

SESSION DE 1998**concours externe
de recrutement de professeurs agrégés****section : génie mécanique**

composition d'automatismes industriels

Durée : 6 heures*Aucun document n'est autorisé**Moyen de calcul autorisé :**Calculatrice de poche - y compris calculatrice programmable et alphanumérique - à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 86-228 du 28 juillet 1986.**En aucune façon la calculatrice ne pourra posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique et à l'automatique.**Cette épreuve comporte :*

- 5 pages de présentation du sujet;
- 2 parties d'énoncé (A et B);
- 1 document réponse GEMMA (partie A) et 2 documents réponses DR1 et DR2 (partie B) à joindre aux copies;
- 1 annexe en deux pages (parties B).

*Le candidat traitera chacune des parties (partie A et partie B) sur des copies séparées en indiquant sur chacune d'entre elles le numéro de la partie traitée.**Les candidats sont par ailleurs invités à formuler toutes les hypothèses qu'ils jugeront nécessaires pour répondre aux questions posées. Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il le signale dans sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons de son initiative.***Tournez la page S.V.P.**

PRESENTATION DU SUJET

ASSEMBLAGE du CORPS de DECLENCHEUR d'un DISJONCTEUR

La figure I présente le plan de masse d'une ligne de production servant à l'assemblage du corps de déclencheur pour disjoncteur basse tension Merlin Gérin. Un éclaté du corps du disjoncteur est présenté pour information à la figure II.

Sur le convoyeur (transfert libre), circulent des palettes. Chaque palette supporte le corps du déclencheur. L'assemblage peut être différent d'un corps à l'autre selon, notamment, le calibre du disjoncteur. Cependant, pour la suite de l'étude, nous ferons implicitement l'hypothèse d'un assemblage uniforme.

La ligne est constituée de plusieurs "machines" (numérotées 1 à 7 sur le plan de masse de la figure I). Les "machines" 1 à 6 sont constituées de plusieurs manipulateurs (de 4 à 6) effectuant un cycle en U. La figure III présente le plan général de la "machine 2".

Lorsque les palettes arrivent sur les machines, le transfert n'est plus libre. Les palettes sont liées par un système de type "pas de pèlerin", c'est à dire par un dispositif qui les transporte ensemble de manipulateur en manipulateur (voir figure IV). Après le passage au dernier manipulateur de la machine, chaque palette redevient libre.

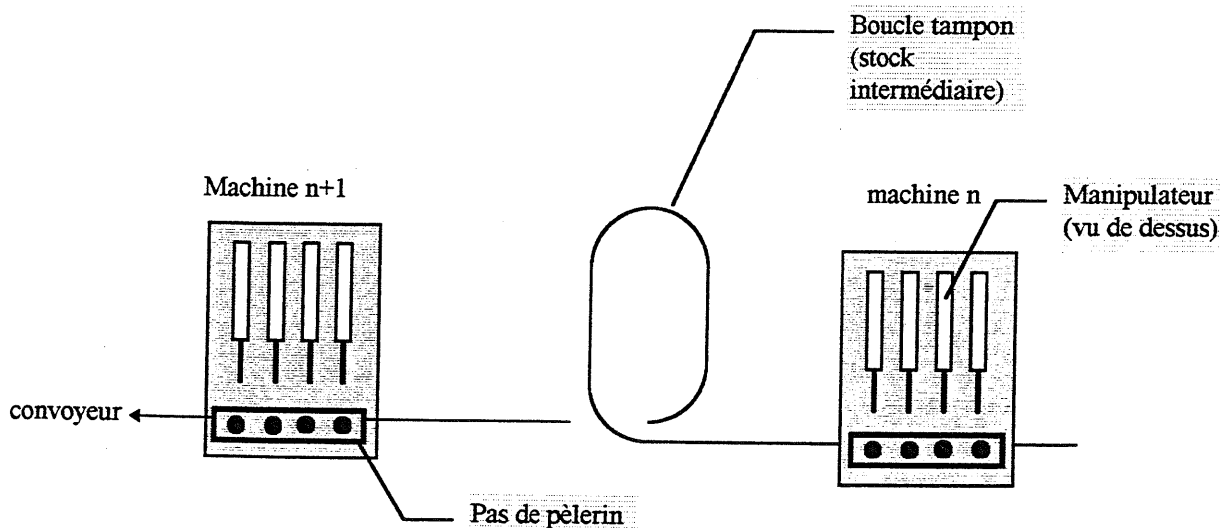


Figure IV ORGANISATION DU TRANSFERT ENTRE LES MANIPULATEURS

CADENCE : 3000 pièces à l'heure.

Dans cette étude, on s'intéressera à la machine 2 constituée de 4 bras manipulateurs.

Tournez la page S.V.P.

Principe du pas de pèlerin

Le pas de pèlerin réalise un transfert poste à poste des palettes devant les divers postes d'une machine (voir figure V).

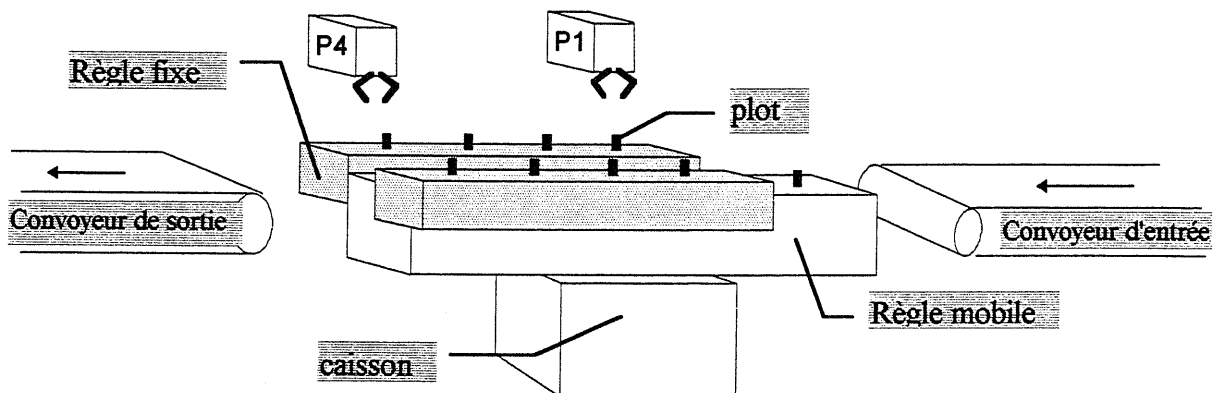


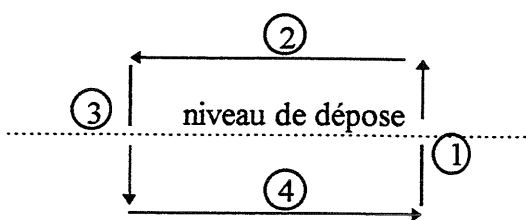
Figure V PRINCIPE DU PAS DE PELERIN

Le pas de pèlerin est constitué :

- d'un caisson fixe dans lequel se trouve le mécanisme d'entraînement de la règle mobile,
- d'une règle mobile entraînée par le mécanisme du caisson,
- de règles fixes placées transversalement vis à vis des postes de travail et destinées à recevoir les palettes.

La position des palettes est ajustée avec précision en face des postes de travail par deux plots de positionnement placés sur les règles fixes. La règle mobile prend en charge les palettes arrivant sur le convoyeur d'entrée et les déplace poste à poste jusqu'au convoyeur de sortie. Elle possède une position de plus que les règles fixes, de façon à pouvoir d'une part, prendre une palette au convoyeur d'entrée et, d'autre part, déposer la palette en fin de parcours sur le convoyeur de sortie. Les palettes sont prises en charge par la règle mobile au cours de sa montée par des plots placés dans l'axe de la règle.

Le mécanisme du pas de pèlerin provoque un cycle rectangulaire de la règle mobile :



Le cycle comporte quatre temps :
Temps 1 : montée de la règle mobile. Les palettes quittent les règles fixes.
Temps 2 : avance de la règle mobile. Les palettes avancent d'un pas.
Temps 3 : descente de la règle mobile avec dépose des palettes sur les règles fixes.
Temps 4 : recul de la règle mobile.

Principe du manipulateur

Il réalise le transfert transversal de la pièce à déposer sur le corps, depuis le séparateur vers une palette (voir figure VI).

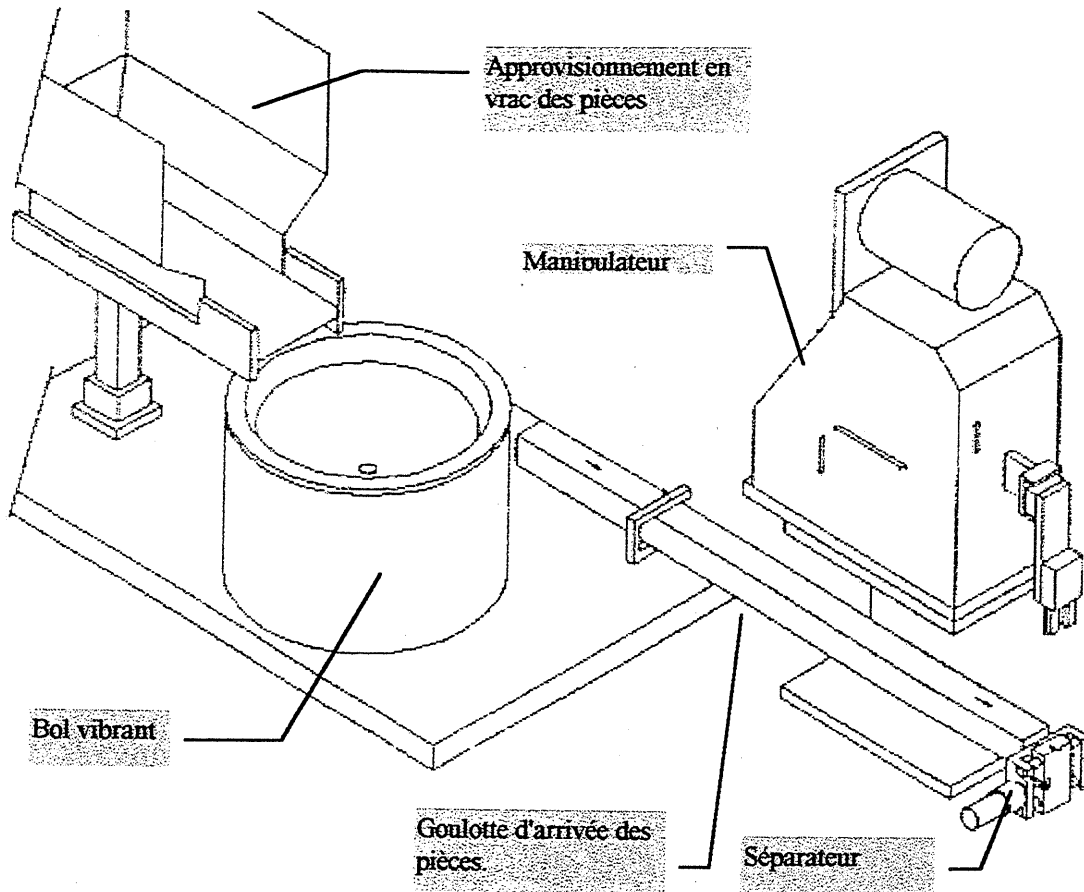
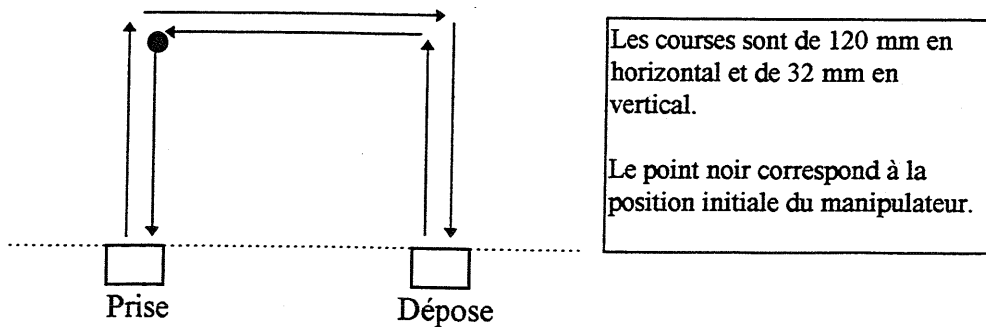


Figure VI PRINCIPE DU MANIPULATEUR

Le mécanisme du manipulateur permet un cycle en U à l'aller et au retour du bras :



Tournez la page S.V.P.

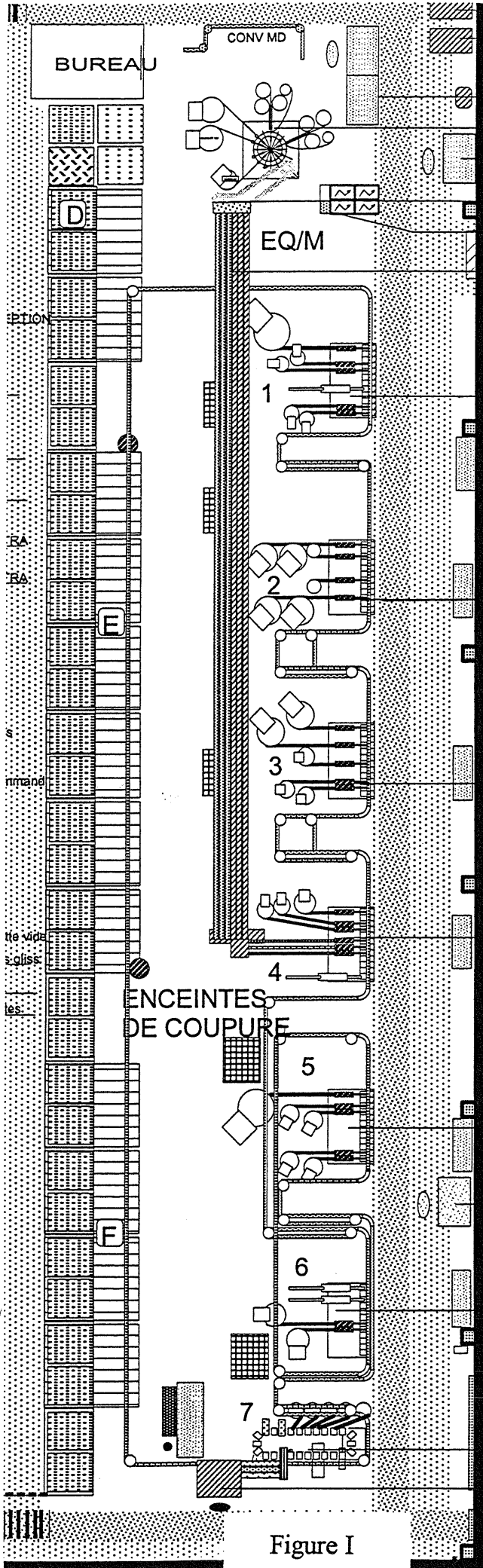


Figure I

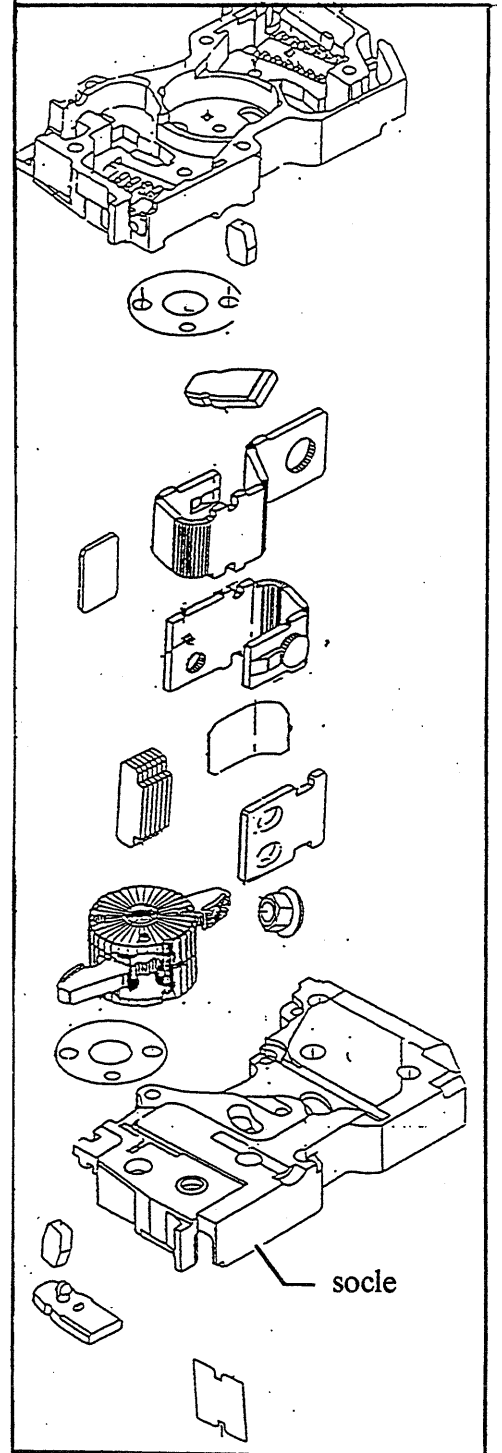


Figure II

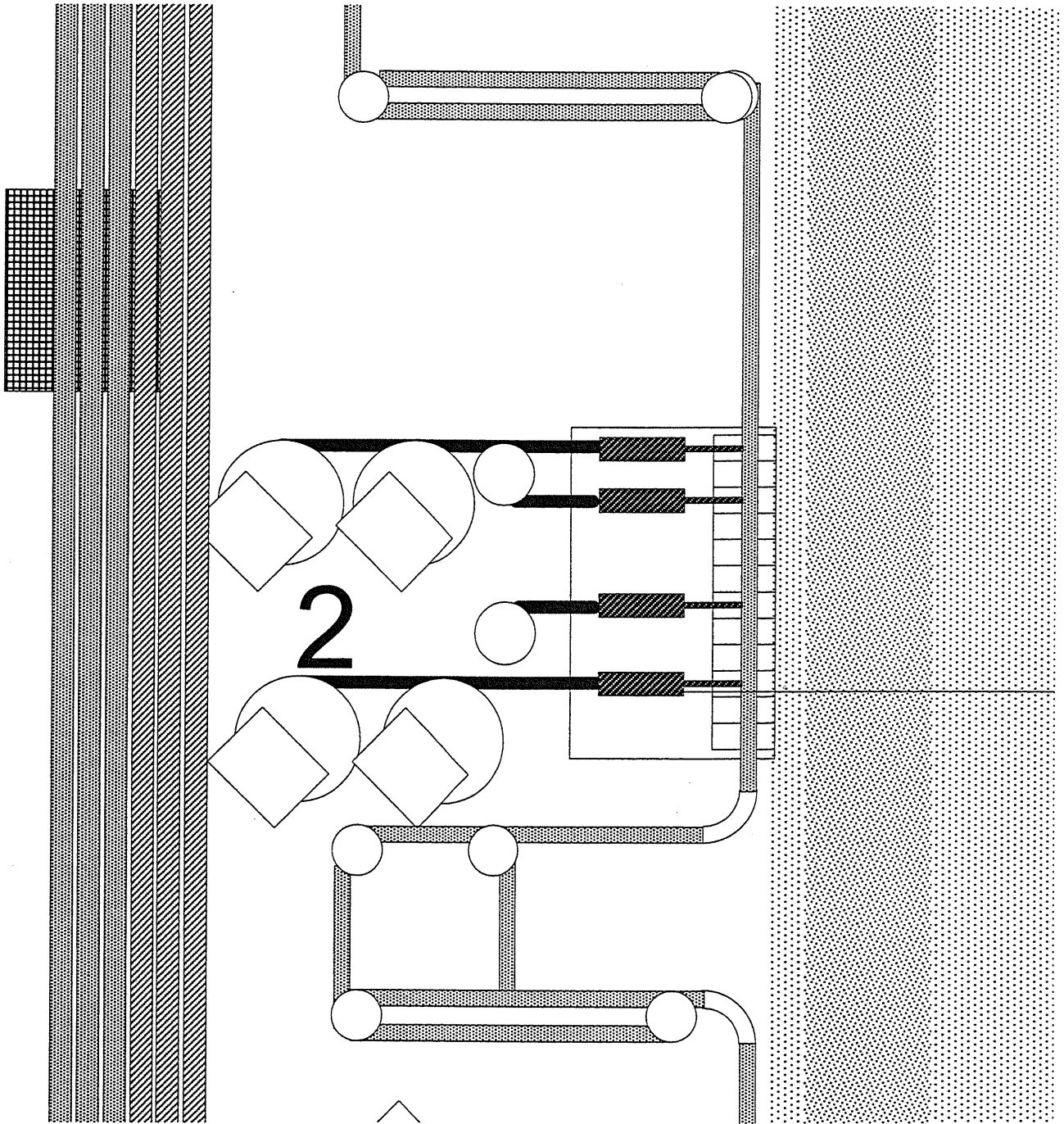


Figure III

PARTIE A : CYCLE DES MANIPULATEURS

Les questions A1 à A3 constituent une analyse graduée du problème de la commande des bras manipulateurs pour arriver progressivement à la solution du constructeur.

A.1 : Grafset de coordination des tâches

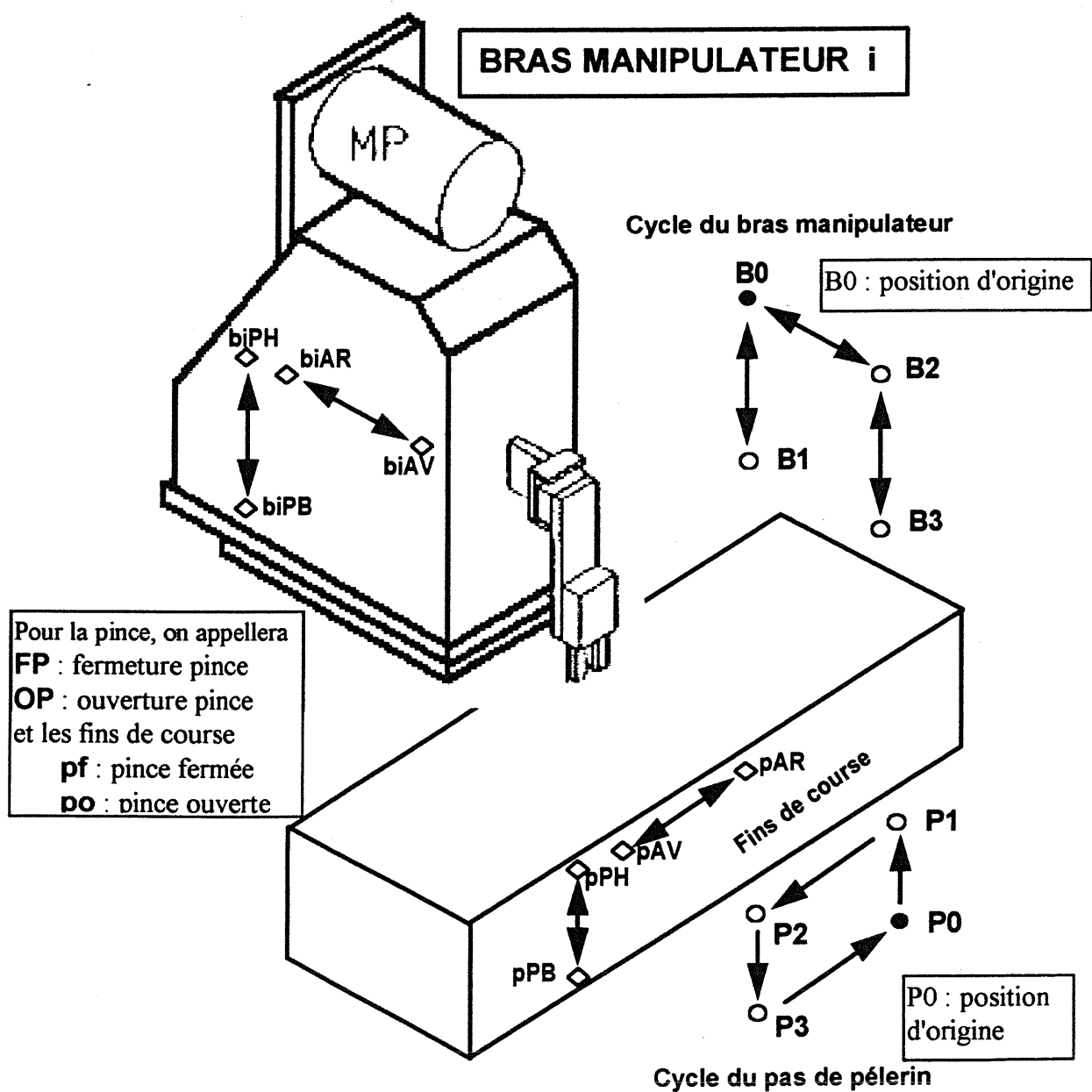


Figure A1 CYCLES DU PAS DE PELERIN ET D'UN BRAS MANIPULATEUR

Tournez la page S.V.P.

Les cycles du pas de pèlerin et d'un des bras manipulateurs sont définis sur la figure A1.

On utilisera les appellations suivantes (les fins de course sont désignées sur la figure A1):

AVbi : Avance bras i	ARbi : Recul bras i	Dbi : Descente bras i	Mbi : Montée bras i
MPP: Montée pas de pèl.	DPP: Descente pas de pèl.	AVPP: Avance pas de pèl	REPP: Recul pas de pèlerin

Etablir le grafcet de coordination de la machine du point de vue de la Partie Opérative, en partant des hypothèses suivantes :

- *il n'y a pas de palettes vides,*
- *il n'y a pas de défaut d'approvisionnement des composants,*
- *les modes de marche et d'arrêt ne sont pas à prendre en compte,*
- *le temps de cycle doit être optimisé.*

Le candidat prendra soin de bien définir les tâches.

A.2 : Gestion des trous

Dans la réalité industrielle de cette installation, il s'avère que des palettes peuvent être vides ou même absentes et ce, de manière aléatoire, en fonction de ce qui se passe en amont (voir figure A2).

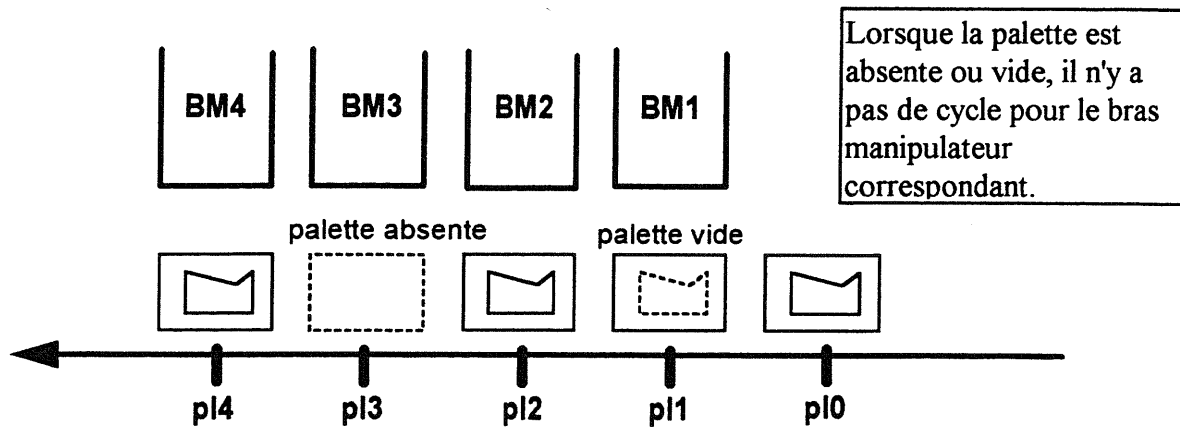


Figure A2 EXEMPLE DE SITUATION AVEC PALETTES VIDE ET/OU ABSENTE

Les plots de lecture "pli" permettent de connaître l'information de présence de la demi coque dans la palette et la présence de la palette (On considérera, pour simplifier, que pour $i = 1$ à 4 , si $pl^i = 1$ le cycle se déroulera et si $pl^i = 0$ alors il n'y a pas de cycle du bras manipulateur).

Etablir le nouveau grafcet de coordination des tâches correspondant à cette nouvelle hypothèse (Les autres hypothèses restent identiques à la question 1).

A.3 : Gestion par demi machine

En fait, le temps de cycle étant particulièrement court, le constructeur a décidé de réaliser le mouvement du bras par un moteur électrique qui commande des cames. La même solution est retenue pour la motorisation du pas de pèlerin.

Dans ces conditions, le temps de cycle obtenu ne nécessite pas une optimisation au niveau des grafçets. De ce fait, les grafçets propres aux bras manipulateurs et au pas de pèlerin ne sont plus liés. Tous les manipulateurs travaillent même en l'absence de pièce. On joue alors sur la pince (OP et FP).

Toutefois, afin d'optimiser les cycles, on décide de regrouper les Bras Manipulateurs en deux demi machines (Voir figure A3).

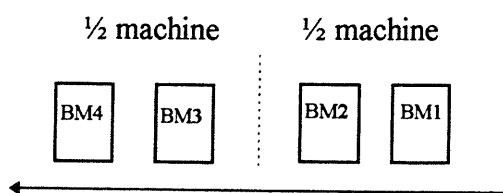


Figure A3 SEPARATION FONCTIONNELLE

Cette séparation permet, lorsque deux palettes consécutives sont vides ou absentes devant une demi machine, de ne pas déclencher le cycle des bras manipulateurs correspondants.

Définir les tâches et établir le nouveau grafçet de coordination.

A.4 : GEMMA

Compte tenu d'une part, des contraintes précisées dans le sujet, et d'autre part des modes de marche et d'arrêt imposés par le constructeur, à savoir :

- marche automatique (marche autonome),
- marche semi-automatique (fonctionnement en pas à pas du cycle complet),
- marche manuelle (fonctionnement de chaque bras manipulateur et du pas de pèlerin individuellement),
- arrêt d'urgence figeant le cycle en l'état,

Il est demandé :

D'établir le GEMMA correspondant à partir du document standard joint (document réponse), de commenter et discuter les solutions choisies.

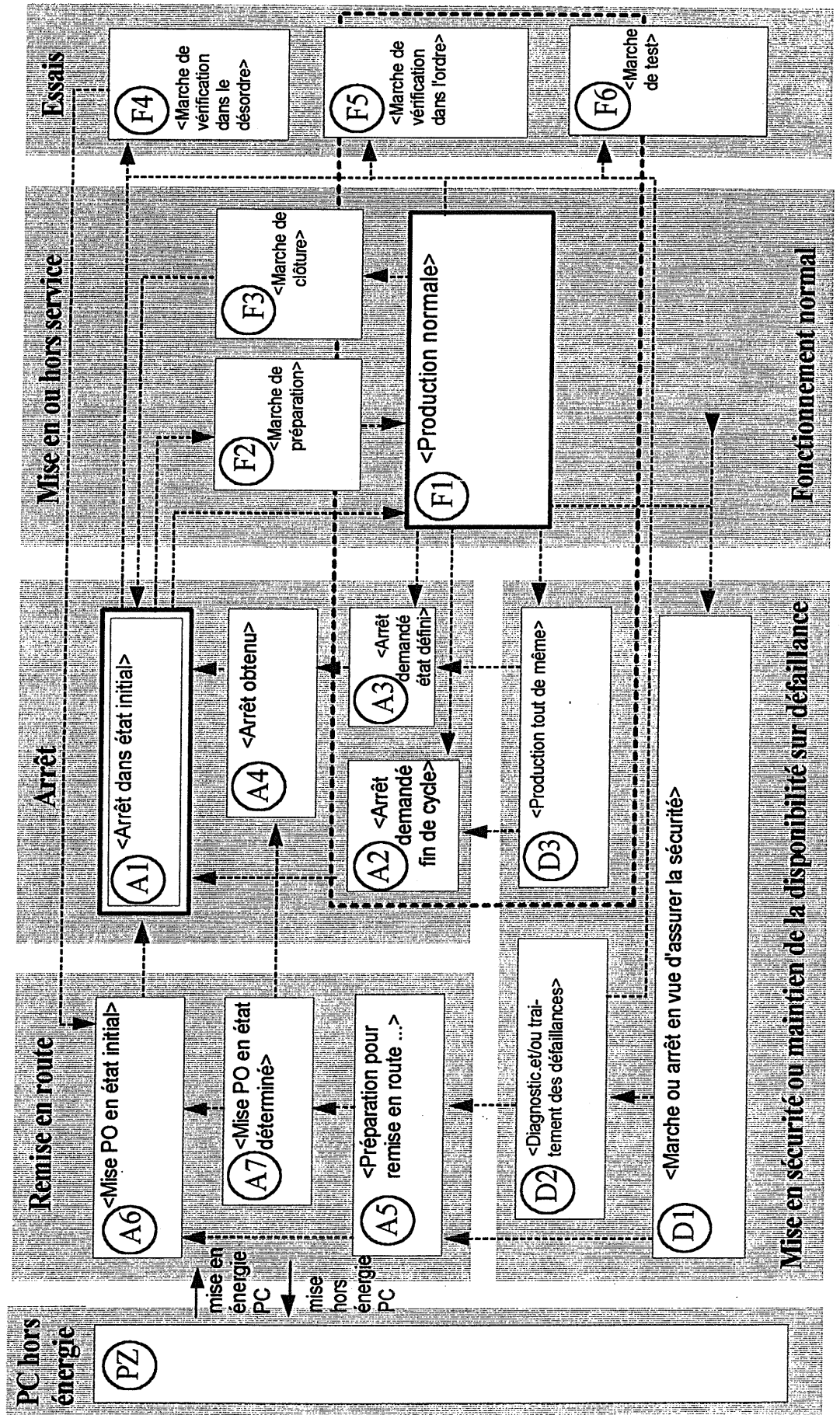
A.5 : Technologie

La ligne d'assemblage peut gérer plusieurs types de disjoncteurs simultanément. Il en résulte que certains bras effectuent des cycles spécifiques. Les cycles des bras manipulateurs sont donc distincts d'une palette à l'autre.

Donner divers procédés avec leurs avantages et inconvénients, permettant d'identifier le type de disjoncteur à assembler et apportant la flexibilité nécessaire à cette installation.

GEMMA : DOCUMENT REPOSE

L'insérer à plat dans la copie, l'en-tête détachable placé en haut.



PARTIE B : ASSERVISSEMENT DES MANIPULATEURS

DESCRIPTION FONCTIONNELLE

Principe

La figure B1 montre la description succincte d'un manipulateur déduite de la figure VI. Le mécanisme de ce dispositif, entraîné par un moteur à courant continu, provoque un cycle en U du bras afin de transférer des pièces depuis la règle affluente vers la règle principale sur laquelle se trouvent les corps des déclencheurs à assembler ; ces règles sont mues par le pas de pèlerin. Les courses horizontales et verticales du bras sont respectivement de **120 mm** et de **32 mm**.

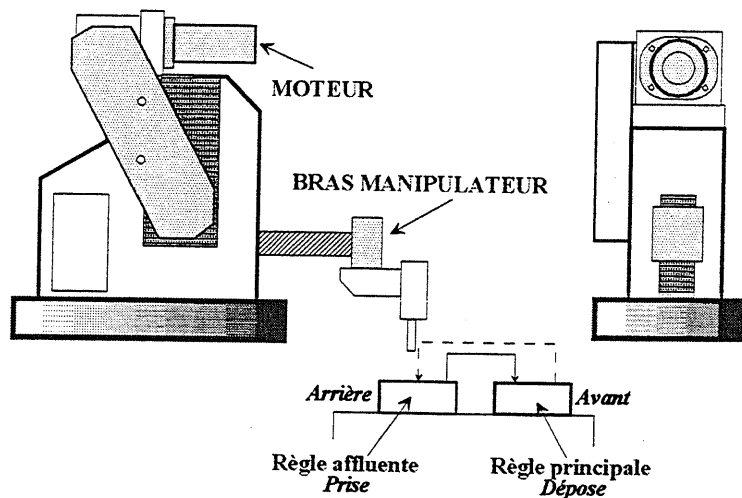


Figure B1 : MANIPULATEUR DE TRANSFERT/DEPOSE

Le cycle est donc composé de deux parcours :

- Un déplacement arrière avec phase stationnaire au point bas arrière pour permettre la prise de pièce dans la palette affluente,
- Un déplacement avant avec phase stationnaire au point bas pour permettre la dépose de la pièce sur la palette de dépose.

Les phases stationnaires sont dues à la forme de la came et non à une modulation de la vitesse du moteur. La cadence nominale est de 0,5 cycle par seconde ; **la cadence maximale doit pouvoir atteindre 3600 cycles par heure.**

Séquence

La figure B2 reprend alors les six phases du manipulateur :

Phase 1 : Depuis le point origine, le manipulateur descend et prend la pièce.

Phase 2 : Remontée avec la pièce.

Phase 3 : Déplacement vers l'avant avec la pièce.

Phase 4 : Descente et pose de la pièce.

Phase 5 : Remontée.

Phase 6 : Retour au point origine

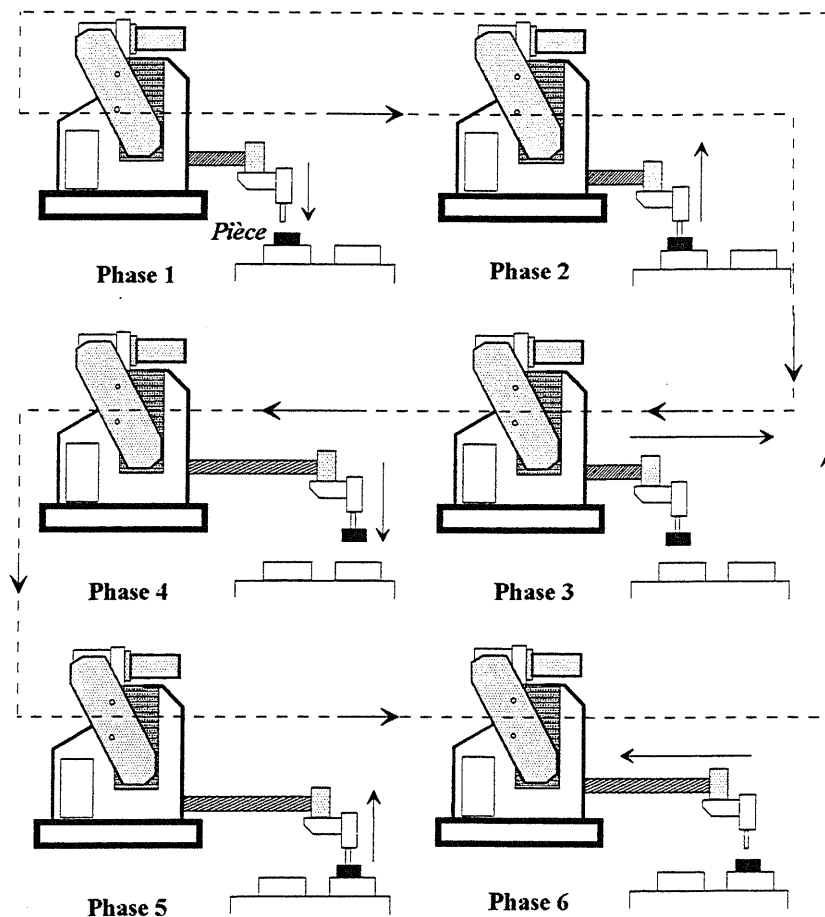


Figure B2 : PHASES DU MANIPULATEUR

Chaîne cinématique et entraînement

La figure B3 donne une vision **schématique** fonctionnelle de l'entraînement constitué du moteur, d'un réducteur à vis-couronne, d'une transmission par courroie.

Manipulateur

Les grandeurs c_e , ω_e et θ_e désignent respectivement le couple total sur l'arbre d'entraînement du manipulateur, sa vitesse et sa position angulaires.

Une étude expérimentale des caractéristiques du manipulateur a conduit aux résultats suivants :

Le moment d'inertie global J_e , ramené à l'arbre d'entraînement peut être considéré constant et égal à $5 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$. Cette valeur inclut le moment d'inertie propre de la poulie 2 dont le rayon utile est $r = 50 \text{ mm}$.

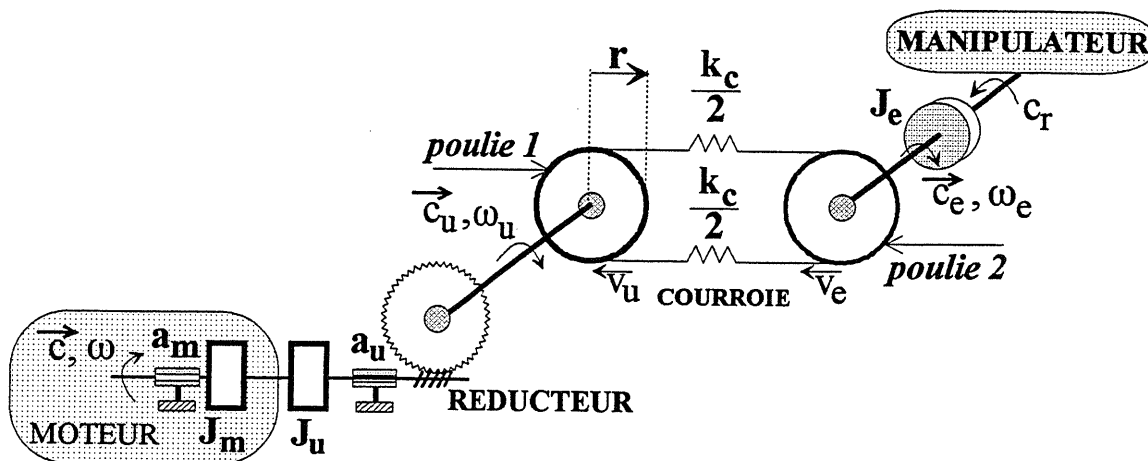


Figure B3 REPRÉSENTATION SCHEMATIQUE DE LA CHAÎNE CINÉMATIQUE

Sur cette figure, les flèches indiquent le sens de rotation ou de déplacement et servent de référentiel pour les couples et efforts.

Réducteur

Le réducteur est de type à vis-couronne de rapport $m = 1/100$ (vitesse de sortie/vitesse d'entrée). La poulie 1 fixée en sortie du réducteur a le même rayon utile que celle montée sur l'arbre d'entraînement du manipulateur. Le moment d'inertie global (correspondant à la vis, à la couronne dentée, à la poulie 1) et le coefficient de frottement visqueux ramenés sur l'arbre d'entrée du réducteur sont respectivement : $J_u = 2 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$ et $a_u = 5,2 \cdot 10^{-5} \text{ Nm.s / rad}$; le frottement sec est négligé. Dans ces conditions, la grandeur c_u représente le couple utile disponible en sortie du réducteur, ainsi supposé idéalisé (rendement unitaire), et ω_u la vitesse de rotation de la couronne.

Transmission

La transmission est réalisée au moyen d'une courroie crantée de masse négligeable, dont le coefficient d'élasticité global en traction est noté k_c ; sur la figure B3, cette caractéristique est assimilée à deux liaisons élastiques localisées et de valeurs égales, v_u et v_e désignant alors les vitesses linéaires de part et d'autre de ces liaisons et f_c l'effort transmis par la courroie. Les frottements entre courroie et poulies sont négligés.

Moteur

Le moteur utilisé est référencé 2VM61-028-2 ; ses caractéristiques sont données à l'annexe B1 et, pour cette partie, on ne retient que le moment d'inertie J_m (rotor inertia) et le coefficient de frottement a_m (viscous damping coefficient).

Les grandeurs c , ω et θ désignent le couple électromagnétique du moteur, sa vitesse et sa position angulaires.

La figure B4 donne la caractéristique statique simplifiée du couple de charge $C_r = f(\theta_e)$ nécessaire à l'entraînement du mécanisme. Cette caractéristique est indépendante de la vitesse de sorte qu'elle peut être considérée comme un couple sec, variable uniquement avec la position angulaire ; les frottements visqueux de la charge sont donc négligés.

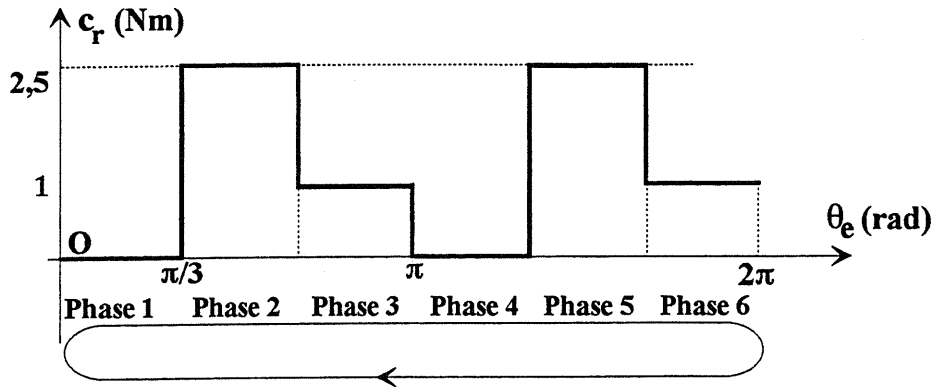


Figure B4 : COUPLE STATIQUE D'ENTRAÎNEMENT DU MANIPULATEUR

NOTATION : L'opérateur de Laplace est noté « s » de sorte que $f(s)$ désigne la transformée ou fonction image de la fonction originale $f(t)$.
 $U(t)$ désigne l'échelon unité tel que $U(t) = 1$ pour $t \geq 0$, $U(t) = 0$ pour $t < 0$.

La première partie (B1) a pour objectif de poser le problème de manière concrète à partir des éléments de la chaîne constituant le processus.

La seconde partie (B2) est une évaluation du moteur choisi.

La troisième partie (B3) concerne l'asservissement de la vitesse et l'influence de l'élasticité de la transmission.

La quatrième partie (B4) est l'étude de l'asservissement de position.

☞ LES QUATRE PARTIES SONT INDÉPENDANTES

B.1 Modélisation de la chaîne cinématique

Le document réponse DR1 doit être complété au fur et à mesure ; il sera joint avec la copie.

B.1.1 Analyse de la chaîne cinématique

B.1.1.1 *Ecrire l'équation différentielle littérale donnant la vitesse du moteur ; on posera J et a le moment d'inertie total et le coefficient de frottement total sur l'arbre du moteur.*

B.1.1.2 Compléter la partie « moteur-réducteur » du document réponse DR1 en précisant les relations R1, R2 et R3. En déduire l'équation différentielle littérale donnant la vitesse de la poulie 1 en fonction du couple moteur et du couple de réaction c_u .

B.1.1.3 Ecrire l'équation différentielle littérale donnant l'effort transmis par la courroie en fonction des vitesses linéaires v_u et v_e .

B.1.1.4 Compléter la partie « transmission à courroie » du document réponse DR1 en précisant les relations R4, R5, R6, R7 et R8. En déduire l'équation différentielle littérale donnant le couple c_e en fonction des vitesses angulaires ω_e et ω_u .

Que dire des couples c_e et c_u ? Justifier la réponse.

B.1.2 Fonctions de transfert du processus

B.1.2.1 A partir du document réponse DR1 complété :

- établir l'expression littérale de la vitesse $\omega(s)$ du moteur en fonction des couples $c(s)$ et $c_u(s)$,
- établir l'expression littérale du couple $c_u(s)$ en fonction des vitesses $\omega(s)$ et $\omega_e(s)$,
- établir l'expression littérale de la vitesse $\omega_e(s)$ en fonction de la vitesse $\omega(s)$ et du couple $c_r(s)$,
- en déduire les fonctions de transfert littérales $F_r(s)$ et $F_p(s)$ telles que :

$$\omega(s) = F_r(s) c(s) - F_p(s) c_r(s) \quad (1.1)$$

Vérifier que les expressions littérales trouvées prennent les formes suivantes :

$$F_r(s) = \frac{b_0 + b_2 s^2}{a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3} \text{ et } F_p(s) = \frac{b'_0}{a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3} \quad (1.2)$$

Les coefficients des fonctions de transfert (1.2) doivent être exprimés en fonction des paramètres de la chaîne cinématique (a, r, k_c, J, J_e).

B.1.2.2 Application numérique : le coefficient d'élasticité linéaire k_c de la courroie choisie est de 10^5 Nm / m : Vérifier les expressions suivantes des fonctions de transfert :

$$F_r(s) = \frac{10^4 (1 + 3,12 \cdot 10^{-5} s^2)}{(1 + 0,24s)(1 + 3 \cdot 10^{-5} s^2)} \text{ et } F_p(s) = \frac{100}{(1 + 0,24s)(1 + 3 \cdot 10^{-5} s^2)} \quad (1.3)$$

La vitesse à vide du moteur est-elle sensible au coefficient k_c ? Peut-on simplifier la fonction de transfert $F_r(s)$?

B.1.2.3 Montrer que, si le coefficient k_c est considéré de valeur infiniment grande, les expressions numériques des fonctions de transfert (1.2) sont données par le mode dominant du premier ordre présent dans les expressions (1.3).

Donner alors des conclusions pratiques sur le choix de la courroie et sur l'origine de la dynamique dominante du premier ordre.

B.2 Etude de la motorisation

Cette étude suppose que la rigidité de la courroie est infiniment grande. La vitesse $\omega(s)$ du moteur en fonction des couples $c(s)$ et $c_r(s)$ est alors donnée par l'expression :

$$\omega(s) = \frac{100}{1 + 0,24s} [100 c(s) - c_r(s)] \quad (1.4)$$

Pour cette partie, les caractéristiques à prendre en compte pour le moteur sont la constante de couple k (*torque constant*), la résistance d'induit R (*terminal resistance*), l'inductance d'induit L (*rotor inductance*), le courant nominal i_{nom} (*rated current*), la tension nominale v_{nom} (*rated voltage*) (lire les caractéristiques à l'annexe 1). On vérifiera que le coefficient de force électromotrice (*back EMF constant*) exprimé en $V.s/rad$ a la même valeur que la constante de couple.

B.2.1 Le manipulateur fonctionne à sa cadence maximale ; *déterminer le couple fourni par le moteur en régime permanent dans les trois cas suivants :*

$$c_r(t) = 2,5 \text{ Nm } U(t), \quad c_r(t) = 1 \text{ Nm } U(t) \quad \text{et} \quad c_r(t) = 0.$$

Donner les valeurs correspondantes du courant d'induit.

B.2.2 *Dans les mêmes conditions qu'en B.2.1, déterminer la tension nécessaire aux bornes de l'induit, toujours pour les trois cas du couple de charge sachant que la température de fonctionnement est de 60°C . (L'induit est réalisé en fil de cuivre dont le coefficient de température est de $4 \cdot 10^{-3} \Omega/^\circ\text{C}$).*

B.2.3 *A partir de l'arrêt, quel temps faut-il pour atteindre la cadence maximale lorsqu'on impose au moteur son courant nominal avec le cas le plus défavorable du couple de charge ?*

B.2.4 On suppose que le couple moteur $c(t)$ attaché à l'évolution du couple de charge $c_r(t)$ selon la loi suivante : $\tau_c \frac{d c(t)}{dt} + c(t) = 0,01 c_r(t) + c_v(t)$.

- *Que représente la composante $c_v(t)$?*
- *Représenter graphiquement l'évolution du couple moteur $c(t)$ lorsqu'à partir d'un régime permanent, le couple de charge passe instantanément de 0 à 2,5 Nm. En déduire, dans les mêmes conditions, l'évolution et l'expression de la fonction $f_c(t) = 100 c(t) - c_r(t)$.*
- *Que devient cette fonction $f_c(t)$ lorsque la vitesse est nulle ? Déterminer alors la valeur la constante de temps τ_c conduisant, lors de ce même régime transitoire, à un écart dynamique sur la vitesse au plus égal à 1,5 rad/s. La valeur trouvée dans ce cas particulier de vitesse nulle permet-elle de retrouver le même écart pour toute autre valeur de la vitesse ? Justifier qualitativement la réponse?*

(L'écart dynamique est ici considéré comme la valeur maximale de l'écart). Pour traiter facilement la question, on peut considérer l'hypothèse réaliste suivante : $\tau_c \ll 0,24 \text{ s}$.

B.2.5 Lors d'un échelon du couple de charge, le couple du moteur doit évoluer de $2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Nm}$ selon une fonction du premier ordre, de constante de temps égale à $1,4 \cdot 10^{-3} \text{ s}$.

- Donner l'expression $v(s)$ de la tension d'induit permettant d'assurer ce régime.
- En déduire, à la température de fonctionnement donnée en B.2.2, l'expression originale $v(t)$ de la tension dans l'hypothèse où la vitesse est de 314 rad/s et que le couple de charge passe instantanément de 0 Nm à $2,5 \text{ Nm}$. Tracer l'allure de la tension $v(t)$.

B.2.6 Le moteur choisi est-il correctement dimensionné ? Répondre qualitativement en effectuant quelques commentaires sur les résultats obtenus aux questions précédentes.

B3. Etude de l'asservissement de vitesse

Pour traiter l'ensemble de cette partie, le couple moteur $c(s)$ est considéré lié à une grandeur de référence $c_{ref}(s)$ par la fonction de transfert :

$$c(s) = \frac{1}{1 + \tau_c s} c_{ref}(s) \text{ avec } \tau_c = 5 \cdot 10^{-4} \text{ s} \quad (1.5)$$

B.3.1 La souplesse de la courroie n'est pas prise en compte

Cette partie suppose que le coefficient d'élasticité k_c de la courroie est de valeur infiniment grande de sorte que seul le mode dominant du premier ordre est à prendre en compte dans les fonctions de transfert (1.3).

La vitesse du moteur est mesurée par une dynamo tachymétrique délivrant une tension de mesure $v_\omega = k_\omega \omega$ avec $k_\omega = 25 \cdot 10^{-3} \text{ V} / (\text{rad} / \text{s})$. La dynamique de ce capteur est négligée.

Le document réponse DR2 doit être complété, puis joint à la copie.

B.3.1.1 Compléter le document réponse DR2 décrivant le schéma fonctionnel du système de régulation de vitesse. Que représente la grandeur e par rapport à la grandeur ε ? Transformer ce schéma fonctionnel pour le ramener à une forme à retour unitaire sur lequel apparaîtront les grandeurs e et ε .

B.3.1.2 La fonction de transfert du correcteur K , de type proportionnel et intégral, est écrite sous la forme :

$$c_{ref}(s) = K_L \frac{1 + \tau_i s}{s} \varepsilon(s) = K(s) \varepsilon(s) \quad (1.6)$$

Pour $\tau_i = 0,24$ s, calculer la valeur du gain K_L imposant au système un comportement du second ordre réglé à l'amortissement optimal (le polynôme caractéristique présente un terme factorisé égal à $1 + 2\zeta\tau_n s + \tau_n^2 s^2$ avec $\zeta = 0,71$).

B.3.1.3 Pour $\tau_i = 0,24$ s et $K_L = 4,2$, calculer la valeur de l'erreur permanente $e(t)$ dans les conditions suivantes : $\omega_{ref}(t) = 314$ rad / s, $c_r(t) = c_{r0}$ (constante). Expliquer le résultat obtenu.

B.3.1.4 Pour $\tau_i = 0,24$ s et $K_L = 4,2$, calculer l'erreur de traînage e_0 en vitesse lorsque $p(t) = 1000 t U(t)$ à partir du régime établi à vide (conditions du B.3.1.3).

- Donner l'expression de $p(t)$ en réponse à une variation instantanée du couple de charge c_r de 0 Nm à 2,5 Nm à partir d'un régime établi. Déterminer la pente maximale de $p(t)$.
- Conclure alors sur le réglage du système ; permet-il d'obtenir une précision de 0,3% sur la vitesse à la cadence maximale du manipulateur lors de la variation instantanée du couple de charge.

B.3.1.5 Déterminer l'expression numérique de la fonction de transfert en régulation $\omega(s) / c_r(s)$.

Observer l'évolution du couple de charge en fonction de la position angulaire de l'arbre d'entraînement du manipulateur (figure B4). A la cadence maximale, le régime permanent de la vitesse peut-il s'établir après chaque échelon du couple de charge ? (La réponse n'exige pas de rechercher l'original de la fonction $\omega(s)$).

B.3.2 La souplesse de la courroie est prise en compte

Cette partie suppose que le coefficient d'élasticité k_c de la courroie est égal à la valeur précisée en B.1.2.3. de sorte que les fonctions de transfert (1.3) sont considérées dans leur intégralité.

Le correcteur P.I. est maintenu avec les réglages proposés en B.3.1.3.

B.3.2.1 Montrer, en appliquant le critère de Routh, que le système reste stable.

B.3.2.2 L'application d'un échelon de couple de charge c_r de 0 à 2,5 Nm conduit à l'expression suivante de la grandeur $p(t)$:

$$p(t) \approx \left(250(1 - e^{-t/0,24}) - 5,7 \sin(183t) \right) U(t)$$

Déterminer la valeur maximale de la pente de $p(t)$. La perturbation $p(t)$ est alors supposée être une rampe ayant pour pente cette valeur maximale ainsi trouvée. Vérifier que, dans ces conditions, les performances ne sont pas altérées par la souplesse ? Critiquer cette simplification du modèle de perturbation face au régime permanent sinusoïdal apparaissant dans l'expression de $p(t)$.

B.3.2.3 Déterminer la fonction de transfert en poursuite $\omega(s) / \omega_{ref}(s)$.

B4. Etude de l'asservissement de position

La figure B5 représente le décalage angulaire provoqué sur l'arbre moteur (*position* θ) et sur l'arbre du manipulateur (*position* θ_e) constaté lors d'un échelon du couple de charge c_r égal à 2,5 Nm.

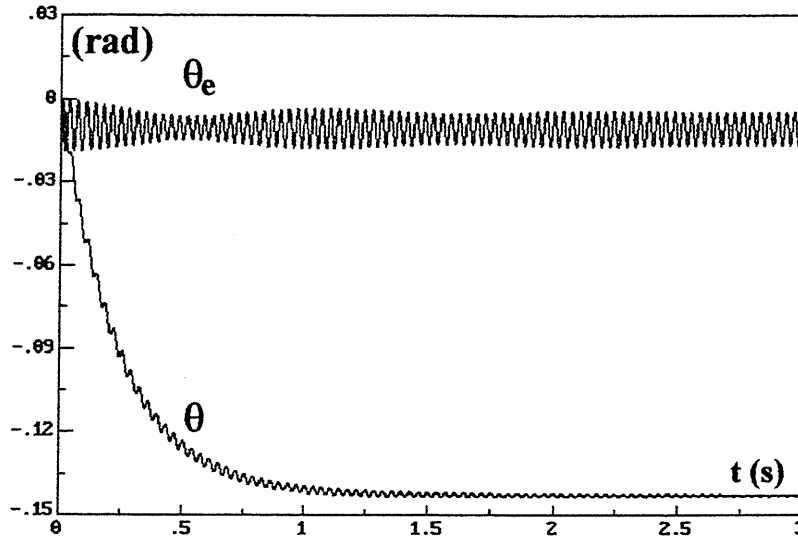


Figure B5 EVOLUTION DU DECALAGE ANGULAIRE SUITE A UN ECHELON DE COUPLE DE 1,5 Nm

B.4.1 D'où proviennent les oscillations constatées sur la position θ_e ? Quel problème d'environnement pourrait engendrer ces oscillations ?

Les résultats ainsi obtenus sont-ils acceptables en termes de précision ? Peut-on admettre que le système est devenu quasi insensible au couple de charge ? Justifier clairement la réponse.

On suppose que la position angulaire de l'arbre du manipulateur est insensible au couple de charge et on réalise maintenant l'asservissement de position de l'arbre du moteur. L'étude est menée à partir de la forme simplifiée de la fonction de transfert en poursuite, soit :

$$\frac{\omega(s)}{\omega_{ref}(s)} = \frac{1}{1 + 10^{-3}s + 5 \cdot 10^{-7}s^2}$$

B.4.2 Donner le schéma fonctionnel de l'asservissement de la position $\theta(s)$ à la référence $\theta_{ref}(s)$ sachant que le correcteur délivrant la référence de vitesse est une simple action proportionnelle de gain K_θ .

B.4.3 La figure B6 donne le lieu d'Evans relatif à cet asservissement de position ; les trois carrés « \square » correspondent au choix des trois racines du polynôme caractéristique en boucle fermée (closed loop poles).

Justifier l'allure de ce lieu et le choix du réglage de K_θ .

B.4.4 En considérant infiniment grand le coefficient de rigidité de la courroie, calculer l'erreur de traînage sur la position de l'arbre du manipulateur lorsqu'il fonctionne à sa cadence maximale ? Le vieillissement de la courroie se traduit par une diminution de la valeur de k_c ; est-ce un problème si le coefficient k_c est effectivement de 10^5 N/m ?

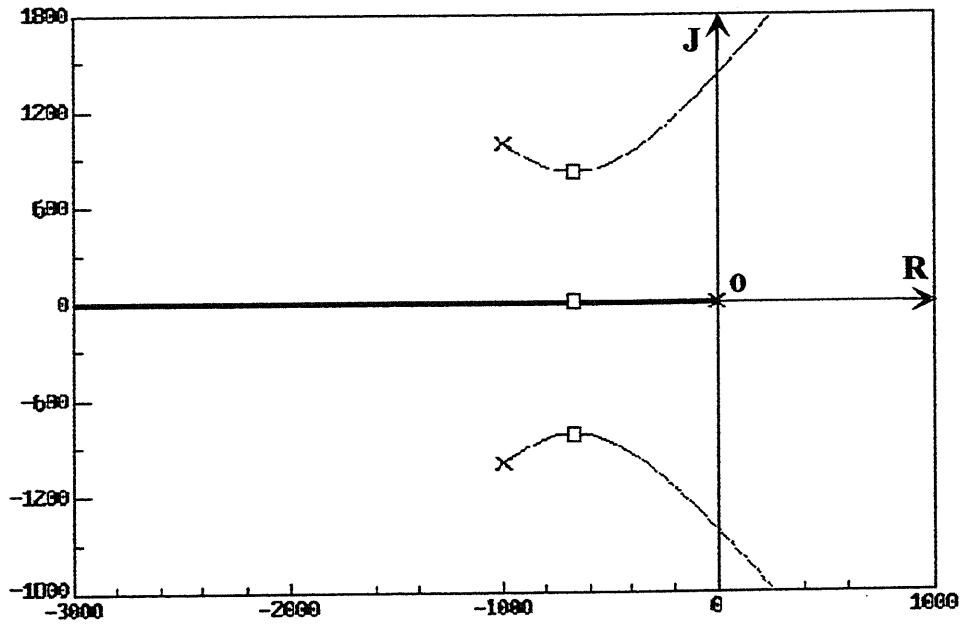


Figure B6 LIEU D'EVANS DE LA BOUCLE DE POSITION

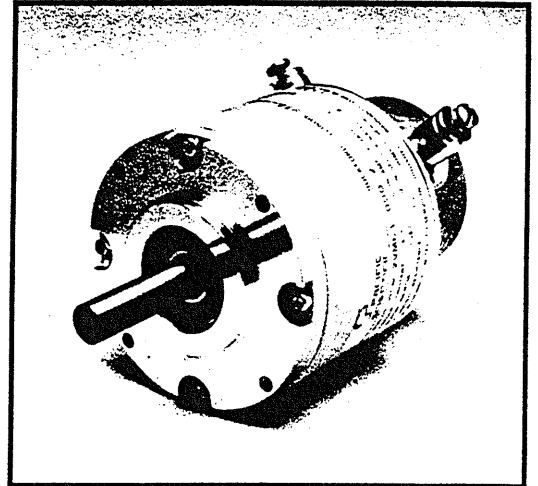
ANNEXE B1 (1)

2VM SERIES 2.765" OD

2VM Series low inertia PMDC motors provide high acceleration and rapid incrementing for low-power applications. 16 to 22 oz-in. torque is available from these motors.

A wide selection of design options is available. Custom 2VM Series motors have been developed capable of 10,000 rpm operation.

- Low inertia rotor design
- Mechanical time constants less than 3.7 mS
- Load shaft accelerations in excess of 200,000 radians/second²
- Up to 22 oz-in. (0.155 N-m) rated (continuous) torque
- Selection of low, medium, and high torque constants; complete motor winding flexibility
- Selection of Alnico 5 or Alnico 5-7 (highest torque) permanent magnets
- Low inductance
- Analog tachometer, optical encoder, and tach/encoder feedback options

MOTOR OPERATING CHARACTERISTICS Δ Δ

	Catalog Listing Torque Constant	2VM61-000-1	2VM61-000-2	2VM61-000-3	2VM62-000-1	2VM62-000-2	2VM62-000-3
		Low	Medium	High	Low	Medium	High
Rated torque	oz-in.	16	18	18	19	21	22
	N-m	.113	.127	.127	.134	.148	.155
Rated current (RMS)	Amps	5.7	4.4	3.1	5.8	4.5	3.2
Thermal resistance (rotor to ambient)	$^{\circ}\text{C}/\text{Watt}$	2.41	2.41	2.41	2.41	2.41	2.41
Rated continuous power dissipation (Power in–power out) Δ	Watts	54	54	54	54	54	54
Rated voltage (DC)	Volts	18	24	36	18	24	36
Rated speed	rpm	4050	3900	4500	3485	3475	3870
Rated power out	Watts	48	52	60	49	54	63
Pulse current	Amps Max	28	22	15	28	22	16
Continuous stall torque	oz-in.	14	16	16	17	19	20
	N-m	.099	.113	.113	.120	.134	.141
No load speed at rated voltage	rpm	7105	6680	6920	6450	5865	6010

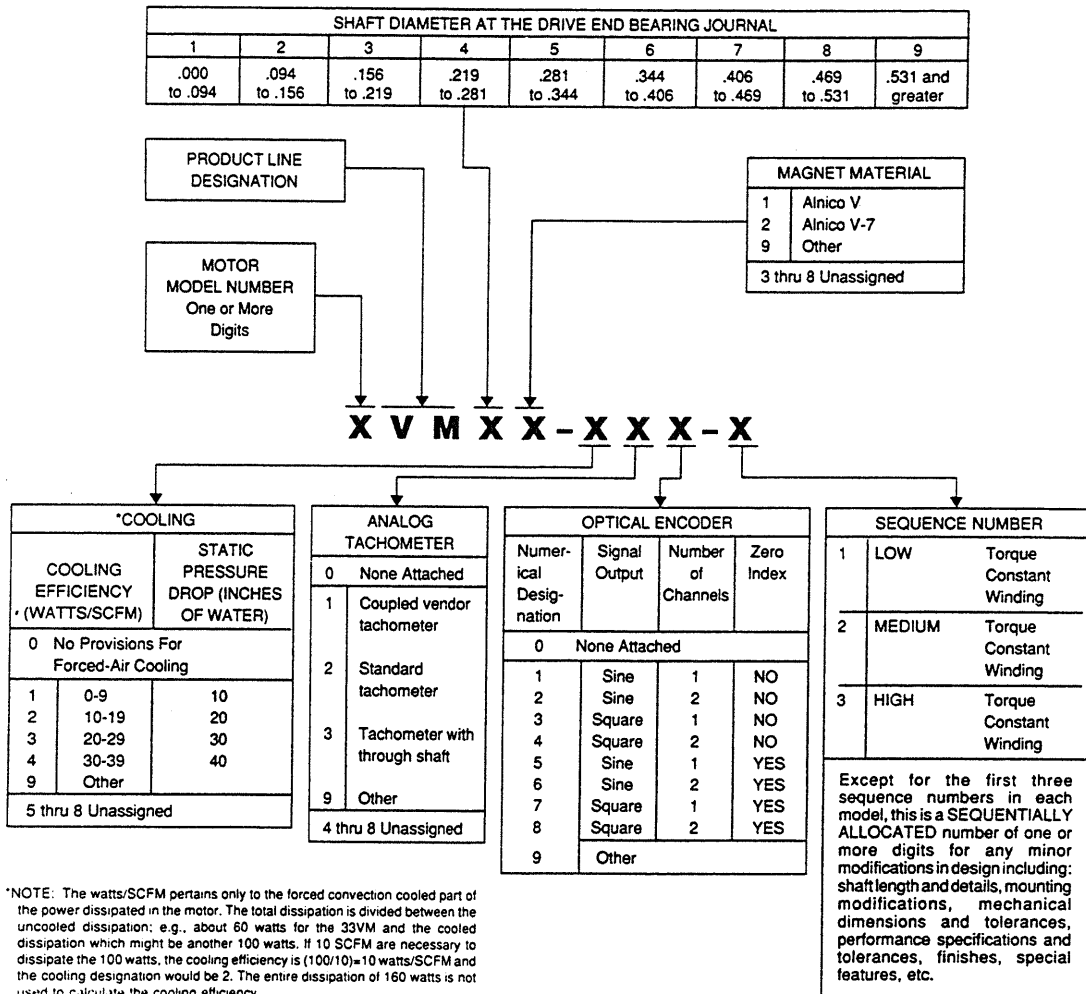
MOTOR CONSTANTS

Torque constant (Back EMF constant x 1.353)	oz-in/A	3.3	4.6	6.7	3.6	5.3	7.8
	N-m/A	0.023	0.032	0.047	0.025	0.037	0.055
Back EMF constant Δ	V/Krpm	2.39	3.40	4.95	2.66	3.92	5.76
Terminal resistance, rotor temp. @ 25 $^{\circ}\text{C}$ @ 155 $^{\circ}\text{C}$ Δ	Ohms	1.0	1.59	3.0	1.0	1.59	3.0
	Ohms	1.41	2.3	4.41	1.41	2.3	4.41
Rotor inertia	oz-in-S ²	0.00047	0.00047	0.00052	0.00047	0.00047	0.00052
	kg-m ²	3.3×10^{-6}	3.3×10^{-6}	3.6×10^{-6}	3.3×10^{-6}	3.3×10^{-6}	3.6×10^{-6}
Viscous damping coefficient	oz-in/Krpm	0.55	0.75	1.1	0.55	0.75	1.1
	N-m/Krpm	0.004	0.005	0.008	0.004	0.005	0.008
Static friction torque	oz-in.	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8
	N-m	0.013	0.013	0.013	0.013	0.013	0.013
Rotor inductance	Microhenrys	110	265	500	110	265	500
Mechanical time constant @ 25 $^{\circ}\text{C}$ (rotor inertia x terminal resistance x 105 + torque constant + Back EMF constant)	mS	6.3	5.0	4.9	5.1	3.8	3.6
Electrical time constant @ 25 $^{\circ}\text{C}$ (rotor inductance + terminal resistance)	mS	0.11	0.17	0.17	0.11	0.17	0.17
Weight	lbs.	2.75	2.75	2.75	2.75	2.75	2.75
	kg	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25

Δ Denotes stock listing. Order 2VM61-020-2 when a standard analog tachometer is required.

ANNEXE B1 (2)

MODEL NUMBER CODE

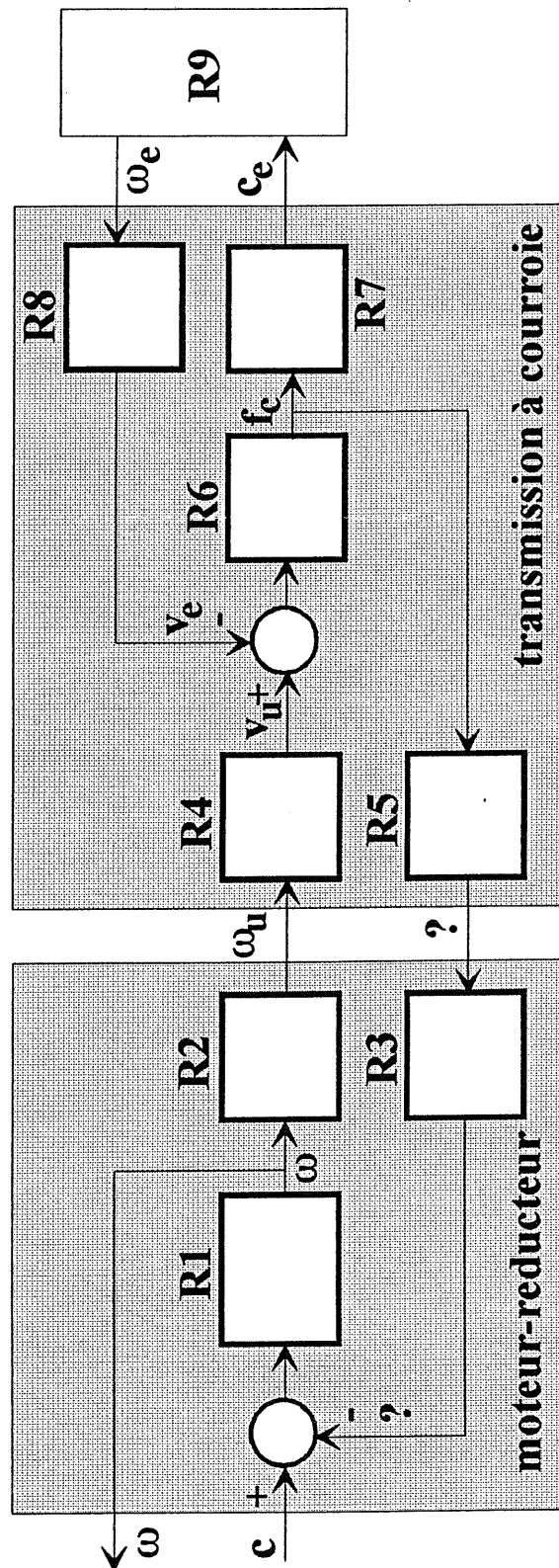


CHARACTERISTICS . . . STANDARD ANALOG TACHOMETERS

				Units
Voltage constant	2.500 ± 5%	3.0 ± 5%	5.0 ± 5%	Volts/Krpm
Voltage ripple exclusive of any drive speed variations	1.5 max.	1.5 max.	3.0 max.	% p-p
Voltage linearity (bidirectional with respect to best straight line above 50 rpm)	± 0.5	± 0.5	± 0.5	% of output
Terminal resistance @ 25°C (average)	50	75	195	ohms
Rotor inertia (reference)	0.00005	0.00005	0.000063	oz-in-S ²
Overall dimensions (max.)	2.062" length 2.765" diameter	2.062" length 2.765" diameter	2.062" length 2.765" diameter	inches inches

DOCUMENT REPONSE DR1

L'insérer à plat dans la copie, l'en-tête détachable placé en haut.



DOCUMENT REPOSE DR2

(Voir DR1)

