

Machine-outil

Principaux organes

par **François C. PRUVOT**

Ingénieur-docteur

Ancien Directeur technique de Renault Machines-outils

Professeur honoraire, Directeur du Laboratoire de productique et de machines-outils

École polytechnique fédérale de Lausanne

1. Rappel sur la coupe des métaux.....	B 7 121 - 2
1.1 Paramètres	— 2
1.2 Forces de coupe.....	— 3
1.3 Rigidité statique de coupe	— 3
1.4 Frottement.....	— 4
2. Modélisation d'une machine-outil. Présentation.....	— 4
3. Broche	— 6
3.1 Définition et constitution.....	— 6
3.2 Étude cinématique.....	— 6
3.3 Étude statique	— 6
3.4 Étude dynamique.....	— 9
3.5 Étude thermique	— 12
3.6 Études technologique et économique	— 18
3.7 Premier bilan.....	— 22
4. Bâti.....	— 23
4.1 Définition. Introduction	— 23
4.2 Étude cinématique.....	— 23
4.3 Étude statique	— 24
4.4 Études dynamique et thermique.....	— 28
4.5 Études technologique et économique	— 29
5. Glissières	— 30
5.1 Définition. Introduction	— 30
5.2 Études cinématique et statique	— 30
5.3 Études dynamique et thermique.....	— 33
5.4 Études technologique et économique	— 33
6. Autres composants	— 34
Pour en savoir plus.....	Doc. B 7 124

Pour en savoir plus..... Doc. B 7 124

Le choix d'organes de machines-outils qu'on doit considérer comme essentiels au fonctionnement correct de la machine nécessite un court rappel de notions de base, à la fois de mécanique et de coupe des métaux.

Le comportement d'une machine-outil en travail résulte, en effet, de l'interaction du processus de coupe et d'une structure mécanique complexe.

On perçoit dès le départ que les **caractéristiques statiques** de la coupe, qui reçoivent l'essentiel de l'attention et seules sont présentées dans les textes traditionnels, ne seront pas suffisantes pour expliquer le comportement de la machine en travail.

De même, les seules caractéristiques statiques de la machine seront clairement insuffisantes pour expliquer des phénomènes bien connus tels que le broutage, ou broutement, ou encore instabilité de coupe, qu'il est facile de faire apparaître

sur **toutes** les machines, et en particulier celles qui sont à coupe continue, telles que les tours ou les alésouses (ou les centres d'usinage, quand ils procèdent à une opération d'alésage).

Pour comprendre le comportement d'une machine-outil en travail, il faudra donc en établir un **modèle**. Il en sera de même pour la coupe des métaux. La bonne concordance du comportement simulé de ces modèles et du comportement réel des machines en travail doit alors permettre de montrer clairement les paramètres et variables dont dépend un bon usinage.

Cette dernière phrase montre que l'adéquation de la machine à sa tâche ne pourra se juger qu'en termes de **topologie** (caractéristiques des surfaces et des relations qui existent entre elles, indépendamment de leurs dimensions) et de **métrique** des surfaces usinées.

La machine devra donc répondre à un **cahier des charges** établi sur cette base. Si cette pratique est obligatoire pour les machines spéciales qui, par définition, doivent usiner des pièces de formes, dimensions et tolérances données, elle est par contre complètement inhabituelle pour les machines universelles. Les **performances** revendiquées par leurs constructeurs n'ont donc généralement pas grand sens puisqu'ils se contentent, en plus des habituelles vitesses, puissance, courses, etc., de donner une précision de positionnement sans indiquer les conditions de son obtention (forces de coupe, vitesses, avance, charge sur la table, température atteinte par les composants de la machine dans différentes conditions de fonctionnement, etc.).

Pour éviter le genre de critique que nous venons de faire, nous devrons donc donner, succinctement, les grandes lignes d'un cahier des charges de machine universelle, afin de pouvoir, au moins qualitativement, en déduire ses principales caractéristiques, qui serviront alors de point de départ à sa conception.

L'article « **Machine-outil** » fait l'objet de plusieurs articles :

[B 7 120] Présentation

[B 7 121] Principaux organes

[B 7 122] Exemples de machines

[B 7 123] Systèmes de fabrication

Les sujets ne sont pas indépendants les uns des autres. Le lecteur devra assez souvent se reporter aux autres articles. Le numéro de l'article est suivi du numéro de paragraphe ou de figure.

Rappelons la définition d'un **modèle** (d'une machine, d'un processus, etc.) : « c'est une représentation formelle simplifiée de la réalité. Le modèle permet de rendre compte du comportement de l'objet étudié avec une précision suffisante (qu'il faut donc définir). Il est toujours arbitraire ; sa seule justification est dans la concordance de la réalité et du comportement simulé du modèle. »

1. Rappel sur la coupe des métaux

Le but de ce paragraphe n'est en aucun cas de remplacer un article spécialisé (cf. rubrique *Usinage*, et notamment *Procédés d'usinage. Présentation* [B 7 000], dans ce traité). Nous visons seulement à donner les quelques notions indispensables à la prévision du comportement d'une machine-outil d'usinage.

La figure 1 représente très schématiquement un outil de coupe en train d'usiner une pièce de révolution par **tournage**.

1.1 Paramètres

L'**outil** est essentiellement caractérisé par les **paramètres** suivants :

- l'angle d'inclinaison d'arête principale φ_0 ;
- le rayon de bec r ;
- l'angle de dépouille α ;
- l'angle de taillant β ;
- l'angle de coupe γ (qui peut être positif ($\gamma > 0$) ou négatif ($\gamma < 0$)).

L'outil n'est, bien évidemment, pas complètement défini ainsi, mais ces quelques paramètres suffiront pour notre propos.

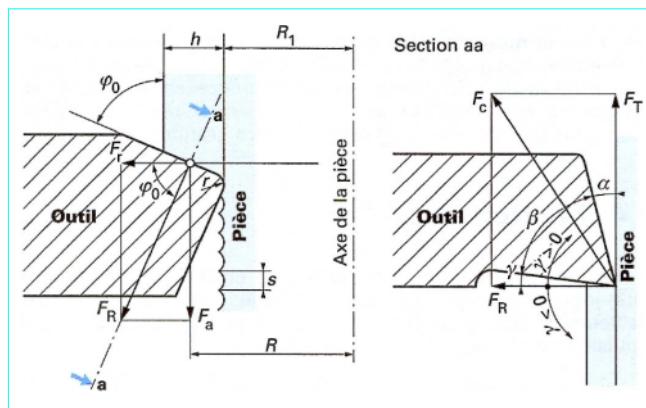


Figure 1 – Forces de coupe

1.2 Forces de coupe

Dans la théorie (le modèle) de la coupe orthogonale, on admet que la résultante de coupe F_c est dans un plan perpendiculaire (repéré « aa » sur la figure 1) à l'arête de coupe. Cette résultante F_c peut se décomposer en une force tangentielle de coupe F_T et une force de répulsion F_R .

Si R est le rayon moyen de coupe ($R = R_1 + \frac{h}{2}$), la vitesse de coupe V_c vaut ΩR (Ω étant la vitesse angulaire de rotation en rad/s).

La puissance de coupe est :

$$\dot{E}_c = \Omega R F_T \quad (1)$$

F_R , située dans le plan comprenant l'arête de coupe et l'axe de la surface usinée (on admet que les deux droites sont concourantes), peut, à son tour, se décomposer en :

- une force radiale de répulsion :

$$F_r = F_R \cos \varphi_0 \quad (2)$$

- une force axiale de répulsion :

$$F_a = F_R \sin \varphi_0 \quad (3)$$

La section du copeau, en appelant h la profondeur de passe et s l'avance par tour, vaut :

$$S = h s \quad (4)$$

Si on appelle K la **pression spécifique de coupe**, K_T la pression spécifique tangentielle de coupe et K_R la pression spécifique de répulsion, on a pour expression des **forces de coupe** :

$$\left. \begin{array}{l} F_c = SK \\ F_T = SK_T \\ F_R = SK_R \end{array} \right\} \quad (5)$$

et on a alors :

$$F_r = SK_R \cos \varphi_0 \quad (6)$$

et :

$$F_a = SK_R \sin \varphi_0 \quad (7)$$

Remarque : les relations (1) à (7) sont valables dans toutes les conditions. Cependant, les hypothèses choisies montrent qu'elles n'ont tout leur sens que pour :

$$h \gg r$$

autrement dit, l'essentiel de la coupe se fait par l'arête rectiligne de coupe, ce qui correspond à des conditions d'**ébauche** (typiquement : $0,4 < r < 2$ mm et $h > 4$ mm).

Pour des conditions de **demi-finition**, et de **finition**, on a généralement :

$$h < r$$

et

$$\varphi_0 \text{ effectif} \approx 0$$

c'est-à-dire que la résultante de coupe est pratiquement perpendiculaire à l'axe de la surface usinée. Les relations se simplifient et on a :

$$\left. \begin{array}{l} F_r \approx F_R = SK_R = hsK_R \\ F_a \approx 0 \\ F_T = SK_T = hsK_T \end{array} \right\} \quad (8)$$

1.3 Rigidité statique de coupe

À ce point, on peut déjà préciser une notion très importante pour la compréhension du fonctionnement d'une machine-outil : celle de la rigidité statique de coupe.

Admettons d'abord que les **pressions spécifiques de coupe** sont des **constantes** pour un usinage donné, c'est-à-dire pour un métal, des **paramètres de coupe** (h, s, V_c) et des **paramètres outil** ($\varphi_0, r, \alpha, \gamma$) donnés.

Admettons aussi que l'outil se rapproche de la pièce à usiner d'une distance $\Delta h \ll h$.

La surface de la pièce avant usinage restant de rayon constant, la profondeur de passe va augmenter de Δh et la section de copeau devient :

$$S + \Delta S = (h + \Delta h)s$$

Les forces de coupe [relations (5) (6) et (7)] subissent alors les variations suivantes :

$$\left. \begin{array}{l} \Delta F_c = \Delta hsK \\ \Delta F_T = \Delta hsK_T \\ \Delta F_R = \Delta hsK_R \\ \Delta F_r = \Delta hsK_R \cos \varphi_0 \\ \Delta F_a = \Delta hsK_R \sin \varphi_0 \end{array} \right\} \quad (9)$$

Une rigidité est le quotient d'une variation de force par une variation de position corrélative. On écrit alors :

$$\left. \begin{array}{l} \bullet \text{ rigidité statique de coupe} \\ k_c = \frac{\Delta F_c}{\Delta h} = sK \\ \bullet \text{ rigidité statique de coupe tangentielle} \\ k_T = \frac{\Delta F_T}{\Delta h} = sK_T \\ \bullet \text{ rigidité statique de coupe en répulsion} \\ k_R = \frac{\Delta F_R}{\Delta h} = sK_R \\ \bullet \text{ rigidité statique radiale de coupe en répulsion} \\ k_r = \frac{\Delta F_r}{\Delta h} = sK_R \cos \varphi_0 \\ \bullet \text{ rigidité statique axiale de coupe en répulsion} \\ k_a = \frac{\Delta F_a}{\Delta h} = sK_R \sin \varphi_0 \end{array} \right\} \quad (10)$$

Nota : on peut trouver des relations strictement empiriques donnant K, K_T, K_R en fonction de différents paramètres (y compris l'angle de coupe γ).

Notre propos n'est pas de les donner ici. Elles devraient apparaître dans un article sur la coupe de métaux.

■ Pour les formules (5) (6) (7) (8) (9) et (10), nous avons admis l'existence de pressions spécifiques de coupe constantes, caractéristiques d'un matériau. Dans la réalité il en va différemment. Ces **pressions spécifiques de coupe** varient avec l'épaisseur e du copeau et, également, avec la matière usinée et sa résistance et, encore, avec la vitesse de coupe.

● Ces variations s'expliquent, au moins pour une part, relativement facilement. Dans 1 cm^3 d'acier, par exemple, l'énergie de liaison de tous les atomes vaut environ 1 MJ (10^6 joules).

La figure 2 montre que, pour un acier de résistance 600 MPa (60 daN/mm^2), la pression spécifique tangentielle de coupe pour obtenir un copeau d'épaisseur $e = 1 \text{ mm}$ est :

$$K_T \approx 1300 \text{ MPa} \text{ soit } 1300 \text{ daN/mm}^2$$

c'est-à-dire que, pour un copeau de section 1 mm^2 :

$$F_T = 130 \text{ daN} = 1300 \text{ N}$$

Exemple : pour enlever 1 cm^3 de matière, l'outil doit donc avoir un déplacement tangentiel (c'est-à-dire parallèle à F_T) de :

$$1000 \text{ mm} = 1 \text{ m}$$

L'énergie de coupe correspondant à 1 cm^3 vaut alors :

$$E = 1300 \times 1 = 1300 \text{ J}$$

Cette valeur, pour indicative qu'elle soit, montre que l'énergie pour un **usinage d'ébauche** sera près de 1000 fois inférieure à l'énergie totale de liaison de la matière enlevée.

Si on prend un copeau plus fin, par exemple $e = 0,1 \text{ mm}$, l'énergie nécessaire pour enlever 1 cm^3 de matière sera presque doublée. Cela correspond, en partie du moins, au fait que l'outil rompra plus de liaisons atomiques par unité de volume de matière.

● Cela n'explique pas tout. Une partie de l'énergie est aussi utilisée à la **déformation** du copeau et, souvent, à sa rupture. Pour les très fortes épaisseurs de copeau, l'énergie de liaison compte moins et l'énergie de déformation plastique est de plus en plus prépondérante ; comme le mode de déformation du copeau est le cisaillement, on conçoit que cette énergie tende vers une asymptote horizontale.

De même, l'énergie de liaison tend vers 10^6 J pour $e \approx 0$, c'est-à-dire quasiment l'infini à l'échelle de la figure 2.

On comprend alors l'allure hyperbolique des courbes K_T et K_R en fonction de e .

Pour le moment, sans chercher à donner d'autres valeurs, reconnaissons que la force radiale de répulsion F_r tendra à éloigner l'outil de la pièce et que la différence entre la cote de réglage sans force de coupe et la cote usinée réelle sera d'autant plus grande que F_r (et donc F_R) sera grande.

1.4 Frottement

Ajoutons que le frottement (entre outil et pièce ; entre copeau et outil) joue un rôle non négligeable dans les forces de coupe ; c'est d'ailleurs lui qui, pour l'essentiel, est responsable de la force de répulsion de coupe.

La rigidité de la machine ne pouvant être infinie, il est alors clair que les forces de coupe déformant la machine auront une influence tant statique que dynamique sur les **performances** de la machine et sur la **qualité** de l'usinage. Il nous faut donc, pour évaluer, même qualitativement, prévisionnellement un usinage, **modéliser** aussi la machine.

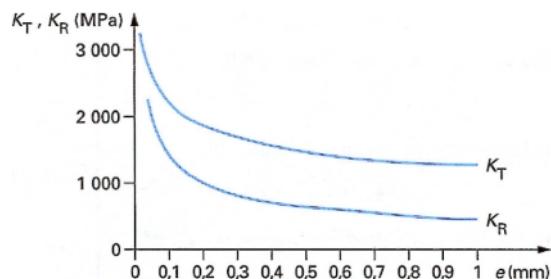


Figure 2 – Pressions spécifiques de coupe (tangentielle K_T et de répulsion K_R) pour un acier de résistance 600 MPa (60 daN/mm^2) et une vitesse de coupe $V_c = 120 \text{ m/min}$ (d'après normes russes)

2. Modélisation d'une machine-outil. Présentation

■ La figure 3 représente très schématiquement une machine classique (ici, ce peut être une fraiseuse) usinant une pièce. Les forces de coupe agissent à l'interface pièce-outil et les lignes de forces engendrées se bouclent en passant par les différents **organes** de la machine :

- l'outil ;
- la broche ;
- les paliers de broche ;
- le corps de broche ;
- le bâlier ;
- la glissière Y entre bâlier et colonne ;
- la colonne ;
- le socle ;
- la vis d'avance Z ;
- la glissière Z ;
- le chariot Z ;
- la glissière X (perpendiculaire au plan YZ) ;
- la table ;
- le montage porte-pièce ;
- la pièce à usiner ;

chacun de ces éléments ayant des caractéristiques élastiques.

On peut alors créer le **modèle élastique** de la machine figure 4. Nous n'avons représenté qu'un modèle simplifié bidimensionnel, mais on comprend aisément que le modèle complet est tridimensionnel, et qu'en réponse à des forces de coupe, constantes ou variables, la structure de la machine se déforme, engendrant des défauts des surfaces usinées.

Tout l'**art** du projeteur de machines-outils consistait, jusqu'à un passé très récent (qui est encore le présent de beaucoup d'entreprises, même dans les pays les plus industrialisés), à choisir l'**architecture** de machine et ses différents éléments de façon que la **topologie** et la **métrique** des surfaces usinées d'une pièce soient à l'intérieur des tolérances attendues par le client.

C'est à dessein que nous avons employé le mot *art* plutôt que *science*, car le travail du projeteur était – et est encore – pour l'essentiel, fait d'empirisme et d'expérience.

Le travail réalisé en [1] démontre qu'on peut maintenant concevoir une nouvelle machine par des voies parfaitement scientifiques, ce qui ne signifie pas que les connaissances empiriques ou l'expérience soient à négliger, au contraire ; mais elles doivent être sous-tendues par une compréhension réelle des phénomènes physiques qui se produisent lors de l'usinage. La connaissance des modèles, de la coupe et de la machine (à laquelle appartiennent aussi, pendant

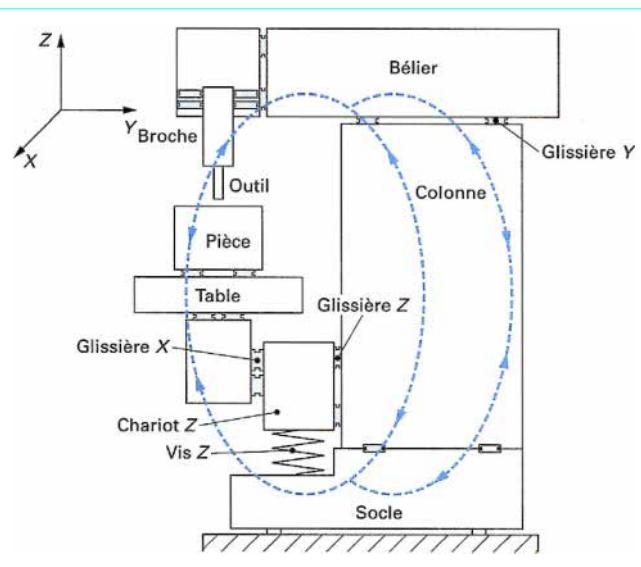


Figure 3 – Machine-outil conventionnelle : parcours des forces

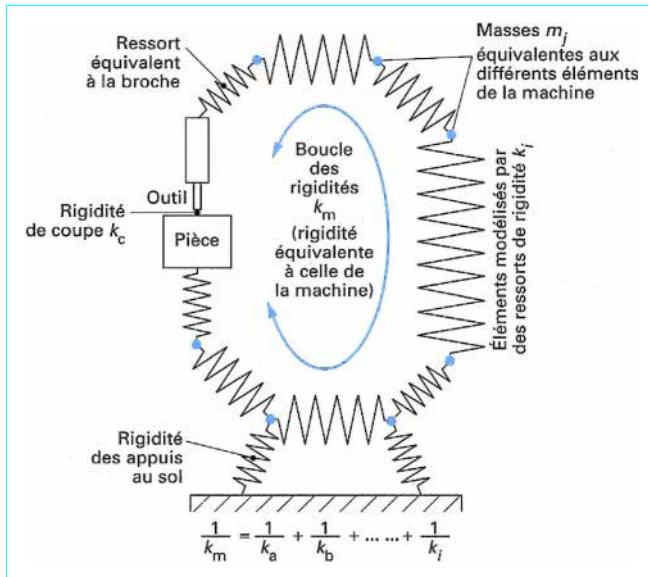


Figure 4 – Modèle élastique bidimensionnel d'une machine

l'usinage, la pièce et l'outil), permettra alors de prédire la topologie comme la métrique des pièces usinées et de leurs surfaces. Une connaissance scientifique de l'ensemble machine-coupe permettra la création de la **machine optimale** ou l'utilisation d'une machine donnée avec les **paramètres de coupe optimaux**.

Nota : on définit la **machine optimale** comme la machine capable d'usiner la surface de la pièce pour le coût le plus bas possible (y compris l'amortissement des investissements) et, généralement, dans un temps maximal donné.

Les **paramètres de coupe optimaux** sont ceux qui permettent tout juste le respect des tolérances, tant topologiques que métriques, de la surface de la pièce. Le critère d'optimalité est en général un coût minimal, mais ce peut être aussi un temps minimal ou une consommation d'outils minimale.

Le modèle schématique de la pièce (figure 4), tel que décrit jusqu'ici, n'est bon qu'à la simulation statique de l'usinage et à l'étude du régime stationnaire. Par contre, pour sa **simulation dynamique, vibratoire**, pour l'étude des **régimes transitoires**, qui ont bien évidemment une répercussion sur les surfaces usinées, il faut ajouter à ce modèle des masses réparties, ponctuelles, modélisant les différents éléments de la machine.

Il est clair que le modèle de la figure 4, bien trop simple pour être réaliste, n'est déjà plus traitable algébriquement, si on le garde dans son entier. On a alors le choix entre deux **approches** :

- le traiter **numériquement** (cf. méthode des éléments finis) ;
- le traiter **élément par élément**, par l'utilisation des méthodes algébriques de la mécanique, en espérant qu'on pourra faire des synthèses, d'abord partielles et ensuite générale, toujours par une voie algébrique.

Les deux approches ne sont en rien incompatibles ; la valeur didactique de la résolution (du problème analytique comme du problème de synthèse) ne serait pas amoindrie si on devait, après une étude algébrique des composants principaux, qui permet de mieux comprendre la physique sous-jacente à un phénomène complexe, les associer numériquement dans un but d'**optimisation**. Cette optimisation se résumera à une variation de paramètres qui n'auront pas été choisis au hasard, mais qui auront, au contraire, montré leur prééminence lors de l'étude de la physique par la voie algébrique.

Nota : les méthodes purement numériques n'ont jamais rien donné et ne donneront jamais rien si elles ne sont pas précédées de l'étude de la physique de la machine et de la coupe, d'une **analyse** (au sens philosophique et mathématique du terme) **des modèles** des éléments de la machine. Ces modèles doivent être **analytiques** et donc **prédictifs** (Poincaré) et non synthétiques (basés sur l'expérience, sur l'expérimentation), car dans ce cas ils ne seraient pas prédictifs. Or, un modèle est par essence **arbitraire** (cf. Introduction), et sa validité, par contre, est prouvée par l'expérience, il ne saurait être prédictif que si on a réellement saisie les vrais phénomènes ou la nature des vrais phénomènes. Il peut se produire des bifurcations, des non-linéarités, et celles-ci font qu'un modèle perd sa capacité de prédition. En d'autres termes, un modèle ne saurait être prédictif très en dehors des domaines qui ont permis sa vérification.

Nous citerons comme **éléments principaux** d'une machine (figure 3) :

- le **porte-outil** ; celui-ci pouvant avoir une infinité de formes et dimensions, ne peut se ramener à un modèle unique ; nous ne l'étudierons donc pas ;
- la **broche** (§ 3), qu'elle soit porte-pièce ou porte-outil ;
- la **structure ou bâti** (§ 4), ou plutôt les structures, qu'elles soient bâlier, colonne, socle ou banc ;
- les **glissières** (§ 5) ;
- la **commande d'avance** ;
- la **commande de puissance**.

Nous concentrerons notre attention sur les éléments les plus importants ; pour les autres, on devra se reporter à des textes spécialisés (cf. [1]).

En règle très générale, nous utiliserons la même **méthode de traitement** pour tous les organes de machine. Pour chacun d'eux, nous nous demanderons s'il est justifiable :

- d'une étude cinématique ;
- d'une étude statique ;
- d'une étude dynamique ;
- d'une étude thermique ;
- d'une étude technologique ;
- d'une étude économique ;

études que nous ferons toujours, si elles sont pertinentes, dans cet ordre. On voit qu'elles nécessitent des modèles différents, allant du plus simple (le modèle cinématique, en principe ; nous pourrons montrer qu'il n'est souvent pas si simple que cela), au plus complexe (le modèle économique, qui doit lui-même partir du modèle technologique, lequel doit satisfaire aux besoins définis par les modèles thermique, dynamique, statique et cinématique).

Bien évidemment, nous ne pourrons, ici, qu'effleurer la plupart des domaines. Nous espérons cependant que cette brève étude permettra au lecteur de comprendre comment une analyse bien

conduite d'une machine connue, portant au jour des connaissances générales concernant son fonctionnement et sa construction, pourra être utilisée pour la synthèse, la création d'une machine nouvelle ; cependant, on perçoit que ces connaissances ne seront pas suffisantes ; il y faudra aussi des informations singulières, nécessaires à la machine particulière que nous voulons étudier.

Tout cela ne sera pas encore suffisant à la création scientifique d'une machine. Il y faudra ce que nous pourrions appeler des **outils** de création de la connaissance, qui sont remplacés aujourd'hui par l'**art** du constructeur (cf. [4] [5]).

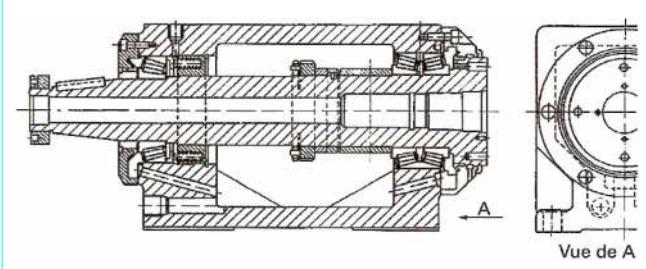


Figure 5 – Broche de machine spéciale

3. Broche

3.1 Définition et constitution

Une broche de machine-outil est un arbre auquel des paliers enlèvent cinq degrés de liberté ; le sixième – la rotation de la broche – est, lui, enlevé par la commande de puissance (figure 5).

Cette définition s'applique évidemment à tout arbre tournant. Cependant, la broche de machine-outil se distingue d'autres arbres par le fait que la sortie de puissance s'effectue au moyen de la formation de copeaux. La puissance d'entrée, aux pertes près, correspond à la puissance nécessaire à séparer des particules de matière (les copeaux) d'une pièce à usiner.

3.2 Étude cinématique

Les paliers (cf. dans ce traité, rubrique *Organes de machines*) ayant une fonction simple, on ne s'attend en général pas à ce qu'il y ait nécessité d'une telle étude. Or, tous les paliers ont des **défauts**.

Dans le cas des paliers à corps roulants, par exemple, on distingue les défauts **synchrones** (c'est-à-dire en correspondance avec la position angulaire de l'arbre) des défauts **asynchrones** :

- les premiers sont, pour l'essentiel, dus à des défauts de circularité des pistes des bagues des roulements (figure 6) ;
- les seconds sont dus aux différences de diamètre entre corps roulants.

Du fait qu'un palier à billes ou à galets fonctionne sensiblement comme un train épicycloïdal (le porte-satellite est la cage), on comprend que le défaut asynchrone, qui, dans les roulements de haute précision, est du même ordre de grandeur que le défaut synchrone, se manifeste par une trajectoire non circulaire de l'outil (comme le défaut synchrone), mais de phase variable avec la position angulaire des cages des paliers avant et arrière. Si ces paliers avant et arrière ne sont pas cinématiquement identiques, le défaut asynchrone se traduira par une ondulation de la génératrice d'un cylindre tourné.

Cette analyse permet de formuler immédiatement une **règle de synthèse**, de bonne construction. Les paliers avant et arrière d'une broche de précision devront être cinématiquement identiques (exactement le même rapport ϕ corps roulant/ ϕ pistes).

- Cela n'est souvent pas facile à réaliser avec certains types de roulements. Une **règle pratique** alors est d'utiliser les mêmes roulements à l'avant et à l'arrière d'une broche.

- Même si des roulements sont **absolument identiques** cinématiquement, il est facile de montrer que les cages porte-corps roulants des roulements avant et arrière se décaleront lentement ; la

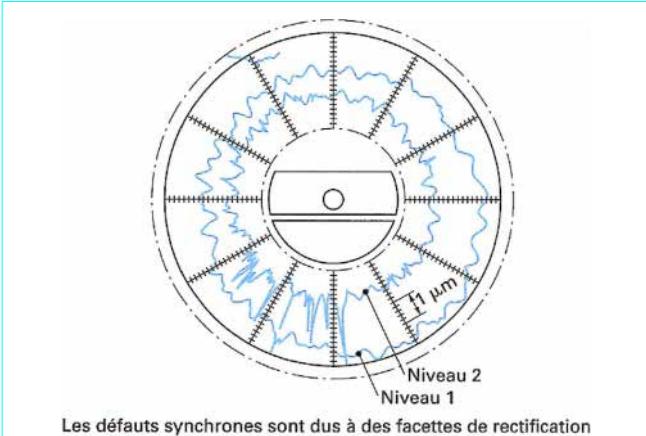


Figure 6 – Influence des défauts synchrones de paliers sur un alésage usiné

fréquence correspondante étant alors très basse, chaque pièce usinée aura donc une génératrice sensiblement droite (rectitude due à la broche, pas due à la glissière), mais, de pièce à pièce, on constatera une *variation cyclique* de diamètre. Dans la réalité, cette variation sera difficile à isoler du fait de l'usure de l'outil et des déformations d'origine thermique des éléments de la machine.

Un autre défaut à éviter pour les broches de précision est le **jeu des paliers**. Celui-ci se manifeste par des mouvements chaotiques de l'outil, avec des répercussions sur les directrices des formes usinées et donc sur les génératrices.

Nous pouvons tirer, à nouveau, une **règle constructive** de cette analyse/constatation expérimentale : les paliers de broches de précision seront de préférence du type préchargé (ou équivalent) ; un palier hydrostatique est équivalent à un palier préchargé ; il en est de même d'un palier hydrodynamique travaillant dans des conditions correctes.

3.3 Étude statique

3.3.1 Calcul simplifié du gain

Sur le plan statique, et compte tenu du paragraphe 1, on réalise qu'une variation de force de coupe, et donc de force radiale de répulsion de coupe (due par exemple à un défaut de circularité de la forme

ébauchée d'un cylindre), entraînera une déformation radiale de la broche et, de là, un défaut de génératrice et de directrice du cylindre tourné.

Pour le fraisage de plans, on a évidemment des défauts équivalents. On voit donc que la **qualité principale** d'une broche (au plan statique) sera sa **rigidité au droit de l'outil**.

Cette **rigidité (au droit de l'outil)** inclut à l'évidence celle du porte-outil et/ou celle de la pièce à usiner.

Un jeu correspondant à une rigidité nulle, étude cinématique et étude statique se recoupent. Elles ne sont pas redondantes, l'étude statique introduisant un nouvel élément constructif : la rigidité mécanique au droit de l'outil (repérée k_{p0} sur la figure 4), qui se mesurera entre broche et table de la machine. Cependant, on peut montrer qu'une *bonne* machine doit être telle que la rigidité de toute la structure ramenée entre pièce et outil soit grande comparée à la rigidité de la broche au droit de l'outil. Dans ces conditions, on peut écrire que la rigidité mécanique au droit de l'outil est celle due à la broche, appelée k_{p0} .

Considérons un **alésage** de diamètre $2R_1$ (figure 7), en partant d'un diamètre d'ébauche concentrique $2R_0$. L'alésage d'ébauche, qui en réalité est brut de fonderie ou obtenu par une opération peu précise (cf. article *Tolérances et écarts dimensionnels géométriques d'états de surface* [B 7 010]), a un défaut de circularité que nous représentons par une surépaisseur de valeur δ_0 . Quel va être le **défaut de circularité** de l'alésage final au diamètre $2R_1$?

La figure 7 montre aussi le schéma-bloc de l'ensemble broche/processus.

Puisque la rigidité radiale de coupe (en répulsion) vaut, selon (10) :

$$k_r = s K_R \cos \varphi_0$$

le défaut de circularité, si la broche était infiniment rigide, engendrerait une variation de force radiale en répulsion de coupe

$$\Delta F_{r0} = \delta_0 s K_R \cos \varphi_0 = \delta_0 k_r$$

Du fait que la broche n'est pas infiniment rigide, l'outil, sous l'effet du défaut d'épaisseur δ_0 , va se déplacer vers le centre de l'alésage, diminuant ainsi la variation de force de coupe, dénotée ΔF_r .

Pour calculer le déplacement de l'outil, il suffit de diviser ΔF_r par la rigidité de la broche au droit de l'outil k_{p0} . Ce déplacement intervient comme une contre-réaction négative, le défaut final δ_1 étant obligatoirement plus petit que le défaut initial δ_0 .

Nota : nous sommes là dans le **domaine statique**. Nous n'envisageons pas, pour l'instant, un quelconque phénomène dynamique/vibratoire.

On trouve alors facilement le **gain radial** de la broche au droit de l'outil :

$$G_0 = \frac{\delta_1}{\delta_0} = \frac{1}{1 + (k_{p0}/k_r)} \quad (11)$$

3.3.2 Conclusions du calcul

Ce calcul très simple, mais néanmoins pertinent, nous permet de tirer des conclusions importantes :

■ 1^{re} conclusion

Plus k_{p0} est grand **par rapport à k_r** (rigidité mécanique par rapport à rigidité radiale de coupe en répulsion), plus le gain sera faible et donc plus l'**atténuation du défaut de circularité** par passe sera grande.

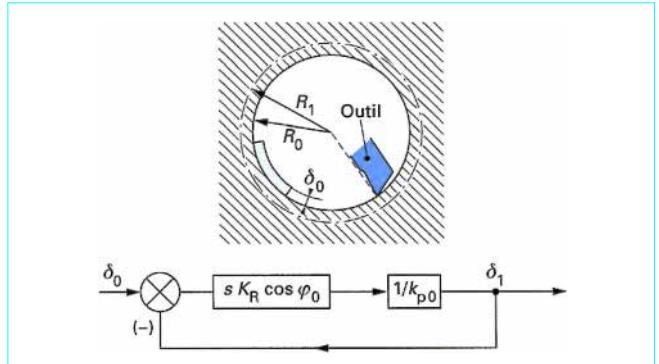


Figure 7 – Atténuation du défaut de circularité. Gain de la broche

Exemple : une opération d'ébauche dans un acier de résistance 600 MPa (60 daN/mm^2) correspond (figure 2) à $K_R \approx 5 \cdot 10^8 \text{ Pa}$ (50 daN/mm^2) pour une avance par tour $s = 1 \text{ mm} = 10^{-3} \text{ m}$.

L'angle d'inclinaison d'arête principale φ_0 vaut 45° .

La rigidité radiale de coupe en répulsion vaut [relation (10)] :

$$k_r = 10^{-3} \times 5 \cdot 10^8 \times 0,707 \approx 3,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

Admettons un défaut de forme initial de l'alésage de 2 mm au rayon. On peut se poser le problème de deux façons :

a) combien de passes faudra-t-il pour que le défaut soit inférieur ou égal à 0,01 mm, sachant que la broche et son porte-outil présentent une rigidité $k_{p0} = 4 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ au droit de l'outil ?

b) quelle rigidité au droit de l'outil faut-il donner à la broche pour qu'on atteigne ce même défaut de circularité en (par exemple) deux passes ?

On remarque que la première question correspond à l'utilisation d'une machine existante, la seconde à la création d'une machine de performances données.

Cela est l'occasion de donner un premier élément explicite de **cahier des charges de machine-outil universelle** : on devra fixer le **gain** ou plutôt, puisque ce mot n'est pas usuel en machine-outil, le **facteur d'atténuation de défauts de circularité** dans des conditions données de coupe, de matériau, de diamètre et longueur de porte-outil.

Nota : en fait, cela est le **deuxième** élément. Le premier était que la génératrice d'un cylindre de qualification ne devait pas présenter d'ondulation cyclique (§ 3.2). Nous ne l'avons pas explicité car, pour un vrai cahier des charges fonctionnel, il faudrait, en se basant sur la fonction de la surface usinée, définir dimensions et tolérances, topologie et métrique. Ce que nous ne pouvons pas faire à ce stade de l'étude.

Pour un cahier des charges réaliste, on choisira, en particulier, le type de plaquette de coupe, l'orientation de l'arête de coupe principale dans des conditions d'ébauche (vitesse de coupe, avance par tour, profondeur de passe) ; de même en finition, avec un outil qui sera le plus souvent différent de l'outil d'ébauche. En règle générale, le gain est inférieur en conditions de finition à ce qu'il est en ébauche.

Exemple :

a) Revenons aux deux **questions** précédentes. En admettant que toutes les passes ont même rigidité de coupe, on aura :

$$\frac{k_{p0}}{k_r} = \frac{4 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 10^5} = 11,4$$

Au bout d'une passe, le défaut de circularité résiduel sera, selon la relation (11) :

$$\frac{2}{12,4} = 0,161 \text{ mm}$$

Après la 2^e passe, le défaut sera :

$$\frac{0,161}{12,4} = 0,013 \text{ mm}$$

Il faudra donc **trois** passes. On pourrait néanmoins se satisfaire de deux, si la surépaisseur totale n'était pas trop grande, en prenant des outils différents (qui s'imposent d'ailleurs) pour l'ébauche et la finition (cf. la troisième conclusion).

b) Il suffit d'écrire qu'en deux passes le défaut résiduel a pour expression :

$$\delta_1 = \delta_0 \left[\frac{1}{1 + (k_{p0}/k_r)} \right]^2$$

et

$$0,01 = 2(G_0)^2$$

d'où :

$$G_0 \approx 0,07$$

$$k_{p0} = 13 k_r = 4,5 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

La rigidité k_{p0} au droit de l'outil est pratiquement la même dans les deux cas. On voit cependant qu'une petite différence peut permettre d'économiser une passe sur trois, ce qui est important quand on considère qu'il faut régler l'outil entre deux passes successives (usinage manuel) ou changer d'outil et avoir un outil prégréé de plus (usinage sur centre d'usinage).

Ce simple exemple montre bien l'importance du cahier des charges d'une machine, même universelle.

■ 2^e conclusion

Un fabricant de machines pourrait être tenté, à la lecture de l'exemple précédent, de vouloir prendre une broche *extrêmement* rigide.

Avant tout calcul, il est déjà évident que cela ne pourra se faire qu'en augmentant son diamètre, en prenant des roulements plus rigides (des roulements à galets au lieu de roulements à billes, par exemple). Cela serait se mettre dans une situation délicate. La broche aura sa vitesse limitée à un trop bas niveau ; la consommation de puissance et donc la génération de chaleur seront trop élevées, ce qui obligera à compliquer le système de lubrification – en utilisant, par exemple, un groupe réfrigérant – ; la rigidité de la structure et celle des glissières devront aussi être augmentées, pour qu'elles soient en accord avec celle de la broche. La machine sera finalement trop lourde, trop chère et de performances limitées. Il faut, au contraire, **fixer** avec rigueur les **performances nécessaires** de la machine, mais celles-ci ne pourront l'être que par une étude sérieuse des besoins fonctionnels des surfaces usinées.

■ 3^e conclusion

Un usage traditionnel et très pertinent consiste à faire plusieurs passes pour **usiner des surfaces précises**. On voit aussi que le choix de profondeurs de passe et avances par tour plus faibles pour la *finition* (indépendamment des questions d'état de surface) que pour l'*ébauche* est justifié ; malgré l'augmentation des pressions spécifiques due à la faible épaisseur du copeau, les rigidités de coupe et donc le gain de la broche sont alors plus faibles. L'**amortissement** des défauts de circularité est donc plus élevé.

Nota : la rugosité pic à vallée, désignée par R, qu'on obtient par usinage à l'outil, peut se calculer par la relation simple :

$$R = s^2/8r$$

où s avance par tour,

r rayon de bec de l'outil.

Il convient toutefois de prendre une marge, pour l'usinage de l'acier, du fait qu'il se forme parfois un bourrelet devant l'outil, qui augmente R. Ce bourrelet, appelé *Spanzifel* en allemand, ne semble pas avoir de nom en français. Dans la plupart des cas, l'usure frontale de l'outil entraîne la diminution de R, qui peut alors devenir inférieure à la valeur calculée. Cela ne dure pas, car la dégradation de l'outil s'accélère.

■ 4^e conclusion

On peut, à partir des notions précédentes, définir le **gain en entraxe d'une broche**. En effet, une des fonctions les plus importantes d'une aléuseuse ou d'un centre d'usinage est d'usiner les logements des paliers qui fixeront l'entraxe de deux arbres. La distance des arbres (d'une boîte de vitesses, par exemple) est essentielle au bon fonctionnement des engrenages qui les relient. Il est facile de montrer que si l'entraxe de trous ébauchés (percés ou bruts de fonderie) est différent de l'entraxe fini souhaité, l'erreur initiale entraîne une erreur finale. Un défaut de coaxialité δ_0 entre le trou ébauché et la position de l'axe de broche en finition peut se ramener au cas vu précédemment ; mais il faut aussi prendre en compte la rigidité de coupe tangentielle. L'erreur maximale finale de position s'écrit alors :

$$\delta_1 = 2\delta_0 \frac{1}{1 + (k_{p0}/\sqrt{k_T^2 + k_r^2})}$$

et on peut définir le gain en entraxe :

$$G_1 = \frac{\delta_1}{\delta_0} = \frac{2}{1 + (k_{p0}/\sqrt{k_T^2 + k_r^2})} \quad (12)$$

On notera de plus qu'un défaut de coaxialité entraîne l'apparition d'un défaut de circularité, que l'on peut chiffrer par la relation (11).

3.3.3 Longueur optimale

Avant d'arrêter cette étude du comportement statique d'une broche, il faut noter qu'on peut définir ainsi sa longueur optimale : si une broche est entièrement déterminée à l'exception de la distance L entre ses paliers avant et arrière (figure 8) il existe une valeur optimale (L_{opt}) qui correspond à une *rigidité maximale* au droit de l'outil.

La compréhension physique de la **longueur optimale** est aisée. En effet, si la distance entre paliers est très faible, une force radiale F appliquée à une distance ℓ du palier avant sur la partie en porte-à-faux de la broche, entraîne une flèche en ce point, qui est essentiellement due à la flexibilité des paliers. La flèche due à la déformation de la broche entre les paliers (qu'on peut en général considérer, au moins en première approximation, comme des appuis simples) est négligeable.

Si la distance entre paliers pouvait être nulle, la flèche f_{p0} au droit de l'outil serait infinie.

Au contraire, si la distance entre paliers est très grande, la flèche due aux paliers est négligeable et seule est à considérer la flèche due à la flexion de la broche. À la limite, une broche de longueur L infinie entre paliers correspond aussi à une flèche infinie au droit de l'outil.

Dans les deux cas (distance nulle ou infinie) la rigidité étant nulle, on conçoit qu'il y ait une longueur optimale L_{opt} pour laquelle la rigidité au droit de l'outil sera maximale. Naturellement, le calcul de la longueur optimale implique que l'on sache calculer la rigidité des paliers. Une méthode de calcul approché de la rigidité des principaux types de paliers se trouve dans ([1], vol.2).

La dérivée F_1 de la flèche au droit de l'outil par rapport à la distance entre paliers est une fonction du troisième degré en L n'ayant toujours qu'une seule racine réelle positive qui est justement L_{opt} (figure 9).

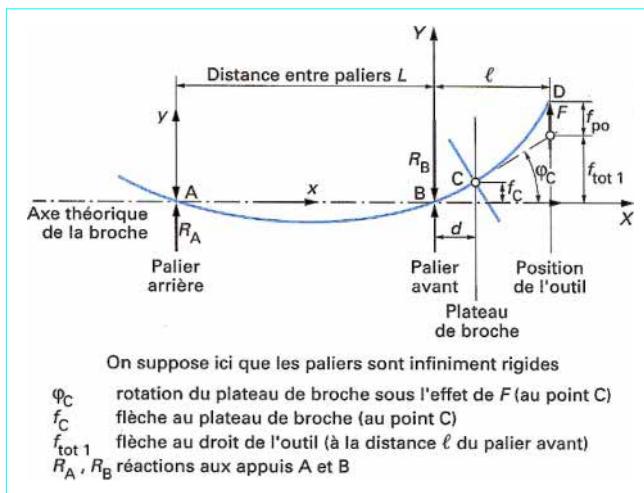


Figure 8 – Modèle de la broche soumise à une force de coupe

Sans le moindre calcul, on peut vérifier aisément si une broche est sensiblement optimale :

— pour des **roulements à galets**, cylindriques ou coniques :

$$L_{opt} \approx 2D$$

D étant le diamètre intérieur des roulements, c'est-à-dire le diamètre de broche ;

— pour un montage sur **roulements à billes**, qui fait généralement appel à des groupes avant et arrière composés de plusieurs roulements :

$$L_{opt} \approx 2,5 \text{ à } 3D$$

Il est alors facile de voir que la broche de la figure 10 n'est certainement pas optimale.

3.4 Étude dynamique

Sur le plan dynamique, l'étude des broches apporte plusieurs éléments importants. On ne parlera pas, ici, de vitesses critiques et des différents modes vibratoires et de leur calcul. La question est trop connue et bien documentée dans tous les traités de mécanique vibratoire (en particulier [6]).

3.4.1 Régime transitoire

Le premier point que l'on constate à la suite d'un essai de coupe discontinue, c'est-à-dire lorsque l'on applique à l'outil ce que nous appelons un **échelon de matière** (figure 11), est l'existence d'un **régime transitoire** très faiblement amorti entre les deux états stationnaires, avec les caractéristiques suivantes.

■ **L'oscillation** constatée a pour fréquence celle du premier mode de la broche ; les autres modes, pour autant que leurs fréquences soient éloignées de celle du premier, ne semblent pas se manifester (il ne peut s'agir ici, évidemment, que d'une constatation visuelle).

■ **L'amortissement**, quel que soit le type de palier ou la longueur de la broche [donc qu'elle soit optimale ou non (§ 3.3.3)] est faible ; le facteur d'amortissement est de l'ordre de 2 à 3 % et est quelque peu supérieur à ceux correspondant aux différents modes de la broche.

■ **Le dépassement** initial, suite à cet échelon de matière, est très faible. Une approximation linéaire basée sur ce dépassement donne un facteur d'amortissement proche de 50 %.

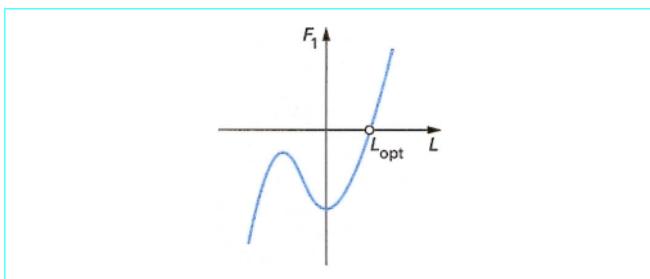
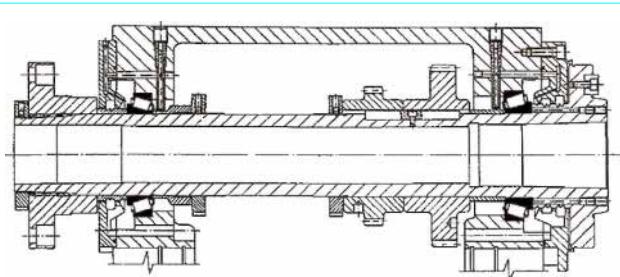
Figure 9 – Courbe représentative de la fonction F_1 , dérivée de la flèche au droit de l'outil par rapport à la distance L entre paliers

Figure 10 – Exemple de broche (SKF)

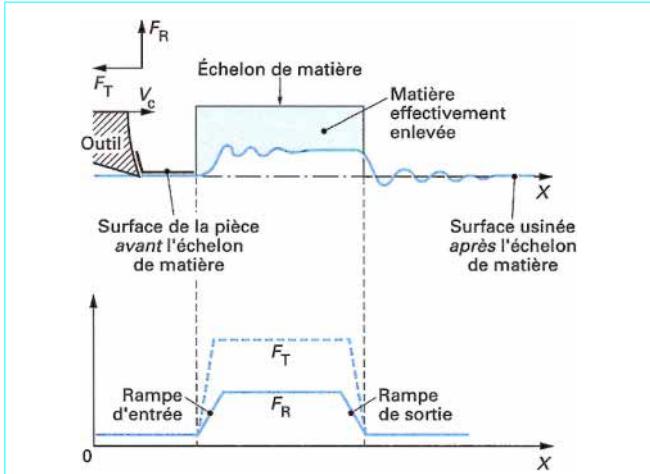


Figure 11 – Échelon de matière et régimes transitoires

Il semble donc y avoir une **non-linéarité** dans le comportement de la broche, la première demi-oscillation semblant relever d'un comportement différent de celui des suivantes.

En fait, l'explication est assez simple (§ 3.4.2).

3.4.2 Modèle dynamique de l'interaction coupe-broche

Le modèle dynamique de la broche est bien linéaire. L'amortissement est faible, car la dissipation d'énergie dans l'arbre de broche lui-même se réduit aux pertes hystériétiques (le frottement interne de la matière), qui, on le sait, sont très faibles. Les paliers à corps roulants ne font, par principe, qu'à des contacts de

type hertziens (linéaires ou ponctuels), très peu dissipatifs, car dépendant aussi essentiellement de l'hystérésis de la matière des composants du roulement. D'ailleurs, même avec l'utilisation de paliers à très forte dissipation (paliers hydrostatiques, pouvant facilement conférer un facteur d'amortissement égal et même bien supérieur à 1, paliers hydrodynamiques, paliers magnétiques), on ne constate pas une augmentation sensible de l'amortissement de la broche qui résulte, pour l'essentiel, du comportement de l'arbre dont les pertes restent très faibles. C'est donc que l'**échelon de matière** ne correspond pas à un **échelon de force**. Si celui-ci modélise correctement la force tangentielle de coupe F_T , par contre c'est une rampe (force F_R croissant linéairement avec le temps) qui constitue le meilleur modèle de la force de répulsion de coupe (figure 11). Cela est dû au fait que, pour l'essentiel, cette dernière est liée au frottement du copeau sur la face de coupe de l'outil.

Du fait des très hautes pressions de contact entre copeau et outil (supérieures à la résistance du matériau), la force de frottement est sensiblement proportionnelle à la surface de contact copeau-outil. On conçoit alors qu'au début de l'échelon de matière la force de répulsion de coupe soit nulle et qu'elle soit maximale quelques millisecondes – au moins – plus tard, quand le copeau décolle de la face de coupe.

Nota : on peut penser à augmenter l'amortissement de la broche par l'utilisation d'**amortisseurs**. Nous ne pourrons pas traiter ici ce problème. Leur emploi est possible mais délicat, dû à la très haute rigidité que l'on recherche. Il faut donc particulièrement soigner la liaison broche-force d'amortissement. Les amortisseurs peuvent être **passifs** (genre amortisseur de Frahm) ou **actifs**. Dans ce dernier cas, la force simulant un amortissement est appliquée par un moteur.

Bloc-cylindres de moteur thermique

Le modèle dynamique de l'interaction coupe-broche explique parfaitement ce que l'on constate quotidiennement, par exemple, dans l'industrie automobile. Un bloc-cylindres de moteur thermique est souvent en alliage léger coulé sous pression, dont la pression spécifique de coupe est faible ; mais sa résistance est aussi faible. On utilise alors généralement des chapeaux de vilebrequin en fonte ou en alliage léger à haute résistance. Quand on alèse le logement du vilebrequin à l'outil, on constate des défauts de circularité qui se présentent exactement, comme vu précédemment (§ 3.2), deux fois par tour, avec un échelon montant et un échelon descendant. De même, l'arrêt en rotation des coussinets minces qu'on met dans ces alésages se fait par des encoches, qui sont usinées par fraisage dans le bloc-cylindres, quand celui-ci en est à sa phase d'ébauche. L'alésage finition se faisant après, on constate à nouveau les mêmes défauts de circularité dus à l'interruption de la coupe.

Ces **défauts** nécessitent pour leur **correction** une opération de finition qui ne peut être faite à l'outil – mêmes causes, mêmes effets – ; on finit donc souvent ces alésages par pierrage ou à l'alésoir multicoupe.

Une solution plus intéressante consiste à **supprimer la cause du défaut** plutôt qu'à ajouter une opération supplémentaire de finition. Pour supprimer l'échelon de matière, il suffit que chapeaux de palier et bloc-cylindres soient coulés dans le même matériau. C'est ce qu'a fait General Motors-Cadillac avec son moteur North Star. Pour compenser la plus faible résistance du métal léger coulé, ils ont remplacé les chapeaux de paliers indépendants en fonte par un carter d'huile monobloc comportant tous les chapeaux de paliers et qui est lui aussi coulé sous pression. De plus, on peut alors facilement augmenter le nombre de vis de fixation de chaque chapeau. Les encoches antirotation des paliers peuvent facilement être supprimées et remplacées par une pièce sans précision qui, rapportée dans un trou radial débouchant dans une gorge de faible profondeur située au milieu de la portée de chaque palier des bloc-cylindres, arrête le demi-palier supérieur (ou inférieur).

Cet exemple nous semble typique des améliorations, tant en **qualité** qu'en **coût**, qu'on peut apporter à une gamme d'usinage en gérant correctement et surtout **ensemble** plusieurs domaines qu'on voit encore trop souvent indépendants : étude de la pièce (ou plutôt de l'ensemble, car plusieurs pièces ainsi que tout le processus d'assemblage final peuvent être impliqués), qui devra tenir compte de la totalité du processus de fabrication ; choix du (des) processus et de ses paramètres ; choix des composants des machines (par exemple choix d'une rigidité de broche), tenant compte de l'interaction pièce à usiner/processus/machine.

Une très légère modification d'étude a permis la suppression d'une opération de finition devenue sans objet, l'alésage au grain étant tout à fait suffisant pour assurer la qualité de la pièce ; les paliers usinés eux-mêmes sont simplifiés. Enfin, notons que la conception du carter d'huile monobloc avec les chapeaux de paliers, courante dans les moteurs de course, était réputée trop chère pour un moteur de grande production. Tout au contraire, elle s'avère plus économique que les techniques traditionnelles.

En généralisant, on peut réaliser que ce type d'interaction, commençant à la conception même des objets à produire, est la seule possibilité pour les pays développés, à coûts salariaux élevés, de compenser leur handicap en coûts de production vis-à-vis des pays à coûts salariaux faibles : conception pour la fabrication, nouveaux processus et meilleure compréhension et utilisation rationnelle des processus traditionnels, optimisation des moyens de fabrication, automatisation intégrale de la fabrication, l'homme n'intervient alors que pour les tâches *intelligentes* (entretien, réglages, réparation, dépannage, développement de nouveaux procédés, recherche).

En règle générale, on essaiera de remplacer l'homme par des **automatismes** chaque fois qu'il interagit en temps réel avec le processus de fabrication. Il y a deux raisons à cela.

La première est évidemment la **productivité**, un automatisme bien conçu – et surtout prévu – étant plus performant (chez Ford aux États-Unis, le temps d'attente moyen avant une intervention humaine suite à une panne est 20 min. Ce temps est simplement lié au fait que le personnel est déjà engagé dans d'autres opérations de dépannage).

La seconde raison, d'**aspect humanitaire**, va dans le même sens. On cherchera toujours à éviter de soumettre un opérateur humain à une cadence imposée par une machine, que l'homme assure une opération de fabrication intercalée entre des postes automatiques ou que le rendement du système de fabrication dépende au premier degré de son action (par exemple de dépannage). En outre, on a pu vérifier que la diminution du stress entraînait une amélioration de la qualité du travail de l'homme.

3.4.3 Broutage ou broutement

■ Un deuxième élément important – le premier étant la caractérisation et la compréhension des phénomènes non stationnaires – est la **modélisation** de ce qu'on appelle généralement broutage ou broutement. Dans certaines conditions, en particulier de coupe continue (ce n'est pas une condition essentielle, mais cette coupe facilite l'observation et l'expérimentation), on voit apparaître un phénomène vibratoire. L'outil est agité de mouvements qui l'approchent et l'éloignent périodiquement de la surface à usiner, au grand détriment de la qualité de la surface, qui n'est plus fonctionnelle car l'amplitude peut devenir très grande, engendrant un défaut de forme important ; mais, aussi, l'outil voit sa durée de vie très fortement écourtée (il peut ne *tenir* que quelques secondes), en même temps qu'une émission sonore de haute intensité peut se produire.

Nota : dans d'autres cas, il n'y a pas émission sonore perceptible – elle est noyée dans le bruit de fond de la machine et de l'atelier. C'est le cas de la rectification et de l'usinage en plongée avec des *pelles* de grande largeur, courant dans l'usinage au tour multibroche. Les facettes de rectification ou de décolletage ne sont rien d'autre que la manifestation non audible du broutage.

■ Une mesure de la **fréquence** de broutage montre qu'elle correspond à la fréquence propre d'un élément important de la machine, généralement (mais pas toujours) sa broche, et même celle du premier mode de la broche.

- On peut mettre en évidence, expérimentalement, l'influence de différents paramètres :
- la **profondeur de passe** ; la stabilité décroît quand la profondeur de passe augmente ;
 - l'**avance par tour** ; la stabilité augmente avec l'avance par tour ;
 - le **rayon de bec** de l'outil ; la stabilité décroît quand le rayon augmente ;
 - la **résistance** de la matière ; la stabilité décroît quand la résistance augmente ;
 - la **vitesse de coupe** : très généralement, la stabilité décroît quand la vitesse augmente ; au-dessous d'une certaine vitesse, le broutage ne se produit plus, quelle que soit la valeur des autres paramètres ;
 - la **rigidité** de la machine : elle est souvent due, pour l'essentiel, à sa broche – **au droit de l'outil** ; cette influence est *prépondérante* ; la stabilité de coupe décroît quand la rigidité de la machine décroît.

3.4.4 Rigidité dynamique de coupe

On doit ici introduire cette nouvelle notion. On a vu [§ 1, relation (10)] que la rigidité statique de coupe s'écrit :

$$k_c = sK$$

avec s avance par tour,

K pression spécifique de coupe.

On a défini (§ 1) d'autres rigidités *statiques* de coupe (tangentielle, en répulsion, radiale en répulsion, axiale en répulsion). Dans ces définitions, ainsi que le mot statique l'implique, le temps ne joue aucun rôle.

Supposons maintenant que nous fassions subir un **échelon de position radiale** Δh à l'outil représenté sur la figure 1.

La figure 12 montre que la section de copeau va varier du produit de la valeur L_{cp} (ou **longueur de coupe projetée**) par la valeur de l'échelon Δh .

La variation de force de coupe sera alors :

$$\Delta F_c = \Delta h L_{cp} K \quad (13)$$

ce qui permet de définir la **rigidité dynamique de coupe** k_{1c} :

$$k_{1c} = \frac{\Delta F_c}{\Delta h} = L_{cp} K \quad (14)$$

et, bien sûr, les autres rigidités dynamiques de coupe (tangentielle, en répulsion, etc.).

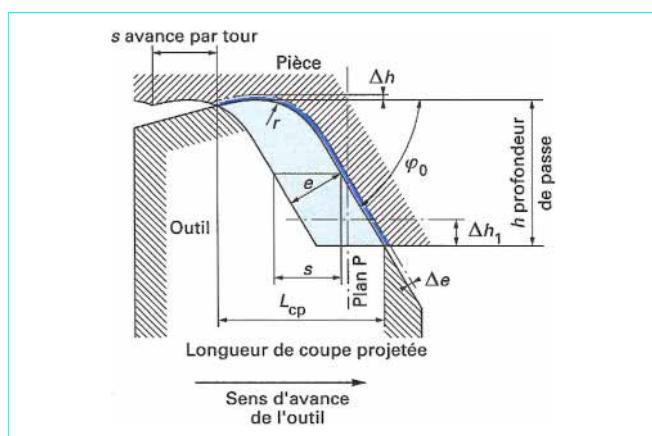


Figure 12 – Longueur de coupe projetée L_{cp}

On considère que Δh étant petit par rapport à la profondeur de passe h , la pression spécifique de coupe reste constante.

Le rapport entre rigidité dynamique de coupe et rigidité statique est alors :

$$\frac{k_{1c}}{k_c} = \frac{L_{cp}}{s} \quad (15)$$

s peut varier de quelques centièmes de millimètre à 1 mm, alors que L_{cp} peut facilement atteindre une valeur de plusieurs millimètres suivant la valeur de l'angle d'inclinaison d'arête principale φ_0 , la valeur de la profondeur de passe, le rayon de bec, l'angle d'inclinaison de l'arête secondaire et, pour un peu, l'avance par tour. En **règle générale** :

$$k_{1c} \gg k_c$$

3.4.5 Étude de la stabilité

On démontre analytiquement, en accord avec l'expérience, que l'état de stabilité de la coupe dépend essentiellement de k_{1c}/k_{p0} , c'est-à-dire du rapport entre rigidité dynamique de coupe et rigidité de l'ensemble de la structure de la machine [et donc celle due à la broche (§ 3.3.1), pour une machine bien conçue (au moins de ce point de vue)] ramenée au droit de l'outil.

Pour être plus précis, on démontre que l'étude de la stabilité peut se ramener à l'étude de la relation :

$$\frac{k_{1T}}{k_{p0}} \leq 4\zeta \quad (16)$$

avec k_{1T} rigidité dynamique de coupe tangentielle.,

ζ est le **facteur d'amortissement** de la machine/broche ; on a vu (§ 3.4.1) qu'il valait 0,03 environ.

Dans ce cas, on a :

$$k_{1T} = 4\zeta k_{p0}$$

ou encore : $k_{1T} \leq 0,12 k_{p0}$

Autrement dit, la rigidité dynamique de coupe doit être, pour que la coupe soit stable, beaucoup plus petite que la rigidité de la structure au droit de l'outil.

3.4.6 Remarques sur l'étude dynamique

À ce point de notre étude, nous devons marquer une pause pour faire quelques remarques.

■ Le **broutage** est connu, bien que sous des noms différents, dans d'autres domaines que l'usinage et la machine-outil.

En **aviation**, on a connu les flottements de voilure et, dans les turbines, les flottements d'aubage, toutes manifestations que l'on regroupe sous le terme d'aéro-instabilité.

En **génie civil**, l'accident fameux du pont de Tacoma aux États-Unis a exactement la même source. Il a ensuite fortement influencé la construction des grands ponts ; en particulier, le premier grand pont suspendu construit après la Deuxième Guerre mondiale, le pont de Tancarville, et le plus grand pont haubonné, récemment ouvert à la circulation, le pont de Normandie, près du Havre.

En **automobile**, les cris des freins à disques et à tambours des voitures sont de même origine. Le frottement entraîne un voilement dynamique du disque ou une ovalisation du tambour, qui engendrent une intensité sonore alors que la fréquence est celle d'un mode du disque ou du tambour (généralement, le premier).

Le grincement de la **craie** sur un tableau noir n'a pas d'autre origine, ainsi que le **shimmy** qui affectait, autrefois la direction des voitures et la stabilité des roulettes de queue ou de nez d'avions.

■ La **physique sous-jacente au broutage** est facile à comprendre. Elle peut s'expliquer par la figure 7, bien que la surépaisseur δ_0 n'y joue plus aucun rôle. On voit en effet que le processus de coupe est un **système à contre-réaction**, un système **bouclé**, un **servomécanisme**, dont la source d'énergie est la commande de puissance.

● À une variation de position radiale de l'outil correspond une variation de force de coupe et donc de puissance consommée. Suivant le **gain en boucle ouverte**, le système peut être stable ou instable. Quand il est instable, c'est le moteur de broche qui, par le biais de la commande de puissance, alimente en énergie la vibration résultante. Mais on a vu (§ 1.3) que la capacité de dissipation d'une machine-outil est très faible. L'instabilité entraînant, dans la structure de la machine, un flux constant de puissance qu'elle ne peut dissiper, sa seule réaction possible est de se mettre à vibrer.

● Dans un système **quasi conservatif** tel qu'une machine-outil, la seule possibilité d'intégrer temporellement la puissance est dans une vibration d'amplitude croissante ; à la déformation maximale, l'énergie cinétique est nulle et l'énergie potentielle maximale ; à déformation nulle, l'énergie cinétique est maximale et l'énergie potentielle nulle. Ces deux énergies sont égales. L'amplitude **doit** donc obligatoirement croître avec le temps et cette croissance ne peut s'arrêter qu'avec l'apparition d'une non-linéarité :

- la meule décolle de la pièce, en rectification ; comme la profondeur de passe est submicronique, il en résulte seulement des facettes, sans qu'on entende de bruit, l'amplitude étant insuffisante pour que l'intensité sonore soit perceptible (§ 3.4.3) ; il en va de même pour les tours multibroche ;

- l'outil (ou une autre partie de la machine) casse, ce qui arrête le processus ;

- l'opérateur arrête la machine.

Note : entre les deux guerres mondiales, le flottement de voilure, mal compris, était un problème majeur. Les pilotes d'essais avaient comme tâche essentielle de détecter, en mettant l'avion dans une situation critique. Très souvent, l'avion perdait une aile, ce qui constituait une non-linéarité essentielle mettant fin à l'instabilité ; mais le pilote n'avait alors plus qu'à sauter en parachute, s'il le pouvait. Les avions de la fin du XX^e siècle, ne présentent plus ce phénomène. Notons néanmoins que, sur le Boeing 707 et de nombreux avions qui sont venus après lui, les réacteurs, montés sous la voilure jouent le rôle d'amortisseurs de Frahm pour plusieurs modes de déformation, de flexion et de torsion.

● Il est alors facile d'imaginer quelques **moyens de lutte** contre le broutage et, en règle général, les **instabilités dynamiques** :

- augmentation de la rigidité de la structure ; dans le cas de la broche, il n'y a pratiquement qu'une seule possibilité : l'augmentation de son diamètre et/ou choix de paliers plus rigides ;

- augmentation de l'amortissement ; comme on l'a vu (§ 3.4.2), les possibilités sont extrêmement limitées ;

- diminution du gain du servomécanisme ; en usinage, cela revient souvent à diminuer la longueur de coupe projetée ; la figure 12 montre ce que l'on peut faire (en particulier augmentation de φ_0).

Le broutage n'est donc rien d'autre qu'une vibration autoexcitée ou autoentretenue, qui apparaît aussi bien dans les systèmes linéaires que non linéaires.

■ On peut montrer qu'il n'y a **transfert d'énergie** que si l'outil décrit une courbe fermée entourant une surface finie. Dans ce cas, l'énergie emmagasinée à chaque cycle est égale au produit de la surface entourée par la trajectoire par la rigidité tangentielle de coupe. Une trajectoire linéaire, droite ou non, ne saurait donc s'accompagner de transfert d'énergie et ne pourrait donner lieu à un broutage. Un déplacement linéaire d'outil soumis à une perturbation peut être obtenu par des moyens soit actifs, soit passifs. Nous ne prétendons pas que cela est *facile* à obtenir mais seulement *possible*. C'est une voie qui a été peu explorée, bien qu'en cite des exemples dans la littérature (en particulier flexion déviée) et dans l'industrie.

■ L'**étude analytique** du modèle dynamique montre aussi fort bien ce que l'on constate expérimentalement (§ 3.4.3) : au-dessous d'une certaine vitesse de coupe, toutes choses égales par ailleurs, un

broutage établi jusque-là disparaît. C'est simplement parce que l'énergie fournie par la commande de puissance devient insuffisante pour compenser les pertes hystériques et autres de la structure.

■ On montre que l'essentiel de l'énergie perdue dans des structures complexes, comme une machine-outil par exemple, est dissipée aux interfaces par des microchocs (paliers avec jeu, en particulier) et des microglissements [aux glissières, aux joints boulonnés (§ 4)].

Nota : certains spécialistes ont suggéré qu'on évite de trop serrer les boulons pour justement permettre ces glissements consommateurs d'énergie.

Malheureusement, ce faisant, ils oublient qu'ils perdent la qualité essentielle d'une bonne machine-outil : sa **rigidité**. De même, certaines machines anciennes présentaient des formes peut-être esthétiques mais peu aptes à donner une bonne rigidité. Elles dissipent plus d'énergie, du fait des concentrations de contraintes entraînant des fortes déformations locales qu'on ne tolère pas dans les machines bien étudiées. Il y a là un dilemme qu'il faut trancher.

Une bonne structure de machine-outil, rigide, aura toujours des **pertes faibles**. L'augmentation d'amortissement, si elle est nécessaire, devra alors faire appel à des moyens artificiels, passifs ou actifs.

■ La relation (16) s'obtient simplement en écrivant que l'énergie dissipée, pour qu'un usinage soit stable, doit toujours être supérieure à l'énergie fournie, pour une trajectoire quelconque de l'outil. On démontre que la trajectoire la plus défavorable est circulaire : le cercle, pour un périmètre donné, entoure la plus grande surface. Or, l'énergie reçue est proportionnelle à la surface et l'énergie dissipée fonction monotone croissante du périmètre. La relation (16) est donc **pessimiste**. C'est un critère de stabilité grossier mais fort utile car extrêmement commode d'emploi. Il est suffisant pour permettre de voir si une opération d'usinage peut présenter un risque de broutage. Nous l'appelons **critère énergétique de stabilité**.

■ Le **critère dynamique de stabilité** est plus délicat d'emploi et de compréhension. Il est plus réaliste que le critère énergétique, car il utilise un modèle plus complexe, plus proche de la réalité. Il peut s'obtenir algébriquement, en admettant que le système complet machine/processus est linéaire. Le traitement non linéaire ne peut être que numérique. Les résultats obtenus dans les deux cas sont très voisins et sont confirmés par l'expérience.

■ Le critère dynamique et le critère énergétique peuvent s'obtenir à partir des mêmes **équations de Lagrange** du système. Il est facile de montrer que le critère énergétique n'est rien d'autre que le critère dynamique, la vitesse de la broche étant très grande, mais néanmoins inférieure à sa première vitesse critique. On comprend alors que le critère énergétique soit pessimiste. Il n'en est pas moins fort utile et commode d'emploi.

■ On peut aussi montrer que, contrairement à une croyance très classique, l'emploi de la **fonte** comme matériau de structure de machine, apporte peu au plan de la stabilité malgré ses pertes internes plus élevées. On démontre que le matériau n'entre que pour 5 % environ dans les pertes énergétiques d'une structure. La rigidité est donc plus importante que les pertes internes.

3.5 Étude thermique

Les phénomènes thermiques qui se produisent dans une broche sont particulièrement complexes, pour deux raisons principales :

- la lubrification du type **pauvre** ou **limite** (§ 3.5.3) a jusqu'à présent fait l'objet de peu d'études ;

- le mode de montage des paliers ; quand ils sont à **corps roulants** préchargés (§ 3.5.5), ils sont le siège de phénomènes thermomécaniques qui n'ont que très peu été étudiés (cf. [1]).

En simplifiant beaucoup, on peut ramener l'étude thermique à l'exposé de quelques points principaux.

3.5.1 Présentation

Dans une broche, la source principale de chaleur est constituée par les paliers, quel que soit leur type (cf. dans ce traité, la rubrique *Organes de machines*). Tout palier, dès que la broche tourne, consomme de l'énergie qu'on retrouve sous forme de chaleur dans les différents **composants de la broche** :

- l'**arbre** de broche, par l'intermédiaire des bagues intérieures des roulements ou leurs équivalents pour les autres types de paliers ;
- le **corps** de broche, par l'intermédiaire des bagues extérieures des roulements ;
- dans les **corps roulants** et, de là, dans l'**air intérieur** au corps de broche.

L'essentiel de la chaleur produite par les paliers vient du **cisaillement de films d'huile**, que ce soit pour les paliers à corps roulants, les paliers hydrostatiques ou hydrodynamiques. Les exceptions sont les paliers magnétiques, les paliers aérostatiques et aérodynamiques et les paliers à corps roulants à lubrification pauvre, telle que la lubrification à la graisse (§ 3.5.3). Dans ce dernier cas, les pertes sont, essentiellement, hystériétiques et, pour une part, liées à des micro-glisssements dans les contacts hertziens, entre corps roulants et pistes.

3.5.2 Moyens de refroidissement

Ils sont de plusieurs types.

3.5.2.1 Convection libre

- On peut la rendre forcée.
- Elle est utilisée pour le corps de broche.

3.5.2.2 Convection forcée

Elle est utilisée pour l'arbre de broche ; celui-ci constitue alors un cylindre tournant dans un fluide et dans deux milieux indépendants entre lesquels il constitue une sorte de caloduc ; l'air intérieur de la broche, source chaude, et l'air extérieur à la broche, source froide.

La dissipation est une fonction *localement croissante* de la vitesse périphérique. Cela signifie que pour des vitesses tangentielles qui peuvent aller, suivant la puissance à dissiper, de quelques mètres par seconde à plusieurs dizaines de mètres par seconde, le coefficient de transfert de chaleur croît avec la vitesse.

Nota : dans la littérature classique, on donne, sous forme d'abques ou de relations empiriques, ce coefficient en fonction d'un nombre de Reynolds établi par des moyens proches de ceux qu'on utilise pour des cylindres non tournants dans un flux d'air transversal. Nous avons pu montrer dans [1] que cette approche est incorrecte. Une solution théorique (ou même numérique) de ce problème reste aujourd'hui à trouver.

Au-delà d'une vitesse critique, le coefficient de transfert de chaleur décroît. Cet effet est dû au frottement de l'air, qui est cisaillé dans la couche limite entourant l'arbre, et n'a aucun rapport avec un nombre de Reynolds critique au sens où on l'entend en aérodynamique classique.

3.5.2.3 Lubrifiant

L'huile joue un double jeu. Elle est à la fois responsable de la plus grande partie de la consommation de puissance, mais si son débit est suffisant, c'est elle qui véhicule hors de la broche l'essentiel de la chaleur produite. Cette ambivalence est, pour une bonne part, à la base de la difficulté de l'étude thermique. En effet, très peu de travaux correspondant à des conditions réalistes ont été faits sur la consommation de puissance des paliers à corps roulants. Le cas est particulièrement frappant pour les paliers préchargés, dont nous avons reconnu la nécessité pour les broches de machines-outils de précision (§ 3.2). Les milieux académiques ne les ont pratiquement pas étudiés ; quant aux industriels et, principalement, les fabricants de roulements, ils semblent n'avoir étudié que quelques cas correspondant à des utilisations de grande série. Pour la machine-outil, ils ne proposent que des solutions triviales et dangereuses, ainsi que nous le verrons (§ 3.5.6.2).

Malheureusement, malgré les résultats concernant les paliers à corps roulants de turboréacteurs (lire ci-contre), la compréhension des phénomènes d'origine thermique ne s'est pas beaucoup améliorée (à moins que les connaissances correspondantes soient considérées comme des secrets stratégiques et n'aient pas été utilisées ailleurs). En tout cas, les fabricants de roulements ne semblent pas disposer de méthodes (construction et calcul) efficaces pour aider les fabricants de machines-outils à créer des broches plus performantes.

Paliers à corps roulants de turboréacteurs

Ces paliers, qui constituent une exception, donnent en général toute satisfaction. Leur durée de vie est longue ($\geq 20\,000$ h) et leur fiabilité excellente (pas d'accidents ; rares incidents en vol). Ces remarquables résultats n'impliquent malheureusement pas une beaucoup plus grande compréhension du sujet. Ils semblent dus pour l'essentiel à quelques facteurs.

■ Utilisation d'un très fort débit d'huile

Celui-ci entraîne alors des pertes élevées (en particulier par cisaillement de l'huile entre cages et bagues, entre cages et corps roulants), et donc une puissance perdue importante ; cette puissance est, toutefois, très faible par rapport aux dizaines de milliers de kilowatts que développe un réacteur moderne. Ce fort débit, cependant, et c'est là l'élément positif, empêche en même temps tout échauffement différentiel des éléments du palier. L'état de contrainte correspondant est donc bien connu et est à la base de la bonne fiabilité et de la grande durée de vie des roulements de réacteurs.

■ Structure

Elle entoure les paliers et est extrêmement **souple** : cela est dû au fait qu'un réacteur est appelé à voler. Ses créateurs ont donc dû rendre ses éléments aussi légers que possible ; une des conséquences involontaires – nos conversations avec les motocyclistes l'ont montré – a été un excellent découplage entre état thermique (dont on a vu qu'il varie peu du fait du très grand débit d'huile) et état de contrainte (§ 3.5.4.2).

■ Utilisation de matériaux de très haute qualité

Ces roulements ont bénéficié, dès le début, de ces matériaux : aciers refondus sous vide, aciers rapides permettant de travailler à haute température pour les roulements chauds (paliers de turbines) ; lubrifiants spéciaux supportant hautes températures et hauts taux de cisaillement.

■ Développement

Il a bénéficié, dans tous les pays, de crédits étatiques considérables.

Pour terminer cette brève étude thermique des broches, il faut parler d'un phénomène, réellement identifié depuis les années soixante-dix seulement : il s'agit de l'**instabilité thermique** (§ 3.5.6). Auparavant, il nous faut essayer de classer différents éléments qui nous permettront de mieux comprendre son origine et les moyens de l'éviter.

3.5.3 Modes de lubrification

3.5.3.1 Lubrification pauvre

À une extrémité du spectre, on trouve cette lubrification, déjà mentionnée, et dont la lubrification à la graisse est un parfait exemple. Dans ce type de lubrification, le lubrifiant intervient peu dans la consommation de puissance. Son rôle est essentiellement double.

■ D'une part, il agit comme **contaminant interfacial**, c'est-à-dire qu'il pollue les surfaces des corps roulants et des pistes ; il absorbe l'énergie de surface et évite ainsi les microsoudures qui entraînent une destruction rapide des roulements en acier non lubrifiés.

■ D'autre part, l'huile de base et le savon de la graisse remplissent les vallées de la rugosité des corps roulants et des pistes et permettent ainsi, en supportant la charge du contact, d'éviter les pics de pression qui apparaîtraient aux points hauts des surfaces. Naturellement, le fonctionnement du roulement tend à faire disparaître ces petites quantités de **polluant** indispensables, tant par action mécanique que par effet thermique, instabilité chimique, oxydation de l'huile. Le rôle de la graisse, qui se trouve hors du roulement, est justement de réapprovisionner en huile et savon les dépressions de l'état de surface. Pendant le rodage, quand la graisse est encore dans le roulement, on doit donc démarrer la broche à basse vitesse ; la vitesse maximale ne sera atteinte qu'après plusieurs dizaines d'heures (typiquement 30 à 50), de façon que la graisse, sous l'effet de la rotation, ne sorte que très lentement du roulement et reste à proximité immédiate (et même au contact) de la cage, qui servira alors d'agent de réalimentation des surfaces des corps roulants et de la piste.

Ce qui caractérise ce mode de lubrification, c'est la très basse consommation de puissance, hors tout effet thermique auquel nous reviendrons paragraphe 3.5.6.2.

3.5.3.2 Lubrification riche

On la trouve à l'autre extrémité du spectre ; on en est absolument sûr seulement dans un seul cas : la lubrification à **broche noyée**. On peut la caractériser par la quantité d'huile à l'amont des contacts corps roulants/piste, qui peut être considérée comme infinie. Dans le cas de la lubrification riche, la puissance consommée par les roulements est maximale.

Le refroidissement, très actif, se fait par convection forcée entre les pistes et les corps roulants, d'une part, et, d'autre part, le milieu liquide ; celui-ci, de très haute masse volumique par rapport à l'air de la lubrification pauvre (environ un rapport 700), assure un échange thermique très intense. Le renouvellement de l'huile permettra alors de véhiculer la chaleur hors de la broche.

3.5.3.3 Lubrification par pulvérisation ou par brouillard d'huile

On la trouve entre les deux extrémités du spectre. Les gouttelettes de lubrifiant, très fines, assurent une lubrification presque aussi pauvre qu'en lubrification à la graisse. Par contre, l'air qui sert de véhicule aux gouttelettes d'huile renouvelle en permanence l'air intérieur de la broche et le maintient à basse température. On montre que cet air ne véhicule guère plus de 10 % de la puissance consommée par les roulements. On peut aussi montrer que le renouvellement a un effet déstabilisant. Notons que ce mode de lubrification est interdit par les législations de tous les pays développés, si l'air chargé de particules d'huile n'est pas intégralement aspiré et recyclé à la sortie des paliers de broche, car le brouillard d'huile est considéré comme insalubre.

3.5.3.4 Lubrification air/huile

Afin d'éviter les problèmes de réaspiration, dont le coût est élevé, on a créé, depuis les années 70, ce mode de lubrification dit air/huile. Ici, l'huile circule dans des tuyaux d'aménée aux points de lubrification. Elle est injectée périodiquement à l'aide de doseurs (un débit typique est de quelques millimètres cubes : 3,5 à 30 toutes les 10 à 15 min). Elle reste attachée aux parois du tube sous forme non divisée et rampe vers l'orifice de sortie. La pression d'alimentation en air est typiquement de l'ordre de 2 bar.

Au point de sortie, à proximité immédiate du roulement, on dispose des orifices de condensation qui, par l'effet de la tension superficielle, ne laissent sortir périodiquement vers le roulement que des gouttes relativement grosses, donc ne formant pas brouillard.

À la sortie des roulements, l'huile s'écoule par gravité et est considérée comme perdue. Elle ne véhicule hors de la broche qu'une énergie négligeable. Quant à l'air, il a sensiblement le même effet que dans la lubrification par pulvérisation (§ 3.5.3.3). La consommation de puissance d'un roulement ainsi lubrifié est plus élevée qu'en lubrification à la graisse (§ 3.5.3.1). Cependant, comme le contact ne peut pas être considéré comme ayant en amont une quantité infinie de lubrifiant, ce mode de lubrification est appelé **limite**.

La richesse du contact est encore plus grande si on alimente le roulement avec un débit d'huile plus grand. Notons un point important : les points d'aménée d'huile doivent être **axisymétriques** (au moins trois points à 120°) si on veut éviter qu'en fonctionnement la broche change de direction dans l'espace quand on inverse son sens de rotation ou change sa vitesse. Cet effet est dû à une variation non axisymétrique de température circonférentielle des bagues de roulement, créé par le fait que le contact s'appauvrit et que le refroidissement diminue au fur et à mesure de l'éloignement du point d'arrivée d'huile.

Exemple : une solution très moderne consiste à lubrifier chaque roulement par un nombre relativement élevé (6 à 12) de jets de faible diamètre (0,1 à 0,3 mm) alimentés à haute pression (10 à 15 bar), ce qui crée des vitesses de jet élevées (40 à 100 m/s).

Les jets d'huile frappent alors corps roulants, cage et pistes et créent une convection élevée. En même temps, la grande vitesse des jets fait qu'ils ne déposent qu'une faible épaisseur d'huile à l'amont des contacts. La lubrification est alors de type limite alors que le refroidissement est proche de celui qui confère une lubrification riche et peut même être plus élevé.

3.5.4 Modes de montage des roulements

3.5.4.1 Types

On définit classiquement deux types de montages :

- les montages **avec jeu** : les corps roulants ont entre les pistes un jeu pouvant aller de un à quelques micromètres pour les montages dits de *précision* ;
- les montages **préchargés**, dont on a vu qu'ils étaient indispensables aux broches de *très haute précision*.

Or, sans exception, tous les montages de broches rapides utilisant des roulements à galets doivent être du type avec jeu (nous en verrons la raison paragraphe 3.5.6.2 ; les broches de très haute précision devront, donc, être montées sur roulements à billes, ou utiliser des types de paliers autres que ceux utilisant des corps roulants).

Ces règles classiques ne concernent que l'état de l'art actuel. Nous verrons qu'on peut s'en affranchir (§ 3.7).

3.5.4.2 Montages préchargés

Ils sont essentiellement de deux types.

Montages par interférence dimensionnelle : un exemple est donné figure 13. Quand les roulements ayant voient leurs bagues intérieures serrées ensemble, les bagues extérieures le sont aussi et les billes sont préchargées entre les pistes. Cela est obtenu par la division du palier avant en deux groupes :

- le groupe le plus avant (AV 1) est formé de deux roulements montés en tandem ;
- l'autre groupe (AV 2) est formé d'un seul roulement, à contact oblique comme les précédents, mais monté en opposition, de façon à former un ensemble qu'on dira en « O » (en anglais *back to back*).

On utilise aussi des montages en « X ». Les lignes de contact interceptent l'axe de broche et la distance entre les points d'intersection est alors inférieure à la distance entre roulements ; pour le montage en « O », elle est supérieure.

Montages à précharge élastique : un exemple est donné figure 14. On peut remarquer un complet découplage des états ther-

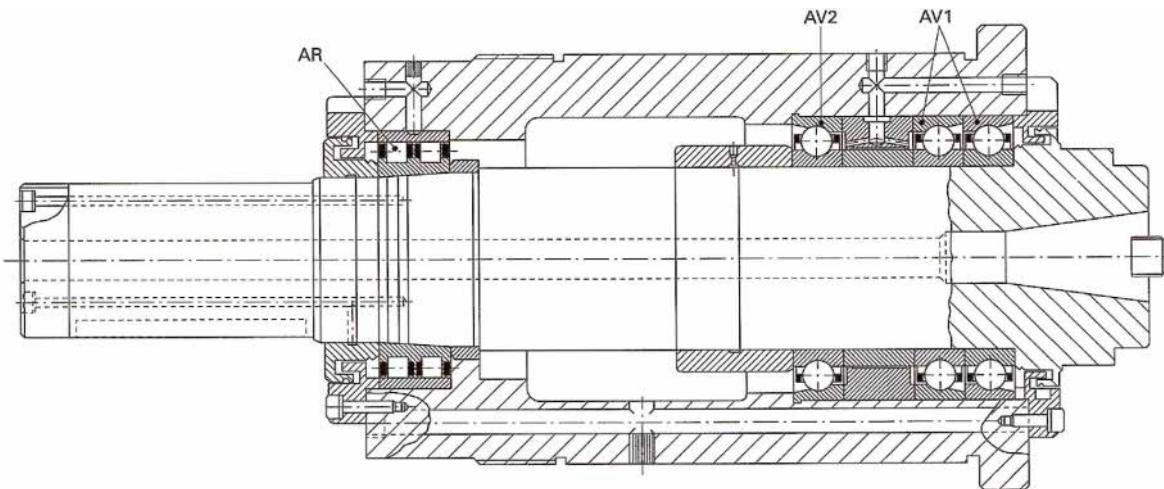


Figure 13 – Broche avec roulements avant préchargés par interférence dimensionnelle (SKF)

mique et de contrainte, si la rigidité des ressorts assurant la précharge est négligeable par rapport à la rigidité axiale des roulements.

Pour que cela se réalise dans les faits, il faut aussi que les bagues des roulements arrière soient libres de coulisser dans leur alésage. Or, nous avons vu ([§ 3.2](#)) que les montages de précision exigeaient une totale absence de jeu. Nous reviendrons sur ce point ([§ 3.7](#)).

3.5.5 Classification des paliers à corps roulants

Celle-ci est bien connue. On distingue les roulements qui suivent.

■ **Roulements à contacts hertziens ponctuels** : ce sont les roulements à billes qui, pour les broches de machines-outils, se réduisent pratiquement à un seul type, le roulement à **contact oblique**, en montage simple ou multiple (figures [13](#) et [14](#)). Ces roulements comprennent aussi les **butées à billes** qu'on utilise conjointement dans les broches avec les roulements à galets cylindriques.

■ **Roulements à contacts hertziens linéaires** : ce sont essentiellement les roulements à **galets**, qu'ils soient à galets **cylindriques** (voir roulement arrière AR figure [13](#)), à **aiguilles** (qui ne sont rien d'autres que des galets cylindriques de rapport :

$$\text{longueur/diamètre} \gg 1$$

et qui sont pratiquement abandonnés de nos jours pour les broches de machines-outils), ou à **galets coniques** (figure [10](#)). Ceux-ci comportent de plus un contact hertzien ponctuel entre galet et épaulement.

Remarque : les génératrices des roulements à galets sont souvent légèrement bombées pour éviter les effets d'extrémité ; nous les classons néanmoins parmi les roulements à contacts linéaires.

3.5.6 Instabilité thermique

Les classifications des paragraphes [3.5.2](#) à [3.5.5](#) étant établies, nous pouvons maintenant aborder le sujet de l'instabilité thermique.

3.5.6.1 Présentation du phénomène

La figure [15](#) montre les courbes représentatives du couple résistant et de la température des différents composants de la **broche**

SKF de la figure [13](#) en fonction du temps. La broche est lubrifiée à la graisse. Ces courbes correspondent à un échelon de vitesse 0-6 000 tr/min. Elles sont correctement modélisées par des systèmes de premier ordre ayant des constantes de temps de l'ordre de 2 h. Cependant, on voit que, après un temps bien supérieur (≈ 10 h), la température de certains composants se met à croître de manière exponentielle. Le couple d' entraînement subit une croissance de même loi et, en quelques dizaines de secondes, l'accouplement de sécurité de l' entraînement de broche casse. La broche étudiée (figure [13](#)) a un groupe de palier avant composé de trois roulements à billes préchargés ([§ 3.5.4.2](#)) ; le palier arrière est un roulement à galets cylindriques de type NN, monté avec jeu. L'enregistrement (figure [15](#)) montre que ce sont les roulements avant qui sont responsables du phénomène constaté, que nous pouvons décrire comme une manifestation d'instabilité.

■ On peut faire une expérience de même type avec un **arbre** tel que celui de la figure [16](#), monté sur roulements à galets coniques lubrifiés par air/huile ([§ 3.5.3.4](#)). Jusqu'à 5 000 tr/min, le comportement est conforme à ce qui est attendu. Mais, quand on passe à 6 000 tr/min, cet arbre manifeste la même instabilité que nous venons de constater avec la broche ; les températures des composants et le couple d' entraînement montrent la même croissance exponentielle en fonction du temps.

■ Dans l'industrie, ce comportement était, jusqu'à une période récente, complètement méconnu. On constatait seulement une destruction brutale des roulements, qu'on attribuait à des causes variées (mauvais acier, défaut de montage, défaut de lubrification, etc.) mais sans la comprendre.

3.5.6.2 Mécanisme de base

En fait, le mécanisme, fortement simplifié, de l'instabilité thermique est facile à saisir : dans un roulement en lubrification pauvre ou limite, environ 50 % de l'énergie d' entraînement se retrouve, sous forme de chaleur, dans les corps roulants ; 25 % vont dans l' arbre de broche et 25 % dans le corps de broche. Cela est dû au fait que, à chaque point de contact corps roulant/piste, la chaleur produite par le frottement/cisaillement du film d' huile se répartit de façon sensiblement égale entre les deux corps. Or, la masse m de l' ensemble des corps roulants est beaucoup plus faible que celle du corps ou de l' arbre de broche.

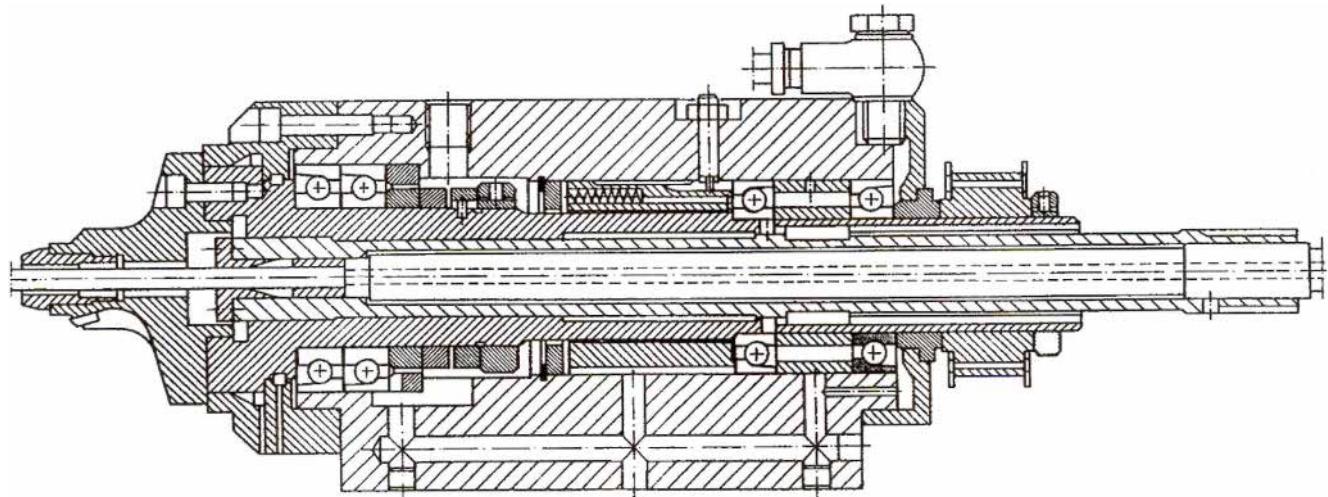


Figure 14 – Broche d’alésage. Roulements à précharge élastique (Renault)

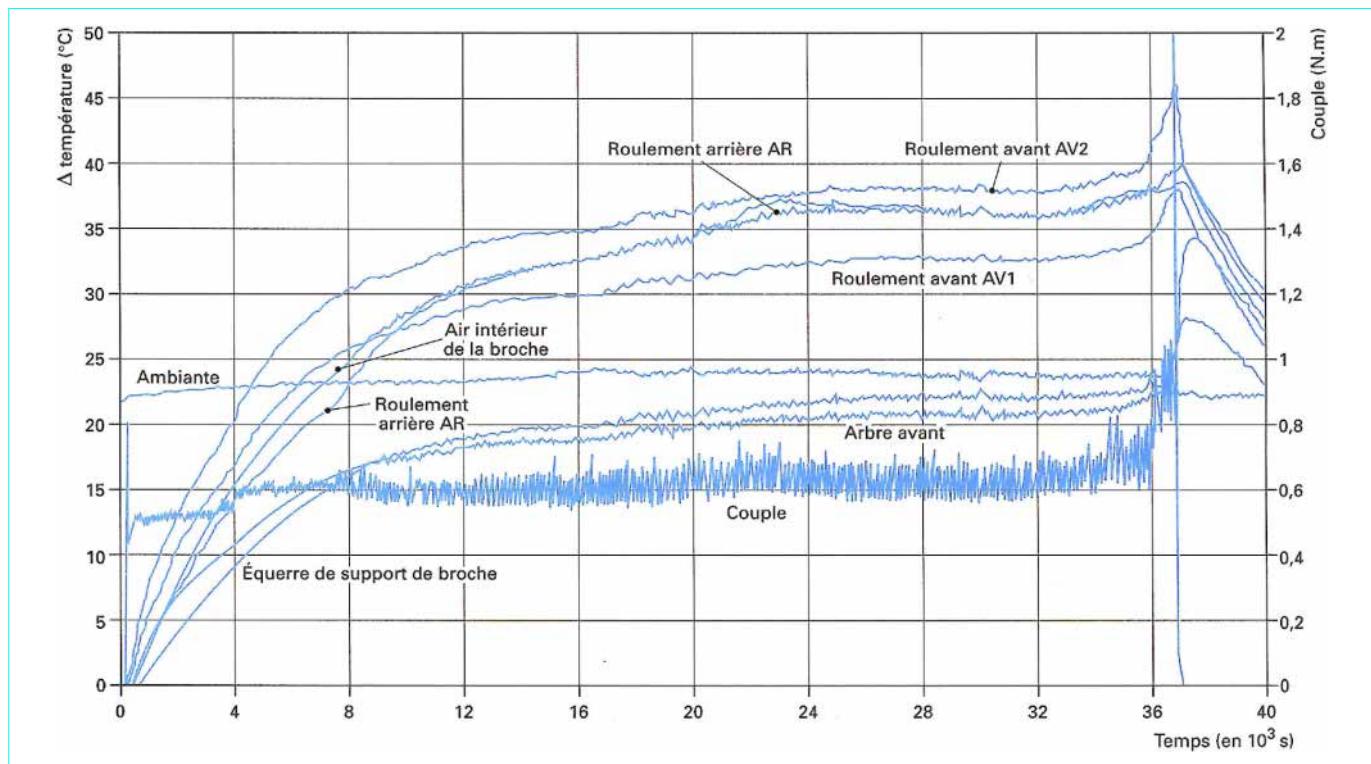


Figure 15 – Graphe des températures et du couple en fonction du temps pour la broche de la figure 13. Échelon de vitesse 0-6 000 tr/min

La **constante de temps thermique** des corps roulants est donc beaucoup plus faible que celle des deux autres éléments. On peut alors créer un modèle très simple, mais qualitativement satisfaisant, en admettant que corps et arbre de broche restent à température constante, seuls les corps roulants voyant leur température croître avec le temps après l’établissement de l’échelon de vitesse (figure 17).

Le **comportement thermique** des corps roulants se montre alors différent suivant la hauteur de l’échelon de vitesse (figure 18) :

- jusqu’à une vitesse limite, le système est stable ;
- au-dessus, il devient instable.

La **physique sous-jacente**, une fois de plus, est facile à saisir :
— tant que le gain de la boucle de contre-réaction à retour négatif (donc stabilisant), qui caractérise le refroidissement des corps rou-

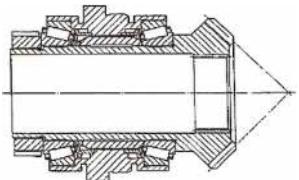
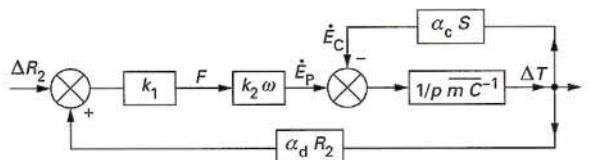


Figure 16 – Arbre d'entraînement d'une broche universelle de fraisage



C (J/kg.K)	capacité thermique massique du matériau du corps roulant
F (N)	force de contact corps roulant/piste
m (kg)	masse du corps roulant
p	opérateur de Laplace
R_2 (m)	rayon du corps roulant
S (m^2)	surface de la bille
α_c ($\text{W/m}^2\text{.K}$)	coefficient de transfert de chaleur par convection
α_d (K^{-1})	coefficient de dilatation du corps roulant

Figure 17 – Schéma-bloc du comportement thermique des corps roulants de roulement préchargé par interférence dimensionnelle

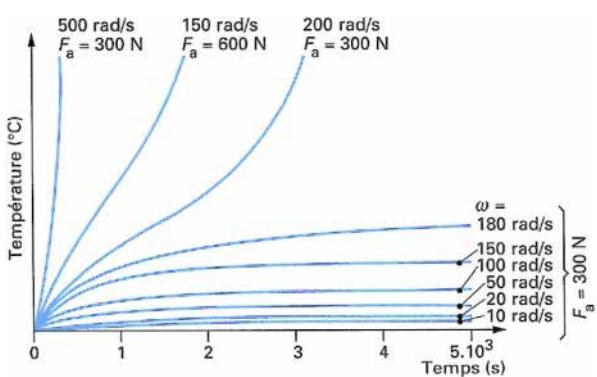


Figure 18 – Température en fonction du temps d'une broche avec paliers préchargés par interférence dimensionnelle

lants, l'emporte sur celui de la boucle à contre-réaction positive caractérisant l'augmentation du couple d'entraînement avec la température du corps roulant, le système est stable ;

— dès qu'il devient inférieur, le système diverge, devient instable.

■ On peut mieux comprendre encore le phénomène en éliminant la variable **temps**. La figure 19 montre les graphes correspondant à la puissance absorbée par les corps roulants (\dot{E}_P) et à la puissance perdue par convection (\dot{E}_C) :

— la figure 19c correspond à un régime stable ; les deux courbes, puissance perdue par convection (\dot{E}_C), puissance nécessaire à l'entraînement \dot{E}_P , en fonction du ΔT des corps roulants se coupent ; la pente au premier point d'intersection montre qu'on a alors un système stable ;

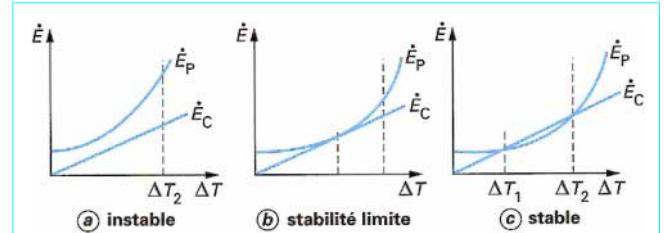


Figure 19 – Instabilité thermique. Élimination de la variable temps

— quand les deux courbes sont tangentes (figure 19b), la stabilité est limite ; état métastable ;

— quand les deux courbes ne se rencontrent pas (figure 19a), et si faible que soit l'écart entre elles, le système est instable.

On comprend aussi pourquoi l'instabilité ne se montre, expérimentalement, qu'au bout d'un temps très long : c'est simplement que l'énergie nette (différence entre énergie fournie au corps roulant et énergie qu'il dissipe) est très faible ; il faudra un temps très long pour un faible gain de température. Au-delà, la croissance exponentielle s'explique car l'énergie devient d'autant plus grande que les courbes s'éloignent plus l'une de l'autre.

On comprend aussi pourquoi les paliers à précharge élastique (broche de la figure 14), contrairement à la broche de la figure 13 ignorent ce phénomène. Une augmentation de température du corps roulant ne se traduit pas par une augmentation de puissance d'entraînement. La courbe correspondante dans le système de coordonnées de la figure 19 est une droite horizontale.

■ Ces mêmes courbes (figure 19) montrent bien le risque que fait courir une *faible* augmentation de débit de lubrifiant, dans un système à lubrification pauvre. Son influence sur le refroidissement est toujours négligeable, mais la consommation de puissance est augmentée. Par contre, si le débit de lubrifiant est très fortement augmenté, la puissance d'entraînement croît, mais la puissance dissipée par convection croît beaucoup plus et le système redevient stable.

■ Nous verrons (§ 3.6) d'autres moyens de prévenir l'instabilité thermique, mais on comprend déjà pourquoi les turboréacteurs, contrairement aux machines-outils, n'ont jamais eu ce problème malgré des performances en apparence très supérieures, puisque leur ND_m atteint couramment $3 \cdot 10^6$ à $4 \cdot 10^6$ ($N \approx 15\ 000$ tr/min ; $D_m \approx 250$ mm pour un roulement d'étage haute pression) contre rarement plus de $2 \cdot 10^6$ pour la machine-outil :

— les roulements radiaux sont des roulements à galets avec jeu, très fortement refroidis par de très grands débits d'huile ;

— les roulements axiaux, à billes à contact oblique, reçoivent une force axiale ne dépendant pas des températures des composants, puisque cette force est simplement égale à la poussée du turbo-réacteur.

Le ND_m est un indice classique de performances d'un roulement. N est la vitesse de rotation qu'on exprime en tours par minute. D_m est le diamètre moyen du roulement, c'est-à-dire le diamètre du cercle des centres des corps roulants exprimé en millimètres. Une broche dont la vitesse est 10 000 tr/min et de diamètre d'arbre 80 mm ($D_m = 110$ mm) a un $ND_m = 1,1 \cdot 10^6$.

■ On comprend aussi pourquoi tous les montages à interférence dimensionnelle peuvent devenir instables : il suffit que la puissance consommée croisse plus vite avec la température des corps roulants que la puissance dissipée par convection forcée des corps roulants avec le milieu ambiant.

■ Les roulements à précharge élastique ne deviennent *jamais*, en principe, thermiquement instables, mais leurs composants peuvent atteindre de très hautes températures.

Nota : les roulements à billes à précharge élastique peuvent néanmoins devenir instables, mais cela est dû à la forme torique des pistes. Quand l'angle de contact, du fait des dilatations et des forces d'inertie centrifuges, devient égal à zéro, une dilatation des corps roulants ou de la bague intérieure n'est plus accompagnée d'une augmentation de force axiale. Le système peut alors devenir instable.

■ On comprend enfin pourquoi les **roulements à galets**, sauf exception, ne peuvent jamais être montés avec précharge ; c'est simplement que, du fait de la rigidité hertzienne bien supérieure des contacts linéaires par rapport aux contacts ponctuels (d'un facteur 10 environ, toutes choses égales par ailleurs), le gain de la boucle à contre-réaction positive est dix fois plus élevé que pour un roulement à billes alors que le refroidissement n'est guère supérieur.

3.6 Études technologique et économique

3.6.1 Considérations générales

Nous terminerons l'étude des broches par des considérations sur la technologie et l'économie.

Nota : technologie est pris ici dans l'acception admise dans les pays anglo-saxons et au Japon : « ensemble des moyens pratiques de mise en œuvre d'une technique ».

Nous nous appuierons sur un exemple, celui de la broche de la figure 20. C'est une broche de centre de tournage munie :

- optionnellement, d'un axe C, c'est-à-dire d'une **commande de puissance à haute vitesse** pour le tournage et, pour des opérations de fraisage, de gravage de lettres, d'usinage par outils tournants, d'une **commande de puissance à basse vitesse embrayable** ;

- de paliers avant et arrière préchargés par interférence dimensionnelle, lubrifiés par un fort débit d'huile ; la lubrification est donc

proche du type riche (§ 3.5.3.2) et les problèmes d'instabilité thermique sont peu à craindre ;

— d'une **commande de puissance indirecte**, c'est-à-dire que la poulie d' entraînement est portée par ses propres paliers et que la broche est supposée ne recevoir qu'un couple *pur*, par l'intermédiaire d'un joint de transmission.

Dans la réalité, les choses ne sont pas aussi nettes que cela. Remarquons seulement qu'un déplacement radial et/ou angulaire de la poulie n'est pas sans influencer la position radiale de la partie de l' entraîneur solidaire de la broche.

Sur les plans technologique et économique, nous allons nous contenter d'étudier dans les grandes lignes les deux pièces principales de la broche : l' arbre et le carter de broche. Nous verrons que cette étude, pourtant élémentaire, nous permettra une généralisation à toutes les broches et même à la plupart des pièces mécaniques, sans nous limiter aux broches. De plus, elle nous permettra une ouverture aisée sur l'évolution, à long terme, des machines-outils.

3.6.2 Arbre de broche

3.6.2.1 Cotes et tolérances

L' arbre de broche est représenté figure 21. Il est classique ; rien ne semble le distinguer au premier coup d'œil d'un autre arbre de broche. Notons cependant les tolérances des portées de roulements :

$$\phi 110 \quad -0,006 \quad \text{et} \quad \phi 100 \quad -0,009$$

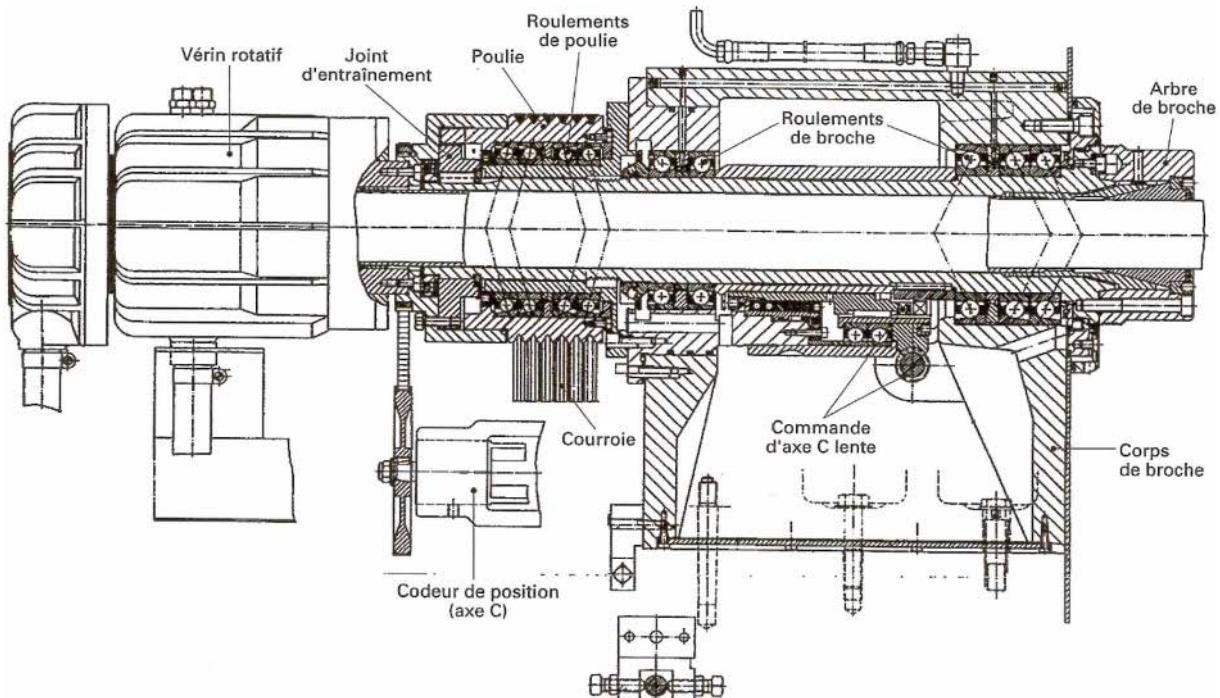


Figure 20 – Poupée de centre de tournage

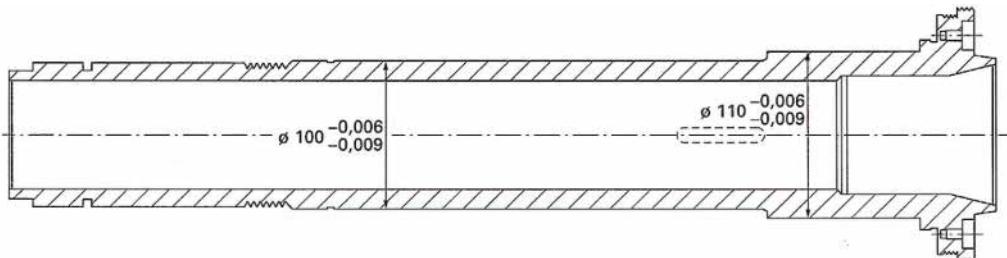


Figure 21 – Arbre de broche de centre de tournage

La tolérance n'est que 3 µm, ce qui la met dans une qualité proche de IT1. Elle est pourtant mal choisie, puisqu'elle laisse apparaître un jeu avec la bague intérieure des roulements. Au plan technologique, il n'y a en fait que deux manières de coter et tolérer.

Les roulements de haute précision ont toujours leur cote en micromètres inscrite sur leur boîte. Il suffit de choisir la cote et la tolérance de l'arbre de façon qu'elles assurent un léger serrage (3 à 6 µm d'interférence, par exemple). Ce procédé implique deux conditions :

— d'abord, que les roulements soient, dès le départ, affectés à une broche donnée ; c'est une pratique habituelle pour les broches de haute précision ;

— ensuite, que l'atelier où la broche sera rectifiée soit à air conditionné ; sachant que le coefficient de dilatation de l'acier est $1,2 \cdot 10^{-5}$ m/K, on réalise que la température de l'air et celle du liquide de rectification devront être connues à 0,5 K près environ (1 K correspondrait sensiblement à la moitié de la tolérance de rectification).

La deuxième manière de procéder consiste à prendre les roulements, là encore affectés dès le début à une broche, et de s'en servir comme de bague étalon d'un appareil automatique de mesure de cote et de commande de la rectifieuse. Il suffira d'arroser abondamment broche et roulements avec le même liquide de coupe, pour garantir l'égalité des températures et pour pouvoir rectifier la broche à la tolérance prévue. Il n'y aura plus besoin d'atelier à air conditionné.

3.6.2.2 Gamme d'usinage

Ces remarques sur le dessin de la broche étant faites, nous pouvons nous intéresser à sa technologie de fabrication. La gamme d'usinage nous apprend que la broche subit 29 opérations dont deux se déroulent hors de l'entreprise, chez des sous-traitants :

— la première consiste à faire percer le lopin d'acier à un diamètre de 70 mm ;

— la seconde est un redressage à la presse après cémentation.

Sans entrer dans des détails, on peut déjà faire quelques remarques importantes : la première concerne la probabilité pour que cette broche respecte toutes les tolérances après 29 opérations. Une certaine expérience industrielle suffit à montrer qu'elle sera très faible.

Dans ces conditions, il faudra nécessairement relancer la commande en faisant en sorte que la probabilité d'obtenir une bonne broche soit nettement plus élevée que précédemment. D'autre part, c'est bien entendu toujours à la fin des opérations d'usinage qu'on réalise qu'une pièce est hors tolérances.

À une opération par semaine, il se sera écoulé près de trente semaines avant qu'on relance la fabrication d'une nouvelle broche. Il n'est évidemment pas question d'y passer trente semaines de plus. La méthode classique de gestion est donc de créer, pour chaque opération – à chaque machine – une deuxième file d'attente prioritaire et dont les pièces font l'objet d'une surveillance spéciale.

Dans les meilleures conditions, on peut espérer avoir une pièce bonne près d'un an après le lancement de la commande (les deux opérations sous-traitées ont déjà coûté deux mois, à chaque fois).

Le coût de cette broche avait été calculé à 2 500 unités de compte du pays où elle était usinée. Son coût réel, après les premières périodes, s'est alors élevé à 3 300 unités.

Ces quelques détails que nous venons de donner semblent caricaturaux. Pourtant, ils correspondent sensiblement à ce qu'on peut voir chez nombre de fabricants de machines-outils. Naturellement, il existe des exceptions.

3.6.2.3 Amélioration des méthodes de fabrication

Une première idée, toute simple, consiste déjà à supprimer les deux opérations sous-traitées hors de l'usine.

On remarque, en particulier, que le diamètre intérieur de la broche ne constitue qu'un passage. Il n'a aucun contact avec aucune pièce.

Si on remarque que la gamme prévoit l'alésage à 73 puis à 75, en utilisant des porte-outils d'alésage antivibrations, et éventuellement en retournant la broche pour raccourcir la longueur alésée afin d'éviter le broutage, on réalise alors qu'il eut mieux valu commander le diamètre brut juste-à-temps, déjà percé à Ø 75.

La deuxième opération (le redressement) se justifie par les déformations à la trempe après cémentation. La solution est alors simple : il suffit de remplacer l'acier 16 NC6 (Afnor) [16 Ni Cr 6, ISO] par un acier 30 CAD 12 (Afnor) [30 Cr Al Mo 12 ISO]. Cet acier, ayant livraison du brut, aura subi une trempe et un revenu à 600 °C, qui lui permettent d'être usiné à l'outil sans difficulté. À la suite des opérations d'ébauche, la broche sera alors nitruée, traitement qui se fait à basse température (570-600 °C) et n'entraîne de ce fait que de très faibles déformations et rend inutile le redressage.

La pièce pourra ensuite être finie par rectification.

Ces très simples modifications permettent une très grande diminution du nombre d'opérations.

On voit (figure 22) que, en prenant la pièce entre mandrin et pointe, on peut usiner toute la surface extérieure, y compris le plateau de broche et les rainures de clavettes.

Nota : on réalise néanmoins que les rainures des clavettes (et les clavetages en général) sont très mal adaptées à un usinage et un assemblage automatiques. La solution est dans le *Design for manufacturing*, que nous ne pouvons traiter ici. Nous allons en voir cependant un exemple dans ce paragraphe et également dans le § 4.5.

Pour cela, on a utilisé un centre de tournage muni d'outils tournants et une lunette fixe à commande numérique.

Celui-ci peut alors être placé sur la portée des roulements avant et on peut effectuer le tournage des surfaces intérieures et l'usinage des trous du plateau de broche. On remarquera que cette prise interdit seulement l'usinage de l'extrême arrière de la broche. Cette surface, non fonctionnelle, restera brute de sciage.

La pièce est ensuite nitruée.

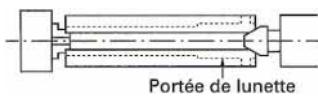


Figure 22 – Broche. Prise d'ébauche pour tournage

Enfin, il faut la rectifier. On réalise alors que seuls les deux filetages $\phi 90 \times 1,5$ et $\phi 100 \times 2$ interdisent la finition en une seule prise. En effet, ces filetages nécessitent d'abord qu'on enlève la couche nitrurée de leur diamètre extérieur, opération qui se fera en même temps que la demi-finition de la broche. On rectifie les deux filetages, en deux opérations, du fait qu'ils n'ont pas le même pas. Enfin, on peut procéder à la rectification de finition en une ou deux opérations, suivant les rectifieuses disponibles.

■ Peut-on, là encore, ramener l'ensemble à **une seule opération**? On réalise que seuls les filetages l'interdisent ; mais on peut remplacer filetages et écrous par des gorges, usinées en ébauche, des joncs et des bagues (figure 23) comportant plusieurs vis (au moins 6). Du même coup, on supprime un problème sérieux que connaissent tous les fabricants de machines de précision. On sait en effet que, quels que soient les soins pris en rectifiant un filetage, il a toujours un certain voile. De même, les écrous les plus précis que l'on trouve dans le commerce ne garantissent pas mieux que $2 \mu\text{m}$ de voie entre face et filetage. Le résultat de ces défauts est que le serrage de l'écrou crée un moment fléchissant qui se traduit par un batttement du plateau de broche et du cône de centrage du mandrin. On voit que le serrage individuel des vis du système de la figure 23 supprime entièrement cet inconvénient.

Cet exemple très simple montre clairement ce qu'est le *Design for manufacturing*, l'étude des ensembles et des pièces en vue de la fabrication, et qui peut s'étendre à tout le domaine de la mécanique.

Nota : c'est une des choses qui frappe le plus le visiteur averti quand il visite une usine japonaise ou américaine. Il peut, certes, critiquer le produit – c'est une affaire de goût –, mais il réalise immédiatement qu'il a été conçu principalement dans le but de simplifier la fabrication au maximum. La visite d'une entreprise européenne, qu'elle produise en très grande (automobile) ou petite série (machine-outil) ne montre pas ce même souci du prix de revient. Les pièces, certes, remplissent leur fonction, mais il est facile de voir que ceux qui les ont créées méconnaissent méthodes et fabrication. Au mieux, ils ont tenu compte de quelques critiques qui leur ont été faites.

Il ne faut pas chercher ailleurs les raisons des différences de prix entre produits américains et produits européens. La soi-disant différence de qualité qu'en rend responsable n'est qu'un mythe. Il en va évidemment de même pour la machine-outil.

Pour terminer l'exemple de cet arbre de broche, il suffit de voir qu'une rectifieuse intérieure-extérieure munie d'une lunette automatique permettra, là encore, de rectifier la pièce en une seule prise.

On peut alors créer un atelier flexible (figure 24) qui sera capable de fabriquer entièrement l'arbre de broche en très petits lots (y compris fabrication unitaire **juste-à-temps**), en moins de quatre jours. On ne sera alors pas surpris de trouver que le coût de la broche est ainsi descendu à 850 unités de compte. Une question se pose alors immédiatement : sera-t-il possible, dans un futur proche (c'est-à-dire avec des machines et des procédés déjà parfaitement au point aujourd'hui), d'usiner toute la pièce en une seule prise ?

Certains ont déjà réalisé des machines-outils multiprocessus regroupant, sur un même banc, un tour, un centre d'usinage et une rectifieuse, mais on a vite fait de constater que ces machines monstrueuses étaient bien trop chères et surtout complexes et grandes pour être fiables et précises (cf. *Ateliers flexibles d'usinage* [B 7 030] [R 7 820]). Il faut donc envisager un changement plus radical.

Pour ce qui est du tournage (étendu, comprenant toutes les opérations de fraisage, perçage, taraudage, etc.), on a vu que des machines disponibles sur le marché, y suffiraient. Pour le traitement thermique, seuls deux procédés, aujourd'hui, peuvent être incorporés à une machine d'usinage : la trempe par induction moyenne fréquence et la trempe laser. Le premier nécessite quand même un outillage quelque peu spécial : l'inducteur. Seul le second est entièrement universel et flexible.

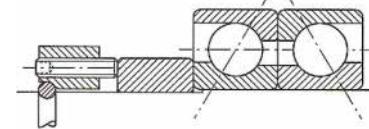


Figure 23 – Élimination des filetages sur une broche (jonc dont la gorge est tournée en ébauche)

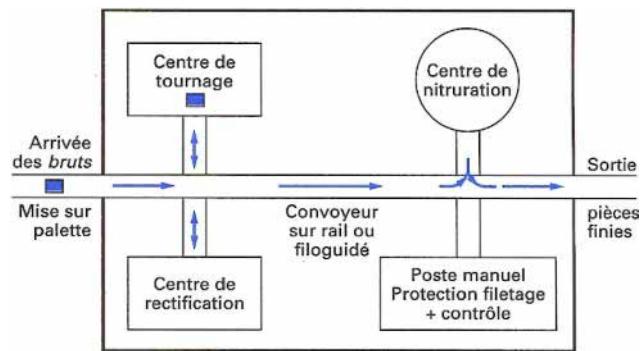


Figure 24 – Atelier flexible de fabrication d'arbres de broches

- Pour le laser CO₂ ($\lambda = 10,6 \mu\text{m}$), le miroir peut être stocké dans le magasin à outils et manipulé comme eux. Son circuit de refroidissement ne pose pas plus de problèmes que l'alimentation des outils normaux en liquide de coupe.

- Pour le laser YAG ($\lambda = 1,06 \mu\text{m}$), sa plus faible longueur d'onde présente plusieurs avantages qui en font le meilleur choix. Le faisceau laser peut être conduit par fibre optique (suppression des miroirs) et la dimension de l'émetteur permet d'en équiper chaque machine. Enfin, l'absorption par la pièce est beaucoup plus élevée (avec un laser CO₂ sur une surface non revêtue d'une couche absorbante, on ne peut guère dépasser 40 %), ce qui se traduit par une puissance laser plus faible ou/et un temps de traitement plus court.

Enfin, pour la finition, le tournage à l'outil dur (nitrure de bore cubique) ne permet pas d'arriver aux quelques micromètres de tolérance nécessaires à une broche. Il constitue, par contre, un excellent procédé de demi-finition. Pour la finition, le même centre de tournage peut facilement être équipé d'un appareil de pierrage à la pierre oscillante. Cet appareil peut lui aussi prendre, dans le magasin à outils du tour, la place d'un outil standard.

Au total, on voit que dans un futur qui peut être aussi proche que nous le désirons, la fabrication d'une broche telle que celle de la figure 20 pourra facilement se faire en moins d'une journée.

La simplicité de la gamme, des procédés et de la machine garantira un pourcentage de rebuts extrêmement faible. La trésorerie de l'entreprise sera considérablement améliorée par l'absence quasi totale d'immobilisation de capital. Un calcul simple montre aussi que cette nouvelle machine que nous avons décrite pourra s'amortir en moins d'une année. Enfin, il est facile de réaliser que le coût de la main-d'œuvre n'aura plus aucune espèce d'influence sur le prix des pièces.

3.6.2.4 Aspect social

Pour le **personnel d'étude**, il est tout à fait évident qu'il devra être d'une qualification d'une qualité bien supérieure à ce qui existe maintenant. Son travail sera aussi beaucoup plus intéressant et il devra, en permanence, actualiser ses connaissances dans un domaine beaucoup plus vaste qu'aujourd'hui [processus, méthodes, fabrication (usinage et montage)]. Il devra savoir se servir de tous les ordinateurs d'assistance possibles, sans déqualification ni parcellisation de son travail. Mieux même, il est clair que cette organisation supprime la séparation taylorienne études-méthodes : l'**étude pour la fabrication** impose la réintégration de la fonction méthodes au sein des études.

Pour le **personnel de fabrication**, il en ira de même. Si les programmes-pièces sont réalisés dès le stade de l'étude (et ils doivent l'être afin qu'on puisse démontrer qu'on a conçu la pièce la plus simple possible), par contre, les programmes-machine seront réalisés dans l'atelier même, à la dernière minute, afin de pouvoir être adaptés à la machine qui sera devenue disponible. De même, la simplification des gammes d'usinage permettra une simplification plus grande encore de l'ordonnancement et de la gestion de fabrication, ces deux domaines revenant alors dans l'atelier. Enfin, cette nouvelle organisation rendra indispensable un échelon recherche appliquée/développement/normalisation (en procédés, en machines, en méthodes d'étude et de fabrication) beaucoup plus développé qu'il ne l'est aujourd'hui.

On voit alors que l'usine entièrement automatique, servie par des manœuvres analphabètes (qu'on nous promet depuis longtemps) n'est guère probable. Nous pensons même qu'elle est économiquement impossible, au moins pour les fabrications de petite et

moyenne série (et fabrication unitaire, bien entendu). Pour la très grande série se posent d'autres problèmes que nous ne pouvons traiter dans le présent cadre.

3.6.3 Corps de broche

Il est représenté figure 25.

La gamme d'usinage comporte huit opérations. Comme elle ne comporte ni traitement thermique, ni opérations faites en sous-traitance hors de l'usine, on peut espérer un délai de fabrication de l'ordre de deux mois après livraison du brut par le fondeur.

Après l'étude de l'arbre de broche (§ 3.6.2), nous pouvons nous poser directement la question de base : **cette pièce peut-elle être entièrement usinée en une seule prise, en une seule opération, sur quelle machine ?**

■ La dernière partie de la question est facile à traiter : ce ne peut être qu'un centre d'usinage à quatre axes. Un centre d'usinage à trois axes ne peut usiner en une seule prise que des pièces plates. Les centres d'usinage à cinq axes ne sont aujourd'hui pas assez précis pour usiner entièrement, en ébauche et en finition, une pièce telle qu'un corps de broche.

Quel genre de pièce un **centre d'usinage à quatre axes** peut-il usiner entièrement, en une seule prise, ébauche et finition ? La figure 26 montre que ce ne peut être qu'une pièce polyédrique formée des faces latérales d'un prisme. Or, le dessin de la figure 25 montre que le corps de broche ne peut se réduire à un tel solide ; donc, il lui faudra plusieurs prises et plus d'une opération.

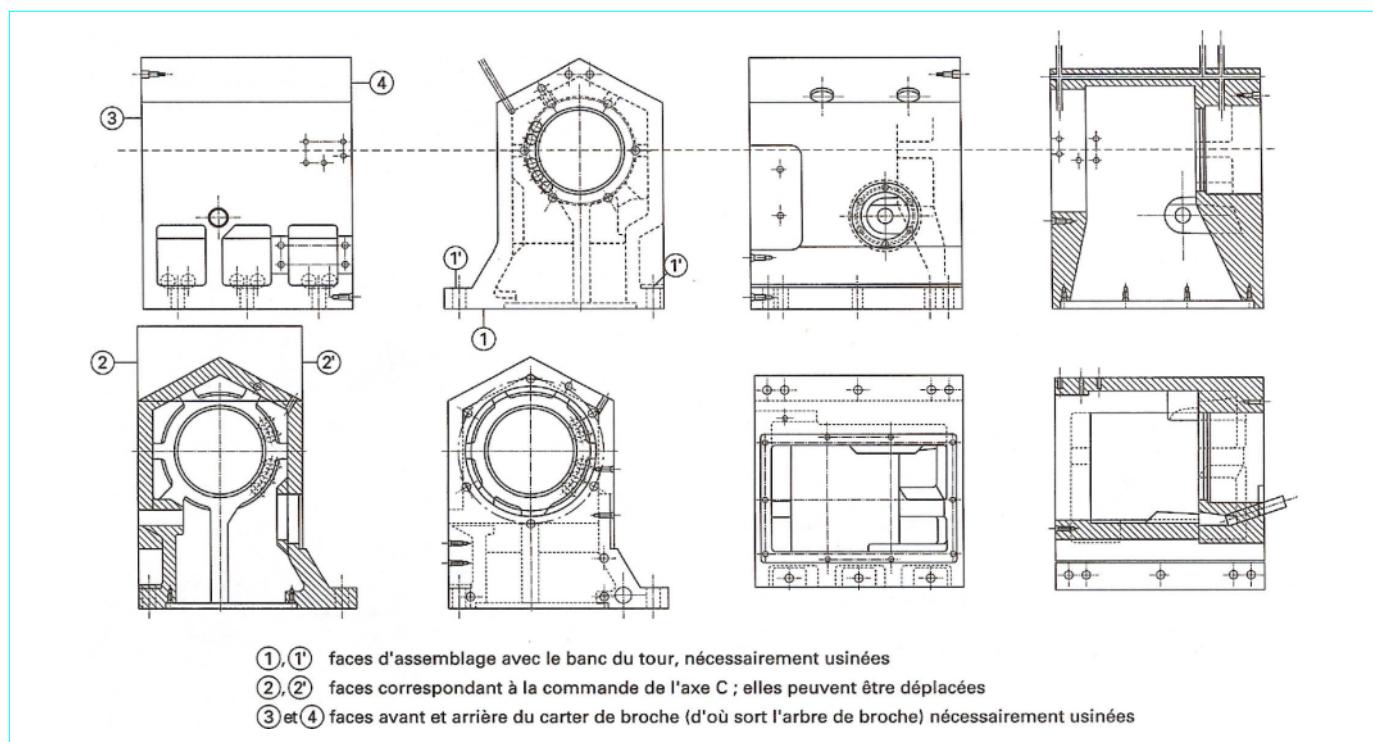


Figure 25 – Corps de broche

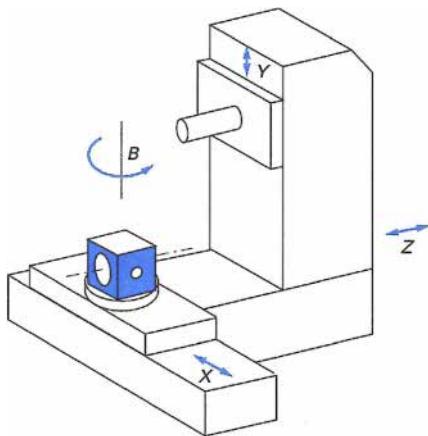


Figure 26 – Pièce que peut usiner en une prise un centre d'usinage à 4 axes

Une étude fonctionnelle montre que les faces indispensables de la pièce sont la face plane d'assemblage avec le banc et les deux faces avant et arrière ; ces trois faces définissent la direction des arêtes latérales d'un prisme. Donc, pour pouvoir usiner la pièce en une prise, il faut pouvoir supprimer toutes les faces incompatibles avec cette géométrie. Cela est facile à faire pour une série de surfaces auxiliaires.

Pour le moteur d'axe C, il suffit de le faire tourner autour de l'axe de broche (figure 27). Ayant fait cela, on peut créer la prise unique qui est représentée figure 28. Ce deuxième exemple, très rapidement traité, montre à nouveau qu'une gestion *juste-à-temps* d'une pièce aussi complexe est possible. Là encore, le délai de fabrication sera largement inférieur à la journée et la qualité incontestablement meilleure. Quant au coût, il sera divisé par un facteur supérieur à deux.

3.7 Premier bilan

Pour terminer cette brève étude technologique et économique, nous voudrions reprendre quelques points qui sont apparus au cours des études précédentes (§ 3.2, 3.3, 3.4 et 3.5), afin de voir si ce que nous avons perçu en étudiant la technologie d'une broche classique peut être remis en cause par les nécessités technologiques et économiques.

■ **L'étude cinématique** (§ 3.2), à l'évidence, n'a aucune influence. L'obligation d'identité des paliers avant et arrière n'entraîne aucune modification de gamme opératoire, pas plus que la nécessité de paliers préchargés. Sur le plan du coût et de la variété des pièces de rechange, elle est bénéfique.

■ L'apport principal de l'**étude statique** (§ 3.3), la mise en évidence d'une longueur optimale, beaucoup plus faible que ce qui est habituel, ne fait que simplifier le problème technologique, sans contre-partie négative. Le coût est diminué.

■ Il en va de même de l'**étude dynamique** (§ 3.4), dont la seule modification qu'on doit attendre se résume à une modification de la longueur entre paliers si on désire, par exemple, éloigner l'un de l'autre deux modes de formes propres très différentes mais de fréquences très voisines. Dans ce cas, on aura généralement intérêt à envisager aussi une modification des éléments rapportés sur la broche (mandrin et porte-outils, vérins tournants de serrage des pièces, moyens d'entrainement).

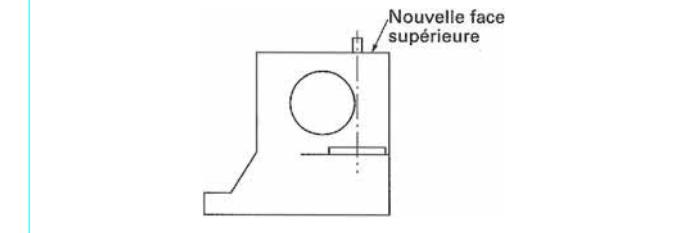


Figure 27 – Rotation du moteur d'axe C

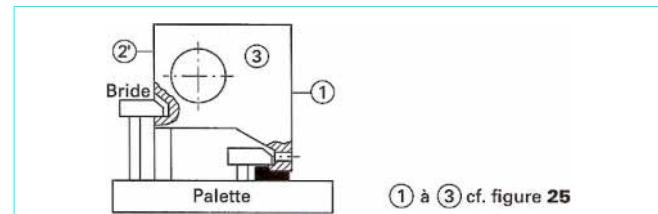


Figure 28 – Prise unique

■ **L'étude thermique** (§ 3.5), par contre, nous a montré que le problème de l'instabilité thermique (§ 3.5.6) viendrait essentiellement des différences de constante de temps thermique entre les différents composants de la broche. Or, s'il paraît impossible d'augmenter celle des corps roulants et difficile de modifier celle de l'arbre de broche, il semble, au contraire, aisément de diminuer celle du corps de broche, en découpant thermiquement le boîtier qui contiendra les bagues extérieures des roulements du corps de broche proprement dit.

On peut montrer en effet qu'on peut éviter l'instabilité thermique en réalisant la relation :

$$\frac{m}{M} = 4 \frac{d_2}{D_2} \quad (17)$$

avec m masse totale des corps roulants,
 M masse équivalente du corps de broche,
 d_2 diamètre des corps roulants,
 D_2 diamètre de la piste de bague extérieure.

Cette condition assure que corps roulants et bague extérieure auront même constante de temps thermique et que leur dilatation sera à tout moment égale, en régime transitoire. On démontre aussi qu'on peut facilement découpler le régime transitoire (gouverné pour l'essentiel par les masses) du régime permanent (dépendant surtout des surfaces).

Pour terminer, on arrive à une construction dont la figure 29 donne un exemple. On peut appliquer une transformation de même genre à tous les types de paliers, y compris hydrostatiques, dont on démontre que la perte de portance, qui se manifeste par un contact arbre/palier, constatée lorsqu'on augmente la vitesse au-delà d'une certaine limite, vient aussi d'un problème d'instabilité thermique.

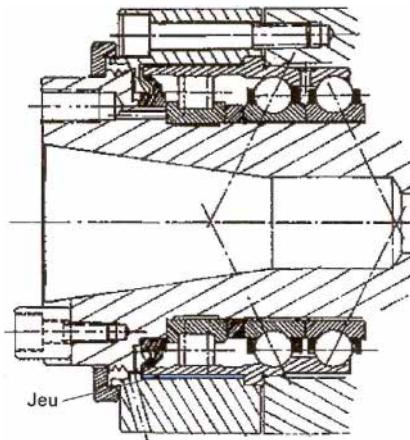


Figure 29 – Broche à boîtier de roulements thermiquement découpé du corps de broche

se fait alors par ajustement des matrices de masse et de rigidité du modèle numérique ; mais l'interprétation d'une telle opération est pratiquement impossible. Pourtant, des structures apparemment plus complexes, telles que des cellules d'avions, présentent une excellente corrélation entre calcul et mesures. Il semble donc que les bâts de machines-outils, malgré leur apparente simplicité, cachent quelque difficulté qui n'a, jusqu'à aujourd'hui, pas été expliquée.

Dans les paragraphes qui suivent, nous essaierons de montrer les raisons principales de ces anomalies et nous indiquerons comment donner à une structure de machine-outil un *comportement prévisible*, calculable. Nous expliquerons les phénomènes en apparence complexes dont les bâts sont le siège.

Pour conclure, nous voudrions donner quelques **valeurs**. Nous avons très rarement trouvé des bâts dont les déformations mesurées, dans un cas de charge donné, sont inférieures à dix fois les déformations calculées, que ce soit par des voies analytiques ou numériques. Ce rapport peut atteindre 200. Des progrès récents ont permis de réaliser des structures présentant des écarts beaucoup plus faibles (moins de 10 % ; souvent pas plus de 2 à 3 %) entre calculs et mesures, dans les domaines statique et dynamique. Nous donnerons ici les bases de ces progrès.

4. Bâti

4.1 Définition. Introduction

Comme nous l'avons vu dans la description fonctionnelle d'une machine-outil ([B 7 120] § 3.1), la **fonction** essentielle d'un bâti de machine est de maintenir en position relative constante les principaux **éléments actifs** de la machine. Le chariot porte-outil est ainsi positionné par rapport à la broche, à la contre-pointe ; la colonne, qui est une partie du bâti, doit rigidement positionner les glissières qui doivent elles-mêmes guider un chariot. Le chariot, qui est aussi un des éléments de la structure, doit avoir les mêmes caractéristiques de rigidité et de précision qui permettent à la machine d'être précise et fidèle.

Comme la broche (étudiée § 3), le bâti est soumis à des forces qui tendent à le déformer, statiquement et dynamiquement. Il est soumis aussi à des flux de chaleur (en particulier, ceux venant de la broche et des copeaux, mais il y en a d'autres) qui modifient sa morphologie et ses dimensions, qui font varier la position relative des organes actifs. Certes, les constantes de temps thermiques sont alors longues, plus longues encore que pour les broches (et on parlait déjà d'heures), mais leur influence n'est pas négligeable. N'oublions pas, en effet, qu'on exige d'une machine *moderne* que, dès son démarrage, sans période de mise en température, elle produise des pièces *bonnes*, c'est-à-dire, pour l'essentiel, respectant les tolérances dimensionnelles.

Pour l'étude de ce bâti, nous suivrons, mais encore plus rapidement, le schéma utilisé pour la broche [aspects cinématique, statique, dynamique, thermique, technologique, économique (cf. § 2)].

Les bâts de machines, malgré leur apparente simplicité, ont une **caractéristique** très particulière : jusqu'à un passé très récent ils refusaient de se plier à tout calcul prévisionnel de leurs **performances**.

En règle générale, fabricants de machines et instituts universitaires évitent de mesurer le comportement statique des structures de machines. Une des raisons principales est la très grande rigidité, qui rend difficiles les mesures, à commencer par le choix d'un référentiel spatial. On se contente donc de mesures dynamiques, en particulier par **analyse modale expérimentale**, qui accepte un référentiel inertiel. Le problème principal que tous ont rencontré est le mauvais accord entre résultats expérimentaux et calculs numériques par la méthode des éléments finis (MEF). Le rapprochement des résultats

4.2 Étude cinématique

Celle-ci sera rapide. On a vu ([B 7 120], figure 7) que la plupart des machines avaient une architecture cartésienne, comprenant généralement (sauf machines spéciales) trois axes à déplacement linéaire, permettant à la pointe de l'outil l'accès au volume de travail, accompagnés ou non de une à trois rotations permettant d'usiner les faces latérales d'un prisme (une rotation *B*, figure 26) ; avec deux rotations, on peut donner à la broche une orientation quelconque dans l'espace ; avec trois rotations, on peut en plus synchroniser la rotation de l'outil, par exemple, avec les autres axes.

On a aussi vu que certaines tentatives visent à remplacer cette architecture traditionnelle par une autre dérivée de la plate-forme de Stewart ([B 7 120], figure 5) ; mais nous avons montré pourquoi cette nouvelle architecture avait peu de chances d'être généralisée.

Il est d'autres architectures, d'autres cinématiques auxquelles on est en droit de penser. Ce sont celles utilisées en particulier par les **robots**. La figure 31 montre un échantillonnage d'architectures de robots faisant appel à une cinématique parfois différente de celle des machines-outils classiques.

Pour le robot type (**a**), les trois rotations permettent de placer l'outil en un point quelconque de l'espace de travail ; elles remplacent donc les trois axes cartésiens d'une machine-outil classique.

Un robot type (**b**) présente deux rotations et une translation pour arriver au même résultat.

Le robot de type (**c**) comprend une rotation et deux translations.

Le robot sphérique type (**d**) a aussi deux rotations et une translation, mais avec une architecture différente.

Le robot (**g**) a une architecture de machine-outil, c'est-à-dire cartésienne, mais l'espace de travail se situe sous la structure. Or, nous avons reconnu que cette architecture était sans doute celle de la machine-outil du futur.

Pour ces cinq robots à trois axes, il faut ajouter **une tête** (ou un **poignet**), telle que celle représentée figure 30 ; elle comporte presque toujours trois axes de rotation.

Pour les figures 31e et f, cette tête est remplacée par un **dispositif flexible** polyarticulé, ayant deux ou trois degrés de liberté commandés. Tous les systèmes articulés, sans exception, ont au moins un défaut fondamental : leur manque de rigidité.

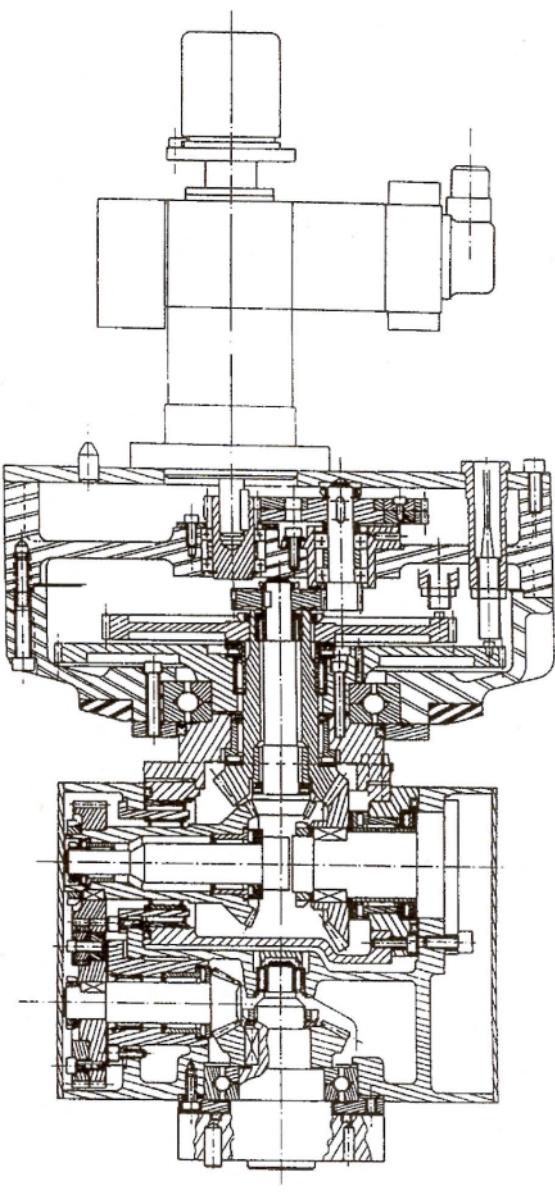


Figure 30 – Tête ou poignet de robot à 3 axes rotatifs (Renault ACMA)

On peut donner un **ordre de grandeur**. Une bonne machine-outil doit avoir une rigidité mécanique structurale entre outil et pièce supérieure à 10^8 N/m , soit $10 \text{ daN}/\mu\text{m}$. Rares sont les robots qui dépassent 10^5 N/m , soit trois ordres de grandeur au-dessous. Cette différence est, pour une bonne part, due à la torsion des différents éléments, alors que la torsion est très secondaire dans la plupart des machines classiques.

Nota : les anciennes perceuses radiales avaient exactement l'architecture des robots des figures 31a ou b. Mais elles n'étaient que des perceuses, pour lesquelles la rigidité est beaucoup moins indispensable qu'aux machines plus précises.

Pour terminer, au plan cinématique, il ne semble pas que les machines-outils puissent subir une grande évolution dans les années à venir. Par contre, comme il faudra certainement, dans un futur proche, gagner un à deux ordres de grandeur en rigidité, il est certain que les architectures **ouvertes**, telles que celle montrée figure 3, n'y suffiront plus ; pas même celle, pourtant beaucoup plus rigide, de la figure 7 en [B 7 120]. D'autres architectures de type **fermé** s'imposeront alors.

4.3 Étude statique

4.3.1 Critique de quelques conceptions actuelles

Sachant que le problème essentiel des machines-outils d'usinage est leur **rigidité**, on peut directement signaler les points faibles des constructions traditionnelles et montrer les corrections qui y ont été apportées.

■ La figure 32a représente une section partielle d'une colonne de **fraiseuse** commercialisée. Ce dessin met en évidence quelques défauts qui sont à l'origine des énormes différences entre déformations mesurées et calculées.

Si on applique une force F_0 à une des deux glissières (ou aux deux), celle-ci va se déplacer (vers le bas sur la figure) essentiellement du fait des moments fléchissants dans les parties courbes A et B. Une importante question se pose : pourquoi le projeteur a-t-il créé ces parties courbes ? En fait, tout simplement parce qu'il sait que le moment d'inertie en flexion d'une poutre (et son équivalent en torsion) est égal à $bh^3/12$. Dans ces conditions, il prend une valeur de b (et de h , dont nous verrons l'influence § 4.3.2) maximale. La largeur des glissières ayant été fixée par d'autres considérations (§ 5), il augmente celle de leur support autant qu'il le peut, sans réaliser qu'il crée des zones à très fort déplacement. Si on applique à la glissière (ou aux deux glissières), une force F_1 , excentrée par rapport à la paroi de soutien, on crée une rotation de la glissière, dont la rigidité rotationnelle est extrêmement faible. Cette rotation entraîne bien sûr une déformation de flexion dans la toile joignant les deux glissières.

On conçoit alors que la somme de ces deux déformations (si elles sont de même sens) soit dix à cent fois plus forte que celle de la poutre caractérisée par b et h .

Il semble inconcevable que de tels défauts de conception échappent aux techniciens, constructeurs et *numériciens*. Pourtant, on peut vérifier que la plupart des machines commercialisées présentent les défauts que nous venons de souligner.

On peut cependant voir que le projeteur soupçonnait un problème, car il a ajouté tout un réseau de nervures C, qui n'apportent rien, si ce n'est un coût supplémentaire.

■ La figure 32b montre une coupe d'un bâti de **centre d'usinage**. En réponse à une force F_0 , on voit que la partie A, seulement créée pour récupérer copeaux et liquide de coupe, fait que pour la déformation en flexion longitudinale (la longueur du bâti est dans la direction perpendiculaire au plan de la figure), seule la partie B (en bleu) apportera sa rigidité. Or, quel peut être son moment d'inertie par rapport à celui du bâti entier ? On retrouve des valeurs de rigidité proches du 1/100 signalé dans l'encadré § 4.1.

Le déplacement vertical de la glissière ne sera pas accompagné du déplacement de la colonne porte-broche et entraînera même son basculement, condamnant donc la machine à une très médiocre précision.

- Là encore, soupçonnant un problème, le projeteur a ajouté les **nervures** C joignant les glissières aux appuis au sol. Il est facile de démontrer que ces nervures – qui coûtent cher – se comportent comme des ressorts de faible rigidité et sont donc inutiles.

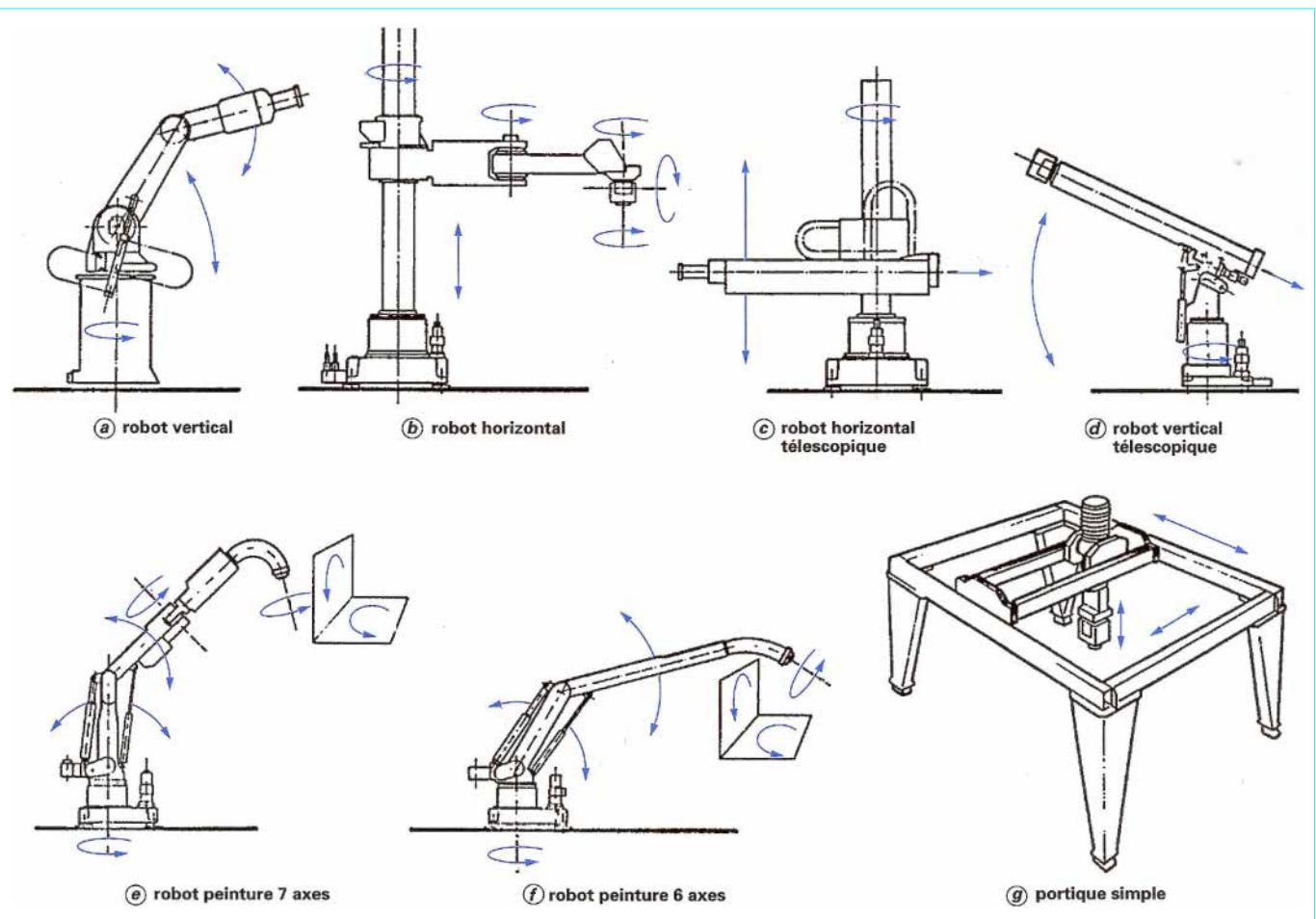


Figure 31 – Architectures de robots

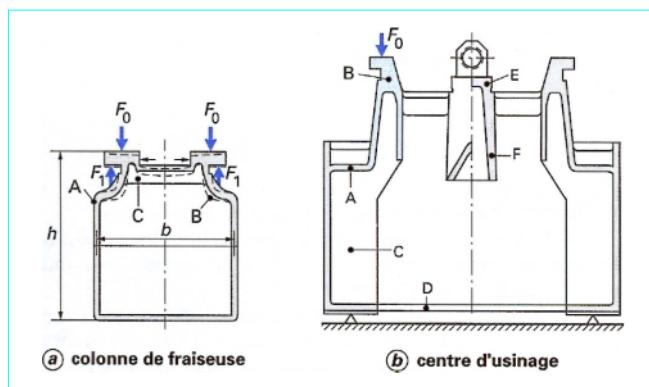


Figure 32 – Bâts de machines : sections

● De plus, le projecteur a représenté une très grande **ouverture D** dans le fond du bâti afin de supporter le noyau, au moment de la coulée et aussi pour permettre son dégazage. Les contraintes de traction et de compression, engendrées par la flexion du bâti, ne se développeront alors plus qu'à proximité des parois verticales du bâti, diminuant encore fortement sa rigidité.

● Quant à la **glissière du guidage en lacet E**, la partie F ne lui apportera certainement pas la rigidité nécessaire.

■ Pour terminer, on voit que les structures montrées figure 32 manquent fortement de rigidité et sont de plus très difficiles à calculer, même par voie numérique. On doit alors se demander comment de telles erreurs de conception sont possibles. Pour une part importante, elles proviennent d'une trop stricte application des règles imposées par les fonderies. Les figures 33 et 34 sont extraites des recommandations d'une fonderie à ses clients. On voit qu'elles conduisent toutes à une basse rigidité des structures, que les fondeurs préconisent afin d'éviter criques et ruptures au changement de phase du métal et pendant son refroidissement. Or, il est bien évident que de telles règles ne sont aucunement applicables à des bâtis dont la rigidité est la qualité principale.

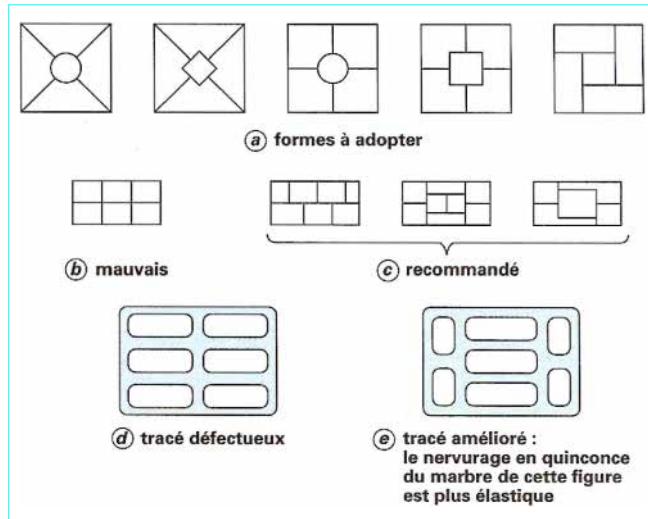


Figure 33 – Structures : recommandations pour le dessin de bâti par une fonderie

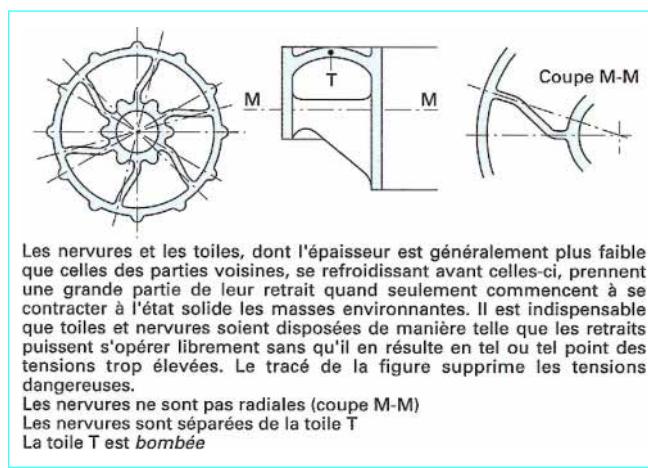


Figure 34 – Structure : autres extraits de recommandation de dessin

4.3.2 Structures améliorées

■ La figure 35a apporte un premier élément de réponse. La glissière est exactement au droit d'une paroi plane, ce qui évite toute flexion parasite due à F_0 . Pour ce qui est de F_1 , on a deux façons de limiter les déformations :

— d'une part, la glissière reste massive, même en dehors de la zone de contact avec le chariot ;

— d'autre part, un triangle est formé, grâce à la création d'une cloison longitudinale A.

Enfin, ce triangle ne saurait à lui seul bloquer la rotation ; il pourrait y avoir flexion de la paroi latérale du bâti. On ajoute alors la toile B.

La figure 35b montre l'application de ce principe à une machine réelle. Les nervures C, inutiles, sont un apport ultérieur du fabricant.

Comment éviter les pertes de **rigidité** dues aux supports de noyaux/orifices de dégazage ? On a fait, en accord avec l'expérience, plusieurs trous de petite surface répartis sur le fond du bâti. Ils assurent exactement les mêmes fonctions qu'une grande ouverture sans pratiquement affecter la rigidité.

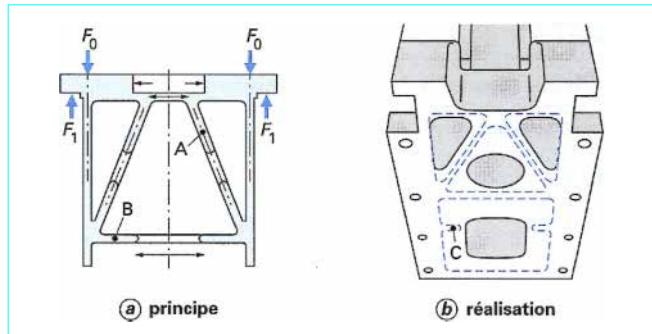


Figure 35 – Structure améliorée

■ Les bâtis les plus évolués utilisent un autre procédé, non exclusif du premier, qui permet de donner à un bâti réel sensiblement la rigidité de la poutre équivalente.

Soit un **bâti parallélépipédique** (figure 36), forme à laquelle tous les éléments de structure de machines-outils se ramènent. Il est bien dessiné et bien utilisé ; en particulier, les forces sont dans le plan des parois latérales, que ce soit celles dues à la masse des éléments rapportés, fixes ou mobiles (chariots), ou celles dues aux réactions des appuis au sol. Nous avons admis que ces appuis étaient des appuis simples (figure 36a) ou une fondation continue (figure 36b).

On démontre que la rigidité k du bâti est maximale pour :

- $H/L = 0,85$ quand le bâti est sur quatre appuis simples ;
- $H/L = 0,57$ quand le bâti est uniformément soutenu.

La compréhension physique est aisée, car si H est très grand, la déformation au droit des forces est essentiellement due à la compression des parois. Si H est infini, $k = 0$.

À l'opposé, si H est très petit, la déformation au centre est essentiellement due à la flexion. Si H est égal à zéro, $k = 0$.

On a donc nécessairement, l'expression de la rigidité étant une fonction positive, continue et dérivable de H , une rigidité maximale positive pour une hauteur optimale.

Les courbes correspondantes sont données figure 37 avec la largeur B du bâti en paramètre. On voit qu'elle a peu d'influence.

Une autre propriété des structures courtes (c'est-à-dire ne répondant pas aux conditions de la résistance des matériaux traditionnelle) peut être mise en évidence (figure 38).

On démontre que la rigidité du bâti est maximale pour le rapport (figure 39) :

$$B/L = 0,57$$

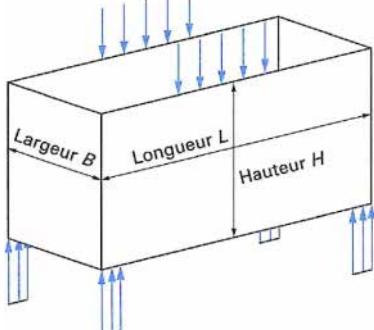
Dans la pratique, on n'a nul besoin de dépasser la valeur

$$B/L = 0,4$$

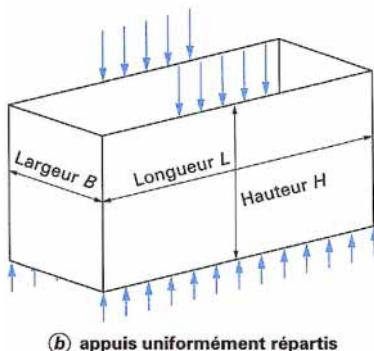
La compréhension physique est un peu moins évidente que précédemment. N'oublions pas que le bâti est bien dessiné et bien utilisé, c'est-à-dire que les forces sont dans le plan des parois latérales.

Quand celles-ci sont plaquées l'une à l'autre, $B = 2e$ (e = épaisseur des parois latérales) et la flèche est élevée. Quand B est très grand, les plaques supérieure et inférieure suivent la flèche des parois latérales sur une certaine largeur. Ensuite, elles restent planes et la rigidité reste constante. Cela correspond à l'asymptote de la figure 39.

On conçoit alors que, les deux parois s'influençant, il y ait une largeur optimale correspondant à une rigidité maximale.



(a) quatre appuis simples



(b) appuis uniformément répartis

Figure 36 – Bâti parallélépipédique

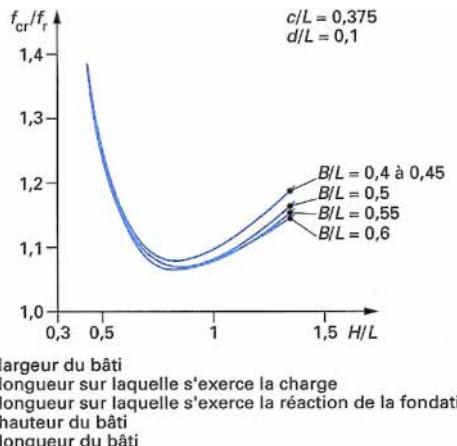


Figure 37 – Flèche au centre du bâti en fonction de sa hauteur : cas de la figure 36a

4.3.3 Liaison du bâti et des glissières

Un bâti n'est pas seulement une structure de support, mais il comporte des liaisons :

- liaison avec la fondation ;
- liaison avec d'autres éléments de structure rapportés mais fixes ;

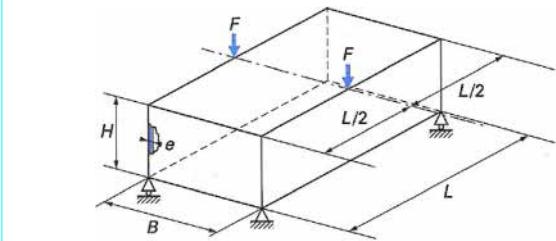
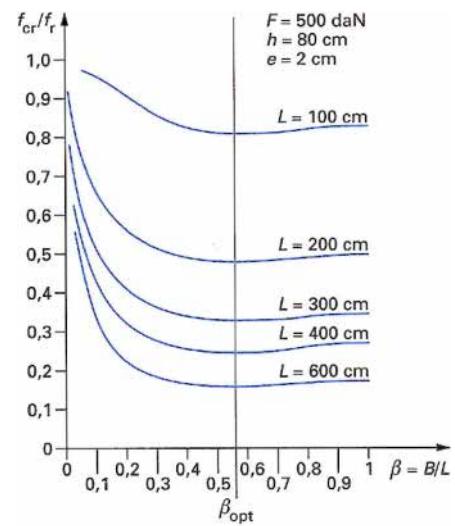
Figure 38 – Bâti sur appuis simples : variation de la flèche en fonction de B 

Figure 39 – Flèche au centre d'un bâti en fonction de la largeur : cas de la figure 36a

— liaison aussi avec une glissière laissant à un autre élément de structure, mobile, un degré de liberté.

Nous avons montré (figure 35a) un moyen d'assurer à cette dernière liaison une rigidité élevée. Cependant, nous n'avons fait qu'en donner le principe sans chiffrer les différences par rapport aux solutions traditionnelles.

La figure 40 donne des ordres de grandeur des gains possibles pour différents types de construction. Dans tous les cas, nous avons pris pour valeur de référence un encastrement classique (valeur 1). Pour tous les autres types de construction, le rapport K_{rot} donne la constante par laquelle il faut diviser la rotation de référence. On voit que les solutions proposées permettent facilement de diviser cette rotation par un facteur 20, qui ne constitue pas un maximum.

■ La création de telles structures n'a cependant pas été sans poser de problèmes. Les fonderies, qui préconisaient des solutions conduisant à de très faibles rigidités, n'ont pas accepté sans difficulté les risques que les structures rigides leur faisaient courir. Plusieurs ont cependant accepté de jouer le jeu et ont rapidement obtenu de remarquables résultats. Quelques **masselottes**, disposées aux bons endroits, ont suffi à éviter ruptures, porosités et fissures.

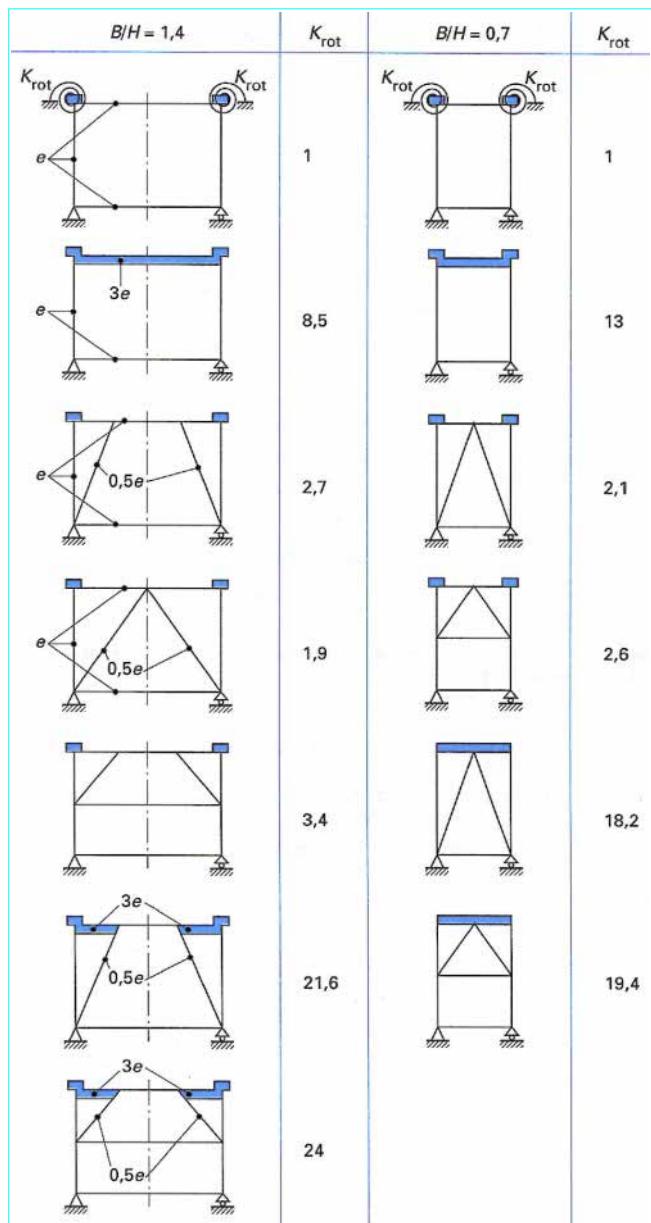


Figure 40 – Gain en rigidité rotationnelle des glissières
(étude Jacques MIAUTON)

Signalons, en particulier, la société Sulzer Frères. Elle a développé des bâtis de la conception décrite ci-dessus et, de plus, a utilisé la fonte à graphite sphéroïdal qui, toutes choses égales par ailleurs, permet d'augmenter la rigidité obtenue avec la fonte grise de 40 % environ.

Ce qui a été rapporté ici permet aussi de comprendre certains engouements de fabricants de machines pour la réalisation de bâtis en **béton polymère** (ou en fonte minérale, comme on l'appelle parfois). Ce matériau a pourtant un bas module d'élasticité ($3,5 \cdot 10^{10}$ à $4,5 \cdot 10^{10}$ Pa), mais, en le compensant par une forte épaisseur de paroi, on diminue du même coup (et involontairement) l'influence des fautes de conception telles que celle, très courante, représentée figure 32. Les zones à forte déformation ont alors été pratiquement éliminées. Les propriétés d'amortissement des fontes, métalliques

ou minérales, souvent citées comme un de leurs principaux avantages par rapport à d'autres matériaux (l'acier par exemple), sont pratiquement un mythe. En fait, dans une machine-outil, guère plus de 5 % des pertes viennent du matériau. Tout le reste vient des interfaces, fixes ou coulissantes, ou des glissières, comme nous l'avons mentionné précédemment (§ 3.4.6).

■ Signalons encore un point. Les machines spéciales telles que la machine-transfert (figure 6 de [B 7 120]) ont généralement des bâtis dont la **section** ressemble à celle que montre la figure 41. Les unités d'usinage sont portées par des patins ① et ② soudés (ou venant de fonderie) sur la plaque supérieure du bâti. La rigidité de la structure dépend alors, pour l'essentiel, de quelques plaques transversales (parallèles au plan de la figure) qui maintiennent la forme de la section. On augmente fortement la rigidité (> 10) en déplaçant les parois latérales sous les patins, en (A) et (B). Cependant, le bâti risque alors d'être insuffisamment rigide en torsion. Dans ce cas, on peut garder les dimensions initiales et on ajoute simplement (A) et (B), les caissons latéraux améliorant la rigidité globale de la structure en torsion. Les cloisons transversales, peu nombreuses, ne servent plus alors qu'à empêcher le déversement du bâti.

■ Mentionnons encore le problème des **liaisons boulonnées** entre éléments de structure. On croit, en général, qu'elles diminuent fortement la rigidité de l'ensemble. Cependant, certaines méthodes de conception, portant sur la position des surfaces de joints, le nombre et la position des boulons ou vis, permettent à un bâti en plusieurs éléments de retrouver, au millième près, les performances statiques et dynamiques des bâtis monoblocs (cf. [7] et [1] vol. 7 et 8).

4.4 Études dynamique et thermique

Ces études sont du plus haut intérêt mais nous ne pouvons ici que les effleurer.

■ Sur l'**étude dynamique**, nous avons déjà rappelé quelques points fondamentaux au cours de l'étude statique (§ 4.3), à savoir l'influence très faible du matériau sur l'amortissement des structures (§ 4.3.3) ; en particulier, l'acier, contrairement à l'opinion générale, donne pratiquement le même amortissement que la fonte grise ou la fonte à graphite sphéroïdal. Quant au béton polymère, son faible module d'élasticité contribue à masquer certains défauts de conception des structures. Pour le reste, il ne se comporte pas mieux qu'une structure classique bien conçue. Certains modes locaux et globaux, du fait des masses élevées, voient leurs fréquences chuter, mais d'assez peu ; la rigidité plus faible, dans un rapport 5 à 6, étant partiellement compensée par une masse spécifique inférieure d'un facteur 3 environ.

■ Au **plan thermique**, nous avons mentionné dans l'étude du carter de broche (figure 25) l'indispensable **thermosymétrie**. Elle reste nécessaire pour les bâtis.

● Les **coefficients de dilatation** sont quasi identiques pour tous les matériaux :

- $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ pour l'acier ;
- $1,15 \cdot 10^{-5}$ à $1,4 \cdot 10^{-5} \cdot \text{K}^{-1}$ pour la fonte minérale.

● La **conductivité thermique** est évidemment beaucoup plus élevée pour l'acier (50 à 100 W/m · K) que pour la fonte minérale/béton époxy (1,2 à 2 W/m · K). Pour celle-ci, cela aura pour résultat de ne pas laisser la chaleur diffuser dans toute la structure et de maintenir chaudes certaines parties du bâti proches de la source de chaleur, ce qui pourra entraîner diverses déformations. Pour les machines de très haute précision, cette mauvaise conductivité thermique rendra difficile le maintien de la structure à température constante par l'utilisation d'un circuit de refroidissement.

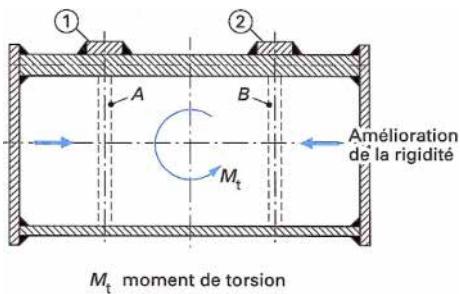


Figure 41 – Bâti de machine spéciale : section transversale

4.5 Études technologique et économique

Pour l'essentiel, ce que nous avons vu dans l'étude du carter de broche ([§ 3.6](#)) est valable pour les bâts. Reprenons l'exemple de la machine ([B 7 120], figure 7) : tous les éléments de structure sauf un ont été conçus pour pouvoir être usinés en une seule opération, en une seule prise de pièce (nous reviendrons à la fin du paragraphe sur la seule exception, qui fournit un exemple intéressant).

De plus, le montage d'usinage de chacune des pièces (sans exception, cette fois-ci) les bride de manière **isostatique**, c'est-à-dire que la pièce repose sur la table de la machine d'usinage en trois points, et **trois points** seulement, les brides étant exactement au-dessus des points d'appui, comme cela a déjà été le cas pour le carter de broche modifié figure 25. Les déformations résultant de l'usinage se produisent en temps réel, la finition des pièces a pu être faite immédiatement à la suite de l'ébauche, sans débridage. De plus, ces trois points étaient, en même temps, les points d'appui au sol (figure 7, [B 7 120]), qui étaient situés aux points de Bessel de la structure (points donnant la déformation minimale de la pièce sous l'effet de son propre poids).

Cette façon d'usiner une pièce est peu courante. On prévoit, en général, beaucoup plus de points d'appui (souvent plus de dix), afin que le montage d'usinage confère à la pièce à usiner une rigidité qui lui fait défaut. La contrepartie de cette méthode classique est que la pièce usinée se déforme quand on la débride, après chaque opération d'usinage. Cet effet est dû aux contraintes résiduelles créées par le procédé d'obtention de la pièce brute (fonderie et soudure). L'enlèvement de matières sous contrainte nécessite, de la part de la pièce, une déformation au débridage qui lui permet de retrouver l'équilibre des forces internes. Une pièce très rigide ne connaît pas ce problème. Son bridage isostatique permet aux déformations de se produire *en temps réel*. Chacune des pièces de la structure de la machine montrée figure 7 ([B 7 120]) a été conçue suivant les principes précédemment exposés.

Chacune était donc extrêmement rigide, non seulement vis-à-vis de la fonction qu'elle devait assurer, mais aussi vis-à-vis des opérations d'usinage, des forces de coupe. La conception proposée, en plus d'un coût réduit, assure en même temps une qualité meilleure des pièces qui pourront être usinées avec un nombre réduit de passes d'usinage.

Une pièce de très forte rigidité s'avère donc doublement bénéfique : elle améliore les performances de la machine et, en même temps, elle est plus précise et son prix de revient est inférieur.

Par exemple, le **banc**, entièrement en tôle d'acier soudé ne nécessite que l'usinage de sa face supérieure et – tout à fait à gauche de la figure 7 – d'une petite surface plane perpendiculaire à la face supérieure et des trous filetés, destinés à recevoir le moteur d'avance de l'axe Z.

La **colonne** n'a que quatre faces (la face des glissières de l'axe Y, la face d'appui du moteur de l'axe Y, la face de l'appui du moteur X, la face des glissières X), formant les faces latérales d'un même prisme, et donc usinables en une seule prise, ébauche et finition à la suite l'une de l'autre, la colonne étant suffisamment rigide pour être bridée en trois points.

Pour le **bélier porte-broche**, il en fut de même, les quatre faces étant la face de la glissière Y, la face de montage de la broche, la face opposée qui reçoit le moteur (hydraulique), et la boîte de vitesses (épicycloïdale) ; la quatrième face, la face avant (vue de face), est réservée à des petits usinages de surfaces servant à la fixation d'organes de commande.

La dernière pièce importante, le **carter de l'axe ZB**, est beaucoup plus instructive. Cet ensemble ZB est relativement complexe et est représenté figure 7 en [B 7 122]. Il comprend un plateau (vertical) susceptible de recevoir une palette standard de 630 × 630 à bridage hydraulique. Ce plateau peut être entraîné en rotation de deux façons différentes :

- à haute vitesse, pour permettre des opérations de tournage à l'outil fixe ou tournant ;
- à basse vitesse, pour positionnement précis (0,001°) et pour usinage en interpolation avec les autres axes de la machine.

Il comporte donc deux moteurs, l'un entraînant directement le plateau et l'autre l'attaquant par un système à vis sans fin et roue tangente embrayable.

Le plateau lui-même est à guidage hydrostatique (pour la basse vitesse) et monté sur roulements à galets coniques pour la haute vitesse. Il peut être verrouillé positivement à chaque degré (360 positions au tour) par une couronne dentée et il peut être freiné en toute position intermédiaire. Il se déplace sur la glissière Z à l'aide d'une vis à billes et est guidé par patins hydrostatiques (cf. [B 7 122] § 2). Malgré cette complexité fonctionnelle, il a pu être étudié pour être usiné en une seule prise, positionné et bridé en trois points ; la figure 42 montre les trois points d'appui et leurs brides spéciales qui avaient été conçues pour le brider sur une table de machine (en l'occurrence une Dixi 400). Cependant, au tout dernier moment, on réalisa qu'il lui fallait une deuxième prise d'usinage ; on avait simplement *oublié* de mettre des petits usinages, qu'on voit sur la figure 43, à la bonne place. Dès lors, toutes les faces d'usinage ne formaient plus les seules faces latérales d'un prisme et il fallut une deuxième prise.

Cet exemple montre qu'un oubli de ce genre, en apparence peu important, peut avoir des conséquences sérieuses : il a presque fait doubler le coût de l'usinage de la pièce et a fait passer le temps d'usinage de moins d'une journée à une semaine !

Cet exemple montre bien ce qu'on appelle le *Design for manufacturing*. Toute pièce doit non seulement être étudiée de façon à réaliser sa fonction, mais aussi pour faciliter au maximum sa fabrication. On peut facilement entraîner le personnel d'étude de machines à cette technique, en lui proposant une règle qui se résume en une phrase.

Toute pièce doit pouvoir s'usiner en une seule prise, toute dérogation demandée devant faire l'objet d'une démonstration (pratiquement au sens mathématique du terme) de l'impossibilité **fonctionnelle** de faire autrement.

Il est en tout cas pratiquement impossible de trouver une pièce polyédrique qui nécessite plus de trois prises.

On comprend en tout cas que cette règle permet sans aucun doute la mise en œuvre réelle du **juste-à-temps**.

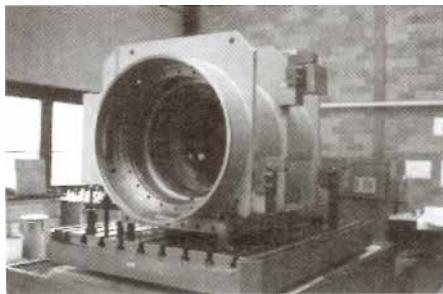


Figure 42 – Chariot ZB : 2^e prise montrant les brides de 1^{ère} prise

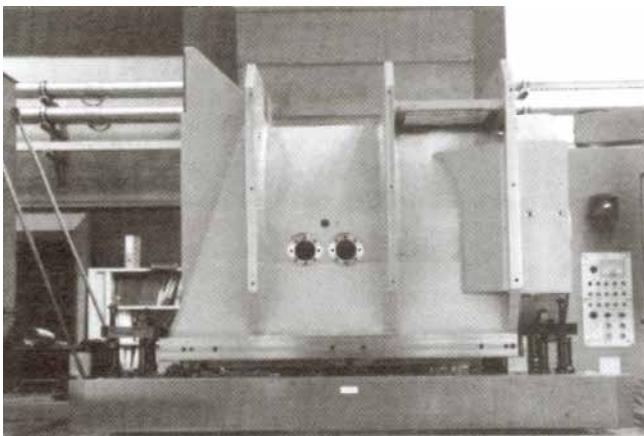


Figure 43 – Usinages non pris en compte initialement

5. Glissières

5.1 Définition. Introduction

La glissière est chargée (cf. [B 7 120] § 3.10) de retirer à un chariot cinq degrés de liberté, le degré de liberté restant, une translation, étant retiré par la commande d'axe. Sauf dans les machines très anciennes (raboteuses, étaux-limeurs, mortaiseuses), et dans quelques très rares machines modernes (brocheuses), cette translation n'est pratiquement jamais le mouvement de coupe.

Les **fonctions principales** des glissières peuvent alors se définir simplement :

- positionner l'outil par rapport à la pièce, pour régler un diamètre (tour), la position d'un plan (fraisage), la distance de deux alésages (alésage) ;

- générer la trajectoire de l'outil ; cette trajectoire peut être la reproduction de la glissière ; elle peut aussi résulter des mouvements coordonnés de plusieurs chariots sur autant de glissières pour les trajectoires non linéaires ou non parallèles à une glissière.

De ces fonctions, on peut facilement tirer l'essentiel des **caractéristiques** de la glissière :

■ Au **plan-cinétique**, elle ne devra laisser, de préférence, aucun jeu au chariot. Elle devra aussi être fixée rigidement au **banc**, à la **structure** de la machine, de façon que ses déformations sous l'effet de forces parasites (dues à la coupe, au frottement) soient compatibles avec la qualité requise pour les surfaces usinées.

■ Au **plan statique**, toujours lié à la cinématique, on devra se préoccuper, en plus, de la **rigidité de contact** entre la glissière elle-même et le chariot. On voit donc qu'on devra prendre en compte le chariot lui-même ; et surtout, les glissières étant rarement seules (sauf sur les machines spéciales), nous devrons nous préoccuper au premier chef de la rigidité des liaisons entre les glissières de chariots liés (chariot guidé par une glissière sur un bâti, et recevant lui-même un autre chariot guidé, qui peut lui-même en porter un troisième ou un plateau rotatif, etc.).

On sera nécessairement amené, à ce point, à traiter de la synthèse bâti/glissières/chariots et quelques règles de bonne conception devront être formulées.

■ Au **plan dynamique**, nous mentionnerons essentiellement le problème de l'**amortissement**. Il devrait être du type hydrodynamique (force proportionnelle à la vitesse) dans toutes les directions. En particulier, dans la direction de la translation commandée par la commande d'avance, un frottement nul à vitesse nulle permettra un asservissement en position et vitesse de hautes performances.

■ Au **plan thermique**, les glissières ont fait l'objet de peu d'études. Cependant, les hautes vitesses de déplacement, dont on parle de plus en plus fréquemment, se traduisent maintenant par un **gradient de température** le long de la glissière. On a même vu, de ce fait, un chariot coincé à une extrémité d'une glissière et avoir du jeu à l'autre. Compte tenu des masses déplacées qui peuvent être élevées, la glissière ne sera plus, dans un futur proche, un générateur de chaleur négligeable. Dès à présent, cet aspect doit être pris en compte.

■ Aux **plans technologique et économique**, il n'y a aucune raison pour que les glissières soient traitées différemment des deux premiers organes étudiés (§ 3 et § 4). Gestion **juste-à-temps** de la fabrication, rendue possible par une **conception pour la fabrication**, restera le maître-mot de cette étude. Nous en verrons néanmoins quelques particularités. Là encore, l'intégration architecture/structure/glissières sera fondamentale. Nous devrons montrer comment elle peut être réalisée.

Dans le court développement qui suit, nous ne mentionnerons pas tous les types de glissières possibles et imaginables, mais seulement quelques exemples particulièrement significatifs.

5.2 Études cinématique et statique

Seules les glissières préchargées ont, par principe, une absence totale de jeu. Mais toutes les glissières ne peuvent être préchargées. De plus, le mode de précharge est aussi très variable.

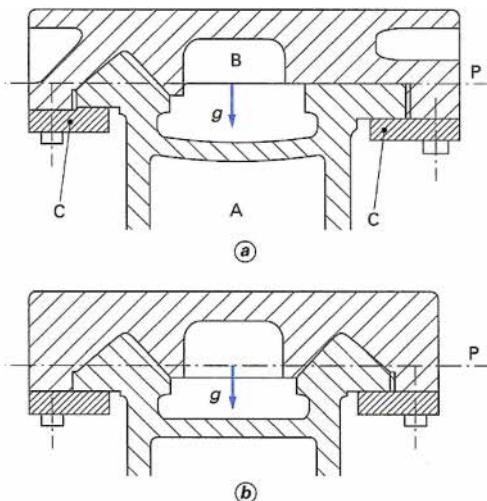
5.2.1 Glissières préchargées par la gravité

La figure 44 présente deux types de glissières en Vé préchargées par gravité. Dans les constructions anciennes (il en reste quelques traces chez certains fabricants), le Vé enlevant le lacet (figure 44a) était en général gratté sur le chariot et aussi, parfois, sur la glissière.

Nous appelons P (figures 44a et b) le plan principal de la glissière. Nous verrons plus loin (§ 1 de [B 7 122]) une des caractéristiques qu'il confère à la machine.

Pour la figure 44a, la glissière de droite est supposée n'enlever que deux degrés de liberté (et en enlève trois), alors que la glissière en Vé gauche en enlève cinq.

On voit donc qu'une caractéristique importante de ces glissières est l'**hyperstatisme**. Cet hyperstatisme est la raison de base du gratte (une autre fonction de celui-ci est de ménager des petites poches de lubrifiant censées permettre un apport de lubrifiant dès le tout début du mouvement).



A support de glissières/glissière
B chariot
C contre-glissières
P plan principal de glissière
g accélération due à la pesanteur

Figure 44 – Glissières en Vé

La glissière de la figure 44b est encore plus hyperstatique et on peut, sans risque de se tromper, avancer que c'est le chariot qui est chargé de rigidifier la glissière et la structure.

Les glissières préchargées par gravité ne peuvent convenir que pour deux axes d'une machine cartésienne. Le troisième sera obligatoirement vertical. Sa glissière ne sera alors pas complètement préchargée par la gravité car si l'une des extrémités du chariot (dans la direction perpendiculaire au plan de la figure) est plaquée sur la glissière, le couple résultant du porte-à-faux des organes fixés sur le chariot fait décoller l'autre ; il faudra alors limiter le jeu grâce aux contre-glissières (C, figure 44a).

Dans les versions un peu plus modernes de ces glissières, les surfaces frottantes du chariot sont en plastique, généralement injecté (§ 5.2.5).

5.2.2 Glissières non préchargées

Ces glissières (figure 45) sont généralement du type dit **prismatique** (encore qu'elles ne le soient pas plus que celles des figures 44).

Le jeu est réglé au montage grâce à un *lardon conique* (qui n'est pas conique – il est en forme de coin –, mais il s'agit là d'une expression traditionnelle), qui peut, comme sur la figure, servir à régler le jeu en lacet. On peut utiliser un système identique pour les contre-glissières (D). Le jeu est réglé par une vis avançant plus ou moins le lardon.

Le plan principal P de la glissière est réel ; on conçoit donc que l'usinage de la glissière soit plus facile que dans le cas des figures 44.

5.2.3 Glissières à corps roulants préchargés par interférence dimensionnelle

La figure 46a montre un chariot portant sur une glissière sur laquelle circulent quatre patins préchargés à recirculation de galets, tels que ceux qu'on voit figure 46b.

On perçoit immédiatement une caractéristique de ce type de glissière : chaque patin enlevant cinq degrés de liberté, ils enlèvent

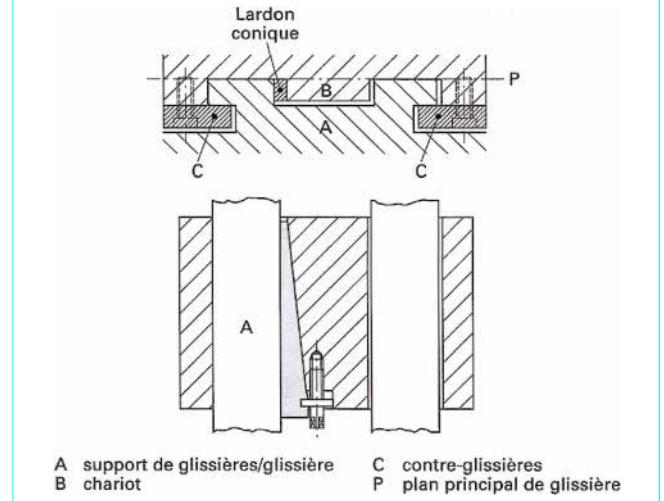


Figure 45 – Glissière dite prismatique

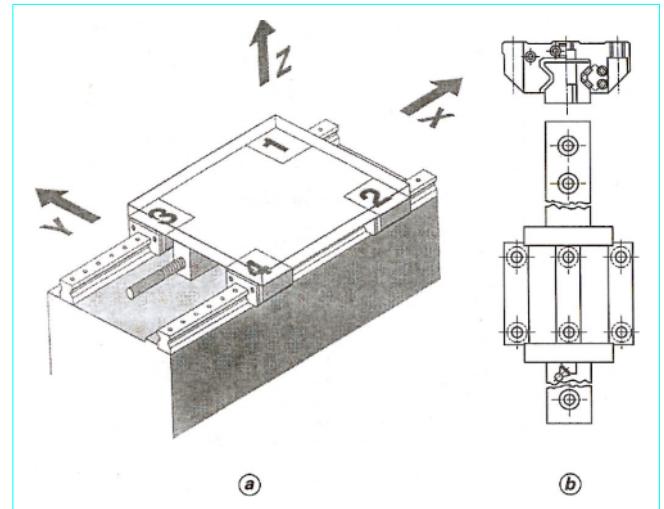


Figure 46 – Glissière à corps roulants (Doc. Schneeberger)

tous ensemble vingt degrés de liberté au chariot. Une telle construction n'est rendue viable que par le manque de rigidité du chariot. S'il était rigide en torsion, on pourrait retirer un des quatre patins (diminution de 5 du degré d'hyperstatisme).

La deuxième caractéristique rendant possible un tel hyperstatisme est la relativement faible rigidité des patins préchargés à recirculation de corps roulants. En fait, ils ont besoin d'être aussi nombreux pour que la rigidité de la glissière soit simplement acceptable. On connaît d'ailleurs des machines (Mazak ; firme japonaise ; un des plus grands fabricants mondiaux) qui utilisent huit patins pour une seule glissière. D'une façon un peu surprenante, le plus grand fabricant mondial de glissières à recirculation à billes (le japonais THK) attribue à l'utilisation de billes la supériorité de leurs produits sur ceux de leurs concurrents qui utilisent des galets, beaucoup plus rigides. Curieusement, Schneeberger, entre autres, utilise dans sa publicité l'argument exactement inverse... Une chose est en tout cas certaine, une haute rigidité est indispensable à une machine de qualité.

5.2.4 Glissières hydrostatiques

Elles sont encore très rarement utilisées, sauf pour les très grosses machines (pour celles-ci, d'ailleurs, il s'agit plutôt de glissières mixtes, la relativement faible rigidité d'une machine de plusieurs dizaines de mètres de long rendant inévitables des contacts solides locaux).

■ Ces glissières hydrostatiques sont certainement celles qui présentent les **caractéristiques** les plus intéressantes : frottement en moyenne nul à vitesse nulle, car il peut y avoir une faible force motrice ou résistance, force résistante proportionnelle à la vitesse du chariot, possibilité d'avoir une très haute rigidité, évidemment alliée à une totale absence de jeu, possibilité aussi d'avoir un amortissement aussi fort que voulu (§ 5.3) et très bas prix de revient (§ 5.4).

■ Les raisons de leur **peu fréquente utilisation** sont multiples.

- La première est, évidemment, la méconnaissance du mode de calcul, des paramètres constructifs permettant d'obtenir des performances définies à l'avance.

- La seconde était – et est encore – liée au bâti, aux structures. En effet, les bâti classiques étant dotés des défauts mis en évidence paragraphe 4, ils se déforment sous l'effet des forces de pression, occasionnant des contacts solides et interdisant une prévision précise du comportement (rigidité, amortissement et fuites). Les nouvelles structures de bâti devraient permettre d'utiliser sans difficulté majeure les glissières hydrostatiques.

- Enfin, une troisième raison importante, car il en est d'autres, secondaires au plan technique mais fondamentales au plan psychologique (on en reparlera en [B 7 122] § 2) est liée à un défaut réel et redhibitoire des glissières hydrostatiques classiques. Leur principe même exige des fuites (figure 47). On voit, en effet, que l'huile venant d'un groupe de génération de pression arrive dans des proches (A) par l'intermédiaire de restrictions (B) (il existe d'autres types d'alimentations que nous ne traitons pas ici). De ces poches, l'huile est laminée entre des lèvres d'étanchéité (C) ; de là elle s'écoule librement sur la structure de la machine. Si cela est accepté pour les très grosses machines (mentionnées précédemment), sur lesquelles l'huile est récupérée dans des goulottes et, envoyée à un système de régénération (filtrage, séparation de l'eau, vérification/correction des caractéristiques lubrifiantes, réchauffage ou refroidissement) et retournée au groupe de génération de pression, une telle complication et les fuites d'huile, sur la machine et sur le sol, sont totalement inacceptables pour des petites machines servies par un opérateur humain. Or, jusqu'à présent, personne n'a réussi à faire des patins hydrostatiques sans fuites, sauf dans quelques configurations très particulières de machines (les rectifiées par exemple, qui n'ont que des chariots à déplacement horizontal ; l'huile est alors facilement récupérée). Nous verrons dans l'étude technologique que ce problème a maintenant reçu une solution.

Signalons enfin qu'on mentionne depuis longtemps l'**existence des glissières magnétiques** (basées sur le même principe que les paliers magnétiques utilisés sur certaines broches à grande vitesse). Jusqu'à présent, ces glissières n'ont jamais pu être réalisées pour deux raisons très importantes : en premier lieu, le coût, qui est très élevé et ne pourrait se justifier que pour quelques machines très spéciales ; en second lieu, la rigidité et l'amortissement.

Les glissières magnétiques sont des systèmes actifs dont les qualités statique et dynamique lui sont conférées par un asservissement. Celui-ci devra avoir une bande passante suffisante pour permettre de répondre à tous les types de perturbations (par exemple, venant de la coupe). Si le problème est facile à résoudre au plan du traitement du signal, il l'est moins au niveau de la puissance. Certains pensent qu'il ne le sera correctement qu'avec la maîtrise de la supraconductivité à température ambiante.

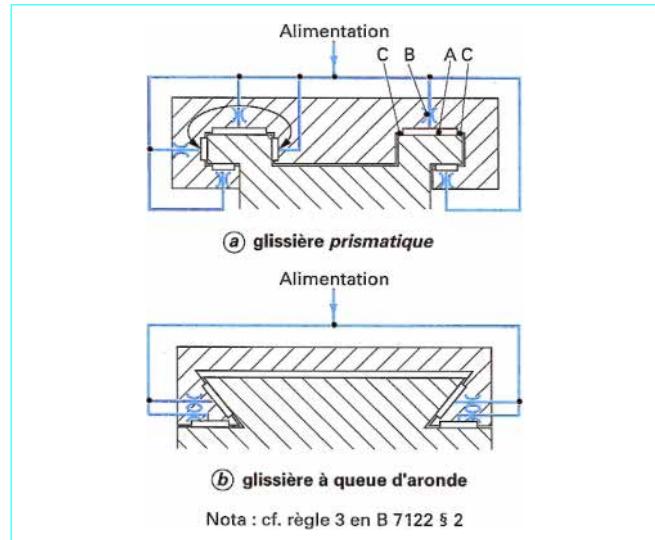


Figure 47 – Glissières hydrostatiques

■ Aujourd'hui, les glissières hydrostatiques sont de loin le **système le plus performant** : très haute rigidité, excellentes performances cinématiques, possibilité de correction des défauts de trajectoires suivant les six degrés de liberté du chariot. En effet, en se référant à la figure 47, on voit qu'en modifiant la résistance des restrictions d'alimentation des différentes poches, on peut modifier position et assiette du chariot suivant cinq degrés de liberté. Il y faut un système de mesure à référentiel spatial permettant de détecter la position relative pièce-outil, à l'arrêt et pendant l'usinage, et des restrictions variables à faible bande passante.

Pour le système de **mesure**, la seule possibilité est un interféromètre laser. Quand aux **corrections**, elles seront faites à la fois **a priori**, pour tenir compte des défauts connus de la machine (parallélisme, perpendicularité, rectitude, position) et de **façon adaptative**, pour tenir compte du poids de la pièce, des forces de coupe, etc. Le jeu de fonctionnement normal d'une glissière hydrostatique (de l'ordre de 0,03 mm) suffira amplement à corriger tous les défauts de trajectoire liés à des imprécisions d'usinage et aux forces perturbatrices.

■ En conclusion de ce paragraphe 5.2.4, mentionnons le **système d'étanchéité des poches** (figure 48 [1], p. 121) :

- le patin lui-même porte le repère (1) ;
- la poche proprement dite porte le repère (2) ;
- la lèvre d'étanchéité est repérée (3) ;
- une gorge de récupération des fuites est repérée (4) et un joint (5) extérieur à cette gorge est mis en appui sur la face de la glissière par un O'ring (ou mieux, un Quad'ring) non repéré ;
- un écartereur (6) fixe la position du joint dans la gorge (4), qui est reliée au retour du groupe hydraulique d'alimentation.

Des **essais**, qui ont porté sur plusieurs centaines de kilomètres de déplacement, ont montré une quasi-absence d'usure et des fuites très faibles (de l'ordre de 0,3 g/km). Enfin, ce joint fonctionne aussi bien quand l'ensemble poche/gorge est à haute pression (50 à 100 bars). Dans ce cas, la poche est utilisée non comme palier hydrostatique, mais pour imposer une précharge.

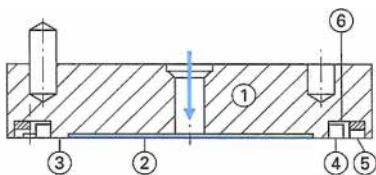


Figure 48 – Poche de patin hydrostatique avec joint d'étanchéité

5.2.5 Remarque sur l'utilisation de matériaux plastiques

En ce qui concerne les glissières du type de celles des figures 44 et 45, nous avons mentionné qu'on remplaçait de plus en plus les surfaces métalliques grattées du chariot par des revêtements plastiques. On utilise en général deux types de matières plastiques.

Certaines sont injectées entre le chariot et la glissière après qu'on ait réglé leur position relative. Ce sont des résines du type époxy, qui présentent malheureusement la caractéristique d'absorber l'eau (en provenance du fluide de coupe, par exemple) et donc de gonfler. Le jeu de fonctionnement de la glissière diminue alors et on peut aller jusqu'au blocage complet si le jeu initial n'est pas suffisant. Sur le plan cinématique, cette caractéristique n'est pas sans poser de problème car la précision de guidage en souffre.

Au plan de la rigidité, ces résines posent aussi des problèmes. Leur module d'élasticité est encore plus faible que celui des huiles des paliers hydrostatiques (qui vaut environ $1,5 \cdot 10^9$ Pa) et la rigidité de l'ensemble de la structure s'en ressent.

On utilise aussi d'autres polymères tels que le Teflon (polytétrafluoréthylène), généralement chargé de particules de bronze (TURCIT B), mais s'il n'absorbe pas l'eau, son module d'élasticité est encore plus faible.

Enfin, puisqu'il ne peut être injecté, il faut d'abord le coller sur le chariot et l'usiner exactement comme des surfaces de guidage métalliques et le coût est encore supérieur.

D'autres résines telles que le Delrin (homopolymère acétal), l'Ertalon ne présentent pas d'avantages marqués par rapport au Teflon chargé.

5.3 Études dynamique et thermique

Une glissière **lisse** (figures 44 et 45) se présente, sur le **plan dynamique**, essentiellement comme un système non linéaire.

- Pour des **faibles amplitudes**, et quelle que soit la fréquence d'excitation, la structure complète se comporte sensiblement comme un ensemble monobloc très faiblement amorti (facteur d'amortissement de l'ordre de 0,02 à 0,03).

- Pour des **amplitudes plus grandes**, l'énergie perdue augmente dès qu'apparaissent des mouvements relatifs chariot/glissière mais ces mouvements peuvent prendre une allure chaotique.

Les glissières **à corps roulants préchargés** (figure 46) ont un comportement beaucoup plus linéaire, mais celui-ci est caractérisé par un très faible amortissement dans toute la gamme de fréquences et d'amplitudes. Les structures bien étudiées, c'est-à-dire pour l'essentiel rigides, ont alors tendance à se comporter comme des systèmes discrets à n degrés de liberté, les déformations principales prenant place dans les patins à recirculation de corps roulants.

Pour les glissières **hydrostatiques** (figure 47), il est très facile de choisir le comportement dynamique que l'on veut, totalement indépendamment du comportement statique. En effet, pour l'essen-

tiel, c'est le volume de poche qui fixe le comportement vibratoire. La figure 49 montre qu'on peut aller ainsi d'un comportement sur-amorti ($\zeta \gg 1$) à un comportement instable en passant par tous les stades intermédiaires. Mentionnons néanmoins l'influence de la largeur des lèvres d'étanchéité [1] volume 10, *Glissières hydrostatiques*.

■ Au plan thermique, les glissières de machines traditionnelles anciennes ne posaient évidemment aucun problème. Les vitesses d'avance et même les vitesses d'approche (qu'on appelle généralement vitesses rapides) étaient faibles. L'énergie dissipée par les glissières était négligeable, ainsi que les flux de chaleur correspondants.

L'augmentation des vitesses de coupe, rendue possible par les outils modernes (acières rapides, à revêtement céramique ou bimétallique de molybdène, pour les alliages légers, carbures métalliques revêtus multicouches, cermets, nitride de silicium et nitrate de bore cubique), a, du même coup, décuplé, et parfois encore plus, les vitesses d'avance de travail. On a donc dû, pour ne pas augmenter le temps relatif perdu en approche, augmenter les vitesses d'avance rapide.

Il y a quelques années, ces avances rapides plafonnaient à 10-12 m/min (0,2 m/s); en 1997, on trouve couramment des vitesses rapides de 30 à 35 m/min ($\approx 0,6$ m/s) et il est probable qu'on atteindra rapidement des vitesses de l'ordre de 1 m/s (60 m/min).

Notons, au passage, que ces vitesses élevées obligent à avoir des moteurs d'avance beaucoup plus puissants, des systèmes de réglage beaucoup plus performants, pour des gains de temps relativement faibles. En effet, l'essentiel du temps se passe encore à usiner et non à déplacer un chariot à vide. De toute façon, ces hautes vitesses proscripent absolument les glissières lisses. Il ne reste donc plus que les glissières hydrostatiques et les glissières à corps roulants.

La **glissière hydrostatique** a, évidemment, le plus grand potentiel. Pour l'adapter aux hautes vitesses, il faudra augmenter le débit des poches afin d'éviter que le gradient de vitesse de l'huile, sous les lèvres d'étanchéité, conduise à un échauffement et à des dilatations gênantes et même, à la limite, à des instabilités thermiques comme mentionnées dans l'étude des broches (§ 3.5.6), quand nous avons signalé ce phénomène qui apparaît dans les paliers hydrostatiques tournants. Les glissières hydrostatiques, en tout cas, permettront sans problème des **vitesses** de plusieurs mètres par seconde.

Les **glissières à corps roulants** sont, elles aussi, capables de vitesses suffisamment élevées, mais leur consommation d'énergie sera plus forte, sans que cela les interdise. Restera néanmoins le problème de leur basse rigidité et du très faible amortissement.

Nota : l'instabilité thermique que nous avons rencontrée dans les roulements préchargés par interférence dimensionnelle (§ 3.5.6) peut évidemment toucher les patins à recirculation de corps roulants, toujours préchargés par interférence dimensionnelle. On ne doit cependant guère s'en inquiéter tant pour des raisons de vitesse que de mode de travail. On a en effet vu qu'il fallait de nombreuses heures à haute vitesse pour que l'instabilité thermique se manifeste. Le mode de fonctionnement des glissières rend extrêmement peu probable l'apparition de l'instabilité.

5.4 Études technologique et économique

Pour les glissières elles-mêmes, quand elles sont directement incorporées au bâti, nous avons vu l'essentiel de leur technologie et de leur économie dans l'étude des bâtis/structures [§ 4.3 et 4.4, figures 35 à 43 comprise].

Aujourd'hui, le bâti étant usiné de la façon décrite, on fait généralement subir aux glissières une trempe superficielle, à la flamme ou par induction. Ensuite, on les rectifie après leur avoir éventuellement fait subir un fraisage de demi-finition avec plaquettes de coupe en nitrate de bore cubique, qui permet d'usiner un acier ou une fonte à 60/63 RC avec des vitesses de coupe de l'ordre de 150/180 m/min. L'incorporation directe de la glissière au bâti coûte donc en général deux à trois opérations supplémentaires.

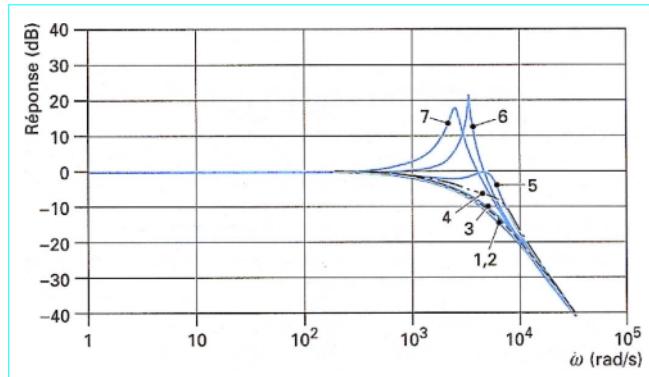


Figure 49 – Réponse en fréquence d'un chariot sur glissière hydrostatique avec, en paramètre, la profondeur de poche (mm)

Si la glissière est rapportée – glissière lisse ou glissière à corps roulants, (voir figure 46 par exemple) –, il n'y a évidemment plus besoin de traitement de surface, mais on maintient souvent une rectification de la face d'appui, afin de lui conférer la rectitude voulue. On a donc une prise supplémentaire. Il est clair que si l'appui de glissière était fraisé en finition sur un centre d'usinage de haute précision, utilisant obligatoirement des glissières hydrostatiques, on pourrait faire l'économie de la prise supplémentaire. On n'en garderait pas moins le problème de l'usinage des trous de fixation et de la relativement faible rigidité. Là encore, la glissière hydrostatique (figure 47) apporte une réponse intéressante. Le fait qu'elle ne soit jamais en contact avec le chariot supprime la nécessité du traitement de surface. On pourrait donc se contenter de fraiser la glissière incorporée au bâti sur le même centre de précision nécessaire aux autres types de glissières et on éviterait ainsi toute reprise.

Il reste néanmoins le problème du joint d'étanchéité des poches de patins hydrostatiques. Si bon que soit l'état de surface obtenue par fraisage de surfaçage, on a pu vérifier qu'il usait rapidement le joint. Certes, celui-ci, à son tour, poli la glissière, mais le risque existe d'une diminution de sa durée de vie. Puisqu'il ne saurait être question d'ajouter, pour une raison de coût, une opération de rectification (nécessairement tangentielle pour les mêmes raisons d'usure des joints), les seules solutions économiques et performantes qui restent possibles sont le pierrage à la pierre oscillante et la bande abrasive, toutes deux réalisables (la première étant beaucoup plus facile d'emploi) sur un centre d'usinage presque classique.

Encore une fois, la solution hydrostatique se montre la plus économique.

Pour ce qui est des patins des chariots, on ne voit pas de différence sensible d'un type de glissière à l'autre. Usiner des rainures de lubrification, des appuis de patins à recirculation de corps roulants ou des poches de paliers hydrostatiques revient sensiblement au même. Il en va de même pour les alimentations en lubrifiant ou en fluide porteur.

6. Autres composants

Nous n'avons fait qu'étudier, superficiellement, les trois principaux composants mécaniques d'une machine-outil. Néanmoins, un lecteur non spécialiste pourra peut-être en tirer quelques règles de bonne conception, dont la plupart sont universelles. Parmi celles-ci, nous privilégions la **règle de la prise unique de la pièce**

à usiner, qui, même si elle ne peut pas toujours s'appliquer, impose au projeteur et à l'ingénieur, exécutant ou dirigeant, une discipline qui sera toujours bénéfique. En particulier, elle met en avant la notion de *preuve*, à son sens mathématique ou logique, qui n'est pas usuelle dans les arts constructifs, tout adonnés à l'empirisme, souvent à l'arbitraire et à la routine.

En plus de ceux que nous avons examinés, et en restant toujours dans les composants mécaniques, il faudrait en ajouter quelques autres.

■ **Le système d'outils et de porte-outils**, fixes et tournants, qui constitue aujourd'hui un des éléments clés d'une bonne gestion de fabrication. Beaucoup d'outils ne sont pas nécessaires – nous avons mentionné ce fait dans les généralités [B 7 120] – et constituent une immobilisation importante. Nous avons aussi montré que la normalisation actuelle n'était pas satisfaisante. Malheureusement, les nouvelles normes qui se préparent (système HSK) ne le sont guère plus.

■ **La commande d'axe** : la vis à billes, qui est la règle presque universelle aujourd'hui, arrive au bout de ses possibilités, tant en rigidité, qu'en vitesse et accélération ; c'est la vis, dans une commande d'axe moderne, qui a le plus d'énergie cinétique, sans aucune nécessité fonctionnelle ; elle limite donc les capacités d'accélération du chariot ou impose un couple moteur plus élevé. Des systèmes à performances beaucoup plus élevées sont indispensables. Aujourd'hui, on connaît les systèmes à pignon/cremaillère, à cabestan et, comme nous l'avons déjà mentionné, à moteur linéaire électrique. Les deux premiers – et la vis aussi –, organes mécaniques, nécessiteraient une étude que nous ne pouvons faire ici.

■ **La commande de puissance** et ses accessoires. Nous verrons en effet en [B 7 122] que l'évolution de toutes les machines-outils conduit vers des centres d'usinage à cinq ou six axes, dont seule la morphologie sera adaptée aux pièces qu'elles usineront :

- pièces de l'espèce **carters**, avec sa sous-espèce simplifiée qu'on appellera *couvercles* ou pièces *plates* ;
- pièces de l'espèce **arbres**, avec sa sous-espèce simplifiée qu'on appellera *disques*,
- pièces **spéciales**, n'appartenant clairement ni à l'une ni à l'autre des espèces principales ; citons, en particulier :

- les **pistons** de moteurs thermiques, qu'on doit usiner aussi bien en très grande série qu'à l'unité (prototypes et préséries) ;
- les **vilebrequins** de moteurs thermiques, qu'on peut facilement usiner en ébauche sur des machines appartenant à la famille *centres de tournage* – avec outil tournant. Pour le traitement thermique, ils sont assimilables à des arbres classiques ; par contre, leur finition semble difficilement pouvoir se passer de machines à rectifier, malgré l'utilisation généralisée de la bande abrasive ;

- les **camées** et **arbres à camées**, difficilement usinables par d'autres procédés que la rectification – au moins en finition.

Pour toutes ces pièces et bien d'autres, on aura souvent intérêt à utiliser, sur une même machine, outils fixes et tournants.

La commande de puissance (cf. en [B 7 122], figure 7) devra comprendre alors deux gammes, caractérisées par des puissances et surtout des vitesses très différentes. De plus, l'augmentation constante des puissances conduira à remettre en cause les types de moteurs utilisés. Ceux qu'on connaît aujourd'hui sont de dimensions et de masses telles qu'ils pénalisent fortement les performances des machines. Trop gros, ils empêchent de dessiner des structures rigides ; de masses trop élevées, ils font baisser les fréquences modales.

■ On devrait inclure dans une étude complète d'**autres composants** encore, n'appartenant pas directement à la machine, tels que magasins, à outils et à pièces, changeurs d'outils et de pièces, appareillages de mesure et bien d'autres encore, pour la plupart cités en [B 7 120].

Machine-outil

par **François C. PRUVOT**

Ingénieur-docteur

Ancien Directeur technique de Renault Machines-outils

Professeur honoraire, Directeur du Laboratoire de productique et de machines-outils

École polytechnique fédérale de Lausanne

Références bibliographiques

- [1] PRUVOT (F.). – *Conception et calcul des machines-outils*. Vol. 1. Généralités. Morphologie. Plan général. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne (1993).
- [2] ISO Organisation Internationale de normalisation. – *Recueil des normes ISO 6 machines-outils*.
- [3] HOSHI (T.). – *Fixture CAD/CAM research program for future FMS*. German-Japanese Symposium, Shortening of set-up time (1986).
- [4] PRUVOT (F.). – *After cad : automatic design. Dream or reality*, 1993. Compteurs Proceedings (IEEE), Computers in design, manufacturing and production. Paris-Évry, 24-27 mai 1983.
- [5] VAN GRIETHUYSEN (J.-P.). – *Synthetic Intelligence. Application to the automatic design of automotive transmissions*, 1993. Compteurs Proceedings (IEEE). Computers in design, manufacturing and production. Paris-Évry, 24-27 mai 1983.
- [6] DEL PEDRO (M.) et PAHUD (P.). – *Mécanique vibratoire*. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne (1989).