

SESSION DE 2001

concours externe de recrutement de professeurs agrégés

section : génie mécanique

avant-projet de mécanisme

Durée : 8 heures

Aucun document n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés : calculatrice de poche – y compris programmable, alphanumérique ou à écran graphique – à fonctionnement autonome, non imprimante, conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.

En aucune manière la calculatrice ne pourra posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique.

Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet. Les documents-réponses devront être insérés à plat dans la copie, l'en-tête détachable placé en haut.

Le sujet comporte

- le texte de l'épreuve rédigé sur 12 pages dactylographiées ;
- le dossier des annexes (étude mécanique) :
 - annexe 0 Vue du plan de couture d'un carter de boîte de vitesses,
 - annexe 1 Principe d'une structure DELTA,
 - annexe 2 Vue d'ensemble d'une machine à structure « DELTA »,
 - annexe 3 Paramétrage du mécanisme,
 - annexe 4 Figures 6 et 7,
 - annexe 5 Caractéristiques des moteurs linéaires KRAUSS-MAFFEI.
- le dossier des documents (avant-projet)
 - document 1a Dimensions caractéristiques des moteurs linéaires KRAUSS MAFFEI nus,
 - document 1b Dimensions caractéristiques des moteurs linéaires KRAUSS MAFFEI avec ses accessoires,
 - document 2a Documentation dimensionnelle des systèmes de guidage à rouleaux RUE,
 - document 2b Représentation des systèmes de guidage à rouleaux RUE,
 - document 3 Rotules acier/acier INA,
 - document 4 Roulements à rouleaux coniques SKF,
 - document 5 Dimensions des profilés IPE et UAP,
 - document 6a Avant-projet (format A3) à rendre avec la copie.
 - document 6b Avant-projet (format A3) à rendre avec la copie.

Le candidat est invité à consacrer au moins 4h00 à l'étude mécanique, sans négliger la partie conception qui mobilise des compétences fondamentales que doit posséder l'agrégé de génie mécanique. L'étude de conception doit être traitée avec la même rigueur que l'étude mécanique.

Tournez la page S.V.P.

Les investigations, dans les domaines de la mécanique (statique, cinématique, dynamique,...), figurent dans les paragraphes 2 à 7 de cette épreuve et elles sont indépendantes. Dans un souci d'efficacité, on vous suggère de traiter en priorité les questions 1, 2, 3, 4, 5, 9, 11 et 13, puis de revenir à un déroulement personnel pour les autres questions. Le candidat est invité à formuler toutes les hypothèses qu'il jugera nécessaires à la résolution des questions posées.

1. INTRODUCTION

Le thème du projet proposé concerne la machine-outil URANE SX développée par la société RENAULT AUTOMATION COMAU de CASTRES et présentée pour la première fois à l'exposition EMO 99 de PARIS. Nous remercions la direction et les responsables de cette entreprise pour l'accueil qu'ils nous ont réservé, leur grande disponibilité et rendons hommage à leurs compétences, leur imagination et leur passion.

1.1. Présentation du problème

Pour réaliser des opérations de perçage, lamage, taraudage et alésage on utilise communément des machines qui permettent de supporter un élément tournant (broche équipée d'un outil), de le positionner face à la pièce de façon précise et de le déplacer pour effectuer l'opération.

Dans une recherche d'augmentation de cadence et si la pièce possède plusieurs opérations à effectuer, on utilise une machine spéciale constituée de plusieurs broches parallèles, qui ne se déplacent que selon l'axe de plongée vers la pièce. C'est le concept de tête multibroche employée sur les machines transfert, très utilisé dans le domaine de l'usinage des pièces automobiles.

La société RENAULT AUTOMATION COMAU devait résoudre la problématique suivante : Augmenter la productivité pour la réalisation des perçages de couture dans les carters de mécanismes de boîte de vitesses en alliage d'aluminium A-S9U3Y40, dont une représentation simplifiée est donnée sur la figure 1 annexe 0.

La réalisation des perçages $\varnothing 6,75$ Js13 peut s'envisager suivant plusieurs méthodes :

- Avec une tête multibroches comme indiqué ci-dessus. Mais l'augmentation des cadences de production conduit à une spécialisation des machines ce qui interdit leur reconversion lorsque le produit est abandonné.
- Sur un centre d'usinage à commande numérique à structure en série. C'est-à-dire que l'obtention d'un mouvement complexe s'obtient par composition de mouvements de translation ou de rotation. Chaque mouvement étant asservi en position et en vitesse. Cette réalisation très cartésienne a été très longtemps la solution qui s'imposait, les vitesses de transfert, d'avance et de coupe, n'étaient pas suffisantes pour que les effets de l'inertie soient préjudiciables à un bon fonctionnement.

1.2. Définition de l'étude

Le triptyque « Qualité-Coût-Délai » étant obsessionnel dans l'économie de marché de remplacement que nous vivons, les progrès faits dans les vitesses de coupe et d'avance des outils ont remis en cause les systèmes de commande d'axes des machines-outils, réalisés à partir du système vis et écrou à billes, source de déformations élastiques et conséquemment d'erreurs de position. Cette réalisation sera étudiée dans l'étude préliminaire (§ 2).

L'utilisation des moteurs linéaires associés à des capteurs de déplacement linéaire, sur des structures de type série, a permis une diminution sensible des temps d'usinage. Accroître encore la productivité nécessite de concevoir des systèmes dont on doit diminuer les inerties ou alors abandonner les structures séries pour des structures dites « parallèles » ou « DELTA ». Le principe de ce type de structure est donné figure 2 annexe 1.

La société RENAULT AUTOMATION COMAU utilise ce principe de structure parallèle dans la conception de la machine URANE SX dont une représentation partielle est donnée en annexe 2. Les études suivantes, proposées dans le sujet, s'intéresseront à ces machines à structure en DELTA.

2. ÉTUDE PRÉLIMINAIRE

L'objet de cette étude est de déterminer le comportement d'un axe numérisé conventionnel, réalisé par un système vis et écrou à billes, lorsque l'on déplace le chariot entre deux positions avec une accélération Γ_e longitudinale donnée.

La réalisation d'un axe de machine-outil à commande numérique est conforme au schéma de la figure 3 ci-dessous.

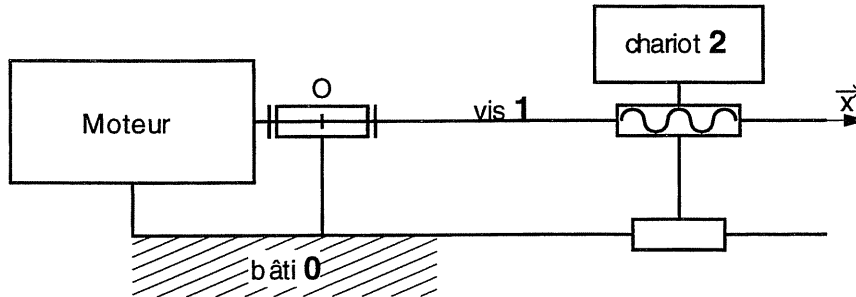


figure 3

Le chariot 2 est lié à un bâti 0 par une liaison glissière, la transformation de mouvement entre le moteur et le chariot est réalisée par un système vis et écrou à billes.

Hypothèses

- La vis à billes 1 a un pas métrique p_v (pas à droite) et un diamètre utile d_v ;
- Le moment d'inertie de la vis par rapport à son axe est noté I_v ;
- Le moteur délivre un couple électrique noté C_e , le moment d'inertie du rotor par rapport à l'axe de rotation est noté I_m ;
- La position de la vis par rapport au bâti est définie par l'angle $\theta_{10}(t)$ mesuré autour de (O, \vec{x}) ;
- La masse du chariot 2 est notée m_2 ;
- La position du chariot par rapport au bâti est définie par le vecteur $\vec{x}_{20} = x_{20}(t) \vec{x}$;
- Toutes les liaisons sont supposées parfaites.

Question 1.

En supposant la vis de raideur infinie, déterminer l'expression du couple C_e .

Question 2.

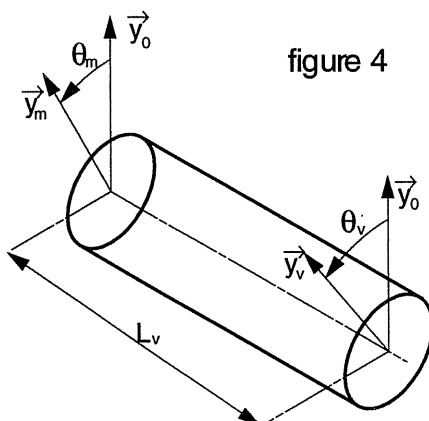


figure 4

La vis de longueur utile L_v est maintenant supposée déformable (figure 4). En supposant $I_v \approx 0$, écrire les équations qui régissent les évolutions de θ_m et θ_v .

Que pensez-vous du déphasage $\Delta\theta = \theta_m - \theta_v$?

Calculer $\Delta\theta$ pour les données suivantes :

$$L_v = 1 \text{ m} \quad d_v = 50 \text{ mm} \quad p_v = 5 \text{ mm}$$

module d'élasticité transversale $G = 80 \text{ GPa}$

$$m_2 = 200 \text{ kg} \quad \text{accélération souhaitée } \Gamma_e = 20 \text{ m/s}^2$$

3. DESCRIPTION ET PARAMÉTRAGE DU MÉCANISME

1.1. Description (Annexe 3 - figure 5)

La machine est constituée principalement :

- D'un bâti repéré 0, auquel est associé le repère $R_0\{O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0\}$;
- De trois moteurs linéaires KRAUSS MAFFEI, série LIMES BASIC 300-M20, repérés moteur 1, 2 et 3, dont la partie secondaire est liée au bâti 0. La partie primaire, quant à elle se déplace suivant l'axe \vec{z}_0 ;
- De trois systèmes constitués respectivement des barres 4-5, 6-7 et 8-9, disposés à 120° ;
- D'une platine repérée 10, supportant une électro-broche HSK de 15kW, avec une fréquence de rotation de 40000 t/min.

1.2. Paramétrage du mécanisme

Le système étant constitué de trois systèmes identiques placés à 120° , on décrira un mécanisme générique défini par l'indice k. L'ensemble du mécanisme est obtenu pour k prenant successivement les valeurs 1, 2 et 3. La figure 5 (Annexe 3) représente le mécanisme dans sa position initiale, c'est-à-dire la position centrée.

Moteur linéaire k

Le déplacement du moteur s'effectue suivant l'axe (P_k, \vec{z}_0) , génératrice d'un cylindre de rayon R_0 , d'axe (O_0, \vec{z}_0) .

On lui associe le repère $R_k\{O_k, \vec{u}_k, \vec{v}_k, \vec{z}_0\}$, avec $\vec{u}_k = \vec{v}_k \wedge \vec{z}_0$. On repère la position du moteur k par le vecteur :

$$\vec{O_0P_k} = \xi_k \vec{z}_0 + R_0 \vec{v}_k$$

Platine porte électro-broche

On associe à la platine porte électro-broche le repère $R_p\{O_p, \vec{w}_1, \vec{w}_2, \vec{w}_3\}$. La platine porte électro-broche est liée, au moteur k, par deux barres de liaison de même longueur L, repérées respectivement $(2k+2)$ et $(2k+3)$.

Barres de liaison

Chaque barre de liaison, de longueur L ($L = 1200\text{mm}$), comporte à chacune des extrémités une liaison rotule :

- Pour les barres de liaison $(2k+2)$ liaison rotule de centre A_{2k-1} avec le primaire du moteur et liaison rotule de centre B_{2k-1} avec la platine porte électro-broche.
- Pour les barres de liaison $(2k+3)$ liaison rotule de centre A_{2k} avec le primaire du moteur et liaison rotule de centre B_{2k} avec la platine porte électro-broche.

Les centres A_i , des liaisons rotule, sont astreints à se déplacer suivant six génératrices du cylindre d'axe (O_0, \vec{z}_0) et de rayon R_0 . Les centres B_i , des liaisons rotule, sont situés sur un cercle de rayon R_p dans le plan $(O_p, \vec{w}_1, \vec{w}_2)$.

Les dispositions constructives imposent que les cordes, $A_{2k-1}A_{2k}$ et $B_{2k-1}B_{2k}$ soient identiques. On note C_k le milieu de la corde $A_{2k-1}A_{2k}$ et D_k celui de la corde $B_{2k-1}B_{2k}$. On pose :

$$\vec{O_0O_p} = H \vec{z}_0$$

$$\vec{O_kC_k} \cdot \vec{v}_k = a$$

$$\vec{O_pD_k} \cdot \vec{w}_k = b$$

$$R_0 = 700\text{mm}$$

$$R_p = 280\text{mm}$$

$$\| \vec{A_{2k-1}A_{2k}} \| = \| \vec{B_{2k-1}B_{2k}} \| = c = 300\text{mm}$$

4. ÉTUDE CINÉMATIQUE

L'objet de cette première étude est de définir le nombre de paramètres cinématiques m_c strictement nécessaires à la détermination de la position du système à tout instant et à vérifier la possibilité d'obtenir un mouvement plan pour le réglage en position de l'outil.

Le mécanisme dont le schéma est donné sur la figure 5 (Annexe 3) est à fermeture de chaîne multiple. On peut le représenter sous la forme d'un graphe, en adoptant les conventions suivantes. On associe :

- Á chaque solide, un sommet du graphe ;
- Á chaque liaison, un arc reliant deux sommets du graphe.

On appelle cycle, une succession, de sommets et d'arcs, qui permet en partant d'un sommet d'y revenir. Parmi tous les cycles que l'on peut écrire, certains sont qualifiés d'indépendants c'est-à-dire qu'ils entraînent des informations indépendantes avec des inconnues cinématiques redondantes. Le nombre de cycles indépendants (ou nombre cyclomatique) est noté ν (nu).

Question 3.

Tracer le graphe associé au mécanisme et déterminer le nombre de cycles indépendants.

Question 4.

Déterminer :

- Le nombre d'inconnues cinématiques du problème ;
- Le nombre d'équations cinématiques que l'on peut écrire.

En déduire la mobilité cinématique totale du mécanisme, c'est-à-dire le nombre de paramètres cinématiques à fixer pour connaître à tout instant la position de tous ses constituants.

Question 5.

La loi entrée-sortie pour un mécanisme est la relation implicite $\mathcal{F}(P_k, P_{p,i}, G_k) = 0$ liant un ou plusieurs paramètres cinématiques P_k dont on veut connaître l'évolution par rapport aux paramètres cinématiques principaux $P_{p,i}$ et aux données géométriques du mécanisme G_k . Parmi les paramètres principaux $P_{p,i}$, certains paramètres $P_{p,q}$

peuvent vérifier des relations de la forme $\frac{\partial \mathcal{F}(P_k, P_{p,i}, G_k)}{\partial P_{p,q}} = 0$, ces paramètres $P_{p,q}$ qui n'interviennent pas dans la loi entrée-sortie sont dénommés paramètres identité.

Déterminer le nombre de paramètres identité, en déduire la mobilité cinématique utile du mécanisme c'est-à-dire le nombre de moteurs que l'on devra piloter.

Question 6.

La réalisation successive des seize perçages, pour la liaison des carters, impose un déplacement plan du support de broche pendant les phases de transfert. En exploitant les particularités des ensembles « $A_{2k-1}B_{2k-1}B_{2k}A_{2k}$ », décrire la nature du mouvement de la platine porte électro-broche pendant le transfert d'une position i à la position $i+1$ (on explicitera le torseur cinématique de la platine porte électro-broche par rapport au bâti).

Question 7.

On considère la position centrée de la platine porte électro-broche représentée sur la figure 5 (Annexe 3). Dans cette situation et par rapport au repère fixe $R_0\{O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0\}$, l'axe de la broche est (O_0, \vec{z}_0) , et les points O_1 , O_2 et O_3 sont tels que les vecteurs $\vec{O_0O_i} = k \vec{z}_0$ pour $i \in \{1..3\}$. On souhaite placer l'axe de la broche dans la situation (O'_p, \vec{z}'_0) par un déplacement d'amplitude $X \vec{x}_0 + Y \vec{y}_0$.

Déterminer les quantités dont on doit faire varier les paramètres ξ_k pour assurer le déplacement souhaité de la broche. On ne développera les calculs que pour le paramètre ξ_1 .

Question 8.

Dans une position caractérisée par le vecteur $\vec{O_pO'_p} = X \vec{x}_0 + Y \vec{y}_0$, on veut assurer une vitesse de déplacement caractérisée par le vecteur $\vec{V}(O'_p, 100) = \dot{X} \vec{x}_0 + \dot{Y} \vec{y}_0$.

- Que valent les vitesses des différents points B_i ;
- Quelle(s) propriété(s) proposez vous d'utiliser pour déterminer la valeur des vitesses des différents points A_i .

3. ÉTUDE STATIQUE

L'objet de cette étude est de vérifier la raideur d'un montage hexapode et de quantifier les déplacements de l'outil sous charges. Pendant une phase d'usinage, les moteurs linéaires sont asservis de manière que le vecteur vitesse caractérisant le déplacement de l'outil soit dirigé suivant l'axe (O'_p, \vec{z}'_0) . L'étude de la raideur, dans une direction privilégiée pour un mécanisme, peut s'effectuer sur la structure simplifiée représentée sur la figure 6 (Annexe 4). Deux barres identiques font l'objet de trois liaisons pivot d'axes parallèles. Chacune des barres a une longueur L , une section droite d'aire S et est constituée d'un matériau, dont les coefficients élastiques de YOUNG et de POISSON sont notés respectivement E et ν . On suppose que les actions de l'extérieur sur ce

$$\text{système se réduisent au glisseur : } \mathcal{T}(\text{ext}/\Sigma) = \begin{cases} \vec{\mathcal{R}}(\text{ext}/\Sigma) = F_1 \vec{y}_0 + F_2 \vec{z}_0 \\ N \end{cases}$$

Question 9.

Déterminer la nature des sollicitations dans les deux barres et le déplacement du point N dû aux déformations élastiques des barres.

On considère maintenant un système hexapode simplifié équivalent, représenté dans la position centrée de la figure 7 (Annexe 4). On rappelle que :

- Les points A_i sont situés sur un cercle de rayon $R_0 = 700$ mm ;
- Les points B_{ij} sont situés sur un cercle de rayon $R_1 = 173,21$ mm ;
- Les barres sont de longueur $L_1 = 1602$ mm ;
- L'angle au sommet entre deux barres concourantes en un point B_{ij} est noté : 2δ ;
- L'angle entre le plan formé par deux barres concourantes en un point B_{ij} et l'axe \vec{z}_0 est noté γ .

Les actions extérieures, dues à l'usinage, se réduisent au torseur : $\mathcal{T}(\text{ext}/\Sigma) = \begin{cases} \vec{\mathcal{R}}(\text{ext}/\Sigma) = F \vec{z}_0 \\ \vec{\mathcal{M}}(\text{ext}/\Sigma) = C \vec{z}_0 \end{cases}$

Remarque

Ces valeurs de R_1 et L_1 permettent de conserver une géométrie identique à celle de la figure 5.

Question 10.

En exploitant la répétition angulaire, déterminer :

- Les sollicitations dans chacune des barres sous l'action du seul effort \mathcal{F} , en déduire le déplacement du point O_p .
- Les sollicitations dans chacune des barres sous l'action du seul couple C , en déduire la rotation de la platine.

4. ÉTUDE DYNAMIQUE

Hypothèses

- Le centre d'inertie G , de l'ensemble broche + platine porte électro-broche, est confondu avec le point O_p ;
- La masse de la platine porte électro-broche est notée M_p
- L'opérateur d'inertie de l'ensemble Σ constitué de la broche et de la platine porte électro-broche est caractérisé par la matrice :

$$\mathcal{J}(G, \Sigma) = \begin{pmatrix} A_b & -F_b & -E_b \\ -F_b & B_b & -D_b \\ -E_b & -D_b & C_b \end{pmatrix}_{\mathcal{R}_p}$$

- On néglige la masse et les caractéristiques d'inertie des barres ;
- Les barres de liaison sont supposées indéformables ;
- Les calculs s'effectuent toujours pour la position centrée de la platine porte électro-broche ;
- Les mouvements d'avance s'effectuent avec une vitesse de translation constante.
- Les efforts de coupe sont représentables par le torseur :

$$\mathcal{T}_{(ext/P)} = \begin{cases} \vec{\mathcal{R}}(ext/\Sigma) = [F_0 + F_1 \sin \omega_e t] \vec{z}_0 \\ \vec{\mathcal{M}}(ext/\Sigma) = [C_0 + C_1 \sin \omega_e t] \vec{z}_0 \end{cases}$$

Question 11.

Déterminer :

- Les équations de mouvement dues à l'action $F_0 + F_1 \sin \omega_e t$;
- Les équations de mouvement dues au couple $C_0 + C_1 \sin \omega_e t$;

Quel(s) conseil(s) de conception peut-on donner ?

Question 12.

On suppose une possibilité d'un déplacement linéaire dans la direction \vec{x}_0 au voisinage de la position centrée. Précisez la méthode et les équations associées qui permettent de déterminer la raideur du système dans cette direction.

7. ÉTUDE DE MILIEU CONTINU

7.1. Étude de la platine porte électro-broche

On se propose d'évaluer le comportement de la platine aux sollicitations de cisaillement. On assimile pour cela la platine à un disque mince d'épaisseur e dont la partie intérieure, $r = R_i$, est soumise à un couple C . La partie extérieure, $r = R_e$, est cerclée par un anneau rigide sur lequel sont situés les points B_i , où se fixent les biellettes. On souhaite déterminer l'épaisseur minimale de disque pour ne pas avoir à craindre des phénomènes de fatigue.

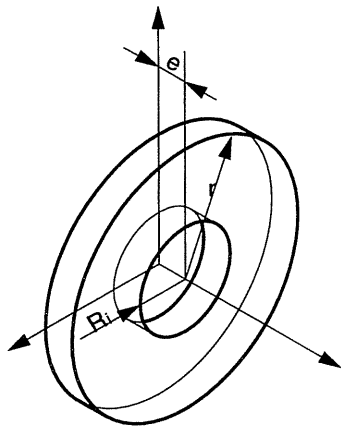


figure 8

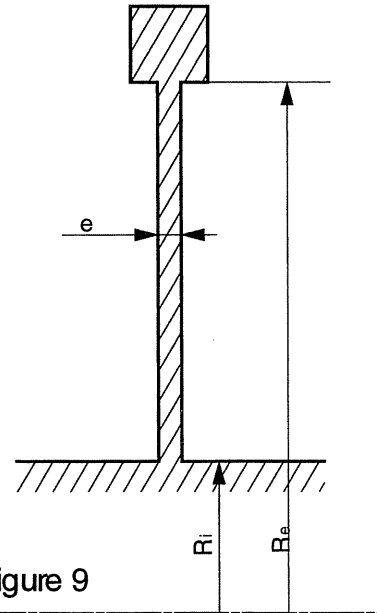


figure 9

Question 13.

- Déterminer la contrainte de cisaillement pour $r = R_i$.
- Montrer, par une méthode à votre convenance, que l'évolution des contraintes est de la forme $\sigma_{r\theta} = \frac{A_1}{r^2}$.
- En admettant un déplacement nul pour $r = R_e$, calculer la raideur en torsion de cette platine.

7.2. Étude de l'équilibre de la platine porte électro-broche

En plus de l'action des biellettes, l'équilibre de la broche porte outil est assuré par un palier aérostatique. Ce palier est réalisé en injectant, dans le plan médian du palier, de l'air dans l'espace laissé libre entre un arbre et son alésage. En forçant l'air à s'écouler dans cet interstice de fuite, on crée ainsi un phénomène de portance qui permet de sustenter l'arbre par rapport à son alésage.

Hypothèses

- Le palier est étroit c'est-à-dire que le rapport de la longueur l (domaine de la variable axiale z) sur le diamètre d est tel que $\frac{l}{d} \leq 0,2$;
- L'écoulement est isotherme et le champ de pression est régi par la loi : $\frac{d}{dz} \left[\frac{h^3}{\mu} p \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 0$;
- Les pressions d'injection et ambiante sont notées respectivement p_i et p_a .

Question 14.

Dans un premier temps, on réalise dans le plan médian, une rainure d'alimentation pour le fluide. Pour quelle(s) raison(s) cette solution est incompatible avec l'obtention d'une portance ?

Question 15.

Dans une seconde étude, on prévoit d'alimenter le palier par une succession de très petits trous (capillaires) situés dans le plan médian du palier avec un pas circonférentiel $R \Delta\theta$.

On admet que l'écoulement dominant a lieu suivant la direction \vec{z} uniquement.

Si p_0 désigne la pression d'alimentation des capillaires, une perte de charge accompagne l'écoulement de sorte

$$\text{que : } \frac{p_0 - p_i}{R_h} = Q_v$$

Dans cette expression, R_h est la résistance hydraulique et Q_v le débit volumique.

On suppose dans un premier temps que l'écoulement est incompressible, le débit de fuite est donnée par

$$\text{l'expression : } Q_f = \frac{-2 R \Delta\theta h^3}{12 \mu} \frac{dp}{dz}$$

Lors de l'excentration de l'arbre dans le palier, la hauteur h du film est une fonction de l'angle θ (variable de position angulaire). Montrer que la pression p_i est fonction de la position angulaire du trou d'injection et que l'on peut obtenir un phénomène de portance.

6. AVANT-PROJET

Une étude préliminaire, nécessaire à l'étude d'avant-projet, va s'intéresser aux composants et dispositions constructives. Le cahier des charges pour l'étude de cette machine-outil précise les données suivantes :

Volume de travail (volume utilisable)

- Axe X : 500 mm (axe de transfert de la pièce usinée) ;
- Axe Y : 500 mm (axe vertical) ;
- Axe Z : 200 mm (axe de plongée vers la pièce).

Performances significatives

- Cadence d'usinage, supérieure à 1500 pièces par jour ;
- Vitesse maximale de déplacement dans le repère $R_0 \{O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0\}$: $V_{\max} = 100 \text{ m/min}$;
- Accélération maximale de déplacement de l'outil dans le repère $R_0 \{O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0\}$: $\Gamma_{\max} = 35 \text{ m s}^{-2}$, une extension à 50 m s^{-2} est envisagée ;
- Précision sur chaque axe : 0.05 mm ;
- Répétabilité sur chaque axe : 0.02 mm.

8.1. Étude de la liaison glissière

On considère la liaison glissière intervenant entre un moteur i et la structure de la machine-outil. Les caractéristiques des moteurs utilisés, reprises dans le document 1, montre que la poussée nominale dans le sens du déplacement s'accompagne d'un effort d'attraction $F_{att} = 13000$ N entre le primaire et le secondaire.

Question 16.

Dans le cas d'une liaison glissière par contact direct, calculer la puissance maxi développée par les actions de contact. On suppose que le coefficient de frottement f est égal à 0,1.

Quelle(s) conclusion(s) pouvez-vous déduire de ce résultat ?

Question 17.

Afin de limiter la puissance dissipée, on envisage la réalisation de la liaison glissière par des systèmes de guidage à rouleaux type RUE (voir Document 2). Dans ce cas, du fait de l'existence de l'effort d'attraction F_{att} , on est confronté au problème de fatigue des éléments roulants. La durée de vie des glissières devient incompatible avec la durée d'amortissement en production de la machine. On souhaite donc annihiler l'effet de la force attractive sur les glissières par une force antagoniste.

Indiquer à l'aide de schéma la ou les dispositions constructives que vous suggérez ?

8.2. Étude des barres de liaison

On s'intéresse dorénavant à la réalisation de la liaison de centre A_j , entre une barre de liaison $A_i B_i$ et le primaire d'un moteur.

Les déplacements de la platine porte électro-broche dans les directions \vec{x} et \vec{y} de ± 250 mm par rapport à la position centrée de la figure 5. Les déplacements, de la platine porte électro-broche, correspondent à une variation angulaire maximale de 30° .

Dans une étude précédente, vous avez montré que cette liaison comportait un paramètre identité. On peut donc imaginer une liaison rotule assurant le débattement angulaire souhaité, en neutralisant éventuellement un paramètre angulaire.

Question 18.

Énoncer les différentes dispositions constructives permettant de réaliser cette liaison.

Question 19.

Procéder, en dressant un tableau, à une étude comparative des différentes solutions que vous avez proposées, en examinant des critères tels que : effort transmissible, puissance dissipée, usure et sa compensation, durée de vie, et tout autre critère que vous pensez opportun d'examiner.

8.3. Étude de conception

Cette étude s'intéresse aux deux points suivants :

- La conception de la liaison d'un moteur avec la structure de la machine ;
- La réalisation de la liaison entre un moteur et une barre de liaison. Ces barres sont réalisées à partir de tube en alliage d'aluminium de 50 mm de diamètre.

Contraintes imposées

La conception d'éléments de machines utilisant des moteurs linéaires exige du fait des vitesses et des accélérations atteintes le respect de quelques contraintes de conception. On peut citer par exemple :

- Les machines devront reposer sur des fondations importantes ;
- La structure même de la machine doit être rigide avec des fréquences propres élevées ;
- L'amortissement de la structure doit être élevée ;
- Les masses déplacées seront faibles ;
- La commande de déplacement ne présentant pas de jeu d'inversion dynamique, toutes les autres liaisons intervenant dans la cinématique devront maintenir cette propriété.
- Une intégration soignée du système de mesure des longueurs, étant donné que celui-ci remplit également la fonction de « tachymètre moteur » ;
- Pour les moteurs une précision de trajectoire élevée ;

De plus cette machine-outil, premier exemplaire d'une série, sera conçue à partir d'une structure mécanosoudée ;

Représentations

Les représentations demandées concernent deux parties du montage des moteurs et des barres de liaison, elles sont à réaliser sur les documents 6a et 6b.

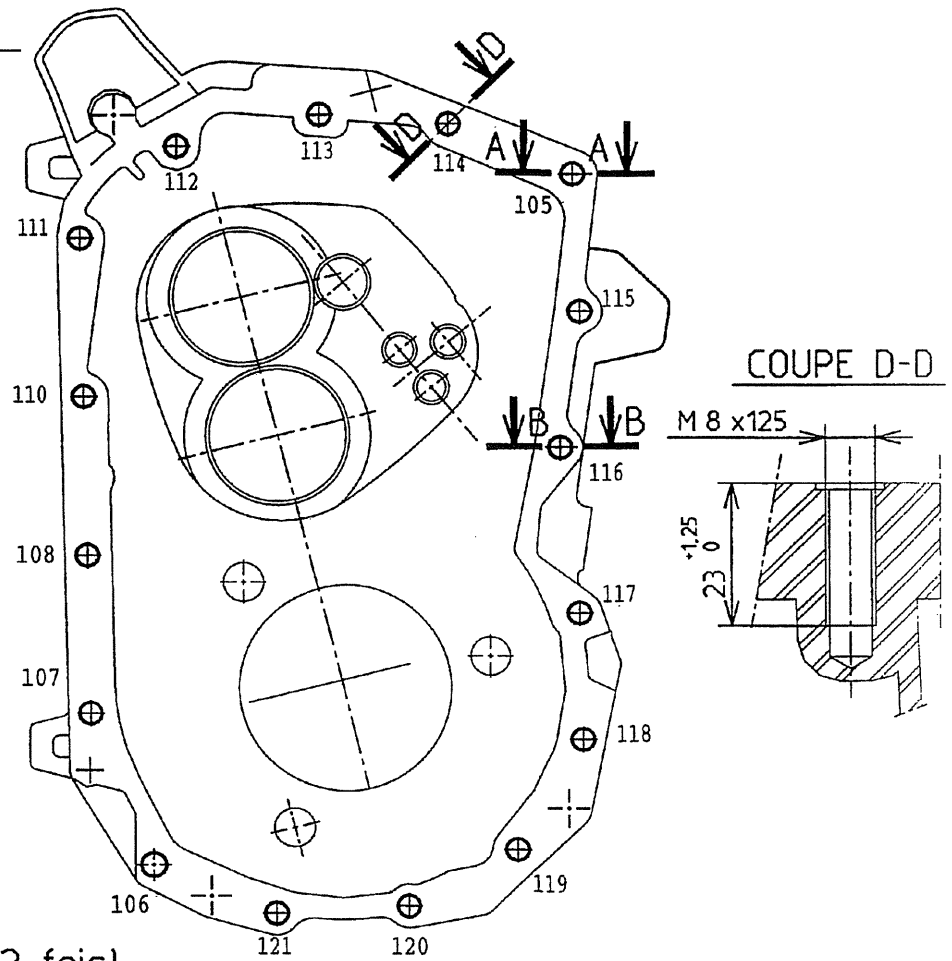
Question 20.

- Représenter, sur le calque format A3 horizontal, à l'échelle 1:2, par une coupe perpendiculaire à l'axe de la liaison et les vues que vous jugerez nécessaires, la réalisation de l'une des trois liaisons de commande moteur-structure, conformément à vos réponses à la question 17. Le choix du profil support de la liaison s'effectuera sur le document 5 ;
- Représenter, sur le calque format A3 horizontal, à l'échelle 1:1, la liaison entre le moteur et l'une des deux barres de liaison. Les vues nécessaires à une définition complète de cette liaison sont laissées à votre initiative. Ne pas oublier dans la définition de l'orientation que les points A_k sont situés sur les génératrices d'un cylindre de rayon $R_0 = 700\text{mm}$ et les points B_k sur un cercle de rayon $R_p = 280\text{mm}$;
- Les coupes et les sections sont à indiquer ainsi que les spécifications fonctionnelles ;
- Le choix des matériaux, pour les pièces ne faisant pas partie de standard (roulements, visserie,...), est à indiquer.

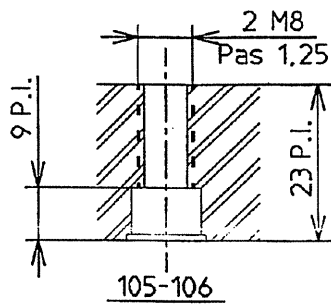
Annexes

Annexe 0

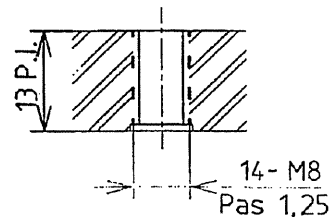
POSTE 071



COUPE A-A (2 fois)



COUPE B-B (14 fois)



Annexe 1

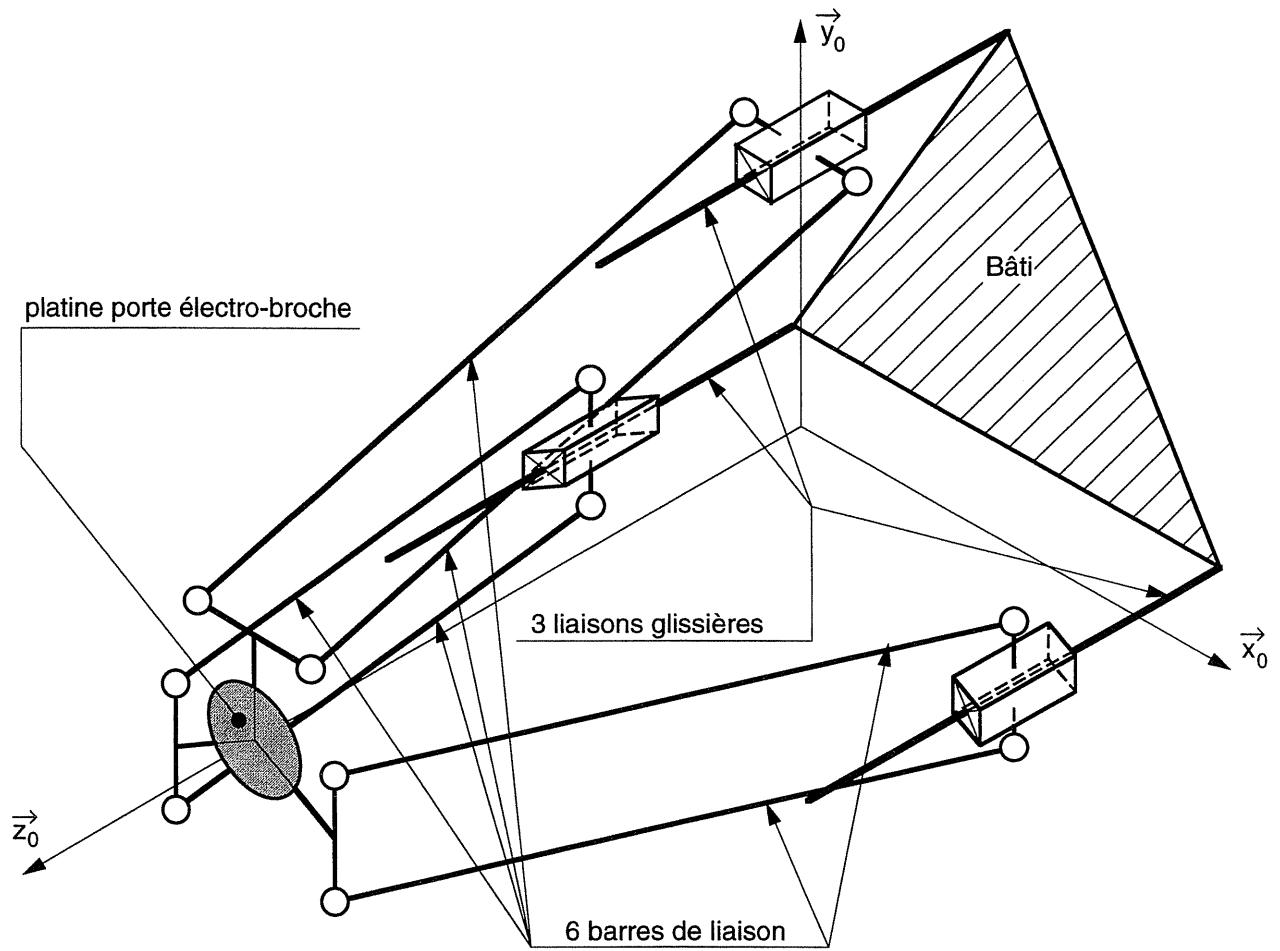
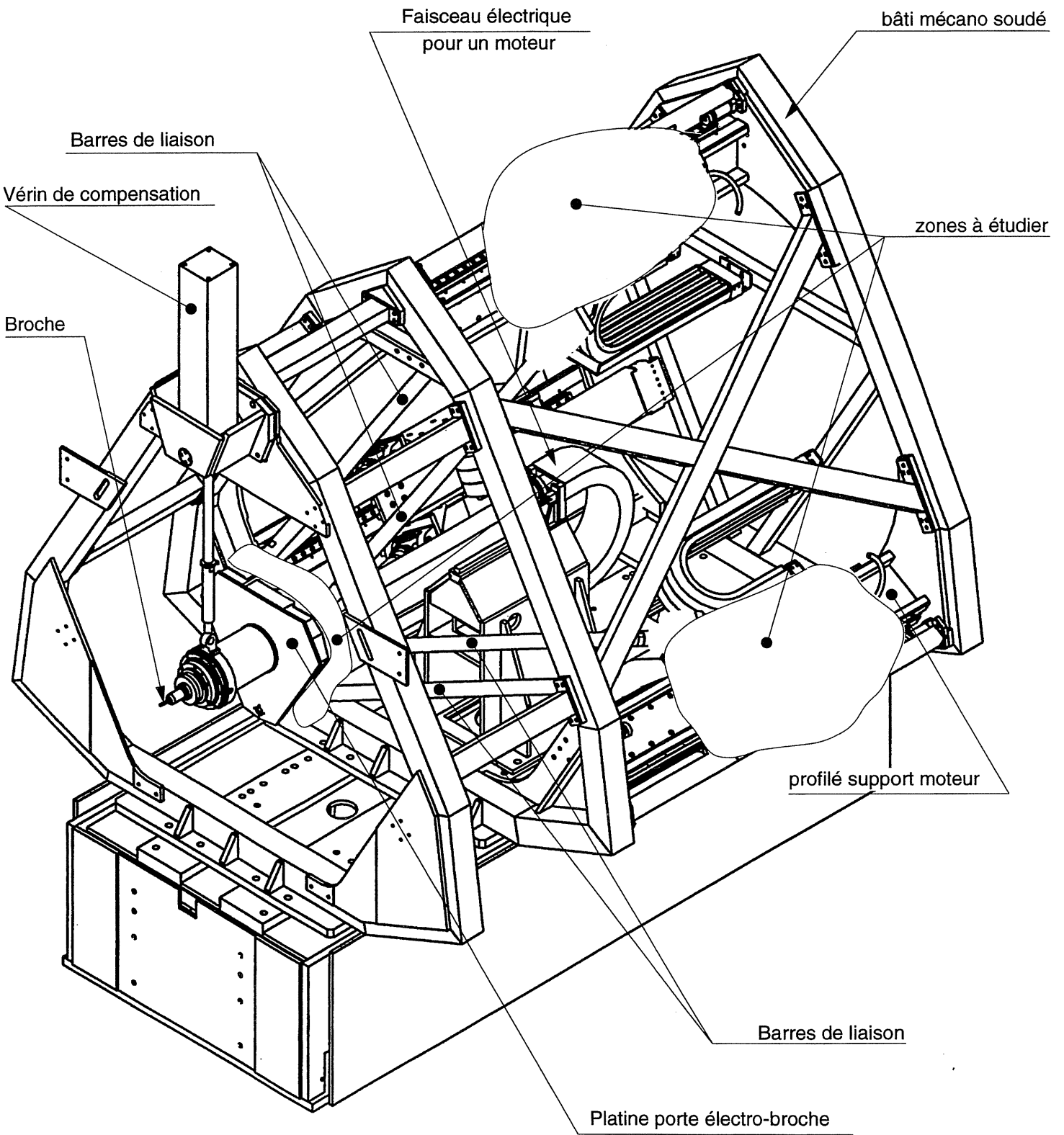


figure 2 : Principe d'une structure «DELTA»

Annexe 2



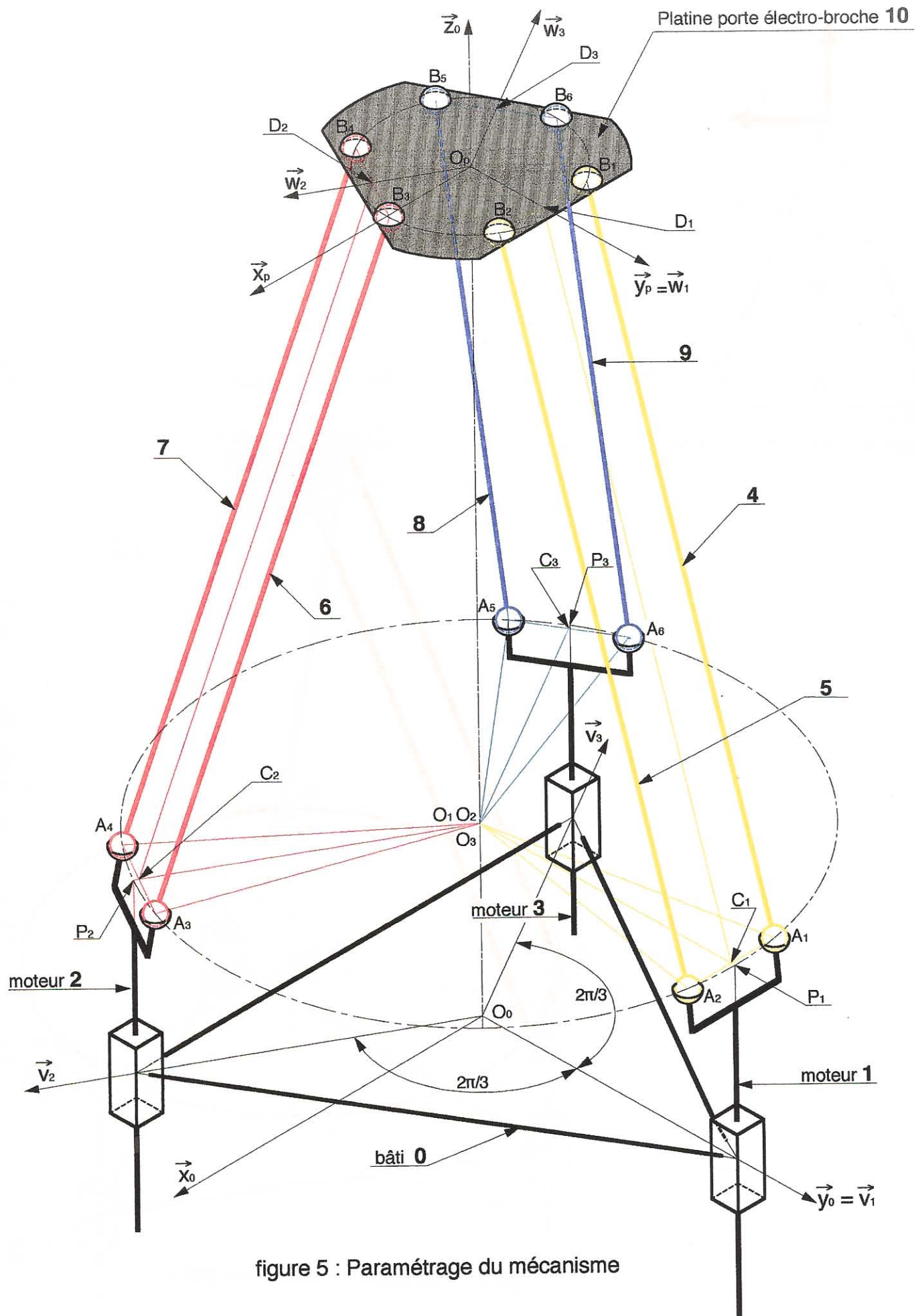


figure 5 : Paramétrage du mécanisme

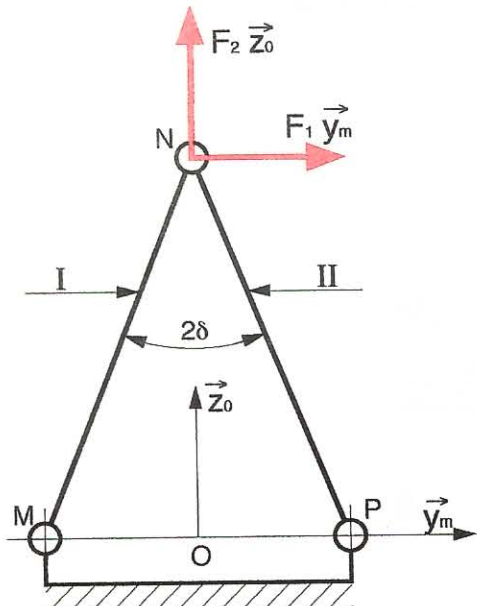


figure 6 : Structure simplifiée

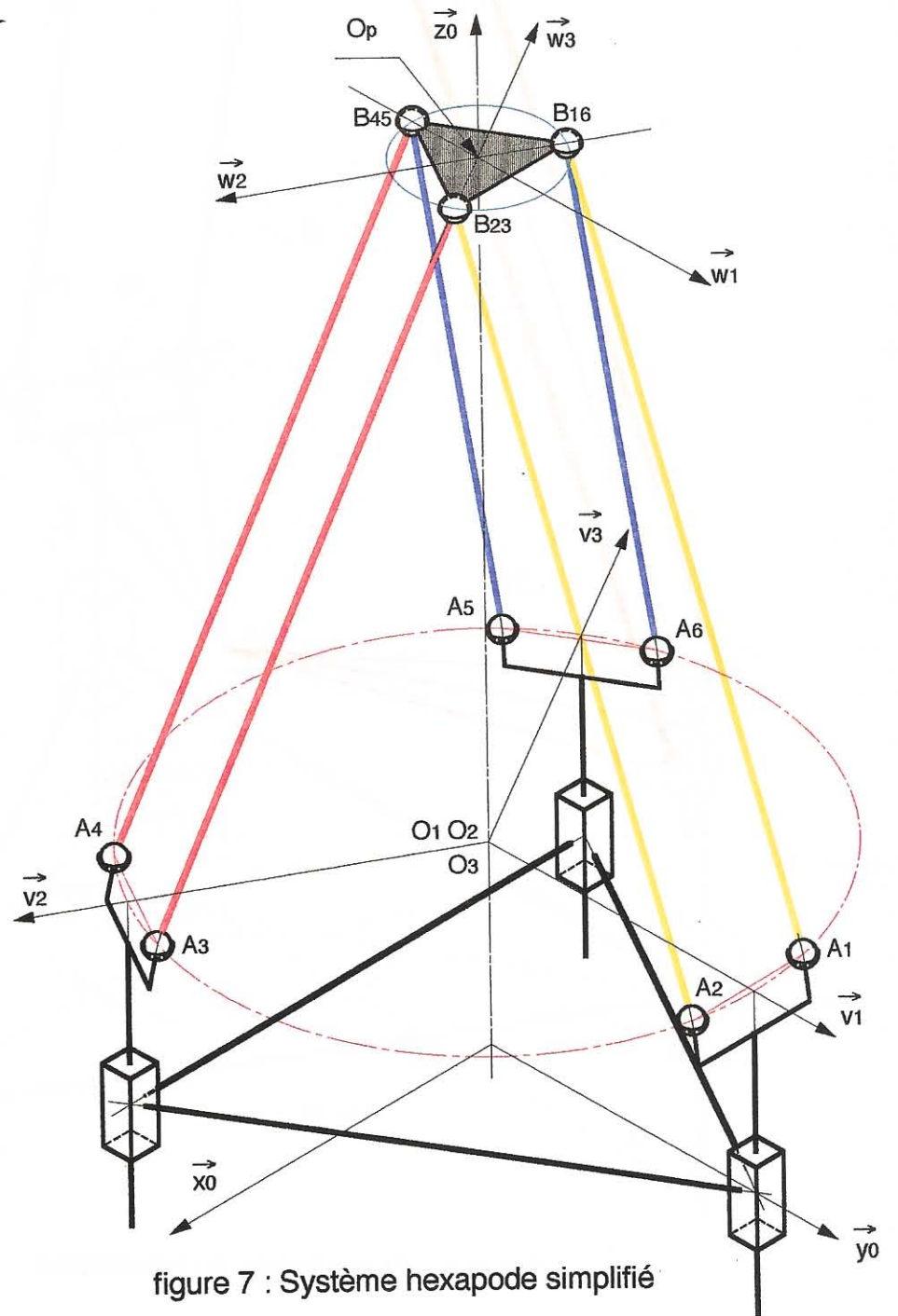


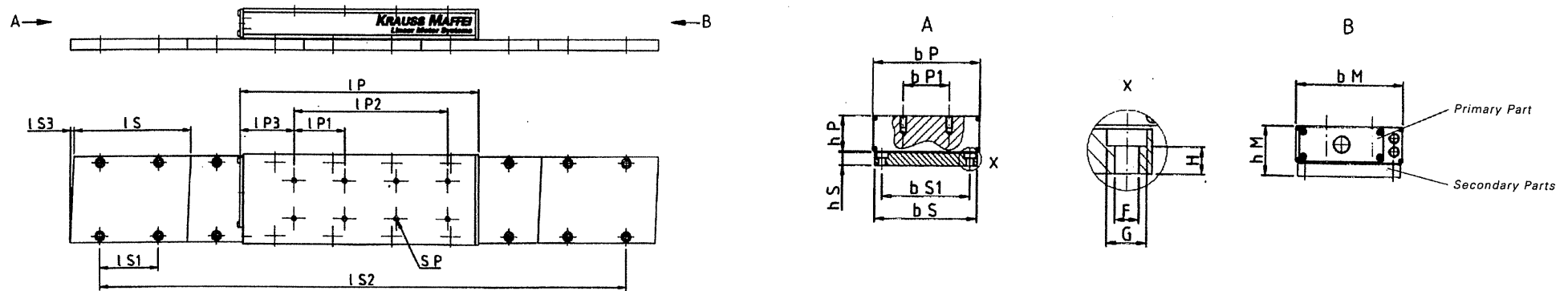
figure 7 : Système hexapode simplifié

Annexe 5

Technical data of the KRAUSS MAFFEI		
Synchronous Linear Motor : Série LIMES BASIC300–M20		
Nominal Thrust	F_n	2400 N
Maximum Thrust	F_{max}	6600 N
Permanente attractive Force	F_{att}	13000 N
Force Constant	F/I	113 N/A _{eff}
Nominal Current	I_n	27,2 A _{eff}
Maximum Current	I_{max}	81,6 A _{eff}
Pole Pitch	τ_p	22,5 mm
Primary Resistance at warmed up State	R_p	1,65 Ω
Primary Inductance	L_p	11,8 mH
Back EMV at a Speed of $v = 1$ m/s	U_{EMV}	37,6 V _{eff}
Maximum Speed at Nominal Thrust	V_{Inom}	237 m/mn
Maximum Speed at Maximum Thrust	V_{Imax}	92 m/mn
Mass Primary	M_{Prim}	22,2 kg / 24,6 kg
Mass of Thermo-Add-On for Primary	M_{Prim}	2,4 kg / 2,55 kg
Mass of Secondary per meter	M_{sek}	2,4 kg/m
Power Loss at nominal Thrust	P_{Vn}	2,25 kW
Coolant		water
Maximum coolant Inlet Temperature	T_{Inmax}	20 °C
Coolant Flow Rate		3 l/mn
Coolant Pressure Drop	ΔP	1,2 bar
Maximum hydrostatique Pressure	$P_{statmax}$	10 bars

Documents

Document 1a : Fitting plan *LIMES BASIC*



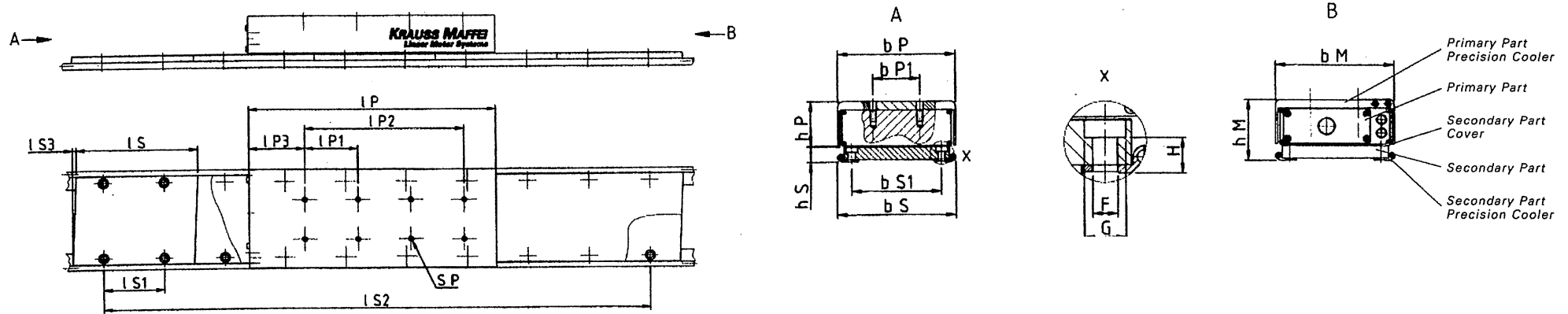
LIMES BASIC Spécifications	Motor						Primary Part (P)									Secondary Part (S)												
	$F_N^{(1)}$	F_{max}	I_N	I_{max}	b_M	h_M	l_p	l_{p1}	l_{p2}	l_{p3}	b_p	$b_{p1}^{(2)}$	h_p	S_p	weight	l_s	l_{s1}	$l_{s2}^{(3)}$	l_{s3}	b_s	b_{s1}	h_s	F	G	H	weight		
	N		A				mm									kg		mm										
LIMES BASIC 050-M10-...	200	550	2,3	6,8	66,0	48,5	255,0	52,5	157,5	63,0	66,0	30,0	35,8	M5	2,4	120,0	60,0	$n \times L_{s1}$	5,0	58,0	44,0	11,4	5,5	10,0	6,0	0,4		
LIMES BASIC 100-M10-...	400	1100	5,1	15,3	96	48,5	255,0	52,5	157,5	63,0	96,0	30,0	35,8	M5	3,8	120,0	60,0	$n \times L_{s1}$	3,7	88,0	74,0	11,4	5,5	10,0	6,0	0,7		
LIMES BASIC 100-M20-...	900	2200	10,2	30,6	96	48,5	465,0	52,5	367,5	63,0	96,0	30,0	35,8	M5	7,4	120,0	60,0	$n \times L_{s1}$	3,7	88,0	74,0	11,4	5,5	10,0	6,0	0,7		
LIMES BASIC 150-M10-...	675	1650	7,7	23,0	126,0	50,5	255,0	52,5	157,5	63,0	126,0	45,0	35,8	M5	5,3	120,0	60,0	$n \times L_{s1}$	3,3	118,0	104,0	13,4	5,5	10,0	8,0	1,2		
LIMES BASIC 150-M15-...	1010	2475	11,4	34,3	126,0	50,5	360,0	52,5	262,5	63,0	126,0	45,0	35,8	M5	7,8	120,0	60,0	$n \times L_{s1}$	3,3	118,0	104,0	13,4	5,5	10,0	8,0	1,2		
LIMES BASIC 150-M25-...	1685	4125	19,1	57,3	126,0	50,5	570,0	52,5	367,5	63,0	126,0	45,0	35,8	M5	12,8	120,0	60,0	$n \times L_{s1}$	3,3	118,0	104,0	13,4	5,5	10,0	8,0	1,2		
LIMES BASIC 300-M10-...	1200	3300	15,6	46,8	140,0	64,1	375,0	80,5	241,5	85,0	140,0	60,0	46,4	M8	11,4	184,0	92,0	$n \times L_{s1}$	5,6	134,0	115,0	16,4	9,0	15,0	10,0	2,4		
LIMES BASIC 300-M15-...	1800	4950	20,4	61,2	140,0	64,1	536,0	80,5	402,5	85,0	140,0	60,0	46,4	M8	17,0	184,0	92,0	$n \times L_{s1}$	5,6	134,0	115,0	16,4	9,0	15,0	10,0	2,4		
LIMES BASIC 300-M20-...	2400	6600	27,2	81,6	140,0	64,1	697,0	80,5	563,5	85,0	140,0	60,0	46,4	M8	22,2	184,0	92,0	$n \times L_{s1}$	5,6	134,0	115,0	16,4	9,0	15,0	10,0	2,4		
LIMES BASIC 450-M10-...	1800	4950	20,4	61,2	186,0	66,1	375,0	80,5	241,5	85,0	186,0	80,0	46,4	M8	15,9	184,0	92,0	$n \times L_{s1}$	5,0	180,0	161,0	18,4	9,0	15,0	12,0	3,9		
LIMES BASIC 450-M20-...	3600	9900	40,8	122,4	186,0	66,1	697,0	80,5	563,5	85,0	186,0	80,0	46,4	M8	30,9	184,0	92,0	$n \times L_{s1}$	5,0	180,0	161,0	18,4	9,0	15,0	12,0	3,9		
LIMES BASIC 900-M10-...	3600	9900	40,8	122,4	324,0	74,1	375,0	80,5	241,5	85,0	324,0	2x90,0	46,4	M8	28,2	184,0	92,0	$n \times L_{s1}$	4,4	318,0	299,0	26,4	9,0	15,0	20,0	10,7		
LIMES BASIC 900-M20-...	7200	19800	60,0	180,0	324,0	74,1	697,0	80,5	563,5	85,0	324,0	2x90,0	46,4	M8	56,2	184,0	92,0	$n \times L_{s1}$	4,4	318,0	299,0	26,4	9,0	15,0	20,0	10,7		

1) water-cooled operation

2) size 900 and large : 3-row bolting layout

3) $n = 1, 2, 3, \dots$ (acc. to number of Secondary Parts)

Document 1b : Fitting plan LIMES BASIC with LIMES BASIC PLUS components



LIMES BASIC Specifications	Motor						Primary Part (P)										Secondary Part (S)																	
	$F_N^{(1)}$	F_{max}	I_N	I_{max}	b_M	h_M	l_p	l_{p1}	l_{p2}	l_{p3}	b_p	$b_{p1}^{(2)}$	h_p	S_p	weight	l_s	l_{s1}	$l_{s2}^{(3)}$	l_{s3}	b_s	b_{s1}	$h_s^{(4)}$	F	G	H	weight	weight ⁽⁵⁾ (cover)	weight ⁽⁵⁾ (Prec coolen)						
	N		A				mm										kg		mm											kg		kg		kg
LIMES BASIC 050-M10-...	200	550	2,3	6,8	76,0	61,0	255,0	52,5	157,5	63,0	74,0	30,0	45,3	M5	2,9	120,0	60,0	n x L _{s1}	5,0	76,0	44,0	14,8	5,5	10,0	9,0	0,4	0,036	0,023						
LIMES BASIC 100-M10-...	400	1100	5,1	15,3	106,0	61,0	255,0	52,5	157,5	63,0	104,0	30,0	45,3	M5	4,5	120,0	60,0	n x L _{s1}	3,7	106,0	74,0	14,8	5,5	10,0	9,0	0,7	0,042	0,023						
LIMES BASIC 100-M20-...	900	2200	10,2	30,6	106,0	61,0	465,0	52,5	367,5	63,0	104,0	30,0	45,3	M5	8,8	120,0	60,0	n x L _{s1}	3,7	106,0	74,0	14,8	5,5	10,0	9,0	0,7	0,042	0,023						
LIMES BASIC 150-M10-...	675	1650	7,7	23,0	136,0	63,0	255,0	52,5	157,5	63,0	134,0	45,0	45,3	M5	6,4	120,0	60,0	n x L _{s1}	3,3	136,0	104,0	16,8	5,5	10,0	11,0	1,2	0,050	0,023						
LIMES BASIC 150-M15-...	1010	2475	11,4	34,3	136,0	63,0	360,0	52,5	262,5	63,0	134,0	45,0	45,3	M5	9,4	120,0	60,0	n x L _{s1}	3,3	136,0	104,0	16,8	5,5	10,0	11,0	1,2	0,050	0,023						
LIMES BASIC 150-M25-...	1685	4125	19,1	57,3	136,0	63,0	570,0	52,5	367,5	63,0	134,0	45,0	45,3	M5	14,9	120,0	60,0	n x L _{s1}	3,3	136,0	104,0	16,8	5,5	10,0	11,0	1,2	0,050	0,023						
LIMES BASIC 300-M10-...	1200	3300	15,6	46,8	151,0	78,1	375,0	80,5	241,5	85,0	150,0	60,0	57,4	M8	12,6	184,0	92,0	n x L _{s1}	5,6	151,0	115,0	19,8	9,0	15,0	13,0	2,4	0,118	0,035						
LIMES BASIC 300-M15-...	1800	4950	20,4	61,2	151,0	78,1	536,0	80,5	402,5	85,0	150,0	60,0	57,4	M8	18,8	184,0	92,0	n x L _{s1}	5,6	151,0	115,0	19,8	9,0	15,0	13,0	2,4	0,118	0,035						
LIMES BASIC 300-M20-...	2400	6600	27,2	81,6	151,0	78,1	697,0	80,5	563,5	85,0	150,0	60,0	57,4	M8	24,6	184,0	92,0	n x L _{s1}	5,6	151,0	115,0	19,8	9,0	15,0	13,0	2,4	0,118	0,035						
LIMES BASIC 450-M10-...	1800	4950	20,4	61,2	197,0	80,1	375,0	80,5	241,5	85,0	196,0	80,0	57,4	M8	17,7	184,0	92,0	n x L _{s1}	5,0	197,0	161,0	21,8	9,0	15,0	15,0	3,9	0,137	0,035						
LIMES BASIC 450-M20-...	3600	9900	40,8	122,4	197,0	80,1	697,0	80,5	563,5	85,0	196,0	80,0	57,4	M8	34,5	184,0	92,0	n x L _{s1}	5,0	197,0	161,0	21,8	9,0	15,0	15,0	3,9	0,137	0,035						
LIMES BASIC 900-M10-...	3600	9900	40,8	122,4	335,0	88,1	375,0	80,5	241,5	85,0	334,0	2x90,0	57,4	M8	31,8	184,0	92,0	n x L _{s1}	4,4	335,0	299,0	29,8	9,0	15,0	23,0	10,7	0,202	0,035						
LIMES BASIC 900-M20-...	7200	19800	60,0	180,0	324,0	88,1	697,0	80,5	563,5	85,0	334,0	2x90,0	57,4	M8	63,4	184,0	92,0	n x L _{s1}	4,4	335,0	299,0	29,8	9,0	15,0	23,0	10,7	0,202	0,035						

1) water-cooled operation

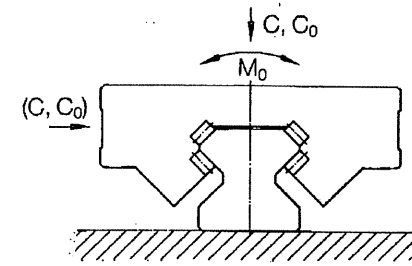
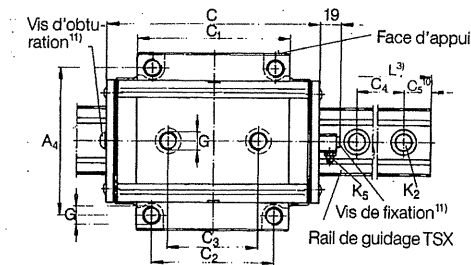
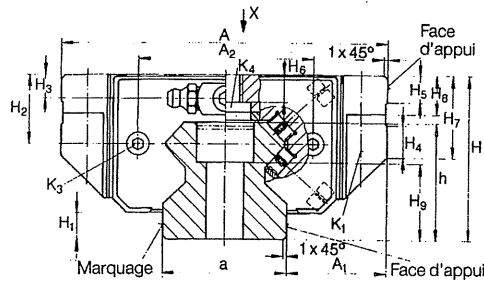
2) size 900 and large : 3-row bolting layout

3) n = 1, 2, 3... (acc. to number of Secondary Parts)

4) Values incl. Cover height (0,4 mm)

5) per segment of Secondary Part

Document 2a : Documentation dimensionnelle des systèmes de guidage à galets RUE



Directions des charges principales

Vue X (à 90°)

Désignation	Masses		Dimensions en mm									Cotes de montage en mm													Charges de bases ⁽⁷⁾														
	Chariot	Rail	H	A	C ⁽¹⁾	h	a	H ₁ ⁽²⁾	C ₁	A ₁	L ⁽³⁾	H ₂	A ₂	K ₃	H ₃	K ₅ ⁽⁴⁾	K ₁	K ₂	H ₄	H ₅	A ₄	C ₂	C ₃	G	H ₆ ⁽⁶⁾	K ₄ ⁽⁵⁾	H ₇	H ₈	H ₉	C ₄	dyn C	Stat C ₀	M ₀	Capuchon ⁽⁸⁾	Tôle de protection ⁽⁹⁾	Rail de montage ⁽⁹⁾			
	kg	kg/m																																					
RUE 35	1,8	7,2	48	100	112	34,0	34	6,5	76,5	33	3000	20,75	50	M4x8	6,6	M8x1	M8	M8	6	8	82	62	52	M10	8,5	M8	27	12	23	40	50,3	112	940	KA15M	ADBU35	TSX35M			
RUE 45	3,1	11,1	60	120	139	42,1	45	8,5	97,5	37,5	2940	25,80	64	M4x8	8,5	M8x1	M10	M12	7,5	10	100	80	60	M12	10,9	M10	33,5	15	26,1	52,5	83,6	186	2200	KA20M	ADBU45	TSX45M			
RUE 55	5,1	16,1	70	140	165	49,5	53	11	118,5	43,5	2520	29,50	75	M5x10	10	M8x1	M12	M14	10	12	116	95	70	M14	11,4	M12	31	18	32,5	60	120	280	3080	KA24M	ADBU55	TSX55M			

- Longueur minimale d'appui à respecter.
- Pour la hauteur d'appui maximale, voir tableau 1 et figure 2.
- Longueur L maximale du rail de guidage ; les rails de guidage plus longs sont livrés en plusieurs éléments appairés.
- Graisseur à tête sphérique selon DIN 71412.
- Couples de serrage: voir tableau ci-dessous.
- Fixation par le haut; longueur filetée maximale utilisable $H_6 + 3$ mm.
- Les charges de base et le couple statique sont valables pour les directions des charges principales (voir figure).
- Les capuchons font partie de la livraison.
- Livable sur demande.
- La cote C_3 dépend de la longueur des rails de guidage. Pour un positionnement symétrique des trous de fixation, elle est identique aux deux extrémités du rail et le plus faible possible, mais ne doit pas être inférieure à 20 mm.
- Couple de serrage maxi = 1,3 Nm.

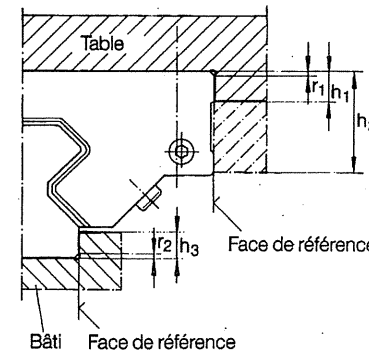


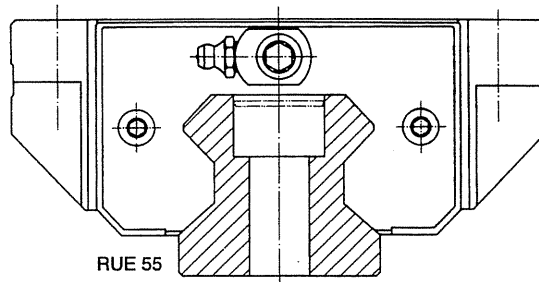
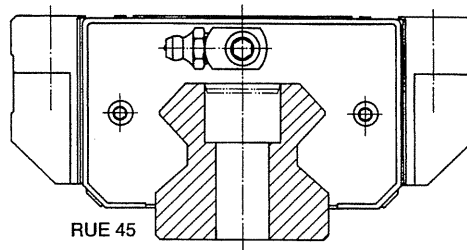
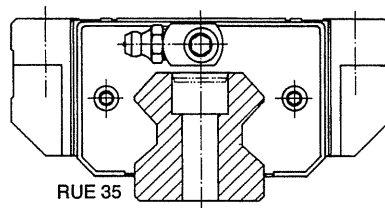
figure 2 : Dimensions des appuis et des congés

Désignation	r ₁ maxi	h ₁	h ₂	r ₂ maxi	h ₃ maxi
RUE 35	1	8	26	0,8	6,0
RUE 45	1	10	33	0,8	8,0
RUE 55	1	12	30	0,8	9,5

Vis Désignation	Qualité	M8	M10	M12	M14
K ₁ , K ₄	12.9	41	83	140	220
K ₂					
G	12.9 ⁽¹⁾	41	83	140	135
	8.8 ⁽²⁾				

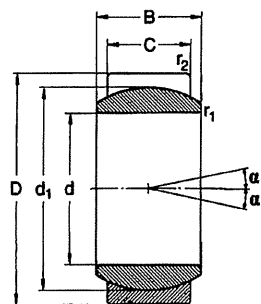
- Assurer le blocage des vis par collage par exemple
- Utiliser six vis

Document 2b : Représentation des systèmes
de guidage à galets RUE

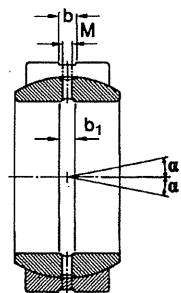


Dessins (échelle 1:2)

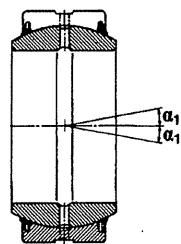
Document 3 : Rotules acier/acier d 4 à 60 mm



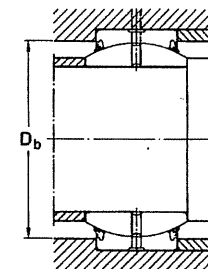
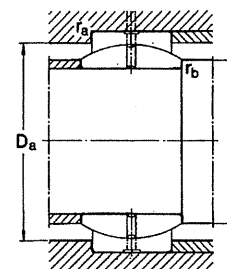
Exécution E



Exécution ES



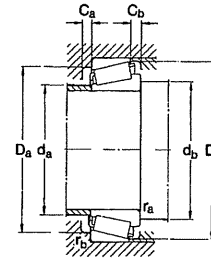
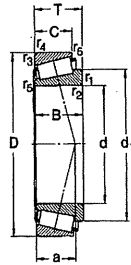
Exécution ES-2RS



Dimensions				Angle de basculement ¹⁾		Charges de base dyn. stat.		Masse	Désignation des rotules sans joint avec joints		Autres dimensions						Cotes de montage							
d	D	B	C	α	α_1	C	C ₀				d	d ₁	b	b ₁	M	r ₁ min	r ₂ min	d _a min	d _a max	D _a , D _b min	D _a min	D _b min	r _a max	r _a max
mm				degrés		N		kg				mm						mm						
4	12	5	3	16		2040	10200	0,003	GE 4 E		4	8				0,3	0,3	6	6	10	8		0,3	0,3
5	14	6	4	13		3400	17000	0,004	GE 5 E		5	10				0,3	0,3	7	8	12	10		0,3	0,3
6	14	6	4	13		3400	17000	0,004	GE 6 E		6	10				0,3	0,3	8	8	12	10		0,3	0,3
8	16	8	5	15		5500	27500	0,008	GE 8 E		8	13				0,3	0,3	10	10	14	13		0,3	0,3
10	19	9	6	12		8150	40500	0,012	GE 10 E		10	16				0,3	0,3	13	13	17	15		0,3	0,3
12	22	10	7	10		10800	54000	0,017	GE 12 E		12	18				0,3	0,3	15	15	19	18		0,3	0,3
15	26	12	9	8		17000	85000	0,032	GE 15 ES		15	22	2	2,5	1,5	0,3	0,3	18	18	23	21		0,3	0,3
17	30	14	10	10		21200	106000	0,050	GE 17 ES		17	25	2	2,5	1,5	0,3	0,3	20	20	27	24		0,3	0,3
20	35	16	12	9	6	30000	146000	0,065	GE 20 ES	GE 20 E5-2RS	20	29	3	3	2	0,6	0,6	23	24	31	28	30	0,3	0,5
	42	25	16	15		48000	240000	0,16		GEH 20 E5-2RS		35,5	3	3	2	0,6	0,6	23	25	38	36		0,6	0,5
25	42	20	16	7	4	48000	240000	0,12	GE 25 ES	GE 25 E5-2RS	25	35,5	3	3	2	0,6	0,6	28	29	38	33	36	0,6	0,5
	47	28	18	14		62000	310000	0,20			GEH 25 E5-2RS		40,7	3	3	2	0,6	0,6	28	29	43	40		0,6
30	47	22	18	6	4	62000	310000	0,16	GE 30 ES	GE 30 E5-2RS	30	40,7	3	3	2	0,6	0,6	33	34	43	38	40	0,6	0,5
	55	32	20	16		80000	400000	0,35			GEH 30 E5-2RS		47	4	3	2,5	0,6	1	33	34	50	47		0,8
35	55	25	20	6	4	80000	400000	0,23	GE 35 ES	GE 35 E5-2RS	35	47	4	3	2,5	0,6	1	39	39	50	44	47	0,8	0,6
	62	35	22	15		100000	500000	0,47			GEH 35 E5-2RS		53	4	3	2,5	0,6	1	39	39	57	53		0,8
40	62	28	22	7	4	100000	500000	0,32	GE 40 ES	GE 40 E5-2RS	40	53	4	3	2,5	0,6	1	44	45	57	50	53	0,8	0,6
	68	40	25	14		127000	640000	0,61			GEH 40 E5-2RS		60	6	3	3	0,6	1	44	44	63	59		0,8
45	68	32	25	7	4	127000	640000	0,46	GE 45 ES	GE 45 E5-2RS	45	60	6	5	3	0,6	1	49	50	63	56	59	0,8	0,6
	75	43	28	13		156000	780000	0,80			GEH 45 E5-2RS		66	6	5	3	0,6	1	49	50	70	64		0,8
50	75	35	28	6	4	156000	780000	0,56	GE 50 ES	GE 50 E5-2RS	50	66	6	5	3	0,6	1	54	56	70	61	64	0,8	0,6
	90	56	36	16		245000	1 220000	1,60			GEH 50 E5-2RS		80	6	5	4	0,6	1	54	57	84		77	1
60	90	44	36	6	3	245000	1 220000	1,10	GE 60 ES	GE 60 E5-2RS	60	80	6	5	4	1	1	65	66	84	73	77	1	0,8
	105	63	40	15		315000	1 560000	2,40			GEH 60 E5-2RS		92	6	5	4	1	1	65	67	99		89	1

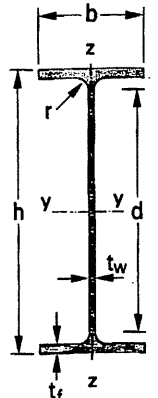
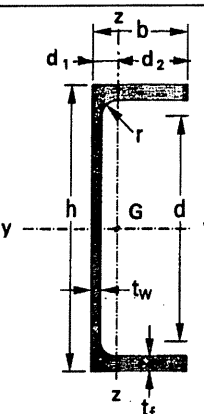
1) Pour que l'angle indiqué puisse être exploité, l'épaulement de l'arbre ne doit pas être supérieur à d_{amax}

Document 4 : Roulements à rouleaux coniques à une rangée d 15 à 35 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base stat.		Limite de fatigue Pu	Vitesses de base		Masse kg	Désignation	Autres dimensions								Cotes de montage								Coefficients de calculs			
d	D	T	C	C ₀		Lubrification graisse	Lubrification huile			tr/min	d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	r ₅	a	d _a max	d _b min	D _a min	D _a max	D _b min	C _a min	C _b min	r _a max	r _b max	e	Y
15	42	14,25	22400	20000	2120	9000	13000	0,095	30302	15	27,3	13	11	1	1	0,3	9	22	21	36	36	38	2	3	1	1	0,28	2,1	1,1
17	40	13,25	19000	18600	1860	9000	13000	0,075	30203	17	28	12	11	1	1	0,3	10	23	23	34	34	37	2	2	1	1	0,35	1,7	0,9
	47	15,25	28100	25000	2750	8500	12000	0,13	30303		30,4	14	12	1	1	0,3	10	25	23	40	4	42	2	3	1	1	0,28	2,1	1,1
	47	20,25	34700	33500	3650	8000	11 000	0,17	32303		30,7	19	16	1	1	0,3	12	24	23	39	4	43	3	4	1	1	0,28	2,1	1,1
20	42	15,00	24200	27000	2700	8500	12000	0,097	32004 X	20	31,1	15	12	0,6	0,6	0,3	10	25	25	36	37	39	2	3	0,6	0,6	0,37	1,6	0,9
	47	15,25	27500	28000	3000	8000	11000	0,12	30204		33,2	14	12	1	1	0,3	11	27	26	40	41	43	2	3	1	1	0,35	1,7	0,9
	52	16,25	34100	32500	3600	8000	11000	0,17	30304		34,3	15	13	1,5	1,5	0,6	11	28	27	44	45	47	2	3	1	1	0,30	5	1,1
	52	22,25	44000	45500	5000	7500	10000	0,23	32304		34,5	21	18	1,5	1,5	0,6	14	27	27	43	45	47	3	4	1	1	0,30	2	1,1
22	44	15,00	25100	29000	2900	8000	11000	0,10	320/22X	22	33,4	15	11,5	0,6	0,6	0,3	11	27	27	38	39	41	3	3,5	0,6	0,6	0,40	1,5	0,8
	47	17,00	34100	36500	3900	8000	11000	0,14	T2CC022		34	17,5	13,5	1	1	0,3	11	28	28	40	41	44	4	3,5	1	1	0,33	1,8	1
25	47	15,00	27000	32500	3350	8000	11000	0,11	32005X	25	36,5	15	11,5	0,6	0,6	0,3	11	30	30	40	42	44	3	3,5	0,6	0,6	0,43	1,4	0,8
	52	16,25	30800	33500	3550	7500	10000	0,15	30205		37,4	15	13	1	1	0,3	12	31	31	44	46	48	2	3	1	1	0,37	1,6	0,9
	52	19,25	35800	44000	4750	7000	9 500	0,19	32205 B		40,2	18	15	1	1	0,3	16	30	31	41	46	50	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6
	52	22,00	47300	56000	6 000	6700	9 000	0,23	33205		38,6	22	18	1	1	0,3	14	30	31	43	46	49	4	4	1	1	0,35	1,7	0,9
	62	18,25	44600	43000	4800	6700	9000	0,26	30305		41,5	17	15	1,5	1,5	0,6	13	34	32	54	55	57	2	3	1	1	0,30	2	1,1
	62	18,25	38000	40000	4400	5600	7500	0,26	31305		45,8	17	13	1,5	1,5	0,6	20	34	32	47	55	59	3	5	1	1	0,83	0,72	0,4
	62	25,25	60500	63000	7100	6000	8 000	0,36	32305		41,7	24	20	1,5	1,5	0,6	15	33	32	52	55	57	3	5	1	1	0,30	2	1,1
28	52	16,00	31900	38000	4000	7000	9500	0,15	320/28X	28	40,3	16	12	1	1	0,3	12	34	34	45	46	49	3	4	1	1	0,43	1,4	0,8
	58	20,25	41800	50000	5500	6300	8500	0,25	322/28 B		43,9	19	16	1	1	0,3	17	33	34	46	52	55	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6
30	55	17,00	35800	44000	4650	6700	9000	0,17	32006X	30	43	17	13	1	1	0,3	13	35	36	48	49	52	3	4	1	1	0,43	1,4	0,8
	62	17,25	40200	44000	4800	6300	8500	0,23	30206		44,6	16	14	1	1	0,3	14	38	36	53	56	57	2	3	1	1	0,37	1,6	0,9
	62	21,25	50 100	57000	6500	6300	8 500	0,28	32206		45,2	20	17	1	1	0,3	15	37	36	52	56	58	3	4	1	1	0,37	1,6	0,9
	62	21,25	49500	58500	6550	6000	8 000	0,30	32206 B		47,3	20	17	1	1	0,3	18	36	36	50	56	60	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6
	62	25,00	64400	76500	8500	5600	7500	0,37	33206		45,8	25	19,5	1	1	0,3	16	36	36	53	56	59	5	5,5	1	1	0,35	1,7	0,9
	72	20,75	56100	56000	6400	5600	7500	0,39	30306		48,4	19	16	1,5	1,5	0,6	15	41	37	62	65	66	3	4,5	1	1	0,31	1,9	1,1
	72	20,75	47300	50000	5850	5000	6700	0,39	31306		52,7	19	14	1,5	1,5	0,6	22	40	37	55	65	68	3	6,5	1	1	0,83	0,72	0,4
	72	28,75	76500	85000	9650	5300	7000	0,55	32306		48,7	27	23	1,5	1,5	0,6	18	39	37	59	65	66	3	5,5	1	1	0,31	1,9	1,1
32	58	17,00	36900	46500	4900	6300	8500	Q19	320/32X	32	45,6	17	13	1	1	0,3	14	38	38	50	52	55	3	4	1	1	0,46	1,3	0,7
35	62	18,00	42900	54000	5850	6000	8000	0,22	32007 X	35	49,2	18	14	1	1	0,3	15	41	41	54	56	59	4	4	1	1	0,46	1,3	0,7
	72	18,25	51200	56000	6200	5300	7000	0,32	30207		51,8	17	15	1,5	1,5	0,6	15	44	42	62	65	67	3	3	1	1	0,37	1,6	0,9
	72	24,25	66000	78000	8 650	5300	7 000	0,43	32207		52,4	23	19	1,5	1,5	0,6	17	43	42	61	65	67	3	5	1	1	0,37	1,6	0,9
	72	24,25	60500	75000	8300	5300	7000	0,44	32207 B		55,1	23	19	1,5	1,5	0,6	21	42	42	56	65	68	3	5	1	1	0,57	1,05	0,6
	72	28,00	84200	106000	11800	4800	6300	0,56	33207		53,4	28	22	1,5	1,5	0,6	18	42	42	61	65	68	5	6	1	1	0,35	1,7	0,9

Document 5 : Dimensions des profilés IPE et UAP

 Profilés	h	b	t _w	t _f	r	d	masse/m	Aire de la section	I _y	W _{el,y}	i _y	I _z	W _{el,z}	i _z	d ₁	d ₂ = v _z	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	
IPE 160	160,0	82,0	5,0	7,4	9,0	127,2	15,8	20,1	869,3	108,7	6,58	68,28	16,65	1,84			
IPE 180	180,0	91	5,3	8,0	9,0	146,0	18,5	23,9	1317,0	146,3	7,42	100,81	22,16	2,05			
IPE 200	200,0	100,0	5,6	8,5	12,0	159,0	22,4	28,5	1943,2	194,3	8,26	142,31	28,46	2,24			
IPE 220	220,0	110,0	5,9	9,2	12,0	177,6	26,2	33,4	2771,8	252,0	9,11	204,81	37,24	2,48			
	UAP 150	150,0	65,0	7,0	10,3	10,3	109,0	17,93	22,84	796,06	106,14	5,90	93,25	20,97	2,02	2,05	4,45
UAP 175	175,0	70,0	7,5	10,8	10,8	132,0	21,24	27,06	1269,99	145,14	6,85	126,36	25,92	2,19	2,12	4,88	
UAP 200	200,0	75,0	8,0	11,5	11,5	154,0	25,10	31,98	1945,85	194,59	7,80	169,69	32,13	2,3	2,22	5,28	
UAP 220	220,0	80,0	8,0	12,5	12,5	170,0	28,47	36,27	2709,93	246,36	8,64	222,31	39,68	2,48	2,40	5,60	

I_y, I_z : moment d'inertie en cm⁴

W_{el,y}, W_{el,z} : module de flexion élastique en cm³

i_y, i_z : rayon de giration en cm

