

H. LEBLANC

LES
MÉCANISMES

Prix net: 5^f

Garnier Frères

TRAITÉ
DE
CINÉMATIQUE APPLIQUÉE

MÉCANIQUE PRATIQUE

LES
MÉCANISMES

TRAITÉ ÉLÉMENTAIRE

DE CINÉMATIQUE APPLIQUÉE

PAR

H. LEBLANG

INGÉNIEUR-MÉCANICIEN

~~DEUXIÈME~~ ÉDITION

PARIS

GARNIER FRÈRES, LIBRAIRES-ÉDITEURS

6, RUE DES SAINTS-PÈRES, 6

1909

AVANT-PROPOS

En soumettant cet ouvrage au lecteur, nous n'avons pas pour but de lui présenter un traité savant que seuls les mathématiciens puissent ouvrir.

Nous avons observé que le public est fréquemment intéressé par un mouvement mécanique, de même que par un livre de cinématique, mais le lecteur ferme ce livre aussitôt ouvert; il a aperçu des formules paraissant compliquées qui accompagnent des figures d'aspect trop scientifique. Cette remarque nous a conduit à enfermer ici plus de descriptions que de considérations mathématiques.

Nous avons cherché à donner à ce petit traité un sens pratique et de la clarté, aux dépens de la théorie pure et d'une rigoureuse méthode. Nous avons tâché de réunir, après les quelques notions élémentaires de théorie qu'il est indispensable de savoir, un certain nombre d'exemples, les plus répandus ou les plus modernes, montrant le parti que l'on peut tirer des principes de la cinématique dans les différentes branches de la construction mé-

canique. Nous n'avons pas multiplié ces exemples, voulant rester dans un cadre restreint, mais nous avons choisi parmi les meilleures applications celles qu'il est le plus facile de rencontrer.

Nous donnons quelques mécanismes pris sur des machines spéciales, très diverses, que nous avons vu fonctionner d'une façon satisfaisante. Nous pensons ainsi montrer l'intérêt que comporte l'étude de la cinématique.

En procédant par « appropriation », c'est-à-dire en recherchant parmi des exemples celui qui paraît le mieux s'appliquer et en le transformant convenablement selon la question à résoudre, on obtient souvent des résultats très appréciables.

Si, en feuilletant notre livre, le lecteur s'intéresse, si le mécanicien y trouve un système à sa convenance ou si une application lui fait entrevoir une conception heureuse, notre but sera atteint.

Enfin, nous présentons sans prétentions cet ouvrage au lecteur, et nous espérons par cela même qu'il sera bien accueilli.

H. LEBLANC.

PREMIÈRE PARTIE

ÉLÉMENTS DE CINÉMATIQUE PURE

§ 1. — Définitions.

On appelle *mouvement* l'état d'un corps qui, d'une façon continue, cesse d'occuper la même place dans l'espace.

Contrairement, le *repos* est l'état d'un corps qui occupe, d'une façon continue, la même place dans l'espace.

Ces définitions ne sont pas rigoureusement exactes au point de vue des lois naturelles; en effet, l'objet le plus inerte se déplace avec la Terre, il est donc en mouvement.

En mécanique, on peut examiner le cas d'un corps se déplaçant d'une certaine manière, sans s'occuper des autres mouvements qui le peuvent animer.

Dans un automobile, on peut étudier le mouvement du piston du moteur en laissant : 1° le mouvement de l'automobile; 2° le mouvement de la Terre autour de son axe; 3° le mouvement de la Terre autour du Soleil.

En conséquence, l'état de mouvement ou de repos d'un corps ne peut être établi que par sa position à

Cinématique appliquée

deux instants consécutifs par rapport à des points nommés *repères*.

On qualifie le mouvement et le repos d'*absolus* quand on considère des repères fixes, de *relatifs* quand ces repères sont supposés eux-mêmes en mouvement. Prenons un piéton se mouvant sur le pont d'un bateau en marche ; si l'on choisit des repères sur le bateau même, en faisant abstraction de son propre déplacement, le mouvement et le repos seront absolus ; ils seront relatifs si l'on tient compte du déplacement du bateau, c'est-à-dire si l'on considère des repères immobiles sur la rive.

Le *temps* ne peut être défini, il nous tombe sous les sens par la succession des impressions que produisent sur nous les phénomènes consécutifs qui composent l'existence.

L'unité de mesure du temps est habituellement la seconde.

Tout corps en mouvement se déplace suivant une ligne qu'on nomme *trajectoire*.

Le corps lui-même est appelé *mobile*.

Les parties de la trajectoire parcourues par le mobile sont les *espaces*.

L'unité servant à mesurer les espaces est, habituellement, le mètre.

L'*origine des espaces* est le point de la trajectoire à partir duquel on commence à les mesurer.

L'*origine des temps* est l'instant à partir duquel on commence à les mesurer ainsi que les espaces correspondants.

Cinématique appliquée

Le mouvement d'un point est complètement déterminé quand on connaît sa trajectoire et la position qu'il occupe sur cette trajectoire à un instant quelconque.

L'origine des temps et l'origine des espaces peuvent coïncider.

Les origines ne coïncident pas quand un certain espace a déjà été parcouru au moment de l'origine des temps.

Le mouvement est appelé *direct* quand le mobile s'éloigne de l'origine des espaces pendant que le temps s'accroît.

Le mouvement est appelé *rétrograde* quand le mobile se rapproche de l'origine des espaces pendant que le temps s'accroît.

L'ensemble d'un mouvement direct suivi d'un mouvement rétrograde constitue le *mouvement alternatif*.

§ 2. — Définition et but de la Cinématique.

Les lois qui régissent les mouvements, en liant entre eux les espaces et les temps, peuvent se représenter géométriquement ou algébriquement : c'est le but de la Cinématique.

Très souvent, les organes composant une machine ont des mouvements tellement complexes que ces représentations sont impossibles à réaliser.

En pratique, on abandonne ces travaux plutôt abstraits et l'on se contente d'obtenir des résultats approximatifs suffisants.

On a étudié certains mouvements dont on a fixé les

Cinématique appliquée

lois et tracé les courbes, bien définies et de construction facile.

Ces mouvements servent de types, et l'on opère par comparaison.

Les mouvements types sont :

Le mouvement uniforme ;

Le mouvement uniformément accéléré ;

Le mouvement uniformément retardé.

Représentation géométrique. — Elle permet de trouver graphiquement, à un instant donné : 1° la position du mobile sur sa trajectoire, au moyen de la *ligne des espaces* ; 2° sa vitesse, au moyen de la *ligne des vitesses*.

Représentation algébrique. — Elle permet d'arriver par le calcul aux mêmes résultats.

§ 3. — Mouvement uniforme.

Le mouvement est *uniforme* quand le rapport des espaces parcourus aux temps employés à les parcourir est constant.

Ce rapport entre un espace quelconque et le temps correspondant donne, pour le mouvement uniforme, l'expression de la *vitesse*.

Si un corps animé d'un mouvement uniforme a parcouru 12 mètres en 10 secondes, sa vitesse est de :

$$\frac{12}{10} = 1^m,20.$$

La vitesse est donc l'espace parcouru pendant l'unité

Cinématique appliquée

de temps. Dans le mouvement uniforme, les espaces parcourus pendant des temps égaux sont égaux.

Représentation algébrique. — Si nous appelons :

v , la vitesse ;

t , le temps ;

e , l'espace parcouru ;

Les formules traduisant le mouvement uniforme sont :

$$e = vt,$$

$$v = \frac{e}{t},$$

$$t = \frac{e}{v},$$

quand l'origine des espaces et celle des temps coïncident.

Si ces origines ne coïncident pas, appelons le chemin initial parcouru par le mobile avant l'origine des temps e_i .

Les formules deviennent :

$$e = e_i + vt,$$

$$v = \frac{e - e_i}{t},$$

$$t = \frac{e - e_i}{v},$$

$$e_i = e - vt.$$

Représentation géométrique. — Pour le mouvement uniforme, la ligne des vitesses et la ligne des espaces sont des droites.

EXERCICE. — Supposons que nous ayons à tracer la ligne des vitesses d'un mouvement uniforme dont $v = 2$.

Cinématique appliquée

Menons OT qui sera l'axe des temps, puis élevons la perpendiculaire OE qui sera l'axe des espaces (fig. 1).

Prenons maintenant :

1° Une longueur quelconque t_u qui sera l'unité de temps et portons plusieurs fois cette unité sur OT.

2° Une longueur quelconque e_u qui sera l'unité d'espace et portons plusieurs fois cette unité sur OE.

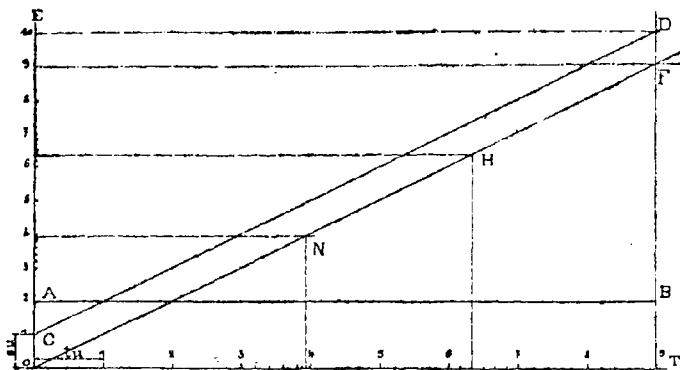


Fig. 1.

Sur la ligne des espaces, OE, prenons OA égal à 2 unités, du point A menons AB parallèle à OT. La droite AB est la ligne des vitesses.

Supposons maintenant que nous ayons à tracer la ligne des espaces d'un mouvement uniforme dont $v = 1$.

Premier cas : les origines des temps et des espaces coïncident.

Prenons la formule : $e = vt$.

Si $v = 1$, $e = t$.

Cinématique appliquée

Si $t = 0$, on a $e = 0$; donc l'origine 0 est le premier point de la droite (*fig. 1*).

Prenons maintenant $t = 9$, nous aurons $e = 9$, donc le point F, dont les coordonnées sont respectivement égales à 9 unités de temps et 9 unités de vitesse, est un second point de la droite cherchée qui se trouve ainsi déterminée.

Deuxième cas: les origines ne coïncident pas.

Supposons qu'un espace initial e_0 égal à une unité ait déjà été parcouru avant l'origine des temps, nous avons :

$$e = e_0 + vt$$

ou

$$e = e_0 + t;$$

puisque $v = 1$, nous avons e_0 étant égal à 1, et par suite :

$$e = 1 + t.$$

L'hypothèse $t = 0$ donne $e = 1$, la droite commence donc au point C ;

L'hypothèse $t = 9$ donne $e = 1 + 9 = 10$.

Le point D, dont les coordonnées sont respectivement égales à 9 unités de temps et 10 unités d'espace, sera donc un second point de la droite cherchée qui se trouve ainsi déterminée.

Pour fixer les idées, prenons un mobile faisant 10 kilomètres à l'heure, supposons l'unité de temps t_u égale à l'heure, l'unité d'espace e_u égale à 10 kilomètres.

Nous voulons savoir l'espace parcouru au bout de 3^h 56'.

Cinématique appliquée

56 minutes sont les $\frac{14}{15}$ de l'heure, portons sur OT à partir de la division 3, les $\frac{14}{15}$ de l'unité de temps t_u , de ce point élevons une perpendiculaire à OT, qui rencontre la droite des espaces OF en N. De ce point menons une parallèle à OT.

Cette parallèle indique sur OE 3 divisions plus $\frac{14}{15}$ de division ou 3 fois 10 kilomètres plus les $\frac{14}{15}$ de 10 kilomètres.

C'est-à-dire $30 + 9,333 = 39^{\text{km}},333$ mètres.

Nous voulons savoir maintenant le temps mis à parcourir $63^{\text{km}},333$ mètres.

60 kilomètres correspondent à 6 divisions sur OE.

$3^{\text{km}},333$ correspondent à $\frac{1}{3}$ de division, portons donc ce tiers après la division n° 6 et menons la parallèle à OT qui coupe la ligne des espaces OF au point H. De ce point, abaissons sur OT une perpendiculaire, et lisons le temps obtenu : 6 divisions qui représentent 6 heures et $\frac{1}{3}$ de division qui représente 20 minutes.

Donc les $63^{\text{km}},333$ seront parcourus en $6^{\text{h}} 20'$.

Nous donnons ces exemples pour faire toucher du doigt le parti que l'on peut tirer des représentations géométriques et la corrélation des lignes représentatives entre elles.

§ 4. — Mouvement varié.

Le mouvement est *varié* quand le rapport des temps aux espaces parcourus n'est pas constant ; sa ligne des

Cinématique appliquée

espaces est une courbe. Il est composé d'une suite de mouvements uniformes de durée infiniment petite. Quand les rapports des temps aux espaces ne diffèrent que peu entre eux, on prend comme *mouvement moyen* le mouvement uniforme qui, dans le même temps, produit le même espace. Un cycliste fait 144 kilomètres en 6 heures, il est certain que son mouvement n'est pas uniforme. On dit que sa *vitesse moyenne* est

$$\frac{144}{6} = 24 \text{ kilomètres à l'heure.}$$

Le mouvement varié est dit *accélééré* quand sa vitesse augmente pendant que le temps augmente aussi.

Le mouvement varié est dit *périodique* quand les espaces parcourus pendant des temps égaux sont égaux sans que, dans l'intervalle de ces temps, le mouvement soit uniforme.

Dans le mouvement varié, la vitesse change à chaque instant, c'est le rapport de l'espace infiniment petit parcouru par le mobile sur la trajectoire au temps infiniment petit mis à le parcourir.

On ramène la recherche de cette vitesse à la construction d'une tangente.

Soit AB la courbe des espaces d'un mouvement varié (Fig. 2).

En un point D de cette courbe, nous avons

$$v = \operatorname{tg} \alpha = \frac{KD}{KH}.$$

Exprimons KD en unités d'espace et KH en unités

Cinématique appliquée

de temps, ce qu'il est indispensable de ne pas oublier, nous avons :

$$v = \operatorname{tg} \alpha = \frac{KD}{KH} = \frac{6}{5,66} = 1,06.$$

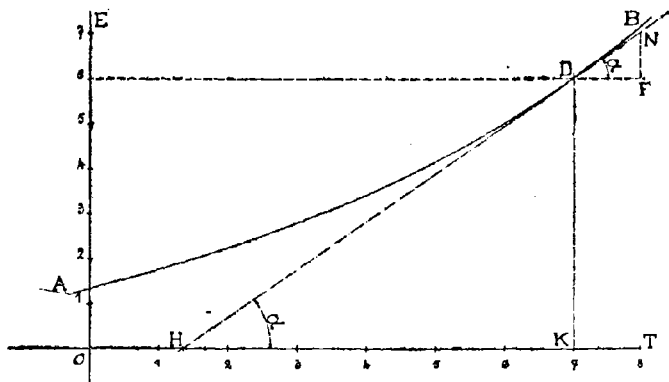


Fig. 2.

KD donnant 6 divisions sur l'axe des espaces et KH donnant 5 divisions $\frac{2}{3}$ ou 5,66 sur l'axe des temps.

Quand la tangente NH sort du cadre sans couper la ligne OT, on construit le triangle DFN en faisant FD égale à l'unité de temps. Comme :

$$v = \operatorname{tg} \alpha = \frac{FN}{FD};$$

il n'y a qu'à mesurer FN à l'échelle des espaces pour connaître la vitesse cherchée.

Pour déterminer la tangente, on procède à l'œil ; on peut aussi employer le procédé suivant. Soit AB la courbe des espaces connue, il s'agit de mener la tangente à cette courbe au point D (*fig. 3*).

Prolongeons chacune des ordonnées d'une quantité

Cinématique appliquée

égale à elle-même et traçons ab , reproduction de la courbe AB.

Traçons $a'b'$, seconde reproduction de AB passant par les milieux de chacune des ordonnées primitives.

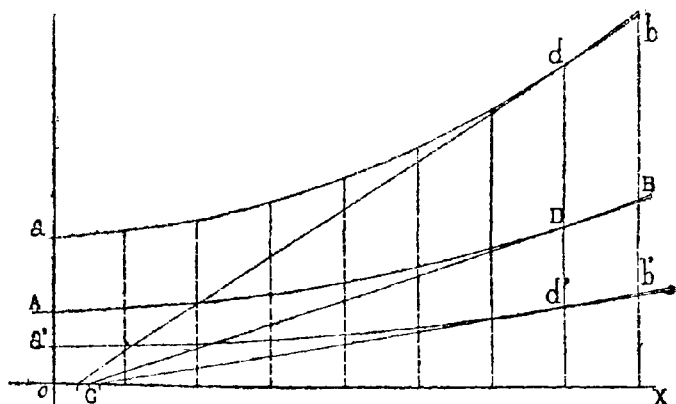


Fig. 3.

Pour que l'œil ne soit pas influencé, cachons la ligne OX par une feuille de papier blanc et des points d et d' menons des tangentes, à l'œil, à ab et $a'b'$. Si ces tangentes coupent OX au même point, il ne reste plus qu'à joindre ce point à D pour avoir la tangente à AB. Dans le cas contraire, on joint le milieu de la distance de leurs intersections à ce point D, la droite CD est la tangente demandée.

Si nous connaissons la courbe des espaces, nous pouvons en déduire la courbe des vitesses (fig. 4).

Soit OT la ligne des temps, à chaque point de rencontre des ordonnées 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, avec la courbe des espaces, menons la tangente à cette courbe jusqu'à

Cinématique appliquée

l'ordonnée suivante, puis projetons le point d'intersection sur cette ordonnée.

Portons :

$$1a' = a;$$

$$2b' = b;$$

$$3c' = c;$$

$$4d' = d;$$

$$6e' = e;$$

$$8g' = g.$$

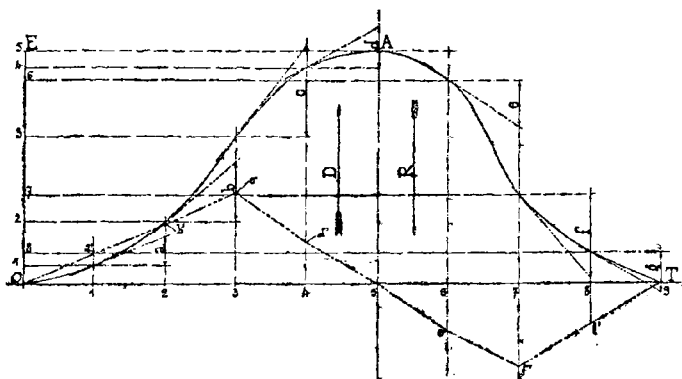


Fig. 4.

Les points $0, a', b', c', d', 5, e', f', g', 9$ déterminent la ligne des vitesses.

On peut observer que, tant que les ordonnées sont croissantes, c'est-à-dire pendant le temps 05 , la vitesse est positive, elle part de 0 et revient à 0 .

De 5 à 9 , les ordonnées sont décroissantes et la vitesse est négative, partant encore de 0 pour revenir à 0 .

Le mouvement est *direct* autant que son sens est positif, c'est-à-dire tant que les ordonnées croissent.

Cinématique appliquée

Le mouvement est *rétrograde* autant que son sens est négatif, c'est-à-dire tant que les ordonnées décroissent.

Pour avoir la position du mobile sur sa trajectoire à un instant quelconque, faisons cette trajectoire OE égale à la plus grande ordonnée 5, A.

L'espace O1, pris sur OE, sera le chemin parcouru au bout du temps O1 pris sur OT; O2, pris sur OE, sera l'espace correspondant à O2 pris sur OT, etc. Le temps O5 correspondra à OE, le temps O6 correspondra à OE + E6, le temps O8 à OE + E8.

En observant la figure 4, on voit que le mouvement direct est accéléré quand la bosse de la courbe est tournée vers la ligne des temps, le mouvement direct est retardé quand le creux de la courbe est tourné vers la ligne des temps.

Dans le mouvement rétrograde, le phénomène contraire se produit.

On peut encore déduire de l'examen de cette figure que la vitesse est *maxima* aux points d'inflexion de la courbe des espaces.

Occupons-nous maintenant du problème contraire :

Étant donnée la courbe des vitesses, en déduire la courbe des espaces; l'origine des temps et l'origine des espaces coïncident.

Soit OT l'axe des temps, AFT la courbe des vitesses (fig. 5).

Menons les ordonnées 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9.

Calculons la surface de la figure OAFT. Supposons que le chiffre obtenu exprime une longueur TE que nous portons sur l'ordonnée 9 (axe des espaces). Le point E est un point de la courbe des espaces.

Cinématique appliquée

Faisons maintenant la surface de la figure $OAh8$. Supposons encore que le chiffre obtenu exprime une longueur Th' , que nous portons sur l'axe des espaces à la même échelle que précédemment. Du point h' , menons une parallèle à OT . Le point d'intersection de cette parallèle et de l'ordonnée 8 est un deuxième point de la courbe des espaces.

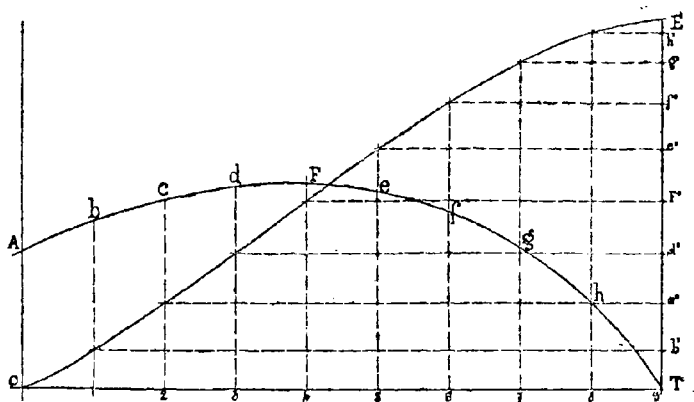


Fig. 5.

Continuons par la surface de la figure $OAg7$. Supposons toujours que le chiffre obtenu exprime une longueur Tg' , que nous portons à l'échelle sur l'axe des espaces. Du point g' menons une parallèle à OT . Le point d'intersection de cette parallèle et de l'ordonnée 7 est un troisième point de la courbe des espaces.

En procédant ainsi pour chacune des figures limitées par les ordonnées restantes : 6, 5, 4, 3, 2, 1, on trouve sur l'axe des espaces les points : f' , e' , F' , d' , c' , b' , naissances des parallèles qui fourniront, par leur intersec-

tion avec les ordonnées respectives correspondantes, les autres points de la courbe des espaces.

Quand l'origine des temps et l'origine des espaces ne coïncident pas, on augmente toutes les longueurs portées sur l'axe des espaces d'une quantité égale à l'espace initial.

Pour trouver la surface de chaque figure, si l'on ne veut pas employer la formule de Th. Simpson, le procédé le plus pratique est de reporter le tracé de la figure à une échelle plus grande sur du papier quadrillé au millimètre. Il est alors facile de trouver la surface avec une approximation très sensible, en millimètres carrés.

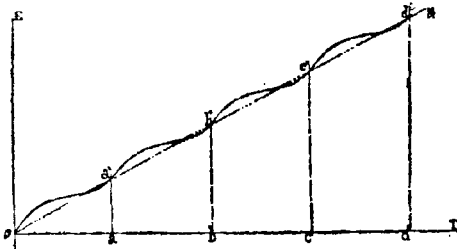


Fig. 6.

Nous avons dit que le mouvement varié était périodique quand les espaces parcourus pendant des temps égaux étaient égaux sans que, dans l'intervalle de ces temps, le mouvement soit uniforme.

On nomme cet intervalle *période* et le chemin parcouru pendant cette période *chemin périodique*.

Soit OT l'axe des temps et OE l'axe des espaces (fig. 6).

Cinématique appliquée

La période $Oa = ab = bc = cd$, correspond au chemin parcouru $Oa' = a'b' = b'c' = c'd'$.

On voit que l'espace parcouru au bout de 2, 3, 4 unités de temps est égal à 2 fois, 3 fois, 4 fois l'espace parcouru pendant la première unité de temps.

Donc, si le mouvement était absolument uniforme, la ligne des espaces serait la droite OM , représentant le mouvement moyen.

Généralement, les mouvements observés dans les machines sont des mouvements périodiques qu'on réduit pour l'étude à leur mouvement moyen. C'est le cas de tous les mouvements des pistons. Plus le nombre de coups de piston est grand pour une unité de temps donnée, plus la période est petite et plus le mouvement se rapproche du mouvement moyen. Le mouvement du piston d'un moteur à pétrole est donc, à ce point de vue, mathématiquement plus uniforme que le mouvement du piston d'une machine à vapeur à petite vitesse, le premier dans une minute battant deux mille périodes, le second n'en battant que cent vingt, par exemple.

§ 5. — Mouvement uniformément varié.

Mouvement uniformément accéléré.

Le mouvement est *uniformément varié* quand la variation de la vitesse est proportionnelle à la variation du temps.

Le mouvement est *uniformément accéléré* quand les accroissements positifs de la vitesse sont proportionnels aux accroissements positifs du temps. On voit que le rapport d'un accroissement de la vitesse à un accrois-

Cinématique appliquée

sement du temps est constant. Ce rapport prend le nom d'accélération. C'est donc l'accroissement de la vitesse pendant l'unité de temps.

Après un temps quelconque, l'accroissement de vitesse est ce produit de l'accélération par ce temps.

Pendant des temps égaux, les accroissements de la vitesse sont égaux.

FORMULES ALGÈBRIQUES REPRÉSENTANT LE MOUVEMENT UNIFORMÉMENT ACCÉLÉRÉ.

SANS VITESSE INITIALE		AVEC VITESSE INITIALE	
L'origine des espaces et l'origine des temps coïncident	L'origine des espaces et l'origine des temps ne coïncident pas	L'origine des espaces et l'origine des temps coïncident	L'origine des espaces et l'origine des temps ne coïncident pas
$v = v_1 t$	$v = v_1 t$	$v = v_i + v_1 t$	$v = v_i + v_1 t$
$e = \frac{1}{2} v_1 t^2$	$e = e_i + \frac{1}{2} v_1 t^2$	$e = v_i t + \frac{1}{2} v_1 t^2$	$e = e_i + v_i t + \frac{1}{2} v_1 t^2$
Expression de la vitesse en fonction de l'espace $[v = f(e).]$			
$v = 2v_1 e$	$v^2 = 2v_1 (e - e_i)$	$v^2 = v_i^2 + 2ve$	$v^2 = v_i^2 + 2v_1 (e - e_i)$

Dans ce tableau, on a fait :

v_1 , l'accélération ;

v_i , la vitesse initiale ;

t , la somme des accroissements du temps ;

v , la vitesse totale après le temps t ;

e , l'espace ;

e_i , l'espace initial.

Cinématique appliquée

Représentation géométrique des lois du mouvement uniformément accéléré. — Si nous reprenons les lois :

$$v = v_1 t,$$

$$v = v_i + v_1 t,$$

elles sont exprimées par des lignes droites, dont $t = 0$ donne un point et $t =$ valeur maxima donne un autre point.

Les autres lois sont exprimées par des paraboles.

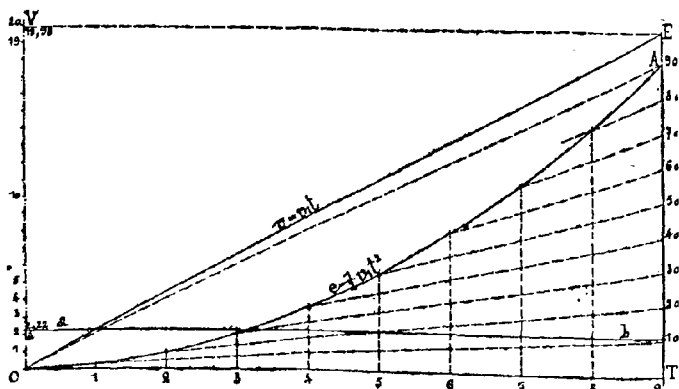


Fig. 7.

Soit à construire la ligne de l'accélération, la ligne des vitesses et la ligne des espaces dans un mouvement uniformément accéléré dont les constantes seraient :

$$v_1 = 2,22 \text{ et } e_i = 0.$$

Supposons que $v_i = 0$, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de vitesse initiale, le mouvement partant du repos.

Il faut construire :

$$1^{\circ} v_1 = 2,22;$$

$$2^{\circ} v = v_1 t = 2,22t;$$

$$3^{\circ} e = \frac{1}{2} v_1 t^2 \text{ ou } 1,1t^2.$$

1° Soit OT l'axe des temps, OV l'axe des vitesses (fig. 7). Portons sur OV une longueur $Oa = 2,22$ à l'échelle des vitesses, menons ab parallèle à OT, cette droite représente la loi $v_1 = 2,22$.

2° Faisons $t = 9$, le point O sera un point de la droite des vitesses. Maintenant faisons $t = 9$, la formule nous donne :

$$v = 2,22 \times 9 = 19,98.$$

Sur OV prenons 19,98, à l'échelle des vitesses, par cette division menons une parallèle à OT qui coupe l'ordonnée 9 en E. Ce point appartient encore à la ligne des vitesses.

Donc la droite OE représente la loi $v = v_1 t$.

3° La courbe des espaces est une parabole ayant OV pour axe et le point O pour sommet. Nous aurons un point de cette parabole sur l'ordonnée TE au moyen de la formule :

$$e = \frac{1}{2} v_1 t^2$$

ou

$$e = \frac{1}{2} 2,22 \times 81 = 90,$$

soit TA que nous portons sur TE, à l'échelle des espaces.

Il ne nous reste plus qu'à construire la parabole par un moyen géométrique.

Cinématique appliquée

Les lignes OT et TA étant divisées en un même nombre de parties, menons ensuite la droite O.10. Son point d'intersection avec l'ordonnée 1 est un point de la parabole. Menons ensuite la droite O.20. Son point d'intersection avec l'ordonnée 2 est un autre point de la parabole. Procédons ainsi pour chaque division de TA, et notre courbe sera établie.

Supposons maintenant que nous voulions tracer les lignes représentatives d'un mouvement uniformément accéléré, possédant une vitesse initiale $v_i = 6$ et une accélération $v_a = 2$.

Il faut construire :

1° $v_a = 2$;

2° $v = v_i + v_a t = 6 + 2t$;

3° $e = v_i t + \frac{1}{2} v_a t^2 = 6t + t^2$.

Soit OT l'axe des temps et OV l'axe des vitesses, gradués selon leur unité respective (fig. 8).

1° Sur OV, à la deuxième division, menons une parallèle à OT, la ligne AB sera l'expression de la loi $v_a = 2$.

2° Prenons la formule :

$$v = v_i + v_a t,$$

faisons $t = 0$, nous avons :

$$v = 6 + 2 \times 0 = 6.$$

Donc le point e , correspondant sur OV à la division 6, est un point de la droite des vitesses. Faisons maintenant $t = 12$, nous avons :

$$v = 6 + 2 \text{ fois } 12 = 30.$$

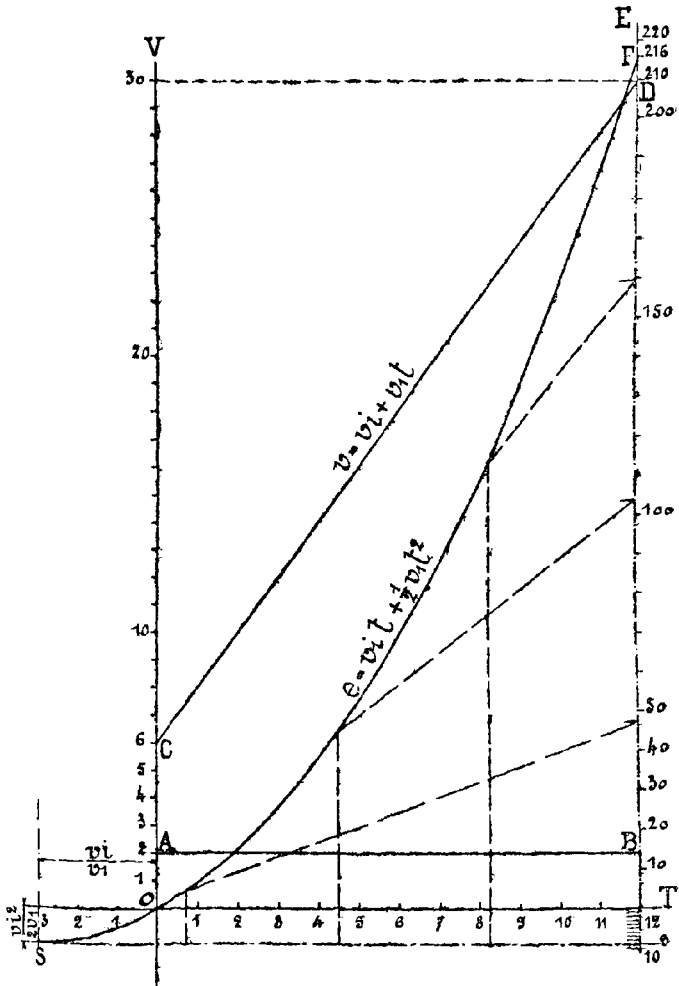


Fig. 8.

Cinématique appliquée

De la division 30, sur OV, menons une parallèle à OT. Cette parallèle coupe l'ordonnée menée par la division 12, sur OT, correspondante au temps, au point D. Ce point est un autre point de la droite des vitesses. Nous n'avons plus qu'à joindre CD et nous aurons cette droite.

3° Pour construire la parabole des espaces, il nous faut d'abord déterminer l'axe de cette parabole et son sommet.

Pour cela, prolongeons OT vers la gauche d'une quantité $\frac{v_i}{v_1} = 3$ unités à l'échelle des temps, la perpendiculaire à OT élevée par ce point 3 sera l'axe de la parabole. Portons alors sur cet axe à partir de ce point 3, sous OT, une longueur $\frac{v_i^2}{2v_1} = \frac{36}{4} = 9$ unités à l'échelle des espaces.

Le point S obtenu sera le sommet de la parabole.

Prenons maintenant la formule :

$$e = v_1 t + \frac{1}{2} v_1 t^2,$$

nous avons, en faisant $t = 12$,

$$e = 6 \times 12 + \frac{1}{2} 2 \times 144 = 72 + 144 = 216.$$

Sur l'ordonnée TE élevée à la division 12, sur OT, et correspondante au temps, portons $TF = 216$ à l'échelle des espaces. Le point F sera un point de la parabole, il ne reste plus qu'à la construire géométriquement par la même méthode que précédemment (*fig. 7*).

En pratique, les erreurs proviennent souvent de ce

Cinématique appliquée

que l'on a oublié de porter les longueurs sur l'axe des vitesses ou sur l'axe des espaces à leur échelle respective. On évite ces erreurs en faisant l'échelle des espaces beaucoup plus réduite, de façon que la longueur des unités d'espace soit le dixième de la longueur des unités de vitesse, ce qui permet aussi de ne pas sortir le dessin du cadre.

§ 6. — Mouvement uniformément varié. Mouvement uniformément retardé.

Le mouvement est uniformément retardé quand les accroissements négatifs de la vitesse sont proportionnels aux accroissements positifs du temps.

Comme un accroissement négatif est une diminution de la vitesse, ce mouvement ne peut se présenter que sur un mobile ayant une vitesse initiale.

L'accélération devient la diminution de vitesse par unité de temps.

Les pertes de vitesses sont égales pendant des temps égaux.

Lois du mouvement uniformément retardé. — Désignant par t' le temps au bout duquel le mouvement cessera forcément, puisque la vitesse, diminuant sans cesse, deviendra égale à zéro, et e' exprimant l'espace qui reste à parcourir pendant le temps t' , le tableau ci-contre résume les *lois algébriques*.

Cinématique appliquée

L'origine des temps et l'origine des espaces coïncident.	L'origine des temps et l'origine des espaces ne coïncident pas.
$v = v_i - v_1 t$ $e = v_i t - \frac{1}{2} v_1 t^2$	$v = v_i - v_1 t$ $e = e_i + v_i t - \frac{1}{2} v_1 t^2$
Expression de la vitesse fonction de l'espace $\left[v = f(e) \right]$	
$v^2 = v_i^2 - 2v_1 e \quad \quad v^2 = v_i^2 - 2v_1 (e - e_i)$	
Expression du temps correspondant au repos :	
$t = \frac{v_i}{v_1} \quad \quad t' = \frac{v_i}{v_1}$	
Expression de l'espace correspondant au repos :	
$e' = \frac{v_i^2}{2v_1} \quad \quad e' = e_i + \frac{v_i^2}{2v_1}$	

Représentation géométrique du mouvement uniformément retardé. — La loi $v = v_i - v_1 t$ est représentée par une droite dont on détermine deux points en donnant respectivement à t la valeur zéro et sa valeur maxima.

Les autres lois sont représentées par des paraboles.

EXEMPLE. — Construisons les lignes représentatives des lois d'un mouvement uniformément retardé dans lequel $v_i = 20$ et $v_1 = 2$.

Soit OT l'axe des temps et OE l'axe gradué à l'échelle des vitesses (fig. 9).

Si l'on fait $t = v_i$, on a $t = 20$. Le point marquant la vingtième unité sur OE sera un point de la ligne des vitesses.

Si l'on fait $v = 0$, on a :

$$0 = v_i - v_1 t,$$

d'où :

$$t = \frac{v_i}{v_1} = \frac{20}{2} = 10.$$

Donc le point marquant la dixième division sur la ligne des temps sera un second point de la *droite des vitesses* qui se trouve ainsi déterminée.

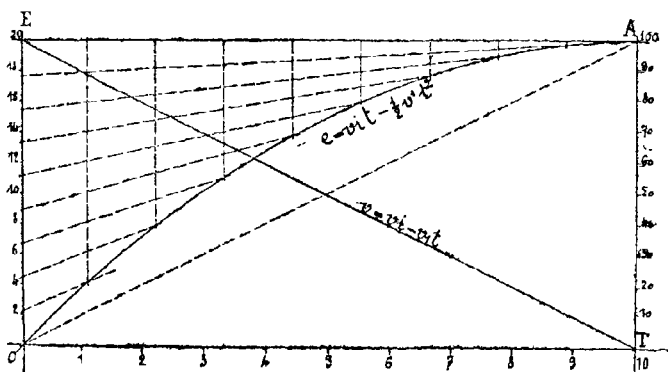


Fig. 9.

La courbe des espaces est la parabole qui a pour axe la perpendiculaire AT élevée sur OT au point d'abscisse $t' = \frac{v_i}{v_1} = 10$ et pour sommet le point A limitant

la longueur $e' = \frac{v_i^2}{2v_1} = 100$, prise à l'échelle des espaces. Comme la parabole passe par l'origine O, elle est donc **complètement** déterminée, et nous n'avons plus qu'à la **construire** comme nous l'avons fait précédemment (fig. 7).

§ 7. — Chute des corps.

Un corps abandonné à lui-même s'anime d'un mouvement de haut en bas qui est le type, abstraction faite de la résistance de l'air, du mouvement uniformément accéléré.

Dans ce cas, l'accélération prend le nom de *gravité*. Pour nos climats, elle est égale à 9,81.

Si nous désignons par :

g , la gravité ;

h , l'espace parcouru ;

t , le temps ;

v , la vitesse ;

les lois de la chute des corps sont représentées par les formules suivantes :

$$v = gt,$$

$$h = \frac{1}{2}gt^2,$$

$$v^2 = 2gh.$$

Pour les corps qui ont une vitesse initiale que nous désignerons par v_i , les lois sont représentées par les formules :

$$v = v_i + gt,$$

$$h = v_it + \frac{1}{2}gt^2,$$

$$v^2 = v_i^2 + 2gh.$$

Supposons un plomb lâché du haut d'un édifice ; s'il met 3 secondes pour toucher le sol, quelle est la hauteur de l'édifice ?

Cinématique appliquée

Prenons la formule $h = \frac{1}{2}gt^2$, nous avons :

$$h = \frac{1}{2} \times 9,81 \times 3^2 = 4,905 \times 9 = 44^m,145.$$

Supposons maintenant que ce plomb tombe d'une hauteur de 300 mètres : 1° quelle est la vitesse acquise ? 2° en combien de temps s'est effectuée la chute ?

1° Prenons la formule $v^2 = 2gh$, nous avons :

$$v = \sqrt{2gh}$$

ou :

$$v = \sqrt{2 \times 9,8 \times 300} = 76 \text{ mètres environ ;}$$

2° Prenons la formule $h = \frac{1}{2}gt^2$, nous avons :

$$t^2 = \frac{2h}{g}$$

ou :

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}},$$

$$t = \sqrt{\frac{600}{9,81}} = 7^s,8 \text{ environ.}$$

§ 8. — Mouvement uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.

Quand on lance de bas en haut un corps lourd, comme il ne cesse pas de subir l'effet de la pesanteur, il reçoit une accélération g , négative ; il s'en suit que son mouvement est uniformément retardé.

Cinématique appliquée

Les formules en sont les suivantes :

$$\begin{aligned}v &= v_i - gt, \\h &= v_i t - \frac{1}{2} g t^2, \\v^2 &= v_i^2 - 2gh.\end{aligned}$$

Puis, la vitesse devient égale à zéro, le mouvement change de sens, c'est-à-dire que le corps retombe, et son accélération g devient positive, son mouvement se transforme donc en uniformément accéléré.

On obtient ainsi le mouvement uniformément retardé suivi du mouvement uniformément accéléré.

REMARQUES. — 1° Dans le cas d'accélération égales, l'espace parcouru dans le mouvement uniformément retardé pour arriver au repos est égal à l'espace parcouru pendant le même temps dans le mouvement uniformément accéléré partant du repos ;

2° La vitesse initiale du mouvement uniformément retardé est égale à la vitesse finale du mouvement uniformément accéléré ;

3° Dans les deux cas, l'espace parcouru est égal à la moitié de celui parcouru d'un mouvement uniforme avec une vitesse égale à la vitesse initiale du mouvement uniformément retardé ou à la vitesse finale du mouvement uniformément accéléré partant du repos.

Ces données élémentaires sont utiles pour l'établissement pratique des cames, employées très souvent dans des mécanismes de tous genres.

Le cas le plus fréquent se présente ainsi :

Étant donné l'espace parcouru OE et le temps mis à le parcourir OT (*fig. 10*), construire la courbe des espaces pour un mouvement uniformément accéléré par-

Cinématique appliquée

tant du repos immédiatement suivi d'un mouvement uniformément retardé arrivant au repos.

Menons TC perpendiculaire à OT et EC parallèle à la même ligne.

Puis menons AB et GF qui divisent le rectangle $OECT$ en 4 parties égales.

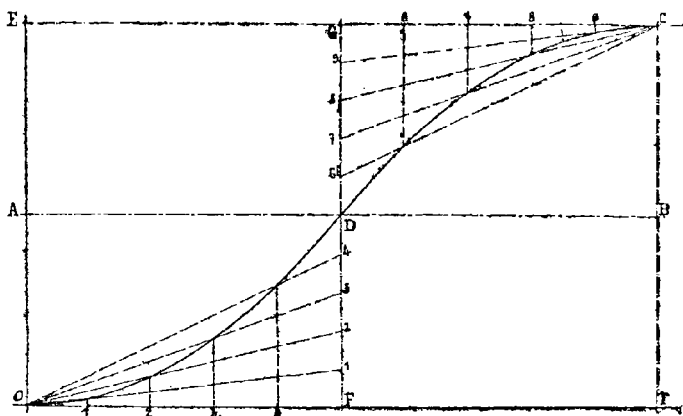


Fig. 10.

Le point D , intersection de AB et de GF , est le point d'inflexion de la courbe où l'uniformément accéléré se change en uniformément retardé.

Construisons la parabole du mouvement uniformément accéléré ayant OA pour axe, O pour sommet et passant par le point D .

Puis construisons la parabole du mouvement uniformément retardé ayant CB pour axe, C pour sommet et passant par le point D .

La ligne ODC est la courbe des espaces cherchée.

Cinématique appliquée

L'espace parcouru pendant les deux mouvements est bien le même.

La vitesse finale de l'accélééré est bien la même que la vitesse initiale du retardé.

§ 9. — Exemple de représentation graphique des mouvements.

Les compagnies de chemins de fer font usage d'une épure appelée *graphique des trains* représentant par des lignes droites les mouvements moyens de mouvements variés.

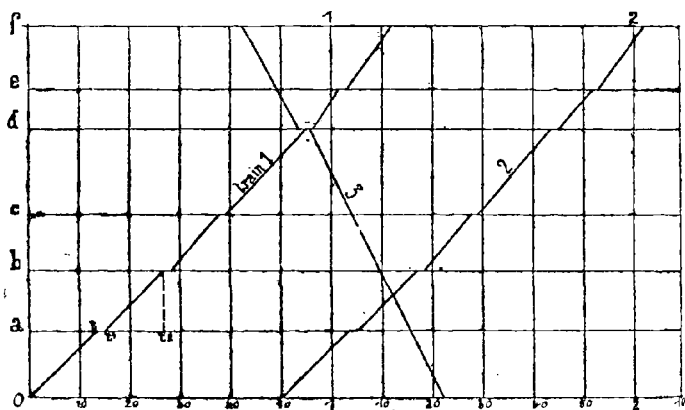


Fig. 11.

Ce graphique donne les heures de départ, les heures d'arrivée, la durée des arrêts, les garages, les croisements, etc.

A partir de O, sur la ligne des temps, on porte une

Cinématique appliquée

longueur qui représente l'heure, laquelle longueur on subdivise en minutes (fig. 11).

A partir de O , sur la ligne des espaces, on porte Oa représentant la distance de la première station, Ob la distance de la deuxième, Oc la distance de la troisième, etc.

Des points a, b, c, d, e, f , on mène des parallèles à la ligne des temps.

Par chacune des divisions des temps, on élève une perpendiculaire.

Supposons qu'à minuit, origine des temps, le train 1 parte de O avec une vitesse connue.

La distance Oa divisée par la vitesse donne le temps at au bout duquel le train arrive à la station a . Le mouvement moyen est représenté par la droite Ot .

On porte ensuite t, t_1 égal à l'arrêt à la station.

Le même calcul que précédemment donne t_1, t_2 égal au temps pour arriver à la station b , on porte encore le temps de l'arrêt et on continue jusqu'à l'arrivée.

La même opération aura lieu pour le train 2 partant de O à minuit 50'.

Supposons maintenant qu'un rapide 3 parte de f à minuit 42'. Il passe sans s'y arrêter à la station e , s'arrête à la station d , laisse arriver le train 1 et repart sans arrêt pour arriver en O à 1^h 22'.

Le graphique indique l'endroit entre a et b où il faudra une double voie pour le croisement du rapide et du train 2.

Ce petit exemple est donné simplement pour montrer le parti que l'on peut tirer de la représentation graphique d'un mouvement que l'on veut étudier.

Nous dirons plus loin, au chapitre des cames, l'im-

Cinématique appliquée

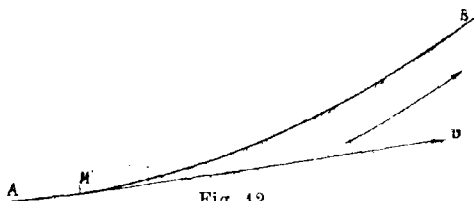
portance des graphiques des lois du mouvement dans l'étude des machines.

§ 10. — Mouvement d'un point dans l'espace.

Soit AB la trajectoire ; M, la position du mobile à un instant quelconque ; v , la vitesse du mobile à cet instant ; B indiquant le sens du mouvement (*fig. 12*).

A l'instant considéré, la vitesse est représentée en grandeur et en direction par la tangente Mv .

On dit que $v = Mv$.



Afin d'étudier le mouvement d'un point dans l'espace, on rapporte ce mouvement à un système d'axes ou de plans coordonnés, ce qui permet, connaissant les projections des positions successives du point, de déterminer ces positions successives et par suite le mouvement du point.

On appelle *projection du mouvement d'un point sur un axe ou sur un plan* le mouvement d'un point fictif qui à chaque instant est la projection du point considéré, sur l'axe ou le plan.

La *projection de la vitesse* est la projection de la droite qui représente cette vitesse en grandeur et direction.

Cinématique appliquée

La vitesse d'un mouvement projeté, sur une droite ou sur un plan, à un instant donné, est la projection de la vitesse du mouvement à cet instant.

Soit (Fig. 13) AB la trajectoire ; M, la position du mobile à un instant quelconque ; Mv , la vitesse, en grandeur et en direction.

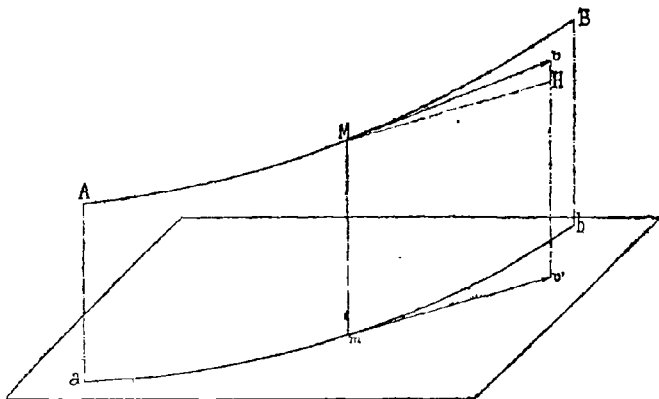


Fig. 13.

Soit ab la projection de AB ; mv' , la projection de Mv ; et x , la vitesse du mouvement projeté. On a :

$$x = mv',$$

c'est-à-dire que mv' représente la vitesse x à la même échelle que Mv représente la vitesse v .

Si l'on connaît l'inclinaison de la droite Mv et des projetantes Mm sur le plan, on peut connaître la valeur de x . En effet : menons MH parallèle à mv' ; nous avons :

$$x = v \frac{\sin [180 - (H + M)]}{\sin H},$$

Cinématique appliquée

Si la projection est orthogonale, l'angle H est droit et nous avons :

$$x = v \sin (90 - M),$$

$$x = v \cos M.$$

Dans le cas où le mouvement est projeté sur un axe, les mêmes formules sont applicables.

L'exemple le plus frappant est celui d'un mobile parcourant d'un mouvement uniforme une circonférence donnée, nous allons étudier la projection de ce mouvement sur un diamètre de la circonférence.

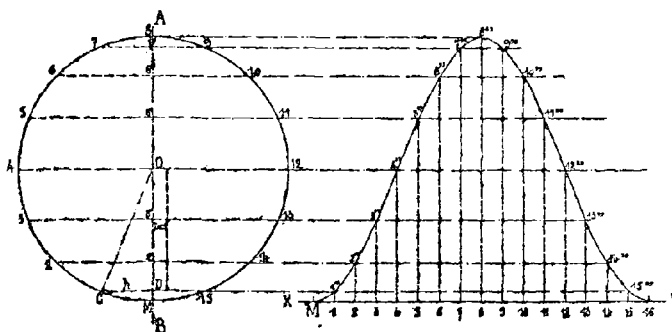


Fig. 14.

Soient (*fig. 14*) O le centre de la circonférence trajectoire, et AB le diamètre sur lequel nous devons projeter le mouvement du point.

Supposons que les origines coïncident ; à l'instant initial, le mobile se trouve au point M , commun à l'axe et à la trajectoire.

Courbe des espaces. — Après un temps t , le point M a parcouru MC ($\frac{1}{16}$ de la circonférence, parexemple) dont la projection MD est l'espace correspondant.

Cinématique appliquée

Pour construire la courbe des espaces, divisons la circonférence en 16 parties égales, puis, sur la ligne xy , portons 16 fois une longueur arbitraire à partir de M , point des origines.

Faisons l'ordonnée 1 sur xy égale à MD , l'ordonnée 2 égale à $M2'$, l'ordonnée 3 égale à $M3'$, etc.

Les points $M, 1'', 2'', 3'',$ etc., appartiendront à la courbe cherchée, qui est une sinusoïde.

Un simple examen de la figure nous montre que le mouvement projeté se décompose comme suit :

- | | |
|---------------------------------|--|
| 1 ^{er} quart de tour : | { Espace direct $M4''$ égal au rayon MO ,
parcouru d'un mouvement accéléré. |
| 2 ^e quart de tour : | { Espace direct $4''8'$ égal au rayon $O8$,
parcouru d'un mouvement retardé. |
| 3 ^e quart de tour : | { Espace rétrograde $8'12''$ égal au rayon $O8$,
parcouru d'un mouvement accéléré. |
| 4 ^e quart de tour : | { Espace rétrograde $12''16'$ égal au rayon OM ,
parcouru d'un mouvement retardé. |

On voit que le mouvement rectiligne alternatif résultant de la projection, sur un diamètre, d'un mouvement uniforme circulaire continu se rapproche beaucoup du type uniformément accéléré suivi de uniformément retardé.

Courbe des vitesses. — Soit V la vitesse constante du mobile sur la circonférence ; v la vitesse variable du mouvement projeté ; h la droite projetante ; et R le rayon de la circonférence.

En un instant quelconque, l'expression de la vitesse du mouvement projeté est :

$$v = \frac{Vh}{R}.$$

Cinématique appliquée

Pour construire la courbe, il suffirait donc de porter comme ordonnées, sur la figure 14 et à la même échelle que les espaces, les valeurs successives de $\frac{Vh}{R}$, faciles à calculer.

On simplifie l'opération en remarquant que $\frac{V}{R}$ étant une constante, on peut prendre comme ordonnées les valeurs de h , à condition de les porter à une échelle dont l'unité soit égale à l'unité de l'échelle des espaces multipliée par $\frac{R}{V}$.

L'expression de l'accélération se traduit par la formule :

$$v_1 = \frac{V^2 h'}{R^2}.$$

On peut prendre comme ordonnées les valeurs de h' , à condition de les porter à une échelle dont l'unité soit égale à l'unité de l'échelle des espaces multipliée par $\frac{R^2}{V^2}$.

§ 11. — Mouvements simples d'un solide invariable.

On appelle *système ou solide invariable*, toute figure, tout corps, ou assemblage de corps, qui ne se déforme pas pendant et malgré le mouvement qui anime son ensemble.

Lorsque, dans un système invariable, le mouvement de trois points est déterminé, le mouvement d'un autre

Cinématique appliquée

point quelconque du système est également déterminé.

Les trois points dont les mouvements sont déterminés sont les *repères*.

Le triangle ayant ces trois points pour sommets se nomme *triangle des repères*.

Quel que soit le mouvement d'un système, on peut toujours le décomposer en trois types simples qui sont :

- 1° La *translation*;
- 2° La *rotation*;
- 3° L'*hélicoïdal*.

Le mouvement est une *translation* quand les côtés du triangle des repères occupent constamment une position parallèle à celle de l'instant initial (*fig. 15*).

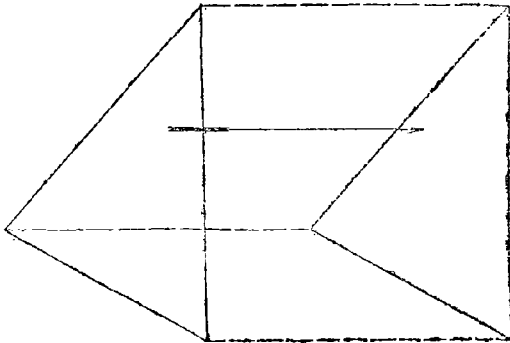


Fig. 15.

Le mouvement est une *rotation* lorsque deux repères sont immobiles (*fig. 16*). La droite qui joint ces deux repères est l'*axe* de la rotation. Chaque point du système tourne autour de l'axe.

Soient ABC les trois repères; les points A et B sont immobiles, la ligne XY passant par ces points est l'axe

Cinématique appliquée

des rotations. Le point C tourne autour de cet axe sur une trajectoire qui est une circonférence.

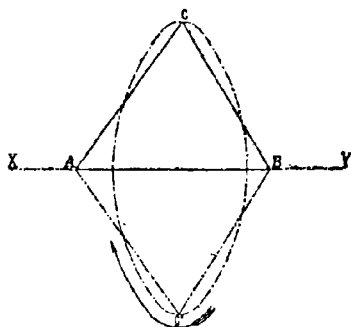


Fig. 16.

On appelle *méridien* tout plan passant par l'axe.

Le mouvement *hélicoïdal* n'est pas un mouvement simple à proprement parler : il résulte d'une rotation uniforme et d'une translation parallèle à l'axe de rotation. Il est dit *hélicoïdal* parce que tous les points

du système parcourent des hélices concentriques.

Translation. — Toute droite du système reste parallèle à elle-même.

Les chemins parcourus par chaque point du système sont parallèles et égaux. Les vitesses de ces points sont donc égales et parallèles en direction.

Les trajectoires des divers points sont égales et parallèles.

En somme, dans une translation, quand le mouvement d'un point est déterminé, le mouvement de n'importe quel autre point est déterminé.

Rotation. — Tous les points du système décrivent des circonférences dont le plan est perpendiculaire à l'axe et dont le centre est sur l'axe.

Tous les points tournent simultanément de la même quantité angulaire.

Cinématique appliquée

Les chemins parcourus par les divers points sont proportionnels aux distances de ces points à l'axe de rotation, c'est-à-dire aux rayons de leurs circonférences trajectoires.

Les vitesses des divers points sont dirigées perpendiculairement aux plans méridiens qui passent par ces points et sont proportionnelles aux rayons de leurs circonférences trajectoires.

Vitesse angulaire. — On appelle vitesse angulaire d'un système la vitesse de l'un des points de ce système qui se trouvent situés à l'unité de distance de l'axe de rotation.

De là on déduit que :

1° La vitesse d'un point situé à l'extrémité d'un rayon R partant de l'axe de rotation est égale au produit de la vitesse angulaire par ce rayon R ;

2° La vitesse angulaire d'un système est égale à la vitesse d'un point quelconque divisée par la distance de ce point à l'axe de rotation.

Dans un mouvement uniforme, la vitesse angulaire est constante; elle est donc fonction du nombre de tours exécutés pendant un certain temps.

En pratique, on exprime la vitesse angulaire en fonction du nombre de tours par minute.

Vitesse angulaire :

$$\frac{2\pi n}{60} \quad \text{ou} \quad \frac{\pi n}{30}.$$

EXEMPLE. — Une poulie tourne d'un mouvement uniforme, son rayon est $1^m,20$, elle fait 45 tours par minute, quelle est sa vitesse angulaire et sa vitesse à la circonférence ?

Cinématique appliquée

Vitesse angulaire :

$$\frac{\pi n}{30} \text{ ou } \frac{3,14 \times 45}{30} = 4,71;$$

Vitesse à la circonférence :

$$R \times 4,71 \quad \text{ou} \quad 1^{\text{m}},2 \times 4,71 = 5^{\text{m}},65.$$

Dans un ensemble de systèmes, les vitesses angulaires sont proportionnelles au nombre de tours que ces systèmes effectuent dans le même temps.

§ 12. — Composition et décomposition des mouvements.

On appelle *mouvements simultanés* d'un point : son *mouvement relatif* (se rapportant à des repères mobiles) et le *mouvement des repères* qui entraîne aussi le point.

Les mouvements simultanés se nomment *composants* et se transforment en un seul qui est le mouvement *absolu*, ou *résultant*.

Les mouvements simultanés d'un mobile ne se modifient pas entre eux, et le résultat est identique à celui produit par la succession de chacun de ces mouvements.

Prenons pour exemple un outil de tour à chariotier. Pendant une translation du chariot sur le banc, on peut obtenir une translation, en sens perpendiculaire à la première, du porte-outil. Le déplacement fini, après les deux mouvements, eût été le même si la translation du

chariot se fût effectuée d'abord et ensuite celle du porte-outil : la trajectoire seule eût changé.

La résultante des vitesses de deux mouvements simultanés d'un même point est à chaque instant, en grandeur et en direction, la diagonale du parallélogramme construit sur les droites qui représentent les deux vitesses composantes (*fig. 17*).

Soit le point P, animé à l'instant considéré, sur une trajectoire PX, d'une vitesse représentée par la longueur PA, et sur la trajectoire PY, d'une vitesse représentée par la longueur PB ; de A menons une parallèle à PB et de B une parallèle à PA. Ces deux droites se coupent au point C, la diagonale

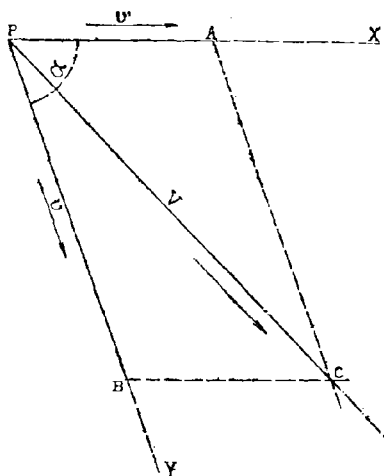


Fig. 17.

PC représentera, en grandeur et en direction, la résultante des vitesses des deux mouvements simultanés.

Tous les problèmes se rapportant à la composition de deux vitesses seront donc résolus graphiquement, en construisant, d'après les données à une échelle connue, le parallélogramme des vitesses, et en mesurant le résultat à l'échelle employée.

La relation algébrique est donnée par la formule :

$$V^2 = v^2 + v'^2 + 2vv' \cos \alpha.$$

Cinématique appliquée

Dans le cas où les vitesses sont représentées par deux droites perpendiculaires, la résultante est l'hypoténuse du triangle rectangle ayant ces deux droites pour côtés.

§ 13. — Composition et décomposition de vitesses non situées sur le même plan.

La résultante de trois vitesses simultanées est, en grandeur et en direction, la diagonale du parallépipède construit sur les trois composantes (*fig. 18*).

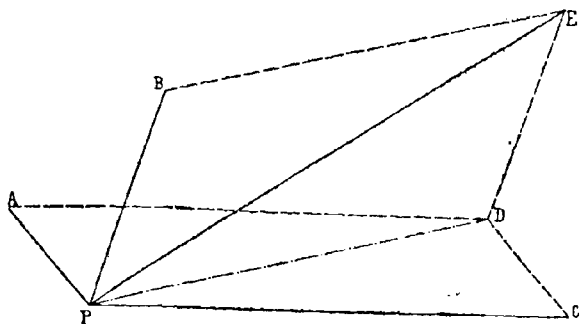


Fig. 18.

Soient P le mobile, PA, PB, PC, les droites exprimant les vitesses.

Les vitesses PA et PC ont pour résultante la diagonale PD.

La droite PE, diagonale du parallélogramme construit sur la résultante des deux premières vitesses et la troisième vitesse, sera donc la résultante cherchée.

Cinématique appliquée

La figure montre bien que cette résultante PE est la diagonale du parallépipède construit sur PA, PB et PC, les composantes.

Dans le cas où les composantes sont en nombre quelconque, la résultante est le dernier côté d'un polygone formé par des droites respectivement égales et parallèles à chacune des vitesses composantes (*fig. 19*).

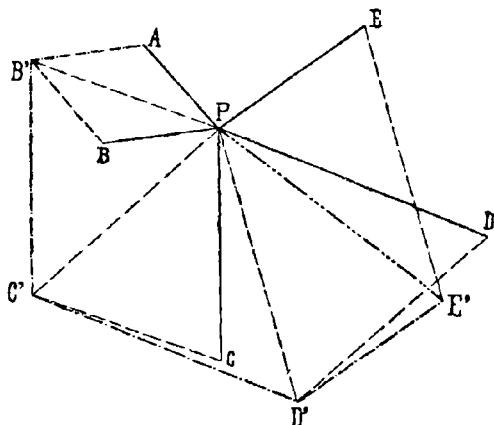


Fig. 19.

Soit P le mobile animé de mouvements simultanés exprimés en vitesse et en direction par les droites : PA, PB, PC, PD, PE.

Faisons AB' parallèle et égale à PB, B'C' parallèle et égale à PC, C'D' parallèle et égale à PD, et D'E' parallèle et égale à PE.

La droite PE' est la résultante demandée en grandeur et en direction, on voit que c'est la diagonale du dernier parallélogramme.

Cinématique appliquée

Le polygone $PAB'C'D'E'$ est appelé polygone des vitesses.

Quand les composantes ne sont pas situées dans un même plan, on les met en projections, et les deux projections du polygone des vitesses servent à déterminer la résultante.

§ 14. — Mouvement relatif.

La vitesse relative d'un point par rapport à un autre est, en grandeur et en direction, la résultante de la vitesse absolue du premier et de la vitesse absolue du second considérée en sens opposé.

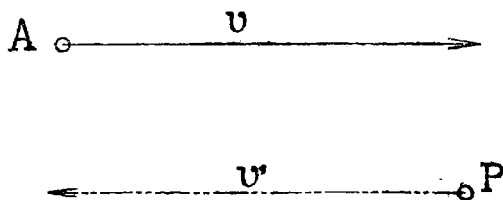


Fig. 20.

Ce mouvement relatif n'est qu'apparent; supposons (*fig. 20*) un observateur A placé dans un express animé d'une vitesse v . Il fixe un point immobile, un poteau par exemple, P . Le point P sera animé, pour le voyageur, d'une vitesse relative v' égale et de sens opposé à la vitesse du train.

Ainsi s'explique le mouvement apparent des astres par rapport à l'observateur animé du mouvement réel.

Cinématique appliquée

Si notre voyageur A, ayant une vitesse v , observe un cycliste B (Fig. 21) animé d'une vitesse v_1 , la vitesse relative du cycliste sera la diagonale du parallélogramme construit sur la vitesse v' , égale et de sens opposé à v , et sur v_1 .

Supposons un homme immobile sous la pluie tombant verticalement, son parapluie aura une direction également verticale, mais s'il marche, il devra incliner son parapluie en avant suivant une oblique qui sera la diagonale du parallélogramme construit sur la vitesse de la pluie et la sienne propre portée en sens contraire.

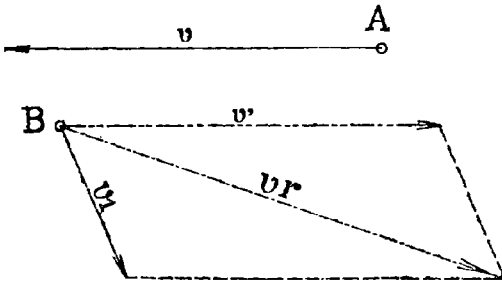


Fig. 21.

En observant les étoiles, on peut remarquer un phénomène de même nature. Chaque étoile envoie des rayons lumineux dont la vitesse est environ 298.300 kilomètres à la seconde; si la Terre était immobile dans l'espace, la lunette de l'observateur braquée sur une étoile aurait la direction des rayons lumineux; mais l'astronome est emporté dans le mouvement de la terre autour du soleil avec une vitesse de 30 kilomètres environ par seconde, sur une trajectoire elliptique qui se ferme

Cinématique appliquée

en une année. La direction de la lunette est donc la résultante de la vitesse de la lumière et d'une vitesse égale et contraire à celle que la terre possède sur son orbite. La direction vraie de l'étoile fait donc un angle léger avec sa direction apparente, dans le sens du mouvement de la terre. C'est pourquoi les étoiles semblent décrire dans l'espace d'une année une petite courbe fermée. Ce mouvement apparent des étoiles constitue le phénomène connu sous le nom d'*aberration de la lumière*.

§ 15. — Tangentes aux courbes. Méthode de Roberval.

Un des plus importants problèmes de la géométrie est celui des tangentes aux courbes.

La cinématique a fourni à Roberval (1602-1637) une méthode pour mener les tangentes aux courbes, basée sur la composition des vitesses. Cette méthode est applicable chaque fois que la courbe peut être considérée comme engendrée par le mouvement d'un point et que ce mouvement est résultant de deux autres ayant entre eux des relations connues et déterminées. La vitesse du point engendrant la courbe est à chaque instant dirigée suivant la tangente à cette courbe. Si on décompose, à un instant donné, le mouvement du point en deux mouvements simultanés, dont l'un est relatif par rapport à un système animé d'un mouvement d'entraînement, la vitesse absolue du point, en cet instant, sera la résultante de la vitesse relative et de la vitesse

Cinématique appliquée

d'entraînement et aura la direction que suit effectivement le mobile dans l'espace, cette résultante sera la tangente cherchée. Il n'y a donc qu'à trouver les vitesses des deux mouvements simultanés et à construire la tangente à la courbe par la règle du parallélogramme des vitesses.

PREMIER EXEMPLE : Tangente à l'ellipse. — Soient F et F' les foyers, P un point de la courbe (*fig.* 22).

L'élément P de l'ellipse peut être considéré comme engendré par le point P animé des deux mouvements simultanés suivants :

1° Rotation autour du foyer F , dans le sens de la flèche f , avec une vitesse dirigée suivant la droite PX , perpendiculaire au rayon PF ;

2° Translation sur PF .

Supposons maintenant que cette translation soit uniforme et que sa vitesse soit PA . Dans le parallélogramme des vitesses, le sommet opposé à P sera donc sur la ligne AX' parallèle à PX .

Considérons maintenant l'élément P de l'ellipse comme engendré par le point P animé de deux autres mouvements simultanés :

1° Rotation autour du foyer F' , dans le sens de la flèche f' , avec une vitesse dirigée suivant la droite PY , perpendiculaire au rayon PF' ;

2° Translation sur PF' prolongée.

Faisons cette translation uniforme, sa vitesse PB est forcément égale à PA puisque, la somme des rayons vecteurs étant constante, si le rayon PF diminue d'une quantité PA dans l'unité de temps, le rayon PF' doit, dans le même temps, augmenter d'une même quantité.

Cinématique appliquée

Il s'ensuit que le sommet opposé à P dans le second parallélogramme se trouve sur la droite BY' parallèle à PY .

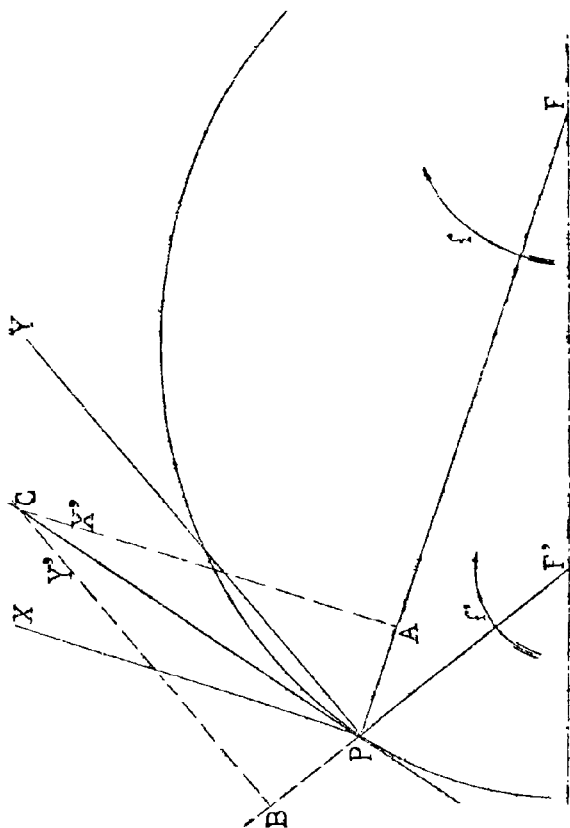


Fig. 22.

Le second point de la tangente se trouvant sur AX' et BY' ne peut être qu'à leur intersection C , et PC est la tangente demandée.

Cinématique appliquée

On voit que cette tangente est également inclinée sur les deux rayons vecteurs, puisque l'on a : $PA = PB$.

Les rotations des rayons vecteurs peuvent être considérées comme uniformes et de vitesses égales, puisque l'on a : $AC = BC$.

DEUXIÈME EXEMPLE : Mener la tangente à la spirale d'Archimède. — Soient : XY la directrice ; O , le pôle ; p , le paramètre ; P , le point de la courbe ; PO , égal au rayon même de ce point (*fig. 23*).

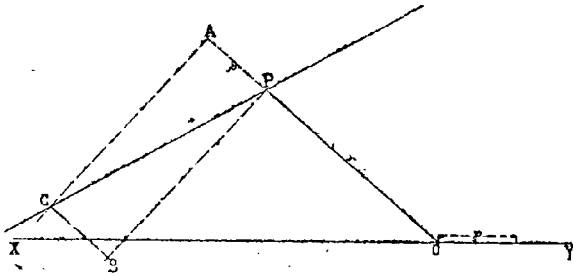


Fig. 23.

La courbe peut être considérée comme engendrée par le point P animé de deux mouvements uniformes simultanés :

- 1° Rotation autour du pôle O ;
- 2° Translation sur le rayon r .

Donc, en faisant PB , vitesse de la rotation, égale au rayon, et PA , vitesse de la translation, égale au paramètre, la diagonale PC du parallélogramme de ces deux vitesses sera la résultante des deux mouvements simultanés et la tangente cherchée.

§ 16. — Mouvement élémentaire d'une figure plane dans son plan. — Théorème de Chasles.

Quand une figure plane indéformable se meut sur son plan, il y a, à chaque instant, dans le plan de cette figure, un point dont la vitesse est nulle et autour duquel la figure tourne pendant un temps élémentaire. Ce point est le *centre instantané de rotation*.

Soit une règle indéformable AB (*fig. 24*), se déplaçant d'une quantité infiniment petite dans le plan de la figure pour occuper la position $A'B'$. Joignons AA' et BB' , et, sur le milieu de chacune de ces droites, élevons une perpendiculaire.

Généralement, ces deux perpendiculaires se couperont en un point O . Les distances OA et OA' seront égales, de même pour OB et OB' . Les triangles OAB et $OA'B'$ sont égaux.

En faisant tourner OAB autour de O , il occupera, après un temps élémentaire de rotation, la position $OA'B'$. Le mouvement instantané de la droite AB est donc une rotation autour du point O , déterminé comme il vient d'être dit.

Si un point C est lié d'une façon invariable aux points A et B et forme avec eux le triangle indéformable ABC , après le déplacement élémentaire, il sera venu en C' , de façon que le triangle $A'B'C'$ soit égal au triangle ABC . Il est facile de voir que OC égale OC' et que, par conséquent, le déplacement de C en C' est une rotation autour du point O . Il en sera de même pour

Cinématique appliquée

chacun des points du plan invariablement liés aux repères A et B. On peut donc dire que :

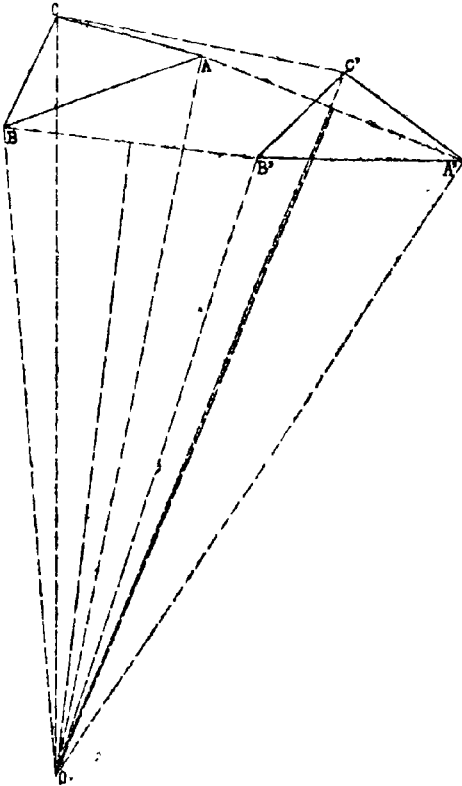


Fig. 24.

THÉORÈME I. — *Le mouvement instantané le plus général d'une figure plane sur son plan est une rotation*

Cinématique appliquée

autour d'un point de ce plan. Ce point est le centre instantané de rotation.

Quand le déplacement AA' est égal et parallèle au déplacement BB' , le centre instantané de rotation est rejeté à l'infini et la rotation élémentaire devient une translation.

THÉORÈME II. — *Si une figure plane se déplace d'une façon quelconque dans son plan, on peut toujours l'amener de la position initiale à la position finale par une rotation autour d'un point de ce plan.*

CONSÉQUENCES. — 1°. — Les normales élevées à un même instant aux trajectoires des différents points passent toutes par le centre instantané de rotation.

2°. — Les arcs décrits pendant le temps élémentaire par les différents points de la figure sont proportionnels à la distance de ces points au centre instantané de rotation.

Le théorème de Chasles permet de déterminer, connaissant la vitesse en grandeur et en direction d'un point d'une figure, les vitesses de tous les points de cette figure. Si l'on connaît la trajectoire de deux points de la figure, on peut trouver le centre instantané et la normale à la trajectoire à un instant quelconque.

PREMIER EXEMPLE. — Supposons un triangle ABC indéformable et se mouvant dans son plan de telle sorte que le sommet A se déplace sur la ligne DE et le sommet B sur la ligne DF . Le troisième sommet C décrit une courbe à laquelle il faut mener une tangente, au point C (*fig. 25*).

Du point A , menons la normale à DE .

Du point B , menons la normale à DF .

Cinématique appliquée

Elles se coupent au point O qui est le centre instantané de rotation. Joignons le point O au point C , la perpendiculaire à OC sera la tangente demandée.

Les vitesses des points A, B, C sont proportionnelles aux longueurs OA, OB, OC .

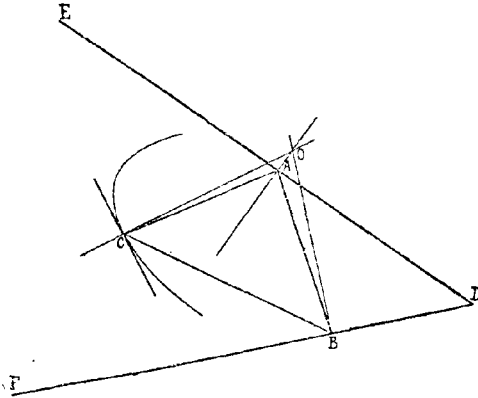


Fig. 25.

DEUXIÈME EXEMPLE. — Le théorème de Chasles est surtout utilisé pour établir la relation entre la vitesse du piston et la vitesse de la manivelle dans les machines à vapeur. L'organe indéformable relie le piston à la manivelle : c'est la bielle.

Supposons une machine verticale ayant pour manivelle AB , et pour bielle BC (*fig. 26*). La manivelle a un mouvement de rotation uniforme autour du centre A . Le piston et la crosse ont un mouvement rectiligne alternatif varié qui fait parcourir au point C l'espace DD' d'un mouvement direct et l'espace $D'D$ d'un mouvement rétrograde. La course DD' est égale à deux fois la lon-

Cinématique appliquée

gueur de la manivelle soit au diamètre EE' de la circonférence décrite par le bouton B de la manivelle.

Prenons le système dans la position ABC et supposons qu'il se déplace d'une quantité infiniment petite. Le

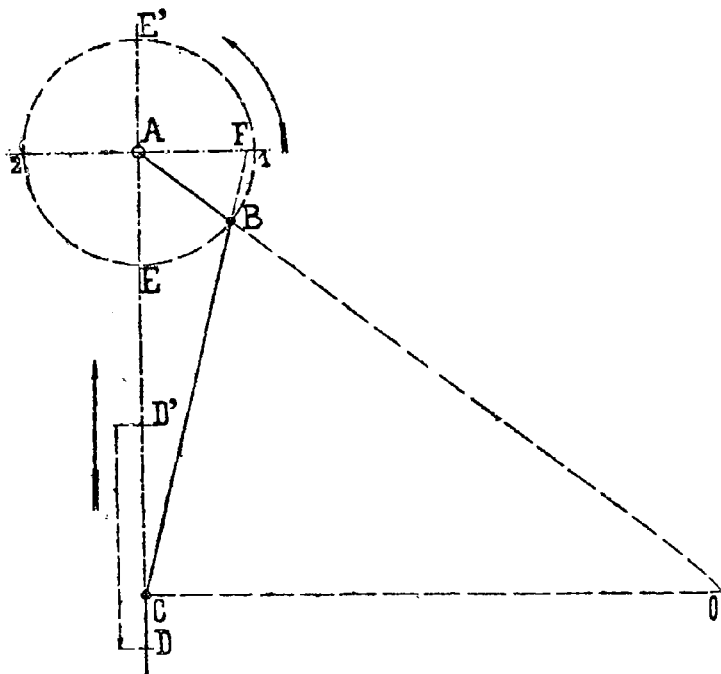


Fig. 26.

point B décrivant une circonférence, le centre instantané se trouvera sur le rayon AB ou sur son prolongement, le rayon étant toujours normal à l'arc élémentaire. Le point C étant animé d'un mouvement rectiligne, le centre instantané se trouvera donc sur la perpendi-

culaire élevée au point C sur la direction de ce mouvement. Le point O, intersection des deux normales, sera le centre instantané. Les vitesses des points B et C seront entre elles dans le rapport des droites OB et OC. La vitesse du piston à un instant donné est donc égale au produit de la vitesse de la manivelle par le rapport $\frac{OC}{OB}$.

Mais, quand le manneton occupera les positions 1 et 2, le centre instantané O sera rejeté à l'infini. Le rapport $\frac{OC}{OB}$ sera plus difficile à déterminer à mesure que le manneton se rapprochera de ces positions 1 et 2.

Du centre A élevons une perpendiculaire à la direction du mouvement du piston, puis prolongeons la bielle jusqu'à la perpendiculaire qu'elle rencontre en F. Les triangles ABF et BCO sont semblables, et l'on a :

$$\frac{OC}{OB} = \frac{AF}{AB}.$$

Si v' est la vitesse angulaire de la manivelle et v la vitesse du piston, on a :

$$v = v'AF.$$

La vitesse du piston sera nulle quand AF sera égale à zéro, c'est-à-dire quand la bielle occupera la position DE ou D'E'. La vitesse du piston sera maxima quand B passera en 1 et 2, c'est-à-dire quand AF sera maximum.

Les variations de la vitesse seront indiquées par une

Cinématique appliquée

courbe construite en prenant comme abscisses les arcs parcourus par le manneton et comme ordonnées les vitesses du point C, c'est-à-dire les différentes valeurs de : v' ou AF.

§ 17. — Mouvement continu d'une figure plane dans son plan. Mouvement épicycloïdal plan.

Tout mouvement d'une figure plane sur son plan peut être reproduit par le roulement d'une courbe de la figure sur une courbe fixe située dans son même plan.

Soit une figure ayant avec son plan les points communs O, A, B, C, D, etc., formant un contour polygonal F (fig. 27).

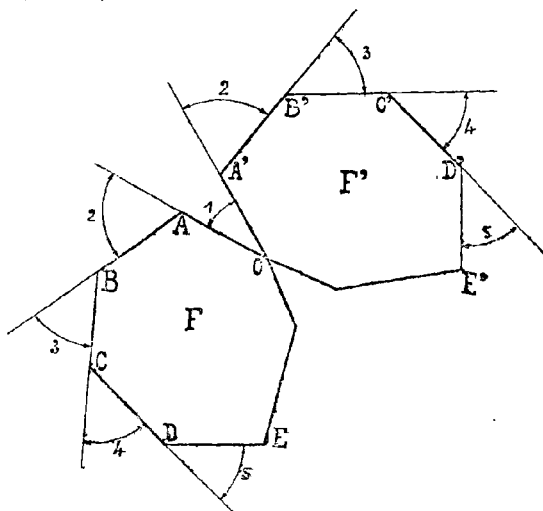


Fig. 27.

Cinématique appliquée

Supposons les points O, A, B, C, D , centres instantanés de rotations successives correspondantes aux angles $1, 2, 3, 4, 5$ ayant pour sommets ces points O, A, B, C, D .

Après la première rotation, le sommet A est venu en A' ; après la seconde, le sommet B est venu en B' ; après la troisième, le sommet C est venu en C' ; après la quatrième, le sommet D est venu en D' ; et après la cinquième, le point E est venu en E' .

Nous aurons donc construit un deuxième contour polygonal F' , fixe dans le plan et sur lequel sera venu s'appliquer en roulant le premier contour F .

Si les rotations $1, 2, 3, 4, 5$ deviennent élémentaires, ainsi que les distances OA, AB, BC, CD, DE , des sommets entre eux, les deux contours polygonaux deviennent deux courbes telles que la première F' , fixe, est le lieu des points centres instantanés du mouvement réel et la seconde F , roulante, le lieu des points de la figure qui viennent coïncider avec ces centres instantanés.

Le mouvement réel est donc reproduit par le roulement de la seconde courbe F sur la première F' .

La trajectoire d'un point quelconque de la figure est une épicycloïde.

Le mouvement continu d'une figure plane dans son plan est un *mouvement épicycloïdal plan*; c'est un *roulement sans glissement*.

Si la courbe F roulait dans la courbe F' , chacun de ses points décrirait une hypocycloïde, le mouvement serait hypocycloïdal.

La courbe mobile se nomme *roulette*.

La courbe fixe se nomme *base* ou *enveloppe*.

§ 18. — Mouvement d'un solide parallèlement à un plan fixe.

On a vu (§ 11) qu'un système solide est complètement déterminé, au point de vue cinématique, quand on connaît trois de ses points non situés en ligne droite. Par suite, on peut substituer le triangle des repères à tout système solide.

Si ce triangle occupe une position quelconque par rapport au plan, son mouvement est déterminé par le mouvement de sa projection sur ce plan et la distance d'un de ses sommets à celui-ci. Or, le mouvement élémentaire de cette projection est une rotation autour d'un centre instantané que le théorème de Chasles nous permet de déterminer.

Donc, ce que nous venons de voir, pour le mouvement d'une figure plane dans son plan, peut s'appliquer au mouvement d'un solide dont une section plane, renfermant le triangle des repères, est constamment parallèle à un plan fixe.

Le mouvement élémentaire du solide est une rotation instantanée autour d'un axe perpendiculaire au plan. On appelle cet axe, *axe instantané*.

La courbe lieu des centres de rotation du mouvement épicycloïdal plan devient la base d'un cylindre droit ayant les axes instantanés comme génératrices.

On peut se créer l'image du mouvement en se figurant un cylindre pris dans le solide, roulant sur un second cylindre pris dans l'espace, ces deux cylindres

Cinématique appliquée

ayant à chaque instant une génératrice commune, et l'on voit que :

Lorsqu'un système invariable se déplace parallèlement à un plan, on peut toujours l'amener d'une de ses positions à une autre successive par une rotation simple ; et par une translation simple si les déplacements des repères sont égaux et parallèles.

Généralement, tout mouvement continu d'un solide parallèlement à un plan fixe est un mouvement cylindrique, qui peut être reproduit par le roulement d'une surface cylindrique déterminée sur une autre surface cylindrique déterminée.

APPLICATION. — Supposons un polygone, A, 1, 2, 3, 4, 5, etc., se mouvant dans son plan de manière que ses côtés A, 1 ; 1, 2 ; etc., viennent successivement se confondre avec une droite XY, contenue dans ce plan (fig. 28).

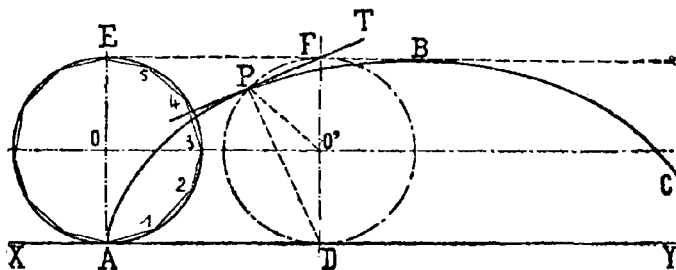


Fig. 28.

Les sommets : A, 1, 2, 3, 4, 5, etc., serviront chacun à leur tour de centre de rotation instantané.

Supposons que ce polygone ait un nombre infini de

Cinématique appliquée

côtés, il deviendra une circonférence, et la rotation s'opérera autour de chacun des points de contact de cette circonférence et de la droite.

Chaque point, au lieu de décrire une épicycloïde, décrira la cycloïde ABC.

Quand le point mobile se trouvera en P, on trouvera le centre du cercle O' en traçant du point P, avec OA comme rayon, un arc qui coupe le lieu des centres O en O'; de ce point, en décrivant une circonférence ayant OA comme rayon, nous aurons la position du cercle mobile quand le point de contact A sera venu en P. A ce moment, le point D sera le centre instantané de rotation, DP sera la normale et TP la tangente à la cycloïde. L'angle TPD étant droit, la tangente passera par le point F, extrémité du diamètre mené par le centre instantané de rotation.

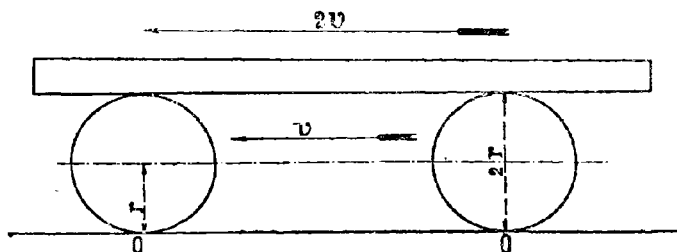


Fig. 29.

Pour transporter horizontalement des fardeaux, on les place sur des rouleaux de même diamètre; on a alors l'exemple d'un solide se déplaçant parallèlement à un plan fixe. Chaque point des rouleaux décrit une cycloïde et le centre instantané de rotation se trouve au point de contact du rouleau avec le sol (fig. 29).

Cinématique appliquée

On peut, de plus, observer ceci : à chaque instant, la vitesse du fardeau est proportionnelle au diamètre du rouleau. Celle de son axe est proportionnelle à son rayon ; le fardeau a donc une vitesse double de celle de l'axe du rouleau.

On trouve une application de ce système dans les bandes à galets sur lesquelles roulent les marbres des machines à imprimer. Les marbres vont deux fois plus vite que les bandes.

Dans les plaques tournantes, la couronne de galets va deux fois moins vite que la plaque qui roule dessus.

Le même phénomène se produit dans les tourelles d'armement des forts, dont le corps repose aussi sur une couronne de galets coniques.

Les épicycloïdes les plus connues, à cause de leur sens pratique, sont celles engendrées par le roulement d'une circonférence sur une autre circonférence. Les hypocycloïdes les plus employées sont celles qu'engendre un point d'une circonférence roulant à l'intérieur d'une circonférence de rayon double. Elles se trouvent être un diamètre de la circonférence fixe et fournissent un moyen de transformer un mouvement circulaire continu en rectiligne alternatif.

C'est sur cette propriété que Lahire a basé son engrenage intérieur.

Les hypocycloïdes engendrées sous un autre rapport sont des ellipses.

REMARQUE. — En revenant sur ce que nous avons dit dans la première partie de ce paragraphe et dans les deux précédents, par des raisonnements analogues, nous pouvons démontrer que les mêmes principes sub-

Cinématique appliquée

sistent lorsque la figure plane et son plan sont remplacés par une surface sphérique et la surface de la sphère à laquelle elle appartient, les droites étant remplacées par des arcs de grand cercle, d'où l'on peut dire :

Le mouvement élémentaire d'une figure sphérique sur sa sphère est une rotation instantanée autour d'un centre qui se trouve à l'intersection des arcs de grand cercle menés normalement aux trajectoires que décrivent deux points de la figure.

Le mouvement continu d'une figure sphérique sur la sphère peut être reproduit par le roulement d'une courbe déterminée fixée à la figure sur une courbe déterminée fixée sur la surface sphérique.

§ 19. — Pivotement.

Le *pivotement* est le mouvement d'un solide dont un

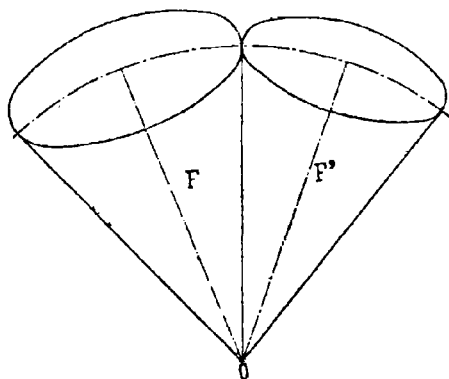


Fig. 30.

seul point reste fixe ; ce point est le *centre de pivotement*.

Cinématique appliquée

Tous les points du système se déplacent sur une surface sphérique ayant pour centre le centre de pivotement et pour rayon leur distance à ce centre.

Tout pivotement est une rotation instantanée autour d'un axe qui passe par un centre de pivotement.

Tout pivotement continu peut être reproduit par le roulement d'un cône sur un autre cône fixe ayant même sommet au centre de pivotement. Prenons (*fig. 30*), par exemple, le cône F roulant sur le cône F' , tous les deux ayant leur sommet en O , chaque point du cône F décrira une épicycloïde sphérique, c'est pourquoi on a donné à ce mouvement le nom de roulement conique ou *épicycloïdal sphérique*.

§ 20. — Mouvement élémentaire le plus général d'un corps solide.

Le mouvement élémentaire le plus général d'un corps solide dans l'espace se compose d'une rotation autour d'un axe instantané et d'une translation parallèle à cet axe.

Comme exemple, citons la vis qui avance dans son écrou, la direction d'un point pris sur cette vis n'est pas une ligne droite, elle change à tout instant et son axe dans l'espace est une courbe plus ou moins régulière.

Le mouvement élémentaire d'un solide dans l'espace étant donc un mouvement hélicoïdal autour d'un axe instantané, ce mouvement permet toujours au solide de passer de sa position initiale à sa position finale.

Le mouvement continu d'un solide dans l'espace est

Cinématique appliquée

une succession de mouvements hélicoïdaux dans lesquels l'axe instantané de la rotation et la vitesse de la translation varient à chaque instant.

§ 21. — **Composition et décomposition des rotations.**

Deux rotations de même sens ont pour résultante une rotation égale à leur somme ; l'axe de la résultante est situé dans le plan des axes des composantes et parallèlement à eux et divise leur distance en segments additifs inversement proportionnels aux composantes.

Deux rotations de sens opposés ont pour résultante une rotation égale à leur différence ; l'axe de la résultante est situé dans le plan des axes des composantes et parallèlement à eux et divise leur distance en segments soustractifs inversement proportionnels aux composantes.

Deux rotations égales et de sens opposés forment un *couple*. On appelle *bras de levier du couple* la distance des axes des deux rotations et *moment du couple* le produit du bras de levier par la vitesse angulaire commune aux deux rotations.

Un couple de rotation revient à une translation perpendiculaire au plan des axes et ayant une vitesse égale au moment du couple.

§ 22. — Propriétés des courbes enveloppes.

Revenons aux courbes de roulement reproduisant le mouvement des corps.

Une courbe mobile quelconque ne peut passer d'une

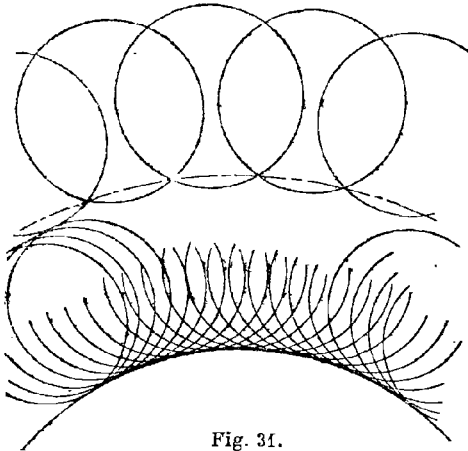


Fig. 31.

position à une autre qu'en occupant successivement un nombre infini de positions intermédiaires, très rapprochées les unes des autres et qui se coupent (fig. 31).

On appelle *enveloppe d'une courbe mobile* le lieu des intersections successives de cette courbe qui prend le nom d'*enveloppée mobile*. Quand les positions sont infiniment voisines, les points d'intersection se touchent et forment l'*enveloppe*.

L'enveloppe est tangente à chaque enveloppée en un

Cinématique appliquée

point où les deux courbes ont même tangente et même normale.

THÉORÈME FONDAMENTAL. — *La normale commune à l'enveloppe et à l'enveloppée passe constamment par le centre instantané de rotation.*

Donc, pour que deux courbes (dents d'engrenages par exemple) transmettent le mouvement comme s'il était transmis par le roulement des deux cercles primitifs, il faut que la normale commune au point de contact de ces deux courbes passe à chaque instant par le point de contact des deux cercles primitifs.

Sur ce théorème est basée la manière de tracer les dents d'engrenages à épicycloïdes, il avait donc une importance très grande avant la généralisation, en pratique, du tracé par développantes de cercles.

Les courbes enveloppes trouvent aussi leur application dans le tracé des cames déplaçant un galet. Comme nous le verrons au chapitre vi de la seconde partie.

On remplace la plupart du temps la courbe enveloppe par des arcs de cercles approchants, permettant une exécution plus commode.

DEUXIÈME PARTIE

ÉLÉMENTS DE CINÉMATIQUE APPLIQUÉE

CHAPITRE I

§ 1. — Définitions.

Il est très difficile de définir d'une façon absolue ce qu'on entend par *machine*. Reuleaux a rassemblé jusqu'à dix-sept définitions d'auteurs différents, et pas une, selon lui, n'est rigoureusement satisfaisante.

Si l'on considère comme *machines* : un phonographe, une raboteuse, une charrue, une mitrailleuse, un pont roulant, une montre, une pompe, etc., il est facile de se rendre compte qu'englober tous ces *engins* disparates dans une même définition est très *difficile*.

Mais généralement, quand on regarde une machine, avant de se demander quel est l'effort nécessaire pour produire le mouvement, on cherche à découvrir d'abord comment ce mouvement se transmet, se transforme et se distribue. On étudie donc cette machine au point de vue du mouvement, indépendamment des forces qui le créent. Alors :

En cinématique, la machine est l'ensemble d'organes avec lequel on peut changer la vitesse et la direction d'un mouvement donné.

Cinématique appliquée

En mécanique, la machine est l'ensemble d'organes avec lequel on peut changer l'intensité d'une force et sa direction.

Il est très important de bien remarquer ces deux façons d'étudier les machines et de les bien distinguer.

Il n'est pas rare de voir un mécanisme, remarquable au point de vue cinématique, être absolument défectueux sous le rapport mécanique, c'est-à-dire au point de vue de l'utilisation des forces.

Dans une machine, il faut donc mener de front l'étude cinématique et l'étude mécanique, abandonner tel dispositif ou tel autre suivant l'effort à transmettre; il est nécessaire que la « cinématique appliquée » soit complétée par la « mécanique appliquée ».

On appelle *récepteur* l'organe recevant directement l'action de la puissance motrice.

On appelle *outil* le dernier organe de certaines machines, celui qui est en contact avec la matière à ouvrir.

On appelle *machines-outils* les machines spécialement destinées au travail des métaux, du bois ou matières similaires.

Les machines sont *automatiques* quand un certain nombre de mouvements ou « opérations » s'exécutent sans l'aide du « conducteur », par l'emploi de dispositifs étudiés pour cela : les machines à décolleter à magasins sont des exemples.

On appelle *transmissions* et *mécanismes* l'ensemble des organes interposés entre le moteur et l'outil et communiquant à ce dernier le mouvement nécessaire et convenable.

Les *transmissions* comprennent plutôt les arbres,

Cinématique appliquée

poulies, courroies et gros engrenages, partant du moteur et distribuant le mouvement d'une façon générale.

Les *mécanismes* désignent les ensembles d'organes composant la machine elle-même ; ce sont des assemblages de leviers, cames, engrenages, etc., appropriés aux opérations à effectuer par les outils qu'ils font mouvoir.

On appelle *renvoi* une petite transmission s'interposant entre la transmission générale et la machine et ayant pour but de transformer la vitesse de la transmission générale, en l'augmentant ou la diminuant suivant les cas, avant de la communiquer à la machine. Le renvoi sert aussi à isoler la machine de la transmission générale, afin de pouvoir débrayer sans arrêter les machines voisines.

§ 2. — Classification des mécanismes.

Vers 1806, Hachette, Lanz et Bettancourt, professeurs à l'Ecole polytechnique, établirent sur une idée due à Monge la première classification des mécanismes, basée sur la forme des trajectoires parcourues par un point des organes, et sur leur façon de transformer le mouvement.

Deux classes de trajectoires étaient considérées :

1° Trajectoires rectilignes ;

2° Trajectoires circulaires.

De là, deux classes de mouvements :

1° Mouvements rectilignes ;

2° Mouvements circulaires.

Chacune de ces deux classes se décomposait en deux

Cinématique appliquée

genres selon que le mouvement était continu ou qu'il changeait de sens périodiquement; donc, en somme, quatre mouvements simples :

- 1° Rectiligne continu;
- 2° Rectiligne alternatif;
- 3° Circulaire continu;
- 4° Circulaire alternatif.

Ces quatre mouvements en se combinant deux à deux donnaient lieu à dix espèces renfermant chacune un certain nombre de machines.

Voici le tableau des dix espèces :

TRANSFORMATION DU MOUVEMENT			
RECTILIGNE :	EN :	CIRCULAIRE :	EN :
Continu .	Rectiligne continu. Rectiligne alternatif. Circulaire continu. Circulaire alternatif.	Continu .	Circulaire continu. Circulaire alternatif.
	Rectiligne alternatif. Circulaire continu. Circulaire alternatif.		Circulaire alternatif.
Alternatif	Rectiligne alternatif. Circulaire continu. Circulaire alternatif.	Alternatif	Circulaire alternatif.

En ajoutant les mouvements curvilignes (suivant une courbe quelconque), on portait à vingt et un le nombre des mécanismes fondamentaux.

On a abandonné cette classification ressemblant à une nomenclature, pour plusieurs raisons, parmi lesquelles :

1° La distinction entre le mouvement rectiligne et le mouvement circulaire repose sur une logique un peu faible, puisque c'est avec les mêmes systèmes que l'un et l'autre sont produits ;

Cinématique appliquée

2° La distinction à établir entre le mouvement continu et le mouvement alternatif est aussi dénuée de logique: le mouvement d'un élévateur qui monte et redescend est un mouvement continu, tandis que, dans une machine verticale, le mouvement du piston qui monte et descend est un mouvement alternatif;

3° Parmi les 21 mécanismes fondamentaux, il en est qui ne fournissent pas d'applications.

En 1841, Robert Willis, de Cambridge, fit connaître une seconde classification généralement adoptée aujourd'hui et ainsi comprise :

Les mécanismes sont d'abord divisés en deux grandes classes :

Première classe :

Mouvements qui, théoriquement, peuvent continuer indéfiniment dans le même sens : engrenages, poulies, etc.

Deuxième classe :

Mouvements dont l'étendue est limitée, c'est-à-dire tels que le sens de la vitesse, dans une pièce au moins, change périodiquement : Pistons, plateaux de raboteuses, etc.

Chacune de ces classes se divise en deux genres :

Premier genre : le rapport des vitesses est constant.

Deuxième genre : le rapport des vitesses est variable.

Enfin, dans chaque genre, on distingue trois groupes :

Premier groupe : organes en contact immédiat (engrenages, cames, etc...);

Deuxième groupe : organes liés par un intermédiaire rigide (bielles) ;

Troisième groupe : organes liés par un intermédiaire souple (courroies, câbles).

Cinématique appliquées

CLASSES	GENRES	GROUPES
<p style="text-align: center;">1^{re} CLASSE</p> <p>Mouvements pouvant théoriquement continuer indéfiniment dans le même sens.</p>	<p>1^{er} genre : Rapport des vitesses constant.</p> <p>2^e genre : Rapport des vitesses variable.</p>	<p>1^{er} groupe : contact immédiat. 2^e groupe : lien rigide. 3^e groupe : lien souple.</p> <p>1^{er} groupe : contact immédiat. 2^e groupe : lien rigide. 3^e groupe : lien souple.</p>
<p style="text-align: center;">2^e CLASSE :</p> <p>Mouvements dont l'étendue est limitée, tels que le sens de la vitesse dans une pièce change périodiquement.</p>	<p>Genre unique : Rapport des vitesses constant ou variable.</p>	<p>1^{er} groupe : contact immédiat. 2^e groupe : lien rigide. 3^e groupe : lien souple.</p>

Le tableau ci-dessus résume cette classification.

En dehors des neuf groupes de mécanismes du tableau, il existe une quantité d'appareils accessoires spéciaux classés à part, tels : *les guides du mouvement, les embrayages, les freins, les régulateurs, les indicateurs, les distributeurs, etc.*

Ces appareils ont un but autre que celui de la transmission ou de la transformation du mouvement. Ils se classent mal dans le tableau de Willis. Ils forment, du reste, des tout composés souvent eux-mêmes de mécanismes élémentaires qui, eux, entrent dans la classification ci-dessus.

D'autre part, les machines comportant un élément autre que l'élément solide, c'est-à-dire les pompes, les machines à gaz, à vapeur, à air, les machines électriques ou magnétiques, fournissent une catégorie de mécanismes que Robert Willis semble ne pas avoir prévue.

Notre classification sera d'ordre moins scientifique. *Simplement, nous allons enfermer dans le même chapitre les mécanismes de la même « famille »,* et présenter ainsi réunis tous les systèmes issus du même principe.

Cette méthode aura au moins une qualité pratique de clarté.

CHAPITRE II

TRANSMISSION D'UN MOUVEMENT PAR FRICTION

Dans les applications des mécanismes de cette famille, le mouvement à transmettre est généralement un mouvement circulaire continu.

On peut transmettre le mouvement circulaire continu d'un solide à un autre solide, de forme appropriée, en les pressant l'un contre l'autre ; le solide possédant le mouvement le communique à l'autre, c'est l'entraînement par *friction*, basé sur l'*adhérence*.

§ 1. — Rouleaux.

Les rouleaux de la figure 29 (p. 66) sont un exemple d'entraînement par friction d'un solide à surface rectiligne sur des solides à surfaces circonférentielles.

Nous citerons encore le mécanisme de roulement des portes suspendues, wagons, entrées d'ateliers, etc. (*fig.* 32), apprécié pour sa rapidité et sa douceur de manœuvre.

La porte 2 est suspendue en ses deux coins par une tôle recourbée 1, dans laquelle est ménagée une glissière 3. Cette glissière roule sur un axe 4 solidaire d'un

Cinématique appliquée

galet 5 qui roule lui-même sur un rail fixe 6 accroché à la cloison par des supports 7.

On conçoit qu'une poussée sur la porte dans le sens

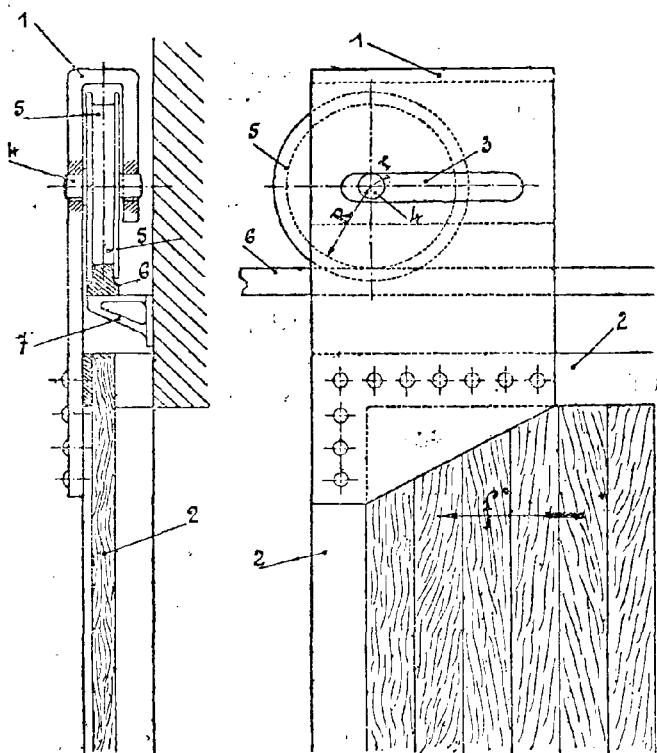


Fig. 32.

de la flèche f amène un roulement de la glissière sur l'axe du galet, celui-ci, entraîné, roule sur son rail.

L'espace parcouru par le galet sur le rail est égal à

Cinématique appliquée

celui parcouru par la glissière sur l'axe multiplié par le rapport des rayons $\frac{R}{r}$. De plus, ces deux espaces s'additionnent.

Étant donné le déplacement de la porte, il est facile de combiner ce mécanisme et de déterminer les diamètres du galet et de son axe, ainsi que la longueur de la glissière.

§ 2. — Arbres parallèles.

Appareil d'appel ou d'entraînement. — Soient (fig. 33) deux cylindres A et B, ayant une génératrice commune. Le cylindre inférieur B est animé d'un mouvement circulaire continu dans le sens de la flèche. Il tourne dans une douille solidaire du bâti. Le cylindre supérieur A tourne dans un coussinet, libre verticalement dans sa cage, et il est pressé contre le cylindre B par un ressort réglable au moyen d'une vis à volant prise dans le chapeau du bâti.

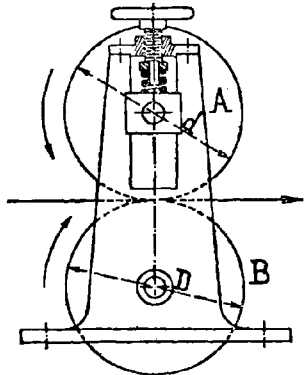


Fig. 33.

Le rouleau B communique son mouvement au rouleau A et leur vitesse circonférentielle est la même.

Leurs vitesses angulaires, par conséquent leurs nombres de tours, sont inversement proportionnels à leurs diamètres.

Cinématique appliquée

Appelons :

D, le diamètre du grand cylindre;

d, le diamètre du petit cylindre;

N, le nombre de tours du grand cylindre par minute;

n, le nombre de tours du petit cylindre par minute.

Nous avons :

$$\frac{D}{d} = \frac{n}{N}$$

ou :

$$DN = dn$$

ou :

$$n = \frac{DN}{d} \quad \text{ou} \quad n = N \frac{D}{d}$$

C'est-à-dire que : *étant donné les deux diamètres et le nombre de tours du cylindre entraîneur, pour avoir le nombre de tours du cylindre conduit il faut diviser le diamètre du premier par le diamètre du second et multiplier le résultat par le nombre de tours du premier.*

C'est généralement sous cette forme que se présente le problème, et ce que nous venons d'énoncer s'applique à toutes les frictions.

On se sert de l'appareil de la figure 33 pour appeler, dans les machines à façonner le papier ou le carton, la nappe enroulée en bobine en avant de la machine et l'amener aux appareils opérateurs. On donne le même diamètre aux deux cylindres.

Dans certaines machines à faire les boîtes « cartonages » en continu, un appareil est placé avant les opérations, c'est l'appareil d'entraînement, et un autre après les opérations, c'est l'appareil d'appel ; celui-ci tire la bande continue de sous les emporte-pièces, les

Cinématique appliquée

surfaces à contours découpés tombent et les déchets, se tenant encore, passent dans l'appareil d'appel et sont rejetés par ce fait.

La vitesse du cylindre entraîné n'est pas rigoureusement proportionnelle à celle du cylindre entraîneur, il y a toujours de petits glissements variables avec la pression et le poli des cylindres. Pour avoir une vitesse exacte, on entraîne le cylindre commandé par une paire d'engrenages calés sur les extrémités des axes et ayant mêmes diamètres que les cylindres qui les portent. La friction s'opère alors sur les deux côtés de la feuille.

Lisses. — Un exemple très fréquent des cylindres de friction est fourni par les « lisses », « calandres » et « laminoirs » employés en papeterie pour écraser le grain du papier et donner à celui-ci un aspect fin et brillant.

Le papier passe entre de gros cylindres (*fig. 34*) en fonte dure, alternant avec d'autres en papier comprimé, le cylindre inférieur seul est commandé. Celui du haut reçoit une pression de plusieurs milliers de kilogrammes sur chacun de ses deux tourillons au moyen d'un dispositif semblable à celui de la figure 33, mais de dimensions appropriées à l'effort à faire. Dans la figure 34, le ressort est remplacé par un tampon épais en caoutchouc servant d'intermédiaire souple entre la vis donnant la pression et le tourillon.

En passant entre les cylindres, le papier est laminé, frotté, satiné par les glissements de ceux-ci les uns sur les autres; en sortant du dernier il est attiré par un « appareil d'entraînement » qui le conduit à la coupeuse.

Cinématique appliquée

L'appareil A est un rouleau presseur à contrepoids, destiné à aider à l'embarquement du papier entre les deux cylindres supérieurs ; il en existe à chaque entrée de papier entre deux presses.

L'appareil B est une raclette en couteau, ou « docteur », qui appuie sa lame sur les cylindres et décolle les parcelles attenant ; il en existe un sur chaque cylindre.

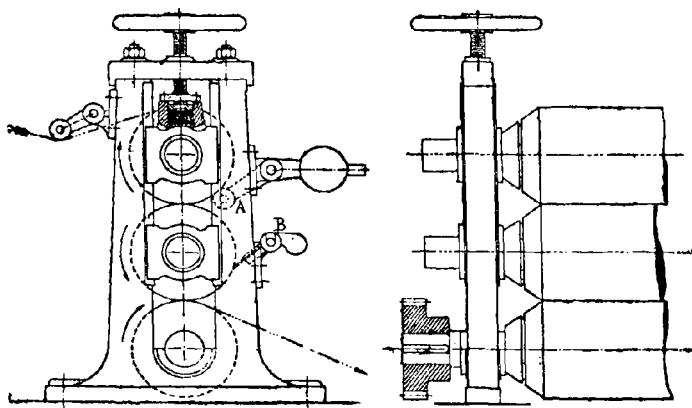


Fig. 34.

Certaines calandres ont jusqu'à quatorze rouleaux, dont plusieurs sont chauffés.

Ces machines à friction servent aussi à l'apprêt des étoffes, à leur satinage, à leur moirage, etc.

Revenons à la figure 33, on peut observer que le rouleau B imprime au rouleau A une vitesse dont la direction est de sens opposé à la sienné propre, mais que tous les deux entraînent le papier dans la même direction.

Friction intérieure. — Pour que les mouvements des deux rouleaux soient de même sens, il faudrait que l'un des cylindres se trouvât à l'intérieur de l'autre, celui-ci creux par conséquent et de diamètre plus grand (fig. 35). Il faut que le cylindre creux soit guidé par l'extérieur. Les vitesses angulaires sont inversement proportionnelles aux diamètres respectifs, comme dans le cas précédent. Nous croyons très rares les applications de ce système.

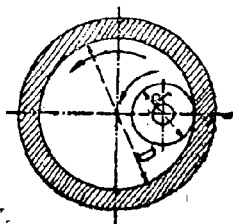


Fig. 35.

Engrenage à coin de Minotto. —

Un système de friction très répandu est celui des roues à coins de Minotto.

L'une des roues porte une gorge à sa jante et l'autre est un plateau à section en coin qui s'engage dans la gorge de la première.

Pour obliger la section en coin du plateau à pénétrer avec serrage dans la gorge de la poulie correspondante, l'axe du plateau doit pouvoir se rapprocher de l'autre, et ce dernier doit être maintenu pressé contre la roue à gorge; on emploie à cet effet des ressorts tirant sur les axes comme l'indique schématiquement la figure 36.

Si les faces latérales du coin et de la gorge étaient en contact sur toute leur largeur, les points de contact se trouvant à des distances différentes des axes ne tourneraient pas à des vitesses correspondantes sur le plateau et sur la roue. Un seul point du plateau entraînerait un seul point de la roue et, sur tous les autres, il y aurait un glissement préjudiciable. Pour éviter cet

Cinématique appliquée

inconvenient, on fait les faces du coin et de la gorge bombées de façon qu'il n'y ait qu'un seul point en contact sur chacune des deux faces; pour diminuer l'usure, on multiplie les gorges comme l'indique le second dessin de la figure 36.

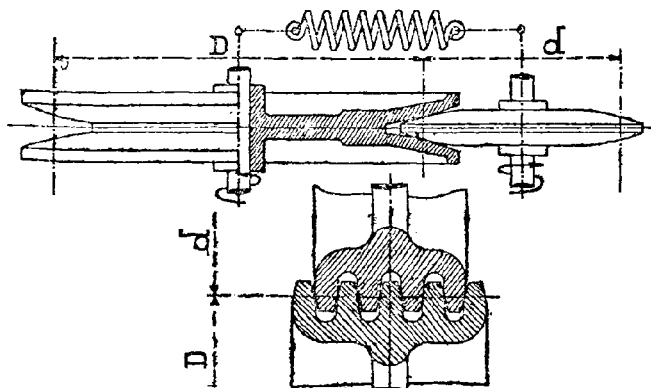


Fig. 36.

Les diamètres primitifs servant de base aux calculs des vitesses (comme pour les cylindres de la figure 33) sont ceux dont les circonférences passent par les contacts.

Généralement, c'est le plateau à coin qui a le plus petit diamètre et qui commande la roue à gorge.

Cette dernière se fait en fonte et le plateau, soit en fonte, en bois dur, gaïac, etc., soit en cuir vert, papier ou coton comprimé et aggloméré par une matière résineuse.

Ces mécanismes font partie du premier groupe du premier genre de la première classe du tableau de Willis.

Cinématique appliquée

APPLICATIONS. — Le plateau étant généralement le plus petit et le commandeur, ces dispositifs sont donc le plus souvent des *réducteurs de vitesse*.

C'est ainsi que les emploie la maison Decauville aîné, pour réduire la vitesse de ses petits moteurs électriques (fig. 37).

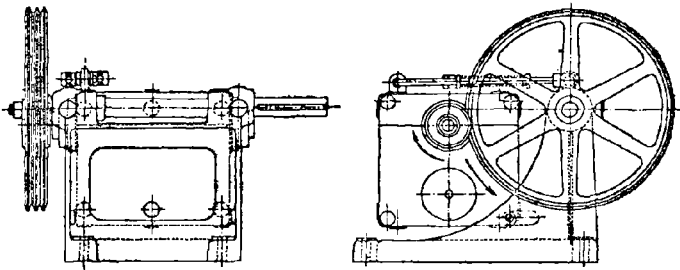


Fig. 37.

Ce réducteur de vitesse se compose d'un socle en fonte d'une seule pièce avec deux paliers. Dans ces paliers tourne l'arbre du réducteur, sur lequel se trouve réservée d'un côté une longueur disponible avec cannelure pour le clavetage de la poulie ou de l'engrenage de commande. L'autre extrémité de l'arbre porte une roue à gorge du genre de celle de la figure 36, clavetée sur une portée conique.

L'arbre du moteur porte le petit plateau s'engageant dans la roue du réducteur.

Le moteur est articulé sur deux tourillons fixés au bâti. La pression du plateau sur la roue est obtenue par un ressort réglable fixé d'une part au bâti, d'autre part au moteur. On voit facilement les avantages retirés de l'application de ce dispositif : fonctionnements silencieux,

Cinématique appliquée

liaison sans brutalité entre le moteur et la machine actionnée.

La pression nécessaire pour assurer un bon rendement n'est pas sensiblement supérieure à la tension à donner à la « courroie sur poulies » travaillant dans des conditions analogues.

Ce dispositif s'emploie pour des moteurs de $\frac{1}{10}$ de cheval tournant à 1.900 tours avec vitesse réduite à 380 tours, et pour des moteurs jusqu'à 16 chevaux tournant à 1.000 tours avec vitesse réduite à 210 tours.

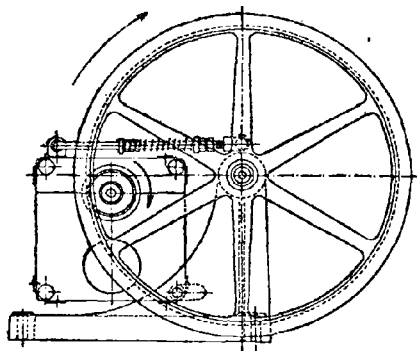


Fig. 38.

Le même système s'emploie en mettant le plateau à l'intérieur de la roue (fig. 38). La réduction de vitesse est un peu plus grande : on descend à 275 tours pour le premier exemple et à 150 tours pour le second.

La pression s'exerce dans le sens opposé à celui de la figure 37.

La direction du mouvement du réducteur est aussi inversée.

Enfin, en combinant les deux systèmes ci-dessus, roue interne et roue externe, on peut obtenir les deux réductions différentes en engageant au moyen du levier L (fig. 39) le plateau dans l'une ou l'autre roue.

C'est ainsi que, pour le moteur de $\frac{1}{10}$ de cheval tournant à 1.900 tours, on obtient 380 tours ou 275 tours.

Cinématique appliquée

Pour le moteur de 16 chevaux tournant à 1.000 tours, on obtient 210 tours ou 150 tours.

Les deux vitessesont desens opposés.

On peut remarquer que ces appareils peuvent fonctionner dans toutes les positions.

L'application de ces réducteurs s'étend à la commande directe ou

non de machines-outils, machines à imprimer, scies alternatives, treuils, etc.

Dans tous les exemples précédents, le rapport de la vitesse est constant.

Disques de Sellers. — Dans certaines machines automatiques à grand débit, les décolleteuses par exemple, on se sert de plateaux de friction pour communiquer le mouvement circulaire continu d'un arbre A à un autre arbre parallèle B (*fig. 40*).

Mais le second arbre commande le régime de diverses opérations qui s'effectuent à des vitesses différentes; il lui faut donc une vitesse très variable, communiquée cependant par le premier, tournant à une vitesse uniforme.

Soit l'arbre A sur lequel est calée la poulie de commande; un plateau lenticulaire en fonte est solidaire de cet arbre.

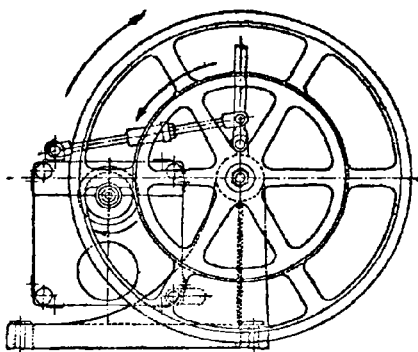


Fig. 39.

Cinématique appliquée

Sur l'arbre B, qui doit être à vitesse variable, et dans le même plan que le premier, est calé un plateau semblable.

Pressés contre les plateaux des arbres A et B par des ressorts réglables au moyen d'écrous, sont deux autres plateaux lenticulaires C, D, montés fous sur un axe. Cet

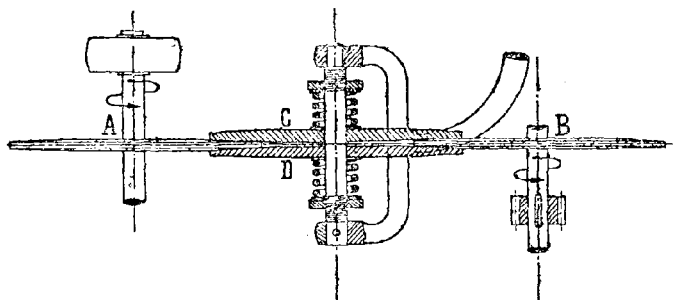


Fig. 40.

axe est fixé dans la tête à fourche d'un levier, qui peut déplacer plus ou moins les deux plateaux C et D sur les plateaux A et B dans la direction de l'un ou de l'autre.

On fait donc varier la distance des contacts aux centres et par suite les nombres de tours des plateaux fous, d'abord, puis du plateau B commandé par ceux-ci, sans que la vitesse du plateau A ait varié. Les différentes positions des plateaux mobiles correspondent aux différentes vitesses des différentes opérations. C'est une came qui actionne le levier, l'amène dans chacune de ses positions successives et l'y maintient pendant la durée de l'opération correspondante.

Le sens de rotation des deux arbres est le même.

Cinématique appliquée

Plateaux à doubles galets. — Un dispositif ayant le même but est celui de la figure 41. On l'emploie dans des machines du même genre quand les deux arbres, au lieu d'être parallèles, sont dans le prolongement l'un de l'autre.

La poulie 1 reçoit la commande et transmet le mou-

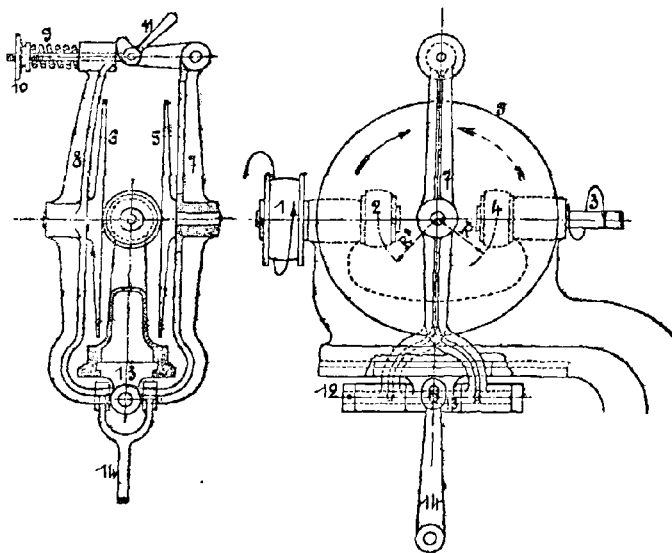


Fig. 41.

vement au galet 2. L'arbre commandé 3 porte un galet 4 de même diamètre que le galet 2. Deux plateaux 5 et 6, montés fous dans des supports 7 et 8, sont pressés contre les galets par le ressort 9. La pression est réglable au moyen de l'écrou 10; elle peut être enlevée complètement par la came à poignée 11, on arrête ainsi le mouvement. Les deux supports 7 et 8 sont arti-

Cinématique appliquée

culés sur un même axe 12 solidaire du chariot 13, mobile parallèlement aux axes des arbres dans la glissière venue avec le bâti. Un levier à fourche 14 fait mouvoir dans l'un ou l'autre sens le chariot guide des porte-plateaux 5 et 6 qui, à leur tour, entraînent le galet 4, et par conséquent l'arbre 3.

Quand le centre des plateaux est à égale distance de leurs points de contacts avec les galets 2 et 4, le galet 4 tourne à la vitesse du galet 2. Mais si, au moyen du levier 14, on fait glisser le chariot 13 entraînant les plateaux de façon que leur centre se rapproche du galet 2, la vitesse de l'arbre 3 s'accroît dans le rapport $\frac{R}{R'}$. La vitesse de l'arbre 3 diminuera dans le même rapport quand les plateaux s'avanceront vers le galet 4.

Le dispositif de Sellers et celui de la figure 41 peuvent se monter comme changement de vitesse dans les retours rapides des machines où une fraction seulement des espaces parcourus par l'outil est utilisée. Les Américains emploient fréquemment ce mécanisme.

Nous avons nous-même fait usage d'un dispositif (fig. 42) qui permet la variation des vitesses de l'arbre conduit dans les mêmes proportions.

C'est le galet intermédiaire qui est fou et transmet le mouvement de l'arbre conducteur à l'arbre conduit. Ce galet est monté libre sur un axe à vis qu'un volant fait déplacer dans un écrou dépendant du bâti.

La variation de vitesse s'obtient, ainsi qu'on le voit, par la manœuvre du volant dans un sens ou dans l'autre.

La figure 43 montre un autre dispositif de même propriété où la pression s'effectue par des rondelles

Cinématique appliquée

Belleville, cette pression étant réglable par serrage à écrou. D'autre part, l'écrou de déplacement du galet est

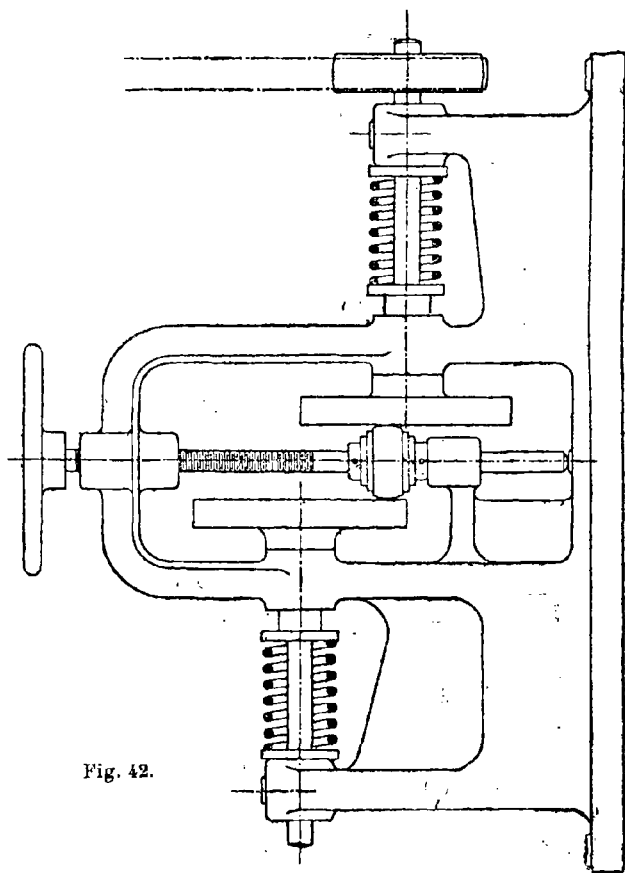


Fig. 42.

à l'intérieur de celui-ci, qui est monté à billes avec cônes de réglage.

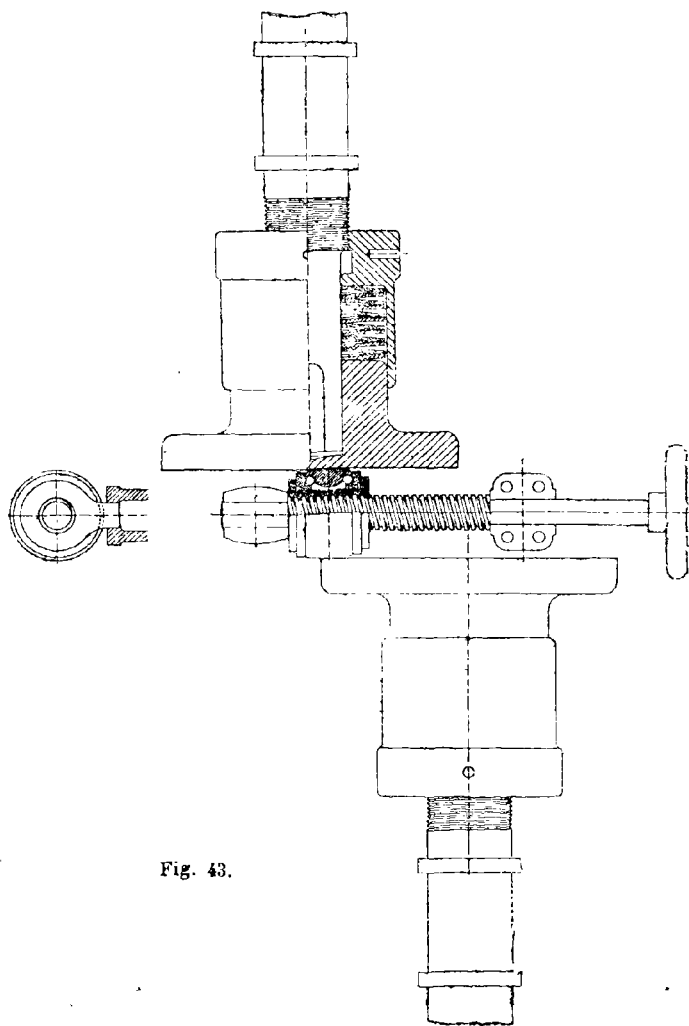


Fig. 43.

Cinématique appliquée

Rappelons toutefois que ces mécanismes ne sont pas applicables pour les cas où les variations de vitesses sont mathématiques, car des glissements sensibles se produisent entre le galet et les plateaux.

L'adaptation aux automobiles n'a pas donné de grands résultats.

§ 3. — Arbres perpendiculaires.

On peut employer une friction quand les arbres sont perpendiculaires entre eux.

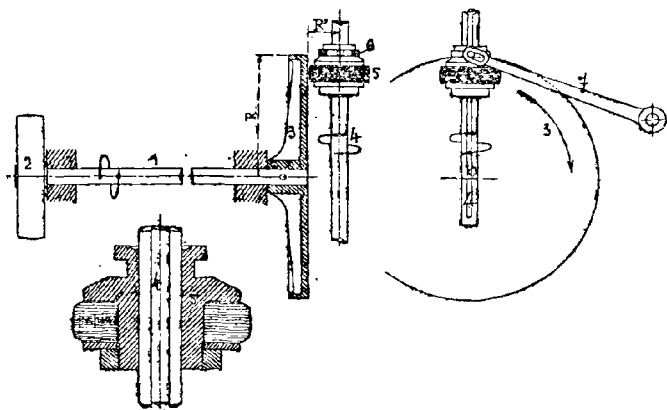


Fig. 44.

Prenons (*fig. 44*), un arbre horizontal 1, entraîné par un organe recevant le mouvement, soit la poulie 2. En bout de cet arbre on cale un plateau en fonte 3. L'arbre vertical 4 porte un galet claveté 5 qui s'applique fortement sur le plateau. Le galet est entraîné par le plateau et il entraîne, à son tour, l'arbre vertical.

Cinématique appliquée

Pour augmenter l'adhérence, on fait le galet en cuir vert ou en papier résineux, comprimé à la presse hydraulique, et monté comme l'indique la figure.

Ce dispositif a un inconvénient : quand le galet est en contact avec le plateau sur toute sa largeur, le point de contact le plus rapproché du centre du plateau tourne à une vitesse moins grande que le point le plus éloigné du centre. Or, ces deux points appartiennent au même solide invariable; il y a donc composition d'une vitesse moyenne : celle du point situé au milieu de la génératrice du galet, et tous les autres points subissent des glissements préjudiciables au bon fonctionnement.

Mouvement progressif. — Néanmoins, ce dispositif trouve des applications sérieuses en ce sens qu'il permet un démarrage progressif très recommandable pour arriver à de grandes vitesses ou à mouvoir de grosses masses sans brutalité ni chocs au départ. En effet, supposons l'arbre 4 cannelé sur toute sa partie correspondante au diamètre du plateau ; au moyen du levier à fourche 7 et du collier 6, on peut amener le galet, en le déplaçant sur l'arbre vertical, très près du centre O du plateau. Si on embraye à ce moment la poulie 2, la vitesse de l'arbre 4 sera très petite. D'autre part, l'excès de l'inertie de la masse à mouvoir sur l'effort transmis se traduit par un glissement du galet sur le plateau, il n'y a donc pas de chocs et, graduellement, l'arbre vertical se met en marche. On accentue sa vitesse en éloignant, au moyen du levier 7, le galet du centre du plateau.

A n'importe quel moment, la vitesse de l'arbre 4 est

égale à la vitesse de l'arbre 1 multipliée par le rapport $\frac{R}{R'}$.

Ce mouvement progressif se place souvent sur les essoreuses employées en blanchisserie.

Presses à friction. — Une large application de ce dispositif est également faite dans les presses à friction servant à fabriquer les têtes de rivets, les petites pièces de forge, ou encore les tuiles mécaniques, etc.

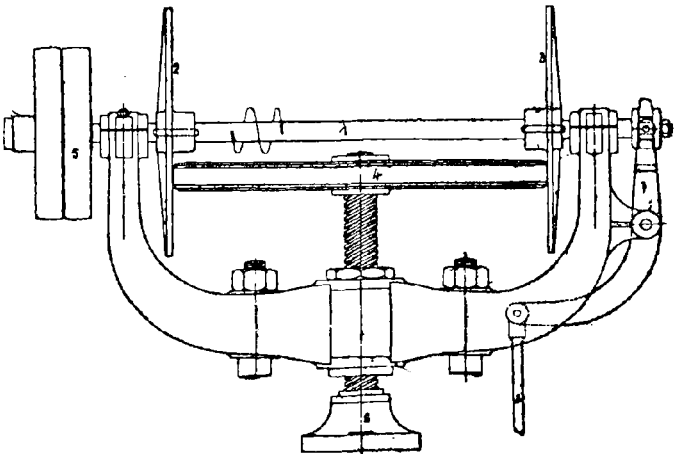


Fig. 45.

Ces presses ont toujours (*fig. 45*) un arbre horizontal 1, recevant le mouvement des poulies 5 et sur lequel sont calés les deux plateaux de friction 2 et 3.

Le galet 4 est d'un très grand diamètre : c'est une poulie-volant à jante épaisse garnie d'un cuir, et calée sur une vis verticale à plusieurs filets ; cette vis porte

Cinématique appliquée

à sa partie inférieure, après son passage dans un écrou fixe, un plateau 6 tenant l'outil, et guidé sur les colonnes supportant tout le mécanisme.

La distance entre les plateaux est un peu supérieure au diamètre du volant, l'arbre 1 est libre dans ses coussinets de façon qu'avec un collier et le levier à fourche 7, manœuvré par la bielle 8, on puisse presser l'un ou l'autre des plateaux sur ce volant.

Nous remarquons que, l'arbre 1 tournant toujours dans le même sens, selon que le contact se fait sur le plateau 2 ou le plateau 3, la rotation s'effectue à droite ou à gauche.

Au moment où la figure représente l'appareil, la bielle 8 va remonter, le levier 7 va décoller le plateau 3 de sur le volant 4 et appliquer sur ce dernier le plateau 2. Celui-ci entraînera le volant 4 qui, en tournant et grâce à la vis prise dans son écrou, effectuera un mouvement de descente. Ce mouvement sera lent d'abord, le contact se trouvant près du centre du plateau, puis s'accroîtra de plus en plus à mesure que le contact descendra vers la circonférence. La vitesse sera à son maximum en bas de la descente, c'est-à-dire au moment du travail. Ce travail effectué, la bielle 8 s'abaissera, le levier 7 décollera le plateau 2 du volant et y appliquera le plateau 3.

Celui-ci entraînera le volant 4 dans un second mouvement de sens contraire au premier, c'est-à-dire avec une vitesse décroissante jusqu'à la position indiquée par le croquis. L'opération recommencera autant de fois qu'il y aura de pièces à fabriquer, tuiles ou rivets.

Le plateau 2 abandonnera le volant 4 un peu avant

l'instant du choc et l'effort absorbera donc simplement l'inertie de la masse descendante.

Arbres ayant des directions quelconques. — Quand les arbres sont assez rapprochés, mais de directions quelconques, on monte sur l'arbre conducteur un cône dont la génératrice est parallèle à l'axe de l'arbre conduit (*fig. 46*).

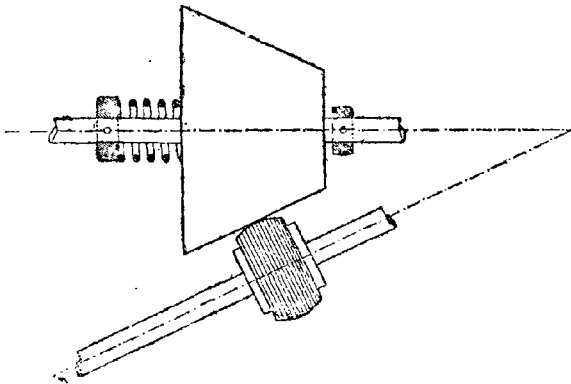


Fig. 46.

Un galet peut alors se mouvoir sur la dite génératrice et entraîner cet arbre conduit, sur lequel il est monté.

La pression est donnée par un ressort qui pousse sur la grande base du cône.

Une rondelle de garde est fixée un peu en avant de la petite base. Quand celle-ci touche à ladite rondelle, le galet est usé, il faut le remplacer, les glissements devenant trop sensibles.

Ce dispositif est assez peu connu, il peut cependant

Cinématique appliquée

rendre certains services dans des cas spéciaux. Nous l'avons appliqué avec avantage à de petits efforts pour de grandes vitesses.

Cônes de friction. — Pour remédier à l'inconvénient que nous signalions au commencement de ce paragraphe, savoir : que dans un galet cylindrique, tous les points de la génératrice ne sont pas entraînés à la même vitesse, on fait le galet et le plateau suivant deux cônes ayant même sommet et une génératrice commune (fig. 47).

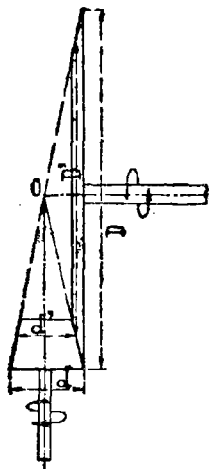


Fig. 47.

En effet, les triangles semblables ayant O pour sommet commun permettent d'écrire,

$$\frac{D}{D'} = \frac{d}{d'} \quad \text{ou} \quad \frac{D}{d} = \frac{D'}{d'}$$

Le rapport entre les diamètres correspondants au même point de contact sur les deux cônes est constant, donc tous les points de la génératrice du plateau entraînent le galet sans glissement.

APPLICATIONS. — L'application la plus large donnée aux cônes de friction se trouve dans les machines dites « essoreuses ». Ces machines sont employées en blanchisserie pour rejeter l'eau du linge lavé; dans la fabrication des sucres, des beurres, etc., pour séparer les liquides de différentes densités.

Elles se composent d'un panier, monté sur un arbre

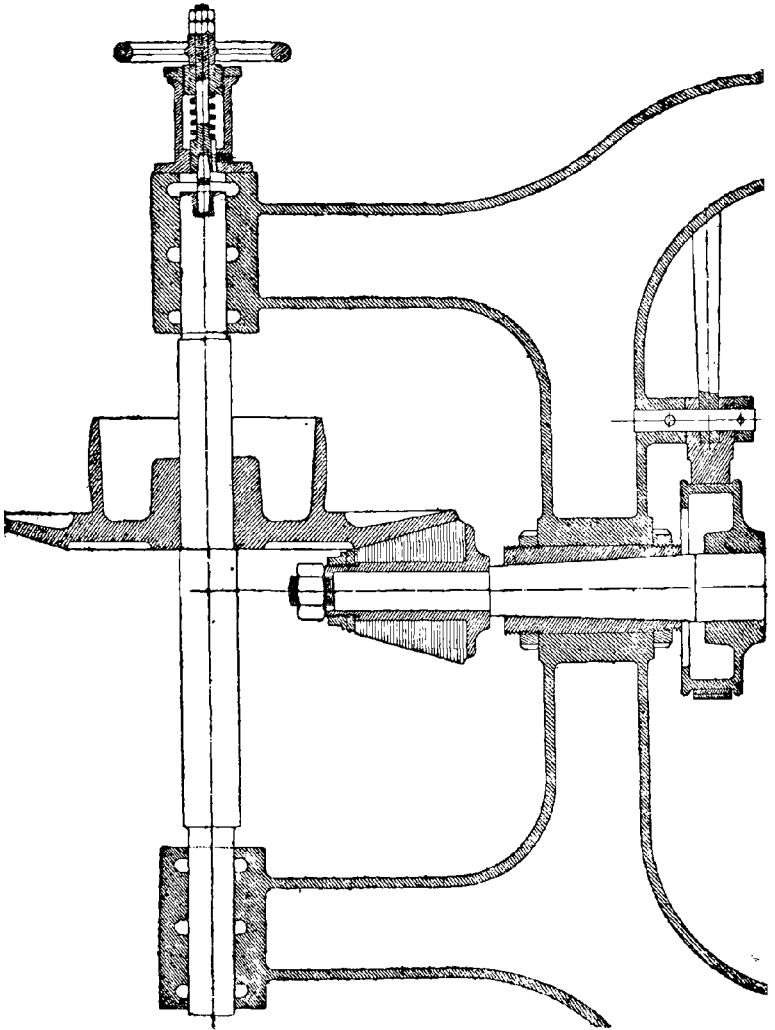


Fig. 48.

— 401 —

8°

Cinématique appliquée

vertical et tournant à une très grande vitesse (jusqu'à 2.000 mètres par minute à la circonférence) à l'intérieur d'une cuve. On actionne cet arbre vertical par une friction conique (fig. 48).

Un grand cône portant une poulie est calé sur un arbre horizontal monté dans deux paliers tenus au-dessus de la cuve par une arcade. L'arbre du panier, vertical, porte le galet en papier résineux comprimé.

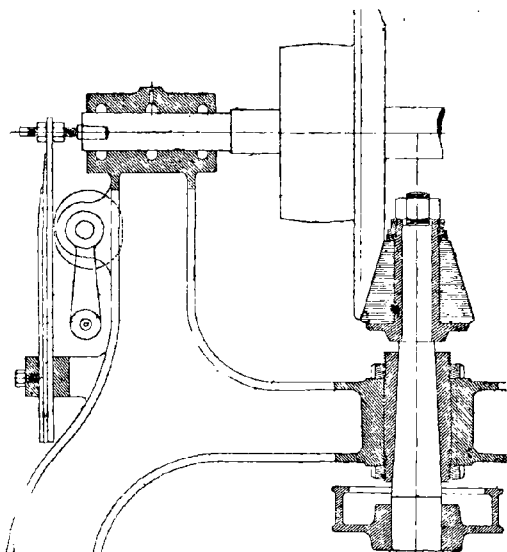


Fig. 49.

La pression du plateau sur le galet est donnée par un ressort réglable au moyen d'un système d'écrou et de vis à volant, qui permet d'augmenter cette pression peu à peu, au démarrage, et d'arriver graduellement

Cinématique appliquée

à la grande vitesse nécessaire. On peut aussi enlever cette pression totalement et supprimer ainsi le mouvement de l'arbre vertical.

La figure 49 représente un autre mode de pression, plus simple, mais moins progressif, obtenu avec un

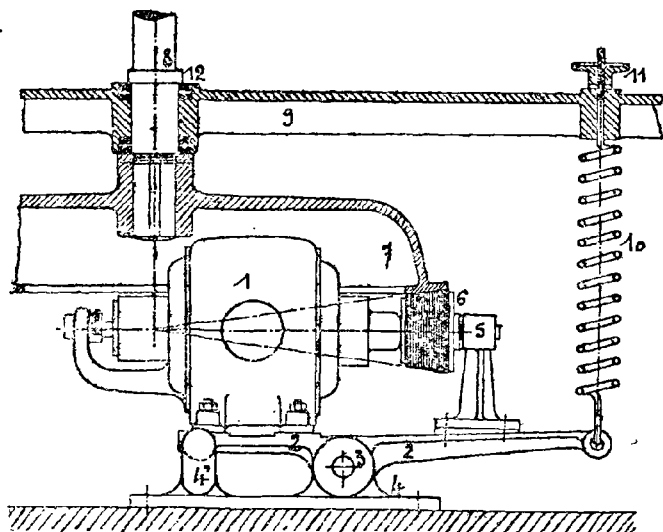


Fig. 50.

ressort à lames, à tension réglable par la vis à carré à double écrou. On enlève la pression au moyen d'une came excentrée montée sur une manivelle et fixée sur son axe pris dans deux oreilles venues avec l'arcade.

Les cônes de frictions peuvent aussi se trouver en dessous, le mode de pression seul change.

Dans ces exemples d'essoreuses, la friction sert de multiplicateur de vitesse.

Cinématique appliquée

Réducteur de vitesse. — On peut commander le plateau par le galet de friction et obtenir ainsi dans de bonnes conditions un réducteur de vitesse. La figure 50 montre un moteur électrique du commerce de $1/2$ cheval tournant à 1.800 tours et communiquant, au moyen de cônes de friction, une vitesse de 240 tours à l'arbre vertical.

Cet arbre vertical 8 repose dans un bâti 9 sur une douille à billes 12. Il porte, calé à sa partie inférieure, un plateau conique 7, suspendu par conséquent.

Le moteur 1, portant le galet de friction 6, est fixé sur un socle à bascule 2, oscillant autour de l'axe 3 et guidé dans une glissière 4' du socle 4.

Un support 5 empêche le galet de se trouver en porte-à-faux.

La pression réglable du galet sur le plateau est donnée par le ressort 10 et la vis à volant 11. On peut embrayer progressivement ou enlever totalement la pression.

Ce système est surtout recommandable pour les petits efforts, et dans les cas où une marche silencieuse est nécessaire. Son encombrement est relativement restreint.

Nous avons fait usage de ce montage *en turbine* dans un appareil de précision où il a donné de bons résultats.

CHAPITRE III

EMBRAYAGES ET FREINS

§ 1. — Embrayages.

On appelle *embrayage* un dispositif reliant un organe en mouvement à un autre organe de façon que ce dernier puisse être isolé à volonté, c'est-à-dire être entraîné ou laissé immobile suivant les besoins.

Les avantages inhérents aux entraînements par friction ont fait rechercher un mode de connexion basé sur le même principe, pouvant agir progressivement et sans choc.

La figure 51 nous montre le dispositif général auquel reviennent tous les embrayages à friction.

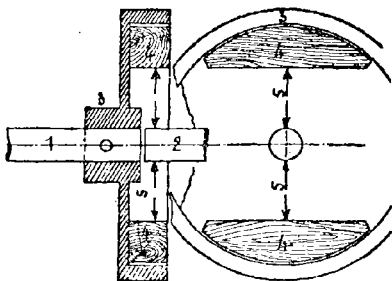


Fig. 51.

L'arbre 1 étant l'arbre moteur, on fixe à son extrémité une couronne 3 en forme de cuvette. L'arbre à conduire est solidaire de plusieurs sabots en bois ou fonte garnie de cuir 4, formant un disque situé à l'intérieur de la cuvette, et d'un diamètre légèrement inférieur. Un mécanisme

Cinématique appliquée

quelconque, représenté par les flèches 5, solidaire des sabots et de l'arbre 4, peut appliquer fortement ces sabots contre la surface périphérique interne de la cuvette.

L'arbre 2 est alors entraîné à la vitesse de l'arbre 1, l'adhérence des sabots empêchant tout glissement.

Le même mécanisme peut décoller les sabots de la couronne, l'arbre 1 garde son mouvement, mais ne le transmet plus à l'arbre 2 qui s'arrête.

Les sabots sont souvent remplacés par une bande métallique garnie de cuir. Dans tous les cas, l'entraînement se fait progressivement, sans heurt, jusqu'au blocage suffisant pour la rotation du second organe à la vitesse du premier.

Embrayage Piat. — L'embrayage Piat (*fig. 52*) est une application du principe ci-dessus. On peut le con-

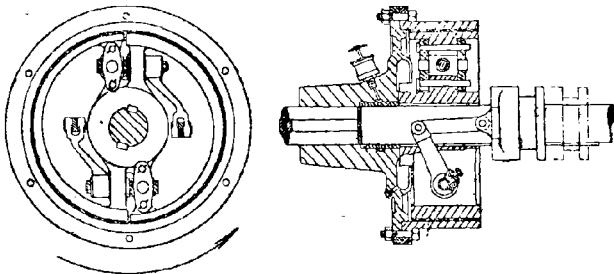


Fig. 52.

sidérer comme un type du genre, qui comprend de nombreux systèmes. Ce mécanisme se compose d'un manchon, solidaire de l'arbre à conduire, en fonte spéciale à segments flexibles reliés au moyeu et garnis de cuir; un jeu de leviers, poussés par des vis à filets carrés, écarte ou rapproche ces segments en augmen-

Cinématique appliquée

tant ou diminuant leur rayon de courbure. Leur surface extérieure pressée fortement contre la paroi d'une cuvette calée sur l'arbre moteur, détermine entre les deux pièces une adhérence qui assure l'entraînement.

Si l'embrayage est employé pour réunir deux arbres, la cuvette et le manchon à segments sont calés respectivement à leurs extrémités (comme dans la figure 52). Dans le cas d'une poulie ou d'un engrenage à rendre solidaire ou indépendant d'un arbre donné, cette poulie ou cet engrenage porte la cuvette et se monte fou sur l'arbre en question. Le manchon à segments flexibles est alors solidaire de cet arbre.

Cet embrayage est réversible, c'est-à-dire que le mouvement peut venir soit du manchon à segments, soit de la cuvette, pourvu que la rotation se produise dans le sens favorable au serrage des segments flexibles.

Le mouvement de manœuvre peut être obtenu avec un levier à fourche conduisant un manchon à gorge relié aux manivelles de poussée par deux bielles.

Embrayage de Dion et Bouton. — La maison de Dion et Bouton a appliqué dans son changement de vitesses un embrayage à friction (basé aussi sur le principe de la figure 51) d'une façon très heureuse.

Nous donnons la description de cet appareil au chapitre iv, paragraphe 4.

Embrayage de la « Standard Brake Company ». — A titre d'exemple, nous allons décrire tout au long l'appareil combiné par la « Standard Brake Company » et représenté figure 53.

Basé sur le principe que nous avons énoncé, il com-

Cinématique appliquée

porte un mécanisme de commande très ingénieux et positif, fort intéressant, s'appliquant aux automobiles.

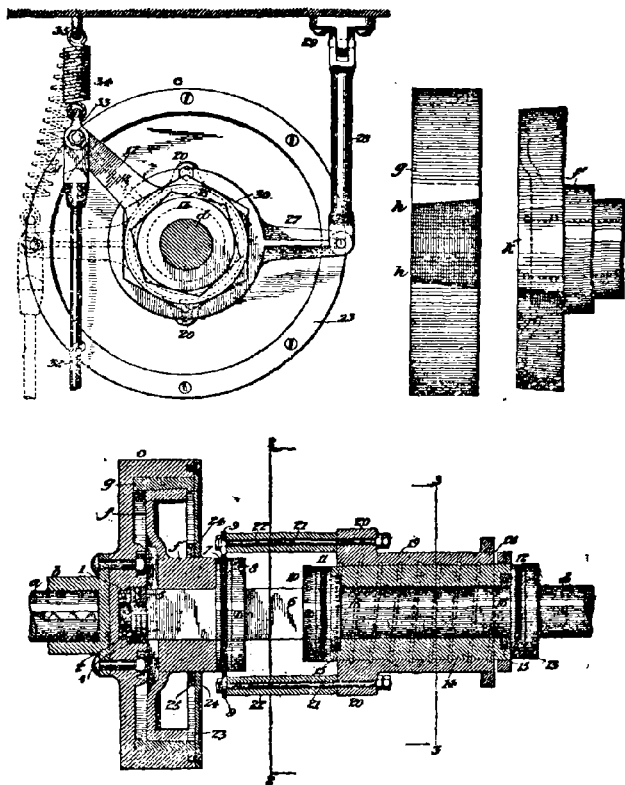


Fig. 53.

Sur un arbre de commande *a* est claveté un moyeu *b* qui peut représenter l'organe de commande de l'em-

brayage, et à une bride duquel est boulonné un tambour c .

L'organe commandé d , est dans le présent cas, constitué par un arbre sur lequel est montée une tête de support f , au travers du moyeu f' de laquelle passe l'arbre d . La jante de la tête f est faite conique longitudinalement et coopère avec l'organe variable g qui est représenté sous la forme d'une bague extensible fendue agissant directement avec la surface extérieure de la jante de la tête f et la surface intérieure de la partie cylindrique du tambour c . La tête f est de préférence creusée et renforcée par des nervures radiales pour assurer plus de légèreté, et dans un but d'économie ; sa jante est excentrique par rapport à l'axe tant de l'organe de commande que de l'organe commandé, ces organes eux-mêmes étant concentriques comme d'habitude.

La bague extensible, qui est fendue en h , ne présente pas partout la même épaisseur ; elle est plus mince à l'endroit de ses bords adjacents à la ligne de division et plus épaisse dans la région diamétralement opposée à cette ligne, en i .

Extérieurement, la bague peut être circulaire et concentrique à l'axe des organes entraîneur et entraîné, mais, intérieurement, elle est de préférence excentrique à cet axe, l'excentricité de la bague étant opposée à celle de la tête f de telle sorte que la plus forte excentricité, ou épaisseur, de la bague correspond à la plus faible excentricité de la tête conique excentrique f . La bague g est également conique, intérieurement, pour se conformer au cône extérieur de la tête f . La relation voulue entre la

Cinématique appliquée

bague g et la tête f est maintenue par des moyens quelconques, tels, par exemple, que l'arrêt en forme de coin k assujetti à la tête f , les bords de la coupure ou fente de la bague extensible g se conformant à la forme de l'arrêt conique.

Cet arrêt en forme de coin permet un mouvement longitudinal relatif entre la tête conique et la bague, mais empêche la rotation de cette dernière.

La bague extensible g peut être dilatée, en contact avec la partie cylindrique du tambour, par le mouvement longitudinal de la tête conique f par rapport à la bague, mais il est préférable de contrôler l'action de la bague, au moins en partie, par l'application tangentielle d'une force à ses extrémités.

Ceci est réalisé, dans la construction représentée, par le coin k qui se déplace entre les extrémités de la bague fendue.

La somme des angles des deux côtés du coin k est égale aux angles de la tête conique et de la périphérie interne de la bague par rapport au tambour. De cette façon l'écartement de la bague par le coin et sa dilatation par le mouvement longitudinal de la tête conique qui se trouve dedans procèdent simultanément et la bague, étant par cela même dilatée uniformément, portera avec une égale pression sur toute sa circonférence contre la partie cylindrique du tambour.

Pendant que la tête écarte et remplit complètement la bague en tous les points, au fur et à mesure qu'elle s'ouvre ou se dilate, le coin coopère avec elle pour produire la dilatation.

Le tambour c est muni d'un logement cylindrique t

situé dans le prolongement axial de l'arbre *a*, pour la réception du roulement à billes 2, dans lequel est monté le tourillon 3 de l'arbre commandé. Ce logement est fraisé, en 4, pour recevoir un collier de butée à billes 5, monté sur l'extrémité réduite de l'arbre commandé.

La partie 6 de ce dernier arbre, comprise entre le palier de butée 5 et un autre palier de butée 7, est prismatique, et c'est sur elle qu'est monté le moyeu *f'* de la tête *f*. Le moyeu est réduit, comme diamètre, à son extrémité postérieure. Sur cette partie réduite, est placé un collier de palier de butée 7 qui est tenu en position contre le moyeu d'un collier 8 placé à l'extérieur du collier de butée et assujetti au moyeu par une vis de pression.

L'organe du milieu du palier de butée auquel appartient le collier 7 est muni d'oreilles percées 9, qui font corps avec lui et font saillie au delà de la périphérie du moyeu, sur les côtés opposés de l'arbre commandé.

Sur cet arbre et en arrière du collier 8, à l'extrémité de la partie carrée 6 de l'arbre, se trouve un collier 10 auquel est adjacent un collier de palier de butée 11. Plus loin, le long de l'arbre, il y a encore un autre palier de butée 12, qui bute contre un collet 13 de l'arbre. Entre les paliers de butée 11 et 12 un manchon 14 est placé sur l'arbre. Ce manchon est fileté extérieurement et ses extrémités sont fraisées en 15, pour recevoir des roulements à billes 16 sur lesquels les extrémités du manchon sont supportées. L'extrémité arrière de ce manchon est construite de manière à recevoir un levier 17.

Cette extrémité présente la forme d'un hexagone,

Cinématique appliquée

et l'œil 18 du levier 17 présente une forme correspondante pour s'ajuster sur l'extrémité hexagonale. Le levier est relié, par un mécanisme approprié, avec une pédale de commande d'embrayage, de telle sorte que, lorsqu'on presse sur la pédale, le manchon tourne partiellement dans un sens, tandis que, lorsqu'on lâche la pédale, il tourne dans la direction opposée de la même quantité sous l'action d'un mécanisme qui va être décrit.

Sur le manchon se visse un long écrou 19 dont l'extrémité antérieure présente des oreilles latérales opposées 20, qui sont percées longitudinalement en ligne avec les oreilles 9. L'écrou 19 et le moyeu f sont reliés ensemble par des boulons 21 qui passent à travers les trous des oreilles 9 et 20, les extrémités qui dépassent des oreilles 20 étant munies d'écrous de telle sorte que, lorsque l'écrou 19 est tiré vers l'arrière, c'est-à-dire en s'éloignant du tambour, les boulons tirent la tête f longitudinalement par rapport à la bague extensible g , ce qui permet à celle-ci de se contracter et de se dégager du tambour.

Toutefois, lorsque l'écrou est mû vers le tambour, les entretoises tubulaires 22, placées sur les boulons, entre les oreilles 9 et 20, transmettent le mouvement de l'écrou au moyeu puis à la tête f qui est alors déplacée longitudinalement dans la direction opposée, et contre la bague, pour dilater celle-ci et l'amener en prise, à friction, avec le tambour.

Normalement, l'embrayage est toujours en prise, c'est-à-dire que la tête f est tenue dans la bague g et la maintient dilatée contre la partie cylindrique du tambour et en prise, par friction, avec celui-ci; le méca-

nisme de transmission est ainsi normalement lié avec le moteur.

Lorsque le mécanisme de transmission doit être débrayé, on appuie sur la pédale, dont il a été question ci-dessus, de telle sorte que le levier 12 oscille et fait tourner partiellement le manchon; ce dernier éloigne alors l'écrou du tambour et, par l'intermédiaire de sa connexion avec le moyeu de la tête f , cette dernière est retirée en arrière et la bague extensible g peut, par suite, se resserrer et se dégager du tambour, de telle sorte que ce dernier tourne indépendamment de la tête qui cesse alors de tourner.

Toutefois, dès qu'on lâche la pédale, le levier est ramené dans la direction opposée, et le manchon déplace l'écrou vers le tambour et repousse la tête f contre la bague, qu'il dilate et remet en prise avec le tambour.

Le tambour est fermé au moyen d'une plaque de protection 23, qui est percée au centre, pour le passage du moyeu f' de la tête f , et cette plaque est assujettie au tambour par des vis, autour du moyeu. A l'intérieur de la plaque de protection, se trouve une bague de feutre, ou autre garniture 24, qui est tenue en place au moyen d'une bague d'acier 25 fixée à la plaque de protection. Cette garniture empêche les fuites d'huile du tambour autour du moyeu.

Les organes d'embrayage sont graissés par de l'huile qu'on place dans le tambour, où elle est retenue par la plaque de protection et la bague de garniture.

On assure ainsi un graissage constant de l'embrayage. La plaque de protection empêche la pénétration, dans le tambour, la tête de support et la bague dilatable, de la poussière, du sable, de la boue et autres matières

Cinématique appliquée

étrangères qui tendraient à détruire l'efficacité de l'embrayage et causeraient une usure rapide des organes, tout en empêchant le contact absolument intime et uniforme de la bague dilatable avec le tambour, qui est nécessaire pour un bon fonctionnement.

Le levier 17 est articulé à la chape 31, d'une tige d'embrayage 32 qui est reliée avec la pédale d'embrayage.

A une bielle 33, qui est articulée à la chape 31, est accrochée l'une des extrémités d'un ressort à boudin 34, dont l'autre extrémité est accrochée à un point fixe 35.

Le ressort 34, lorsqu'il est contracté, relève le levier 17 à la position qu'il occupe dans cette figure, ce qui fait tourner le manchon 14 vers la droite et rapporte, par suite, longitudinalement, l'écrou 19 du tambour ; ceci déplace transversalement la tête *f* contre la bague extensible, ce qui dilate cette dernière pour l'amener en prise avec le tambour, de telle sorte que les organes de l'embrayage coopèrent pour embrayer l'arbre de commande à l'arbre conduit.

Lorsqu'on veut effectuer le débrayage : en appuyant sur la pédale, le ressort 34 s'allonge et le levier 17 est tiré de telle sorte que le manchon 14 tourne vers la gauche et que l'écrou 19 est ramené en arrière, ce qui retire la tête *f* de la bague *g*, suffisamment pour permettre à cette dernière de se contracter et de se dégager du tambour.

Toutefois, dès qu'on abandonne la pédale, le ressort se contracte et relève le levier 17, de telle sorte que le manchon 14 est rapproché du tambour et que la tête *f* est obligée de presser contre la bague extensible *g* et de la dilater.

Cinématique appliquée

Pour empêcher l'engagement trop soudain du mécanisme d'embrayage, et le démarrage brusque du véhicule qui en serait la conséquence, on tire parti de l'huile contenue dans le tambour pour retarder la mise en prise.

Si la tête f était chassée brusquement dans le tambour et dilatait la bague contre ce tambour avec prise complète, lorsque le moteur marche à grande vitesse, l'arbre commandé et le mécanisme de transmission seraient mis en action si durement que, dans le cas d'un automobile, le véhicule ferait un bond.

On évite cet inconvénient par la présence d'une pellicule d'huile entre les parties coopérantes, notamment entre la bague extensible et le tambour où l'huile est chassée par l'action centrifuge.

Par suite, lorsque la tête de support f est mue longitudinalement et transversalement contre la bague, l'huile doit être refoulée d'entre la bague et le tambour avant que le contact à friction complet puisse être effectué.

Ceci cause un retard de l'engagement et, pendant ce temps, la tête f commence à tourner et à transmettre le mouvement à l'arbre commandé et au mécanisme de transmission, en surmontant par cela même, graduellement, l'inertie du véhicule. Celui-ci démarre, mais ne prend pas immédiatement toute sa vitesse, et, à mesure que l'huile s'échappe d'entre la bague et le tambour et que le contact frottant devient plus intime, la vitesse augmente.

Il en résulte un démarrage aisé et doux de la voiture.

Embrayages à cônes de friction. — Les surfaces en

Cinématique appliqués

contact devant fournir l'adhérence affectent, la plupart du temps, la forme conique.

Un simple déplacement sur l'arbre fait coincer le

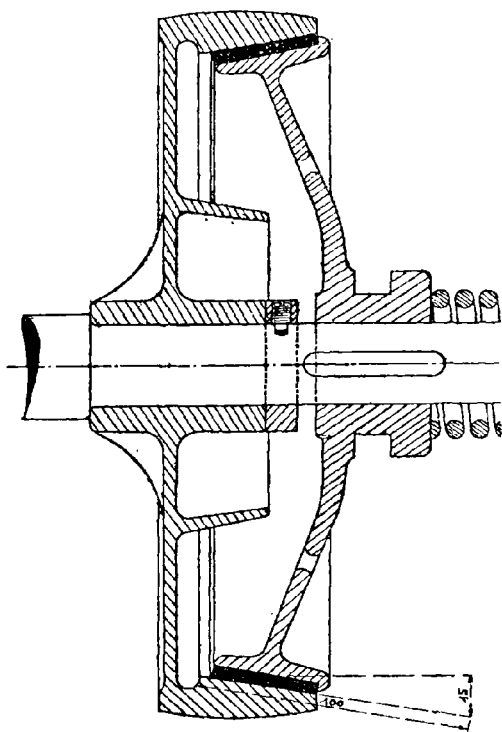


Fig. 54.

manchon dans la cuvette, et le blocage s'obtient d'une façon très rapide et très énergique.

L'usage de ces cônes de friction se répand de plus en plus, toutes les machines modernes en contiennent

Cinématique appliquée

des applications : harnais des tours à fileter automatiques, machines pour les transformations diverses des papiers et cartons, machines à chaussures, voitures automobiles, etc.

Généralement, un ressort maintient les cônes collés pendant la marche.

La figure 54 représente un arbre portant une poulie tournant folle entre un épaulement et une bague fixée. L'intérieur de la jante de cette poulie est conique. Sa toile porte une nervure circulaire pour empêcher les projections d'huile sur les cuirs.

Un manchon à surface périphérique conique, garnie de cuir et s'adaptant exactement dans le cône de la poulie, glisse sur l'arbre qu'il peut entraîner par une clavette.

Un levier à fourche permet d'appliquer ce manchon dans la poulie ou de le décoller de celle-ci. Dans le premier cas, l'arbre tourne à la vitesse de la poulie ; dans le second cas, cette dernière tourne folle sans entraîner l'arbre.

Un ressort peut maintenir le manchon dans l'une des deux positions. La figure représente le ressort maintenant le cône toujours bloqué, c'est-à-dire l'appareil toujours embrayé, mais le contraire peut avoir lieu.

Pour économiser la place et renfermer le ressort dans une boîte, ce qui vaut toujours mieux, on adopte la disposition de la figure 55. On rapporte, sous la jante, un cône de sens opposé. Le manchon glisse toujours sur une clavette, et il est maintenu collé par trois ressorts reposant sur une rondelle entraînée dans le mouvement du manchon par trois goujons, comme le montre la figure.

Cinématique appliquée

En adoptant le même dispositif, mais en conservant

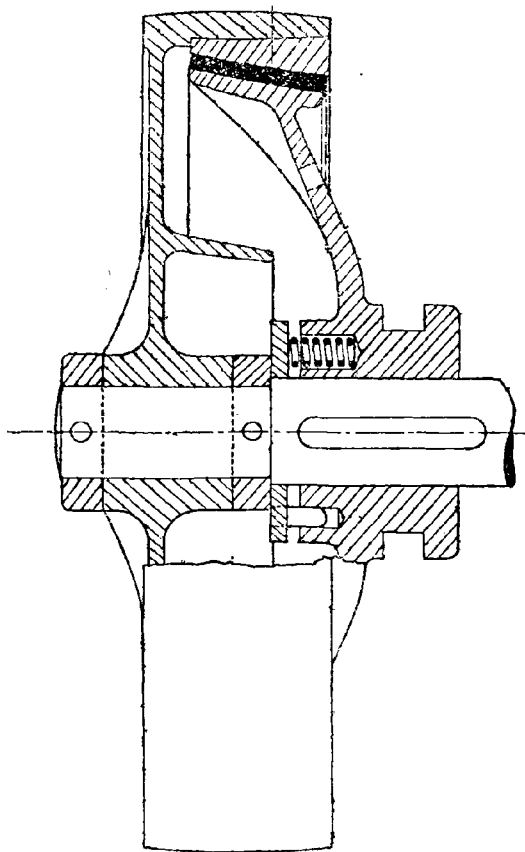


Fig. 53.

les cônes dans le sens de la figure 54, l'appareil serait maintenu débrayé.

Cinématique appliquée

En rendant solidaire d'une *détente* le manchon à ressort, on a un embrayage automatique arrêtant et remettant en marche une machine dans des conditions déterminées.

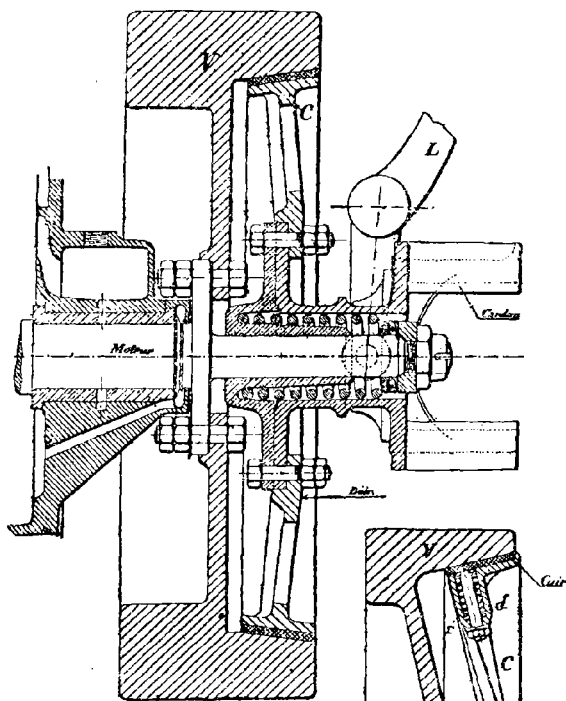


Fig. 56.

Nous donnerons plus loin, chapitre x, paragraphe 5, un schéma d'installation de cet appareil qui rend de grands services dans les machines spéciales.

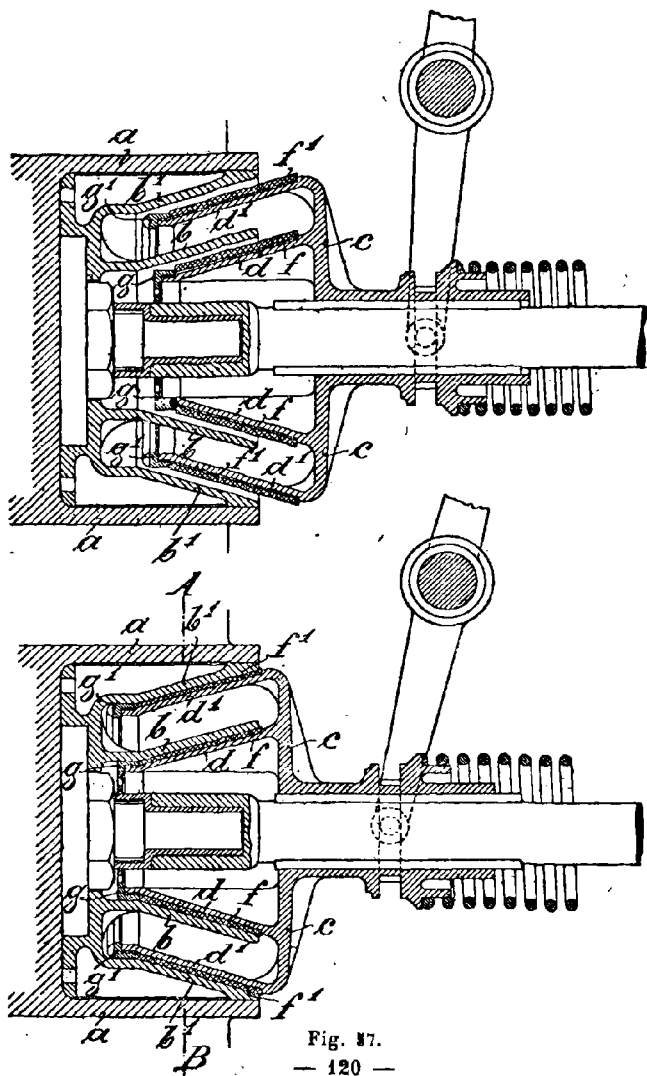


Fig. 87.

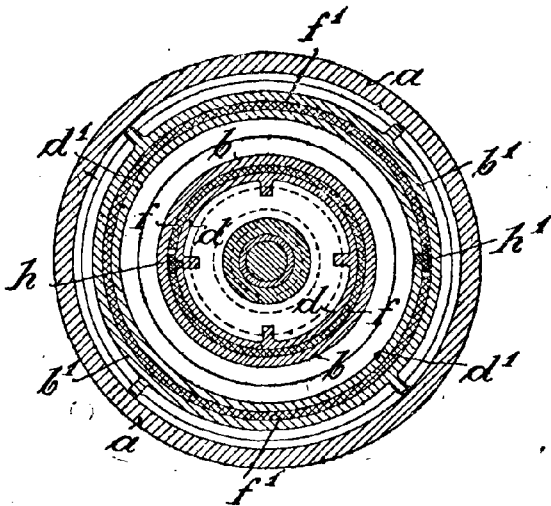
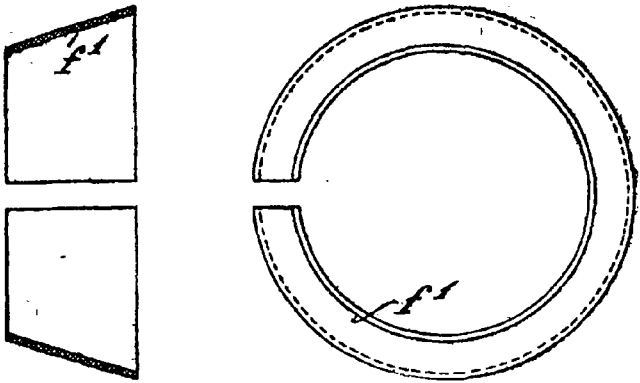


Fig. 57.

Cinématique appliquée

Avec des cônes de friction bien établis, on peut entraîner de très fortes résistances.

Embrayage des automobiles. — Une application courante de ces embrayages à serrage par cônes se trouve dans les automobiles pour lier l'arbre du moteur à l'arbre d'entraînement des roues.

La figure 56 représente un dispositif appartenant à MM. G. Richard et Brasier.

Le cône femelle est dans la jante du volant V.

Le cône mâle C est terminé par un plateau à joint de cardan et il comporte une boîte à ressort qui abrite parfaitement celui-ci. Le levier de manœuvre L est lié à la pédale d'embrayage.

Souvent le cône mâle porte à sa périphérie une série de pousseurs d que des ressorts r obligent à coller le cuir sur la face du cône femelle V.

Embrayage à cônes multiples. — Dans les automobiles, il faut que la prise de l'embrayage s'effectue sans secousses et autant que possible indépendamment de l'habileté du chauffeur.

Il faut ensuite obtenir une adhérence des surfaces de frottement donnant toute sécurité quand le système est complètement embrayé.

En vue de satisfaire à ces conditions, la Société Daimler a imaginé le dispositif de la figure 57.

Il comporte plusieurs surfaces de frottements disposées respectivement de façon à être mises successivement en action ou hors d'action et ne donner ou enlever l'adhérence que par fractions progressives.

Il est bon de choisir les surfaces de frottements

Cinématique appliquée

qui entrent successivement en jeu, de dimensions graduellement croissantes, et de donner la plus grande taille à la surface qui entre en action la dernière.

L'un des éléments de l'embrayage est logé directement dans le moyeu a du volant et présente des surfaces de frottement coniques, concentriques b et b' . L'autre élément c de l'embrayage présente des enveloppes coniques correspondantes d et d' sur lesquelles sont enfilés des anneaux de freinage ouverts f et f' , faisant ressort vers l'extérieur, qui sont maintenus par des écrous annulaires g et g' . Dans la position de débrayage, les enveloppes coniques d , ainsi que les anneaux de freinage f montés sur elles, se trouvent par rapport aux enveloppes coniques b , du second membre de l'embrayage, dans une position telle que, lors de la prise, l'anneau de freinage f vienne d'abord en contact avec l'enveloppe conique b . Ce n'est qu'après une compression radiale partielle de l'anneau f que l'anneau f' vient en contact avec l'enveloppe conique b' et entre aussi en action. Les anneaux f et f' sont maintenus sur les enveloppes coniques fixes contre toute torsion arbitraire, au moyen de broches de retenue h et h' .

Mais ils peuvent également être complètement fous sur ces enveloppes et, dans ce cas, quand les anneaux de frein sont comprimés entre les deux enveloppes coniques, la résistance de frottement se répartit entre ces deux dernières, ce qui a pour effet de diminuer l'échauffement et l'usure.

Embrayage pour changement de vitesse (fig. 58). — En liant deux manchons 1, 2 par une bielle 3, fixée aux colliers 4, 5, de ces manchons et en commandant cette

Cinématique appliquée

bielle par un levier 6 articulé sur un point fixe 7 solide du bâti, on a un changement de vitesse. L'arbre 8 peut être entraîné soit à la vitesse de l'organe (poulie

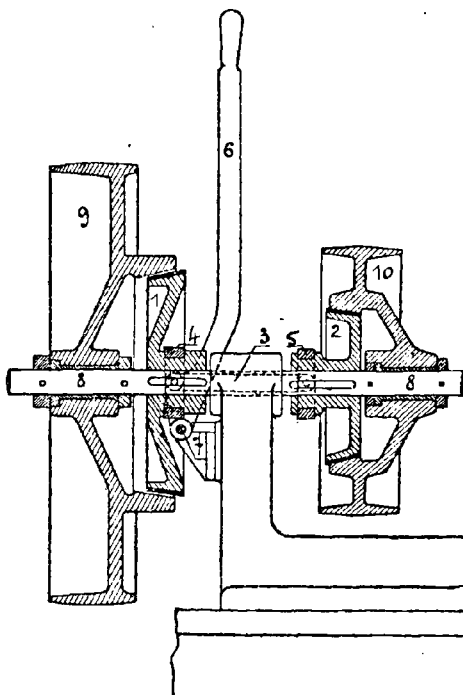


Fig. 58.

ou engrenage) 9, soit à la vitesse de l'organe 10. Ces organes peuvent tourner l'un dans un sens, le second dans l'autre, et l'arbre pourra commander par exemple une vis de raboteuse, ce sera un *retour rapide*.

Cinématique appliquée

Le levier 6 sera actionné à la main ou automatiquement suivant le travail à exécuter.

Embrayage à blocage sur manchon. — La figure 59 représente un appareil identique comme applications à celui précédemment décrit. La friction sur la jante est remplacée par un serrage des colliers B sur un

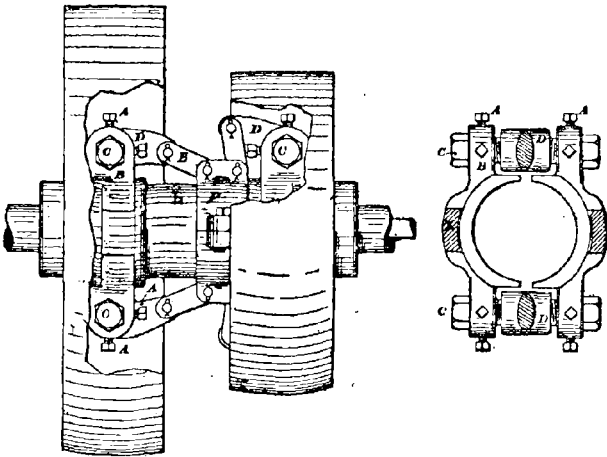


Fig. 59.

manchon L calé sur l'arbre. On déplace le collier F au moyen de l'arbre intérieur ; par l'intermédiaire des bielles E et du levier à écrou D, on rapproche ou on éloigne les têtes de vis C, donnant ainsi un blocage des colliers B progressif et énergique. Ce blocage intéresse, selon qu'on déplace le collier F dans un sens ou dans l'autre, la grande ou la petite poulie, et connecte l'arbre avec celle-ci ou celle-là.

Cinématique appliquée

REMARQUES. — Il existe une foule d'embrayages divers ; presque tous se rapprochent d'un des types que nous venons de voir.

Dans tous les cas, il faut éviter soigneusement des projections d'huile ou de graisse sur les cuirs, ce qui amènerait des glissements, et il faut changer ces cuirs aussitôt que, par accidents, ils sont devenus gras.

Les nervures coniques représentées sur les toiles des poulies dans les figures 54 et 55 sont destinées à empêcher l'huile d'arriver aux cuirs.

L'organe tournant fou est le plus souvent monté sur une douille en bronze qu'il faut remplacer dès qu'elle a pris un certain jeu, ce jeu nuisant à la bonne application du cuir contre le cône.

La pente à donner à la génératrice du cône est d'environ 15 millimètres pour 100 millimètres.

L'emploi des embrayages à friction évite les déplacements continuels des courroies et leur déformation par les fourchettes, c'est un avantage à ajouter à celui de leur rapidité de fonction, en dehors de la progression de l'effort au départ.

Embrayage métallique à disques multiples. — Pour éviter l'inconvénient des cuirs, qui brûlent et se désagrègent assez promptement, on a créé des embrayages où les frottements du début et l'adhérence finale s'opèrent sur de grandes surfaces métalliques appropriées. Tel est le cas de l'appareil représenté figure 60, qui appartient à la Société Panhard et Levassor.

Dans l'intérieur du volant V sont creusées des rainures r à sections semi-circulaires dans lesquelles

Cinématique appliquée

viennent s'engager, avec un peu de jeu, les dents correspondantes d'une série d'anneaux plats *d*.

Le plateau *c* est calé sur l'arbre à entraîner. Sur ce plateau est également montée une série d'anneaux plats *d'*, mais avec les dents à l'intérieur. Ces dents s'engastrent toujours avec un peu de jeu dans les rainures dudit plateau. On alterne la position de ces anneaux, au montage, de façon que ceux qui sont solidaires du volant soient intercalés entre ceux qui sont solidaires du plateau.

Un disque de serrage *P* est monté fou sur l'arbre à entraîner. Il appuie sur les anneaux grâce au ressort *R* à tension réglable par l'écrou *c*.

Cette pression détermine l'adhérence des faces des anneaux et par conséquent l'embrayage. On fait varier le nombre des anneaux et la pression du ressort suivant l'effort à transmettre.

En enlevant cette pression d'une façon complète, les anneaux glissent les uns sur les autres ce qui provoque l'arrêt du plateau *c*.

On conçoit que l'embrayage est progressif et peut atteindre à une très grande douceur.

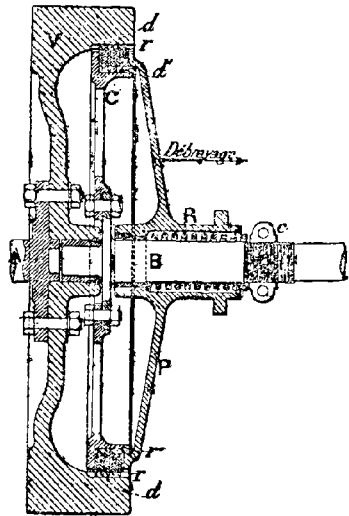


Fig. 60.

Cinématique appliquée

Il est nécessaire, naturellement, que toutes les faces frottantes soient abondamment graissées.

Sur le même principe et reprenant l'idée, la maison « Itala » a construit le mécanisme de la figure 61.

Cet embrayage se compose d'un tambour 1 faisant corps avec le volant ventilateur du moteur et sur la surface intérieure duquel sont pratiquées de nombreuses rainures 2. Dans l'intérieur de ce tambour se trouve logée la pièce 3 ayant la forme d'un manchon, tournant sur le pivot 4 qui forme le prolongement du vilebrequin du moteur et se terminant par l'arbre 5. Cette pièce 3 porte, extérieurement, de nombreuses saillies 6 en forme de clavettes. Sur l'arbre 5 formant le prolongement de la pièce 3 est fixée la pièce 7 qui présente un collier 8, ainsi que deux galets 9 tournant autour d'un boulon 10 qui forme pivot. Ces deux galets s'engagent dans des fentes percées dans la pièce métallique 11 formant la tête de l'arbre conduit.

Avec ce dispositif, l'ensemble de la pièce 3 peut se déplacer, suivant son axe, d'une certaine quantité; cette pièce peut, en outre, grâce à l'articulation formée par les galets mobiles et les fentes, former un petit angle avec l'arbre conduit, sans nuire à une bonne transmission du mouvement, ce qui lui permet de suivre les déformations élastiques du châssis de la voiture.

Le tambour 1 est hermétiquement fermé par le couvercle 12. Contre ce couvercle vient, par l'intermédiaire du coussinet à billes 13 s'appuyer le ressort 14,

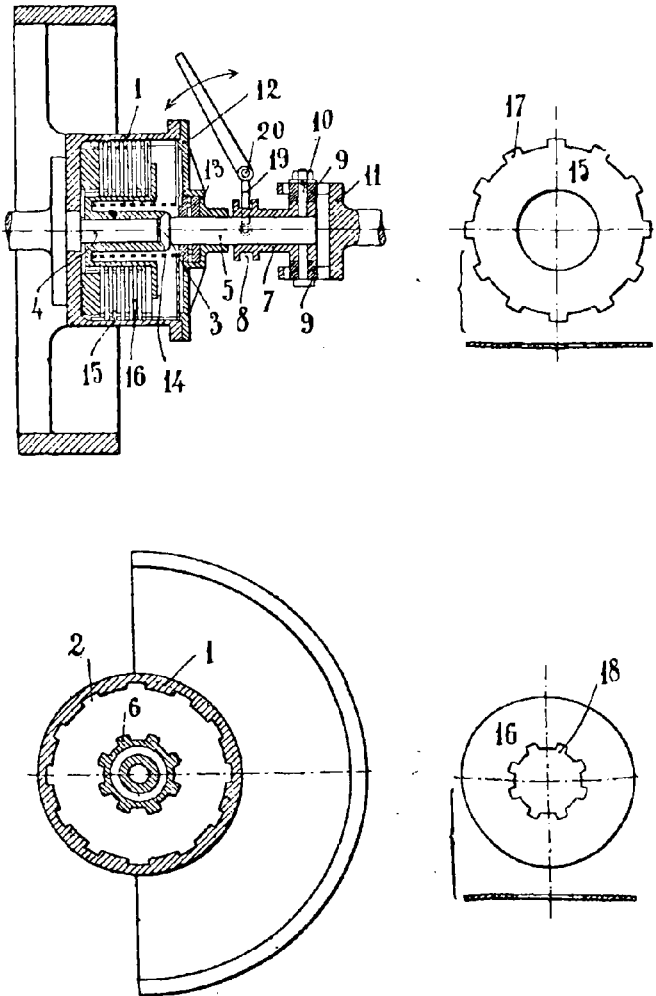


Fig. 61.

Cinématique appliquée

dont l'autre extrémité prend un point d'appui contre le fond de la pièce 3.

L'embrayage est complété par les deux séries des plateaux 15 et 16. Les plateaux 15 présentent des saillies 17 qui s'engagent dans les rainures creusées dans le tambour 1. Les plateaux 16 présentent des rainures 18 dans lesquelles s'engagent les saillies ou clavettes portées par la pièce 3.

Les plateaux d'une série sont montés alternativement avec ceux de l'autre, et par conséquent, deux quelconques d'entre eux consécutifs sont solidaires, l'un avec l'arbre moteur et l'autre avec l'arbre conduit, tout en pouvant se déplacer légèrement dans le sens de l'axe.

Tous ces plateaux sont pressés les uns contre les autres par un ressort 14 qui appuie continuellement la pièce 3 contre les dits plateaux. La pression du ressort 14 développe entre les plateaux un frottement qui est, quand tout a été exactement calculé, suffisant pour transmettre la force de l'arbre moteur à l'arbre conduit; mais, si on diminue l'action du ressort 14 en déplaçant légèrement la pièce 3 dans le sens de l'axe, la pression entre les plateaux cessera, ce qui provoquera l'arrêt. On opère le déplacement de la pièce 3 en faisant pivoter autour du pivot fixe 20 le levier 19 engagé dans le collier 8.

Pour le bon fonctionnement de l'embrayage il est nécessaire que ce dernier contienne une certaine quantité d'huile. Or, il arrive que, même en faisant cesser la pression sur les plateaux, une adhérence continue à se produire entre ceux-ci, ce qui empêche la transmission du mouvement de cesser complètement.

Cinématique appliquée

Pour obvier à cet inconvénient, les plateaux sont découpés dans une matière élastique appropriée et ceux d'une série, les 16 par exemple sont légèrement cintrés.

Ces derniers plateaux, sous la pression du ressort 14 s'aplatissent, mais ils tendent, dès que la pression cesse, à reprendre leur forme cintrée primitive, et à se détacher des plateaux 15 de l'autre série.

Dans cet embrayage, il est utile d'observer que la pièce 3 portant les plateaux 16 en étant déplacée sur son axe, produit elle-même la transmission de force ou l'arrêt. Le poids est ainsi réduit au minimum.

Le ressort 14 en s'appuyant, d'un côté, sur le couvercle du tambour, solidaire de ce dernier et, de l'autre, sur la pièce 3 qui, par l'intermédiaire des plateaux s'appuie sur le fond du tambour, n'exerce aucun effort sur les arbres.

Par suite de la forme cintrée des plateaux, ces derniers se détachent complètement les uns des autres dans la position de débrayage, cet éloignement se faisant très facilement, et très régulièrement, puisqu'il ne se produit pas d'un seul coup sur toute leur surface.

Embrayage métallique à spirale. — Les surfaces d'adhérence peuvent être disposées de façons très ingénieuses au point de vue de l'encombrement, du bon graissage, etc.

La figure 62 nous montre un dispositif appliqué aux automobiles par la Société l'Automotrice.

Dans le volant V à ailettes de ventilation est ménagée une cuvette *c* formant carter de l'embrayage.

Cinématique appliquée

L'arbre B, qu'il s'agit d'entraîner, vient embotter son extrémité sur celle de l'arbre A du moteur. Il est solidaire d'un tambour T autour duquel s'enroule avec un léger jeu la spirale métallique S. Celle-ci est arrêtée, d'une part, par l'axe *a* sur le volant et, d'autre part, sur le cône mâle F d'un petit embrayage ordinaire par la vis *b*. Le cône F est libre sur l'arbre B. Il

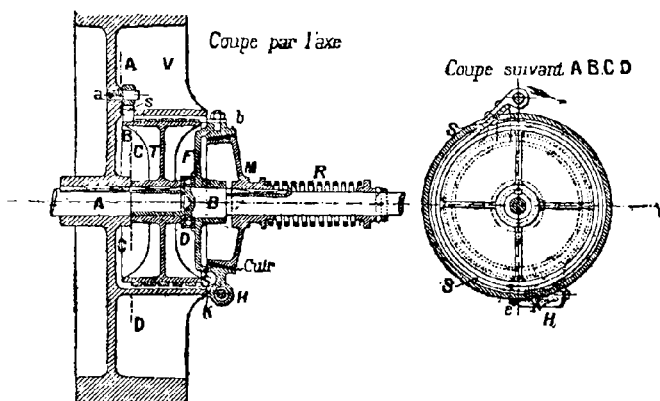


Fig. 62.

est tenu en place par une butée à billes D, et il porte un bossage H qui coulisse sur un axe *e* en comprimant un ressort *r*. Le volant entraîne le cône F par la butée K. Enfin, le ressort R tient le cône mâle M serré dans le cône femelle F. On conçoit dès lors le fonctionnement: la pédale tenant le cône M éloigné du cône F celui-ci lié au volant V par la spirale S tourne avec lui sans entraîner l'arbre B.

Mais, si on abandonne la pédale, le cône M, grâce au

Cinématique appliquée

ressort R, embraye le cône F qui resserre la spirale sur le tambour T, lequel se trouve alors entraîné ainsi que l'arbre B.

L'embrayage a donc lieu en deux temps ; *premier temps* : embrayage progressif du cône F, et *deuxième temps* : embrayage progressif du tambour T et de l'arbre du changement de vitesse.

Il est intéressant de savoir qu'un tambour d'environ 210 millimètres de diamètre lié à un cône d'un diamètre d'environ 170 millimètres peut transmettre à peu près 40 chevaux à 1.000 tours.

§ 2. — Freins.

On appelle *frein* un dispositif destiné à modérer une vitesse jusqu'à produire l'arrêt progressif d'un organe en mouvement.

On se sert généralement d'une friction produisant un frottement que l'on peut augmenter progressivement jusqu'à l'immobilité de l'organe freiné.

Les freins s'installent généralement sur une pièce animée d'un mouvement circulaire continu, une roue, un tambour, une couronne, une poulie, etc., le plus possible en un endroit où la vitesse est très grande.

Freins à sabots. — Le plus connu, est le frein à sabots (*fig.* 63), basé sur le principe inverse de celui de la figure 51. Supposons une roue 3 animée d'un mouvement circulaire continu, et des sabots 4 solidaires d'un organe absolument fixe 2. Si par un méca-

Cinématique appliquée

nisme 5, on applique fortement les sabots 4 contre la

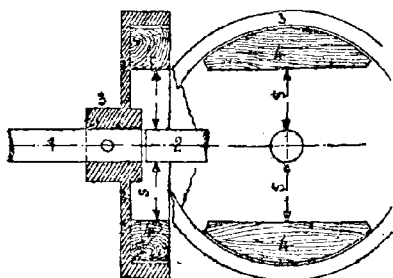


Fig. 63.

couronne 3, celle-ci tend à entraîner l'organe 2. Celui-ci étant absolument fixe, il s'en suit un frottement qui modère la vitesse de la roue 3 jusqu'à l'immobilité.

Généralement, les sabots sont à l'extérieur. On a un exemple de ce frein sur toutes les voitures et sur les wagons en service sur les chemins de fer.

Les mécanismes sont plus ou moins compliqués et automatiques, mais le principe reste le même.

Frein à bande. — Le frein le plus usité après le frein à sabot est le frein à bande (*fig. 64*). Il se compose d'un tambour, avec ou sans joues, calé sur l'arbre placé sous l'action du frein. Une courroie de la largeur du tambour entoure celui-ci. Cette courroie est garnie de cales de bois destinées à frotter sur le tambour. Elle est attachée d'un bout à un point fixe et de l'autre à un levier articulé comme l'indique la figure. Le poids du levier tient la courroie toujours détendue, c'est-à-dire le frein desserré.

Supposons cet appareil installé sur une grue et commandant la descente. Pour arrêter cette descente, il faudra soulever le levier, la courroie appliquera ses cales sur le tambour, et on modérera la descente jus-

Cinématique appliquée

qu'à l'arrêt. C'est le frein à bande et à main, il a l'inconvénient d'être dépendant du sens de marche.

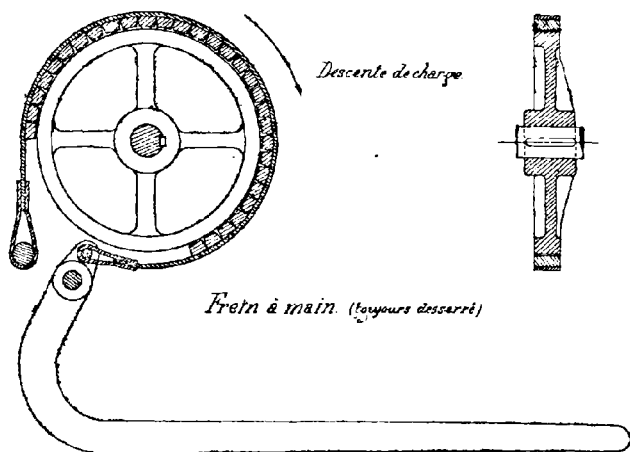


Fig. 64.

Frein automoteur. — Dans le cas précédent, le frein à l'état libre étant desserré, une inattention, un abandon du levier, laisse descendre la charge à une vitesse croissante et dangereuse. On fait un frein, pour parer aux accidents que pourraient occasionner l'inattention, qui, cette fois, est *toujours serré* (fig. 65).

On le monte sur une roue à rochet dont les cliquets sont toujours en prise. Pour la montée ce frein n'agit pas, les cliquets n'entraînant pas le tambour.

Pour la descente on soulève le contrepoids au moyen du levier de commande.

On évite ainsi les accidents occasionnés par l'abandon du levier dans le frein précédent.

Cinématique appliquée

Manivelle Dubois. — Dans les crics ordinaires, la crémaillère supportant le fardeau est commandée par un train d'engrenages entraîné par une manivelle.

Lorsqu'il s'agit de descendre la charge, il faut soulever le cliquet de retenue et avoir bien soin de ne pas lâcher cette manivelle. Souvent, cependant, elle échappe à l'ouvrier, se met à tourner avec rapidité, et il s'ensuit de terribles accidents.

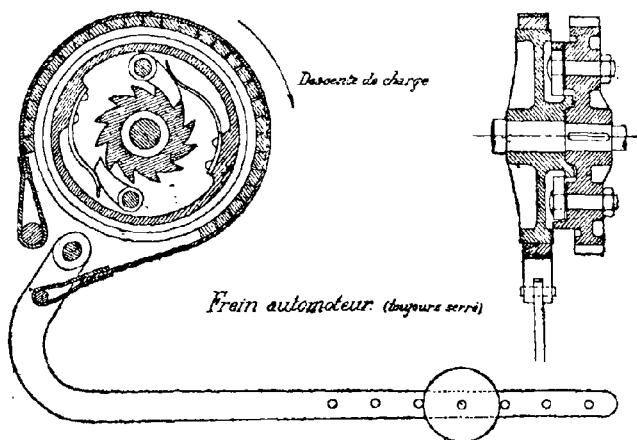


Fig. 65.

M. Dubois, ingénieur à la Compagnie des chemins de fer de l'Ouest, a créé une manivelle-frein de sécurité qu'il est utile de faire connaître. Cet appareil est établi par la Société alsacienne de constructions mécaniques.

Sur l'arbre de la manivelle (*fig. 66*), est fixée une douille, filetée à une de ses extrémités et portant à l'autre une surface de frottement. La roue à rochet se monte sur cette douille, librement.

Cinématique appliquée

La tête de la manivelle formant écrou peut serrer la roue à rochet contre la joue de la douille; des rondelles de cuir sont interposées. Une rondelle d'acier montée à l'extrémité de l'arbre tient le tout en place en laissant les quelques dixièmes de jeu nécessaires. Pour monter le fardeau, tout se passe comme dans un treuil ordi-

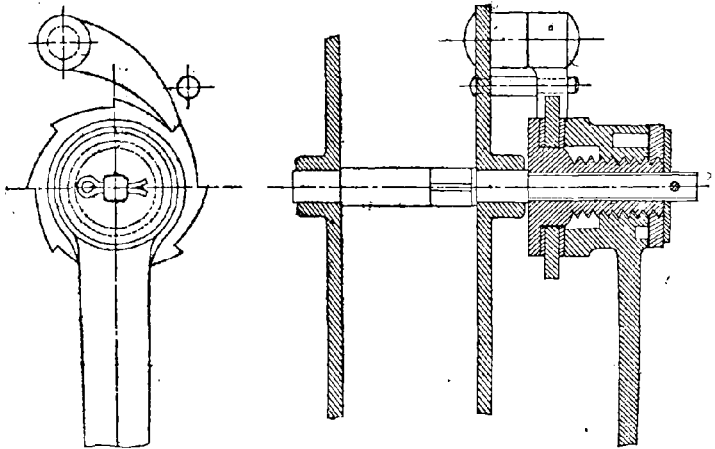


Fig. 66.

naire, la roue à rochet étant bloquée sur la douille par la manivelle dès le début.

Pour descendre, il faut tourner légèrement la manivelle en arrière pour débloquer la roue à rochet, en conservant un frottement suffisant contre la joue de la douille, solidaire de la charge.

En procédant par petits coups, on est donc maître de la descente, qu'on peut retarder ou arrêter à son gré.

Frein différentiel. — En disposant le frein à bande

Cinématique appliquée

comme le montre la figure 67, on obtient un frein automatique.

Dans la position de la figure, le frein est desserré, mais un léger mouvement dans le sens de la flèche applique la bande contre le tambour.

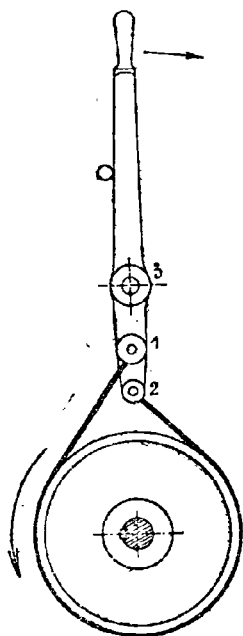


Fig. 67.

En effet, l'espace parcouru par l'axe 1 est moins grand que l'espace parcouru par l'axe 2 dans leur rotation autour de l'axe fixe 3, la bande s'est donc resserrée autour du tambour. Mais celui-ci entraîne la bande et accentue le mouvement du levier dans le sens de la flèche. Le frein se serre donc automatiquement de plus en plus jusqu'à l'arrêt. Ce système est très usité.

Comme le frein à bande, il est dépendant du sens de marche.

Freins à corde. — En enroulant une corde autour d'un tambour, en accrochant une de ses extrémités à un point fixe et en tirant sur l'autre, on a un frein très énergique. C'est celui appliqué à tous les treuils rudimentaires des puisatiers.

Frein Lemoine. — La figure 68 représente un frein à corde du genre de ceux installés sur les omnibus.

La flèche indique la direction de la voiture.

Le ressort 1 tient le frein desserré. Les tringles 2 et 3

Cinématique appliquée

sont des tiges rigides. La corde *c*, garnie de sabots en bois, s'enroule d'un tour et demi environ sur le tambour solidaire de la roue du véhicule et dans le sens de la flèche qui est celui de la marche.

La tringle 2 fixe une extrémité de la corde à une ferrure attachée au caisson de la voiture. La tringle 3 rejoint un levier articulé sur un point fixe 4. Un système

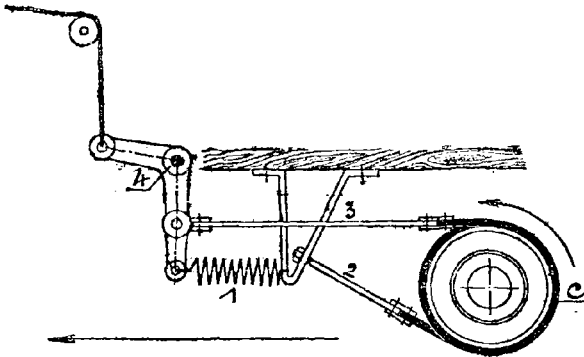


Fig. 68.

de cordons va jusqu'au cocher. Pour arrêter la voiture, celui-ci, par un mouvement du corps, tire sur le cordon très légèrement dans le sens de la marche. Le levier tourne autour du point 4, tire sur la tringle 3, la corde s'applique sur le tambour, d'autant plus fortement que ce tambour cherche à entraîner cette corde, attachée à la ferrure. Quand le cocher abandonne le cordon, le ressort rappelle le levier et la tringle 3 qui desserre le frein en détendant la corde.

Ce frein automoteur très commode a l'inconvénient de ne pouvoir être utilisé que dans la marche en avant.

Cinématique appliquée

Frein à collier articulé. — Dans certains mécanismes, on a souvent besoin de modérer la vitesse d'un organe par un freinage continu sans que le frein serve à produire l'arrêt.

Ce cas se présente dans les appareils qui travaillent sur des papiers en bobines, machines à imprimer, à découper, à gaufrer, à rebobiner, etc.

Un frein, du genre de celui représenté par la figure 69, est toujours monté sur l'axe de la bobine de façon qu'on

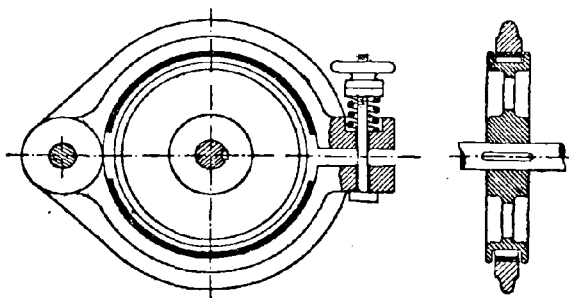


Fig. 69.

puisse tendre le papier entre celle-ci et l'appel (*fig. 33*) et présenter une nappe bien régulière aux appareils opérateurs.

Ce frein se compose d'une poulie à gorge calée sur l'arbre à freiner et de deux demi-colliers articulés sur un axe fixe. Les demi-colliers sont garnis d'un cuir.

Le serrage sur la poulie est obtenu par une vis comprimant un ressort et réglant la pression.

Ce frein a l'avantage de ne pas tirer sur l'arbre et de pouvoir servir dans les deux sens de marche. C'est un *modérateur*, à effort continu, plutôt qu'un frein proprement dit.

Frein à friction sur l'organe de commande. — Dans les machines dont nous venons de parler et plus spécialement pour les bobineuses, on emploie aussi le dispositif de la figure 70. Deux plateaux à surfaces de frottement circulaires sont montés libres sur des clavettes fixées sur l'arbre. Entre ces deux plateaux se trouve, folle sur le même arbre, la poulie recevant la commande. Elle est garnie de deux disques de cuir, en face des plateaux.

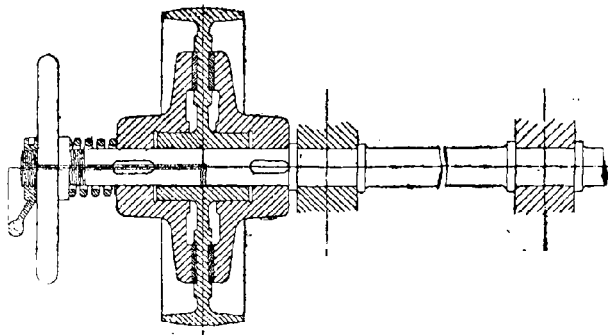


Fig. 70.

L'entraînement se fait par ces cuirs. La pression se règle par le volant, bloqué ensuite par un contre-écrou, pendant l'arrêt de la machine. Ce frein, comme le *collier articulé*, est un *modérateur* à effort continu plutôt qu'un appareil d'arrêt, il a les mêmes avantages.

Frein à galet. — Un autre frein ayant aussi les mêmes avantages, mais plutôt employé pour produire l'arrêt, est le frein à galet (*fig. 71*).

Sur l'arbre à freiner est calée une cuvette en acier

Cinématique appliquée

coulé. La couronne, bien centrée, de cette cuvette tourne entre deux galets dont les axes sont montés sur un levier articulé sur un point fixe *a*. Dans la position de marche, un ressort maintient le levier contre un butoir et la couronne passe librement entre les galets.

Pour freiner, on tire le levier dans le sens de la flèche, les galets viennent s'appliquer sur les circonférences intérieure et extérieure de la cuvette, il s'ensuit un frottement sur les galets et leurs axes, dépendant de l'effort exercé sur la poignée, qui modère la vitesse ou arrête le mouvement à volonté. En abandonnant la poignée, le levier revient sur son butoir et le frein n'agit plus.

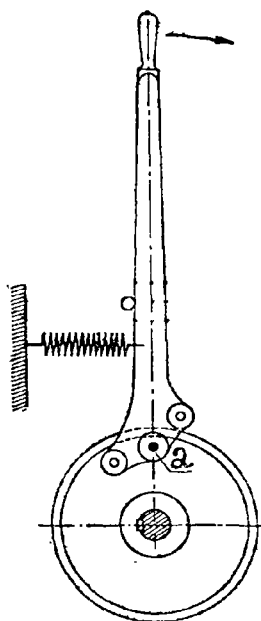


Fig. 71.

Frein de sécurité automatique.
— La figure 72 représente un frein de sécurité construit par MM. Rondet, Schor et C^{ie}. Il est basé sur le principe de la figure 63. La figure 73 donne le schéma du dispositif monté sur un treuil appliqué à deux vitesses.

Ce frein se compose essentiellement de deux sabots en bois ou métal 1 et 2, ayant la forme de deux demi-croissants et dont les surfaces extérieures peuvent se mettre en contact avec la périphérie intérieure d'une cuvette 3 ; le pourtour extérieur de cette cuvette porte

Cinématique appliquée

un ruban de frein 9 (fig. 73). Ce tambour 3 tourne librement sur l'arbre 4 dont il s'agit d'empêcher ou de modérer le retour en arrière.

Sur cet arbre 4 se trouve calé, de manière à tourner

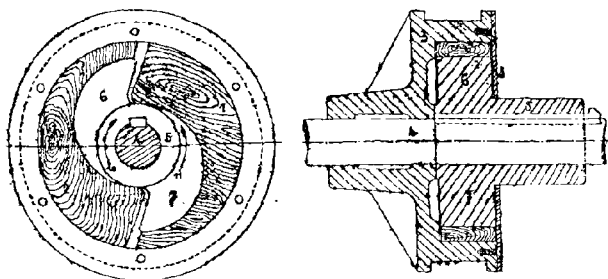


Fig. 72.

avec lui, un manchon 5 portant deux dents ou cames 6 et 7, situées dans l'épaisseur du tambour 3 et dans les vides laissés par les sabots 1 et 2 entre eux.

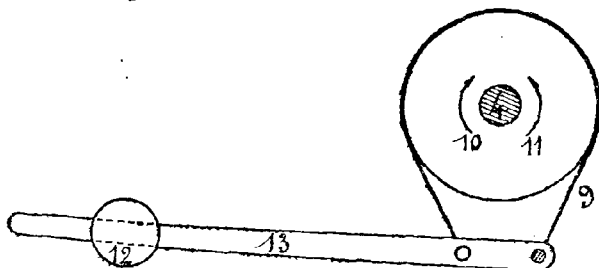


Fig. 73.

Il est maintenant facile de comprendre que, lorsque l'arbre 4 tourne dans le sens de la flèche 10 (fig. 72 et 73), les dents 6 et 7 entraînent dans leur mouvement de rotation les sabots 1 et 2 sans les écarter l'un de

Cinématique appliquée

l'autre, et par suite sans leur donner aucune action sur le tambour 3. En effet, ce dernier, étant maintenu par le ruban de frein 9, ne peut tourner.

Admettons maintenant que, pour une cause quelconque, le mouvement moteur qui actionne l'arbre 4 dans le sens de la flèche 10 vienne à s'arrêter et que, aussitôt après, cet arbre se mette à tourner en sens inverse, c'est-à-dire dans le sens de la flèche 11.

Dans ce cas, les cames 6 et 7 viendront immédiatement, par leurs parties courbes, agir sur les sabots 1 et 2 pour les écarter et les faire appliquer fortement contre le tambour 3. Celui-ci étant placé sous l'influence du frein restera bloqué et, du fait du serrage des deux sabots 1 et 2, préviendra tout retour en arrière de l'arbre 4.

Pour faire descendre lentement une charge, il suffit de modérer l'action du ruban de frein 9, qui empêche d'une façon permanente le tambour 3 de tourner, comme il a été expliqué plus haut.

En soulevant légèrement le contrepoids 12 du levier 13, les sabots 1 et 2 restent toujours bloqués et sous l'influence du ruban 9, la charge arrive à la hauteur voulue et à la vitesse désirée.

Ce dispositif convient surtout pour les petits appareils. Pour ceux d'une certaine puissance, les frottements dégagent trop de chaleur et le bois tend à se calciner.

REMARQUE. — Sur les surfaces frottantes des freins devant provoquer l'arrêt, il faut éviter l'huile.

Dans les *modérateurs*, au contraire, des cuirs un peu gras sont nécessaires.

CHAPITRE IV

ENGRENAGES

§ 1. — Généralités.

Principe des engrenages. — Nous avons dit que tous les entraînements par friction sont sujets à des glissements quand l'effort à transmettre dépasse l'effort disponible d'entraînement dû à l'adhérence et à la pression.

Depuis très longtemps, on a eu l'idée, pour obvier à cet inconvénient, d'armer les surfaces en contact de saillies appelées *dents* de façon qu'une dent de la roue qui commande pousse une dent de la roue commandée.

Ces roues prennent alors le nom d'*engrenages* ; on appelle *pignon* la plus petite des deux roues.

L'engrenage est *réci-proque* ou *réversible* quand l'une ou l'autre des deux roues peut indifféremment être la menante ou la menée. Les circonférences des cylindres de friction portent le nom de *circonférences primitives*. Les diamètres de ces circonférences sont les *diamètres primitifs*.

Chaque circonférence est garnie de dents, et il existe un *creux* entre deux dents consécutives où viendra se placer la dent de l'autre roue.

L'arc qui représente la largeur d'une dent plus la largeur d'un creux sur la circonférence primitive se nomme le *pas* de l'engrenage.

Cinématique appliquée

Il est indispensable, pour une transmission normale, que le pas soit le même sur les deux circonférences primitives.

Quand deux roues qui se commandent ont leurs dents en même matière, elles ont des dents de même largeur, des creux de même largeur, par conséquent même pas.

Supposons maintenant les dents d'une roue en fonte et les **dents de l'autre** roue en bois, les creux entre deux dents de fonte seront plus grands que les creux entre deux dents de bois, mais comme les dents de bois seront plus larges que les dents de fonte pour égaliser les résistances, le pas restera le même pour les deux roues.

Pour que les dents d'une roue retombent toujours dans les creux de l'autre, il faut que les circonférences contiennent un nombre entier de pas. On voit donc que le pas dépend du développement de la circonférence, et réciproquement.

Le nombre de pas, ou le *nombre de dents* est donc, pour chaque roue, proportionnel à son *diamètre primitif*.

Le *profil* d'une dent sera une section faite dans la dent par un plan perpendiculaire à l'axe.

Le profil d'une dent doit être tel qu'il soit toujours tangent au profil de la dent en contact. En effet, si ces profils étaient sécants, l'un d'eux tendant à pénétrer dans l'autre, la première dent userait la seconde, s'userait elle-même, et les profils seraient ramenés par ce fait à la condition de tangence dont nous venons de parler. -

Les dents portent le même profil des deux côtés de façon à pouvoir tourner dans un sens ou dans l'autre.

Comme dans les frictions : les *vitesse angulaires* et les *nombre de tours* des deux roues sont inversement

Cinématique appliquée

proportionnels à leurs diamètres primitifs par conséquent à leurs nombres de dents.

Les diamètres sont directement proportionnels aux nombres de dents.

Les vitesses aux circonférences sont égales pour toutes les roues engrenant ensemble.

EXEMPLE I. — Une roue de 60 dents engrène avec une roue de 20 dents. La première fait 20 tours pendant que la seconde en fait 60. La première fait donc trois fois moins de tours que la seconde et sa vitesse angulaire est trois fois plus petite. Le diamètre de la plus grande sera trois fois celui de la petite.

Une dent prise sur une roue parcourt, dans le même temps, le même espace qu'une autre dent prise sur l'autre roue.

EXEMPLE II. — Une roue de 96 dents fait 120 tours, combien faut-il donner de dents à une roue devant faire 80 tours ?

En raisonnant, nous pouvons dire :

S'il me fallait 120 tours à la nouvelle roue, je lui donnerais 96 dents ;

S'il me fallait un tour, je lui donnerais 120 fois plus de dents ou : 96×120 ;

Puisqu'il me faut 80 tours, je lui donnerais 80 fois moins de dents ou : $\frac{96 \times 120}{80}$, c'est-à-dire 144 dents.

En effet : les nombres de dents de ces deux roues sont bien inversement proportionnels aux nombres de tours, comme il a été dit plus haut.

C'est de cette façon que le problème se présente généralement.

Cinématique appliquée

En d'autres termes, on voit qu'il faut multiplier le nombre de dents de la roue connue par son nombre de tours et diviser le résultat par le nombre de tours de la roue inconnue pour avoir le nombre de dents de cette dernière.

EXEMPLE III. — Une roue de 90 dents fait 66 tours, on la fait conduire une roue de 18 dents, combien cette dernière fera-t-elle de tours ?

En raisonnant, nous pouvons dire :

Une roue de 90 dents tournerait à 66 tours ;

Une roue de 1 dent tournerait à 66×90 tours ;

Et une roue de 18 dents tournera à $\frac{66 \times 90}{18}$, c'est-à-dire 330 tours.

Les nombres de tours sont encore inversement proportionnels aux nombres de dents.

En d'autres termes, on voit qu'il faut multiplier le nombre de tours de la roue connue par son nombre de dents et diviser le résultat par le nombre de dents de la roue inconnue pour avoir le nombre de tours de cette dernière.

Ces exemples peuvent servir de types pour toutes les roues dentées.

§ 2. — Axes parallèles. — Engrenages cylindriques. — Du profil des dents.

Dénomination des différentes parties des engrenages cylindriques. — Prenons comme exemple des engrenages du commerce :

Cinématique appliquée

Une roue à quatre bras à nervures avec moyeu symétrique et un pignon évidé avec moyeu dissymétrique de la maison Piat (*fig. 74*).

La flèche indique le sens du mouvement.

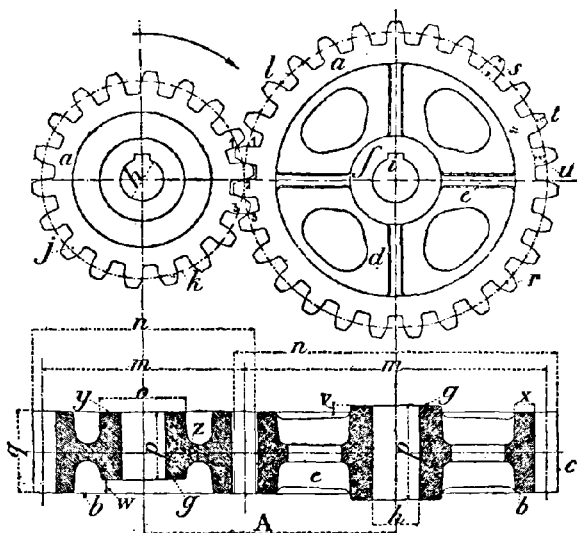


Fig. 74.

- A, distance des centres ;
- a, couronne ;
- b, faces de la couronne ;
- c, extérieur de la couronne ;
- d, bras ;
- e, nervure ;
- f, moyeu ;
- g, faces du moyeu ;
- h, diamètre de l'alésage ;
- i, rainure ;
- j, dent ;

Cinématique appliquée

- k*, creux entre les dents ;
- l*, pas ;
- m*, diamètre primitif ou au contact ;
- n*, diamètre extérieur ;
- o*, diamètre du moyeu ;
- p*, longueur du moyeu ;
- q*, longueur des dents ;
- r*, épaisseur des dents ;
- s*, hauteur des dents ;
- t*, face de la dent ;
- u*, flanc de la dent ;
- V*, saillie du moyeu sur la couronne ;
- W*, saillie de la couronne sur le moyeu ;
- X*, épaisseur de la couronne ;
- y*, face du moyeu à fleur de la couronne ;
- Z*, épaisseur de la toile ;
- Arcs 1, 2, arcs d'approche ;
- Arcs 2, 3, arcs de retraite ;
- Arcs totaux 1, 3, arcs de conduite.

Tracés des profils des dents. — Nous avons dit précédemment : pour que deux engrenages se conduisent dans de bonnes conditions, c'est-à-dire pour que leurs circonférences primitives roulent exactement l'une sur l'autre, il faut que les profils des dents en contact soient tangents à chaque instant. Il faut aussi, à chaque instant, que la normale commune aux profils passe par le point de contact des circonférences primitives.

L'un des profils est l'enveloppe des positions successives qu'occupe l'autre profil quand la circonférence primitive du second roule sur la circonférence primitive du premier supposée fixe.

En général, deux cas se présentent dans les études d'engrenages.

I. Une roue existe avec un profil donné, modifié par

Cinématique appliquée

l'usure, il faut la faire servir telle que et créer un profil convenable pour la roue à construire. Les considérations ci-dessus nous disent que le profil à créer sera l'enveloppe des positions successives du profil existant quand la circonférence primitive de ce dernier roulera sur la circonférence primitive du profil à créer supposée fixe.

Tracé Poncelet. — Voici comment on obtient ce profil : soit la roue A existante dont on a relevé le profil (*fig. 75*). On trace la circonférence primitive B de la roue à construire, tangente à la circonférence primitive de la roue A. On reporte le point *o*, intersection du profil connu avec sa circonférence primitive, sur la circonférence B, puis à partir des points *o*, sur les deux circonférences, et de chaque côté, on porte un certain nombre de petites divisions égales, 1, 2, 3, 4, 5, ..., 9, 10, 11, ..., 17. Alors, du point 1 sur la circonférence primitive de la roue A, on trace l'arc 1, tangent au profil connu. Sans changer l'ouverture de son compas, du point 1 sur la circonférence B, on trace un même arc 1. On opère ainsi pour chacun des points 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, servant de centres aux arcs de même chiffre, toujours tangents au profil de la roue, et qu'on reporte toujours sur la circonférence B de la roue à faire. On procède de même pour l'autre partie du profil A, avec les points 9, 10, 11, ..., 17.

On limite le profil trouvé par une circonférence extérieure et une autre intérieure à la circonférence primitive B en tenant compte du jeu et en donnant une hauteur de dent égale à celle de la roue A. Il ne reste plus qu'à faire un gabarit précis qui servira à tracer la roue B.

Cinématique appliquée
Ce tracé est dû à Poncelet.

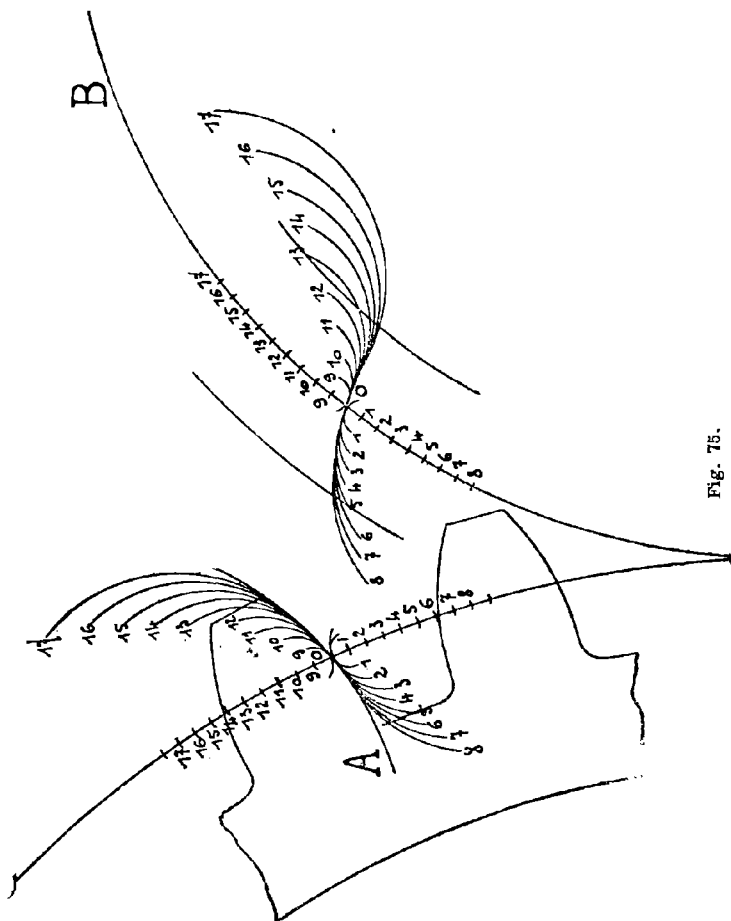


Fig. 75.

Dans la pratique, on fait quelquefois rouler la roue existante autour d'un plateau de mastic pris entre deux

Cinématique appliquée

plateaux de bois, avec une distance d'axe en axe égale à la somme des deux rayons primitifs. Les dents de la roue existante s'impriment dans le mastic, façonnent celui-ci et forment des dents ayant le profil exact cherché. Il faut commander le plateau à sa vitesse.

Il peut ensuite, dans certains cas, servir de modèle pour la fonte de la roue à construire.

II. On crée les roues en même temps. Il faut donc déterminer, d'après le nombre des dents et le pas, les profils répondant aux deux conditions dont nous avons parlé au commencement de ce paragraphe.

Le pas nous servira à déterminer la hauteur et la largeur de la dent :

Hauteur des dents. — Pour limiter les dents, on peut leur donner une hauteur égale à une fois et demie le demi-pas.

On porte les $\frac{7}{10}$ du demi-pas au-dessus de la circonférence primitive et les $\frac{8}{10}$ au-dessous.

Le jeu au fond des dents est donc égal au $\frac{1}{10}$ du demi-pas soit $\frac{1}{20}$ du pas.

Largeur des dents. — On fait la largeur de la dent égale au demi-pas moins un demi-dixième de millimètre pour le jeu.

On augmente ce jeu pour les engrenages devant tourner brut, ce qui n'est recommandable dans aucun cas.

Quant aux profils plusieurs sortes de tracés sont employés, les plus connus sont :

Cinématique appliquée

1° Le tracé des profils en forme d'épicycloïdes, que la pratique avait adopté pendant longtemps. Ce tracé donnait des dents qui, en engrenant, tendaient à écarter

les arbres sur lesquels les roues étaient montées, ce

qui fatiguait beaucoup les paliers. De plus, une roue engrenant avec une deuxième ne pouvait engrener avec une troisième que si le cas avait été prévu en traçant les profils. On ne pouvait donc que créer des « séries » et ne pas en sortir dans les applications.

2° Le tracé Poncelet, qui donne des dents gracieuses de forme et très solides. C'est celui de la figure 75. On le fait encore à flancs

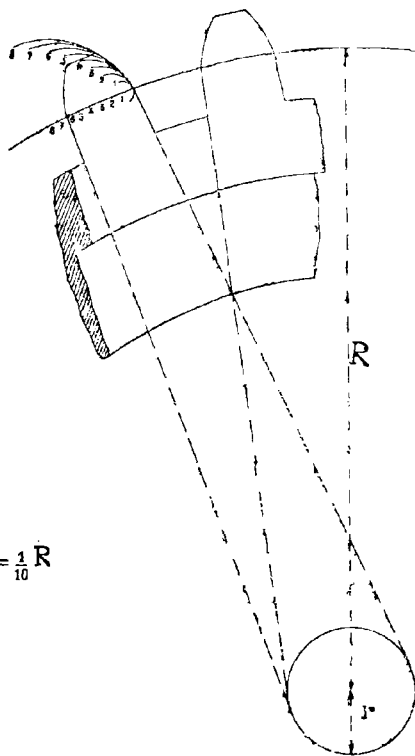


Fig. 76.

rectilignes en menant des points σ une tangente à une circonférence égale au $\frac{1}{10}$ des circonférences primitives

Cinématique appliquée

(fig. 76). Ce tracé est resté très employé pour des dents solides. Elles sont en effet très fortes à la racine.

3° Les tracés Willis par un arc de cercle ou par deux arcs de cercles.

Le premier tracé a une grande analogie avec le tracé par développantes de cercles, dont nous allons parler tout à l'heure. Le second tracé se rapproche du tracé par épicycloïdes dont nous avons parlé plus haut.

4° Tracés par développantes de cercles. — La courbe connue sous le nom de développante de cercle remplit les conditions nécessaires aux profils des dents pour la transmission du mouvement.

Nous croyons devoir, tout d'abord, rappeler la façon de tracer cette courbe.

Soit (fig. 77) la circonférence O à développer, on divise cette circonférence en un certain nombre de parties égales. Par les points de division, on

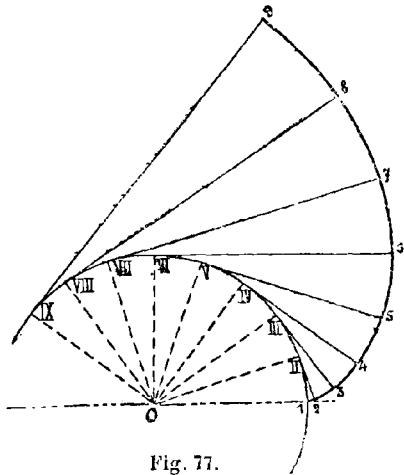


Fig. 77.

mène les tangentes II, III, IV, V, VI, etc. On porte sur chacune d'elles, à partir de son point de contact avec la circonférence, une longueur égale à l'arc compris entre ce point de contact et l'origine 1. On obtient ainsi sur les tangentes les points 2, 3, 4, 5, 6. Pour tracer la courbe, on décrira du point II l'arc 1, 2, du point III l'arc 2, 3 du point IV l'arc 3, 4, etc.

Cinématique appliquée

Soient (fig. 78) OA et $O'A$ les rayons des circonférences primitives; pour fixer les idées, nous allons supposer que la roue O entraîne le pignon O' , dans le sens de la flèche.

Sur la circonférence primitive O' , portons l'arc $A1$,

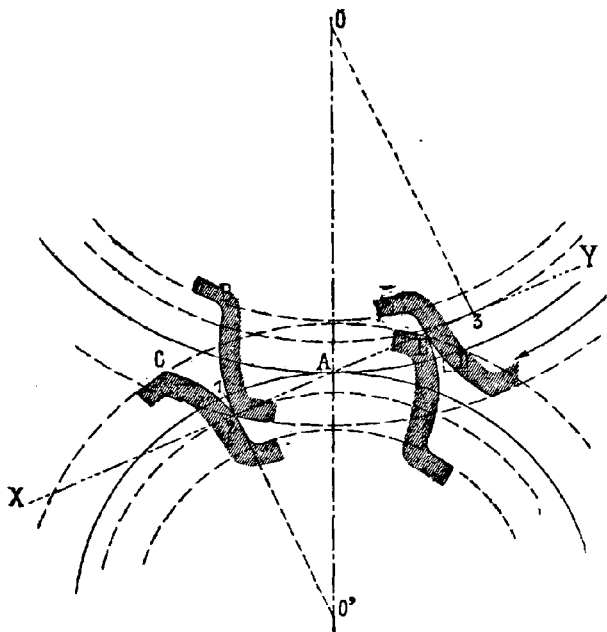


Fig. 78.

égal à l'arc de retraite soit : un pas environ. Traçons le rayon $1, O'$ et du point A menons la ligne XY , perpendiculaire à ce rayon. Cette ligne coupe le rayon au point 2 .

Du centre O , traçons la droite $O, 3$, parallèle à $O', 2$, et des centres O, O' avec les rayons $O, 3, O', 2$ traçons les

circonférences ayant la ligne XY comme tangente commune.

Au point 2 on trace : 1° la développante 2,B, qui donnera le profil de la roue ; 2° la développante 2,C, qui donnera le profil du pignon. La circonférence ayant O,2 pour rayon sera la limite extérieure de la dent pour la roue.

Sur la circonférence primitive OA, portons un arc AD égal à l'arc d'approche : un pas environ. Reproduisons le profil 2,B de la roue en le faisant passer par le point D. Ce profil coupe la ligne XY au point E ; la circonférence de rayon O'E sera la limite extérieure de la dent pour le pignon. On laissera le jeu nécessaire au fond des dents, ce jeu peut être presque nul.

On incline généralement la ligne de poussée XY de 75° sur la ligne des centres.

L'inconvénient que l'on trouve à ce tracé est de donner des dents un peu longues et pointues par rapport aux dents en épicycloïdes. Un autre inconvénient se signale dans le cas où les roues sont de très petits diamètres et le pas assez grand, le profil prend alors une forme triangulaire qui peut amener l'arc-boutement dans la conduite pendant l'approche, c'est-à-dire avant la ligne des centres.

Il ne faut jamais donner moins de 12 dents à l'une de ces roues.

Les avantages de ce tracé sont, par contre, très importants.

1° Les dents à développantes de cercles fatiguent très peu les arbres et les paliers.

2° Toutes les roues ayant le même pas engrènent entre elles, quel que soit le nombre de dents. Elles se

Cinématique appliquée

conduisent dans de bonnes conditions malgré une légère variation dans la distance des centres.

Toutes les machines automatiques à tailler les engrenages, dont l'usage se répand de plus en plus, donnent mécaniquement aux dents des profils à développantes. Des maisons spéciales et importantes se sont outillées avec ces machines et taillent les engrenages pour tous les constructeurs, à des prix très peu élevés comparativement aux anciens.

§ 3. — Notation diamétrale.

Les études d'engrenages sont encore simplifiées par l'usage d'une notation employée depuis quelques années. Elle consiste à rapporter le pas au diamètre au lieu de le rapporter à la circonférence primitive.

Le pas est appelé *pas diamétral* ou *module*.

Le pas diamétral est égal au diamètre primitif de la roue divisé par le nombre de dents.

Supposons une roue de 240 millimètres de diamètre et de 60 dents, son pas diamétral sera :

$$240 : 60 = 4.$$

On dit que la roue est du module 4.

Il y aura, sur la roue, une dent par 4 millimètres de longueur de diamètre.

Le pas circonférentiel est égal au pas diamétral multiplié par π , c'est-à-dire 3,1416. Ainsi, dans notre roue du module 4, le pas circonférentiel serait de :

$$4 \times 3,1416 = 12,57.$$

Le diamètre primitif est égal au pas diamétral multiplié par le nombre de dents.

Cinématique appliquée

Une roue du module $3,3/4$ et de 29 dents aura un diamètre primitif de :

$$3,75 \times 29 = 108^{\text{mm}},75.$$

Dans ces engrenages, on fait le creux égal en largeur à l'épaisseur de la dent. Ils tournent donc sans jeu.

La saillie de la dent au-dessus du diamètre primitif est toujours égale au module.

La hauteur totale de la dent est égale au double du module augmenté du dixième du demi-pas. Cette dernière fraction donne le jeu diamétral.

TABLEAU DES DIMENSIONS SE RAPPORTANT
AUX MODULES COURANTS

MODULE ou PAS DIAMÈTRE	PAS CIRCONFÉRENTIEL	SAILLIE (en m/m)	HAUTEUR DE LA DENT (en m/m)	MODULE ou PAS DIAMÈTRE	PAS CIRCONFÉRENTIEL	SAILLIE (en m/m)	HAUTEUR DE LA DENT (en m/m)
1	3,14	1	2,16	4 1/2	14,14	4,50	9,71
1 1/4	3,93	1,25	2,70	4 3/4	14,92	4,75	10,24
1 1/2	4,71	1,50	3,23	5	15,71	5	10,78
1 3/4	5,50	1,75	3,77	5 1/4	16,49	5,25	11,33
2	6,28	2	4,31	5 1/2	17,28	5,50	11,86
2 1/4	7,07	2,25	4,85	6	18,86	6	12,94
2 1/2	7,86	2,50	5,40	6 1/2	20,41	6,50	14,02
2 3/4	8,63	2,75	5,93	7	22	7	15,1
3	9,42	3	6,47	8	25,14	8	17,26
3 1/4	10,20	3,25	7	9	28,27	9	19,41
3 1/2	11	3,50	7,55	10	31,42	10	21,57
3 3/4	11,77	3,75	8,09	11	34,56	11	23,72
4	12,57	4	8,63	12	37,70	12	25,88
4 1/4	13,35	4,25	9,17	20	62,83	20	43,14

Le tracé général adopté est celui par développantes avec ligne de poussée à 75 degrés.

Cinématique appliquée

Cette méthode tend de plus en plus à se généraliser. D'abord elle uniformise les roues, et il est plus facile de trouver des rechanges. L'établissement des dessins d'engrenage a été simplifié et ils ne sont plus ces épures minutieuses aux profils déformés ensuite par le calque, le bleu, le gabarit et l'exécution.

Les plans ne portent plus que les cotes nécessaires pour tourner la roue et l'indication du module et du nombre de dents.

On a très vite pris l'habitude de se servir de cette notation commode, qui fait gagner beaucoup de temps.

§ 4. — Applications des engrenages droits.

1° Roue et pignon. — Multiplicateur de vitesse (fig. 79). — Quand la roue commande le pignon, il y a multiplication de vitesse sur l'arbre entraîné par ce dernier.

Les nombres de tours sont inversement proportionnels aux nombres de dents, comme nous l'avons dit au commencement de ce chapitre.

2° Pignon et roue. — Réducteur de vitesse (fig. 80). — Quand le pignon commande la roue, il y a réduction de vitesse sur l'arbre entraîné par cette dernière. Les nombres de tours sont toujours inversement proportionnels aux nombres de dents.

3° Equipages (fig. 81). — Lorsqu'on veut une très grande multiplication ou une très grande réduction, le dispositif pignon et roue ne peut être employé, il y aurait une roue trop petite et l'autre trop grande.

Cinématique appliquée

On se sert alors d'axes intermédiaires, chaque axe portant deux roues ; une roue menée et une roue menante, solidaires l'une de l'autre.

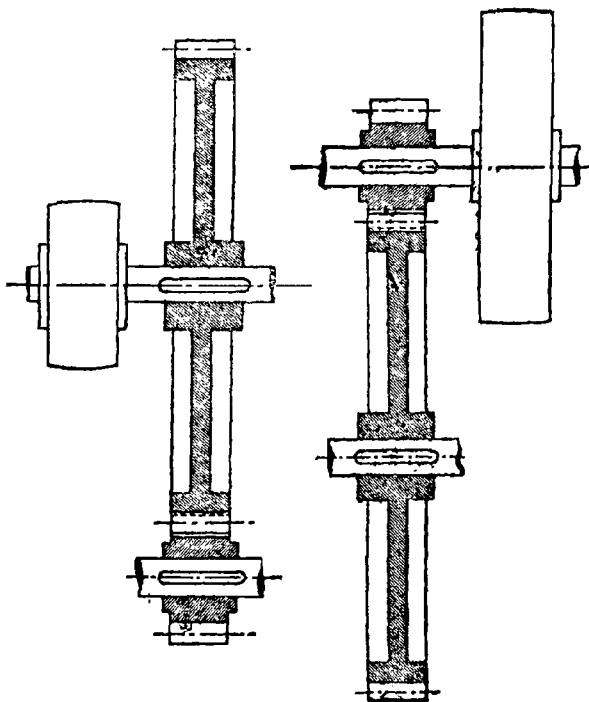


Fig. 79.

Fig. 80.

L'ensemble de la roue menante et de sa roue menée engrenant avec elle forme un *système*.

La combinaison de ces systèmes forme ce qu'on appelle un *équipage* ou *train*.

La *raison* du train est le rapport de la vitesse angu-

Cinématique appliquée

laire (ou du nombre de tours) de la dernière roue menée à la vitesse angulaire (ou au nombre de tours) de la première roue menante.

Cette raison est égale au produit des nombres de dents des roues menantes divisé par le produit des nombres de dents des roues menées.

EXEMPLE I. — Soit un arbre A tournant à 6 tours, on veut que l'arbre B, parallèle, tourne à 255 tours.

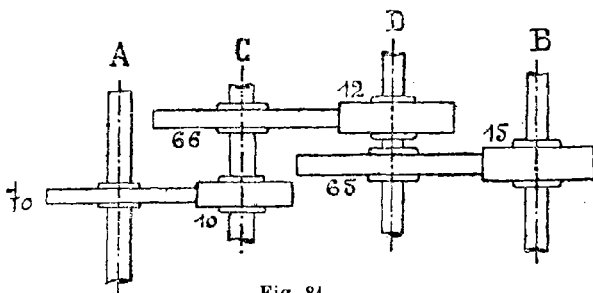


Fig. 81.

Pour résoudre la question, prenons la raison: $\frac{255}{6}$
et décomposons ses deux termes en facteurs, nous aurons:

$$\frac{255}{6} = \frac{7 \times 11 \times 13}{1 \times 2 \times 3} = \frac{70 \times 66 \times 65}{10 \times 12 \times 15} = \frac{255}{6}$$

Donc :

La première roue menante ayant 70 dents, nous créerons un axe intermédiaire C entraîné par la première roue menée de 10 dents et entraînant la deuxième menante de 66 dents. Cette dernière conduira une

Cinématique appliquée

deuxième menée de 12 dents calée sur un second axe intermédiaire D qui entrainera la troisième menante de 65 dents. Celle-ci engrenera avec la dernière menée de 15 dents, calée sur l'arbre qui doit faire 6 tours.

EXEMPLE II. — Généralement, le problème se présente sous la forme réciproque de l'exemple ci-dessus. C'est-à-dire :

Soit un arbre B faisant 255 tours, il s'agit de faire tourner à 6 tours l'arbre A.

La raison devient : $\frac{6}{255}$; décomposons les deux termes en facteurs, nous avons :

$$\frac{6}{255} = \frac{3 \times 2 \times 1}{13 \times 11 \times 7} = \frac{65 \times 66 \times 70}{15 \times 12 \times 10} = \frac{6}{255}.$$

Le raisonnement est le même que précédemment, mais inversé : la raison étant inverse. Les roues menantes deviennent les roues menées et réciproquement.

Dans tous les cas, il faut observer que *le rapport entre les deux roues d'un même système doit se rapprocher autant que possible de l'unité* et ne pas être inférieur à $\frac{1}{10}$: il ne faut pas non plus qu'aucune roue ait moins de 10 dents.

Nous verrons au chapitre des vis une application précieuse des équipages de roues dentées. En effet, dans les tours à fileter, pour obtenir un pas voulu sur la vis en fabrication, on fait avancer l'outil pendant que la pièce tourne. On règle cet avancement par rapport à la vitesse de la pièce au moyen de « systèmes » composant un « train de roues » convenable.

Cinématique appliquée

4° Multiplicateurs ou réducteurs montés sans axes intermédiaires. — On peut avoir besoin de passer d'une vitesse très petite à une autre très grande, ou réciproquement, sans que l'espace libre permette d'employer l'encombrement d'axes intermédiaires.

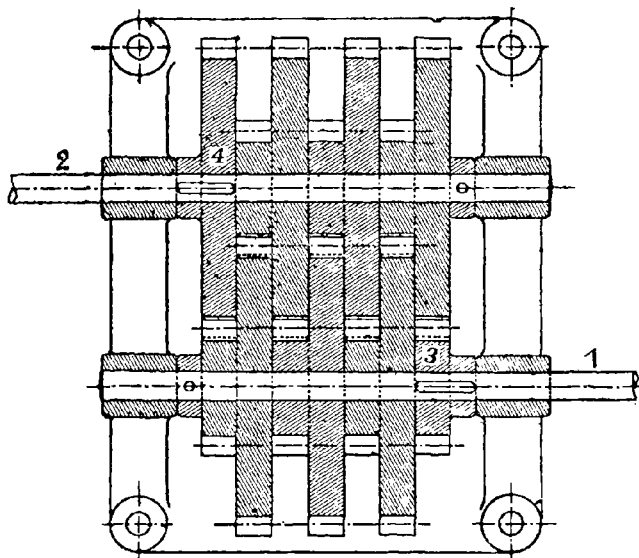


Fig. 82.

On reporte les axes intermédiaires sur les axes principaux.

La figure 82 représente un dispositif dans lequel un arbre moteur 1 commande un second arbre 2 avec une réduction de vitesse considérable sous un encombrement restreint.

Le pignon 3, calé sur l'arbre 1, commande, par l'inter-

Cinématique appliquée

médiaire d'une série de trains montés fous sur les arbres prolongés, la roue 4, calée sur l'arbre conduit 2.

Dans le cas présent, les rapports des sept couples se

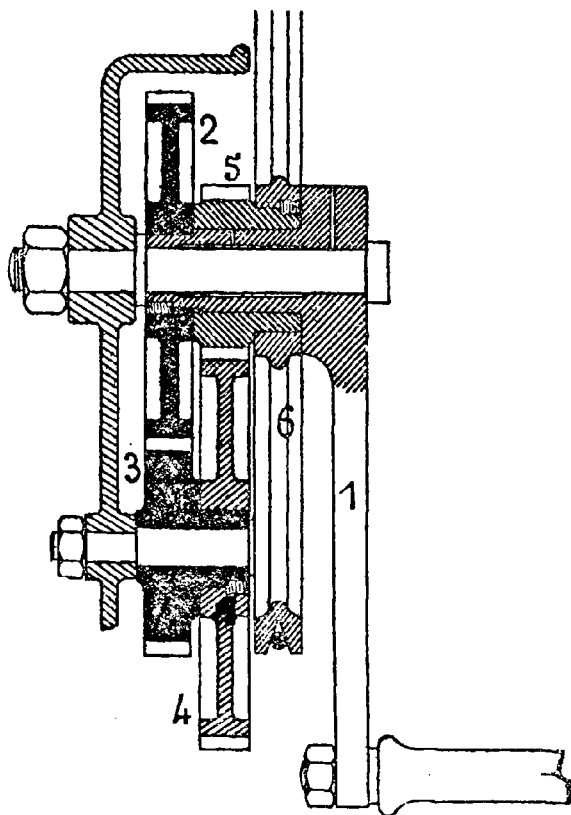


Fig. 83.

multiplient, et celui entre le pignon 3 et la roue 4 prend ainsi une très grande importance.

Cinématique appliquée

On met généralement les extrémités des arbres entre paliers et le tout est enfermé dans un carter plein d'huile.

La figure 83 nous montre un multiplicateur de vitesse employé dans les « essoreuses à bras » des teinturiers. Le manœuvre faisant faire 60 tours à la manivelle 1, cette dernière entraîne à cette vitesse la première roue menante 2, calée sur la douille prolongée de la manivelle. La première menante 2 ayant un nombre de dents double de celui de la roue 3, première menée, celle-ci fait 120 tours, entraînant à cette vitesse la seconde menante 4, calée sur le moyeu de 3 prolongé.

La roue 4 de 55 dents entraîne la seconde menée 5 de 22 dents, folle sur la douille de la manivelle 1.

La vitesse de la roue 5 sera donc de $\frac{120 \times 55}{22}$ ou 300 tours. Le volant à gorge 6, calé sur le moyeu prolongé de la roue 5 est donc entraîné à cette vitesse. On a, pour réduire l'espace, emboîté les moyeux des roues les uns dans les autres.

Grossissement des moyeux. — Nous attirons l'attention sur les services que peut rendre le grossissement du moyeu d'un organe pour permettre de le monter sur le moyeu d'un autre organe ayant un mouvement indépendant du sien. Le mécanisme de la figure 72 n'est qu'un faible exemple du parti que l'on peut tirer du grossissement des moyeux. Souvent, c'est le seul moyen de loger plusieurs organes dans un espace restreint en donnant aux moyeux une portée convenable.

5° Changements de vitesses. — Les changements de

Cinématique appliquée

vitesses sont des mécanismes qui, étant donné deux arbres dont le premier est animé d'un mouvement à vitesse constante, permettent de faire varier la vitesse du second dans des conditions prévues.

Dans certains tours à fileter américains, par exemple, on dispose d'un changement de vitesses pour l'entraînement du chariot pendant les divers filetages ou opérations que comporte le tour.

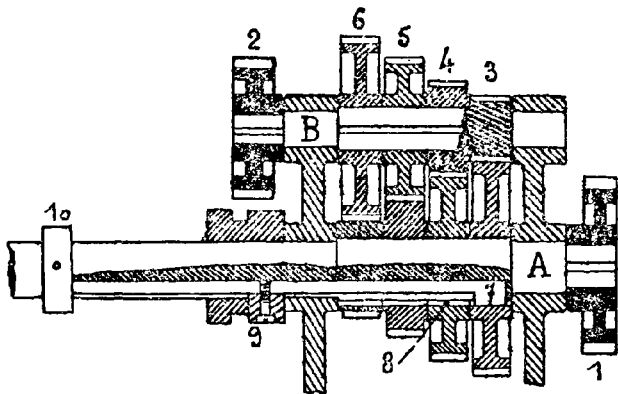


Fig. 84.

La figure 84 montre un mécanisme de ce genre dit à clavette mobile. L'arbre A reçoit la commande par la roue 1 et transmet le mouvement à l'arbre B par l'un des systèmes 3, 4, 5, 6, de raisons différentes.

Pour embrayer l'un des systèmes: au moyen du collier 9, actionné par un levier à fourche, on amène la clavette mobile 7 dans la rainure de la roue que l'on veut rendre solidaire de l'arbre A. Les autres roues calées sur cet arbre tournent folles entraînées par leurs

Cinématique appliquée

roues correspondantes, toutes calées sur l'arbre B. Cet arbre B peut donc changer 4 fois de vitesse et transmettre dans tous les cas son mouvement aux organes du tour par la roue 2, clavetée à son extrémité. Afin de faciliter la prise des roues montées sur l'arbre A par la clavette mobile, chacune de ces roues peut porter plusieurs cannelures à l'intérieur de son moyeu.

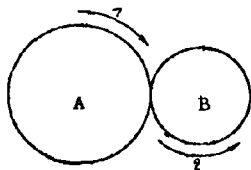


Fig. 85.

6° Changement de marche. —

Intermédiaires. —

Soit la roue A (fig. 85) tournant dans le sens de la flèche 1. Elle entraîne la roue B dans le sens de la flèche 2. Si la roue A a 38 dents et la roue B 26, pour 1 tour de la première la roue B aura fait $\frac{38}{26}$ de tour.

Supposons maintenant la roue A (fig. 86) trop éloignée de la roue B pour qu'elles puissent engrener. Il faudra mettre un intermédiaire C en contact avec les deux roues. Cet intermédiaire sera entraîné par A dans le sens de la flèche 2, et il entrainera la roue B dans le sens de la flèche 3. Le sens de rotation de la roue B sera donc changé.

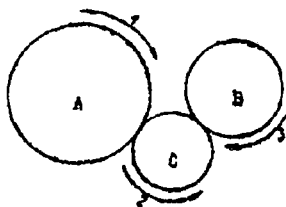


Fig. 86.

Quand une dent de la roue A aura fait passer une dent de la roue C par leur point de contact, une dent de la roue C aura fait passer une dent de la roue B par

leur point de contact. Donc les 38 dents de la roue A constituant un tour de cette roue auront fait tourner la roue B de $\frac{38}{26}$ de tour.

L'intermédiaire, quel que soit son nombre de dents, n'aura pas modifié la vitesse de la roue B.

Pour redresser le sens de rotation de la roue B, il faudra mettre un second intermédiaire D (fig. 87), qui tournera dans le sens de la flèche 3 et entraînera la roue B dans le sens de

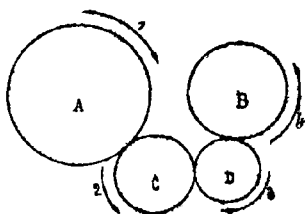


Fig. 87.

la flèche 4, identique à celui de la flèche 2 (fig. 85). En somme, on appelle « intermédiaire » une roue destinée, soit à transmettre le mouvement d'une roue à une autre quand la distance d'axe en axe de ces dernières est plus grande que la somme de leurs rayons, soit à changer le sens de rotation de la roue menée.

PRINCIPES. — Les intermédiaires, quels que soient leur nombre et leur nombre de dents, ne changent pas la vitesse de la roue qu'ils conduisent.

Un intermédiaire ou un nombre impair quelconque d'intermédiaires change le sens de rotation de la roue conduite.

Deux intermédiaires ou un nombre pair quelconque d'intermédiaires ne change pas le sens de rotation de la roue conduite.

7° Changements de vitesses avec marche arrière. — Dans les automobiles, la vitesse de régime du moteur

Cinématique appliquée

est constante. Il faut cependant, suivant les cas de la route, augmenter, diminuer ou annuler la vitesse de la voiture, il faut aussi pouvoir démarrer en arrière. On place, pour arriver à ce but, entre le moteur à vitesse constante et les roues motrices de la voiture, le mécanisme de changement de vitesses et de marche arrière, complété par un débrayage à friction.

Ces changements de vitesses peuvent se diviser en plusieurs types généraux; nous nous contenterons d'en donner trois, desquels tous les autres se rapprochent.

a) CHANGEMENT DE VITESSE A EMBRAYAGE A GRIFFE. —

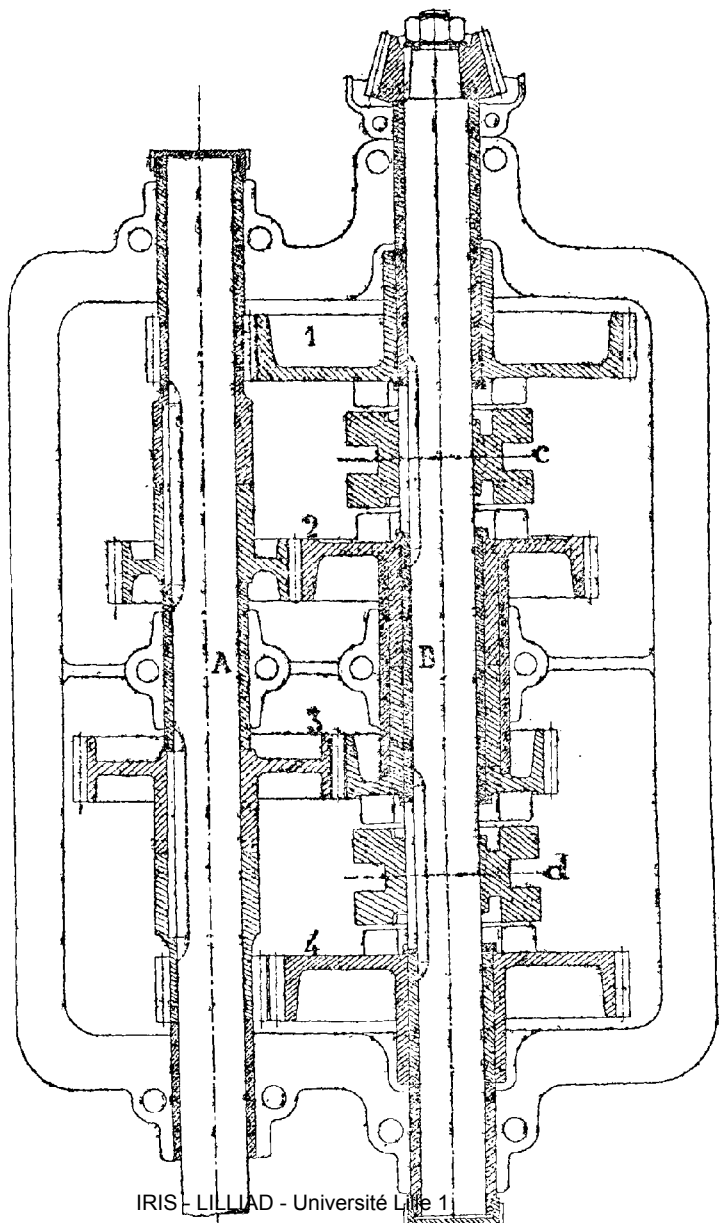
La figure 88 représente un changement de vitesses à quatre systèmes. L'arbre A reçoit la commande du moteur. L'arbre B transmet le mouvement au différentiel des roues motrices.

Sur l'arbre A, toutes les roues sont clavetées. Sur l'arbre B, toutes les roues sont folles, mais elles portent des griffes correspondant aux encoches des manchons d'embrayage *c*, *d*. Ces manchons sont solidaires de l'arbre B par une clavette sur laquelle ils glissent. Comme il est représenté sur la figure, le mécanisme est débrayé, toutes les roues tournent folles sur l'arbre B. Supposons alors qu'on mette le manchon *c* ou *d* en prise avec l'une des roues voisines.

On intéresse l'arbre B par le manchon et sa clavette au mouvement du système dont fait partie la roue griffée par ce manchon. La raison variant pour chaque système, la vitesse de l'arbre B sera dépendante de celui embrayé.

Le système 1 fournira la petite vitesse.

Le système 2 fournira la moyenne vitesse.



Cinématique appliquée

Le système 3 fournira la grande vitesse.

Le système 4 fournira la marche arrière au moyen d'un intermédiaire situé derrière les deux roues de la figure et engrenant avec elles de façon à changer le sens de rotation de l'arbre B.

L'avantage de ce mécanisme réside en ceci que toujours les dents des roues sont en prise.

Son inconvénient est que l'effort se donne tout d'un coup, à chaque embrayage. De plus, les roues tournant continuellement sur leurs douilles, il s'ensuit une certaine usure de celles-ci. On atténue cet inconvénient en leur donnant une grande portée comme dans la figure. Néanmoins, la simplicité de cet appareil est dans certains cas recommandable.

Perfectionnement aux embrayages à griffes. — La maison Panhard et Levassor a apporté aux embrayages à griffes un perfectionnement qui diminue l'importance du choc et donne ainsi plus de douceur pour le passage d'une vitesse à l'autre.

La figure schématique 89 nous en montre le principe.

Sur un arbre 1 est claveté un manchon 2 muni de deux séries de griffes 3 et 4 pouvant être mises en prise avec les griffes 5 et 6 solidaires des roues 7 et 8 montées folles sur l'arbre 1.

Les roues 7 et 8 tournent dans le même sens, avec des vitesses égales ou différentes.

Le mouvement initial est donné à un plateau 9 contre lequel frictionne un plateau 10.

Ce plateau 10 peut être déplacé dans le sens longitudinal de l'axe autour duquel il tourne, à l'aide de la tige de commande 11, et avoir ainsi un sens et une vi-

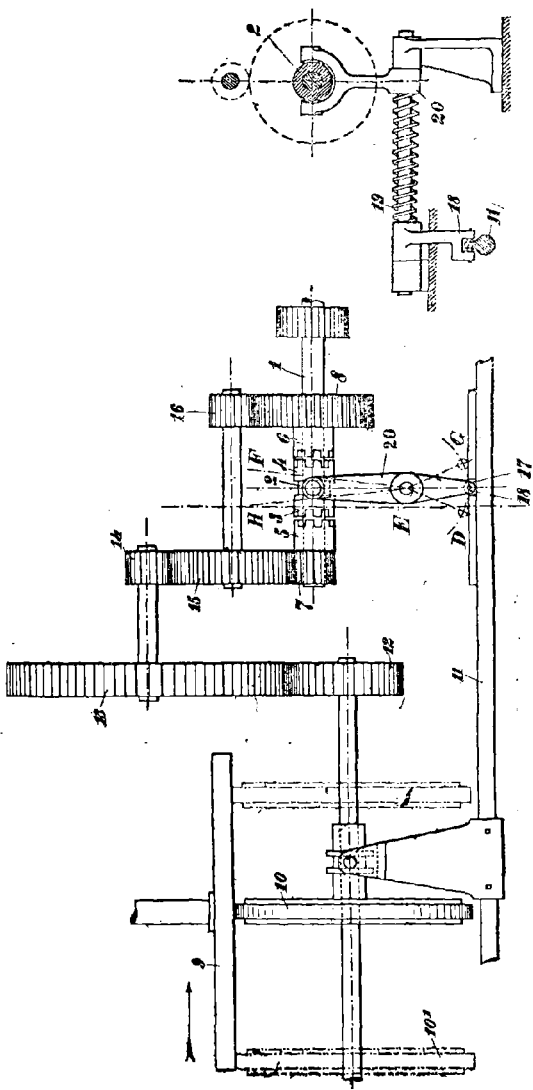


Fig. 89.

Cinématique appliquée

tesse de rotation variables sans que le mouvement du disque 9 change.

Le mouvement du plateau 10 se transmet, d'une part, à la roue 7, par l'intermédiaire des trains d'engrenages 12, 14 et 15 et, d'autre part, à la roue 8, grâce aux trains 12, 13, 14, 15 et 16.

Sur la tige de commande 11 est une encoche 17 où peut se loger le galet d'un levier 18 actionnant un levier 20 par l'intermédiaire d'une liaison élastique quelconque 19; cette partie élastique peut être l'un des leviers. Le levier 20 actionne directement le manchon 2.

Pour la marche dans un sens, la marche avant par exemple, le plateau 10 occupe la position 10', les leviers 18 et 20 sont dans la position indiquée en traits mixtes D, E, F, et le ressort 19 est tendu.

Lorsqu'on veut débrayer l'arbre 1, on entraîne le plateau 10 dans le sens de la flèche, au moyen de la tige de commande 11.

Au moment où le plateau 10 va arriver au centre du plateau 9, sa vitesse de rotation et par suite celle de l'arbre 1, tendent à s'annuler, ainsi que la pression sur les griffes de l'embrayage. L'encoche 17 de la barre 11 se trouvant en face du galet du levier 18, ce galet y tombe, produisant la détente de la partie élastique, et le levier 20 produit le débrayage du manchon 2.

Si l'on continue à agir sur la barre de commande, le plateau 10 prend une rotation en sens inverse de la précédente, et de vitesse croissante; de plus, la barre pousse le levier 18 dans la position G, E, en bandant le ressort 19. Le levier 20, sollicité par cette partie élastique, prendra la position E, H et produira l'embrayage du manchon 2 avec la roue 7 lorsque les dents se pré-

senteront devant les encoches. Le sens de rotation de l'arbre 1 aura changé.

Cette disposition permet d'effectuer le débrayage ou l'embrayage au moment où la vitesse de l'arbre et la pression mutuelle des griffes tendent à s'annuler, et de commander le mouvement du manchon porte-griffes par la combinaison de leviers et d'une liaison élastique.

b) CHANGEMENT DE VITESSES PAR TRAIN BALADEUR. — Dans ce mécanisme, toutes les roues d'attaque montées sur l'arbre lié au moteur font partie d'un même bloc. Ce bloc peut glisser sur un arbre carré ou sur une clavette, et il vient présenter l'une ou l'autre de ses roues à la roue correspondante calée sur l'arbre lié au différentiel. L'espacement des roues entre elles, sur chaque arbre, est tel que, quand un système quelconque est en prise, les autres ne le sont pas.

C'est le bloc comprenant toutes les roues menantes qu'on appelle *train baladeur*.

La figure 90 représente l'un des changements de vitesses par train baladeur appliqués sur les voitures Ader par la Société industrielle des téléphones.

L'arbre A reçoit la commande du moteur. Il porte le train baladeur B composé de deux roues a , b et d'un manchon à griffe c .

L'arbre intermédiaire C tourne fou dans ses coussinets. Il porte une roue g , formant avec d le système de petite vitesse, et une roue f , formant avec b le système de moyenne vitesse. Il porte encore une roue K, continuellement en prise avec un intermédiaire h , qui, avec la roue a , forme le système de marche arrière, et une roue e qui transmet dans les trois cas que nous venons

Cinématique appliquée

de voir le mouvement à la roue d , folle sur A, et solidaire du pignon 4 attaquant le différentiel.

La grande vitesse est fournie par le manchon c venant griffer les bras de la roue d . Le pignon 4 est alors entraîné à la vitesse de régime de l'arbre A.

Le moteur attaque donc directement le différentiel. L'arbre c tourne fou.

La petite et la moyenne vitesse ont pour expression sur l'arbre C :

$$\frac{a}{g} \text{ et } \frac{b}{f}$$

par rapport au nombre de tours de l'arbre A.

Le levier 1, l'arbre 2 et la fourchette 3 servent à promener le baladeur de façon à embrayer le système choisi.

La grande vitesse étant la plus employée sur les longs parcours, l'attaque directe augmente le rendement de 12 à 15 0/0 et diminue sensiblement les chances de bris des dents. Les chauffeurs apprécient beaucoup ces deux avantages.

D'autre part, le train baladeur constitue un organe simple et robuste, de manœuvre facile, de construction économique. Ces qualités le font très souvent adopter, malgré l'inconvénient du choc sur les dents au moment de la prise. On atténue d'ailleurs cet inconvénient en faisant des dents résistantes que l'on amincit à leurs deux extrémités. Cela élargit l'entrée des creux, facilite la prise, et les angles émoussés ne peuvent plus « faire outil ».

Changement de vitesse à prise directe Daimler. — La Daimler Motoren Gesellschaft construit les dis-

Cinématique appliquée

positifs des figures 91 et 92 caractérisés par ce fait que l'organe destiné à effectuer la prise directe est indépendant des pignons montés sur l'arbre moteur. Cette prise directe a donc lieu sans leur intervention et laisse le baladeur immobile.

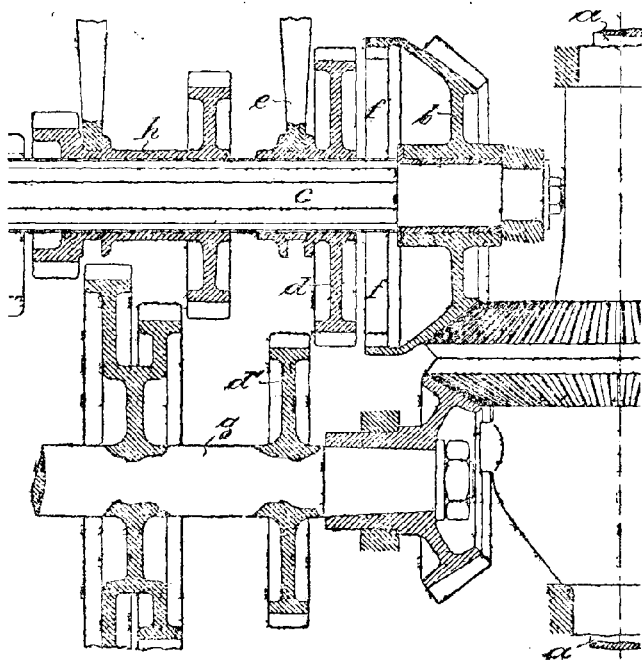


Fig. 91.

Dans la figure 91, un pignon conique *b*, qui est monté à l'extrémité de l'arbre moteur *c* et qui est destiné à la prise directe, est fou sur cet arbre et ne peut se

Cinématique appliquée

déplacer longitudinalement sur lui. Ce pignon conique est pourvu d'une denture droite intérieure f qui correspond à la denture extérieure de la roue droite d , laquelle peut se déplacer longitudinalement. Elle est constamment entraînée dans la rotation de l'arbre moteur et sert aussi de roue de transmission pour la troisième vitesse, auquel cas on la déplace sur l'arbre c au moyen de la fourchette e de façon à l'embrayer avec la roue dentée d' montée sur l'arbre intermédiaire g .

Si l'on veut mettre à la quatrième vitesse, c'est-à-dire à la vitesse maxima, on pousse la roue dentée d vers la droite, à l'aide de la fourchette e , d'une quantité suffisante pour la mettre en prise avec la denture intérieure f du pignon conique b et obliger ainsi ce dernier à tourner avec l'arbre c .

La figure 92 montre l'un des types de changements de vitesse à prise directe avec pignon conique mobile.

Dans le moyeu du pignon conique b sont logés des coins de réglage m , que des ressorts o pressent contre l'arbre moteur c . Ces coins sont montés à l'intérieur de la partie annulaire de la fourchette de manœuvre e , de façon à pouvoir tourner sur une partie s du moyeu du pignon conique qui forme un prolongement vers la gauche, et à tourner sans obstacle dans l'anneau q . A cet effet, les axes de rotation des coins de réglage ont leur face supérieure partiellement arrondie pour correspondre à la courbure de la face interne de l'anneau q .

Lorsqu'on désire embrayer la prise directe, on déplace le pignon conique vers la droite, à l'aide de la fourchette e , d'une quantité suffisante pour qu'elle vienne bien en prise avec le pignon conique b' ; le

Cinématique appliquée

moyeu prolongé n vient alors buter contre le palier l qui empêche le pignon b de pénétrer au fond de la denture du pignon b^1 .

Dans cette position du pignon conique b , les coins de

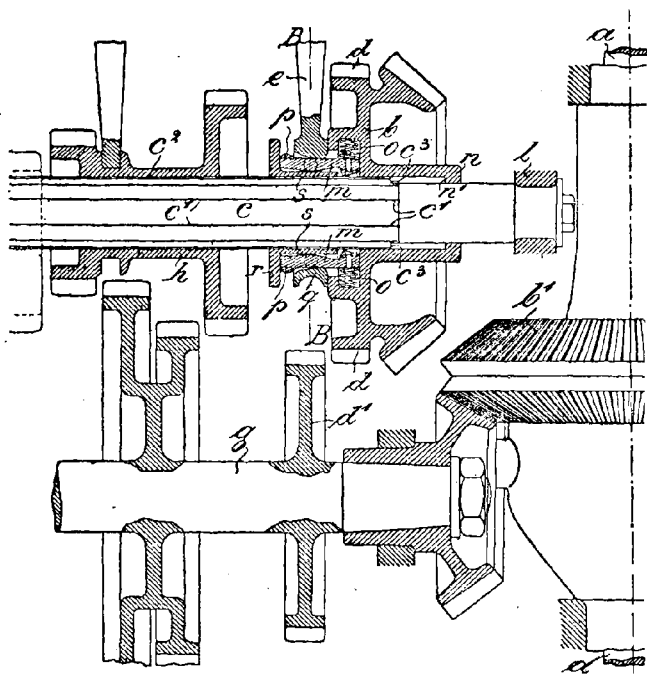


Fig. 92.

réglage m ont coulissé au delà des extrémités c^3 de l'arbre c et se sont abaissés sous l'action des ressorts o , de façon à venir porter contre la face antérieure de ces extrémités c^3 , d'où il suit que la poussée longitudinale

Cinématique appliquée

exercée sur la denture du pignon conique est supportée directement par l'arbre moteur c .

Il est évident que les extrémités en forme de crochet des coins de réglage m peuvent avoir une forme telle que, dès qu'ils ont saisi les extrémités c^3 , ils forment l'élément intermédiaire entre b et c dans le sens de l'axe même, abstraction faite de la poussée des ressorts o .

Pour débrayer le pignon conique b , il suffit de déplacer la fourchette e de droite à gauche ; cela a pour effet de faire descendre la partie postérieure p du coin de réglage m par suite de la courbure croissante et de la forme de l'anneau q , en surmontant l'action des ressorts o , de sorte que les extrémités c^3 des coins à ressort sont dégagées et que, la fourchette e continuant son mouvement vers la gauche, le pignon b se trouve entraîné jusqu'à ce qu'il soit entièrement débrayé.

Dans ce cas, la partie de droite n du moyeu du pignon conique est établie de façon que quand, par l'effet du mouvement prolongé vers la gauche du pignon b , lequel est entraîné par suite de la rencontre de l'anneau q avec l'anneau r , la face annulaire n' du moyeu du pignon conique vient en contact avec la face antérieure c^3 du coin à ressort, la roue dentée d , qui est venue d'une pièce avec le pignon b engrène exactement sur la roue d' qui se trouve vis-à-vis sur l'arbre intermédiaire g et donne ainsi la troisième vitesse.

Changement de vitesse à griffe et baladeur. — MM. Pasquier et Tissot ont allié le principe des griffes et celui du baladeur dans le dispositif représenté figure 93.

Cinématique appliquée

Les arbres 2 et 3, logés dans le carter 1, portent les

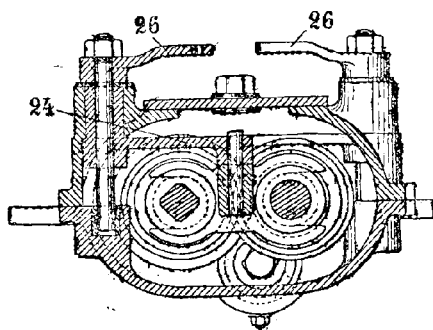
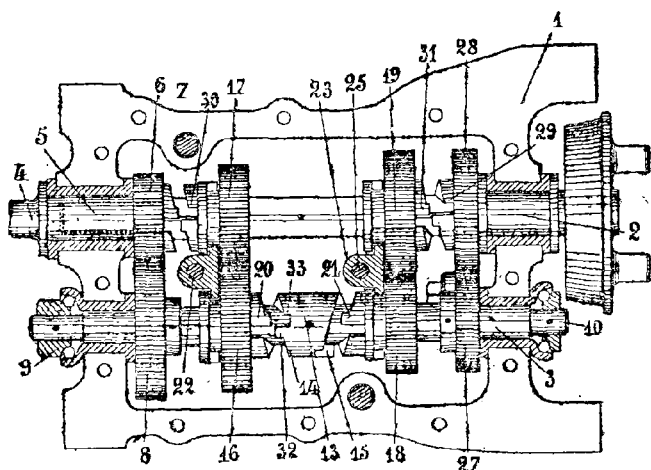


Fig. 93.

roues permettant de faire varier la vitesse de l'arbre 4
solidaire de la douille 5 portant le pignon 6. Ce dernier

Cinématique appliquée

est muni en outre d'une griffe hélicoïdale 7, et il engrène avec un pignon 8 qui est fixé sur l'arbre 3. Celui-ci sert de renvoi et repose sur des coussinets convenables 9 et 10 ; il porte en son milieu un manchon fixe 13 découpé en griffes hélicoïdales 14, 15 sur ses deux faces.

Les arbres 2 et 3 portent deux trains d'engrenages dont l'un se compose du pignon 16 qui engrène avec le pignon 17, et l'autre du pignon 18 qui engrène avec le pignon 19. Ces deux trains peuvent se mouvoir dans le sens longitudinal ; mais, tandis que les pignons 16 et 18 sont fous sur l'arbre 3, les pignons 17 et 19 sont solidaires de la rotation de l'arbre 2 qui est carré. Les pignons 16 et 18 sont en outre munis de griffes hélicoïdales 20 et 21, les pignons 17 et 19 de griffes 30 et 31.

Ces deux trains sont maintenus respectivement toujours en prise au moyen de deux fourches 22 et 23 sur chacune desquelles sont placés, au moyen de tétons 25, des leviers de commande 24 logés dans des renforcements du carter et qui, eux-mêmes, par l'intermédiaire de bielles 26, sont commandés par le grand levier de changement de vitesse placé à portée de la main du conducteur. En agissant sur ce grand levier, on déplacera les trains d'engrenages sur les arbres 2 et 3 soit en avant, soit en arrière, par l'entremise des fourches 22 et 23.

De plus, le changement de vitesse comporte trois pignons de marche arrière ; l'un 27, qui est le pignon de commande de la marche arrière, est calé sur l'arbre 3 ; le second 28 est fou sur l'arbre 2 et comporte des griffes 29, le troisième, caché, est le pignon intermédiaire.

Cinématique appliquée

Lorsque le moteur est en marche et que les engrenages sont dans la position indiquée sur la figure 93, la voiture est au repos. En effet, le pignon 6, qui est indépendant de l'arbre 2, transmet son mouvement au pignon 8 et, par suite, à l'arbre 3. Le manchon 13 et le pignon, qui sont fixés sur cet arbre, tournent également. Par contre, les pignons 16 et 18, qui sont fous, ne transmettent aucun mouvement.

Si, à ce moment, le conducteur agit sur la fourche 23, il met en prise les griffes 21 du pignon 18 avec les griffes 15 du manchon 13. On est en première vitesse.

Si le conducteur agit sur la fourche 22 par l'intermédiaire du levier 24, il met en prise les griffes hélicoïdales 20 du pignon 16 avec les griffes 14 du manchon 13, et immédiatement le mouvement de l'arbre 3 sera transmis à l'arbre 2 par le pignon 16. On est en deuxième vitesse.

Si le conducteur met en prise les griffes 30 du pignon 17 avec les griffes 7 du pignon 6, c'est la troisième vitesse.

Enfin, le conducteur peut, par une nouvelle manœuvre, mettre en prise les griffes 31 du pignon 19 avec les griffes 29 du pignon 28 ; il cale ainsi le pignon 28 sur l'arbre 2, et le mouvement de marche arrière ainsi obtenu est transmis aux roues.

Cette disposition de changement de vitesse laisse donc les engrenages toujours en prise et les embrayages se produisent au moyen de griffes hélicoïdales dont la forme est telle que, lorsqu'on les approche l'une de l'autre, elles s'appellent en quelque sorte et tendent à s'approcher davantage ; l'embrayage est donc sûr et instantané ; c'est-à-dire qu'on n'est pas obligé d'es-

Cinématique appliquée

sayer plusieurs fois avant qu'il ne se produise, comme c'est le cas quand il s'effectue au moyen des engrenages proprement dits.

Ces griffes hélicoïdales sont munies, outre le cran d'entraînement principal 32, d'un plus petit cran 33, destiné à empêcher le débrayage lorsque l'effort s'exerce dans un sens opposé, c'est-à-dire lorsque, dans une descente, par exemple, on se sert du moteur comme d'un frein.

Ce changement de vitesse n'en comporte que trois, mais il est bien évident qu'on peut le faire à un plus grand nombre. Il suffira d'ajouter un train d'engrenages et une commande par chaque vitesse supplémentaire.

Le fonctionnement sera le même.

c) CHANGEMENT DE VITESSE PAR EMBRAYAGE A FRICTION.

— Depuis longtemps on cherche à intéresser les frictions aux changements de vitesses, leurs avantages de démarrage progressif et sans choc étant, en automobilisme, d'une application précieuse.

La maison de Dion et Bouton a créé il y a quelques années un changement de vitesse à frictions que nous allons décrire.

La figure 94 représente le schéma de l'appareil. La manette d'embrayage commande, en passant par un certain nombre de renvois, le déplacement longitudinal d'une crémaillère A, coulissant à l'intérieur d'un arbre R. Il s'agit de solidariser cet arbre avec l'une ou l'autre des boîtes K, K', montées folles sur lui. Un ergot E empêche la crémaillère de tourner dans l'arbre R en ordre de marche.

Cinématique appliquée

Les pignons V , V' commandés par la crémaillère portent de part et d'autre des vis à pas contraires, inversées comme le montre la figure. En sorte que, si l'on fait écarter les segments J' par exemple, en poussant sur la crémaillère, le même mouvement rapproche les segments J et augmente le jeu qu'ils ont avec la boîte.

On comprend alors qu'en poussant sur la crémaillère, on bloque les segments J sur la calotte K , em-

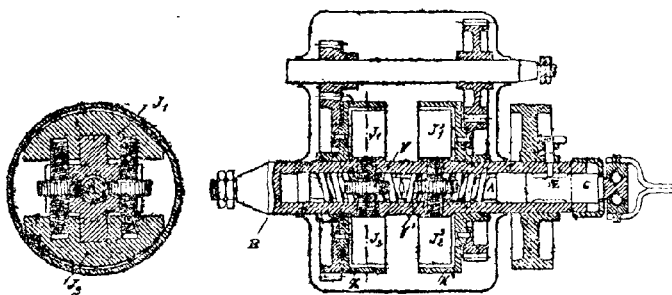


Fig. 94.

brayant ainsi le premier système. En tirant sur la crémaillère, on débloque les segments J de sur la calotte K et on bloque les segments J' sur la calotte K' , débrayant ainsi le premier système et embrayant le second.

Comme on le voit, ce mécanisme est l'application du principe exposé au chapitre III (§ 4). Embrayages: (fig. 51). Page 105.

La crémaillère A est taillée en hélice, alors, en faisant tourner cette crémaillère dans un sens déterminé, à droite par exemple, on produit par cette rotation le

Cinématique appliquée

même mouvement sur les pignons V' qu'en poussant sur la crémaillère et sur les pignons V le même mouvement que si l'on tirait dessus. On diminue ainsi le jeu qui s'est produit entre les segments et les boîtes. La crémaillère sert donc à rattraper le jeu dû à l'usure des segments J et J' .

Dans le cas où l'usure est inégale, on règle d'abord la différence des diamètres des segments en tirant à soi la crémaillère de façon à mettre les pignons V et V' sur le même filet. Ensuite, si on tourne d'un demi-tour ou d'un tour à droite la crémaillère, on resserre l'embrayage sur la boîte K et on desserre l'autre. En tournant à gauche, l'inverse se produit, il faut donc tourner à droite ou à gauche suivant que l'un ou l'autre embrayage est le plus usé.

On ramène après ce réglage le tout en position, comme la figure, et il ne reste qu'à régler le jeu comme si les segments étaient usés également.

La figure 95 montre le dispositif d'ensemble.

L'arbre A est lié au moteur, l'arbre B au différentiel. Sur l'arbre A , portant de longues clavettes, se meut un train baladeur comportant 4 pignons a' , b' , c' , d' . Chacun de ces pignons fait partie d'un système dont l'autre roue, solidaire d'une boîte d'embrayage, tourne folle sur l'arbre B .

Un ensemble de cinq fourchettes (*fig.* 96) convenablement disposées et toutes fixées sur une tringle unique manœuvrée par un seul levier permet de déplacer en même temps les quatre boîtes et le baladeur. Les engrenages sont toujours en prise par conséquent. Sur l'arbre B , sont calées deux paires de segments extensibles selon le principe de la figure 94.

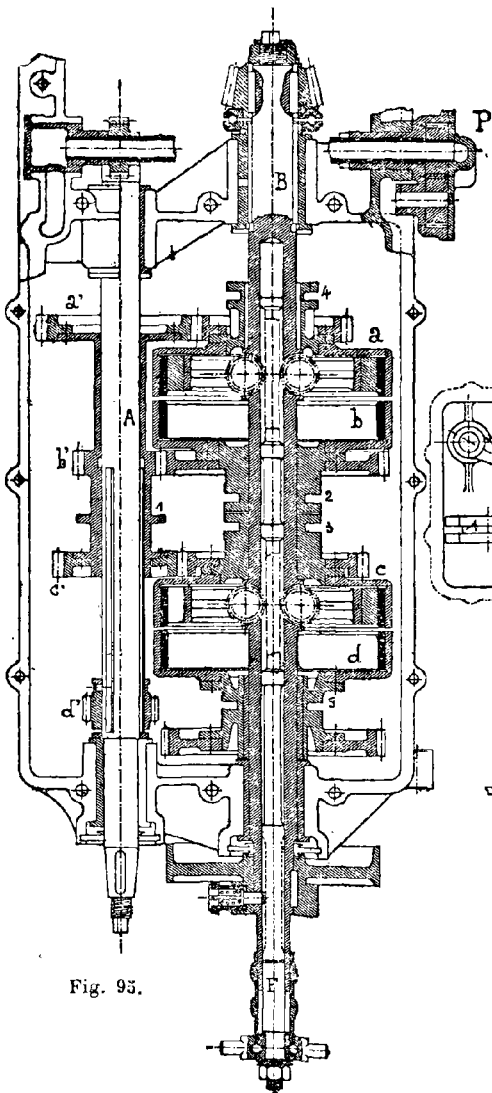


Fig. 95.

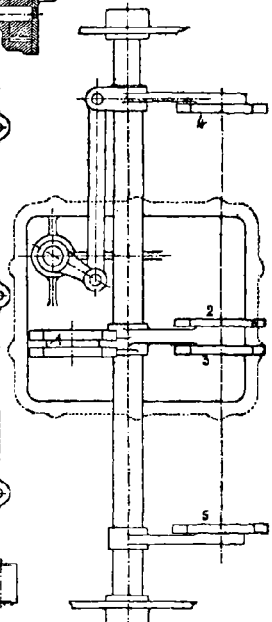


Fig. 96.

Cinématique appliquée

En déplaçant les deux trains du côté du différentiel, nous amenons les boîtes *b* et *d* sur les segments; en tirant alors la crémaillère F, nous embrayons l'une et débrayons l'autre. Les boîtes *c* et *a* restent folles sur l'arbre B.

En déplaçant les deux trains du côté du moteur, nous amenons les boîtes *a*, *c*, sur les segments en laissant folles les boîtes *b*, *d*. On pourra disposer soit de la boîte *a*, soit de la boîte *c*, avec la crémaillère.

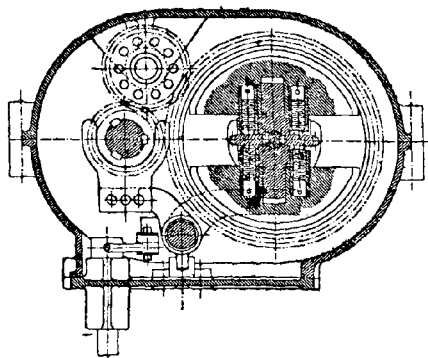


Fig. 97.

On ne peut donc embrayer qu'un système à la fois.

Le système *bb'* donne la petite vitesse.

Le système *cc'* donne la moyenne vitesse.

Le système *aa'* donne la grande vitesse.

Le système *dd'* donne la marche arrière au moyen d'un intermédiaire de double largeur reliant les deux roues.

La figure 97 montre la position de cet intermédiaire.

Elle montre aussi le dispositif d'extension des seg-

Cinématique appliquée

ments, c'est une coupe par l'axe du segment α , la boîte étant enlevée.

Elle montre enfin, vu en bout, l'appareil de manœuvre de la figure 96.

8° Pompes à engrenages. — La figure 95 renferme une autre application des engrenages droits : c'est la pompe à huile, P. Cette pompe est composée d'une boîte pouvant contenir sans jeu deux engrenages droits. L'huile arrive sur les engrenages du côté des arcs de retraite, est entraînée par les creux entre les dents, chassée de ces creux par l'engrènement, puis refoulée dans l'ouverture ménagée en face de cet engrènement, côté des arcs d'approche.

C'est l'image des pompes à engrenages, qui peuvent servir pour tous les liquides et sont d'un débit suffisant, sans poids ni encombrement.

9° Amélioration aux engrenages droits. — **Engrenage à calage élastique.** — Dans les changements de vitesses, et en général dans tous les appareils où un démarrage retardé n'est pas un inconvénient, on peut employer les engrenages à calage élastique.

La figure 98 représente une roue dentée ainsi montée. Un plateau à couronne est calé sur l'arbre. L'engrenage se monte sur la douille du plateau. Il emboîte celui-ci de façon à laisser un logement circulaire où on enferme un ressort convenable. Ce dernier vient s'appuyer d'un bout sur un taquet dépendant de la roue dentée, de l'autre sur un taquet dépendant du plateau à couronne. Une rondelle, vissée sur la douille du plateau, maintient le tout en place.

Cinématique appliquée

On comprend que l'arbre se mettant à tourner dans le sens de la flèche, si une résistance arrête l'engrenage, le ressort est comprimé jusqu'à concurrence de l'effort à vaincre, progressivement et sans chocs. Si cette roue en conduit une autre, une variation brusque de vitesse

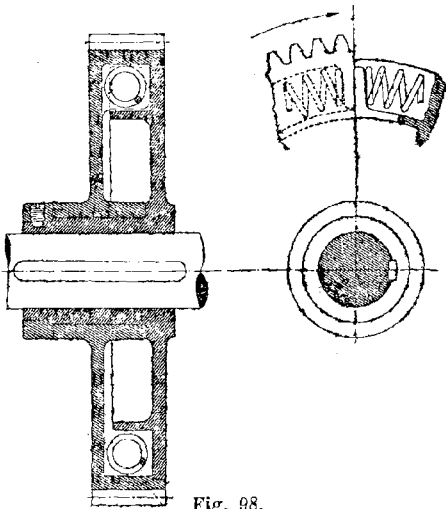


Fig. 98.

de la première sera très peu sensible sur la seconde au point de vue du choc, amorti par le ressort formant lien élastique.

Nous avons vu ce système appliqué avec succès dans les machines américaines destinées à fileter les vis à bois, à production intensive, de Thomas-James Sloan.

§ 5. — Roue et pignon intérieur.

Quand deux roues doivent tourner dans le même sens et qu'on ne veut ou ne peut pas employer un intermédiaire, on fait usage de l'engrenage intérieur. Le pignon tournant à l'intérieur de la roue, on conçoit que cette dernière ne peut avoir de bras. Elle se compose d'une couronne fixée contre un plateau à moyeu calé sur l'arbre. Il en résulte que la roue et le pignon sont en porte-à-faux sur leur arbre respectif, d'où des vibrations nuisibles. Pour les éviter, il faut des guides spéciaux à la couronne.

Pour tous les calculs de vitesses, ce que nous avons dit pour les engrenages extérieurs reste applicable aux engrenages intérieurs.

Le tracé généralement adopté pour les pignons et les roues dans le cas qui nous occupe est le *tracé Willis* par deux arcs de cercles. Il est du reste applicable à tous les engrenages en général. La figure 99 nous montre ce tracé. Les circonférences limitant les bouts des dents et les creux ont été menées, comme nous l'avons indiqué au paragraphe 2 de ce chapitre, en portant les $\frac{7}{10}$ du demi-pas au-dessus de la circonférence primitive et les $\frac{8}{10}$ au-dessous.

Soit OA le rayon primitif du pignon. Au point A, menons la normale XY, inclinée à 75° sur OA. Par le point A faisons passer une perpendiculaire à XY. Sur cette perpendiculaire, portons deux longueurs arbi-

Cinématique appliquée

traies, égales entre elles, $AB = AC$. Puis portons sur la circonférence primitive :

$$\text{arc } AE = \text{arc } AF = \frac{1}{2} \text{ pas.}$$

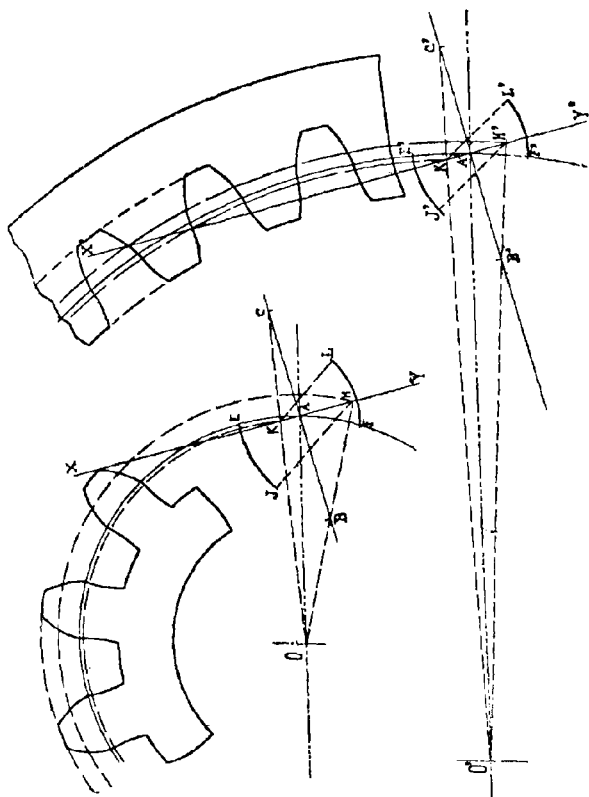


Fig. 99.

Joignons maintenant le centre O au point B et pro-

Cinématique appliquées

longeons la droite jusqu'en H son point de rencontre avec XY. Joignons encore le centre O au point C par une droite qui coupe XY au point K.

L'arc EJ, ayant EH pour rayon et H comme centre, formera les flancs des dents.

L'arc FL, ayant KF pour rayon et K comme centre, formera les faces des dents.

Les longueurs arbitraires AB et AC sont déterminées comme il suit.

On suppose que le pignon ait son plus petit nombre de dents, c'est-à-dire 12; on calcule son rayon primitif dans ce cas, soit r . On fait :

$$AB = AC = r \sin 75^\circ$$

ou :

$$AB = AC = 0,966r.$$

La circonférence de rayon OH est le lieu des centres des arcs des flancs.

La circonférence de rayon OK est le lieu des centres des arcs des faces.

Le tracé de la roue à denture intérieure s'obtient exactement de la même façon.

Le mécanisme est réversible. Il est surtout employé comme réducteur.

APPLICATIONS. — 1° On se sert souvent de ce dispositif, dans les engins de défense des forteresses, pour amener en direction soit l'affût, soit la tourelle entière.

2° La figure 100 représente un pointage en hauteur dans lequel le mouvement d'oscillation de l'obusier est obtenu par un dispositif : secteur et pignon intérieur. Un système d'engrenages droits, dont le pignon est so-

lidaire de la manivelle, réduit d'abord la vitesse, réduite encore dans de grandes proportions par le pignon et

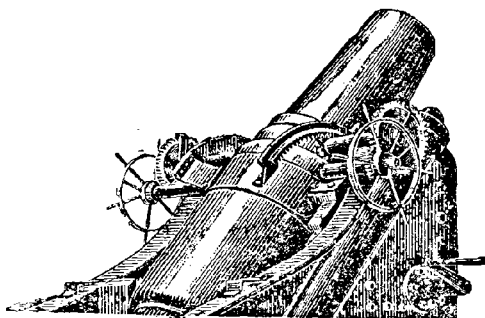


Fig. 100.

le secteur à denture intérieure. Cet obusier de 12 pouces est construit par la « Builders Iron Foundry » à Providence (R. I.).

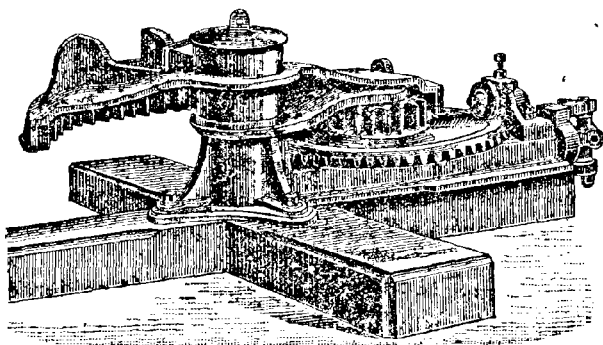


Fig. 101.

Dans le cas de la figure 100, l'engrenage intérieur est employé comme réducteur de vitesse.

Cinématique appliquée

3° La maison Riéter et Koller, de Constance (Bade), obtient un multiplicateur de vitesse dans ses manèges à pivots, en faisant commander le pignon par la roue (*fig. 101*).

En combinant ce multiplicateur avec un autre à pignons coniques, le rapport de vitesse obtenu est de 1 à 18,5.

§ 6. — Pignon et crémaillère.

Supposons que la roue à denture intérieure ait son centre rejeté à l'infini, la circonférence primitive devient une ligne droite, que l'on appelle ligne primitive, et la roue ainsi transformée se nomme *crémaillère* (*fig. 102*).

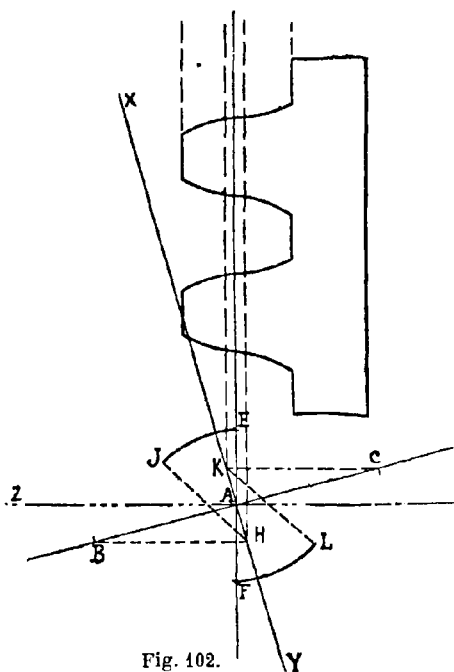
Le tracé de la crémaillère sera donc exactement celui de la roue à denture intérieure. Mais les lignes joignant les points B et C au centre deviendront parallèles à la ligne des centres AZ sur laquelle est élevée la perpendiculaire qui représente la ligne primitive. La perpendiculaire élevée du point K sur AZ sera le lieu des centres des arcs des flancs. La perpendiculaire élevée du point H sera le lieu des centres des arcs des faces. La normale XY est aussi inclinée à 75° sur AZ.

APPLICATIONS. — Le dispositif pignon et crémaillère est utilisé pour transformer le circulaire continu en rectiligne continu quand le mouvement rectiligne s'effectue dans une direction perpendiculaire à l'axe de rotation.

1° Nous citerons comme exemple l'aménagement du retour rapide du chariot dans les tours. La cré-

Cinématique appliquée

maillère est fixée au banc, le pignon est solidaire du tablier du chariot ; en actionnant le pignon, la crémaillère ne pouvant être entraînée, c'est le chariot qui



se déplace. On fait mouvoir de la même façon la contrepointe (fig. 103).

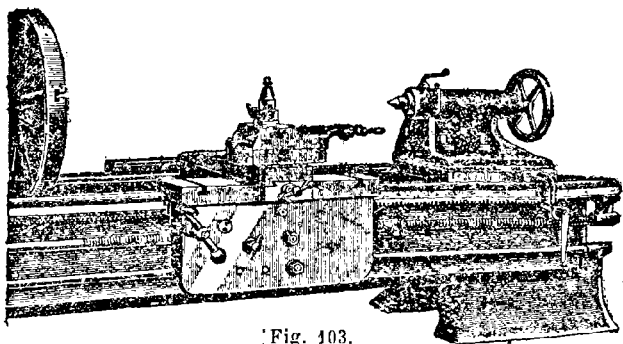
Le mécanisme peut agir dans les deux sens.

2° Dans quelques raboteuses, le pignon tourne sur un axe fixe, la crémaillère est fixée au plateau qui peut alors être entraîné.

Cinématique appliquée

3° On utilise les crémaillères dans certains tramways pour gravir des rampes rapides. La crémaillère est fixe et un pignon solidaire de la voiture entraîne celle-ci. Il sert aussi de frein de blocage. Une voiture montante est équilibrée généralement par une voiture descendante.

4° Nous avons indiqué, au paragraphe 4 de ce chapitre (*fig. 95*), une application de la crémaillère à un mécanisme de changement de vitesses pour automobiles.



[Fig. 403.]

5° Nous verrons plus loin qu'une crémaillère, manœuvrée par une vis intérieure, constitue un système irréversible employé comme direction d'automobile.

6° On obtient un mouvement de descente oblique du couteau dans les rogneuses de papeterie nommées massicots, par un dispositif de secteur commandant une crémaillère (*fig. 404*).

Le secteur 1 oscille au moyen de la bielle 2 autour d'un axe fixe 3. Il entraîne la crémaillère solidaire du porte-lame 6 qui glisse dans deux coulisses 7, solide-

Cinématique appliquée

ment fixées au bâti et ayant même inclinaison. L'extrémité du porte-lame opposée à la crémaillère est maintenue dans sa coulisse par un galet 8, tournant fou sur un axe fixe 9.

Le mouvement de bas en haut de la bielle provoque la descente oblique du couteau. Il vient alors trancher l'épaisseur de feuilles de papier disposées sur la table 10 et maintenues fortement serrées sur cette table par un presse-papier à vis et volant que nous n'avons pas fait figurer au croquis.

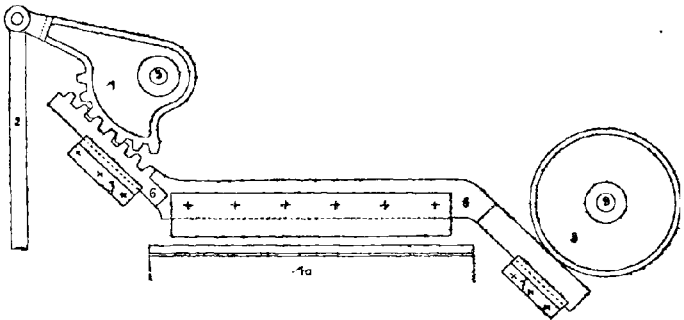


Fig. 104.

La bielle, dans son mouvement ascendant, remonte le couteau pour une nouvelle coupe.

7° On peut, avec une crémaillère animée d'un mouvement alternatif, obtenir un mouvement circulaire de sens constant.

Mais il faut observer avec soin d'appliquer le dispositif que nous allons décrire seulement aux cas qui peuvent l'admettre au point de vue mécanique.

Cinématique appliquée

Les grandes vitesses ne lui conviennent pas à cause des chocs correspondant aux fins de courses.

Soit (fig. 105) un arbre 1 tournant dans un bâti 2. Il peut être entraîné dans le sens de la flèche f au moyen

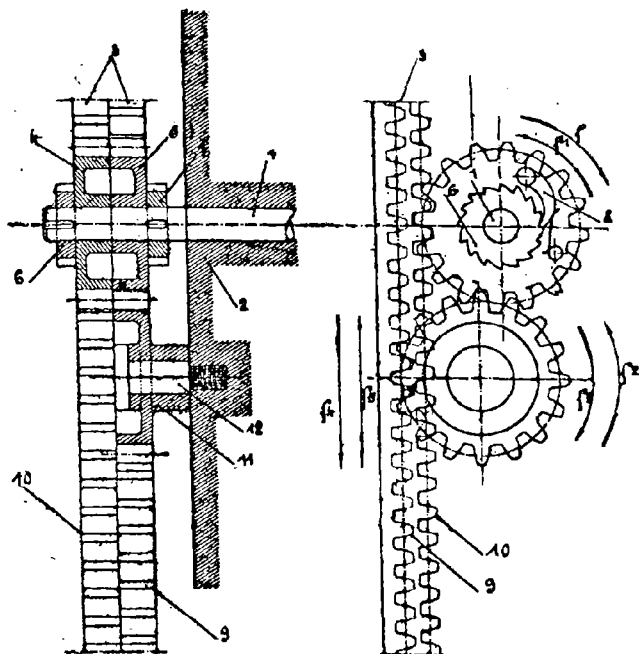


Fig. 105.

de la crémaillère 3, animée d'un mouvement rectiligne alternatif.

Sur l'arbre 1 sont montés tous deux pignons égaux 4 et 5, mais chacun peut respectivement entraîner son

Cinématique appliquée

rochet correspondant 6 ou 7 par l'intermédiaire des cliquets 8, de même sens. Les rochets sont clavetés sur l'arbre 1.

D'autre part, la crémaillère 3 est à deux tailles, 9 et 10.

Le pignon 4 engrène avec la taille 9. Le pignon 5 engrène avec l'intermédiaire 11 qui engrène lui-même avec la taille 10. Cet intermédiaire 11 est monté fou sur l'axe 12 fixé au bâti 2.

Quand le mouvement de la crémaillère s'effectue dans le sens de la flèche f^5 , le rochet 6 est sollicité par le cliquet du pignon 4 entraîné par la taille 10. L'arbre 1 tourne dans le sens de la flèche f .

Pendant ce temps, l'intermédiaire 11, commandé par la taille 9, tourne dans le sens de la flèche f^3 et entraîne le pignon 5 dans le sens de la flèche f^1 . Le cliquet de ce pignon tourne autour du rochet 7 dans le sens opposé à celui qui provoque son entraînement.

Quand le mouvement de la crémaillère s'effectue dans le sens de la flèche f^4 , c'est-à-dire pendant son retour, le rochet 7 est sollicité par le cliquet du pignon 5 entraîné par l'intermédiaire 11. Celui-ci, en effet, est commandé par la taille 9 et tourne dans le sens de la flèche f^2 .

L'arbre 1 tourne encore dans le sens de la flèche f .

Pendant ce temps, le pignon 4, commandé par la taille 10, tourne dans le sens de la flèche f^1 . Le cliquet de ce pignon tourne autour du rochet 6 dans le sens opposé à celui de l'entraînement.

L'arbre 1 subit un arrêt aux fins de course et pendant les périodes d'aller et de retour de la crémaillère, son mouvement circulaire de sens constant suit la loi de cet aller et de ce retour.

Cinématique appliquée

On peut supposer le cas de la crémaillère à taille double immobile et de l'arbre faisant partie d'un mécanisme se déplaçant dans un plan parallèle à cette crémaillère.

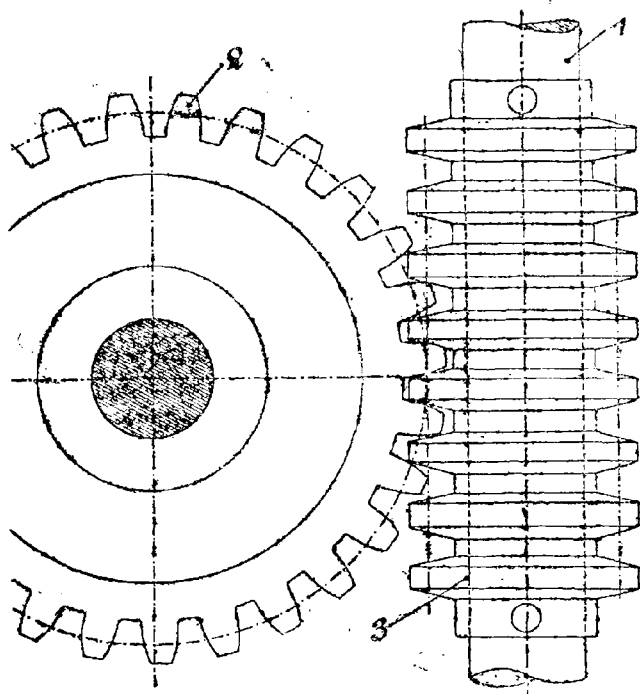


Fig. 106.

Le fonctionnement est le même.

On peut également envisager le cas où la crémaillère est remplacée par un engrenage à taille double faisant

Cinématique appliquée

un certain nombre de tours dans chaque sens. Le fonctionnement est encore le même.

C'est la transformation d'un mouvement circulaire alternatif en mouvement circulaire de sens constant avec un instant d'arrêt aux fins de courses.

8° On a quelquefois besoin d'enrouler la crémaillère autour d'un arbre cylindrique. On obtient alors la crémaillère circulaire dont une application se rencontre dans certains régulateurs de machines à vapeur.

L'arbre 1 du régulateur (*fig. 106*), animé d'un mouvement de rotation continu est armé d'une crémaillère circulaire qui peut transmettre son mouvement rectiligne longitudinal au pignon 2 commandant la vanne de distribution.

Le profil de cette crémaillère se trace comme il a été indiqué précédemment. Il forme ensuite la génératrice d'un cylindre, de diamètre convenable, ayant comme axe celui de l'arbre longitudinal.

Il faut tenir compte que le contact des dents n'a lieu qu'en un point et ne pas négliger le graissage.

§ 7. — Axes concourants. — Engrenages coniques.

De même que nous l'avons vu pour les cylindres, on peut armer de dents des cônes de friction, ces cônes prennent alors le nom d'*engrenages coniques* ou *roues d'angles*.

Supposons que les axes de deux engrenages droits se rejoignent à l'infini. Supposons encore que le point de rencontre de ces axes se rapproche d'une façon sen-

Cinématique appliquée

sible, les cylindres primitifs deviendront des cônes primitifs.

Dès lors, tous les principes théoriques qui ont servi à déterminer les profils plans sont applicables aux « profils sphériques » de l'engrenage conique.

Nous disons « profils sphériques » parce que, le profil de l'engrenage cylindrique étant une section faite dans la dent par un plan perpendiculaire aux axes, le profil de l'engrenage conique sera une section faite dans la dent par une surface sphérique ayant son centre au point de rencontre de ces axes.

Il faudrait donc remplacer les lignes droites des tracés Poncelet ou Willis par des arcs de grands cercles de la sphère, la développante plane par la développante sphérique. En effet, les profils sphériques ainsi obtenus sont alors les directrices, et le point de rencontre des axes, centre de la sphère, est le sommet des surfaces coniques qui forment les surfaces agissantes des dents.

Telle est, en peu de mots, la théorie de l'engrenage conique.

La pratique s'en accommode mal ; la détermination des profils sur deux surfaces sphériques se rapporte à une épure très compliquée de géométrie descriptive à laquelle on renonce.

Tredgolt a substitué aux bases sphériques *des cônes primitifs* qu'on appelle les cônes de tête (*fig. 107*).

Le cône DEF est le cône de tête intérieur.

Le cône ABC est le cône de tête extérieur.

Les cônes de tête comprennent, autour des cônes primitifs, un volume capable de la face des dents comme le montre la figure.

Cinématique appliquée

Il résulte de cette substitution que la denture d'un engrenage conique se rapporte à l'un des tracés de l'engrenage cylindrique. On développe les cônes de tête, et on construit sur les circonférences de base de ces développements, considérées comme circonférences primitives, les profils d'un engrenage cylindrique. On conçoit qu'en appliquant les profils obtenus sur les cônes primitifs, on obtient les profils déterminant,

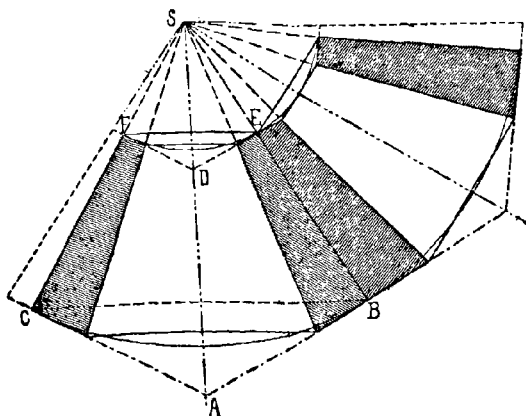


Fig. 107.

avec le sommet de ces cônes, les surfaces coniques formant les parties agissantes des dents.

La figure 108 nous montre les différentes parties d'un engrenage conique.

Nous avons choisi comme exemple un type d'engrenages du commerce, de la maison Piat.

La roue est à denture droite à 4 bras et le pignon est plein.

Cinématique appliquée

REMARQUE. — Les calculs généraux relatifs aux engrenages coniques sont les mêmes que pour les engrenages droits, mais une roue ne peut engrener théori-

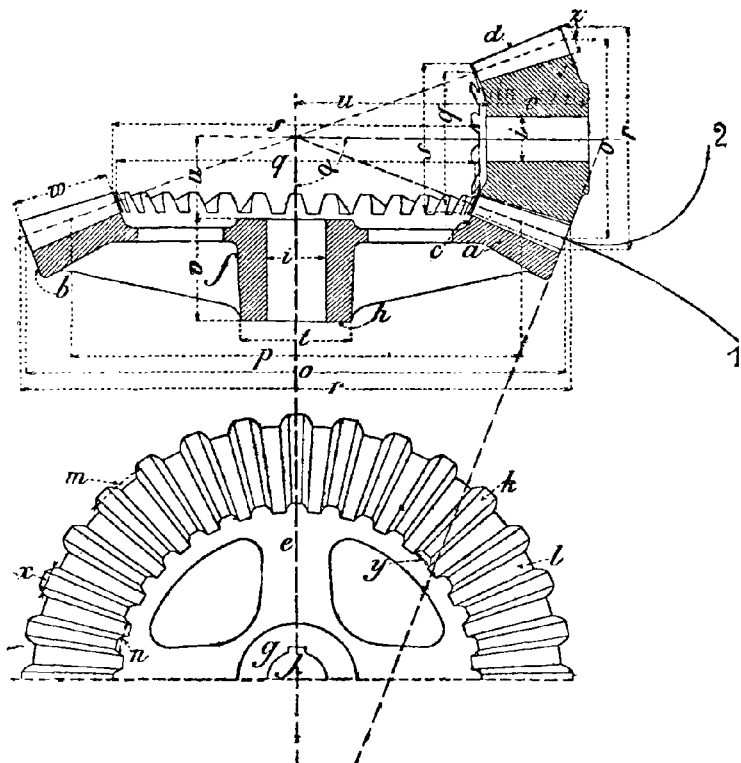


Fig. 108.

quement qu'avec un seul pignon, car il n'y a qu'un seul système de deux cônes, de bases données ayant même sommet, avec une génératrice commune.

Cinématique appliquée

- a**, angle des axes des arbres ;
- a**, couronne ;
- b**, cône de tête extérieur ;
- c**, cône de tête intérieur ;
- d**, extérieur de la couronne ;
- e**, bras ;
- f**, nervure ;
- g**, moyeu ;
- h**, faces du moyeu ;
- i**, alésage ;
- j**, canelure pour la clavette ;
- k**, dent ;
- l**, creux entre les dents ;
- m**, pas extérieur ;
- n**, pas intérieur ;
- o**, diamètre primitif extérieur ;
- p**, diamètre primitif moyen ;
- q**, diamètre primitif intérieur ;
- r**, diamètre extérieur ;
- s**, diamètre intérieur ;
- t**, diamètre du moyeu ;
- u**, distance de la face du moyeu à l'axe ;
- v**, longueur du moyeu ;
- w**, longueur des dents ;
- x**, épaisseur des dents à l'extérieur ;
- y**, épaisseur des dents à l'intérieur ;
- z**, hauteur des dents à l'extérieur.

Circonférence 1. — Circonférence de base de la roue sur laquelle on tracera les profils en la considérant comme circonférence primitive.

Circonférence 2. — Circonférence de base du pignon sur laquelle on tracera les profils en les considérant comme circonférence primitive.

La notation diamétrale se rapportera aux diamètres primitifs extérieurs O de la même façon que si ces

Cinématique appliquée

diamètres avaient leurs circonférences dans le même plan.

Applications des engrenages coniques. — Les applications des engrenages coniques sont très répandues. C'est le dispositif généralement employé quand les axes sont concourants. Ils peuvent être, comme les engrenages cylindriques, des multiplicateurs de vitesse ; la figure 101 nous en montre un exemple. La roue conique solidaire du pignon droit conduit un pignon conique calé sur l'arbre de transmission. La figure 90 au contraire nous en montre un où ils sont réducteurs. Le pignon 4 entraîne la roue du différentiel avec réduction de vitesse.

Débrayage et changement de marche. — La figure 109 représente un changement de marche par roues d'angle. Sur l'arbre 6, recevant le mouvement par l'organe 1, est calée la roue 2. L'arbre 6 est monté dans une douille excentrée 7 que l'on peut faire tourner au moyen d'un levier 8. Deux pignons 3 et 4 sont calés sur l'arbre à conduire 5. La distance entre ces deux pignons est telle que la roue 2 peut tourner entre eux sans être en prise ni avec l'un ni avec l'autre. L'arbre 5 est donc débrayé quand le levier 8 occupe la position perpendiculaire à celle qu'indique la figure. Si on le ramène dans cette position, la douille déplace l'arbre 6 et la roue 2 vient engrener le pignon 3 entraînant l'arbre 5 dans un sens de marche. Si on amène le levier 8 dans la position diamétralement opposée à celle de la figure, la douille excentrée déplace l'arbre 6 et la roue 2, abandonnant le pignon 3, vient engrener le pignon 4. L'arbre 5

Cinématique appliquée

est entraîné dans le sens opposé. Le levier 8 peut être fixé dans chacune de ses trois positions pendant la marche. L'organe 1 reçoit généralement la commande par un lien souple de façon que les petits déplacements de l'arbre 6 n'aient pas d'influence sur la transmission du mouvement.

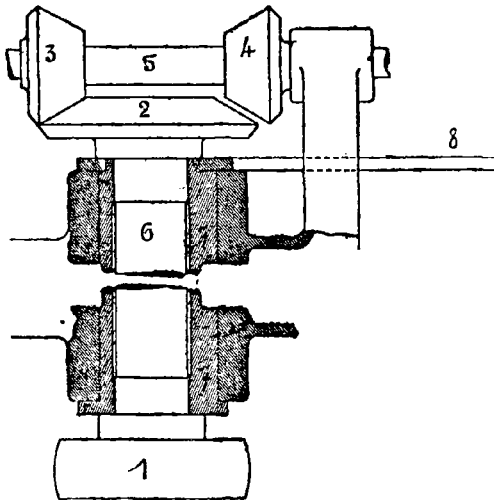


Fig. 109.

Le levier 8 peut être remplacé par un secteur denté actionné par un pignon monté sur un volant.

Remarquons en passant l'emploi de la douille excentrée, applicable dans beaucoup de cas.

En nous reportant à la figure 92, nous voyons que la Société Daimler produit l'embrayage de la prise directe, sur son changement de vitesse, en faisant engrener les

Cinématique appliquée

dents du pignon conique b par rapprochement avec les dents du pignon conique b' , calé sur l'arbre du différentiel.

Changement de vitesse. — Etant donné un arbre à conduire, on peut combiner deux couples d'engrenages coniques, liés à cet arbre, dont les rapports soient différents.

En embrayant l'un ou l'autre couple, on obtiendra sur le dit arbre la vitesse fonction du rapport des pignons en prise.

Ce principe est celui des ingénieux changements de vitesses à deux prises directes, figure 110, des automobiles M. Berliet, de Lyon.

La boîte A du différentiel porte deux pignons coniques B, C, calés, et engrenant avec deux autres pignons D, E, montés fous sur l'arbre de commande F, lié directement au moteur.

Monté sur cet arbre F et venant se placer entre les moyeux de ces derniers pignons, un manchon à griffes G, à longue douille, est solidaire de la fourchette H fixée sur la tige J, dépendante du levier manœuvre.

Le manchon G est entraîné dans la rotation de l'arbre F et il est susceptible d'un déplacement longitudinal sur ce dernier.

Les moyeux des pignons D, E portent, sur leur face correspondante, des entailles destinées aux griffes du manchon G. Ils laissent entre eux, d'autre part, un espace permettant une position médiane de débrayage de ces griffes, celle indiquée par la figure.

Une traction sur la tige J détermine, par l'intermédiaire de la fourchette H, l'emprise des griffes du

Cinématique appliquée

manchon G dans les entailles du moyeu du pignon D qui, dès lors, entraîne le différentiel à une vitesse $\frac{D}{B}$.

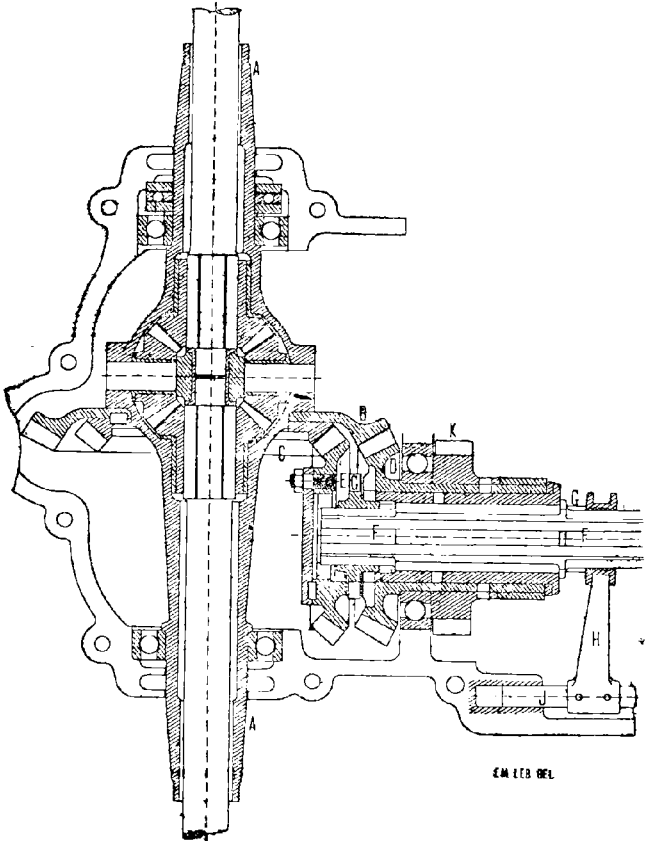


Fig. 110.

Au contraire, une poussée sur la tige J provoque l'emprise des griffes du manchon G dans les entailles

Cinématique appliquée

du moyeu du pignon E, qui entraîne le différentiel à une autre vitesse, plus grande, $\frac{E}{C}$.

Ainsi les troisième et quatrième vitesses sont en prise directe.

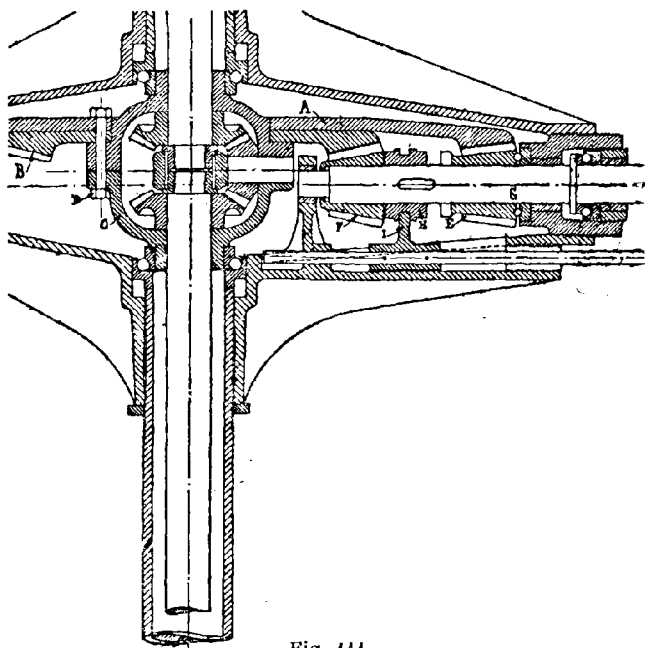


Fig. 111.

Dans la position débrayée, le manchon G laisse le pignon D solidaire de la roue K, dépendante d'un arbre intermédiaire et des trains baladeurs fournissant les deux petites vitesses et la marche arrière.

La figure 111 nous montre un mécanisme basé sur le

Cinématique appliquée

même principe et monté également sur le différentiel d'une automobile. Il appartient à M. J. Rowell.

Les pignons d'entraînement A et B, fixés par les boulons D sur la boîte C du différentiel, engrènent constamment avec les pignons E et F, tous deux fous sur l'arbre moteur G. La griffe H glisse sur la clavette de l'arbre G. La fourchette I permet d'embrayer alternativement les pignons E et F et d'obtenir ainsi une troisième et une quatrième vitesse, par exemple, en prise directe.

Retour rapide. — On peut réaliser un dispositif où l'un des couples entraîne l'arbre conduit dans un sens et le second couple dans le sens opposé.

On a alors constitué un changement de marche à retour rapide.

Supposons les raisons des couples dans le rapport de 1 à 4. La période étant de cinq cinquièmes le travail pourra occuper les quatre cinquièmes, qui représentent l'aller, et le retour tiendra le dernier cinquième seulement. Il en résultera une grande économie de temps sur les machines où l'outil ne coupe que dans un sens.

Ce dispositif est généralement employé dans les machines à raboter pour le déplacement du chariot portant les pièces.

Régulateur pour moteurs hydrauliques. — Le vanage des turbines à basses chutes exige toujours un grand effort pour la manœuvre. La maison Laurent

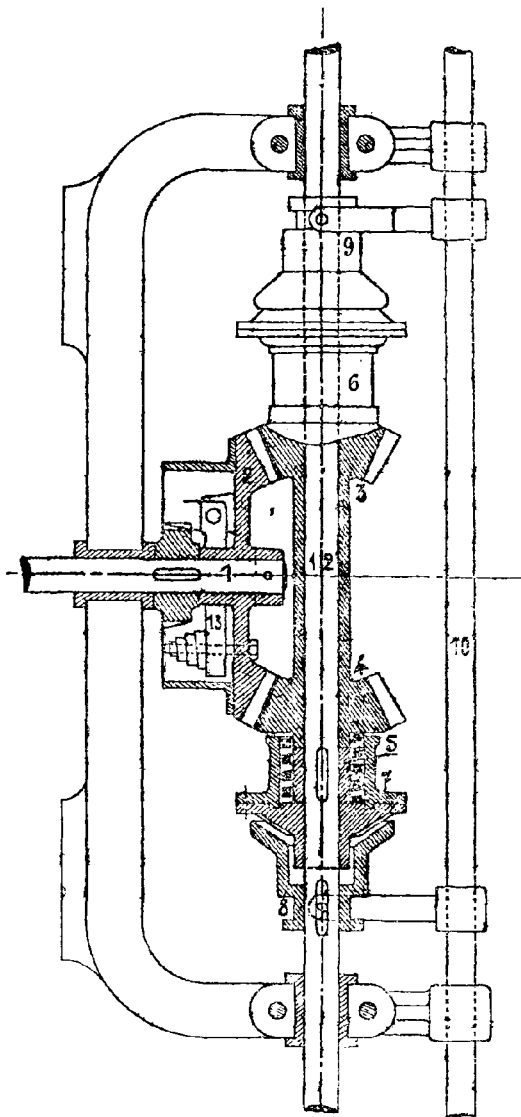


Fig. 112.
IRIS - LILLIAD - Université Lille 1

Cinématique appliquée

frères et Collot, à Dijon, a créé un « régulateur » actionnant ce vannage par la turbine elle-même.

L'appareil est une application du principe du changement de marche dont nous venons de parler, allié avec les embrayages à cônes de friction et l'entraînement par serrage à spirale, sur les moyeux, que nous avons signalés au chapitre des embrayages.

La figure 111 nous montre un croquis de ce mécanisme ingénieux.

L'arbre 1 commande le vannage et porte une roue conique 2, engrenant avec deux pignons 3, 4, fous sur un arbre vertical 12 qui reçoit la commande de la turbine. En arrière de chaque pignon se trouve une rondelle 5 calée sur l'arbre vertical et un manchon 6, 7 fou sur cet arbre.

Chaque manchon est relié au pignon correspondant par un ressort en spirale. Sur l'arbre vertical 12, coulissent deux cônes de friction 8, 9, entraînés dans le mouvement de cet arbre et reliés, par une tige verticale 10, à un balancier horizontal actionné par le pendule centrifuge. Le pendule est animé nécessairement par la transmission commandée par la turbine.

Supposons qu'un accroissement de vitesse se produise. Le pendule monte, entraînant le balancier horizontal et la tige 10. Le cône 8 se lève, embraye le manchon 7 et tend le ressort qui s'enroule autour de la bague 5 et entraîne le pignon 4. Celui-ci entraîne à son tour la roue 2 et l'arbre 1 qui commande dans ce sens la fermeture de la vanne.

Pendant ce mouvement, le ressort du manchon 6 s'est au contraire détendu, il est venu s'appliquer à

Cinématique appliquée

l'intérieur de sa boîte, solidaire du manchon, et laisse tourner fou le pignon 3 en sens inverse du pignon 4.

Si la vitesse diminue sur la transmission, l'effet réciproque se produit, le pendule s'abaisse, c'est le pignon 3 qui entraîne la roue 2 et l'arbre 1 dans un sens de rotation opposé au premier en provoquant l'ouverture de la vanne.

Pour éviter les accidents au vannage, l'engrenage 2 est fou sur l'arbre 1, il est relié à celui-ci par un cliquet maintenu au moyen du ressort 13 dans un rochet calé sur le dit arbre. Si un obstacle quelconque s'oppose au mouvement du vannage, le ressort 13 s'écrase et dégage le cliquet, isolant ainsi la roue 2 de l'arbre 1.

Le régulateur proprement dit ou tachymètre n'a qu'un effort très faible à produire, par conséquent sa sensibilité n'est pas influencée. Il n'a en effet qu'à tendre ou détendre le ressort en spirale, ce qui n'exige qu'un effort bien inférieur à celui nécessaire pour l'entraînement avec seulement les cônes de friction.

Arbres marchant sous un angle quelconque. — Les exemples que nous venons de citer se rapportent tous à des engrenages coniques marchant à 90° , c'est-à-dire dont les axes sont perpendiculaires.

1° Les engrenages coniques peuvent aussi marcher sous un angle quelconque. Cela permet de pouvoir toujours transmettre le mouvement d'un arbre 1 (fig. 113) à un autre arbre 2 situé dans un plan quelconque par rapport au premier, avec un intermédiaire 3. L'équipage se compose alors de deux systèmes coniques dont les raisons, convenablement calculées, peuvent produire soit une multiplication, soit une ré-

duction de vitesse sur l'arbre 2. Le sens de rotation de l'arbre 2 est opposé au sens de rotation de l'arbre 1. Pour redresser ce sens, il suffirait de caler un pignon convenable (a') remplaçant le pignon (a) sur l'arbre 1.

2° On arrive au même résultat en remplaçant l'un des équipages coniques par un équipage de roues droites.

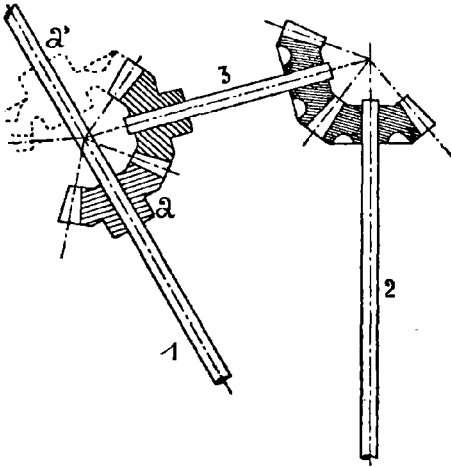
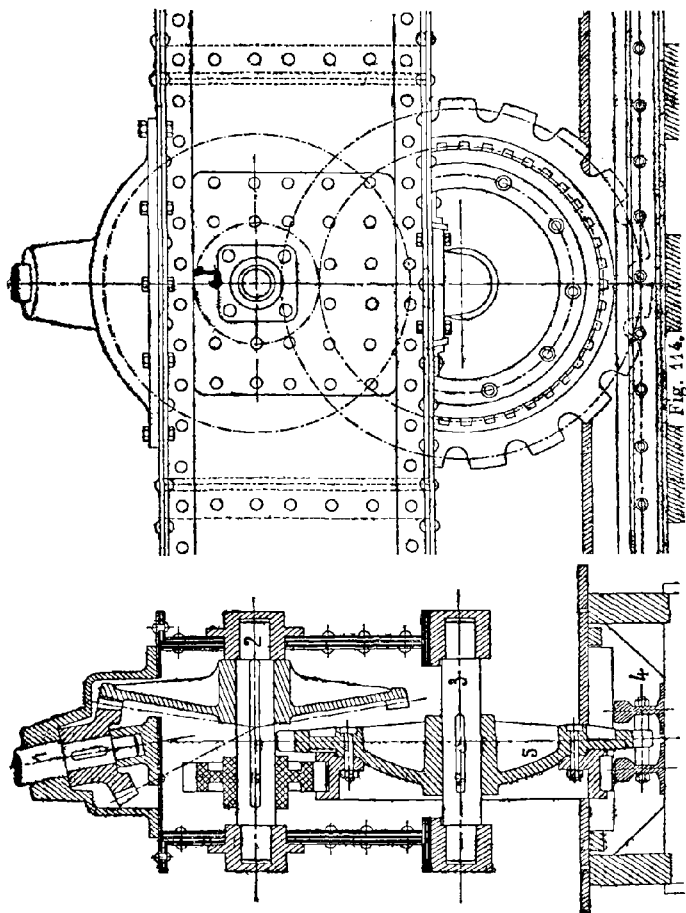


Fig. 113.

La figure 114 est un exemple de ce dispositif : c'est le mouvement de translation de la grue « Titan » qui desservait, à l'Exposition de 1900, la Galerie des Machines, et qui avait été construite par la maison Le Blanc, de Paris. Dans ce pont roulant, la translation était obtenue à l'aide d'un moteur à courant continu de 20 chevaux placé à 5 mètres de hauteur environ

Cinématique appliquée

et dont l'axe était perpendiculaire à celui de la voie de roulement.



Le mouvement de l'arbre moteur était transmis par

Cinématique appliquée

un système conique à l'arbre incliné 1. Un second système conique entraînait l'arbre 2, parallèle au roulement, en réduisant la vitesse. Un système de roues droites la réduisait encore, en entraînant le plateau à encoches 5. Ce plateau prenant appui sur les entretoises des rails, disposées en crémaillère, obligeait le pont à se déplacer en roulant sur ces rails.

Pour éviter les gauchissements du pylône, l'appareil était double et l'entraînement se faisait sur les deux voies.

Ce mouvement est encore un exemple de l'emploi d'une crémaillère fixe le long de laquelle se déplace l'organe solidaire du pignon, dont nous avons parlé au paragraphe 6 de ce chapitre.

Engrenages à dents de bois. — Dans les transmissions soignées, et quand les engrenages atteignent une certaine grosseur, l'une des roues est formée d'une couronne en fonte, dans laquelle sont enchâssées des dents en bois dites *alluchons*. Les ouvertures dans la couronne sont rectangulaires et les dents, emmanchées en forçant dans ces ouvertures, sont généralement goupillées par en dessous. Les dents se font en gaïac, en poirier, ou plus généralement en sorbier ou en cormier; on se sert aussi d'un bois des pays chauds nommé kébracho.

La figure 115 nous montre un croquis de roues coniques, dont l'une est à alluchons, types du commerce de la maison Piat, à dents taillées.

m, pas extérieur;

n, pas intérieur;

Cinématique appliquée

o , diamètre primitif extérieur ;

p , diamètre primitif moyen ;

q , diamètre primitif intérieur ;

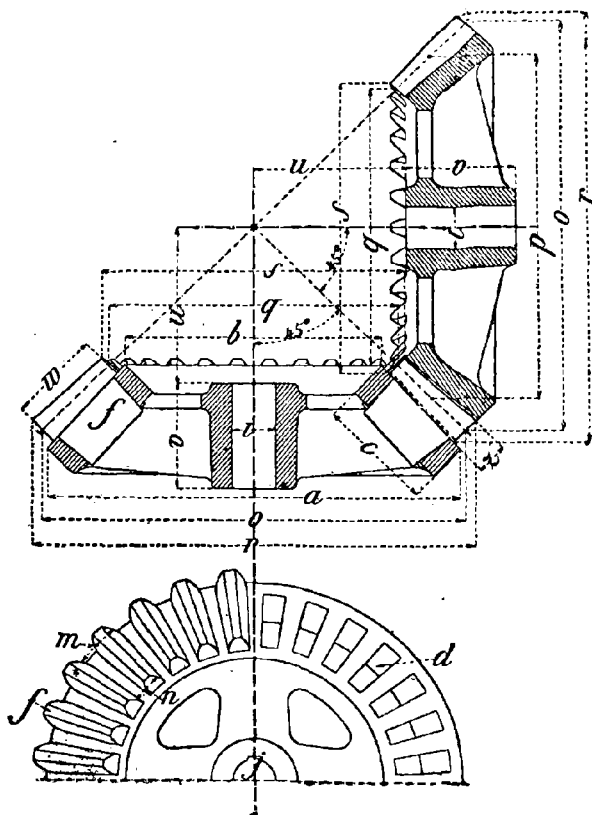


Fig. 115.

w , longueur des dents ;

i , alésage ;

j , cannelure ;

Cinématique appliquée

- u , distance de la face du moyeu à l'axe ;
- v , longueur du moyeu ;
- z , hauteur des dents ;
- r , diamètre extérieur ;
- s , diamètre intérieur ;
- a , diamètre extérieur de la couronne ;
- b , diamètre intérieur de la couronne ;
- c , largeur de la couronne ;
- d , alvéole ;
- f , dent de bois ou alluchon.

Taille des engrenages coniques. — Des machines spéciales taillent les pignons coniques et donnent aux dents des profils à développantes. Il suffit, avec les cotes de tour bien établies, de donner le diamètre primitif du cône de tête extérieur, le nombre de dents, et l'angle primitif de l'engrenage. Les machines à tailler les pignons coniques les plus connues sont les machines Brown et Sharpe, Los Rice, Fellows, Gleason, Monneret, Ernault et Ducommun.

La notation diamétrale est généralement suivie.

L'emploi des pignons coniques à denture brute donne un rendement absolument défectueux.

§ 8. — Engrenages hélicoïdaux.

Hooke en 1666, et White en 1806, ont eu l'idée d'assembler, en les juxtaposant, plusieurs disques taillés de petite largeur, les dents d'un disque étant toujours un peu en retraite sur les dents du disque précédent. De cette façon, ils réduisaient les frottements en diminuant le pas effectif. En effet, une jante composée de

Cinématique appliquée

trois couronnes dentées avait un pas effectif réduit au tiers. L'effet produit était le même que par des dents trois fois plus minces sur un engrenage droit. La saillie des dents pouvait être diminuée et leur glissement réduit. La conduite était plus continue, plus douce.

En multipliant le nombre des disques à l'infini, les points « axe des dents » formaient une ligne droite enroulée sur la surface cylindrique de la jante.

Cette ligne devenait une hélice d'où le nom d'engrenages hélicoïdaux. On appelle la ligne « d'axe des dents » : hélice directrice.

Principe. — Pour que deux roues se commandent

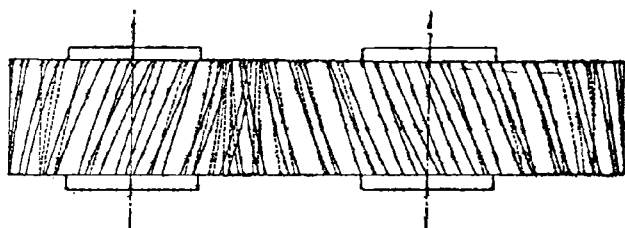


Fig. 116.

(fig. 116), il faut que les hélices directrices aient même inclinaison sur les génératrices de la jante et il faut que, sur une roue, cette inclinaison soit en sens inverse de celle sur l'autre roue.

On fait l'engrenage moins large à la jante, la dent conservant sa longueur nécessaire.

Ces engrenages sont d'une grande précision ; en horlogerie astronomique et dans toutes les machines pour travaux délicats, ils sont très employés.

Cinématique appliquée

Leur application convient surtout pour les grandes vitesses.

Les roues droites à denture hélicoïdale marchant à axes parallèles trouvent une application très profitable dans les harnais de tours, où ils apportent un fonctionnement parfait.

Axes perpendiculaires. — Quand deux engrenages hélicoïdaux n'ont pas leurs axes parallèles, la somme

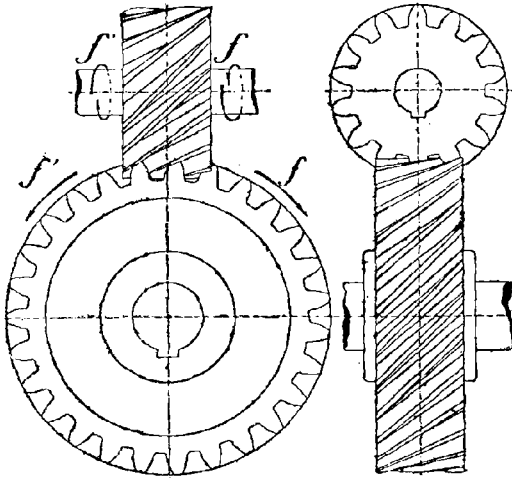


Fig. 117.

des deux angles d'inclinaisons doit être égale à l'angle que font les axes.

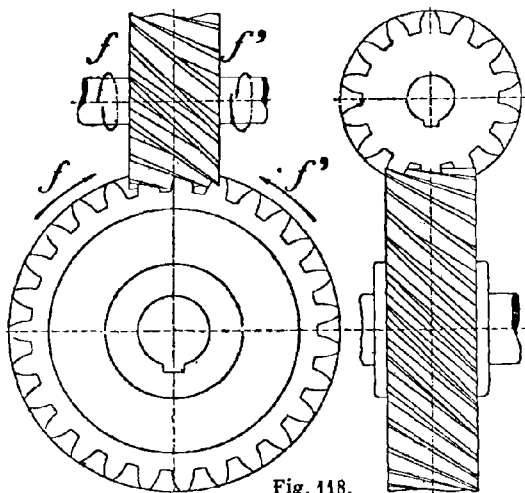
En mettant sur les deux roues les inclinaisons dans le même sens et en faisant la somme des deux angles d'inclinaisons égale à 90° , on peut lier deux arbres perpendiculaires.

Cinématique appliquée

Si l'une des deux roues doit constamment conduire l'autre, on lui donnera un plus grand angle d'hélice qu'à la roue conduite.

Pour les engrenages hélicoïdaux, on appelle « angle d'hélice » ou inclinaison de l'hélice l'angle que fait celle-ci avec la génératrice du cylindre primitif.

La figure 117 représente un système de roues à axes perpendiculaires, dont la denture est inclinée à droite. La flèche f , sur la roue, correspond au sens de rota-



tion produit par le pignon tournant dans le sens de la flèche f sur ce pignon. Les flèches f' correspondent de la même façon.

La figure 118 représente un système de roues à axes perpendiculaires, dont la denture est inclinée à gauche. La flèche f , sur la roue, correspond au sens de rotation

Cinématique appliquée

produit par le pignon tournant dans le sens de la flèche f sur ce pignon. Les flèches f correspondent de la même façon.

Toujours, un système de roues hélicoïdales devra être graissé abondamment après un montage rigoureusement mathématique.

L'inconvénient de cet engrenage est d'exercer une poussée longitudinale sur les arbres. On équilibre ces poussées en faisant conduire par le même arbre deux roues hélicoïdales ayant une inclinaison en sens inverse, ou, quand cela n'est pas possible, en mettant des butées en bout des arbres.

Engrenages à chevrons. — M. A. Piat a eu l'idée d'assembler, en les juxtaposant, deux sections de jantes à dentures hélicoïdales ayant même pas et même inclinaison, mais en sens inverse.

De ce fait, l'inconvénient de la poussée est supprimé.

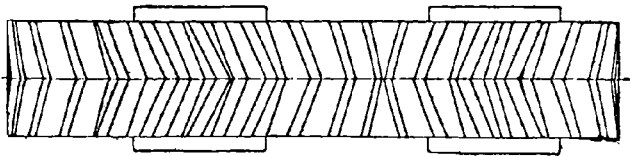


Fig. 119.

On appelle cette denture à deux hélices concourantes *denture à chevrons*.

La figure 119 nous montre deux roues à chevrons pouvant marcher à axes parallèles.

On construit aussi à chevrons les crémaillères et les engrenages coniques.

Cinématique appliquées

On trouve des applications nombreuses des engrenages à chevrons dans les moulins à cylindres, les laminoirs, les pompes à grand débit, les machines d'extraction, les tramways électriques, etc., partout,

en un mot, où l'on est en présence de gros efforts.

Certains constructeurs ont eu l'idée de tailler ces engrenages chevrons en deux couronnes séparées. Au montage, on fait correspondre une dent de l'engrenage pas à gauche avec un creux de l'engrenage pas à droite. On obtient ainsi une transmission assez silencieuse.

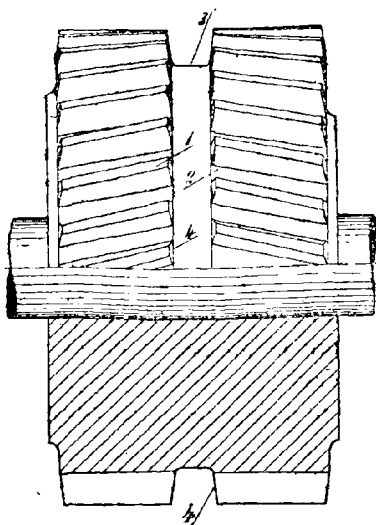


Fig. 120.

La Société A. Piat et fils a présenté dernièrement aux industriels une roue, figure 120, à denture bi-hélicoïdale, à dents alternées ou chevauchées et de pas contraires, à rainure médiane, venue brute de fonte en une seule pièce.

Une moitié de la roue a été décalée par rapport à l'autre, de telle sorte que les dents 1 d'une moitié viennent aboutir en face des creux 2 de l'autre moitié.

Dans le plan médian de la roue, une gorge 3 a été mé-

Cinématique appliquée

nagée. Cette gorge peut aller jusqu'au pied de la dent ou s'arrêter au cercle primitif de façon à renforcer la racine.

La réalisation, en fonderie, de ce mode de denture permet une économie pour tous les engrenages à chevrons qui n'ont pas besoin d'être taillés, tout en assurant une marche relativement silencieuse.

Pas des engrenages hélicoïdaux. — Notation diamétrale.
— Les définitions et les dimensions restent les mêmes pour les engrenages hélicoïdaux que pour les engrenages droits. Seulement le module obtenu en divisant le diamètre primitif par le nombre de dents est appelé *module apparent*.

Le « module réel » est égal « au module apparent multiplié par le cosinus de l'angle d'inclinaison de l'hélice ». C'est ce « module réel », mesuré perpendiculairement au filet, qui se rapporte au module normal de la roue à denture droite.

Le pas mesuré sur la section circulaire de la jante se nomme « pas apparent ». Il est égal au module apparent multiplié par π .

Le pas mesuré sur la section perpendiculaire à l'hélice se nomme « pas réel », il est égal au module réel multiplié par π .

Tous les engrenages hélicoïdaux d'un même module réel engrenent entre eux, pourvu que leurs axes soient sous l'angle convenable.

Les modules apparents des engrenages hélicoïdaux, d'un même module réel, diffèrent suivant l'inclinaison de l'hélice.

Le diamètre primitif s'obtient en multipliant le module apparent par le nombre de dents.

Cinématique appliquée

La saillie des dents et leur profondeur se calculent sur le module réel.

Le procédé est celui que nous avons indiqué pour les engrenages droits.

EXEMPLE I. — Soit à déterminer les dimensions d'une roue hélicoïdale de 36 dents, module réel 6, angle de l'hélice 20°.

Le cosinus de 20° étant 0,9397, le module apparent est :

$$6 \times 0,9397 = 5,6382.$$

Le diamètre primitif sera :

$$5,638 \times 36 = 202,975.$$

Le diamètre extérieur sera :

$$202,975 + (2 \times 6) = 214,975.$$

Dans les roues marchant à axes parallèles, les modules réels et l'inclinaison des hélices étant les mêmes pour les deux roues, les modules apparents seront les mêmes.

EXEMPLE II. — Soient deux engrenages hélicoïdaux de 20 et 60 dents, module réel 4.

Inclinaison de l'hélice = 18°.

Leur module apparent est 4,205.

Leurs diamètres primitifs sont donc 84,11 et 252,33.

La distance des deux axes sera de 336,44.

EXEMPLE III. — Soient deux engrenages hélicoïdaux de 15 et 24 dents reliant deux axes dont la distance est de 48 millimètres.

Nous voulons déterminer le module apparent, puis l'inclinaison de l'hélice.

Cinématique appliquée

Divisant l'axe en axe par la demi-somme des nombres de dents, nous aurons :

$$\frac{84 \times 2}{39} = 4,307,$$

qui sera le module apparent des engrenages. Prenons une inclinaison d'hélice donnant avec ce module apparent, un module normal réel, 4 par exemple. Le cosinus de l'angle d'inclinaison sera :

$$\frac{4}{4,307} = 0,9287.$$

Ce qui, sur la table trigonométrique, se rapporte à un angle de $21^{\circ},45$.

Dans le cas d'engrenages hélicoïdaux à axes concourants, les modules réels sont encore les mêmes, mais les modules apparents dépendent des inclinaisons et les diamètres primitifs des engrenages ne sont pas proportionnels à leurs nombres de dents.

Les engrenages hélicoïdaux sont taillés à la machine aussi facilement que les engrenages droits, c'est pourquoi leurs applications deviennent de plus en plus nombreuses.

§ 9. — Roues et vis sans fin.

Examinons le cas de deux engrenages hélicoïdaux marchant à axes perpendiculaires et ayant un rapport

Cinématique appliquée

de vitesses angulaires très petit. Le pignon aura un diamètre primitif réduit. Donnons une inclinaison très faible à l'hélice, il se trouvera que les dents, au lieu d'être des portions d'hélices parallèles, ne formeront plus qu'un filet en hélice unique. Ce sera la *vis sans fin* (fig. 121).

Le tracé de la vis sera celui du profil de la crémaillère animé d'un mouvement hélicoïdal, c'est-à-dire

tournant autour d'un axe et se déplaçant en même temps le long de cet axe.

La vis sera à un, deux, trois filets, selon que son pas comprendra un, deux ou trois filets, et autant de creux.

Dans une vis à un filet, le pas de la roue est égal au pas de la vis.

Dans une vis à deux ou trois filets, le pas de la roue est seulement la moitié ou le tiers de celui de la vis.

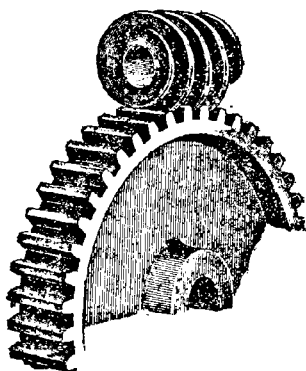


Fig. 121.

Le nombre de tours de la roue est au nombre de tours de la vis comme le nombre de filets de la vis est au nombre de dents de la roue. C'est-à-dire que, pour une roue de 120 dents et une vis à 3 filets, 40 tours de vis donneront un tour de roue, et pour une roue de 180 dents actionnée par une vis à 1 filet, il faudra 180 tours de vis pour faire un tour de roue.

Vis tangents. — La figure 122 représente une vis sans fin modifiée de telle façon que la denture de la

Cinématique appliquée

roue, au lieu d'être limitée par un cylindre ayant même axe que le cylindre primitif, prend la forme d'un tore et épouse la vis d'une façon plus étendue. On l'emploie dans les cas de grands efforts. C'est la vis tangente, dont les applications sont les mêmes que celles de la vis sans fin ordinaire.

Les roues à vis sans fin sont taillées avec des vis-fraises, à denture dépouillée que l'on dénomme vis-mères.

La notation diamétrale peut s'appliquer au dispositif roue et vis sans fin.

Dans le cas de la vis à un filet, le pas est égal au module multiplié par π .

On fait généralement le creux du filet d'une profondeur égale au module multiplié par 2,16. L'angle d'inclinaison du flanc est équivalent à celui de la crémaillère à développante, c'est-à-dire 29° environ.

Soient (*fig. 123*):

M, le module;

T, le pas égal à πM ;

Z, le nombre de dents;

D, le diamètre primitif $= MZ$;

D_a, le diamètre extérieur $= MZ + 2M$

Soit **d**, le diamètre de la vis sans fin;

S, le pas de la vis $= \pi M$;

h, la hauteur de la dent $= 2,16M$;

k, la hauteur de la face $= M$;

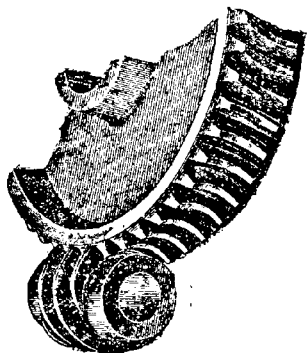


Fig. 122.

Cinématique appliquée

b , la largeur du fond du creux = $0,97M$;

E , la distance des axes = $\frac{D+d}{2} M$.

Quand on établit la vis mère, il faut avoir soin de tenir le filet plus profond que dans la vis elle-même.

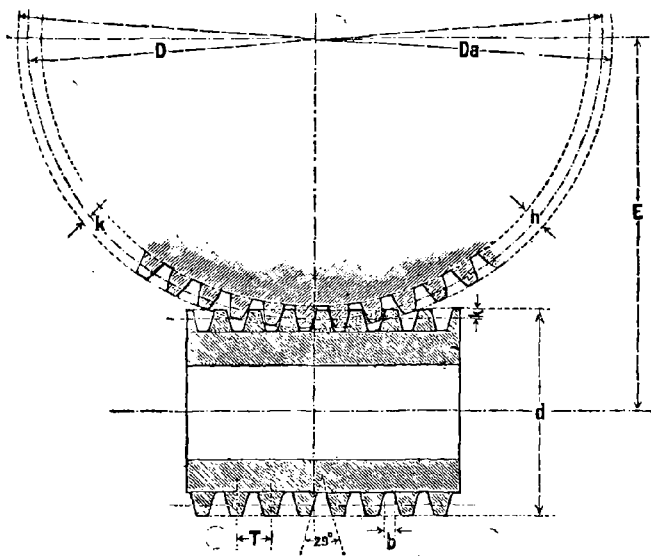


Fig. 123.

On ménagera ainsi le jeu nécessaire entre le fond de la dent et la face du filet.

Le dispositif roue et vis sans fin peut affecter, suivant les besoins, des formes particulières.

Vis commandant une roue à denture intérieure. — La figure 124 représente schématiquement un mécanisme

dans lequel la vis attaque une couronne dentée intérieurement.

Il faut pour la pratique que la couronne dentée soit en forme de cuvette et d'un diamètre suffisant pour

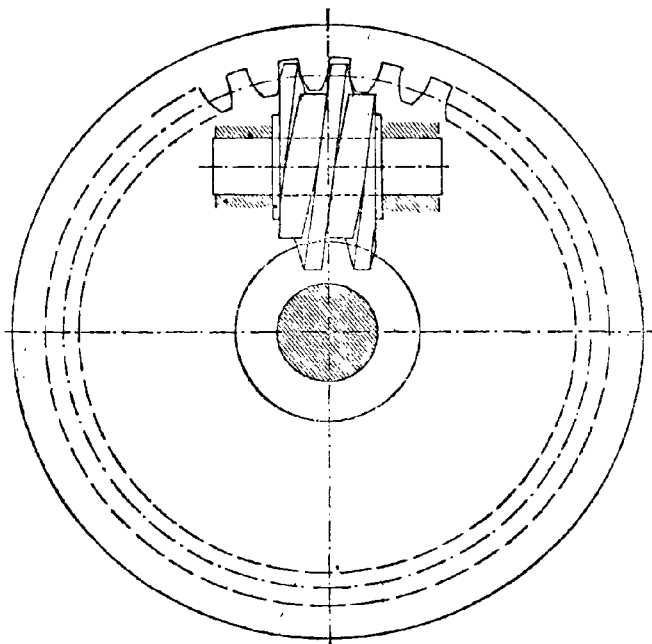


Fig. 124.

que l'on puisse loger les paliers de la vis et les organes de commande de celle-ci, dont l'axe ne peut être prolongé.

Vis à filet intérieur commandant une roue. — La figure 125 représente schématiquement un mécanisme

Cinématique appliquée

dans lequel la roue est **attaquée** par une vis filetée à l'intérieur d'une couronne en cuvette, clavetée sur son arbre de commande.

Là encore il faut avoir soin de donner à la cuvette

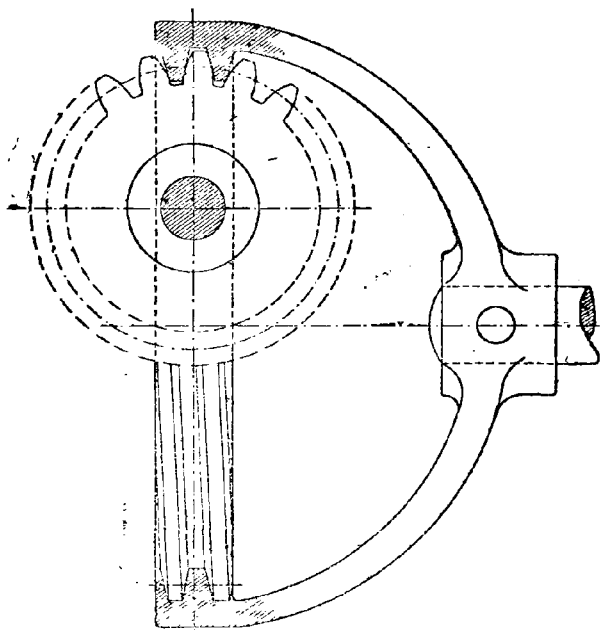


Fig. 125.

un diamètre suffisant afin de pouvoir loger les paliers de l'axe de la roue, celui-ci ne pouvant être prolongé.

Crémaillères et vis sans fin. — Supposons le diamètre de la roue égal à l'infini, elle deviendra une crémaillère

Cinématique appliquée

qui pourra être actionnée par une vis sans fin ordinaire et dans les mêmes conditions (*fig. 126*).

Cependant, le déplacement dans un même sens sera naturellement limité à la longueur de cette crémaillère qui, d'autre part, devra être bien guidée.

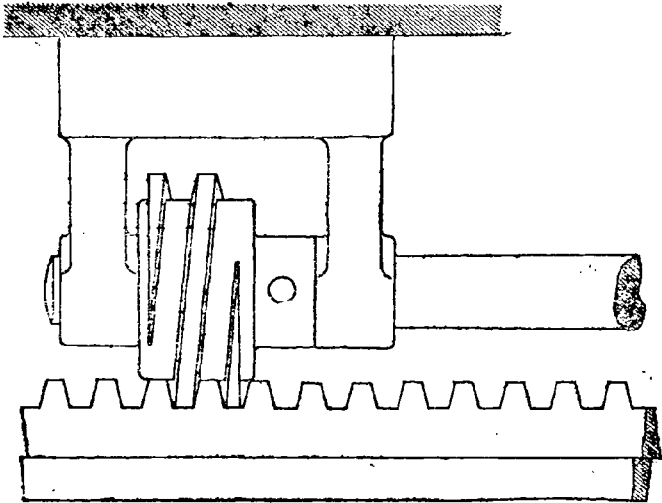


Fig. 126.

Inclinaison des dents des roues et des filets des vis. — Dans tous les dispositifs qui précèdent les axes des roues et des vis peuvent être perpendiculaires ou faire entre eux un angle quelconque (*fig. 127*).

L'inclinaison du filet de la vis est donnée par son pas, c'est l'angle que fait la tangente à l'hélice primitive avec l'axe de la vis.

Suivant l'angle que font entre eux les axes de la vis

Cinématique appliquée

et de la roue, qu'il soit droit ou obtus, il est facile de déduire l'inclinaison des dents de cette roue sur son plan médian.

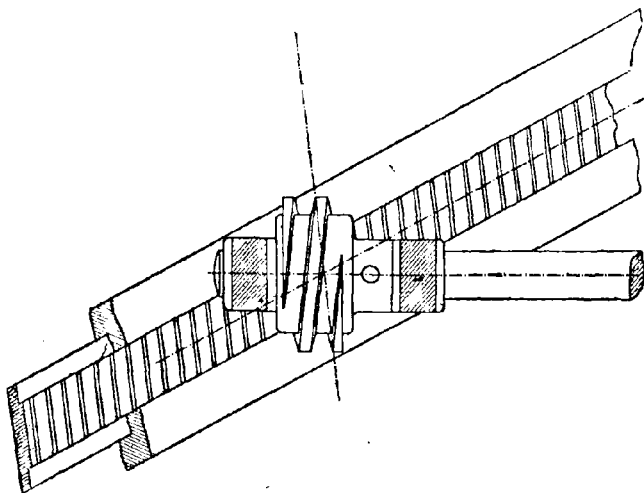


Fig. 127.

Applications. — 1° **LE DISPOSITIF EST IRRÉVERSIBLE.** — Le dispositif roue et vis sans fin trouve de nombreuses applications dans les cas où l'engrenage ne doit pas être réciproque. Dans les appareils comme les vannes, les grues, les crics, il ne faut pas que la résistance puisse amener le mouvement inverse quand la puissance cesse ou diminue.

On arrive à ce résultat en employant une vis à filet unique. D'après les expériences de M. Morin, le rayon du cylindre primitif de la roue ne doit pas être infé-

rieur aux $\frac{8}{5}$ de l'épaisseur de la dent pour qu'il ne puisse y avoir réciprocité.

Directions des automobiles. — Certaines directions, dans les voitures automobiles, ont été créées en vue des parcours en ligne droite, de façon que les roues directrices ne puissent pas influencer le volant de manœuvre.

La commande par vis sans fin a été appliquée à ce cas par plusieurs maisons, la figure 128 représente cet appareil.

L'arbre 1 est celui du volant de direction, il actionne par une vis sans fin le secteur 2 relié aux leviers de commande des manivelles des roues directrices. Mais le mécanisme

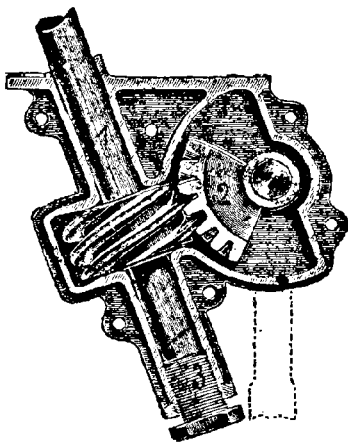


Fig. 128.

n'étant pas réversible, les roues directrices restent dans la position voulue par le conducteur jusqu'à ce que celui-ci leur en imprime une autre, toujours au moyen du volant.

La vis 3 sert de butée; elle est nécessitée par la poussée longitudinale sur l'arbre, que l'on retrouve dans ce genre de transmission comme dans les engrenages hélicoïdaux.

Cinématique appliquée

2° RÉDUCTEURS DE VITESSE. — Quand on a besoin d'une grande réduction de vitesse, le dispositif roue et vis sans fin est indiqué. Seulement le rendement mécanique est toujours faible, malgré un montage rigoureusement exact et un graissage très abondant.

La maison Decauville aîné, à Petit-Bourg, emploie ce dispositif pour certains de ses moteurs, depuis $\frac{1}{4}$ de cheval jusqu'à 6 chevaux. L'appareil est représenté par la figure 129.

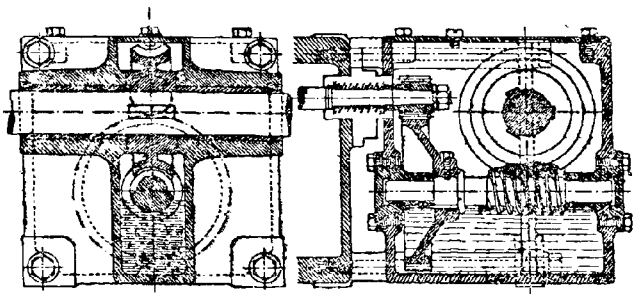


Fig. 129.

Un système de roues droites réduit déjà la vitesse et communique le mouvement à une vis sans fin en acier, engrenant avec une roue en fonte de grand diamètre. La vitesse réduite, ainsi obtenue, atteint en moyenne un centième ou un cinquantième de celle des moteurs, suivant que la vis est à un ou deux filets.

L'ensemble est enfermé dans une boîte en fonte en deux pièces; la partie inférieure comprend une console recevant le moteur, fixé au moyen de quatre vis arrêtées par des rondelles fendues.

La vis tourne dans des paliers à bagues munis de butées à billes nécessitées par la poussée longitudinale.

Cinématique appliquée

Pour obtenir l'indépendance de l'arbre de l'induit et de la vis, ceux-ci sont reliés par un manchon élastique; de plus, la jante de ce manchon est disposée pour recevoir l'action d'un frein. L'arbre du réducteur tourne dans des parties en fonte lubrifiées par des compresseurs à graisse. La roue droite et la vis tournent constamment dans un bain d'huile, toutes les précautions sont donc bien prises.

Le rendement de ce réducteur est d'environ 50 0/0; mais il est créé en vue des marches intermittentes, on peut se baser, dès lors, sur les puissances des moteurs fonctionnant en surcharge de deux fois leur puissance normale environ.

Il se prête facilement à la commande, directe ou non, de tambours d'enroulement d'assez grands diamètres, pour treuils de grues, de ponts roulants, plans inclinés, monte-charges, etc.

3° VIS SANS FIN SUR ARBRE BALADEUR. — Une application ingénieuse de la roue et vis sans fin est représentée (*fig. 130*). Elle a pour but de donner à un arbre 1 un mouvement rectiligne alternatif longitudinal, en utilisant son propre mouvement de rotation.

L'arbre 1 porte une vis sans fin 2 engrenant avec la roue 3. Cette roue est montée sur un petit bâti 4 pouvant coulisser sur la glissière 5 du bâti principal 6. Sur la roue 3, vient s'articuler une bielle 7, oscillant autour de l'axe fixe 8. La commande de l'arbre 1 est obtenue par la roue 9, engrenant avec le pignon 10, calé sur cet arbre. La longueur de ce pignon est telle que l'engrènement est assuré pendant tout le déplacement longitudinal de l'arbre. Cette longueur

Cinématique appliquée

est égale à la largeur de la roue de commande 9 plus la course à produire, soit deux fois le rayon R .

Pendant sa rotation la vis communique à la roue 3 un mouvement circulaire continu que la bielle 7 transforme en rectiligne alternatif du bâti 4 sur la glissière 5. Les dents de la roue 3 agissent sur les filets

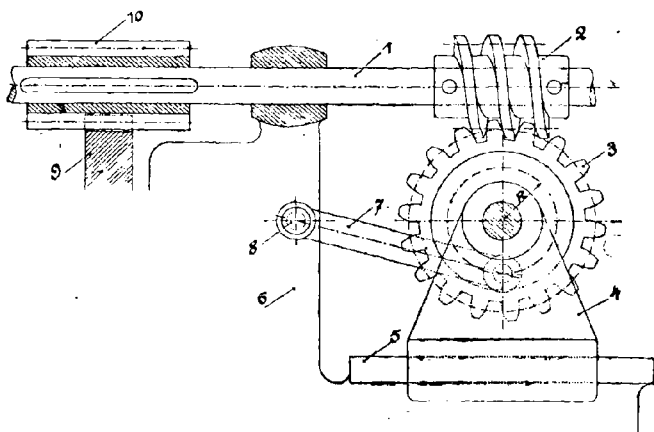


Fig. 130.

de la vis et lui communiquent ce mouvement longitudinal.

Vis sans fin à roulements. — En vue d'augmenter le rendement de ce mode de transmission, on s'est ingénié depuis longtemps à rechercher la transformation du frottement de glissement du filet de la vis sur les dents de la roue en frottement de roulement.

De nombreuses tentatives ont été faites. Nous avons notamment vu un dispositif comportant des rouleaux à

Cinématique appliquée
profils étudiés montés sur des axes inclinés selon l'hé-

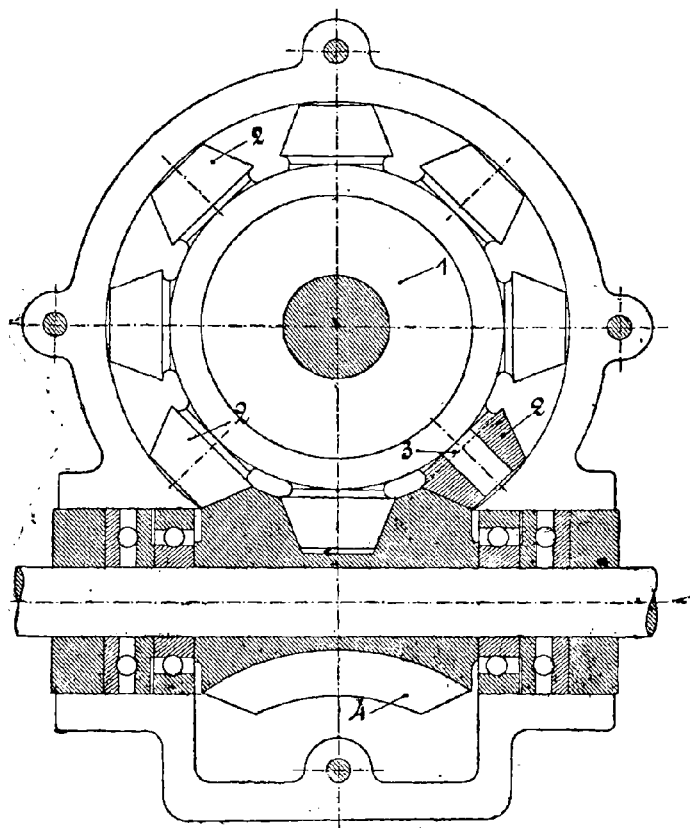


Fig. 131

lice, à la périphérie de la roue conduite. Ces rouleaux remplaçaient les dents.

La maison Glaenzer et C^{ie}, d'autre part, a créé un

Cinématique appliquée

réducteur de vitesse par vis sans fin globique avec roue à rouleaux coniques.

Le principe de ce dispositif est représenté figure 131. La roue 1 porte une série de rouleaux 2 remplaçant les dents; ils peuvent tourner autour des axes 3 transformant ainsi le frottement de glissement en frottement de roulement.

La vis sans fin 4 est d'une certaine longueur, et son profil, étudié, lui permet de conduire les rouleaux sur toute cette longueur.

Le rendement de ce dispositif est très grand; il peut atteindre 90 0/0. Tout le mécanisme, complètement enfermé dans un carter, fonctionne dans l'huile. De plus il est réversible dans certains cas, ce qui permet de transformer un mouvement lent en un mouvement très rapide sans nécessiter de courroies ou d'engrenages.

Les galets sont coniques et leurs génératrices concourent au point de rencontre des axes de la vis et de la roue.

L'Anglais Arthur-Thomas Collier a eu dernièrement l'idée du système à billes représenté figure 132.

Le bâti *a* est pourvu de coussinets *b*, *b*, destinés à recevoir l'arbre *c* de la roue à vis sans fin, et de coussinets *d*, *d*, destinés à recevoir l'arbre *e* de la vis sans fin. La roue à vis sans fin présente une périphérie cylindrique dans laquelle sont ménagés, à de certains intervalles, des logements hémisphériques *g*, *g*, ces logements recevant des billes *h*, *h* qui peuvent tourner librement et qui sont, de préférence, en acier. Les billes *h*, *h* sont maintenues en position dans leurs logements au moyen d'une garde annulaire *j* et d'une

Cinématique appliquée

vis sans fin k qui, réunies, complètent la circonférence de la roue f . La vis sans fin k affecte la forme d'une figure de révolution ayant pour génératrice un arc de cercle qui a le même rayon que le cercle primitif de la roue qui occupe un plan passant par l'axe de la vis.

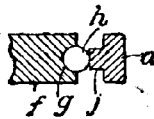
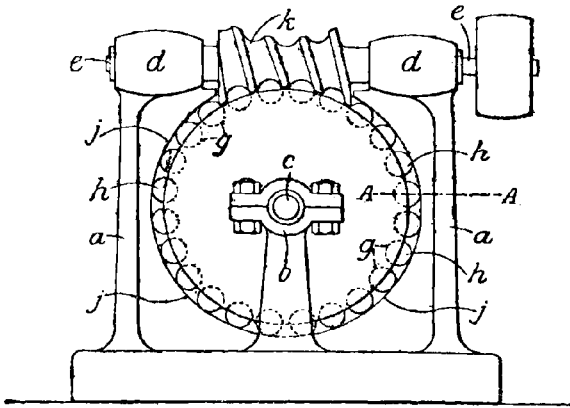


Fig. 132.

La hauteur du filet ou des filets de la vis sans fin est uniforme le long de sa génératrice en forme d'arc, ce qui lui permet de s'engager d'une façon parfaite avec plusieurs billes h, h de la roue f qui divisent ainsi entre elles l'effort moteur.

Cinématique appliquée

A cet effet, le filet de la vis sans fin est taillé par un ou plusieurs outils montés sur un banc qui est susceptible de tourner sur un axe placé au point qu'occupera, au montage, l'axe de la roue. On fait, ensuite, tourner le banc et l'ébauche de la vis aux vitesses relatives voulues pour produire une vis sans fin de la hauteur demandée.

On peut employer un dispositif pour faire avancer l'outil à volonté, ou bien, dans le cas où un certain nombre d'outils sont montés sur le même banc, lesdits outils peuvent être de longueur et de forme convenables pour agir successivement sur l'ébauche et compléter la formation de la vis sans fin en un tour du dit banc.

§ 10. — Engrenages elliptiques.

Dans tous les engrenages dont nous nous sommes occupés, chaque système est soumis à une vitesse constante. On a quelquefois besoin de vitesses variables sur l'arbre conduit. Si on ne veut pas employer les plateaux de Sellers, on peut faire usage d'un système d'engrenages elliptiques faisant varier la vitesse angulaire de l'arbre conduit, *dans des limites données*.

Il faut d'abord que les ellipses primitives soient égales.

Soient (*fig. 133*) OO' la distance des centres de deux ellipses égales.

$OC = O'C$, leurs demi-grands axes.

F et F' sont les foyers de l'ellipse O .

Cinématique appliquée

F^1 et F^2 sont les foyers de l'ellipse O' .

Les ellipses sont tangentes en C .

L'ellipse O tourne autour de son foyer F .

L'ellipse O' tourne autour de son foyer F^1 .

La distance FF^1 des axes de rotation est égale à OO' , c'est-à-dire au grand axe de chaque ellipse.

Rapport des vitesses angulaires. — A chaque instant, les vitesses angulaires sont inversement proportionnelles aux rayons vecteurs qui viennent se placer en ligne droite sur la ligne des centres.

Appelons :

a , le demi-grand axe ;

c , la demi-distance focale.

Le maximum du rapport des vitesses angulaires est donné par la formule :

$$\frac{a + c}{a - c}.$$

Le minimum de ce rapport est donné par la formule :

$$\frac{a - c}{a + c}.$$

Etant donné un rapport de vitesses angulaires variable entre des limites déterminées, quel est le rapport des axes ?

Faisons le rapport maximum connu :

$$\frac{a + c}{a - c} = r.$$

Le rapport minimum sera par suite :

$$\frac{a - c}{a + c} = \frac{1}{r}.$$

Cinématique appliquée

Le rapport R des demi-axes des ellipses sera donné par la formule :

$$R = \sqrt{1 - \frac{(r-1)^2}{(r+1)^2}} = \frac{2\sqrt{r}}{r+1}.$$

Pour $r = 4$, on a :

$$R = \frac{4}{5}.$$

Pour $r = 9$, on a :

$$R = \frac{3}{5}, \quad \text{etc.}$$

Le mouvement n'est convenablement assuré que quand les ellipses sont peu excentrées. Le rapport R ne doit pas descendre au-dessous de $\frac{3}{4}$, ce qui donne $r = 2,2$ environ.

Les ellipses étant égales, un tour de l'une provoque un tour de l'autre.

Tracé des engrenages elliptiques. — Il est évident que l'on ne peut transmettre la rotation de l'une des ellipses à l'autre par simple contact de friction : il faut armer les courbes de dents.

Pour tracer la denture, on choisit un pas convenable, donnant un certain nombre de dents. On divise la courbe en un nombre double de parties égales, à cause des creux.

Mais l'ellipse n'est pas une courbe régulièrement uniforme, les profils changent donc d'une dent à l'autre ; seulement l'ellipse est divisée par ses axes en 4 parties qui peuvent se superposer. Il suffira donc de déter-

Cinématique appliquée

miner la denture pour un quart de la roue quand le nombre de dents sera multiple de 4.

Soient (fig. 133) les deux ellipses primitives égales O et O'; F et F' les foyers de O et F₁ et F₂, les foyers de O'.

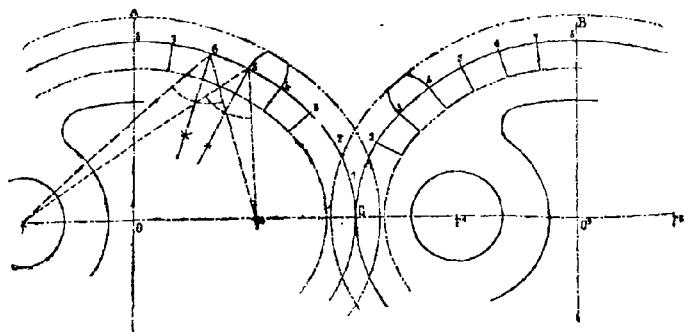


Fig. 133.

Portons les divisions : 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, correspondant au quart de la courbe et indiquant 32 dents sur le développement total.

Puis limitons les dents de O en portant au-dessus de l'ellipse primitive les $\frac{7}{10}$ de leur épaisseur et les $\frac{8}{10}$ en dessous, sur la ligne des centres. Par les points ainsi obtenus, on fera passer deux ellipses parallèles à O.

Pour déterminer les flancs, joignons chacun des points de division de l'ellipse primitive aux deux foyers, la bissectrice de l'angle ainsi obtenu sera le flanc demandé. La figure l'indique pour les divisions 5 et 6.

Pour obtenir le profil des faces, nous n'aurons plus qu'à nous servir du tracé Poncelet, comme nous l'avons indiqué au paragraphe 1 de ce chapitre (fig. 75 et 76),

Cinématique appliquée

les quatre dents de la portion à tracer sur l'ellipse O seront déterminées l'une après l'autre.

Pour l'ellipse O' , les limites des dents et les flancs seront déterminés de la même manière. Le tracé Poncelet (*fig. 75*) nous donnera la face conduite sur la dent

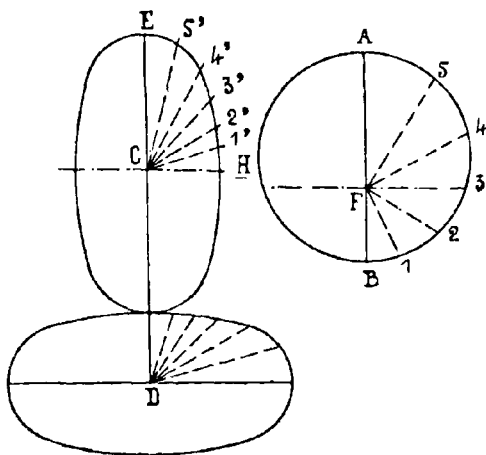


Fig. 134.

de l'ellipse O' par la face conductrice de la dent de l'ellipse O .

Courbes déduites de l'ellipse. — Les engrenages ci-dessus ne donnent qu'une période par tour, mais on peut transformer les ellipses roulantes en d'autres courbes à plusieurs saillies (*fig. 134*).

Soit à construire une courbe à deux saillies. Commençons par tracer une ellipse dont le grand axe BA soit égal à la distance des centres CD , avec une excentricité très faible.

Cinématique appliquée

Par l'un des foyers F élevons une perpendiculaire au grand axe et divisons la demi-ellipse en un certain nombre d'angles égaux, soit 6, et menons les rayons vecteurs $FB, F1, F2, F3, F4, F5, FA$.

Par le point C extrémité de la ligne des centres, élevons une perpendiculaire à cette ligne et divisons l'angle droit ECH en six angles égaux puis sur les lignes de division portons : $CH = FB$ $C1' = F1$ $C2' = F2$ $CE = FA$, et faisons passer une courbe par tous ces points. Reportons-la pour les trois autres angles droits. Nous aurons une courbe à deux saillies capable d'en mener une autre égale, ayant son axe au point D , en observant de mettre sur la ligne des centres le rayon correspondant à FB .

Ces courbes en roulant feront naître deux maxima et deux minima, c'est-à-dire deux périodes. .

Elles tourneront, étant égales, tour pour tour comme les ellipses.

Le tracé des dents s'effectue de la même manière que dans le cas précédent.

Courbe elliptique et cercle excentré. — On peut remplacer l'une des deux courbes elliptiques par un cercle excentré (*fig. 135*).

L'ellipse peu excentrée de la figure 126 devient alors le cercle excentré lui-même et sert à la construction de la courbe elliptique.

Dès lors, on voit que le développement de la courbe elliptique primitive est égal à deux fois le développement de la circonférence primitive de la roue excentrée et un tour de cette dernière correspond à un demi-tour de la roue elliptique. Il y a toujours deux périodes.

Cinématique appliquée

Pour obtenir le profil des dents de la roue excentrée, on emploie encore la méthode Poncelet de la figure 76.

Enfin, la même méthode (*fig. 75*) nous permettra de déterminer le profil de chacune des dents de la portion AC, représentant le $\frac{1}{4}$ de la courbe elliptique correspondant à la $\frac{1}{2}$ circonférence ABC.

Les limites des dents sur la courbe seront déter-

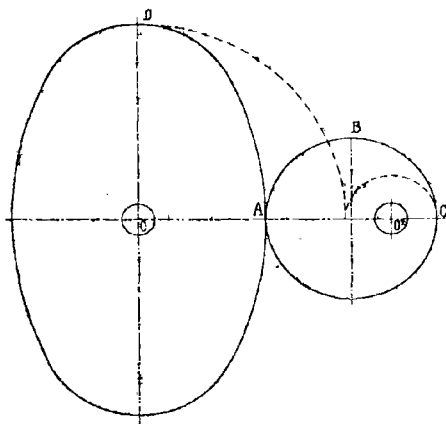


Fig. 135.

minées comme nous l'avons fait dans le cas précédent (*fig. 133*).

Le rayon d'excentricité se rapproche généralement du $\frac{1}{3}$ du rayon du pignon.

Applications. — L'application des engrenages ellip-

Cinématique appliquée

tiques se trouve dans les machines où il faut un temps perdu pour permettre le passage d'un organe, et un temps d'accélération pour rattraper ce temps perdu.

D'autres fois, étant donné le temps t d'un tour, il faut, à un moment, m , de ce temps, une vitesse plus grande que la vitesse uniforme nécessaire à parcourir le même espace dans le même temps. On crée alors un mouvement périodique : accéléré au moment m , et retardé par la suite de façon qu'au bout de la période t l'espace parcouru soit le même que si le mouvement était uniforme.

Ce cas se présente dans certaines coupeuses de papeterie qui doivent donner un nombre déterminé de coupes par minute. Le temps entre deux coupes correspond à la période. Au moment de la coupe, on donne une grande vitesse au couteau pour diminuer l'effort et le faux équerre de la coupe, on ralentit ensuite, pendant l'avance de la feuille, puis on finit la période par le même mouvement accéléré correspondant à la coupe suivante.

Le mouvement varié obtenu par les engrenages elliptiques se rapproche sensiblement du type ; uniformément accéléré, suivi d'uniformément retardé.

En combinant un système d'engrenages droits et un système de roue elliptique avec pignon droit excentré, la maison Piat construit des mouvements de « retours rapides ».

La figure 136 nous montre un de ces dispositifs.

Le travail s'effectue pendant le mouvement uniforme transmis par le pignon droit au secteur droit.

Le pignon a 16 dents et le secteur 22. Un tour

Cinématique appliquée

de pignon correspond à $\frac{16}{44}$ de tour du secteur, le rapport des vitesses angulaires est donc $\frac{8}{22}$.

Le retour s'effectue pendant le mouvement varié transmis par le pignon excentré au secteur elliptique.

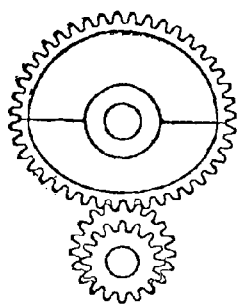
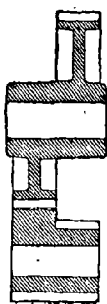


Fig. 136.



Nous voyons que, dans ce dispositif, le rapport des vitesses angulaires est de $\frac{1}{2}$ ou $\frac{11}{22}$, après chaque période du mouvement varié.

Comme dans les deux cas les espaces parcourus sont égaux, les temps étant inversement proportionnels aux vitesses, le travail prendra les $\frac{11}{49}$ de la période et le retour les $\frac{8}{19}$ seulement.

En général, ces engrenages, assez longs à tracer et à tailler, sont très peu employés. Les plateaux de friction genre Sellers leur sont préférables dans tous les cas où les vitesses peuvent supporter les irrégularités dues aux glissements des galets sur ces plateaux.

D'autre part, la différence de vitesse entre les deux parties de la période, l'aller et le retour, ne peut pas être très grande.

Ces deux inconvénients font judicieusement réserver leur utilité pour des cas très spéciaux, notamment la

commande du marbre dans les machines à imprimer la taille-douce de luxe inventées par l'éminent ingénieur Leymarie, de Paris.

§ 11. — Engrenages épicycloïdaux et hypocycloïdaux.

I. — ENGRÈNAGES ÉPICYCLOÏDAUX

On appelle *train épicycloïdal* un dispositif de roues dentées, dont la première est montée sur un axe fixe, et dont les autres ont leurs axes entraînés par un levier ou un châssis tournant autour de cet axe fixe de la première.

Chaque point des roues montées sur le levier décrit donc une épicycloïde.

Le train épicycloïdal modifie dans de grandes proportions la raison du train ordinaire qui existe entre les roues extrêmes, lorsque le levier est immobile.

En effet (*fig. 137*) si, en même temps que la première roue A tourne, on imprime au levier B, portant le train, un mouvement de rotation autour de l'axe A, le mouvement effectif des roues du train est un mouvement composé, résultant de leur engrenement avec la roue A et du mouvement du levier AB.

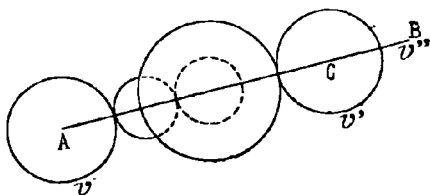


Fig. 137.

Cinématique appliquée

Soit v la vitesse angulaire de la première roue A et v' la vitesse angulaire d'une autre roue C du train ayant son centre sur le levier AB.

Soit v'' la vitesse angulaire du levier AB autour de l'axe A.

La vitesse angulaire de la roue A par rapport au levier sera :

$$v - v''.$$

La vitesse angulaire de la roue C par rapport au levier sera :

$$v' - v''.$$

Donc, le rapport des vitesses angulaires simultanées des roues C et A, par rapport à un même système AC, est égal à :

$$\frac{v' - v''}{v - v''}.$$

Ce rapport est égal à la raison R de l'équipage de roues dentées formé par la roue A et les intermédiaires jusques et y compris la roue C. On a donc :

$$R = \frac{v' - v''}{v - v''}.$$

Cette formule, due à Willis, est générale, mais il faut attribuer aux vitesses angulaires v , v' , v'' et à la raison R, les signes qu'elles comportent, et ne pas oublier que les vitesses v , v' , v'' sont des quantités algébriques.

Applications. — 1° MOÛCHE OU ROUE PLANÉTAIRE DE WATT. — On assure que Watt, lors de la construction

Cinématique appliquée

de ses premières machines à vapeur, ne pouvait se servir du dispositif bielle et manivelle, déjà breveté. Il imagina alors sa « roue planétaire » ou « mouche » (fig. 138).

Sur la bielle AB était fixée une roue C qui faisait corps avec elle. Elle engrenait avec une seconde roue D calée sur l'arbre à conduire. Une manivelle OA, folle sur l'arbre et de longueur égale à la somme des rayons des roues, obligeait la roue C à garder l'engrènement avec la roue D.

Ainsi, le circulaire alternatif du balancier était transformé en circulaire continu de l'arbre de couche. Le volant faisait franchir les points morts.

Les deux roues étant égales, le rapport des vitesses angulaires, représenté par $1 + \frac{R'}{R}$, devient égal à 2. C'est-à-dire qu'un tour complet du levier AO faisait faire deux tours à l'arbre.

En donnant à R et R' des valeurs différentes et convenables, on peut obtenir n'importe quel rapport plus grand que 1.

2° PARADOXE DE FERGUSSON. — Étant données trois roues montées sur le même axe, on peut les commander par une quatrième roue, de façon que la première

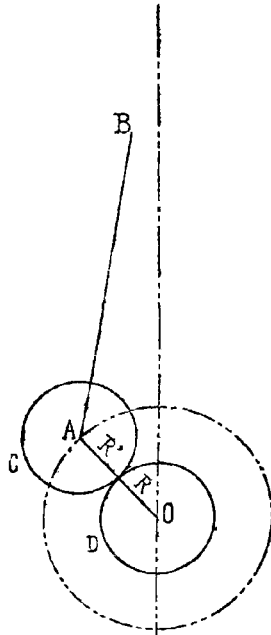


Fig. 138.

Cinématique appliquée

ne tourne pas, que la seconde tourne dans un sens et la troisième en sens inverse.

Ce mécanisme sert à démontrer les propriétés des trains épicycloïdaux : il est représenté figure 139.

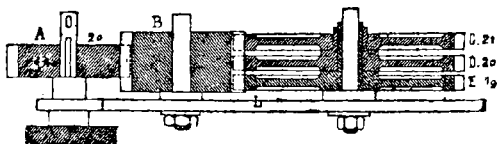


Fig. 139.

Une roue A est clavetée sur un axe fixe O. Sur un levier L, tournant librement autour de l'axe O, est montée folle, sur un axe, une roue B, engrenant avec trois autres roues C, D, E, concentriques et à moyeux emboîtés. La roue C est folle sur le moyeu de D, qui elle-même est folle sur le moyeu de E, qui elle-même est folle sur l'axe fixé au levier.

Le levier L est animé d'un mouvement de rotation autour de son axe O. La roue B est donc entraînée dans un mouvement épicycloïdal et le transmet aux roues C, D, E.

La roue A étant fixe, la formule :

$$R = \frac{v' - v''}{v - v''},$$

devient

$$R = \frac{v' - v''}{-v''},$$

puisque

$$v = 0;$$

donc

$$v' - v'' = -v''R,$$

et

$$v' = v''(1 - R).$$

Cinématique appliquée

Faisons la roue A de 20 dents, la roue C de 21 dents, la roue D de 20 dents, la roue E de 19 dents. Les diamètres primitifs différant très peu, les roues peuvent être concentriques, pratiquement :

Dans le système AC, on a :

$$R = \frac{20}{21};$$

Dans le système AD,

$$R = \frac{20}{20};$$

Dans le système AE,

$$R = \frac{20}{19};$$

En mettant ces valeurs dans la formule, on a pour C :

$$v' = v'' \left(1 - \frac{20}{21} \right) = \frac{v''}{21}.$$

La roue C tourne dans le même sens que le levier et pour 1 tour de celui-ci fait $\frac{1}{21}$ de tour.

Pour la roue D, on a :

$$v' = v'' \left(1 - \frac{20}{20} \right) = 0,$$

c'est-à-dire que la roue D ne tourne pas.

Enfin, pour la roue E, on a :

$$v' = v'' \left(1 - \frac{20}{19} \right) = v'' \left(-\frac{1}{19} \right) = -\frac{v''}{19}.$$

Ce qui signifie que la roue E tournera dans le sens

Cinématique appliquée

opposé à celui du levier, et que, pour 1 tour de celui-ci, elle fera $\frac{1}{19}$ de tour.

On voit le parti à tirer de ces montages planétaires pour arriver à des rapports difficiles à obtenir avec des engrenages ordinaires.

3° ÉPICYCLOÏDE RECTILIGNE. — La figure 140 est un dispositif de train épicycloïdal spécial ayant une propriété particulière.

La couronne 2 est la roue fixe. Le bras de levier 4 porte le satellite 6, calé sur l'axe 5, libre dans l'extrémité dudit levier.

La particularité consiste en ce que la roue fixe 2 a un diamètre exactement double de son satellite 6 et qu'elle n'engrène pas directement avec lui, mais avec un intermédiaire quelconque 8, monté fou sur un axe 9, fixé dans le levier 4. Cet intermédiaire commande le satellite 6 et lui communique une rotation de sens opposé à celui de la rotation du levier 4.

Sur l'axe 5 du satellite, calons un plateau 7 et entraînons le levier au moyen de l'arbre de commande 10, ayant même axe que la couronne fixe 2, dans le sens de la flèche, par exemple.

Chacun des points du plateau situé sur la circonférence passant par l'axe R de la couronne 2 se déplacera sur un diamètre de la circonférence ayant même centre que la couronne fixe avec, comme rayon, la distance de ce centre de la couronne au centre de son satellite. C'est-à-dire que le chemin parcouru par le point A sera le diamètre A'A'' et le chemin parcouru par le point C sera le diamètre perpendiculaire C'C''.

Cinématique appliquée

La vue en plan de la figure 140 représente un mécanisme où le plateau est remplacé par un levier 7, dont les extrémités A et C se trouvent sur la circonférence passant par l'axe R.

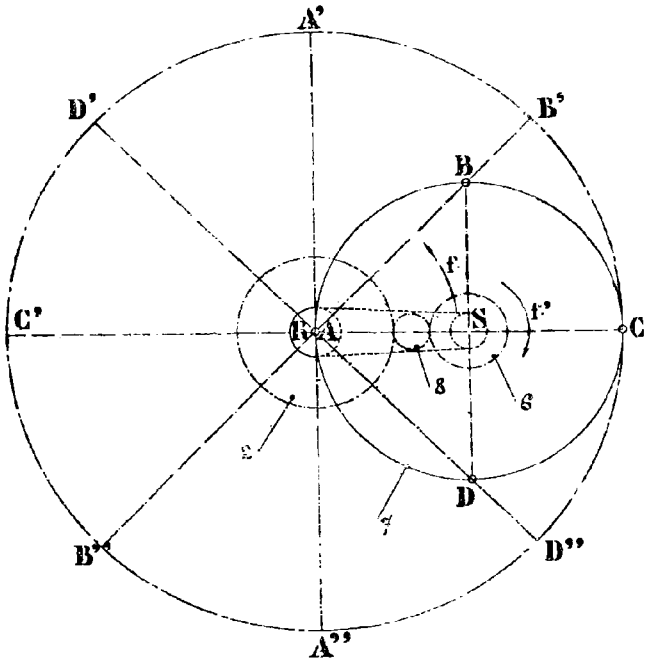


Fig. 141.

Nous avons vu employer un montage analogue, d'une très heureuse façon, dans les balances automatiques de précision de M. Jean Bardet, ingénieur à Paris.

Dans la figure 141, R est encore l'axe de rotation du

Cinématique appliquée

levier RS, ainsi que celui de la couronne fixe 2, 8 est l'intermédiaire et 6 le satellite.

Prenons sur la circonférence ayant RS pour rayon les quatre points A, B, C, D occupant les extrémités de diamètres perpendiculaires.

Faisons tourner le levier dans le sens de la flèche f : le satellite tournera dans le sens de la flèche f' .

Pendant un tour du levier :

Le point D parcourra le chemin

$$D - D' - D'' - D;$$

Le point C parcourra le chemin

$$C - C' - C;$$

Le point B parcourra le chemin

$$B - B' - B'' - B;$$

Le point A parcourra le chemin

$$A - A' - A'' - A;$$

Nous voyons que chaque point passera deux fois au centre R dans l'ordre

$$D - C - B - A - D - C - B - A.$$

Il est facile d'imaginer un mécanisme provoquant un arrêt à chacun des passages au centre, ce qui est très utilisable.

D'autre part, un mouvement alternatif du levier RS permettrait, au moyen du levier BD, de commander une coulisse sur D'D'' en même temps qu'une coulisse perpendiculaire à la première sur B'B''.

Cinématique appliquée

Le choix du point de départ de D, c'est-à-dire de l'origine des espaces, permettrait une grande variété dans les rapports des chemins parcourus par les coulisses.

Nous parlerons plus loin d'un système ayant les mêmes propriétés, c'est l'engrenage de Lahire (*fig. 148*, p. 276). Il est théoriquement similaire : même rapport entre la couronne fixe et son satellite, et même sens de rotation de ce satellite relativement au sens de rotation du levier.

Les lois des vitesses et des espaces sont donc exactement semblables.

4° RÉDUCTEURS. — La plus grande application des trains épicycloïdaux est faite dans le cas de réduction de vitesse. Soit, comme exemple, le compteur de tours à deux aiguilles marquant les unités et les centaines (*fig. 142*).

Sur l'arbre C, entraîné par le train épicycloïdal, est montée une aiguille 1, marquant les centaines. Sur la douille B, tournant folle sur C et entraînée directement par la roue A, qui reçoit le mouvement, est montée une aiguille 2, marquant les unités.

Cela revient à dire qu'il faut que 100 tours de A ne provoquent qu'un tour de D.

Le train épicycloïdal est composé : d'une roue H, fixée sur le bâti, en prise avec une seconde roue F, calée sur un arbre K tournant librement dans un bossage de la roue-levier A.

L'arbre K entraîne une troisième roue E en prise avec la quatrième D calée sur l'arbre C, entraînant l'aiguille des centaines.

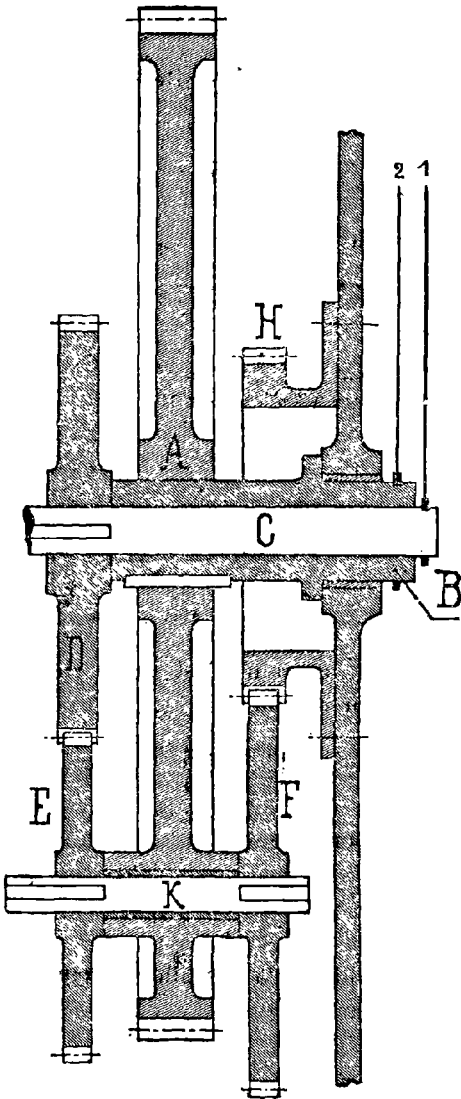


Fig. 442.

Cinématique appliquée

Détermination des modules. — Reprenons la formule de Willis :

$$R = \frac{v' - v''}{v - v''};$$

comme $v = 0$, elle devient :

$$R = \frac{v' - v''}{-v''},$$

d'où l'on tire :

$$v' - v'' = -v''R,$$

ou

$$v' = v'' - v''R,$$

ou

$$v' = v''(1 - R),$$

ou

$$\frac{v'}{v''} = 1 - R, \quad \text{ou} \quad \frac{1}{100} = 1 - R.$$

Or R , la raison du train n'est autre chose que le rapport des nombres de dents,

$$R = \frac{H \times E}{F \times D}.$$

On peut donc écrire :

$$\frac{1}{100} = 1 - \frac{H \times E}{F \times D}.$$

Il ne nous reste plus qu'à identifier les deux membres, pour cela faisons :

$$\frac{1}{100} = 1 - \frac{99}{100} = 1 - \frac{9 \times 11}{4 \times 25},$$

Cinématique appliquée

et, en multipliant les deux termes par les mêmes nombres :

$$1 - \frac{9 \times 4 \times 11 \times 3}{4 \times 6 \times 25 \times 2} = 1 - \frac{36 \times 33}{24 \times 50} = 1 - \frac{H \times E}{F \times D}.$$

On peut donc adopter :

H = 36 dents ;

E = 33 dents ;

F = 24 dents ;

D = 50 dents.

On déduira les rayons et les pas de ces roues de leur nombre de dents et de la distance des centres.

Nous donnons cet exemple parce qu'il est très clair et d'une application facile, en montant les roues de la même façon que dans la figure 143, ce dispositif est employé dans nombre de machines-outils, principalement dans les tours à décolleter. On le rencontre dans les machines à faire les vis *Herbert*.

5° DISPOSITIF GENRE FERGUSSON. — On peut créer un rapport dont le numérateur soit égal à l'unité et le dénominateur au nombre de dents d'une roue donnée.

Soit (*fig. 143*) une roue A fixée au bâti, L est un plateau porte-train, il tourne autour de OO', B est un pignon monté sur un axe fixé au plateau porte-train. Ce pignon engrène avec la roue A et une autre roue C, calée sur l'axe OO' et dernière du train. La roue C est la roue que l'on s'est donnée. La roue A porte une dent de moins.

En reprenant la formule de l'alinéa précédent, comme

$$R = \frac{A}{C} = \frac{C - 1}{C} = 1 - \frac{1}{C},$$

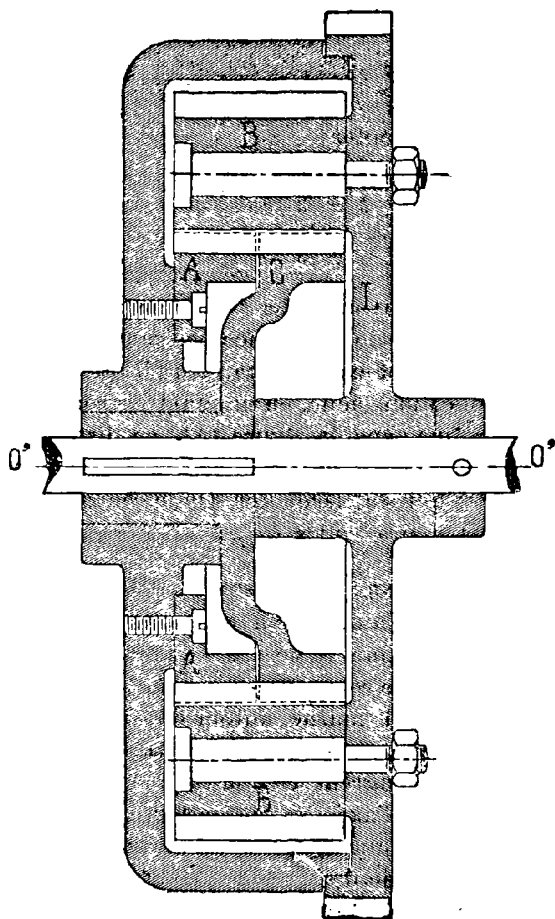


Fig. 143.

on arrive à poser :

$$\frac{v'}{v''} = 1 - 1 + \frac{1}{C} = \frac{1}{C}.$$

Ce qui signifie que si C a 91 dents, 91 tours de la roue L feront faire 1 tour à l'arbre OO'. Si C a 73 dents, 73 tours de la roue L feront faire 1 tour à l'arbre OO'.

6° CHANGEMENTS DE VITESSES. — Si on laisse libre le bâti portant la roue fixe A en bloquant les pignons B ils ne servent plus que de clavettes, et l'arbre OO' est entraîné à la vitesse L. Cela fait donc une vitesse très différente de la précédente obtenue sans embrayage compliqué ou déplacements d'engrenages.

En juxtaposant deux trains sur le même arbre, on peut donc obtenir 4 vitesses très bien échelonnées pour la conduite d'une voiture automobile, par exemple.

Il suffit de monter un frein à bande sur la partie cylindrique extérieure du bâti pour avoir un embrayage progressif où le maximum de vitesse correspond à la tension du frein nécessaire pour provoquer l'arrêt complet.

Il existe, croyons-nous, plusieurs systèmes de changements de vitesses basés sur ce principe. Ils ont l'avantage, alliés au frein, d'être à démarrage progressif. Les roues sont toujours en prise, et ils sont peu encombrants.

7° TRAIN ÉPICYCLOÏDAL HUMPAGE. — On peut composer un train épicycloïdal avec des engrenages coniques comme avec des engrenages droits.

M. Humpage, ingénieur anglais, a créé un dispositif

Cinématique appliquée

(fig. 144), qui est un réducteur, ou, en le rendant réciproque, un multiplicateur, de vitesse très bien compris. La figure est une demi-coupe transversale de l'appareil, enfermé dans un carter formant bain d'huile. B est un pignon conique claveté sur l'arbre moteur. Un manchonnage C porte deux bras D, placés dans un même plan passant par l'axe de l'arbre moteur. Ce

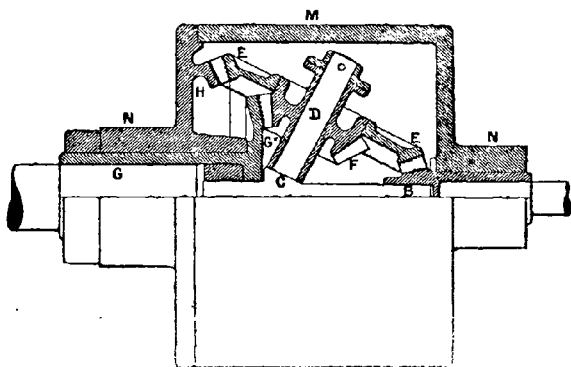


Fig. 144.

manchonnage tourne fou, et chacun de ses bras porte deux roues dentées E, F fixées ensemble et ne formant qu'une seule pièce. La dernière roue du train G est clavetée sur l'arbre à vitesse réduite G et engrène avec la roue F.

La roue H est une roue fixe, venue de fonderie avec le fond du carter M, c'est elle dont la vitesse angulaire est égale à zéro quand l'appareil fonctionne.

Le carter tourne fou sur les deux arbres. Il est monté sur des coussinets s'adaptant sur les douilles N, N. On

Cinématique appliquée

l'empêche de tourner avec un frein à collier à réglage par vis à volant et ressort.

Suivons maintenant la marche de l'appareil.

La roue B s'engrène avec E qui à son tour s'engrène avec H et F avec G. La roue B entraîne la roue E qui, à cause de H, fixe, prend un mouvement épicycloïdal dans lequel elle entraîne la roue F qui engrène avec G, calée sur l'arbre à vitesse réduite.

L'inventeur donne la formule suivante permettant de trouver le rapport des vitesses :

$$R = \frac{EG(H + B)}{B(EG - FH)}$$

Ce rapport peut varier dans une très large mesure sans changer sensiblement les roues et l'encombrement total : exemple les trois expériences ci-dessous, où les lettres désignent les roues et leurs nombres de dents.

$B = 12$ $E = 40$ $F = 16$ $G = 34$ $H = 46$ <hr style="width: 100%;"/> Total 148 dents	$B = 10$ $E = 38$ $F = 20$ $G = 32$ $H = 48$ <hr style="width: 100%;"/> Total 148 dents	$B = 13$ $E = 41$ $F = 14$ $G = 35$ $H = 45$ <hr style="width: 100%;"/> Total 148 dents
$R = 10,55$	$R = 27,55$	$R = 7,95$

Dans le cas où le mouvement est produit par un moteur électrique à courant alternatif, qui ne peut pas se mettre en mouvement sous une charge, on laisse au démarrage tourner le carter dans ses coussinets. On applique ensuite la résistance graduellement quand le moteur est en pleine vitesse.

On arrive aussi par un réglage du collier de frein, à donner à celui-ci un serrage qui permet au carter de

Cinématique appliquée

tourner quand la puissance dépasse la résistance. Une vitesse fixée n'est donc jamais dépassée.

Le rendement de ce dispositif a atteint une moyenne de 90 0/0 pour des conduites de forces de 3 chevaux environ à 825 tours par minute.

8° DIFFÉRENTIELS DES AUTOMOBILES. — PRINCIPE A. — *Si on réunit par un train épicycloïdal deux arbres ayant même axe et animés chacun d'un mouvement différent, la différence des vitesses provoque un mouvement du porte-train, mais les deux arbres conservent leurs vitesses respectives et leur indépendance.*

Le mouvement épicycloïdal des pignons satellites est dépendant de la différence des vitesses.

PRINCIPE B. — *Si l'un des arbres possède un mouvement constant, en accélérant la vitesse du levier porte-train, on accélère la vitesse du second arbre.*

Sur le principe A est basé le « différentiel » des automobiles. En cours de route, les deux roues motrices de la voiture n'ont pas toujours la même vitesse. Dans un virage, par exemple, la roue qui décrit la courbe intérieure doit tourner moins vite que celle qui décrit la courbe extérieure. On rend les deux roues solidaires de deux arbres ayant même axe et on entraîne ces arbres indépendants par un train épicycloïdal.

a. — La figure 143 représente un de ces appareils. Les arbres indépendants 1 et 2 sont solidaires de chacun une roue de la voiture. A leur extrémité sont calés 2 pignons coniques égaux. Un manchon à deux bras 3 tourne fou sur les bouts prolongés des arbres 1, 2. Ce

Cinématique appliquée

manchon, portant sous ses bras les satellites 6, est entraîné par la boîte 4 solidaire du pignon 7 commandé lui-même par le pignon 5. Le levier du train épicycloïdal est donc composé du manchon 3 et de la boîte 4. Cette boîte 4 se termine par deux douilles très longues servant de guides aux deux arbres 1, 2, de façon qu'ils restent en ligne droite.

Voyons maintenant ce qui arrive. Quand les roues

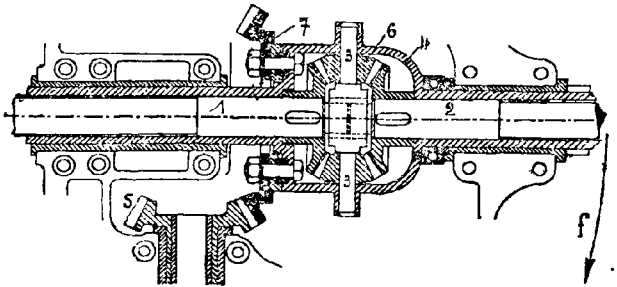


Fig. 145. .

de la voiture parcourent le même espace dans le même temps, leurs vitesses angulaires sont égales entre elles et égales à la vitesse angulaire du carter porte-train. Les satellites n'ont qu'un mouvement de rotation autour de l'axe 1, 2, ils ne servent que de lien rigide entre la boîte 4 et les pignons 1, 2.

Mais prenons un virage à droite.

L'axe 1, 2 se déplace autour d'un centre plus rapproché de la roue 1 que de la roue 2, dans le sens de la flèche *f*. Les vitesses des arbres 1 et 2 deviennent différentes, les satellites s'animent alors d'un mouvement épicycloïdal dépendant de cette différence des vitesses. Nous pou-

Cinématique appliquée

vous savoir quelle est la vitesse angulaire du carter par rapport aux vitesses angulaires des roues de la voiture; en effet, reprenons la formule de Willis:

$$R = \frac{v' - v''}{v - v''}.$$

Les deux pignons coniques calés sur les arbres étant égaux et tournant en sens opposé quand le carter est immobile, la raison $R = -1$.

On a donc :

$$-1 = \frac{v' - v''}{v - v''},$$

d'où l'on tire :

$$-v + v'' = v' - v'',$$

ou

$$v'' + v'' = v' + v,$$

et

$$2v'' = v' + v.$$

Donc :

$$v'' = \frac{1}{2} v + v'.$$

Ce qui revient à dire que, dans un virage, *la vitesse angulaire du différentiel doit être égale à la demi-somme des vitesses angulaires des roues de la voiture.*

Or, c'est là ce que nous voulions faire ressortir; si le carter reste lié au moteur pendant le virage, il ne peut se mettre à sa vitesse différentielle; il garde celle due au moteur, il s'ensuit un patinage des deux roues sur le sol excessivement dangereux.

Donc :

Dans un virage, il est indispensable de rendre le diffé-

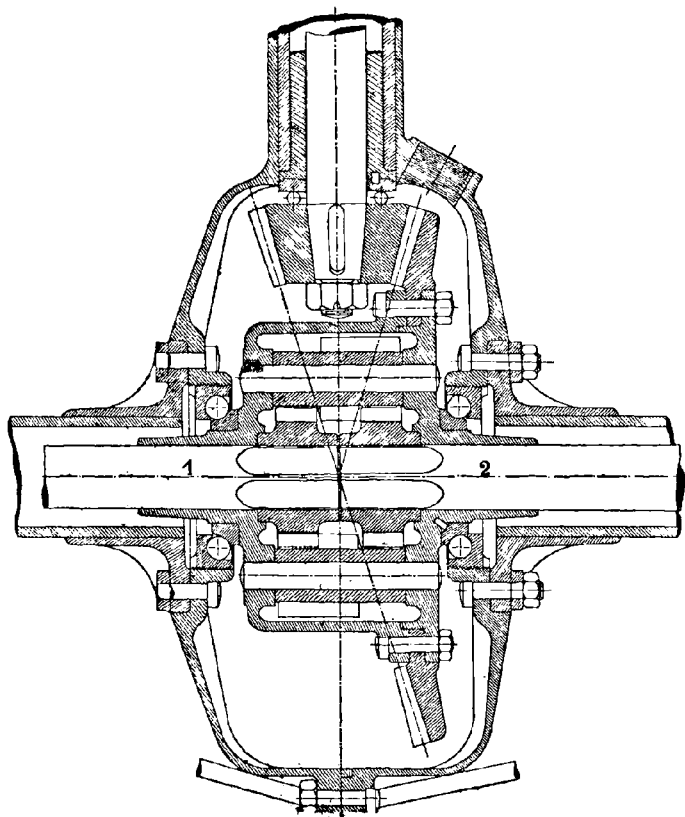


Fig. 146.

rentiel indépendant du moteur pour que le train satellite puisse adopter sa vitesse différentielle, fonction des vitesses des roues.

Cinématique appliquée

De nombreux accidents résultent de la négligence de la remarque ci-dessus.

b. — Ces mécanismes peuvent se monter avec des roues droites, la figure 146 nous montre un dispositif ainsi compris. Les arbres 1, 2, portent des roues droites clavetées à leurs extrémités. Ces roues engrenent avec

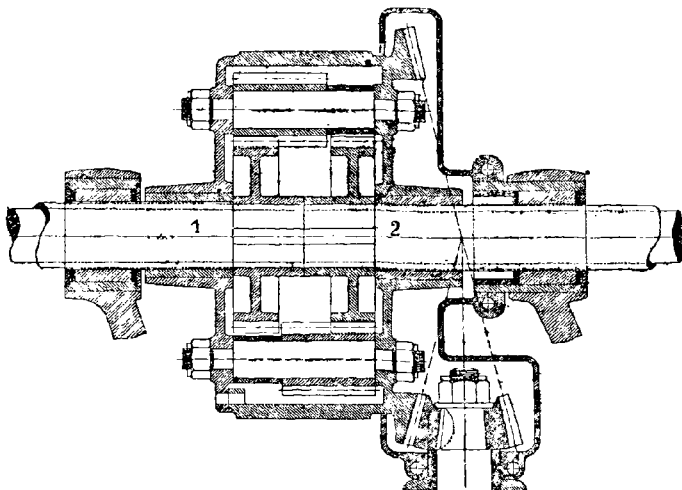


Fig. 147.

quatre satellites fous sur leurs axes, parallèles aux axes 1, 2. Deux des satellites, ceux diamétralement opposés, engrenent avec l'arbre 1 et les deux autres avec l'arbre 2. Le tout est enfermé dans une boîte à bain d'huile et les roulements sont à billes.

c. — La figure 147 nous montre un second exemple où la boîte train épicycloïdal est disposée pour recevoir le frein, les roulements sont à rouleaux et les arbres soli-

Cinématique appliquée

daires des roues sont creux avec un arbre intérieur très rigide destiné à les maintenir en ligne droite.

Il faut que ces mécanismes soient toujours montés d'une façon parfaite et abondamment graissés pour obtenir un bon rendement.

9° APPAREIL DE HOULDSWORTH. — Le principe B trouve une application dans les filatures, c'est sur l'appareil « Houldsworth », employé au bobinage de la mèche (fil rudimentaire), avant son passage aux Mull-Jenny.

En sortant d'une dernière paire de laminoirs étireurs, la mèche passe sur une ailette qui tourne très rapidement, puis elle va sur une bobine. L'enroulement trop rapide amènerait la cassure du fil si la bobine était fixe, on lui donne un mouvement de même sens que celui de l'ailette, et la différence des vitesses produit l'enroulement. Il faut que cette différence soit constante, c'est ce qui oblige à accélérer la vitesse de la bobine à mesure qu'elle grossit.

L'accélération est produite par l'appareil de Houldsworth, composé de deux roues d'angles égales, réunies par un train épicycloïdal, et calées sur deux arbres dans le prolongement l'un de l'autre.

L'axe de l'une des roues est à vitesse constante, l'autre axe est celui de la bobine, on accélère le mouvement du porte-train et par suite celui de la bobine.

II. — ENGRENAGES HYPOCYCLOÏDAUX

On appelle un train hypocycloïdal un dispositif com-

Cinématique appliquée

posé d'un pignon roulant à l'intérieur d'une couronne
chaque point fixe du pignon décrit une hypocycloïde.

1° ENGRENAGE DE LAHIRE. — On emploie quelquefois
le système hypocycloïdal dû à Lahire pour transformer

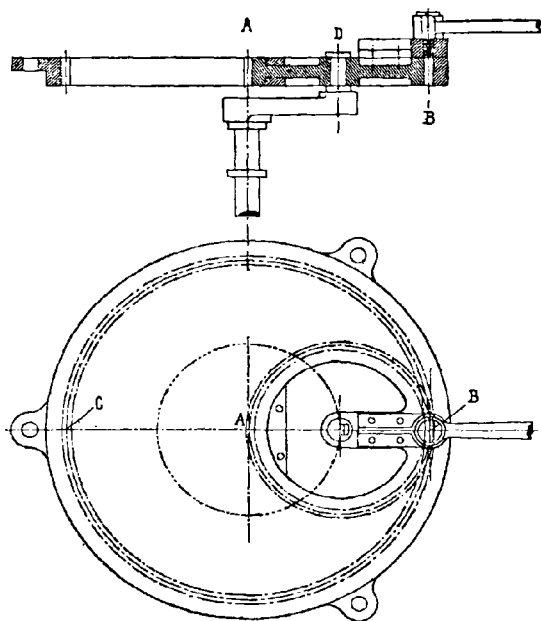


Fig. 148.

un circulaire continu en rectiligne alternatif. Il se
compose (*fig. 148*) d'une couronne de rayon primitif AB ,
à denture intérieure, fixée au bâti. Un pignon de dia-
mètre AB engrène avec la couronne et se meut dans
son plan.

Le pignon a cette propriété particulière qu'un point B pris sur sa circonférence a pour trajectoire le diamètre correspondant BC de la couronne. Pour un tour complet du pignon, la trajectoire est parcourue une fois de B en C et une fois de C en B.

En attachant une bielle sur un point de la circonférence du pignon, et en montant celui-ci sur un axe mobile qui l'oblige à rouler sur la couronne, on transforme le circulaire continu de l'axe du pignon en rectiligne alternatif de la tête de bielle.

La nature du mouvement rectiligne est la projection sur un diamètre du mouvement uniforme d'un point pris sur la circonférence de la couronne. Il se rapproche beaucoup du type uniformément accéléré suivi de uniformément retardé.

V étant la vitesse de ce point, R le rayon de la couronne et h la projetante du point sur le diamètre trajectoire, la vitesse, v , de l'attache de la bielle, a pour expression

$$v = \frac{Vh}{R}.$$

Il faut observer que V est le double de la vitesse de l'axe D.

L'engrenage de Lahire est notamment employé dans les machines à imprimer par plusieurs constructeurs.

On critique quelquefois l'emploi de ce dispositif, exigeant un porte-à-faux de l'axe du pignon assez considérable. Nous croyons qu'avec un montage solide et exact au point de vue de la perpendicularité des axes sur le plan de roulement, avec des dents bien tracées et se conjuguant bien, un pas petit et une dent

Cinématique appliquée

longue, il constitue un bon organe de transformation de mouvement.

Notons la similitude de propriétés de ce train hypocycloïdal et du train épicycloïdal rectiligne des figures 140 et 141, page 259.

Nous avons dit déjà que les lois des vitesses et des espaces étaient les mêmes.

2° TRAINS DIFFÉRENTIELS DE MOORE. — Cet engrenage est la commande par un pignon hypocycloïdal d'une roue mobile par une roue fixe ayant même axe et une dent en moins, comme dans l'engrenage de Fergusson.

C'est un réducteur de vitesse très puissant employé dans quelques machines-outils américaines, notamment dans la machine à vis Brown et Sellembach.

La figure 149 est un croquis schématique du montage d'un train Moore.

Une roue A est calée sur un axe E, portant un tourillon excentré sur lequel tourne fou un pignon D engrenant avec deux roues B et C. La roue B est fixée au bâti, la roue C a le même diamètre primitif que B, mais elle a une dent de plus. Elle entraîne une douille sur laquelle est montée la roue à vitesse réduite F.

Le pas P' de la roue est donc légèrement inférieur au pas P de la roue B, puisque celle-ci a une dent de moins. Le pas du pignon est moyen arithmétique de celui des deux roues, il est égal à $\frac{P + P'}{2}$ de façon à se rapprocher le plus possible du pas naturel.

Pour un roulement du pignon égal à son pas, la roue C tourne d'un arc égal à $P - P'$.

Si n est le nombre de dents du pignon D, un tour de la

Cinématique appliquée

roue A provoquera une rotation de la roue C égale à

$$n(P - P')$$

dans le sens opposé à celui de la roue A.

Ce système est utilisé dans les palans Moore, où les

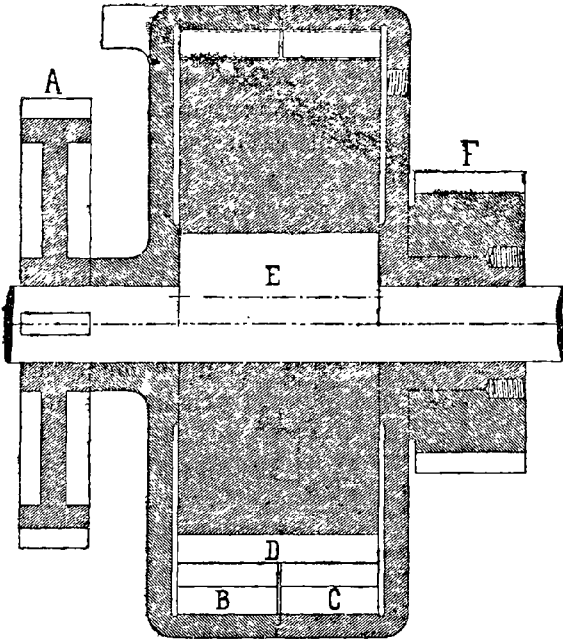


Fig. 149.

deux roues B et C sont libres, mais sollicitées en sens contraire par la charge. L'arc d'avance se divise en deux et une moitié appartient à chaque roue en sens inverse.

Cet engrenage, assez peu employé, pourrait avoir de bien plus nombreuses applications.

§ 12. — Engrenages à dents mobiles.

Nous avons vu qu'aux cylindres de frictions correspondaient les engrenages droits, aux cônes de frictions les roues d'angles. On recherche depuis longtemps l'engrenage correspondant aux plateaux de frictions genre Sellers. La difficulté réside en ce qu'on ne peut avoir un pas continu.

Plusieurs inventeurs ont créé des engrenages à dents

mobiles, tournant ainsi cette difficulté. Nous allons, à titre de curiosité, décrire celui qui nous a paru le plus intéressant.

Changeement de vitesse Foccart. — Les croquis 150 à 154 se rapportent à cet appareil :

La figure 150 est une coupe longitudinale du mécanisme suivant la ligne AA de la figure 151.

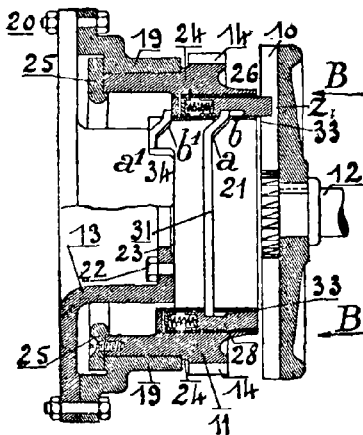


Fig. 150.

La figure 151 en est une vue de face, suivant les flèches B, B de la figure 150, le plateau étant supposé enlevé.

La figure 152 en est un plan.

Cinématique appliquée

La figure 153 est une vue de face du plateau à rainures.

La figure 154 est un détail, à plus grande échelle, montrant le fonctionnement des dents mobiles et des organes connexes.

Ce mécanisme de changement de vitesse progressif comprend deux organes principaux : un plateau 10, à

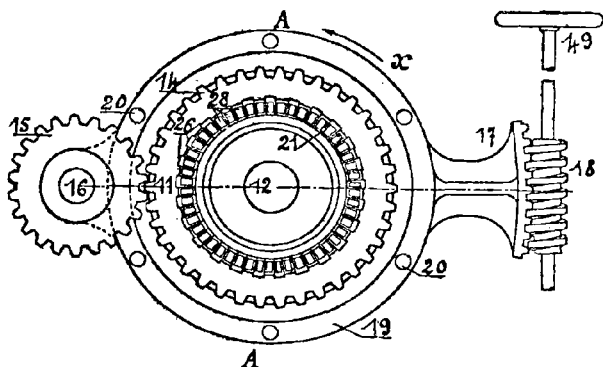


Fig. 151.

rainures radiales, et une couronne 11, à dents mobiles, capables de s'enclancher dans les rainures du plateau. Le plateau 10 est claveté sur l'arbre 12. La couronne 11 est montée dans un support mobile 13, de manière à pouvoir se déplacer devant le plateau fixe 10.

En déplaçant la couronne par rapport au plateau, les dents mobiles de cette couronne peuvent s'engager dans les rainures radiales de ce plateau, en des points plus ou moins rapprochés de la périphérie ou du centre de ce dernier, suivant que l'on excentre plus ou moins la première par rapport au second.

Cinématique appliquée

Supposons, pour fixer les idées, que le plateau 10 soit moteur et la couronne 11 réceptrice.

L'arbre 12 du plateau reçoit le mouvement soit directement, soit indirectement du moteur. Il le transmet, par le plateau 10, à la couronne 11, qui tournera, comme nous le dirons plus loin, à une vitesse plus ou moins grande, suivant sa position. La couronne est supposée engrener par une seconde denture, périphérique, 14, avec un pignon 15 calé sur l'arbre 16, qu'il s'agit d'actionner.

La couronne 11 est montée, comme nous l'avons dit, dans un support mobile 13, qui lui sert de coussinet et dans lequel elle peut librement tourner.

Ce support 13 est monté sur l'arbre 16, portant le pignon récepteur 15, de manière à pouvoir osciller autour de son axe. A l'extrémité opposée, le support affecte la forme d'un secteur denté 17. La denture 17 engrene avec une vis sans fin 18, que le conducteur peut manœuvrer au moyen d'un volant 49, par exemple.

En faisant tourner la vis sans fin dans un sens ou dans l'autre, le support 13 oscillera autour de l'axe 16, dans un sens correspondant, entraînant avec lui la couronne 11, qui se déplacera ainsi en face du plateau, et prendra une position concentrique ou plus ou moins excentrée, par rapport à ce dernier, à la volonté de l'opérateur.

Dans certains cas, on pourrait obtenir l'oscillation du support 13 autour de son axe 16, automatiquement, comme dans les plateaux de Sellers. Les engrenages 14 et 15, connexant la couronne 11 et l'arbre 16, peuvent être remplacés par une courroie, un câble, une chaîne passant sur des poulies, des roues, etc., le support 13

Cinématique appliquée

conserve toujours son axe d'oscillation en 16, c'est-à-dire sur l'axe récepteur.

La couronne, ou l'anneau 11 peut tourner librement dans le support oscillant 13 qui lui sert de coussinet, d'abord, par une bague extérieure 19 (fig. 150), fixée au support au moyen de boulons 20, ensuite par une douille ou un manchon interne 21, boulonné en 22 à une bride 23 du support.

La couronne 11 ne peut glisser dans son support

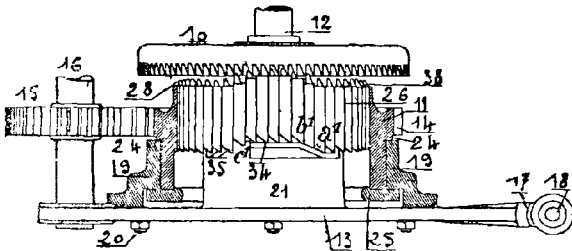


Fig. 152.

grâce à un épaulement circulaire 24 (fig. 152) et à une bague rapportée 25, formant collet.

La bague extérieure 19, pénétrant dans la rainure circulaire formée par ces épaulements ou collets, guide la couronne 11 et ne la laisse ni avancer, ni reculer, mais seulement tourner. .

La face circulaire interne de la couronne 11 (fig. 150 et 152) est garnie, sur tout le tour, d'une série de pièces prismatiques juxtaposées 26, constituant des porte-dents. Dans la face interne de la couronne 11, sont pratiquées, aux intervalles convenables, des encoches 27.

Les porte-dents 26 sont alternativement plus hauts et

Cinématique appliquée

moins hauts, et de dimensions telles qu'un porte-dent sur deux s'enclanche dans une encoche correspondante 27. Il assure ainsi l'entraînement de tous les porte-dents avec l'anneau 11, tandis que la couronne formée par l'ensemble des porte-dents présente une surface interne, cylindrique, lisse, en contact avec la surface périphérique externe du manchon 21, solidaire du support 13. Ce manchon sert alors de coussinet interne à la couronne 11 et aux porte-dents qu'il guide et maintient en place.

Chaque porte-dent 26 est creux et contient une dent mobile 28. Le porte-dent constitue une sorte de cylindre dans lequel la dent peut jouer à la manière d'un piston. Entre le fond 29 du porte-dent et la dent 28 est intercalé un ressort 30 qui tend à constamment faire sortir la dent du porte-dent.

Les porte-dents, en raison de la construction expliquée plus haut, sont obligés de tourner tous ensemble avec la couronne 11, lorsque celle-ci tourne dans son support. Simultanément, ils peuvent, tous et chacun, avancer et reculer, de façon que, suivant leur position, les dents correspondantes soient ou non enclanchées dans les rainures radiales du plateau 10.

Il importe, ainsi qu'on le verra plus loin, que les dents de la couronne 11 n'engrènent avec les rainures radiales du plateau 10 que sur une faible fraction de la circonférence seulement, c'est-à-dire, dans l'exemple du dessin, sur une longueur de quatre ou cinq dents voisines, au plus. Il importe, en outre, que cet engrènement ait lieu sur un arc de position fixe par rapport au support 13. En d'autres termes, il faut que chaque dent, à chaque révolution, reste rentrée, c'est-à-dire

Cinématique appliquée

dégagée du plateau, et que chaque dent successive ne sorte qu'au moment où elle approche du point fixe aux environs duquel doit s'opérer l'engrènement, pour immédiatement rentrer lorsqu'elle a dépassé la portion d'arc favorable. Il faut enfin que ce mouvement de sortie et de rentrée se fasse automatiquement.

A cet effet, le manchon 21 (*fig. 150 et 154*), est muni sur sa face externe périphérique, d'une languette circulaire 31, formant came, pénétrant dans une rainure correspondante 32 des porte-dents 26 et dans une rainure 33 des dents 28. De cette manière, les porte-dents, guidés par la came fixe 31, sortiront et rentreront, dans leur mouvement révolvant autour du manchon 21, suivant le profil de cette came.

Ainsi, en suivant un porte-dent dans une révolution autour du manchon (*fig. 154*), il restera d'abord complètement rentré; il ne sortira que quand il atteindra la rampe ab , restera complètement sorti pendant l'espace bc de la came et rentrera de nouveau pendant l'espace cd , pour rester rentré à partir de d jusqu'à ce qu'il revienne en a . Chaque porte-dent suivant exécutera le même mouvement; et il n'y aura de sorti complètement que ceux qui se trouvent le long de la partie bc de la came (*fig. 154*), c'est-à-dire cinq au dessin.

Il n'y aura donc jamais que cinq dents voisines à la fois au plus qui pourront engrener avec les rainures du plateau, et cela toujours en un point fixe de la circonférence.

Une seconde came 34, parallèle à la première, mais qui n'est utile que dans la portion $a'b'$ (*fig. 154*) parallèle à la rampe ab , et la portion $c'd'$, parallèle à cd , est

Cinématique appliquée

destinée à faciliter l'entrée et la sortie des porte-dents et éviter l'usure trop rapide.

En supposant que la couronne 11 et les porte-dents tournent dans le sens de la flèche X, autour du manchon 21, le fond des porte-dents est taillé en sifflet, en 35, suivant l'angle de la rampe $a'b'$ de la came 34. Lorsqu'un porte-dent arrive en a' , il vient appuyer, par toute la surface 35, sur la rampe $a'b'$, qui fait ainsi avancer le porte-dent et, par suite, la dent, laquelle

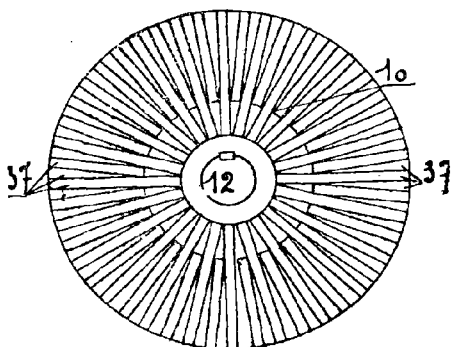


Fig. 153.

vient s'engrener avec le plateau. Lorsqu'un porte-dent, avec sa dent, arrive en c , la paroi postérieure de la rainure 33, taillée en sifflet, en 36, suivant l'angle de la rampe cd , vient appuyer, par toute la surface 36, contre la rampe cd , ce qui fait rentrer la dent et, par suite, aussi le porte-dent en la déclanchant d'avec le plateau 10.

La disposition radiale des rainures 37 (fig. 153) du plateau 10 implique que le pas des dents 28 et celui des

Cinématique appliquée

rainures 37 ne peuvent pas être les mêmes partout, et que, par conséquent, les dents ne peuvent pas engrener exactement avec les rainures d'un bout à l'autre de

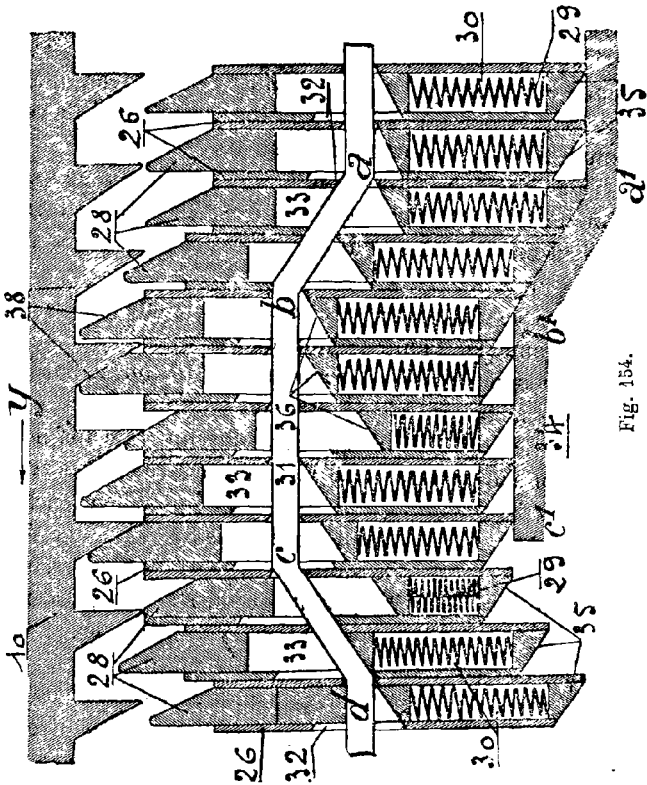


Fig. 154.

leur longueur, même lorsque leurs porte-dents sont complètement sortis, comme de *b* en *c* (fig. 154). C'est pour cette seule raison que la pièce 28 n'est pas abso-

Cinématique appliquée

lument solidaire de la pièce 26. En laissant jouer la dent 28 dans le porte-dent 26, avec interposition du ressort 30, la dent pourra élastiquement avancer ou reculer de manière à s'accommoder à la position relative des rainures du plateau 10. On évite ainsi le bris des pièces, et il est possible d'avoir toujours plusieurs dents enclanchées dans les rainures du plateau, quelle que soit la position plus ou moins excentrée de la couronne 11 par rapport au plateau 10.

Pour avoir la plus grande surface de contact possible entre les dents et les rainures, les deux sont taillées en biseau, ainsi que le montrent les figures 152 et 154 en 38.

Après ce qui précède, le fonctionnement général du mécanisme est facile à comprendre :

Supposons que le plateau moteur 10 tourne dans le sens de la flèche Y (*fig.* 154) et que la couronne 11 occupe la position indiquée au dessin. Elle tournera dans son support 13, à la vitesse linéaire égale à celle du point Z (*fig.* 150) du plateau, où s'opère l'enclenchement des dents 28 avec les rainures 37. Tant que l'on ne fera pas osciller le support 13, cette vitesse restera la même, les dents 28 venant toujours sortir au même point fixe Z de l'espace, malgré la rotation des pièces 10 et 11, parce que le manchon 21 qui produit la sortie des dents reste fixe. Si maintenant on fait osciller le support 13 autour de son axe, de manière à excentrer plus ou à excentrer moins la couronne 11 par rapport au plateau 10, le point d'enclenchement Z s'éloignera ou se rapprochera progressivement du centre du plateau 10, et augmentera ou diminuera progressivement, insensiblement, sa vitesse linéaire,

Cinématique appliquée

de sorte que la couronne tournera aussi progressivement à une vitesse angulaire croissante ou décroissante. Dès que le mouvement du support 13 cessera, la vitesse de la couronne restera fixe.

On pourra donc, en promenant la couronne en face du plateau, passer insensiblement d'une vitesse à une autre, du maximum au minimum, et inversement, ainsi que s'arrêter à toute vitesse intermédiaire à volonté. Le plateau 10 et la couronne 11 peuvent indifféremment être l'organe commandeur ou commandé.

Nous croyons savoir que la multiplicité des organes et la difficulté des ajustages ont empêché cet appareil de passer dans la pratique.

Comme, cependant, nous l'avons vu fonctionner, nous le donnons comme exemple d'ingéniosité cinématique.

CHAPITRE V

VIS. — FILETAGE

§ 1. — Définitions.

On appelle vis un organe cylindrique portant à sa partie périphérique une rainure hélicoïdale laissant un plein de même courbe appelé filet.

Le filet est généralement à section triangulaire



Fig. 155.



Fig. 156.



Fig. 157.



Fig. 158.

(*fig. 155*), pour les vis de fixation ou les vis de transformation de mouvement de petits diamètres.

La vis à filet carré (*fig. 156*) est employée plutôt pour donner des pressions ou transformer un mouvement sous un certain effort. Quand les vis de fixation deviennent trop grosses, dans les boulons de scellement des fortes machines par exemple, on emploie encore le filet carré.

La vis à filet trapézoïdal (*fig. 157*) est une vis à filet

Cinématique appliquée

carré dont on a abattu un angle. On s'en sert dans les cas où la vis donne une pression longitudinale ou reçoit une poussée de même sens. Les exemples les plus répandus se trouvent l'un dans les presses à copier, l'autre dans les fermetures des culasses de canons.

La vis à filet rond (*fig. 158*) est employée dans les constructions de la Marine ou de la Guerre, fixation des tôles de platelages à l'intérieur des blindages, bouchons des obus, etc., en général dans la mécanique soignée.

La pièce dont le filet occupe la même position dans l'espace que la rainure de la vis se nomme l'écrou. L'écrou peut donc embrasser la vis et se mouvoir sur elle.

Les vis peuvent être à plusieurs rainures, c'est-à-dire à plusieurs filets, l'écrou est alors à plusieurs filets, avec des hélices de même pas.

La vis est à droite quand, pour la faire pénétrer dans son écrou, il faut lui donner une rotation dans le sens des aiguilles d'une montre.

La vis est à gauche dans le cas contraire.

Généralités sur les divers systèmes de filetage. — Le filet généralement adopté pour les vis de fixation et pour les boulons est le filet triangulaire. Son emploi est si fréquent dans la construction mécanique que l'on comprend l'intérêt que présente l'étude des divers systèmes employés. Nous avons donc pensé à donner ici une analyse des principaux, omettant ceux qui ne sont plus ou peu employés, ainsi que les innombrables qui sont restés à l'état de projet.

1^o Système français (S. F.). — La « Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale » de Paris,

Cinématique appliquée

après une longue étude des avantages et des inconvénients des divers filetages employés tant en France qu'à l'étranger, adopta dans sa séance du 10 mai 1894 le système régi par les règles suivantes :

Forme du filet. — Le triangle primitif du filet est un triangle équilatéral dont le côté égale le pas ; ce triangle est tronqué par deux parallèles à la base, menées respectivement au huitième de la hauteur à partir des sommets. Sur la figure 159, le triangle

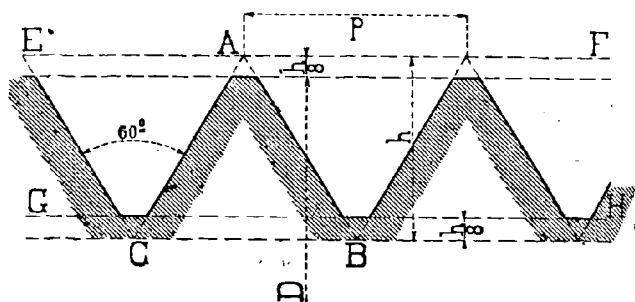


Fig. 159.

équilatéral primitif est ABC et les troncutures sont données par les droites EF et GH.

La hauteur du filet, mesurée entre les troncutures, est, par suite, égale aux trois quarts de la hauteur du triangle équilatéral primitif ; c'est approximativement le pas multiplié par 0,65, soit un peu moins des deux tiers du pas.

Diamètre des vis. — Le diamètre des vis se mesure sur l'extérieur des filets après troncuture ; c'est le diamètre du cylindre coté D, qui termine la vis suivant EF.

Cinématique appliquée

Série normale des diamètres principaux. — Le système proposé pour les vis mécaniques comprend une série normale de vis principales, de diamètres pairs, dont les pas croissent de demi en demi-millimètre à partir de 1 millimètre. Au pas de 1 millimètre correspond le diamètre de 6 millimètres; chacun des pas suivants correspond à un diamètre croissant suivant la progression indiquée ci-après.

Diamètres intermédiaires. — Entre les vis principales, on peut intercaler, suivant les besoins, des vis intermédiaires, dont le pas reste celui de la vis principale immédiatement inférieure. Les diamètres de ces vis intermédiaires doivent toujours être exprimés par un nombre entier de millimètres et de préférence par un nombre pair.

Tableau des vis principales. — La composition de la série normale est donnée par le tableau suivant, qui indique, pour chaque vis principale, le pas, le diamètre et un numéro d'ordre :

PAS	DIAMÈTRE	NUMÉRO	PAS	DIAMÈTRE	NUMÉRO
1	6	0	6	64	10
1,5	10	1	6,5	72	11
2	14	2	7	80	12
2,5	18	3	7,5	88	13
3	24	4	8	96	14
3,5	30	5	8,5	106	15
4	36	6	9	116	16
4,5	42	7	9,5	126	17
5	48	8	10	136	18
5,5	56	9	10,5	148	19

Cinématique appliquée

2° **Système International (S. I.).** — Le Système International fut adopté par le Congrès International pour l'unification des filetages de Zurich, qui se tint en octobre 1898, sur l'invitation de l'Union Suisse des Industriels Mécaniciens et où l'Association des Ingénieurs Allemands, la Société d'Encouragement pour l'Industrie Nationale de Paris, la Société des Ingénieurs et Architectes de Milan et de Turin, l'Institut Royal Hollandais des Ingénieurs, l'Union Suisse des Industriels Mécaniciens, l'Association des Chemins de fer Suisses, l'Association des Ingénieurs et Architectes Suisses, l'Association des Anciens Élèves de l'École Polytechnique de Zurich et l'Association Suisse Electro-Technique, avaient délégué leurs représentants les plus autorisés.

Le Système International est défini par les résolutions suivantes prises par le Congrès à l'unanimité :

« Ce système est celui qui a été établi par la Société
« d'Encouragement pour l'Industrie Nationale (de Paris),
« avec les modifications qui suivent, adoptées par le
« Congrès :

« 1° Le jeu au fond des sommets creux ne doit pas
« dépasser le seizième de la hauteur du triangle pri-
« mitif.

« La forme de l'approfondissement qui en résulte est
« laissée à l'appréciation des constructeurs. Le Con-
« grès recommande toutefois d'adopter un profil
« arrondi pour cet approfondissement.

« 2° La série des vis envisagées s'étend du diamètre
« de 6 millimètres à celui de 80 millimètres.

« 3° Le tableau des diamètres normaux admis est
« celui qui a été proposé par le Comité d'action suisse ;

Cinématique appliquée

« on y remarquera spécialement que le pas de $1^{\text{mm}},25$
« est adopté pour le diamètre de 8 millimètres et le
« pas de $1^{\text{mm}},75$ pour le diamètre de 12 millimètres.

« Entre les diamètres normaux indiqués au tableau,
« on peut intercaler, par exception, d'autres diamètres ;
« le pas reste alors celui de la vis normale de diamètre
« immédiatement inférieur. »

Le tableau des diamètres normaux adopté est le suivant :

DIAMÈTRE millim.	PAS millim.	DIAMÈTRE millim.	PAS millim.	DIAMÈTRE millim.	PAS millim.
6	1	20	2,5	48	5
7	»	22	»	52	»
8	1,25	24	3	56	5,5
9	»	27	»	60	»
10	1,5	30	3,5	64	6
11	»	33	»	68	»
12	1,75	36	4	72	6,5
14	2	39	»	76	»
16	»	42	4,5	80	7
18	2,5	45	»		

On voit donc que le Système International n'est autre que le Système Français avec de très légères modifications. Une seule de ces modifications entraîne un changement des dimensions déjà adoptées pour le Système Français : les pas des vis de 8 millimètres et de 12 millimètres de diamètre ont été portés respectivement de 1 millimètre et $1^{\text{mm}},5$ à $1^{\text{mm}},25$ et à $1^{\text{mm}},75$.

3^o Système « Whitworth » ou Anglais. — Ce système, le plus ancien de ceux existants, est dû au grand

Cinématique appliquée

mécanicien anglais : Sir Joseph Whitworth, qui le fit adopter en 1841 par l' « Institution of Civil Engineers » d'Angleterre. Il est basé sur des dimensions en pouces anglais.

Forme du filet. — La figure 160 représente le filet du Système Whitworth. Il est formé par un triangle isocèle ayant un angle au sommet de 55 degrés. Le dessus et le fond du filet sont arrondis par un arc de cercle tan-

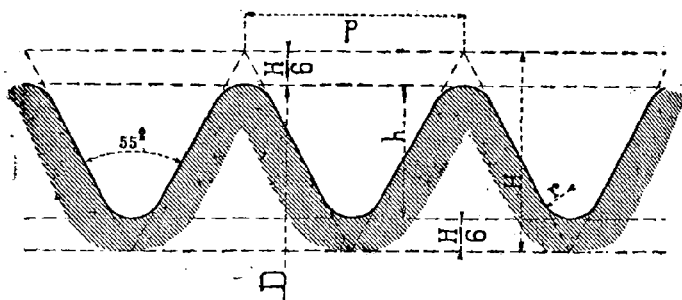


Fig. 160.

gent à une parallèle menée au 1/6 de la hauteur du triangle.

En conséquence :

$$h = p \times 0,64033$$

et

$$r = p \times 0,1373.$$

Diamètre des vis. — Les diamètres et pas des vis et écrous de ce système sont donnés par le tableau suivant. Le diamètre est celui extérieur du taraud mesuré sur le sommet de l'arrondi et le pas indique le nombre de filets par pouce de longueur.

Cinématique appliquée

DIAMÈTRE	PAS	DIAMÈTRE	PAS	DIAMÈTRE	PAS
INCHES		INCHES		INCHES	
1/8	40	7/8	9	2 1/2	4
5/32	32	15/16	9	2 5/8	4
3/16	24	1	8	2 3/4	3 1/2
7/32	24	1 1/8	7	2 7/8	3 1/2
1/4	20	1 1/4	7	3	3 1/2
5/16	18	1 3/8	6	3 1/8	3 1/2
3/8	16	1 1/2	6	3 1/4	3 1/4
7/16	14	1 5/8	5	3 3/8	3 1/4
1/2	12	1 3/4	5	3 1/2	3 1/4
9/16	12	1 7/8	4 1/2	3 5/8	3 1/4
5/8	11	2	4 1/2	3 3/4	3
11/16	11	2 1/8	4 1/2	3 7/8	3
3/4	10	2 1/4	4	4	3
13/16	10	2 3/8	4		

4° Système « Sellers » ou « Américain (U. S.) ». — Ce système, aujourd'hui employé aux États-Unis, fut établi par M. William Sellers, le grand constructeur de Philadelphie, qui le fit adopter officiellement par le « Franklin Institute » en 1864.

Comme le système Whitworth, il est basé sur des dimensions en pouces anglais.

Forme du filet. — La section du filet est représentée par la figure 161 et est formée par une suite de triangles équilatéraux dont les sommets sont abattus par des parallèles à la base menées respectivement au 1/8 de la hauteur à partir de ces sommets.

La profondeur du filet est :

$$h = p \times 0,86602.$$

Diamètre des vis. — Le tableau ci-dessous donne les diamètres et pas de ce système.

Cinématique appliquée

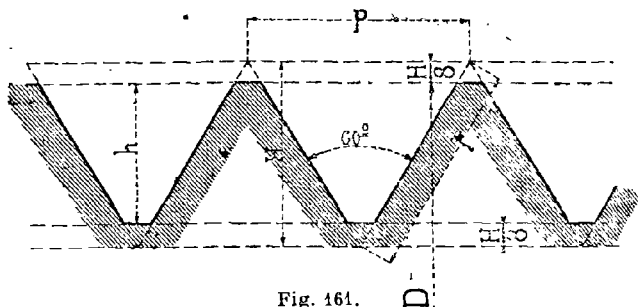


Fig. 161.

Le diamètre est celui du taraud mesuré sur le plat extérieur et le pas indique le nombre de filets par pouce de longueur.

DIAMÈTRE INCHES	PAS	DIAMÈTRE INCHES	PAS	DIAMÈTRE INCHES	PAS
1/8	40	1	8	3 1/4	3 1/2
5/32	36	1 1/8	7	3 1/2	3 1/4
3/16	32	1 1/4	7	3 3/4	3
7/32	28	1 3/8	6	4	3
1/4	20	1 1/2	6	4 1/4	2 7/8
5/16	18	1 5/8	5 1/2	4 1/2	2 3/4
3/8	16	1 3/4	5	4 3/4	2 5/8
7/16	14	1 7/8	5	5	2 1/2
1/2	13	2	4 1/2	5 1/4	2 1/2
9/16	12	2 1/4	4 1/2	5 1/2	2 3/8
5/8	11	2 1/2	4	5 3/4	2 3/8
3/4	10	2 3/4	4	6	2 1/4
7/8	9	3	3 1/2		

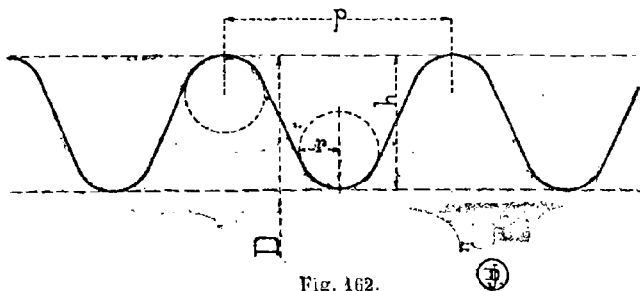
5° Système « Thury » et de la « British Association ».

— Ce système s'applique particulièrement aux vis d'horlogerie. Il a été étudié par M. Thury en 1878, pour la « Société des Arts de Genève ». La « British Association » de Londres l'a adopté en 1897, et il est aussi recommandé par la « Société d'Encouragement

Cinématique appliquée

pour l'Industrie Nationale » de Paris, pour les vis mécaniques de moins de 6 millimètres de diamètre.

Forme du filet. — La forme du filet est celle de la figure 162. La profondeur est égale aux $\frac{3}{5}$ du pas ; le sommet se termine par un arc de cercle dont le rayon



est égal à $\frac{1}{6}$ du pas et le vide se termine du côté du noyau par un rayon égal à $\frac{1}{5}$ du pas.

La « British Association » recommande toutefois d'employer le même rayon, soit les $\frac{2}{11}$ du pas pour l'arrondi du sommet et du fond du filet.

NUMÉRO	DIAMÈTRE	PAS	NUMÉRO	DIAMÈTRE	PAS
0	6	1	13	1,2	0,25
1	5,3	0,9	14	1	0,23
2	4,7	0,81	15	0,90	0,21
3	4,1	0,73	16	0,79	0,19
4	3,6	0,66	17	0,70	0,17
5	3,2	0,59	18	0,62	0,15
6	2,8	0,53	19	0,54	0,14
7	2,5	0,48	20	0,48	0,12
8	2,2	0,43	21	0,42	0,11
9	1,9	0,39	22	0,37	0,098
10	1,7	0,35	23	0,33	0,089
11	1,5	0,31	24	0,29	0,080
12	1,3	0,28	25	0,25	0,072

Cinématique appliquée

Diamètre des vis. — Chaque vis est indiquée par un numéro et les diamètres (qui se mesurent sur le sommet extérieur de l'arrondi) ainsi que les pas, sont des fractions de millimètre.

§ 2. — Filetage.

L'action de creuser la rainure dans le cylindre qui doit former la vis se nomme *filetage*.

On conçoit qu'il faut donner à l'outil la forme de la rainure, et l'animer d'un mouvement hélicoïdal correspondant à celle-ci.

Or, le mouvement hélicoïdal est, nous l'avons vu, le résultat d'une translation se composant avec une rotation.

Montons notre cylindre à travailler sur un tour, le mouvement de rotation sera obtenu par le plateau. Si, pendant cette rotation du plateau entraînant la pièce, on donne au chariot porte-outil une translation convenable, nous pourrons composer le mouvement hélicoïdal dont nous avons besoin.

Il faut donc lier la rotation à la poupée et ensuite la translation au chariot par un train à déterminer.

Les tours où l'on exécute les filetages se nomment *tours parallèles* ou *tours à fileter*.

Nous allons voir la façon de régler les équipages de conduite, avec les roues qui accompagnent le tour.

Équipages des tours à fileter. — Dans les tours à fileter, ou tours parallèles, le chariot porte-outil est conduit par une *vis mère* située sous le banc. La vitesse

Cinématique appliquée

nécessaire à cette vis mère pour conduire l'outil à la vitesse concordante au pas de la pièce en fabrication lui est donnée par un train de roues dentées qui se montent sur un support spécial nommé *tête de cheval*, ou *lyre*. La disposition de ce support permet de se servir de un, deux ou trois systèmes de roues, et d'employer un intermédiaire donnant une vis à droite ou une vis à gauche.

Chaque tour à fileter comporte une série de roues ayant même pas et des nombres de dents différents, afin de permettre la plus grande quantité possible de montages.

Pour fixer les idées, supposons-nous devant un tour à fileter.

La vis mère est au pas de 10 millimètres.

Nous disposons des roues inscrites au tableau ci-après.

NOMBRE de DENTS	NOMBRE de ROUES	NOMBRE de DENTS	NOMBRE de ROUES	NOMBRE de DENTS	NOMBRE de ROUES
18	2	35	1	59	1
20	2	36	1	60	2
21	1	40	1	65	2
22	1	41	1	70	1
24	2	42	1	75	1
27	1	45	2	80	1
29	1	47	1	83	1
30	2	50	2	100	2
32	1	51	1	120	2
33	1	55	1	130	1
34	1	57	1	180	1

Trois cas peuvent se présenter.

1° Dans la série, on a deux roues qui sont dans le rap-

Cinématique appliquée

port des pas. — **EXEMPLE.** — La vis à faire doit avoir un pas de 6 millimètres.

Nous pouvons poser :

$$\frac{6}{10} = \frac{24}{40}$$

C'est donc par le système simple

$$\frac{24 \text{ dents}}{40 \text{ dents}}$$

que nous obtiendrons le pas cherché. Nous calerons la roue de 24 dents sur l'axe de la poupée et la roue de 40 dents sur l'axe de la vis, nous réunirons les deux roues par un ou deux intermédiaires si le pas de la vis doit être à droite ou à gauche.

2° Dans la série, on n'a pas de roues dans le rapport des pas, mais les deux termes de ce rapport des pas sont décomposables en facteurs. — **EXEMPLE.** — La vis à faire doit avoir un pas de 12^{mm},5.

Nous pouvons poser :

$$\frac{12,5}{10} = \frac{25}{20} = \frac{5 \times 5}{5 \times 4} = \frac{20 \times 30}{20 \times 24} = \frac{12,5}{10}$$

Si la roue de 25 dents avait existé, nous aurions résolu le problème de la même façon que dans l'exemple I. Mais elle n'existe pas; sans changer le rapport, on décompose ses termes et on arrive au résultat avec deux systèmes.

Le premier système comprendra la première roue de 20 dents, calée sur l'axe de la poupée, conduisant la seconde roue de 20 dents, montée sur la tête de cheval.

Cinématique appliquée

Le deuxième système comprendra la roue de 30 dents, montée sur la tête de cheval et solidaire de la seconde roue de 20 dents, et la roue de 24 dents, calée sur l'axe de la vis mère et conduite par la roue de 30 dents.

3° Dans la série, on n'a pas de roues dans le rapport des pas, et le pas à obtenir forme un nombre premier. —
EXEMPLE. — La vis à faire doit avoir un pas de 3^{mm}, 7.

Nous pouvons poser :

$$\frac{3,7}{10} = \frac{37}{100}; \quad (1)$$

seulement 37 est un nombre premier. Si la roue de 37 dents existait, nous tomberions dans le premier cas, mais elle n'est pas dans la série. Pour un travail d'une grande précision, le meilleur serait de se procurer cette roue, généralement on se contente de l'approximation obtenue de la façon suivante :

Prenons la roue de 40 dents, le pas approximatif obtenu sera de 4 millimètres, d'où une erreur de 6^{mm}, 3.

Pour atténuer cette erreur, multiplions-la par le plus petit rapport qu'on puisse obtenir avec deux roues de la série, ce plus petit rapport est :

$$\frac{18}{180} \quad \text{ou} \quad \frac{1}{10}.$$

Posons donc :

$$\frac{37}{100} = \frac{1}{10} \times \frac{x \text{ une roue à déterminer}}{y \text{ une roue à déterminer}}; \quad (2)$$

d'où l'on tire :

$$\frac{x}{y} = \frac{37 \times 10}{100} \quad \text{ou} \quad \frac{37 \times 2}{20} \quad \text{ou} \quad \frac{74}{20}. \quad (3)$$

Cinématique appliquée

Si la roue de 74 dents existait, nous arriverions exactement au résultat demandé, mais elle n'existe pas, il faut faire entrer une erreur dans le rapport $\frac{x}{y}$, erreur qui se trouvera divisée par 10, puisque $\frac{x}{y}$ est le $\frac{1}{10}$ du rapport des pas.

Remplaçons la roue de 74 dents par celle de 75 :

$$\frac{x}{y} \text{ égale alors } \frac{75}{20}. \quad (3)$$

On a par approximation :

$$\frac{37}{100} = \frac{1}{10} \times \frac{75}{20} = \frac{75}{10 \times 20}. \quad (2)$$

Et l'expression (1) devient l'approximation :

$$\frac{1 \times 75}{10 \times 20} = \frac{18 \times 75}{180 \times 20} = 3^{\text{mm}},75.$$

Premier système: 18 dents, commandant 20 dents.

Deuxième système: 180 dents, commandant 75 dents.

L'erreur commise est donc d'environ 0^{mm},05. Les tours à fileter comportent généralement une très grande roue multiple d'une très petite pour ces cas spéciaux.

REMARQUE. — Dans l'industrie, l'usage se répand de plus en plus des tours portant, dans une boîte montée sur la poupée, plusieurs équipages correspondant à des pas prévus.

Ces équipages sont montés en changement de vitesses et l'ouvrier n'a qu'à embrayer, au moyen d'un levier, le train de roues donnant le filetage qu'il veut obtenir.

Cinématique appliquée

Ces tours sont absolument recommandables dans les cas où on peut les employer aux spécialités en série. L'économie de temps résultant de ce dispositif est notamment considérable dans le cas de pièces fabriquées portant plusieurs filetages de pas différents.

§ 3. — Applications.

1° ÉCROU FIXE. — Étant donné un écrou fixe et une vis tournant dans cet écrou, tout mouvement de rotation imprimé à la vis lui communique un second mouvement de translation, parallèle à son axe. Cette translation est égale, pour une révolution, au pas de l'hélice du filet. Selon le sens de la rotation, la translation s'effectue dans une direction ou dans l'autre.

Nous avons eu un exemple de ce dispositif dans les presses à friction dont nous avons parlé au chapitre II.

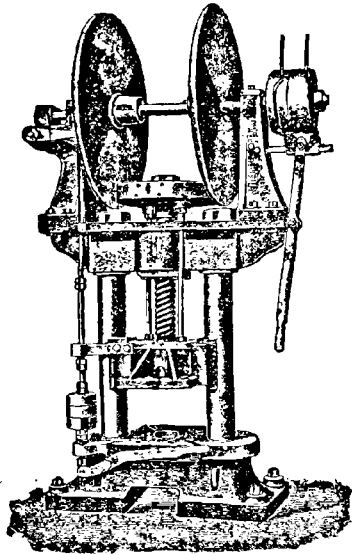


Fig. 163.

La figure 163 représente une de ces presses, cons-

Cinématique appliquée

truite par M. Despaignes, de Bruxelles, qui sert à forger et estamer des pièces diverses de formes variant selon les outils. Le mouvement rectiligne alternatif de la matrice s'opère au moyen d'une vis à plusieurs filets carrés qui, prenant une rotation de sens opposé sur l'un ou l'autre des plateaux de friction, monte ou descend dans son écrou, fixé dans le bâti.

2° ÉCROU MOBILE. — Si la vis est tenue dans des supports et que l'écrou soit libre, mais ne puisse tourner avec la vis, une rotation de cette dernière déplace

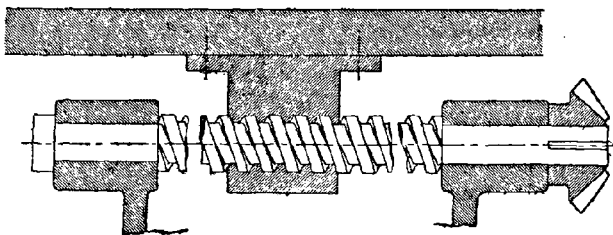


Fig. 164.

l'écrou et lui communique une translation dans l'une ou l'autre direction suivant que cette rotation s'effectue dans un sens ou dans l'autre. Le déplacement est toujours égal, pour une révolution, au pas de l'hélice. Tel est le dispositif de la figure 164, représentant schématiquement l'entraînement des plateaux des raboteuses. La vis est ordinairement à trois filets et l'écrou n'embrasse qu'une demi-circonférence de la vis.

Le même principe est appliqué pour obtenir la translation du chariot sur les tours à charioter et à fileter.

Cinématique appliquée

3° DIRECTION IRRÉVERSIBLE POUR AUTOMOBILE. — Sauf dans le cas d'un pas très allongé, on ne peut pas déterminer une rotation de la vis par une translation de l'écrou de la figure 164. Le mécanisme est donc irréversible.

La maison Malicet et Blin a appliqué cet avantage à une direction d'automobile représentée par la figure 165.

L'arbre 1 du volant de direction porte une vis 2 qui fait mouvoir un écrou 4. Cet écrou porte une crémaillère actionnant le pignon 3, relié aux manivelles des roues directrices. La crémaillère ne peut être influencée par le pignon parce que l'écrou ne peut pas faire tourner la vis.

La Maison Clément construit une direction (*fig. 166*) de même ordre, mais très simplifiée.

La vis est manœuvrée toujours par le volant, et sa rotation oblige encore l'écrou à se mouvoir dans le plan vertical. Mais cet écrou porte directement les tourillons qui, logés dans des coussinets, coulissent dans les glissières d'une chape fixée sur un arbre. Celui-ci porte et entraîne le levier coudé à tête sphérique qui attaque la bielle de commande du parallélogramme de la direction.

La Société anonyme des ateliers du Furan possède un système basé aussi sur le même principe d'irréver-

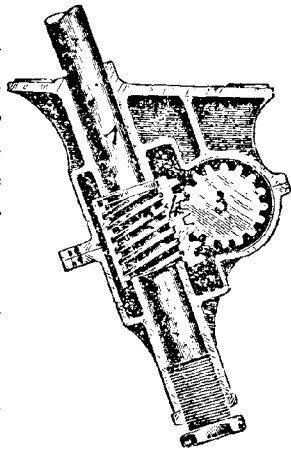


Fig. 165.

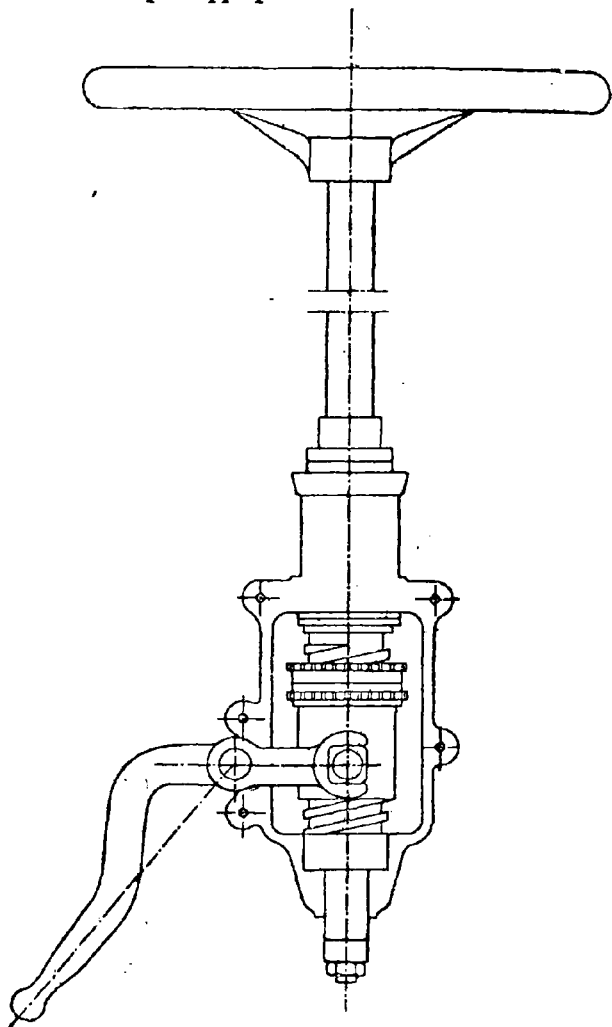


Fig. 166.

sibilité (Fig. 167). Mais, cette fois, c'est l'écrou qui est

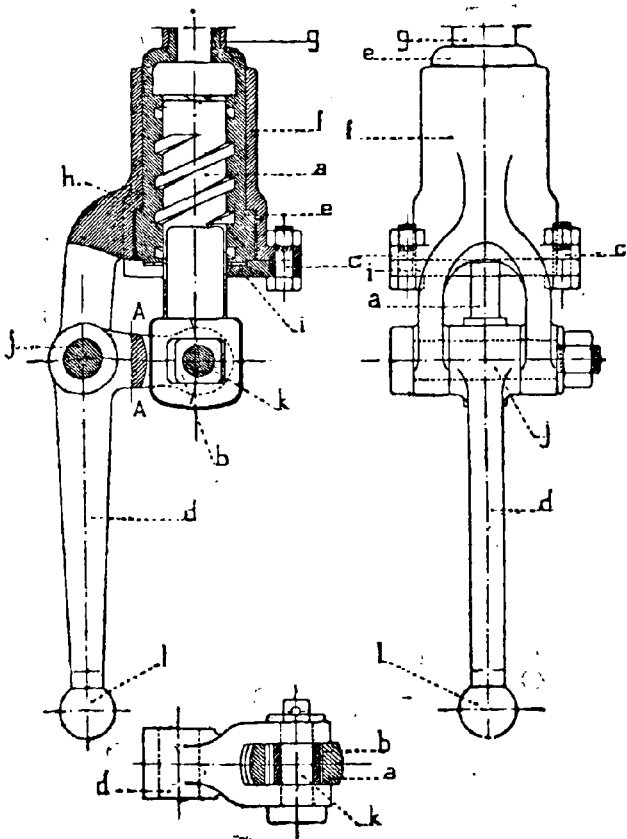


Fig. 167.

commandé par le volant et c'est la vis qui prend le mouvement dans le plan vertical.

L'écrou *e* peut tourner dans sa boîte *f* en recevant

Cinématique appliquée

la commande du volant de direction par le tube g . Il ne peut pas se déplacer suivant son axe, car il est buté par un épaulement h intérieur de la boîte à écrou f et par la plaque i .

La boîte à écrou f se fixe d'une façon convenable au châssis de la voiture. Elle est munie d'une fourche qui supporte l'axe j du levier coudé d et porte des pattes qui servent à y fixer par des boulons c la plaque de butée i . La vis a porte un méplat qui assure son guidage dans la plaque i .

Sa tête est évidée par un trou rectangulaire dans lequel peut se déplacer un coulisseau b . Un axe d'articulation k passe à la fois dans le coulisseau b et dans les deux branches de la fourche du levier coudé d . Celui-ci est terminé à l'extrémité de sa grande branche par une partie sphérique l qui s'engage dans la tête de la bielle d'attaque du parallélogramme de direction.

La course de la vis a est limitée dans chaque sens par le fond de la chambre de l'écrou e et par la plaque de butée i .

En faisant tourner l'écrou e , la vis a se déplace suivant son axe. Le coulisseau b permet de transformer son mouvement rectiligne en un mouvement circulaire auquel participe le levier coudé d . La partie sphérique l décrit donc un arc de cercle, et ce déplacement est transmis par l'intermédiaire de sa bielle d'attaque au parallélogramme de direction.

La série des mouvements inverses ne peut pas avoir lieu. Il se produit seulement une pression des filets de la vis a sur le taraudage de l'écrou e .

4° VIS TÉLESCOPIQUES. — En logeant une vis à l'inté-

rier d'une autre qui elle-même se loge dans un écrou on obtient un organe extensible avec peu d'encombrement.

Certains vérins sont montés de cette façon (fig. 168). En tournant à la broche la tête du vérin, on fait d'abord sortir la vis intérieure qui, à bout de course, entraîne la vis tubulaire. Ce principe est applicable dans beaucoup de cas.

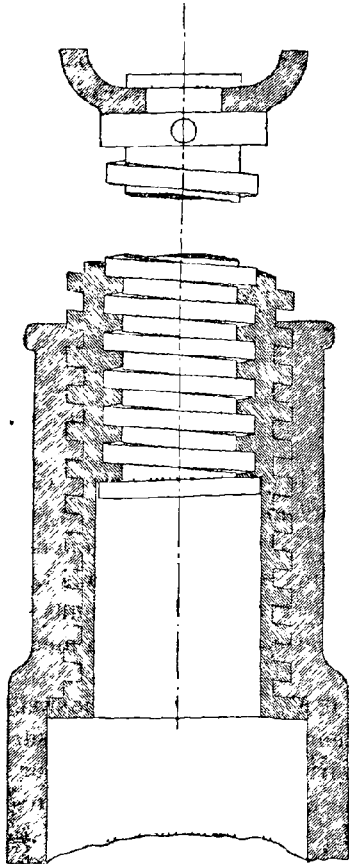


Fig. 168.

5° VIS DIFFÉRENTIELLES DE PRONY. — On peut avoir besoin, dans certains réglages, de faire mouvoir un organe d'une quantité infiniment petite. Le dispositif de Prony (fig. 169) est alors applicable.

On fait l'organe à mouvoir solidaire d'un écrou 3, engagé sur une vis 2 portant un second filet engagé dans un écrou fixe 1. Le pas de l'écrou 3 est plus grand que le pas de l'écrou 1, et de même sens.

Cinématique appliquée

Un tour à droite de la vis 2 fait avancer l'écrou 3 dans le sens de la flèche d'une quantité égale à la différence des deux pas.

En effet, la vis 2 avance d'une quantité égale au pas 1 et elle attire l'écrou d'une quantité égale au pas 3.

On voit qu'on peut obtenir cette différence très petite en faisant les pas presque égaux.

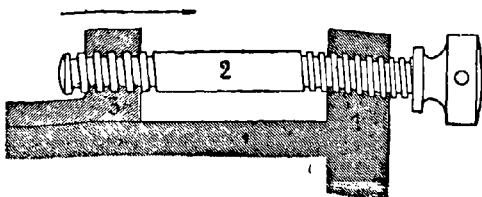


Fig. 169.

Si le pas le plus grand est sur l'écrou 1, le sens du mouvement est changé, et pour un tour à droite de la vis, l'écrou 3 se déplace d'une quantité égale à la différence des pas, mais dans le sens opposé à la flèche.

Cette vis rend de grands services dans les réglages de certains appareils, en mécanique de précision.

6° VIS A PAS PROPORTIONNELS. — Etant données plusieurs longueurs mesurées sur un même axe et égales entre elles, on emploie, pour augmenter ou diminuer mécaniquement ces longueurs d'une même quantité un dispositif ingénieux dérivé de la vis différentielle de Prony. La figure 170 nous en montre un croquis schématique.

Une vis 1 à filets variés est prise dans un support 2 et manœuvre, par exemple, trois écrous de même sens.

Cinématique appliquée

L'écrou 4 a un pas égal à deux fois celui de l'écrou 3 et l'écrou 5 un pas égal à trois fois celui de l'écrou 3. On fait plutôt, ce qui revient au même, les filets égaux, mais la vis et l'écrou 3 sont à un filet, la vis et l'écrou 4 à deux filets et la vis et l'écrou 5 sont à trois filets.

On voit donc que les pas sont proportionnels arithmétiques et que la raison de cette proportion est le pas du premier écrou.

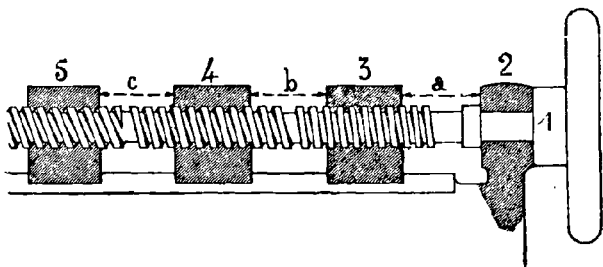


Fig. 170.

Réglons d'abord l'appareil de façon que les distances a , b , c soient rigoureusement égales.

Si nous faisons alors faire un tour à la vis 1 :

L'écrou 3 se déplacera dans son guide d'une quantité égale à 1 pas;

L'écrou 4, d'une quantité égale à 2 pas;

L'écrou 5, d'une quantité égale à 3 pas;

La distance a deviendra égale à :

$$a + 1 \text{ pas};$$

La distance b deviendra égale à :

$$b + 2 \text{ pas} - 1 \text{ pas} = b + 1 \text{ pas};$$

Cinématique appliquée

La distance c deviendra égale à :

$$c + 3 \text{ pas} - 2 \text{ pas} = c + 1 \text{ pas.}$$

On voit que l'égalité des distances a été conservée.

Ce mécanisme est employé dans des coupeuses circulaires pour le travail du papier : on obtient ainsi des bandes mathématiquement de même largeur. La fabrication des cartes à jouer, par exemple, exige cette exactitude.

7° VIS A PAS CONTRAIRES. — Deux organes liés par

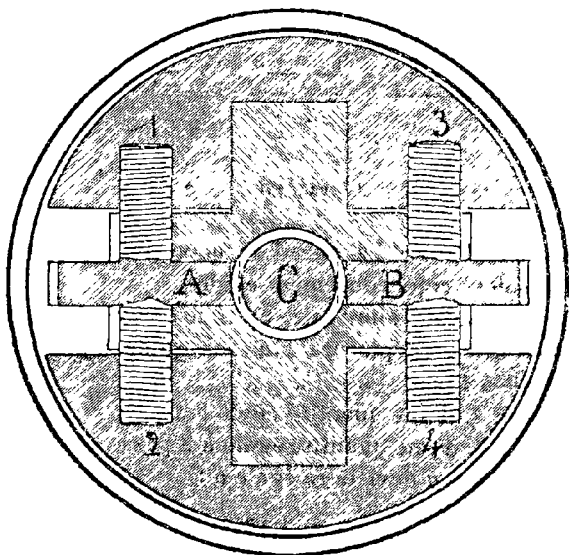


Fig. 171.

une vis à pas contraire se rapprochent ou s'éloignent

Cinématique appliquée

suivant qu'on fait tourner cette vis dans un sens ou dans l'autre.

Cette propriété est utilisée notamment dans l'embrayage adapté au changement de vitesse de Dion et Bouton dont nous avons parlé.

La crémaillère C entraîne la roue A solidaire d'une vis à pas contraires 1, 2, qui écarte ou rapproche les segments (fig. 174).

Le même phénomène se produit en même temps par la vis 34, entraînée par la roue B. Mais, pour un mouvement unique de la crémaillère, la roue B tourne en sens contraire de la roue A, il faut donc inverser le filet pour que le mouvement en 3 soit de même direction qu'en 1, et en 4 de même direction qu'en 2.

8° VIS PARALLÈLES. — On se sert souvent de deux vis parallèles pour faire mouvoir un organe porté à ses deux extrémités par les écrous de ces vis.

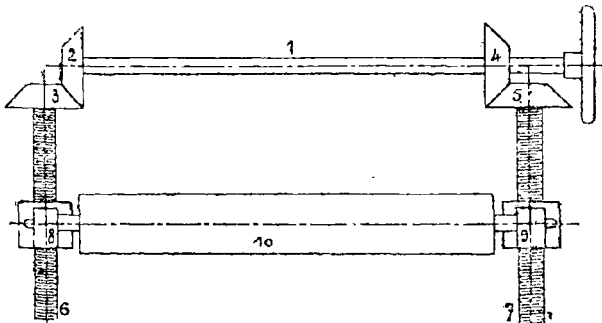


Fig. 172.

Quand les deux vis tournent dans le même sens, il faut que leur pas soit de même sens.

Cinématique appliquée

Quand l'une tourne dans un sens et l'autre dans celui opposé, il faut que les deux vis aient leurs pas en sens contraires.

C'est le cas du tendeur représenté par la figure 172.

Cet appareil sert à donner une tension à des cordons, à des feutres, à des toiles, il est utilisé dans les machines à fabriquer le papier ou à le transformer. La toile chevauche le rouleau 10, tenu dans les coussinets-écrous 8, 9, actionnés par les vis parallèles 6, 7.

Ces vis sont entraînées par deux pignons coniques 3 et 5, égaux et engrenés avec deux autres pignons égaux 2 et 4 calés sur le même arbre 1. On fait tourner cet arbre au moyen d'un volant à main. Pour la symétrie et pour diminuer l'encombrement, on cale souvent les pignons 2 et 4 sur l'arbre 1 comme l'indique la figure.

Il faut alors faire le pas de la vis 6 dans le sens opposé à celui du pas de la vis 7 pour que les mouvements des écrous 8 et 9 aient la même direction.

Ce système, qui se rencontre fréquemment, est encore appliqué au mouvement vertical des chariots porte-outils dans certaines raboteuses.

9° VIS A DEUX FILETS CROISÉS. — Tous les systèmes dont nous venons de parler transforment le circulaire continu en rectiligne continu.

On peut transformer le circulaire continu en rectiligne alternatif au moyen d'une vis 1, à deux filets croisés (*fig.* 173). L'écrou 3 n'est alors entraîné sur la vis que par un fragment de filet 2, monté à pivot dans cet écrou. Les rainures sont aussi plus larges que profondes, de façon à permettre un fragment de filet 2

Cinématique appliquée

d'une certaine solidité. Ces rainures sont réunies à leurs extrémités par une courbe en creux également et un peu large qui oblige le fragment de filet 2 à pénétrer dans une rainure à sa sortie de l'autre. Pour un mouvement circulaire continu de la vis, l'écrou prend donc un mouvement rectiligne alternatif avec un léger temps d'arrêt aux deux fins de courses.

L'écrou peut être fixe, la rotation de la vis produit

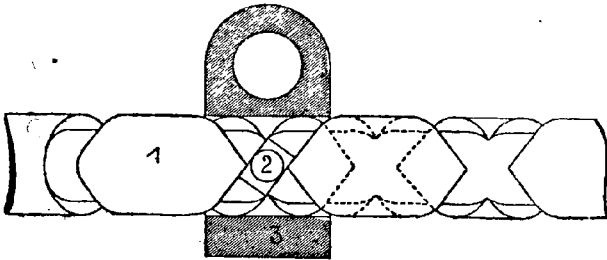


Fig. 173.

alors une translation de cette même vis. Ce dispositif se rencontre dans quelques machines à imprimer pour donner aux tables à encre le mouvement rectiligne alternatif parallèle à leurs axes qu'on appelle la « balade ».

10° VIS DE FERMETURE. — Un bouchon fileté constitue un organe de fermeture résistant et hermétique. Ce mode d'obturation était donc tout indiqué pour les culasses des canons.

Mais il faut un certain temps pour visser complètement un bouchon fileté. On a réalisé une vis s'engageant à fond en deux mouvements ou *deux temps*. La

Cinématique appliquée

Figure 174 nous montre un schéma d'obturation rapide par vis. Le bouchon comporte deux cylindres de diamètres différents, faisant partie du même bloc et filetés au même pas. Ces deux cylindres correspondent à deux alésages de mêmes diamètres et filetés au même pas dans la pièce à obturer.

Les filets sont enlevés par douzièmes de deux en deux divisions. Les parties filetées 1 se trouvent en face des creux 2.

Le premier mouvement de fermeture consiste à en-

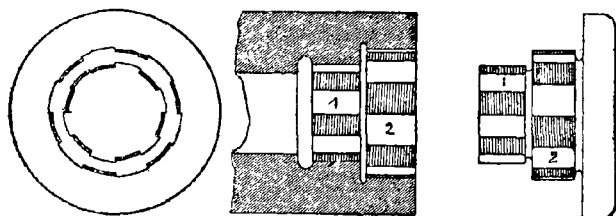


Fig. 174.

gager les parties filetées du bouchon dans les fraises des filetages des alésages, et à pousser à fond.

Le deuxième temps consiste à faire tourner le bouchon d'un douzième de tour. Les filets du bouchon quittent les fraises et s'engagent, sur toute la longueur des génératrices, dans les filetages.

L'ouverture est ainsi très solidement et hermétiquement fermée.

Dans certains canons, le bloc est monté à charnière et les parties filetées sont coniques, de façon à pouvoir pénétrer dans la culasse par un quart de tour sur l'axe de cette charnière.

Cinématique appliquée

11° VIS D'ARCHIMÈDE. — La vis d'Archimède (*fig. 175*) se compose d'un arbre sur lequel on a fixé une tôle en hélice.

On fait tourner cette vis dans une auge demi-cylindrique, et les matières déposées à une extrémité sont entraînées par la vis.

Il faut que ces matières soient pulvérulentes ou de texture à fibres courtes.

Ces vis ont de 100 à 600 millimètres de diamètre.

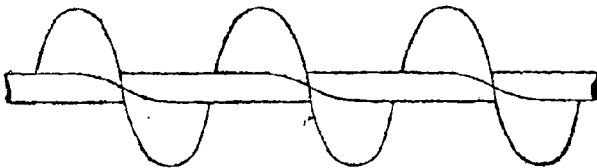


Fig. 175.

Dans les briqueteries on les emploie au transport de la poussière d'argile et de ciment. Elles servent, dans d'autres cas, au transport des graines, dans les minoteries par exemple.

On utilise quelquefois de petites vis d'Archimède à *pas progressif*, de petits diamètres, pour distribuer la matière première à des machines de précision qui doivent lui faire subir une opération, telles certaines balances automatiques pour la poudre de chasse, le café, le tabac, etc.

REMARQUE. — Pour le filetage des vis d'Archimède à pas progressif, l'avancement du chariot est obtenu au moyen d'une came qui lui imprime un mouvement de translation accéléré suivant la loi convenable.

Cinématique appliquée

Les pas progressifs des cannelures dans les canons des fusils rayés sont obtenus de cette façon.

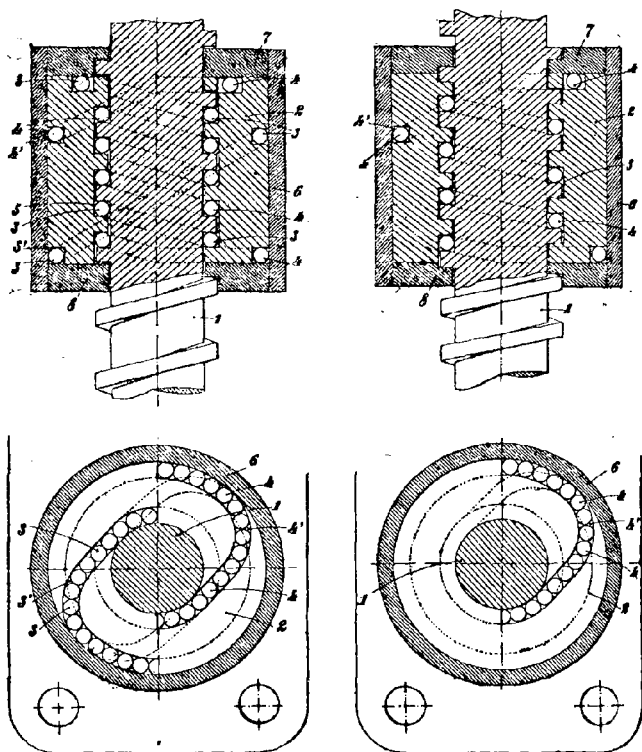


Fig. 176.

12° VIS A BILLES. — Les frottements existant entre la vis et son écrou sont, dans certains cas, très préjudiciables. De nombreux inventeurs se sont attachés à

Cinématique appliquée

transformer ce frottement de glissement en frottement de roulement. Un montage ingénieux, dû à M. Arthur Vernet, est représenté par la figure 176. C'est une application des roulements à billes. Celles-ci sont intercalées entre les filets de la vis et l'écrou, dont les creux sont élargis en conséquence.

Si la vis doit subir des réactions dans les deux sens, il faut deux lignes de billes, comme dans le premier dessin de la figure. Si, au contraire, la vis ne subit de réaction que dans un sens, second dessin de la figure, une ligne de billes suffit entre les faces des filets qui supportent la réaction pendant l'effort.

Comme dans tous les roulements à billes, chacune de ces dernières s'anime d'un mouvement propre (dans notre cas, il est de même sens que celui de l'hélice avec une vitesse deux fois moindre, comme nous l'avons vu p. 66). Il faut donc que le chemin de roulement de ces billes ne soit pas interrompu, sous peine de les voir se bloquer les unes sur les autres. Dans l'appareil que nous décrivons, en arrivant à la partie extrême de l'écrou elles rencontrent un chemin extérieur qui les ramène entre les filets.

Dans un corps principal 2, sont pratiqués des filets intérieurs 3 et deux rigoles extérieures hélicoïdales 3', 4', premier dessin, ou une seule rigole 4', deuxième dessin.

Ces rigoles viennent se raccorder par des canaux pratiqués sur les faces inférieure et supérieure de la pièce 2, aux filets intérieurs de l'écrou.

Un fourreau 6 enveloppe les deux pièces et ferme les canaux 3' et 4', ainsi que deux rondelles 7 et 8 placées à ses extrémités.

Cinématique appliquée

Cette disposition permet un usinage facile et un montage commode.

En donnant aux filets une hauteur suffisante, plusieurs lignes de billes peuvent être rangées côte à côte.

D'autre part, ces filets peuvent avoir leurs faces légèrement creusées suivant la courbe que la pratique reconnaît la meilleure.



CHAPITRE VI

GAMES

§ 1. — Définition. — Classification. Descriptions.

On appelle *came* un organe rigide agissant par contact continu direct et par une suite de rotations instantanées ayant même centre, mais dont les rayons croissent ou diminuent suivant une loi donnée.

L'organe qui reçoit le mouvement venant s'appuyer constamment sur la came, participe au mouvement que prend son point de contact sous l'influence des variations des rayons vecteurs. En appliquant une loi à ces variations, on la retrouve sur l'organe conduit.

La pièce en contact avec la came est généralement un galet monté à l'extrémité d'une *tige guidée* ou d'un *levier articulé*.

La came étant un moyen commode, donnant des transformations très variées, on l'emploie fréquemment, surtout dans les cas difficiles.

Les recherches ont fait naître un grand nombre de dispositifs. Disons que quelques-uns, très particuliers, sont plus recommandables par leur curiosité que pour leur valeur mécanique.

Au point de vue pratique, on peut classer les comes comme l'indique le tableau ci-après.

Cinématique appliquée

PREMIER GENRE : Cames agissant sur une tige guidée (*Circulaire continu en rectiligne alternatif*)

- | | | |
|---|--|---|
| Premier groupe
<i>Cames à plateaux.</i> | Premier dispositif : A rappel par ressort (fig. 177).
Deuxième dispositif : A double plateau (fig. 178). | { La direction de la tige est perpendiculaire à l'axe de la came. |
| Deuxième groupe
<i>Cames à rainures.</i> | Premier cas. — La direction de la tige est perpendiculaire à l'axe de la came (fig. 179).
Deuxième cas. — La direction de la tige est parallèle à l'axe de la came (fig. 181).
Troisième cas. — La direction de la tige fait un angle quelconque avec l'axe de la came (fig. 182). | |

DEUXIÈME GENRE : Cames agissant sur un levier articulé (*Circulaire continu en circulaire alternatif*)

- | | | |
|---|---|---|
| Premier groupe.
<i>Cames à plateaux.</i> | Premier dispositif : A rappel par ressort.

Deuxième dispositif : A double plateau (fig. 185). | { Premier cas } L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came. (fig. 183).
{ Deuxième cas } L'axe commandé est perpendiculaire à l'axe de la came. (fig. 184).
{ L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came. |
| Deuxième groupe
<i>Cames à rainures</i> | Premier cas. — L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came (fig. 186).
Deuxième cas. — L'axe commandé est perpendiculaire à l'axe de la came (fig. 187).
Troisième cas. — L'axe commandé fait un angle quelconque avec l'axe de la came (fig. 188). | |

PREMIER GENRE : Cames agissant sur une tige guidée

PREMIER GROUPE : CAMES A PLATEAUX

Premier dispositif. — *Came à plateau, à rappel par ressort.* — Cette came est un disque à rayons variables calé sur un arbre et agissant sur une tige à coulisse. Son poids ou un ressort la maintient sur la came avec qui elle est en contact par l'intermédiaire d'un galet. La coulisse peut être formée (fig. 177) par le moyeu un peu saillant de la came et une rondelle fixées sur l'arbre. La tige, à fourche, est à cheval sur l'arbre et guidée entre la face du moyeu de la came et la rondelle. Un ressort assure le contact permanent du galet sur cette came.

On comprend que le galet suivra les inflexions de la came en entraînant la tige. Les accroissements des espaces parcourus par celle-ci seront égaux aux accroissements des rayons vecteurs de la came.

L'avantage de ce système réside en ce qu'il transforme directement le circulaire continu en rectiligne

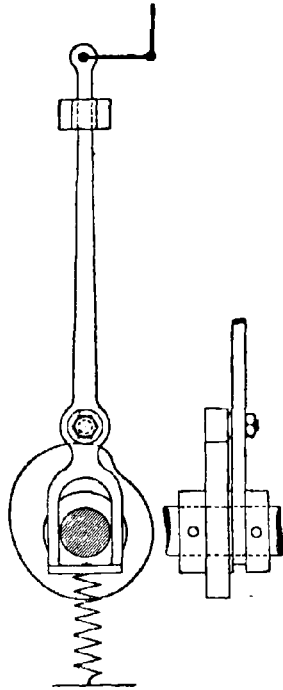


Fig. 177.

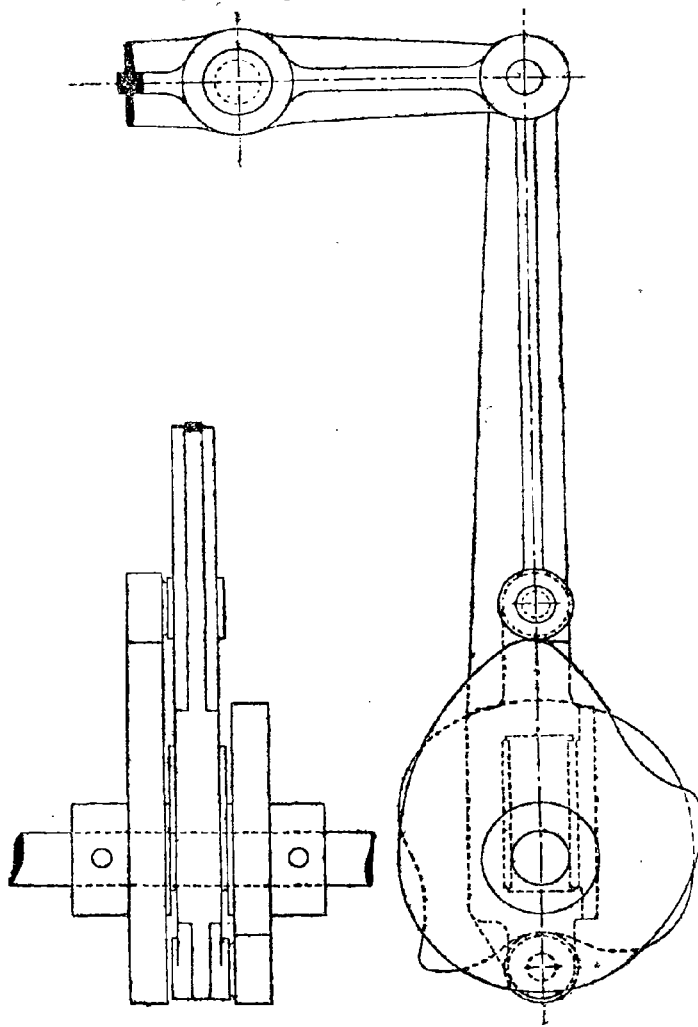


Fig. 178.

Cinématique appliquée

alternatif, mais il a un grand inconvénient qui le fait abandonner généralement. En effet, la came agit sur le galet dans une direction oblique, ce qui tend à faire dévier la tige. Il s'ensuit des frottements dans les guides, des usures, préjudiciables à la précision et au bon fonctionnement. L'obligation de tirer sur la tige avec un ressort n'est pas non plus recommandable.

Deuxième dispositif. — **Came à double plateau.** — On arrive à supprimer le ressort, dans les gros efforts, par l'emploi de la came à double plateau (*fig. 178*).

Les deux plateaux sont calés sur le même arbre. Entre leurs moyeux est guidée la tige, portant deux galets, de distance invariable, correspondant à chacun un plateau.

L'un des disques est tracé d'après la loi du mouvement à obtenir. Le profil de l'autre disque se conjugue avec celui du premier de telle façon que la somme des rayons vecteurs soit constante et égale à la distance entre les deux galets. On comprend aisément que, quand l'un des plateaux cesse d'agir sur son galet, l'autre plateau commence d'agir sur le sien. Chaque disque correspondant à un sens de marche différent de la tige, le système agira donc sur celle-ci dans les deux sens.

DEUXIÈME GROUPE : CAMES A RAINURES

Came à rainure. — Elle se compose, comme le montre la figure 179, d'un plateau ayant une certaine épaisseur dans lequel on creuse le chemin que doit parcourir le galet. Il s'ensuit un profil extérieur et un profil inté-

Cinématique appliquée

rieur qui servent respectivement le premier dans un sens et le second dans l'autre.

La came intérieure agit quand le galet s'éloigne du

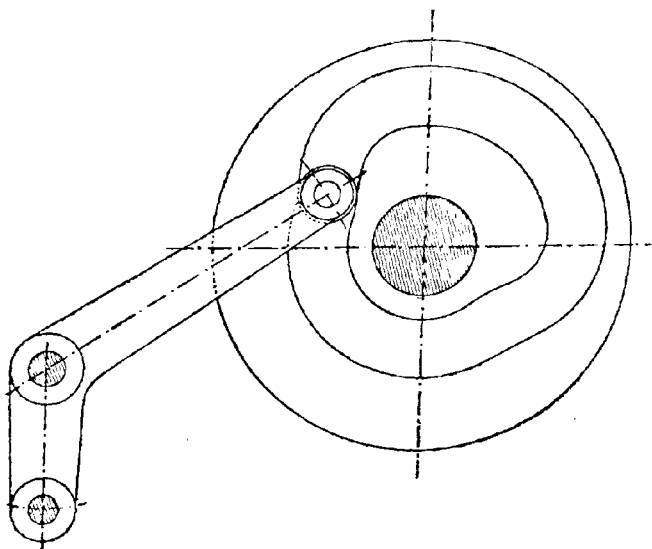


Fig. 179.

centre du plateau, la came extérieure quand il s'en rapproche.

Cette came, facile à exécuter à la fraise, est très précise, ce qui fait qu'elle est usitée assez souvent.

PREMIER CAS. — *La direction de la tige guidée est perpendiculaire à l'axe de la came.* — Malgré les efforts obliques sur la tige, on arrive, par un guidage étudié,

Cinématique appliquée

très rigide et de longue portée, à constituer avec ce dispositif d'excellents mécanismes.

Il faut diminuer autant que possible la distance de la came à la tige guidée, et une construction soignée est indispensable.

Une très jolie application en est faite dans la commande des trains baladeurs du changement de vitesse et de marche de M. Louis Renault (*fig.* 180).

Un plateau circulaire 26 porte, sur ses deux faces, des rainures formant came 27, 28. La rotation de ce plateau, monté sur un arbre 29, est commandée par un pignon 30 solidaire de cet axe, avec lequel engrène un secteur 31 monté sur un arbre 32. On peut imprimer un mouvement de rotation d'un certain angle à cet arbre 32, au moyen d'un levier de commande placé à portée de la main du conducteur et de tout renvoi convenable.

Dans les rainures-cames du plateau 26 sont engagés respectivement deux galets 33, 34, dont le déplacement provoque le mouvement des fourchettes 35, 36, commandant les trains baladeurs 13-14 et 16-17. Comme on le voit, la fourchette 36 est actionnée par le galet 34 et par l'intermédiaire du bras 36'.

Les douilles des fourchettes glissent sur l'arbre 37 fixé au carter, sans pouvoir tourner à cause de l'appui de ces fourchettes dans les colliers des trains baladeurs.

Le plateau 26 porte à sa périphérie un doigt 38 et une encoche 39 qui sont destinés à la commande du pignon baladeur 23, comme il va être expliqué plus loin.

Les deux galets 33, 34 se trouvent dans des parties

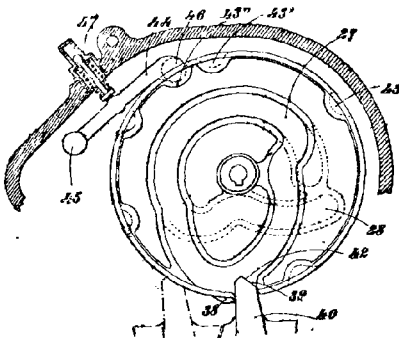
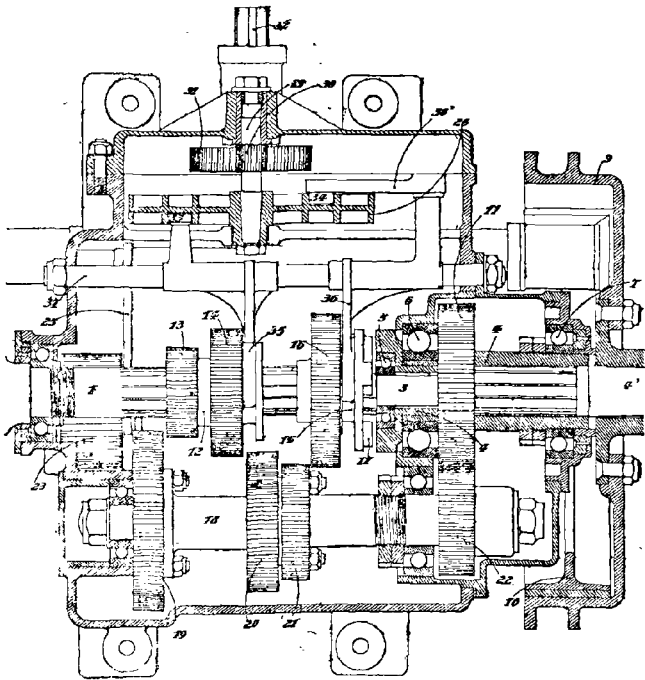


Fig. 180.

Cinématique appliquée

des rainures 27, 28 concentriques à l'axe 29 du plateau-came 26.

Dans la position qui correspond au débrayage, aucun des pignons de l'arbre 1 n'est en prise avec les pignons de l'arbre 18, et de même le pignon 23 n'est en prise avec aucun autre.

Faisons tourner le plateau 26 : après un certain angle de rotation, le galet 33 s'engage dans une partie de la rainure 27 s'éloignant du centre ; par suite, la fourchette 35 se déplace vers la gauche de la figure 1 et le pignon 13 vient en prise avec le pignon 19, le pignon 16 n'ayant pas bougé. C'est la première vitesse.

La rotation du plateau-came continuant dans le même sens, le galet 33 se rapproche, au contraire, du centre du plateau, et c'est le pignon 14 qui vient en prise avec le pignon 20. C'est la deuxième vitesse.

La rotation continuant, les pignons 13 et 14 sont ramenés à la position de la figure 1, et le galet 34 se trouvant à son tour dans une portion de rainure se rapprochant du centre du plateau-came, le pignon 16 vient en prise avec le pignon 21. C'est la troisième vitesse.

En faisant effectuer au plateau-came une nouvelle rotation, le galet 34 se rapproche à son tour du centre, les pignons 16 et 21 sont dégagés et les crans 17 viennent pénétrer dans les mortaises correspondantes de l'extrémité de l'arbre 4 ; c'est la quatrième vitesse en prise directe.

Pour obtenir la marche arrière, il suffit, partant de la petite vitesse, de faire effectuer au plateau 26 une rotation en sens inverse de celle qui a donné successivement les vitesses 1, 2, 3 et 4.

Cinématique appliquée

Dans ce mouvement, le doigt 38 rencontre le bras 40 de la fourchette 25 et déplace celle-ci sur l'arbre 41', ce qui amène le pignon intermédiaire 23 en prise avec les pignons 13 et 19, tout le reste du mécanisme se trouvant, à ce moment, dans la position de la figure.

En même temps que le doigt 38 pousse le bras 40, l'extrémité de ce bras pénètre dans l'encoche 39 du plateau 26, de sorte que ce bras se trouve emprisonné dans cette encoche et ne peut s'échapper tant que le plateau 26 conserve la position convenable pour la marche arrière.

Lorsqu'on revient à la position de débrayage, la face de l'encoche 39 opposée au doigt 38 entraîne le bras 40 et dégage le pignon 23. Une fois ce dégagement effectué, le bras 40 est immobilisé par la périphérie même du plateau 26 qui prend appui sur la partie en biseau 42.

La périphérie du plateau 26 présente un certain nombre d'encoches 43, 43', 43'', etc., correspondant respectivement à la marche arrière, au débrayage et aux quatre vitesses.

Le levier 44, mobile autour d'un axe 45 fixé au carter, est terminé par un doigt 46 qui peut s'engager successivement dans les différentes encoches. Cet engagement a lieu automatiquement lorsque l'encoche arrive en face du doigt, sous l'action d'un ressort à boudin 47. Ce ressort est assez fort pour empêcher tout déplacement accidentel du plateau 26, lorsqu'il est dans la position correspondant à l'une ou l'autre des vitesses, et néanmoins il ne gêne pas la manœuvre du levier de commande.

En disposant une rainure sur chacune des deux faces

du plateau-came 26, on en évite le croisement en simplifiant le tracé.

DEUXIÈME CAS. — *La direction de la tige guidée est parallèle à l'axe de la came.* — C'est le dispositif

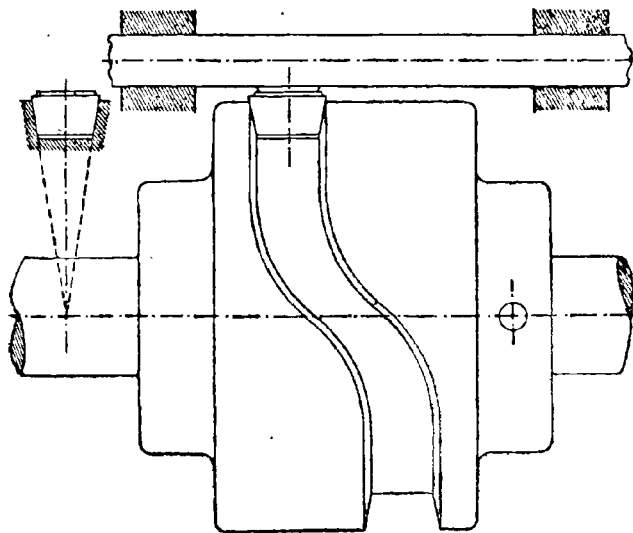


Fig. 181.

représenté par la figure 181. La rainure est creusée dans un cylindre claveté sur l'arbre de commande.

Le galet, monté sur la tige, prend la forme d'un tronc de cône dont le sommet se trouve sur l'axe du cylindre.

D'autre part, la rainure est défoncée avec une fraise ayant le profil du galet.

De cette façon, chaque point pris sur la génératrice

Cinématique appliquée

du galet tourne à la vitesse du point pris sur la face de la rainure avec lequel il est en contact.

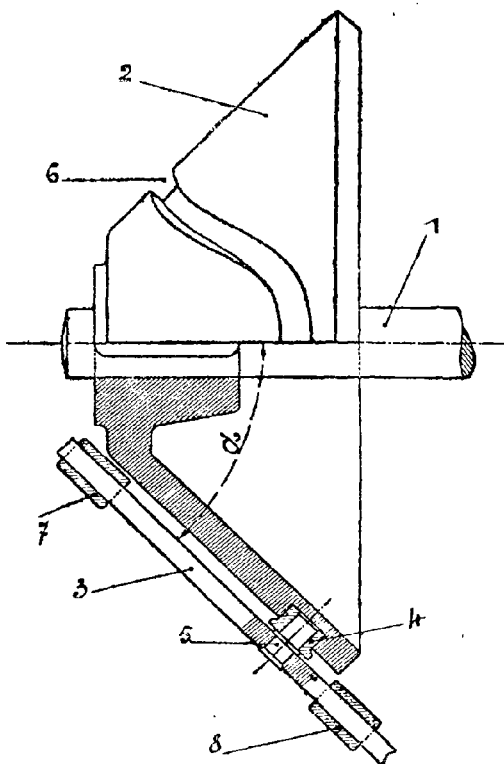


Fig. 182.

Il n'existe donc aucun glissement préjudiciable. Nous sommes dans le cas des frictions coniques. Cependant, on crée ainsi une poussée sur l'axe du galet, dans son

Cinématique appliquée

sens longitudinal, dont il faut tenir compte pour la disposition des guides.

On obviara à cet inconvénient le plus possible en faisant la came du plus grand diamètre que l'on pourra.

Un bon guidage de la tige, en largeur, est indispensable, de même qu'un graissage abondant.

TROISIÈME CAS. — *La direction de la tige fait un angle quelconque avec l'axe de la came.* — Si l'arbre 1 (fig. 182), fait un angle α avec la direction de la tige 3, fonctionnant dans les guides 7 et 8, la rainure 6 est creusée dans un tronc de cône 2, calé sur l'arbre 1. La génératrice du cône sera simplement parallèle à la direction de la tige.

La rainure sera creusée avec une fraise cylindrique et le galet 4 sera légèrement bombé.

L'axe 5 et la rainure devront être soigneusement lubrifiés.

DEUXIÈME GENRE :

Cames agissant sur un levier articulé

Nous avons dit que l'inconvénient principal des dispositifs où les cames agissaient sur des tiges guidées était de créer des efforts obliques entraînant des frottements dans les guides, d'où travail perdu et usures rapides.

On supprime cet inconvénient en montant le galet à l'extrémité d'un levier convenablement articulé.

Le mouvement circulaire continu de l'axe de la came est alors transformé en mouvement circulaire alternatif de l'axe du levier.

Cinématique appliquée

Remarquons que le levier peut être aussi bien du premier que du deuxième ou troisième genre.

PREMIER GROUPE : CAMES A PLATEAUX

Premier dispositif. — Rappel par ressort. — PREMIER CAS. — L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came. — Ce système est très fréquemment employé (fig. 183). Mais il faut de nouveau transformer le circulaire alternatif de l'axe du levier porte-galet si l'on veut obtenir un rectiligne alternatif. Le second bras du levier sert à cette transformation.

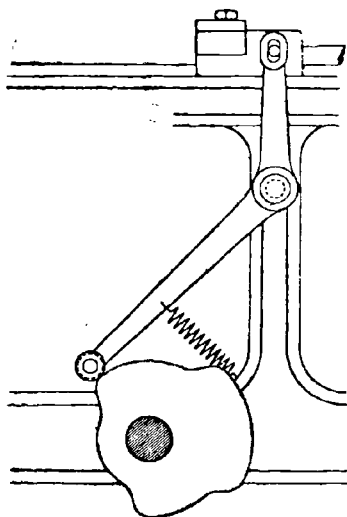


Fig. 183.

L'emploi de ce montage permet de réduire directement l'espace parcouru et d'augmenter ainsi la précision du rectiligne alternatif.

Il faut un ressort de rappel.

DEUXIÈME CAS. — L'axe commandé est perpendiculaire à l'axe de la came. — Un simple examen de la figure 184 nous montre la disposition des organes.

La loi étant tracée sur une ligne des temps égale au

Cinématique appliquée

développement extérieur de la came, il suffit d'enrouler le profil obtenu sur la came pour la tailler.

On fait le galet bombé (en forme de « tonneau ») pour qu'il n'ait qu'un point de contact avec le chemin circulaire de la came, car les différents points de ce chemin pris sur un même diamètre ne tournent pas à la même vitesse.

On peut également faire le galet en tronc de cône

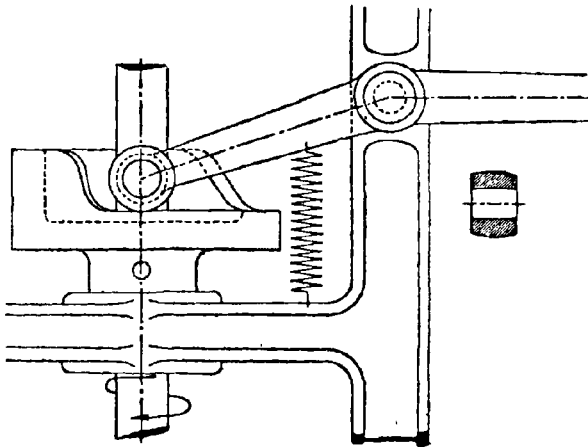


Fig. 184.

ayant son sommet sur l'axe de la came et tailler cette dernière avec une fraise conique ayant même profil que le galet. C'est une génératrice entière qui roule sur la came, et l'usure est moins rapide. Il faut encore tenir compte de la poussée longitudinale avec l'axe du galet, qui pourrait fausser le bras sur lequel il est monté.

Cinématique appliquée

Un ressort doit maintenir le galet appuyé fortement contre la came.

Deuxième dispositif. — Double plateau. — CAS UNIQUE. — L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came. — On peut supprimer le ressort de rappel par l'emploi de la came à double plateau, comme dans le cas d'une tige guidée.

C'est le dispositif de la figure 185.

Les profils des disques sont encore conjugués, la

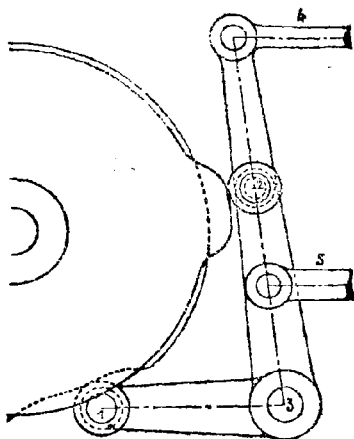


Fig. 185.

somme des rayons vecteurs est constante, mais on ne la fait plus égale à la distance entre les deux galets. Ces derniers, conduits par chacun un plateau, sont montés sur des axes solidaires de deux leviers calés sur le même arbre oscillant 3. Les points « centres des galets » 1 et 2 déterminent, avec le point « centre d'oscillation » 3, un triangle indéformable.

On comprend que, lorsque l'un des plateaux cesse d'agir sur son galet, l'autre commence d'agir sur le sien, les leviers sont donc sollicités chacun dans un sens au moment opportun et donnent un mouvement rectiligne alternatif aux organes attachés aux tiges 4 et 5.

DEUXIÈME GROUPE : CANES A RAINURES

PREMIER CAS. — L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came. — La rainure est creusée dans un plateau (fig. 186), et le galet est cylindrique.

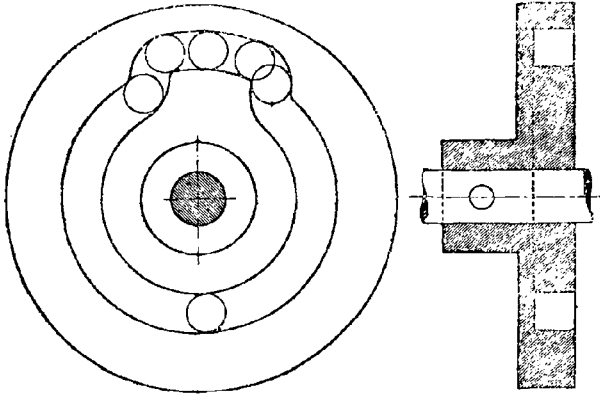


Fig. 186.

Ce type de came est celui qui est le plus fréquemment employé, c'est le plus sûr, le plus commode à exécuter et le plus facile à monter.

DEUXIÈME CAS. — L'axe commandé est perpendiculaire à l'axe de la came. — La rainure est creusée dans un cylindre (fig. 187). Le galet est conique comme celui de la figure 181, pour les mêmes raisons, avec les mêmes inconvénients et les mêmes avantages.

La position de l'axe du levier est choisie de façon

Cinématique appliquée

à ce que la course du galet soit partagée en deux parties égales par la perpendiculaire passant par cet axe.

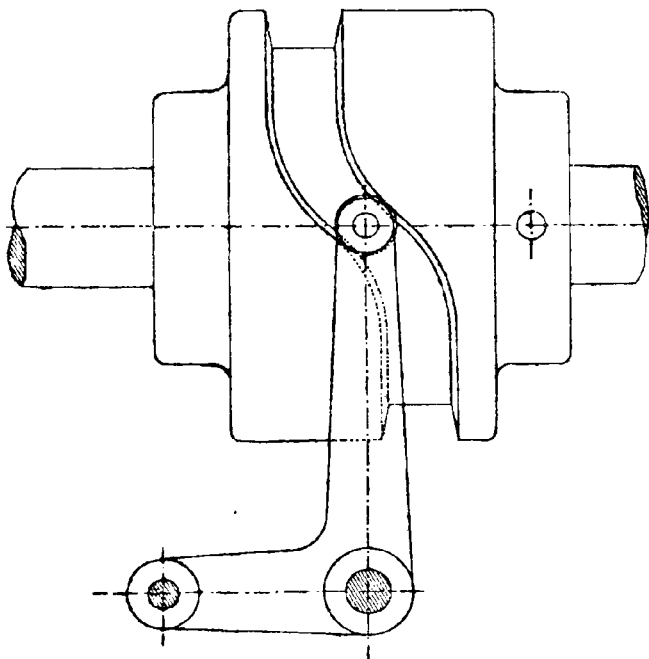


Fig. 187.

TROISIÈME CAS. — L'axe commandé fait un angle quelconque avec l'axe de la came. — La rainure est creusée dans un cône (fig. 188). La génératrice de ce cône est perpendiculaire à l'axe du levier et parallèle au plan dans lequel il se meut. Le galet est cylindrique avec un léger bombé. Il peut être conique, comme dans la figure, quand les bosses des espaces ne sont pas très prononcées.

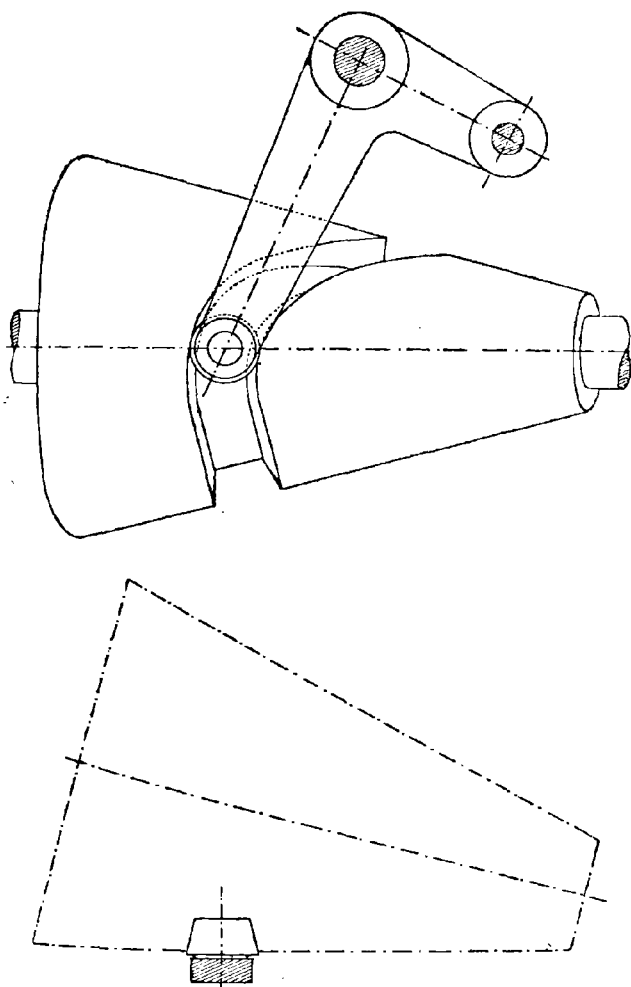


Fig. 188.

Cinématique appliquée

On ne trouve pas d'application de ce système, que nous avons expérimenté et auquel cependant on peut avoir recours avec confiance. Son emploi peut éviter de multiplier les organes, et nous le recommandons pour ce fait.

M. Denis avait essayé d'appliquer, il y a quelques années, ce principe à l'irréversibilité automatique des directions d'automobiles.

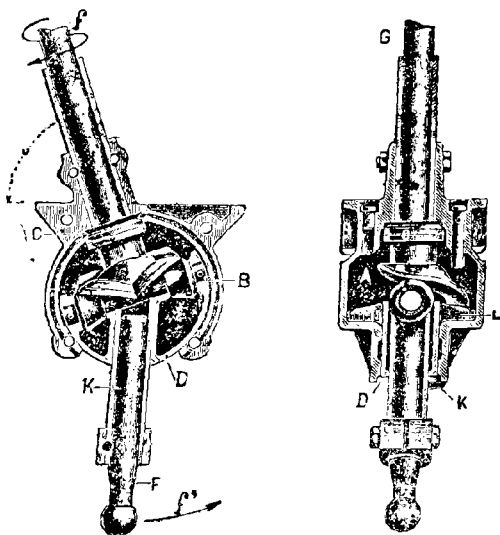


Fig. 189.

Nous allons décrire, à titre de curiosité cinématique, ce dispositif de came conique liant, dans des conditions très spéciales, deux arbres à axes concourants.

Les deux vues de la figure 189 nous montrent une came conique symétrique A, solidaire de l'arbre du

Cinématique appliquée

volant de direction G, forçant les deux galets coniques B à s'abaisser ou à s'élever suivant une rotation ayant pour centre le point situé au milieu de leur axe commun. Ces galets entraînent la boîte manivelle D.

Un mouvement du volant dans le sens de la flèche f provoque donc un mouvement du doigt F dans le sens de la flèche f' . Le mouvement contraire du volant provoque le mouvement contraire du doigt.

Un ressort C applique constamment la came sur les galets et rattrape le jeu.

Voici maintenant ce qu'a de particulier ce dispositif. Dans la position normale indiquée par la figure, c'est-à-dire pendant un parcours en ligne droite, la came A maintient calés en place les galets B de telle façon que le mécanisme est irréversible.

Dans les virages, la came imprime aux galets telle inclinaison convenable, mais alors ces derniers cherchent à la ramener dans sa position normale. Il y a donc tendance naturelle au redressement après chaque virage, puisque le mécanisme est réversible pendant ceux-ci.

Ce système a par conséquent les propriétés des deux modes de directions ordinairement en présence : directions réversibles pour les courbes et virages ; directions irréversibles pour les parcours en ligne droite.

L'angle V est de 70° . K est le repère de position moyenne servant au montage.

CAS PARTICULIERS. — Nous avons dit que la nécessité avait fait naître une foule de dispositifs basés sur les cames. Certains, très ingénieux, méritent d'être connus, nous allons en décrire quelques-uns à titre documentaire.

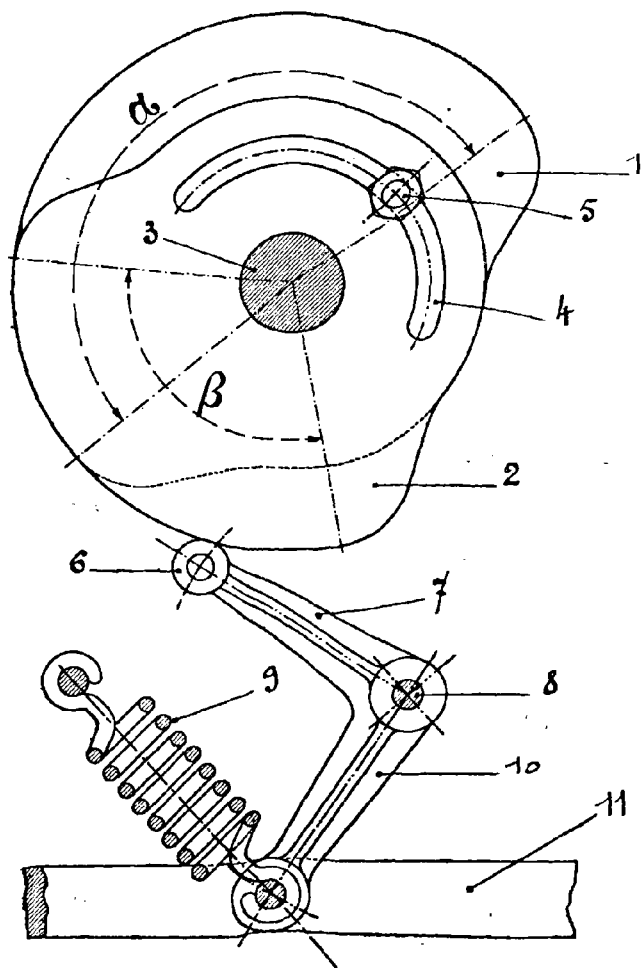


Fig. 190.

Cinématique appliquée

Came à temps variables. — Cette came est à plateau avec ressort de rappel. Elle peut agir soit sur une tige guidée, soit sur un levier articulé, cas de la figure 190.

La came proprement dite est composée de deux plateaux 1 et 2 montés l'un près de l'autre. Le plateau 1 porte un boulon 5 et le plateau 2 est évidé par une rainure 4 correspondante.

Le plateau 1 est calé sur l'arbre 3.

Le plateau 2 est libre et il est rendu solidaire du plateau 1 par le boulon S.

On peut ainsi régler les temps en rapprochant la bosse 1 de la bosse 2.

On peut donc ajouter au temps correspondant à l'angle α une partie ou la totalité du temps correspondant à l'angle β . Le galet 6 qui fait manœuvrer le levier 7.10 sur son axe fixe 8, suivra ces variations des temps. Il les communiquera à la bielle 11 qui doit les subir. Le ressort de rappel 9 est indispensable.

Came à déplacement automatique par galet fixe. — *Débrayage à chaque tour.* — La figure 191 montre un dispositif où la came 8 en tournant présente sa bosse 7 à un galet fixe 6 qui l'oblige à se déplacer sur son axe 3 en comprimant le ressort 20. Cet appareil est un *débrayage à chaque tour* fort usité dans un grand nombre de machines, découpoirs, timbres, etc. Le mouvement arrive par le volant à poulie 1 monté fou sur l'arbre 3 entre les bagues 4 et 5. Le cône 2 entraîne cet arbre 3. Ce cône porte un manchon-came 8 avec une bosse 7 qui passe devant un galet 6.

A chaque tour, cette bosse rencontre le galet, le cône 2 se décolle d'après le volant moteur 1 et vient se freiner sur le sabot 17 qui comprime le ressort 19, ré-

Cinématique appliquée

glable par sa rondelle 18, le tout logé dans la boîte 16 fixée au bâti. D'autre part, le manchon 8 comprime le ressort 20. L'arbre 3 est débrayé.

Mais appuyons sur l'extrémité du levier 12, articulé sur l'axe 11 fixé au bâti. Par l'intermédiaire de la bielle 10, nous tirerons sur la tige 9, guidée dans les supports 13 et 14 également fixés au bâti. Le galet, comprimant le ressort 15, s'éclipsera dans la boîte 14 et le ressort 20 obligera le cône 2 à se lier à nouveau avec le volant moteur 1.

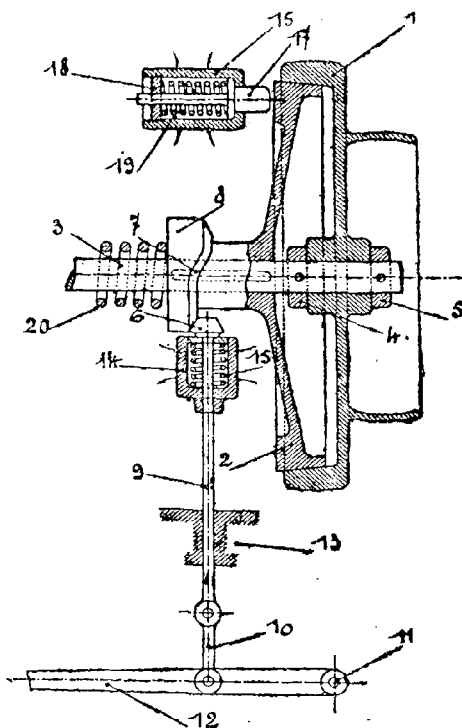


Fig. 191.

et il faudra appuyer à nouveau sur le levier 12 pour un autre embrayage.

Cependant, pour une marche en continu, il suffira de

Cinématique appliquée

tenir baissée la pédale d'extrémité du levier 12, soit par un verrou, soit par le poids du corps. Le débrayage ne se produira alors que si on abandonne cette pédale, après qu'elle se sera relevée et que le galet 6 sera revenu en position de contact avec la bosse 7 du manchon 8.

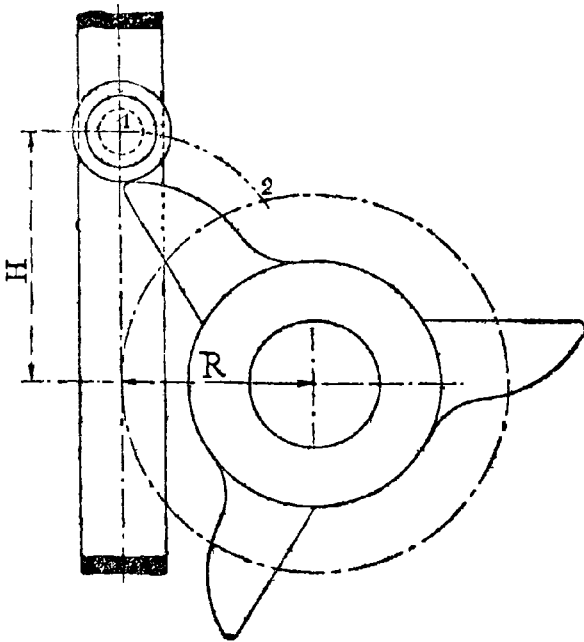


Fig. 192.

Came à chute. — Dans certaines machines, on se sert d'une came pour soulever à une hauteur donnée une tige que cette came laisse retomber, soit à cause de son propre poids, soit sous l'action d'un ressort.

Cinématique appliquée

Le galet abandonne la came pendant la chute.

Le mouvement alternatif de soulèvement et de retombée s'effectue généralement dans des périodes successives égales.

On trouve notamment une application de ce mécanisme dans les petites coupeuses en travers des machines à travailler le papier en bandes pour la confection des billets ou tickets de toute nature. Une came commande la chute du couteau.

Une seconde application de ce mécanisme se rencontre dans les boccards servant à broyer les minerais ou les sables de fonderie. La came remonte une tige armée à sa partie inférieure d'un pilon qui retombe lourdement dans un creuset en fonte où l'on met la matière à triturer.

La figure 192 est un schéma de cette came.

Pour établir ce dispositif, on se donne :

H : la hauteur de chute ;

N : le nombre de tours de la came par minute ;

n : le nombre de dents que porte cette came.

On admet encore que le temps de la montée plus celui de la chute est un peu inférieur, les 5/6 en général, du temps du passage de deux dents successives au même point. Ceci pour être sûr que le galet ne viendra pas, dans sa chute, cogner contre la dent qui arrive. Le rayon R est alors donné par la formule :

$$R = \frac{30H}{\pi N \left(\frac{5 \times 60}{6 \times Nn} - \sqrt{\frac{2H}{g}} \right)}$$

qui est déduite des données ci-dessus et de la loi de la chute des corps.

Cinématique appliquée

Rappelons à ce propos que g est une constante égale, pour nos climats, à 9,81.

Pour tracer la dent, la hauteur de chute et le diamètre du galet nous donnent la circonférence d'échanfreinement.

Faisons ensuite la courbe 1, 2, développante de la circonférence de rayon R . Le profil de la dent sera donné par l'enveloppe des positions successives du galet sur cette développante.

De cette façon, la poussée se produit toujours dans la direction de l'axe de la tige et celle-ci ne coince pas dans ses guides.

Came de Y. Jouenne. — Lorsqu'un arbre 1 doit communiquer à une tige 2 un mouvement rectiligne de courte durée (cas d'un déclenchement, par exemple), nous employons souvent le dispositif que nous appelons came à galets de Y. Jouenne, représenté figure 193.

Sur l'arbre 1 est calé un levier 3 portant à son extrémité un galet 4. La bielle 2 est articulée sur un levier 5 oscillant autour d'un axe fixe 6 et portant à l'autre extrémité un galet 7. Le galet 4 tournant autour de l'axe 1 et décrivant la circonférence 8 soulève le galet 7, à chacun de ses passages, de la quantité a , qui constitue la différence des rayons vecteurs extrêmes de cette came spéciale.

Il est nécessaire qu'un ressort ou un contrepoids maintienne constamment le levier 5 sur le butoir réglant sa position.

En faisant ce butoir mobile dans une coulisse horizontale, on peut modifier la course a à sa volonté, *la came devient à temps variable.*

Ce mécanisme, très commode, est moins encombrant

Cinématique appliquée

qu'une came à plateau, car il permet le passage d'organes au travers du cercle 8 quand le levier 3 s'est ef-

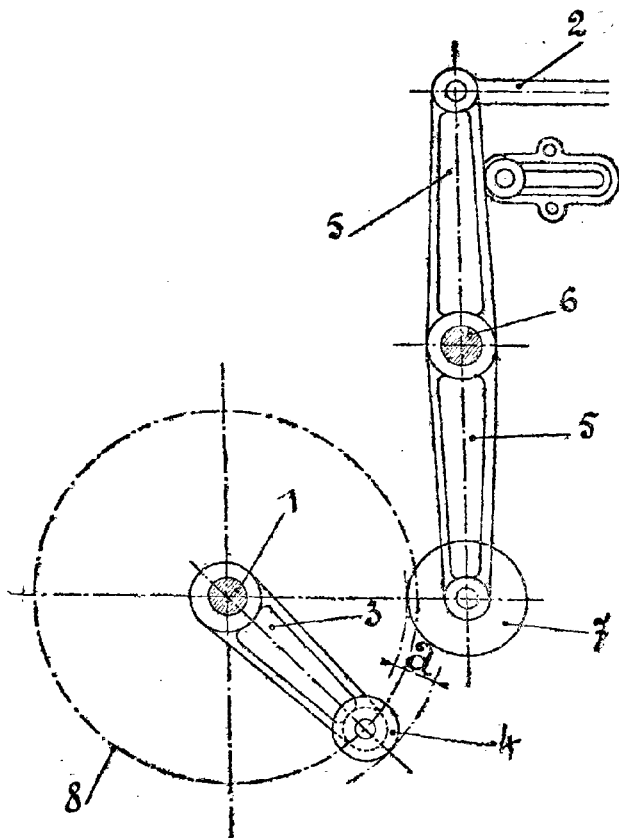


Fig. 193.

facé. De plus, le frottement de roulement des galets l'un sur l'autre comporte très peu d'usure. Nous en

Cinématique appliquée

verrons une application au chapitre x, dans les détentes pour débrayage à chaque tour (*fig. 316*).

Came en spirale.—Ce dispositif, appelé communément « came à escargot », s'emploie lorsqu'un arbre, faisant un certain nombre de tours dans un sens, puis dans l'autre, doit, à l'aide d'une came, transmettre à une tige un mouvement rectiligne alternatif relativement lent.

On l'utilise aussi quand le temps correspondant à l'espace parcouru par la tige dépasse le temps d'un tour de l'arbre.

Le développement de la rainure peut être une spirale régulière ou un profil avec bosses, temps d'arrêts, etc., constituant une période. Mais il faut se rappeler que la période de retour sera la symétrique de la première et communiquera à la tige une succession inverse de mouvements inverses.

La figure 194 représente une came en spirale simple.

L'arbre 1 porte à son extrémité une came 2 dans laquelle est creusée une rainure en spirale 3. Dans cette rainure s'engage un galet 4 porté par la tige à commander 5 glissant dans ses guides 6.

Pendant son mouvement de rotation, la came communiquera à la tige un mouvement rectiligne correspondant au temps de deux tours. — Puis la came tournant en sens contraire ramènera cette tige à sa position primitive, par une loi inverse et dans le même temps.

Quand on ne veut pas utiliser la période de retour, on installe un dispositif qui, à fin de course, retire le galet de la rainure, la tige redescend brusquement et le dit galet revient se placer dans sa position primitive. Il s'engage à nouveau dans la rainure au commencement de la période qui l'intéresse.

Cinématique appliquée

Came excentrique. — On obtient une came très douce en creusant simplement, au tour, une rainure 3,

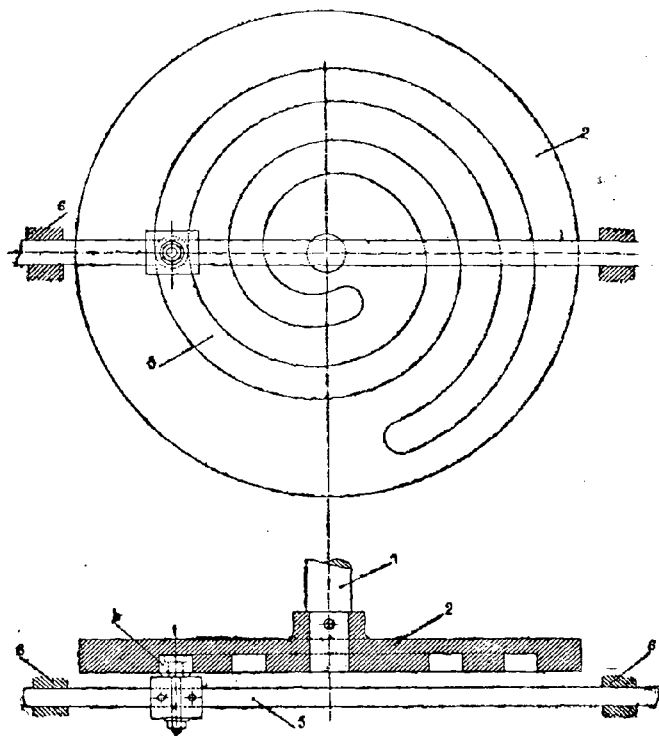


Fig. 194.

figure 195, parfaitement circulaire, mais excentrée par rapport au plateau 2 monté sur l'arbre 1. Comme on le voit, cette came est très facile à construire. En calant les deux branches du levier 4 sur l'axe 5 suivant un

Cinématique appliquée

angle convenable, la bielle 6 peut profiter d'une loi se rapprochant beaucoup de l'uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé.

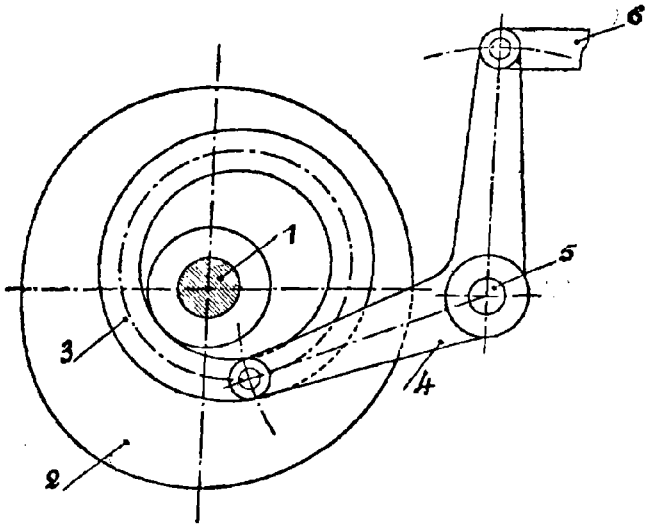


Fig. 195.

§ 2. — Tracé des cames.

Disons d'abord qu'il faut toujours employer des cames du plus grand diamètre possible, afin d'augmenter la précision du mouvement.

En effet, en partant d'un grand mouvement pour en produire un petit, l'erreur diminue comme les espaces parcourus.

Cinématique appliquée

Cette remarque est d'une grande importance dans l'établissement des cames.

Nous allons maintenant voir les tracés auxquels se rapportent les cames différentes dont nous avons parlé.

1° Tracé d'une came donnant un mouvement uniforme.

— Supposons qu'au moyen de la came à plateau (fig. 177), nous voulions imprimer à la tige un mouvement uniforme. Nous avons comme données :

- 1° La course à produire ;
- 2° Le rayon du galet entraînant la tige ;
- 3° Le plus petit rayon de la came, déterminé par le diamètre du moyeu qu'on n'entaille ordinairement pas.

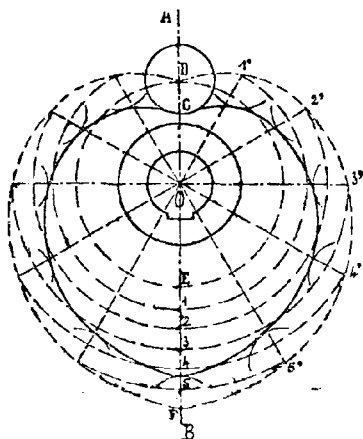


Fig. 197.

diamètre du moyeu qu'on n'entaille ordinairement pas.

Sur l'axe AB de la tige à conduire (fig. 197) à partir du centre O de la came, portons le plus petit rayon OC. Traçons ensuite un cercle de rayon DC passant par ce point et représentant le galet à la fin de sa course descendante.

Du point O, traçons la circonférence passant par le centre D du galet, elle sera la « base » du tracé.

Divisons cette circonférence, à partir de D, en un certain nombre pair de parties égales et menons les rayons correspondants. A partir du point E, diamétralement

Cinématique appliquée

opposé à D, portons EF représentant la course à produire. Divisons cette longueur en autant de parties égales qu'il y en a sur la demi-circonférence de base. Sur chacun des rayons, portons alors une longueur égale à la distance du centre O au point de division correspondant de EF. Soit O1', O2', O3', O4', O5', OF.

Les points 1', 2', 3', 4', 5' appartiennent à une spirale d'Archimède constituant la *came théorique* qui devrait agir sur un galet réduit à son axe.

L'autre moitié de la came est symétrique. Avec un rayon égal à celui du galet, décrivons une suite de circonférences ayant toutes leur centre sur le profil théorique. L'enveloppe de ces circonférences est la *came pratique*, c'est-à-dire celle qui donnera au galet le même mouvement que si le profil théorique agissait sur son axe.

Ce tracé donne une came qui peut tourner entre deux galets fixés sur la tige. *Le mouvement communiqué à cette tige est uniforme.*

Ce dispositif présente un grave inconvénient : en effet, aux fins de courses, la vitesse constante de la tige passe de sa valeur positive à sa valeur négative sans transition. Il s'ensuit des chocs importants, dus à l'inertie, qui sont préjudiciables au bon fonctionnement.

2° Tracé d'une came donnant un mouvement uniformément accéléré suivi d'un mouvement uniformément retardé. — Pour corriger l'inconvénient que nous venons de signaler, c'est-à-dire pour adoucir les fins de courses, on sacrifie l'uniformité du mouvement. On diminue la vitesse à ces fins de courses, et on l'augmente dans l'intervalle pour rattraper le temps perdu.

Cinématique appliquée

On uniformise ces variations et on arrive au type « uniformément accéléré » suivi de « uniformément retardé ».

Ceci s'applique à toutes les cames, dont le tracé ne diffère ensuite qu'à cause de la disposition des organes. Nous allons voir la façon de procéder pour ce tracé, adopté d'une façon presque générale.

Prenons le cas de la came à plateau (*fig.* 183).

Soit une came (*fig.* 198) ayant le point C comme centre, et devant agir sur le levier de longueur LE ayant son centre en L. Nous connaissons la position du galet, de rayon ED, en haut de sa course et l'amplitude EF de cette dernière. Nous voulons encore que CO soit le rayon de l'origine des temps, que pendant un seizième de tour la came n'agisse pas et qu'elle provoque la montée du galet pendant le second seizième de tour.

Menons d'abord la circonférence de rayon CD, tangente au galet dans sa position haute, c'est sur cette circonférence que roulera le galet pendant tout le temps qu'il doit garder cette position. Le rayon II limite le second seizième, et indique la fin de la course. Portons maintenant sur ce rayon II, à partir du centre du galet, l'amplitude de la course, EF.

Le rayon I limite le premier seizième et indique le commencement de la course. Reportons la distance $CF = CB$ sur le rayon I. Le point B sera le centre du galet dans sa position la plus basse. C'est sur la circonférence de rayon CA, tangente au galet, que roulera celui-ci pendant tout le temps qu'il doit garder cette position.

Il ne nous reste plus qu'à déterminer la courbe

Cinématique appliquée
 donnant un mouvement uniformément accéléré, suivi

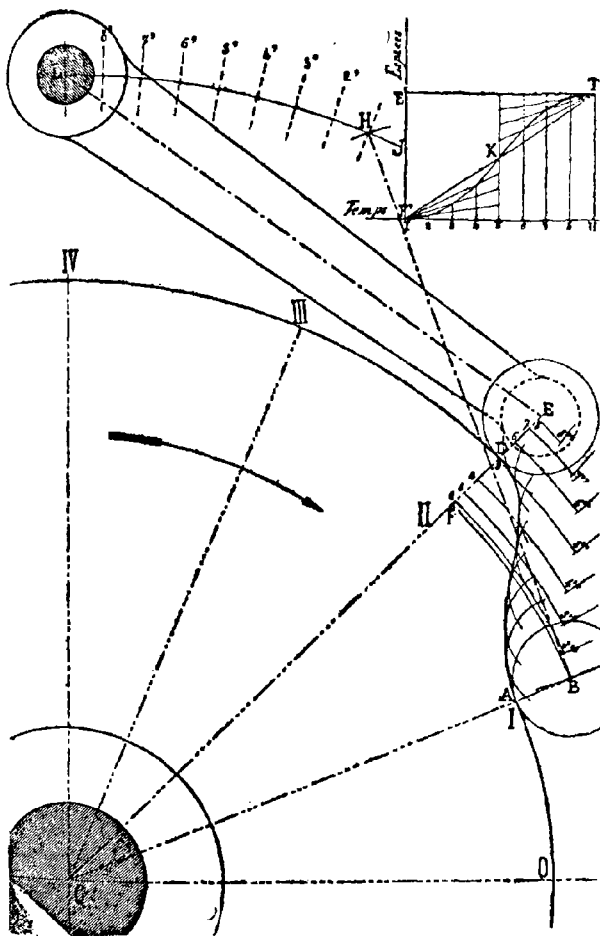


Fig. 198.

Cinématique appliquée

d'un uniformément retardé, au galet pendant son passage de sa position B à sa position E.

Dans un coin de l'épure, menons une ligne horizontale qui sera l'axe des temps, portons sur cette droite une longueur arbitraire représentant le temps de la course I, II. Du point I élevons une perpendiculaire, axe des espaces, et portons sur cette droite : $F'E' = FE$, l'espace à parcourir. Du point E' menons une parallèle à la ligne des temps, et du point II, fin de la course, menons une parallèle à la ligne des espaces. Traçons alors les deux branches de paraboles représentant : $F'K$ le mouvement uniformément accéléré et KT le mouvement uniformément retardé, composant la loi adoptée.

Il faut maintenant reporter cette courbe $F'KT$ sur la came ; pour cela, faisons, $F2$, sur FE , égale à l'ordonnée 2 de notre loi, $F3$ égale à l'ordonnée 3....., et $F8$ à l'ordonnée 8. Les points 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, sur l'axe des temps marquent 8 divisions égales du temps I, II de la course.

Des points 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, sur le rayon II, menons, en prenant C comme centre, des arcs de cercles parallèles à l'arc FB. Ces arcs correspondent aux abscisses de notre loi où devront se trouver les centres du galet, dans les huit positions successives que nous cherchons.

Supposons alors que la came tournant d'un mouvement uniforme soit au contraire immobile et que l'axe L du levier tourne autour d'elle, il se déplacera suivant une circonférence ayant CL pour rayon. Traçons un arc LJ de cette circonférence dans le sens de marche de la came, indiqué par la flèche.

Du point B comme centre, avec un rayon EL égal à la longueur du levier, décrivons un arc de cercle qui

Cinématique appliquée

coupe le chemin LJ de l'axe du levier au point H . Ce point H sera la position de l'axe du levier quand son galet sera dans la position B . Le mouvement d'oscillation du levier aura donc lieu pendant l'espace LH parcouru par son axe L .

Divisons LH en autant de parties égales que la longueur arbitraire représentant le temps de la course dans notre loi. Nous obtenons ainsi les points $2', 3', 4', 5', 6', 7', 8'$. Du point $2'$ comme centre avec un rayon égal à LE , longueur du levier, décrivons un arc de cercle qui coupera l'arc 2 au point $2''$. Avec le même rayon, faisons la même opération de chacun des points $3', 4', etc.$ Nous obtenons les points $3'', 4''$, qui appartiendront à la courbe théorique de la came. La courbe pratique sera l'enveloppe des circonférences représentant le galet dans les positions successives $2'', 3'', etc.$, de son centre sur la courbe théorique.

On s'arrange toujours pour que le point L soit placé sur la tangente à la circonférence ayant le point C pour centre et divisant l'espace AD en deux parties égales.

3° Tracé de la même came agissant sur une tige guidée. — Si notre came actionnait une tige, en divisant l'arc FB en huit parties égales, les rayons passant par chacun des points obtenus correspondraient aux ordonnées de la loi. Les points d'intersection de ces arcs avec les rayons nous donneraient les huit positions cherchées du centre du galet dans son passage de B en E .

4° Tracé d'une came à rainure. — Dans le cas d'une came à rainure, la courbe intérieure est fournie par le

Cinématique appliquée

même procédé et la courbe extérieure est l'enveloppe extérieure des circonférences représentant le galet dans ses mêmes positions successives.

5° **Courbes conjuguées.** — Nous avons dit que, dans les cames à doubles plateaux, les courbes du deuxième plateau se conjuguent avec les courbes établies du premier. Nous allons voir la façon de les établir dans les deux cas, celui de la tige et celui du levier.

a) *Courbes conjuguées dans le cas de 2 galets diamétralement opposés entraînant une tige.* — C'est le cas de la came figure 166.

Soit une came à deux plateaux (*fig. 199*), ayant le point O pour centre. La courbe XABY est la came théorique établie du plateau I. La distance fixe des galets est égale à BC. Nous allons déterminer la courbe conjuguée théorique sur le plateau II.

Pour cela, divisons l'arc comprenant la courbe AB en un certain nombre de parties égales, soit 8. Menons les diamètres correspondants, ces diamètres coupent la courbe connue aux points 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7. Portons alors $AD = BC$, distance des centres des galets, puis 1, 1', puis 2, 2',, 7, 7', longueurs toujours égales à BC. Les points D 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', détermineront la courbe théorique X'CDY', sur le plateau II. La circonférence ayant OD pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant OA pour rayon sur le plateau I.

La circonférence ayant OC pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant OB pour rayon sur le plateau I.

Cinématique appliquée

On procédera de même pour chacune des inflexions de la came théorique du plateau I.

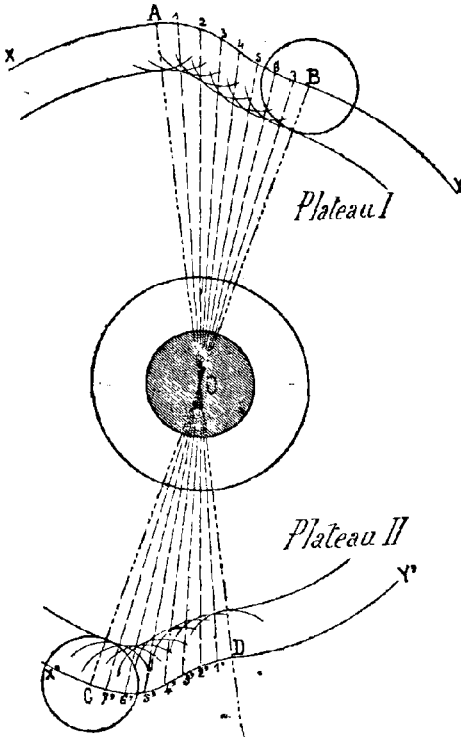


Fig. 199.

Les cames pratiques seront toujours les enveloppes des positions successives des galets sur les cames théoriques.

Cinématique appliquée

b) *Courbes conjuguées dans le cas de deux galets montés en triangle indéformable avec un point d'oscillation.* — C'est le cas de la came figure 173.

Soit une came à deux plateaux (*fig. 200*), ayant le point O pour centre.

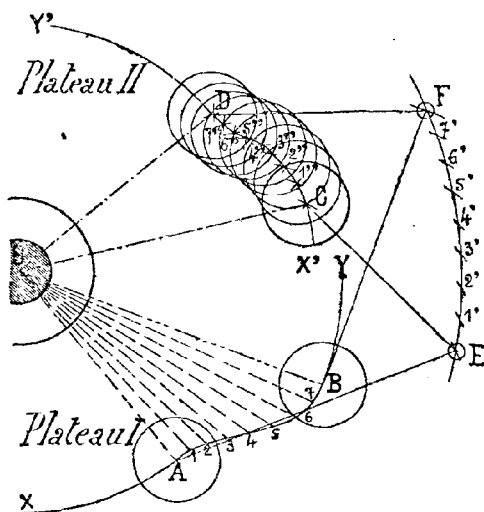


Fig. 200.

La courbe XABY est la came théorique établie du plateau I. Le galet A du plateau I, le galet C du plateau II et le point d'articulation E des leviers AE et CE, solidaires l'un de l'autre, composent un triangle indéformable ACE, que nous allons supposer tournant autour des plateaux, son sommet E se déplaçant sur une circonférence de rayon OE.

Cinématique appliquée

Divisons l'arc comprenant la courbe AB en 8 parties égales, des points de division 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 pris sur cette courbe avec un rayon égal à AE, déterminons les points 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', F, correspondant aux positions du point E sur son chemin autour des plateaux, pendant son passage de E en F, fin de la course.

Ensuite des points A, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, B, avec un rayon égal à AC et des points E, 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', F, avec un rayon égal à EC, décrivons des arcs de cercles qui se couperont en C, 1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6'', 7'', D. Ces points détermineront le profil conjugué théorique cherché sur le plateau II.

La circonférence ayant OD pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant OB pour rayon sur le plateau I. La circonférence ayant OC pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant OA pour rayon sur le plateau I. On aura ainsi la came conjuguée YDCX' sur le plateau II.

On procédera de même pour chacune des inflexions de la came théorique du plateau I.

Les cames pratiques seront toujours les enveloppes des positions successives des galets sur les cames théoriques.

6° Cames à rainures creusées dans un cylindre. — C'est le cas des cames des figures 169 et 175. Pour obtenir leurs rainures, on développe le cylindre. On a un rectangle sur lequel on trace la loi pure et simple. On indique les positions successives du galet par des circonférences ayant son grand diamètre et on mène ensuite les courbes enveloppes.

Cinématique appliquée

On enroule le tracé sur le cylindre et on creuse en suivant ce tracé avec une fraise égale au galet.

On peut aussi faire sur une fraiseuse le montage suivant. Pendant un tour du cylindre à creuser, un guide rectiligne en tôle forte, reproduisant la loi, détermine l'avance de la fraise.

7° Cames à rainures creusées dans un cône. — C'est le cas des cames des figures 170 et 176. Pour obtenir leurs rainures, on développe le tronc de cône. Sur cette surface on trace la loi *en rapportant les temps à des angles* et les espaces à des longueurs sur les génératrices correspondantes. On indique les positions successives du galet par des circonférences ayant son grand diamètre et on mène ensuite les courbes-enveloppes.

On enroule le tracé sur le tronc de cône et on creuse en suivant ce tracé, aux deux manivelles, avec une fraise en bout, cylindrique, ayant le diamètre du galet.

§ 3. — Etablissement des lois du mouvement.

Nous avons vu, par ce qui précède quel parti on pouvait tirer de l'emploi des cames.

En effet, cet organe peut provoquer à volonté, sur la tige ou le levier qu'il conduit, le mouvement le plus complexe dont on puisse avoir besoin.

Les phases de repos, les espaces parcourus très divers, les vitesses exactes à obtenir peuvent se combiner habilement sans grandes complications.

La somme des phases de repos et des phases de mou-

vements divers pour un tour d'une came constitue la *loi du mouvement* de cette came, c'est la courbe des espaces parcourus par le point centre du galet. Nous savons comment l'établir; les repos seront représentés par des droites et les mouvements par des courbes appropriées.

De l'étude soigneuse de cette épure dépendra le bon réglage du mouvement à établir. On ne saurait donc apporter trop d'intérêt à ce travail, grâce auquel on doit, plus tard, gagner beaucoup de temps sur les tâtonnements de mise au point.

D'autre part, dans une machine, on rencontre presque toujours le cas d'un certain nombre de cames faisant fonctionner chacune un organe ou un outil différent, mais dont les mouvements sont liés entre eux par une loi bien définie et quelquefois assez compliquée.

Il faut alors, avant tout, tracer la *loi générale des mouvements* de la machine.

Ce tracé comportera, à la même échelle, la loi de chacun des mouvements.

On dispose ces épures les unes sous les autres, bien clairement, en ayant grand soin de faire *coïncider les origines des temps*. Chaque épure se développe ensuite en partant de cette origine.

On voit aisément le parti que l'on peut tirer de cette épure générale.

En effet, elle donne à chaque instant la relation des mouvements entre eux et permet d'établir la position de chaque organe par rapport à un autre.

C'est grâce à elle que les calages, au montage, donneront aux cames leur orientation exacte.

C'est grâce à elle que certaines erreurs pourront être retrouvées et corrigées aux essais.

Cinématique appliquée

Nous insisterons donc sur ce point que l'établissement de la loi générale des mouvements est la recherche fondamentale de l'étude cinématique d'une machine.

Il faut pousser le plus loin possible la conscience et la précision pour son exécution.

Nous ne pouvons, ici, donner un exemple d'une de ces lois générales, il nous faudrait décrire une machine entière, mais nous allons prendre au hasard un des problèmes nombreux qu'elle permet de réaliser rapidement.

Cas d'une vitesse donnée. — Supposons le cas où la vitesse d'un organe à faire mouvoir par came est définie par son égalité avec une vitesse donnée.

On rencontre cette particularité dans les machines travaillant le papier, les étoffes, ou autres matières formant une feuille continue. En effet, dans ces appareils, nombre d'organes sont tenus de se mouvoir à la vitesse de la feuille.

On tracera, dans la loi de mouvement, l'oblique représentant la vitesse donnée, celle du papier par exemple.

Nous savons, et nous nous souviendrons alors que toutes les lignes des espaces que nous ferons parallèles à cette oblique indiqueront des vitesses égales à la sienne.

En somme, c'est sur cette loi générale que seront déterminées toutes les combinaisons des espaces parcourus, des repos, des vitesses et des accélérations.

**§ 4. — Groupement des cames
dans une machine.**

Après ce que nous venons de voir, on peut se rendre compte aisément que le calage des cames est une opération assez délicate quand il y en a un certain nombre dans une même machine.

On cherche alors à les grouper sur un seul arbre.

L'origine des espaces correspond à un repère déterminé, le réglage est plus facile, et l'on se rend mieux compte, aux expériences, des erreurs commises. C'est une première simplification.

Les Américains ne montent pas directement les disques à profils tracés sur l'arbre des cames. Ils montent sur cet arbre un certain nombre de tambours ou de plateaux aménagés de telle façon qu'on puisse faire glisser dessus les portions de disques agissantes, et les fixer, après réglage, d'une manière démontable. La mise en place ne s'opère donc plus par le clavetage, ce qui était très difficile, mais par le déplacement des profils eux-mêmes, opération qui peut s'effectuer facilement.

La figure 204 nous montre la partie inférieure d'une machine automatique avec l'arbre des cames. Cet arbre porte trois tambours A, B, C, sur la jante desquels viendront se fixer des bandes de fer plat qui formeront les profils agissants. On pourra déplacer les bandes et les rectifier aisément aux essais de la première machine. D'autre part, sur les machines commerciales, on les remplacera à chaque changement de

Cinématique appliquée

fabrication n'exigeant pas les mêmes lois de mouvement.

Les tambours A, B portent encore des disques à rainures circulaires 1, 2, 3, 6, où viendront se fixer, d'une façon démontable et réglable, les profils agissants de différentes cames.

De plus l'arbre commande encore, à sa vitesse, par un système de pignons coniques égaux, un plateau

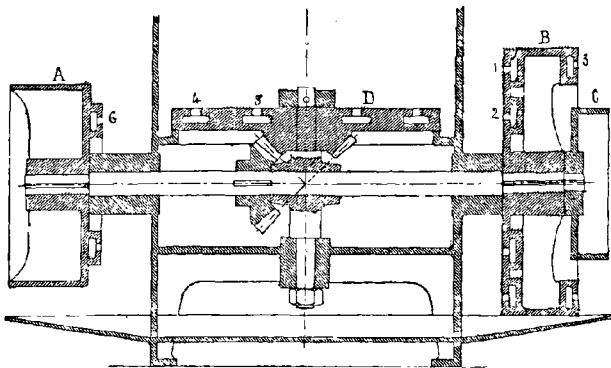


Fig. 201.

horizontal D muni de deux rainures circulaires 4, 5, où viendront se fixer de même façon d'autres profils.

On conçoit facilement tous les avantages que l'on peut retirer de cette disposition au point de vue de la pratique.

On a donné à ces cames le nom de *protéiformes*. La figure 302 nous montre un exemple de leur application.

CHAPITRE VII

CAMES RECTILIGNES. — PLANS INCLINÉS. — COINS

§ 1. — Cames rectilignes.

On peut supposer le plateau d'une came ayant son centre à l'infini ; alors, son profil se déplacera suivant un mouvement rectiligne. Dans ce cas, les espaces parcourus par le galet dépendent des variations des perpendiculaires abaissées du centre de ce galet, sur un plan de base.

En principe, la figure 202 nous montre le cas d'une glissière 1 qui coulisse dans un bâti 2. Cette glissière est actionnée par une bielle 3 qui lui communique une translation alternative déterminée.

Dans cette glissière est creusée une rainure de came 4, dont le profil est établi suivant la loi donnée. Un galet 5, logé dans cette rainure, est monté à l'extrémité d'un levier 6, articulant sur un axe 7. La seconde branche 8 du levier 6 actionne la tige 9 à commander.

Pendant le déplacement rectiligne de la glissière 1, la rainure 4 oblige le galet 5 à prendre les positions successives dont on a besoin. Il entraîne le levier 6, 8, qui lui-même agit sur la tige 9.

Ce dispositif est la came rectiligne qui correspond à la came circulaire à plateau et levier articulé.

Cinématique appliquée

On peut facilement imaginer l'autre cas, celui de la came rectiligne commandant une tige guidée.

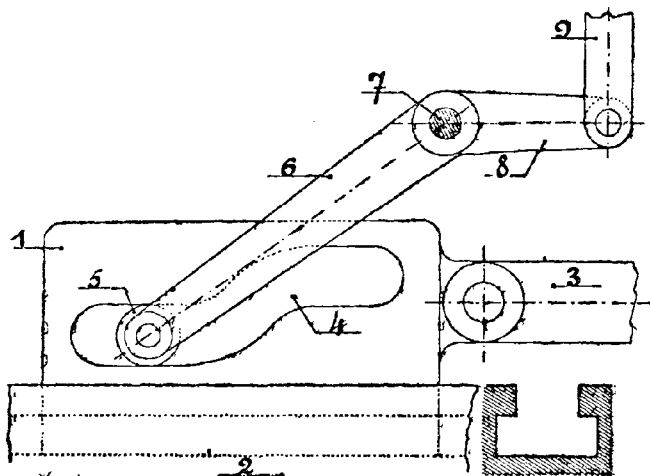


Fig. 202.

Les applications de ces dispositifs sont très fréquentes et diverses.

Nous allons, à titre d'exemple, décrire l'appareil de verrouillage représenté par la figure 203. Il a été créé par la Société Delannay-Belleville et appliqué à ses changements de vitesse pour véhicules automobiles.

Il constitue un mécanisme de liaison automatique permettant, à volonté, de solidariser ou de rendre indépendantes deux pièces, pendant un temps donné, et à partir d'un point donné de la course de la pièce conductrice.

La came est fixe, et c'est le galet qui est animé d'un mouvement alternatif.

Cinématique appliquée

Soit la tige de manœuvre E des trains baladeurs,

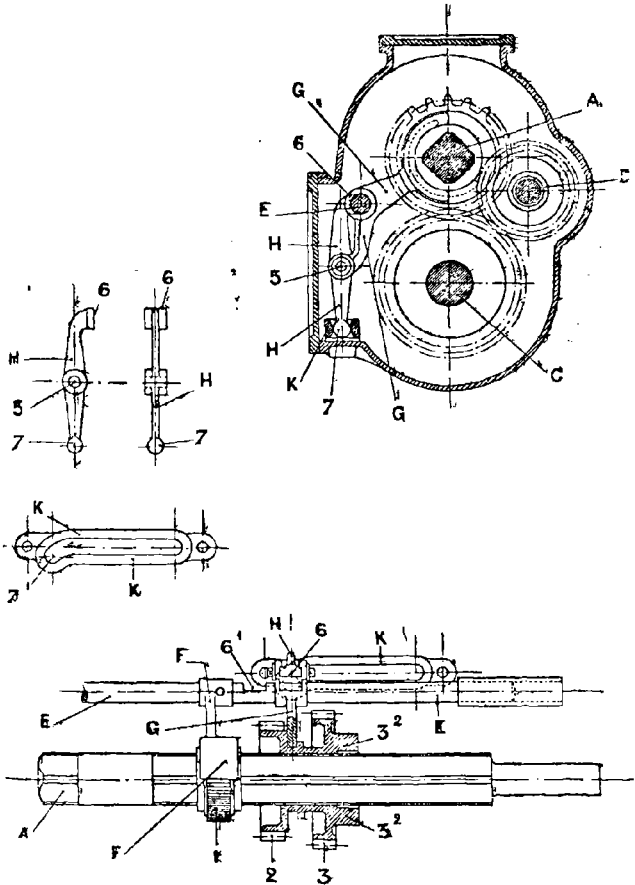


Fig. 203.

F la fourchette d'entraînement de la roue 1 et des trains baladeurs, goupillée sur la tige E.

Cinématique appliquée

Une autre fourchette G est montée à glissement sur la tige E, elle entraîne les roues 2 et 3 quand le verrou 6 du basculeur H est enclenché sur ladite tige.

Le basculeur H oscille autour d'un axe 5, sa tête 6 forme verrou et son pied 7 (à tête sphérique remplaçant le galet), est guidé dans la rainure de la came directrice K. Le verrou 6, enclenché, rend la fourchette G solidaire de la tige E. L'axe 5 de ce basculeur est fixé sur un bras de la fourchette G. La tête 6, formant verrou, s'encastre dans une encoche de la fourchette G et dans une entaille 6' de la tige E; la fourchette est alors solidaire de la tige.

Quand le verrou n'est pas enclenché, sa tête 6 est hors de l'entaille 6' de la tige E, et les roues 2 et 3 ne sont plus entraînées.

La came directrice K est formée par une rainure fermée, de profil approprié. Cette came commande le pied 7 du basculeur H en le faisant osciller autour de l'axe 5 pour déclencher ou enclencher le verrou 6; elle limite encore sa course dans les deux sens. Pendant que le pied 7 du basculeur H glisse dans la partie rectiligne de la came, le verrou 6 est enclenché. Mais si la tige E est poussée sur la gauche, le pied 7 du basculeur H est déporté latéralement par la forme donnée à l'extrémité de la rainure directrice K. Le verrou 6 est alors déclenché par l'oscillation du basculeur H autour de l'axe 5 que porte la fourchette G. Le pied 7, en butant à l'extrémité de la rainure, limite la course du basculeur et de la fourchette G qui le porte.

Sur la figure, le verrou 6 du basculeur H est déclenché, la tige E a été déplacée sur la gauche, et l'on voit, en 7', la forme de la rainure de la came directrice pro-

Cinématique appliquée

duisant le déplacement angulaire du basculeur H et, par suite, le déclenchement du verrou 6.

La tige E continuant son mouvement sur la gauche entraîne la roue 1 par la fourchette F ; mais la fourchette G et les roues 2 et 3 restent en place, tenues par le pied 7 du basculeur H qui bute en 7', à l'extrémité de la rainure de la came K.

Quand la tige E sera déplacée sur la droite, la joue de la fourchette F viendra rencontrer la roue 2, à ce moment l'entaille 6', de la tige E se présentera juste en face de l'encoche de la fourchette G, et le tout sera poussé sur la droite. Le pied 7 du basculeur H sera progressivement guidé par la rampe 7' de la rainure directrice de la came K, et, en même temps, le verrou 6 du basculeur H pénétrera dans l'entaille 6' de la tige E, et s'y trouvera complètement encastré, dès que le pied 7 du verrou sera sur la partie rectiligne de la came K. Les roues 2, 3 du train baladeur seront de nouveau solidement reliées à la tige de manœuvre E.

On voit que l'enclenchement et le déclenchement se font ainsi automatiquement toujours au même point.

Dans le cas de la figure 204, la came rectiligne est creusée dans un levier 1 articulant autour de l'axe 2.

Le galet 3 est monté sur une pièce 4 couissant le long de la glissière 5 et commandée par la bielle 6.

L'extrémité du levier 1 actionne la tige 7 qu'il s'agit de commander.

On conçoit facilement comment le mouvement rectiligne alternatif horizontal de la pièce 4 se transformera en rectiligne vertical de la tige 7, avec, par exemple, un temps de repos correspondant à la partie

Cinématique appliquée

8, 9, de la rainure, horizontale comme le chemin du galet.

La figure 205 montre une adaptation des cames rectilignes permettant de régler l'amplitude du mouvement de la tige, et même de le supprimer sans arrêter le mouvement alternatif de la pièce portant la rainure.

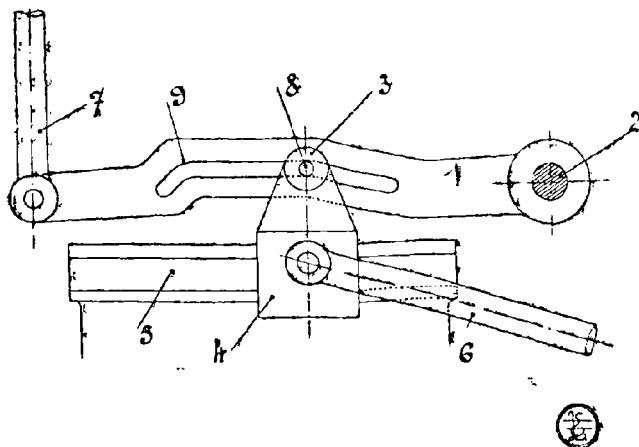


Fig. 204.

Sur la glissière 1 coulisse le chariot 2 portant l'axe 4 autour duquel articule la came rectiligne 3.

La bielle 11 donne le mouvement au chariot 2.

Un dispositif de vis à volant 5 permet, soit de donner à la came 3 telle inclinaison que l'on désire, soit de la fixer dans une position parallèle à la glissière 1.

On varie ainsi l'amplitude de la rotation du levier 8, 9, et de la tige 10. Dans le cas de la position parallèle,

Cinématique appliquée

cette rotation étant supprimée, la tige 10 reste immobile.

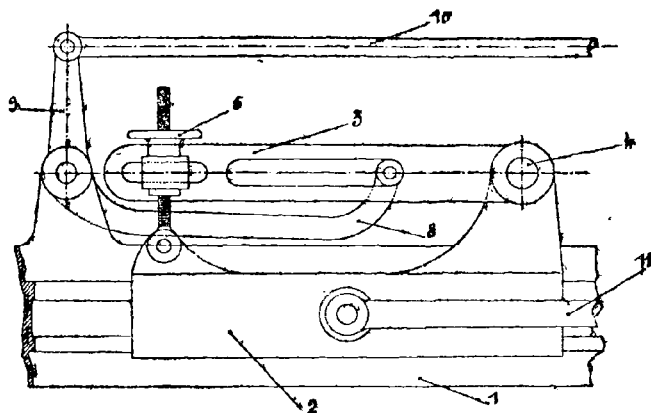


Fig. 205.

§ 2. — Plans inclinés.

La came rectiligne peut ne pas être à rainure, mais à simple profil ; elle devient alors le plan incliné, représenté schématiquement par la figure 206.

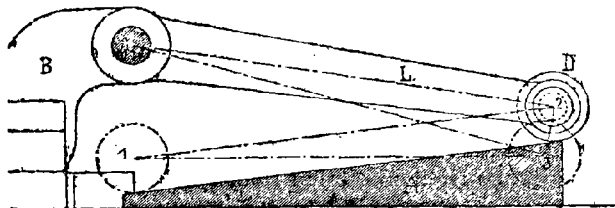


Fig. 206.

C'est le cas d'un plan incliné fixe, lequel utilise le

Cinématique appliquée

mouvement rectiligne alternatif d'un organe B entraînant un axe O, pour produire sur cet axe un circulaire alternatif ayant une loi donnée. On dispose (*fig. 206*), au moment voulu du mouvement rectiligne, une came fixe A sur laquelle roule un galet D monté sur un levier L, solidaire de l'arbre O. Un ressort, qui ne figure pas au croquis, maintient le galet D contre la came. On appelle généralement ces comes fixes des *plans inclinés*. Supposons l'organe B ayant une course rectiligne de longueur égale à 1, 3. A fin de course à droite, le galet D occupe la position 2. A fin de course à gauche, il aura descendu sur la came et occupera la position 1. Reportons cette position 1 en 3, en faisant 1,3 parallèle à la direction du mouvement et $O,3 = O,2$, rayon du levier. Nous voyons que l'arbre O aura subi une rotation ayant pour mesure l'arc 2, 3. Quand la ligne 1, 2, trajectoire du galet, est droite, le mouvement de rotation est identique, comme loi, au mouvement de l'organe B. On peut faire varier cette loi en donnant à la ligne 1, 2, la courbe appropriée au mouvement cherché.

Quand le galet quitte la came, il faut, pour éviter les chocs, qu'il soit toujours en contact avec un plan horizontal que l'on raccorde à la courbe 1, 2, alors, on compose celle-ci des deux branches de paraboles indiquant l'uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé.

Les plans inclinés servent généralement à produire des petits mouvements précis ; on leur donne pour cela une certaine longueur et peu d'inclinaison.

Plans inclinés mobiles. — On peut employer quelque-

Cinématique appliquée

fois un plan incliné fixé sur une tige glissant dans un guide. Ce dispositif est représenté figure 207. Un galet, fixé sur une tige guidée horizontale, vient passer sous le plan incliné, soulevant celui-ci d'une quantité a égale, pour une course donnée c , à la différence de niveau des deux points de contact aux fins de courses.

Ce dispositif est mauvais, car le galet tend, aux fins de courses, à donner une direction oblique à la tige, ce qui provoque des frottements de celle-ci dans ses

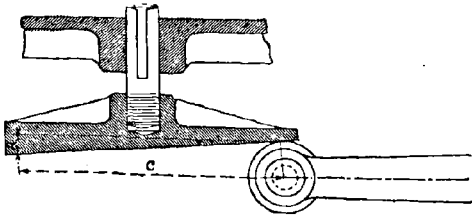


Fig. 207.

guides. On ne peut s'en servir que pour de faibles efforts, avec un sérieux guidage des tiges. C'est un exemple de rectiligne alternatif transformé en rectiligne alternatif de direction perpendiculaire.

Nous avons créé autrefois, avec M. Maurice Sartiaux, le mécanisme représenté (fig. 208).

C'est un distributeur automatique de sphères creuses renfermant des bons à lots qui fonctionne en employant comme organe la pièce de monnaie même.

Cette pièce 1, glissée dans une fente appropriée, agit directement sur le plan incliné 2 qui actionne l'escamoteur compteur 6, quand on pousse sur la poignée 3.

Une ouverture 5, dans le bâti, laisse tomber la pièce dans la caisse à la fin du mouvement.

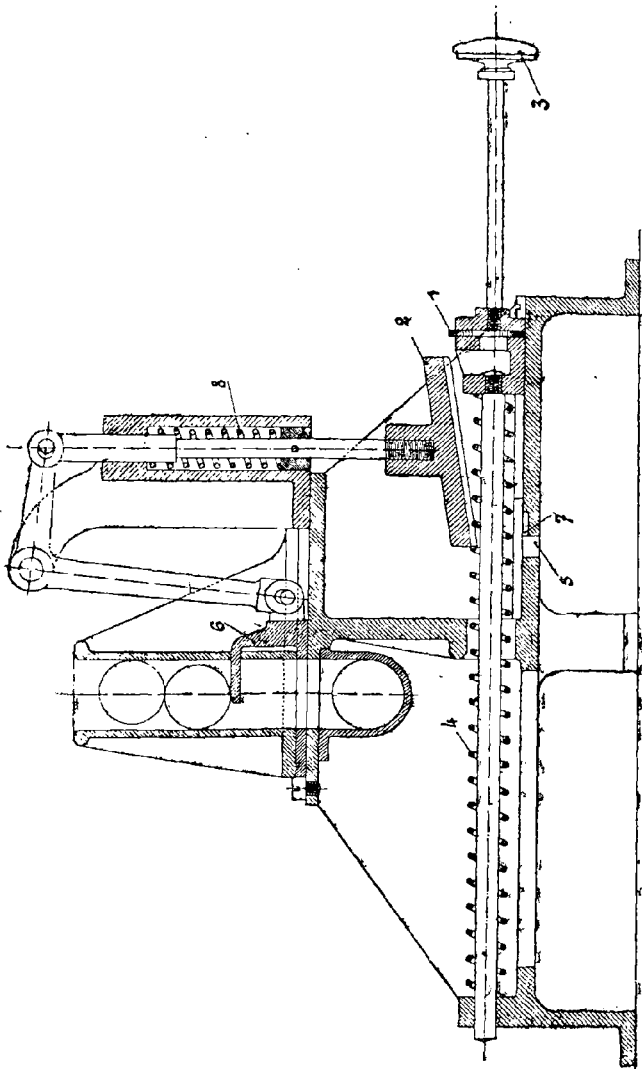


Fig. 208.

Cinématique appliquée

Une encoche 7 empêche de répéter la distribution par le retour de la même pièce.

Des ressorts 4 et 8 ramènent le tout en place.

§ 3. — Coins.

La came rectiligne peut prendre l'aspect d'un coin glissant sur une surface plane et présentant à l'organe à soulever un plan incliné qui, en s'avancant, opère ce soulèvement.

Supposons (*fig. 209*) un coin 2 pouvant prendre un

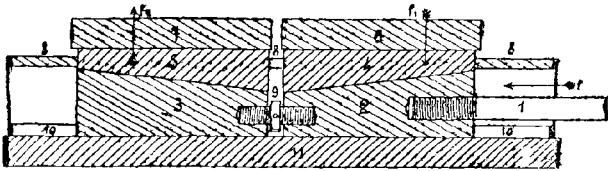


Fig. 209.

mouvement rectiligne alternatif au moyen de la bielle 1. Ce coin glisse sous un autre 4, pris dans un cadre 8, guidant son mouvement. Le bloc 6, à mouvoir, est solidaire du coin 4. Le coin 2 glisse sur une base 11 entre des guides 10.

On comprend que le coin 2 manœuvrant dans le sens de la flèche f , le coin 4 prendra un mouvement vertical dans le sens de la flèche f_1 . Le contraire aura lieu pour un mouvement du coin 2 dans l'autre sens.

Loi du mouvement. — L'espace parcouru par le coin 4 sera égal à la course du coin 2, mesurée sur la base 10,

Cinématique appliquée

multipliée par la tangente de l'angle d'inclinaison du plan oblique sur cette base. Le mouvement aura la même loi que celui de la tige 1.

Si on attelle au coin 2 un coin 3, *d'inclinaison contraire*, qui agira sur un coin 5, guidé dans le cadre 8 et sur lequel sera fixé un autre bloc 7, la *direction du mouvement de ce nouveau coin sera en sens contraire* de la première.

Pour un mouvement du coin 3 dans le sens de la flèche f , le coin 5 prendra un mouvement vertical dans le sens de la flèche f^2 .

Une vis 9, à pas de même sens, sert à régler la hauteur des deux blocs 6, 7, dans leur position moyenne. En tournant cette vis, on fait agir les coins 2 et 3 dans le même sens, ce qui provoque un mouvement de sens opposé sur les blocs 6 et 7.

Un système de vis facile à imaginer peut régler l'un des deux blocs sans toucher à l'autre.

Tout le système peut être entraîné dans un mouvement général indépendant de celui des coins.

Un dispositif de cette nature est employé dans certaines machines à imprimer. La base 11 est le marbre, les coins 4 et 5 sont les platines qui s'effacent chacune à leur tour à leur passage sous le cylindre quand elles ne doivent pas imprimer. Les blocs 6, 7 sont les formes.

Dans tous les cas, il faut une inclinaison très faible du plan oblique du coin sur la base et un graissage abondant, les surfaces de frottement étant très grandes.

Coins à éclipse pour verrouillage. — Très souvent, dans les dispositifs d'embrayage, débrayage ou de liaison d'organes à un moment déterminé, on emploie

Cinématique appliquée

le coin à éclipse dessiné schématiquement figure 210.

Supposons une tige 1 animée d'un mouvement rectiligne alternatif correspondant à un grand espace parcouru.

Cette tige doit entraîner dans son mouvement, mais

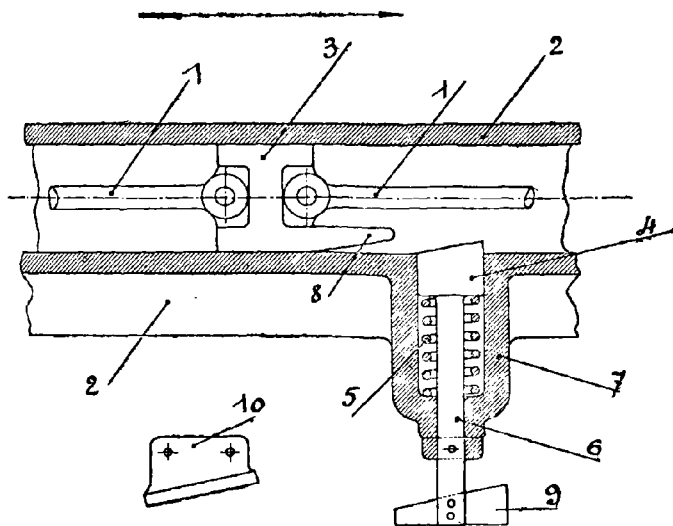


Fig. 210.

seulement entre deux points déterminés de son parcours, la pièce 2.

Cette dernière devra donc être liée à la tige, de façon automatique, pendant le temps qui correspond à l'espace fractionnel qu'elle devra parcourir.

Pour arriver à ce résultat, plaçons au moment voulu, sur le chemin d'un chariot 3 fixé sur la tige 1 et armé

Cinématique appliquée

d'un coin 8, un coin à éclipse 4 monté sur un ressort 5 et logé dans la boîte 7 ménagée dans la pièce 2.

D'autre part, la tige 6 du coin 4 portera un autre coin 9, de sens opposé et conjugué avec un quatrième coin 10, fixé au bâti à l'endroit déterminé.

Enfin, remarquons que la face du chariot 3, opposée à celle portant le coin 8, est verticale, ainsi que la face du coin 4, saillant sur le chemin de ce chariot.

Quand la pièce 2 effectuera son passage sur le coin 4, en se mouvant dans le sens de la flèche, le coin 8 abordera le coin 4 et l'obligera à s'éclipser dans son logement en comprimant le ressort 5.

Après le passage, ce dernier forcera le coin 4 à sortir à nouveau.

Au retour, la pièce 2 abordera, cette fois, le coin 4 par sa face perpendiculaire : *la liaison des deux organes se produira.*

La pièce 2 sera alors entraînée jusqu'à ce que le coin 9, rencontrant à son tour le coin fixe 10, oblige la tige 6 à faire rentrer à nouveau le coin 4 dans sa boîte : *la liaison des deux organes cessera à cet instant.* Un ressort pourra ramener la pièce 2 à sa position primitive pendant que la tige 1 continuera sa marche.

On voit maintenant que l'espace parcouru par la pièce 2 est parfaitement déterminé par la position des coins 4 et 10.

Ce dernier peut être à position variable, ce qui permettra de changer l'amplitude du mouvement fractionnel de la pièce 2.

Enfin, ce mouvement pourra encore être débrayé, à volonté, sans influencer celui de la tige 1. Il suffira

Cinématique appliquée

de tenir abaissé le coin 4, par une traction continue sur la tige 6.

Ce mécanisme constitue, à proprement parler, un *encliquetage rectiligne* ou verrouillage qu'on peut avoir à utiliser fréquemment.

CHAPITRE VIII

LIAISONS PAR GALETS OU ORGANES SE DÉPLAÇANT DANS UNE COULISSE

§ 1. — Coulisses sur tiges guidées.

On appelle coulisse un organe dans lequel on a creusé une rainure rectiligne dont les faces sont en contact avec le galet ou l'organe qui agit sur elles pendant son mouvement circulaire autour d'un centre convenablement placé.

On peut, en fixant une coulisse sur une tige guidée, par l'action d'un galet, changer le circulaire continu en rectiligne alternatif.

1° *Mouvement de la tige se rapprochant de l'uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé.* — Une tige T, glissant dans des guides 4 (fig. 211), porte une coulisse 3 dans laquelle roule un galet fixé sur un plateau ou une manivelle et tournant autour du point O.

Le galet peut être remplacé par un axe et une douille comme le montre la figure.

Après une demi-rotation du plateau ou de la manivelle, le point 2 sera venu au point 2' en faisant glisser

Cinématique appliquée

la douille dans la coulisse qui sera ramenée en place par la seconde demi-rotation.

Le circulaire continu uniforme de l'axe O sera donc transformé en rectiligne alternatif de la tige.

Voyons maintenant la nature du mouvement.

L'examen de la figure nous montre qu'à un instant quelconque, l'espace parcouru par la tige sera la projection sur le diamètre 2, 2' de l'espace parcouru par

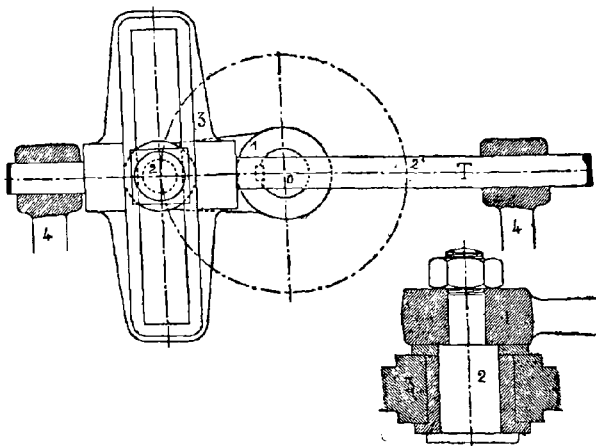


Fig. 211.

l'axe du galet sur la circonférence qui est sa trajectoire. La courbe des espaces est donc facile à construire. C'est d'ailleurs une *courbe sinusoïde* dont la loi se rapproche beaucoup de celle du mouvement uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé.

Ce mécanisme est souvent usité pour de petits efforts, un bon graissage assure son fonctionnement parfait.

Cinématique appliquée

Débrayages américains « Builders ». — La figure 212 montre une application du mécanisme ci-dessus à un débrayage à une seule corde.

La corde C s'enroule sur une poulie à gorge A, laquelle, folle sur son axe, a son mouvement limité à un demi-tour par deux butoirs. Elle est ramenée, après chacun de ces demi-tours, à sa position première par un ressort en spirale. Dans l'intérieur de cette poulie se logent deux cliquets S, qui viennent à tour de rôle

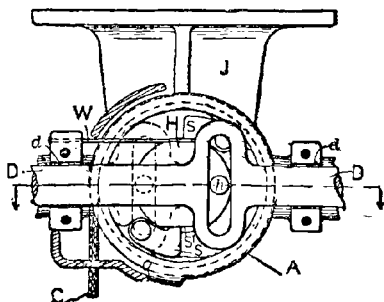


Fig. 212.

tomber dans le cran S' d'un disque H fou sur le même axe que celui de la poulie A.

Ce disque porte un goujon *h* qui actionne dans son mouvement de rotation la coulisse solidaire de la tige D comme dans le

mécanisme précédent.

Une traction sur la corde fait donc décrire une demi-circonférence au goujon et occasionne le déplacement de la tige D nécessaire au débrayage. La corde étant alors abandonnée, le ressort ramène la poulie A en place sans que le disque H soit entraîné. Une seconde traction sur la corde fait alors décrire une autre demi-circonférence au goujon et occasionne le déplacement en sens contraire de la tige D nécessaire à l'embrayage.

Le ressort à lame W a pour but d'assurer la position du disque H sous les vibrations.

On peut remarquer que le goujon h tombant toujours aux points morts du plateau, un tirage des courroies sur la tige D ne peut pas faire fonctionner accidentellement l'appareil.

2° *Mouvement uniforme de la tige.* — Si l'on suppose toujours le plateau portant le galet animé d'un mouvement uniforme, on peut obtenir sur la tige ce même mouvement en donnant à la coulisse un tracé en boucle correspondant (*fig. 213*).

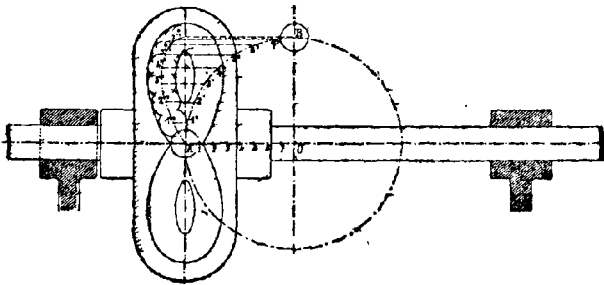


Fig. 213.

Divisons le rayon AO de la circonférence décrite par le galet en un certain nombre de parties égales, soit 8.

Divisons ensuite le quart AB de cette circonférence en un même nombre de parties égales. Des points de divisions obtenus sur cet arc menons $1', 1''$ parallèle à AO et égale à $A1$. De même, faisons $2', 2''$ parallèle à AO et égale à $A2$ et ainsi jusqu'à la fin. Les points $1'', 2'', 3''$, etc., appartiendront à la courbe théorique de la rainure donnant le mouvement uniforme.

On reportera cette courbe sur les trois autres quarts

Cinématique appliquée

de la coulisse et on tracera les profils de la rainure qui seront les enveloppes des positions successives du galet sur la courbe en boucle.

3° *Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec arrêt aux fins de courses.* — Pour obtenir un arrêt aux fins de courses, on modifie le dispositif précédent de la façon suivante :

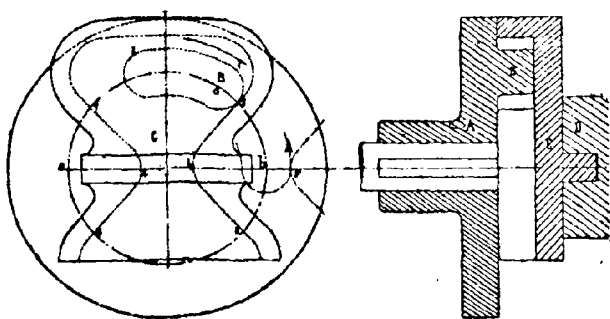


Fig. 214.

Le plateau A (fig. 214) porte, au lieu d'un galet, une came circulaire venue de fonte B; cette came représente une succession de galets ayant leur centre sur la circonférence de diamètre ab , la course à produire. Le point c est le centre du premier galet supposé.

La coulisse C glisse dans un guide D.

Faisons le plateau A tournant dans le sens de la flèche. La came B, agissant sur la rampe 5, 3, de la coulisse, amène celle-ci dans la position indiquée en trait mixte sur la figure. Le centre c est alors au point b : c'est la fin de course à droite.

Le point 1 de la came B est en contact avec le point 3

Cinématique appliquée

de la coulisse, mais tous les points de la came B de 1' à 2, ayant même rayon vecteur, laisseront le point 3 dans la même position 3'. Ce temps d'arrêt sera donc égal au passage de l'arc 1, 2.

Puis le point 2 échappe le point 3, mais le point 5 sur la came B vient prendre contact avec le point 6 de la coulisse, le mouvement rétrograde commence jusqu'à l'arrivée du centre c au point a . Ici, le même phénomène d'arrêt, durant le même temps, se produit comme à la première fin de course, et ainsi de suite.

La loi des espaces de la coulisse est facile à construire, l'ordonnée est à chaque instant la projection sur ab de l'espace parcouru par le centre c sur la circonférence $a, 7, c, b, 8, 6$.

Il faudra donner aux courbes la forme convenable. La courbe montante exprimant le mouvement direct sera raccordée à la courbe descendante exprimant le rétrograde par une droite parallèle à l'axe des temps qui exprimera l'arrêt aux fins de courses.

Les rampes 4, 7 et 3, 8 serviraient dans le cas d'un mouvement de sens opposé à celui de la flèche.

Ce dispositif est très employé dans les débrayages à changement de marche automatique par courroie.

Les arrêts correspondent aux stationnements sur les poulies tournant en sens inverse. On rencontre ce système sur beaucoup de machines américaines.

4° *Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec un temps perdu à une fin de course suivant une loi donnée.*

— Ce cas se présente dans les machines à coudre. L'aiguille, après avoir accompli sa course descendante, remonte d'une petite quantité, puis redescend de la

Cinématique appliquée

même quantité avant de recommencer sa course montante. Dans certaines machines, le petit mouvement correspond au dégagement de l'aiguille pour permettre à la griffe l'avancement de la matière et au percage du trou suivant, où viendra de nouveau s'engager l'aiguille. Dans les machines pour étoffes, le petit mouvement est simplement un temps perdu pendant le passage du fil de l'aiguille sur lanavette ; sans ce temps perdu, la tige, remontant aussitôt, tirerait sur ce fil qui ne prendrait pas l'autre.

La coulisse B (fig. 215) est composée de deux branches inclinées également sur l'axe de la tige T. Le plateau A entraîne le galet D sur une circonférence ayant OD pour rayon.

Supposons que nous voulions le temps perdu à la fin de course égal au $\frac{1}{6}$ du temps total d'un tour. Prenons le galet dans sa position supérieure et à partir du point 1, divisons sa circonférence trajectoire en 12 parties égales. Menons la tangente nO au point 6 et la tangente nY au point 8.

Faisons DX' parallèle à nY et DY' parallèle à nX.

La ligne brisée X', D, Y' sera le lieu des centres du galet dans le mouvement cherché. Les courbes intérieure et extérieure de la coulisse seront les enveloppes des positions successives du galet sur la tige X'Y'.

Les espaces parcourus par la tige seront les projections, sur l'axe de la tige, par des projetantes parallèles à nX pour le mouvement descendant et à nY pour le mouvement ascendant, des espaces parcourus par le centre du galet.

On voit qu'après $\frac{5}{12}$ de tour la course descendante sera égale à la projection de l'arc 1, 2, 3, 4, 5, 6, c'est-à-dire au diamètre 1, 7, plus l'espace 7. n .

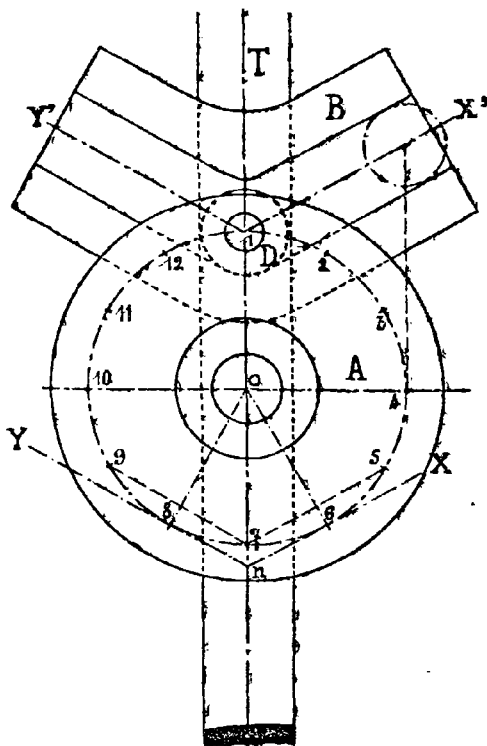


Fig. 215.

Après $\frac{6}{12}$ la projection n'est plus égale qu'au diamètre 1, 7, il y a donc eu un mouvement ascendant égal à l'espace 7, n .

Cinématique appliquée

Après $\frac{7}{12}$, la projection est encore égale au diamètre 1, 7, plus l'espace 7, n , il y a donc eu un mouvement descendant égal à l'espace 7, n .

Après ceci, la course montante commence.

La longueur de l'espace parcouru dépend donc de la grandeur de l'arc 6, 8, par conséquent de l'inclinaison des branches de la coulisse. Les petits mouvements de montée et de descente de la fin de course sont égaux.

Théoriquement, ce dispositif est mauvais en ce sens que la vitesse change brusquement de signe aux fins de course, d'où il s'ensuit des chocs d'autant plus violents que cette vitesse est plus grande.

5° *Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec arrêt à une fin de course correspondant à une accélération de la vitesse de la tige à l'autre fin de course.* — Ce mouvement est obtenu par la disposition suivante (fig. 216).

La coulisse 1, glissant dans ses guides 2, présente au galet 4, monté sur le plateau 3, une rainure dont la partie médiane est circulaire, avec le même centre que le plateau 3. La longueur de cette partie circulaire est déterminée par l'angle α correspondant au temps d'arrêt que l'on veut obtenir.

Le galet 4, pénétrant et circulant dans cette partie, ne communiquera plus aucun mouvement à la coulisse pendant tout son parcours de l'angle α .

A l'autre fin de course, quand le galet 4 attaquera la bosse de cet angle α , il communiquera à la coulisse un mouvement rectiligne supplémentaire égal à la flèche α ayant pour arc le chemin du galet et pour corde l'axe de cette coulisse.

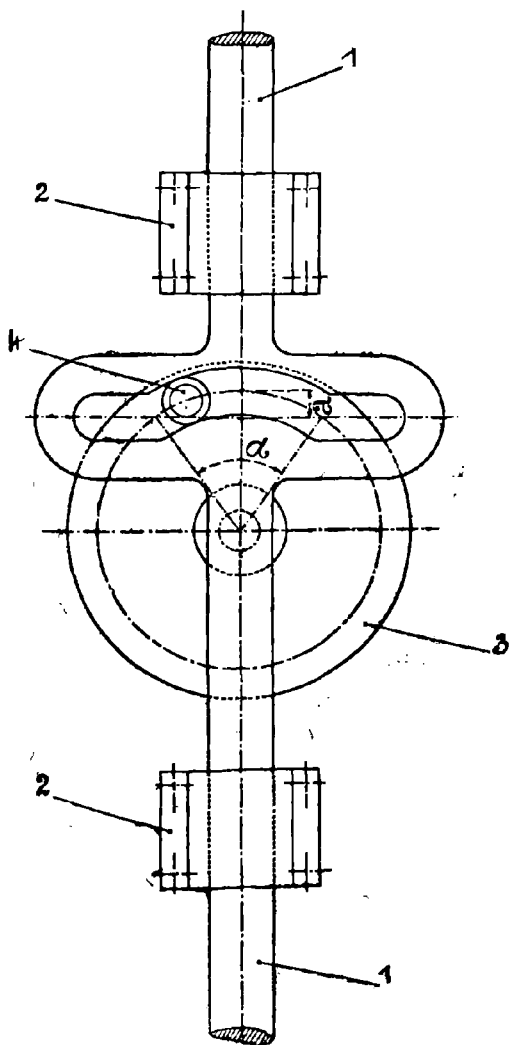


Fig. 216.

Cinématique appliquée

Ce mouvement supplémentaire sera direct pendant la première moitié du passage de l'angle α avec une accélération brusque de la vitesse de la tige. Il sera rétrograde pendant la seconde moitié, ce pendant que sa vitesse décroîtra pour revenir à la loi de sinuséide de la coulisse simple.

6° *Coulisses inclinées.* — La coulisse peut être simplement inclinée de façon à rejeter le centre de rotation du galet en dehors du passage de la tige (*fig. 217*). Il est facile d'étudier la loi.

7° *Coulisses à profils de cames.* — On peut encore profiler la rainure de la coulisse afin d'obtenir une loi périodique demandée, cela devient une question de tracé commode à exécuter.

§ 2. — Coulisses à excentriques.

Dans la coulisse, qui augmente de hauteur pour cette occasion, et devient un cadre, on fait quelquefois mouvoir un organe spécial nommé excentrique.

1° *Excentriques triangulaires.* — Cet organe est généralement triangulaire, et chacun de ses côtés est un arc de cercle ayant pour centre le sommet opposé.

Par l'un de ces sommets passe l'axe de rotation de la figure.

Le principe de ce mécanisme réside dans cette particularité *qu'un arc de cercle tournant autour d'un point autre que son propre centre et agissant sur les faces*

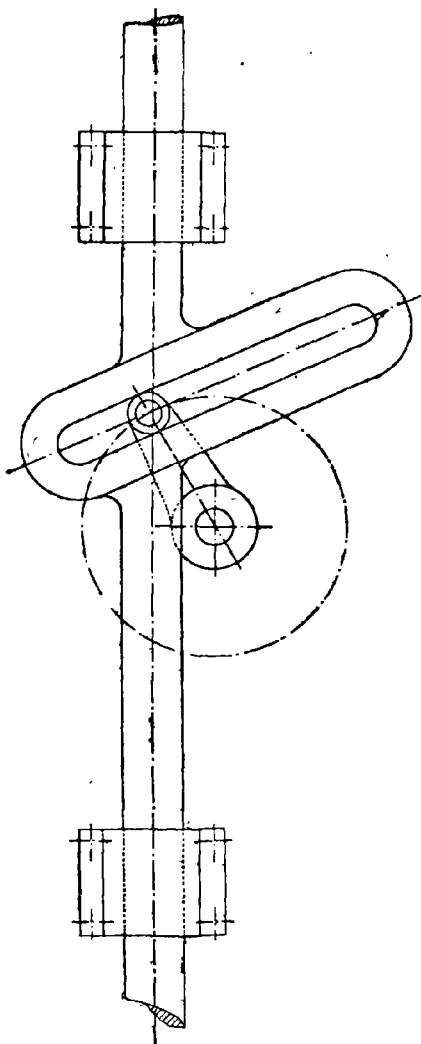


Fig. 217.

Cinématique appliquée

d'une coulisse fait décrire à la tige un espace égal à la projection du chemin parcouru par le centre de cet arc sur la direction de cette tige.

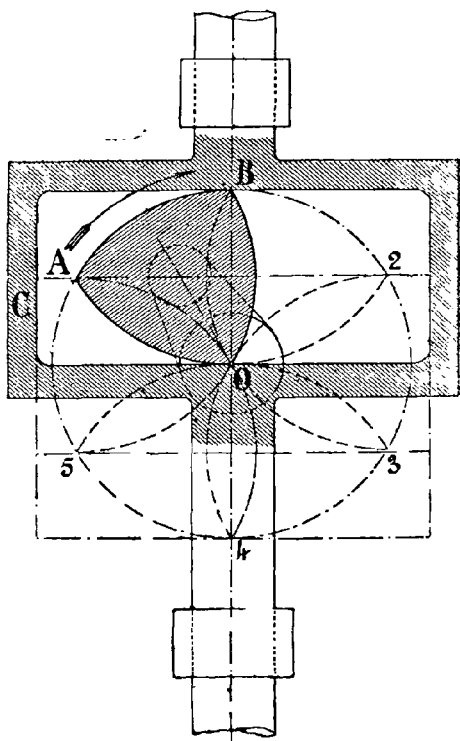


Fig. 218.

L'excentrique OAB de la figure 218 est un triangle équilatéral curviligne avec les sommets pour centres des côtés, tournant dans le sens de la flèche.

Cinématique appliquée

Il se meut dans une coulisse ou cadre C. Le sommet O est le centre de rotation de la figure. Les sommets A et B décrivent une circonférence ayant OA pour rayon.

On remarque de suite que l'arc AB est le sixième de cette circonférence.

Le tracé en pointillé montre les positions successives de l'excentrique et du cadre après chaque sixième de tour, marquant les six périodes qui en composent le temps total.

1^{re} Période. — *Le point B passe en 2.* — Repos pendant 60 degrés.

2^e Période. — *Le point B passe en 3.* — Course descendante égale au demi-rayon, avec mouvement accéléré, pendant 60 degrés.

3^e Période. — *Le point B passe en 4.* — Course descendante égale au demi-rayon, avec mouvement retardé, pendant 60 degrés.

4^e Période. — *Le point B passe en 5.* — Repos pendant 60 degrés.

5^e Période. — *Le point B passe en A.* — Course ascendante égale au demi-rayon avec mouvement accéléré, pendant 60 degrés.

6^e Période. — *Le point B revient en B.* — Course ascendante égale au demi-rayon avec mouvement retardé, pendant 60 degrés.

En pratique, le constructeur Trézel a donné aux excentriques une forme plus appropriée en arrondis-

Cinématique appliquée

sant les angles A et B et en mettant un moyeu autour de l'axe O.

Il en résulte que les six périodes ne sont plus égales, mais la loi générale ne change pas et la construction en devient possible.

On s'est beaucoup servi autrefois de ces dispositifs pour la distribution des machines à vapeur à marche lente.

Aujourd'hui ils semblent abandonnés, et on peut seulement en trouver des exemples dans certaines machines à main servant à l'impression des cartes de visites.

Les frottements dans le cadre provoquent des usures, et on préfère généralement la came à plateau avec levier articulé et galet.

2° *Excentriques circulaires.* — Quand le circulaire continu de l'excentrique doit être changé en rectiligne

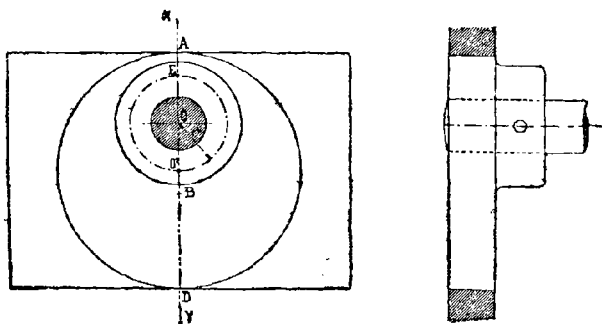


Fig. 219.

alternatif, sans phases de repos, on emploie le dispositif de la figure 219.

Cinématique appliquée

Sur la tige XY est fixé un cadre rectangulaire. Soit l'axe O animé du circulaire continu uniforme. Nous connaissons la course à produire, nous allons tracer l'excentrique.

A partir du point O , centre de rotation pris sur XY , portons OA égal au rayon du moyeu plus un peu de matière, puis $OB = OA$, puis BD égal à la course donnée. AB sera le diamètre du disque ayant son centre en O' . Ce centre décrira une circonférence ayant O pour centre, OO' pour rayon et dont le diamètre $O'E$ sera égal à la course.

Loi du mouvement. — Le mouvement de la tige est la projection sur $O'E$ des espaces parcourus par le centre O' du disque sur sa circonférence trajectoire. Nous avons vu dans la première partie de ce traité que, dans ce cas, les courbes représentatives des espaces et des vitesses étaient des sinusoides qui indiquent un mouvement se rapprochant beaucoup du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.

Le rayon r est appelé rayon d'excentricité.

Le cadre aura pour hauteur AD et pour largeur le double de OD plus un peu de jeu.

L'inconvénient de ce dispositif est qu'il provoque un frottement considérable.

Remarque. — Nous avons vu (*fig.* 109), page 209, le cas d'un excentrique circulaire composé d'une douille libre dans ses coussinets et sur l'arbre et servant à déplacer l'axe de celui-ci sur la circonférence d'excentricité.

La figure 291, page 318, nous montre une autre application de ce même principe, dans laquelle ce dis-

Cinématique appliquée

positif sert à obtenir une pression. On retrouve souvent cet emploi de l'excentrique en petite mécanique.

§ 3. — Coulisses sur leviers articulés.

Croix de Malte.

Les rainures des coulisses, au lieu d'être creusées dans une tige guidée, peuvent l'être dans un levier ou mieux un plateau monté sur un axe de rotation parallèle à l'axe du plateau porte-galet.

Plusieurs rainures peuvent exister dans un même plateau.

Leur disposition convenable fait que le galet les conduit les unes après les autres, faisant décrire successivement, par chacune, une portion de tour au plateau qui les porte. Chaque mouvement est suivi d'un arrêt jusqu'à la rencontre par le galet de la rainure suivante. Il s'ensuit une combinaison qui transforme le circulaire continu uniforme de l'arbre du plateau porte-galet en un circulaire périodique. Chaque période est composée d'un temps de mouvement et d'un temps d'arrêt.

On entaille le plateau porte-rainures de façon à lui faire épouser la circonférence du plateau porte-galet. Ceci détermine une forme du premier plateau qui rappelle la *croix de Malte*, d'où le nom donné à ce dispositif de *coulisses multiples articulées*.

1° *Croix de Malte simple*. — La figure 220 représente une croix de Malte à quatre rainures.

L'arbre A porte un plateau C muni d'un galet ayant

Cinématique appliquée

son centre en E. Il tourne d'un mouvement supposé uniforme. L'arbre B porte un plateau dans lequel sont

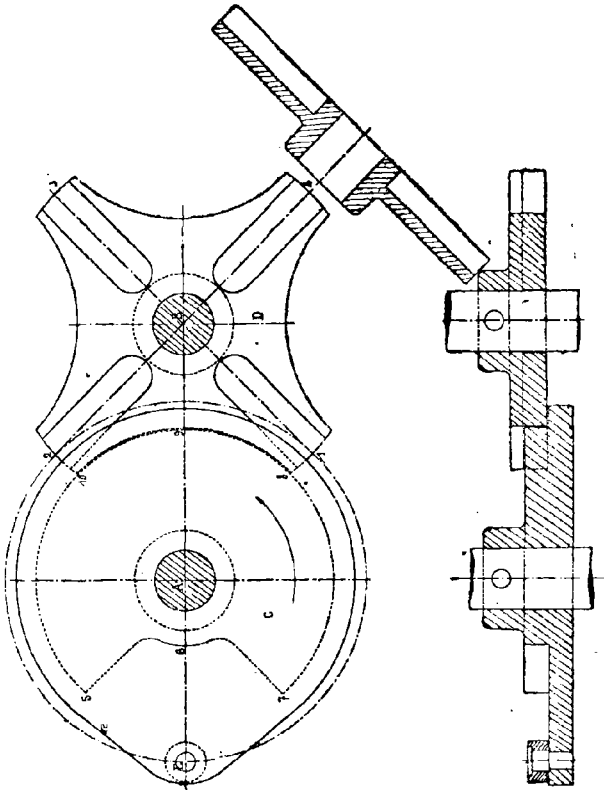


Fig. 220.

creusées quatre rainures de largeur égale au diamètre du galet et divisant le plateau en quatre parties égales.

Le rayon AE de la trajectoire du galet est égal aux

Cinématique appliquée

rayons : B 1, B 2, B 3, B 4, limitant les rainures et déterminant les positions du centre E du galet aux attaques.

Supposons le plateau C tournant dans le sens de la flèche. Le galet E fera trois huitièmes de tour, puis s'engagera dans la rainure 1. Il entraînera alors le plateau D jusqu'à ce que le point 1 soit venu en 2, c'est-à-dire pendant un quart de tour. Ensuite, le galet se dégageant, le plateau D restera immobile pendant tout le temps mis par le point E à parcourir les trois quarts restant de sa trajectoire avant son entrée dans la rainure 4 qui sera venue prendre la place de la rainure 1.

Donc, pour un tour de l'arbre A, l'arbre B aura fait un quart de tour avec un temps d'arrêt égal aux trois quarts du temps d'un tour de cet arbre A.

Le plateau C porte, en regard du galet, un évidement 5, 6, 7, correspondant au passage des branches du plateau D quand le galet est dans les rainures.

Après chaque quart de tour, le plateau D est maintenu en position par le contact de sa forme extérieure sur le plateau C, en 8, 9, 10.

La courbe représentative de la loi du mouvement entre deux repos est une sinusoïde qui indique son rapprochement du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.

En effet, à chaque instant, l'ordonnée de la courbe des espaces est la projetante du point 2 sur AB.

On fait l'étoile à cinq branches, six branches, huit branches pour obtenir un cinquième ou un sixième ou un huitième de tour selon les cas.

Ce dispositif est très employé pour son exactitude.

Cinématique appliquée

Le mécanisme de rotation partielle des tourelles des tours modernes à outils multiples est souvent basé sur l'emploi d'une croix de Malte ayant autant de rainures que la tourelle comporte d'outils.

2° *Demi-tour*. — On combine parfois l'étoile de la figure ci-dessus avec deux plateaux porte-galet dont l'un attaque une rainure juste au moment où l'autre a fini de se dégager. On obtient deux quarts de tour consécutifs, ce qui constitue un *demi-tour*, suivi d'un arrêt égal à la moitié d'un tour.

Il faut alors faire l'évidement 5, 6, 7, deux fois plus grand de façon à laisser passer deux branches. La courbe des espaces entre les repos est la même que précédemment, répétée deux fois.

3° *Tiers de tour*. — On combine aussi une étoile à six branches avec deux plateaux porte-galets dont l'un attaque une rainure juste au moment où l'autre a fini de se dégager.

On obtient deux sixièmes de tour consécutifs, ce qui constitue un *tiers de tour*, suivi d'un arrêt égal aux deux tiers du temps d'un tour.

L'évidement en regard du galet doit encore être suffisant pour le passage de deux branches.

La courbe des espaces entre les repos est encore doublée.

4° *Fraction de tour ayant un numérateur autre que l'unité*. — On peut avoir besoin de faire exécuter par l'arbre portant l'étoile une fraction quelconque de tour pour un tour de l'arbre portant le galet. On met alors

Cinématique appliquée

autant de rainures sur l'étoile qu'il y a d'unités au dénominateur de la fraction et autant de galets sur le plateau qu'il y a d'unités au numérateur. Les rainures et les galets divisent respectivement l'étoile et le plateau en un certain nombre de parties égales. Il faut, bien entendu, que la circonférence lieu des centres des galets passe par les points limitant deux rainures consécutives. On fait généralement l'arc situé entre ces points sur cette circonférence égal à la moitié de l'arc compris entre les centres de deux galets consécutifs.

Soit à obtenir cinq quarts de tour sur l'étoile. En suivant les considérations ci-dessus, nous arriverons au dispositif de la figure 221.

L'étoile aura quatre rainures et le plateau cinq galets. L'arc 1, 2 sera le dixième de la circonférence lieu des centres des galets. On voit que chaque galet, dans un mouvement uniforme du plateau et dans un temps correspondant à un dixième du temps total d'un tour, fera faire un quart de tour à l'étoile.

Les cinq galets donneront donc cinq quarts de tour. Entre chaque mouvement, un arrêt égal au un dixième du temps total d'un tour se produira. C'est le temps nécessaire au galet 3 pour que son centre atteigne la position 2, quand le galet 1 vient de se dégager. Les évidements doivent être soigneusement déterminés ainsi que l'axe en axe des arbres.

La courbe des espaces, entre les deux repos, est la même que celle du numéro 1 de ce même paragraphe.

Les *croix de Malte* sont des organes qu'il faut établir avec un grand soin et graisser abondamment pour obtenir un résultat satisfaisant.

Cinématique appliquée

Il faut encore remarquer que le temps total du mouvement fractionnel du plateau ne doit pas être

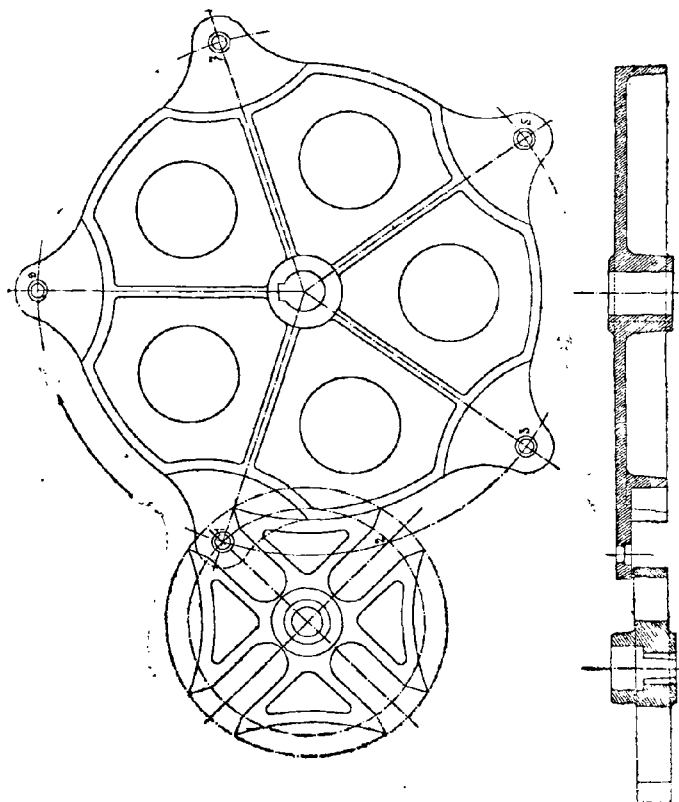


Fig. 221.

trop court et qu'il y a intérêt à faire fonctionner ces dispositifs le plus lentement qu'il est possible.

Cinématique appliquée

On évite ainsi des chocs à l'attaque et des lancées à l'abandon du galet.

§ 4. — Coulisses en courbes conduisant des organes portant les galets.

Dans l'idée des croix de Malte, et en inversant l'ordre de la commande, on est arrivé à conduire le plateau rotatif ou la tige guidée, armés de galets, par des rainures à profils appropriés, creusées dans un plateau calé sur l'arbre de la commande.

La description qui va suivre montrera le parti qu'on peut tirer de ces mécanismes.

La figure 222 montre un pignon lanterne a tournant sur un axe a^1 dont les dents b sont en prise avec le pignon moteur c . Celui-ci est obtenu en partant de l'épicycloïde d et en traçant de part et d'autre des courbes parallèles à cette épicycloïde, distantes de l'épaisseur des dents b , en laissant un peu de jeu.

La dent, qui est en 1, est amenée en 2 par un tour du pignon moteur. A un tour de ce pignon correspond donc un avancement d'une dent du pignon entraîné.

Ces dents sont attirées par certaines parties de la courbe et repoussées par d'autres.

Le même pignon c peut entraîner simultanément un pignon a^2 , symétrique du premier.

Un autre dispositif représente les dents e d'une crémaillère en prise avec un pignon moteur f , tracé au moyen de spirales d'Archimède.

Ce pignon comporte deux courbes symétriques, dont

l'une rapproche les dents du centre du pignon, tandis que l'autre les éloigne.

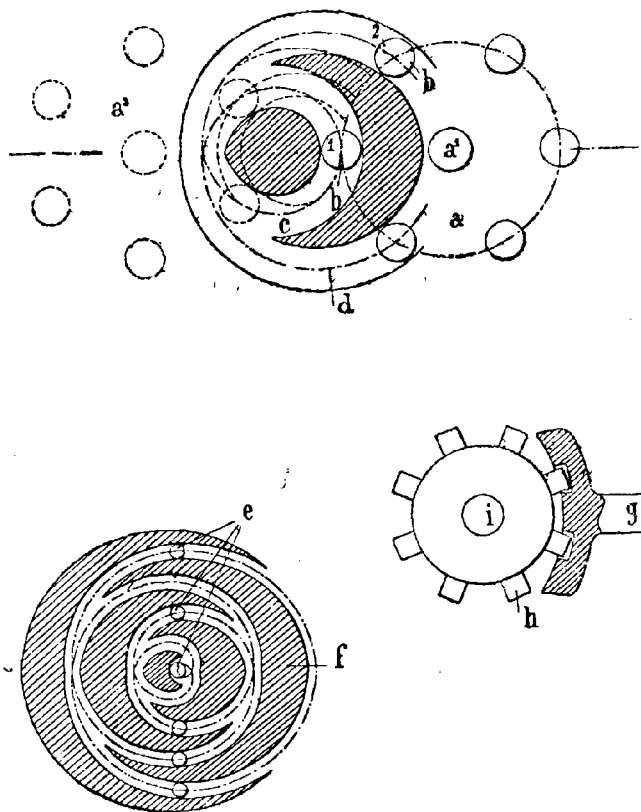


Fig. 222.

En pratique, on modifie la courbe, et on fait passer la crémaillère en dehors de la ligne du centre de l'ex-

Cinématique appliquée

centrique pour éviter que toutes les dents ne se trouvent à la fois à un point de croisement des courbes.

D'autre part, nous voyons en coupe un pignon moteur g entraînant, au moyen des dents h , un arbre i placé perpendiculairement au précédent.

Dans ce cas, on pourra donner au pignon moteur la forme d'une portion de sphère, de façon à faciliter le contact des dents h avec le pignon g .

Dans tous les cas, on peut disposer à volonté des nombres de dents en prise et répartir l'effort à supporter sur une, deux ou plusieurs dents. On peut combiner le pignon-lanterne avec le pignon à courbes excentriques.

Généralement, les dents sont composées d'un axe sur lequel tourne un rouleau formant galet.

Les dispositifs que nous venons de donner comme exemples sont dus à M. Le Secq Destournelles.

CHAPITRE IX

ENCLIQUETAGES. — ÉCHAPPEMENTS

§ 1. — Encliquetages.

Une transformation du coin à butoir dont nous avons parlé au chapitre VII, figure 210, consiste à rendre fixe le dit coin, en articulant librement sur la pièce qui l'entraîne au passage un organe intermédiaire nommé *cliquet*.

On obtient ainsi un dispositif pouvant communiquer le mouvement d'un organe à un autre, par un intermédiaire rigide lié à l'un d'eux seulement, et ne permettant le mouvement du second que dans un sens déterminé.

Ces mécanismes constituent les **encliquetages moteurs**.

Généralement, l'organe à entraîner est armé d'une succession de petits plans inclinés comportant chacun une face perpendiculaire.

Encliquetages rectilignes. — Ainsi se présente la crémaillère de la figure 223. Elle coulisse dans une glissière fixe.

A l'extrémité de la tige guidée qui reçoit le mouvement rectiligne alternatif, est articulé le cliquet dont le

Cinématique appliquée

bec s'engage dans les dents, sous l'effet du petit contre-poids qui le charge.

Quand la tige avancera dans le sens de la flèche, le cliquet entrainera la crémaillère, par poussée, pendant tout son mouvement.

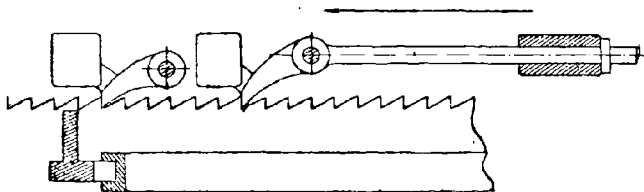


Fig. 223.

Mais, au retour, le bec du cliquet gravira successivement chacun des petits plans inclinés, sans effort et sans entraîner la crémaillère.

Encliquetages d'arrêt. — Néanmoins, on dispose toujours, en un point de la course de la crémaillère, un

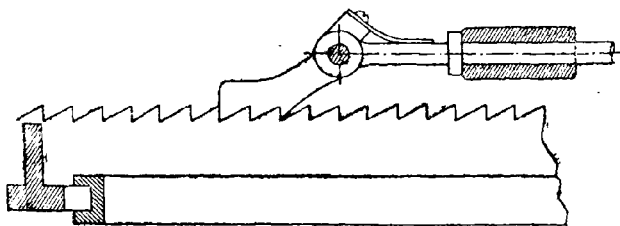


Fig. 224.

second cliquet articulant sur un axe fixe et qui constitue un organe de sûreté. En effet, il se soulève pendant l'avance de cette crémaillère, sous l'influence des

Cinématique appliquée

plans inclinés ; mais au retour il forme butoir et empêche tout mouvement rétrograde de celle-ci. C'est le *cliquet de retenue*. La distance entre les becs des deux cliquets comprend un nombre exact de dents.

La figure 224 représente un encliquetage où le cliquet embrasse plusieurs dents et où le contrepoids est remplacé par un ressort. Ainsi l'usure est moins rapide et l'encombrement moins grand.

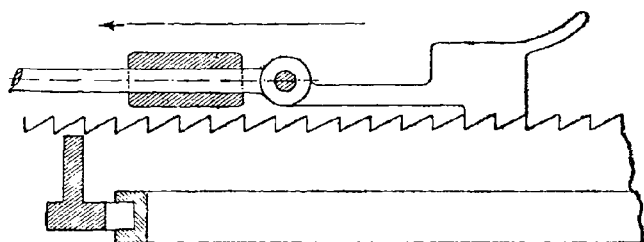


Fig. 225.

Le cliquet peut travailler à la traction, son bec est alors recourbé comme il est indiqué figure 225.

La crémaillère sera entraînée quand la tige prendra la direction de la flèche.

Dans tous les cas qui précèdent, le *rectiligne alternatif* de la tige est transformé en *rectiligne interrompu* de sens constant.

Encliquetages circulaires. — Si nous enroulons la crémaillère sur la tranche d'un plateau cylindrique et si nous articulons le cliquet sur un organe concentrique audit plateau, nous aurons un dispositif transformant le mouvement circulaire alternatif en circulaire interrompu de sens constant.

. Cinématique appliquée

Soit le cylindre 2 (fig. 226), à entraîner dans le sens de la flèche dans un mouvement circulaire coupé de

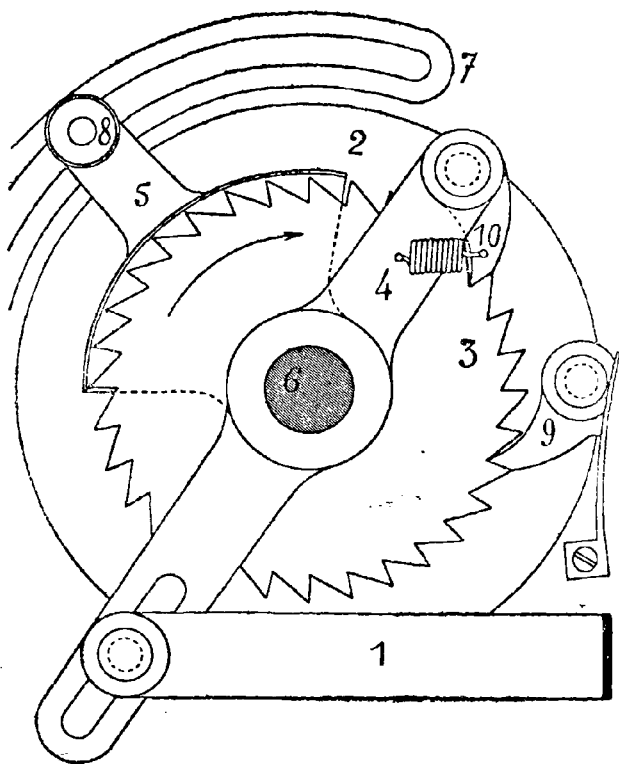


Fig. 226.

phases de repos, au moyen d'un levier 4, monté librement sur le même axe 6 et animé d'un mouvement circulaire alternatif.

Cinématique appliquée

Sur le cylindre 2, montons le plateau denté 3, dont nous venons de parler.

Les profils des dents sont des longueurs égales de rayons également espacés et jointes par des droites formant les plans inclinés. Les fractions de rayons constituent les faces de poussée.

La roue ainsi obtenue prend le nom de *rochet*. Le cliquet 10 sera articulé à l'extrémité du levier 4 et maintenu sur les dents par le ressort 10. L'appareil sera complet avec le cliquet de retenue 9, et tout se passera comme dans le cas des crémaillères.

Quand le cliquet avancera dans le sens de la flèche, il entraînera le rochet. Celui-ci ne sera pas sollicité pendant la période de retour.

Cache-dents pour amplitude variable. — Étant donnée une course constante du levier 4, on peut diminuer à volonté l'amplitude du mouvement du rochet en interposant un cache-dents 5 entre ce rochet et le cliquet. C'est un fragment de couronne généralement en laiton mince, articulé autour de l'axe 6 et qui vient recouvrir un certain nombre de dents sur la course du cliquet 10. Un bras du cache-dents manœuvre sur un secteur 7, fixé au bâti, et une vis à écrou moleté bloque le bras sur le secteur dans la position de réglage. Le cliquet perd alors une fraction déterminée de sa période active en parcourant le cache-dents, et ne vient en prise que quand il abandonne ce dernier.

Ce dispositif est souvent employé dans les machines à imprimer pour la commande de la touche de l'encrage.

Le temps maximum de la course directe correspond au temps de contact du rouleau preneur et du cylindre

Cinématique appliquée

encrier. En diminuant par le cache-dents cette course utile, on diminue l'effet du contact et par conséquent la prise d'encre.

On retrouve encore ce mécanisme dans les *avancements automatiques* desservant toutes les machines qui travaillent sur des matières en bande ou en fil, métaux, papiers, étoffes, etc.

Cliquet capable d'un rapport quelconque. — Dans les encliquetages, l'amplitude de la course du rochet est un multiple de son pas, elle est donc bien définie comme espace.

Quand ce pas est petit, ses multiples sont nombreux et, dans la pratique, on peut généralement combiner son étude de façon à utiliser l'un d'eux.

C'est ainsi que nous avons souvent employé le rochet de 360 dents dont le pas correspond à un degré de la circonférence. Ceci permet tous les angles de degré en degré pour la rotation du rochet.

Il faut néanmoins se souvenir qu'un cliquet ne peut donner à l'organe qu'il conduit un mouvement ayant un espace parcouru quelconque.

Il arrive parfois qu'on est astreint à une amplitude bien déterminée s'énonçant par un angle parfaitement *quelconque*, n'ayant aucun rapport exact avec le pas.

On transforme dans ce cas le mouvement de rotation du rochet par un système d'engrenages ou de leviers calculés pour établir le rapport demandé.

Pour obtenir un *rapport quelconque* entre le temps de la rotation du rochet et le temps d'un tour de l'arbre qui commande le cliquet, nos recherches nous ont conduit à l'emploi du mécanisme de la figure 227.

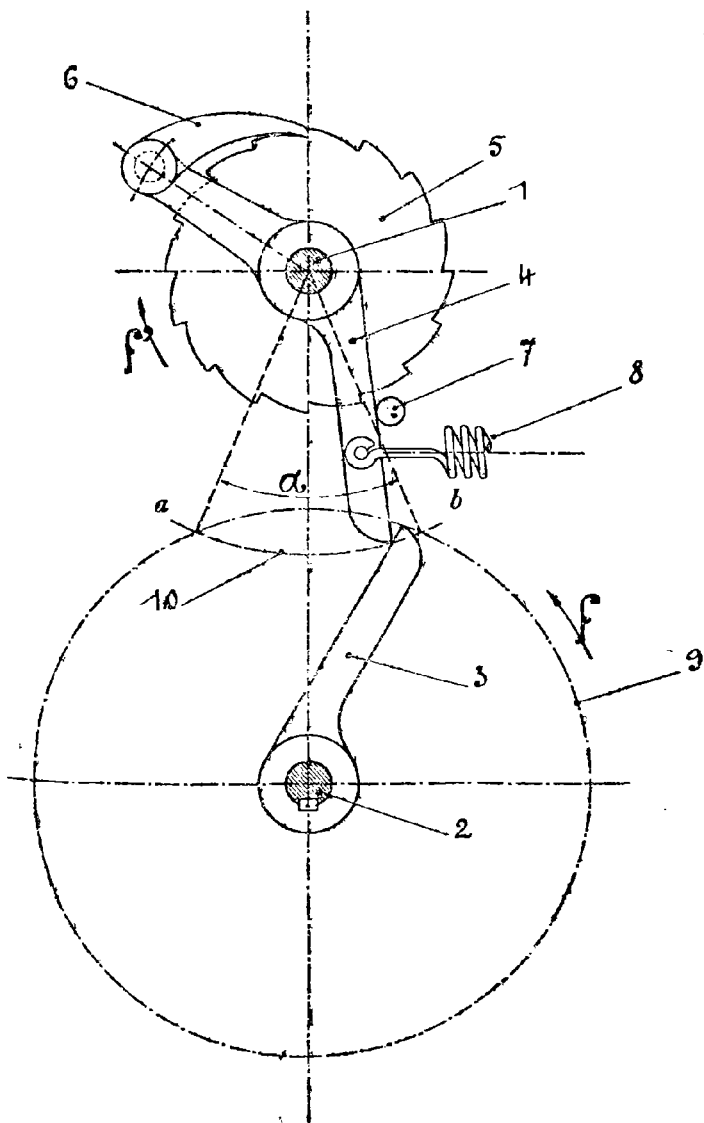


Fig. 227.

Cinématique appliquée

Soit un axe 1 sur lequel est calé un rochet 5. Un levier 4 portant le cliquet 6 est actionné par le doigt 3 calé sur l'arbre moteur 2, un ressort 8 ramène le levier 4 à sa position de repos; une butée 7 règle cette position.

Le doigt 3, dont l'extrémité parcourt la circonférence 9 dans le sens de la flèche f , rencontre le levier 4 et lui fait décrire un certain arc de la circonférence 10 dans le sens de la flèche f' . L'amplitude α du mouvement du levier 4 doit naturellement correspondre à un nombre exact de dents sur le rochet. Mais il est facile de concevoir qu'en faisant les leviers 3 et 4 dans un rapport de longueur convenable, sans changer cette amplitude α , l'arc ab variera sur la circonférence 9 d'une façon inverse au diamètre de cette circonférence. Il pourra prendre la valeur exacte capable du rapport demandé entre le temps de la rotation du rochet et le temps d'un tour de l'arbre 2.

Si les deux axes sont dans le prolongement l'un de l'autre, on peut employer la disposition représentée figure 228 qui nous a donné de bons résultats.

L'arbre moteur 1 porte un levier 3 qui agit sur une touche 8 montée à l'extrémité d'un levier 6, articulant autour d'un axe fixe 7. Un ressort 11 rappelle le levier 6 contre la butée 9.

Dans son mouvement autour de l'axe 7, la touche 8 fait décrire au levier 4 un mouvement d'amplitude α . Ce mouvement se communique au rochet 14 par l'intermédiaire du cliquet 10. Un ressort 12 ramène le porte-cliquet 3 à sa position initiale. Les ressorts de rappel 11 et 12 agissent dès que la touche 8 a dépassé la circonférence 13 décrite par l'extrémité du levier 3. Le porte-

cliquet 4 est monté fou sur l'arbre 2, qu'il s'agit d'en-

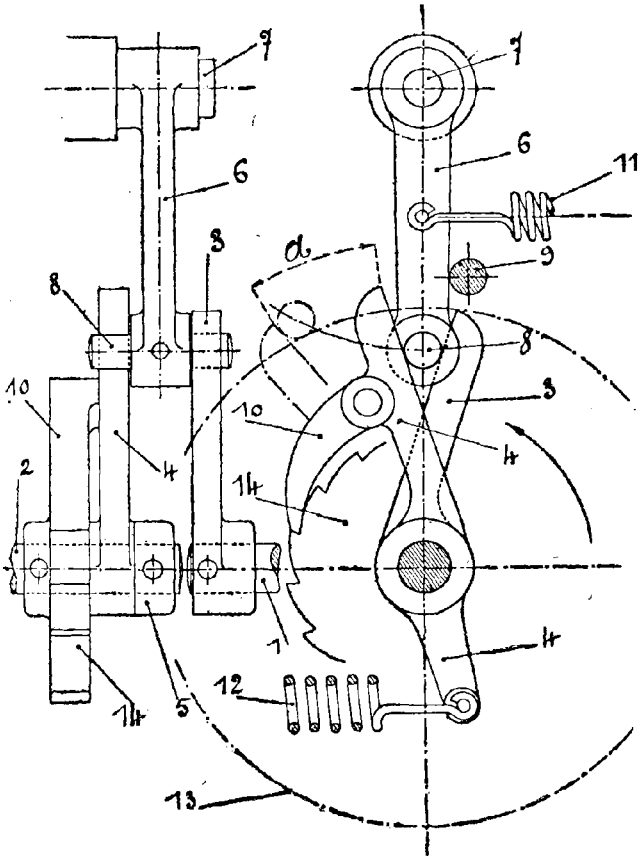


Fig. 223.

traîner dans les conditions angulaires demandées, il est maintenu à son extrémité par la bague 5.

Cinématique appliqués

Transformation d'un rectiligne alternatif en circulaire interrompu de sens constant. — Si dans l'appareil de la figure 226 on manœuvre le levier 4 par une bielle 1, animée d'un mouvement rectiligne alternatif, ce dernier se trouve transformé en circulaire interrompu de sens constant du cylindre 2.

Amplitude variable. — L'amplitude de ce mouvement circulaire peut être augmentée ou diminuée par l'allongement ou le raccourcissement du bras inférieur du levier 4 en fixant la tête de la bielle 1 en bas ou en haut de la coulisse ménagée sur ce levier.

L'amplitude variée devra toujours être un multiple du pas du rochet.

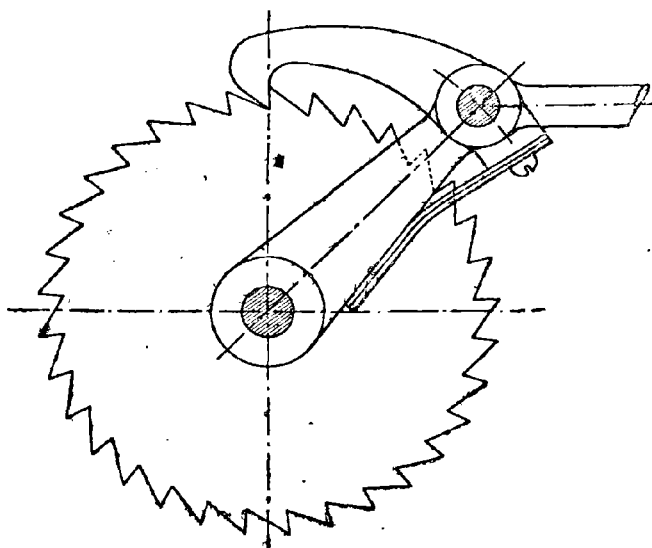


Fig. 229.

Cinématique appliquée

Cette variation est naturellement indépendante de celle obtenue, d'autre part, par le cache-dents.

Cliquets en traction. — Comme dans les encliquetages rectilignes, le cliquet peut agir en traction, c'est le cas indiqué schématiquement par la figure 229, où le ressort de tenue est à lames, monté sur le talon du cliquet, en prenant son point d'appui sur le bras du levier.

On emploie le cliquet en traction quand le sens dans lequel doit s'opérer l'entraînement ne permet pas de disposer un cliquet agissant par poussée.

Transformation du mouvement rectiligne alternatif en circulaire périodique de sens constant, avec un instant d'arrêt aux fins de courses. — Soit un rochet 5 (fig. 230), calé sur un axe 6. Un coulisseau 3 portant deux cliquets inversés, 1 et 2, glisse sur un guide 4.

Dans la descente du coulisseau, le cliquet 1 entraîne le rochet 5 dans le sens de la flèche. Le cliquet 2 l'entraîne dans le même sens pendant la montée. Il n'y a donc qu'un léger arrêt aux fins de courses. Mais il est à remarquer que, pendant la descente, il passe sous le

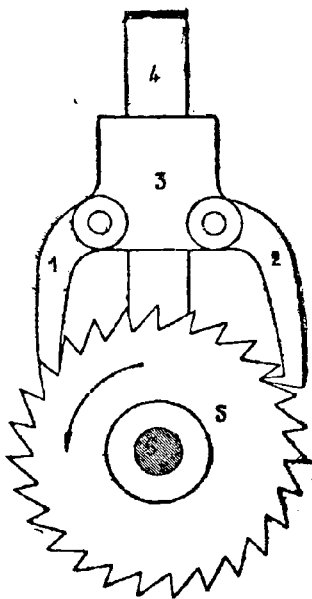


Fig. 230.

Cinématique appliquée

cliquet 2 un nombre double de dents que sous le cliquet 1 pendant la montée. L'amplitude de la rotation produite par le cliquet 2 est donc le double de l'amplitude de la rotation produite par le cliquet 1. Ce dispositif est connu sous le nom de *cliquet de Lagarousse*.

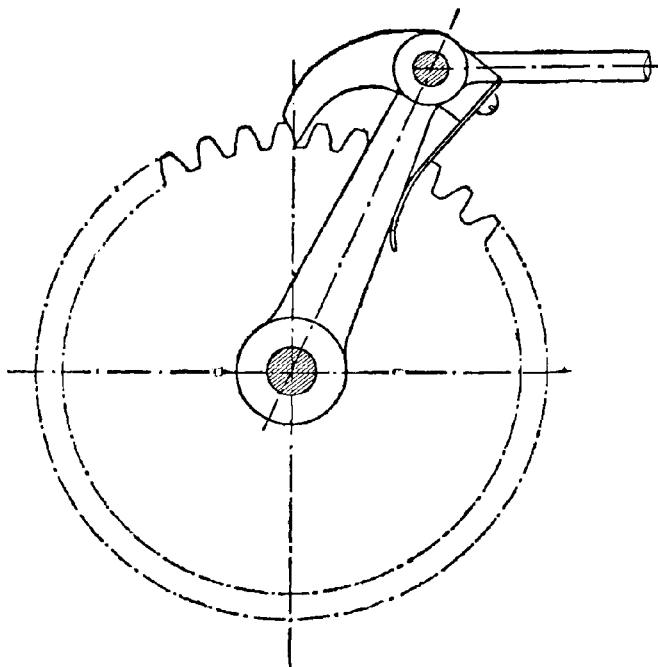


Fig. 231.

Cliquets-engrenages. — On peut se servir directement de la denture d'un engrenage et y adapter un cliquet, à condition que le pas en soit fin et que les dents du cliquet aient été taillées à un profil approprié (*fig. 231*).

Cinématique appliquée

Il faut aussi donner au ressort d'applique une tension un peu plus grande.

Les dentures à cliquet se font dans l'acier ou le bronze, la fonte se prête mal à ce travail, car elle s'égraine sous la répétition des petits chocs.

Encliquetages à croissants. — Le principe des encliquetages a donné naissance à une foule de dispositifs. On peut ainsi rejeter le centre de rotation du cliquet en dehors du rochet: son bec agit alors à la façon d'une dent d'engrenage.

On peut encore, dans les mouvements alternatifs, doubler le dispositif et rendre les deux périodes actives.

La figure 232 nous montre l'exemple d'un engrenage à cliquet réunissant ces deux combinaisons, il est employé dans les compteurs de tours à mouvements rectilignes alternatifs.

Le cliquet est à deux becs 15 et 16 solidaires du levier 14 qui le commande, et son centre est rejeté en dehors du rochet, lequel est calé sur l'axe a du compteur. Ce pignon-rochet est armé de 20 dents, dont la moitié, de deux en deux, se trouve dans le plan du bec 15 et l'autre moitié, de deux en deux, dans le plan du bec 16. Ainsi les dents 1, 3, 5, 7, 9, 11, etc., seront attaquées par le bec 15, et les dents 2, 4, 6, 8, 10, 12, etc., seront attaquées par le bec 16.

Pendant une traction de la bielle 13 sur le bras 14, le bec 15 sera venu du point 17 au point 21 en accrochant la dent 1.

Le rochet aura donc fait $1/20$ de tour.

Il est à remarquer que, pendant ce temps, le bec 16

Cinématique appliquée

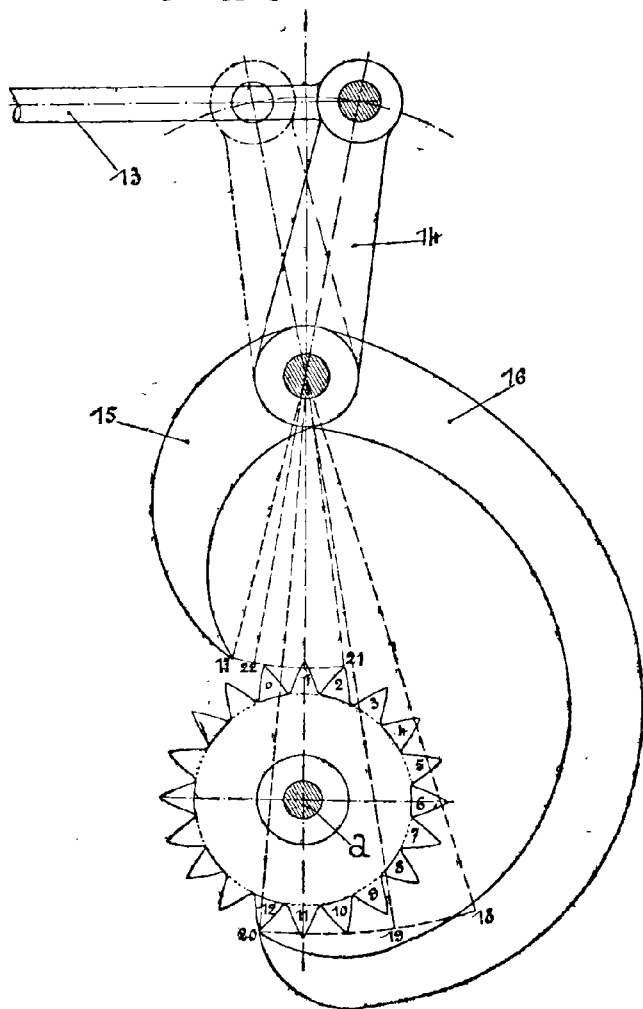


Fig. 232.

Cinématique appliquée

sera venu en 18, et qu'au moment de la rencontre de la dent 1 par le bec 15 il était complètement dégagé et occupait la position 19, en dehors du rochet.

Mais, pendant le passage du bec 15 de 17 en 21, la dent 10 est venue en 11. Or cette dent se trouve dans le plan du bec 16. Par conséquent, pendant une poussée de la bielle sur le bras 14, ce bec 16 sera revenu du point 18 au point 20 en accrochant au passage la dent 11.

Le rochet aura donc fait encore $1/20$ de tour.

Les deux phases du mouvement rectiligne alternatif auront donc compté chacune $1/20$, soit en tout $1/10$ de tour, équivalant au passage sur le compteur d'une unité.

Remarquons encore que, pendant ce temps, le bec 15 sera revenu en 17 et qu'au moment de la rencontre par le bec 16 de la dent 11, il était complètement dégagé et occupait la position 22.

Enfin, nous voyons que, pendant le passage du bec 16 de 18 en 20, la dent 0 est venue en 1, se mettant ainsi dans le plan du bec 15, prête à compter, pendant la période suivante de traction de la bielle 13, un nouveau vingtième de tour, soit un demi-passage d'unité.

Cliquet à piston. — Quand l'encombrement doit être restreint, notamment quand, aux fins de courses, le levier porte-cliquet s'approche très près d'organes voisins, on fait usage du dispositif de la figure 233.

Le cliquet est un piston logé dans une capsule fixée au levier. Un ressort en compression maintient le bec au fond des dents, il s'écrase quand ce bec monte les plans inclinés de ces dents pendant la période d'inaction.

Cinématique appliquée

Le cliquet de retenue est constitué exactement de a même façon,

Nous ne recommandons pas l'emploi de ces cliquets

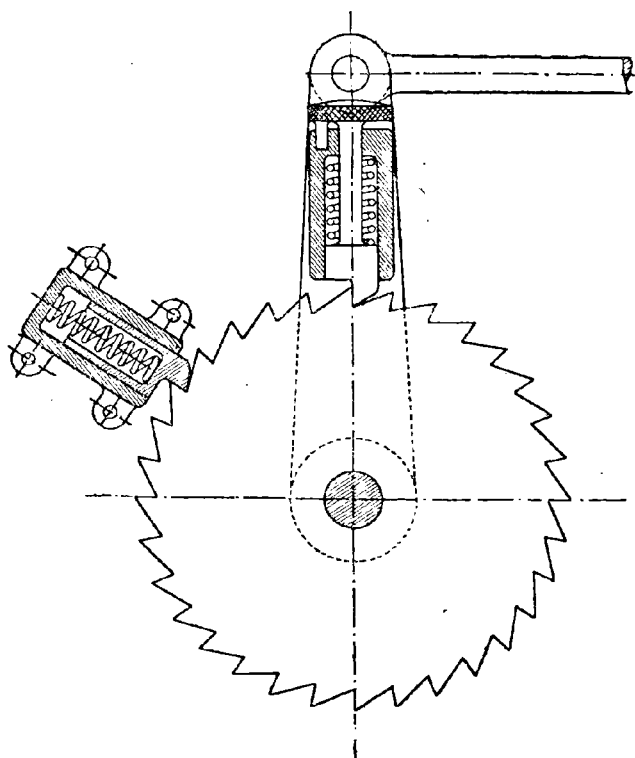


Fig. 233.

dont l'usure est rapide. Néanmoins, avec un rochet large, en acier trempé dur, un piston très long, de façon que le guidage soit bon, et un ressort très doux,

ils deviennent utilisables quand on est gêné par le peu de place disponible.

On peut paralyser l'action du cliquet en tirant sur le bouton moleté qui le prolonge. La petite goupille fixée sur ce bouton sort de son logement et, en exécutant alors une légère rotation, elle vient reposer sur le fond du logement du piston. Elle maintient alors le cliquet relevé de façon que son bec soit complètement dégagé de la dent.

Cette combinaison s'applique facilement aux avancements automatiques de toutes les machines-outils.

Cliquet universel. — Dans certains appareils, on a besoin d'avoir un *encliquetage fonctionnant indifféremment dans un sens ou dans l'autre*. On juxtapose deux cliquets à taille inversée et on verrouille l'un ou l'autre sur l'axe qui les porte. L'appareil d'enclenchement respectif peut se concevoir avec facilité, mais il est souvent assez complexe et encombrant.

La figure 234 représente le système, très commode, de M. Karl Wolff, à commande par levier unique.

Deux rochets inversés sont calés côte à côte sur l'arbre *a*.

Le cliquet *e* du rochet *b* articule sur l'axe *d*, le cliquet *g* du rochet *c* articule sur l'axe *f*.

Les cliquets portent des coulisses *h* et *i* et, entre eux, le bras *k*, d'un levier mobile, articule sur l'axe *l*. Ce levier est solidaire du bras *m*, pourvu d'un dispositif le fixant en position en *o* ou *p* d'un disque à crans *n*. Ce dispositif comporte un verrou *s* qu'un ressort *r* applique dans l'une ou l'autre encoche *o* ou *p*. Le ressort

Cinématique appliquée

est pris entre la poignée de manœuvre m^1 du levier mk et la tirette s^1 du verrou.

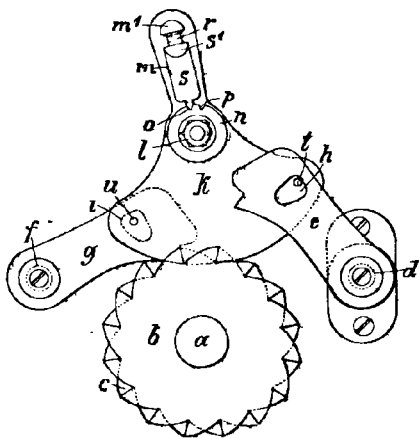
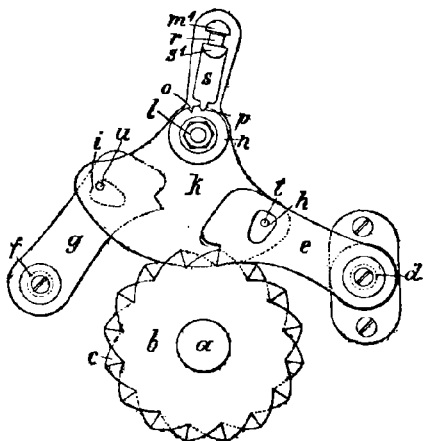


Fig. 234.

Le bras k porte deux goujons t , u , engagés respec-

Cinématique appliquée

tivement dans les coulisses h et i des cliquets e et g . Ces goujons agissent pour relever les cliquets, et le jeu des coulisses est suffisant pour permettre à ces derniers leur oscillation quand leur bec remonte les plans inclinés des dents pendant les périodes d'inaction.

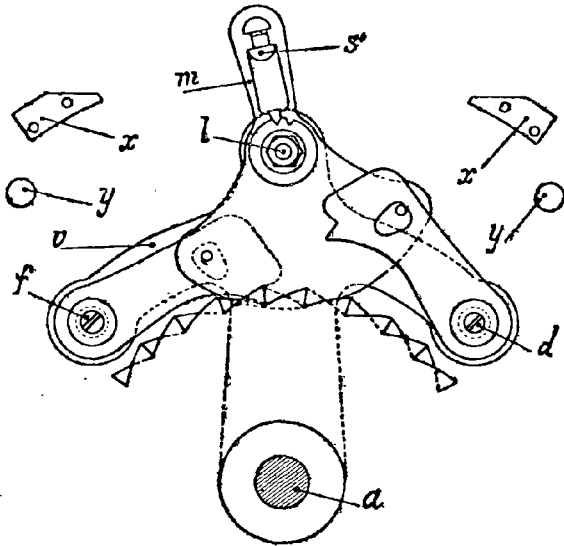


Fig. 235.

On voit que, par un unique levier, on relève l'un des cliquets, le paralysant ainsi, pendant que l'autre est remis dans sa position active.

Il serait facile de placer, sur le disque a , un cran intermédiaire correspondant à une position débrayée des deux cliquets, ce qui laisserait l'axe a complètement indépendant à ce moment.

Cinématique appliquée

Signalons que ce mécanisme a été conçu en vue d'être utilisé comme *cliquet de retenue*, pour les treuils à mains, les crics, etc. Mais il est parfaitement utilisable comme encliquetage transmetteur de mouvement. Il suffit pour cela de monter les axes *l*, *f* et *d*, sur une même pièce articulant sur l'axe *a*, figure 235.

Renversement de marche. — Enfin, on peut rendre automatique cet appareil, figure 235, en faisant rencontrer aux fins de courses : 1° une petite came *x* par la tirette *s'* qui se trouverait débrayée; puis 2° un butoir *y* par le levier *m* qui effectuerait alors son mouvement de bascule et enclencherait dans l'autre sens. Ainsi monté, cet organisme peut rendre de très grands services comme *renversement de marche* dans les outils à dresser les meules, tours à charioter automatiques, machines à affûter les lames de cisailles, etc., etc.

Cliquet pour réduction des espaces. — On adapte souvent un encliquetage à un système d'engrenages pour obtenir une réduction des espaces dans les cas de grands efforts. La figure 236 nous montre une cisaille à cliquet pouvant travailler de la tôle de 12 millimètres avec 155 millimètres de longueur des lames et qui pèse environ 350 kilogrammes.

On fait décrire à la poignée du levier 1 un chemin parcouru aussi vaste que possible.

On dégage le doigt 2 du rochet 7, alors le secteur 5, solidaire du levier 1, actionne le secteur 6 portant le cliquet 4 qui, pour un espace parcouru considérable à l'extrémité du levier, ne déplace le rochet 7 que d'une dent ou deux. Le cliquet 3 est le cliquet de retenue que nous connaissons.

Cinématique appliquée

A chaque effort sur le levier, la lame, solidaire du rochet 7, entre dans la tôle d'une petite quantité. L'opération du cisaillement se reporte donc sur un grand nombre de coups de leviers, ce qui la rend possible.

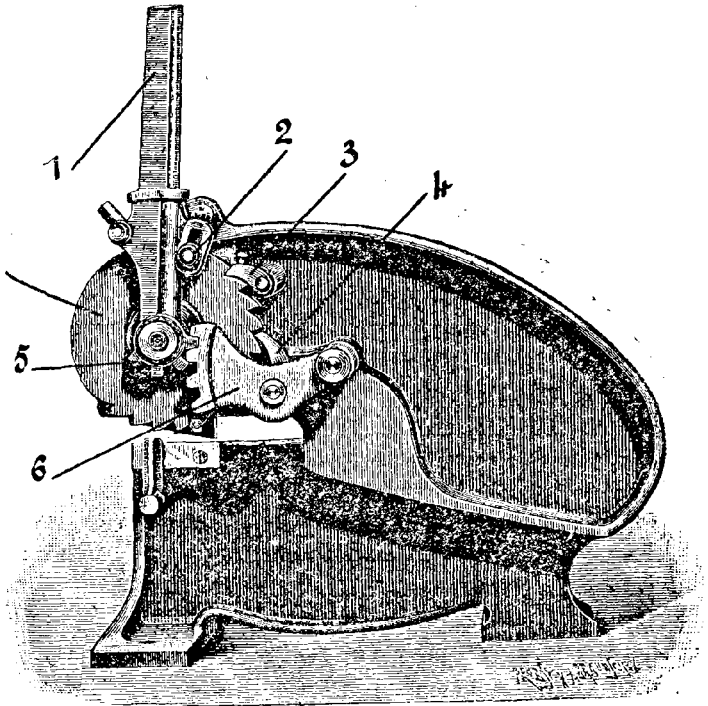


Fig. 226.

Pour de la tôle mince, le doigt 2 est remis dans le cran correspondant du rochet 7, et celui-ci devient alors fixé au levier 1, l'encliquetage n'est plus utilisé.

Cinématique appliquée

M. Jean Bardet a établi, sur ce principe, une pince-cisaille, à deux branches, à main, qui donne de bons résultats.

Cliquets muets. — Le passage du cliquet sur les dents pendant la course rétrograde produit un bruit désagréable que, dans certaines machines, il faut éviter.

On peut alors avoir recours au dispositif de la figure 237.

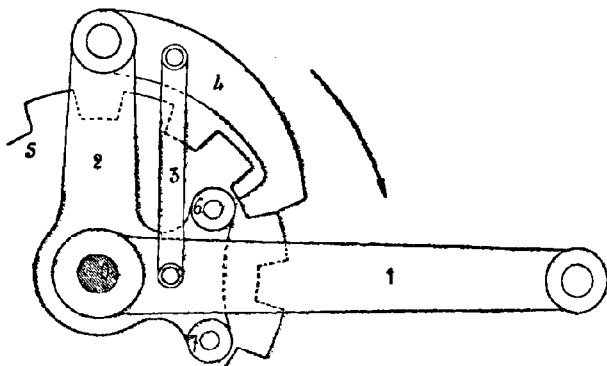


Fig. 237.

Cliquet muet à levier. — Le rochet 5 comporte des creux dont les deux faces sont des droites légèrement inclinées. Le cliquet 4 est monté sur un levier 2 articulé sur l'axe du rochet et portant deux butoirs 6 et 7 entre lesquels oscille le levier de commande 1. Ce levier, articulé également sur l'axe *o*, est lié au cliquet par une bielle 3. Le circulaire du levier 1 dans le sens de la flèche entraîne le rochet 5. Mais, pendant son mouvement en sens opposé, la bielle 3 remonte le cliquet 4 et le tient hors des dents.

Cinématique appliquée

L'entraînement du levier 2 se fait par les butoirs 6 et 7.

On voit que les premiers instants de la course servent à relever ou à engager le cliquet et que celui-ci n'a d'action qu'après ce léger temps perdu. Ce dernier

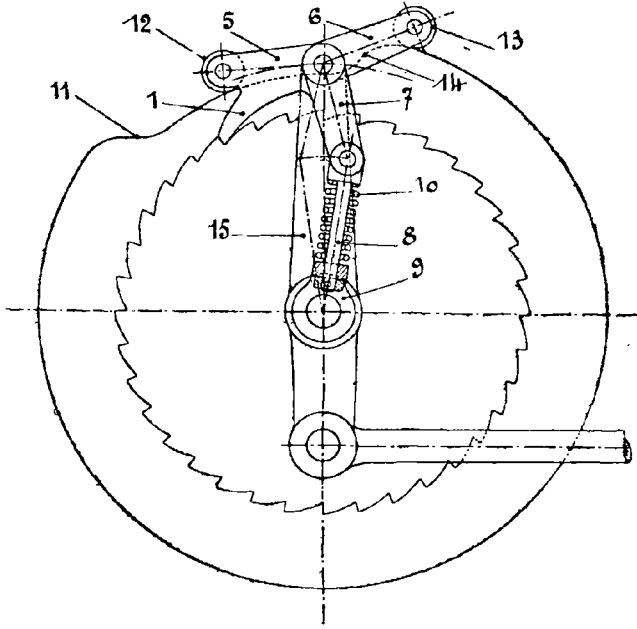


Fig. 238.

peut, du reste, être très court, en choisissant avec soin les points d'articulation de la bielle 3.

Cliquet muet à cames. — Le relèvement et l'engagement du cliquet peuvent s'obtenir par cames, mais le temps perdu est un peu plus long. Dans ce cas, figure 238,

Cinématique appliquée

le bec 1 du cliquet est solidaire d'une pièce à trois branches, 5, 6, et 7, montée libre sur le levier porte-cliquet 15. Les branches 5 et 6 portent les galets qui rencontreront les rampes des cames. La branche 7 est connexée avec un piston 8, lequel coulisse dans une pièce 9, articulée sur l'axe même du rochet. Un ressort 10 est interposé entre le piston 8 et la pièce 9. Il se comprime quand les axes de ces deux organes passent en ligne droite avec l'axe de la branche 7; puis, le point mort franchi, le ressort maintient, en poussant sur cette branche 7, le cliquet qui en dépend dans l'une ou l'autre de ses positions.

La rampe 11 de l'une des cames agit sur le galet 12 quand celui-ci la rencontre, le cliquet est ainsi remonté et la course rétrograde peut commencer sans bruit. Mais au moment voulu, le galet 13 rencontre à son tour la rampe 14 de la seconde came, le cliquet est alors engagé et la course utile peut commencer.

On fait généralement les *cames à temps variable*, juxtaposées ainsi que nous l'avons indiqué au chapitre vi, figure 190, page 345. On peut ainsi changer l'amplitude de la rotation du rochet sans changer celle du levier porte-cliquet. En prenant certains soins dans l'étude, et en se garantissant par une bonne construction, cet appareil donne des résultats suffisants. Nous l'avons expérimenté notamment dans une machine à faire des petites boîtes en carton mince, et il réalisait, comme avancement automatique, une certaine précision.

Néanmoins, il faut éviter, comme dans tous les encliquetages, de mouvoir avec ces dispositifs des masses lourdes à de grandes vitesses, car en vertu de l'inertie

il se produit un supplément de mouvement, très irrégulier, souvent nuisible.

Pour corriger ce défaut, général aux encliquetages, on est obligé d'avoir recours aux organes supplémentaires que l'on désigne sous le nom de cliquets de rappel.

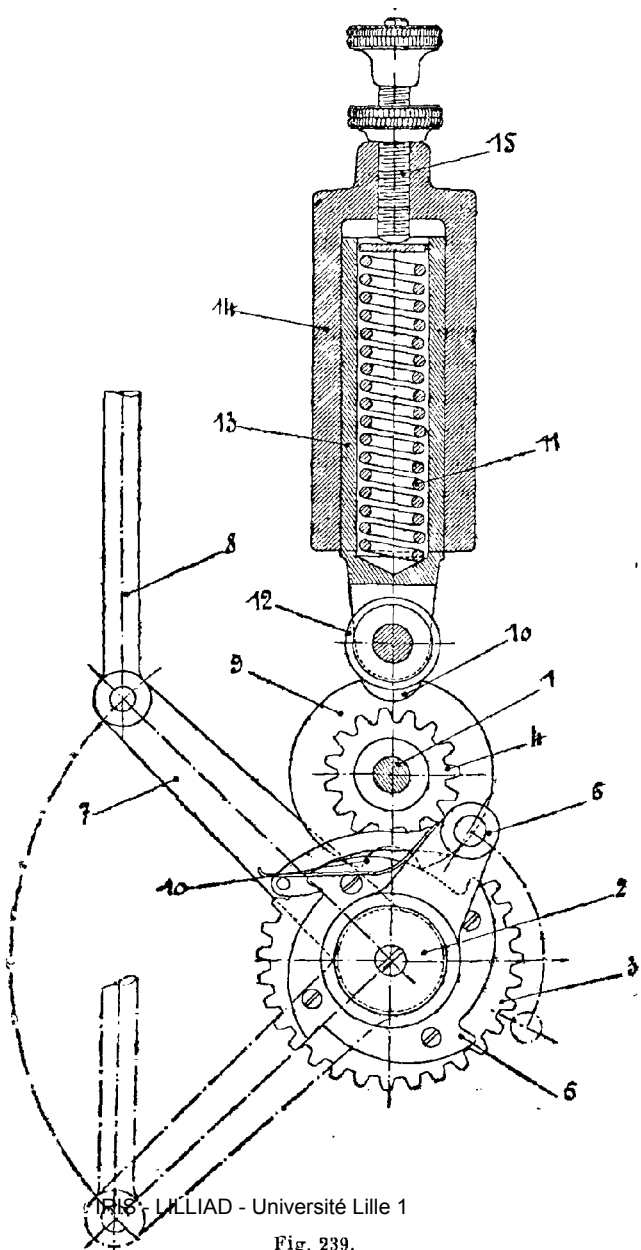
Cliquets de rappel. — La figure 239 nous fournit un exemple de ces appareils. Soit l'axe 1 devant exécuter, grâce à un encliquetage, un demi-tour exact.

Le demi-tour comportant une amplitude trop grande pour être obtenue par un cliquet, il faut d'abord rapporter ce dernier sur un axe 2 où il ne fera qu'un quart de tour. Un engrenage 3, lié au rochet 5 et de diamètre double de l'engrenage 4, monté sur l'axe 1, fera faire à celui-ci le demi-tour demandé.

Le rochet 5 aura 4 dents; le levier porte-cliquet 6 sera commandé par la branche 7 actionnée par la bielle 8.

Le cliquet de rappel sera constitué par un plateau circulaire 9, portant deux échancrures 10, parfaitement semblables et diamétralement opposées. Ces échancrures porteront donc chacune deux arêtes vives, génératrices du plateau circulaire, qui, sous l'effort d'un ressort 11, tendent à venir en contact avec les génératrices d'un galet 12, monté à l'extrémité d'un piston 13 bien guidé dans sa boîte 14. La pression du ressort 11 contre le piston 13 est réglable au moyen de la vis 15.

Il est facile de se rendre compte qu'à la fin du mouvement du cliquet, si ce mouvement a été un peu trop petit ou un peu trop grand, une seule des arêtes de l'échancrure 10 du plateau 9 sera en contact avec le



Cinématique appliquée

galet 12. Mais alors celui-ci, grâce à la pression du ressort 11, obligera le plateau 9 à tourner dans un sens ou dans l'autre, tant que les deux arêtes n'auront pas pris contact avec lui. A ce moment tout restera immobile dans une position bien déterminée.

Le jeu du piston dans sa boîte, celui du galet sur son

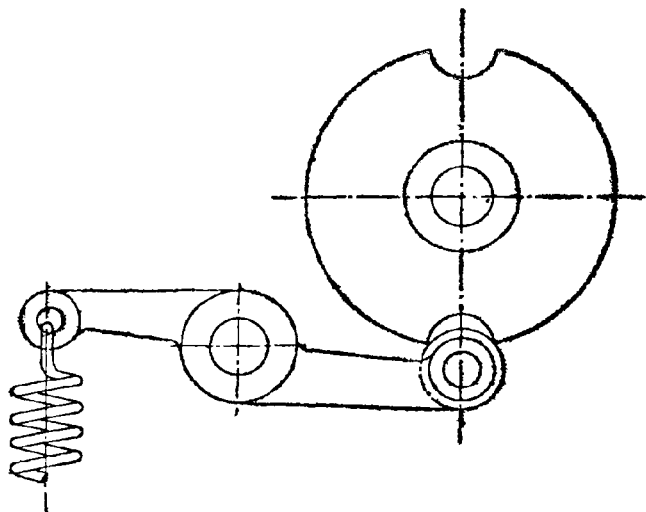


Fig. 240.

axe, et l'usure des arêtes peuvent seuls modifier cette position. Il est donc important de faire ces organes en métaux durs et d'assurer leur entretien.

Quand l'espace libre le permet, le galet peut être monté sur un levier articulé, comme dans la figure 240; on n'a plus alors à redouter le jeu du piston dans sa boîte, mais seulement l'usure des axes. Ceux-ci devront être assez forts, en acier trempé, ainsi que le galet et

Cinématique appliquée

le plateau. Les arêtes seront adoucies et la pression réglée pour qu'elle soit juste un peu plus que suffisante, un supplément entraînant une usure inutile.

Dans tous les cas, une construction soignée est nécessaire pour assurer la valeur en précision de ces dispositifs.

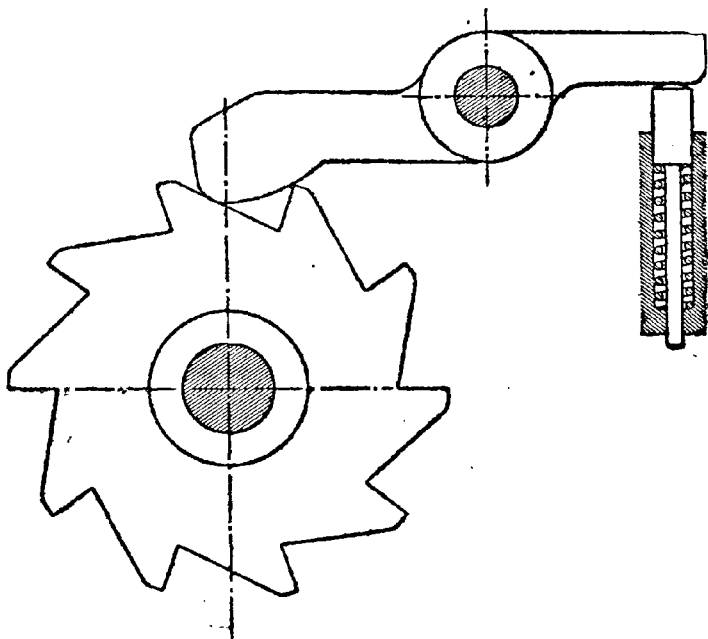


Fig. 244.

Dans les numéroteurs d'imprimerie, les machines à calculer, les caisses enregistreuses, etc., les chiffres, gravés sur des molettes, sont alignés au moyen de ce procédé, mais l'encombrement étant restreint, le galet

Cinématique appliquée

est supprimé et le levier porte simplement un bec trempé et arrondi qui vient porter sur les arêtes des échancrures, figure 241. Le frottement de roulement devient du frottement de glissement, l'usure est plus rapide, mais le montage est plus simple.

Encliquetages par coincements. — On se sert quel-

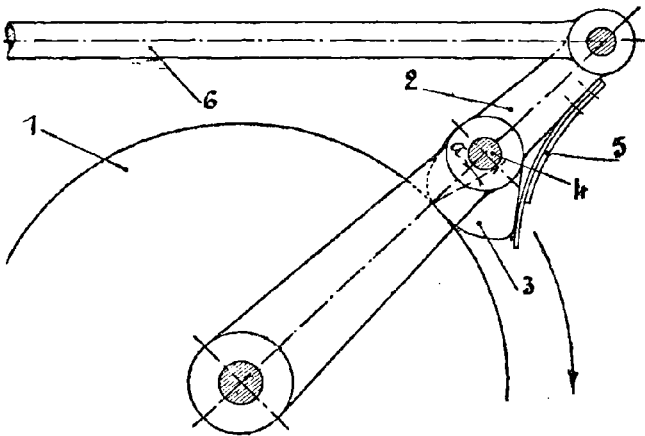


Fig. 242.

quefois d'encliquetages sans dents basés sur le principe suivant :

Soit un plateau circulaire 1 remplaçant le rochet, figure 242, le levier 2 porte un bloc 3 articulé sur l'axe 4, et situé dans le même plan que le plateau 1 sur lequel il vient reposer. Son profil dans ce plan est un arc de cercle ayant pour centre un point choisi en avant de son axe d'articulation, dans le sens de l'entraînement.

Pendant une traction de la bielle 6, le bloc 3 glisse

Cinématique appliquée

à frottement doux sur le plateau 1, sans communiquer à celui-ci aucun mouvement. Mais, pendant le mouvement contraire, le ressort 5 applique le bloc contre le plateau. Ce bloc agit à la façon d'un coin, grâce à son profil, en tendant à écarter son axe 4 de celui du plateau, il se bloque et entraîne ce dernier dans le sens de la flèche.

Nous devons dire que l'angle α , toujours très petit, varie avec l'effort à faire pour l'entraînement, avec la nature des corps en contact, avec l'état de polissage des surfaces, leur température, leur degré de lubrification, la vitesse du mouvement. Le réglage de ces appareils demande donc des tâtonnements assez longs, et encore n'est-il pas mathématique.

Néanmoins, sans avoir la valeur d'exactitude d'un encliquetage à dents, l'encliquetage à coincement peut très souvent le remplacer dans les mécanismes n'exigeant pas une rigoureuse précision.

On tient compte d'un petit temps perdu au commencement de l'attaque et au début du déblocage; la retouche méthodique et soigneusement conduite du profil permet ensuite d'arriver à un assez bon résultat.

Accouplement de Dobo. — Une fréquente application de ce système se rencontre dans l'accouplement de Dobo, utilisé pour la liaison de deux arbres de vitesses différentes, entraînés par des moteurs distincts.

Soit un arbre 1, figure 243, devant entraîner un arbre 7 dans sa rotation, mais dans le sens de la flèche seulement.

L'arbre 1 porte à son extrémité un manchon claveté 2 sur lequel sont articulés, autour d'axes 5, quatre blocs 3, comme le montre la figure. L'extrémité de ces cames

Cinématique appliquée

est appliquée contre la face cylindrique interne d'un tambour 6 solidaire de l'arbre 7, par des ressorts 4.

Quand l'arbre 1 tourne dans le sens opposé à la flèche, les cames glissent à frottement doux sur la face interne du tambour 6 sans l'entraîner.

Dans le mouvement contraire, les cames se coincent

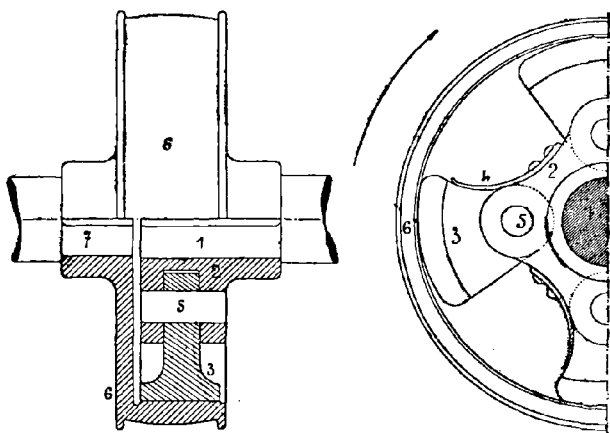


Fig. 243.

entre cette face et leur axe et entraînent le tambour, lié ainsi par les blocs, organes rigides, au manchon 2.

La périphérie extérieure du manchon sert généralement de poulie.

Ce mécanisme, liant par exemple un arbre commandé par turbine hydraulique à un second commandé par une machine à vapeur, peut être employé pour de très gros efforts.

Remarquons que, dans cette application, les temps

Cinématique appliquée

perdus des attaques et des débloquentages, ainsi que les petits glissements, n'ont qu'une importance très légère.

Accouplements à billes. — Roues libres. — On remplace souvent les blocs 3 du système précédent par de simples billes ou rouleaux en acier trempé qui coïncent sur la cuvette en montant sur des rampes durcies fixées sur l'arbre 1.

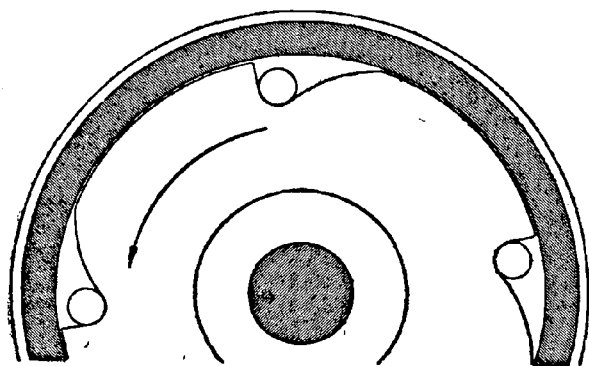


Fig. 244.

C'est l'encliquetage de la figure 244, appliqué aux petits efforts, par exemple pour la liaison de l'axe du pédalier au pignon de la chaîne dans les cycles dits à « roue libre ».

Le manchon, lié aux pédales, porte quatre ou six fraises au fond desquelles on loge la bille ou le rouleau en acier trempé. En tournant dans le sens opposé à la flèche, il entraîne les billes qui restent au fond de leurs cellules, appliquées contre la face droite. Le résultat est le même quand, la roue entraînant le manchon, les

Cinématique appliquée

pédales restent immobiles. Dans les deux cas, la connexion n'a pas lieu.

Si le manchon tourne dans le sens de la flèche, les billes ou les rouleaux viennent se coincer entre les rampes des fraises et la couronne, liée au pignon, qui est alors entraînée.

Le principe peut s'appliquer à des organes rectilignes, par exemple une tige portant les fraises et coulissant dans un tube.

Autoloc. — Ce mécanisme de blocage a donné naissance à une ingénieuse idée dont l'application pratique est connue sous le nom d'*Autoloc*, dont nous allons donner une rapide description.

Soit une cuvette fixe, figure 245, cylindrique, dans laquelle se trouve une came B, à deux profils excentrés, laissant dans ladite cuvette un logement en forme de double croissant. Dans ce logement, plus large aux milieux qu'aux extrémités, sont placées deux billes D, E et D', E', séparées par un ressort à boudin comprimé F, F'. Ce ressort maintient les billes écartées l'une de l'autre et les pousse continuellement vers les extrémités rétrécies du logement, de façon telle qu'elles sont coincées entre la paroi de la cuvette et la rampe de la came.

Dans cette position, la came est solidaire de la cuvette puisque, pour se mouvoir dans cette cuvette, vers D', par exemple, elle devrait écraser les billes D et D'. Les billes ne peuvent pas glisser et se trouver entraînées grâce à l'angle de coincement, déterminé de façon à empêcher ce glissement.

Tout l'ensemble forme donc un bloc rigide ; cependant, si, par un moyen approprié, on peut déplacer le

Cinématique appliquée

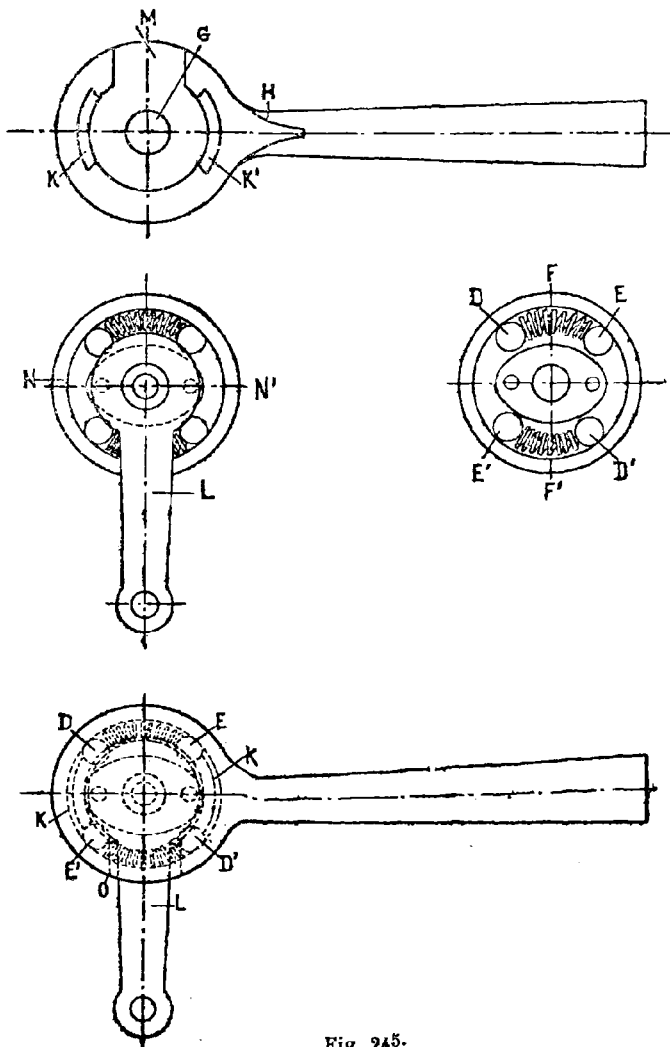


Fig. 245.

Cinématique appliquée

système de blocage constitué par : la *came*, les *billes* et les *ressorts*, on obtiendra, en chaque point du déplacement, le même résultat d'immobilisation de la *came*.

Supposons que la *came* B soit liée à un bras de levier L, qu'elle a pour but de fixer en position, par les deux vis ou goupilles figurées au dessin.

Adaptons sur l'ensemble un chapeau G armé d'une manette de commande H portant deux loquets K et K' et une encoche M, pour l'emplacement du bras L, avec le jeu suffisant.

Posons maintenant le chapeau G sur la cuvette de façon que les loquets viennent se loger entre les billes, en N et N', et que le levier L s'emboîte dans l'encoche M.

Le tout ainsi monté sur un axe, si l'on entraîne le chapeau au moyen de la manette H, de E vers D, par exemple, la griffe K' entre en contact avec la bille E en même temps que la griffe K avec la bille E'. En continuant la rotation, les billes sont repoussées dans l'espace plus large du croissant, en comprimant légèrement les ressorts, jusqu'à ce que le bord O de l'encoche rencontre le bras L. A ce moment, rien ne s'oppose plus à ce que ce dernier soit entraîné, puisque la *came* est débloquée par le décoincement des billes E et E'. En effet, aussi longtemps que dure le mouvement, le bras L est solidaire de la manette H. Et cette dernière, sous forme de manivelle animée d'une rotation continue, entraînera le bras L. Les billes D, D' suivront sans résistance, car elles seront amenées dans les espaces plus larges des croissants.

Quand le mouvement de la manette cesse, en un

Cinématique appliquée

point quelconque, les ressorts F, F' réagissent et repoussent les billes dans leur position de coincement, ramenant le blocage de la came et l'immobilité instantanée du levier L.

On voit que : *la cuvette étant immobile, la manette H peut toujours entraîner, dans l'un ou l'autre sens, le levier L, mais que ce dispositif est irréversible et qu'un effort sur ce levier n'amène aucun mouvement.*

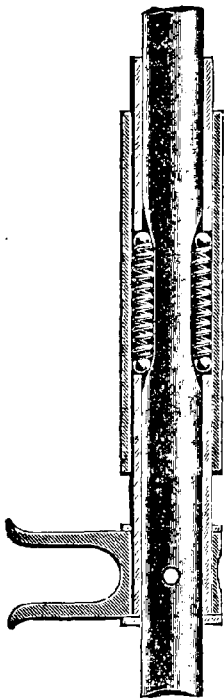


Fig. 246.

On conçoit les nombreuses applications de cet appareil. Il constitue un encliquetage moteur en même temps qu'un encliquetage d'arrêt. De plus, il peut être adapté sur un système rectiligne aussi bien que sur un système circulaire. En effet, le premier n'est autre chose que le second de rayon infini.

Examinons la figure 246. Entre une pièce cylindrique extérieure, remplaçant la cuvette, fixe par conséquent, et la tige centrale qui correspond au levier L et porte des rampes jouant le rôle de celles de la came, viennent se loger, dans des évidements, plusieurs paires de billes, toujours écartées par un ressort à boudin.

Un tube, dans lequel sont ménagées plusieurs ouvertures à l'endroit des logements des billes, s'intercale

Cinématique appliquée

à frottement gras entre le manchon extérieur fixe et la tige centrale et joue le rôle du levier à griffes du mécanisme précédent.

Prenons une application, celle des trains balladeurs pour changement de vitesse dans les automobiles, figure 247.

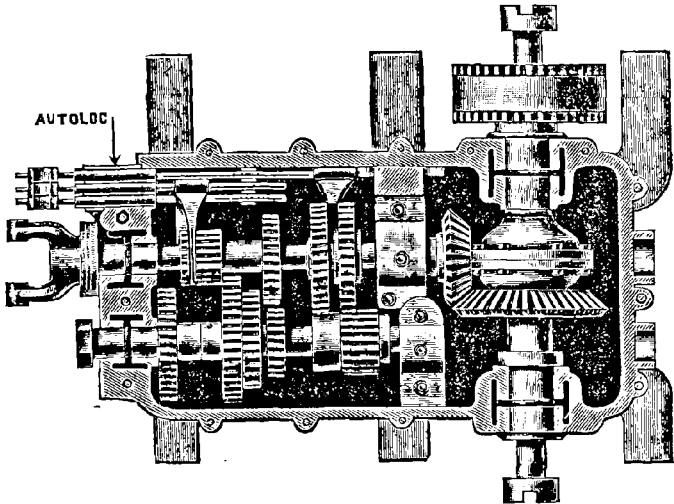


Fig. 247.

Dans les systèmes de changement de vitesse à plusieurs trains balladeurs, lorsque l'un des arbres est en prise, les autres doivent être verrouillés solidement, et, à cet effet, l'autoloc fournit une combinaison.

La pièce cylindrique extérieure se fixe sur la boîte de changement de vitesse.

La tige centrale commande le balladeur.

Le tube intercalaire est rendu solidaire de la four-

Cinématique appliquée

chette, actionnée par le levier de commande extérieur au moyen d'une goupille traversant la tige centrale dans un trou ovalisé.

En agissant par le levier de changement de vitesse sur l'un des balladeurs, on actionne la fourchette calée sur le tube intercalaire, et ce dernier provoque le décoincement des billes correspondant au sens du mouvement, en comprimant les ressorts. Aussitôt après, la goupille, s'étant déplacée dans le trou ovalisé, attaque la tige centrale et entraîne le balladeur correspondant, dont les engrenages sont ainsi amenés dans la position voulue déterminée par la rencontre par le levier de manœuvre des encoches du secteur.

Le train demeure bloqué immuablement dans cette position précise dès que le levier est abandonné, par suite de la réaction des ressorts, qui repoussent immédiatement les billes dans leur position de coincement.

Remarquons que les tiges ainsi bloquées ne sont plus dépendantes des jeux extérieurs, le verrouillage étant réalisé directement sur l'organe même qu'il doit immobiliser.

Encliquetages à blocs. — On remplace quelquefois, dans les encliquetages ordinaires, les billes par un bloc en forme de croissant, figure 248, enfermé dans des alvéoles creusées dans la pièce extérieure. Cette dernière est entraînée quand le rochet tourne dans le sens de la flèche. Quand il tourne en sens contraire, les dents conduisent la face concave des croissants, obligent ceux-ci à rentrer dans leurs alvéoles, et la connexion n'a pas lieu. Il faut que l'épaisseur du croissant soit moins grande que la profondeur de son

logement et que la longueur de celui-ci soit plus petite que la longueur du croissant. Il faut encore que les dents aient un **espacement** calculé de façon à éviter les coincements.

Tous les encliquetages à billes, rouleaux ou blocs, fonctionnent sans bruit.

Il faut les établir en métaux durs, car l'usure inégale des organes fait qu'au bout d'un certain temps, une

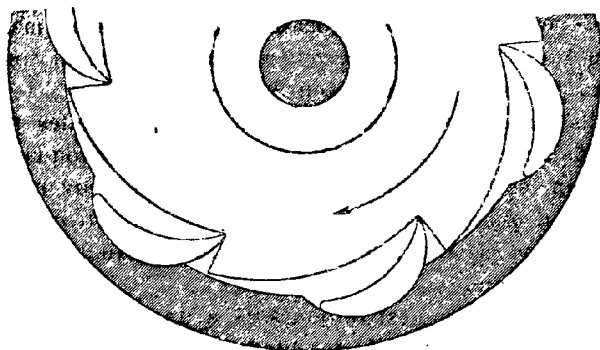


Fig. 248.

seule bille, ou un seul bloc, ou un seul rouleau, agit sur la pièce extérieure. Il s'ensuit des efforts sur un seul point qui peuvent provoquer des ruptures.

REMARQUE. — Qu'ils soient *mécanismes d'arrêt* ou bien *verrous complets* ou bien *inverseurs de mouvement*, ou simplement *organes moteurs rigides*, les encliquetages jouent un rôle très important dans la cinématique moderne, et nous avons tenu à leur faire occuper ici la place à laquelle ils ont droit.

§ 2. — Échappements.

Les *échappements* sont des mécanismes s'adaptant aux appareils servant à la mesure du temps. Ils présentent une certaine analogie avec les encliquetages en ce sens que, par leur intermédiaire, on obtient un mouvement fractionnel de sens constant.

Cependant, ils ne sont pas un organe de liaison, mais plutôt des *interrupteurs réguliers* d'un mouvement continu provoqué par un moteur indépendant.

Ils sont la base des horloges, dans lesquelles un poids ou un ressort bandé fournit l'effort, provoquant, sur une série de systèmes d'engrenages, un mouvement continu qu'un *échappement interrompt, par intervalles mesurés et réguliers*, de façon à évaluer la quantité du temps écoulé.

L'échappement est toujours lié à un pendule, qui donne l'unité de mesure des interruptions, et sa fonction est double :

1° *Actionné par le pendule, il provoque les interruptions régulières du mouvement continu ;*

2° *Il sert de lien rigide entre l'organe moteur et le pendule pour restituer, par impulsion, à celui-ci, l'effort perdu par les frottements et la résistance de l'air.*

Les échappements sont à *ancres*, à *cyindre*, à *chevilles*, à *palettes*, etc.

La figure 249 représente le schéma d'un échappement à ancre.

Étant donnée la roue à rochet on articule au-dessus, en A, et dans le même plan, l'ancre, embrassant un

Cinématique appliquée

nombre exact de dents entre ses deux branches 1 et 2, et solidaire du pendule.

L'épaisseur e de ces branches est fonction du pas du rochet et telle que, quand la dent 3 échappe le bec 1, l'arc extérieur du bec 2 arrive en contact avec la face droite de la dent 6, provoquant l'arrêt du rochet.

La flèche indique le sens de rotation de ce dernier.

L'angle d'oscillation α varie généralement entre 2 et 3 degrés.

L'arc intérieur du bec 1 et l'arc extérieur du bec 2, contre lesquels viennent buter les dents, ont leur centre au point d'oscillation A de l'ancre.

Pour déterminer les plans inclinés terminant ces becs et permettant aux dents d'agir sur eux

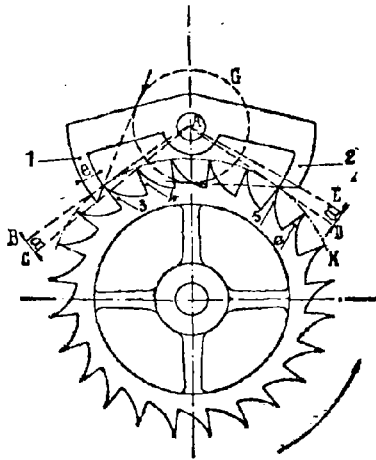


Fig. 249.

pour communiquer au pendule l'effort exercé sur le rochet par le poids ou le ressort moteur, voici la méthode générale.

Menons la circonférence H, passant par l'extrémité des dents du rochet. Puis les tangentes à cette circonférence AB et AD, partant du centre d'oscillation A de l'ancre. Portons, à l'intérieur pour le bec 1 et à l'exté-

Cinématique appliquée.

rieur pour le bec 2, l'angle α déterminé par les droites AC et AE.

Pour le bec 1 : la droite qui joint le point d'intersection de la ligne AC avec l'arc extérieur au point d'intersection de la tangente AB avec l'arc intérieur fournira le plan incliné.

Pour le bec 2 : prolongeons la droite obtenue ci-dessus ; du point A, menons la circonférence G tangente à cette droite. Enfin, du point d'intersection de l'arc intérieur 2 avec la tangente AD, menons la tangente à la circonférence G. Cette dernière ligne fournira l'autre plan incliné.

L'angle d'attaque de l'ancre par la pointe des dents sera ainsi le même pour les deux becs et les impulsions seront de même valeur, mais il importe surtout que leur somme soit une constante.

Échappements à cylindre. — En supposant les bras de l'ancre réduits au minimum, c'est-à-dire n'admettant qu'une seule dent entre leurs becs, nous arrivons au dispositif d'échappement à cylindre employé pour les montres.

Le rochet porte des touches saillantes qui viennent buter tour à tour contre le cylindre ; mais celui-ci est entaillé d'un côté, de façon que, sa rotation se produisant sous l'influence du spirale-balancier, ladite entaille laisse échapper la touche du rochet pendant que la touche suivante vient prendre contact avec l'autre côté plein du dit cylindre.

Échappement à chevilles. — Dans l'échappement à chevilles, les dents pointues sont remplacées par des

Cinématique appliquée

doigts fichés sur la face de la roue, à égale distance les unes des autres, et sur une circonférence concentrique à cette roue, figure 250.

Les becs agissent sur les dents successives et sont du même côté, ce qui ne provoque plus les petits déplacements du pivot dans son logement, cause d'usure et de mauvaise marche.

Les chevilles portent un méplat constituant un plan incliné conjugué avec celui du bec. Il en sera tenu compte dans l'établissement de celui-ci, dont l'épaisseur sera égale à la distance entre deux dents moins une épaisseur de dent, divisée par deux.

Les arcs de repos auront toujours leur centre au point d'articulation. Leur longueur sera proportionnelle à leur rayon, pour que l'impulsion sur le pendule soit la même.

Le tracé du plan incliné sera exécuté comme précédemment, en se basant sur l'angle d'oscillation α , l'épaisseur du levier et les tangentes de la figure 249.

On cite comme une curiosité de cinématique la grande horloge de Windsor, par l'Anglais Wuilliamy, dans laquelle entre un échappement à chevilles où les usures sont réduites au minimum.

En effet, les plans inclinés des becs sont à très grande surface et les chevilles fort longues. De plus, pour que

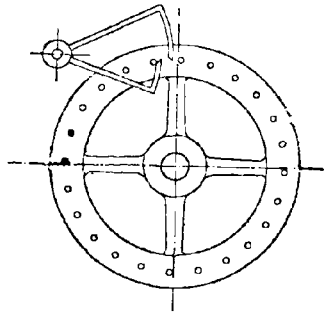


Fig. 250.

Cinématique appliquée

celles-ci portent complètement, elles sont articulées dans les deux plans et ramenées en place par un ressort. Ces précautions donnent une douceur infinie aux passages des becs.



CHAPITRE X

ORGANES RIGIDES ARTICULÉS

§ 1. — Bielles et Manivelles.

Le dispositif d'organes rigides articulés le plus répandu, que l'on rencontre en effet dans toutes les machines, est celui connu sous le nom de *bielle et manivelle*. On l'emploie pour transformer le mouvement circulaire continu en :

- 1° Circulaire continu ;
- 2° Circulaire alternatif ;
- 3° Rectiligne alternatif.

Ou, réciproquement, chacun de ces trois mouvements en circulaire continu.

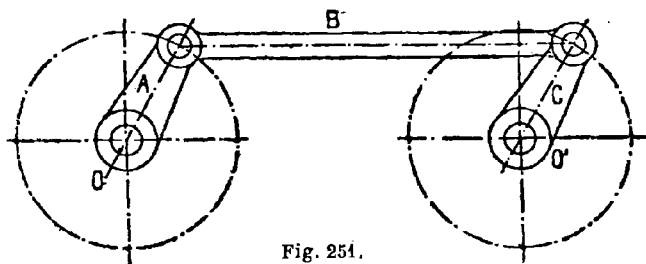


Fig. 251.

1° Transformation du circulaire continu en circulaire continu. — La figure 251 nous montre un axe O, entraînant un levier A dans une rotation continue.

Cinématique appliquée

Une tige rigide B, articule d'une part avec l'extrémité libre du levier A et, d'autre part, avec l'extrémité libre du levier C calé sur le second arbre O' qu'il s'agit d'entraîner.

Les leviers A, C sont les *manivelles*.

La tige rigide B est la *bielle*.

a) MANIVELLES ÉGALES. — Pour que l'arbre O' puisse effectuer une rotation complète, il faut que la longueur de la bielle B, lui communiquant le mouvement de l'arbre O, soit mathématiquement la même que la distance des centres O, O'.

De plus, cette rotation ne peut pas s'effectuer dans

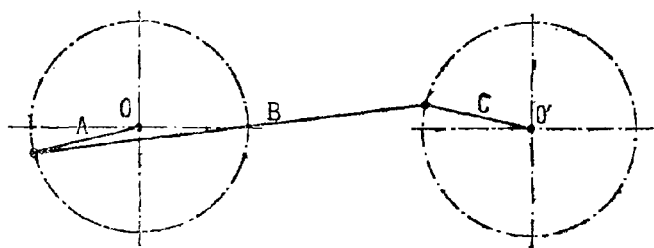


Fig. 252.

l'espace. En effet, quand les manivelles A et C et la bielle B sont en ligne droite, c'est-à-dire superposées à la ligne OO', la traction de la manivelle A sur la bielle B peut provoquer une rotation de la manivelle C dans un sens inverse, et la bielle B prendre la position croisée de la figure 252. Ce phénomène pourrait se reproduire à chacun des passages en ligne droite coïncidant avec OO' soit deux fois par tour.

On ne se sert donc de ce dispositif simple que quand

Cinématique appliquée

il intervient de façon telle que le renversement de sens ne peut se produire.

On couple ainsi les roues de locomotives, pour utiliser l'adhérence d'elles toutes.

Il est à remarquer que, justement, cette adhérence empêche le croisement des bielles.

Bielles doubles. — Quand les manivelles sont dans l'espace, on double la bielle. On en cale une seconde,

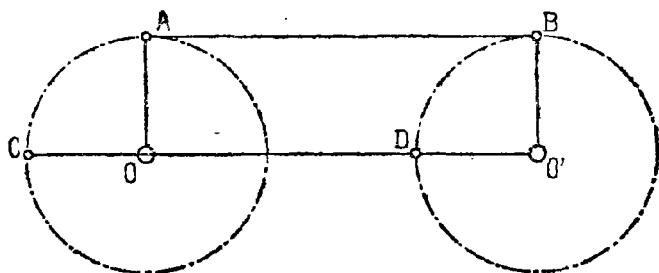


Fig. 253.

figure 253, qui fait un angle de 90 degrés avec la première. En effet quand la bielle CD est dans la position critique, la bielle AB est dans la position la plus favorable et c'est elle qui conduit en ce moment. Quand elle passera à son tour par la position critique, la bielle CD sera venue dans la position favorable et c'est elle qui, alors, conduira.

Il est de toute importance que les deux bielles soient rigoureusement égales à la distance des centres.

On les monte généralement à chaque extrémité des arbres dont elles doivent assurer la liaison.

Cinématique appliquée

Bielle triangulaire. — On peut encore assurer la rotation par le procédé dit de la *bielle triangulaire*. Soit, figure 254, l'axe O devant entraîner dans une rotation continue l'arbre O¹.

OA est la manivelle motrice.

O¹B est la manivelle conduite.

Joignons O.O¹; du point O, menons une perpendiculaire à cette ligne et faisons O.O² égal à O.O¹. Le point O² sera le centre de rotation d'une troisième manivelle guide O²C qui, liée aux deux autres par le triangle rigide ABC, assurera la rotation de l'arbre O¹.

La condition essentielle est que les trois manivelles soient parfaitement égales et de directions parallèles.

Les éléments devront donc répondre rigoureusement aux égalités suivantes :

$$OA = O^1B = O^2C$$

et

$$AC = O^2O^1,$$

$$CB = O^2O^1,$$

$$BA = O^1O.$$

On comprend que, quand la manivelle O¹B passe les positions difficiles, la manivelle O²C se trouve dans les positions favorables par rapport à la manivelle motrice OA; elle est donc sollicitée par cette dernière qui sollicite elle-même la manivelle conduite dans de bonnes conditions en cet instant.

On peut souvent, grâce à ce système, supprimer tout un train d'engrenages avec leur inconvénient de bruit et de jeux additionnés.

Néanmoins, nous devons dire que l'ajustage de la bielle triangulaire est très délicat.

Le parallélisme des trois arbres est de toute importance. Après sa vérification, il suffira de régler l'élément AB, puis l'élément AC, en les tenant bien exactement de la même longueur.

Enfin, on montera les trois manivelles sur le triangle rigide, et le moindre écart dans les réglages précédents donnera un dur qui signalera sa présence.

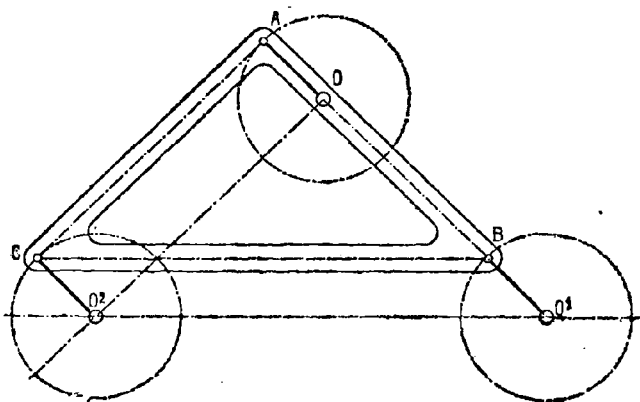


Fig. 254.

b) MANIVELLES INÉGALES, BIELLE ALLONGÉE. — Quand les deux manivelles sont inégales, et que leur somme est plus petite que la distance de leurs centres de rotation, la rotation complète de la plus petite seulement peut s'effectuer. Encore faut-il que la bielle ait une longueur comprise entre des limites déterminées par la longueur des manivelles et la distance de leurs axes de rotation, figure 255.

Cette bielle doit être plus courte que la distance des centres plus la différence des rayons et plus longue

Cinématique appliquée

que la distance des centres, moins la différence des rayons.

C'est-à-dire que B doit être plus courte que CD et plus longue que EF.

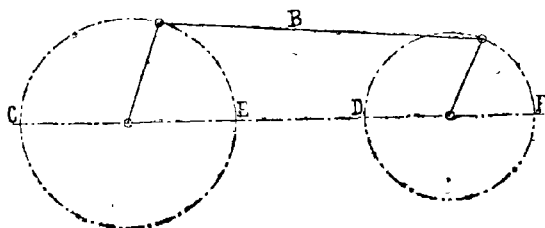


Fig. 255.

c) MANIVELLES INÉGALES, BIELLE COURTE. — Quand les deux manivelles sont inégales et que le centre de rota-

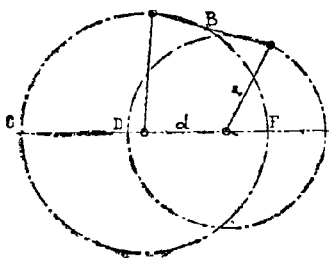


Fig. 256.

tion de l'une est à l'intérieur du cercle décrit par l'autre, figure 256, la rotation complète des deux manivelles peut s'effectuer, mais il faut que la distance des centres soit moins grande que la plus petite des manivelles et que la bielle B soit plus grande que CD et plus petite que DF.

Cinématique appliquée

VITESSE DES MANIVELLES. — Quand deux manivelles sont liées par une bielle, leurs vitesses angulaires sont inversement proportionnelles aux distances de leurs centres respectifs au point d'intersection de la direction de la bielle et de la ligne des centres.

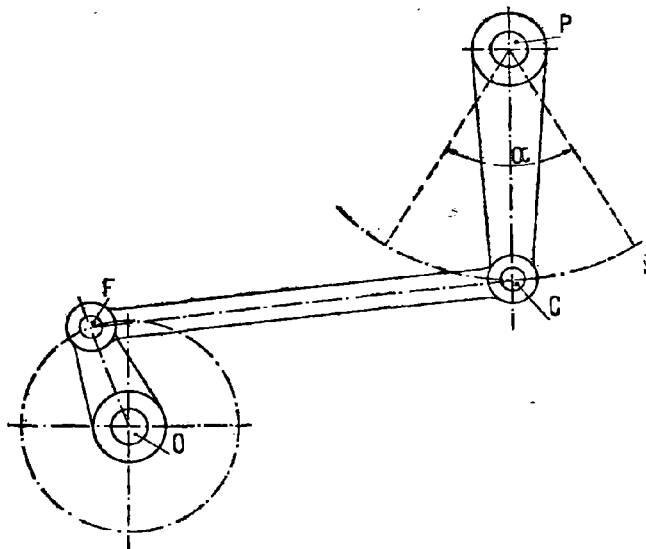


Fig. 257.

2° Transformation du circulaire continu en circulaire alternatif. — La figure 257 nous montre un axe O, entraînant un levier OF dans sa rotation. Ce levier, au moyen d'une tige rigide FC, communique à un autre levier CP, articulée sur l'axe P, un mouvement circulaire alternatif ayant CP pour rayon et l'angle α comme amplitude.

Cinématique appliquée

Le levier OF s'appelle la *manivelle*.

La tige rigide FC s'appelle la *bielle*.

La tige rigide CP s'appelle le *balancier*.

L'utilisation de ce mécanisme étant très fréquente, nous allons l'étudier sommairement.

a) Proposons-nous de transformer le circulaire continu de l'axe O en circulaire alternatif d'un autre axe P, parallèle au premier, figure 258.

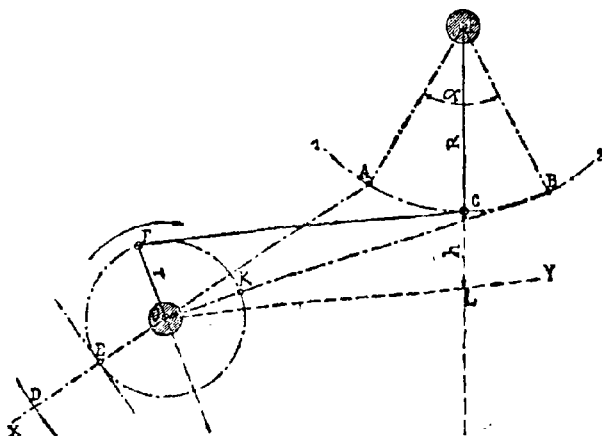


Fig. 258.

Nous connaissons l'amplitude α de la course du balancier, et la longueur R de celui-ci et nous voulons déterminer la manivelle et la bielle.

Avec R traçons d'abord, du point P comme centre, l'arc 1, 2 passant par les points A, B, fins de courses du balancier.

Puis traçons AX passant par O et sur cette ligne

Cinématique appliquée

portons une longueur $AD = BO$. La distance EO , égale à $\frac{1}{2} DO$ déterminera la longueur de la manivelle à caler sur l'axe O . La distance EA déterminera la longueur de la bielle FC .

On voit que la manivelle en tournant dans le sens de la flèche, par exemple, passera à partir de sa position initiale EO , correspondant à la position initiale AP du balancier, par une suite de positions successives dont l'une d'elles, FO , quelconque, correspondra à la position CP du balancier, et que la tête de ce dernier ira de 1 vers 2 jusqu'à ce que la manivelle vienne occuper la position OK , correspondant à la position BP de ce balancier. A partir de cet instant, la manivelle continuant son mouvement, le balancier reviendra de 2 vers 1 jusqu'à ce que celle-là ait repris sa position initiale OE correspondant à la position initiale AP de celui-ci. Une révolution complète de l'axe O aura donc produit un circulaire alternatif de l'axe P .

Courbe des espaces parcourus par la tête du balancier. — Cette courbe sera de construction facile. Ayant comme toujours représenté le temps d'un tour par une longueur arbitraire, on divisera cette longueur et la circonférence de rayon OE en un même nombre de parties égales se rapportant aux temps. Les ordonnées seront les espaces parcourus par le point A sur l'arc ACB en prenant le point E comme origine des temps et le point A comme origine des espaces. Pour déterminer les espaces sur ACB , on tracera la position de la bielle FC , pour chacun des points de divisions de la circonférence OE .

Cinématique appliquée

La courbe obtenue indique un mouvement accéléré suivi de retardé pour la course directe et pour la course rétrograde, mais ce mouvement s'éloigne beaucoup du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé. De plus, les temps des deux courses ne sont pas égaux, et en effet, les points E et K correspondants, sur la trajectoire de la tête de bielle, aux fins de courses A et B ne sont pas diamétralement opposés.

Courbe des vitesses de la tête du balancier. — Prenons le dispositif dans sa position OFCP, appelons V la vitesse uniforme du bouton de la manivelle et v la vitesse de la tête du balancier à l'instant considéré. Menons OY parallèle à la position de la bielle FC, prolongeons la position PC du balancier jusqu'à la rencontre en L de OY, ce qui nous donne la longueur h , variable avec chaque position du mécanisme. L'expression de la vitesse se traduit par la formule :

$$v = \frac{Vh}{r}.$$

Cette formule est obtenue en considérant la position du centre instantané de rotation de la bielle FC, à l'intersection, S, des prolongements de la manivelle et du balancier, ce qui donne les triangles semblables FSC et OSL qui permettent de transformer la formule de Chasles donnant :

$$v = \frac{V \times SC}{SF}, \text{ en } v = \frac{V \times h}{r}.$$

Tracé de la courbe. — La courbe des vitesses sera construite en prenant les valeurs de la variable h comme

Cinématique appliquée

ordonnées, qu'on obtiendra pour chaque position comme nous l'avons vu pour celle OFCP.

Points morts. — En examinant la figure, on voit que dans la position OEAP et dans la position OKBP, la valeur de h est égale à zéro. La vitesse du balancier est donc nulle en ces instants, correspondants aux fins de courses. Les points A et B sont des « points morts ».

Vitesses égales. — Quand on a :

$$h = r,$$

ce qui arrive dans quatre positions, la vitesse de la tête du balancier est égale à la vitesse du bouton de manivelle. Il est facile de voir sur la courbe quelles ordonnées sont égales à r ; en portant r sur l'axe des vitesses et à leur échelle, au-dessus et au-dessous de l'origine, et en menant deux parallèles à l'axe des temps, on verra les quatre points où la courbe est coupée.

Maximum de vitesse. — La position sur l'axe des temps des deux ordonnées les plus longues correspond à la vitesse maximum de la tête du balancier. Il est à remarquer que ces positions ne correspondent pas aux moments où la manivelle est à 90° sur la bielle mais aux moments où le sinus de l'angle OFC est maximum et le sinus de l'angle LCF est minimum.

b) Le problème peut se présenter sous une autre forme : Supposons un dispositif dont nous avons tous les éléments et dont nous connaissons une position

Cinématique appliquée

OFCP, figure 259. Nous voulons déterminer l'amplitude du mouvement du balancier.

Pour ceci, prolongeons dans les deux sens la ligne OF, direction de la manivelle, puis portons FB et FA = FC la bielle. Alors avec PC comme rayon, menons l'arc XY

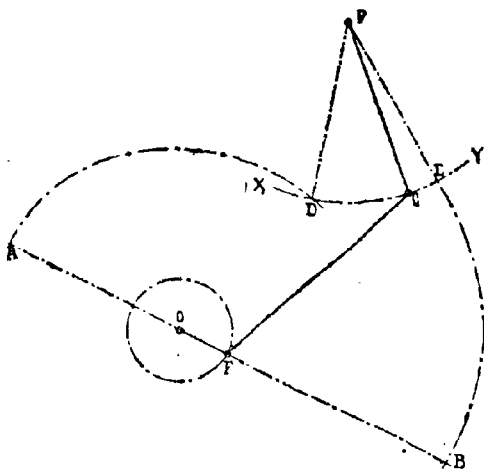


Fig. 259.

trajectoire du point C. Du point O comme centre et avec OA et OB comme rayons, décrivons les arcs qui coupent la trajectoire XY respectivement aux points D et E. Ces points seront les fins de courses et la rotation de l'axe P sera mesurée par l'arc DCE.

c) Supposons maintenant que nous connaissions PC le balancier, figure 260, ses positions aux fins de courses PD et PE, la longueur CF de la bielle et une ligne XY sur laquelle nous voulons trouver le centre

Cinématique appliquée

de rotation de la manivelle ; la longueur de cette manivelle est aussi à déterminer.

Pour ceci : avec un rayon égal à CF la bielle, du point D décrivons l'arc H et du point E l'arc K . Il ne reste plus qu'à chercher sur la ligne XY un centre de circonférence tangente à ces deux arcs. La ligne EO prolongée confirmera le point de tangence 1 et la ligne DO le point de tangence 2.

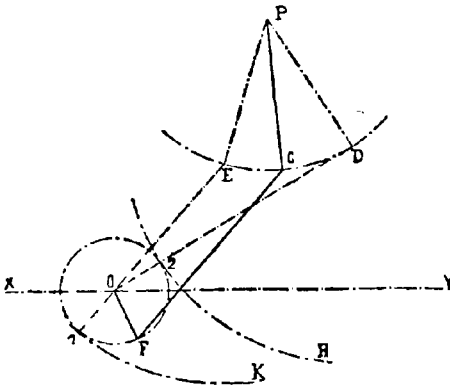


Fig. 260.

Généralement, l'axe P , dans les dispositifs que nous venons de voir, est celui d'un encliquetage auquel le balancier doit communiquer une rotation d'amplitude déterminée. Le cliquet est monté soit directement sur le balancier, soit sur un levier solidaire de celui-ci.

3° Transformation du circulaire continu en rectiligne alternatif. — La bielle peut conduire, en place du balancier, une tige guidée dans une glissière (figure 261).

Cinématique appliquée

Le cas est le même que dans les précédents alinéas, on suppose simplement que l'axe d'articulation du balancier est rejeté à l'infini. La longueur de la manivelle est égale à la demi-course.

Le dispositif peut transformer le rectiligne alternatif de la tige en circulaire continu de l'axe de la manivelle, mais il faut alors qu'un volant calé sur l'axe de rotation fasse, par l'inertie, franchir les points morts.

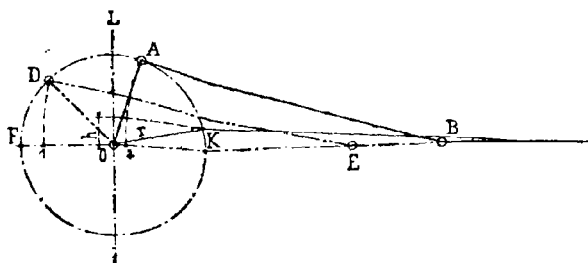


Fig. 261.

Courbe des espaces. — Cette courbe sera construite en portant comme ordonnées les espaces parcourus par un repère pris sur la tige et comptés à partir d'une fin de course, pour chaque position du dispositif tracée graphiquement.

Les courses directes et rétrogrades sont parcourues d'un mouvement accéléré suivi de retardé.

Influence des obliquités de bielles sur la loi des vitesses. — Les espaces rectilignes parcourus sont les projections, sur le diamètre FK, situé sur la direction de la tige, des espaces circulaires parcourus par le point A sur sa trajectoire. L'espace rectiligne parcouru F2 cor-

Cinématique appliquée

respond à la position OAB. L'espace F1 correspond à la position ODE. Mais il faut remarquer que les projetantes ne sont pas des perpendiculaires au diamètre FK. Elles sont des arcs de cercles ayant la bielle comme rayon et comme centre le point d'articulation de cette bielle avec la tige guidée. Donc, plus les bielles sont courtes, plus les arcs sont fermés, plus les projetantes s'éloignent du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé. Une bielle de longueur égale à l'infini donnerait ce dernier mouvement. Par conséquent, plus les bielles sont longues, plus le dispositif est normal. En pratique on ne fait jamais descendre la longueur de la bielle en dessous de 5 ou 6 fois la longueur de la manivelle.

Courbe des vitesses. — L'expression de la vitesse rectiligne sera :

$$v = \frac{Vh}{r},$$

V étant la vitesse du bouton de manivelle ;

r , le rayon de cette dernière ;

h , la variable, mesurée sur OL par le prolongement de la bielle,

Cette variable servira d'ordonnée pour chacune des positions du système dans le temps d'un tour.

Points morts. — La variable h est encore nulle aux fins de courses, il y a donc encore deux points morts.

Vitesses égales. — Quand $h = r$, ce qui arrive dans quatre positions, la vitesse de la tige est égale à la vitesse du bouton de manivelle. Il est facile de se rendre compte, sur la courbe des vitesses, quelles ordonnées sont égales à r en portant cette longueur, à l'échelle des

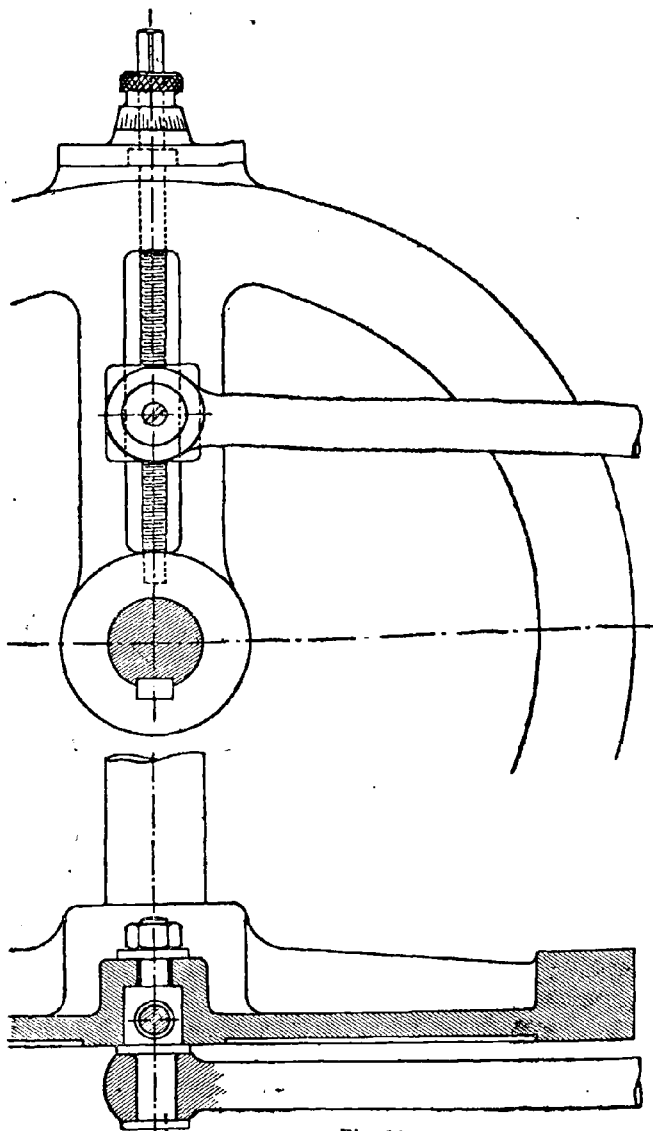


Fig. 262.
IRIS - LILLIAD - Université Lille 1

Cinématique appliquée

vitesses et sur leur axe, en dessus et en dessous de l'origine et en menant deux parallèles à l'axe des temps.

Deux de ces points sont les extrémités du diamètre perpendiculaire à la direction de la tige.

Maximum de vitesse. — Le maximum de vitesse se produit dans chaque course quand la bielle et la manivelle occupent des positions perpendiculaires.

Manivelle à longueur variable. — On fait quelquefois usage de manivelles pouvant changer de longueur. Le dispositif se compose alors, figure 262, d'un plateau portant une rainure guide placée sur un rayon et dans laquelle se loge une vis à filet carré. Le bouton de manivelle est monté sur un écrou bien guidé se déplaçant sur la vis. On éloigne ou rapproche le bouton de manivelle du centre du plateau en faisant tourner la vis dans un sens ou dans l'autre.

Il est à remarquer que la bielle gardant sa même longueur, la loi des vitesses n'est pas constante, sa courbe change pour chaque obliquité.

Ceci pour faire ressortir que, dans le cas d'une course incomplète de la tige, les espaces parcourus ne sont pas proportionnels aux rayons de la manivelle.

Ce mécanisme se rencontre notamment dans quelques étaux limeurs où il règle la course de l'outil.

Arbres coudés. — Les arbres coudés, figure 263, appelés aussi vilebrequins, sont des variétés de manivelles.

Ce que nous venons de voir pour ces dernières proprement dites peut donc leur être appliqué.

Cinématique appliquée

Les espaces parcourus et les vitesses sont soumis aux mêmes lois.

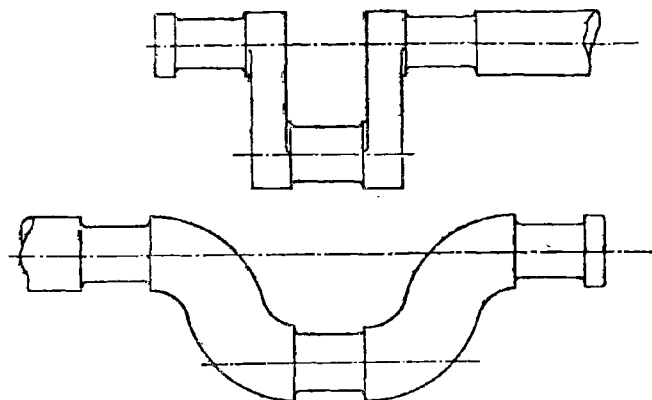


Fig. 263.

Manivelles à retour rapide. — Nous savons que pour augmenter le rendement de certaines machines-outils, on leur adapte un *retour rapide*. Ce dispositif est souvent un système de bielle et manivelle.

a) *Retour rapide par balancier à coulisse.* — La combinaison représentée figure 264 est celle qui est la plus communément employée. On la rencontre dans la commande du chariot porte-outil des étaux limeurs.

L'arbre moteur O entraîne une manivelle 2, armée d'un galet 3 qui coulisse dans la glissière ménagée sur le balancier 4. Ce dernier articule autour d'un axe fixe 5, et son extrémité est liée par la bielle 6, au chariot porte-outil 7, qu'il s'agit d'animer du mouvement rectiligne alternatif déterminé.

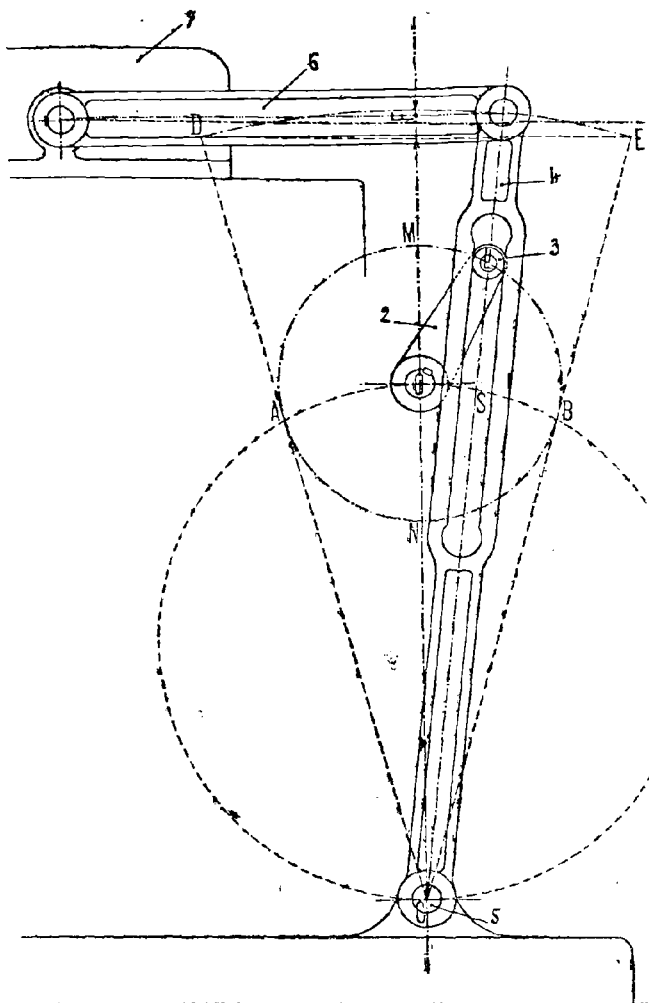


Fig. 264.

Cinématique appliquée

Supposons une course à produire DE de telle sorte que l'attaque, correspondant au passage du balancier 4 de CE en CD, et à une poussée de la bielle 6 sur le chariot 7, s'accomplisse pendant les $\frac{7}{12}$ du temps d'un tour. La période inactive s'effectuera donc pendant les $\frac{5}{12}$ restant et constituera le retour rapide.

Du milieu de DE, la course, abaissons la perpendiculaire MC. Nous placerons sur cette perpendiculaire le centre O de rotation de la manivelle, de telle sorte que les tangentes EB et DA à la circonférence BMAN, trajectoire du point L, donnent l'arc AMB égal aux $\frac{7}{12}$ de cette circonférence totale.

Le point C, intersection de ces tangentes sera le centre d'oscillation du balancier. Il sera situé sur la perpendiculaire passant déjà par le point O.

On voit que, par la suite, la manivelle 2 tournant dans le sens de la flèche, l'arc BMA, correspondant aux $\frac{7}{12}$ du temps d'un tour, sera le temps du passage du balancier de CE en CD, c'est-à-dire de l'attaque demandée.

On partagera l'obliquité de la bielle en articulant son extrémité fixée au chariot sur la parallèle à DE qui divise la flèche de l'arc décrit par la tête du balancier en deux parties égales.

A chaque instant, la vitesse du chariot, V, est donnée par la relation suivante :

$$V = \frac{v \times LS \times CF}{OL \times CL},$$

dans laquelle v est la vitesse uniforme connue du bouton de manivelle; F est le point d'intersection de l'axe de la bielle et de la perpendiculaire MC.

Cinématique appliquée

b) *Retour rapide par manivelles inégales.* — La figure 265 représente un autre dispositif de retour ra-

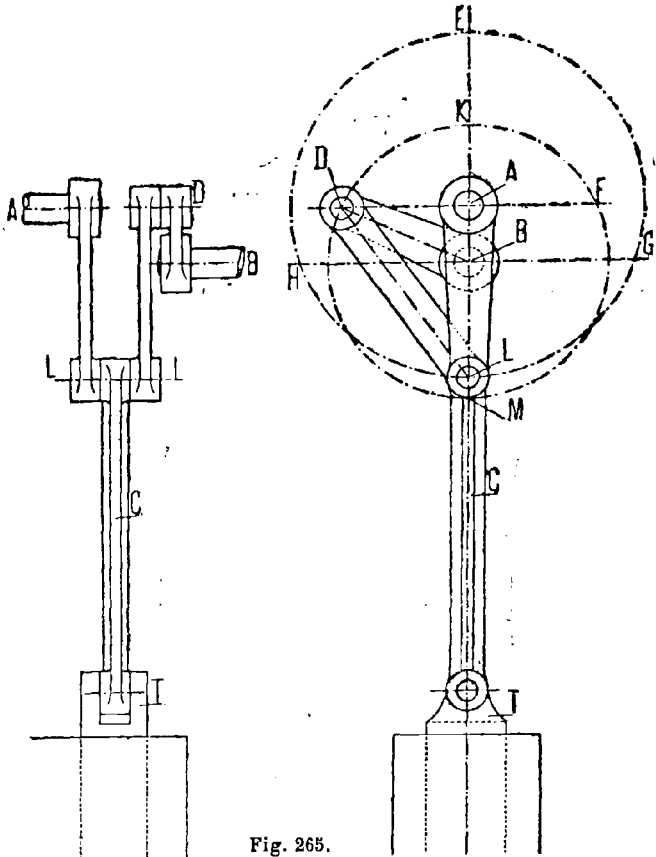


Fig. 265.

pide basé sur l'emploi des manivelles inégales liées par une bielle courte, de la figure 256.

Cinématique appliquée

La manivelle motrice BD a pour trajectoire la circonférence D, M, F, K .

1° Sur ET , la direction de la tige à conduire, prenons un second axe A de telle façon que AB soit plus petite que BD , la manivelle motrice, plus petite elle-même que la seconde.

2° Sur cet axe de guidage, A , montons une seconde manivelle AL , ayant pour trajectoire la circonférence H, L, G, E , de longueur calculée pour que nous ayons une bielle de liaison LD , plus petite que LK et plus grande que KE .

Ainsi seront remplies les conditions dont nous avons parlé précédemment, et la rotation complète des deux manivelles sera assurée.

Articulons en L une bielle C liée à la tige T qu'il s'agit de mouvoir.

L'espace rectiligne qui sera parcouru par T sera égal à EL .

Mais, en mesurant les temps sur la trajectoire de la manivelle motrice, nous voyons que :

1° La course descendante de la tige T sera représentée par l'arc DMF ; ce sera le temps du travail ;

2° la course montante sera représentée par l'arc FKD , beaucoup plus petit ; ce sera le temps du retour.

Si la manivelle AL est motrice, la bielle C vient s'articuler en D .

L'espace rectiligne parcouru par T sera égal à MK .

Mais, en mesurant les temps sur la trajectoire de la manivelle motrice, nous voyons que :

1° La course montante de la tige T sera représentée par l'arc HEG ; ce sera le temps du travail ;

2° La course descendante sera représentée par l'arc

Cinématique appliquée

GLH beaucoup plus petit; ce sera le temps du retour.

c) *Retour rapide par manivelle à coulisse.* — Donnons-nous comme condition à remplir que la course d'attaque doit se produire pendant les $\frac{6}{10}$ du temps total d'un tour de la manivelle motrice, figure 266.

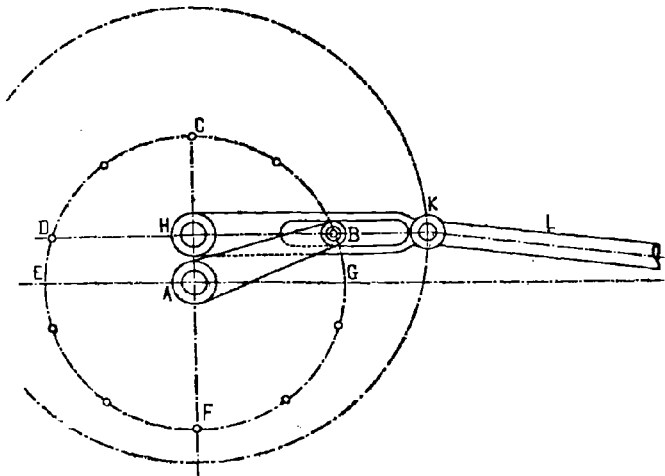


Fig. 266.

Soit AB cette manivelle, ayant pour trajectoire la circonférence BCDEFG.

Soit EG la direction de la tige, et CF la perpendiculaire à cette direction passant par l'axe de rotation de la manivelle motrice.

Divisons la trajectoire du bouton de cette manivelle en 10 parties égales à partir de C. Joignons les points D et B par une ligne qui divisera ladite trajectoire en

Cinématique appliquée

deux arcs : le premier DCB égal aux $\frac{4}{10}$ de la circonférence, et le second BCFED égal aux $\frac{6}{10}$.

Cette droite DB coupe la perpendiculaire CF au point H, où nous articulerons une seconde manivelle HK, à glissière, dans laquelle viendra coulisser le bouton de la première.

En K s'articulera la bielle L attelée à la tige T qu'il s'agit de conduire.

La course rectiligne sera égale à 2HK. Mais, en mesurant les temps sur la trajectoire de la manivelle motrice, nous voyons que : 1° la course montante de la tige sera représentée par l'arc DEFGB égal aux $\frac{6}{10}$ du temps d'un tour ; ce sera la période utile ; 2° la course descendante sera représentée par l'arc BCD égal aux $\frac{4}{10}$ du temps d'un tour ; ce sera la période du retour.

§ 2. — Excentriques circulaires à colliers.

1° *Excentrique circulaire à collier.* — Dans le cas de petites courses à produire sur la tige, on emploie fréquemment le dispositif de la figure 267. La commande des tiroirs dans les machines à vapeur est l'exemple le plus répandu. On le retrouve aussi pour la commande des pistons dans les pompes.

Cinématique appliquée

Tracé pour une course donnée. — Soit O le centre de rotation de l'excentrique devant actionner la « barre » T.

A partir du point O, portons, sur l'axe de direction de la tige, une longueur e égale à la demi-course à produire. Ce sera le *rayon d'excentricité*.

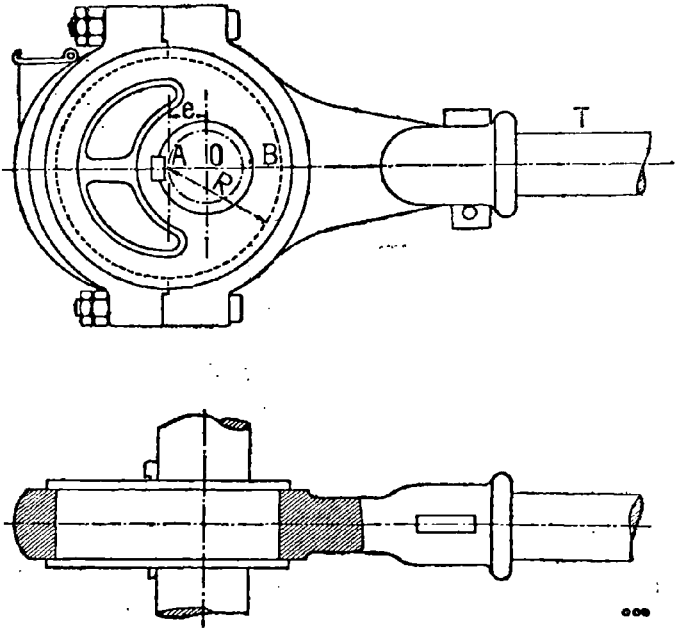


Fig. 267.

Du point A ainsi obtenu, avec un rayon $R = AB$, laissant en B la matière suffisante autour de l'œil, décrivons la circonférence qui représentera l'excentrique, claveté sur l'arbre. Cet excentrique aura des joues et tournera dans un « collier » en deux pièces fixé à la barre T.

Cinématique appliqués

Lois du mouvement de la tige. — Les lois sont absolument identiques à celles du dispositif *bielle et manivelle* qui aurait les mêmes éléments et dont la longueur de manivelle serait égale au rayon d'excentricité.

Avantage. — Généralement, la longueur de bielle étant très grande par rapport au rayon d'excentricité, il s'ensuit que le mouvement se rapproche assez du type uniformément accéléré, suivi d'uniformément retardé.

Inconvénients. — Il est évident que la grande surface de contact entre le collier et l'excentrique provoque des tendances à un frottement désavantageux. On atténue cet inconvénient par un graissage abondant; on fait, d'autre part, le collier en bronze.

Le mécanisme est irréversible, c'est-à-dire que le rectiligne alternatif de la tige ne peut pas provoquer le circulaire continu du disque, comme dans le dispositif bielle, manivelle et volant.

Excentrique d'Elmar Brooks, avec temps de repos. — Un mécanisme curieux, dérivé de l'excentrique ordinaire à collier est celui de la figure 268, dû à l'américain Elmar Brooks.

Etant donné, en effet, le circulaire continu de l'arbre moteur, cet excentrique est susceptible de temps de repos sur la tige guidée du rectiligne alternatif ou sur le balancier du circulaire alternatif.

Dans nombre de machines on a besoin d'un semblable dispositif et notamment dans certains appareils à confectionner les sacs en papier, les boîtes cartonnées, les briques, etc...

Cinématique appliquée

Sur l'arbre 1 est monté un excentrique ayant une surface de portée discontinue et formé de deux disques parallèles 2 reliés par une toile 3, le tout venu d'une pièce.

La toile 3 forme moyeu et ménage l'emplacement de

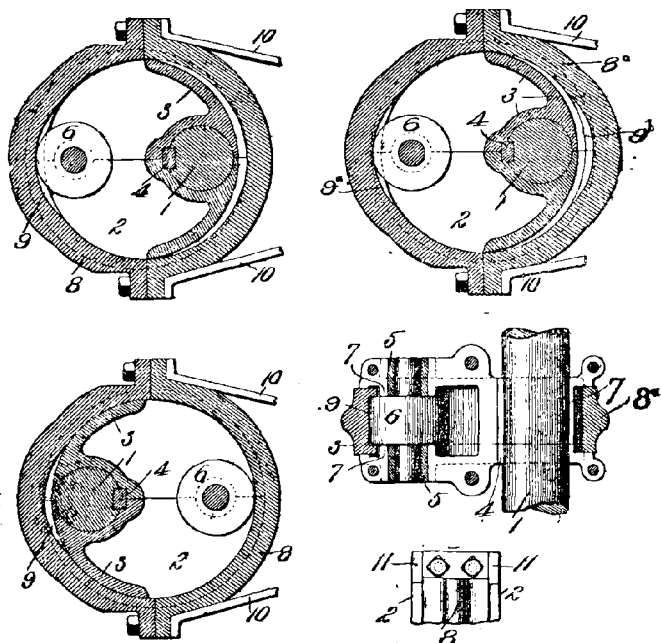


Fig. 268.

l'arbre 1 en embrassant la clavette 4, qui rend solidaire l'arbre et l'excentrique.

Cette toile a une portée sensiblement demi-cylindrique ayant même axe que les disques et s'étendant sur un arc un peu inférieur à 180 degrés.

Cinématique appliquée

Pour la commodité du montage, le bloc-excentrique est moulé en deux parties segmentaires assemblées, après coup, suivant un plan médian passant par l'axe longitudinal de l'arbre moteur, de façon à enserrer celui-ci et sa clavette.

L'excentrique offre, en un point diamétralement opposé à l'arbre 1, des portées 5 (une moitié de chacune dans chacun des blocs constituant cet excentrique) destinées à recevoir les tourillons d'un galet 6. Ce dernier est plus étroit que la portée de la toile 3, et il est maintenu en place par les collets 7. Il est placé de façon à ce que sa périphérie soit la continuation de la portée de la toile 3.

L'excentrique, après assemblage, a donc une surface de portée discontinue et les disques 2, de diamètre supérieur à celui de la portée, forment des joues.

Un collier 8, en deux parties, s'adapte sur la surface de portée de l'excentrique, entre les disques 2 qui l'empêchent de se déplacer latéralement. Il est pourvu, en un point, d'un évidement 9 de même largeur que le galet 6.

Le profil de cet évidement est un arc de circonférence concentrique à l'arbre moteur et raccordé par des rampes au profil circulaire de la portée du collier.

La longueur de l'arc concentrique déterminera la durée du temps de repos.

Les tiges 10 d'une bielle à deux branches sont fixées au collier et s'étendent jusqu'au mécanisme à actionner.

Dans la rotation de l'excentrique, le collier sera d'abord déplacé comme dans le cas d'un excentrique ordinaire tant que le galet 6 ne pénétrera pas dans l'évidement 9.

Cinématique appliqués

Au moment de leur rencontre, le collier s'arrête et le repos dure pendant tout le temps du passage de ce galet dans cet évidement.

Remarquons que le collier d'excentrique, en cette position, doit opérer une translation vers son attache à la bielle, égale à la profondeur de l'évidement.

Il faudra donc prévoir, en construisant, une disposition telle que ce collier soit toujours sollicité dans ces sens. Ainsi la translation ne se produira pas d'un seul coup et s'obtiendra par la rampe commençant l'évidement.

D'autre part, pour que cette translation puisse avoir lieu, il est nécessaire que la toile n'embrasse qu'un arc légèrement inférieur à 180 degrés. En effet, dans ces conditions, la corde de cet arc est plus petite que le diamètre intérieur du collier.

On étudie le dispositif de façon que cette corde se trouve sur le diamètre du collier au moment où le galet porte au fond de l'évidement.

Mais, dans cette position, il existe un jeu léger, dans le sens vertical entre les becs de la toile excentrique et la face interne du collier. Il va en résulter une petite chute de ce dernier. Pour l'empêcher, l'inventeur a muni ce collier 8 de deux taquets 11 qui le supportent en reposant sur les disques 2 de l'excentrique.

Le mécanisme peut-être, ainsi que le montre la figure, à deux temps d'arrêt par chaque révolution, en creusant dans la partie 8^a du collier un second évidement 9^b.

Travail des manivelles. — On monte quelquefois sur le même axe ; deux, trois, quatre manivelles, ou excentriques dont l'ensemble est désigné par *manivelle double, triple, ou quadruple*.

Cinématique appliquée

Cette disposition exige des vilebrequins à plusieurs coudes.

On en trouve l'exemple le plus étendu dans les machines motrices à plusieurs cylindres et les pompes à plusieurs pistons.

Une manivelle est à simple effet quand la tige qu'elle conduit ne travaille que pendant l'une seulement de ses deux courses.

Elle est à *double effet* quand les deux courses fournissent un effort.

Pour étudier la meilleure disposition des manivelles multiples sur un même arbre, on se sert de la *courbe du produit*, obtenue en prenant pour abscisses les temps et pour ordonnées des longueurs proportionnelles aux efforts sur la tige.

On en a déduit les remarques suivantes :

1° Une manivelle double à simple effet, avec des axes dans le prolongement l'un de l'autre, est préférable à une manivelle simple à double effet.

2° Deux manivelles à simple effet doivent être placées dans le prolongement l'une de l'autre.

3° Pour le double effet, on doit préférer les manivelles d'équerre, c'est-à-dire faisant entre elles un angle de 90 degrés.

4° Pour les manivelles triples, qu'elles soient à simple ou à double effet, la disposition la meilleure est celle qui les rend équidistantes, c'est-à-dire leur calage à 120 degrés de l'une par rapport aux autres.

5° Le système de manivelle triple donne la courbe des produits la plus régulière, c'est une ligne sensiblement droite.

§ 2. — Polygones articulés.

Parallélogrammes. — On dénomme parallélogramme un système de pièces rigides articulées, généralement destiné à assurer la direction rectiligne à une tige de piston ou autre organe animé d'un mouvement alternatif.

Il constitue donc, à proprement parler, un *guide du mouvement rectiligne* destiné à remplacer les patins, glissières, coulisseaux, qui sont des dispositifs à grands frottements. Ces frottements sont, en effet, presque nuls dans les systèmes articulés.

Toutes les anciennes machines à vapeur utilisaient la propriété de guidage du parallélogramme.

On ne l'emploie plus aujourd'hui, à cause de son encombrement d'abord et aussi parce que la marche de nos machines modernes étant devenue rapide, le système se prête mal aux grandes vitesses et ses articulations auraient une tendance au ferraillement.

Les plus connus étaient :

Les parallélogrammes *simple* et *composé* de Watt ;

Les parallélogrammes d'Ollivier Evans, de Klérity, de Bourdon.

Parallélogramme de Watt. — Le tracé du parallélogramme simple de Watt se rapporte aux considérations suivantes, figure 269.

Cinématique appliquée

manivelles AB et DC, liées par la bielle BC, est tel que chacune des manivelles ne puisse pas accomplir sa révolution complète, soient :

$$DM > DC + CB, \quad AN' > AB + BC,$$

un point quelconque P, pris sur la bielle, ou sur son prolongement, décrit une *courbe en huit* ayant comme axe de symétrie, la ligne des centres AD et un *point commun* S situé sur cet axe.

On s'en rend compte par le tracé qu'il est facile de s'imaginer.

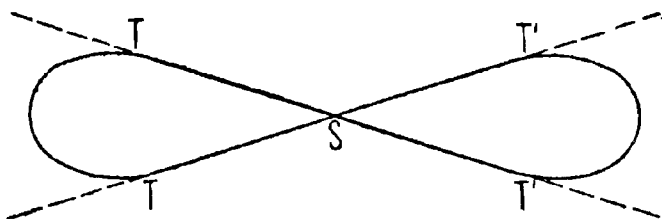


Fig. 270.

Les positions extrêmes du point C se trouveront en I et H, intersections de sa trajectoire avec l'arc décrit du centre A ayant pour rayon $AG = AB + BC$.

Les positions extrêmes du point B se trouveront en E et F, intersections de sa trajectoire avec l'arc décrit du centre D ayant pour rayon $DB_1 = DC + CB$.

En rapportant sur les positions intermédiaires de la bielle, les points P, on obtiendra la *courbe en huit* dont nous venons de parler.

2° Si les manivelles et la bielle sont d'une grande longueur, et si le point observé se trouve au milieu de

Cinématique appliquée

cette bielle, la courbe en huit présente en son milieu des parties rectilignes TT' , figure 270, dont la longueur dépend de celle des manivelles et de la bielle.

Ces longueurs minima ont du reste été soigneusement calculées et il est établi qu'en prenant la longueur des parties rectilignes TT' ou *inflexions* pour unité, les manivelles ne doivent pas être plus courtes qu'une fois et demi cette longueur :

$$AB = DC = 1,5.$$

On les appelle *balanciers* ou *fléaux*.

La bielle aura au moins la moitié de la longueur de l'inflexion :

$$BC = 0,5.$$

Elle prend le nom de *bride*.

Tracé du parallélogramme simple. — Soit la verticale XY , figure 271, direction de la tige à guider ;

O , l'arbre moteur ;

OA , la manivelle animée du circulaire continu ;

$AB = A_1B_1 = A_2B_2$, longueur de la bielle ;

B_1B_2 , la course rectiligne à produire, égale à l'inflexion et l'unité de longueur des organes à déterminer ;

B , point commun, milieu de B_1B_2 et point de symétrie de la courbe en huit ;

BY , tige à mouvoir.

Nous conduirons l'épure de telle sorte qu'aux points morts B_1 et B_2 , la bride se superpose à XY de façon à régler son obliquité.

Faisons donc :

$$B_1C_1 = B_1D_1 = B_2C_2 = B_2D_2 = \frac{1}{4} B_1B_2.$$

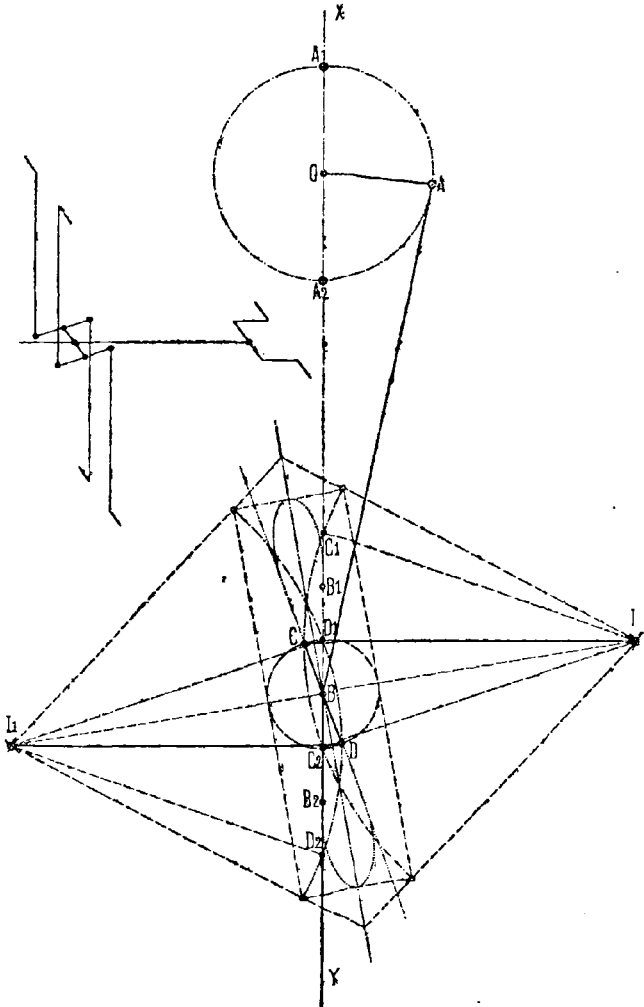


Fig. 271.

Cinématique appliquée

Les positions extrêmes de la bride seront D_1C_1 et D_2C_2 , et sa longueur sera bien la moitié de l'inflexion, unité de longueur.

Remarquons maintenant que l'extrémité C_1 de la bride doit passer de C_1 en C_2 par une trajectoire circulaire ayant pour centre l'un des points fixes.

Donc des points C_1 et C_2 , décrivons deux arcs de cercles ayant la longueur accordée aux balanciers, soit :

$$1,5B_1B_2 = C_1D_2.$$

L'intersection de ces arcs donnera le centre d'articulation I du premier balancier.

De même : des points D_1 et D_2 , décrivons les deux arcs de cercles, avec le même rayon, dont l'intersection donnera le centre d'articulation I_1 du second balancier.

On obtiendra la position moyenne de la bride en décrivant du point B et avec un rayon égal à $\frac{1}{4} B_1B_2$, demi-longueur de cette bride, une circonférence qui coupe les trajectoires des extrémités des balanciers en C et D .

Les points C, B, D sont en ligne droite et constituent le diamètre CD qui est la position cherchée de la bride.

Il ne faut pas oublier que, dans ce mécanisme, tous les organes sont doublés, comme l'indique le deuxième dessin de la figure.

Ainsi les deux brides sont réunies par une traverse qui porte en son milieu l'attache de la tige B, Y .

L'épure est tracée sur le plan moyen.

Principe du parallélogramme composé. — Pantographe. — Prenons un parallélogramme simple ayant ses

Cinématique appliquée

points fixes en A et C, ses fléaux étant AB et CD et BD sa bride, figure 272.

Sur le prolongement de AB faisons BE égal à AB et sur les droites BE, BD, construisons le parallélogramme

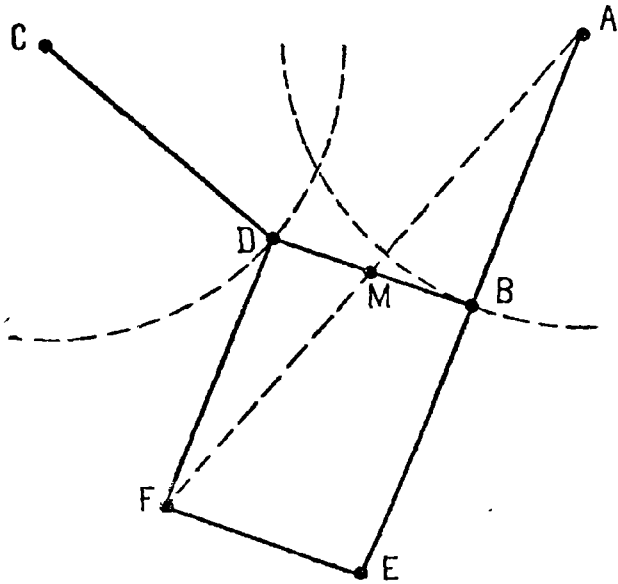


Fig. 272.

BDFE. Il sera composé de pièces rigides articulées aux quatre sommets.

La droite AF coupe le côté BD en son milieu M, car, en effet, les triangles ABM et AEF sont semblables et dans le rapport de 1 à 2.

Faisons tourner tout le système autour des points fixes A et C, le parallélogramme se déforme, mais il garde

Cinématique appliquée

ses propriétés. Les triangles ABM et AEF sont constamment semblables et toujours dans le même rapport de 1 à 2.

Supprimons maintenant le fléau CD et faisons parcourir au point M les contours d'une figure quelconque.

Il résultera des considérations précédentes que le point F tracera les contours d'une figure homothétique, par rapport au point fixe A , toujours dans le même rapport de 1 à 2 des triangles ABM et AEF , de sorte que la figure réalisée par le point F est la reproduction à une échelle double, de la figure que contourne le point M .

En utilisant le système articulé $A.B.E.F.D$, de telle sorte que le point A soit une pointe à charnière, le point M une pointe à suivre et le point F un porte-crayon, il sert à reproduire les dessins en les amplifiant à volonté. C'est le *pantographe des dessinateurs*.

Pour opérer une réduction avec cet instrument, il suffit de mettre en F la pointe à suivre et en M le crayon.

On peut varier les échelles de reproduction en déplaçant le côté BD sur les bras AE et FD de façon à faire varier le rapport de similitude $\frac{AB}{AE}$. Mais il faudra reporter le point M à l'endroit de BD commun à la droite AF .

En rétablissant le fléau CD , le point M décrit une *courbe en huit*, et le point F la courbe semblable deux fois plus grande. C'est le principe du *parallélogramme* composé de Watt. Il suffit, dans le tracé, d'obtenir par le point M une courbe à longue inflexion dont la partie rectiligne soit capable de la moitié de la course que

doit parcourir l'attache de la tige, articulée au sommet F du parallélogramme.

Losange de Peaucellier. — Cet appareil se compose, figure 273, de six tiges rigides articulées. Quatre d'entre

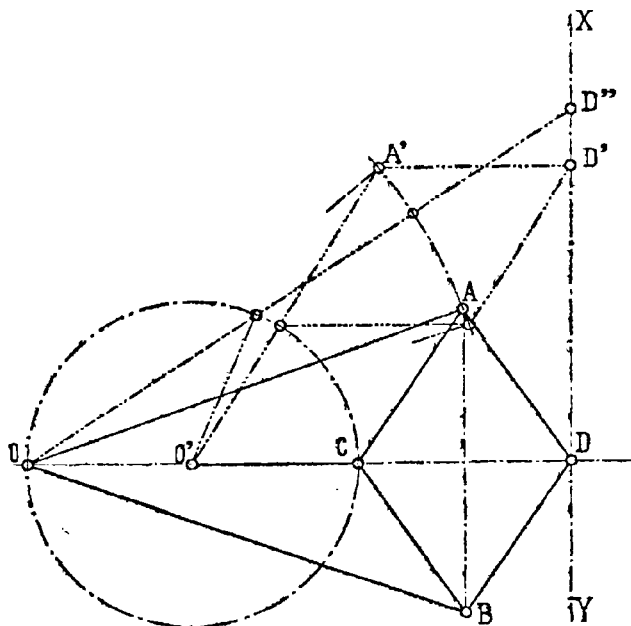


Fig. 273.

elles sont de même longueur et sont montées en losange ABCD articulé. Les deux autres tiges sont égales et articulées chacune à un sommet du losange et entre elles à leur autre extrémité, sur un axe fixe O.

Cinématique appliquée

Le point O est le *point d'appui*, qui reste toujours en ligne droite avec les deux pôles D, C.

Le point C parcourant une trajectoire quelconque, le point D parcourt la ligne inverse.

Donc en obligeant le point C à se mouvoir sur une circonférence passant par le point O, le point D décrira la ligne inverse à la circonférence, c'est-à-dire une droite.

Sur le point fixe O', milieu de OC, on articule une septième tige dont l'autre extrémité vient conduire le point C sur la circonférence ayant O'B pour rayon. Le point D se déplacera sur la droite XY, perpendiculaire à OD.

La position limite du sommet A sur sa trajectoire sera déterminée par le moment où O'C et CA seront en ligne droite, et le côté AD parallèle à la ligne OD.

La position limite du point D sur XY sera déterminée par le moment où toutes les tiges seront en ligne droite, sauf évidemment la barre O'C. En pratique il ne faut jamais atteindre cette limite, on appelle ce fait de tenir la distance D'D plus longue que la demi-course de la tige à guider, *donner de l'élasticité* au losange.

Dispositifs extensibles. — En articulant des leviers deux à deux en leur milieu et à leurs extrémités comme le montre la figure 274, on obtient un dispositif extensible composé d'une succession de losanges articulés. Le mouvement des poignées se rapprochant ou s'éloignant se transforme en rectiligne alternatif de la tige T.

Appelons :

l , la longueur du côté du losange ;

n , le nombre de ces losanges,

et α , l'angle que fait la poignée avec la direction de la tige T, lieu des articulations médianes.

Pour chaque position des poignées, la distance AB est donnée par la formule :

$$AB = 2nl \cos \alpha.$$

- La vitesse du point B augmente et diminue en même temps que la valeur de l'angle α .

Ce mécanisme est connu sous le nom de « ciseaux de Nuremberg ». Plusieurs inventeurs ont cherché à l'utiliser en dehors de ses applications habituelles : jouets ou chandeliers de pianos.

Couronnes extensibles. — Ce dispositif a notamment servi de point de départ à nombre d'expériences de « poulies extensibles ». Nous allons citer les deux plus intéressants des appareils issus de ces recherches.

1° M. Roger de Montais a cintré, suivant un cylindre, un système de ciseaux en réunissant le dernier losange au premier. Il ferme ainsi la couronne, qui, pour un rapprochement des sommets des losanges, augmente de diamètre suivant la loi représentée par la formule précédente. Chaque articulation médiane supporte une fraction du limbe de la poulie.

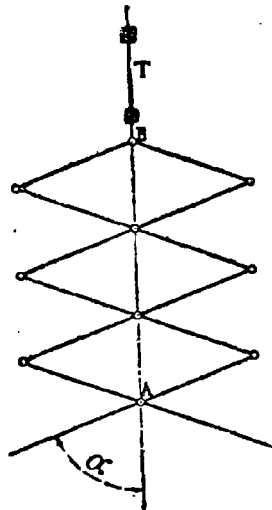


Fig. 274.

Cinématique appliquée

2° M. Delagneaux a construit une couronne extensible, dérivée aussi des « ciseaux de Nuremberg » dont le principe nouveau présente un certain intérêt cinématique. La théorie de cet appareil ne peut figurer dans ce traité élémentaire, cependant : on peut considérer un système de « ciseaux » rectiligne comme étant un fragment de couronne dont le centre des circonférences lieux des articulations est situé à l'infini.

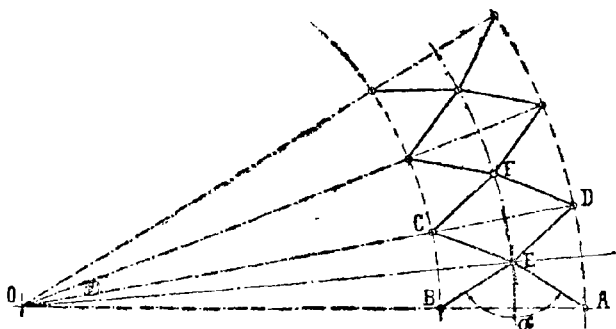


Fig. 275.

Rapprochons ce centre et soient, figure 275, A, B, C, D, les sommets de losanges articulés dans le plan de la figure, et dont la continuité ferme la couronne. Ces sommets se trouvent, non plus sur les droites parallèles, mais sur des circonférences concentriques, et ceux correspondants, A et B ou D et C, sont sur le même rayon. La circonférence divisant les diagonales concourantes CD, BA, en deux parties égales est le lieu des articulations médianes. D'autre part, chacune de ces articulations est située sur la bissectrice de l'angle formé par deux rayons consécutifs.

Cinématique appliquée

Il s'ensuit que les trois axes d'un même levier rigide, DEB par exemple, ne sont pas en ligne droite et que les côtés extérieurs des losanges, FD, DE, EA sont plus grands que les côtés intérieurs FC, CE, EB. Il faut en effet que pendant les variations de l'angle α , les arcs EF, BC et AD restent constamment proportionnels à leurs rayons respectifs, puisque les différentes sommes de tous ces arcs forment des circonférences nécessairement proportionnelles à leurs rayons.

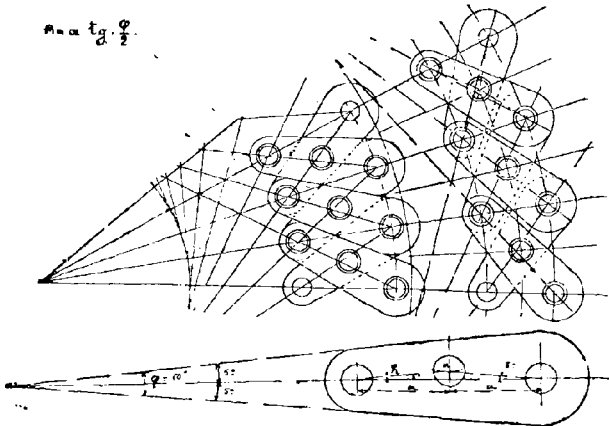


Fig. 276.

On donne aux leviers une forme appropriée. La figure 276 représente un fragment de couronne extensible que nous avons vu appliquée à un couple de poulies dont les diamètres étaient ainsi respectivement variables dans la proportion de un à trois. La juxtaposition de plusieurs de ces couronnes donnait une jante rigide.

Cinématique appliquée

On reproche actuellement à tous ces genres d'appareils la multiplicité des pièces qui les composent et la tendance au ferraillement provenant de ce fait. Leur passage dans la pratique ne s'est pas encore effectué d'une façon définitive.

Trapèze articulé de Hart. — Prenons, figure 277, un trapèze isocèle ABCD avec lequel nous allons former,

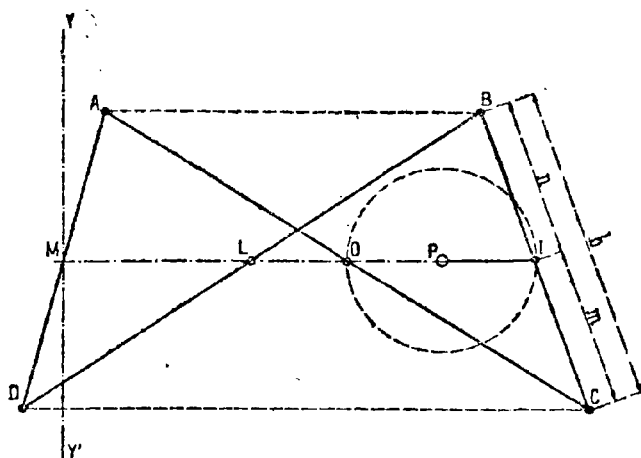


Fig. 277.

au moyen des deux diagonales et des deux côtés concourants un système articulé aux quatre sommets.

Ce système constitue un *appareil d'inversion*.

En effet, si par un point quelconque I pris sur le côté BC, on mène une parallèle IM, aux bases, soient :

a, les diagonales ;

b, les côtés concourants ;

Cinématique appliquée

m , la distance IC ;

n , la distance IB ;

on peut écrire :

$$OI \times OM = OI \times IL = (a^2 - b^2) \frac{mn}{(m+n)^2} = \text{constante.}$$

De là il résulte que :

1° En faisant de O un centre d'inversion, les points I et M sont constamment réciproques ; c'est-à-dire que, si le point I décrit une ligne, le point M décrit la ligne inverse, avec une puissance d'inversion négative.

2° En attelant le point I à l'extrémité d'une manivelle PI et en lui faisant décrire une circonférence passant par le point O, le point M aura pour trajectoire une droite YY' perpendiculaire au rayon PO prolongé.

Il est à remarquer que, si le centre de rotation de la manivelle PI n'est pas situé sur la droite IM, seule, la direction de la droite YY' se trouve changée.

3° Si l'on prend le point I comme centre d'inversion, les points O et L sont réciproques, et l'inversion est positive, PO devient la manivelle.

Ce mécanisme peut donc remplacer les parallélogrammes dans le guidage des tiges de pistons de machines à vapeur.

On fait, dans ce cas, $m = n$, les points fixes sont O et P, les côtés AD et BC oscillent autour de leurs points médiane.

La bielle motrice faisant décrire au balancier PI une rotation alternative d'amplitude donnée, cette rotation se transforme en une translation rectiligne alternative du point M sur la droite YY'.

Cinématique appliquée

§ 4. — Leviers articulés.

I. — GÉNÉRALITÉS

Deux bras de manivelles, calés sur le même axe ou ne formant qu'une seule pièce constituent un *levier articulé*, fréquemment appliqué en mécanique pour transformer le circulaire alternatif en circulaire alternatif de direction ou d'amplitude différentes, quand cette amplitude est peu étendue.

On conçoit, en effet, que le levier A, figure 278, décrivant l'arc 1.1' fait décrire au levier B l'arc 2.2', de même amplitude.

Espaces parcourus. — D'après la définition même de la rotation, l'organe AB étant un solide invariable, et O le centre de rotation, les espaces parcourus par les points 1 et 2 seront proportionnels à leur distance au point O.

Rectiligne alternatif en rectiligne alternatif. — L'emploi le plus fréquent du levier articulé se rencontre dans le cas de transformation d'un petit mouvement rectiligne alternatif d'une tige en rectiligne alternatif d'une autre tige. C'est le cas représenté par la figure 278.

La manivelle A, par exemple, conduite par une bielle de même lettre, fait décrire au point 1 l'arc 1.1'. Comme nous l'avons vu ci-dessus, le point 2 décrit

Cinématique appliquée

l'arc 2.2'. Si on fixe sur une tige guidée T, un doigt ayant son axe au point 2 et que ce doigt soit entraîné par une coulisse formée par la tête du levier B, le doigt, pour un mouvement 1.1' de A passe de 2 en 2', suivant la direction imprimée à la tige par ses guides. La longueur de la coulisse dans la tête du levier B dépendra de cette direction, de la distance du point 2 au point O et de l'amplitude de la course. Il est toujours facile de

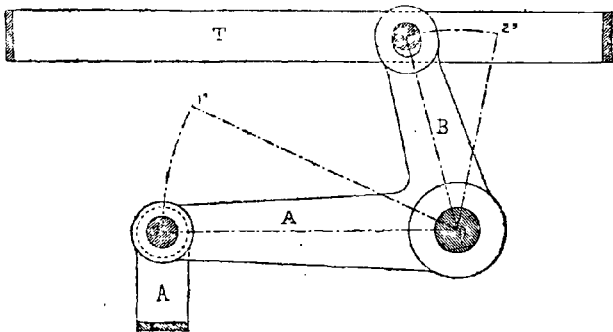


Fig. 278.

déterminer cette longueur par le tracé en cherchant les positions extrêmes du doigt sur le rayon O.2.

Quand le levier B fait un angle quelconque avec le levier A, le dispositif est un *levier coudé articulé*.

Quand les leviers sont dans le prolongement l'un de l'autre, le dispositif est un *levier droit articulé*.

Il faut, autant qu'il est possible, éviter l'usage de la coulisse, et la remplacer par une bielle liant le levier à la tige.

Partage de l'obliquité des bielles. — Dans les tracés

Cinématique appliquée

des épures se rapportant aux leviers, nous recommandons, une fois l'amplitude déterminée, de partager la course de telle sorte qu'aux positions extrêmes, l'obliquité de la bielle soit la même par rapport à la normale à la direction de la tige.

Soit, figure 279, un levier OA animé d'une rotation

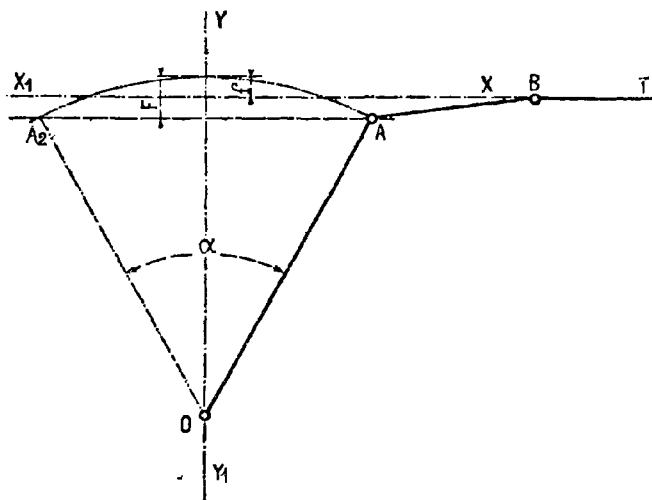


Fig. 279.

autour du point O , ayant α pour amplitude. Il doit actionner la tige T ayant XX_1 comme direction, au moyen de la bielle AB .

Le point O sera choisi sur une perpendiculaire YY_1 , à cette direction et à une hauteur telle que l'arc AA_2 , trajectoire du point A soit sous-tendu par une corde

Cinématique appliquée

ayant sa flèche F double de la flèche f de l'arc soutenu par la direction XX_1 de la tige.

$$f = \frac{1}{2} F.$$

De cette façon, quand le point A sera sur 1 , la bielle AB occupera une position dont l'obliquité sur la direction XX_1 sera la même qu'en AB , ce qui égalisera les usures dans les guides de la tige T .

Variation des espaces par l'obliquité des bielles. — On se sert quelquefois, dans les mécanismes soumis à de petits efforts, de l'obliquité des bielles pour arriver à une variation des espaces et, par conséquent, des vitesses.

Examinons la figure 280 ; soit un levier moteur OA , articulé en O et décrivant l'arc normal AA_2 . Si on accouple à ce levier, au moyen de la bielle AB , paral-

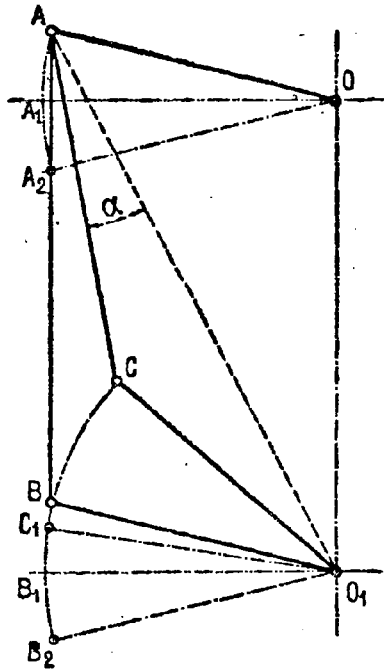


Fig. 280.

Cinématique appliquée

lèle à la direction des centres, un second levier O_1B , de même longueur que OA , par exemple, l'arc BB_2 , trajectoire de la tête du levier conduit sera égal à AA_2 et normal comme lui.

A chaque instant, la bielle AB sera parallèle à OO_1 , la ligne des centres.

Supposons maintenant qu'étant données la même amplitude AA_2 du levier moteur et la même longueur O_1B du levier conduit, on veuille avoir, sur la trajectoire BB_2 , un arc décrit plus grand.

Il suffira d'enlever la bielle AB et de la remplacer par une plus courte AC .

L'arc décrit par le levier conduit deviendra alors CC_1 , sensiblement plus grand que l'arc primitif BB_2 , arc $AC = A_2C_1$.

A chaque instant, la bielle AC

occupera une position oblique par rapport à OO_1 , la ligne des centres.

Il faudra observer que l'angle α , ou angle d'attaque, ne soit pas trop faible, de façon à ne pas avoir, au départ, une résistance exagérée.

Ce montage permet souvent le remplacement d'une

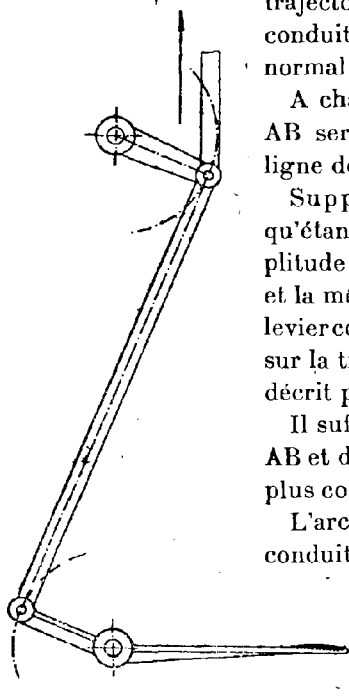


Fig. 281.

Cinématique appliquée

came par un système articulé pour obtenir, pendant un court instant, une vitesse déterminée.

Renversement du sens de rotation par bielle croisée. — Dans le dispositif de la figure 280, le sens de rotation du levier conduit est le même que le sens de rotation du levier moteur.

Pour obtenir un mouvement de sens contraire de ce dernier, il suffit de croiser la bielle, figure 281.

L'épure sera normale quand, dans la position moyenne, la bielle sera tangente aux deux circonférences trajectoires des leviers,

Liaison de leviers non situés dans un même plan. —

a) Pour les leviers non situés dans un même plan, nous

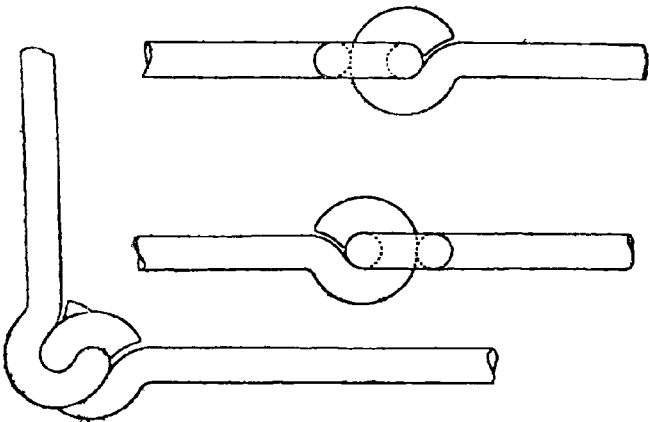


Fig. 282.

avons souvent fait usage des têtes à anneaux, pour ces

Cinématique appliquée

Soit, figure 283, un levier OA, fonctionnant dans un plan horizontal, sa rotation autour de l'axe O a comme amplitude l'arc AA1. Il doit actionner un second levier O1B, fonctionnant dans un plan perpendiculaire, dont la rotation autour de l'axe O, a comme amplitude l'arc BB1.

Les positions des leviers dans les deux plans sont quelconques.

Commençons par amener (élévation) la bielle de liaison dans un plan horizontal. Sa direction normale XX1 sera donnée par la parallèle à la corde BB1 qui divisera la flèche de l'arc sous-tendu par cette corde en deux parties égales.

Reportons-nous maintenant à la vue en plan. La droite YY1 sera la direction normale de labielle. Cette droite passe par les points B et B1 de cette vue en plan, projections des positions B et B1 du levier O1B dans la vue en élévation.

Nous déterminerons ensuite la position du point O sur la droite ZZ1 de façon à ce que le bras de levier OC, solidaire de OA, décrive l'arc CC2, correspondant à l'arc BB1, pendant que le point A décrira l'arc AA1.

Il ne faudra pas oublier de partager l'obliquité de la bielle BC, dans cette vue en plan, comme nous l'avons fait dans l'élévation.

Enfin, revenant à cette élévation, nous laisserons le bras CO dans le même plan horizontal que le bras AO dont il est solidaire; mais, au point C, nous fixerons la pièce CC1, qui portera la tête à anneau et viendra retrouver la bielle BC dans son plan horizontal.

Cette bielle prendra des positions obliques dans les deux plans, mais ses têtes à anneaux pourront le lui

Cinématique appliquée

permettre et si tout a été bien réglé, le dispositif fonctionnera parfaitement.

Dans le cas où les plans ne sont pas perpendiculaires, le système reste absolument le même, seuls les anneaux des têtes de la bielle ne sont plus dans un même plan et il faut établir une troisième vue dans l'épure pour déterminer leurs inclinaisons.

c) — *Articulations à rotules.* — Les leviers occupant des directions quelconques peuvent être liés par des

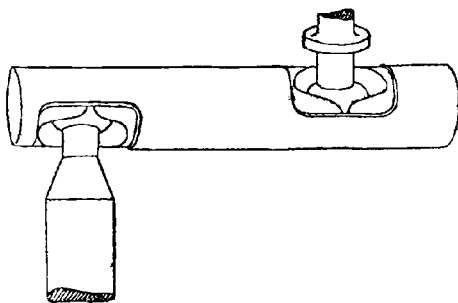


Fig. 284.

articulations à rotules, figure 284. Ces leviers se terminent par des sphères venant s'emboîter dans des cavités également sphériques. Ces emboîtures sont composées de deux segments réglables, dont l'un peut même avoir une pression à ressort, figure 285. Chaque levier peut s'incliner dans toutes les directions sous un angle convenable. On peut donc lier par une bielle à deux emboîtures deux leviers occupant des positions quelconques, l'un par rapport à l'autre, et terminés par des sphères.

Une application s'en trouve dans les commandes des directions d'automobiles.

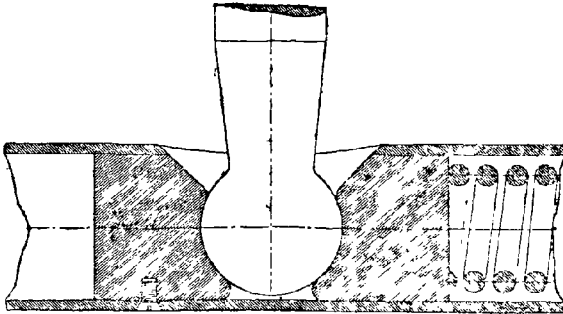


Fig. 285.

Influence de la température, leviers compensateurs.

— a) *Compensateur à levier.* — Dans le cas où les leviers commandent de longues tiges, la dilatation et la contraction de ces dernières, causées par les variations de température, produisent des changements dans leurs longueurs qu'il faut éviter.

Dans les voies ferrées, notamment, les enclenchements d'aiguilles sont souvent commandés par des tiges ayant cent mètres de longueur. En supposant la différence de température entre le milieu d'un jour de chaleur et une nuit de gelée égale à environ 28° C., la variation de longueur serait pour ces tiges de 34 millimètres environ. La position de l'aiguille n'est donc assurée qu'imparfaitement, exposant les trains à de grands dangers.

On fait usage, pour remédier à cet inconvénient, du

Cinématique appliquée

levier compensateur de la figure 286. On divise les longues tiges en parties égales, et on opère la liaison de leurs extrémités au moyen de bielles inverses, attelées à un petit levier double, vertical, articulant en son milieu sur un axe fixe.

Ainsi, les variations de température n'ont plus d'influence sur l'ensemble; elles produisent simplement un changement d'inclinaison du levier compensateur sur son axe, sans qu'il cesse d'être un organe de transmission du mouvement d'une tige à l'autre,

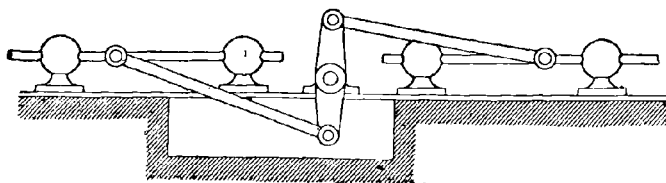


Fig. 286.

Il faut remarquer que ce dispositif renverse le sens du mouvement de la tige d'attaque sur la tige conduite, et tenir compte de cela dans le tracé.

b) *Compensateur différentiel*. — Dans les horloges, la durée de l'oscillation du pendule varie avec sa longueur. On se sert de ce fait pour les régler en raccourcissant ce pendule quand elles retardent, en l'allongeant quand elles avancent. Mais une fois la longueur convenable trouvée, elle doit rester absolument invariable. Là encore, les changements de température sont des causes d'irrégularité. Voici comment on tourne la difficulté.

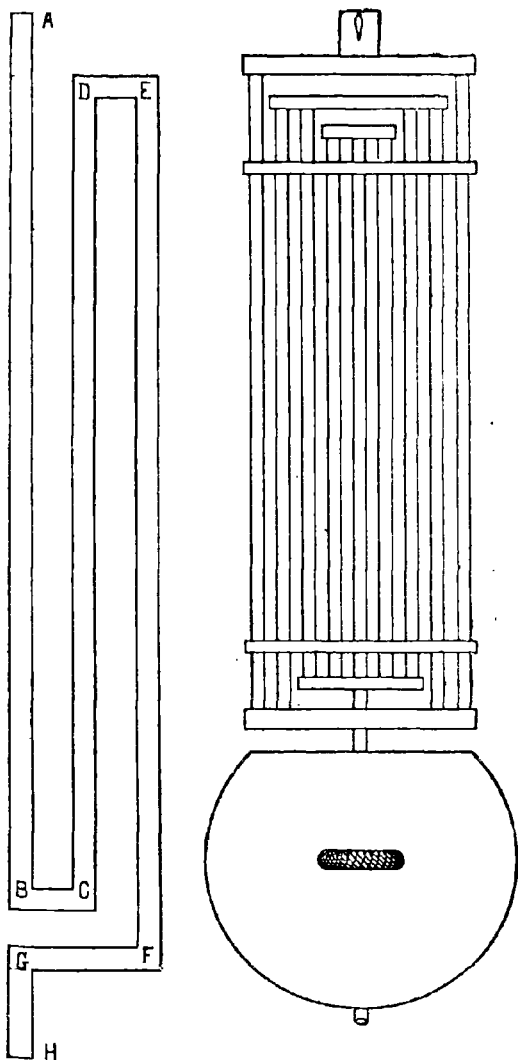


Fig. 287.

Cinématique appliquée

La tige du pendule prend la forme brisée ABCDEFGH de la figure 287, dont la longueur totale :

$$AH = (AB + CD) - (EF + GH).$$

On voit que les dilatations ou contractions de $(AB + CD)$ sont inverses de celles de $(EF + GH)$. Cette dernière quantité étant plus petite que la première, on la construit avec un métal de dilatation plus forte.

c) *Compensateur à mercure.* — En enfermant du mercure dans un tube de verre, la dilatation de ces deux corps étant très différente, le centre de gravité de la colonne du métal change de position en même temps que varie sa hauteur et peut donner les variations compensatrices sur le pendule.

Cas général de détermination d'un levier. — Soit un solide AB, organe de machine, à qui nous voulons faire occuper, dans son plan, une seconde position A1B1, absolument quelconque par rapport à la première, figure 288.

Application du théorème de Chasles. — Nous avons vu, dans la première partie de cet ouvrage, que Chasles nous a démontré qu'une figure plane se déplaçant dans son plan peut toujours être amenée de sa position initiale à sa position finale par une *rotation* autour d'un point de ce plan.

Considérons donc nos deux positions AB et A1B1 comme étant celles initiale et finale d'une figure plane s'étant déplacée dans son plan.

Il ne nous restera, dès lors, plus qu'à effectuer la recherche du centre instantané de rotation.

Cinématique appliquée

Joignons AA_1 et BB_1 . Sur le milieu de ces droites, élevons les perpendiculaires concourantes P et P_1 .

Leur point d'intersection O sera le centre de rotation cherché.

Faisons passer par ce centre O un axe sur lequel nous calerons d'une façon rigide l'organe à mouvoir AB .

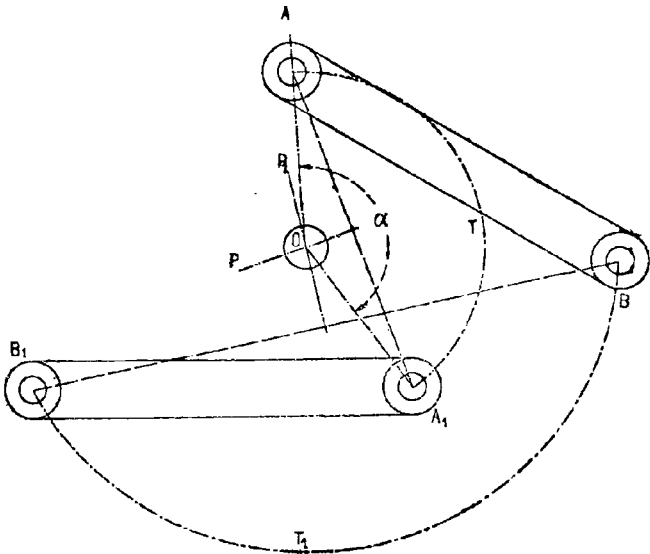


Fig. 288.

Si nous faisons subir à l'axe O une rotation d'amplitude α , le point A passera en A_1 par la trajectoire T et le point B en B_1 par la trajectoire T_1 .

Ainsi le problème sera résolu par une rotation, sans organe intermédiaire, c'est-à-dire avec le maximum de simplicité.

Cinématique appliquée

Leviers connexés. — On peut monter, sur un axe unique, plusieurs leviers articulés, solidaires entre eux dans un sens et un ordre déterminés.

On arme pour cela les moyeux de griffes s'emboîtant les unes dans les autres, avec les jeux angulaires correspondants aux amplitudes de leurs courses réciproques.

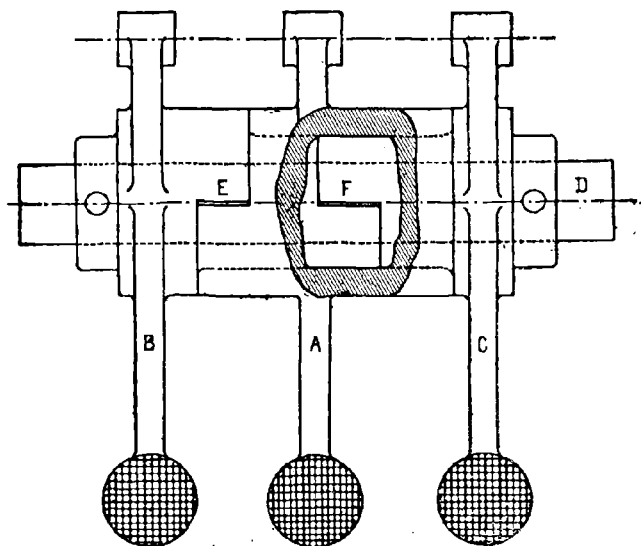


Fig. 289.

Dans le dispositif représenté figure 289, trois leviers sont montés sur le même axe D.

Le moyeu du levier A est une longue douille, entaillée du côté de B, de façon à pouvoir être griffée, en E, par celui-ci. Il est monté sur les propres moyeux de B et C.

Cinématique appliquée

Le moyeu de B est à cascade, pouvant griffer, en E, le moyeu de A et être griffé en F, par le moyeu de C. Il est monté sur l'axe D, en bout du moyeu C. Le moyeu de C est à douille, pouvant griffer, en F, le moyeu de B, et monté sur l'axe D, en bout du moyeu B.

En appuyant sur leur pédale respective :

Le levier A fonctionne seul ;

Le levier B entraîne le levier A, par la disposition de leurs moyeux, en E ;

Le levier C entraîne les leviers B et A par la disposition des moyeux en F et en E.

Ainsi, d'un seul coup de pédale on peut agir, suivant le besoin, sur un, sur deux, ou sur les trois leviers.

Un système analogue est adapté aux automobiles pour la commande du débrayage par les freins.

Levier à pédale double pour l'action dans les deux sens. — Un levier à main peut généralement être actionné dans les deux sens. Il n'en est pas de même quand les leviers sont soumis à une commande par pédale.

Dans ce cas, on double cette pédale, comme il est indiqué figure 290.

Le levier OA, articulé sur un axe fixe O, doit décrire indifféremment, au moyen d'une commande au pied, soit le chemin AA₁, soit le chemin AA₂.

Sur un second axe fixe O₁ placé en un point convenable, articulons le levier à pédale O₁D. Au levier OA, rapportons une branche OB que nous attaquerons par la bielle BC, articulée sur la pédale D au point C.

Les longueurs OB, O₁C et O₁D seront déterminées par la course à produire AA₁ et la nécessité d'avoir, sur

Cinématique appliquée

la pédale D, une course admise par la flexion normale de la jambe.

Une pression sur cette pédale D opère une traction

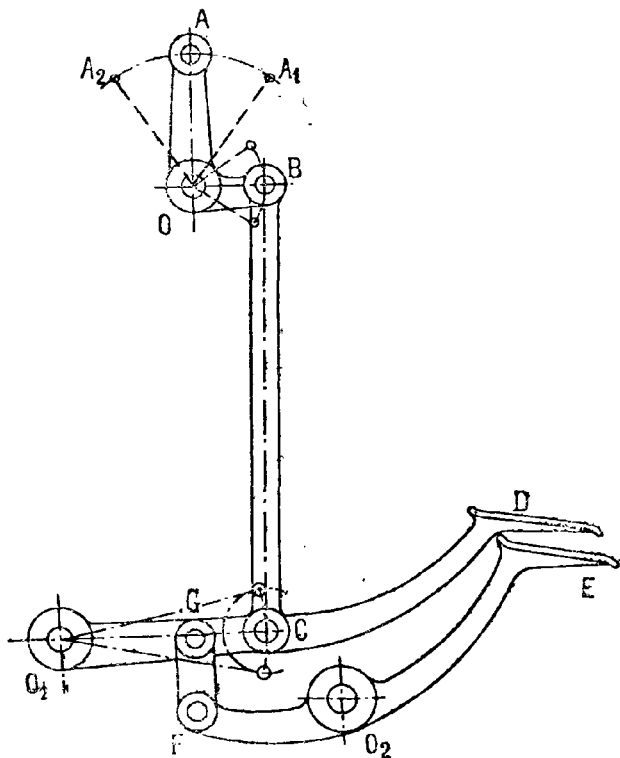


Fig. 290.

de la bielle BC sur la branche OB du levier BOA et le point A décrit l'arc AA_1 .

Sur un troisième axe fixe O_2 , articulons un levier

Cinématique appliquée

double à pédale FO_2E , qui attaquera la première O_1D par une petite bielle FG articulée sur les deux en F et en G .

Les longueurs O_1G , O_2F , O_2E seront déterminées par la course à produire AA_2 et la même nécessité d'avoir, en E , une course normale.

Une pression sur cette pédale E provoque un mouvement ascensionnel de la biellette FG qui, par l'intermédiaire du levier O_1C de la bielle CB et de la branche OB , fait décrire au point A l'arc AA_2 .

On s'arrange pour que les pédales D et E soient côte à côte dans un même plan horizontal et que leur course soit sensiblement la même. Il faut, de plus, tenir compte qu'une pression sur E entraîne une ascension de D et réciproquement.

II. — APPLICATIONS

En cinématique, les leviers articulés jouent un rôle prépondérant, qu'ils soient groupés entre eux ou combinés avec des organes d'un ordre différent.

Dans tous les mécanismes ayant fait l'objet des précédents chapitres, nous en avons trouvé des applications répétées. Les frictions, les embrayages, les freins, les systèmes d'engrenages, de vis, les cames, les coins, les plans inclinés, les coulisses, les encliquetages, ne sont utilisables, dans la plupart des cas, que grâce aux dispositifs de leviers et bielles qui leur sont adaptés, tantôt comme organes de transmission, tantôt comme organes de commande ou de manœuvre.

En dehors, donc, de leurs propres qualités consti-

Cinématique appliquée

tutives, on peut encore les considérer comme les auxiliaires indispensables de toutes les autres classes de mécanismes.

En plus de celles, nombreuses, que nous avons rencontrées au long de cet ouvrage, nous allons encore citer quelques applications particulières et diverses, qui pourront servir d'exemple et donner une idée de la variété et de l'étendue des services que l'on peut demander aux articulations.

Leviers pour pressions. — Tous les appareils de pressions mécaniques sont constitués par des leviers, avec, pour principe, un grand espace parcouru par l'extrémité servant à la manœuvre et un très petit espace parcouru par la branche donnant l'effort.

Toutes les pinces sont basées là-dessus.

a) *Leviers multiples pour pression.* — On peut accoupler plusieurs leviers de façon à démultiplier énormément les espaces parcourus et arriver ainsi à une pression fort grande sur la petite branche du dernier élément avec un effort initial très petit sur la grande branche du premier.

La figure 291 nous montre une combinaison à trois éléments, appliquée aux calandres à papiers et étoffes.

Le cylindre A doit être fortement pressé contre le cylindre B, solidement maintenu dans les bâtis.

On choisit sur ces bâtis les points O, O₁, O₂, où l'on fixe les axes d'articulation des éléments GH, FE et CD.

On lie ces leviers par les biellettes ED et FG de telle sorte que l'action de la branche courte de chaque levier s'exerce sur la branche longue du levier suivant. La

Cinématique appliquée

branche longue du premier levier CD supporte la pression initiale P et la branche courte du levier GH applique la pression P_1 , aux coussinets du cylindre A.

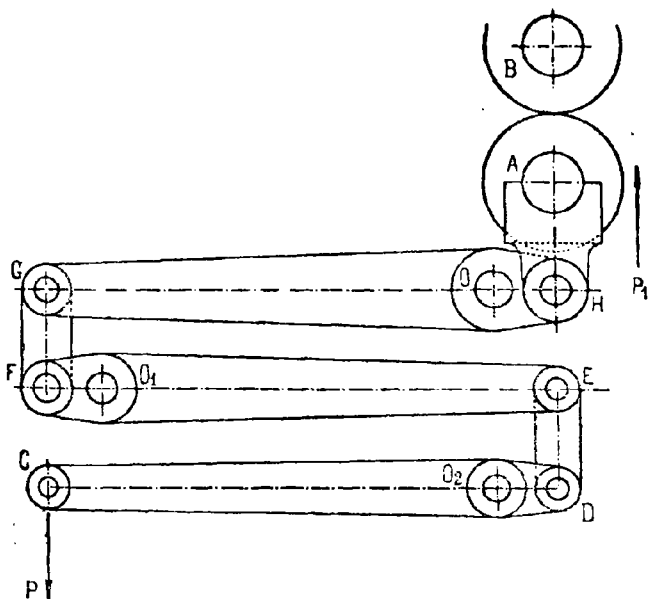


Fig. 291.

On fait généralement les éléments égaux en rapport ;
soient :

n , le nombre d'éléments,

R , le rapport des bras d'un élément,

on a :

$$P_1 = RP^n.$$

On voit que la pression s'accroît très rapidement.

Cinématique appliquée

On dispose un système à chaque extrémité du cylindre presseur.

b) *Levier à excentrique pour pression.* — Dans les machines de précision où les efforts sont plus modestes, on a souvent recours au dispositif de la figure 292.

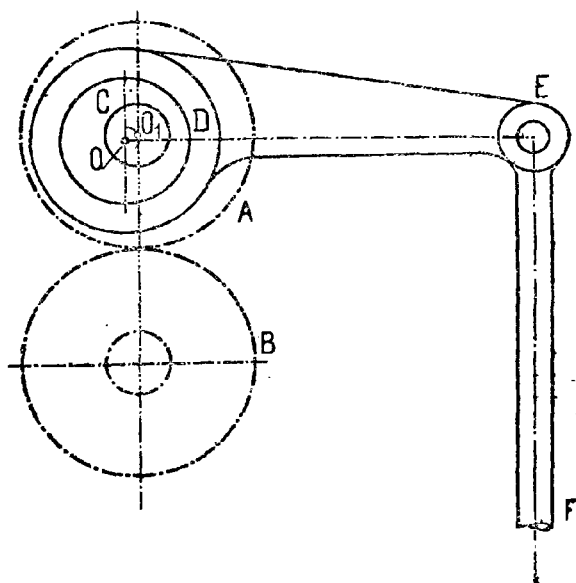


Fig. 292.

Le cylindre A est le cylindre presseur, le cylindre B est fixe dans le bâti. Le premier tourillonne dans l'alésage O₁ d'une douille excentrée C ayant son centre en O, un peu plus bas que le centre O₁ de l'axe du cylindre. Cette douille C est fortement maintenue dans un alésage

Cinématique appliquée

correspondant pratiqué dans le bâti. Elle porte, d'autre part, une joue D solidaire du levier OE, attaqué par la bielle de commande F.

Tout effort de traction sur cette bielle tend à faire décrire à l'axe O_1 du cylindre A un arc autour de l'axe O de la douille, ce qui se traduit par une pression de A sur B ayant pour mesure l'effort initial multiplié par le rapport $\frac{OE}{OO_1}$ que l'on peut faire très important.

OE est la longueur du bras de levier de la douille.

OO_1 est le rayon d'excentricité de son alésage.

Nous avons eu l'occasion de nous servir plusieurs fois de ce dispositif, qui nous a donné de bons résultats.

c) *Pression par vis avec mise en contact rapide par leviers articulés.* — La pression par vis présente l'inconvénient d'un temps perdu, à chaque opération, correspondant au dégagement de l'organe presseur, qui doit s'éloigner plus ou moins de son point de travail, afin de permettre la manœuvre facile des matières en traitement.

L'action lente de la vis, pour ce dégagement, est avantageusement remplacée par l'action rapide d'un jeu de leviers à pédale, comme, par exemple, dans le mécanisme indiqué schématiquement figure 293.

La matière est disposée sur une table fixe A, et soumise à l'effet d'un plateau presseur B, qui, son travail fourni, doit remonter assez haut pour que la pose et l'enlèvement faciles de cette matière soient possibles.

Ce presseur est conduit par des tiges guidées C, attaquées par les bielles D, liées au petit bras E d'un levier à pédale F, articulé sur un axe O, fixé au bâti.

Cinématique appliquée

En un point O_1 , de ce bâti est monté un second axe sur lequel articule un plateau manivelle G portant un levier H dans lequel vient le tourillon de la vis de pression J . Ce plateau G est manœuvré par le levier K à poignée, qui, dans sa position relevée, vient s'appuyer sur le butoir L . La vis est actionnée par un volant M et

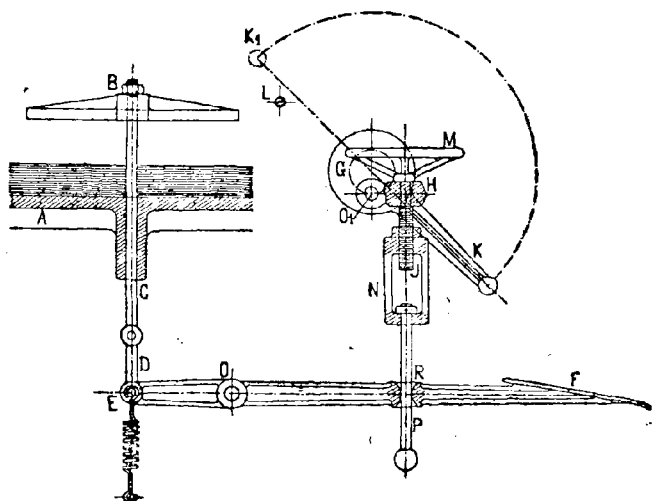


Fig. 293.

elle avance dans un écrou en étrier N qui entraîne la bielle P à pied sphérique. Cette bielle traverse un œil ménagé, en R , dans le levier à pédale.

Le système est représenté dans la position : prêt au travail. Celui-ci s'effectuera en deux temps.

Le premier temps sera une *mise en contact rapide*. En effet, le tout étant réglé, en relevant le levier K en K_1 ,

Cinématique appliquée

le plateau G remonte le levier H, entraînant la vis J, son étrier N et la bielle P, dont le pied vient ainsi, d'un seul coup, prendre contact, en R, avec le levier à pédale.

Le deuxième temps consistera à donner au volant M la rotation qui fera avancer l'étrier N sur sa vis J. Ainsi s'effectuera une traction lente de la bielle P sur le bras OF du levier à pédale qui se traduira par une pression de l'organe B sur la matière.

Après un temps d'action suffisant, on remettra le levier K dans sa position première.

Une pression du pied sur la pédale F pourra alors remonter le plateau B dans sa position dégagée.

Ce système montre une combinaison des leviers articulés avec une vis à écrou et un plateau-manivelle, il appartient à M. Emile Leblanc, qui l'a appliqué à une petite presse à bras.

d) *Mécanisme de pression à bascule et réglage de hauteur automatiques.* — Le dispositif que nous allons décrire est un exemple de la combinaison des leviers articulés avec un jeu de cames et un encliquetage rectiligne. Quoique complexe, c'est un des plus ingénieux appareils que nous ayons rencontrés au cours de nos travaux.

Il appartient à M. E. Ravasse, constructeur à Pantin, qui l'applique à ses machines à rogner universelles.

Etant donnés une table A, figure 294, de position fixe et un presseur 1, animé d'un mouvement vertical d'amplitude déterminée et régulière E, il s'agit d'opérer automatiquement, à chaque descente, une pression exactement définie, *quelle que soit la hauteur H de la*

Cinématique appliquée

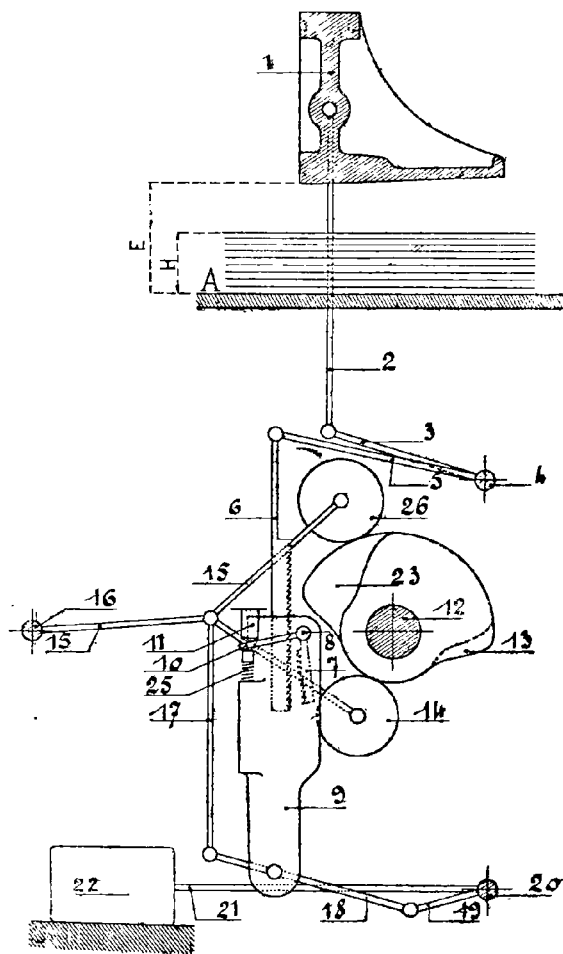


Fig. 294.

Cinématique appliquée

matière mise sur la table, sans aucun réglage préalable.

Le presse-papier 1, coulissant dans des glissières verticales, est commandé à ses extrémités par des bielles 2 actionnées par des leviers 3 calés sur l'arbre 4 oscillant dans le bâti.

Le levier 5 commande l'arbre 4 sur lequel il est calé également. Il porte à son extrémité une bielle verticale à crémaillère 6 qui coulisse librement dans l'intérieur d'une douille verticale 9. Un cliquet 7 solidaire du levier 10 articule autour de l'axe 8 pris dans la douille. Le ressort 25 tient le cliquet enclenché dans la crémaillère et le butoir 11, fixé au bâti, le déclenche à l'instant voulu.

Une came à double plateau 23-13 calée sur l'arbre d'un tour 12 agit sur le levier 15 par les galets 14 et 26. Ce levier articule autour de l'axe 16 fixé au bâti. Il fait agir la bielle 17 qui actionne, par l'intermédiaire du levier 18 articulé sur la douille 9, le levier 19. Ce dernier commande l'arbre 20 portant la tige 21 sur laquelle coulisse le contrepoids 22, qui repose d'autre part sur le sol.

Voici comment fonctionne cet ensemble.

La figure 294 représente le système au moment où l'on prépare, sur la table, la matière à couper. Le presse-papier 1 est maintenu soulevé par un dispositif de came agissant sur l'arbre 4 et non figuré au dessin. Le levier 15 est maintenu soulevé par la came 23 et le galet 26, le levier 19 est immobilisé, le levier 18 occupe une position inclinée telle que la douille 9 se trouve à sa fin de course en haut. Le levier 10 du cliquet 7, grâce au butoir 11, a déclenché le cliquet.

Cinématique appliquée

A ce moment, l'arbre 12, tournant de droite à gauche, la came de soulèvement du presse-papier, non indiquée, commande l'abaissement du levier 3. La bielle 6 glisse dans la douille 9 jusqu'à ce que le presse-papier vienne en contact avec la matière à couper et s'arrête. C'est la position de la figure 295.

Mais la bosse de la came 13 vient en contact avec le galet 14. Le levier 15 articule autour de son axe 16 et la bielle 17 descend, obligeant le levier 18 à tourner autour de l'axe 21, figure 296, et entraînant dans sa descente la douille 9. Mais, par cela même, le levier 10 abandonne le butoir 11. Le cliquet 7, sous l'effort du ressort 25, s'enclenche et rend la douille 9 solidaire de la bielle à crémaillère 6. Cette douille se trouve donc suspendue, à partir de ce moment, au presse-papier.

Or, le galet 14 continue sa descente; la bielle 17 fait basculer le levier 18 autour de son axe, fixé sur la douille 9. Le levier 19 est sollicité, il entraîne l'arbre 20 qui communique au contrepoids 22 un mouvement ascensionnel qui le décolle de terre. La pression s'effectue alors sur la matière. Elle est la réaction de l'effort nécessaire pour soulever le contrepoids, réaction qui se traduit par une traction sur le presse-papier, pendant tout le temps que ce contrepoids reste soulevé, figure 297.

Le rapport des bras de levier 21 et 19, et 5 et 3, établit une bascule qui amplifie la pression. Cette pression est réglable par un simple déplacement du contrepoids 22 sur sa tige 21.

Le mouvement des cames continuant, les galets 14 et 26 remontent, le contrepoids se repose sur le sol. Puis la douille 9 remonte, le cliquet 7 est déclenché à

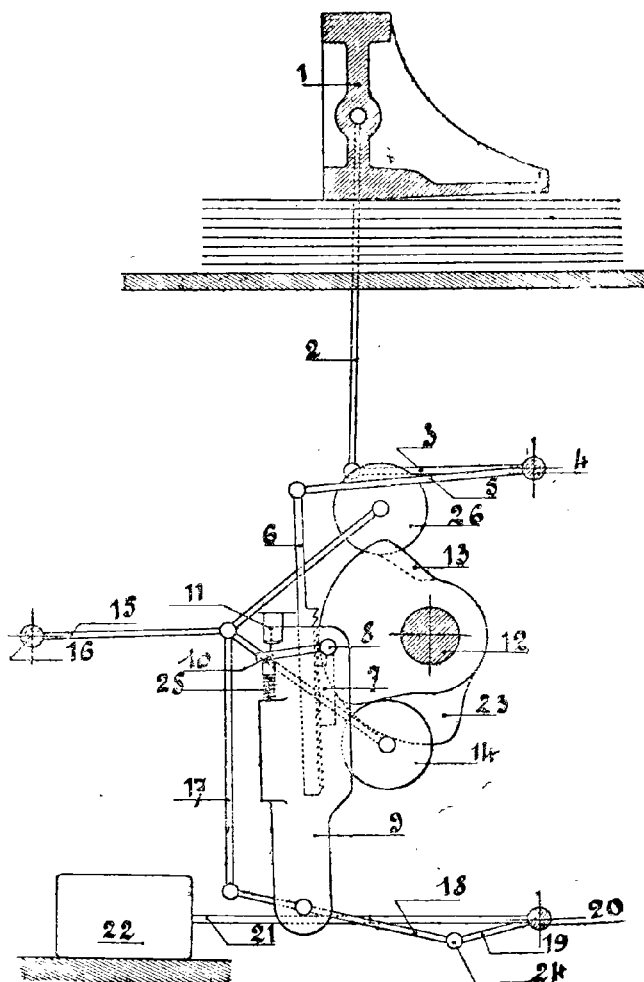


Fig. 296.

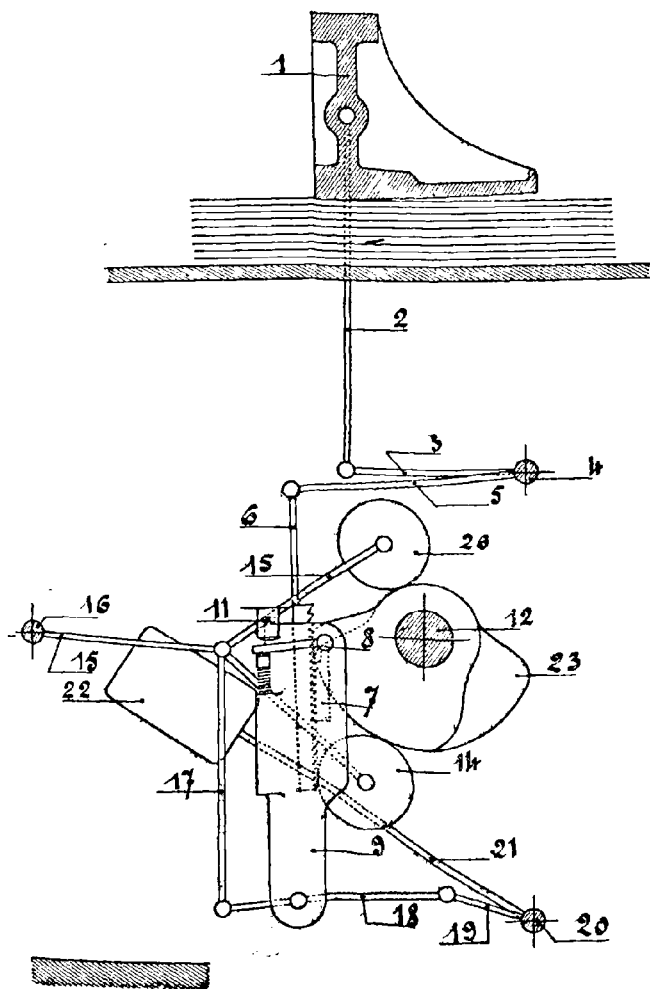


Fig. 297.

Cinématique appliquée

nouveau quand son levier 10 retrouve le butoir 11. Alors la came spéciale, non figurée, peut remonter le presse-papier et la bielle 6 reprend sa position haute.

Il est facile de se rendre compte que, quelle que soit la hauteur de la matière à presser, le fonctionnement s'opère mathématiquement, la position du cliquet 7 dans la crémaillère 6 varie seule. Dans la loi du mouvement, l'enclenchement et le déclenchement ont toujours lieu aux mêmes moments, bien déterminés. C'est le temps entre la fin du mouvement de la crémaillère et sa liaison avec la douille 9 qui varie avec la hauteur de la matière disposée sur la table.

e) *Genouillères*. — On se sert souvent, pour obtenir une pression devant donner un serrage, d'un dispositif de deux leviers articulés ensemble par une de leurs extrémités et par l'autre aux deux organes qu'il s'agit d'écarter pour produire cette pression.

Ce mécanisme est appelé *genouillère*. Son effet est beaucoup plus sûr que le serrage par came et galet et plus vif que le serrage par coin.

Prenons comme exemple du parti à tirer de ce mécanisme, son application aux machines à emboutir les tôles. Pour emboutir une tôle, il faut en serrer fortement les bords, afin d'éviter les plis qu'on observe fréquemment à la partie supérieure des pièces traitées et qu'il y a tout avantage à éviter.

Dans certaines presses, ce serrage sur les bords de la tôle s'exerce par le dispositif de la figure 298. Mais le champ du galet et celui de la came subissant des frottements importants, il s'ensuit des usures qui, dans les opérations sur tôles minces, provoquent des des-

Cinématique appliquée

serrages amenant les plis dont nous parlions plus haut. Le même desserrage peut aussi causer la rupture de la pièce en cours.

On obtient un serrage énergique et régulier par l'emploi des genouillères, figure 299, mécanisme où l'usure ne peut plus entraîner les inconvénients ci-dessus.

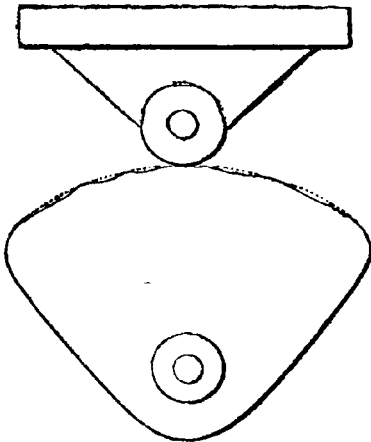


Fig. 298.

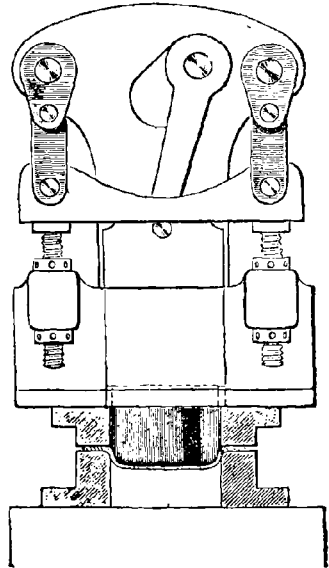


Fig. 299.

Les bras supérieurs des leviers brisés, oscillant sur de larges tourillons, sont fixés sur le bâti principal de la machine. Les bras inférieurs s'appuient sur le coulisseau de serrage de la tôle ou serre-flan.

La disposition de commande de ces leviers est telle que, pendant la première moitié de la descente du

Cinématique appliquée

poinçon, ils tendent à se redresser, position qu'ils conservent pendant la seconde moitié de la descente. Quand les leviers se sont mis en ligne, c'est-à-dire que leurs trois axes d'articulation sont sur la même droite verticale, le coulisseau de serrage ne peut plus prendre aucun mouvement. Cette stabilité complète dure pendant tout le temps de l'emboutissage.

L'effort dû à la pression appliquée sur la tôle se transmet par les genouillères au bâti de la presse et rend l'arbre principal indépendant de cette pression. S'il se produit, d'autre part, un gauchissement de l'arbre au commencement de l'emboutissage, cela ne peut influencer l'uniformité de la pression du serre-tôle.

C'est sur les presses de E. W. Bliss C^o, constructeurs à New-York, que nous avons vu appliqué ce dispositif de genouillères.

Applications des leviers articulés à des mécanismes à frictions. — a) La figure 300 représente la presse à forger et à estamper de M. Despaignes, constructeur à Bruxelles, et nous montre plusieurs applications des leviers articulés.

Débrayage. — Un premier exemple se trouve dans le débrayage. En agissant sur la poignée 1, on obtient le déplacement rectiligne sur son guide de la pièce 2 portant les fourchettes de débrayage.

Réglage automatique. — Un réglage automatique de la violence du choc est encore obtenu au moyen de leviers articulés. En effet, le plateau de friction commandant la descente peut être décollé de la poulie par

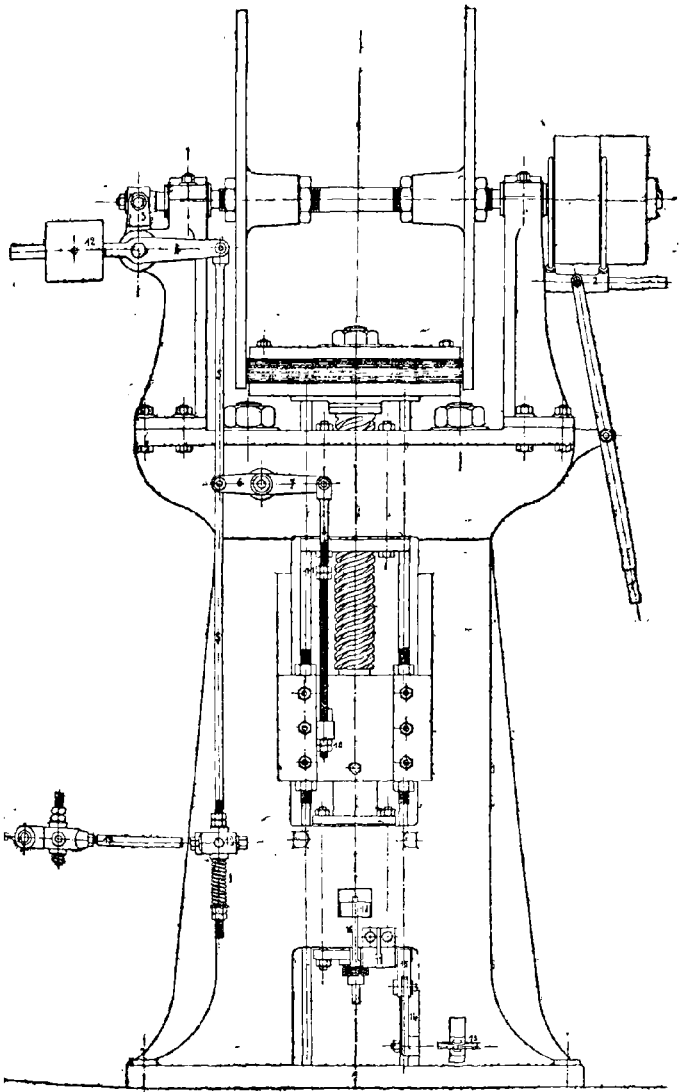


Fig. 300.

Cinématique appliquée

un jeu de leviers coudés articulés, à contrepoids, 3. 4. actionné par la tige 5 qui elle-même est entraînée par un levier droit articulé 6. 7. solidaire de la tige de réglage 8. Cette tige est filetée, et coulisse librement dans un taquet fixé au porte-poinçon. Le taquet, dans sa descente, entraîne par les écrous 10, au moment déterminé, la tige 8, qui fait osciller le levier 7. 6. Celui-ci par l'intermédiaire de la tige 5 fait osciller le levier 3. 4. qui retire le contact du plateau de friction commandant la descente. Il s'ensuit que, ce contact étant déterminé comme durée, l'inertie du balancier et par conséquent la violence du choc se trouvent réglés.

Les écrous 11 déterminent, par le même moyen, la durée du contact pour la montée.

Un levier articulé à poignée 19 permet la manœuvre à la main.

Le ressort à tension réglable 9 et le contrepoids sur coulisse 12 assurent un montage très élastique de tout le dispositif.

Leviers d'extraction. — L'extraction de la pièce forgée se fait au moyen d'un levier à pédale 13 solidaire d'un autre 14. Ce dernier actionne un couple de leviers 15 et 16 calés sur le même arbre tenu par le support 17.

Le dernier levier, 16, du jeu, agit sur le bloc éjecteur 18 qui décolle la pièce comprimée dans la matrice et la rejette.

Ces leviers automatiques et cette éjection par pédale permettent une production moyenne de 5.000 pièces par jour.

b) La figure 301 représente le marteau-pilon à planche système « Bliss-stiles » qui a remplacé dans l'industrie

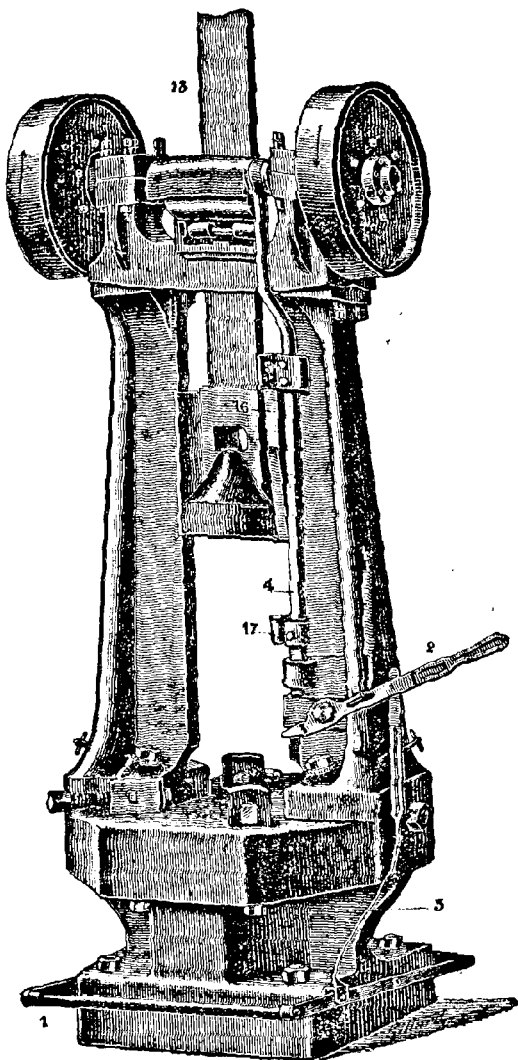


Fig. 301.
533 —

30*

Cinématique appliquée

moderne les vieux « moutons » et même, dans certains cas, les presses à friction.

On trouve dans cet appareil une application de plusieurs mécanismes dont nous avons parlé déjà, et qui sont rendus automatiques à volonté par un jeu de leviers ingénieusement combinés.

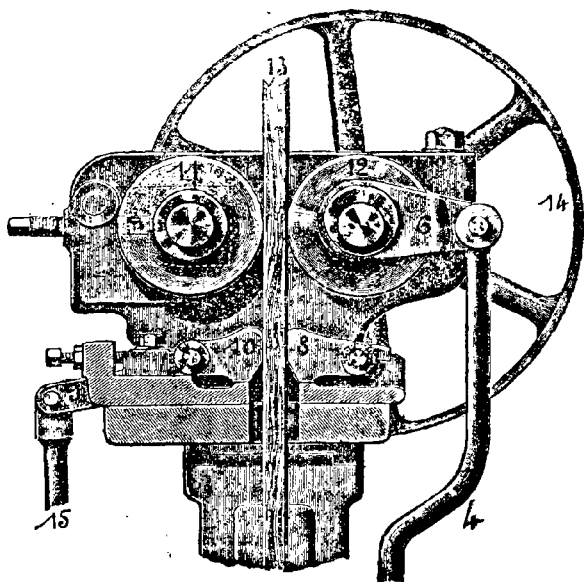


Fig. 302.

Le relevage du marteau s'opère par la friction des galets 11 et 12 sur une planche 13, figure 302. Le galet 12 et la poulie 14 sont solidaires et montés sur une douille excentrée commandée par le levier 6, manœuvré par la tige 4.

(C'est un nouvel exemple du parti que l'on peut tirer du grossissement des tourillons et de leur excentricité.)

On comprend que le levier 6 éloigne ou rapproche les galets de friction 11 et 12. Ceux-ci tournent en sens contraire et quand la planche est serrée entre ces galets, le frottement fait qu'elle remonte le marteau. Quand les galets s'écartent, celui-ci retombe. Une traction sur la tige 4 provoque le serrage de la planche et la montée du marteau. Cette tige 4 peut être manœuvrée à la main par le levier 2, ou par la pédale 1, liée à celui-ci par une bielle démontable 3.

D'autre part, un levier 9 est actionné par la tige 15 attachée à la branche inverse de la pédale, derrière le bâti. Une traction sur la tige 15 provoque, par un système d'axe excentré, le rapprochement des taquets 8 et 10 qui bloquent la planche et arrêtent la chute du marteau.

Enfin, on peut régler la hauteur de chute en déplaçant les taquets 5 et 17 sur la tige 4. Dans la marche automatique, ils sont manœuvrés par le talon 16 du marteau.

Ainsi, par le jeu des leviers et de la pédale, on peut :

1° Varier la chute du marteau suivant la valeur du coup nécessaire, en déplaçant les taquets sur la tige 4 ;

2° Arrêter instantanément le marteau dans sa chute en lâchant la pédale ;

3° Faire descendre le marteau tout doucement, en appuyant légèrement sur la pédale, ce qui facilite le montage des outils ;

4° Donner des coups de valeurs variables en faisant suivre au marteau le mouvement du levier à main ;

5° Faire marcher la machine à coups continus en tenant le pied sur la pédale ;

Cinématique appliquée

6° Donner un seul coup en lâchant la pédale aussitôt que le coup est donné : le marteau s'arrête alors au plus haut point de sa course, prêt à retomber quand l'ouvrier aura déposé sa pièce.

Application des leviers articulés à des combinaisons de cames. — La figure 303 représente une machine à

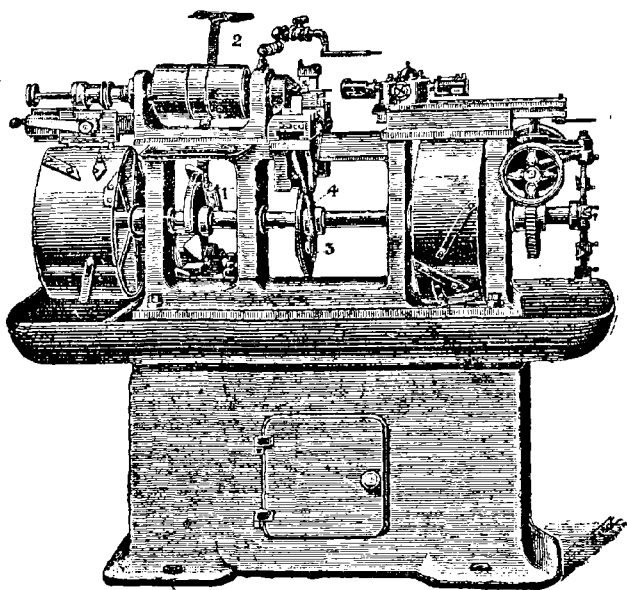


Fig. 303.

décolleter automatique outillée pour visserie de « Prat et Whitney C^{ie} » de Hartford. Elle comporte plusieurs applications de leviers commandés par des cames de toutes formes, situées sur un arbre unique à vitesse

Cinématique appliquée

variable. Chaque came correspond à une opération sur la pièce en fabrication. Chaque organe est déplacé au moment voulu par le levier commandé par la came. Ainsi la came 1 actionne par le levier 2 le débrayage et le changement de marche ; la came 3 actionne par le levier 4 le chariot du porte-outil à tronçonner.

Nous donnons cet exemple pour montrer la ressource qu'offrent les leviers pour lier deux organes occupant dans l'espace des positions respectivement quelconques.

REMARQUE. — La figure 303 nous montre une application des comes protéiformes dont nous avons parlé au chapitre VI, paragraphe 4.

Direction des automobiles. — Les leviers articulés trouvent une large application dans le mécanisme de direction des automobiles. Nous empruntons à MM. Malicet et Blin les renseignements qui vont suivre sur l'installation d'une direction.

Quadrilatère. — On appelle quadrilatère de direction l'ensemble des deux manivelles commandant les axes des roues et la bielle réunissant ces deux manivelles.

Avant de déterminer le quadrilatère, on dispose très exactement les roues directrices pour la ligne droite. Il faut se servir d'une règle bien rectifiée pour effectuer cette opération. On donne généralement un pincement à l'avant de quelques millimètres, comme l'indique la figure 304. Il faut que l'obliquité m , ainsi donnée à chaque roue, soit rigoureusement la même, à droite et à gauche.

L'épure Janteaud, qu'on utilise ordinairement, in-

Cinématique appliquée

dique que les manivelles E et G doivent être dans le prolongement des lignes AB et AC, joignant le milieu A de l'essieu arrière aux centres des fusées verticales B et C. L'inclinaison de ces manivelles sera ainsi déterminée au moyen de la règle R, en ayant soin de ne pas modifier la position des roues directrices obtenue précédemment. La barre d'attelage GE est alors trouvée en longueur, on assemble cette barre aux manivelles et le quadrilatère est constitué.

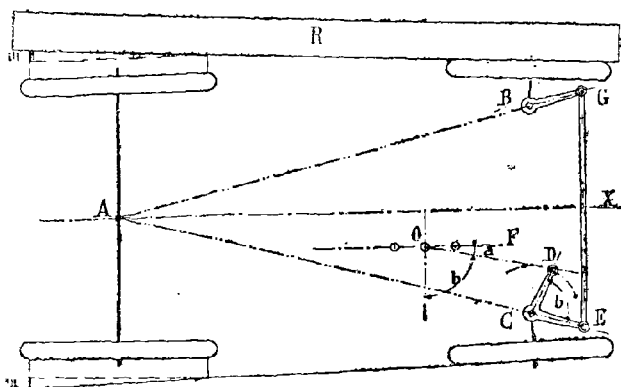


Fig. 304.

Transmission de la direction. — Le mouvement de direction étant définitivement placé sur le châssis, il y a lieu de déterminer avec soin la manivelle CD en position, la bielle OD en longueur, et la longueur de manivelle portant le doigt à caler sur la direction.

Pour égaliser les efforts à faire dans les deux sens sur le volant de direction, il convient, pour un angle

Cinématique appliquée

égal fait par le doigt en avant et en arrière de la position moyenne, quel'angle fait par la roue de droite lorsqu'on braque à droite soit égal à l'angle fait par la roue de gauche lorsqu'on braque à gauche.

Ces conditions indispensables sont assez exactement remplies lorsque l'angle b , que fait la manivelle de commande D avec la manivelle d'attelage E est égal à 90° , moins l'angle a que fait ou peut faire la bielle OD avec OF parallèle à l'axe de la voiture.

Si la tête D était située entre l'axe AX et la ligne OF, l'angle a devrait être ajouté à 90° pour donner l'angle b , figure 305. Si D est situé sur OF, l'angle b est de 90° .

On voit donc, par l'opposition des deux figures 304 et 305, que cet angle b dépend uniquement de la position

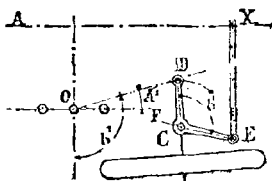


Fig. 305.

qu'occupe le doigt de direction à sa position moyenne sur la voiture et que cet angle ne doit pas être pris arbitrairement.

Il faut d'abord déterminer cet angle b , c'est-à-dire la position du point D, comme nous l'indiquons précédemment, par un tracé, et après avoir relevé très exactement les positions respectives des points O, C, E, par rapport aux axes de la voiture, ainsi que le rayon de la manivelle CD.

Etant donnés, d'une part, l'angle total de braquage, droite et gauche, que comporte la voiture et le rayon de manivelle CD, et d'autre part, l'angle total que fait le doigt de la direction choisie, on détermine par proportion le rayon d'action du doigt.

Cinématique appliquée

PREMIER EXEMPLE. — Pour un angle total de braquage de la voiture de 60° et un angle total du doigt de 60° également, le rayon d'action du doigt est égal au rayon CD.

DEUXIÈME EXEMPLE. — Pour un angle de braquage de 50° et un angle du doigt de 60° , le rayon du doigt est égal à $\frac{CD \times 50}{60}$.

Il reste à déterminer exactement la longueur de la bielle de commande CD, ce qui demande quelques précautions. L'opération se fait sur la voiture elle-même.

Retrouvant et vérifiant à nouveau la position des roues directrices, le doigt est alors mis exactement au milieu de son déplacement total.

On prend minutieusement la distance des centres O et D et on fait une jauge de même longueur. On démonte le doigt et la manivelle CD et, séparément de la voiture, on constitue la bielle avec tous ses éléments, les têtes sphériques sont emboîtées dans leurs logements et le tout est réglé de façon que les centres des sphères soient à la distance de la jauge. La transmission peut être ensuite entièrement montée et constituée.

Si l'on a bien opéré, on doit, par un angle du volant égal dans chaque sens, déterminer à droite un angle de la roue de droite pratiquement égal à celui que fait la roue de gauche lorsqu'on braque à gauche.

Nous appellerons tout particulièrement l'attention sur l'importance qu'il y a d'assurer la liberté d'articulation des manivelles dans leurs rotules.

Aux fins de courses, la sphère force quelquefois sur

la bielle ou les rotules, on rencontre alors un excès de résistance.

Pour éviter l'inégalité d'inclinaison de CD , par rapport à OD aux fins de courses, il faut donner à la manivelle CD une forme telle que l'axe prolongé de l'extrémité tournée passe à une distance du centre C égale au $1/4$ du rayon CD , comme le montre la figure 306.

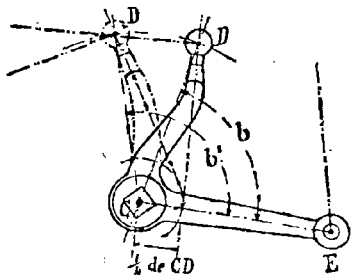


Fig. 306.

Coulisse de variation de course. — Quand sur un bras de levier articulé, animé d'une rotation d'amplitude donnée, on

déplace le point d'attache de la bielle qu'il conduit, on fait varier la course de cette bielle, mais à partir de la position moyenne, en rapprochant ou éloignant les fins de courses de cette position moyenne.

Nous avons été amené à créer un levier, à coulisse curviligne, dans lequel le déplacement du point d'attache de la bielle fait varier sa course, à partir de celle des positions extrêmes qui a été choisie.

La figure 307 nous montre ce dispositif. Un organe A est mû verticalement, entre des guides B , par une bielle CO , attelée au levier curviligne OD , actionné par la bielle motrice DE .

L'amplitude constante de la course du levier OD est mesurée par l'arc DD_1 .

Tout le principe réside en ce que l'arc de la coulisse curviligne a son centre au point d'articulation O_1 de la

Cinématique appliquée

bielle CO_1 , le tout tracé dans la position extrême qui doit servir de point de départ aux variations de la course.

L'amplitude de la course de la bielle CO_1 , sera mesurée, dans la position de la figure, par l'arc CC_1 . En

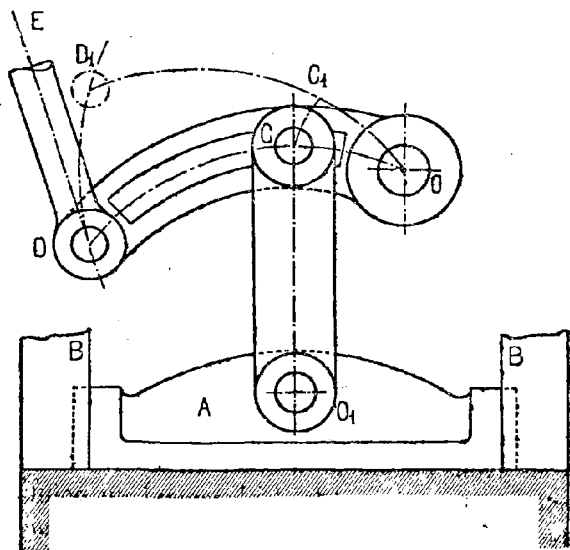


Fig. 307.

déplaçant vers D le point d'attache C, cette amplitude augmentera jusqu'à se rapprocher de DD_1 , sans que le point de départ de l'organe A soit modifié; puisque le lieu géométrique des positions du point C est une circonférence ayant la bielle CO_1 pour rayon.

La hauteur de la course rectiligne de l'organe A sera

Cinématique appliquée

donc variable à volonté, mais cette course partira toujours du même point inférieur.

Pour varier la course dans l'autre sens, à partir de la position supérieure, il est simplement nécessaire d'effectuer tout le tracé dans cette position.

Coulisses de renversement de marche. — Une des applications les plus heureuses des leviers articulés se trouve dans les coulisses de renversement. Dans les machines à vapeur, afin d'obtenir la rotation en sens inverse de la marche normale, on a recours à ces dispositifs. Il faut, pour renverser le sens de marche, changer la position de calage de l'excentrique et varier ainsi les positions relatives du tiroir et du piston.

Coulisse de Stephenson. — Le mécanisme le plus

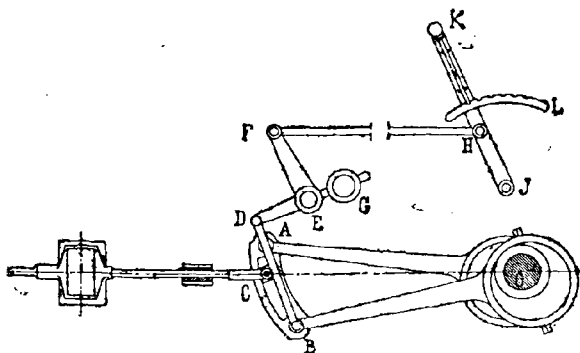


Fig. 308.

ancien et le plus usité est la coulisse de Stephenson, figure 308.

Sur l'essieu moteur O, sont calés deux excentriques

Cinématique appliquée

liés ensemble et dont les centres forment avec celui de l'essieu un angle inférieur à 180° . Les barres de ces excentriques viennent s'articuler en A et B aux extrémités d'une pièce AB qui est la coulisse.

Dans sa rainure, se meut un coulisseau C articulé à l'extrémité de la tige du tiroir. L'un des excentriques correspond à la marche en avant, l'autre à la marche en arrière. La coulisse est suspendue par une bielle BD à un levier coudé DEF oscillant autour du point fixe E. Un contrepoids G équilibre les barres d'excentriques, la coulisse et la bielle BD. Une tige FH, dite « barre de relevage » commande le levier coudé, par le levier à main JK, oscillant autour d'un point fixe J. Un taquet à ressort maintient le levier dans la position de marche avant, arrière, ou d'arrêt.

La position haute de la coulisse correspond à un sens de marche, la position basse à l'autre et la position moyenne à l'arrêt. Le centre devant servir à tracer la coulisse se trouve à la position moyenne du point d'intersection des bielles fictives équivalentes aux excentriques.

Il est facile de se rendre compte que l'excentrique supérieur donnant la marche avant, si à un moment donné on élève la coulisse, c'est l'excentrique inférieur qui commande dès lors l'admission qui se fait inversement. Le piston marche donc à *contre-vapeur* tant que dure l'inertie, puis la marche arrière se produit.

Coulisse d'Allan. — Plusieurs modifications ont été apportées par différents inventeurs à la coulisse Stephenson. Nous citerons celle d'Allan qui repose aussi sur un système de leviers articulés, figure 309. La

coulisse est droite et la suspension est telle qu'en relevant la bielle de commande de la tige du tiroir, on abaisse la coulisse en relevant la bielle.

Les mécaniciens appellent l'action de faire relever la

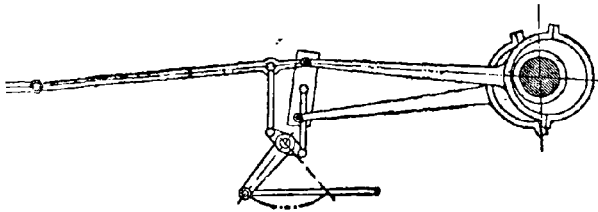


Fig. 309.

coulisse pour provoquer la marche arrière : renverser la vapeur.

Débrayage monocorde à leviers articulés. — La figure 310 représente un système de débrayage à articulations, actionné par une corde unique, appartenant à M. E. Ravasse, de Pantin.

La tige de débrayage A est guidée dans un bâti B, fixé aux poutres supportant la transmission par les boulons C. Cette tige est, d'autre part, prise dans la chape D d'un levier à quatre branches D, E, F, G, à contrepoids H, lequel levier articule librement sur un axe O, fixé au bâti B.

A l'extrémité des branches E, F, sont montés deux doigts passant au travers de deux ouvertures ménagées dans le bâti B.

Ce dernier sert encore de guide à une tige K, solidaire de la corde de manœuvre L, laquelle tige est

Cinématique appliquée

maintenue dans sa position relevée, contre un butoir M, par le ressort N fixé d'autre part au bâti.

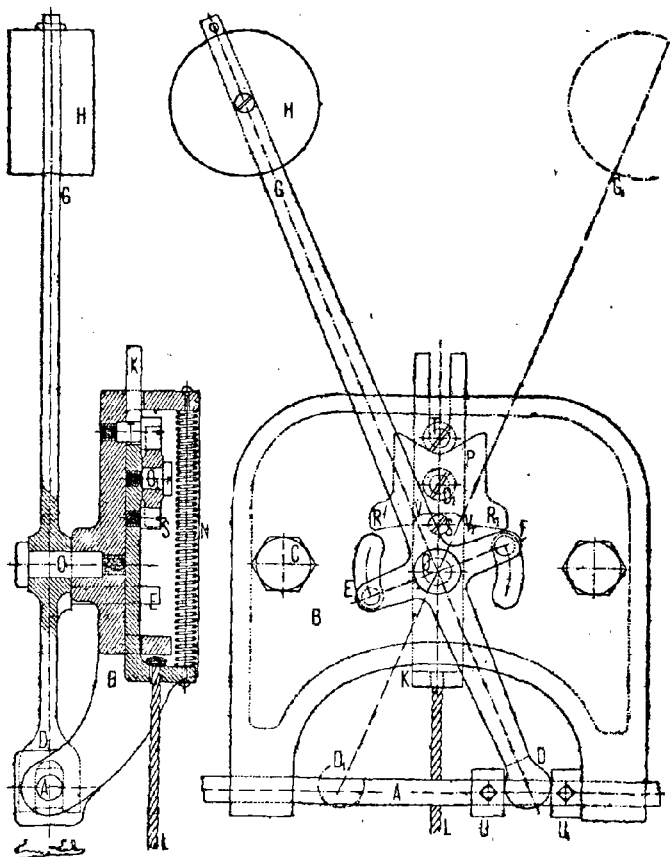


Fig. 310.

Enfin, la tige K porte un axe O, sur lequel est arti-

Cinématique appliquée

culé librement le taquet-came P à deux becs R et R₁, correspondant aux doigts E et F. Ce taquet porte encore une entaille VV₁ dans laquelle se loge un butoir S, fixé au bâti.

Prenons l'appareil dans la position de la figure, correspondant à l'embrayage, et opérons une traction sur la corde L. Le ressort N se tend et la tige K s'abaisse dans son guide entraînant le taquet-came P, dont le bec R₁ vient aussitôt en contact avec le doigt F du levier GD. Il s'ensuit d'abord un pivotement du taquet sur son axe O₁ jusqu'à ce que la face V de son entaille vienne buter sur le doigt S. A ce moment, la traction continuant, le bec R₁ entraîne le doigt F qui sollicite tout l'ensemble G, E, D, F à une rotation autour de l'axe O jusqu'à ce que le levier GD occupe la position G₁D₁, qui est celle du débrayage. La chappe D a entraîné la tige A grâce au taquet U.

En lâchant la corde à cet instant, le ressort N remonte la tige K, et le taquet P se remet en place quand les rampes de sa partie supérieure rencontrent le butoir-centreur T.

Pour passer du débrayage à l'embrayage, une nouvelle traction sur la corde sera suffisante. Le même ordre de mouvements s'effectuera, intéressant cette fois la face V₁ du taquet P, son bec R et le doigt E du levier GD qui reprendra sa position de la figure, entraînant la tige A grâce au taquet U₁.

Parallélogramme double des dessinateurs. — Une application ingénieuse des propriétés géométriques du parallélogramme a été adaptée à un appareil,

Cinématique appliquée

de dessin figure 310, destiné à remplacer le té habituel, encombrant à manœuvrer.

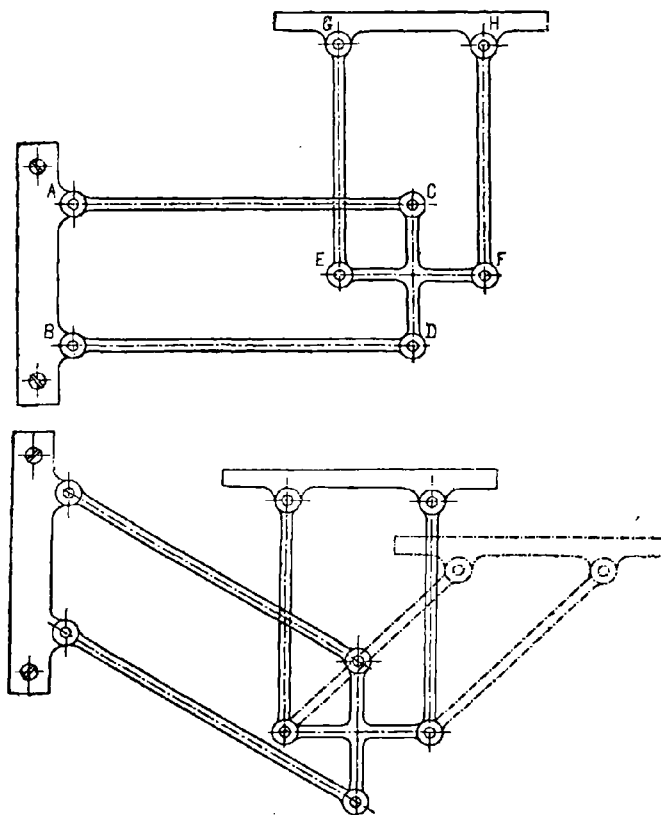


Fig. 311.

Deux parallélogrammes articulés $ABDC$ et $FEGH$ sont combinés de façon que deux de leurs petits côtés

soient solidaires et perpendiculaires entre eux, formant ainsi le croisillon rigide CDEF. Les deux autres petits côtés sont des règles, AB et GH, montées avec précision.

La règle AB est fixée à la planche à dessin, la règle GH sert à tracer et à guider les équerres.

Le côté CD est constamment parallèle à AB; par conséquent la règle GH, constamment parallèle à EF, perpendiculaire lui-même à CD, est constamment perpendiculaire à la règle AB.

Le parallélogramme ABDC fournit les déplacements dans le sens perpendiculaire et le parallélogramme FEGH fournit les déplacements dans le sens horizontal.

Attelage à tournant correct, et direction réversible de train sur routes. — Le colonel Renard a eu l'idée d'un dispositif d'attelage de direction pour voitures de trains sur routes permettant :

1° De faire suivre à toutes les voitures du train le trajet exact parcouru par la voiture motrice ;

2° De réaliser cette condition dans la marche arrière comme dans la marche avant.

La figure 312 représente une vue en plan de voitures à trois essieux sur une courbe à rayon constant.

L'expérience a démontré que les voitures suivent exactement le chemin parcouru par le locomoteur non seulement lorsque ce chemin est une circonférence, mais aussi, d'une façon suffisamment pratique, lorsque ce chemin est une courbe à rayon variable.

Dans le cas des voitures à trois essieux, chacune d'elles est attelée à la suivante par un timon articulé au milieu des essieux directeurs.

Cinématique appliquée

Soient les voitures A et B; le timon C reliant ces

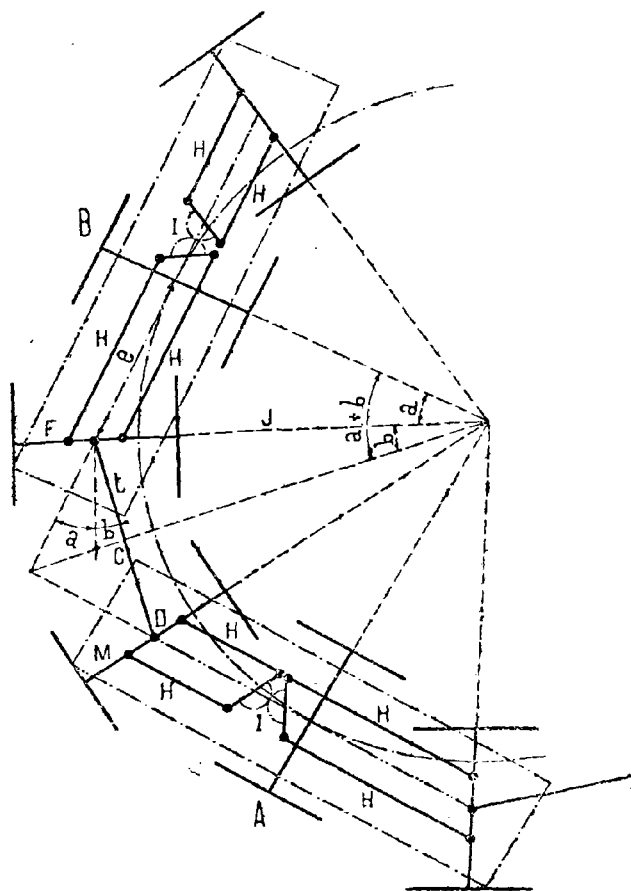


Fig. 312.

voitures est articulé au milieu D de l'essieu directeur

Cinématique appliquée

M de la voiture A, et commande l'essieu F de la voiture B, qui communique lui-même son mouvement au deuxième essieu directeur de la voiture par l'intermédiaire de tringles H et d'engrenages de renversement I.

Si t est la demi-longueur du timon;

e , la distance de l'essieu directeur à l'axe transversal de la voiture;

a , le déplacement angulaire de l'essieu;

$a + b$, le déplacement angulaire correspondant du timon (déplacement nécessaire pour amener la voiture sur la circonférence de rayon R);

J, la distance du milieu D, de l'essieu directeur, au centre de la courbe.

Nous avons :

$$\sin a = \frac{e}{J},$$

$$\sin b = \frac{t}{J},$$

d'où :

$$\frac{\sin a}{\sin b} = \frac{e}{t} = \text{constante.}$$

Dans le cas où l'on fait $e = t$,

$$\sin a = \sin b,$$

les angles a et b sont égaux, et à un déplacement angulaire quelconque du timon doit correspondre un déplacement angulaire moitié moindre de l'essieu.

Cette condition peut être réalisée au moyen du dispositif de la figure 313, qui est une commande par

Cinématique appliquée

engrenages pour essieu brisé; une commande analogue pourra servir pour essieux à cheville ouvrière.

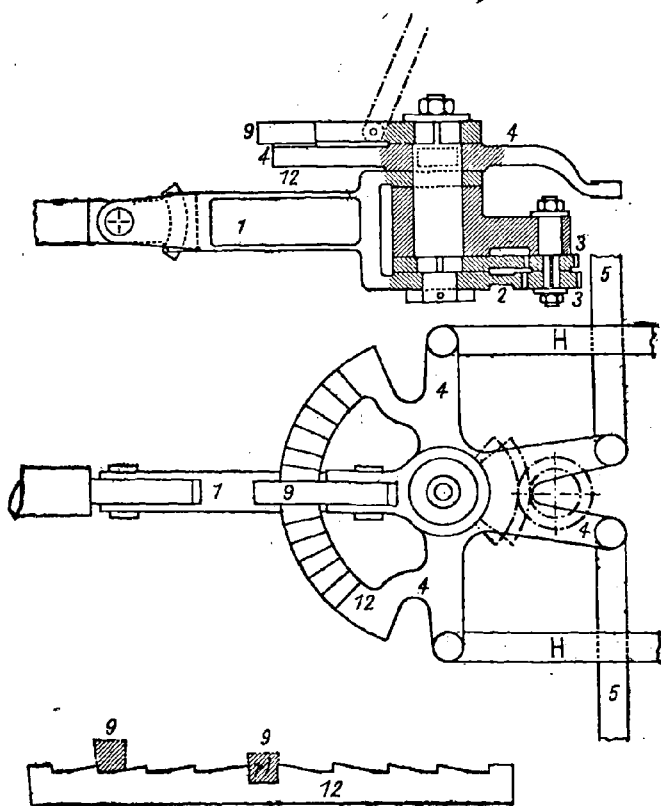


Fig. 313.

Le timon 1 porte un secteur denté 2 attaquant un train d'engrenages 3 qui commandent un secteur 8

Cinématique appliquée

solidaire d'un axe 7 sur lequel est fixé à sa partie supérieure, un verrou à relevage 9.

Ce verrou 9 peut s'enclencher dans les encoches d'un secteur 12 lié à un levier 4 monté librement sur l'axe 7, et portant les attaches articulées des bielles 5 de connexion et les tringles H commandant les engrenages de renversement.

Chaque essieu directeur des voitures ayant un dispositif semblable, et le timon C, reliant deux d'entre eux, lorsqu'on voudra faire marcher le train de gauche à droite, figure 312, il suffira d'embrayer le timon sur le mécanisme de la voiture A au moyen du verrou de relevage, et de le débrayer sur la voiture B. Pour la marche dans l'autre sens, on fera la manœuvre inverse.

Lorsqu'on voudra passer de la marche avant à la marche arrière, si le train se trouve, soit sur une circonférence, soit en ligne droite, tous les verrous sont situés en face des encoches 11 placées au milieu du secteur 12 solidaire de la pièce 4. Mais, si le train se trouve sur une courbe à rayon variable, les verrous ne pouvant tomber dans les encoches 11, il est nécessaire d'avoir, sur les secteurs, des crans comme l'indique la figure 313. De cette façon, si le train doit parcourir une courbe de rayon plus petit, le timon entraînera l'essieu, et si le train passe à la ligne droite, ou sur une courbe d'inflexion contraire, le timon se redressera, et, arrivé dans la position, s'embrayera de lui-même.

Dans le cas où t , le demi-timon, n'est pas égal à e , le rapport $\frac{a}{b}$ n'est pas constant.

On commande alors l'essieu au moyen de cames; mais, dans la pratique, on peut le commander par un

Cinématique appliquée

engrenage réducteur de rapport approprié, car les angles a et b étant très petits, on peut admettre qu'ils sont proportionnels à leur sinus comme :

$$\frac{\sin a}{\sin b} = \frac{e}{t} = \text{constante,}$$

on admet que :

$$\frac{a}{b} = \text{constante.}$$

Dans les cas où la marche arrière n'est pas nécessaire, le mécanisme démultiplicateur n'existe que sur l'essieu avant et l'embrayage est supprimé.

Pour les voitures à quatre roues, le même dispositif peut être adapté, avec ou sans marche arrière, mais le mécanisme qui se trouvait sur l'essieu directeur arrière de la voiture à six roues se place sur le châssis à la même distance de l'essieu moteur et de l'essieu avant. Ce système appartient à la Société Surcouf et C^{ie}.

Application des leviers articulés à la manœuvre des changements de vitesses des automobiles. — La figure 314 se rapporte à un mécanisme de leviers articulés appliqué à la manœuvre du changement de vitesse dans les automobiles.

Nous avons choisi l'un des systèmes les mieux étudiés parmi les derniers modèles à deux prises directes. Cet appareil, bien conçu, appartient à M. Berliet, de Lyon.

Le dispositif de transmission de la commande est vu en élévation transversale.

Le changement de vitesse est la vue en plan qui s'y rapporte.

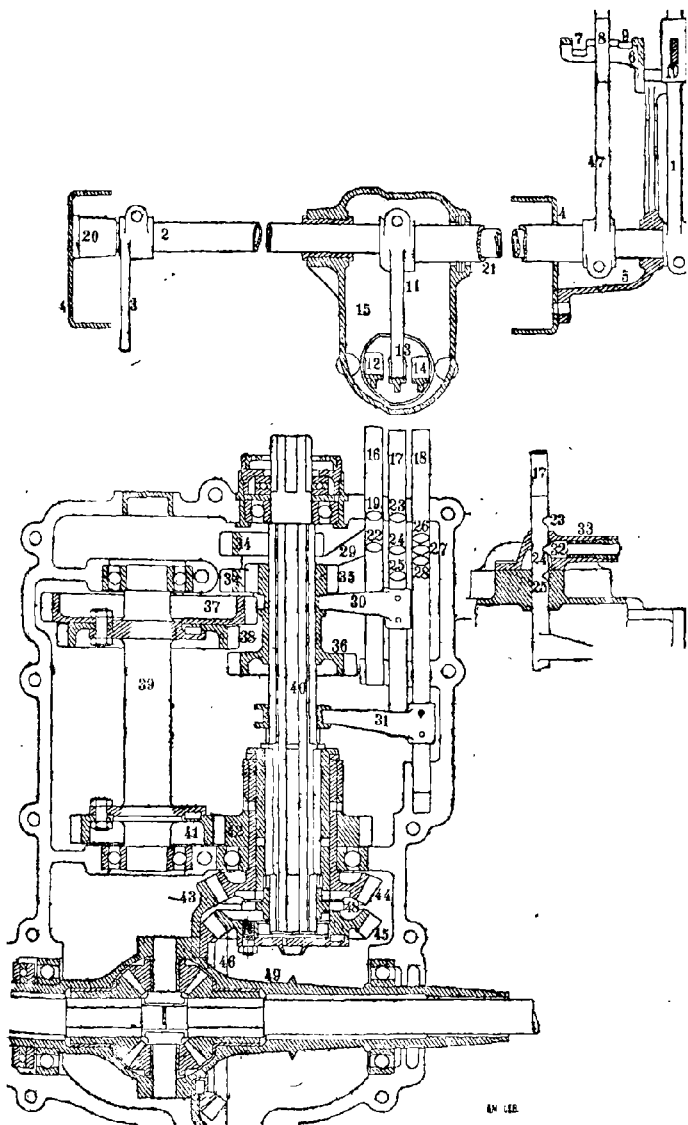


Fig. 314
IRIS - LILLIAD - Université Lille 1

Cinématique appliquée

Le troisième dessin est une coupe longitudinale dans la boîte du changement de vitesse, montrant le verrouillage des tiges des fourchettes.

Les longerons 4 du châssis de la voiture portent les supports 5 et 20 des arbres tubulaires connexés 2 et 21.

L'arbre intérieur 2 est commandé par le levier à main 1, couissant sur le secteur à dents 10; il intéresse, par le levier 3, le frein sur le différentiel.

L'arbre extérieur 21 articule autour du premier sous l'action du levier à main 47. Il est encore susceptible d'un déplacement transversal dont nous verrons plus loin l'utilisation. Il intéresse, par le levier 11, les tiges des fourchettes.

Le support 5, indépendamment du secteur 10, porte encore un secteur 6, à trois coulisses, 7, 8, 9, dans lesquelles vient, à la volonté, s'engager le levier 47. Son passage de l'une dans l'autre produit le déplacement transversal dont nous avons parlé et provoque la liaison du levier 11 avec l'une ou l'autre des tiges 16, 17, 18, des fourchettes. En effet, le prolongement de ces tiges porte des entailles 12, 13, 14 qui, dans la position normale (débrayage général), s'alignent sur le passage de la tête du levier 11 pendant ses déplacements transversaux. Il peut donc, suivant le besoin, pénétrer dans l'une ou l'autre de ces entailles, et les trois tiges sont ainsi soumises à l'action de l'unique levier 47.

Sur le secteur 6 :

La coulisse 7 correspond à l'encoche 12 de la tige 16;

La coulisse 8 correspond à l'encoche 13 de la tige 17;

La coulisse 9 correspond à l'encoche 14 de la tige 18.

D'autre part, les coulisses communiquent entre elles

Cinématique appliquée

de telle sorte que, pour passer de l'une dans l'autre, le levier ramène la tige qu'il abandonne à sa position de débrayage.

Cet ensemble constitue le mécanisme de transmission de commande.

Le fonctionnement des tiges s'opère de la façon suivante :

Ces tiges sont guidées, d'une part, dans la boîte 15 où manœuvre dans l'huile le levier 11, et d'autre part dans le carter des vitesses. Elles portent les fourchettes 29, 30, 31 dont nous allons examiner le rôle respectif, et sont enfin soumises chacune à un verrou de tenue 32, monté dans un support 33 fixé à l'extérieur de la boîte des vitesses.

Ces verrous maintiennent les tiges à des places déterminées en s'engageant dans les crans 19, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, ménagés dans ces tiges aux endroits correspondants.

Dans la position de débrayage général indiquée par la figure, les crans 22, 24, 27, des tiges sont alignés et tenus sous leur verrou respectif. L'arbre moteur 40 tourne sans entraîner aucun organe.

Marche arrière. — Par le levier à main 47 se déplaçant dans la coulisse 7, la tige 16 embraye la marche arrière.

Sa fourchette 29 sollicite la roue à deux dentures 34, montée folle sur un axe intermédiaire, parallèle à l'arbre moteur et disposé de manière que, si on amène sous son verrou le cran 19, l'une des dentures 34 vient en prise avec la roue 37 et l'autre avec la roue 35. L'arbre auxiliaire 39 est alors entraîné et, par le couple droit 41/42 et le couple conique 44/43, il communique sa rotation à l'arbre 49 du différentiel.

Cinématique appliquée

Le mouvement est renversé par l'intermédiaire 34.

Première vitesse. — Si l'on veut alors attaquer la première vitesse, il faut passer le levier de la coulisse 7 dans la coulisse 8, ce qui rend d'abord la tige 16 à sa position de débrayage.

Puis on amène le cran 23 de la tige 17 sous son verrou. La fourchette 30, commandant le balladeur monté sur l'arbre moteur, mettra en prise le pignon 35 avec la roue 37 de l'auxiliaire 39. La vitesse d'entraînement sera fournie par le rapport du couple droit 35/37, et transmise encore au différentiel par les intermédiaires 41/42 et 44/43.

Deuxième vitesse. — La deuxième vitesse sera provoquée par la présence du cran 25 sous son verrou, après un passage au cran de débrayage 24. Cette nouvelle position mettra en prise le pignon 36 du train balladeur avec la roue 38 de l'arbre auxiliaire. La vitesse d'entraînement sera fournie par le rapport 36/38 et toujours transmise au différentiel par les intermédiaires 41/42 et 44/43.

Troisième vitesse, en prise directe. — Pour embrayer la troisième vitesse, il faut passer le levier de la coulisse 8 dans la coulisse 9, ce qui rend d'abord la tige 17 à sa position de débrayage.

Puis on amène le cran 28 de la tige 18 sous son verrou. La fourchette 31 met en prise les griffes du manchon 48, solidaire de l'arbre moteur 40, avec les entailles correspondantes du moyeu du pignon 44.

Celui-ci entraîne directement le différentiel par le pignon 43, à une vitesse donnée par le rapport 44/43.

Quatrième vitesse en prise directe. — On amène le cran 26 sous son verrou, après un passage au cran de

Cinématique appliquée

débrayage 24. La fourchette 31 met en prise les griffes du manchon 48 avec les entailles correspondantes du moyeu du pignon 45, qui entraîne directement le différentiel par le pignon 46, à une vitesse donnée par le rapport 45/46.

On remarque :

1° Que, dans chaque coulisse du secteur 6, une position du levier à main donne le débrayage ;

2° Qu'on ne peut passer d'une vitesse à l'autre sans opérer automatiquement ce débrayage.

Ce mécanisme constitue un bel exemple de ce que l'ingéniosité peut tirer des leviers articulés.

§ 5. — Détentes.

On appelle *détentes* ou *déclics* des mécanismes qui ont pour but de maintenir dans une position déterminée un organe sollicité vers une seconde position, par son propre poids ou sous toute autre influence, et qui permettent de laisser échapper cet organe, à la volonté, vers sa seconde position.

La figure 314 représente le déclic élémentaire, qui se place entre le poids P à élever et l'extrémité de la chaîne de treuil A à laquelle il est suspendu.

Le poids est fixé, à terre, au crochet C comme le montre la figure.

Pendant la montée, la pesanteur applique le taquet D contre le butoir d'échappement E, dont la branche de manœuvre F élève en même temps la corde B.

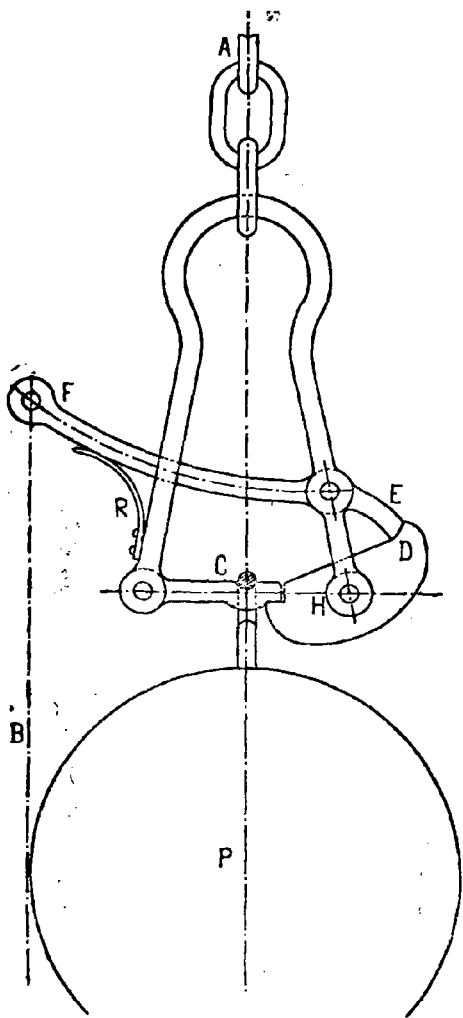


Fig. 315.

Cinématique appliquée

Un ressort R maintient le butoir dans sa position d'accrochage.

Quand le poids P est arrivé à la hauteur convenable, une traction sur la corde dégage le bec E du butoir de son contact avec le bec D du taquet. Celui-ci, sous l'influence du poids qui tire sur le crochet, pivote sur son axe H, et le dit crochet, abandonné, laisse échapper le poids P qui retombe aussitôt.

On emploie souvent les détentes pour produire l'arrêt ou le mouvement d'un ensemble d'organes, soit :

a) Suivant la volonté du conducteur (commande à la main).

b) Suivant une loi déterminée (commande mécanique).

a) La détente se compose, en principe, dans le premier cas, d'un levier constamment sollicité d'occuper une position déterminée donnant soit l'arrêt soit le mouvement, mais maintenu par un butoir qui s'efface au moment voulu.

La figure 316 nous montre la combinaison d'une détente et d'un débrayage à friction. Le croquis est purement schématique.

La commande est reçue par le cône 18, fou sur l'arbre A. Celui-ci peut être entraîné par le cône 13, manœuvré par un manchon à collier et un levier double à fourchette 14, articulé sur un point fixe 11.

La détente se compose d'un levier double 1 articulé sur un point fixe 5 et dont le bec vient buter contre le talon d'un second levier double 3, articulé sur un point fixe 4.

Le ressort 12 produit la pression nécessaire à l'em-

Cinématique appliquée

brayage. Le ressort en traction 9, plus dur, attaché au point fixe 10, tend à débrayer. Il peut être remplacé par

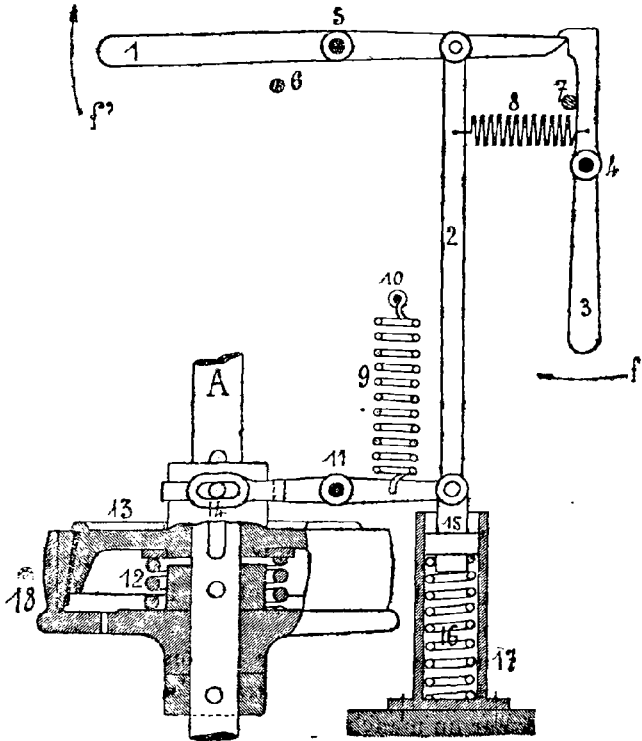


Fig. 316.

un ressort en compression 16, logé dans une boîte fixe 17 et agissant sur un piston 15 lié au levier à fourchette. Ce dernier est, d'autre part, rendu solidaire de la

Cinématique appliquée

détente par la bielle articulée 2. Le levier à talon 3 est maintenu contre un butoir 7, fixant sa position, par un ressort très souple 8.

Le jeu latéral entre le galet du collier et la coulisse 14 permet l'action du ressort 12 sur le cône 13 dans la position d'embrayage qui est celle représentée par le croquis.

On voit que le ressort 9 ou 16 tend constamment à débrayer le manchon 13, son action se traduit par une pression du bec du levier 1 sur le talon du levier 3.

Débrayage. — Exerçons une pression dans le sens de la flèche f sur la poignée du levier 3. Celui-ci quitte son butoir, son talon oscille autour du point 4, laisse échapper le bec du levier 1 qui cesse d'annuler l'action des ressorts 9 ou 16, il s'ensuit une oscillation du levier 14, autour du point 11, qui produit le débrayage. La course du levier 1 est limitée par son arrêt sur le butoir 6. Ce mouvement est instantané.

Le levier 3 abandonné reprend sa position contre le butoir 7 par l'effet du ressort 8.

Embrayage. — Pour embrayer, il suffira de tirer sur la poignée du levier 1 dans le sens de la flèche f' de façon à vaincre l'action du ressort 9 ou 16. Le dos du bec du levier 1 profilé en came déplace le talon arrondi du levier 3 qui vient de nouveau former taquet de retenue, comme précédemment.

La figure 317 nous montre un second arrangement d'une détente appliquée à un débrayage.

Une torsion sur le ressort R arme ce système quand on appuie sur la pédale P. Le déclic provoquant le débrayage peut s'opérer, comme précédemment, à la main, par une pression sur la pomme A de la tige T,

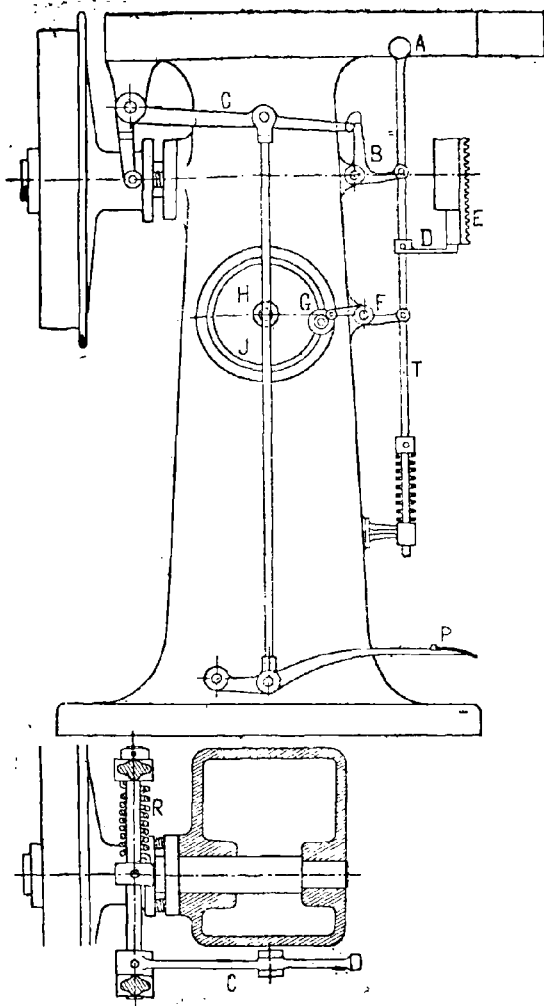


Fig. 317.

Cinématique appliquée

qui fait ainsi pivoter le levier B, à crochet, et permet ainsi au levier C de dégager son extrémité.

b) Mais le fonctionnement du déclié peut s'opérer automatiquement, soit :

1° Par la rencontre, à un moment déterminé, du butoir D, fixé à la tige d'échappement, par un organe E, de la machine ;

2° A chaque tour, au point convenable, par la rencontre du levier articulé F, lié aussi à la tige d'échappement, avec le galet G d'un plateau came, d'Y. Jouenne, H (Voir figure 193, page 350) calé sur un arbre d'un tour.

On peut faire varier ce point de débrayage en déplaçant le galet G, sur son plateau H, dans une rainure J ménagée à cet effet.

On peut encore supprimer les commandes automatiques du déclié en enlevant soit le butoir D, soit le galet G, mais cette suppression ne peut s'opérer que pendant l'arrêt de la machine.

Suppression et rétablissement, pendant la marche, de la commande automatique des détentes. — On arrive à supprimer ou à rétablir à la volonté, pendant la marche, l'action de la commande automatique des détentes par l'emploi du mécanisme des figures 318 et 319, que nous avons été amené à créer.

La figure 318 est une vue du dispositif pendant la période de suppression de l'automatisme.

La tige 3 commande le déclié. Elle est solidaire du levier à deux branches 11, articulé sur l'axe 10, et ayant sa branche d'attaque orientée convenablement par rapport à l'axe 2, organe le plus proche. Cet axe est

Cinématique appliquée

animé d'une rotation alternative grâce au levier 1
conduit par la bielle 9.

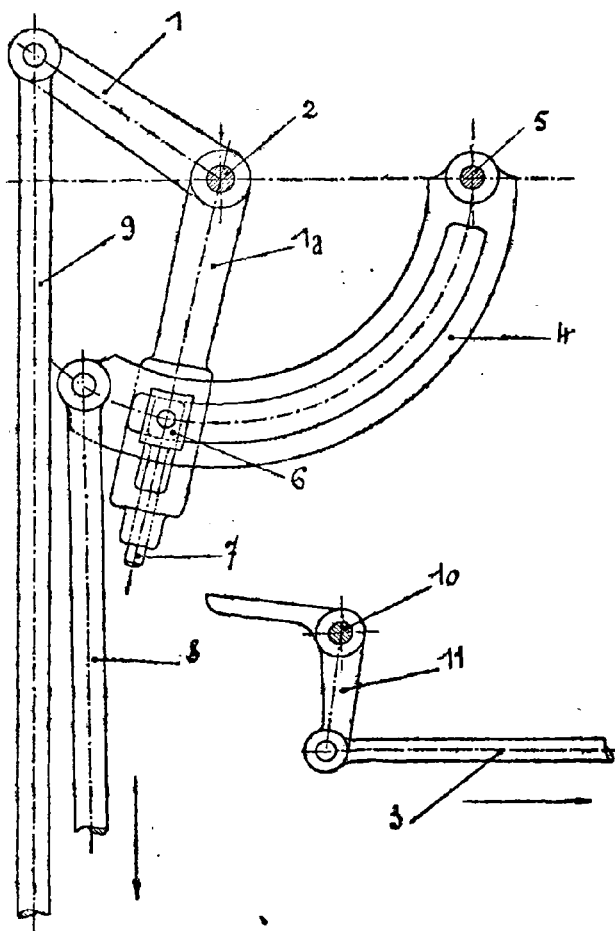


Fig. 318.

Cinématique appliquée

Le mécanisme d'embrayage et de débrayage de l'automatisme est donc disposé entre l'axe 2 et le levier 11.

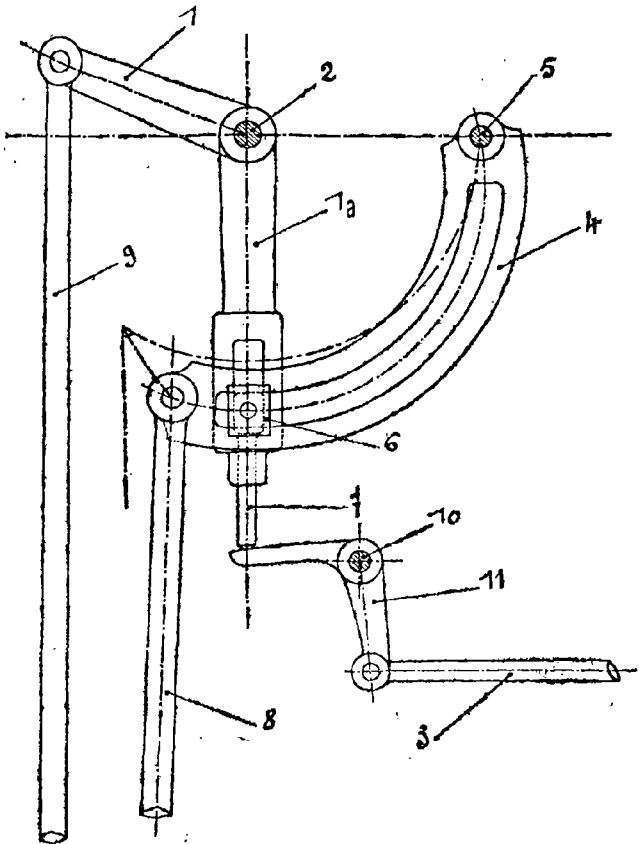


Fig. 319.

Il est constitué de la façon suivante : sur un axe

Cinématique appliquée

fixe 5, articule une *coulisse curviligne* 4, dont le centre, dans la position débrayée, coïncide avec l'axe 2. Cette coulisse est tenue en position par la bielle de manœuvre 8.

D'autre part, sur l'axe 2, on cale un levier 1_a qui participe à la rotation alternative constante du levier 1. Ce bras 1_a porte une coulisse rectiligne dans laquelle vient se loger une glissière 6, portant un piston 7, laquelle glissière est également prise dans la coulisse curviligne 4.

La bielle 8 étant dans la position de la figure 318, le mouvement du levier 1_a n'a aucun effet sur la détente. Le piston 7, qui doit attaquer celle-ci par l'intermédiaire du levier 11, décrit un chemin parallèle à la coulisse curviligne 4, c'est-à-dire un arc ayant son centre en 2.

Opérons, pendant la marche, une traction déterminée sur la bielle 8. Le système vient dans la position de la figure 318, la coulisse 4 pivote sur son axe 5, et s'excentre par rapport à l'axe 2. Elle se transforme ainsi en came pour le coussinet 6 et le piston 7 qui, dès lors, à chaque oscillation, viendra pousser la branche en attente du levier 11, sollicitant la tige 3, liée à la détente.

C'est la position correspondant à l'embrayage de l'automatisme de la détente.

Il est évident que ces figures sont schématiques et que l'épure doit être réglée soigneusement pour chaque cas.

Nous avons obtenu, avec ce mécanisme, de bons résultats.

Les détentes trouvent de nombreuses applications

Cinématique appliquée

dans toutes les machines automatiques; notamment pour produire l'arrêt instantané quand un organe a mal fonctionné, ou pour actionner périodiquement un outil devant produire un travail défini et d'une durée déterminée.

Souvent, la détente est liée à une croix de Malte.

Les détentes peuvent avoir une grande sensibilité sans que leur effet soit moins sûr, le levier rigide à main est alors remplacé par un ressort à lame, de même position, portant le talon.

§ 6. — Liaisons par joints.

I. — JOINTS PAR ORGANES RIGIDES

On appelle joint universel, ou plus communément joint, un organe (ou ensemble d'organes) solidaire par articulation ou coulisse de deux arbres, dont les directions se rapprochent du parallélisme, et qui transmet la rotation de l'un à l'autre.

1° Liaison de deux arbres parallèles situés dans deux plans rapprochés. — Joint de Oldham. — Dans une transmission longue ou soumise à des causes de déformation, on réunit deux arbres par le joint du Hollandais Oldham (fig. 320).

On comprend que l'écart entre les axes occasionne un glissement de la pièce du milieu, assemblant ces arbres par des tenons libres dans des mortaises.

Les vitesses angulaires des deux arbres sont égales.

Cinématique appliquée

Ce joint est appliqué dans la construction des automobiles. L'arbre moteur est sectionné et les deux tronçons sont réunis par un système d'Oldham, ce qui permet des petites différences de rectitude et de légères déformations.

Ce dispositif créant des frottements importants, il faut l'enfermer dans une boîte à bain d'huile.

2° Liaison de deux arbres concourants. — Joint de Cardan. — Deux arbres faisant entre eux un angle égal ou supérieur à 135° peuvent être liés par un organe rigide dit joint universel. Cet appareil connu aussi sous le nom

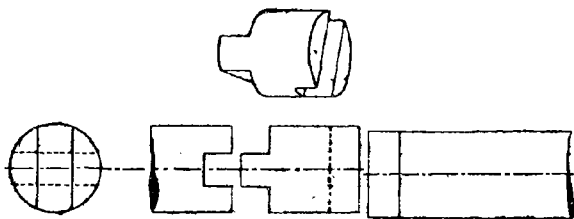


Fig. 320.

de joint de Cardan ou de Hooke est précieux pour lier entre eux des fractions de longues transmissions. Il permet de pousser moins loin la perfection du montage au point de vue de l'alignement. Les tassements des maçonneries, les jeux des charpentes peuvent alors se produire sans inconvénients. On gagne ainsi une quantité de résistances nuisibles provenant des cas que nous venons de citer.

Le joint de Cardan se compose, en principe, figure 325, d'un croisillon à deux branches rigides dont

Cinématique appliquée

le point d'intersection se confond avec celui des deux arbres. Les quatre extrémités du croisillon se terminent par un tourillon à embase. Chaque branche est prise dans une fourche solidaire d'un arbre. Les deux fourches sont donc dans des plans perpendiculaires. Les embases des tourillons empêchent tout glissement du croisillon dans les fourches.

Souvent, dans les joints, le croisillon est remplacé

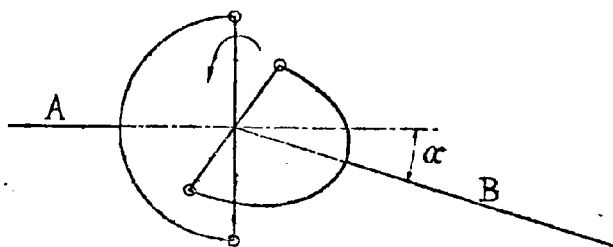


Fig. 321.

par une sphère portant quatre fraises coniques où viennent se loger les extrémités de vis pointeaux prises dans les fourches solidaires des arbres.

Dans ces dispositifs, le rapport des vitesses angulaires des deux arbres varie à chaque instant, mais un tour de l'arbre moteur A provoque un tour de l'arbre B.

L'arbre conduit est animé d'un mouvement périodique accéléré pendant le premier et le troisième quart de tour et retardé pendant le second et le quatrième, en partant de la position indiquée sur la figure. En quatre points les vitesses angulaires des deux arbres sont égales.

Enfin, si nous appelons α l'angle que fait l'axe B avec

Cinématique appliquée

le prolongement de l'axe A, v la vitesse angulaire de l'axe moteur et v' la vitesse de l'axe conduit :

Le maximum de cette dernière est exprimé par :

$$v' = v \frac{1}{\cos \alpha},$$

le minimum par :

$$v' = v \cos \alpha.$$

Application aux automobiles. — Une application assez récente du joint de Cardan se place dans les automobiles :

Un arbre intermédiaire, portant un joint à chaque extrémité ou à l'une seulement, réunit l'arbre du changement de vitesses au différentiel ou l'arbre du moteur au changement de vitesses, suivant la disposition des organes.

De très nombreux dispositifs ont été créés par tous les fabricants de voitures. Nous pouvons dire que le défaut général réside en ce que le point d'application de l'effort transmis, sur les organes articulés, est trop rapproché de l'axe de rotation. L'encombrement réduit que cela procure laisse subsister l'usure rapide et la tendance à la dislocation.

Quelques constructeurs se sont ingénies à réunir la qualité de l'encombrement restreint à la solidité que donne un bras de levier raisonnable sur les croisillons des Cardans.

Nous avons notamment remarqué sur les automobiles Berliet, de Lyon, un joint universel présentant dans cet ordre d'idées un caractère de simplicité.

Cinématique appliquée

Joint M. Berliet. — Revenant franchement au principe initial des joints de Hooke et Cardan, ce dispositif est à *couronne* embottant les tourillons de fourches perpendiculaires terminant les arbres dont il opère la liaison, figure 322.

L'arbre moteur B est terminé par la fourche F dont

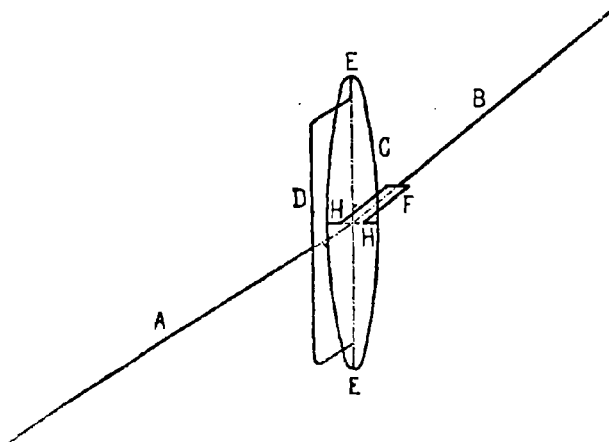


Fig. 322.

les tourillons à embases H sont pris dans la couronne C.

Dans un plan perpendiculaire à celui des tourillons H, se trouvent ceux E, de la fourche D, pris également dans la couronne C. Cette fourche D est montée sur l'extrémité de l'arbre à conduire A.

La figure 323 montre la disposition pratique adoptée. L'arbre moteur B est celui du changement de vitesse,

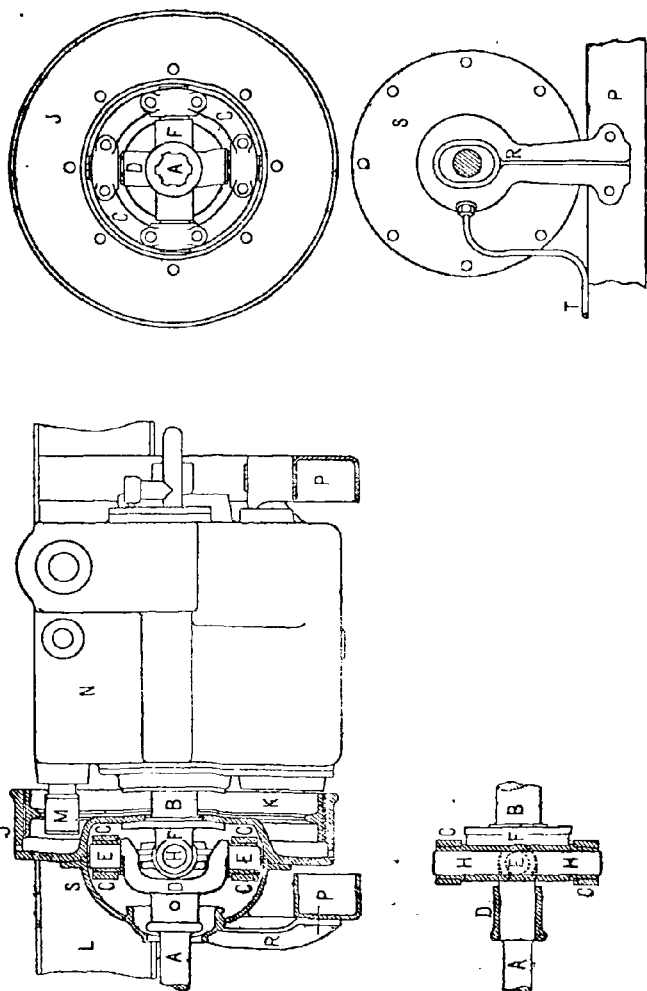


Fig. 323.

Cinématique appliquée

sa fourche est remplacée par une douille F maintenant fortement son axe H, qui forme les tourillons pris dans la couronne C.

Cette couronne est en deux coquilles annulaires, plates, assemblées serrées sur des coussinets en bronze très dur destinés à recevoir les tourillons.

L'arbre conduit A est celui qui attaque le pont arrière. Sa fourche D est dans un plan perpendiculaire à celui de la douille F et ses tourillons E sont également pris dans des coussinets en bronze maintenus dans la couronne C.

Le joint est donc parfaitement constitué. Le bras d'entraînement a pour mesure EH, de bonne longueur ; les organes sont robustes et les surfaces de frottement très développées.

De plus, il fonctionne dans une boîte SJ susceptible de garder l'huile en noyant les articulations, et formant encore la cuvette de frein, boulonnée sur un plateau de la douille F.

Une pièce R fixée à la traverse P obture la boîte à huile en ménageant le passage de l'arbre.

Les traverses P, fixées au châssis L, soutiennent le changement de vitesses N.

Un levier M commande les segments de freins K agissant sur la face interne de la cuvette J.

Cet appareil forme un tout peu complexe, d'un abord facile et d'un démontage commode.

Joint de la Société Daimler. — La figure 324 représente un système de joint appartenant à la Société Daimler (Allemagne). Il constitue un dispositif à rotules, avec pivots de poussées longitudinales empê-

Cinématique appliquée

chant les organes d'articulation de subir ces poussées aux moments des embrayages et débrayages.

L'extrémité de l'arbre *b* est en forme de bride *f* et présente une surface postérieure sphérique *c* sur laquelle vient porter la face interne correspondante d'une cuvette *d*. Dans la bride *f* sont ménagés des évidements où viennent se loger des bagues convexes *g* dans lesquelles passent les boulons d'assemblage *h*, fixant la cuvette *d* sur le plateau *i* du manchon d'accouplement *k*. Ce manchon est monté à l'extrémité de

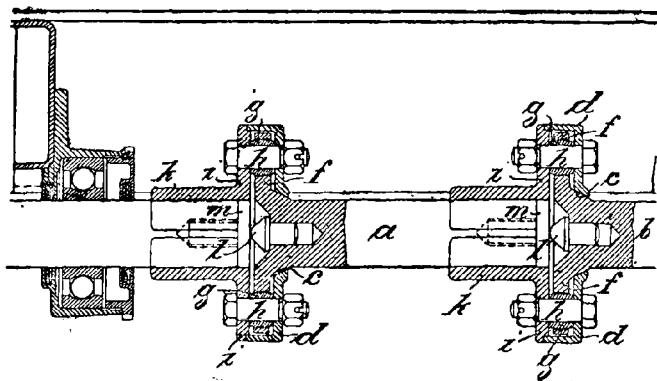


Fig. 324.

l'arbre *a*. Les boulons *h* forment les liens rigides entre la cuvette *d* et le manchon *k*.

L'arbre *a* pourra donc faire avec l'arbre *b* un certain angle, il s'ensuivra simplement, pendant la rotation, un frottement des surfaces sphériques de *c* sur *f* et un autre des bagues en olives *g* dans leurs logements.

Mais, en plus, un pivot à tête sphérique *l* est emman-

ché, bien dans son axe, en bout de l'arbre *b* et vient porter sur un grain dur *m* emmanché en bout de l'arbre *a*, bien dans son axe.

Le point de contact du pivot *l* avec le grain *m* est le centre des surfaces sphériques sur *c* et *f*. Ainsi l'arbre *b* s'emboîte sans jeu dans la tête de l'arbre *a*, et les poussées longitudinales sont transmises intégralement, de l'un à l'autre, sans nuire à la mobilité de leur liaison.

Si on intercale, comme dans la figure, entre les éléments principaux d'une transmission par arbres, un tronçon intermédiaire portant un joint à chacune de



Fig. 325.

ses extrémités, on pourra enlever à volonté ce tronçon sans toucher aux deux arbres principaux.

Joint Malicet et Blin. — La figure 325 représente le type courant des joints du commerce, construit par la maison Malicet et Blin, d'Aubervilliers. L'une des têtes est à croisillon avec axes vissés dans les chapes, l'autre tête est à olive à coulisse.

Applications des Cardans aux machines-outils. —
1° *Fraiseuses.* — Le joint de Cardan est aussi employé pour commander deux arbres concourants faisant entre eux un angle inférieur à 135°. Dans ce cas, on se sert d'un arbre intermédiaire et de deux joints.

Cinématique appliquée

L'un des arbres peut être entraîné dans un mouve-

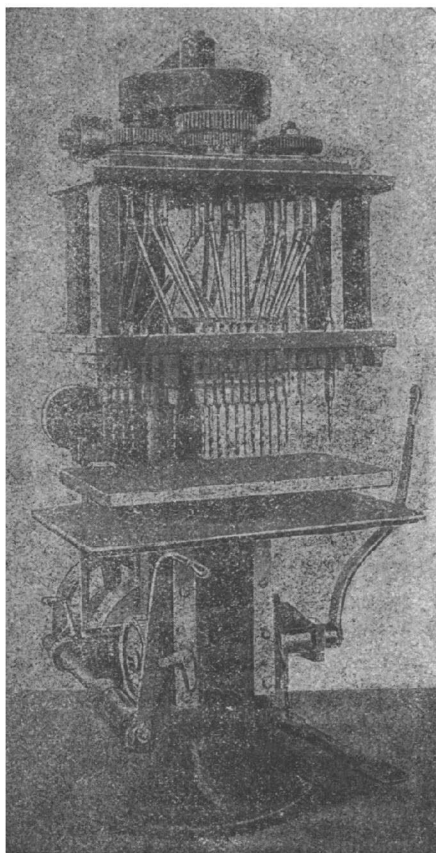


Fig. 326.

ment autre que sa rotation, on monte alors l'arbre intermédiaire en deux parties, l'une creuse et à rainure coulissant sur l'autre qui porte une clavette longue.

Ce dispositif se rencontre souvent dans les fraiseuses.

2° Perceuses.

— Dans les machines à percer à broches multiples, les porteforets sont réunis à leur arbre respectif de commande par des tiges obliques montées à cardans. La figure 326 représente une de

ces machines construite par la maison Pratt et Whit-

Cinématique appliquée

ney, de Hartford. La position des broches, par le fait du cardan, est réglable. Elles peuvent être disposées en cercle, en carré ou toute autre forme nécessaire.

On les emploie toutes à la fois ou en nombre quelconque.

La maison Dandoy-Maillard construit, sur ce principe, des machines à percer horizontales spécialement destinées aux brides de tuyaux. Tous les trous sont percés à la fois sur chaque bride.

Pour l'emploi des perceuses multiples, on se sert de gabarits portant des *cheminées* guidant les forets. Ces cheminées sont d'une certaine longueur, en acier dur, bien calibrées au diamètre du foret et bien en place sur le gabarit.

II. — JOINTS PAR ORGANES FLEXIBLES

Dans le cas où les directions des arbres font entre elles un angle très petit, c'est-à-dire quand ces arbres

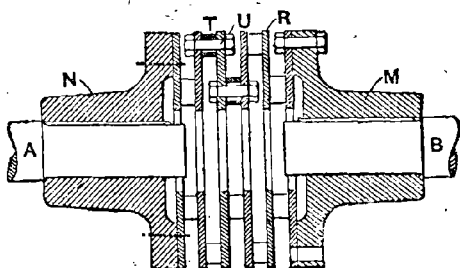


Fig. 327.

se trouvent presque dans le prolongement l'un de

Cinématique appliquée

l'autre, on peut remplacer les systèmes articulés par un organe métallique suffisamment flexible.

a) La figure 327 représente un manchonnage flexible américain d'une grande simplicité. L'arbre A portant à son extrémité le manchon N et l'arbre B le manchon M, on réunit ces deux manchons par un dispositif de rondelles annulaires R, plates, assemblées deux à deux.

Cet assemblage a lieu alternativement vers leur circonférence intérieure et leur circonférence extérieure,

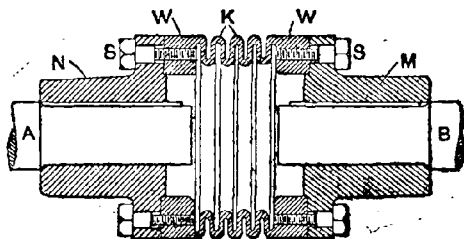


Fig. 328.

au moyen de boulons U passant dans des bagues cylindriques intercalaires T.

Les boulons forment les organes rigides d'entraînement et le « flambage » des rondelles minces constitue une sorte de ressort qui permet de petits rapprochements des arbres entre eux, et de faibles déplacements de leurs axes.

b) La figure 328 est une variante du même système, les manchons M et N des arbres B et A sont liés par une pièce unique, en métal, composée d'une partie

Cinématique appliquée

mince en soufflet K et de deux couronnes de fixation W.

Les avantages sont les mêmes que précédemment, l'aspect en est propre, mais l'exécution difficile.

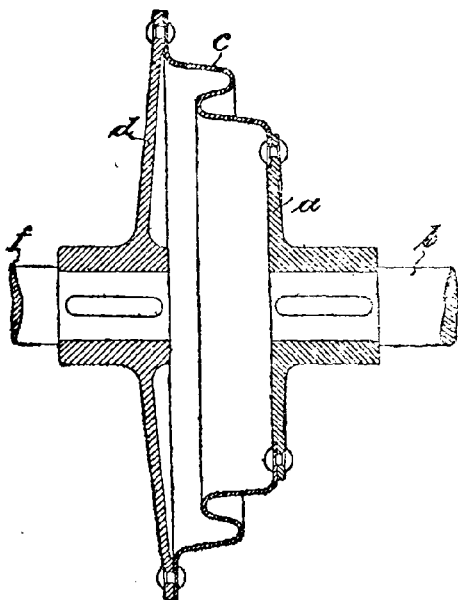


Fig. 329.

c) La figure 329 nous montre un appareil similaire appartenant à la Société Daimler (Allemagne).

Le manchon *d*, calé sur l'arbre *f*, et le manchon *a*, calé sur l'arbre *b* sont simplement liés par une tôle *c* en cuvette ondulée, formant soufflet. On peut, dans cette tôle, percer des ouvertures et lui donner telle épaisseur

Cinématique appliquée

convenable, ce qui, avec sa nature, déterminera son degré de flexibilité.

d) Enfin la figure 330 est une application de ce prin-

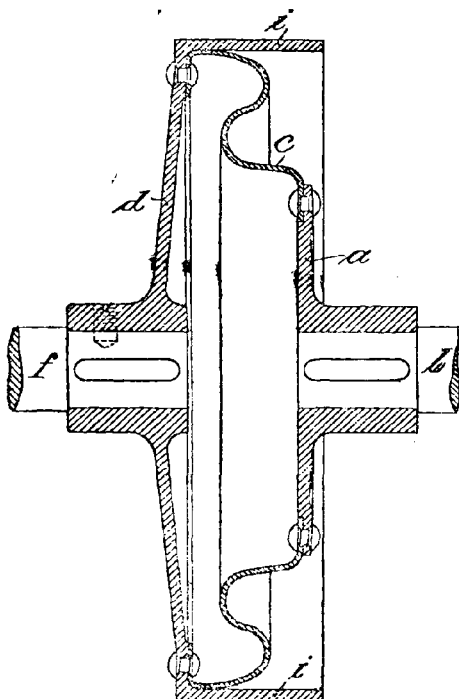


Fig. 330.

cipe dans laquelle on a profité du plateau *d*, en y adaptant un tambour de frein *i*. La tôle ondulée *c* a une forme un peu différente ; elle sert toujours à lier les manchons *d* et *a* des arbres *f* et *b*.

Cinématique appliquée

Cet appareil appartient encore à la Société Daimler.

Ces accouplements sont susceptibles d'une certaine souplesse et peuvent épargner des usures dans les coussinets, ainsi que des vibrations dans les lignes d'arbres, en les employant judicieusement.

§ 7. — Transmission du mouvement dans des directions variables. — Bielles souples.

On emploie, depuis quelques années, un genre de transmission applicable à de petits mouvements et à de légers efforts, dont nous devons parler ici.

Il ne constitue pas, à proprement parler, un système articulé, mais il n'est pas davantage un lien souple. On lui demande une sorte de *rigidité déformable*, basée sur l'emploi d'un câble en traction et compression, combiné avec une enveloppe tubulaire de fil métallique en spirale formant un guide de direction variable.

Nous croyons savoir que l'idée première en est venue à l'Anglais Bowden vers 1893, et qu'il l'appliqua d'abord à la commande du frein des bicyclettes.

Depuis, on transmet souvent un mouvement, ou un petit effort, dans des directions variables au moyen d'un mécanisme formé de deux éléments, flexibles pendant leur action.

La plupart de ces appareils présentent l'inconvénient suivant : il peut se produire un certain mouvement de

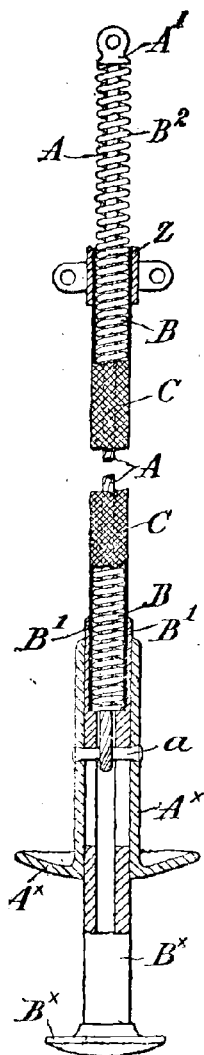


Fig. 331.

l'élément extérieur par rapport à l'élément intérieur ; de plus, lorsque ce dernier est formé d'un fil métallique enroulé de façon à former des spires très serrées qui sont en contact sur toute leur étendue, quand le dispositif se ploie pour décrire une ou plusieurs courbes (surtout dans le cas d'une courbe de faible rayon), l'élément extérieur étant incompressible du côté intérieur de la courbe, il en résulte que cet élément s'allonge ou se tend du côté extérieur de la courbe et que, par suite, l'élément intérieur tend à s'allonger, ou glisse, par rapport à l'élément extérieur.

Dans le système que nous décrivons, figures 331-332, l'élément extérieur présente des spires très rapprochées les unes des autres, mais ne se touchant pas tout à fait quand l'appareil est dans sa position normale (c'est-à-dire avant qu'il ne se ploie). Les spires sont écartées, formées ou disposées de façon que, lorsque le dispositif fait un coude ou une courbe ayant à peu près le rayon prévu comme minimum, les spires se trouvent pressées les unes contre

Cinématique appliquée

les autres. Sur cet élément extérieur à spires écartées est enfilée, de façon à agir de concert avec lui, une gaine ou enveloppe supplémentaire tissée, destinée à

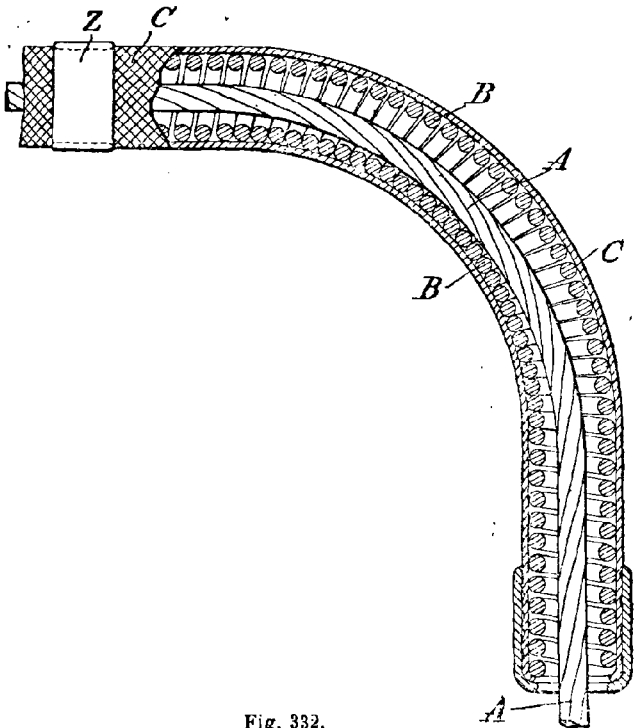


Fig. 332.

s'opposer à tout mouvement d'extension provoquant un déplacement relatif des éléments. L'élément à spires écartées joue le rôle d'un ressort à boudin comprimé et maintient la gaine tendue jusqu'à sa limite d'allongement. Cette gaine peut encore être maintenue en tension à l'aide d'un ressort à boudin distinct logé dans l'appareil.

Cinématique appliquée

La figure 331 représente la coupe longitudinale d'un mécanisme flexible pour la transmission des petits efforts dans des directions variables.

La figure 332 est une vue de détail, à une échelle beaucoup plus grande, montrant comment se comporte l'élément extérieur à spires écartées, quand le mécanisme ploie.

L'élément intérieur A est fixé à une douille A_x par l'intermédiaire d'une broche transversale a . L'élément extérieur B est enroulé de façon à présenter des spires écartées. L'une de ses extrémités est introduite dans l'extrémité tubulaire B' d'un bouton-poussoir B^x , tandis que son autre extrémité B présente des spires plus écartées encore, de façon à constituer un ressort B^2 qui agit contre une tête ou collier A' fixé à l'élément intérieur A. En temps normal, cette tête A' de l'élément intérieur se trouve repoussée vers le dehors jusqu'à la limite de sa course par le bouton-poussoir B^x mais, lorsqu'on ramène la douille A_x vers ce dernier, il s'exerce une traction sur l'élément intérieur A et l'extrémité A' se déplace de façon à comprimer le ressort B^2 . Elle est rappelée par ce dernier, lorsqu'on cesse d'agir sur les boutons A_x , B^x . Lorsque les éléments intérieur et extérieur A et B ploient ou se courbent, les spires écartées permettront à ce mouvement de s'effectuer sans qu'aucun effort soit exercé sur l'élément intérieur A.

G désigne la gaine ou enveloppe extérieure, qui est constituée par des fils tissés de matière fibreuse.

Z désigne une bague ou douille enfilée à force sur le tout dans le but de maintenir l'enveloppe extérieure en matière textile G sur l'élément extérieur B.

CHAPITRE XI

TRANSMISSION DU MOUVEMENT PAR LIENS SOUPLES

§ 1. — Poulies. — Mouffles. — Palans.

1° Poulie simple. — La poulie est une machine simple employée à faire mouvoir verticalement, ou à conduire sur un plan, un fardeau devant se rapprocher du point d'attache de cette poulie. Ce dispositif est très connu. On sait comment il est composé : d'une *roue à gorge*, montée sur un axe pris dans une *chape* solidaire d'un *crochet* servant à la fixer.

Une corde, constituant le lien souple, passe dans la gorge de la poulie et s'accroche par une extrémité au fardeau à mouvoir, par l'autre à la puissance devant produire le mouvement.

La poulie fixe, figure 333, est suspendue à un point immobile. L'espace parcouru par le fardeau est égal à l'espace parcouru par la puissance.

La poulie mobile, figure 334, supporte le fardeau et se meut sur la corde dont une extrémité est attachée à un point fixe et l'autre à la puissance, après son passage sur une seconde roue à gorge tournant sur un axe également fixe.

Cinématique appliquée

Quand les brins sont parallèles, comme dans le cas de la figure 334, l'espace parcouru par le fardeau est égal à la moitié de l'espace parcouru par la puissance.

On peut combiner entre eux deux systèmes identiques de la façon indiquée par la figure 333. L'espace

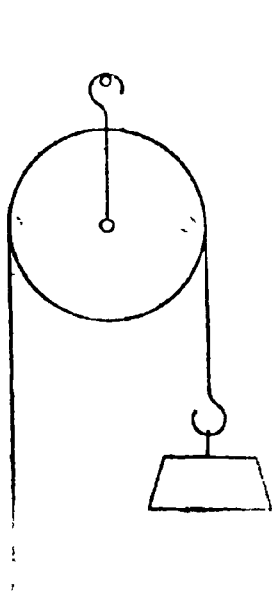


Fig. 333.

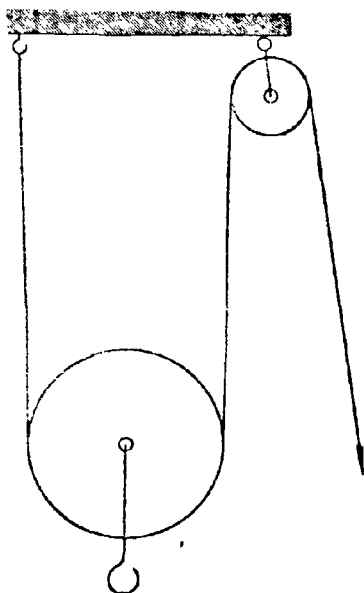


Fig. 334.

parcouru par le fardeau dans ce cas est le quart de celui parcouru par la puissance.

De la même façon, avec trois points fixes et trois poulies mobiles, l'espace parcouru par le fardeau est le huitième de l'espace parcouru par la puissance.

Cinématique appliquée

Quand les brins, au lieu d'être parallèles, sont concurrents, figure 336, le rapport des vitesses du fardeau à la puissance varie à chaque instant, il a pour expression,

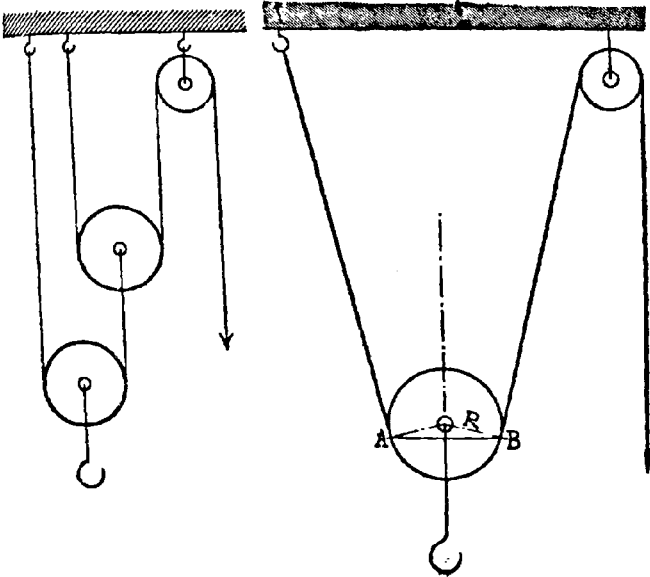


Fig. 335.

Fig. 336.

à l'instant considéré, si V est la vitesse de la puissance v la vitesse du fardeau :

$$\frac{v}{V} = \frac{R}{AB},$$

R étant le rayon de la poulie mobile et AB la distance des points extrêmes d'enroulement.

Quelquefois, le brin est attaché à la poulie, montée folle sur un axe fixé à un bâti.

Cinématique appliquée

Ce brin possédant un certain arc d'enroulement, une traction à son extrémité provoque sur la poulie une rotation. Cette dernière a une amplitude proportionnelle à l'espace parcouru par le brin et à la distance de son point d'entraînement au centre de la poulie.

La figure 337 nous montre une application de ce

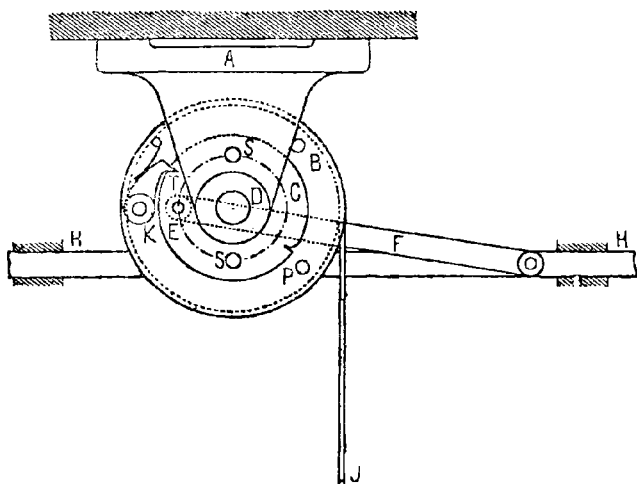


Fig. 337.

principe à un embrayage monocorde pour courroies de transmission.

Le bâti A est fixé aux poutres, il porte un axe D, bien assujéti, sur lequel est montée folle la poulie à gorge B. Le brin J est attaché à un axe K, emmanché dans cette dernière, et sur lequel vient articuler un cliquet K commandant un rochet C, également libre sur l'axe D. Ce rochet porte deux encoches T diamétralement op-

Cinématique appliquée

posées et deux crans S correspondant à un cliquet de retenue fixé au bâti.

De plus, une articulation E attaque la bielle F, grâce à ce rochet, et cette bielle conduit la tige guidée H de l'embrayage.

Enfin des butoirs P assurent les fins de courses, en s'arrêtant sur le champ du bâti A.

Voici comment fonctionne l'appareil : supposons-nous au débrayage. Une traction sur le brin J provoque sur la poulie B une rotation d'un demi-tour. Cette poulie, par le cliquet K, entraîne le rochet C par le cran T. L'axe E décrit une demi-circonférence en poussant sur la bielle F qui actionne la tige H, et l'amène dans sa position d'embrayage.

En abandonnant le brin J, un ressort en torsion fixé au bâti et à la poulie, qui s'est tendu pendant la manœuvre, oblige cette dernière à revenir en place. Mais le rochet ne la suit pas, retenu qu'il est par le cliquet S.

Nous resterons donc dans la position d'embrayage jusqu'à une nouvelle traction sur le brin J.

Le deuxième cran T est en effet venu en prise avec le cliquet K, et une nouvelle manœuvre provoquera, par les mêmes moyens que précédemment, une demi-révolution du rochet C; l'axe E reprendra sa place primitive en opérant une traction sur la bielle F qui remettra la tige H à sa position de débrayage.

2° **Moufles.** — **Palans.** — Un dispositif composé de plusieurs poulies montées sur le même axe et dans une chape unique constitue une *moufle*. Deux moufles portant le même nombre de poulies et réunies par une corde s'enroulant successivement sur celles-ci forment

Cinématique appliquée

ce qu'on appelle un *palan*, figure 338. La moufle supérieure est accrochée au point fixe, la moufle inférieure se meut sur la corde et porte le fardeau. Une extrémité de la corde est attachée à la chape supérieure et l'autre à la puissance.

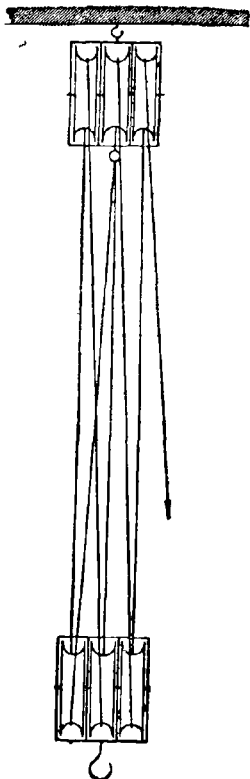


Fig. 338.

Les brins passant sur les poulies sont les *courants*.

Le brin libre qui aboutit à la puissance est le *garant*.

Un palan dont chaque moufle porte 2, 3, 4 poulies est *équipé*, à 4, 6 ou 8 brins.

Dans ce dispositif, l'espace parcouru par le fardeau est égal à celui parcouru par la puissance divisé par le nombre de brins.

Les poulies étant égales entre elles, comme leurs vitesses angulaires sont différentes, il faut que chacune d'elles soit folle sur l'axe commun.

3° Palan de White. — Dans le palan de White, figure 339, les poulies de chaque moufle sont fondues d'une seule pièce. Il faut donc, leurs vitesses angulaires étant égales, que leurs

diamètres soient proportionnels aux vitesses respectives de leurs brins correspondants. On évite ainsi les glissements préjudiciables. On atteint ce résultat en

Cinématique appliquée

faisant les rayons des poulies de la moufle supérieure proportionnels aux nombres 1, 2 et 3; et les rayons des poulies de la moufle inférieure proportionnels aux nombres 1, 3 et 5.

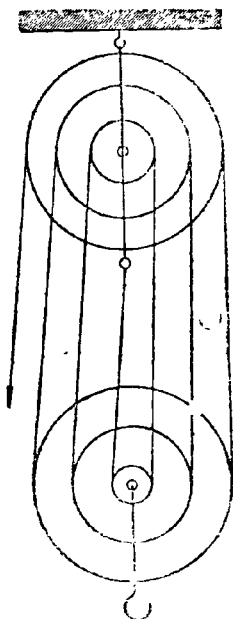


Fig. 339.

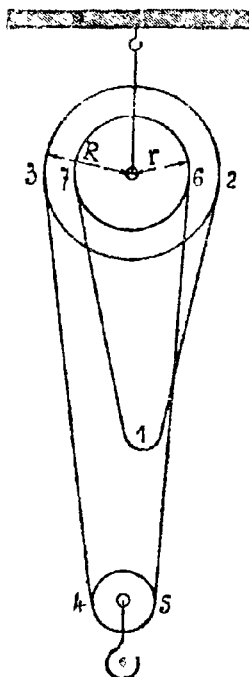


Fig. 340.

4° Palan différentiel. — Une moufle constituée par deux poulies venues d'une seule pièce et de diamètres un peu différents, soient R et r , est accrochée à un point fixe. La corde est remplacée par une chaîne sans fin

Cinématique appliquée

dont les vides s'adaptent sur des saillies venues dans les gorges, ceci afin d'éviter les glissements. Cette chaîne supporte la poulie inférieure à laquelle est attaché le fardeau, figure 340. Le passage de la chaîne est indiqué par les points 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 1.

Si l'on tire sur le brin 1, 2, la chaîne s'enroule sur la grande poulie et se déroule de sur la petite; le fardeau s'élève donc d'une quantité égale à la différence des deux arcs, et l'on a :

$$\frac{v}{V} = \frac{R-r}{2R}.$$

Si, au contraire, on tire sur le brin 1, 7, la chaîne s'enroule sur la petite poulie et se déroule de sur la grande; le fardeau s'abaisse.

L'expression du rapport des vitesses devient :

$$\frac{v}{V} = \frac{R-r}{2r}.$$

Ce dispositif exige un très grand développement de corde, ce qui est un inconvénient.

§ 2. — Poulies et courroies.

Dans les cas de transmission d'un mouvement circulaire, quand les axes à lier sont trop éloignés l'un de l'autre pour que l'emploi d'engrenages soit possible, on se sert du dispositif : *poulie et corde*. Une roue à gorge est fixée sur chaque arbre et une corde, tendue dans les gorges, sert de lien souple.

Cinématique appliquée

Souvent, la poulie prend une certaine largeur de jante, la corde est alors remplacée par une *courroie*, bande plate en cuir, coton tressé, caoutchouc, etc.

Ces dispositifs sont assez connus pour que nous n'insistions pas sur leur description. L'emploi le plus large en étant fait dans l'industrie, des maisons spéciales se sont fondées, ont créé des types de poulies, soit en fonte à bras droits ou courbes, en fer, en deux pièces, en bois, etc., et leur usage est tellement courant que ces organes sont devenus des objets commerciaux établis.

Les transmissions par poulies et courroies sont d'un bon rendement, de grande douceur, applicables aux petits efforts comme aux plus grands.

On appelle plus spécialement *poulies*, les organes dont la jante est bombée afin d'assurer la position fixe de la courroie. Quand la jante est large et plate, l'organe prend le nom de *tambour*.

Calage. — Les poulies et tambours sont assujettis sur leurs arbres par des clavetages. Quand ils sont en deux pièces, on fait quelquefois serrage par le moyen sans mettre de clavette.

Poulies en bois. — On emploie souvent des poulies en bois, moins chères que les poulies en fonte, l'adhérence sur les premières est plus grande que sur les secondes, mais elles présentent des inconvénients, leur dislocation possible peut causer des accidents, de même que leur échauffement. Il faut éviter de les placer près des paliers d'où fuit la graisse qui, absorbée par le moyen de bois, provoque des glissements de celui-ci sur ses cales.

Cinématique appliquée

En somme, leur emploi est moins rationnel que celui des poulies en métal.

Bombé de la jante. — On s'est livré à des expériences

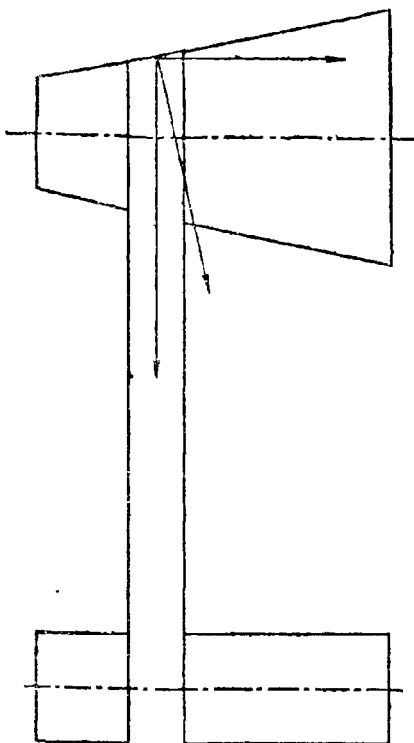


Fig. 341.

sur une courroie liant une poulie cylindrique et une autre conique, figure 341.

Dès qu'on met en mouvement, le tirage qui se produit sur la courroie agit normalement à la surface de cette poulie. Cette pression se décompose suivant deux directions, l'une perpendiculaire, l'autre parallèle à l'axe. Cette dernière tend à entraîner la courroie vers le grand diamètre de la poulie conique, mais suivant une loi compliquée, dépendante de la nature de cette courroie, de sa largeur, de sa vitesse, de son élasticité.

On a déduit de cette remarque la forme « en cônes se joignant par la base » à donner aux jantes des poulies, figure 342, pour obliger la courroie à revenir continuellement sur l'arête. En pratique, on a remplacé cette double surface conique par une surface sphérique tangente aux deux premières et engendrée par un arc tournant autour de l'axe de la poulie.

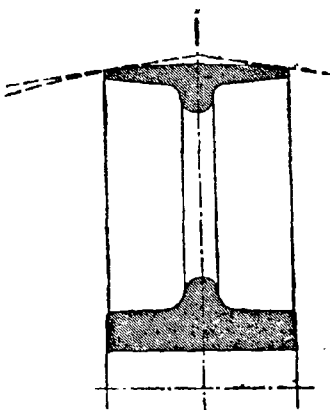


Fig. 342.

La flèche de cet arc est généralement égale à $1/20$ de la largeur de la courroie. La largeur de la poulie est, d'autre part, un peu plus grande que celle de cette courroie.

1° Vitesse des courroies, nombre de tours des poulies.— La poulie qui est calée sur l'axe moteur est dite *motrice*, ou *menante*, celle calée sur l'axe conduit est dite *menée* ou *conduite*.

Cinématique appliquée

Le brin qui s'enroule sur la poulie motrice et tire sur la poulie conduite est le *brin conducteur*, l'autre est le *brin conduit*.

Supposons que le glissement de la courroie sur les poulies soit nul : dans le même temps, le brin conducteur s'enroule sur la poulie motrice de la même quantité qu'il se déroule de sur la poulie conduite. Les vitesses angulaires sont donc en raison inverse des rayons des poulies. Ceci est applicable à tous les cas. Or, nous savons que l'on peut substituer les nombres de tours aux vitesses angulaires. On peut donc dire : *les nombres de tours des poulies liées par la même courroie sont inversement proportionnels aux rayons de ces poulies.*

EXEMPLE I. — Si une poulie de 1^m,800 de diamètre fait 120 tours, combien de tours fera une poulie de 0^m,600 commandée par la première ?

Nous savons qu'elle tournera plus vite puisqu'elle est plus petite, et le nombre de tours connu de la poulie correspondante multiplié par le rapport de son diamètre à celui de l'autre poulie nous donnera le nombre de tours de cette dernière.

Soit :

$$\frac{120 \times 1,800}{0,600} = 360 \text{ tours.}$$

De la même considération, on déduit, d'après les nombres de tours et le diamètre d'une poulie, le diamètre de l'autre.

EXEMPLE II. — Si une poulie de 0^m,560 de diamètre

Cinématique appliquée

fait 80 tours, quel devra être le diamètre de la poulie faisant 70 tours ?

On sait que ce diamètre sera plus grand, puisque la poulie tourne moins vite. Le rapport du nombre de tours de la poulie connue au nombre de tours de l'autre multiplié par le diamètre de la première nous donnera le diamètre de la seconde.

Soit :

$$\frac{0,560 \times 80}{70} = 0^m,640.$$

En somme, en appelant R le rayon d'une poulie, N son nombre de tours, puis r le rayon d'une autre poulie et n son nombre de tours, tous les calculs se déduisent de la relation :

$$\frac{R}{r} = \frac{N}{n}.$$

Glissement. — Le glissement provenant de la différence de tension des brins enlève au mouvement sur la poulie conduite de 1/2 à 2 0/0 de sa vitesse, selon la perfection du montage et la tension de la courroie. On réduit donc, en pratique, le diamètre de la poulie conduite de 1/2 à 2 0/0 sur le chiffre théorique afin de compenser ce glissement.

Longueur des courroies. — Il existe des formules assez compliquées pour calculer les longueurs des courroies droites et croisées connaissant leur écartement d'axe en axe et les diamètres des poulies. Nous ne nous en occuperons pas, les calculs pour leur utilisation sont plus longs à établir que l'emploi d'une méthode graphique beaucoup plus simple. Il suffit en

Cinématique appliquée

effet de tracer le système à une échelle connue et d'éva-

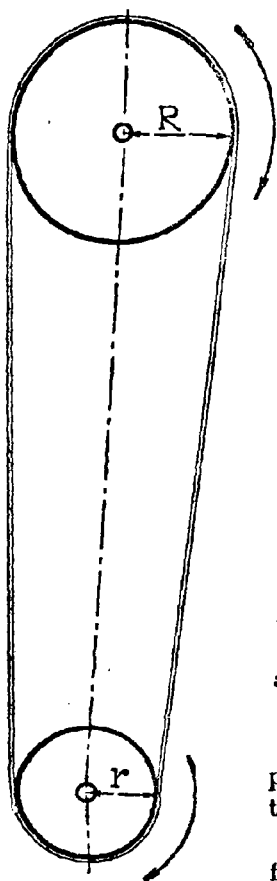


Fig. 343.

luer les arcs d'enroulement au rapporteur. Connaissant les rayons, on trouve facilement leur développement respectif, les parties droites de la courroie sont ensuite mesurées au double décimètre et traduites au moyen de l'échelle.

Quand les poulies sont en place, le plus simple est de passer une ficelle faisant le chemin de la courroie future et de la mesurer.

2° Classement. — On peut établir un classement général des poulies en deux catégories. Savoir :

1° Celles dont les courroies sont stables sans guidage;

2° Celles dont la stabilité est assurée par des galets guides.

I. *Courroies stables.* — La première catégorie comprend trois cas généraux :

a) La courroie est « droite », figure 343, quand les arbres sont parallèles et qu'ils doivent tourner dans le même sens.

b) La courroie est « croisée », figure 344, quand les

arbres sont parallèles et qu'ils doivent tourner en sens contraire.

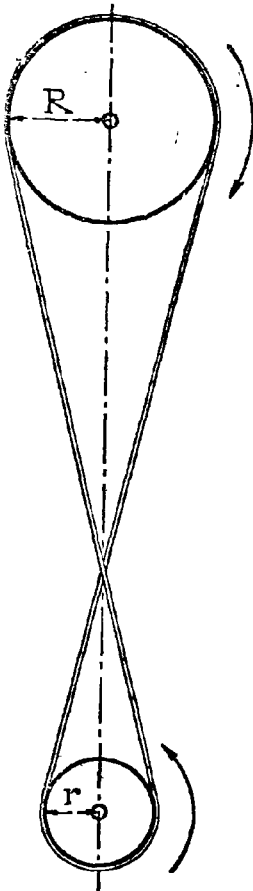


Fig. 344.

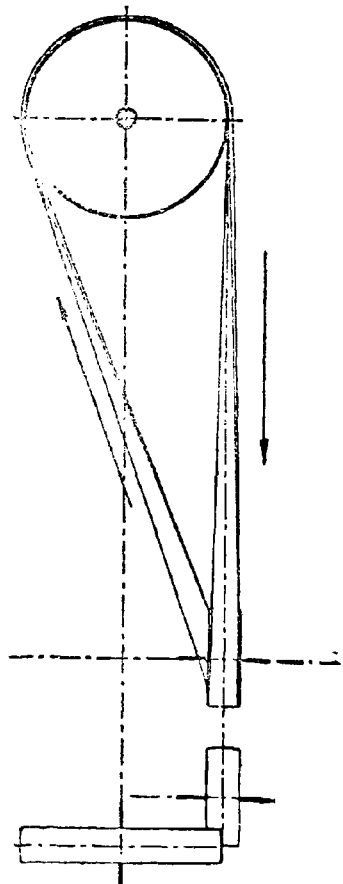


Fig. 345.

c) La courroie est « torsée », figure 345, quand elle

Cinématique appliquée

lie deux arbres situés dans des plans parallèles, mais dont les directions dans ces plans font entre elles un angle quelconque. Cette disposition ne se prête pas à la transmission du mouvement dans les deux sens.

De plus, il est indispensable que la ligne d'intersection des plans médians des poulies soit tangente aux cercles compris dans ces plans aux points précis où la courroie quitte les poulies. Le mouvement, dans le cas de la figure, peut s'effectuer dans le sens indiqué par les flèches. Pour la marche en sens opposé, il suffit de placer la poulie inférieure dans une position symétrique par rapport à l'axe vertical du dessin.

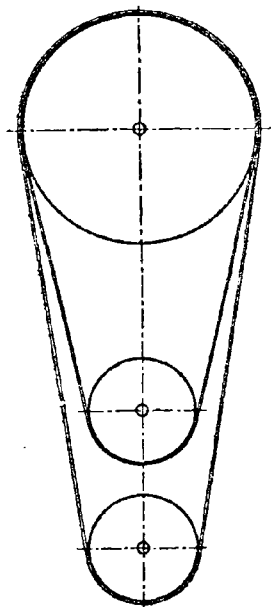


Fig. 346.

On comprend en effet que la direction de la courroie pour l'enroulement tombe dans le plan moyen de chaque poulie.

Il faut aussi envisager l'écartement des arbres, qui ne doit pas être inférieur à la valeur de l'expression :

$$10\sqrt{D \times l},$$

D étant le diamètre de la poulie motrice et l la largeur de la courroie.

d) CAS PARTICULIER. — La même poulie peut comman-

der deux arbres parallèles, par l'emploi de deux courroies superposées, figure 346, mais seulement quand le diamètre de la poulie de commande est plus grand que celui des poulies conduites. Il faut de plus que l'arc d'enroulement de la courroie intérieure soit plus grand que l'arc d'enroulement de la courroie extérieure. La transmission s'effectue dans de bonnes conditions, mais il faut que la courroie intérieure ait ses deux extrémités réunies par un collage, afin de ne pas former de surépaisseur. Ce système a été appliqué, à de gros efforts, avec succès ; il semble néanmoins qu'on ne doive l'employer que pour des cas de force majeure.

e) AUGMENTATION DES ARCS D'ENROULEMENT. — M. Mettavant a eu l'idée d'un mécanisme ayant pour but d'obtenir un arc d'enroulement aussi grand qu'on peut le désirer, même supérieur à 360° , quel que soit le rapport des poulies. Cela sans organes intermédiaires ; galopins, etc.

Il emploie plusieurs petites poulies sur lesquelles s'enroule la courroie. Tous les arcs embrassés par celle-ci, sur chacune d'elles, sont utilisés et leur somme peut être supérieure à 360° .

La figure 347 est le schéma de l'appareil dans son application la plus commune.

Le second dessin est une vue de l'appareil lorsque les deux arbres, moteur et commandé, ne sont séparés que par une distance à peine plus grande que la somme des rayons des poulies calées sur eux.

Soient a la grande poulie, et b la petite poulie calée sur l'arbre moteur ou commandé c .

Une deuxième poulie d , dont le diamètre peut être

Cinématique appliquée

différent de celui de la poulie b , est clavetée sur un arbre e .

Sur les arbres c et e sont calées deux roues dentées engrenant ensemble et dont les diamètres primitifs sont proportionnels à ceux des poulies b et d .

Ces roues sont taillées et leur denture peut être droite, hélicoïdale ou à chevrons.

Les paliers ou supports des arbres sont toujours reliés par un système de flasques disposé pour osciller autour de l'un d'eux, de manière que la courroie f , passée sur les poulies a , b et d , puisse être convenablement tendue par le déplacement de l'une des poulies b ou d , sans changer l'engrènement des roues dentées calées sur les mêmes arbres qu'elles.

Si c'est l'arbre b qui est moteur ou récepteur, il sera beaucoup plus pratique que ce soit l'arbre e qui oscille autour de lui pour tendre convenablement la courroie f ou pour produire l'embrayage et le débrayage de la transmission. Si, au contraire, c'est l'arbre e qui est récepteur ou moteur, il sera préférable que ce soit l'arbre c qui oscille autour de lui.

Bien entendu, l'appareil, dans son application, doit toujours être disposé pour que le brin mg soit moteur.

L'arc embrassé par la courroie f sur la poulie b est ghi , et, jkl sur la poulie d . Dans le cas représenté, l'arc total embrassé sur les deux poulies b et d est supérieur à 360° et, comme ces deux poulies sont calées sur les arbres c et e portant les roues engrenées ensemble, il en résulte qu'elles sont toutes deux motrices ou réceptrices, et que les arcs d'enroulement de la courroie f sur elles deux sont utilisés dans leur totalité pour la transmission du mouvement.

Cinématique appliquée

Lorsque la distance entre les arbres moteur et commandé doit être réduite à son minimum, on dispose les poulies de façon que l'arbre *c* de la poulie *b* soit le moteur ou commandé.

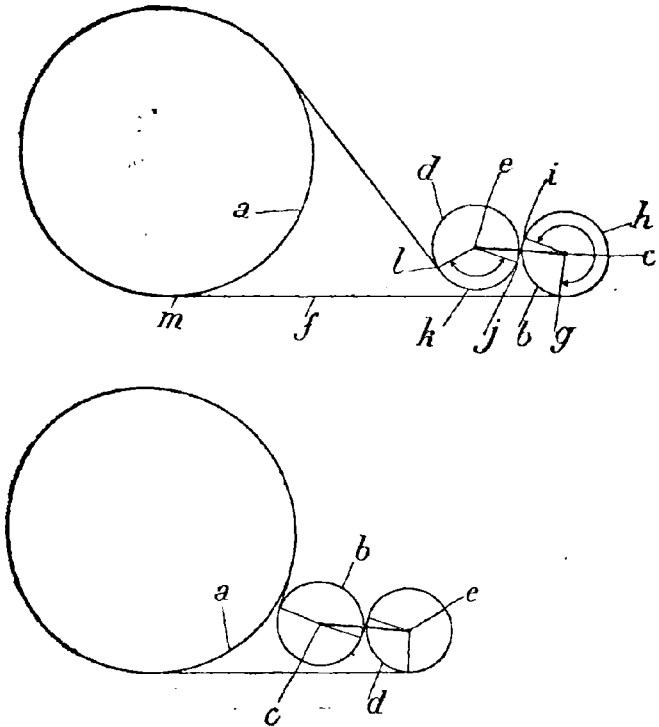


Fig. 347.

Dans cette disposition, les poulies *a* et *b* ont leurs axes distants de la somme de leurs rayons augmentée de l'épaisseur de la courroie et d'un jeu de quelques

Cinématique appliquée

millimètres, c'est-à-dire que les deux poulies sont à un minimum pratique absolu de distance.

Il est d'ailleurs à noter que la force transmise par les roues dentées n'est qu'une fraction de la force totale et que, par conséquent, ces roues, de diamètres généralement égaux, et taillées, ont un pas faible par rapport à l'importance de la force transmise et, par suite, un excellent rendement.

De plus, les tensions nécessaires des brins mous et conducteurs étant réduites à leur minimum, le travail absorbé par les paliers guidant les différents arbres est lui-même réduit à son minimum. Il en est de même des sections des courroies.

L'emploi de ce système peut réaliser une économie de 10 à 20 0/0 sur les résistances passives que l'on rencontre dans les appareils ordinaires de commande par courroies.

Il est à observer que l'emploi de galets ou poulies de guidage, dont le faible diamètre oblige la courroie à un travail défectueux, est supprimé.

II. *Courroies guidées.* — L'excellence du dispositif poulies et courroies l'a fait rechercher pour des cas plus difficiles, c'est-à-dire quand les arbres sont concourants sous des angles quelconques. On fait alors usage de poulies galets intermédiaires, dites *galets de renvoi*. Ils sont montés fous, entre deux bagues calées, sur des axes articulés pouvant prendre l'orientation nécessaire à la stabilité de la courroie.

La condition absolue de fonctionnement est celle que nous avons indiquée pour les courroies torsées. La ligne d'intersection des plans médians, pour chaque poulie

Cinématique appliquée

guide, et celle dont elle reçoit le brin doit être tangente aux cercles compris dans ces plans aux points précis où la courroie quitte la première poulie et rencontre la seconde.

a) AXES CONCOURANTS. — La figure 348 représente un cas de liaison de deux arbres concourants situés dans un même plan.

On place sur les arbres deux poulies A et B, de telle

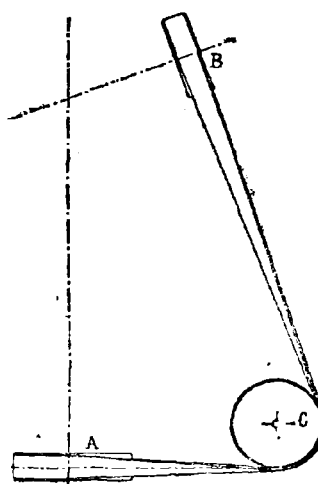


Fig. 348.

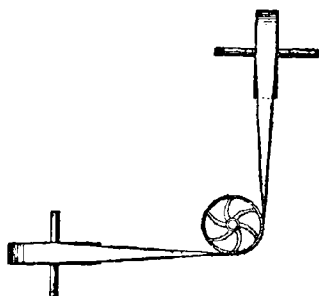


Fig. 349.

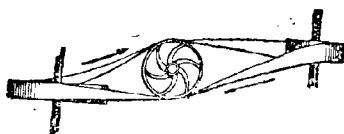


Fig. 350.

façon que leurs plans médians soient tangents aux circonférences des deux poulies-guides parallèles C. Chacune de ces dernières a aussi son plan médian tangent à la poulie dont elle reçoit le brin. Dans le cas d'inégalité des poulies A et B, qui est celui de la figure, la

Cinématique appliquée

transmission du mouvement ne peut s'effectuer que dans un sens, celui indiqué par les flèches. Pour la transmission dans l'autre sens, il faudrait donner au groupe des poulies-guides la position symétrique à celle qu'il occupe par rapport au plan des arbres.

Les arbres perpendiculaires entre eux, figure 349, rentrent dans le cas précédent.

b) AXES PARALLÈLES. — Quand les axes sont parallèles et les poulies situées dans deux plans différents, figure 350, un seul galet de renvoi est nécessaire, les flèches indiquent le sens de marche correspondant. On voit que le diamètre du galet-guide est égal à la distance des deux plans médians des poulies parallèles.

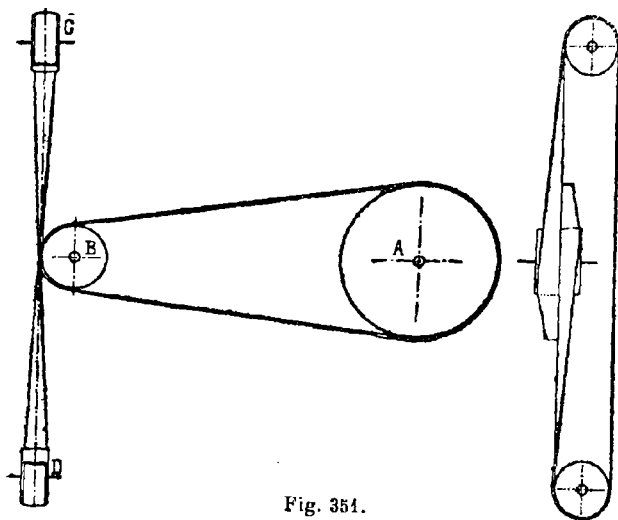


Fig. 351.

Cinématique appliquée

c) **LIAISON, PAR UNE SEULE COURROIE, DE DEUX ARBRES A UN TROISIÈME PORTANT LA POULIE DE COMMANDE.** — Dans les filatures, on emploie souvent la disposition de la figure 351 pour conduire deux poulies situées à des étages différents de celui où se trouve l'arbre de commande. La courroie partant de la poulie motrice A passe sur le tambour B puis sur la poulie C, redescend sur la poulie D, remonte sur le tambour B pour revenir sur A.

d) **AXES OCCUPANT DES POSITIONS QUELCONQUES.** — Le cas général est celui où les axes occupent des positions quelconques, figure 352. On recherche alors la position des galets pour qu'ils remplissent la condition de direction de la courroie.

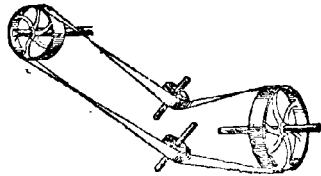


Fig. 352.

On les monte sur des *pendants* à double articulation, se fixant à un mur, à un plancher, à une colonne, etc.

La figure 353 représente le renvoi universel construit par la maison Piat et fils. On voit que les poulies peuvent se placer sous une orientation quelconque.

3° **Remarques générales.** — En dehors des considérations cinématiques, il est des données que la pratique et l'observation ont établies et desquelles il ne faut pas s'écarter dans l'emploi des transmissions par courroies. Nous allons les résumer brièvement.

Écartement des axes. — Au point de vue général, il

Cinématique appliquée

faut tenir compte que la distance des arbres ne doit jamais descendre en dessous de deux fois le diamètre de la plus grande poulie pour les courroies droites et trois fois pour les courroies croisées.

On l'augmente généralement autant qu'il est possible et d'autant plus que la différence des diamètres est plus grande entre les deux poulies.

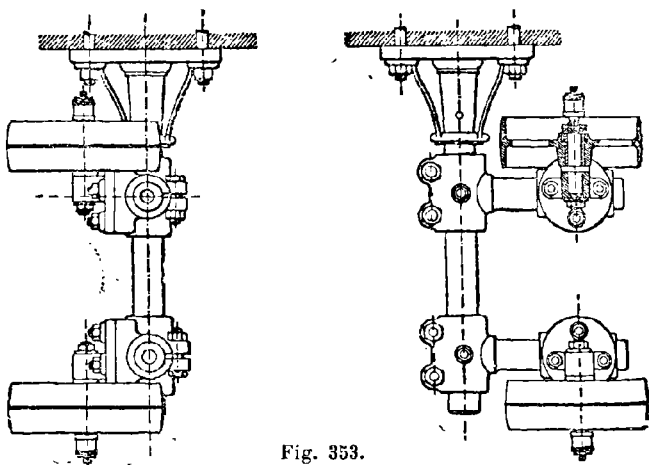


Fig. 353.

Dans tous les cas, l'écartement des axes ne doit pas être supérieur à une dizaine de mètres.

Différence des diamètres des poulies. — D'autre part, il ne faut pas que cette différence entre les diamètres soit trop accentuée. Le rapport maximum entre ces derniers est environ de 7.

Néanmoins, en éloignant les axes, en exécutant un montage parfait des arbres et des poulies, on peut,

Cinématique appliquée

dans des cas de force majeure, faire monter ce rapport jusqu'à 8 et même 10, mais ces dispositions ne peuvent être données comme exemples.

Inclinaison des courroies. — Autant que possible, il faut éviter l'emploi de courroies fonctionnant dans des plans verticaux.

En effet, dans cette position, le moindre allongement influe sensiblement sur la tension de la courroie, enlevant de l'adhérence et par suite occasionnant des glissements.

Équilibrage des poulies. — Pour des vitesses ne dépassant pas 15 mètres à la circonférence, l'équilibrage parfait n'est pas indispensable, mais pour des vitesses supérieures il devient une condition de bon fonctionnement. Plus la poulie est d'un grand diamètre, plus cet équilibrage est nécessaire. Il évite, dans la transmission des vibrations, des secousses cadencées qui amènent des desserrages d'écrous, des efforts sur les charpentes, des trépidations désagréables des planchers, etc.

Montage. — Il est important de bien vérifier au montage le parallélisme des arbres, de bien s'assurer aussi que les poulies tournent sans faux-rond à la jante et dans des plans bien perpendiculaires.

Toutes ces considérations forment la base d'une bonne installation, sans laquelle les tirages inutiles, les déplacements divers, absorbent d'abord une notable partie de l'énergie, et créent ensuite des chances d'accidents.

Courroies. — Nous avons dit que les très grandes vitesses dont les courroies sont susceptibles les font apprécier pour la transmission des plus gros efforts.

Cinématique appliquée

Les *courroies en cuir* sont souples, d'un bon usage, d'une grande adhérence. Leur épaisseur est dépendante de l'épaisseur de la peau employée. On peut coudre ensemble deux épaisseurs et former une « courroie double ».

Courroies doubles. — L'emploi de la courroie double doit être réservé judicieusement, car il entraîne une déperdition de force très sensible, dans les poulies de petits diamètres surtout, à cause de leur résistance à l'enroulement.

Courroies en coton. — Les courroies en coton tressé sont indiquées pour de gros efforts, car leur largeur peut être très grande. Ces courroies ont l'inconvénient de changer de longueur suivant l'état d'humidité de l'atmosphère.

Courroies « homogènes ». — On emploie aussi, pour les gros efforts, depuis quelques années, des courroies de largeur réduite, composées de bandelettes de cuir sur champ, cousues ensemble et montées sur des fuseaux métalliques.

On arrive à donner à ces courroies une épaisseur de 25 millimètres, ce qui répond à des efforts considérables.

Courroies en caoutchouc. — Dans les endroits humides ou exposés à des changements hygrométriques, ou encore à des dégagements de gaz acides, la préférence doit être accordée aux courroies en caoutchouc.

Cinématique appliquée

On obtient la réunion des deux extrémités de ces courroies par un collage, fait sur une taille en long biseau, avec de la dissolution de caoutchouc. Ceci les fait employer dans les cas où il faut empêcher le passage de surépaisseurs sur les poulies. Il faut éviter leur contact avec l'huile qui les dissout. L'adhérence de ces courroies est très grande, ainsi que leur souplesse.

Entretien des courroies en cuir. — Les courroies, un peu moins larges que les poulies, sont placées sur celles-ci du côté chair, quand elles sont en cuir. On fait passer le brin menant à la partie inférieure des poulies. Une bonne installation donne lieu à un glissement qui ne dépasse pas 1 ou 2 0/0.

Quand une courroie est lavée à l'eau chaude de temps à autre, brossée consciencieusement puis graissée au suif chaud pour n'être remontée qu'une fois sèche, sa marche est assurée pendant de longues années.

Suppression du glissement anormal. — Quand une courroie glisse, c'est une erreur de jeter de la résine sur sa face interne. L'adhérence que cela provoque ne dure pas, la courroie s'encrasse, le cuir se raidit et devient cassant.

Pour supprimer le patinage, il faut enduire de suif la face en contact de la courroie.

Cela double le glissement tout d'abord, mais le cuir gonfle ensuite, se raccourcit, et le tirage augmente.

La graisse de bœuf est celle que l'on doit employer pour cette opération.

Vitesse des courroies. — La vitesse normale des

Cinématique appliquée

courroies, dans une bonne installation, doit être de 22 à 25 mètres à la seconde. Une vitesse de 15 à 18 mètres laisse encore la transmission dans de bonnes conditions mais il faut, autant que possible, ne pas descendre au-dessous de 12 mètres.

Nous répétons, pour terminer, qu'on doit employer surtout des courroies simples de largeur suffisante, surtout pour de petites poulies, la résistance à l'enroulement augmentant comme le carré des épaisseurs.

4° Poulies folles. — Débrayages. — Quand on ne veut pas adopter le débrayage à friction pour provoquer l'arrêt d'un arbre, on peut employer le dispositif : poulie fixe et poulie folle.

La *poulie folle* est celle qui n'entraîne pas dans sa rotation l'organe qui la porte.

Le débrayage peut être monté de trois façons différentes que nous allons voir.

a) Les deux poulies, fixe et folle, sont de même diamètre et de même largeur, elles sont juxtaposées de telle façon que, leurs moyeux se touchant, les bords des jantes laissent entre eux un espace de 3 ou 4 millimètres. Une fourchette actionnée par un levier pousse la courroie sur l'une ou l'autre poulie. C'est le débrayage primitif.

b) On peut améliorer ce dispositif en faisant la poulie folle sensiblement plus petite en diamètre que la poulie fixe. On raccorde la jante ainsi obtenue par un cône terminé par un cylindre de même diamètre que la poulie fixe, figure 354. Le cône permet à la courroie de passer

Cinématique appliquée

d'une position à l'autre en graduant la tension. Dans la position débrayée, la courroie est absolument détendue ce qui la soulage ainsi que les paliers.

c) Dans les deux exemples ci-dessus, la poulie fixe est celle qui reçoit la commande et la poulie folle est entraînée continuellement, même pendant les périodes de débrayage.

Supposons que la poulie folle soit toujours montée

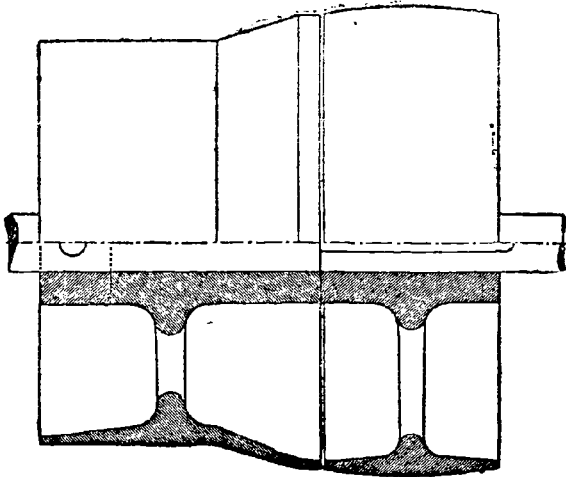


Fig. 354.

à côté de la poulie fixe, mais sur une douille solidaire d'un bâti et indépendante de l'arbre, lequel peut même passer à l'intérieur.

Les épaisseurs des jantes sont tournées coniques, l'une intérieurement, l'autre extérieurement, de façon à s'emboîter.

Cinématique appliquée

Le mécanisme est à deux temps : le premier mouvement applique la partie conique de la poulie folle contre la partie conique de la poulie fixe. La première est alors, à cause de ces cônes, entraînée dans le mouvement de la seconde. Le second mouvement s'effectue ensuite, c'est le passage de la courroie sur la poulie fixe, facilité par la rotation des deux poulies à la même vitesse.

Ce dispositif est encore préférable au précédent ; la poulie folle ne tournant que pendant le temps de l'embrayage, elle reste immobile avant et après. De plus la poulie folle n'étant pas en contact avec l'arbre, un embrayage inopiné ne peut se produire. Les coussinets ne supportent plus le poids de la poulie folle et après les débrayages, ils sont encore soulagés de la tension de la courroie. Ces considérations font valoir l'application de ce mécanisme à des organes, poulies et courroies, de grandes dimensions. Dans tous les cas, le graissage du moyeu de la poulie folle doit être assuré.

5° Changements de marche. — En disposant convenablement deux systèmes d'embrayages par poulies fixes et folles, et en donnant aux poulies fixes des rotations de sens inverse, on obtient un changement de marche. Un jeu de leviers peut le rendre automatique.

a) La figure 355 représente l'application d'un de ces dispositifs à un treuil de monte-charges, construit par la maison Rondet, Schor et C^{ie} de Paris.

Cet appareil comprend essentiellement un arbre à vis sans fin portant cinq poulies égales, quatre sont folles et l'autre fixe, placée au milieu.

Cinématique appliquée

L'arbre actionne par une vis la roue correspondante

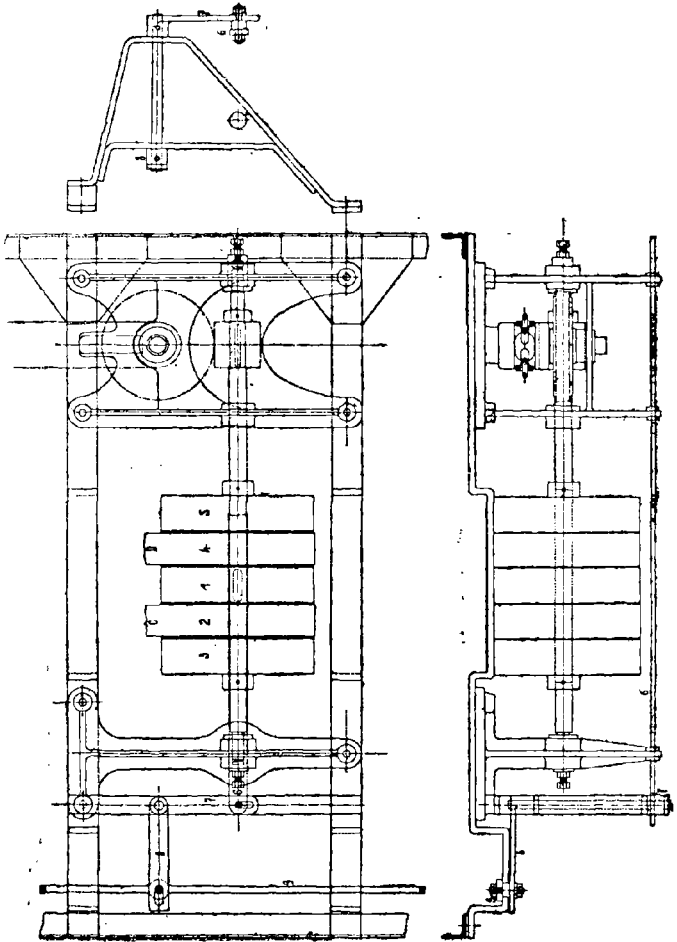


Fig. 355.

Cinématique appliquée

calée sur l'arbre de la noix. Les bâtis sont établis de façon à supporter ces deux arbres perpendiculaires et à résister à la traction opérée sur la chaîne dont l'un des brins va aboutir à la cage et l'autre au contre-poids.

Une réglette de débrayage 6, parallèle à l'arbre des poulies, assure la marche dans les deux sens ou l'arrêt de l'appareil, au moyen de fourchettes déplaçant les courroies.

Le mécanisme de débrayage automatique comprend une tige carrée verticale 9, heurtée par la cage du monte-charges au moment de son arrivée à l'étage où elle doit s'arrêter.

Les courroies de commande sont disposées à un intervalle de poulie. La courroie D est droite, la courroie C est croisée.

Supposons l'appareil débrayé (position de la figure). Les poulies 2 et 4, folles, tournent en sens contraire, sans provoquer l'entraînement de l'arbre qui les porte. Une traction de haut en bas sur la tringle 9 fait osciller le levier double 8, 7, autour de son axe, et le bras vertical de ce levier déplace la réglette portant les fourchettes, dans la direction de la vis. La courroie croisée C vient alors se placer sur la poulie fixe 1 et l'arbre se trouve entraîné. La courroie droite D a simplement changé de poulie folle en venant se placer sur celle de droite 5.

Le mouvement ascendant se produit, puis la cage arrivée à l'étage heurte le taquet solidaire de la tige 9. Une traction de bas en haut s'ensuit sur cette tige, provoquant, par le jeu des leviers, le déplacement de la réglette et des courroies dans la direction opposée à la

Cinématique appliquée

vis. Les courroies reprennent la position de débrayage de la figure et l'arrêt de la cage s'effectue.

Une traction de bas en haut sur la tige 9 déplace de nouveau la réglette croisée dans la direction opposée à la vis, la courroie C vient sur la poulie folle 3 et la courroie droite D vient sur la poulie fixe, entraînant l'arbre dans une rotation opposée à la première qui provoque la descente de la cage.

Un taquet inférieur fixé sur la tige 9 règle cette descente de la même façon que celui supérieur règle la montée.

On voit que, pour aller d'un sens de marche à l'autre, on passe par la position de débrayage, ce qui évite les chocs des fins de courses.

Notons l'exemple d'une application roue et vis sans fin comportant les butées en bout des arbres.

Notons aussi l'emploi d'un guide-chaîne obligeant celle-ci à venir se loger exactement dans les empreintes de la noix.

Disons, pour fixer les idées, que pour un treuil de 2.000 kilogrammes, la vitesse du brin pendant le levage est de 100 millimètres par seconde, les poulies ont un diamètres de 500 millimètres, la vis est à un filet et la roue a 30 dents.

b) Remarquons que dans le dispositif de la figure 355, les deux poulies folles 2 et 3 pourraient être réunies en une seule, ainsi que les poulies 4 et 5, la poulie fixe 1 restant identique. Le système se réduit donc à trois poulies, 1, 2, 3, figure 356; celle du milieu est fixe et les deux autres, de largeur double, sont folles. Ce mécanisme est souvent adopté par les Américains,

Cinématique appliquée

notamment dans certaines machines de blanchisserie.

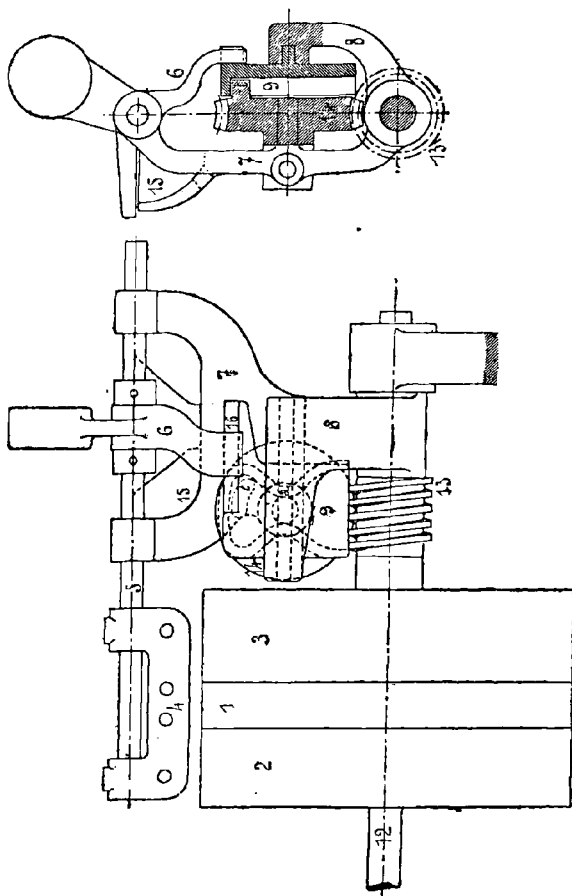


Fig. 356.

Sur l'arbre 12, devant tourner tantôt dans un sens

Cinématique appliquée

tantôt dans l'autre, est calée la poulie fixe 1. Sur les poulies folles 2 et 3 viennent les courroies droites et croisées, comme précédemment. Les fourchettes sont montées sur une pièce 4 réglable sur un axe mobile 5 solidaire d'un trébuchet à contrepoids 6.

Le mouvement automatique est ainsi composé : une vis sans fin 13 actionne une roue 14 portant un talon *t* agissant sur la came 9. Cette came est du genre de celle que nous avons étudiée au chapitre VIII, paragraphe 1, figure 214. Mais elle est commandée par un circulaire alternatif, ce qui fait que les rampes supérieures seules servent. Elle se déplace dans le guide fixe 8 et entraîne par le taquet 16 le trébuchet 6, pris entre deux bagues goupillées sur l'axe mobile 5, qui, par ce fait, prend part au mouvement rectiligne alternatif de la came 9.

Le stationnement des courroies sur la poulie fixe correspond au passage du talon *t* sur les bosses *a* de la came 9, comme nous l'avons vu en son temps.

Le débrayage total s'obtient en basculant le trébuchet 6 qui, se dégageant du taquet 16, vient engager son autre branche dans le cran formé par les ailes 15 solidaires du support fixe 7. Le contrepoids maintient le trébuchet indépendant de la came 9.

6° Changement de vitesse. — En gardant les mêmes dispositions de poulies que précédemment, mais en faisant conduire les poulies folles par des courroies de même sens et animées de vitesses différentes, on obtient un « changement de vitesse ». Le mouvement automatique n'est plus commandé par l'appareil : il est remplacé, généralement, par une commande à la main.

Cinématique appliquée

7° **Retours rapides.** — En gardant exactement les mêmes dispositions d'organes que dans les figures 355 et 356, mais en faisant courir les courroies droite et croisée à des vitesses différentes, l'une des rotations s'effectue plus vite que l'autre. Si ces rotations sont transformées en translation alternative, on obtient le « retour rapide » applicable aux raboteuses. La tringle 9 de la figure 355 devient horizontale, et la cage agissant automatiquement sur cette tringle est remplacée par le plateau de la machine.

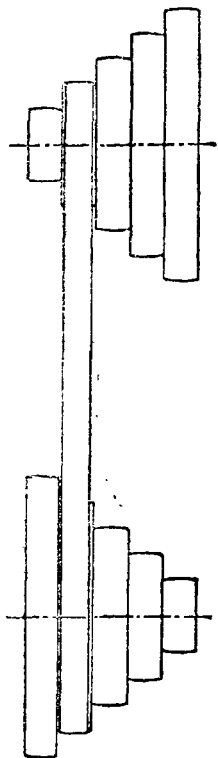


Fig. 357.

8° **Vitesses multiples.** — **Cônes à étages.** — En juxtaposant sur les arbres parallèles des groupes de poulies dont la somme des rayons pour chaque couple est constante, la vitesse de l'arbre conduit sera différente selon que la courroie sera sur l'un ou l'autre couple. Généralement, on fait venir d'une seule pièce toutes les poulies voisines qui forment un *cône à étages*, figure 357.

Pour que la tension soit la même dans toutes les positions de la courroie, il faut que chaque couple soit calculé pour correspondre à la longueur de celle-ci.

Ces calculs se déduisent de formules assez compliquées qui ne sont pas utilisées dans les cas courants.

Cinématique appliquée

En pratique, on se contente d'employer deux cônes identiques dont le petit diamètre de l'un correspond au gros diamètre de l'autre.

Le calcul de ces deux diamètres s'effectue de la façon que nous avons dite au n° 1 de ce paragraphe, en se rapportant aux deux vitesses extrêmes que l'on veut obtenir.

On divise ensuite la différence de ces diamètres par le nombre des vitesses intermédiaires augmenté d'une unité.

On obtient ainsi une constante qui, ajoutée au petit diamètre, donnera le second, au second le troisième et ainsi de suite.

Pour le petit diamètre, on ne descend généralement pas au-dessous de 10 centimètres.

Théoriquement, dans le dispositif ainsi compris, la longueur de la courroie n'est constante que quand elle est croisée.

Quand elle est droite, la tension diminue à mesure que les brins se rapprochent du parallélisme.

Pour obvier à cet inconvénient, dans ce dernier cas, on éloigne les axes autant que possible et on escompte l'élasticité de la courroie.

On applique les cônes à étage à la commande des machines-outils qui doivent marcher à des vitesses différentes suivant la nature du métal à travailler et suivant l'opération à pratiquer.

9° **Vitesse progressive.** — *Cônes lisses.* — Si on multiplie à l'infini le nombre des étages intermédiaires, on arrive à des tambours coniques ou *cônes lisses*, figure 358, permettant d'obtenir une variation progressive de la vitesse.

Cinématique appliquée

Généralement, on guide les deux brins à leur entrée

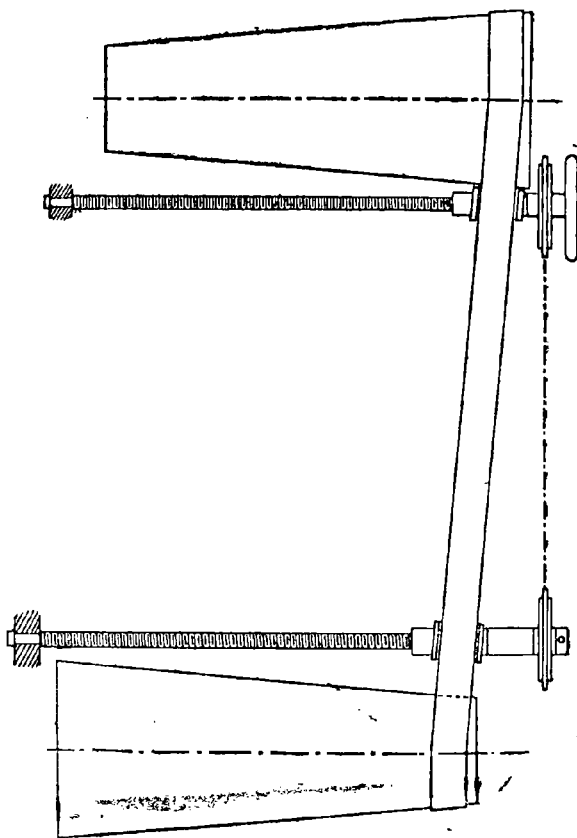


Fig. 358.

sur leur cône respectif par des organes se déplaçant parallèlement.

Cinématique appliquée

Mais nous avons vu, au commencement de ce chapitre, que dans le cas de jantes coniques, la courroie tend à se rapprocher du gros diamètre. Ceci est la source de plusieurs inconvénients qui font souvent abandonner ce genre d'organes.

En effet, la pratique a reconnu que la différence des diamètres sur le même cône ne devait pas être supérieure au $\frac{1}{7}$ environ de la largeur totale de la jante pour empêcher les glissements. Pour des cônes très longs, la différence entre les vitesses extrêmes est donc très petite.

De plus, la courroie n'est pas entraînée à la même vitesse sur toute sa largeur, il s'ensuit donc des glissements et des frottements préjudiciables.

Ensuite, le brin libre de la courroie prend, comme le montre la figure 358, une direction différente de celle qu'il avait pendant l'enroulement. Les courroies manquant de souplesse sont vite détériorées de ce fait.

Pour utiliser toute la largeur du cône, il faut rapprocher les petites extrémités d'une quantité égale à celle dont se « déjette » la courroie. Cette quantité est difficile à prévoir exactement ; il faut, au montage, laisser de chaque côté d'un des cônes un espace libre qui permettra le réglage de son déplacement.

Enfin, comme dans les cônes à étages, en employant des courroies droites, la tension de ces dernières diminue à mesure que les brins se rapprochent du parallélisme. Il vaut donc mieux employer des courroies croisées pour les transmissions de précision.

Néanmoins, dans certains cas, avec une appropriation bien étudiée et un montage soigné, les cônes lisses constituent des dispositifs très appréciables.

Cinématique appliquée

Dans les machines destinées à la fabrication des papiers et des cartons en continu, ils sont d'un usage courant. Ils permettent de régler les vitesses de chacun des organes de la machine en contact avec la feuille sans fin qui se fabrique, de façon à conduire cette feuille sans la rompre ni la laisser flotter.

De plus, ils permettent de donner exactement la vitesse de régime maxima se rapportant aux fabri-

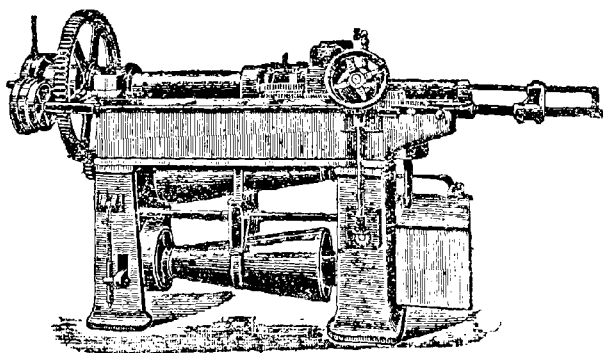


Fig. 359.

cations successives, ce qui compense largement les pertes d'énergie afférentes à ce système.

Pour les petits efforts, leur emploi est souvent précieux. La figure 359 représente une machine automatique à tronçonner (Pratt et Whitney C^o) où se trouve une ingénieuse application d'un couple de cônes lisses. Ces cônes accélèrent automatiquement la vitesse de la pièce à mesure que l'outil pénètre, ce qui donne une vitesse de coupe maximum et régulière. La quantité de métal enlevé reste constamment la même pour un tour

Cinématique appliquée

de la pièce. On conçoit l'avantage d'une telle machine, qui tronçonne des barres rondes jusqu'à 115 millimètres, dans une fabrication en série où les pièces passent ensuite au décolletage.

Poulies extensibles. — La variation du rapport de la vitesse de l'arbre conduit à celle constante de l'arbre

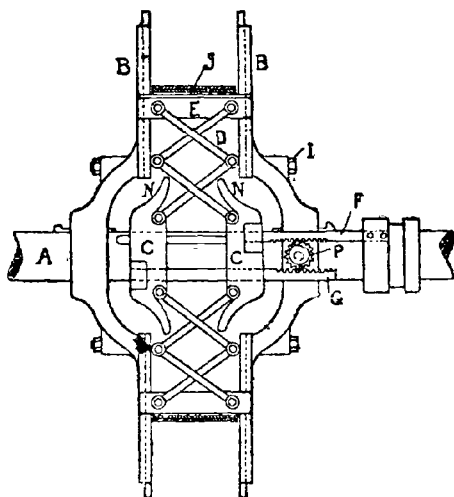


Fig. 360.

moteur peut être obtenue à l'aide d'une seule paire de poulies à jantes extensibles. Ces mécanismes sont combinés de telle façon que le diamètre croît sur une poulie pendant qu'il décroît sur l'autre de la même quantité.

Nous avons décrit au chapitre X les jantes extensibles de MM. Roger de Montais et Delagneaux.

Cinématique appliquée

a) La figure 360 représente le dispositif inventé par M. Bon. Cette poulie est composée de deux plateaux B, rendus solidaires l'un de l'autre par des entretoises I et clavetés sur l'arbre A.

Dans ces plateaux sont creusées des rainures convergeant vers le centre, elles servent de guides aux chevalets E. A l'un de ces chevalets est fixée l'extrémité d'une lame d'acier J, enroulée, formant la jante. Les chevalets glissent dans les rainures sous l'action des leviers D. Ces leviers sont commandés par des manchons C à butées N. Les manchons sont solidaires de crémaillères inversées F et G, manœuvrées l'une par l'autre au moyen du pignon intermédiaire P. Le déplacement de la crémaillère peut s'obtenir au moyen d'un manchon à gorge et d'un collier à fourche.

b) A l'Exposition de 1878, MM. Bataille et Bloom présentaient un système constitué par deux cônes entaillés de façon à pouvoir pénétrer l'un dans l'autre d'une quantité plus ou moins grande. La courroie, de section triangulaire, s'enroulait sur la circonférence d'intersection des deux cônes, circonférence dont le diamètre variait selon la position de pénétration des cônes.

M. Foullaron a repris cette idée, a rendu l'un des deux cônes fixe, l'autre mobile, et sa courroie est une succession de lamelles triangulaires enfilées sur plusieurs cordes à boyau. Ce dispositif nous est montré d'une façon schématique par la figure 361. Ce mécanisme est réversible, c'est-à-dire que la courroie tend à écarter les cônes, et produit ainsi un effort sur les leviers. Ceci explique la liaison souple par un ressort

Cinématique appliquée

de leur extrémité libre. Les cônes A sont les cônes mobiles, les cônes B sont les cônes fixes.

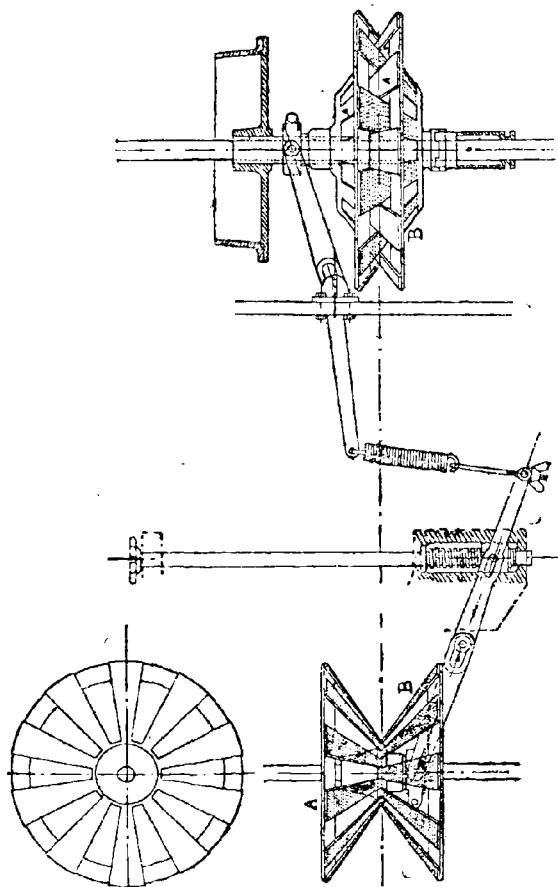


Fig. 361.

Cinématique appliquée

REMARQUE. — Dans ces dispositifs de poulies exten-

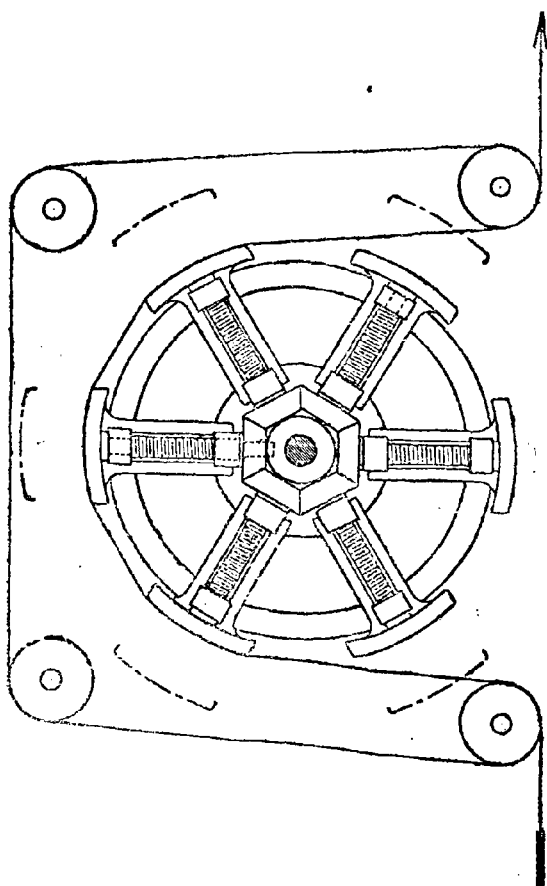


Fig. 362.

sibles, l'enroulement variant avec les diamètres, la

Cinématique appliquée

tension d'une courroie droite diminue à mesure que les brins se rapprochent du parallélisme.

c) Le tambour extensible de Chapelle est un des plus anciens du genre.

C'est l'appareil représenté par la figure 362. Il n'est guère adoptable comme poulie, son contour polygonal donnant lieu à des différences de tension trop sensibles. On l'emploie allié à une toile sans fin, comme le montre la figure, pour mesurer des débits de papier, dans certaines machines à imprimer.

La feuille est prise entre les arêtes du tambour et la toile sans fin, tendue par un rouleau à ressort. La vitesse angulaire du tambour étant constante, en augmentant ou en diminuant la longueur des diagonales du polygone, au moyen des vis conduisant les écrous, on augmente ou on diminue la longueur de feuille qui passe dans un tour. L'emploi du dispositif vis et écrou rend l'appareil irréversible; néanmoins, pour les grandes vitesses et les débits précis, un cliquet de retenue sur l'une des vis est indispensable.

On sait en effet que, dans tous les mécanismes, les trépidations continuelles amènent le desserrage des vis.

10° Équipage de poulies. — Pour passer d'une grande vitesse à une beaucoup plus petite (ou réciproquement), quand les axes sont trop éloignés l'un de l'autre pour employer des engrenages, on dispose un « équipage de poulies ».

Soit, figure 363, une dynamo placée en A, devant actionner un arbre B. La poulie calée sur l'axe de la

Cinématique appliquée

dynamo fait 1.800 tours et son diamètre est de 140 millimètres. Il faut que l'arbre B fasse 18 tours, et nous pouvons employer deux arbres intermédiaires. Cette dernière considération nous montre qu'il y aura trois rapports, dont le produit égalera le rapport total $\frac{18}{1.800}$

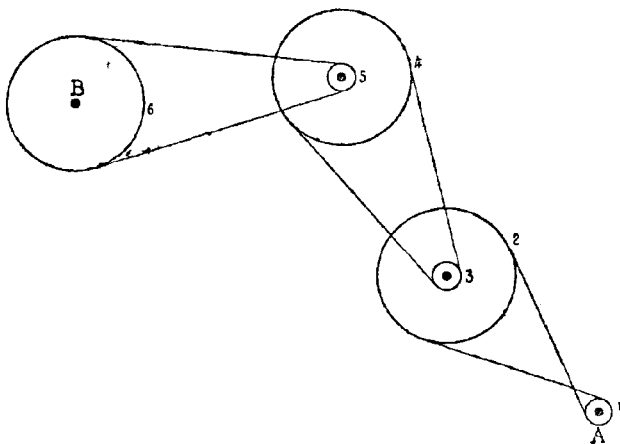


Fig. 363.

ou $\frac{1}{100}$. Il suffira donc de décomposer le nombre 100 en trois facteurs inférieurs à 7, pour rester dans de bonnes conditions. Or

$$\frac{1}{100} = \frac{4}{5} \times \frac{1}{5} \times \frac{1}{4}$$

nos trois rapports nécessaires.

Donc, partant du plus petit $\frac{1}{4}$, la poulie 2 à caler sur

Cinématique appliquée

le premier axe intermédiaire aura un diamètre quatre fois plus grand que la poulie 1 de la dynamo, soit 560 millimètres.

Sur le même axe, on calera une seconde poulie 3, de 150 millimètres, par exemple. Le second rapport $\frac{1}{5}$ nous montre que la poulie 4, sur le deuxième arbre intermédiaire, aura un diamètre de :

$$150 \times 5 = 750 \text{ millimètres.}$$

Calons sur ce deuxième axe intermédiaire une seconde poulie, à laquelle nous donnerons encore un diamètre de 150 millimètres, le troisième rapport $\frac{1}{5}$ nous montre que la dernière poulie du train, celle calée sur l'arbre B, aura encore un diamètre de :

$$150 \times 5 = 750 \text{ millimètres.}$$

L'arbre A faisant 1.800 tours, l'arbre 3 fera :

$$\frac{1.800}{4} = 450 \text{ tours;}$$

l'arbre 5 fera :

$$\frac{450}{5} = 90 \text{ tours;}$$

l'arbre B fera :

$$\frac{90}{5} = 18 \text{ tours.}$$

En fonction des diamètres, la poulie 1 ayant 140 et faisant 1.800 tours, l'arbre B fera :

$$1.800 \times \frac{140 \times 150 \times 150}{560 \times 750 \times 750} = 18 \text{ tours.}$$

Cinématique appliquée

Les poulies 1 3 et 5 ont le diamètre minimum qu'on puisse leur attribuer. Il faudra autant que possible grossir ces diamètres, jusqu'à concurrence du trop grand encombrement des poulies 2, 4 et 6. Ces dernières devront, en effet, augmenter proportionnellement afin que le rapport correspondant à chaque couple soit constant.

11° Courroies à friction. — On se sert quelquefois de courroies sans fin comme intermédiaires souples de

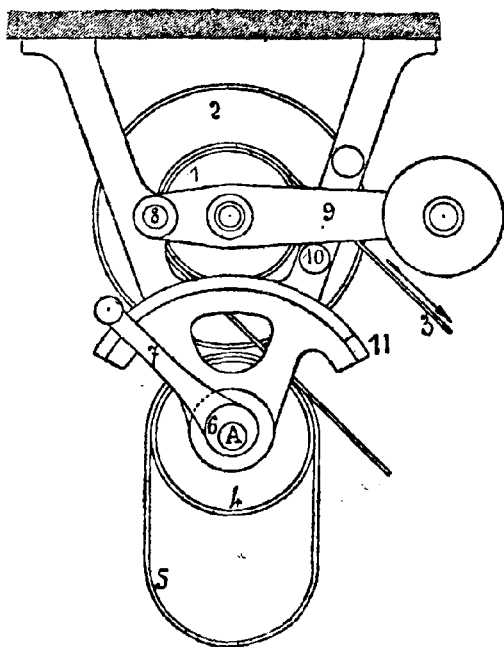


Fig. 364.

friction. Le rendement de ces dispositifs est très bon, il est fort employé par les Américains.

a) *Poulies droites.* — Dans le cas de poulies droites, le mécanisme peut être monté comme l'indique la figure 364.

L'axe A doit être entraîné par la poulie 4. Le mouvement est transmis à la poulie 1 par la courroie 3. La poulie 2 est calée sur le même axe que celle 1. Cet axe est monté sur un couple de leviers 9 oscillants autour d'un axe fixe 8.

La tension de la courroie 3 et des contrepoids maintiennent les leviers 9 butés contre des taquets 10. Des taquets de sûreté sont placés au-dessus également.

Une courroie sans fin 5 s'enroule sur la poulie 4. L'axe A est monté dans une douille excentrée 6 manœuvrée par le levier 7.

Dans la position de la figure, l'appareil est débrayé ; le levier 9 s'appuyant sur le taquet 10 empêche la poulie 2 de toucher la courroie 5. En amenant le levier 7 contre le talon 11, la douille 6 remonte l'axe A et la poulie 4 soulève la poulie 2, le levier 9 abandonne le butoir 10. La tension de la courroie 3 et la pression des contrepoids serrent la courroie 5 entre les poulies 2 et 4 et cette dernière se trouve ainsi entraînée, en sens contraire de la poulie motrice.

b) *Cônes à étages.* — Le même dispositif peut s'appliquer aux cônes à étages, on change la courroie de position pendant les arrêts, l'espace libre entre les poulies 2 et 4 facilite ce déplacement.

Cinématique appliquée

c) *Cônes lisses.* — Dans le cas de cônes lisses, la courroie souple sans fin est remplacée par une couronne en bois garnie de cuir, figure 365. La rigidité relative de cet intermédiaire est nécessaire parce qu'on doit le déplacer pour les changements de vitesses, par des guides parallèles aux génératrices en contact avec lui.

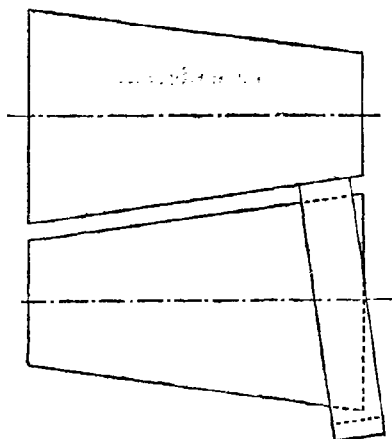


Fig. 365.

Ce dispositif est très employé, dit-on, en Amérique. Il est peu répandu en France.

Il permet d'accentuer un peu la pente des cônes. Les rotations sont de sens contraire.

d) Quand les cônes sont éloignés, on monte les courroies sur des couronnes en bois dur de largeur un peu plus grande, figure 366.

La surface externe de la couronne est cylindrique

Cinématique appliquée

ou un peu bombée, la surface interne est conique avec une inclinaison égale à celle du cône lisse.

Le plus petit diamètre de la couronne est un peu supérieur au grand diamètre du cône correspondant

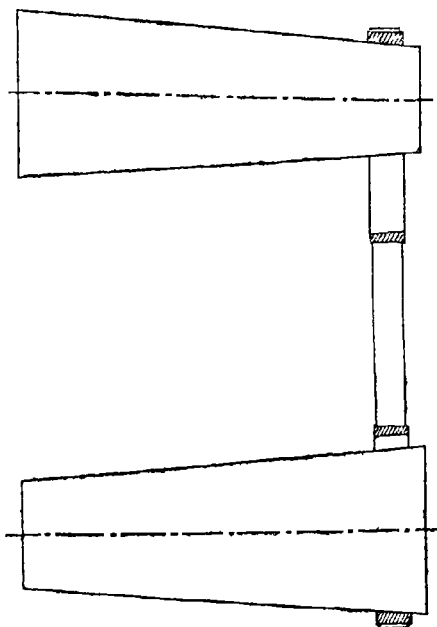


Fig. 366.

de façon à éviter tout coincement dans les positions de vitesses extrêmes.

La courroie reste ainsi toujours dans une direction perpendiculaire aux axes; comme elle s'enroule sur deux circonférences de diamètres constants, sa longueur l'étant aussi, la tension est toujours la même.

Cinématique appliquée

Les courroies peuvent être droites ou croisées, pour des rotations de même sens ou de sens contraire, mais il lui faut toujours une grande tension.

Les guides parallèles opèrent sur les couronnes.

Dans les cas des appareils précédents, l'entraînement se fait comme dans les frictions ordinaires et sur une portion de génératrice correspondant à la largeur de la courroie.

Ces mécanismes ont les qualités et les défauts inhérents aux frictions dont nous avons parlé au chapitre n,

12° Courroies d'accouplement élastique. — On fait

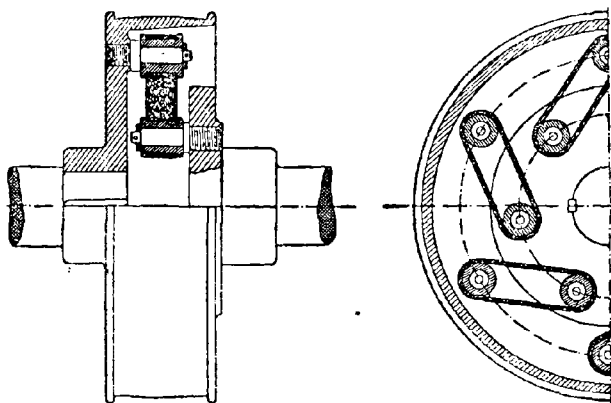


Fig. 367.

aussi usage de courroies accouplant deux plateaux calés à l'extrémité de deux arbres dans le prolongement l'un de l'autre. Ce dispositif remplace très avantageusement le « joint d'Oldham » dont nous avons parlé au cours du chapitre précédent.

Cinématique appliquée

La figure 367 représente « l'accouplement élastique » de Raffard. Un plateau calé à l'extrémité de l'arbre moteur porte six goujons vissés sur sa face. L'arbre conduit porte également un plateau muni de six goujons. Six courroies en cuir, ou mieux en caoutchouc, lient les goujons d'un plateau à ceux de l'autre. On interpose entre les axes et les courroies des bobines en fonte afin d'éviter les usures. Ce mécanisme permet une légère différence dans la concordance des axes. Il se prête très bien aux grandes vitesses.

La maison Bréguet l'emploie pour lier les turbines qu'elle construit aux dynamos commandées par celles-ci. La surface externe du grand manchon est tournée et sert de poulie de commande pour un autre organe.

§ 3. — Transmission par cordes.

Depuis longtemps on utilisait les cordes comme organes de transmission, mais les gorges des roues correspondantes avaient une forme en U, ce qui les ramenait au type de transmission par courroie. La forme en V de ces gorges, qui augmente considérablement l'adhérence, fut appliquée pour la première fois dans une installation importante par Combe, de Belfort. Depuis quelques années, ces transmissions se sont répandues, elles ont en effet des qualités très appréciables. Pour les grands efforts, la facilité de monter plusieurs brins parallèles sur la même poulie les fait généralement adopter pour lier l'arbre du volant d'un moteur au premier arbre de commande. Dans cer-

Cinématique appliquée

taines usines où les machines motrices sont de 1.500 ou 1.800 chevaux, la première courroie serait d'une largeur exceptionnelle et coûterait très cher d'établissement, on remplace cette courroie par une série de câbles en chanvre installés parallèlement dans les gorges des deux poulies.

Une autre qualité tient au remplacement facile des brins rompus.

Le coincement du câble dans la gorge donnant une grande adhérence, la tension des brins peut être plus faible que dans les courroies.

D'autre part, les arbres peuvent être plus éloignés l'un de l'autre, la distance pouvant aller pratiquement jusqu'à 25 mètres.

Les gorges en V ont généralement un angle de 40° ; quelquefois, les faces de ces gorges sont incurvées légèrement de façon à augmenter le contact avec le câble.

Celui-ci doit être en chanvre de bonne qualité, à longues fibres et de fabrication soignée, de façon à être souple, élastique et résistant. Le chanvre de Manille est utilisé pour cette fabrication.

La vitesse des câbles en chanvre la plus recommandable est celle de 25 à 30 mètres.

L'épissure doit toujours être faite par un spécialiste et sur une grande longueur de façon à ne pas augmenter sensiblement le diamètre, cette longueur peut aller jusqu'à 3 mètres pour un câble de 50 millimètres. Le diamètre du câble ne dépasse jamais cette mesure. Le diamètre de la plus petite poulie ne doit pas être inférieur à 40 fois celui du câble. Quand la transmission est horizontale, on place en bas le brin moteur de façon à augmenter l'arc d'enroulement.

Cinématique appliquée

Le glissement des câbles en chanvre ne dépasse pas 2 0/0 dans les installations bien faites.

Il faut aussi remarquer que ces transmissions doivent toujours être abritées soigneusement, les changements d'état hygrométrique les influençant comme tension et comme durée.

L'emploi des câbles croisés doit être aussi réduit que possible.

On dispose quelquefois un câble sans fin sur plusieurs poulies situées à des étages différents. Le mouvement est transmis au câble par une poulie motrice unique et il s'enroule successivement sur une portion de la circonférence de chacune des poulies conduites, placées aux extrémités des lignes d'arbres. C'est la « transmission cyclique » de Reuleaux. Ce dispositif est d'un excellent rendement mécanique, mais le câble se fatigue par ses enroulements successifs et parfois différents en diamètres. Ceci provoque des ruptures d'autant plus préjudiciables que l'arrêt occasionné s'effectue sur toutes les lignes d'arbres.

Câbles en cuir. — Les câbles en chanvre sont avantageusement remplacés par ceux en cuir, composés de lanières habilement toronnées et enduites d'une préparation les rendant inaltérables. Ils peuvent donc faire partie d'installations à l'air libre. Ils sont souples et très solides. Leur épissure, difficile à réussir, doit être laissée aux spécialistes. Cette fabrication, connue depuis neuf ou dix années seulement, est d'importation espagnole.

Calculs des vitesses. — Tout ce que nous avons dit

Cinématique appliquée

pour les transmissions par courroies s'applique aux transmissions par câbles.

Les diamètres sont inversement proportionnels aux nombres de tours.

Les vitesses tangentielles sont égales sur toutes les poulies commandées par un même câble et leurs vitesses angulaires sont inversement proportionnelles à leurs diamètres.

§ 4. — Transmissions funiculaires.

L'emploi des transmissions funiculaires ou par câbles métalliques semble remonter à 1850, époque où les frères Hirn en firent à Mulhouse les premières applications.

Ce genre d'intermédiaire souple se prête aux liaisons de deux arbres situés à de grandes distances, même dans les cas de très gros efforts, sans une déperdition trop sensible de l'énergie. Dans certaines installations, cette distance atteint jusqu'à plusieurs kilomètres.

Poulies. — Généralement, les deux poulies principales d'une transmission par câble ont leurs axes parallèles dans un même plan horizontal. C'est la « transmission téléodynamique horizontale ».

Quand le plan des axes est incliné par rapport à la surface du sol la transmission est « oblique ».

Les transmissions verticales sont peu employées.

On donne ordinairement le même diamètre aux deux poulies.

Le principe de ces transmissions est le même que

Cinématique appliquée

celui qui s'applique aux courroies, sauf que la tension des brins s'opère par leur propre poids.

La distance minimum pratique entre deux axes à lier par un câble métallique est de 25 mètres environ.

Les poulies sont à gorge en forme de cône, et le fond de la gorge est garni de bois dur, de gutta-percha ou de cuir sur tranche.

C'est cette dernière garniture qui offre le plus d'adhérence et qu'il est le plus facile de remplacer. Les poulies se font en fonte et elles doivent être parfaitement équilibrées, leurs axes doivent se trouver dans un plan bien perpendiculaire à celui de la transmission. Il faut que les ajustages sur les axes soient rigoureux, pour empêcher les vacillations qui pourraient se produire sur la corde.

On doit éviter l'usage de poulies-guides, chacune d'elles ajoutant à l'usure du câble, et accaparant une part de l'énergie.

Câbles. — La corde ordinairement employée pour les transmissions téléodynamiques est composée de six torons de sept fils et d'une âme de chanvre augmentant la souplesse et évitant le frottement des torons entre eux.

On peut employer aussi la corde dite de guindage, composée de six torons de dix-neuf fils tordus ensemble avec âme de chanvre.

Pour des distances d'axes supérieures à 80 mètres, on emploie avec avantage la corde d'acier, elle se détend moins que les autres et exige moins fréquemment le resserrage des épissures.

Vitesse normale des câbles. — La vitesse la plus favorable pour ce genre de transmission est d'environ

Cinématique appliquée

30 mètres par seconde. D'autre part, cette vitesse ne doit pas être dépassée, la résistance de la fonte des poulies ne le permettant pas.

Guidage et entretien. — Jusqu'à 100 mètres de distance entre les axes, il n'est pas utile d'employer des galets intermédiaires. Au-dessus de cette mesure, on établit des relais, c'est-à-dire une nouvelle poulie motrice et un nouveau câble franchissant une nouvelle travée.

Autant que possible, il faut que le brin conducteur soit en bas, sa flèche plus faible laisse plus d'espace libre jusqu'au sol et son enroulement est un peu plus grand sur les poulies, ce qui est profitable à l'entraînement.

Les flèches à donner aux brins ont une grande influence sur le rendement, le tableau ci-contre donne quelques valeurs de cette flèche :

FLÈCHE DU BRIN CONDUCTEUR AU REPOS
POUR LES CABLES ORDINAIRES DE 42 FILS

PORTÉES	FLÈCHES
mètres	mètres
30	1,90
40	2,05
50	2,20
65	2,40
80	2,65
100	2,95
125	3,55

Pour conserver en bon état les câbles métalliques, on les enduit d'un mélange de goudron et d'huile.

Cinématique appliquée

Quelquefois, après une variation de température, un câble s'est allongé, ses brins oscillent d'une façon répétée, on dit qu'il fouette. Il s'échauffe alors de plus en plus, et il faut arrêter ce phénomène. On y parvient en faisant couler un filet d'eau froide sur le câble, doucement et continuellement, jusqu'à l'abaissement de la température du câble à sa valeur normale, ce qu'on reconnaît à l'arrêt des oscillations.

Les tendeurs à rouleaux ou autres doivent être écartés dans une bonne installation.

Les changements de direction du câble avec renvois multiples sont dans le même cas, leurs avantages ne compensent pas véritablement les pertes d'énergie et les usures qui en résultent. Cette considération peut s'appliquer à la « transmission cyclique » dont nous avons parlé au paragraphe des câbles en chanvre.

Le glissement d'un câble métallique bien disposé n'est pas supérieur à 1,5 0/0.

Transports aériens. — Une seconde application des câbles métalliques, peut-être plus importante que la première, s'adapte aux transports aériens. On fait franchir ainsi à des matériaux de toutes sortes des espaces très grands par-dessus des vallées, des rivières, des gorges, des marais. Les mines, les carrières se trouvent souvent situées aux flancs de montagnes escarpées où un chemin de fer ne peut être établi. Le câble aérien est alors indiqué pour l'exploitation de la mine ou de la carrière. Citons comme exemple l'installation faite dans le Maryland, du côté de Baltimore. Un câble de 64 millimètres de diamètre ayant une portée unique

Cinématique appliquée

de 230 mètres joint deux montagnes en passant par-dessus la vallée.

Le chariot porteur va et vient sur ce câble principal et la corde qui le tire est placée sous celui-ci. Ce transporteur sert à l'exploitation d'une carrière située au flanc d'une des montagnes. Dans la vallée coule une large rivière et parallèlement à celle-ci, mais sur la rive opposée à celle de la carrière, passe une ligne de chemin de fer. Des blocs de granit pesant 14 tonnes sont enlevés de la carrière et transportés facilement par-dessus la rivière pour être déposés sur les wagons.

Pour le transport de matériaux quelconques ou de marchandises prises à pied d'œuvre et déposées sur les trains ou les bateaux devant les amener, les câbles aériens sont d'une utilité pratique remarquable.

En Amérique, un matériel de transport aérien est appliqué dans les villes aux travaux de voirie, excavations pour la construction des égouts, pose et dépose des tuyaux sur une grande longueur, etc.

Les travaux y gagnent en vitesse et l'encombrement, déjà restreint, ne dure pas longtemps.

§ 5. — Transmission par chaînes.

Les chaînes, formées de maillons métalliques, sont un intermédiaire flexible qu'on emploie très souvent pour lier deux rotations.

La meilleure chaîne de transmission est la chaîne Galle, employée dans les appareils de levage et qui constitue un perfectionnement notable de ces engins.

Cinématique appliquée

La chaîne s'enroule sur un pignon dont les dents s'engagent entre les fuseaux.

La distance d'axe en axe des fuseaux est le pas.

La vitesse de la chaîne se calcule en multipliant le nombre de tours de la roue motrice par le nombre de dents de cette roue et ensuite par le pas de la chaîne.

Les nombres de tours des roues actionnées par une même chaîne sont inversement proportionnels à leurs nombres de dents.

Les chaînes conviennent aux transmissions dans lesquelles les axes sont très rapprochés, et quand il faut éviter tout glissement.

Les chaînes Galle sont les seules, avec leurs dérivées, c'est-à-dire celles dont les maillons affectent une forme étudiée pour une spécialité, qui sont vraiment applicables aux transmissions.

Les chaînes, au bout d'un temps assez court de marche, s'allongent d'une quantité notable. On les raccourcit alors de la longueur voulue, et leur fonctionnement devient normal.

Chaînes Galle. — La figure 368 nous montre la façon dont sont constituées ces chaînes au moyen de fuseaux entretoises dont les tourillons articulent dans des maillons alternés multiples. L'exemple choisi correspond à une capacité d'effort courant de 10.000 kilogrammes, la largeur du maillon est de 61 millimètres.

Maillons et fuseaux sont fabriqués dans des aciers doux très homogènes donnant un maximum de sécurité.

Chaînes à crémaillères. — On peut monter des chaînes

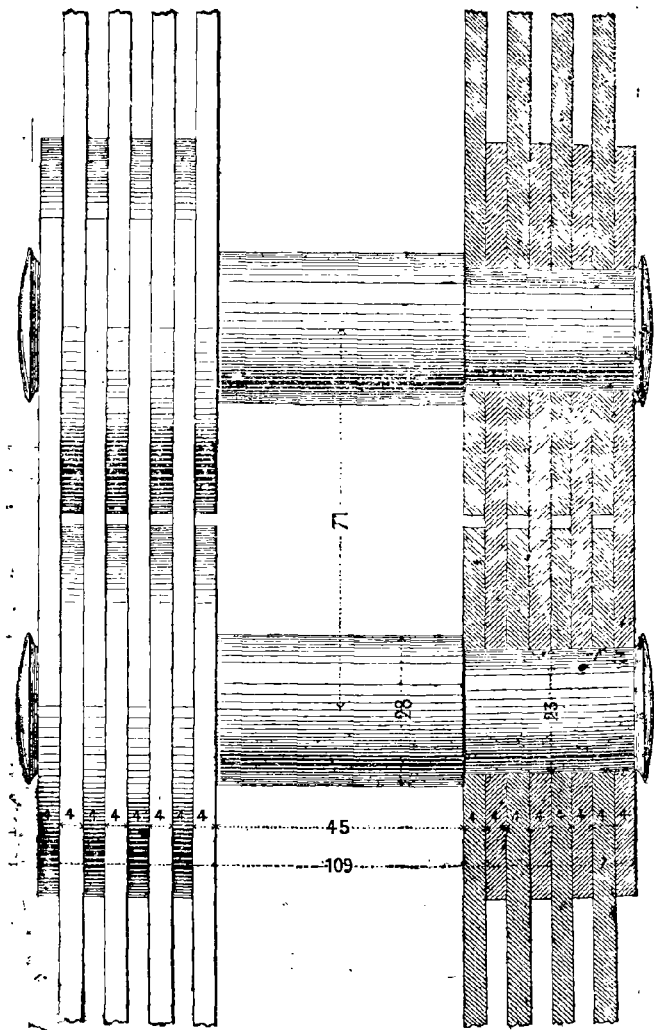


Fig. 568.

— 648 —

Cinématique appliquée

sur des engrenages ordinaires, en donnant aux maillons les profils de la figure 369, elles forment alors des

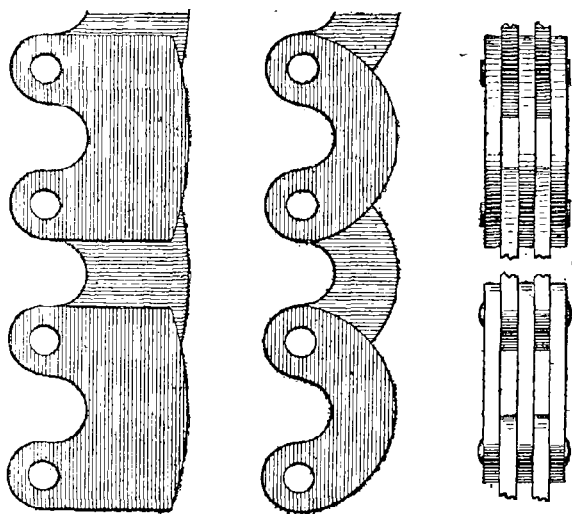


Fig. 369.

sortes de crémaillères articulées et prennent le nom de chaînes à crémaillères.

Chaînes à godets. — Une application fort répandue de ces organes est celle que l'on rencontre dans les appareils élévatoires de toute nature. La figure 370 représente une chaîne dont les maillons, de quatre en quatre, supportent des auges destinées à élever une matière quelconque en l'abandonnant à la hauteur de la noix supérieure.

Cinématique appliquée

Chaines à aiguilles et chaines à crochets. — Dans les machines où l'on entraîne des étoffes, pour les apprêts

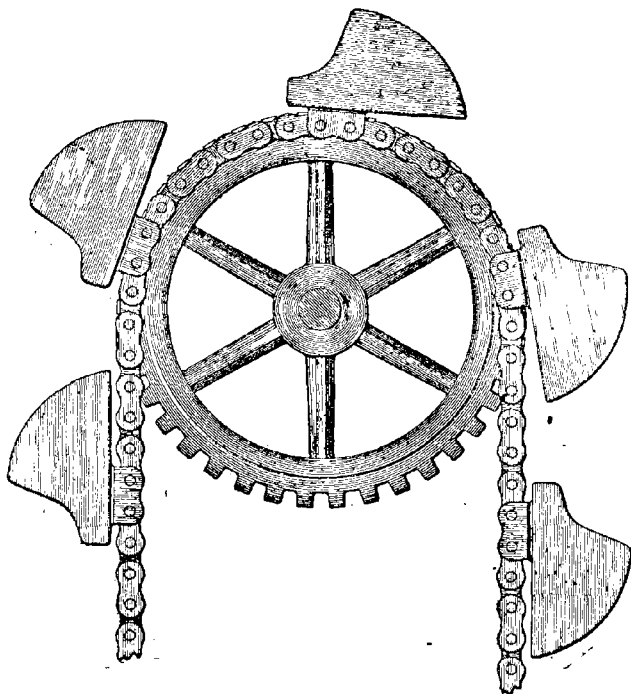


Fig. 370.

de celles-ci, par exemple, on fait usage des chaines à aiguilles ou à crochets de la figure 371. Les porte-aiguilles ou les crochets sont rivés au milieu de la face

Cinématique appliquée

de chacun des maillons. Ce système est un dispositif de transport plutôt que de transmission d'effort.

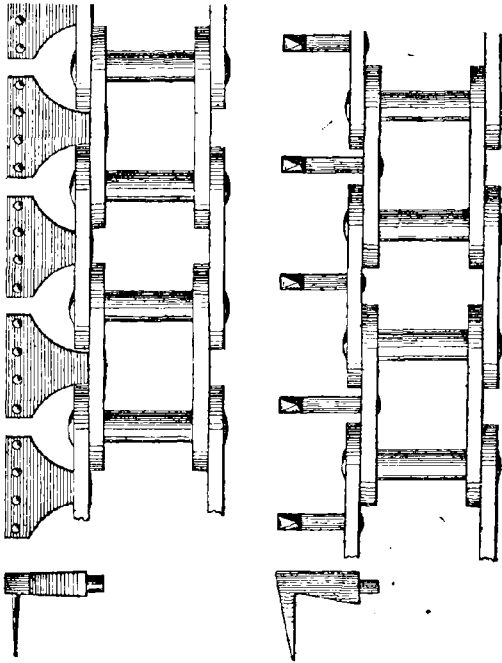


Fig. 371.

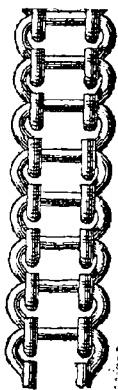
Chaînes de manœuvres. — Pour la manœuvre de mécanismes situés hors de portée de la main, on se sert généralement des chaînes dites : de Vaucanson. Chaque maillon est un fil métallique, figure 372, com-

Cinématique appliquée

portant un anneau et deux crochets embrassant l'anneau du maillon précédent.

On amène l'extrémité d'une de ces chaînes sans fin dans un endroit accessible, sur une noix qu'on commande à la manivelle, l'autre noix qui supporte la chaîne est liée au mécanisme inaccessible.

Les fermetures des portes d'usines, les débrayages, utilisent souvent ce dispositif qu'on ne peut pas employer dans les cas où les efforts sont grands, et les espaces parcourus précis.



Applications aux automobiles. — Dans les voitures automobiles, on lie souvent l'arbre du différentiel aux roues d'arrière par une paire de chaînes en acier résistant, construites avec un grand soin.

Elles sont à simple rouleau, à blocs, ou à double rouleau.

Etablissement des roues pour chaînes à simple rouleau. — Dans le cas des roues et pignons pour chaînes à simples rouleaux,

figure 373, en supposant que :

α soit l'angle du rayon axe du rouleau avec le rayon axe de la dent ;

N, le nombre de dents ;

P, le pas de la chaîne ;

D, le diamètre du rouleau ;

Nous aurons :

$$\alpha = \frac{1}{2} \frac{360^\circ}{N}, \text{ soit } \frac{180^\circ}{N}.$$

Cinématique appliquée

D'où l'on déduira les valeurs du diamètre primitif :

$$\frac{P}{\sin \alpha},$$

du diamètre extérieur :

$$\frac{P}{\sin \alpha} + D,$$

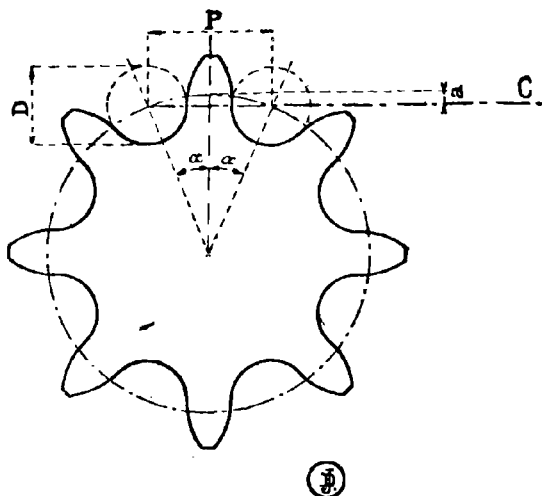


Fig. 373.

et enfin du diamètre au fond des creux des dents :

$$\frac{P}{\sin \alpha} - D.$$

Remarquons que ce diamètre au fond du creux des dents est celui qu'il est le plus important de déterminer exactement.

Battement des chaînes. — En examinant la figure, on

Cinématique appliquée

voit qu'au moment de la prise du maillon par la dent, la chaîne sera déplacée dans un plan vertical d'une petite quantité :

$$a = r (1 - \cos \alpha),$$

r étant le rayon primitif.

Ce déplacement se répétera à chacun des pas, et l'on se rend compte, étant donnée la grande vitesse des chaînes, de l'importance des chocs et tensions anormales que provoque ce *battement*.

Plus les chaînes seront longues, plus le battement aura d'importance dans le milieu de celles-ci, et plus il sera dangereux.

De même, moins les roues auront de dents, plus la longueur de a s'accroîtra.

Enfin, si les roues n'ont pas le même nombre de dents, le battement ne se produit pas en même temps sur les deux extrémités, il en résulte un mouvement ondulant qui, souvent, fait sauter les chaînes et, dans tous les cas, les fatigue beaucoup.

Celui qui emploierait, contrairement à l'usage, des chaînes à pas fin et à maillons multiples, sur des roues de grands diamètres, à une vitesse modérée, se rapprocherait donc de la vérité.

Etablissement des roues pour chaînes à blocs ou à double rouleau. — Afin d'étendre les surfaces de frottement, on a créé les chaînes à blocs et à double rouleau.

Dans le cas des roues et pignons pour chaînes à blocs ou à double rouleau, figure 374, en supposant que :

α soit l'angle du rayon axe de la dent avec le rayon axe du bloc ou rouleaux jumelés ;

Cinématique appliquée

β , l'angle du rayon axe du rouleau avec le rayon axe de la dent ;

N, le nombre de dents ;

b , le diamètre du rouleau ou du boudin du bloc ;

A, la distance d'axe des trous du maillon de liaison ;

B, la distance d'axe des rouleaux jumelés.

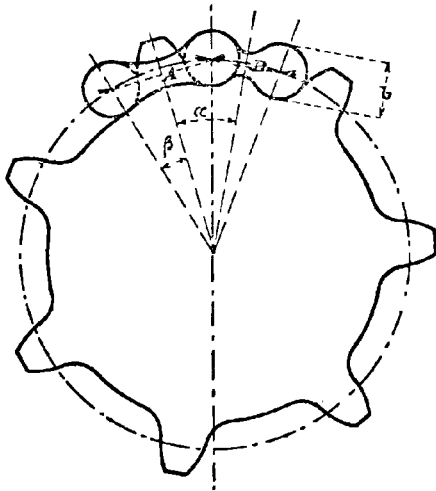


Fig. 374.

Nous aurons :

$$\alpha = \frac{1}{2} \frac{360^\circ}{N} = \frac{180^\circ}{N},$$

puis :

$$\text{tang } \beta = \frac{\sin \alpha}{\frac{b}{A} + \cos \alpha},$$

ce qui nous donnera la valeur de β .

Cinématique appliquée

Le diamètre primitif sera égal à :

$$\frac{A}{\sin \beta}.$$

Le diamètre extérieur sera :

$$\frac{A}{\sin \beta} + b.$$

Le diamètre au fond du creux des dents sera :

$$\frac{A}{\sin \beta} - b.$$

Les chaînes les plus employées sont celles au pas de 23^{mm},4, soit un pouce anglais.

§ 6. — Flexibles.

Les arbres flexibles ont été introduits en France vers 1866 par une maison américaine. Ils servent à lier un outil à un organe devant lui transmettre le mouvement situé dans une position quelconque.

Ces arbres sont ordinairement constitués par une succession de couches de fils d'acier enroulées les unes sur les autres, chaque couche étant formée de plusieurs fils juxtaposés et l'enroulement se faisant alternativement dans un sens et dans l'autre.

De cette disposition même naît leur inconvénient. Un certain nombre de spires seules travaillent : celles enroulées dans le sens de la rotation, les autres, constituant déjà un poids mort à traîner, tendent à se des-

serrer. Quand elles y réussissent, ce qui arrive souvent, elles s'arc-boutent sur la gaine provoquant l'arrêt du flexible et sa dislocation.

D'autre part, l'âme du flexible prise dans une gaine ne peut pas s'allonger ni se raccourcir pendant ou après un échauffement momentané. Les extrémités, soudées à l'étain, supportent l'effort et se brisent.

Dans le premier accident, l'âme du flexible est perdue ; dans le second, il faut la couper et la ressouder dans son logement. Plusieurs de ces opérations rendent l'arbre trop court, il faut le remplacer.

Les flexibles de ce genre ne peuvent aussi tourner que dans un sens.

Ces défauts ont empêché ces appareils de se répandre comme leurs qualités l'auraient fait supposer. Cet outil peut, en effet, rendre de très grands services, puisqu'il permet d'effectuer mécaniquement un travail donné en un point quelconque d'une pièce, sans qu'il soit nécessaire de transporter cette pièce sur une machine-outil et de la déplacer plusieurs fois.

Dans l'établissement des charpentes métalliques, des poutrelles de ponts, des longerons et entretoises de locomotives, dans les travaux de grosse chaudronnerie, dans l'assemblage des tôles de platelages à l'intérieur des blindages pour les navires cuirassés, ils peuvent recevoir une grande application au perçage des trous.

Quelques-uns de ces appareils ne présentent pas les inconvénients des flexibles à ressorts, la figure 375 nous montre celui inventé par M. Marotte, de Paris.

Ce flexible est une application appropriée très ingénieuse des joints universels.

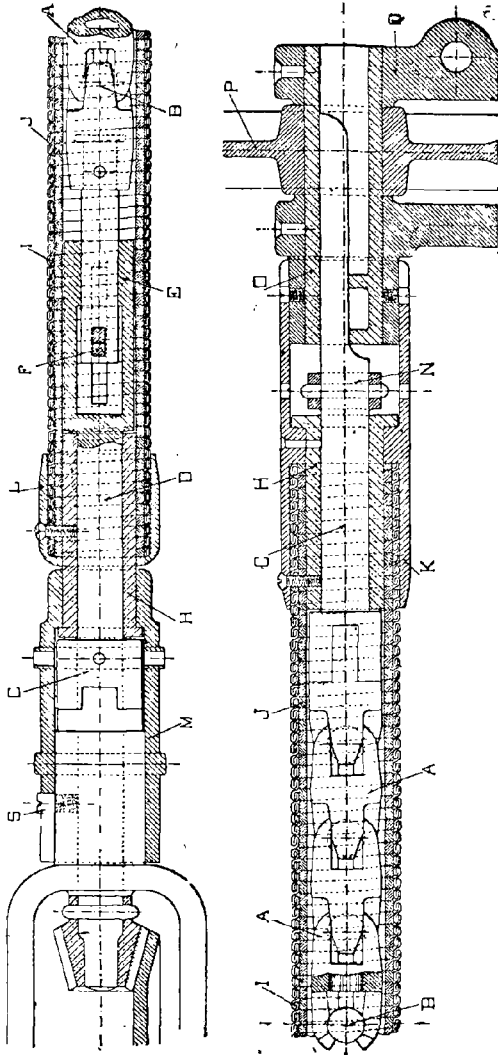


Fig. 373.

Cinématique appliquée

Il est formé par une série d'éléments de forme cylindro-ovoïde A, terminés à chacune de leurs extrémités par des dents et réunis entre eux par des billes en acier dur cémentées et trempées B, sur lesquels ils sont sertis à froid. Ce sont ces éléments qui forment l'âme du flexible à la longueur voulue.

Les premiers éléments J, J, sont un peu différents, ils n'ont de dents qu'à une seule extrémité, l'autre est terminée, du côté de l'entraînement, par un tenon goupillé dans la mortaise de la partie extrême de l'arbre à baïonnette G et du côté du porte-outil par un trou carré dans lequel vient se goupiller la tige F du dispositif permettant l'allongement ou le raccourcissement.

Ce dispositif est formé par la tige F portant le premier élément et couissant dans l'arbre D, solidaire du grain de butée C.

La rainure E limite la course de la clavette empêchant la tige F de sortir complètement de la douille.

Les frottements de l'arbre à baïonnette G, recevant le mouvement de rotation de la poulie P et de l'arbre du grain de butée C transmettant ce mouvement à l'outil, sont assurés par des coussinets en bronze H et H'. Le mouvement de la baïonnette dans la poulie P est également assuré par une bague en bronze D.

L'âme ainsi constituée est enfermée dans une gaine métallique flexible et étanche I, armée d'un ressort J, en acier de 9×3 millimètres dont les extrémités sont soudées à l'étain avec la gaine I. Les deux pièces K et L la relie à l'âme par des vis pénétrant dans les coussinets H, H'.

Le grain de butée C du côté du porte-outil et la bague N goupillée sur l'arbre G empêchent l'âme de

Cinématique appliquée

sortir de sa gaine ; par conséquent, pour la graisser, on la retire en chassant ces deux goupilles et en desserrant les trois vis d'une des pièces L ou K et en tirant sur cette pièce.

Le manchon d'embrayage M s'emmanche d'un mouvement de bayonnette à droite ou à gauche sur la vis fixe S pour donner le mouvement au porte-outil.

Un crochet, fixé à la chape Q de la poulie d'entraînement P, sert, à l'aide d'une mouflette, à donner la tension au câble de transmission.

FIN DE LA DEUXIÈME ÉDITION

TABLE ANALYTIQUE DES MATIÈRES

PREMIÈRE PARTIE

ÉLÉMENTS DE CINÉMATIQUE PURE

	Pages.
§ 1. — Définition.....	7
§ 2. — Définitions et but de la cinématique.....	9
§ 3. — Mouvement uniforme.....	10
§ 4. — Mouvement varié.....	14
§ 5. — Mouvement uniformément varié. Mouvement uniformément accéléré.....	22
§ 6. ^r — Mouvement uniformément varié. Mouvement uniformément retardé.....	29
§ 7. — Chute des corps.....	32
§ 8. — Mouvement uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.....	33
§ 9. — Exemple de représentation graphique des mouvements....	36
§ 10. — Mouvement d'un point dans l'espace.....	38
§ 11. — Mouvements simples d'un solide invariable.....	42
§ 12. — Composition et décomposition des mouvements.....	46
§ 13. — Composition et décomposition de vitesses non situées sur le même plan....	48
§ 14. — Mouvement relatif.....	50
§ 15. — Tangentes aux courbes. Méthode Roberval.....	52
§ 16. — Mouvement élémentaire d'une figure plane dans son plan. Théorème de Chasles.....	56
§ 17. — Mouvement continu d'une figure plane dans son plan. Mouvement épicycloïdal plan.....	62
§ 18. — Mouvement d'un solide parallèlement à un plan fixe.....	64
§ 19. — Pivotement.....	68
§ 20. — Mouvement élémentaire le plus général d'un corps solide..	69
§ 21. — Composition et décomposition des rotations.....	70
§ 22. — Propriétés des courbes enveloppes.....	71

Table des matières

DEUXIÈME PARTIE

ÉLÉMENTS DE CINÉMATIQUE APPLIQUÉE

CHAPITRE I

	Pages.
§ 1. — <i>Définitions.</i>	
§ 2. — <i>Classification des mécanismes.</i>	

CHAPITRE II

Transmission d'un mouvement par friction

§ 1. — <i>Rouleaux.</i>	
§ 2. — <i>Arbres parallèles.</i>	
Appareil d'appel ou d'entraînement.....	81
Lisses.....	83
Friction intérieure.....	85
Engrenage à coin de Minotto.....	85
Disques de Sellers.....	89
Plateaux à doubles galets.....	91
3. — <i>Arbres perpendiculaires.</i>	
Mouvement progressif.....	96
Presses à friction.....	97
Arbres ayant des directions quelconques.....	99
Cônes de friction.....	100
Réducteur de vitesse.....	104

CHAPITRE III

Embrayages et freins

§ 1. — <i>Embrayages.</i>	
Embrayage « Piat ».....	106
Embrayage de « Dion-Bouton ».....	107
Embrayage de la « Standard Brake-Company ».....	107
Embrayages à cônes de friction.....	115
Embrayage des automobiles.....	122
Embrayage à cônes multiples.....	122
Embrayage pour changement de vitesse.....	123
Embrayage à blocage sur manchon.....	125
Embrayage métallique à disques multiples.....	126
Embrayage métallique à spirale.....	131

Table des matières

§ 2. — Freins.	Pages.
Freins à sabots.....	133
Frein à bande.....	134
Frein automoteur.....	135
Manivelle Dubois.....	136
Frein différentiel.....	137
Freins à corde.....	138
Frein Lemoine.....	138
Frein à collier articulé.....	140
Frein à friction sur l'organe de commande.....	141
Frein à galet.....	141
Frein de sécurité automatique.....	142

CHAPITRE IV

Engrenages

§ 1. — Généralités.	
Principe des engrenages.....	145
§ 2. — Axes parallèles. Engrenages cylindriques. Du profil des dents.	
Dénomination des différentes parties des engrenages cylindriques.....	148
Tracé des profils des dents.....	150
I. Une roue existe. Tracé Poncelet.....	150
II. On crée les roues.....	153
1° Tracé des profils en forme d'épicycloïdes.....	154
2° Tracé Poncelet.....	154
3° Tracés Willis.....	155
4° Tracés par développantes de cercles.....	156
§ 3. — Notation diamétrale.	
§ 4. — Applications des engrenages droits.	
1° Roue et pignon. Multiplicateur de vitesse.....	160
2° Pignon et roue. Réducteur de vitesse.....	160
3° Equipages.....	160
4° Multiplicateurs ou réducteurs montés sans axes intermédiaires.....	163
Grossissement des moyeux.....	166
5° Changements de vitesses.....	166
6° Changement de marche. Intermédiaires.....	168
7° Changements de vitesses avec marche arrière.....	169
a) Changement de vitesse à embrayage à griffe....	170
b) Changement de vitesse par train baladeur.....	175
Changement de vitesse à prise directe Daimler.	177
Changement de vitesse à griffe et baladeur.....	181
c) Changement de vitesse par embrayage à friction.	185

Table des matières

	Pages.
8° Pompes à engrenages.....	190
9° Amélioration aux engrenages droits. Engrenage à calage élastique.....	190
§ 5. — <i>Roue et pignon intérieur.</i>	
Applications.....	194
§ 6. — <i>Pignon et crémaillère.</i>	
Applications.....	196
§ 7. — <i>Axes concourants. Engrenages coniques.</i>	
Remarque.....	206
Applications des engrenages coniques.....	208
Débrayage et changement de marche.....	208
Changement de vitesse.....	210
Retour rapide.....	213
Régulateur pour moteurs hydrauliques.....	213
Arbres marchant sous un angle quelconque.....	216
Engrenages à dents de bois.....	219
Taille des engrenages coniques.....	221
§ 8. — <i>Engrenages hélicoïdaux.</i>	
Principe.....	222
Axes perpendiculaires.....	223
Engrenages à chevrons.....	225
Pas des engrenages hélicoïdaux. — Notation diamétrale.....	227
§ 9. — <i>Roues et vis sans fin.</i>	
Vis tangente.....	230
Vis commandant une roue à denture intérieure.....	232
Vis à filet intérieur commandant une roue.....	233
Crémaillères et vis sans fin.....	234
Inclinaison des dents des roues et des filets des vis.....	235
Applications.....	236
1° Le dispositif est irréversible.....	237
2° Réducteurs de vitesse.....	238
3° Vis sans fin sur arbre baladeur.....	239
Vis sans fin à roulements.....	240
§ 10. — <i>Engrenages elliptiques.</i>	
Rapport des vitesses angulaires.....	245
Tracé des engrenages elliptiques.....	246
Courbes déduites de l'ellipse.....	248
Courbe elliptique et cercle excentré.....	249
Applications.....	250
§ 11. — <i>Engrenages épicycloïdaux et hypocycloïdaux.</i>	
I. Engrenages épicycloïdaux.....	253
Applications.....	254

Table des matières

	Pages
1 ^o Mouche ou roue planétaire de Watt.....	254
2 ^o Paradoxe de Fergusson.....	255
3 ^o Epicycloïde rectiligne.....	258
4 ^o Réducteurs.....	262
5 ^o Dispositif genre Fergusson.....	265
6 ^o Changements de vitesses.....	267
7 ^o Train épicycloïdal Humpage.....	267
8 ^o Différentiel des automobiles.....	270
9 ^o Appareil de Houldsworth.....	275
II. Engrenages hypocycloïdaux.....	275
1 ^o Engrenage de Lahire.....	276
2 ^o Trains différentiels de Moore.....	278
§ 12. — Engrenages à dents mobiles.	
Changement de vitesse Foccart.....	280

CHAPITRE V

Vis. — Filetage

§ 1. — Définitions. Généralités sur les divers systèmes de filetage.	
1 ^o Système français (S. F.).....	291
Forme du filet.....	292
Diamètre des vis.....	292
Série normale des diamètres principaux.....	293
Diamètres intermédiaires.....	293
Tableau des vis principales.....	293
2 ^o Système international (S. I.).....	294
3 ^o Système « Whitworth » ou « Anglais ».....	295
Forme du filet.....	296
Diamètre des vis.....	297
4 ^o Système « Sellers » ou « Américain » (U. S.).....	297
Forme du filet.....	297
Diamètre des vis.....	297
5 ^o Système « Thury » et de la « British Association ».....	298
Forme du filet.....	299
Diamètre des vis.....	300
§ 2. — Filetage.	
Equipages des tours à fileter.....	300
1 ^o Dans la série, on a deux roues qui sont dans le rapport des pas.....	301
2 ^o Dans la série, on n'a pas de roues dans le rapport des pas, mais les deux termes de ce rapport des pas sont décomposables en facteurs.....	302
3 ^o Dans la série, on n'a pas de roues dans le rapport des pas, et le pas à obtenir forme un nombre premier.....	303

Table des matières

	Pages.
§ 3. — <i>Applications.</i>	
1° Ecrou fixe.....	305
2° Ecrou mobile.....	306
3° Direction irréversible pour automobile.....	307
4° Vis télescopiques.....	310
5° Vis différentielles de Prony.....	311
6° Vis à pas proportionnels.....	312
7° Vis à pas contraires.....	314
8° Vis parallèles.....	315
9° Vis à deux filets croisés.....	316
10° Vis de fermeture.....	317
11° Vis d'Archimède.....	319
12° Vis à billes.....	320

CHAPITRE VI

Cames

§ 1. — *Définition. — Classification. — Descriptions.*

I. Premier genre : Cames à plateaux.....	325
1. Premier groupe.—Cames agissant sur une tige guidée.	325
1° Premier dispositif : Came à plateau, à rappel par ressort.....	325
2° Deuxième dispositif : Came à double plateau.....	327
II. Deuxième groupe : Cames à rainure.	
Premier cas. — La direction de la tige guidée est perpendiculaire à l'axe de la came.....	328
Deuxième cas. — La direction de la tige guidée est parallèle à l'axe de la came.....	333
Troisième cas. — La direction de la tige fait un angle quelconque avec l'axe de la came.....	335
II. Deuxième genre. — Cames agissant sur un levier articulé.	335
1. Premier groupe : Cames à plateaux.....	336
1° Premier dispositif : Rappel par ressorts.....	336
Premier cas. — L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came.....	336
Deuxième cas. — L'axe commandé est perpendiculaire à l'axe de la came.....	336
2° Deuxième dispositif : Double plateau.	
Cas unique. — L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came.....	338
II. Deuxième groupe. — Cames à rainures.	
Premier cas. — L'axe commandé est parallèle à l'axe de la came.....	339

Table des matières

	Pages.
Deuxième cas. — L'axe commandé est perpendiculaire à l'axe de la came.....	339
Troisième cas. — L'axe commandé fait un angle quelconque avec l'axe de la came.....	340
Cas particuliers. — Came à temps variable.....	345
Came à déplacement automatique par galet fixe. — Débrayage à chaque tour.....	345
Came à chute.....	347
Came de Y. Jouenne.....	349
Came en spirale.....	351
Came excentrique.....	352
§ 2. — <i>Tracé des cames.</i>	
1° Tracé d'une came donnant un mouvement uniforme.....	354
2° Tracé d'une came donnant un mouvement uniformément accéléré, suivi d'un mouvement uniformément retardé.....	355
3° Tracé de la même came agissant sur une tige guidée.....	359
4° Tracé d'une came à rainure.....	359
5° Courbes conjuguées.....	360
a) Courbes conjuguées dans le cas de deux galets diamétralement opposés, entraînant une tige.....	360
b) Courbes conjuguées dans le cas de deux galets montés en triangle indéformable avec un point d'oscillation.....	362
6° Cames à rainures creusées dans un cylindre.....	363
7° Cames à rainures creusées dans un cône.....	364
§ 3. — <i>Etablissement des lois du mouvement.</i>	
Cas d'une vitesse donnée.....	366
§ 4. — <i>Groupement des cames dans une machine.....</i>	
	367

CHAPITRE VII

Cames rectilignes. — Plans inclinés. — Coins

§ 1. — <i>Cames rectilignes.....</i>	369
§ 2. — <i>Plans inclinés.....</i>	375
§ 3. — <i>Coins.....</i>	379
Coins à éclipse pour verrouillage.....	380

Table des matières

CHAPITRE VIII

Liaisons par galets ou organes se déplaçant dans une coulisse

	Pages.
<i>Coulisses sur tiges guidées.</i>	
1° Mouvement de la tige se rapprochant de l'uniformément accéléré, suivi de l'uniformément retardé.	384
Débrayages américains « Builders ».....	386
2° Mouvement uniforme de la tige.....	387
3° Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec arrêt aux fins de courses.....	388
4° Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec un temps perdu à une fin de course suivant une loi donnée.....	389
5° Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec arrêt à une fin de course, correspondant à une accélération de la vitesse de la tige à l'autre fin de course.	392
6° Coulisses inclinées.....	394
7° Coulisses à profils de cames.....	394
<i>— Coulisses à excentriques.</i>	
1° Excentriques triangulaires.....	394
2° Excentriques circulaires.....	398
3. — <i>Coulisses sur leviers articulés. — Croix de Malte.</i>	
1° Croix de Malte simple.....	400
2° Demi-tour.....	403
3° Tiers de tour.....	403
4° Fraction de tour ayant un numérateur autre que l'unité.....	403
§ 4. — <i>Coulisses en courbes conduisant des organes portant les galets.</i>	

CHAPITRE IX

Encliquetages. — Échappements

§ 1. — <i>Encliquetages.</i>	
Encliquetages rectilignes.....	409
Encliquetages d'arrêt.....	410
Encliquetages circulaires.....	411
Cache-dents pour amplitude variable.....	413
Cliquet capable d'un rapport quelconque.....	414
Transformation d'un rectiligne alternatif en circulaire interrompu de sens constant.....	418

Table des matières

	Pages.
Cliquets en traction.....	419
Transformation du mouvement rectiligne alternatif en circulaire périodique de sens constant, avec un instant d'arrêt aux fins de courses.....	419
Cliquets-engrenages.....	420
Encliquetages à croissants.....	421
Cliquet à piston.....	423
Cliquet universel.....	425
Renversement de marche.....	428
Cliquet pour réduction des espaces.....	428
Cliquets muets.....	430
Cliquets de rappel.....	433
Encliquetages par coincements.....	437
Accouplements à billes. — Roues libres.....	440
Autoloc.....	441
Encliquetages à blocs.....	446
§ 2. — <i>Echappements.</i>	
Echappements à cylindre.....	450
Echappements à chevilles.....	450
CHAPITRE X	
Organes rigides articulés	
§ 1. — <i>Bielles et manivelles.</i>	
1° Transformation du circulaire continu en circulaire continu.....	453
a) Manivelles égales. Bielle double. Bielle triangulaire.....	454
b) Manivelles inégales, bielle allongée.....	457
c) Manivelles inégales, bielle courte.....	458
2° Transformation du circulaire continu en circulaire alternatif.....	459
3° Transformation du circulaire continu en rectiligne alternatif.....	465
Manivelles à retour rapide.....	470
a) Retour rapide par balancier à coulisse.....	470
b) Retour rapide par manivelles inégales.....	473
c) Retour rapide par manivelle à coulisse.....	475
§ 2. — <i>Excentriques circulaires à colliers.</i>	
1° Excentrique circulaire à collier.....	476
2° Excentrique d'Elmar Brooks, avec temps de repos.....	478
§ 3. — <i>Polygones articulés.</i>	
Parallélogrammes.....	483

Table des matières

	Pages.
Principe du parallélogramme composé. — Pantographe.....	488
Losange de Peaucellier.....	491
Dispositifs extensibles.....	492
Trapèze articulé de Hart.....	496
§ 4. — <i>Leviers articulés.</i>	
I. Généralités.....	498
Espaces parcourus.....	498
Rectiligne alternatif en rectiligne alternatif.....	498
Partage de l'obliquité des bielles.....	499
Variation des espaces par l'obliquité des bielles.....	501
Renversement du sens de rotation par bielle croisée.....	503
Liaison de leviers non situés dans un même plan.....	503
Articulations à rotules.....	506
Influence de la température, leviers compensateurs.....	507
a) Compensateur à levier.....	507
b) Compensateur différentiel.....	508
c) Compensateur à mercure.....	510
Cas général de détermination d'un levier.....	510
Leviers connexés.....	512
Levier à pédale double pour l'action dans les deux sens...	513
II. Applications.....	515
Leviers pour pressions.....	516
a) Leviers multiples pour pression.....	516
b) Levier à excentrique pour pression.....	518
c) Pression par vis avec mise en contact rapide par leviers articulés.....	519
d) Mécanisme de pression à bascule et réglage de hauteur automatiques.....*	521
e) Genouillères.....	528
Applications des leviers articulés à des mécanismes à frictions.....	530
Application des leviers articulés à des combinaisons de cames	536
Direction des automobiles.....	537
Coulisse de variation de course.....	541
Coulisses de renversement de marche.....	543
Débrayage monocorde à leviers articulés.....	545
Parallélogramme double des dessinateurs.....	547
Attelage à tournant correct, et direction réversible de train sur routes.....	549
Application des leviers articulés à la manœuvre des changements de vitesses des automobiles.....	554
§ 5. — <i>Détentes.</i>	
Suppression et rétablissement, pendant la marche, de la commande automatique des détentes.....	565

Table des matières

	Pages.
§ 6. — <i>Liaisons par joints.</i>	
I. Joints par organes rigides.....	569
1° Liaison de deux arbres parallèles situés dans deux plans rapprochés. — Joint de Oldham.....	569
2° Liaison de deux arbres concourants. — Joint de Cardan.....	570
Application aux automobiles.....	572
Joint M. Berliet.....	573
Joint de la Société Daimler.....	575
Joint Malicet et Blin.....	577
Applications des Cardans aux machines-outils.....	577
1° Fraiseuses.....	577
2° Perceuses.....	578
II. Joints par organes flexibles.....	579
§ 7. — <i>Transmission du mouvement dans des directions variables.</i>	
Bielles souples.....	583

CHAPITRE XI

Transmission du mouvement par liens souples

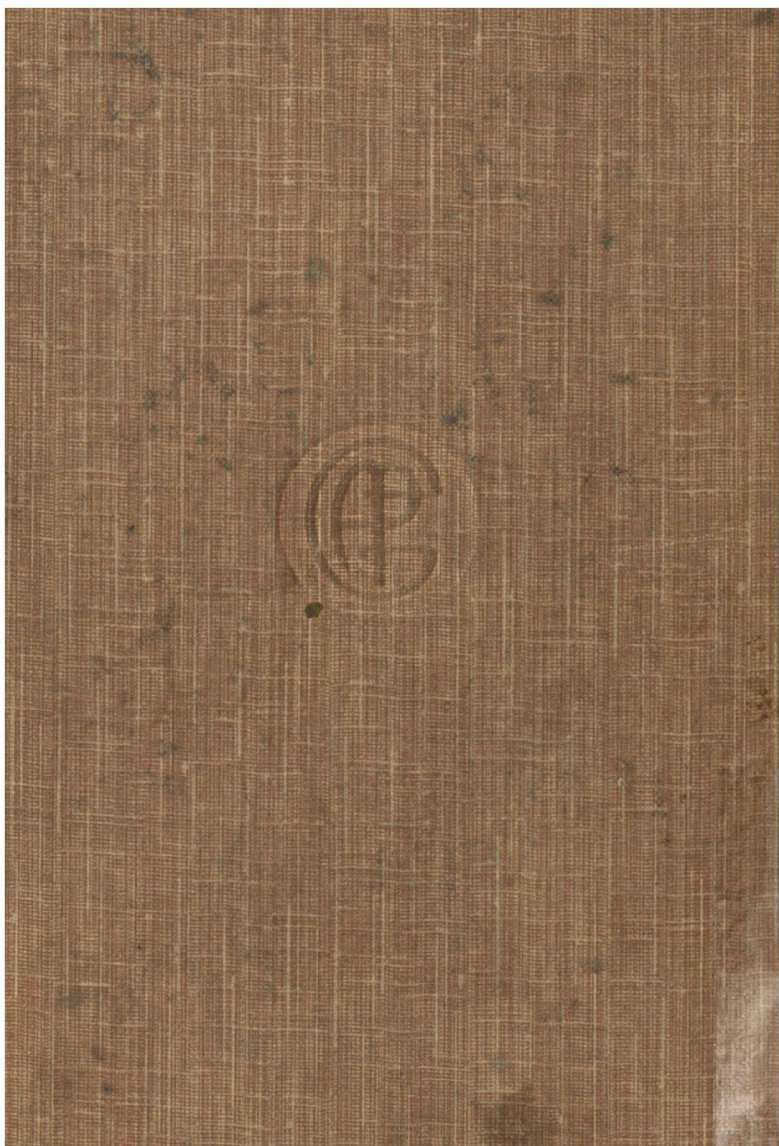
§ 1. — <i>Poulies. — Moufles. — Palans.</i>	
1° Poulie simple.....	587
2° Moufles. — Palans.....	591
3° Palan de White.....	592
4° Palan différentiel.....	593
§ 2. — <i>Poulies et courroies.</i>	
Calage.....	595
Poulies en bois.....	595
Bombé de la jante.....	596
1° Vitesse des courroies, nombre de tours des poulies.....	597
2° Classement.....	600
I. Courroies stables.....	600
a) Courroie droite.....	600
b) Courroie croisée.....	600
c) Courroie torse.....	601
d) Cas particuliers.....	602
e) Augmentation des arcs d'enroulement.....	603
II. Courroies guidées.....	606
a) Axes concourants.....	607
b) Axes parallèles.....	608
c) Liaison, par une seule courroie, de deux arbres à un troisième portant la poulie de commande.....	609
d) Axes occupant des positions quelconques.....	609

Table des matières

	Pages.
3° Remarques générales.....	609
4° Poulies folles. — Débrayages.....	614
5° Changements de marche.....	616
6° Changement de vitesse.....	621
7° Retours rapides.....	622
8° Vitesses multiples. — Cônes à étages.....	622
9° Vitesse progressive. — Cônes lisses.....	623
10° Equipage de poulies.....	631
11° Courroies à friction.....	634
a) Poulies droites.....	635
b) Cônes à étages.....	635
c) Cônes lisses.....	636
d) Cônes éloignés.....	636
12° Courroies d'accouplement élastique.....	638
§ 3. — <i>Transmission par cordes.</i>	
Câbles en cuir.....	641
Calcul des vitesses.....	641
§ 4. — <i>Transmission funiculaires.</i>	
Poulies.....	642
Câbles.....	643
Vitesse normale des câbles.....	643
Guidage et entretien.....	644
Transports aériens.....	645
§ 5. — <i>Transmission par chaînes.</i>	
Chaînes Galle.....	647
Chaînes à crémaillères.....	647
Chaînes à godets.....	649
Chaînes à aiguilles et chaînes à crochets.....	650
Chaînes de manœuvres.....	651
Application aux automobiles.....	652
§ 6. — <i>Flexibles</i>	
	656

FIN DE LA DEUXIÈME ÉDITION

TOURS. — IMPRIMERIE DESSETS FRÈRES.



IRIS - LILLIAD - Université Lille 1