé à chaque front montant de l'horloge.

Question 32 Tracer sur votre copie le chronogramme de la tension présente sur le support de transmission si l'on désire transmettre le premier octet du préambule. Sur ce chronogramme, placer en concordance des temps le signal d'horloge. On suppose que le dernier bit à 1 transmis avant la transmission de ce préambule a été codé par un niveau de tension égale à $-\mathrm{V}$.

VI.B - Étude du champ de contrôle *FCS*

Objectifs : étudier le principe de calcul du champ de contrôle par la méthode de la division polynomiale, et étudier une réalisation pratique permettant d'obtenir les bits du champ FCS.

Le contrôle des communications Ethernet est réalisé car il apparaît dans la trame un champ noté FCS (Frame Check Sequence). Ce champ est de longueur 4 octets, soit 32 bits, et est calculé en fonction des champs d'adresse MAC Source, d'adresse MAC Destination, du champ de type de protocole et du champ de donnée. Il permet au récepteur d'une trame de vérifier l'intégrité de celle-ci en contrôlant la valeur binaire du champ FCS reçu. On notera n_{total} le nombre de bit des champs cités ci-dessus.

On associe un polynôme $A(X)$ à un mot A de n_{total} bits, tel que $A(X) = \sum_{i=0}^{n_{\text{total}}} a_i \cdot X^i$ où les coefficients a_i sont les différents bits associés aux champs d'adresse MAC source, d'adresse MAC destination, du champ de type de protocole et du champ de données.

Le principe de calcul du champ FCS est basé sur la division polynomiale $\frac{A(X) \cdot X^r}{G(X)}$, où $G(X)$ est un polynôme commun à toutes les stations (automates, variateurs ...), appelé polynôme générateur de degré r. Dans le cas d'Ethernet, le polynôme générateur $G(X)$ est de degré 32, et s'exprime par :

$G(X) = X^{32} + X^{26} + X^{23} + X^{22} + X^{16} + X^{12} + X^{11} + X^{10} + X^8 + X^7 + X^5 + X^4 + X^2 + X + 1$.

Seul le reste de la division polynomiale est intéressant pour le champ FCS. Ce reste peut s'écrire sous la forme d'un polynôme tel que $R(X) = \sum_{i=0}^{r-1} r_i \cdot X^i$.

Les bits placés dans le champ FCS sont les coefficients r_i de ce polynôme de tel sorte que le coefficient r_i soit le bit de poids binaire 2^i. Pour simplifier l'étude du calcul du champ FCS, nous étudierons uniquement le principe avec un mot A de 6 bits et un polynôme générateur $G(X) = X^3 + X + 1$.

Lors d'une division polynomiale, la soustraction binaire de deux polynômes s'effectue en réalisant la fonction `OU EXCLUSIF` entre chaque coefficient de chaque monôme de même degré.

Exemple :
$$\begin{array}{l} X^5 + \quad X^3 + \quad X + 1 \\ \overline{\quad X^4 + X^3 + X^2 \quad} \\ X^5 + X^4 + \quad X^2 + X + 1 \end{array}$$

Soit A le mot à transmettre : $A = \begin{matrix} 2^5 & 2^4 & 2^3 & 2^2 & 2^1 & 2^0 \\ [1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1] \end{matrix}$

Question 33

a) Déterminer le polynôme $A(X)$ image du mot à transmettre A.

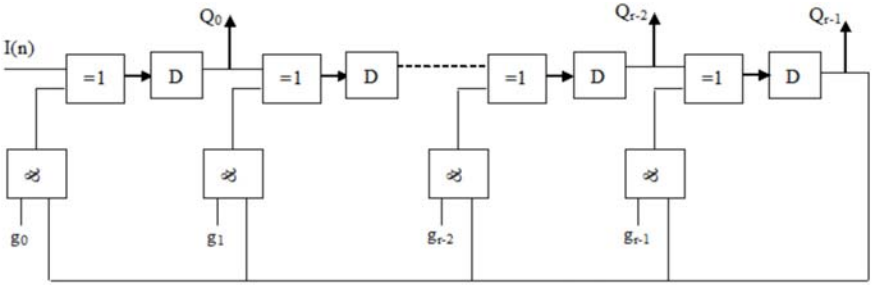
b) Calculer le reste $R(X)$ de la division polynomiale de $\frac{A(X) \cdot X^r}{G(X)}$ suivant la méthode énoncée ci-dessus.

c) En déduire le contenu du champ FCS.

On note $A'(X)$ le polynôme reçu par le récepteur et $R'(X)$ le polynôme correspondant au champ FCS reçu. Ces polynômes peuvent être différents de $A(X)$ et $R(X)$ si une erreur de transmission est apparue.

Question 34 Quelle relation lie $A'(X)$, $R'(X)$, X, r et $G(X)$ lorsqu'il n'y a pas d'erreur de transmission ?

Une méthode permettant le calcul des bits du champ FCS est d'utiliser des bascules D synchrones (formant un registre à décalage à droite) sur front montant d'un signal d'horloge et des fonctions logiques combinatoires du type OU EXCLUSIF. Seules les sorties Q des bascules D sont utilisées. La structure générale permettant de calculer le reste de la division polynomiale pour un polynôme générateur de la forme $G(X) = X^r + g_{r-1} \cdot X^{r-1} + \ldots + g_2 \cdot X^2 + g_1 \cdot X + g_0$ est donnée ci-dessous.



Sur l'entrée $I(n)$ arrivent les bits des informations à transmettre (A) dans l'ordre du bit de poids fort vers le bit de poids faible. Le champ FCS est l'état du registre à décalage lorsque tous les bits de A sont entrés dans la structure ci-dessus suivi de r zéros.

Question 35

a) Adapter et simplifier au maximum la structure générale à base de bascules D et de fonctions OU EXCLUSIF proposée ci-dessus si le polynôme générateur est $G(X) = X^3 + X + 1$.

b) Déterminer la fonction logique liant $Q_0(n)$ à $I(n)$ et $Q_2(n-1)$ où $Q_0(n)$ représente l'état de la sortie Q_0 au $n^{i\square me}$ front montant de l'horloge et $Q_2(n-1)$ l'état de la sortie Q_2 au front montant précédent le $n^{i\square me}$ coup d'horloge.

c) Même question pour les fonctions logiques liants $Q_1(n)$ à $Q_0(n-1)$ et $Q_2(n-1)$ d'une part, et $Q_2(n)$ à $Q_1(n-1)$ d'autre part.

d) Compléter le tableau du document réponse $DR3$.

Question 36 Valider le choix de la structure en comparant le reste fourni par la structure à base de bascules D et de fonctions OU EXCLUSIF, et celui fourni par le calcul de la division polynomiale de la question Q33.

Partie VII - Évolution de la débourreuse de noyaux

Objectif : proposer de nouvelles solutions technologiques permettant d'améliorer l'efficacité de la débourreuse.

Actuellement, les deux moteurs à balourds générant des accélérations, et provoquant la fragmentation des noyaux de sable, ne sont asservis ni en vitesse, ni en position.

Question 37

a) Quelle(s) pourrai(en)t être les conséquences du non asservissement de la position des balourds ?

b) Proposer une amélioration permettant d'éviter les conséquences proposées ci-dessus.

Question 38 Proposer de nouvelles solutions technologiques permettant de détruire et de fragmenter les noyaux, et de les évacuer des culasses.

Annexe 1

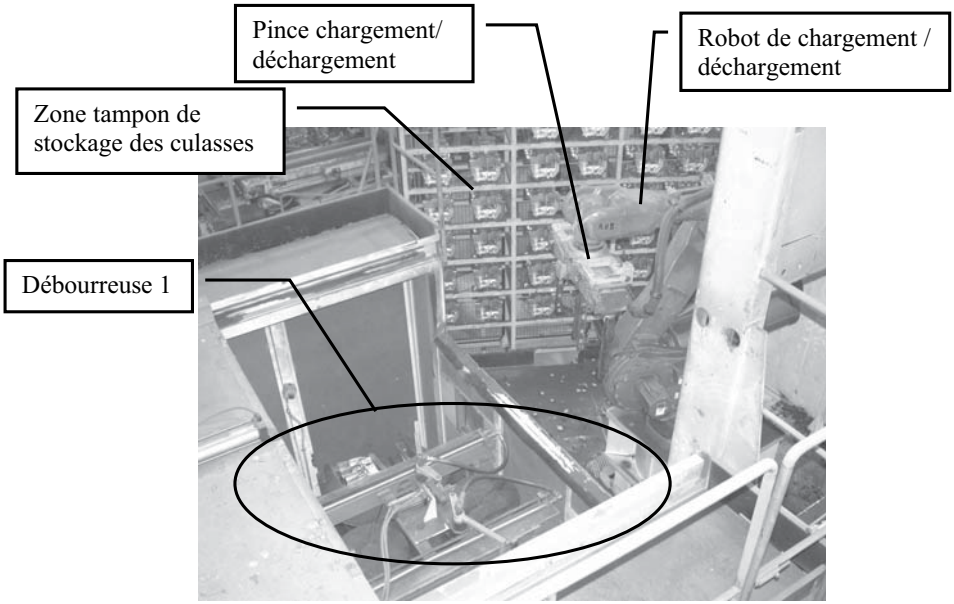


Figure 1

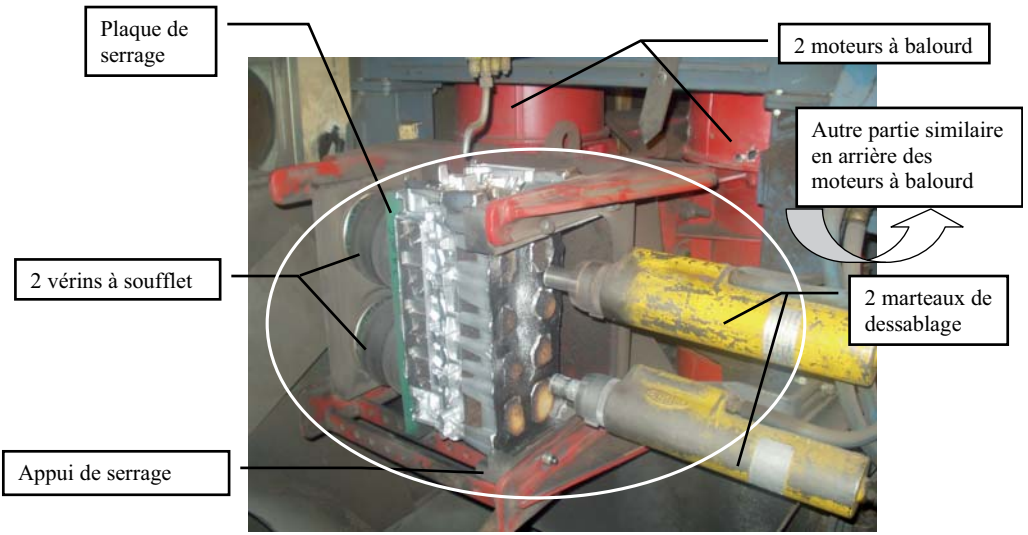
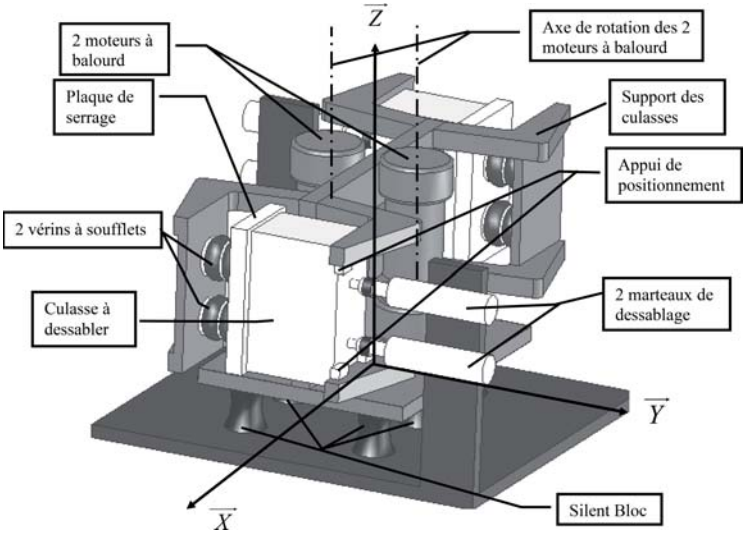


Figure 2

Annexe 2



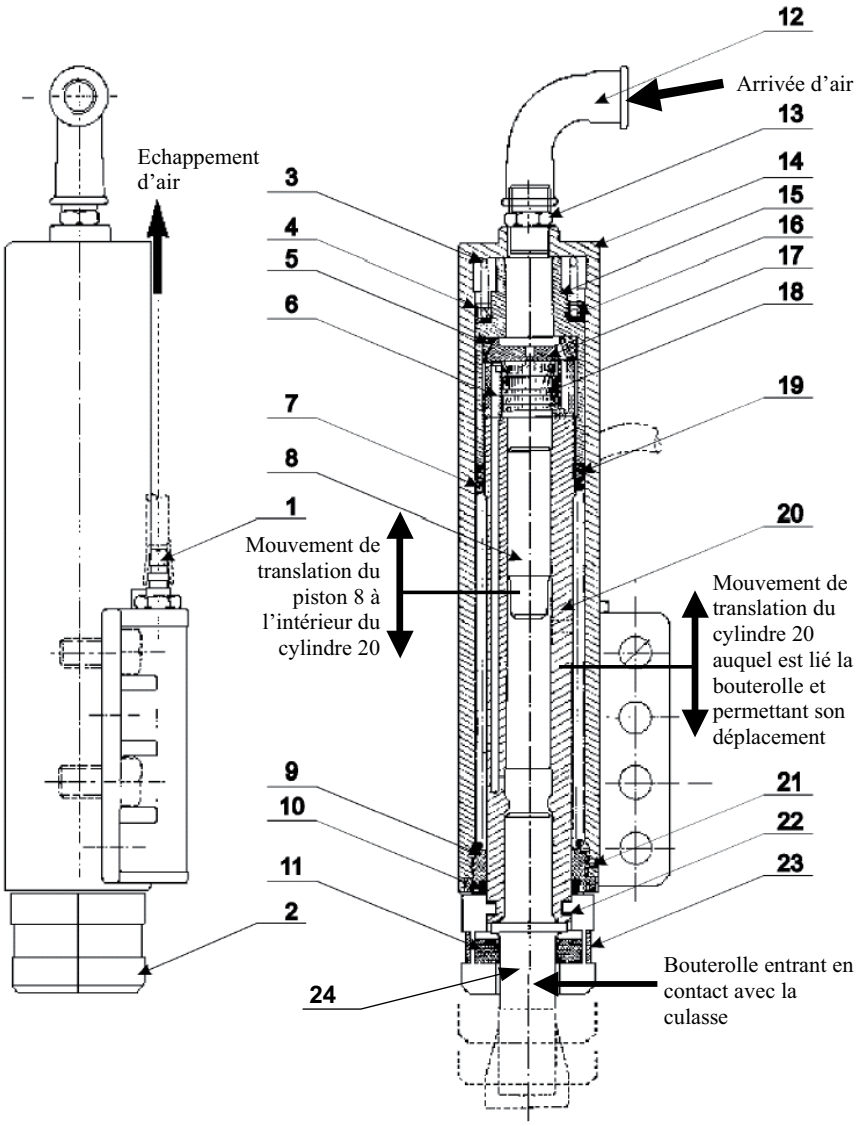
Annexe 3 - Nomenclature des marteaux de dessablage

Repère	Désignation	Repère	Désignation
1	Raccord d'échappement	13	Raccord
2	Bride de retenue de bouterolle	14	Fût
3	Ressort amortisseur	15	Tête de marteau
4	Joint en cuir	16	Anneau élastique
5	Rondelle d'étanchéité	17	Couvercle de boîte à valve
6	Boîte à valve	18	Valve
7	Ressort de rappel	19	Contre-écrou
8	Piston	20	Cylindre
9	Bague de guidage	21	Vis
10	Joint racleur	22	Rondelle amortisseur
11	Amortisseur	23	Ressort de retenue de bouterolle
12	Coude	24	Bouterolle

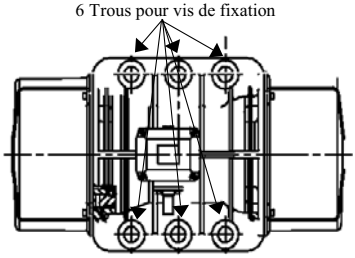
Caractéristiques techniques des marteaux de dessablage

Pression (MPa)	0, 525	0, 55	0, 6
Cadence de frappe (coups. mn^{-1})	1050	1100	1200
Consommation $(1 \cdot mn^{-1})$	160	185	216

Annexe 4 - Dessin d'ensemble partiel d'un marteau de dessablage



Annexe 5 - Documentation technique des moteurs à balourd





Type MV	Vitesse de rotation $tr \cdot min^{-1}$	Moment statique $kg \cdot mm$	Action dynamique en kN	Puissance en kW	Diamètre trous de fixation en mm
3/2010 A	3000	205	20, 2	2, 2	17
3/3200 A		344	33, 9	4	25
3/4000 A		387	38, 2	4	25
3/5000 A		515	50, 9	5	25
3/6510 A		630	62, 4	5, 5	28
3/9000 A		895	88, 4	10	28
15/2000 A	1500	817	20, 1	1, 35	17
15/2410 A		962	23, 7	1, 6	22
15/3000 A		1235	30, 5	1, 9	22
15/3810 A		1526	37, 7	2, 2	23, 5
15/4300 A		1720	42, 4	2, 5	23, 5
15/5010 A		1990	49, 1	3, 6	26
15/7000 A		2598	64, 1	6, 2	28
15/9000 A		3260	80, 4	7, 75	28
10/2100 A	1000	1927	21, 1	1, 5	22
10/2610 A		2326	25, 5	1, 96	23, 5
10/3000 A		2690	29, 5	2, 2	23, 5
10/3810 A		3422	37, 5	2, 5	26
10/4700 A		4206	46, 1	3, 2	26
10/5200 A		4658	51, 1	3, 8	28
10/6500 A		5838	64	4, 3	28
10/8000 A		7197	78, 9	6, 2	28
10/9000 A		7752	85	7, 75	28

Annexe 6 - Documentation technique des vérins à soufflet

Diamètre en mm	Course maxi en mm	Hauteur en mm mini	Hauteur en mm maxi	Effort en N sous 1 bar										
70	50	65	115	400	250	70								2
	65	80	145	370	270	150								3
110	45	45	90	1150	700	200								1
	80	65	145	900	750	550	300							2
	100	100	200	900	750	600	450	280						3
150	55	50	105	1900	1200	500								1
	112	78	190	1800	1650	1400	1100	800	450					2
	173	102	275	1800	1600	1400	1200	1000	800	600	400			3
200	75	50	125	3200	2400	1700	850							1
	180	70	250	3000	2900	2600	2250	1900	1600	1200	800			2
	225	100	325	3000	2750	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1050	950	3
Course (mm)				0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	nombre de soufflets

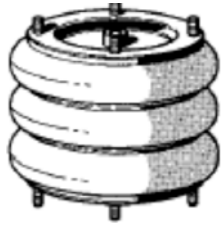
Simple soufflet



Double Soufflet



Triple soufflet



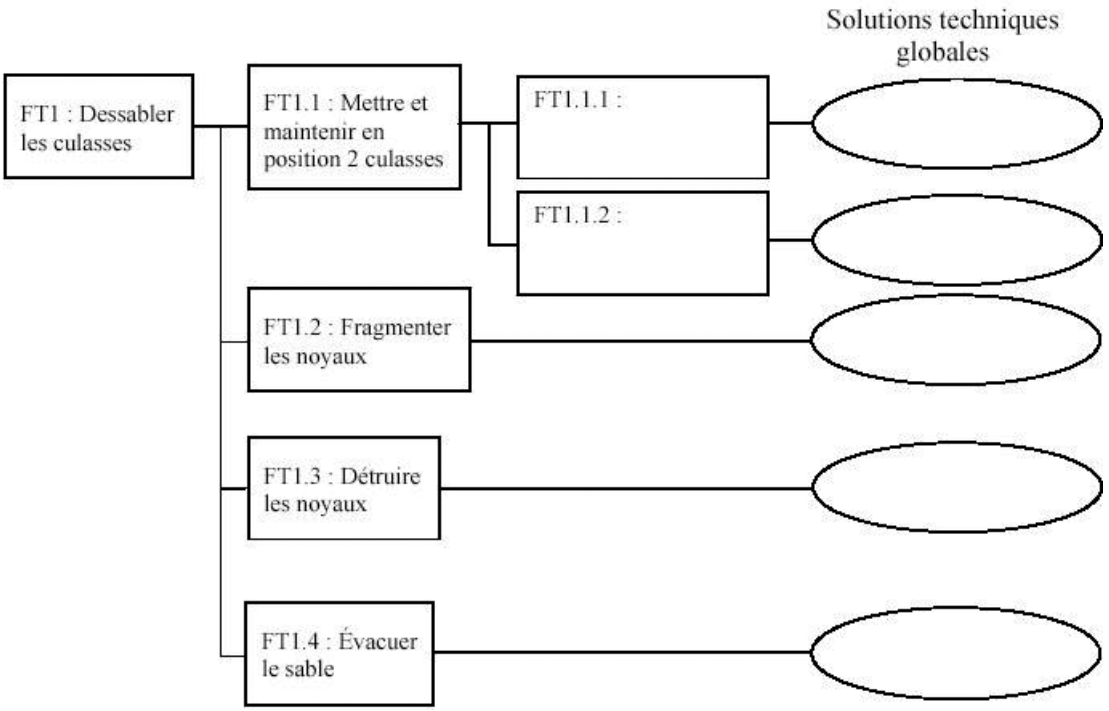
••• FIN •••

Annexe du sujet de Sciences Industrielles pour l'Ingénieur II

Cette annexe doit être rendue avec les autres copies. Il ne pourra pas être délivré d'autres exemplaires de ce document.

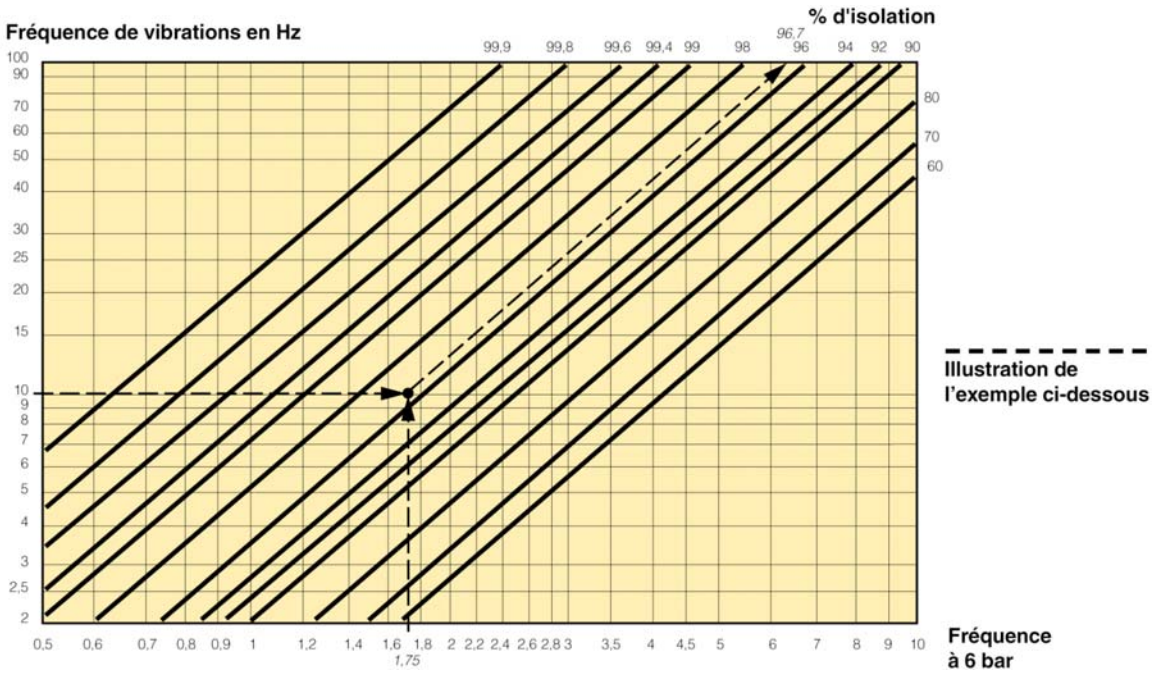
Document réponse *DR*1

F.A.S.T partiel associé à la débourreuse



Filière TSI

Document réponse *DR*2 - Vérins à soufflet ou lobes



Comment déterminer le pourcentage d'isolation ?

Étape 1 : sur le graphique, repérer la fréquence des vibrations.

Étape 2 : dans le tableau ci-contre, sélectionner la charge et le diamètre du vérin à soufflet.

Étape 3 : une fois le vérin sélectionné, on relève la fréquence à 6 bar correspondante en abscisse.

Étape 4 : on reporte le point ayant pour coordonnées les valeurs obtenues aux étapes 1 et 3 , et on déplace ce point jusqu'au sommet du graphique parallèlement aux diagonales. Là, on relève le pourcentage d'isolation.

Exemple

Étape 1 : la fréquence des vibrations est de 10 Hz

Étape 2 : la charge du vérin est de 1900 kg et le diamètre de 250 mm à double soufflet.

Étape 3 : la fréquence à 6 bar est de 1, 75 Hz .

Étape 4 : on relève ensuite le pourcentage d'isolation. Ici, il vaut 96, 7% .

Tableau d'isolation des vibrations

Diamètre (mm)	Nombre de soufflet (lobes)	Fréquence à 6 bar (Hz)	Charge (en kg sous 6 bar)
70	2	3, 8	150
	3	3, 2	156
110	2	3	390
	3	2, 6	378
150	2	2, 2	685
	3	1, 9	660
200	1	2, 77	1275
	2	1, 95	1225
	3	1, 75	1200
250	1	2, 63	1960
	2	1, 75	1900
	3	1, 43	1770

Document réponse *DR*3

I(n)	Q_0	Q_1	Q_2
	0	0	0

Prepa Help

prepahelp.com · classes préparatoires, Maroc et France

Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de TSI chapitre par chapitre : cours détaillé, méthodes, pièges, exercices et problèmes corrigés pas à pas, tirés des concours. L'essai gratuit donne accès aux chapitres offerts de ta filière, sans carte bancaire.

Chapitres liés à ce sujet

- , exigences et diagrammes SysML
- et structurelle : chaînes d'information et de puissance
- e des graphes
- le sol
- olement,
- néorème de l'énergie cinétique, rendement
- éaires du premier ordre
- Notation complexe, régime sinusoïdal forcé et fonctions de transfert
- Statique des solides : principe fondamental et stratégie d'isolement

Les autres années et épreuves : prepahelp.com/annales/centrale/tsi

Ouvrir l'essai gratuit

Scanne le code ou clique sur le bouton.

prepahelp.com/#essai

Une question sur le concours ou sur ta filière :

écrire sur WhatsApp