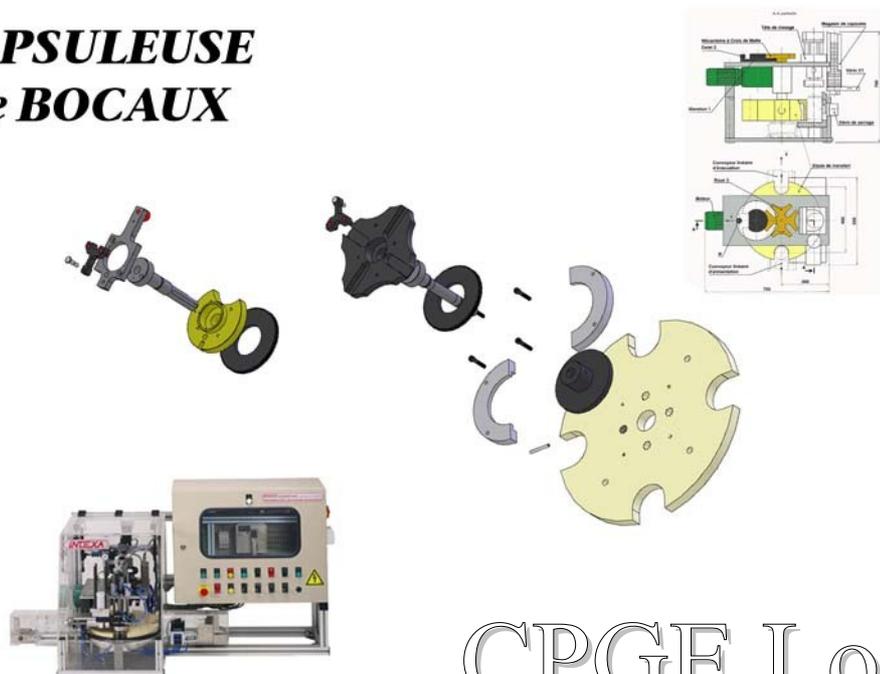


ANNEXE

Les Indexeurs

CAPSULEUSE de BOCAUX



CPGE Loritz
Sciences Industrielles pour l'Ingénieur

LES INDEXEURS

1 DÉFINITIONS

Les indexeurs sont des mécanismes qui transforment un mouvement de rotation continu en une suite de mouvements réguliers alternés avec des périodes de repos, ces mouvements pouvant être de rotation ou de translation.

Généralement, à un tour complet du mouvement d'entrée correspond une fraction de tour du mouvement de sortie et un temps d'arrêt élémentaire. Pendant ce temps d'arrêt, l'arbre de sortie doit être immobilisé quelles que soient les sollicitations auxquelles il est soumis : c'est la fonction *verrouillage*. Un cycle d'un indexeur est représenté sur la figure 1.

Les indexeurs ont de nombreuses applications, en particulier dans les chaînes automatiques de montage, d'embouteillage, d'emballage (où un objet doit stationner en un endroit et pendant un temps précis entre deux déplacements), dans les présentations successives d'outils sur les machines de transfert, les mécanismes d'avance de films photographiques, etc.

Les indexeurs sont caractérisés par :

- le nombre d'indexage N , nombre de mouvements et d'arrêts sur l'arbre de sortie pour un tour de cet arbre ; ce nombre est généralement un entier qui peut varier de 1 à une centaine au maximum ;
- la vitesse d'indexage, nombre de mouvements élémentaires par unité de temps, qui dépend beaucoup du dispositif entraîné et essentiellement de son inertie ; ces vitesses vont d'un mouvement en quelques secondes à plusieurs milliers par seconde (cas d'une caméra ultra rapide à très faible inertie).

2 DIFFÉRENTS TYPES D'INDEXEURS.

Les indexeurs sont réalisés à partir :

- de *roues à rochets ou à échappement*, dans le cas d'un mouvement lent, d'une inertie faible et d'un nombre d'indexage important ;
- d'*engrenages incomplets*, également lorsque l'inertie est très faible ; l'utilisation principale est dans les compteurs mécaniques ;
- de *mécanismes à coulisses*, essentiellement avec les Croix de Malte ;
- de *mécanismes à cames* ; ce sont les seuls qui sont réalisés en série commercialement, c'est pourquoi on leur consacrera le développement ci-après ;
- de *mécanismes divers* généralement conjuguant plusieurs des mécanismes précédents et ayant des applications spécifiques ; dans cette catégorie se rencontrent des *systèmes à arrêt bref* qui ne présentent un arrêt de l'arbre entraîné qu'en un point mais qui, autour de cette position, donnent un déplacement de cet arbre négligeable pour une rotation de quelques degrés de l'arbre moteur.

Le tableau IV donne une synthèse des principales caractéristiques des différents types d'indexeurs.

Les indexeurs à rochets et à Croix de Malte peuvent fournir facilement des mouvements de rotation ou de translation.

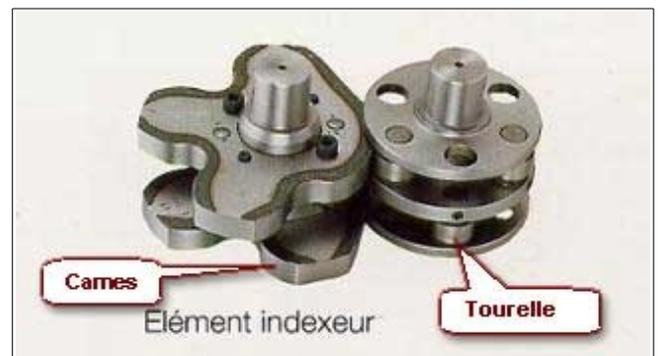
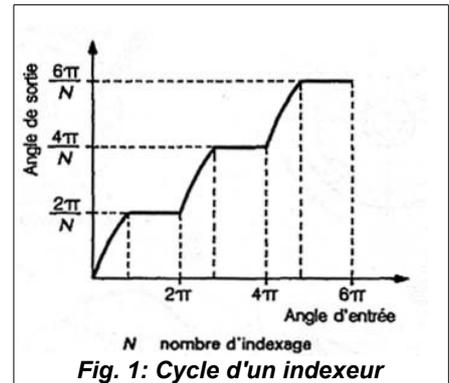
3 INDEXEURS À CAMES.

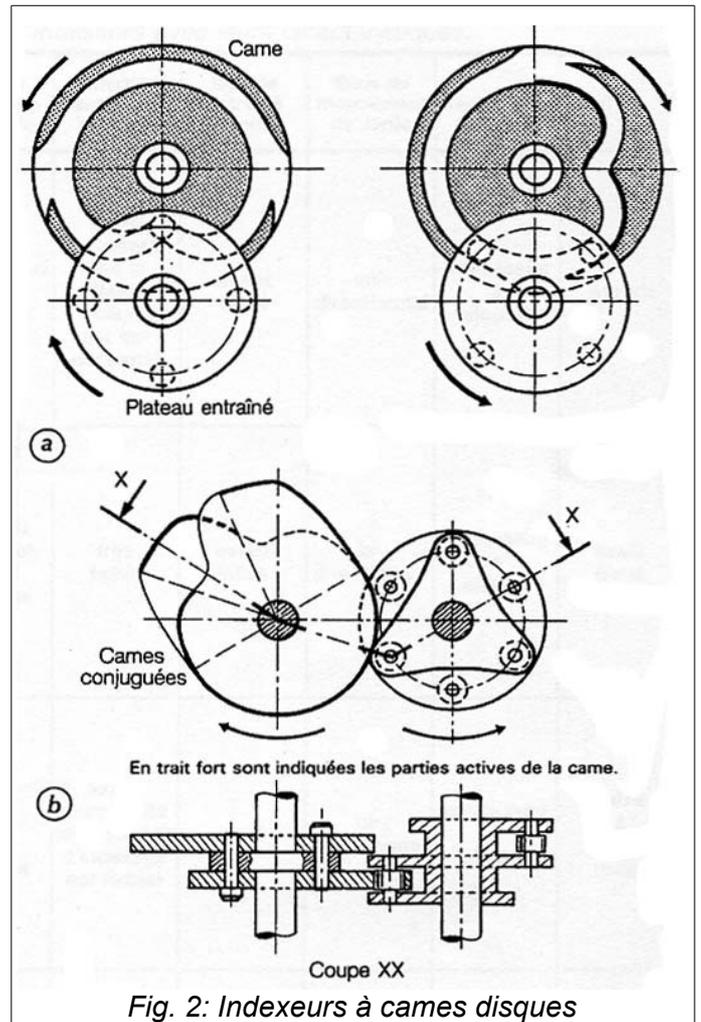
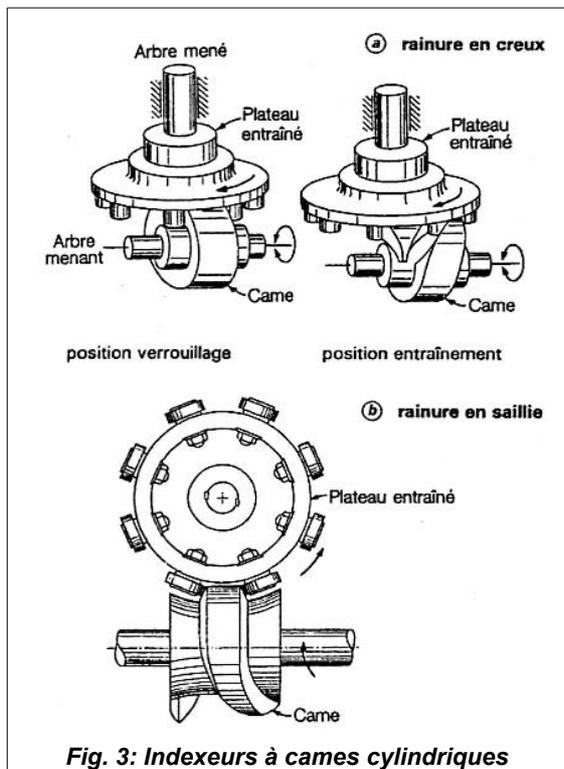
Ils comprennent deux parties :

- un plateau entraîné sur lequel sont fixés plusieurs galets régulièrement répartis,
- une ou plusieurs cames d'entraînement.

Les indexeurs à cames utilisent des cames cylindriques (fig. 2) ou des cames disques (fig. 3).

Dans le *premier cas*, les arbres menant et mené sont d'axes orthogonaux. La came comporte soit une rainure en creux (fig. 2 a), soit en saillie (fig. 2 b). La rainure en saillie permet d'assurer un double contact avec deux galets consécutifs qui sont souvent montés légèrement précontraints, ce qui élimine tout jeu de fonctionnement. Cette configuration est particulièrement intéressante dans le cas de gros efforts, d'une forte inertie entraînée et d'une vitesse rapide.



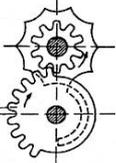
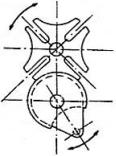
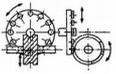


Dans le *second cas*, on utilise souvent deux cames conjuguées, ce qui permet également un double contact des galets et une élimination du jeu (fig. 3).

Avec les indexeurs à cames, le verrouillage est fait directement avec la partie de la came qui correspond à l'arrêt.

Les indexeurs à cames sont réalisés industriellement, avec des caractéristiques variées allant jusqu'à des vitesses d'indexage de 300 par seconde, des couples de sortie de 10000 daN.m, par différents constructeurs sous forme standard (cf. Documentation, en fin d'article). Ils permettent de résoudre de nombreux problèmes dans les meilleures conditions techniques. Seuls leurs prix sont assez élevés.

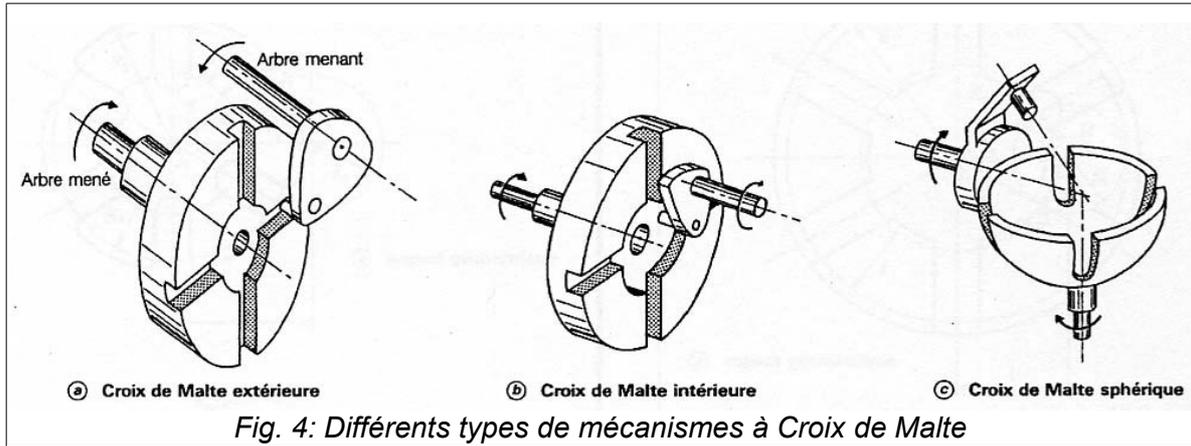
Tableau IV. - Synthèse des principaux types d'indexeurs avec leurs caractéristiques

Type de mécanisme		Choix de la loi de mouvement	Nombre d'indexage	Vitesse d'indexage maximale	Inertie entraînée possible	Couple entraîné possible	Sens du mouvement de sortie	Verrouillage	Coût
Rochet ou échappement	Rochet extérieur 	Nul ou très faible	6 à 100	5 indexages par seconde	Faible (d'autant que la vitesse d'indexage est importante)	Assez élevé	Uni-directionnel	Nécessaire à ajouter	Moyen
	Rochet intérieur 								
Engrenages		nul	1/3 à 10	10 à 20 indexages par seconde	Très faible	Assez faible	Bi-directionnel	Nécessaire à ajouter	Assez élevé
Croix de Malte		nul	3 à 10	30 à 40 indexages par seconde	Assez importante (si la vitesse d'indexage est faible)	élevé	Bi-directionnel	Nécessaire à ajouter	Faible à assez faible
Came		Très grand	1 à 20	Jusqu'à 1000 indexages par seconde	élevée	élevé	Bi-directionnel	Auto-verrouillable	élevé
Divers		Nul ou assez faible	1 à 20	100 indexages par seconde	moyenne	Assez élevé à élevé	Bi-directionnel	Généralement Auto-verrouillable	Très variable suivant le type

4 MÉCANISMES À CROIX DE MALTE

Les mécanismes à Croix de Malte sont des mécanismes à coulisses du type $O_1O_2 > O_2M$.

La partie menée est constituée par un **plateau** muni de rainures radiales et la partie menante est un **maneton** qui s'engage ou se dégage suivant une normale de chacune de ces rainures. Il s'ensuit que la vitesse de la partie menée varie progressivement sans aucune discontinuité. Généralement, le plateau possède un nombre entier de rainures également espacées et le maneton ne possède qu'un galet entraîneur.



Le nombre successif de mouvements et d'arrêts dans le même sens peut être indéfini. Les angles entre deux arrêts tant sur l'organe mené que sur le menant sont respectivement constants.

4.1 Différents types de mécanismes.

Il existe trois types de Croix de Malte :

- le **mécanisme à Croix de Malte extérieure** (fig. 4 a), dans lequel l'axe de rotation de l'arbre menant est extérieur au plateau. Le sens de rotation de l'arbre mené est inverse de celui du maneton. L'angle de rotation du maneton correspondant au mouvement total de l'arbre mené est toujours inférieur à 180° ;
- le **mécanisme à Croix de Malte intérieure** (fig. 4 b), dans lequel l'axe de rotation de l'arbre menant est intérieur au plateau. Le sens de rotation de l'arbre mené est le même que celui du maneton. L'angle de rotation du maneton correspondant au mouvement total de l'arbre mené est toujours supérieur à 180° ;
- le **mécanisme à Croix de Malte sphérique** (fig. 4 c), dans lequel les arbres sont perpendiculaires. Le système est voisin d'un système formé par deux pignons coniques ; il est très peu utilisé. L'angle de rotation du maneton correspondant au mouvement total de l'arbre mené est égal à 180° , ce qui conduit donc à des durées toujours égales pour le mouvement et le repos.

4.2 Aspects géométrique et cinématique.

4.2.1 Mécanisme à Croix de Malte extérieure.

On a les différentes relations suivantes (fig. 5 a) :

$$\Phi = \frac{\pi}{N} \quad \text{avec :}$$

$$\theta = \pi \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{N} \right) \quad R_1 \text{ rayon théorique du plateau,}$$

$$R_2 = R_1 \tan \frac{\pi}{N} \quad R_2 \text{ rayon du maneton,}$$

$$\quad N \text{ nombre d'indexage par tour du plateau ou nombre de rainures du plateau,}$$

$$\quad \Phi \text{ demi-angle de rotation entre deux indexages du plateau,}$$

$$\quad \theta \text{ demi-angle de rotation moteur du maneton ;}$$

ainsi que :

- l'entre-axe L :

$$L = \frac{R_1}{\cos \frac{\pi}{N}} = \frac{R_2}{\sin \frac{\pi}{N}}$$

- la profondeur minimale l d'une rainure :

$$l = R_1 \left(1 + \frac{\sin \frac{\pi}{N} - 1}{\cos \frac{\pi}{N}} \right)$$

- le rapport de mouvement q :

$$q = \frac{\theta}{\Phi} = \frac{N-2}{2}$$

- la durée du mouvement τ rapportée à la durée d'un tour de l'arbre menant :

$$\tau = \frac{2\theta}{2\pi} = \frac{N-2}{2N} = \frac{1}{qN}$$

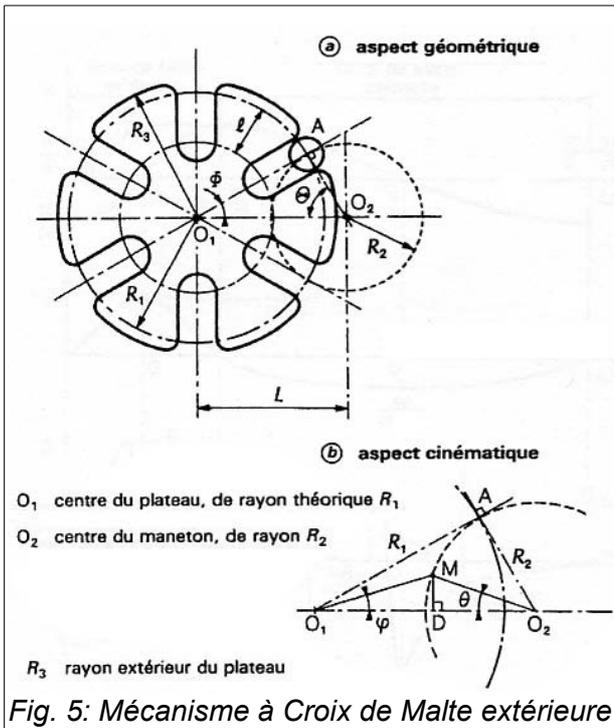


Fig. 5: Mécanisme à Croix de Malte extérieure

L'équation du mouvement (fig. 5 b) est :

$$\varphi = \arctan \frac{\sin \omega t}{a - \cos \omega t} \quad \text{avec} \quad a = \frac{1}{\sin \frac{\pi}{N}}$$

ω étant la vitesse angulaire de l'arbre menant (vitesse constante).

L'équation de la vitesse angulaire est donnée par :

$$\dot{\varphi} = \frac{(a \cos \omega t - 1) \omega}{a^2 - 2a \cos \omega t + 1}$$

La vitesse maximale est obtenue pour $\theta = \omega t = 0$, position médiane dans la phase de mouvement.

Sa valeur est : $\dot{\varphi}_{max} = \frac{\omega}{a - 1}$

L'accélération est : $\ddot{\varphi} = \frac{a \sin \omega t (1 - a^2) \omega^2}{(a^2 - 2a \cos \omega t + 1)^2}$

L'angle pour lequel l'accélération est maximale est :

$$\theta_{\varphi_{max}} = \arccos \left\{ -\frac{a^2 + 1}{4a} + \left[\left(\frac{a^2 + 1}{4a} \right)^2 + 2 \right]^{1/2} \right\}$$

et l'accélération maximale vaut : $\ddot{\varphi}_{max} = \frac{a \sin \theta_{\varphi_{max}} (1 - a^2) \omega^2}{(a^2 - 2a \cos \theta_{\varphi_{max}} + 1)^2}$

Le minimum d'accélération, qui est d'ailleurs égal à zéro, correspond à la position médiane du mouvement.

4.2.2 Mécanisme à Croix de Malte intérieure.

On a les différentes relations suivantes (fig. 6 a) : $\Phi = \frac{\pi}{N}$ $\theta = \pi \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{N} \right)$ $R_2 = R_1 \frac{\sin \pi/N}{1 + \sin \pi/N}$

ainsi que :

- l'entre-axe L :

$$L = \frac{R_1}{1 + \sin \frac{\pi}{N}}$$

- la profondeur minimale l d'une rainure :

$$l = R_1 \left(1 - \frac{\cos \frac{\pi}{N}}{1 + \sin \frac{\pi}{N}} \right)$$

- le rapport de mouvement q :

$$q = \frac{\theta}{\Phi} = \frac{N + 2}{2}$$

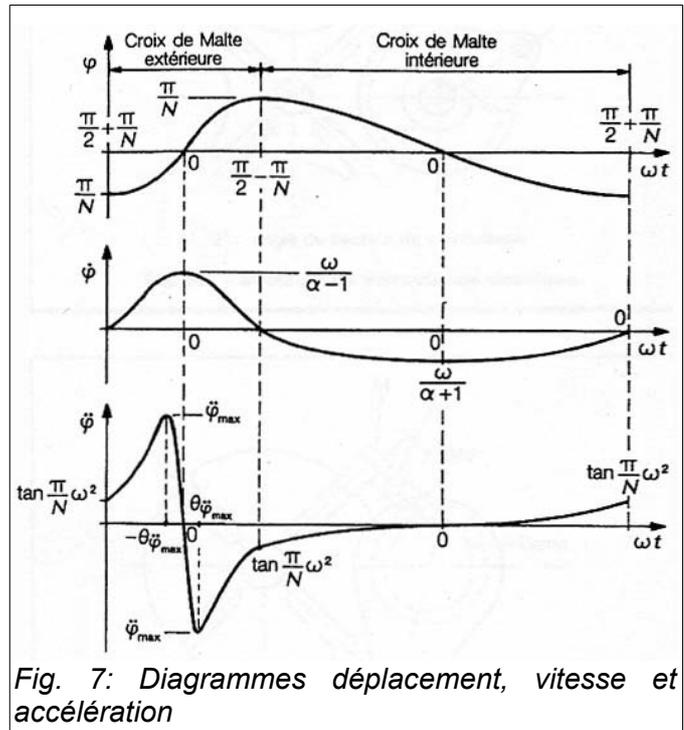
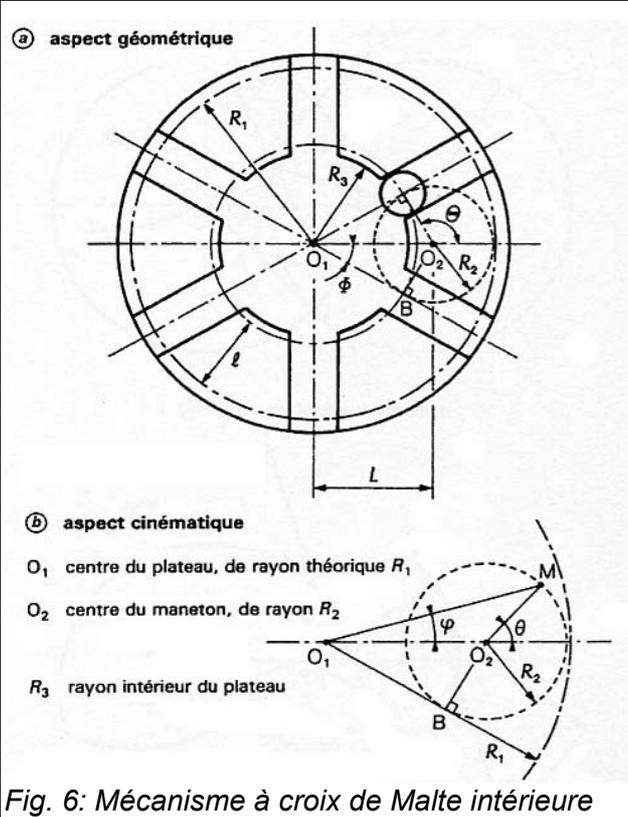
- la durée du mouvement τ rapportée à la durée d'un tour de l'arbre menant :

$$\tau = \frac{N + 2}{2N} = \frac{1}{qN}$$

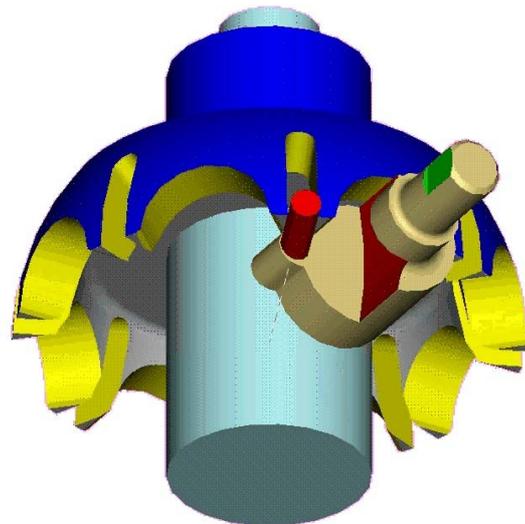
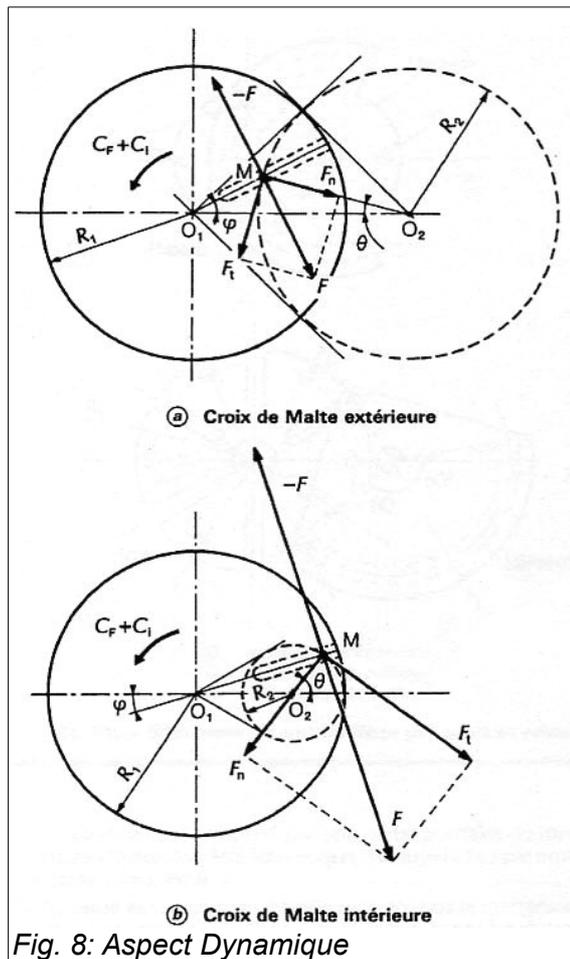
La loi de déplacement (fig. 6 b) est donnée par : $\varphi = \arctan \frac{\sin \omega t}{a + \cos \omega t}$

la loi de vitesse : $\dot{\varphi} = \frac{(a \cos \omega t + 1) \omega}{a^2 + 2a \cos \omega t + 1}$. La vitesse maximale a lieu pour la position symétrique, c'est-à-dire $\theta = 0$, ce

maximum ayant pour valeur : $\dot{\varphi}_{max} = \frac{\omega}{a + 1}$. La loi d'accélération est : $\ddot{\varphi} = \frac{a \sin \omega t (1 - a^2) \omega^2}{(a^2 + 2a \cos \omega t + 1)^2}$



4.3 Aspect dynamique.



Le couple total qui peut s'exercer sur l'arbre mené d'un mécanisme à Croix de Malte résulte de la somme des deux couples suivants :

- couple C_i dû à l'inertie de toutes les parties en mouvement,
- couple dû au frottement (des arbres dans les paliers, etc.) et couple du travail fourni, soit le couple C_F.

Le couple total C_r sera alors la somme du couple variable C_i et du couple constant C_F.

Le couple résistant C_r est équilibré par le moment de la force de réaction F rainure-plateau par rapport à l'axe du plateau (fig. 8). Cette réaction est donc égale à : $F = \frac{C_i + C_r}{d}$

d représentant la distance du point de contact M au centre du plateau O (soit OM).

Cette force peut elle-même être décomposée en une force normale au maneton F_N et en une force tangentielle à ce maneton F_T.

4.4 Influence des jeux et des tolérances de constructions.

Deux groupes de jeux ou d'erreurs dus aux tolérances sont à considérer :

1) au niveau du galet et de la rainure se produit un déplacement de la position théorique de la rainure, par suite :

- du jeu j galet-rainure,
- de l'erreur sur la longueur du rayon du maneton R_2 et sur le jeu dans le roulement, dont la somme est ΔR ;

2) erreur d'entre-axe et jeu possible dans les axes plateau-maneton, soit ΔL .

L'erreur angulaire $\Delta\phi$ en fin de mouvement est la plus intéressante car elle donne, en fait, la précision du mécanisme.

4.5 Verrouillage.

Le verrouillage est extrêmement important et indispensable pour les raisons suivantes :

- pendant tout le temps d'arrêt, le maneton se trouve dégagé de la rainure et le plateau est donc abandonné à lui-même, absolument libre de tourner sous l'action de sollicitations quelconques ;
- lorsque le maneton se dégage, la vitesse du plateau par suite des jeux et des tolérances n'est pas rigoureusement nulle ; quant à l'accélération, elle n'est pas nulle non plus.

Il est possible de concevoir une assez grande variété de verrouillages. Le plus classique contribue à donner au plateau cette ressemblance avec l'insigne des Chevaliers de Malte.

Bien qu'il soit très connu et employé, c'est un verrouillage médiocre qu'il ne faut utiliser qu'avec des vitesses, des inerties et des couples très faibles.

Verrouillage classique: il est constitué par un secteur convexe solidaire du maneton, qui vient s'engager pendant les périodes de repos dans des encoches périphériques concaves pratiquées dans le plateau entre les différentes rainures (fig. 9).

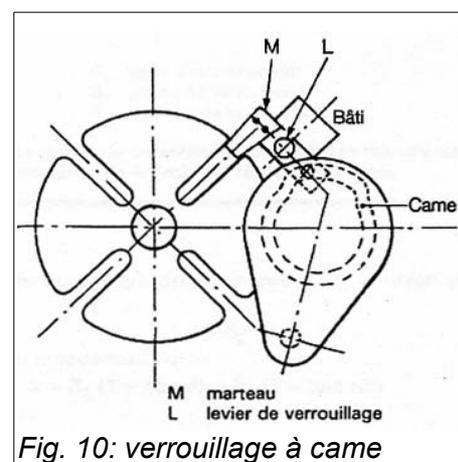
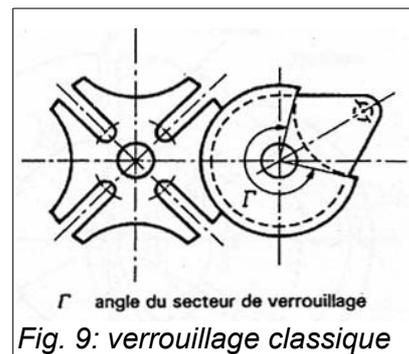
L'angle actif du secteur de verrouillage est égal à :

$$\Gamma = 2(\pi - \theta) = \frac{\pi}{N} (N + 2)$$

En début et fin de verrouillage, le secteur n'est qu'imparfaitement engagé et le plateau est très mal maintenu en position. De plus, il y a frottement entre les deux secteurs de verrouillage.

Verrouillage à came: il est constitué par un levier dont l'axe de pivotement central est fixe, solidaire du bâti (fig. 10). L'extrémité de ce levier porte un marteau pouvant venir s'engager dans une rainure du plateau : ce levier est actionné par une came solidaire du maneton. La liaison came-levier doit être biunivoque ; le rappel a lieu par un ressort ou par la came elle-même.

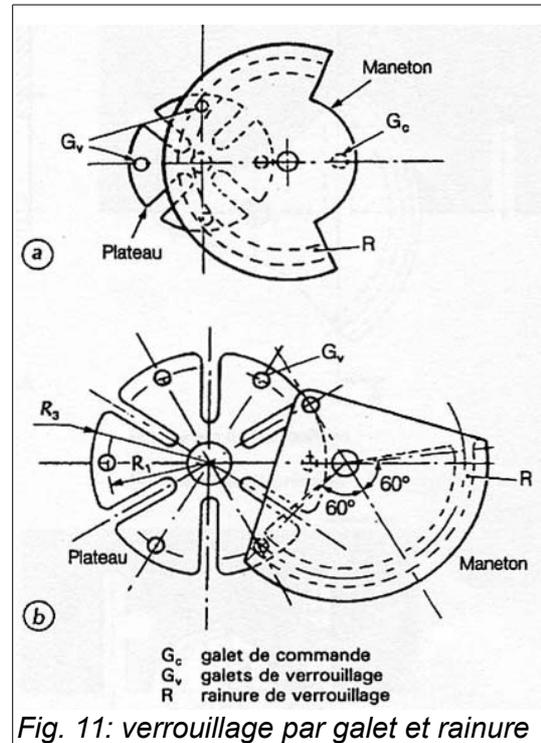
Cette came est construite de telle manière que le marteau soit dégagé de la rainure pendant le temps du travail et engagé pendant toute la période de repos.



Verrouillage par galet et rainure: il assure une continuité de liaison entre le plateau et le maneton ; il constitue en fait un véritable *auto-verrouillage*. En effet, lors du mouvement, c'est le galet du maneton qui est en contact dans une rainure rectiligne du plateau ; pendant le repos, c'est un galet du plateau situé entre deux rainures qui vient dans une rainure circulaire du maneton (fig. 11).

Plusieurs dispositions des galets de verrouillage peuvent être retenues:

- les galets peuvent être situés de part et d'autre de chacune des rainures, comme le montre la figure 10a ; leur nombre est alors égal à $2N$;
- les galets peuvent être situés à l'intersection d'un cercle de rayon pratiquement égal au rayon R , du plateau et des bissectrices des angles inter-rainures ; il y en a alors seulement N (fig. 11b). Pour éviter les phénomènes de matage sur les extrémités, la rainure sera prolongée un peu au-delà du secteur utile par un léger évasement, R_3 étant alors le rayon de ce plateau. La figure 11 montre un verrouillage de ce type sur un mécanisme intérieur.



4.6 Construction.

Les mécanismes à Croix de Malte sont simples à construire et ne font appel qu'aux tours et fraiseuses. Cependant, pour avoir un fonctionnement correct et une durée de vie importante, ils doivent être réalisés avec soin.

En particulier, si les vitesses sont assez grandes (à partir de quelques dizaines de tours par minute au maneton) et si, en plus, les inerties sont importantes, les jeux doivent être réduits le plus possible pour éviter des chocs et des vibrations par suite des alternances d'efforts. *Le jeu* est le principal responsable de mauvais fonctionnement des mécanismes à Croix de Malte, avec aussi certaines tolérances de construction qui ont une importance particulière (en particulier, entre-axe maneton-plateau).

Le plus souvent, le maneton est muni d'un galet à roulement qui assure l'entraînement dans la rainure du plateau. De même, les galets de verrouillage, quand cette solution est adoptée, sont montés sur roulement.

Les roulements du plateau et du maneton doivent présenter le jeu le plus faible possible. Il en est de même pour ceux du galet d'entraînement. Il est donc conseillé d'utiliser des roulements à contact oblique dont le jeu interne peut être rendu pratiquement nul.

Le jeu du galet d'entraînement dans les rainures n'excédera pas 0,05 mm et même, si possible, il sera réduit à 0,02 mm, voire 0,01 mm. On utilisera un *galet légèrement bombé* qui permet d'absorber les différents défauts et son diamètre sera suffisant pour réduire le plus possible les déformations élastiques dues au contact avec les rainures. Parfois, pour des efforts importants, il est possible de monter un *galet conique*. Les rainures auront donc une section trapézoïdale : cette solution permet de rendre le jeu galet-rainure nul en assurant une pénétration avec une légère précontrainte. Toutefois, cette solution n'est utilisée que si de grandes précisions sont nécessaires.

Les rainures doivent être parfaitement équidistantes (une tolérance de $\pm 30'$ d'angle est courante).

La concentricité de leur point de convergence par rapport à l'axe de rotation du plateau est aussi très importante. Les extrémités de rainures recevront des prolongements pour éviter les matages et donc les jeux aux entrées et sorties, sources de vibrations et de chocs.

Les matériaux utilisés, en particulier pour le plateau, sont semblables à ceux employés pour réaliser les cames.

(D'après Techniques de L'ingénieur)