

50376
1966
92



50376
1966
92

UNIVERSITE de LILLE
Faculté des Sciences

MEMOIRE
pour l'obtention du
Diplôme d'Etudes Supérieures
de Sciences Mathématiques et Techniques

Etude de synthèse d'un mécanisme,
Boites de Vitesses

par ULTRE JP.
Elève-professeur IPES
Construction Mécanique

JURY : Monsieur Decuyper
Monsieur Gontier
Monsieur Le Borzec

Lille, le 20 Juin 1966

P R E F A C E



Ce mémoire est un travail de synthèse correspondant à une application directe de l'étude fonctionnelle d'un mécanisme en construction mécanique : ici Boîtes de vitesses.

Après avoir montré la nécessité d'emploi de ce mécanisme dans les deux grands domaines que sont l'automobile et la machine-outil (en faisant l'analyse des différents problèmes à résoudre), on étudiera d'une manière générale l'ensemble du mécanisme. Chaque point sera ensuite détaillé ; on insistera plus particulièrement sur l'étude cinématique et l'équation de réglage de la commande, questions très peu traitées dans les ouvrages connus.

Nous terminerons par une étude critique d'un exemple concret pris dans chacun des deux domaines d'utilisation.

Certains points, ayant déjà été étudiés dans d'autres ouvrages ou ne présentant qu'un intérêt relatif, seront passés sous silence ou alors notés à titre de rappel sans approfondir.

Je tiens à remercier Monsieur LE BORZEC qui m'a permis de mener à bien ce mémoire.
Je le prie de trouver ici le témoignage de ma reconnaissance.

ULTRE.

PLAN DE MEMOIRE

Chapitre 1 - Problèmes à résoudre pages 1 à 8

Chapitre 2 - Etude générale p. 9 à 15

Chapitre 3 - Rappel : analyse fonctionnelle p. 16 à 19.

Chapitre 4 - Etude cinématique

- Eléments de réduction ou multiplication p. 20 à 23
- Etude des possibilités offertes par la combinaison des éléments de réduction ou multiplication p. 23 à 39.
- Calcul d'une boîte de vitesses, équation de réglage, réseaux de structure p. 40 à 59.
- Disposition des systèmes de base en fonction de l'espace libre p. 60 à 62.

Chapitre 5 - Etude technique des boîtes de vitesses

- Rappel des fonctions à réaliser p. 63
- Conditions à remplir p. 63 à 83
- Solutions partielles p. 84 à 98

Chapitre 6 - Boîtes de vitesses de poupée p. 99 à 108

Boîtes de vitesses d'automobile p. 109 à 112

Conclusion p. 113

Bibliographie

Recherche des caractéristiques pour chaque type de machine -

a) cinématiques -

limites de la vitesse de rotation et d'avance
(N mini, N maxi) pour chaque type
: fonction du moteur.

b) puissance - $\left\{ \begin{array}{l} M_t \text{ maxi sur la broche} \\ \text{effort T pour l'avance} \end{array} \right.$

Il faudra lier la détermination des valeurs limites de vitesses et d'avances avec les caractéristiques de la machine. On tiendra compte des progrès possibles des méthodes d'usinage et du perfectionnement des outils de coupe.

Pour chaque machine, d'après l'analyse des méthodes d'usinage, les nombres de tours limites de la broche (mouvement principal : rotation en général) N maxi, N mini peuvent être déterminées si l'on connaît les ϕ limites de coupe d maxi, d mini

$$V_{\text{coupe}} = \frac{\pi d N}{60} \quad \text{en mètres/ secondes}$$

$$N_{\text{maxi}} = \frac{60 V_{\text{maxi}}}{\pi \cdot d_{\text{mini}}}$$

$$N_{\text{mini}} = \frac{60 V_{\text{mini}}}{\pi d_{\text{maxi}}}$$

$$\left. \begin{array}{l} N_{\text{maxi}} \\ N_{\text{mini}} \end{array} \right\} = R = \frac{V_{\text{maxi}}}{V_{\text{mini}}} \times \frac{d_{\text{maxi}}}{d_{\text{mini}}}$$

Si l'on appelle $R = \frac{N_{\text{maxi}}}{N_{\text{mini}}}$: l'étendue de réglage des nombres de tours de la broche, on voit que celle-ci dépend exclusivement du rapport des ϕ limites et des vitesses limites de coupe prévues pour l'usinage.

$$\boxed{R = R_v \cdot R_d}$$

Pour tenir compte des améliorations des outils de coupe et des méthodes d'usinage, on augmente R de 25 % environ. Afin de pouvoir, dans les limites indiquées, usiner des pièces d'un ϕ quelconque $d_{\text{mini}} < \phi < d_{\text{maxi}}$ à la vitesse économique (V_{maxi}), il faut régler le nombre de tours de la broche de la machine à :

$$N = \frac{60 V_e}{\pi \cdot d}$$

mais ceci nécessite un réglage progressif et continu de N ce qui est impossible à réaliser,

pour des questions de :

$\left\{ \begin{array}{l} \text{prix} \\ \text{encombrement} \\ \text{complexité} \end{array} \right.$

En pratique l'étendue de réglage R se fera par paliers ;
d'où nécessité d'un mécanisme répondant à ce besoin.

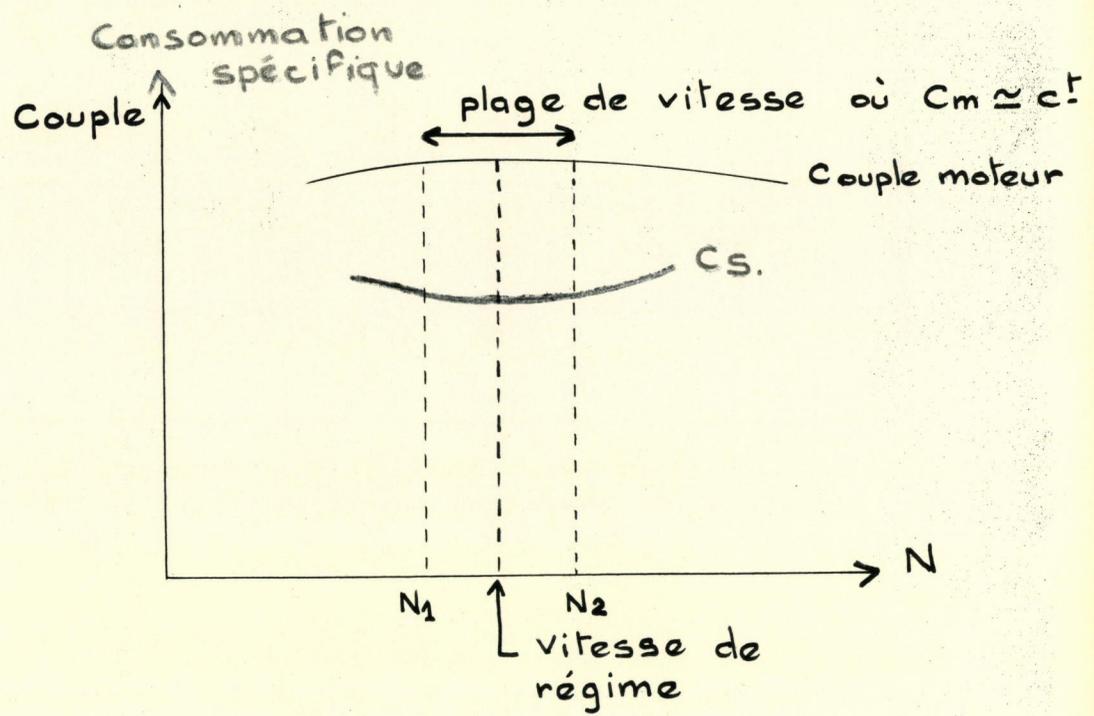
Remarque : On voit que le mécanisme d'une machine universelle sera plus complexe que celui d'une unité d'usinage.

2 - Pour les véhicules automobiles -

Chaque moteur thermique a sa vitesse de régime propre ; c'est à cette vitesse que le rendement du moteur est maximum (consommation minimale pour fonctionnement optimum).

Le problème est d'avoir, quelque soit la vitesse du véhicule, une vitesse de rotation sur l'arbre moteur sensiblement constante et égale à la vitesse de régime.

Le couple maximum du moteur varie peu entre 2 vitesses N_1 et N_2 de part et d'autre de la vitesse de régime ; on peut donc admettre qu'il est constant dans cette zone.



Au contraire, la résistance à vaincre pour assurer le déplacement du véhicule varie continuellement. Elle est très grande au démarrage, diminue en descente, augmente en côte et varie, en outre, avec la nature du sol et suivant la direction du vent par rapport au sens de déplacement du véhicule.

A chaque instant (dans le cas d'un Mouvement uniforme) la puissance du moteur doit être égale à la puissance nécessaire pour vaincre la résistance qui s'oppose au déplacement.

$$\text{démarrage} \left\{ \begin{array}{l} \text{moteur} \left\{ \begin{array}{l} N \text{ régime} \\ C \text{ moyen} \end{array} \right. \\ \text{véhicule} \left\{ \begin{array}{l} \vec{V} = 0 \\ F \text{ résistante} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

dans tous les cas, pour permettre le démarrage

$$\boxed{C_{\text{moteur}} > C_{\text{résistant}} = F \times r} \quad r \text{ rayon de la roue motrice.}$$

En automobile, on cherche à réduire au maximum l'encombrement du moteur. Pour une même puissance P , on préférera un moteur tournant à une vitesse élevée, de faible couple (N_1, C_1) plutôt qu'un moteur lent de couple moyen important (N_2, C_2) .

$$P = \omega_1 C_1 = \omega_2 C_2$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{C_2}{C_1}$$

Un véhicule se déplaçant à une vitesse \vec{V} possède une certaine énergie cinétique $\frac{1}{2} M V^2$ - énergie qui lui aura été fournie par le moteur au rendement près.

$$\text{moteur} \quad W_m = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} M V^2 = W_r$$

Nous remarquons qu'à égalité d'énergie cinétique, l'inertie d'un moteur rapide sera inférieure à celle d'un moteur lent.

$$I_1 \omega_1^2 = I_2 \omega_2^2$$

$$\omega_1 > \omega_2 \rightarrow \omega_1^2 > \omega_2^2$$

$$\text{et } I_1 < I_2$$

→ encombrement plus petit pour moteur tournant à vitesse élevée.

En négligeant les inerties des roues, des organes de transmission, nous pouvons écrire :

énergie cinétique

$$W_{c \text{ véhicule}} = \frac{1}{2} M V^2 = \frac{1}{2} M \omega_{\text{roue}}^2 r^2$$

on pose $I_v = M r^2 = \text{inertie du véhicule}$

a) Première condition -

Nous avons vu que :

$$W_{c \text{ Véhicule}} = W_{c \text{ moteur}} \quad \text{en régime permanent}$$

pour le démarrage et M.U.A.

$$\text{il faut } W_{c \text{ moteur}} > W_{c \text{ véhicule}}$$

c'est-à-dire : $I_m N^2 \text{ régime} > I_v N^2 \text{ roue}$

$$\frac{I_m N^2 \text{ régime}}{I_v N^2 \text{ roue}} > 1$$

posons $\frac{I_v}{I_m} = k^2 \gg 1$ l'inertie du véhicule est nettement supérieure à l'inertie du moteur, du fait que l'on a recherché l'encombrement mini pour celui-ci.

N^2 régime

$$\frac{N^2 \text{ régime}}{k^2 N^2 \text{ roue}} > 1$$

| |
|---|
| $\frac{N \text{ régime}}{N \text{ roue}} > k \gg 1$ |
|---|

Cette condition impose la réduction de la vitesse de rotation des roues motrices par rapport à l'arbre moteur.

b) Deuxième condition -

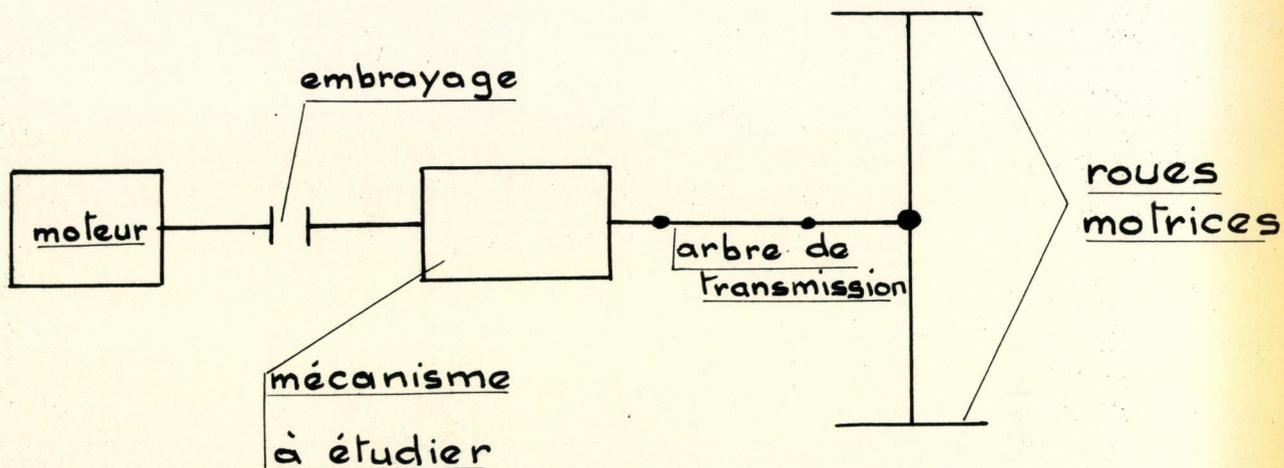
Couple du moteur sensiblement constant dans plage $N \text{ régime} \pm \Delta N$ - rechercher la possibilité d'avoir un fonctionnement optima pour le moteur (\checkmark l'allure du véhicule et les conditions de déplacement). Pour cela, nécessité de plusieurs paliers de vitesses du véhicule par changement des rapports de réduction successifs

$$k_1 > k_2 > k_3 > \dots > k_u > k$$

- c) Troisième condition - possibilité de changement de sens de rotation de l'arbre de transmission.

Ces trois conditions imposent la nécessité d'un mécanisme répondant à ces besoins.

Chaine cinématique de transmission de puissance d'un véhicule automobile -



Exemple :

| | | | |
|----------|---|---|-------------|
| moteur | { | C_m $N \text{ régime } \pm \Delta N$ I_1 | $C_m > C_r$ |
| véhicule | { | C_r I_2 $N_{\text{roues}} : 0 \text{ départ} \longrightarrow N \text{ régime moteur}$ | |

- 1) prise directe -

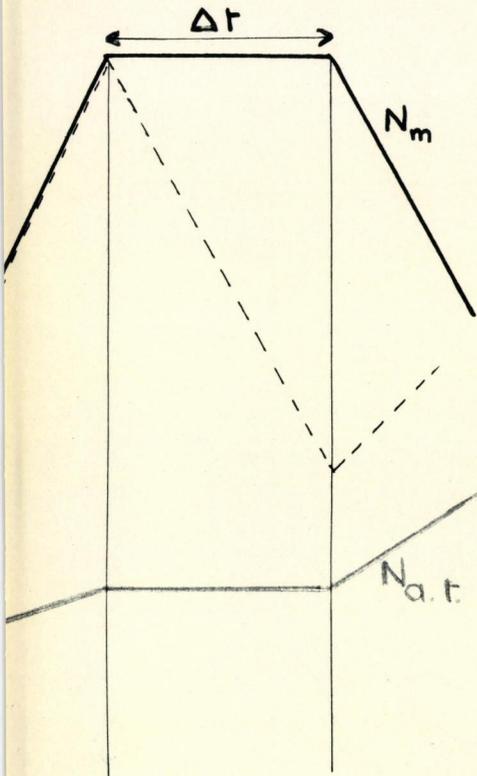
période d'embrayage : longue
vitesse fin d'embrayage faible
 η moteur faible
montée en vitesse longue et
 η faible.

2) par paliers successifs -

a) hypothèses simplificatrices

- période d'embrayage \ll temps de mise en vitesse
- néanmoins, nous la faisons figurer sur le graphique
- lors du changement de vitesse ① ② ③

- période de débrayage instantanée
- changement de vitesse arbre de sortie de l'embrayage change de vitesse dans un temps relativement court, car soumis à un couple frein d'un seul côté et son inertie est assez faible.
- embrayage (début)

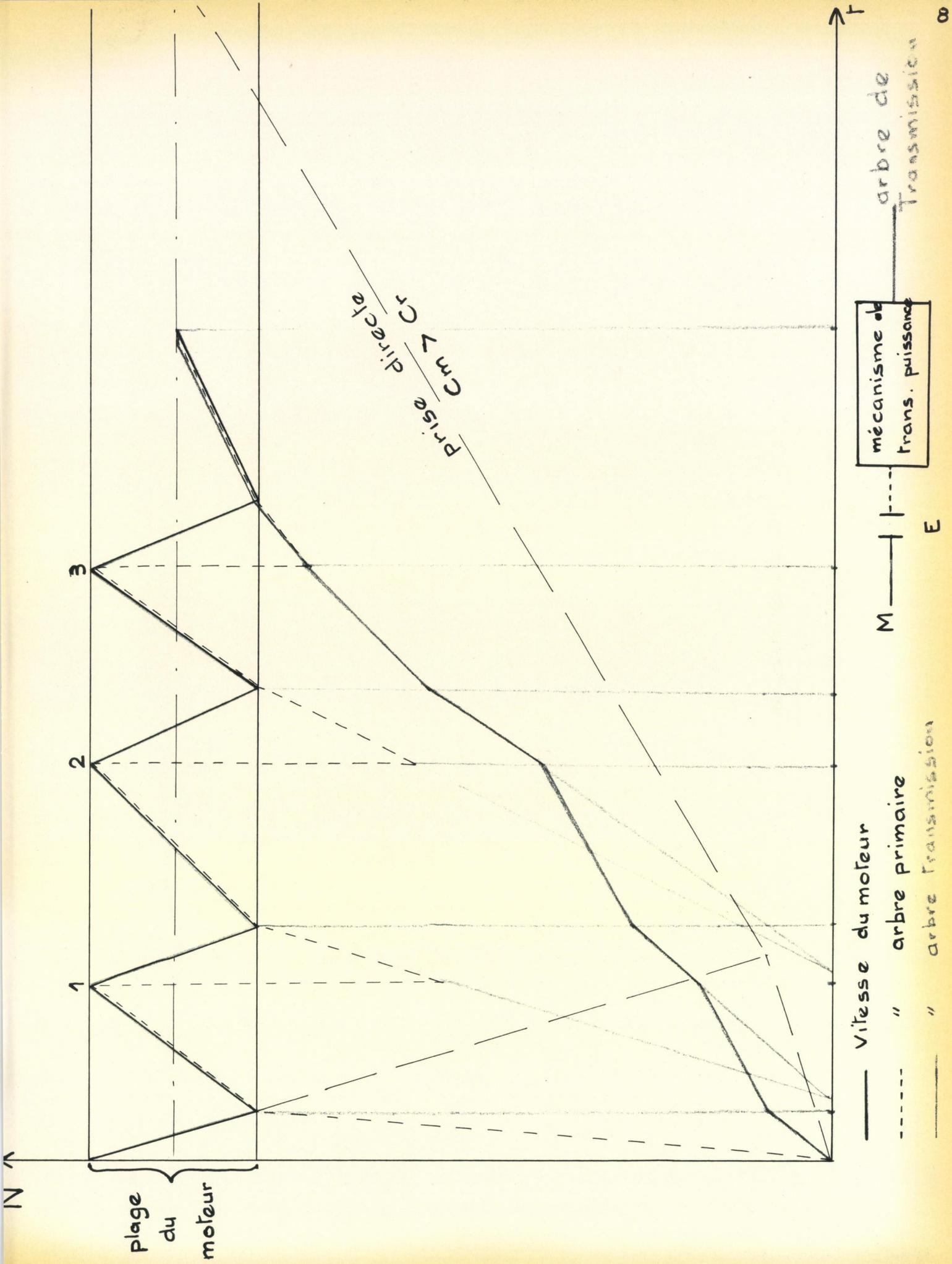


De plus on peut admettre que pendant cet intervalle de temps Δt il n'y a pas de variation des vitesses de rotation de l'arbre moteur et de l'arbre de transmission.

Ce qui nous intéresse c'est le phénomène global de variation N moteur et N arbre transmission comme pendant ce $\Delta t \ll T$ ils ne varient pas, (temps de mise en vitesse) nous ne le représenterons pas sur le graphique.

→ cela revient à faire $t = 0$

b) L'approximation du phénomène sera assez bonne, cet exemple ayant pour but essentiel de mettre en évidence la nécessité de plusieurs vitesses, pour avoir le η moteur maxi quelque soit la vitesse de déplacement du véhicule.

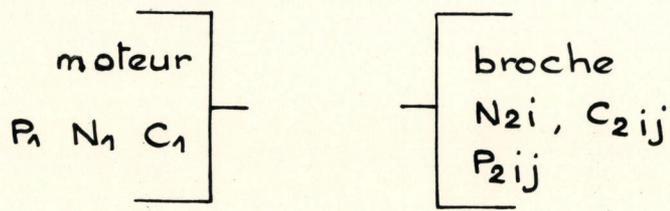


II - ETUDE GENERALE DU PROBLEME

1 - Données pour chaque cas particulier -

Nous distinguerons deux grands types de boites de vitesses.

a) Machines-outils.



$1 < i < n$

C_{2ij} = couple dû à l'effort de coupe, vitesse i et condition de coupe j

Un moteur dit "économique" : électrique dans la plupart des machines modernes, fournit une puissance P_1 et un couple C_1 à sa vitesse de régime N_1 .

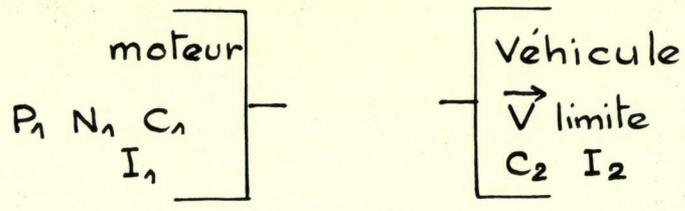
Caractéristiques du moteur - plage de vitesse $N_1 \pm \Delta N_1$

- couple moteur $C_1 = f(N_1)$
variable et fonction de la différence de potentiel que l'on applique entre ses bornes.

Caractéristiques de la machine -

La machine doit pouvoir tourner à \neq vitesses et fournir un couple C_{2ij} variable suivant la vitesse i choisie.

b) Véhicule automobile -



Caractéristiques du moteur { plage de vitesse $N_1 \pm \Delta N_1$
couple moteur : constant

Caractéristiques du véhicule : variables suivant l'emploi auquel il est destiné. Nous reviendrons plus en détail sur ce point dans l'étude de l'échelonnement des vitesses.

2 - Fonctions à assurer par l'objet -

1) Fonctions directes -

- > transformation de vitesse avec transmission de puissance $N_1 \rightarrow N_2 i$
- > changement de vitesse $N_2 i \rightarrow 1 < i < n$ avec possibilité de renversement de marche.
Ceci pouvant être réalisé soit : 1) à l'arrêt
2) en marche.
- > jouer le rôle d'appui $\vec{C}_1 + \vec{C}_2 \neq 0$
positionnement dans l'espace.
- > protection :
du mécanisme contre les agents extérieurs (atmosphère corrosive pouvant détériorer le mécanisme).
des opérateurs contre une rupture d'organe en mouvement.

2) Fonctions indirectes -

- > guidage des arbres et positionnement du système de changement de vitesse.
- > graissage
- > étanchéité

3 - Exigences et critères -

a) cinématiques

- 1) nécessité d'homocinétisme -
à $N_1 = \text{constante} \rightarrow N_2 i = \text{constante}$
- 2) le rapport de réduction prenant plusieurs valeurs $K_i = \frac{N_1}{N_2 i}$ ($1 < i < n$), la réalisation exacte de toutes ces valeurs est, en général, impossible à obtenir aussi on se contente d'un rapport approché de 2 à 5% pour avoir le même module des différentes roues.

.../

3) échelonnement des vitesses -

a) en machines-outils

Si les nombres de tours de la broche forment une série $u_1, u_2, u_3 \dots u_{j-1}, u_j \dots u_z$

la vitesse de coupe v la plus avantageuse satisfait aux

inégalités $\frac{\pi d u_j}{60} < v < \frac{\pi d u_{j+1}}{60}$ où u_j et u_{j+1} sont

les nombres voisins de la série. A la condition que l'on prenne pour le travail la valeur qui est la plus rapprochée de v , on aura la différence maxi (Δv) maxi entre

v théorique et v effective $\rightarrow v_j$ ou v_{j+1} quand v eff.

se situe exactement au milieu des valeurs $\frac{\pi d u_j}{60}$ et

$$\frac{d u_{j+1}}{60}$$

$$v = \frac{\pi d}{60} \left(\frac{u_j + u_{j+1}}{2} \right)$$

$$(\Delta v_j) \text{ maxi} = \frac{\pi d}{60} \left(\frac{u_{j+1} - u_j}{2} \right) = \frac{u_{j+1} - u_j}{u_{j+1} + u_j} v$$

ceci montre que la déviation maxi de la vitesse de coupe v la plus avantageuse est indépendante de la constitution de la série et proportionnelle à v

en posant $q = \frac{u_{j+1}}{u_j}$ (Δv_j) maxi = $\frac{q - 1}{q + 1} v$

on remarque :

1) Δv_j augmente quand q augmente.

2) la plus grande perte de vitesse de coupe aura lieu pour l'intervalle où q aura la plus grande valeur.

Pour que l'on ait (Δv) maxi égal pour tous les intervalles de la série, il faut que q soit constant pour tous les intervalles.

Les vitesses sont en progression géométrique -

La perte relative maxi ($\frac{\Delta v}{v}$) maxi, commise en remplaçant une vitesse désirée par une vitesse voisine fournie par la boîte aura pour valeur :

$$\left(\frac{\Delta v}{v} \right) \text{ maxi} = \frac{q - 1}{q + 1} = \text{constante tout le long de la série.}$$

la raison q de la progression géométrique aura des valeurs normalisées prises dans la série Renard

NF X 01.001 -

($q = 1,06 ; 1,12 ; 1,19 ; 1,26$ etc...)

b) en automobiles -

Suivant le type de véhicule auquel on aura à faire, l'échelonnement des vitesses et leur nombre ne seront pas les mêmes - Avant de citer les différents types de véhicules avec leurs problèmes propres à chacun, étudions la première vitesse.

La première vitesse doit être telle que la voiture :

- 1) puisse pratiquement gravir les pentes les plus dures qu'elle ait à rencontrer dans la zone d'utilisation prévue (25 % maxi en FRANCE).
- 2) pour une question d'embrayage au démarrage en ville (échauffement mini dû au frottement).

TYPES DE VEHICULES -

- 1) Voiture de sport - Elle doit être toujours utilisée à un régime déterminé pour avoir en permanence la puissance maxi du moteur - Plus le moteur est poussé, plus il faut de combinaisons de vitesses car la plage de régime est assez courte (moteur à très haut régime).

Recherche de performances -

- 2) Voiture de tourisme -

Ici l'on recherchera le minimum de consommation pour le moteur. La puissance maxi du moteur n'est utilisée que pour la mise en vitesse du véhicule. En général, on rencontrera quatre vitesses (la quatrième étant la prise directe) ou une surmultipliée.

Chaque fois que l'on n'a pas à utiliser la puissance maxi du moteur (parcours en palier ou légère descente), on a intérêt à réduire le régime du moteur tout en conservant la même allure. Le rendement du moteur sera moins bon mais, à vitesses égales, la consommation sera nettement inférieure en utilisant une vitesse surmultipliée que l'on appelle "vitesse économique".

- 3) Véhicule de transport -

On peut faire un parallèle avec les voitures de sport en raisonnant sur l'énergie cinétique du véhicule. Alors que pour les voitures de sport:

$$V \text{ prépondérant dans } W = \frac{1}{2} MV^2$$

pour les véhicules de transport :

$$M \text{ prépondérant dans } W = \frac{1}{2} MV^2$$

A égalité d'énergie cinétique, on peut en déduire si le moteur est identique dans les cas qu'il faudra autant de vitesses dans chacun des véhicules l'un pour une question de performance \vec{V} maxi l'autre pour la mise en vitesse dans les meilleures conditions possibles.

On utilise une vitesse surmultipliée pour une question d'économie, souvent pour les véhicules de transport.

4) Véhicule de montagne (tourisme) -

Genre tourisme de plaine sans vitesse surmultipliée,

- la résistance au déplacement étant fonction de la pente : plus la pente sera importante, plus les rapports de réduction seront grands.

Même nombre de vitesses, prévoir vitesse supplémentaire "prise directe ou surmultipliée" au cas où ce véhicule devrait circuler en plaine occasionnellement.

5) Véhicule tous terrains -

Les tracteurs et les chars d'assaut, les bulldozer doivent vaincre des résistances à l'avancement très élevées et très variées qui se présentent en tous terrains. Entr'autre ils sont appelés à se déplacer également sur les routes - ce qui entraîne une multiplicité de vitesses appropriées pour le bon fonctionnement du moteur.

b) Dynamiques -

$$C_1 W_1 + C_2 W_2 = 0 \text{ théoriquement -}$$

Mais, à cause des résistances au mouvement (résistances passives), la puissance $P_1 = C_1 W_1$ est plus grande que $P_2 = C_2 W_2$ - Le rapport de ces deux puissances caractérisera le rendement mécanique :

$$= \frac{P_2}{P_1} = \frac{C_2 W_2}{C_1 W_1} = \frac{\text{puissance utile sur l'arbre de sortie}}{\text{puissance fournie sur l'arbre d'entrée}}$$

.../

c) Géométriques -

Les arbres d'entrée et de sortie du mécanisme sont positionnés dans l'espace - Leur position relative peut être celle :

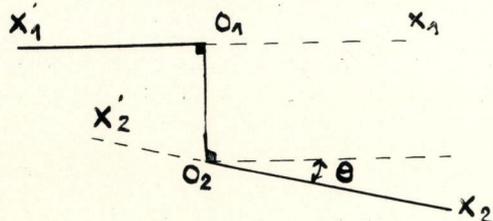
1) de 2 arbres quelconques

$$O_1 O_2 = d$$

$$(x'_1 x_1, x'_2 x_2) = \theta$$

avec , en cas particulier

$$\theta = \frac{\pi}{2}$$



2) de 2 arbres concourants

$$O_1 O_2 = 0 \quad (x'_1 x_1, x'_2 x_2) = \theta$$

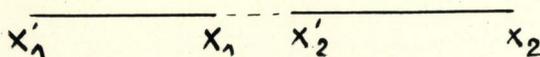
cas particulier $\theta = \frac{\pi}{2}$

3) de 2 arbres parallèles -

a) co axiaux

$$\theta = 0$$

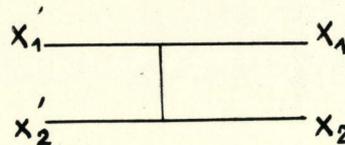
$$d = 0$$



b) non confondus

$$\theta = 0$$

$$O_1 O_2 = d \neq 0$$



d) Encombrement -

Le volume du mécanisme devra être contenu dans l'espace libre existant entre le moteur et la machine (machine outils) et ne pas gêner les éléments auxiliaires (véhicules automobiles) - Dans chacun des cas, on recherchera à diminuer l'encombrement.

e) Prix de revient -

Ce facteur est l'un des plus importants sinon le plus; c'est lui qui conditionnera l'importance, la qualité et l'esthétique dans le cas d'un mécanisme visible -

Au sujet de la concurrence commerciale, le prix de revient dépendra :

- de la complexité du mécanisme
- du volume et des matériaux utilisés
- de la fabrication

f) Entretien -

Le mécanisme devra être d'un accès aisé pour les vérifications périodiques et permettre le démontage, remontage d'un élément très facilement, sans devoir démonter le tout ; de plus, on doit pouvoir procéder à certains réglages (exemple : réglage de deux roulements à rouleaux coniques).

g) Sécurité -

Elle doit être absolue c'est-à-dire pas de risque de rupture en cas de surcouple accidentel et pour les organes d'assemblage, de fixation, aucun démontage accidentel : freinage absolu.

Il y a aussi la sécurité des opérateurs envers le mécanisme (^{prise} ~~prise~~ d'organe en mouvement) et eux-mêmes en leur évitant de faire une fausse manoeuvre par manque d'attention.

h) Poids -

Dans le cas d'installations statiques, le poids n'a pas grande importance mais, lorsqu'il y a mouvement (automobile, aviation, etc..), le poids $P = mg$ caractérisant à un facteur K près l'inertie du mécanisme, pourra créer des forces d'inertie perturbatrices et des effets gyroscopiques plus ou moins importants selon le mécanisme.

i) Esthétique -

Ce critère n'aura d'importance que dans le cas d'un mécanisme visible à l'oeil, il devra alors posséder des formes harmonieuses qui attirent l'attention.

3. ANALYSE FONCTIONNELLE

I - GENERALITES -

a) Définitions

→ 1) Mécanisme : ensemble de pièces ou d'organes permettant :

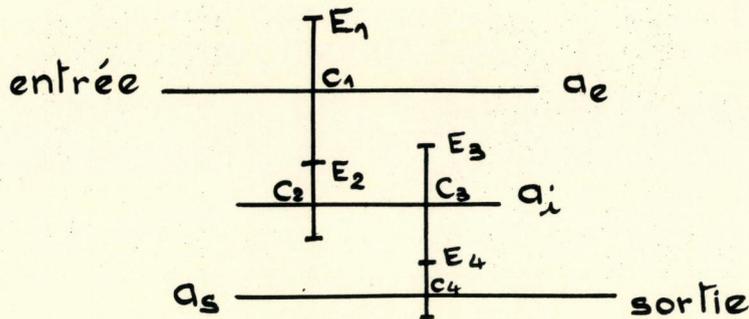
→ transmission de puissance $\begin{matrix} \rightarrow & & \rightarrow \\ C_1 & \rightarrow & C_2 \\ \omega_1 & \rightarrow & \omega_2 \end{matrix}$

→ transformation de mouvement circulaire en mouvement rectiligne $\begin{matrix} \rightarrow & & \rightarrow \\ \omega_1 & \rightarrow & \vec{V}_2 \\ C_1 & \rightarrow & F_2 \end{matrix}$

→ transmission d'effort

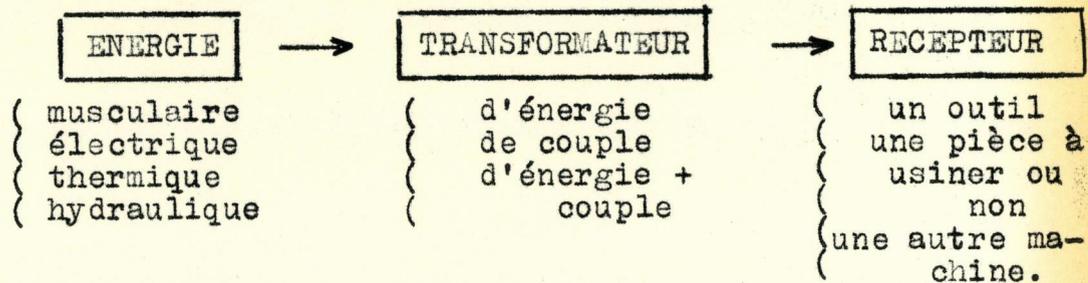
Exemple dans : Réducteur de vitesse (axes, clavettes, engrenages)

$C_1 \rightarrow C_2$
 $\omega_1 \rightarrow \omega_2$

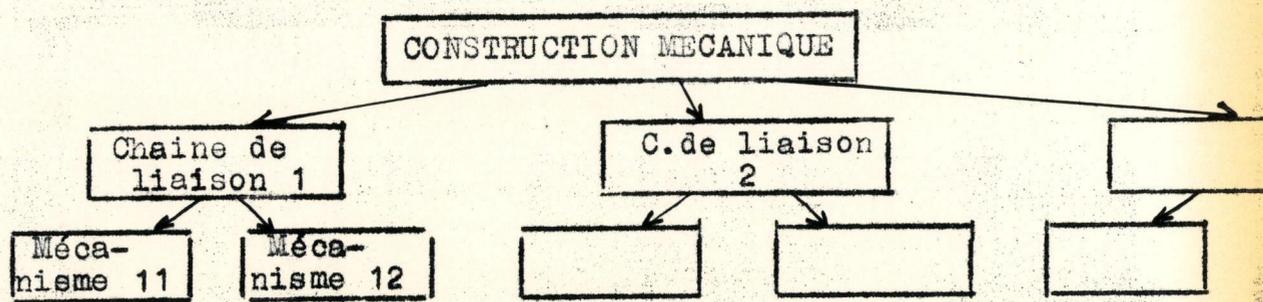


→ 2) Chaîne de liaison : ensemble de mécanismes répondant à une fonction bien déterminée.

SCHEMA D'UNE CHAINE DE LIAISON



→ Construction mécanique doit être conçue pour satisfaire à un besoin - Elle est déterminée par les différentes fonctions qu'elle doit remplir pour être apte à l'emploi envisagé.



Exemple : BICYCLETTE

| | | |
|---|--|--|
| <u>But recherché</u> : se déplacer sur une surface (en étant toujours en contact avec elle) (fonction principale) | | |
| <u>Fonctions à réaliser</u> | 1) déplacement suivant direction fixe | 2) possibilité de changement de direction |
| <u>Chaines de liaison</u> | <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block; margin-bottom: 5px;">énergie musculaire</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block; margin-bottom: 5px;">pédalier pignons + chaîne</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">roue arrière</div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block; margin-bottom: 5px;">énergie musculaire</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block; margin-bottom: 5px;">guidon, fourche</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">roue avant</div> |
| <u>Mécanismes</u> | <u>1 seul</u> comprenant : pédalier, pignons chaîne, roue arrière | <u>1 seul</u> guidon, fourche roue avant |

b) Conditions de bon fonctionnement d'un mécanisme -

Les différentes pièces composant un mécanisme sont reliées entr'elles par des dispositions constructives appelées "joints"

→ fixes 0 degré de liberté de mouvement entre 2 pièces adjacentes.

→ mobiles 1 ou plusieurs degrés de liberté de mouvement bien déterminé.

A chaque joint correspond un couple de surfaces conjuguées appelées surfaces de liaison assurant le positionnement relatif des pièces.

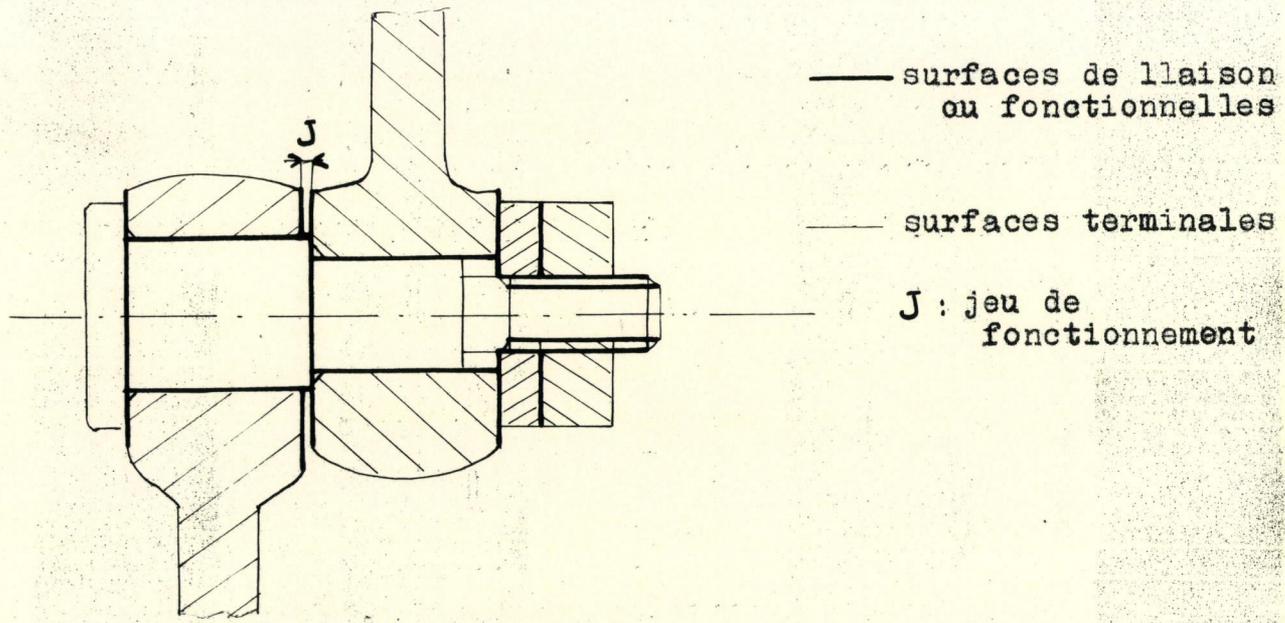
Pour des questions de montage, de réglage, d'étanchéité on prévoit des dispositions constructives annexes.

Exemple boîte à roulements sur carter
(montage, réglage)

Position des surfaces terminales (n'assurant pas le positionnement)

déterminée par la forme et la position relative des surfaces de liaison. Elles répondent aux critères de fabrication esthétique, résistance.

Exemple articulation L (système bielle manivelle)



Pour chaque mécanisme, le fonctionnement correct des différents organes imposera des exigences fonctionnelles : jeux de bon fonctionnement.

II - CRITERES DE BASE à respecter en C.M. -

- 1) → RDM (statique dynamique)
 - (limiter les déformations)
 - (résistance aux agents extérieurs (corrosion, frottement))

d'où choix des matériaux, épaisseurs mini, sections et moments d'inertie de ces sections.
- 2) Mode d'obtention du brevet
- 3) Simplicité constructive, rigueur du positionnement
- 4) Prix de revient
- 5) Usinage
- 6) Montage, démontage
- 7) Esthétique
- 8) Graissage, étanchéité
- 9) Etude (plus ou moins longue) .

III - ANALYSE FONCTIONNELLE -

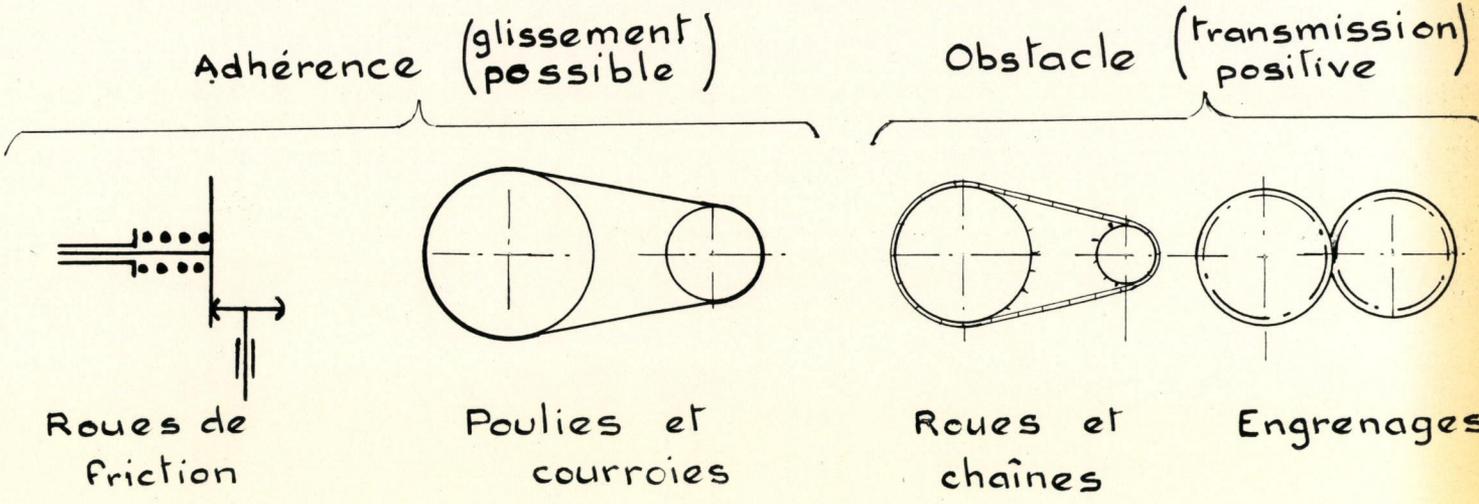
- a) But
 - 1) rechercher les différents mécanismes possibles pour une construction mécanique donnée.
 - 2) faire un choix parmi les combinaisons de solutions d'ensemble en respectant les critères de base.

- b) Solution technique
 Compromis entre les solutions possibles répondant aux différentes fonctions à remplir et respectant les critères de base.

- c) Marche à suivre ou Plan d'étude -
 - 1) Représenter la chaîne cinématique ou le cycle d'évolution.
 - 2) Rassembler les fonctions à assurer par l'objet.
 - 3) Donner les conditions pour la réalisation selon la fonction (sans détailler) ;
 à chaque fonction \iff 1 condition à remplir
 problème: réalisation matérielle.
 - 4) Chaque condition \longrightarrow 1 ou plusieurs solutions partielles (classiques ou originales)
 - 5) Rechercher les incompatibilités :
 - directes : pour un même problème
 - indirectes : pour problèmes différents
 - 6) En partant d'un ou plusieurs problèmes de base (critères), on bâtit une ou plusieurs solutions d'ensemble.
 - 7) Faire un schéma fonctionnel primitif.
 - 8) Pour chaque solution partielle, rechercher plusieurs solutions constructives.
 - 9) Les combinaisons des différentes solutions constructives donnent les réalisations définitives possibles d'où plusieurs schémas fonctionnels définitifs.
 - 10) Choix de l'une d'entr'elles.

4. ETUDE CINEMATIQUE

Le problème de transmission de puissance avec transformation de vitesses sera conditionné par le volume de l'espace libre, c'est pourquoi de tous les éléments de réduction ou multiplication



nous n'emploierons que les engrenages lorsque l'encombrement doit être le plus réduit possible.

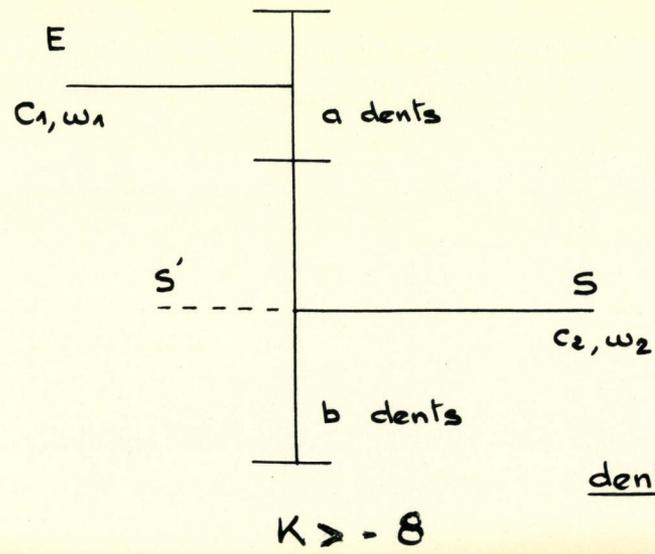
Rappel des éléments de réduction ou multiplication entre 2 arbres (suivant leur position relative) -

Les axes des arbres peuvent être soit fixes ou mobiles dans l'espace suivant une loi déterminée.

1) Les axes sont fixes -

train simple → définition : ensemble de 2 roues dentées engrenant ensemble d'une façon continue ou discontinue.

→ engrenage cylindrique (à denture extérieure) axes parallèles -



$$\omega_1 \cdot a = - \omega_2 \cdot b$$

$$\omega_2 = - \omega_1 \frac{a}{b}$$

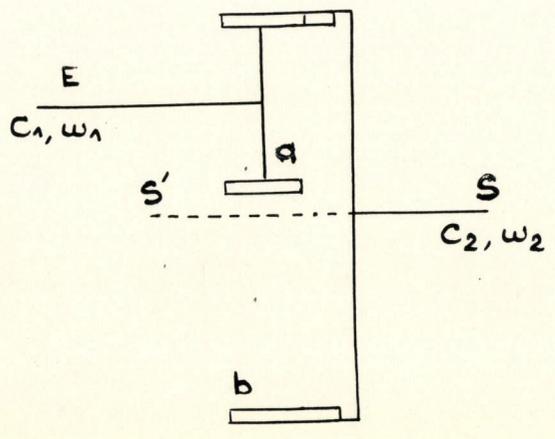
$$K = - \frac{b}{a} < 0 \quad K < -1 \text{ réduction}$$

$$-1 < K < 0 \text{ multiplication}$$

$\eta = 95 \text{ à } 99 \%$ suivant la qualité des guidages

denture : droite, hélicoïdale, chevron
poussée axiale

- engrenage cylindrique (à denture intérieure) - axes parallèles -



$$\omega_1 a = \omega_2 b \quad \omega_2 = \omega_1 \frac{a}{b}$$

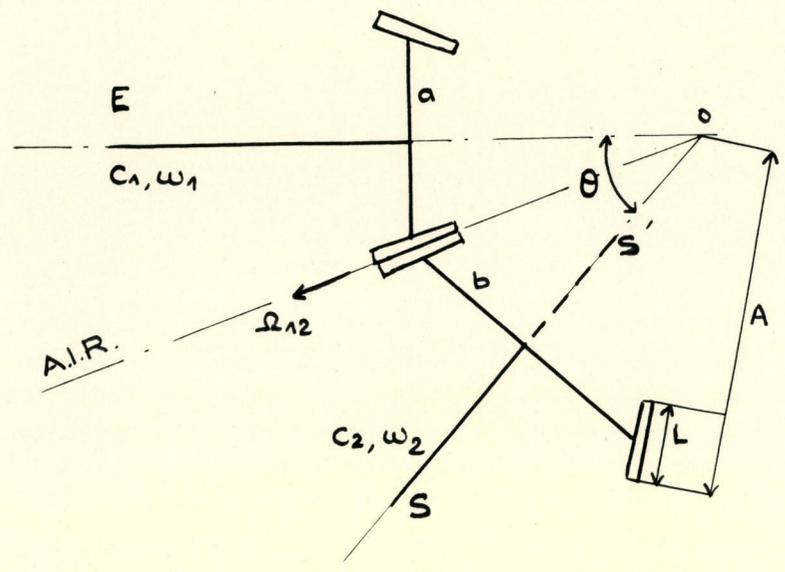
$$K = \frac{b}{a} > 0$$

encombrement diamétral faible

bon rendement

$$K < 10$$

- engrenage conique (contact toujours extérieur) - axes concourants -



$$\vec{\Omega}_{12} = \vec{\omega}_{10} + (-\vec{\omega}_{20})$$

$$|\omega_2| = |\omega_1| \frac{a}{b}$$

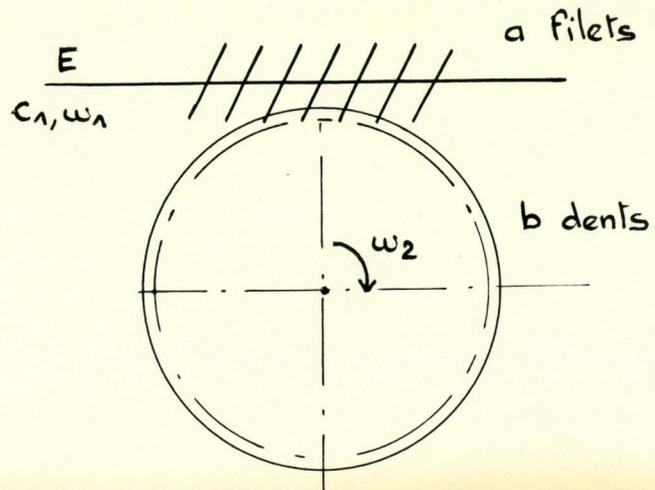
$$K = \frac{b}{a} \quad K < 9$$

$$C_2 = C_1 K \text{ au } \eta \text{ près}$$

$$L = \frac{A}{3} \text{ (taillage)}$$

très bon rendement

- roue et vis sans fin - axes perpendiculaires non concourants -



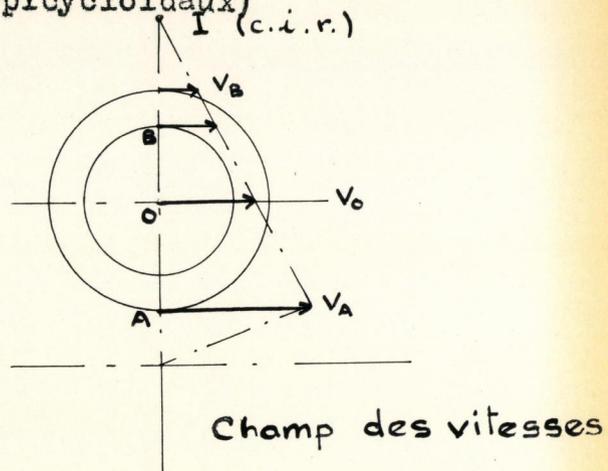
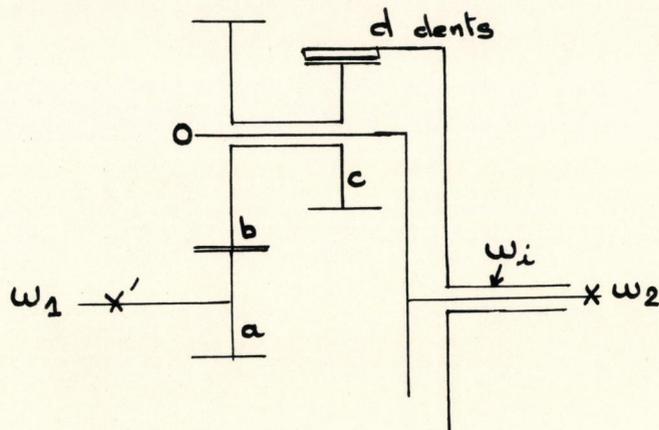
$$|\omega_2| = |\omega_1| \frac{a}{b}$$

$$K = \frac{b}{a} \quad K < 50$$

$C_2 \neq C_1 K$ à cause du rendement

$$\eta < 95\%$$

2) Les axes sont mobiles (trains épicycloïdaux)



Composition du Train

- planétaire de base a dents ω_1 rotation autour d'un axe fixe
- planétaire d'appui (couronne) d " ω_i " "
- porte - satellite(s) ω_2 " "
- ↳ sur lequel sont fixés les axes des satellites
- satellite(s) b etc dents rotation autour d'axes mobiles

Relation liant $\omega_1, \omega_2, \omega_i$

→ méthode de Willis on communique à l'ensemble de tous les éléments une vitesse d'entraînement de $(-\vec{\omega}_2)$ portée par $x'x$.

la nouvelle vitesse du porte satellites sera: $\omega_2 - \omega_2 = 0$

" " d'entrée: $\omega_1 - \omega_2$

" " de sortie: $\omega_i - \omega_2$

On a alors 2 trains d'engrenages à axes fixes

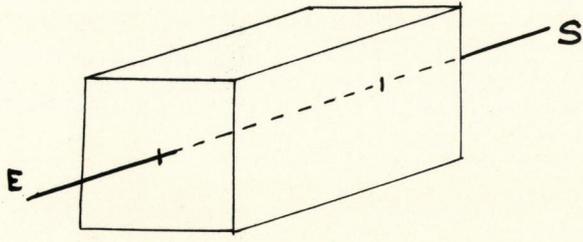
$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_i - \omega_2} = - \frac{bd}{ac}$$

$$\omega_2 = f(\omega_1, \omega_i, a, b, c, d)$$

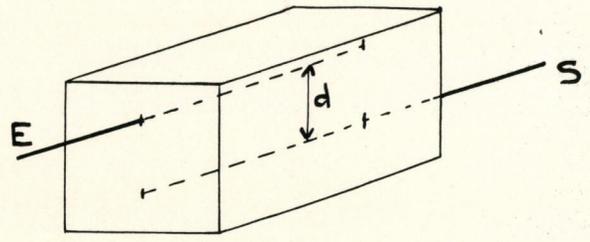
→ méthode de la cinématique du solide
champ des vitesses

Chaînes cinématiques -

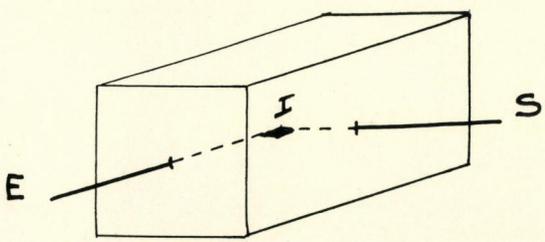
Elles sont de 4 types suivant la position relative des arbres d'entrée et de sortie du mécanisme.



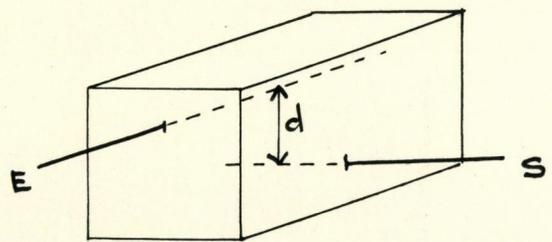
arbres coaxiaux



arbres // $d \neq 0$



arbres \perp concourants

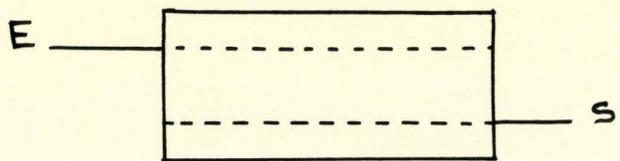


arbres \perp $d \neq 0$

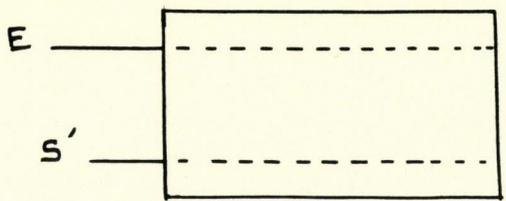
Recherche des possibilités offertes par la combinaison des éléments de réduction ou multiplication.

1) Arbres d'entrée et de sortie parallèles non concourants

— au minimum, nous devons avoir deux arbres pour transformer une vitesse en une ou plusieurs autres vitesses.



2 possibilités de sortie S ou S'



Systeme de base -

définition ensemble de plusieurs trains d'engrenages montés sur arbres parallèles - les rapports des différents trains formant une progression géométrique

$$a, aq, aq^2, aq^3 \dots$$

la longueur des arbres entre paliers est limitée à :

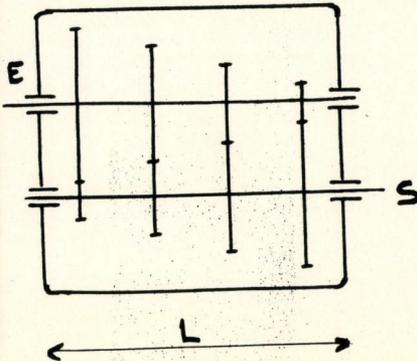
$$L_{cm} = 110 \sqrt[3]{d_{cm}}$$

le nombre de trains est de ce fait limité ; de plus, il dépend de la largeur des dentures, du système de manoeuvre et du couple à transmettre

soit : n le nombre de trains d'un système de base on aura :

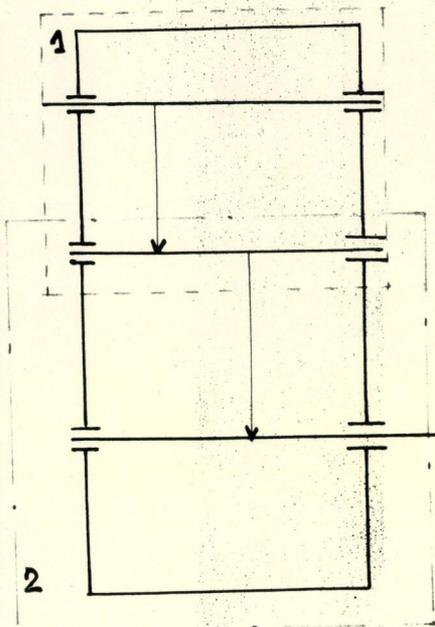
n possibilités de vitesses pour l'arbre de sortie en progression géométrique.

2n roues dentées (denture droite
denture hélicoïdale -



cas de 3 arbres parallèles -

a) les arbres sont dans un même plan -



Ceci est identique au groupement en parallèle de deux systèmes de base ayant un arbre commun.

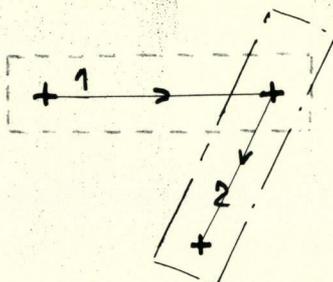
1er système n_1 possibilités — n_1 vitesses en progression géométrique.

2ième système transforme chaque vitesse du système 1 en n_2 vitesses (si n_2 est le nombre de possibilités du 2ième système);

nous aurons alors : $n_1 \cdot n_2$ vitesses en progression géométrique

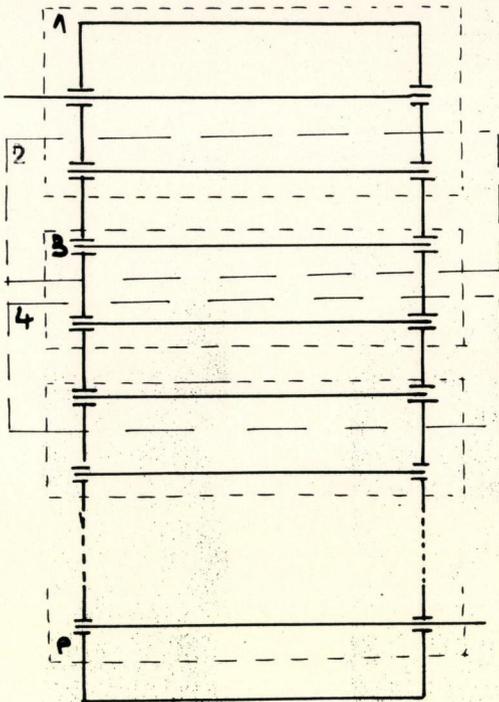
$$\underline{2n_1 n_2} \text{ roues}$$

b) les arbres sont dans des plans différents (2 à 2 dans même plan .)



Résultats inchangés. On a toujours 2 systèmes de base disposés différemment mais ayant toujours l'arbre intermédiaire en commun. Attention à l'interférence entre les roues du 1er et du troisième arbre.

- cas de $(p + 1)$ arbres en parallèles -

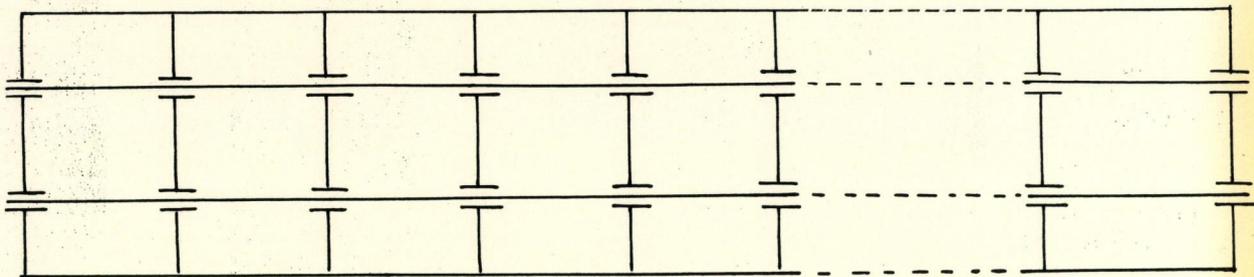


On peut généraliser à $(p + 1)$ arbres, on aura alors p systèmes de base groupés en parallèles, les arbres étant dans un même plan ou non, ce qui ne change pas le résultat final ;

si n_1, n_2, \dots, n_p sont les possibilités respectives du premier, deuxième, p ème système de base, nous aurons :

| | | | | | |
|-------|-------|-------|---------|-------|---------|
| n_1 | n_2 | n_3 | \dots | n_p | vitesse |
|-------|-------|-------|---------|-------|---------|

- groupement en série de 2 arbres -



m systèmes

On retrouve les mêmes résultats que dans le cas du groupement en parallèle.

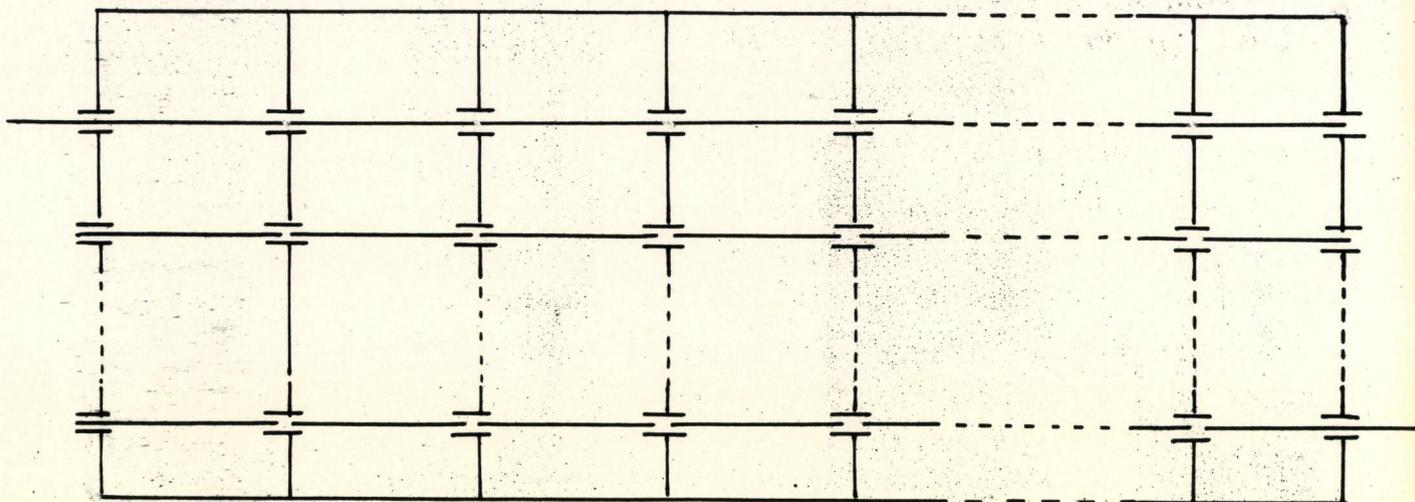
\underline{m} séries — \underline{m} systèmes de base de possibilités respectives

on aura :

| | | | | |
|-------|-------|---------|-------|---------|
| n_1 | n_2 | \dots | n_m | vitesse |
|-------|-------|---------|-------|---------|

— groupement en (m) série de (p + 1) arbres parallèles -
groupement mixte -

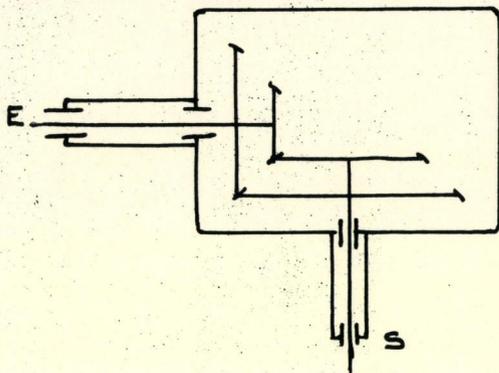
on aura alors : $n_1 n_2 n_3 \dots n_p \dots n_{2p} \dots n_{mp}$ vitesses



2 - Les arbres d'entrée et de sortie sont perpendiculaires et concourants -

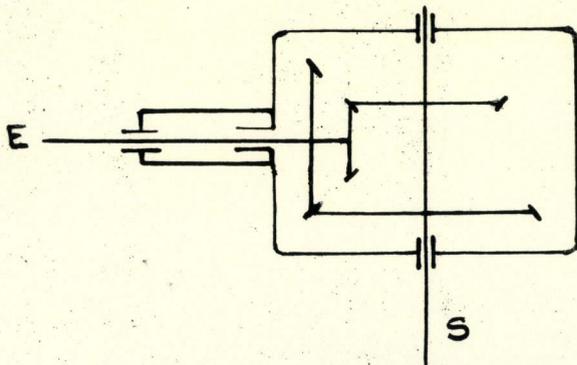
Nécessité d'un engrenage conique mini jouant le rôle de renvoi d'angle -

→ entre 2 arbres : 2 dispositions possibles



porte à faux des 2 arbres
 le nombre de pignons coniques est limité à 1 ou 2 sur chaque arbre

2 vitesses maxi

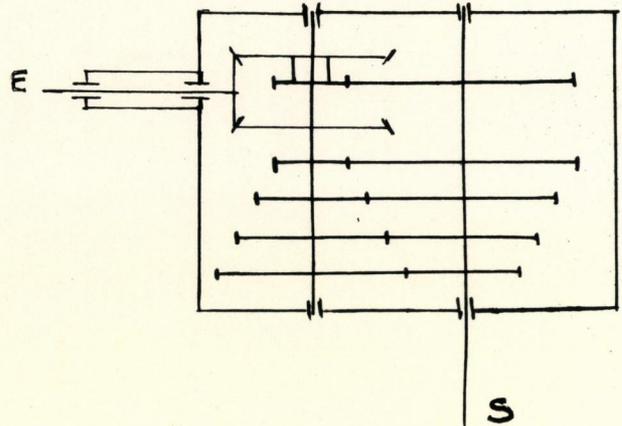
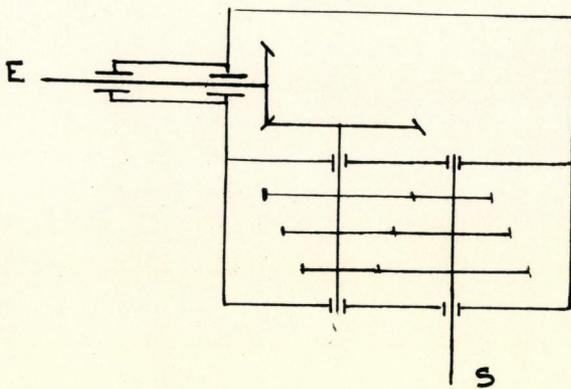


1 seul arbre en porte à faux.

2 vitesses ayant des sens de rotation différents.

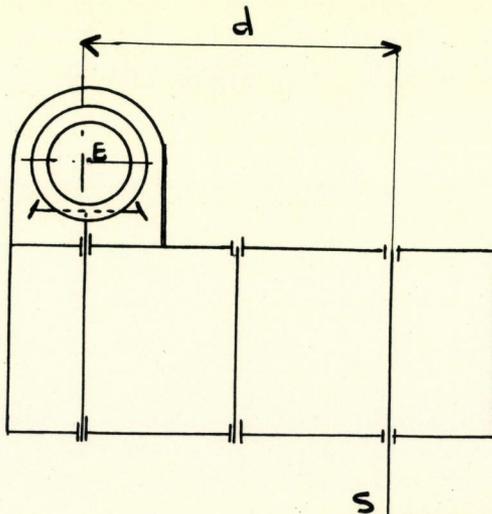
Ce dispositif peut être exploité dans le cas où l'on veut une rotation de l'arbre de sortie possible dans les 2 sens, sans changer le sens de l'arbre d'entrée.

- pour plus de 2 arbres, on peut juxtaposer à l'un des 2 renvois d'angle ci-dessus, suivant le cas, le groupement en série, ou parallèle, ou mixte (d'arbres parallèles) dans le plan des arbres du renvoi d'angle, ou s'arranger que le dernier arbre soit dans ce plan.



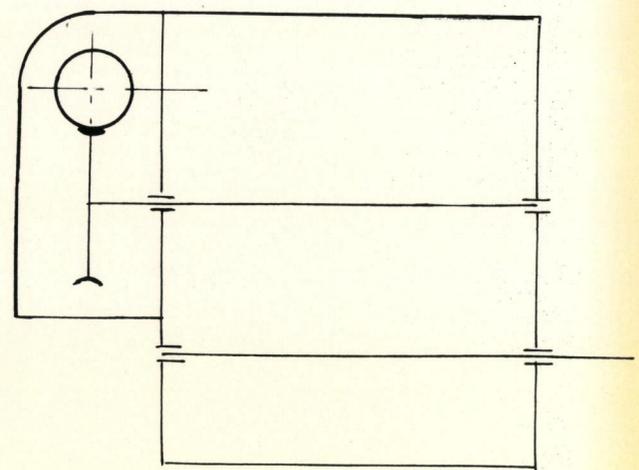
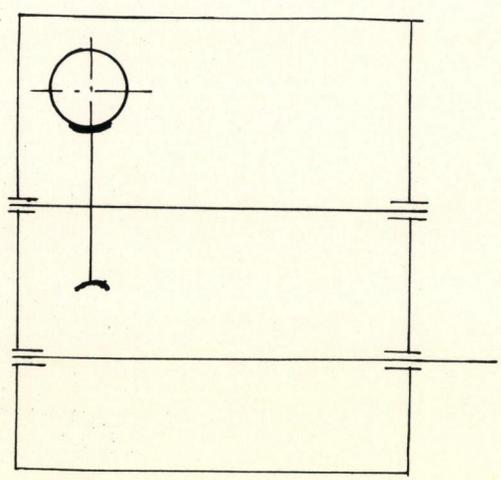
3- Arbres perpendiculaires (non concourants) -

- a) On peut adopter le renvoi d'angle et lui juxtaposer un groupement en série, ou parallèle, ou mixte (d'arbres parallèles) dans le plan perpendiculaire au plan des arbres du renvoi d'angle et passant par le deuxième arbre, ou s'arranger que le dernier arbre ne soit pas dans ce plan, mais à une certaine distance d imposée par la construction.



exemple

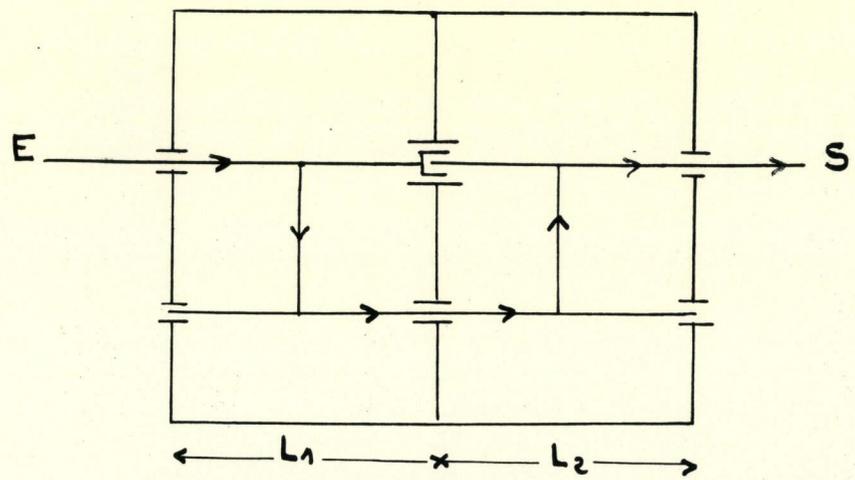
b) emploi du système roue et vis + groupement d'arbres parallèles -



4 - Arbres coaxiaux -

Les engrenages sont essentiellement droits ou hélicoïdaux.

→ 3 Arbres mini dont 2 coaxiaux et 1 parallèle aux 2 autres



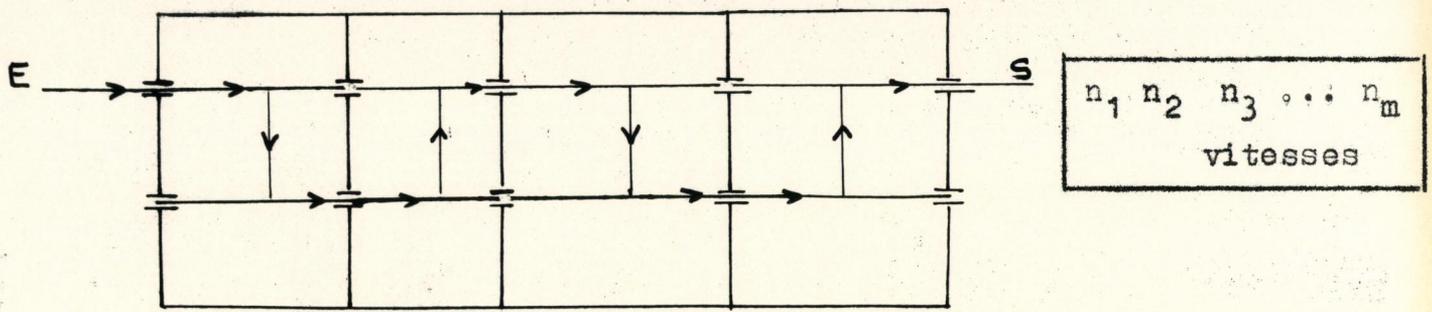
identique au groupement de 2 systèmes de base à (n_1 et n_2 possibilités) en série

n_1 n_2 vitesses

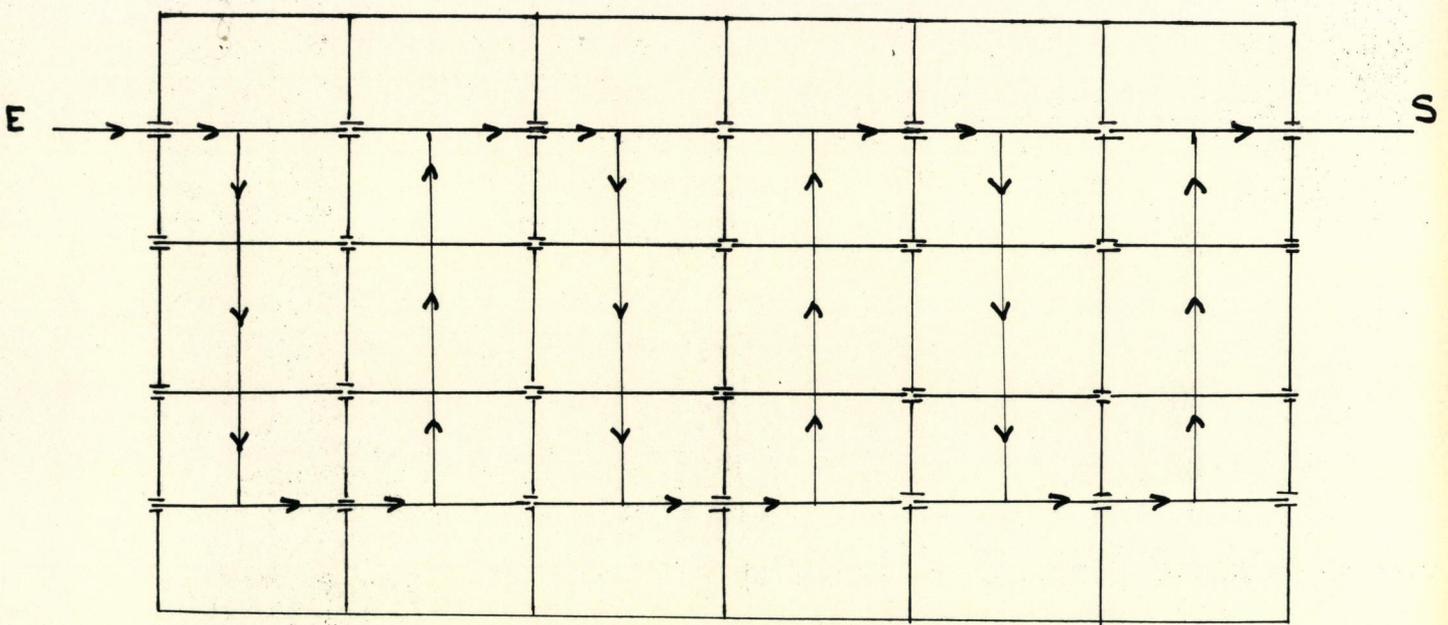
... /

→ → circuit de transmission de puissance

— groupement de 2 arbres // en m série
(m pair) → coaxialité des arbres

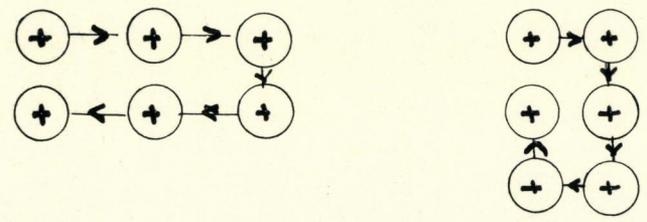


→ groupement de (p+1) arbres en m série (m pair)



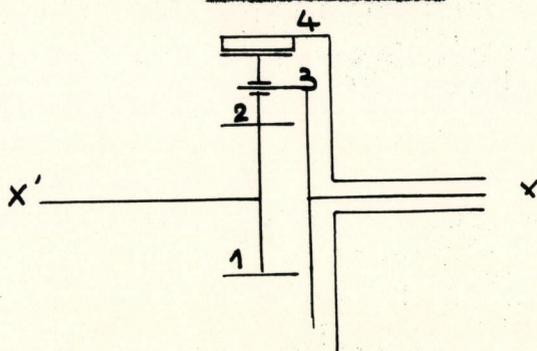
REMARQUE - les $(p+1)$ arbres peuvent être dans des plans différents pour réduire l'encombrement.

On est très vite limité par ce groupement dans des plans différents (les arbres étant parallèles), pour une question d'accessibilité au niveau des liaisons **roues** dentées / arbres



5 - Axes mobiles - Trains épicycloïdaux -

a) Train simple



Ce train se compose de 4 pièces mobiles, qui se meuvent chacune dans un plan perpendiculaire à l'axe X X'. Le mouvement étant plan et sachant qu'il faut 3 paramètres pour définir la position de chaque pièce, on aura :

$4 \times 3 = \underline{12 \text{ paramètres de position}}$

chacune des pièces 1, 2, 3, 4 étant guidée en rotation (couple rotoïde) → 1 seul degré de liberté ou 2 équations de liaison par pièce —
 → $2 \times 4 = 8 \text{ relations de liaison}$
 - - - - -

De plus :

roue 1 engrenant avec roue 2 → 1 relation supplémentaire
 " 2 " " 4 → 1 " "

En résumé :

12 paramètres de position } — le train est à
 10 relations entre ces paramètres } 2 degrés de liberté

Pour avoir transmission de puissance (couple rotoïde : 1 seul degré de liberté), il faut supprimer 1 degré de liberté.

SOLUTIONS

| Bloquer | Moteur | Résistant |
|---------|--------|-----------|
| 1 | 4 | 3 |
| 1 | 3 | 4 |
| 4 | 1 | 3 |
| 4 | 3 | 1 |

On peut aussi bloquer le porte-satellite 3, le train se comporte alors comme un réducteur normal. Dans la suite de l'exposé, pour garder le caractère "épicycloïdal", nous n'envisagerons pas le blocage éventuel du porte-satellite.

b) étude cinématique

$$\frac{N_1 - N_3}{N_4 - N_3} = - \frac{Z_4}{Z_1}$$

on a la possibilité de bloquer (1) ou (4) pour supprimer le degré de liberté surabondant :

→ (1) $N_1 = 0$ $\frac{0 - N_3}{N_4 - N_3} = \frac{Z_4}{Z_1}$ $\frac{N_4}{N_3} = \frac{Z_1 + Z_4}{Z_4}$

→ (4) $N_4 = 0$ $\frac{N_1 - N_3}{N_3} = \frac{Z_4}{Z_1}$ $\frac{N_1}{N_3} = \frac{Z_4 + Z_1}{Z_1}$

REMARQUE - Au lieu de bloquer 1 ou 4, on peut leur communiquer une certaine vitesse bien déterminée, soit :

pour (1) → $N_1 = N_3$ — $N_4 = N_3 = N_1$ } prise directe

→ $N_1 = N_4$ — $N_3 = N_4 = N_1$ }

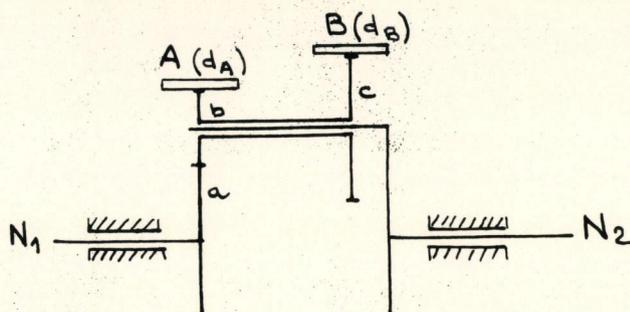
pour (4) → $N_4 = N_3$ $N_1 = N_3 = N_4$ } prise directe

→ $N_4 = N_1$ $N_3 = N_1 = N_4$ }

dans chacun des cas, en couplant 2 pièces (1), (3) ou (4) on obtient :

$N_{\text{sortie}} = N_{\text{entrée}}$ prise directe

au maximum 2 vitesses pour un train simple dont 1 vitesse prise directe.

b) Train composé

→ 2 satellites

→ possibilité au choix de 2 planétaires d'appui A ou B

Couronne **A** train simple
satellite B inutile

$$\frac{N_1 - N_2}{N_A - N_2} = - \frac{d_A}{a}$$

Couronne **B**

$$\frac{N_1 - N_2}{N_B - N_2} = - \frac{b \cdot d_B}{a \cdot c}$$

Possibilités de vitesses - le train est à 2 degrés de liberté (par rapport au train simple, on a 1 satellite en plus mais il a même vitesse angulaire que le premier satellite, ce qui introduit une relation de position supplémentaire donc : 2 degrés de liberté comme pour le train simple).

Nécessité de supprimer 1 degré de liberté → transmission de puissance

| | Couronne A | Couronne B | Vitesse | Remarque |
|---|-------------------|-------------------|------------------------------|--|
| 1 | Bloquée $N_A = 0$ | Bloquée $N_B = 0$ | $N_2 = 0$ arc-boutement | 0 degré de liberté, pas de transmission de puissance |
| 2 | " | libre | $N_2 = \frac{a + d_A}{a}$ | 1 degré de liberté |
| 3 | " | liée $N_B = N_2$ | $N_2 = 0$ arc-boutement | 0 degré de liberté |
| 4 | libre | bloquée $N_B = 0$ | $N_2 = \frac{ac + bd_B}{ac}$ | 1 " " |
| 5 | " | libre | $N_2 = 0$ | 2 " " |
| 6 | " | liée $N_B = N_2$ | $N_2 = N_1$ prise directe | 1 " " |
| 7 | liée $N_A = N_1$ | bloquée $N_B = 0$ | $N_2 = 0$ arc-boutement | 0 " " |
| 8 | " | libre | $N_2 = N_1$ prise directe | 1 " " |
| 9 | " | liée $N_B = N_2$ | $N_2 = 0$ arc-boutement | 0 " " |

4 vitesses dont 2 semblables (6) et (8)

CONCLUSION : 3 possibilités de vitesses différentes
dont 1 prise directe

Le nombre de vitesses étant limité à 2 pour un train simple et à 3 pour un train composé, oblige de coupler plusieurs trains si l'on désire un nombre supérieur de vitesses.

c) Couplage de 2 trains simples en série (T, T')

Les 2 trains ont même axe :

Composition - 8 pièces en rotation → 8 couples rotoïdes
8 degrés de liberté

4 appuis → 4 ^{relations} révélation de position
supprime: 4 degrés de liberté

pour permettre la transmission de puissance entre les 2 trains, il faut relier l'élément de sortie du premier train à l'élément d'entrée du deuxième train → joint fixe entre ces deux éléments supprimant 1 degré de liberté.

Reste 3 degrés de liberté = 8 - 4 - 1

Nécessité de supprimer 2 degrés de liberté pour avoir transmission de puissance.

REMARQUE - Aucune hypothèse n'est faite au sujet du choix des éléments reliés par joint fixe ;

cela pourra être ①, ③ ou ④ pour le premier train T
avec ①', ③' ou ④' pour le deuxième train T'

Types de couplage

1er type { - 1 pièce du premier train couplée avec 1 pièce du deuxième train (nécessaire pour transmission de puissance entre les deux)
- Bloquer 1 pièce sur chaque train (leur communiquer la vitesse 0 par rapport au bâti)

2ième type { - coupler 2 pièces de T avec 2 pièces de T'
- bloquer 1 pièce sur un train.

D) Recherche des différents couplages permettant d'avoir le plus de vitesses possibles

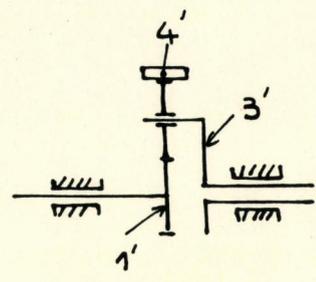
1) suivant le type 1

| | | |
|-------------|---|-----------------|
| sur train T | { | 1 pièce bloquée |
| ou | | 1 " motrice |
| train T' | | 1 " réceptrice |

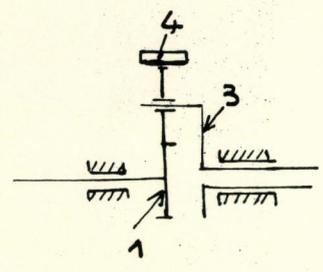
chaque pièce pouvant avoir ces trois états sauf pour le porte satellite : 2 seulement (ne peut être bloqué pour garder le caractère épicycloïdal).

12 solutions possibles

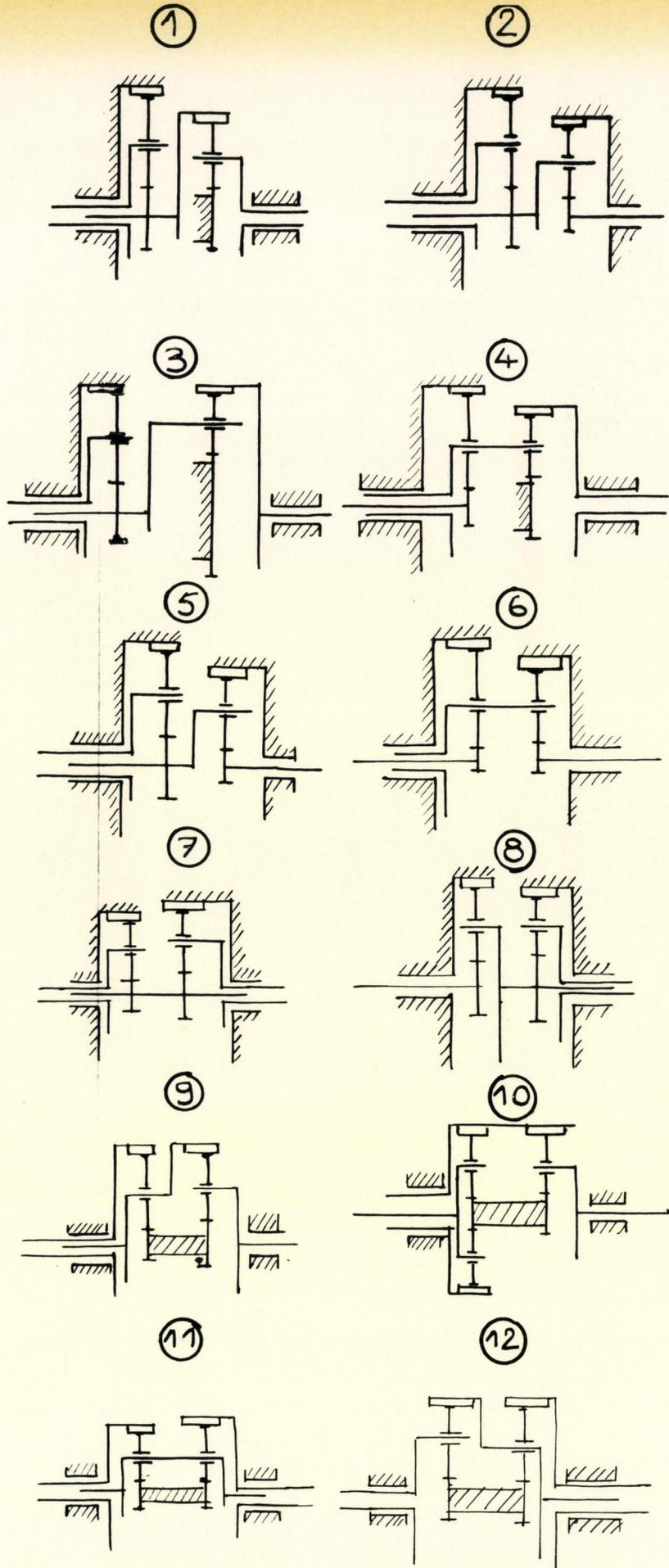
Tableau page 35



Train T'



Train T



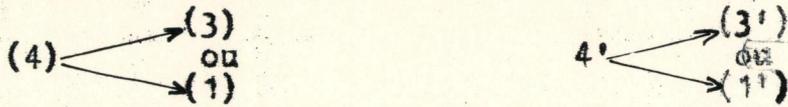
| | Bloquer | Moteur | Récepteur |
|----|---------|---------|-----------|
| | ↓ | ↓ | ↓ |
| 1 | 1 4' | 3 1' | 4 3' |
| 2 | 1 4' | 3 3' | 4 1' |
| 3 | 1 4' | 4 1' | 3 3' |
| 4 | 1 4' | 4 3' | 3 1' |
| 5 | 4 4' | 1 1' | 3 3' |
| 6 | 4 4' | 1 3' | 3 1' |
| 7 | 4 4' | 3 1' | 1 3' |
| 8 | 4 4' | 3 3' | 1 1' |
| 9 | 1 1' | 3 3' | 4 4' |
| 10 | 1 1' | 3 4' | 4 3' |
| 11 | 1 1' | 4 3' | 3 4' |
| 12 | 1 1' | 4 4' | 3 3' |

couplage -----

Au lieu de bloquer 1 pièce de chaque train, recherchons s'il est possible de leur communiquer une vitesse déterminée N_d à : $\begin{cases} 1 \text{ ou } 4 \text{ sur } T \\ 1' \text{ ou } 4' \text{ sur } T' \end{cases}$.

Pour une question d'accessibilité et de commande, on ne pourra pas en général, pour (1) ou (1') planétaires de base, leur communiquer une autre vitesse $N_{1,d}$, $N'_{1,d}$ autre que 0 (blocage) sinon au prix d'augmenter la complexité du mécanisme (ce qui est en contradiction avec l'un des critères de base).

Il sera plus commode de rendre solidaires les planétaires d'appui ou couronnes (4) ou (4') soit :



dans chacun des trains ce sera la prise directe.

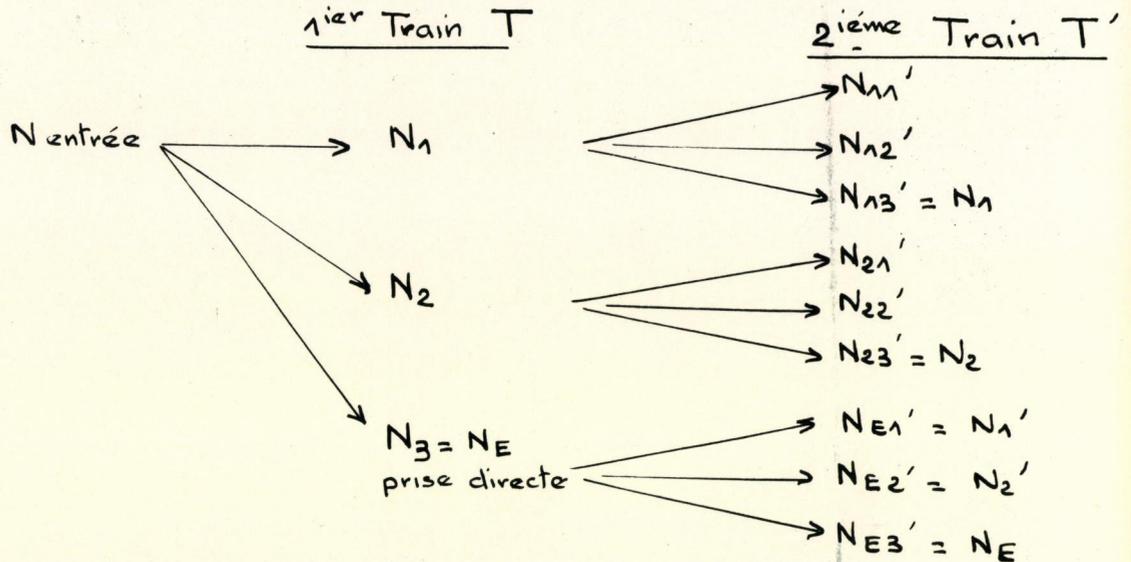
Nombre de vitesses données par les 12 solutions de couplage

| | ω_1 | ω_3 | ω_4 | ω'_1 | ω'_3 | ω'_4 | Possibilités | Vitesses |
|----|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|---|----------|
| 1 | 0 | | | | | 0 | $\omega'_4 \begin{cases} \rightarrow \omega_{3,1} \\ \rightarrow \omega_{1,3} \end{cases}$ | 2 |
| 2 | 0 | | | | | 0 | $\omega'_4 \begin{cases} \rightarrow \omega'_1 \\ \rightarrow \omega_1 \end{cases}$ | 2 |
| 3 | 0 | | | | | 0 | $\omega'_4 \begin{cases} \rightarrow \omega_{1,3} \\ \rightarrow \omega_{3,1} \end{cases}$ | 2 |
| 4 | 0 | | | | | 0 | $\omega'_4 \begin{cases} \rightarrow \omega_{1,3} \\ \rightarrow \omega_{3,1} \end{cases}$ | 2 |
| 5 | | | 0 | | | 0 | $\omega_4 \begin{cases} \rightarrow \omega_1 \\ \rightarrow \omega_{3,1} \end{cases}$ | 4 |
| 6 | | | 0 | | | 0 | " | 4 |
| 7 | | | 0 | | | 0 | " | 4 |
| 8 | 0 | | | 0 | | | | 1 |
| 9 | 0 | | | 0 | | | | 1 |
| 10 | 0 | | | 0 | | | | 1 |
| 11 | 0 | | | 0 | | | | 1 |
| 12 | | | 0 | | | 0 | $\omega_4 \begin{cases} \rightarrow \omega_1 \\ \rightarrow \omega_{3,1} \end{cases}$ $\omega'_4 \begin{cases} \rightarrow \omega'_1 \\ \rightarrow \omega_{3,1} \end{cases}$ | 4 |

REMARQUE - Dans les couplages 5, 6, 7, 12, on peut remplacer les trains simples par des trains composés.

- Chaque train ayant 3 possibilités de vitesses, le couplage donnerait 3×3 vitesses = 9 vitesses.

Explicitons ces 9 vitesses



on retrouve les vitesses de sortie pour chaque train isolé ayant $N E$ comme vitesse d'entrée :

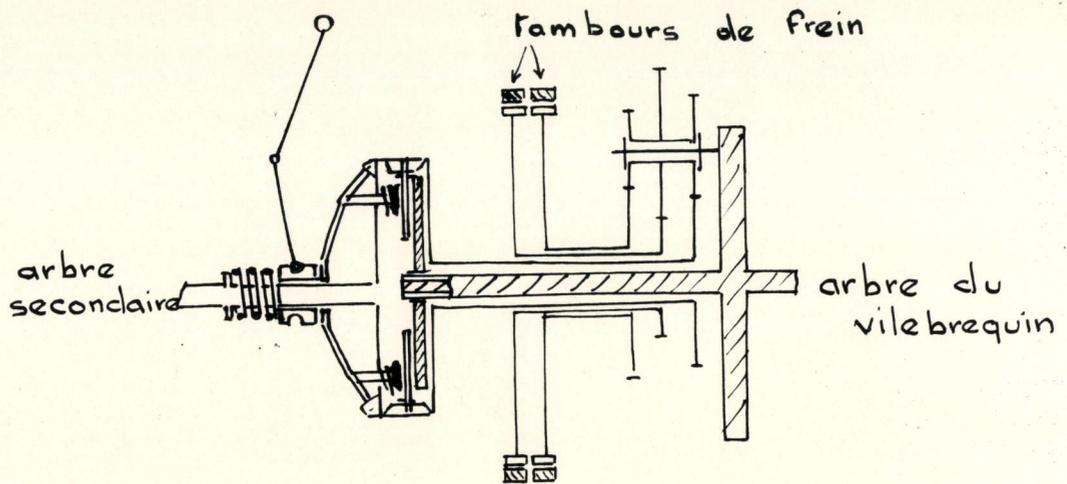
$$\left. \begin{matrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \end{matrix} \right\} \text{ pour } T \quad \text{et} \quad \left. \begin{matrix} N'_1 \\ N'_2 \\ N'_3 \end{matrix} \right\} \text{ pour } T' \quad N_3 = N'_3 = N E$$

il y a, en outre : $9 - 5 = 4$ vitesses supplémentaires.

E) Train complexe à plus de 2 satellites -

Exemple : Boite de vitesses Ford (ancien modèle)

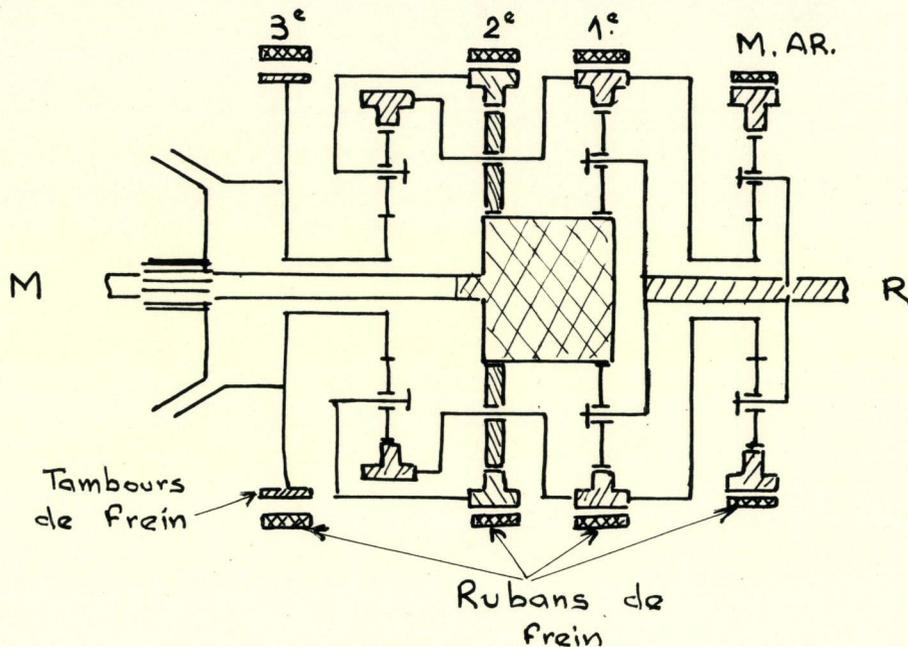
- 2 vitesses en marche avant dont 1 prise directe
- 1 vitesse en marche arrière.



F) Couplage de plus de 2 trains simples -

On pourrait par le même raisonnement que dans le cas de 2 trains, rechercher les différentes solutions de couplages - Ceci ne présentant qu'un intérêt relatif, passons directement à un exemple concret ; couplage de 4 trains simples donnant 4 vitesses dont une marche arrière.

REMARQUE - pour chaque vitesse utilisation de 2 trains seulement.



On rencontre ce couplage dans les boites Wilson.

CALCUL D'UNE BOITE DE VITESSES

Equation de réglage - Réseaux de structure

A) VEHICULES AUTOMOBILES -

Suivant le type de véhicule, la puissance de son moteur, et la fonction à laquelle il est destiné, on n'aura pas le même nombre de vitesses et les rapports de réduction ou multiplication ne seront pas semblables.

Chaque boîte de vitesses sera un cas particulier.

Pour ce cas particulier, on recherchera à avoir le meilleur rendement possible de transmission, du moteur quelque soit l'allure du véhicule

- choix 1) du nombre de vitesses
 2) des différents rapports

B) MACHINES-OUTILS -

La chaîne cinématique des transmissions d'une commande de broche doit assurer :

- 1) l'étagement des nombres de tours N de la broche d'après la progression géométrique q choisie.
- 2) le nombre donné de vitesses de rotation de la broche
- 3) les nombres de tours N maxi, N mini, de la broche.

On peut considérer la chaîne cinématique comme étant composée de la juxtaposition de plusieurs systèmes de base définis précédemment.

Cette combinaison nous permet :

- 1) d'augmenter le nombre de vitesses de la broche.
- 2) d'augmenter l'étendue de réglage R de la commande
- 3) de diminuer le nombre de transmissions nécessaires pour régler la commande.

1- Nombre de vitesses -

soit : x systèmes de base ayant respectivement $n_1, n_2, n_3 \dots n_x$ possibilités de vitesses, la combinaison de ces x systèmes donnera : Z vitesses tel que :

$$Z = n_1 n_2 n_3 n_4 \dots n_x$$

Pour augmenter la série des nombres de tours de la broche on groupe un deuxième système de base à rapports

$$i_1 \quad i_2 \quad \dots \quad i_p$$

Ainsi de suite, on groupe plusieurs systèmes de base.

On peut placer sous forme matricielle les différents systèmes avec leurs rapports respectifs.

- 1 ligne pour chaque système
- sur chaque ligne, on dispose par ordre croissant les différents rapports

$$\begin{pmatrix} n_1 & n_2 & n_3 & \dots & n_k \\ i_1 & i_2 & i_3 & \dots & i_p \\ j_1 & j_2 & j_3 & \dots & j_m \\ l_1 & l_2 & l_3 & \dots & l_r \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \end{pmatrix}$$

Types de groupement -

a) groupement inéquivalent -

On met en prise la transmission :

1) $\boxed{i_1} \xrightarrow[\text{successivement}]{\text{avec}} n_1 \quad n_2 \quad \dots \quad n_k$
 de façon que la boîte donne : $\boxed{N_1 \quad N_2 \quad \dots \quad N_k}$

2) $\boxed{i_2} \longrightarrow n_1 \quad n_2 \quad \dots \quad n_k$
 $N_{k+1} \quad N_{k+2} \quad \dots \quad N_{2k}$
 ainsi de suite : i_3, i_4, \dots, i_p

Par conséquent :

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{N_{2k}}{N_k} = \dots = \frac{N_{k+1}}{N_1} = \frac{N_k \cdot q}{N_1} = q \cdot R_k$$

$$\frac{i_3}{i_2} = \frac{N_{3k}}{N_{2k}} = \dots = \frac{N_{2k+1}}{N_{k+1}} = \frac{N_{2k}}{N_k} = q \cdot R_k$$

de proche en proche, on montre que $\frac{i_p}{i_{p-1}} = q \cdot R_k$

$$\left\{ \begin{matrix} i_1 & i_2 & \dots & i_p \\ 1 & qR_k & & (qR_k)^{p-1} \end{matrix} \right\}$$
 forment une série géométrique de raison $q \cdot R_k = q^k$

le groupement des 2 systèmes de base nous a donné pn vitesses en progression géométrique N_1, N_2, \dots, N_{pn} de raison q

Avec un troisième système de base à m possibilités

$$\begin{matrix} j_1 & j_2 & \dots & j_m \\ \text{tel que } \boxed{j_1} & \rightarrow & N_1 & N_2 & \dots & N_{pk} \\ \boxed{j_2} & \rightarrow & N_{pk+1} & \dots & N_{2pk} \\ \vdots & & & & & \\ \boxed{j_m} & \rightarrow & N_{(m-1)pk+1} & \dots & N_{mpk} \end{matrix}$$

on a alors :

$$\frac{j_2}{j_1} = \frac{N_{2pk}}{N_{pk}} \dots = \frac{N_{pk+1}}{N_1} = \frac{N_{pk} \cdot q}{N_1} = q^{pk}$$

$$\frac{j_3}{j_2} = \frac{N_{3pk}}{N_{2pk}} \dots = \frac{N_{2pk+1}}{N_{pk+1}} = \frac{N_2 \cdot q^{pn}}{N_{pk+1}} = q^{pk}$$

de proche en proche on montre que : $\frac{j_m}{j_{m-1}} = q^{pk}$

$$\left\{ \begin{matrix} j_1 & j_2 & \dots & j_m \\ 1 & q^{pk} & & q^{pk(m-1)} \end{matrix} \right\}$$
 forment une série géométrique de raison q^{pk}

En résumé :

$$\begin{matrix} n_1 & n_2 & \dots & n_k & \rightarrow & 1 & q & q^2 & \dots & q^{k-1} \\ i_1 & i_2 & \dots & i_p & \rightarrow & 1 & q^k & q^{2k} & \dots & q^{k(p-1)} \\ j_1 & j_2 & \dots & j_m & \rightarrow & 1 & q^{kp} & q^{2kp} & \dots & q^{kp(m-1)} \end{matrix}$$

Dans le cas de 3 systèmes de base à k, p, m possibilités respectives, on remarque que la raison d'une série de transmission d'un système de base s'exprime par : q^x ; x étant le nombre d'étages de vitesses qui précèdent cinématiquement le système de base considéré.

1er système de base \rightarrow 1 seule vitesse le précédant : raison q
 2ième " " \rightarrow k vitesses " " : " q^k
 3ième " " \rightarrow kp " " : " q^{kp}

Par récurrence, on peut alors généraliser et dire que la raison d'une série de rapports de transmission d'un système de base S_j (j : donnant sa position dans la chaîne cinématique) s'exprime de la façon suivante :

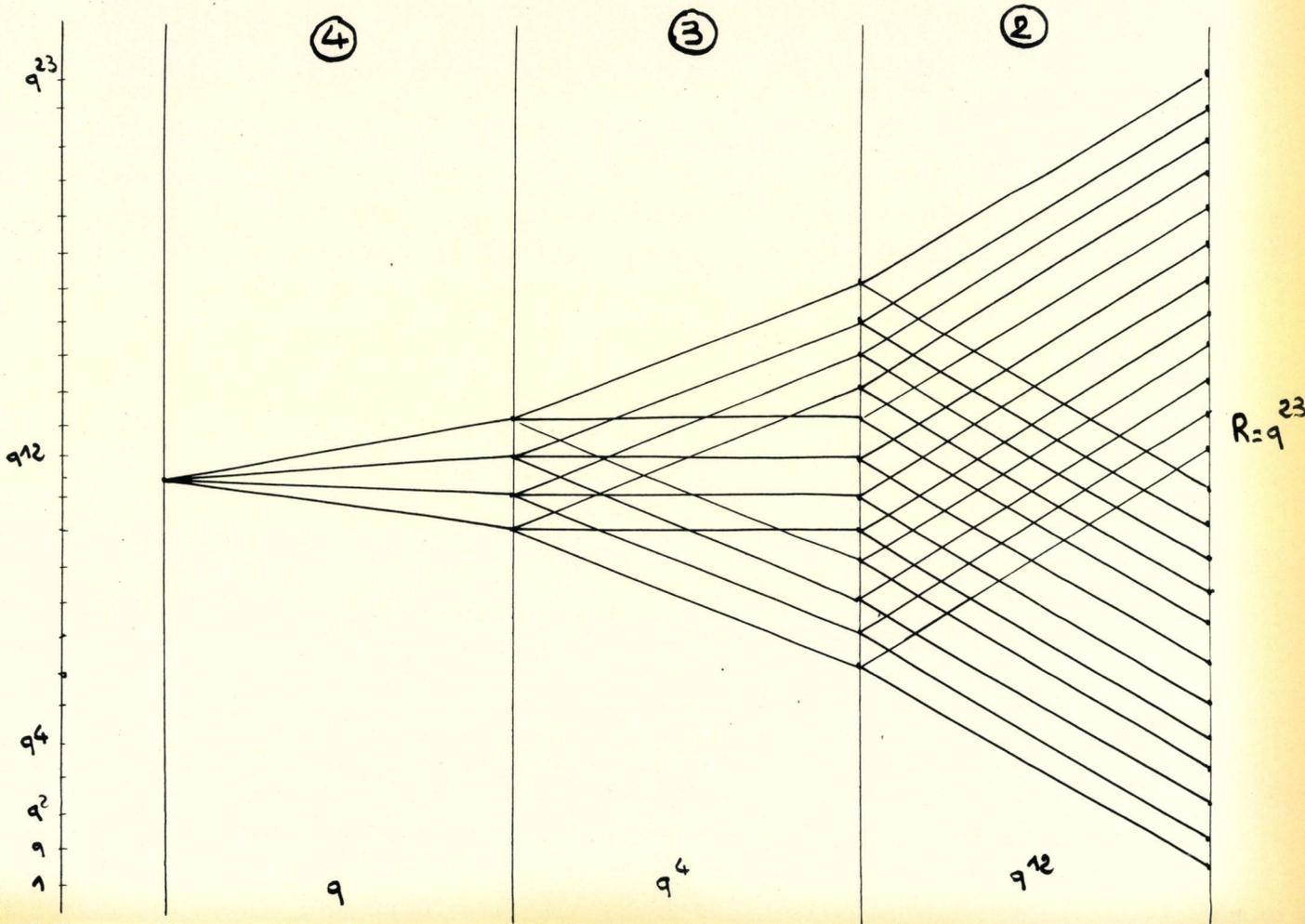
$$q_j = q^{a_1 a_2 a_3 \dots a_{j-1}}$$

$a_1 a_2 \dots a_{j-1}$ étant le nombre d'étages de vitesses précédant S_j

Représentation graphique d'un groupement imbriquant

(voir Réseaux de structure)

exemple : 3 systèmes de base à 4, 3, 2 possibilités respectives



b) Groupement réparatif -

On groupe successivement n_1 avec i_1, i_2, \dots, i_p
 puis on recommence avec n_2, n_3, \dots, n_k

Appelons q' la raison de la série (n_1, n_2, \dots, n_k)

$$\begin{array}{cccc}
 n_1 & i_1 & n_1 & i_2 \dots \dots \dots n_1 & i_p \\
 & 1 & & q & q^{p-1} \\
 \\
 n_2 & i_1 & n_2 & i_2 \dots \dots \dots & \\
 & q^p & & q^{p+1} & \\
 \\
 \vdots & & & & \\
 n_{k-1} & i_1 & \dots \dots \dots & n_{k-1} & i_p \\
 & q^{(n-2)p} & & & q^{(n-1)p-1} \\
 \\
 n_k & i_1 & \dots \dots \dots & n_k & i_p \\
 & q^{(n-1)p} & & & q^{np-1}
 \end{array}$$

Nous formons ainsi une nouvelle série de raison q

on remarque que la série

$$\begin{array}{cccc}
 i_1 & i_2 & \dots & i_p \\
 1 & q & & q^{p-1}
 \end{array}$$

a sa raison = q

$$\begin{array}{cccc}
 n_1 & n_2 & n_3 & \dots \dots \dots n_k \\
 1 & q^p & q^{2p} & q^{(k-1)p}
 \end{array}$$

a pour raison q'
 mais aussi q^p

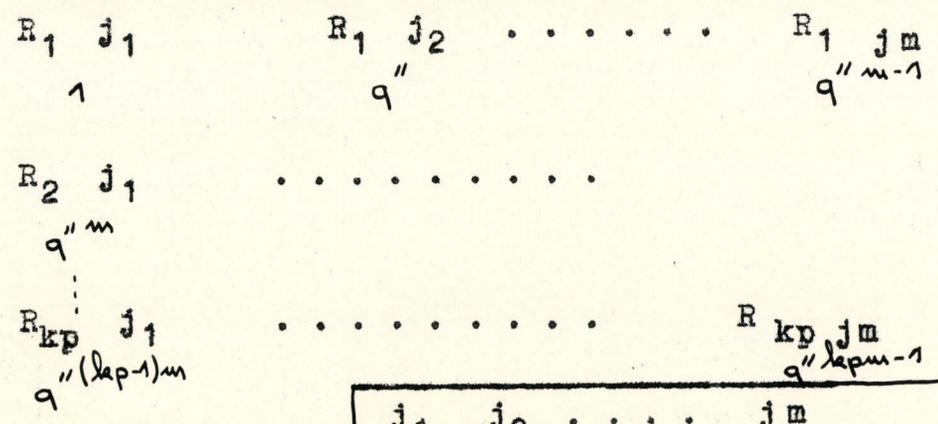
$$q' = q^p$$

Désignons la nouvelle série (q) obtenue entre les deux premières lignes par :

$$\begin{array}{cccc}
 R_1 & R_2 & \dots & R_{kp} \\
 1 & q & & q^{kp-1}
 \end{array}$$

Recommençons le groupement avec la troisième ligne qui devient la deuxième ligne, la première étant la série R_{kp}

Appelons q'' la raison de la nouvelle série que l'on va obtenir :



on a alors :

| | | | |
|-------|---------|-----|-----------------|
| j_1 | j_2 | ... | j_m |
| 1 | q'' | | q''^{m-1} |
| R_1 | R_2 | ... | R_{kp} |
| 1 | q''^m | | $q''^{(kp-1)m}$ |

comme raison de $R_{kp} \rightarrow q$

$q = q''^m$

comme $q' = q^p$

$q' = q''^{mp}$

avec une quatrième ligne on obtiendrait

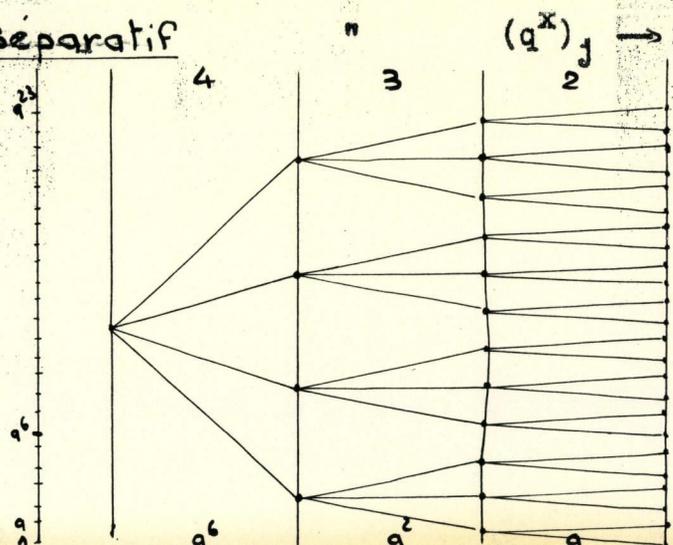
$q' = q''^{mp}$

Si q''' est la raison de la série obtenue après ce groupement

Dans le groupement :

imbriquant caractéristique $(q^x)_j \rightarrow x =$ nombre d'étages précédant cinématiquement le système de base j

séparatif



$(q^x)_j \rightarrow x =$ nombre d'étages suivant cinématiquement le système de base j

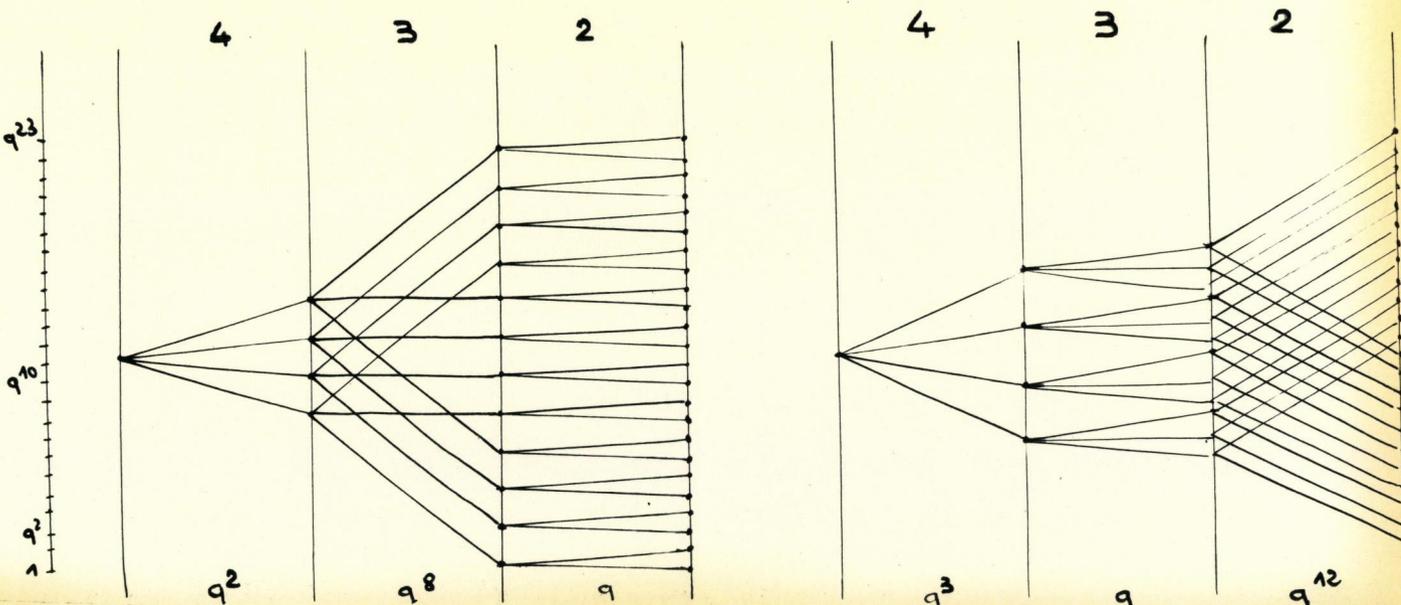
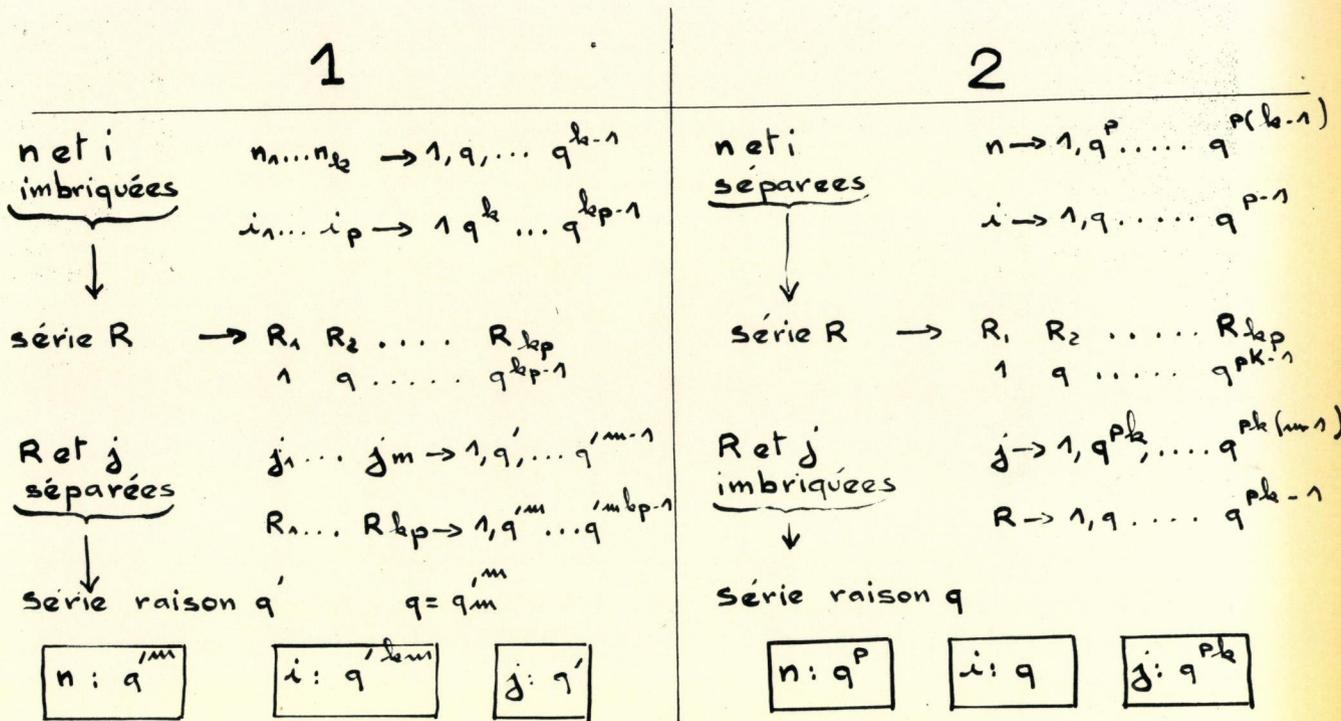
$R = q^{23}$

mêmes systèmes de base placés dans le même ordre cinématiquement

c) groupement mixte -

- 1) série n avec série i groupement imbriquant
 nouvelle série obtenue } avec
 R) série j " séparatif
 ainsi de suite en alternant imbriquant, séparatif.
- 2) même processus mais cette fois en commençant par le groupement séparatif et en alternant.

Résultats -



4- Etude de la disposition des systèmes de base -

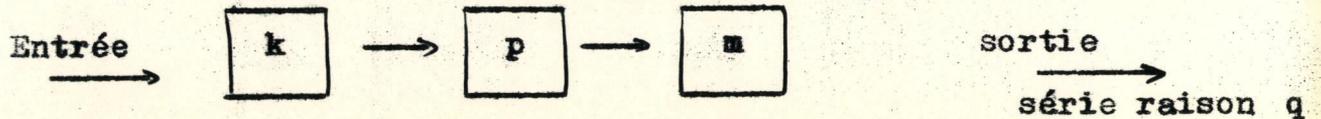
soit : 3 systèmes à k, p, m possibilités respectives
on a 6 combinaisons possibles pour les placer dans la
chaîne cinématique. Ce que l'on recherche c'est d'avoir
l'étendue R maxi de la gamme des vitesses.

Entre 2 arbres le rapport des vitesses est égal à 10
c'est-à-dire que, pour chaque système de base

$$\frac{N_{\text{maxi}}}{N_{\text{mini}}} = 10 \quad \text{ceci par} \quad q^z = 10$$

$$q_{\text{maxi}} \text{ quand } z_{\text{mini}}$$

→ recherche de z mini



Pour chaque type de groupement, étendue de chaque système

$$R_{\text{global}} = q^{kpm-1}$$

| | k | p | m | R global |
|-----------------------|----------------|----------------|----------------|-------------|
| Groupement imbriquant | $q^{(k-1)}$ | $q^k (p-1)$ | $q^{kp} (m-1)$ | q^{kpm-1} |
| Groupement séparatif | $q^{(k-1)} pm$ | $q^{(p-1)m}$ | q^{m-1} | q^{kpm-1} |
| Groupement mixte 1 | $q^m (k-1)$ | $q^{km} (p-1)$ | q^{m-1} | q^{kpm-1} |
| Groupement mixte 2 | $q^p (k-1)$ | q^{p-1} | $q^{pk} (m-1)$ | q^{kpm-1} |

Ces groupements présentent une certaine symétrie.

Chaque groupement → 6 combinaisons

4 types de groupement → 24 "

mais, à cause de la symétrie par permutation des lettres k, p, m ,
il n'y en a que : 6 distinctes : 4 données par le tableau et
2 autres qui sont :

- 1°) type imbriquant k, m, p
2°) " mixte 2 m, p, k

Cherchons la condition pour laquelle ces 6 combinaisons donnent la
même étendue maxi pour la boîte de vitesses c'est-à-dire même
valeur pour la raison q car, quelque soit la combinaison envi-
sagée, on a $R = q^{kmp-1}$.

Prenons un exemple concret : 3 systèmes de base à 2, 3, 4 possibilités respectives.

Cas d'un groupement séquentiel

| k | p | m | q^{k-1} mini | $q^{k(p-1)}$ mini | $q^{kp(m-1)}$ mini |
|---|---|---|-------------------|----------------------|-----------------------|
| 2 | 3 | 4 | 1 | 4 | 18 |
| 3 | 4 | 2 | 2 | 9 | 12 |
| 4 | 2 | 3 | 3 | 4 | 16 |
| 4 | 3 | 2 | 3 | 8 | 12 |
| 3 | 2 | 4 | 2 | 3 | 18 |
| 2 | 4 | 3 | 1 | 6 | 16 |

432

Cas d'un groupement séquentiel

| k | p | m | $q^{(k-1)p}$ mini | $q^{(p-1)m}$ mini | q^{m-1} mini |
|---|---|---|----------------------|----------------------|-------------------|
| 2 | 3 | 4 | 12 | 8 | 3 |
| 3 | 4 | 2 | 16 | 6 | 1 |
| 4 | 2 | 3 | 18 | 3 | 2 |
| 4 | 3 | 2 | 18 | 4 | 1 |
| 3 | 2 | 4 | 16 | 4 | 3 |
| 2 | 4 | 3 | 12 | 9 | 2 |

234

a) Pour le groupement séquentiel **R maxi** quand les systèmes de base sont classés, dans la chaîne cinématique, dans l'ordre décroissant de leurs possibilités.

- Caractéristiques
- 4 **k** → 1, q, q², q³
 - 3 **p** → 1, q⁴, q⁸
 - 2 **m** → 1, q¹²

b) Pour le groupement séquentiel **R maxi** pour 2, 3, 4

- Caractéristiques
- 2 **k** → 1, q¹²
 - 3 **p** → 1, q⁴, q⁸
 - 4 **m** → 1, q, q², q³

pour les 2 $q^{12} = 10$ $q = 10$

même étendue

Dans chacun des cas, on constate que la caractéristique de chaque système de base est :

système à 2 possibilités : q^x x= produit des possibilités des 2 autres

$x = 3 \times 4 = 12$ q¹²

système à 3 possibilités : q^y

$y = \frac{\text{produit des 2 possibilités des 2 autres}}{\text{possibilité du système mini}}$

q^4

système à 4 possibilités : q^3

$z = \frac{\text{produit des possibilités des 2 autres}}{\text{produit possibilités système (2 et 3)}}$

q

On remarque que les 6 combinaisons possibles des différents groupements donnent la même étendue à condition que :

ici dans cas simple 4, 3, 2

(voir réseaux de structure)

| | | | |
|----------------------------------|---|-----------------|----------|
| système de base à 2 possibilités | → | caractéristique | q^{12} |
| " " 3 | → | " | q^4 |
| " " 4 | → | " | q |

Proposition de généralisation -

soit x systèmes de base à $a_1 a_2 \dots a_x$ possibilités respectives (la suite étant supposée décroissante a_x mini)

les caractéristiques des systèmes étant : q^y

tel que pour :

| | | | |
|-----------|---|-----------------|-----------------------------|
| a_x | → | caractéristique | $y = a_1 a_2 \dots a_{x-1}$ |
| a_{x-1} | → | " | $y = a_1 a_2 \dots a_{x-2}$ |
| a_{x-2} | → | " | $y = a_1 a_2 \dots a_{x-3}$ |
| a_3 | → | " | $y = a_1 a_2$ |
| a_2 | → | " | $y = a_1$ |
| a_1 | → | " | $y = 1$ |

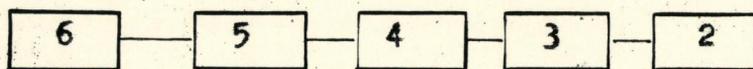
on a alors $X!$ combinaisons possibles pour la chaîne cinématique dont la même R_{maxi}

Vérification de la proposition

exemple : 5 systèmes à 2, 3, 4, 5, 6 possibilités respectives -

| | | | | | | | | | |
|---|---|-----------------|-----|--------------------------------|---|-----|-------|-------|--------|
| 2 | → | caractéristique | q | $3 \times 4 \times 5 \times 6$ | = | q | 360 | } | R maxi |
| 3 | → | " | q | $4 \times 5 \times 6$ | = | q | 120 | | |
| 4 | → | " | q | 5×6 | = | q | 30 | | |
| 5 | → | " | q | 6 | = | q | 6 | | |
| 6 | → | " | q | 1 | = | q | 1 | | |
| | | | | | | | | $= q$ | 719 |

un groupement imbriquant nous donnait : (pour R maxi)



| | | | | | |
|-----------------------------------|-----|-------|----------|-----------|-----------|
| Caractéristique de chaque système | q | q^6 | q^{30} | q^{120} | q^{360} |
| | ⑥ | ⑤ | ④ | ③ | ② |

$$R = q^{719}$$

Cette proposition est donc générale.

Remarque - On a cherché une valeur maxi pour q donnant R maxi (emploi dans machines universelles, travaux d'ébauches).

Par contre, pour les unités d'usinage et de travaux de précision, il faut pour q une valeur la plus petite possible afin de diminuer l'erreur relative. $\Delta R_{\text{mini}} \rightarrow R_{\text{mini}}$

La proposition reste valable à condition de considérer la suite croissante cette fois.

$$a_1 \ a_2 \ \dots \ a_x \qquad a_x \ \text{maxi} \qquad a_x > a_{x-1} > \dots > a_2 > a_1$$

Caractéristiques -

| | | | |
|-----------|---|-----|-------------------------------|
| a_x | → | q | $a_1 \ a_2 \ \dots \ a_{x-1}$ |
| a_{x-1} | → | q | $a_1 \ a_2 \ \dots \ a_{x-2}$ |
| a_1 | → | 1 | |

Dans certains cas, il y aura un compromis entre :

$$R_{\text{maxi}} \quad \text{et} \quad \begin{cases} \Delta R_{\text{mini}} \\ R_{\text{mini}} \end{cases}$$

Parmi les $x!$ combinaisons possibles entre x systèmes de base, il y aura lieu de faire un choix et rechercher la plus économique.

- volume mini → arbres
- roues (nb. de dents) mini
- encombrement mini

5 - Représentation graphique de la gamme de vitesses -

soit :

$$\left\{ \begin{array}{l} N_E \text{ vitesse d'entrée de la boîte} \\ N_{\text{mini}} = \frac{N_E}{q^x} \\ N_{\text{maxi}} = R \cdot N_{\text{mini}} \end{array} \right\} \quad R = q^{z-1} \quad \text{étendue de la boîte}$$

A l'aide de réseaux de structure on exprime graphiquement la chaîne cinématique d'une boîte de vitesses avec une échelle logarithmique à intervalle constant entre les lignes voisines de l'échelle = à $\log. q$

Si Z étages de vitesses → $Z + 1$ lignes horizontales distantes de $\log. q$

et une série de lignes verticales à intervalle constant ou non égale au nombre de systèmes de base + 1.

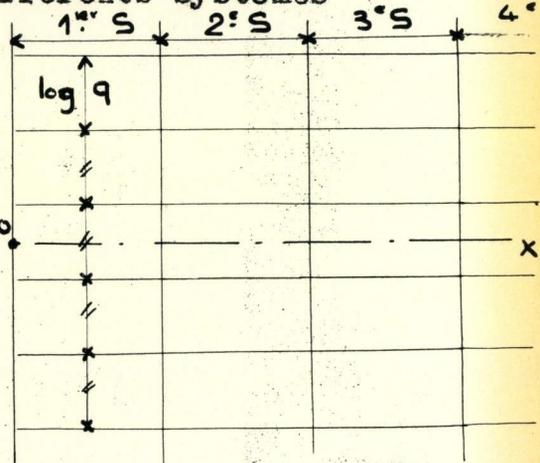
$$Z = n_1 \cdot n_2 \cdot \dots \cdot n_x$$

Représentation

1) Rechercher les caractéristiques des différents systèmes

2) Sur la ligne verticale de gauche, (à gauche du 1er système), placer le point 0 symétriquement par rapport aux lignes horizontales.

3) Sur la ligne verticale droite du 1er système, marquer autant de points qu'il y a de possibilités dans ce système, à des distances entr'eux = à la caractéristique de ce système de base, le tout étant symétrique par rapport à $X X'$.



4) On recommence ainsi de suite pour chaque point des lignes verticales.

Éléments du réseau de structure -

- a) nombre de systèmes de base
- b) nombre de possibilités de chaque système
- c) étendue de réglage de chaque système et de la chaîne entière.
- d) nombre d'étages de vitesses.

Réseaux de structure pour 3 systèmes de base à 2, 3, 4 possibilités respectives donnant R maxi et R mini.

1) R maxi

3! combinaisons possibles à condition de prendre pour chaque système de base une caractéristique répondant à la loi donnant Rmaxi

S. à 2 possibilités \longrightarrow caractéristique $q^{3 \times 4} = q^{12}$
 " " 3 " \longrightarrow " q^4
 " " 4 " \longrightarrow " q^1

Réseaux p. 54 - 55 - 56

$$q = \sqrt[12]{10}$$

$$R_m = q^{23} = 82 = \frac{N_{\max}}{N_{\min}}$$

2) R mini

3! combinaisons

loi donnant Rmini

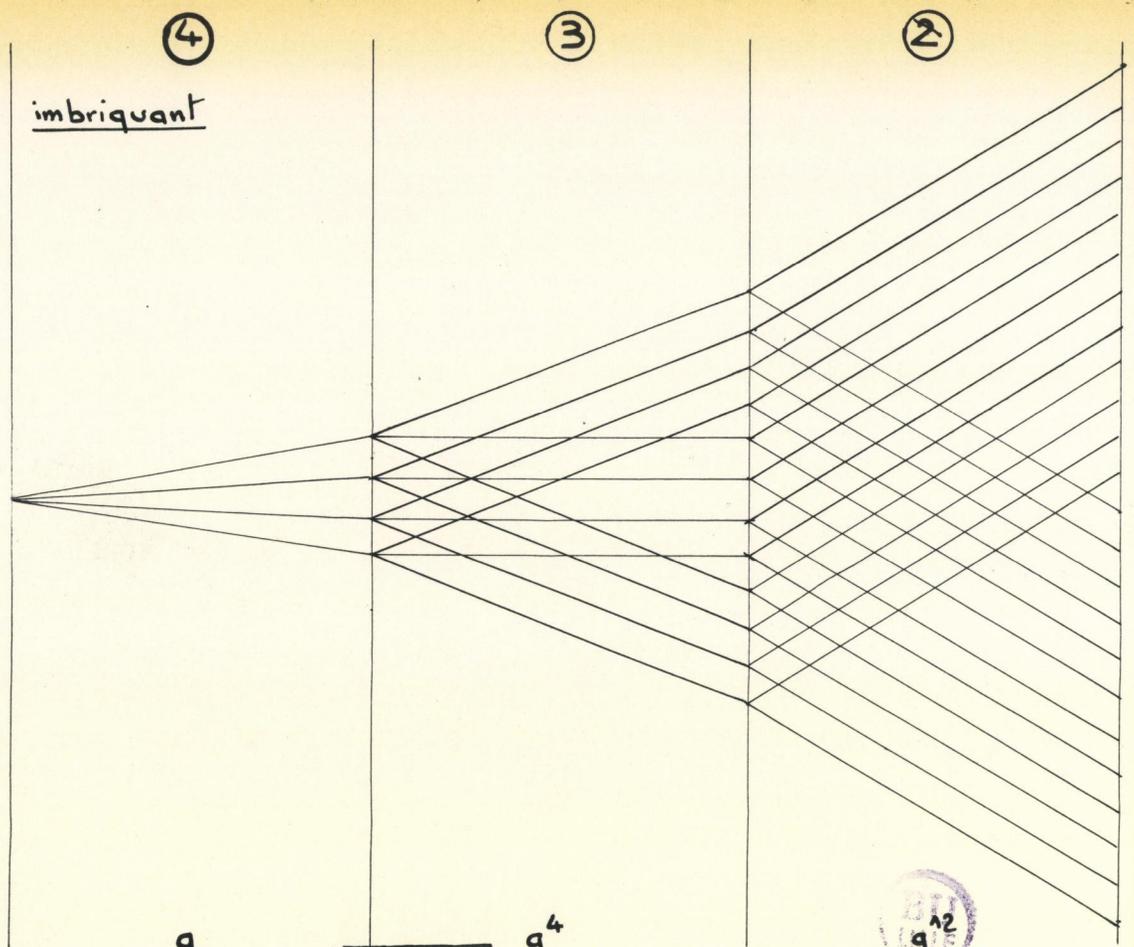
4 \longrightarrow $q^{3 \times 2} = q^6$
 3 \longrightarrow q^2
 2 \longrightarrow q^1

Réseaux de structure p. 57 - 58 - 59

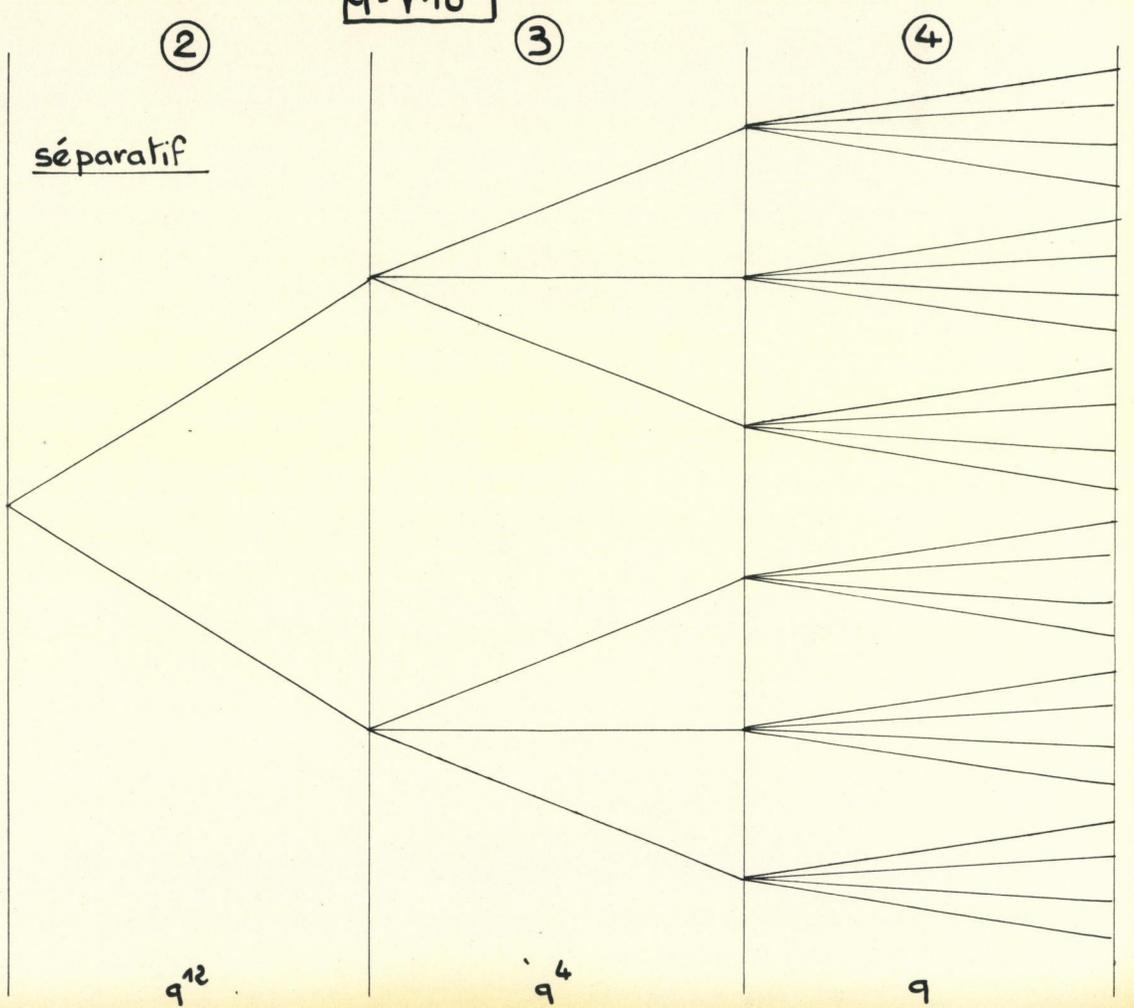
$$q = \sqrt[18]{10}$$

$$R_m = q^{23} = 15,9 = \frac{N_{\max}}{N_{\min}}$$

q²³
q¹²
q⁴
q²
q
1



q²³
q¹²
q⁴
q²
q
1



q²³

③

④

②

q¹²

q⁴

q
1

q⁴

q

q¹²

R^H maxi

$q = \sqrt[12]{10}$



q²³

④

②

③

q¹²

q⁴

q
1

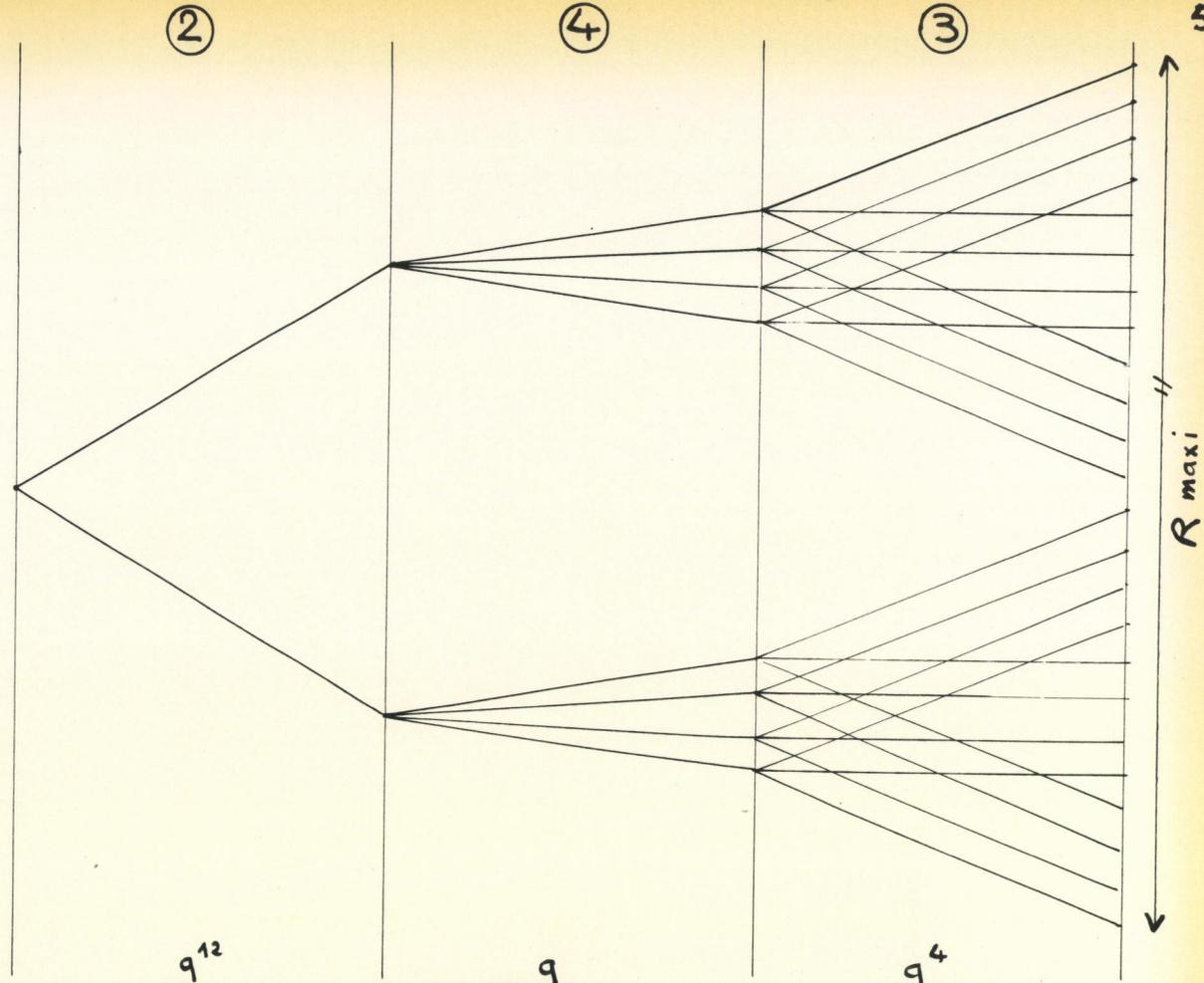
q

q¹²

q⁴

R^H maxi

q²³
q¹²
q⁴
q²
q
1

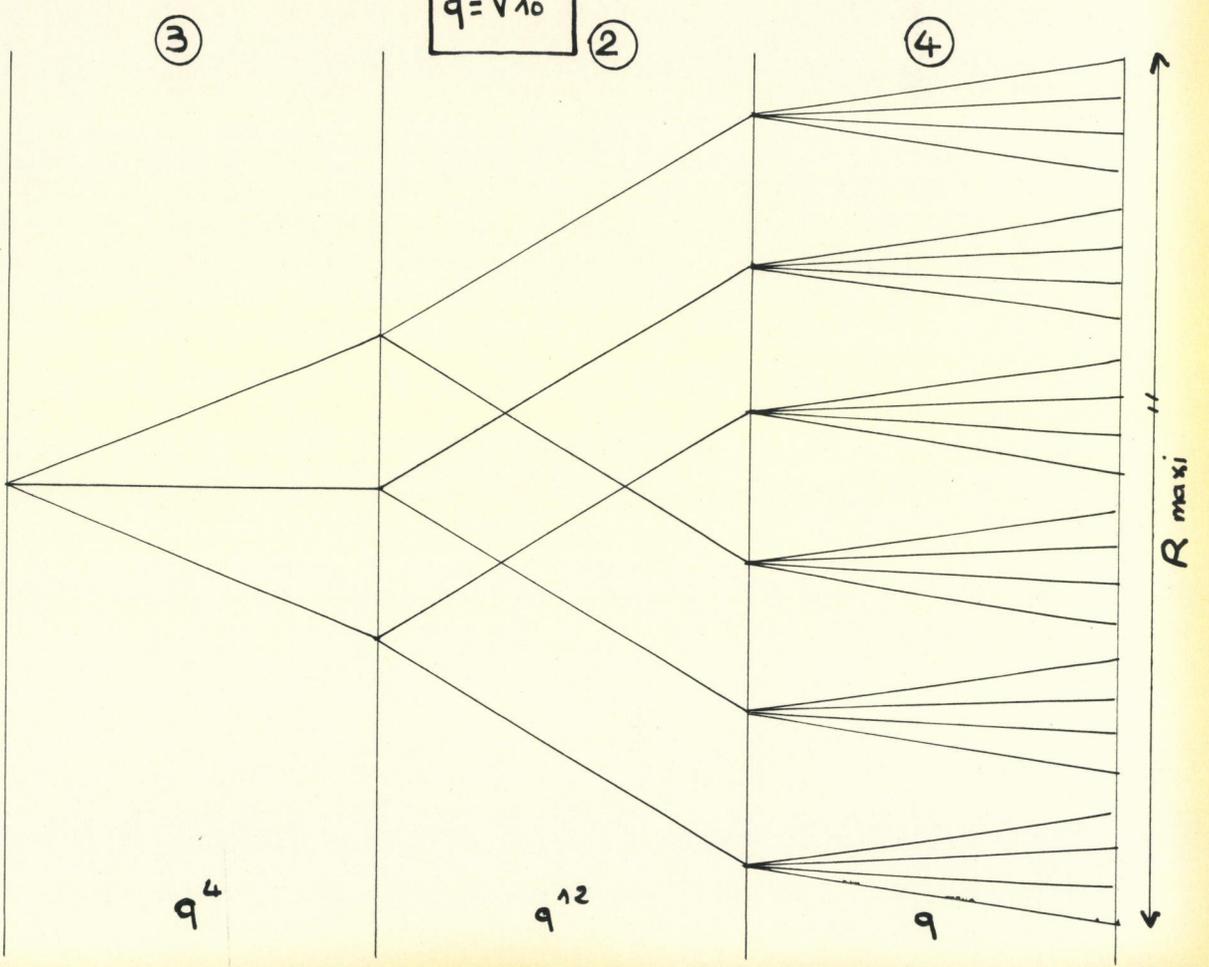


q¹²

$$q = \sqrt[12]{10}$$

q⁴

q²³
q¹²
q⁴
q
1



q⁴

q¹²

q

q²³

q²⁰

q¹⁰

q⁶

q²

q

q

q

séparatif

q⁶

q²

q

$q = \sqrt[18]{10}$

②

③

④

q²³

q²⁰

q¹⁰

q⁶

q²

q

q

q

imbriquant

q

q²

q⁶

R mini

q²³

R mini

q²³

q²³

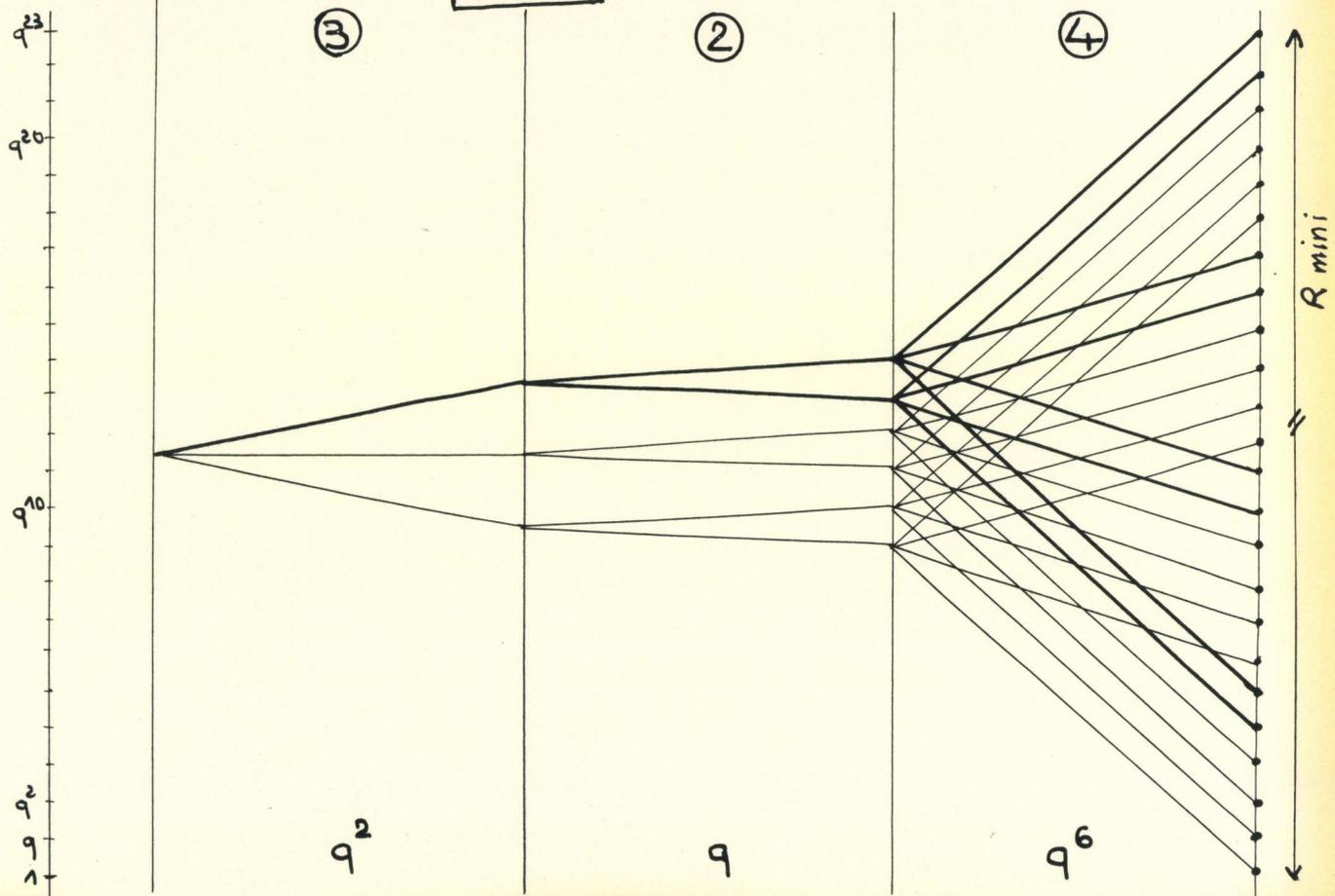
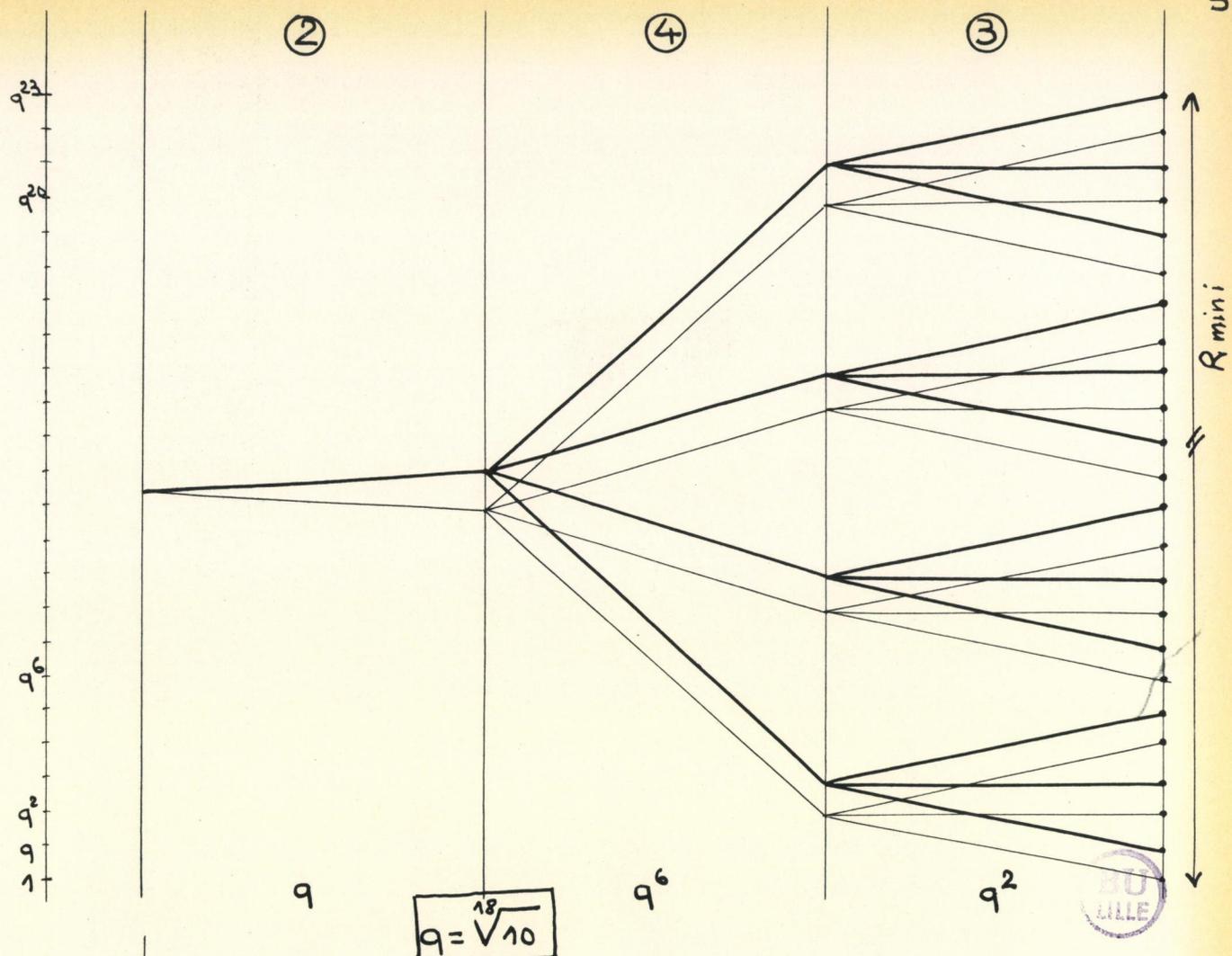
q²³

q²³

q²³

q²³

57

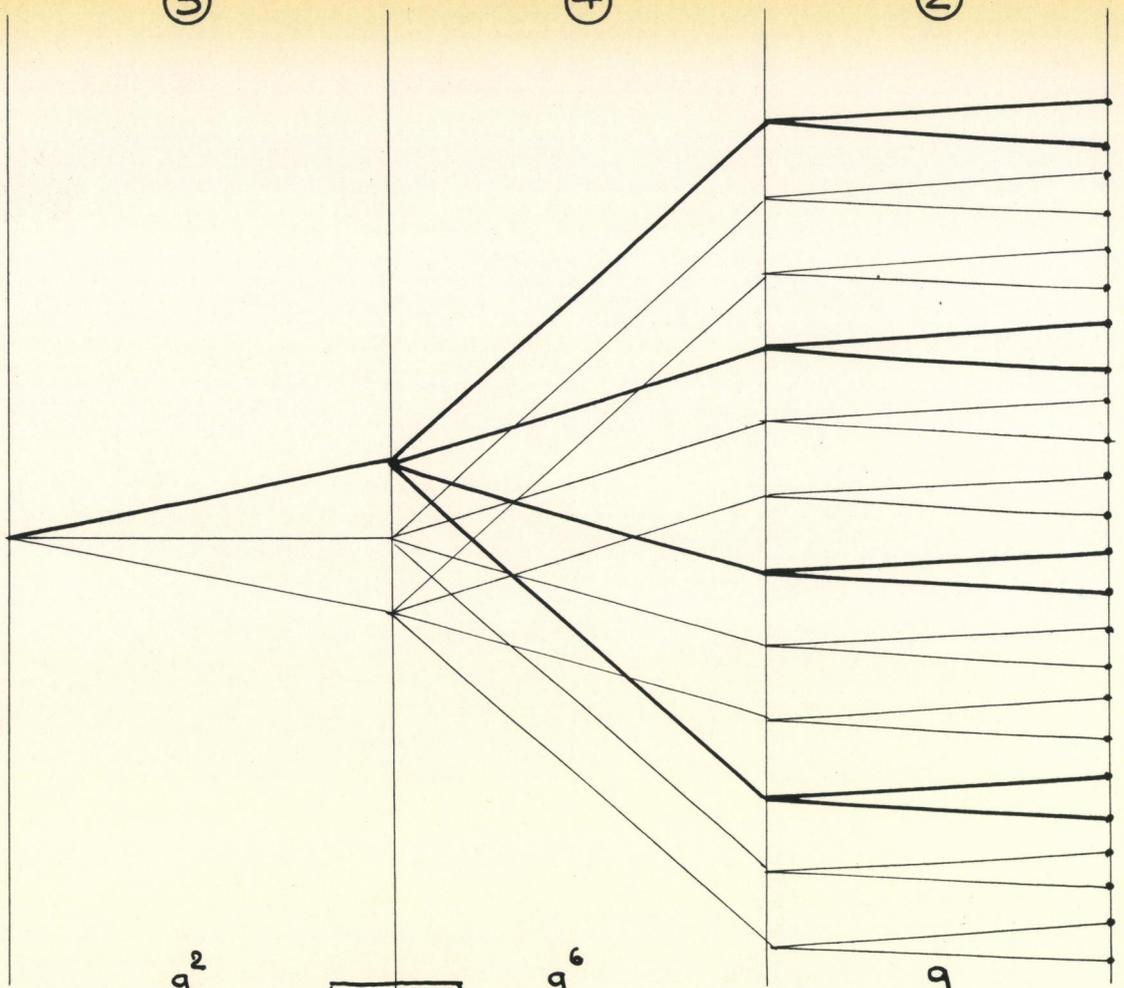


q²³
q²⁰
q¹⁵
q⁶
q²
q
1

③

④

②



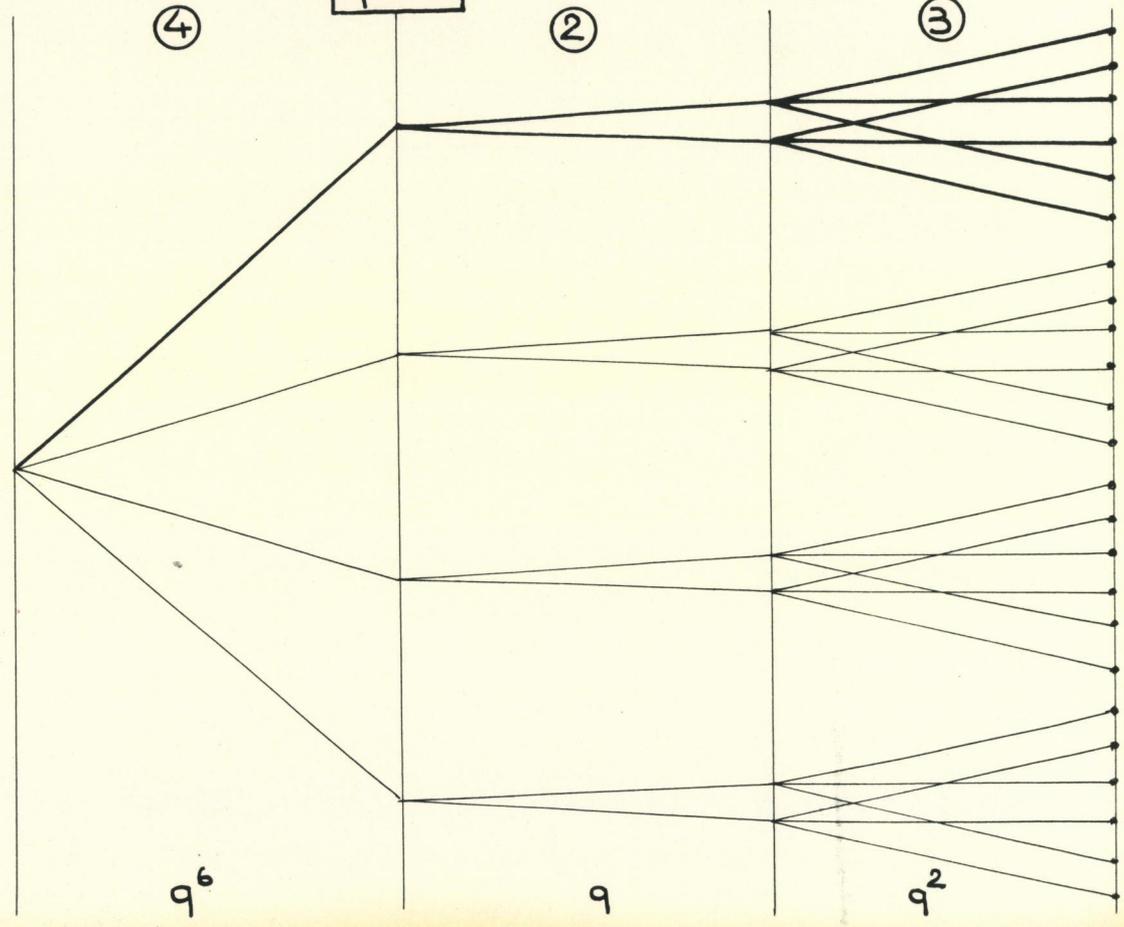
R mini

q²³
q²⁰
q¹⁰
q²
q
1

④

②

③

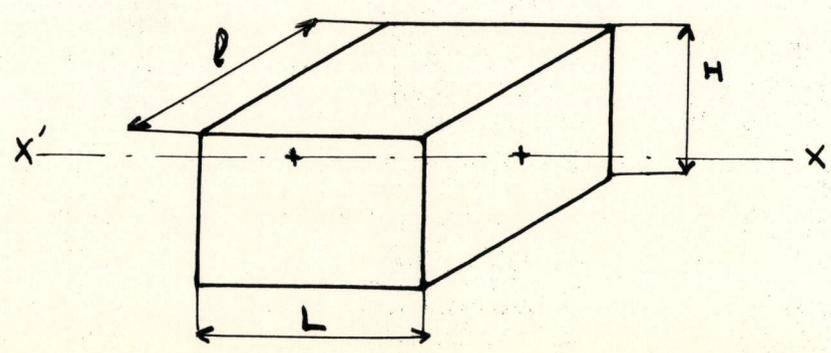


R mini

$$q = \sqrt[18]{10}$$

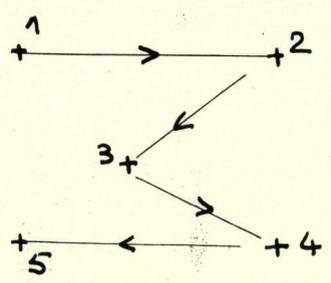
DISPOSITION DES SYSTEMES DE BASE EN FONCTION DE L'ESPACE LIBRE.

Le volume de l'espace libre se représente par un parallélépipède de dimensions $L \times H \times l$



Le groupement des systèmes de base peut se faire en série, soit en //, soit mixte dans un plan // à $X' X$ et le contenant ou dans 2 plans au plus // à $X' X$ ($X' X$ contenu dans un de ces ~~plans~~ plans), sauf dans le cas où l'on ne doit pas accéder au niveau de la liaison roue / arbre, on peut alors enfermer ces roues.

Exemple :



Si 3 utilisé pour renversement de marche, la commande se fait sur 2 ou 4

3 → enfermé par 1, 2, 4, 5

encombrement réduit

D'après les dimensions L, H, l de l'espace libre et des différents systèmes de base, il sera possible de trouver la meilleure disposition pour ceux-ci en respectant les critères de construction.

.../

DETERMINATION D'UN SYSTEME DE BASE -

Ce sont les roues qui conditionnent l'entr'axe d'un système de base et indirectement le nombre de trains par leur largeur (on verra que le problème de la commande intervient dans la plupart des cas).

a) engrenages (étude détaillée plus loin)

soit : $P_E = C_E \omega_E$ à l'entrée du système de base et la série géométrique (q) formée par les différents trains -

La relation de base $T_1 = (KC_t)_{\text{mini}} L D_1 C_V C_S C_K C_\beta$ permet de dimensionner avec : $L_1 = a_1 D_1$

$0,2 \leq a_1 \leq 0,5$ pour boîte de vitesses

d'où $C_1 = (KC_t)_{\text{mini}} \frac{a_1 D_1^3}{2} C_K C_V C_S C_\beta$

l'élément moteur

$$\boxed{M_T, Z_1, L, \beta \text{ et } Z_2}$$

il faut, de plus, que le recouvrement soit :

$$\frac{L \cdot \text{tg} \beta}{\pi M_a} \geq C \quad C : \text{ rapport de conduite}$$

CALCUL du Ier SYSTEME de BASE -

$$P_E = C_E \omega_E$$

$n_{\text{trains}} \rightarrow n_{\text{vitesses}}$ en progression géométrique de raison q

Dans le calcul des éléments (pignons) moteurs et en considérant $C_E, K, C_t, C_V, C_S, C_\beta$, a invariants on remarque :

$$D_1^3 \cdot C_{K_1} = D_2^3 \cdot C_{K_2} \dots \dots \dots = D_n^3 \cdot C_{K_n}$$

$$k_1 < k_2 < \dots < k_n \quad \text{comme } C_k = \frac{k}{k+1} = 1 - \frac{1}{k+1}$$

lorsque $k \nearrow$ $C_k \nearrow$ et \emptyset pignon correspondant \searrow

$$\boxed{D_n < D_1}$$

Comparons les entr'axes des différents trains du système

$$\frac{1}{2} (D_1 + q D_1) \quad \text{et} \quad \frac{1}{2} (D_n + q^n D_n)$$

$$D_n^3 \cdot C_{Kn} = D_1^3 \cdot C_{K1}$$

$$D_1 (1 + q) \quad \text{et} \quad D_1 \sqrt[3]{\frac{q (q^n + 1)}{(q+1) q^n}} (1 + q^n) \quad D_n = D_1 \sqrt[3]{\frac{q (q^n + 1)}{(q+1) q^n}}$$

$$(1 + q) \quad \text{et} \quad (1 + q^n) \sqrt[3]{\frac{q (q^n + 1)}{(q+1) q^n}}$$

$$\text{on montre que :} \quad 1 + q < 1 + q^n \sqrt[3]{\frac{q (q^n + 1)}{(q+1) q^n}}$$

Conclusion :

$$e_n > e_1$$

il faut donc calculer le pignon et l'entr'axe du train de réduction maxi pour un même système de base.

5 - ETUDE TECHNIQUE DES
BOITES DE VITESSES -

A - Conditions à remplir selon la fonction -

A chaque fonction à réaliser correspond une condition à remplir et inversement. On recherche les problèmes homogènes de réalisation matérielle sans détailler (ceci fera l'objet du chapitre suivant : Solutions partielles).

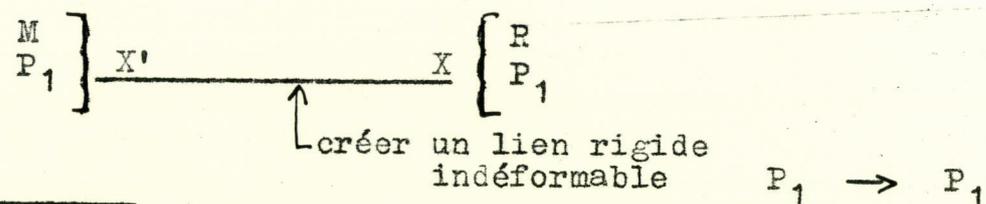
Rappel des fonctions à réaliser -

- transformation de vitesse avec transmission de puissance

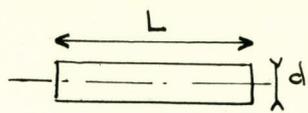
$$\vec{N}_1 \longrightarrow \vec{N}_2 i$$
- changement de vitesse $\vec{N}_2 i \longrightarrow 1 < i < n$
 avec possibilité de renversement de marche; ceci pouvant être réalisé soit : 1) à l'arrêt
 2) en marche
- jouer le rôle d'appui $\vec{C}_1 + \vec{C}_2 \neq 0$
 positionnement dans l'espace
- protection { - du mécanisme
 - des opérateurs

Transmission de puissance -

1) par couples rotoïdes à 1 degré de liberté



conditions → R D M
 → équilibrage statique, dynamique) pour supprimer efforts secondaires.



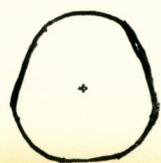
$L \gg d$ on définit : un arbre

CONCLUSION -

- 1) soit un lien de révolution :
 section droite par rapport à X' X
- 2) chaque section droite symétrique par rapport à X' X

carré

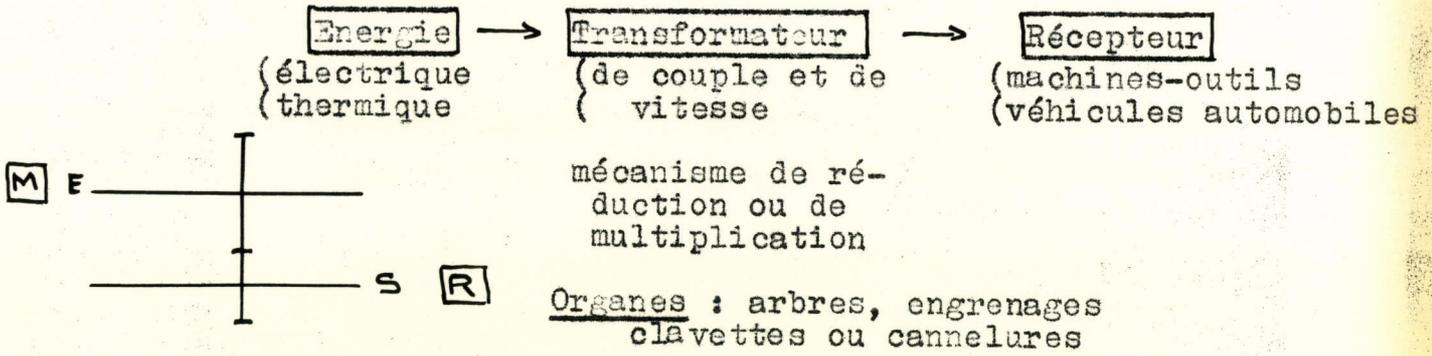
profil polygon



2) entre 2 arbres (2 degrés de liberté) -

Il faut créer un appui entre ces deux arbres supprimant un degré de liberté pour permettre la transmission de puissance → **engrenages** lorsque l'encombrement doit être le plus réduit possible.

3) chaîne de liaison -



4) Engrenages -

- a) fonctions { cinématique } $\vec{N}_1 \rightarrow \vec{N}_2$
 { dynamique } $\vec{\sigma}_1 \rightarrow \vec{\sigma}_2$
 { fabrication : outils simples

d) dimensionnement -

- 1) critères à respecter → vitesse de glissement relative V_{gs} , qui diminue lorsque le nombre de dents augmente - ce qui entraîne : usure, piqûres, arrachement de métal.
- résistance : interférence de taillage dans le cas de très fortes réductions.
- précision : bruit, continuité d'engrènement vibrations -
- prix : augmente avec le nombre de dents
- Remarque - correction de denture obligatoire lorsque $Z \leq 30$ dents

La nature du matériau différencie le rapport K/σ admissible.

un matériau tel que HB/σ_r important (c'est le cas des aciers cémentés trempés ou nitrurés) assure un rapport K/σ important, donc un petit nombre de dents équilibre à la fois la pression superficielle et la contrainte à la racine.

un matériau tel que HB/σ_r faible (cas des aciers au carbone) assure un rapport K/σ plus faible, donc un grand nombre de dents.

Les équations de base sont :

pression superficielle :

$$T_{i_u} = K_i L D_1 C_k C_v C_t C_s$$

↓ usure

rupture de la racine :

$$T_{i_r} = \sigma_i L M Y_i C_c C_v C_r C_s$$

↓ rupture

Conséquences -

En construction lourde couple important, grande rigidité, grande sécurité, durée importante, le prix dépendra surtout du volume (matériau à prix réduit (fontes, XC, aciers NC traités à la limite).

pression superficielle faible

$$\left. \begin{array}{l} \text{pour } \downarrow e \\ \downarrow V \text{ m/s} \end{array} \right\} \rightarrow a_1 \text{ important (1 à 3)}$$

$$a_1 = \frac{L_1}{D_1}$$

En construction légère couple faible, économie maximale, sécurité limitée, durée faible; - le prix dépendra surtout de la surface usinée et traitée, les guidages sont à réduire : T effort tranchant faible.

(matériaux : aciers de cémentation et de nitruration)

p importante pour réduire S et T $\rightarrow a_1$ faible (0,2 à 0,6)

Conclusion : usure, rupture

$$T_r = \sigma L M Y C_c C_v C_s C_{tr}$$

$$T_u = K L D_1 C_k C_v C_s C_{tu}$$

pour équilibrer $T_r = T_u$ il faut : $\frac{M Y C_c C_{tr}}{K D C_k C_{tu}} \neq 1$

comme $D = M Z$

$$Z = \frac{\sigma}{K} \frac{Y C_c}{C_k} \frac{C_{tr}}{C_{tu}}$$

Construction lourde une grande durée conduit à :

$$\frac{C_{tr}}{C_{tu}} \approx 2$$

$\frac{K}{\sigma}$ faible $\rightarrow Z$ important (30 à 50 dents pour le pignon)

Construction légère durée réduite $\frac{C_{tr}}{C_{tu}} \rightarrow 1$ $\frac{K}{\sigma}$ important $\rightarrow Z$ faible (15 à 25 dents pour le pignon).

en résumé

$Z = 10 \text{ à } 15$ avec correction, faible vitesse, bon marché

$Z = 20 \text{ à } 30$ aciers cémentés pour moyenne et grande vitesse.

$Z = 30 \text{ à } 40$ aciers au carbone pour moyenne et très grande vitesse.

c) calcul - la destruction d'un engrenage se produit sauf cas particulier, par usure, d'où l'équation de base :

$$T_i = (K C_t)_{\text{mini}} L D_1 C_v C_s C_k C_\beta$$

Il faut rechercher une usure égale sur les deux roues engrenant ensemble :

pignon T_1 proportionnel à $K_1 C_{t1}$

roue T_2 " $K_2 C_{t2}$

d'où la condition minimale de résistance $(K C_t)_{\text{mini}}$
comme $T_1 D_1 = 2 C_1$ et $P_1 = C_1 W_1$

$$C_1 = \frac{1}{2} (K C_t)_{\text{mini}} L D_1^2 C_k C_v C_s$$

Signification des différents termes -

K fonction du matériau et de sa dureté superficielle

C_{tu} coefficient de durée $C_{ti} = \frac{1}{\left(\frac{L_i}{10^7}\right)^{0,2}}$ $0,32 < C_{ti} < 1,5$
↓
usure

$L_i = N_i \times 60 \times \text{Durée} \times q$
↓ ↓ L
tr/mn heures nb. de contacts

L largeur du pignon

D_1 ϕ pignon

C_k coefficient de rapport $C_k = \frac{K}{K+1}$ $K = \text{rapport de transmission}$

C_v coefficient de vitesse

$$C_v = \frac{a}{a + \sqrt{v_{m/s}}}$$

$a \begin{matrix} \nearrow 6 \\ \text{ou} \\ \searrow 12 \end{matrix}$

C_s coefficient de service

$$0,4 < C_s < 1$$

En évaluant approximativement C_B et C_V on détermine :

$$\boxed{M_r \quad Z_1 \quad Z_2 \quad L}$$

Z_1 et Z_2 doivent être premiers entr'eux si possible, sauf dans le cas d'une distribution où $k = \frac{Z_2}{Z_1}$ doit être très précis

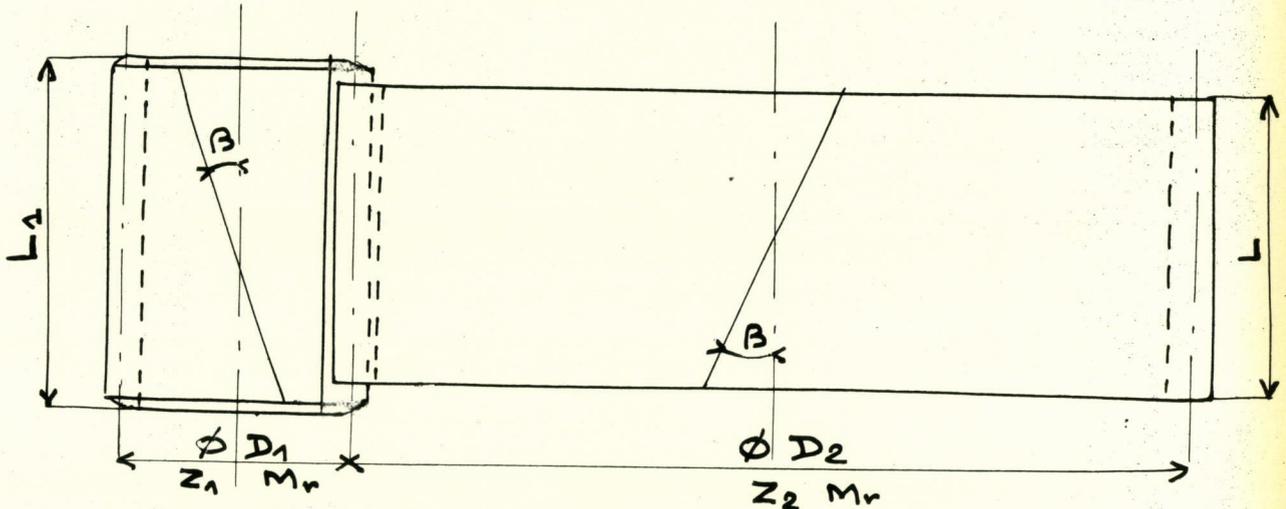
On vérifie que le recouvrement est légèrement supérieur au rapport de conduite $\frac{L \operatorname{tg} \beta}{\pi M_a} \geq C$

pour assurer la continuité et éviter les chocs entre dents venant en prise.

Pour une standardisation d'usinage, on peut choisir :

$$\beta = c^t \text{ pour une boîte de vitesses -}$$

La vérification est faite par les méthodes habituelles σ et K (coefficient de sécurité ≥ 1)



$$L_1 > L$$

- 1) pour compenser les erreurs de positionnement axial
- 2) pour renforcer la racine de la dent du pignon (élément faible)
- 3) pour éviter un marquage de la roue

$$HB_1 > HB_2$$

Nota - ceci est très incomplet ; le développement de l'étude des engrenages ne pouvant être traité dans cet exposé, se référer aux ouvrages spécialisés.

5) Arbres -

- a) fonctions -
- transmettre un couple, une vitesse
 - support des roues dentées (positionnement)
 - assurer une position longitudinale de l'axe par rapport au carter.

b) problèmes -

1) prédétermination - volume mini et prix compatible avec le type de fabrication.

- choix du matériau suivant l'importance du couple à transmettre et de la vitesse de rotation.
- en avant projet on néglige la flexion, le calcul se fait à la torsion simple

$$\tau = \frac{C}{\left(\frac{I_0}{v}\right)} = \frac{C}{\pi \frac{d^3}{16}}$$

τ pratique assez faible du fait des concentrations de contrainte dues aux accidents de forme et que l'on a négligé la flexion.

prévoir la possibilité de surcouple

$$C = \frac{C_{\text{moyen}}}{C_s} \rightarrow \text{coefficient de service}$$

$$\tau = 40 \text{ à } 50 \text{ N/mm}^2 \text{ aciers type C 35, XC 35}$$

$$\tau = 80 \text{ à } 120 \text{ N/mm}^2 \text{ " spéciaux 25 NC 8 ; 35 NCD 4}$$

- dans certains cas : chocs, vibrations dues aux couples variables ; aux inerties importantes, aux périodes de démarrage et d'arrêt fréquentes, il est souhaitable de limiter la déformation.

$$\left(\frac{\theta}{L}\right) \frac{d}{\text{mm}} \leq 1/3 \text{ à } 1/4 \text{ de degré par mètre}$$

$$C = G I_0 \theta$$

2) vérification - Après avoir déterminé la position des paliers et fait l'analyse des différentes forces extérieures appliquées à l'arbre, il faut vérifier la contrainte maximale et parfois les déformations.

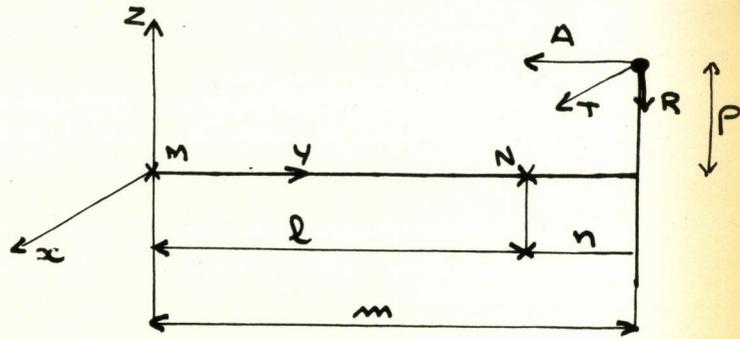
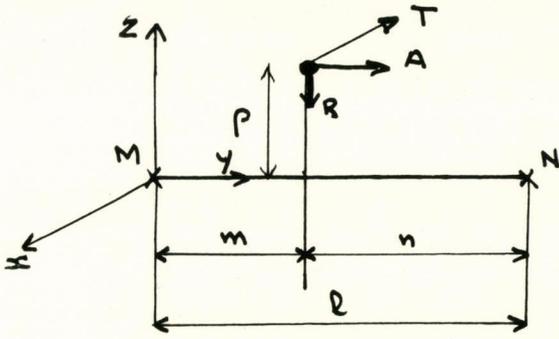
a) détermination des réactions aux paliers
(méthode graphique ou analytique)

d'une façon générale { un effort axial
" " radial
(un couple de frottement

Pour rendre le calcul plus simple on néglige ce couple. Deux cas peuvent alors se présenter :
roue entre appuis, roue en porte-à-faux.

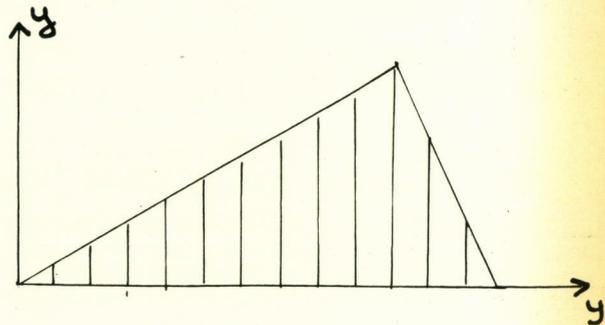
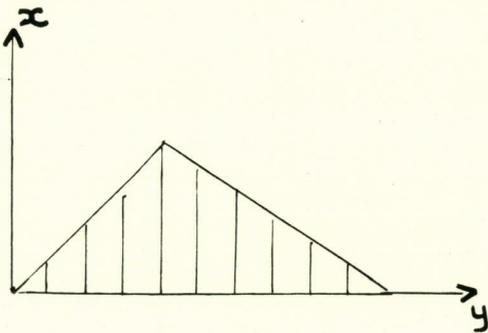
b) Dans chacun des cas, l'arbre travaillant à la flexion, à la torsion, à l'extension ou compression, la marche à suivre pour vérifier la contrainte maximale est :

1) choisir un système de référence

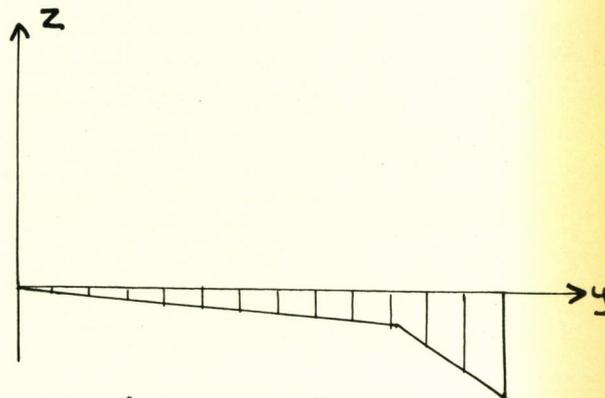
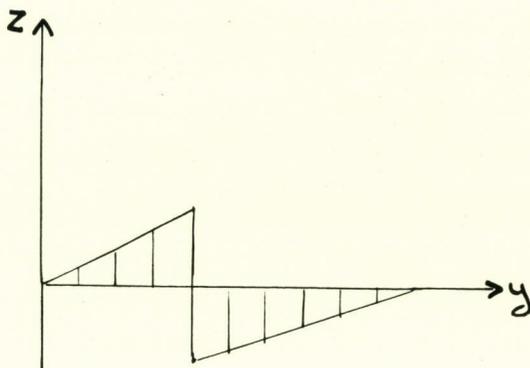


2) actions de contact aux paliers M, N $\begin{cases} X_M & Y_M & Z_M \\ X_N & Y_N & Z_N \end{cases}$

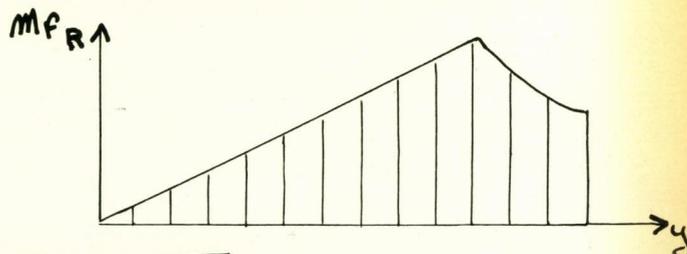
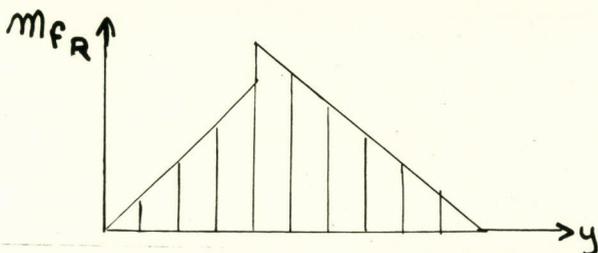
3) moments fléchissants dans le plan H (x, y)



4) moment fléchissant dans le plan V (y, z)

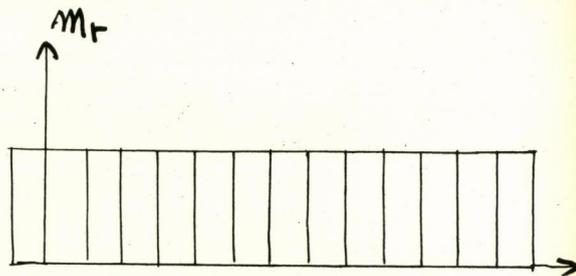
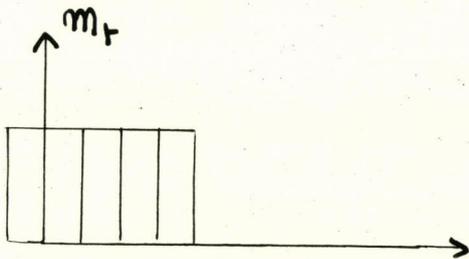


5) moment fléchissant résultant ramené sur un plan

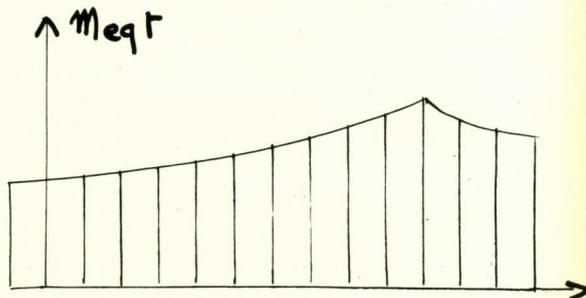
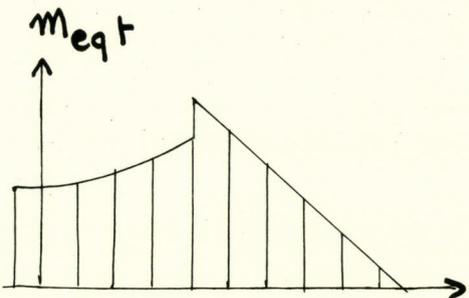


$$M_{FR} = \sqrt{M_{FH}^2 + M_{FV}^2}$$

6) moment de torsion



7) moment idéal en torsion



$$m_{eq t} = \sqrt{m_r^2 + m_f^2}$$

8) moment idéal en flexion

$$m_{eq f} = \frac{1}{2} m_f + \frac{1}{2} \sqrt{m_r^2 + m_f^2}$$

Remarque en général

$$m_{eq t} > m_{eq f}$$

$$m_f < \frac{m_r}{3}$$

on néglige la flexion

d'où

$$\tau = \frac{m_{eq t}}{\left(\frac{\pi d^3}{16}\right)}$$

$$\sigma = \frac{m_{eq f}}{\left(\frac{\pi d^3}{32}\right)}$$

L'analyse des différents facteurs de concentration de contrainte permet de déterminer le coefficient de sécurité

Le calcul des déformations est plus délicat -
en flexion : flèche maxi (0,3 à 0,5 mm/mètre de portée)

↳ obtenue par construction de Mohr

en torsion $\theta = \sum \frac{m_t}{GI_0}$ $\ddot{y} = \frac{-m_f}{EI}$

c) vibrations - équilibrage statique et dynamique

1) vibrations de flexion

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g \sum P_i f_i}{\sum P_i f_i^2}}$$

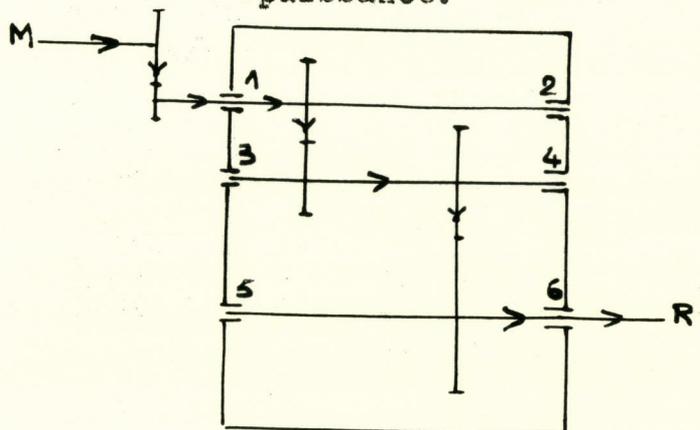
- calcul des f_i (flèches) méthode de Mohr
- diminuer les flèches en plaçant les paliers le plus près possible des charges.
- $\omega_c > 1,3 \omega$ fonctionnement

2) vibrations de torsion -

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{GI_0}{L} \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}}$$

pour un arbre comportant 2 volants

Remarque - au droit des paliers, il existe en général un moment de flexion, un effort tranchant mais pas toujours un moment de torsion suivant la chaîne de transmission de puissance.



| paliers | M_t | M_F | T |
|---------|-------|-------|-----|
| 1 | oui | oui | oui |
| 2 | non | non | oui |
| 3 | - | - | oui |
| 4 | - | - | oui |
| 5 | - | - | oui |
| 6 | oui | - | oui |

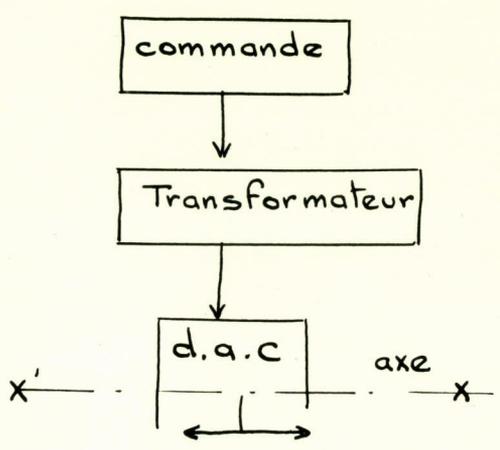
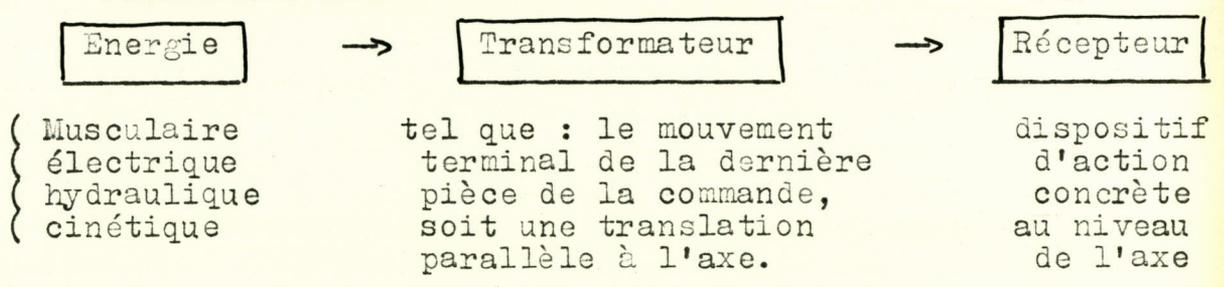
Quand au droit d'un palier $M_t = M_F = 0$, le ϕ de l'arbre sera fonction :

- du roulement choisi devant supporter les réactions du palier pendant un temps déterminé dans le cas d'un palier à roulement.
- pression de contact, graissage, (rapport $\frac{L}{\phi}$) et des conditions d'échauffement, dans le cas d'un palier lisse.

Mécanisme de changement de vitesse -

- fonctions → permettre le changement à distance du rapport $\frac{NE}{NS}$ en utilisant tour à tour les trains d'engrenages de rapport \neq montés entre deux arbres
 → possibilité de renversement de marche.
- Conditions à réaliser et critères à respecter -
 - éviter les interférences de fonctionnement c'est-à-dire les combinaisons simultanées, d'où nécessité d'un point mort entre chaque vitesse.
 - réduire le nombre de roues dentées (prix de revient)
 - réduire la portée des arbres (flexion, vibrations, bruits).
 - obtenir une gamme rigoureuse.
 - fréquence des changements
 - nature de la denture intervenant pour le déplacement relatif roue dentée par rapport à l'arbre ou s'il s'agit de roues de remplacement.
 - sécurité absolue quand une vitesse est en prise.

-- Chaîne d'action -



L'élément directeur, commandé de l'extérieur, reçoit au moment déterminé du cycle de fonctionnement l'ordre d'un système (impulsion, poussée).

Les éléments de transmission communiquent l'ordre reçu au dispositif d'action concrète - Il y a transformation de :

- 1) déplacement en grandeur et en sens, de manière que le mouvement terminal soit une translation parallèle à l'axe.
- 2) force -

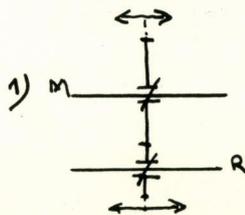
X Dispositif d'action concrète -

Etude des mouvements relatifs possibles roues / arbres -

dans tous les cas pour avoir transmission de puissance :
1 seul degré de liberté : rotation.

a) denture droite -

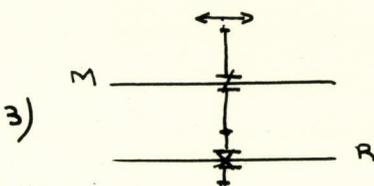
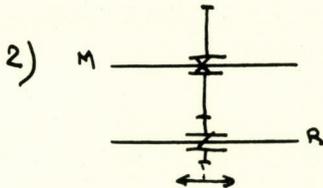
1) translation - les arbres sont parallèles. On a la possibilité de déplacement relatif des 2 roues d'un même train d'engrenages suivant les axes.



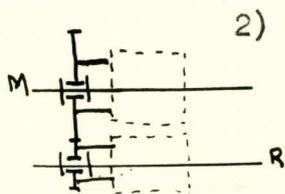
3 cas 1) roues guidées en translation sur leur arbre respectif.

2) roue motrice calée, roue réceptrice guidée en translation.

3) roue réceptrice calée, roue motrice guidée en translation.



Le choix de l'un de ces trois cas sera fonction de la facilité de manoeuvre (accès, importance de l'effort -
Le cas 1 fait apparaitre une complexité de commande nécessitant 2 dispositifs d'action concrète.

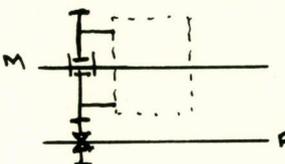
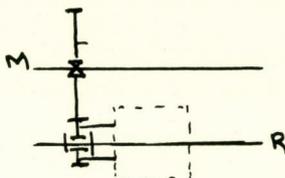


2) rotation - les engrenages sont toujours en prise alors que pour la translation cela ne se produit que durant l'utilisation de ce train.

3 cas: 1) les roues sont guidées en rotation sur leur arbre respectif.

2) la roue motrice est calée, la roue réceptrice guidée en rotation.

3) la roue réceptrice est calée, la roue motrice guidée en rotation.



Analyse de chacun des cas -

Pour permettre la transmission de puissance d'un arbre à une roue dentée portée par lui, il faut supprimer tout degré de liberté possible (ceci est relatif car ici on a un positionnement axial).

 dispositif guidé en translation

Si une roue est guidée en rotation sur son arbre, il faut supprimer le dernier degré de liberté (rotation) pour assurer la transmission de puissance d'où utilisation d'un dispositif guidé en translation sur l'arbre tel que la jonction des deux donne un positionnement complet.

cas 1 : 2 dispositifs guidés en translation

cas 2 et 3 : 1 seul dispositif

La jonction roue et dispositif guidé en translation relève du domaine des accouplements :

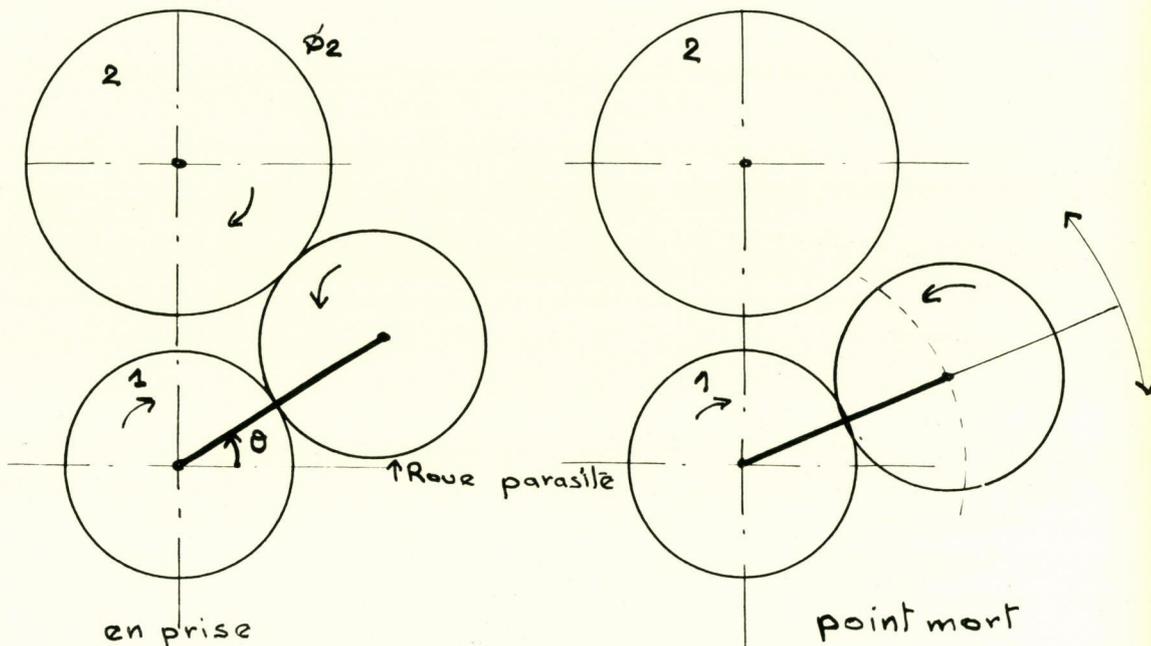
- (par obstacle : crabots
- (par adhérence : type embrayage

L'étude de cette jonction sera faite dans le chapitre suivant.

3) interposition d'un troisième arbre parallèle aux deux premiers

Cet arbre porte une roue dentée unique constamment en prise avec une roue de l'un des arbres. Par un système de basculement (rotation par rapport à l'axe de la roue avec laquelle il est toujours en prise), on peut mettre en prise l'autre arbre ou non - Ce dispositif basculeur permet l'utilisation de plusieurs roues réceptrices (2) en le déplaçant en translation suivant l'axe des roues motrices (1).

Remarque - même sens de rotation des arbres entrée, sortie
 - roue parasite → mouvement hélicoïdal par rapport à l'axe 1



Pour chaque $\phi_2 \rightarrow$ une valeur de θ . Il est aisé de repérer les \neq positions du basculeur (axialement et angulairement)

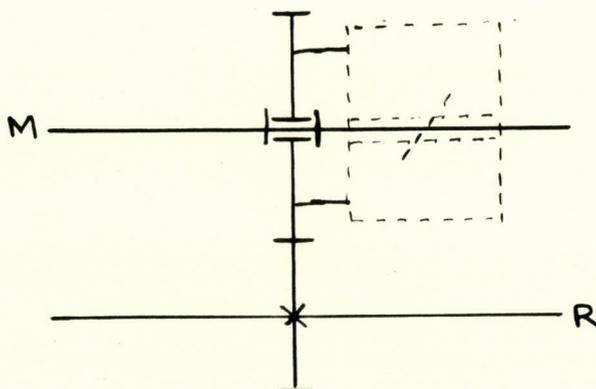
Ce dispositif fait intervenir une troisième roue dentée qui peut servir plusieurs fois :

| | | | | |
|-----------|---|---|-------|--|
| 1 vitesse | → | 3 | roues | |
| 2 " | → | 4 | " | |
| 3 " | → | 5 | " | : économie de roues à partir de 3 vitesses |

b) denture hélicoïdale les axes sont parallèles -

Aucun déplacement relatif des 2 roues d'un même train n'est possible : les roues sont constamment en prise.

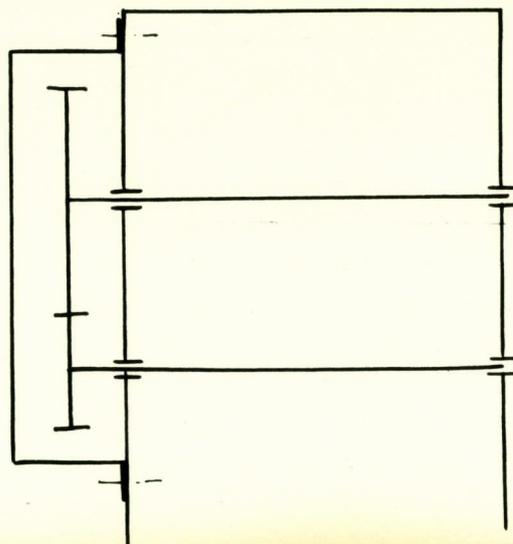
Les seules possibilités de couplage ou découplage sont les mêmes que celles du : 2 - rotation : denture droite où l'on doit faire intervenir un dispositif guidé en translation.



c) denture conique ou spiro-conique - les axes des arbres coplanaires forment un angle θ ($\theta = \frac{\pi}{2}$ en général) - Les roues sont toujours en prise - employée surtout comme renvoi d'angle et renversement de marche ; si le sens de rotation est invariable, le changement de vitesse se fait ailleurs.

d) roues de remplacement -

$$\frac{N_{\text{maxi}}}{N_{\text{mini}}} \approx 10 \text{ à } 11$$



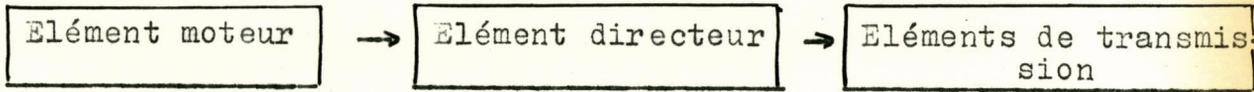
→ denture droite seule employée, la denture hélicoïdale donnant des poussées axiales.

porte à faux des roues

X Dispositif de commande-

Il doit transmettre l'ordre reçu de l'élément moteur au dispositif d'action concrète.

Chaine d'action



- Elément moteur
- > main ou pied de l'opérateur
 - > une butée se déplaçant suivant une trajectoire déterminée par rapport à la B.V.
 - > une came, un gabarit, une carte perforée (ordinateur)
 - > électrique, électronique, hydraulique pneumatique, optique -

- Elément directeur
- > mécanique (organes de commande manuelle et à pédale).
 - > asservi.

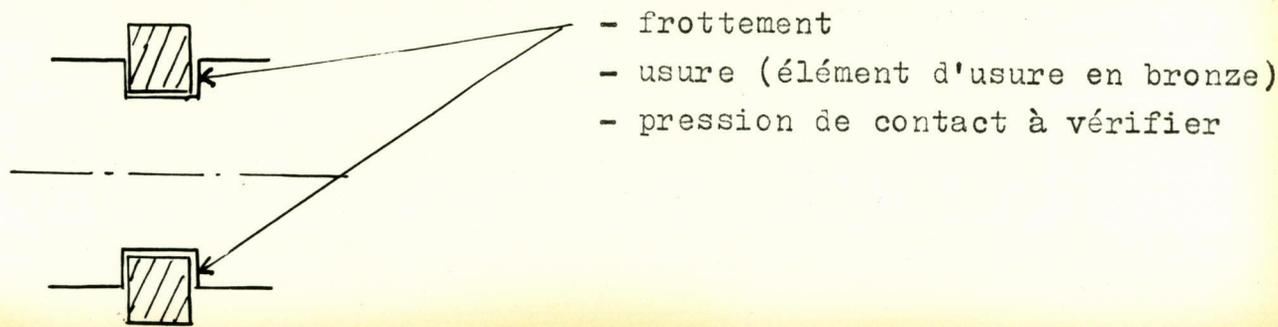
- Eléments de transmissions -
- > systèmes mécaniques
 - > asservis

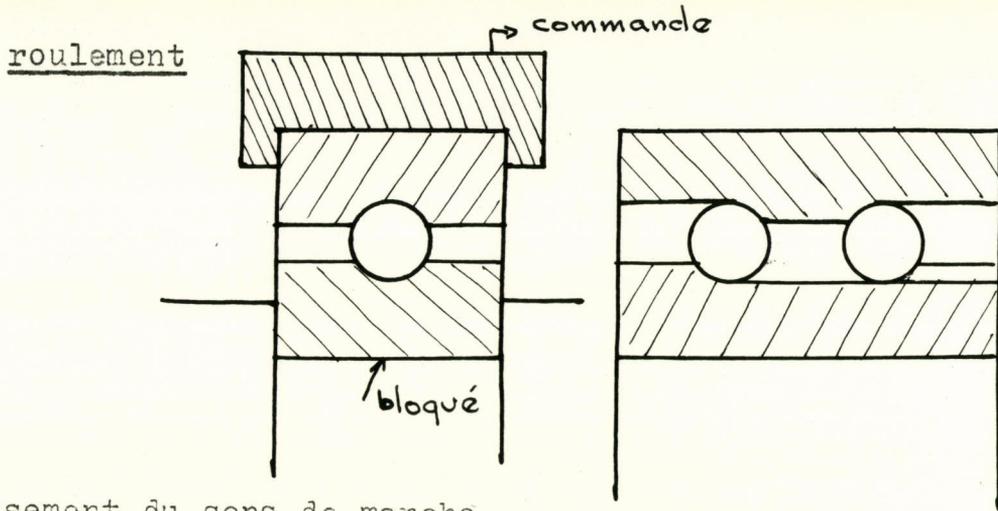
- Conditions à réaliser -
- > mouvement terminal : translation // à l'axe
 - > réalisation
 - > sécurité : - repérage de chaque position (moteur, point mort)
 - verrouillage de chaque position.

La dernière pièce du système de commande étant fixe en rotation, tandis que le d.a.c. est mobile en rotation, le mouvement relatif de ces deux pièces est une rotation.

Le guidage peut se faire : -> par glissement relatif des 2 pièces
-> par roulement

glissement -





Renversement du sens de marche -

On distingue 2 cas :

- 1) changement se sens de rotation seul ;
- 2) changement simultané de sens et grandeur
(retour rapide en machines-outils, marche arrière en automobile)

Eléments de changement de marche -

Roues de friction

Engrenages

Poulies et courroie

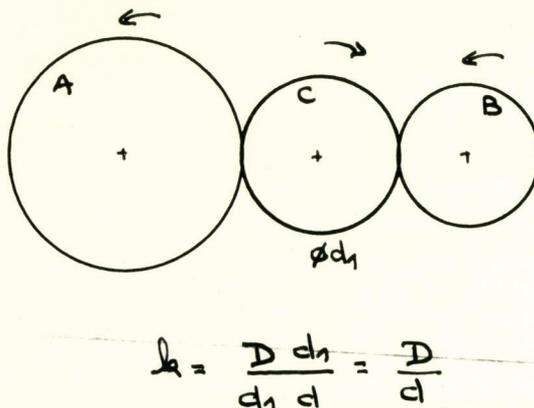
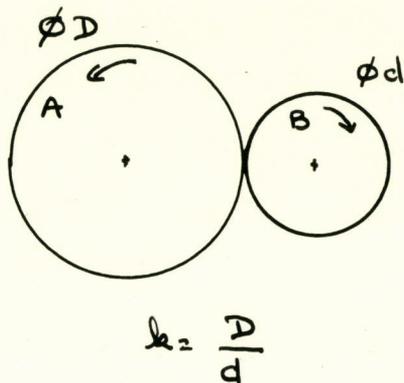
axes // ou ⊥

droite, croisée

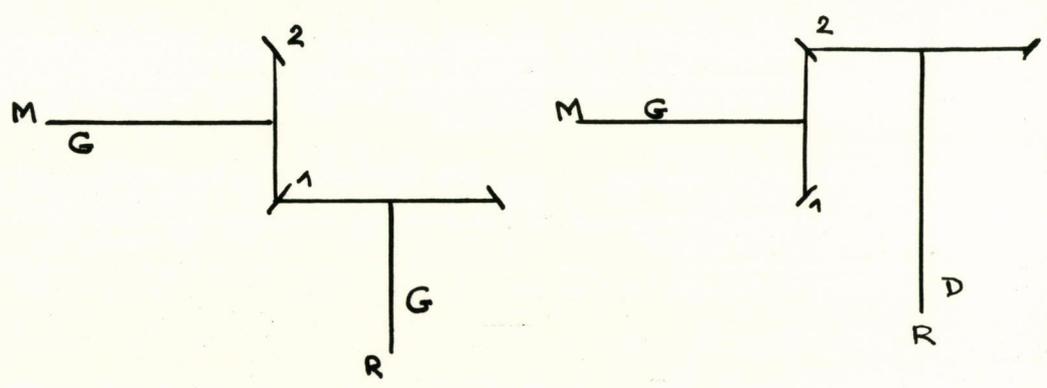
Nous n'emploierons que les engrenages lorsque l'encombrement doit être le plus réduit possible.

Conditions - 1) entr' axes parallèles -

- a) 2 roues en prise transmettent un mouvement de rotation dans un certain rapport et tournant en sens inverse. Si on interpose une troisième roue entre les 2, le rapport reste inchangé mais les roues extrêmes tournent dans le même sens : la troisième roue est appelée : roue parasite C

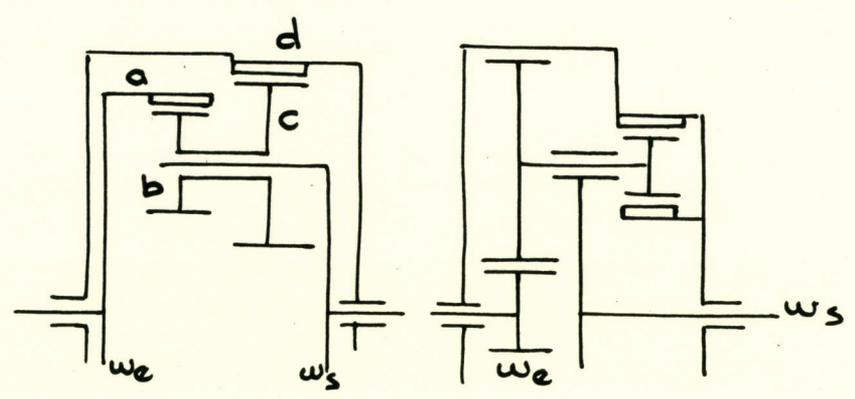


2) b) par engrenage cylindrique à contact intérieur
entr'axes perpendiculaires (porte à faux, étanchéité)



suivant que le contact entre les roues coniques se fait en 1 ou 2, nous obtenons inversion du sens de rotation de l'arbre récepteur R, l'arbre M tournant toujours dans le même sens.

3) trains épicycloïdaux suivant le nombre de dents des différentes roues et la position des appuis entre satellites et planétaire de base, planétaire d'appui
Différentes formes



$$\frac{0 - \omega_s}{\omega_e - \omega_s} = + \frac{a c}{b d} = k^{-1}$$

$$r = \frac{\omega_e}{\omega_s} = 1 - \frac{b d}{a c}$$

- * Carter Fonctions a) directes → rôle d'appui (stabilité, rigidité, résistance)
- protection du mécanisme et des opérateurs
- permettre une fabrication "Bon marché" (usinage, montage)

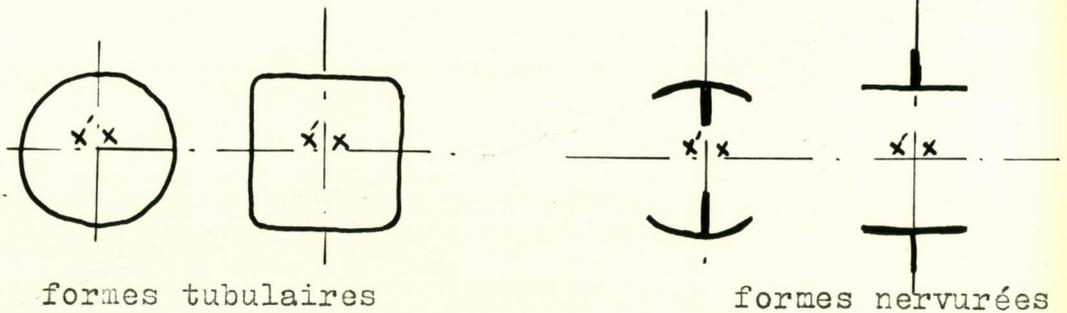
- b) indirectes → guidage des arbres et positionnement
- guidage du système de changement de vitesse ;
- graissage -
- étanchéité -

Conditions à remplir -

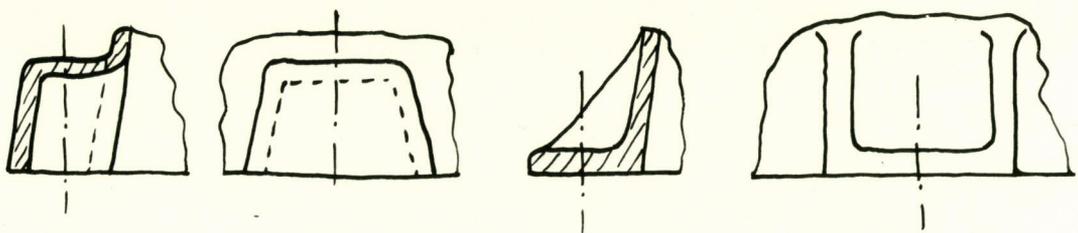
Résistance, rigidité

condition essentielle dans un carter - Il faut faire l'étude des efforts appliqués - Les formes de liaison entre les paliers et la semelle devront résister aux différentes sollicitations.

On choisira des sections à grand moment d'inertie : éloigner la matière des axes neutres.

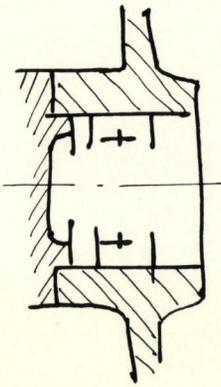


En ce qui concerne les éléments de fixation pour accroître la rigidité on prévoiera des pattes ou des semelles tubulaires ou nervurées -

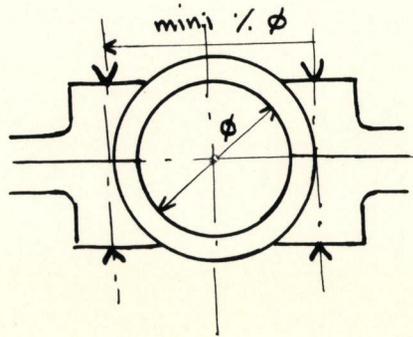


Paliers - en une seule pièce (montage \perp au palier suivant l'axe)

- en deux parties (usinage du plan d'appui, centrage, assemblage, alésage mais aussi fixation rigide et résistante).

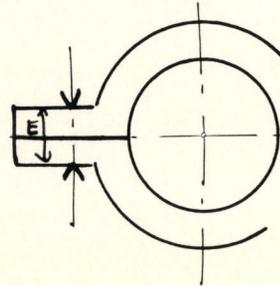


1 pièce



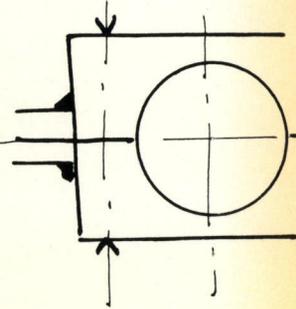
2 pièces = moulé

2 boulons ou goujons avec
un écartement minimal



Palier soudé découpé

2 boulons écartement
mini
Paliers soudés à la
semelle d'assemblage



Palier monobloc
soudé

Assemblage
par 2 goujons

Graissage mouvement à faible vitesse : graissage à la graisse
(introduction = graisseur type soupape
réserve = trous, chambrages, conduits)

mouvement à vitesse courante ≈ 15 m/s

on utilise en général le barbotage

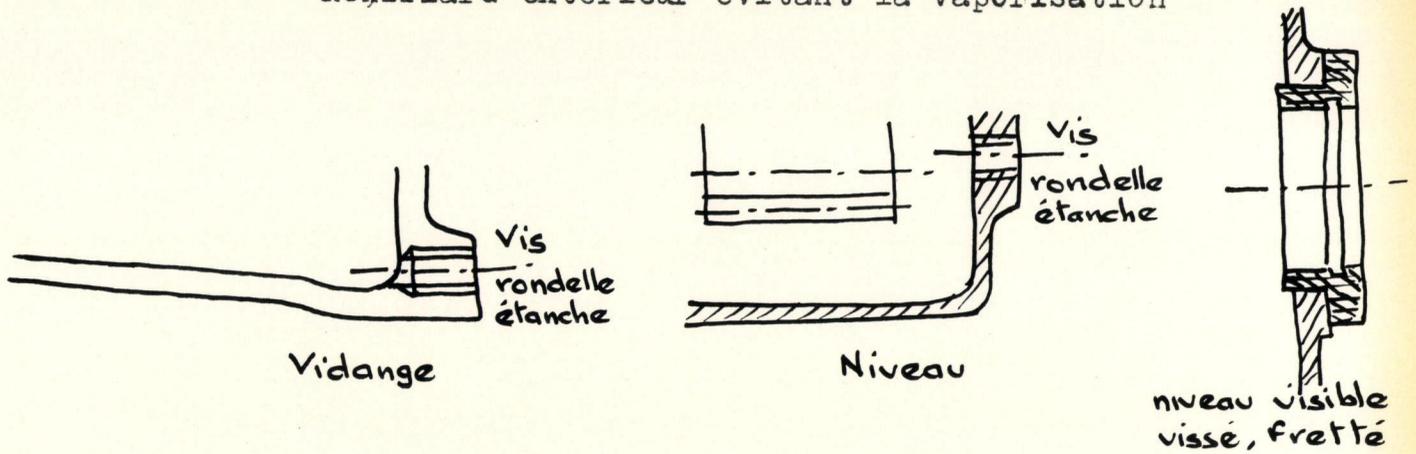
- > remplissage (par trou de visite ou trou avec bouchon)
- > niveau (jauge, tube, fenêtre)
- > vidange (complète - parois du fond inclinées et nettoyage complet possible)

mouvement à grande vitesse - ≈ 20 m/s

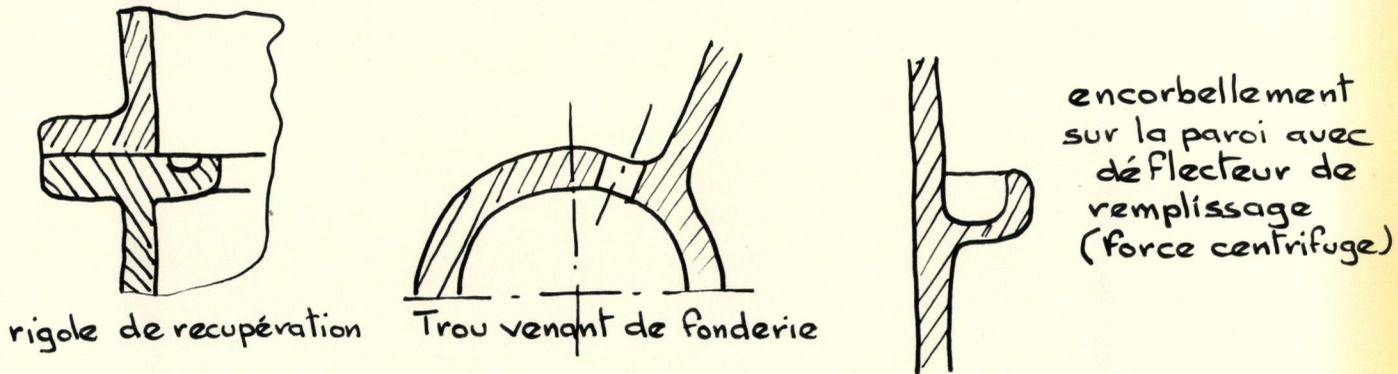
nécessité d'une circulation complète

- pompe de circulation (à engrenage, à palettes, à piston).
- circuit complet (reniflard filtre à l'aspiration, vérification de la température, refroidissement possible : échangeur ; conduites aux points à lubrifier ; gicleur sur engrenages, trous, déflecteurs pour les roulements ; bassin de décantation avant recyclage du lubrifiant.

Remplissage extérieur évitant la vaporisation

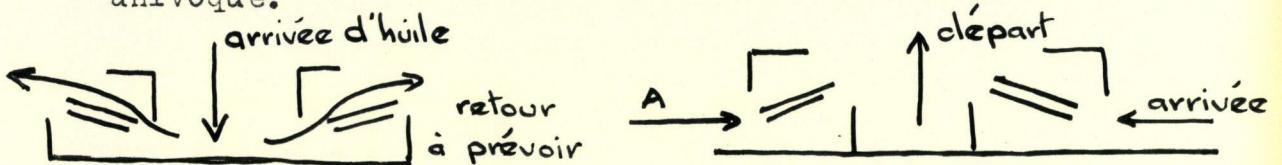


Utilisation de la gravité : ruissellement le long des parois



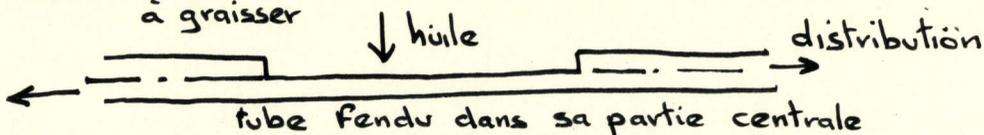
Cas particulier des rouleaux coniques ou butées -

jouant le rôle de pompe centrifuge, ils créent un circuit univoque.



montage en O

Circuit: Utilisation de la force centrifuge, récupération, conduite aux points à graisser



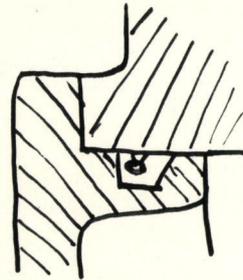
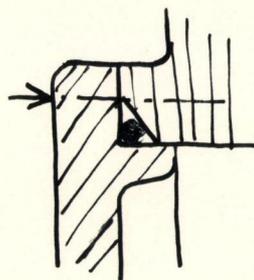
lorsque la vitesse devient trop importante, on réalise un circuit dirigé : par injection directe sur les engrenages - On prévoit alors des déflecteurs pour les roulements,

Etanchéité

- joint plan avec serrage (enduit avant fixation)
- joint à pénétration (joint Klingérite
ou joint torique statique)

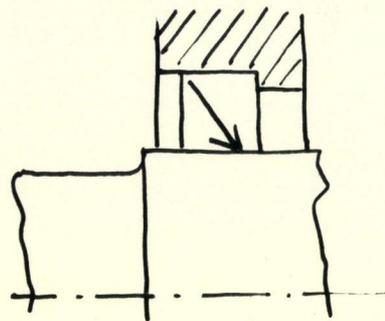
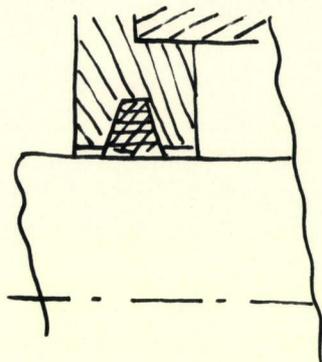


Joint plan Klingérite



Joint torique dans l'angle ou entre l'arbre et l'alésage

- joints mobiles entre arbres et flasques de sortie
 - feutre pour vitesses faibles ou moyennes
 $N \leq 800 \text{ t/mn}$
 - joints à lèvres simple (côté huile, poussière)
ou double - arbre soigné VVV (usure)



- labyrinthes dans le cas de grande vitesse et atmosphère poussiéreuse.

SOLUTIONS PARTIELLES

Les dispositions constructives concernant les arbres, les roues dentées et les différents éléments du carter (paliers, semelle, formes de liaison) seront volontairement passés sous silence, ayant déjà été étudiés dans des ouvrages spécialisés auxquels il y aura lieu de se référer pour plus ample information.

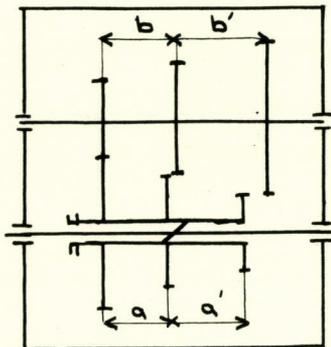
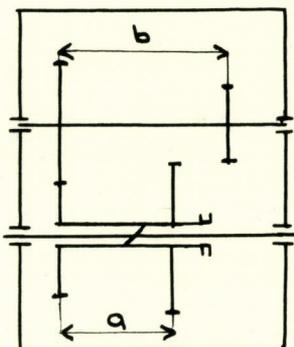
A- Dispositifs d'action concrète -

Ils sont de deux types suivant leur mode d'action:

- 1) par obstacle
- 2) par adhérence

1) par obstacle -

a) Baladeur à engrenages (engrenages droits)



e = largeur des roues

L = encombrement

n = nombre de trains

$$b \geq a + 3e$$

$$\underline{\text{déplacement axial}} = 3e$$

| | |
|---------|-----------|
| $n = 2$ | $L = 4e$ |
| $n = 3$ | $L = 7e$ |
| $n = 4$ | $L = 10e$ |

$$b \geq a + 3e$$

$$\underline{b' \geq a' + 3e}$$

$$b + b' \geq a + a' + 6e$$

$$\underline{\text{déplacement axial}} = 6e$$

Principe - les roues motrices sont montées sur un manchon guidé en translation sur l'arbre moteur. Les roues réceptrices sont calées sur l'arbre récepteur.

Pour permettre la mise en prise de chacun des trains en évitant les combinaisons simultanées, il est nécessaire de prévoir un point mort entre deux positions successives.

Avantages

- M_t et P grands pour un encombrement radial limité.
- pas d'usure des roues qui n'engrènent pas pour une vitesse donnée.
- simplicité de la commande (unique)
- sécurité de fonctionnement (pas d'interférence, si l'on respecte les conditions : point mort notamment).

Inconvénients

- encombrement axial important
 $L \approx n^2 e$
- passage des vitesses : à l'arrêt le plus souvent; en marche (à condition que les arbres tournent à des vitesses telles que leur rapport soit celui du train que l'on veut mettre en prise) risque de rupture des dents
- bruit (engrenages droits)
- verrouillage des points morts et pour chaque vitesse en prise
- repérage des positions pour limiter le déplacement du baladeur.
- $n \uparrow \rightarrow L \uparrow$; l'inertie des arbres croît, M_T non négligeable vibrations $n \leq 3$
- grande amplitude du levier de manoeuvre.
- progression géométrique approchée

b) Baladeurs multiples

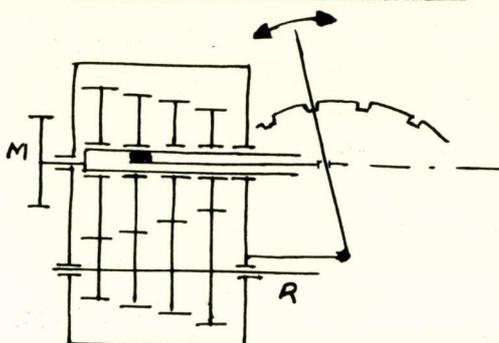
Même disposition générale avec cette différence que le manchon est en deux parties \rightarrow 2 baladeurs, ce qui nécessite deux commandes séparées.

avantages

- (\rightarrow encombrement axial moindre $L = 2 n e$)
- (\rightarrow manoeuvre plus facile)

inconvénients

- (\rightarrow plus grande complication d'usinage et de montage.
- (\rightarrow dispositif de commande plus complexe -
- (\rightarrow sécurité pour éviter la mise en prise simultanée de 2 combinaisons correspondant à 2 baladeurs différents.

c) Clavette coulissante - Principe -

Les roues sont toujours en prise ; les unes motrices sont folles sur l'arbre moteur, les autres réceptrices sont calées sur l'arbre récepteur.

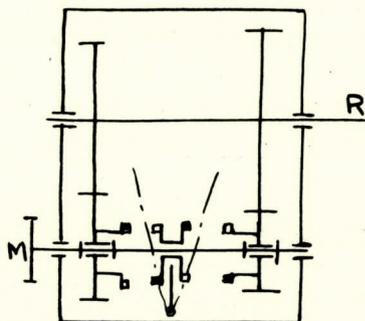
Une clavette coulissante, guidée en translation dans une rainure de l'arbre moteur, rend celui-ci solidaire de la roue choisie. Le point mort se situe entre chaque roue.

Avantages

- encombrement axial réduit
- changement de vitesse en marche.

Inconvénients

- repérage exact de la position et sécurité de maintien
- n vitesses \rightarrow $2n$ roues
- progression approchée
- arbre moteur affaibli par la profondeur de la rainure (faibles puissances)
- vitesses faibles (équilibre imparfait).

d) baladeur à griffes - Principe -

Les roues sont toujours en prise : roues motrices folles sur l'arbre moteur (guidées en rotation) ; roues réceptrices calées sur l'arbre récepteur ;

Le baladeur à griffes mobile en translation sur l'arbre solidarise alternativement l'un ou l'autre pignon moteur avec l'arbre (2 vitesses) - La juxtaposition de 2 systèmes identiques permet d'obtenir 4 vitesses.

La jonction : baladeur / roue = accouplement mobile par obstacle
 embrayage à griffe

Avantages

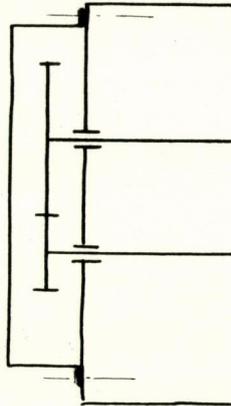
- ensemble silencieux avec les engrenages hélicoïdaux.
- effort de manoeuvre plus facile (crabots plus légers)
- encombrement plus réduit que baladeur à engrenages
- robuste

Inconvénients

- maintien du débrayage d'un baladeur lorsque l'autre est embrayé.
- commande complexe
- mise en prise en marche si les N de rotation sont égales sinon risque de rupture des dents du crabot.
- pertes d'énergie dues au frottement des couples de roues non motrices.

e) Roues de changement -

entre 2 arbres parallèles, l'entr'axe est constant.

Avantages

- petites dimensions axiales.
- transmission inverse par renversement d'une même paire de roues.
- si démontage peu fréquent (machines automatiques, unités d'opération).

Inconvénients

- $R = 8$ à 10
- montage et démontage lents
- étanchéité entre le couvercle et le carter.

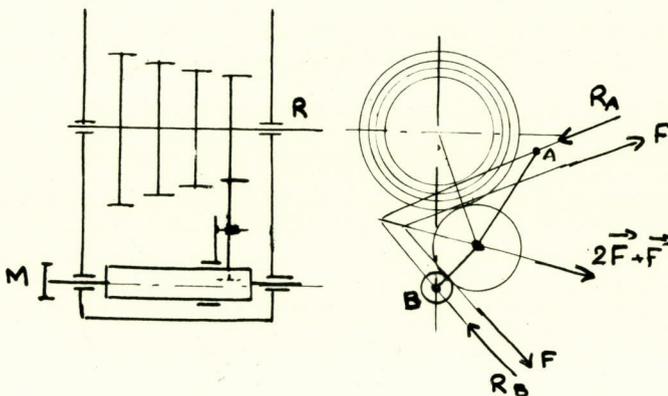
f) Système NORTON -Principe -

Les roues réceptrices sont clavetées sur leur arbre.

Une seule roue est motrice

Un pignon satellite, toujours en prise avec la roue motrice, peut engrener alternativement avec l'une ou l'autre des roues réceptrices.

Un basculeur permet de donner à ce satellite les deux mouvements de translation et rotation.



Les efforts sur le satellite se transmettent aux deux points d'appui du basculeur : axe moteur et bâti.

Avantages

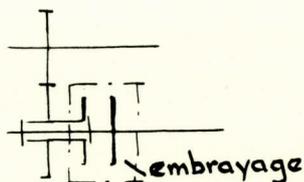
- gamme précise avec variation possible d'entr'axe.
- grand nombre de vitesses à faible puissance.
- encombrement axial réduit.

Inconvénients

- arbre moteur M_t et M_F qui peut être important.
- changement à l'arrêt
- mauvaise protection du mécanisme contre l'extérieur
- repérage exact sur le carter et sécurité de maintien (verrouillage)

2) par adhérence -.

Principe - Les engrenages sont toujours en prise - La jonction, entre le dispositif d'action concrète guidé en translation et la roue dentée guidée en rotation, se fait par adhérence (pression de contact entre deux surfaces de révolution conjuguées, provoquant l'entraînement de l'une par l'autre).

Problème des embrayages à entraînement progressif -

Les embrayages peuvent être classés d'après :

- 1) la forme de leurs surfaces de friction (planes, côniques, ou cylindriques).
- 2) le caractère du système presseur (action permanente ou automatique).
- 3) le nombre de surfaces en contact.

Avantages

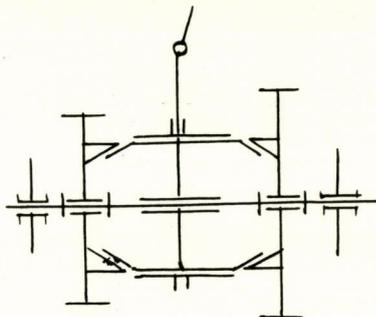
- changement rapide en marche.
- silencieux
- limiteur de couple

Inconvénients

- grandes dimensions axiales et radiales
- perte d'énergie, usure des engrenages en prise constamment
- verrouillage quand une vitesse en prise, dans certains cas.

3) par adhérence d'abord, puis par obstacle -

Le passage des vitesses dans une boîte de vitesses présente toujours quelques difficultés du fait qu'avant de mettre en prise 2 crabots, il faut leur donner sensiblement la même vitesse angulaire. Si la manoeuvre est mal exécutée, il se produit au moment de l'engrènement des chocs entre les dents, cause de bruit désagréable et d'usure prématurée.



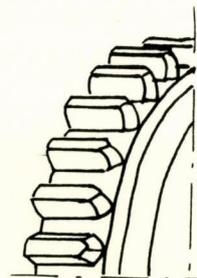
Pour y remédier, on a réalisé le double embrayage à friction et à griffes -

Les deux roues sont toujours en prise et l'un d'eux est monté fou sur son arbre -

Le système à friction se met à la même vitesse angulaire que la roue avant l'inter-pénétration des dents du crabot à griffes.

Forme des dents du crabot

biseautées du côté où s'opère la prise de contact - ce qui facilite l'inter-pénétration des dents.



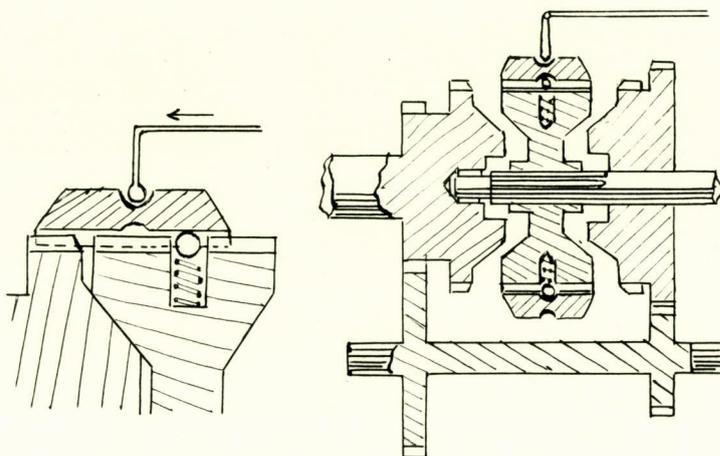
Synchroniseur surtout employé dans les véhicules automobiles

avantages

- supprime le double débrayage
- permet le changement rapide et silencieux de vitesse -
- léger gain de temps au cours d'un changement de combinaison.

inconvénients

- frottement (échauffement, usure) si les surfaces conjuguées restent en ~~cont~~ contact au point mort.



B) Dispositif de commande -

Le déplacement du dispositif d'action concrète, étant une translation, peut être obtenu soit :

- 1) par asservissement dans le cas où la jonction se fait par adhérence ; la force de pression permettant l'entraînement pouvant être créée par :

force électro-magnétique → embrayages à commande électrique
(voir schéma dans boîte de vitesses de poupée)

poussée d'un fluide ou d'un gaz → embrayage à commande hydraulique ou pneumatique

- 2) cinématiquement (adhérence) système dépendant de la vitesse.

- 3) mécaniquement par systèmes mécaniques

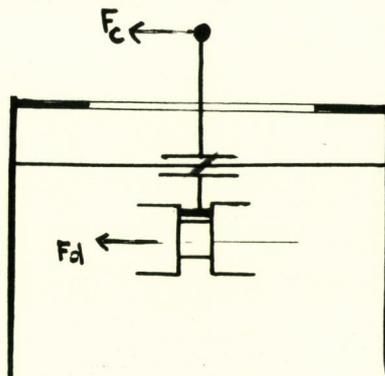
→ peuvent être employés quelque soit le mode de jonction d. a.c / roue dentée.

On se limitera aux systèmes mécaniques à commande directe de l'extérieur par la main ou le pied de l'opérateur (pédale, manette, volant, manivelle, etc..).

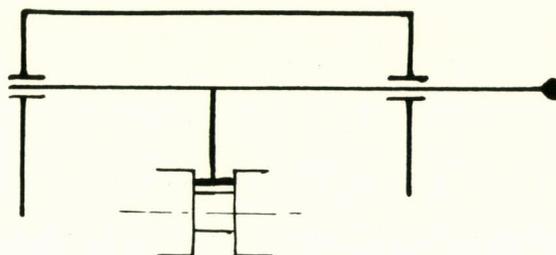
* Organes de manoeuvre doivent être tels que le mouvement de la dernière pièce (au niveau du d. a.c) soit une translation.

Réalisation mécanique de la translation -

a) Translation — Translation

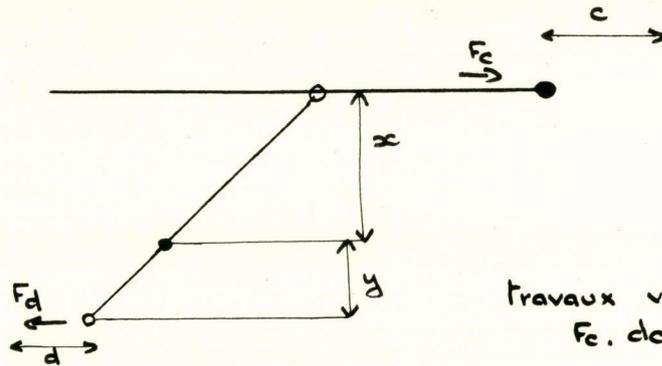


- étanchéité
- $F_c = F_d$ arc boutement
- très peu employé



- étanchéité
- encombrement important

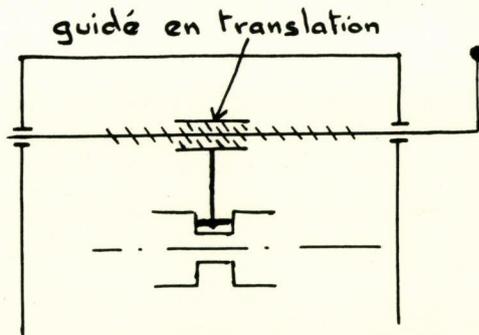
b) démultiplication



Travaux virtuels
 $F_c \cdot dc = F_d \cdot dd$

c) Rotation — translation

Vis - le guidage est assuré par la vis même

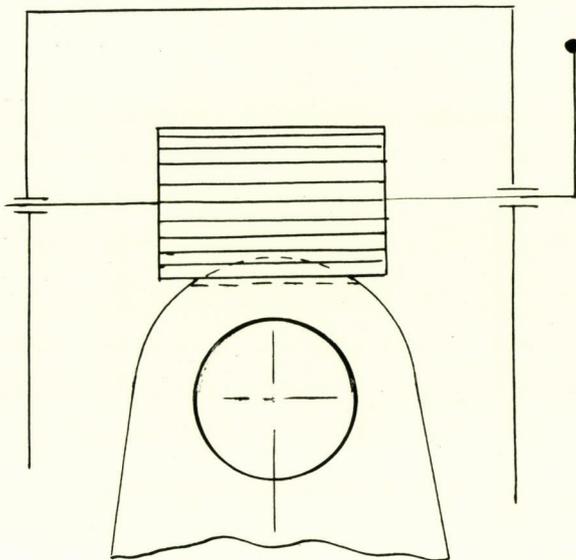


déplacement limité à 1 tour de vis, à cause du repérage des positions.

Crémaillère - pignon

crémaillère fixe en rotation

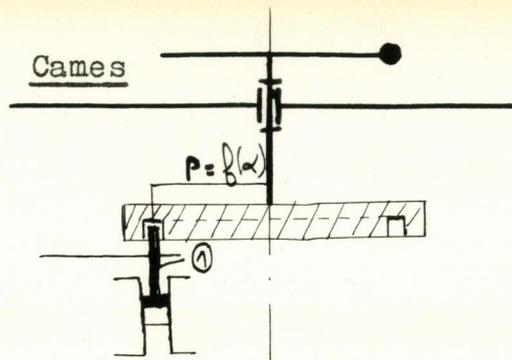
guidée en translation



crémaillère mobile en rotation

crémaillère circulaire

Leviers

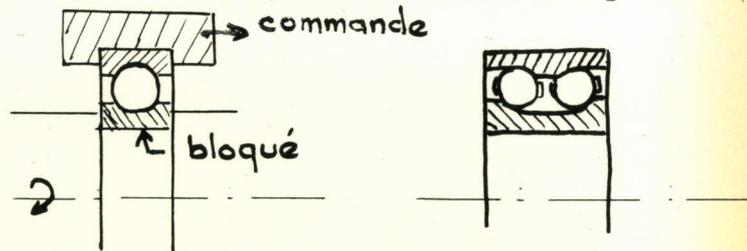


étude de la forme de la rainure guidage en translation de (1)

le contact d. a . c et dernière pièce du système mécanique peut se faire :

1) par roulement

Translation
↓
Translation



2) par glissement

Translation { - simple face plane acier sur acier
- sphère dans rainure

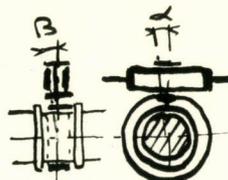
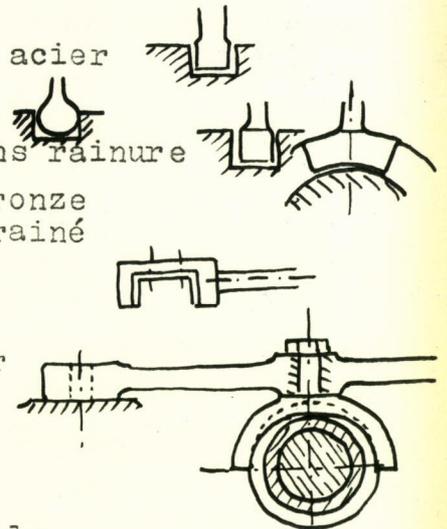
Translation { - secteur acier ou bronze dans rainure
- étrier avec garniture de bronze quand l'engrenage est entraîné directement.

- secteur ovalisé avec levier à point d'appui fixe

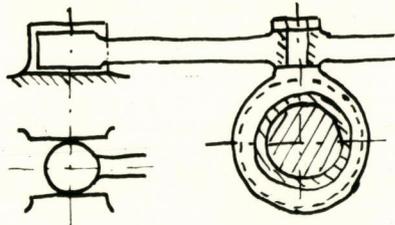
- collier et trou ovalisé dans le levier

système peu précis par suite de la double obliquité α et β , du doigt pendant le déplacement

les efforts obliques augmentent l'ovalisation

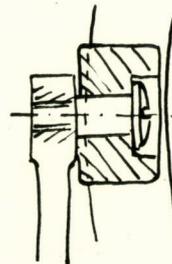


- par collier sur lequel s'articule le levier -
le poids des éléments assure le contact
permanent et augmente l'usure.



- par galet -

frottement réduit au minimum -
limiter la pression de contact.

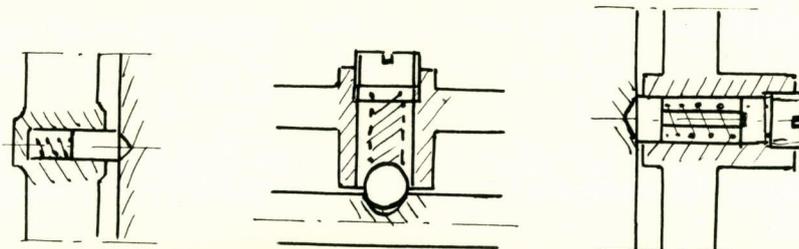


- par sphère dans encoche pour le levier oscillant.

X Dispositifs de sécurité dits de verrouillage peuvent être suivant
le rôle qu'ils ont à remplir :

- 1) automatiques leur entrée en action étant due à des
ressorts.
- 2) positifs ils sont commandés directement par le dé-
placement du levier de manoeuvre.

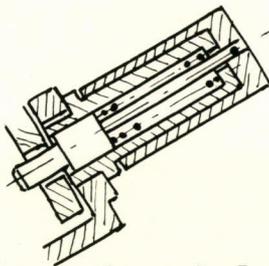
1°) automatiques - bille ou pointeau se logeant dans des encoches
du coulisseau ; la pression est obtenue par ressort réglable
ou non - La tension du ressort est suffisante pour que le
coulisseau (ou manchon) ne puisse se déplacer lui-même sous
l'effet des poussées axiales créées par les pignons (engr.
hélicoïdaux) quand ils sont en prise. Il faut pouvoir sans
grand F_c forcer la bille ou le pointeau à s'effacer dans son
logement lors que l'on veut déplacer le dispositif d'action
concrète.



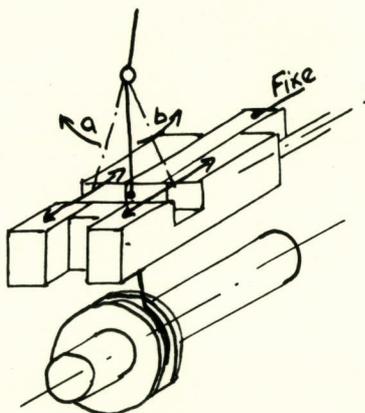
Inconvénients - usure rapide des encoches

manque de sécurité au bout d'un certain temps de fonctionnement.

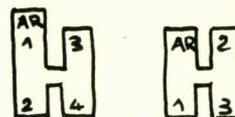
2°) positifs - têtou cylindrique ou conique s'engageant dans un trou (forme conjuguée) profond et ne pouvant s'en dégager que par traction axiale simple ou démultipliée par levier - Le maintien en position est assuré par ressort réglable.



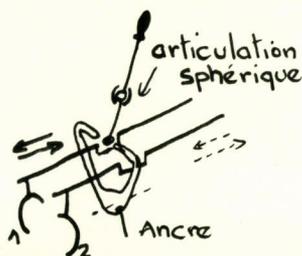
3°) Cas particuliers - deux baladeurs ayant des déplacements parallèles sont verrouillés deux fois



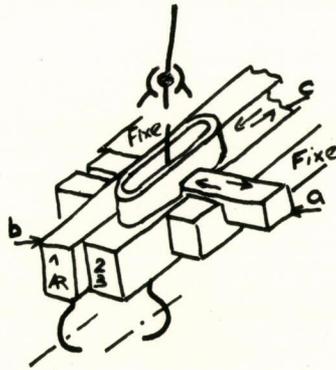
→ verrouillage à cadre
grilles de boîtes de vitesses d'automobiles - Les positions du levier sont normalisées R 14 001 - Une plaque creusée en forme de H sur la boîte limite les déplacements du levier.



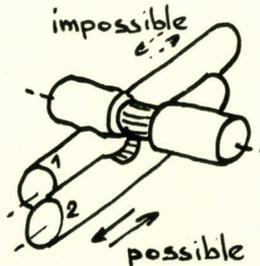
→ verrouillage à ancre



→ verrou a immobilise le coulisseau b
d'où déplacement de c



→ verrou

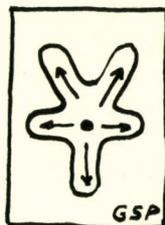


→ cadre accompagnant le déplacement transversal du
levier et assurant l'immobilité de 2 coulisseaux
pendant le déplacement du troisième.

* Repérage des positions -

Pour supprimer les hésitations de l'opérateur dans les
manoeuvres on indique :

- a) les positions exactes des vitesses, soit sur des secteurs
à créneaux, soit sur des rampes de vitesses (Norton) et avec
des numéros d'ordre, soit avec grilles



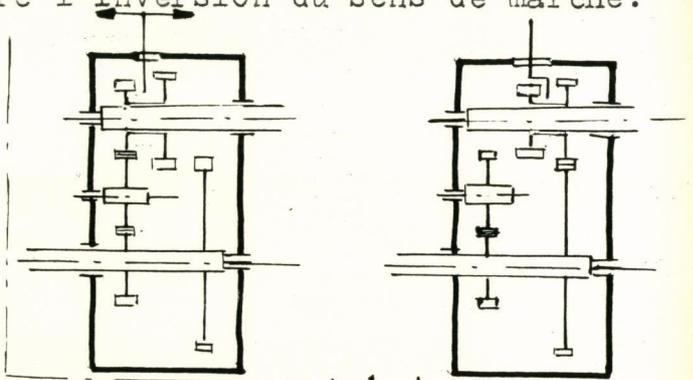
| Moteur | Poupée | |
|--------|----------|---------|
| | En volée | Marnais |
| 1400 | ✓ 280 | ✓ -- |
| | ✓ 470 | ✓ -- |
| | ✓ 800 | ✓ -- |

- b) les sens de manoeuvre des leviers ou les positions de
plusieurs pour les combinaisons désirées, au moyen de
plaques indicatrices rivées sur le carter.

C) - Dispositifs de changement de marche -

Ils doivent permettre l'inversion du sens de marche.

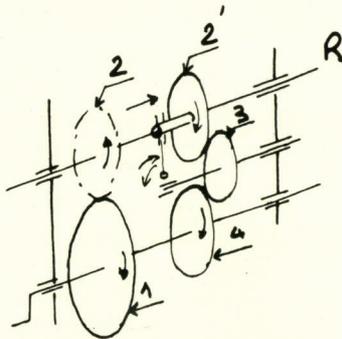
a) pignon coulissant



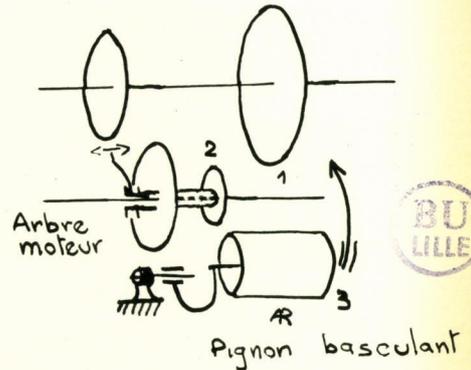
2 vitesses (sens \neq , même k)

baladeur à 2 pignons $K \neq$

b) pignon basculant



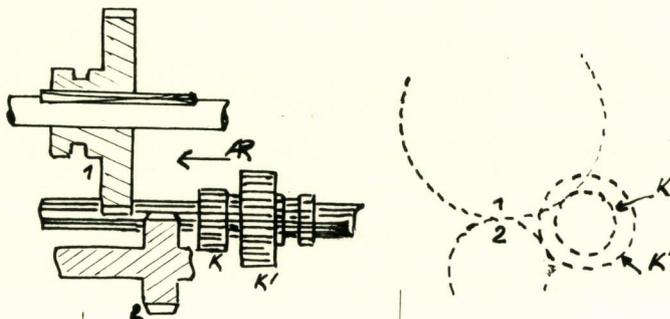
baladeur (1 seul pignon)



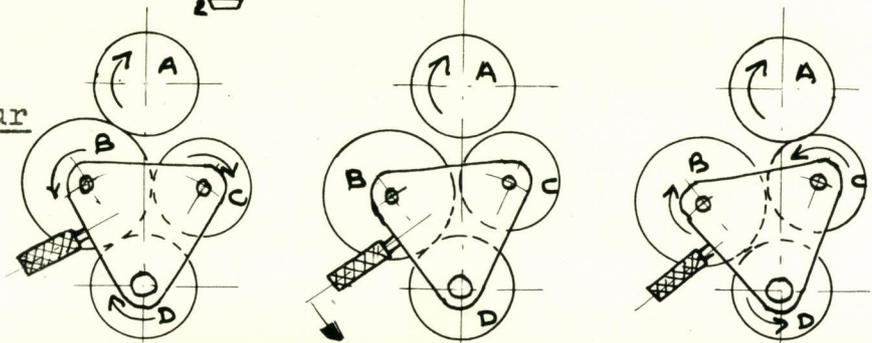
1 et 2 peuvent engrener

3 vient en contact de 2 et 1 \rightarrow même vitesse mais sens différent

c) baladeur à 2 pignons



d) basculeur

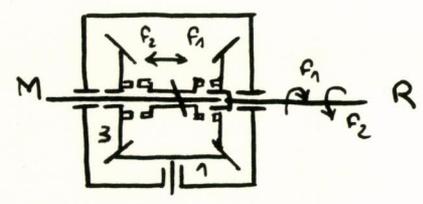
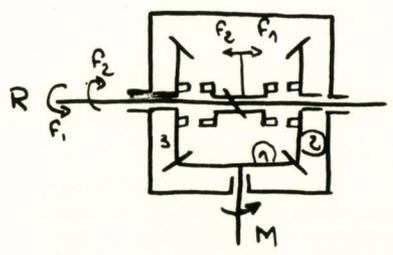


1^{er} SENS

Point mort

2^{ième} Sens

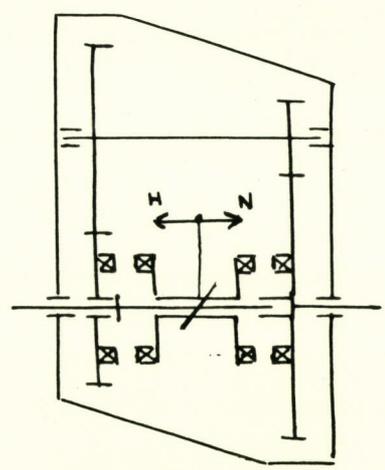
e) engrenages coniques



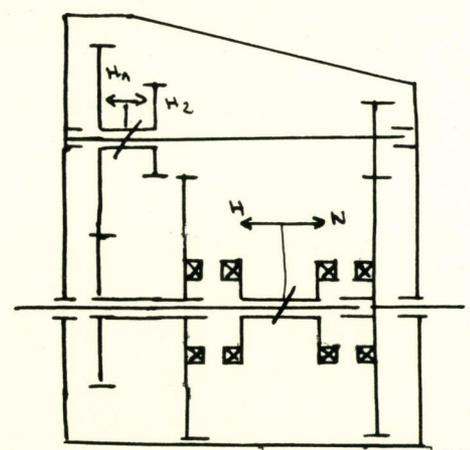
f) train épicycloïdal employé notamment dans les boites de vitesses automobile (Cotal, Wilson).

* Harnais -

- il permet une réduction ou une multiplication entre 2 arbres plus grande que celle tolérée.
- permet de doubler le nombre de rapports de vitesse disponibles sur la broche d'une machine-outil ou tripler, suivant qu'il s'agisse d'un harnais simple ou double.



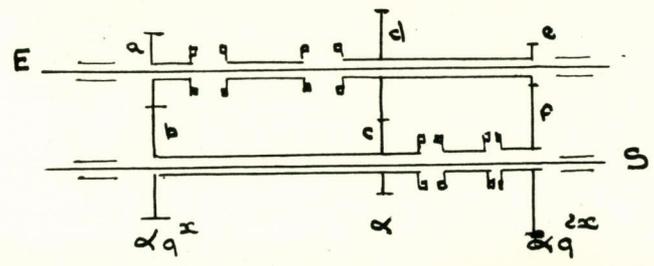
harnais simple



harnais double

Les dispositifs de harnais débrayable (à la volée) ne sont plus utilisés. En machines-outils on utilise plutôt un harnais du type ci-dessous entre 2 Arbres parallèles.

Exemple harnais à 4 vitesses en progression géométrique -



grâce au harnais $r = 4 \times q^x$
 $m = 2,5 \times q^x$

1^{ère} $k = a = c/d$
 2^e $k = a q^x = b/a$
 3^e $k = a q^{2x} = f/e$
 4^e $k = a q^{3x} = b/a \times d/c \times f/e = \frac{a q^x}{a} \times a q^{2x}$

$a q^{2x}$ limité à \rightarrow 4 en réduction
 \rightarrow 2,5 en multiplication

$q^2 \times$ limité à — 4 en réduction
 — 2,5 en multiplication
 grâce au harnais réduction $4 \times q^x$
 multiplication $2,5 \times q^x$

On verra un exemple caractéristique de ce harnais dans l'étude de la boîte de vitesses de poupée où l'on aura une réduction de l'ordre de I4.

E- Caractère du changement de vitesse -

On a vu que suivant le type de dispositif d'action concrète, le changement de vitesse peut se faire soit à l'arrêt soit en marche.

D'une manière générale, les moyens de changement de vitesse sont fonction de la destination de la machine et dépendent de la fréquence des changements ; plus grande sera la fréquence, plus le changement de vitesse devra être exécuté rapidement, c'est-à-dire en marche.

Systèmes de présélection - ils permettent le passage facile des vitesses, en diminuant considérablement le temps mort, par un seul mouvement de la manette, de la pédale ou par bouton poussoir. Avant d'effectuer ce mouvement, il y aura lieu de préparer la vitesse que l'on veut obtenir.

Le système de présélection prend en mémoire l'ordre reçu (vitesse) et exécute l'ordre au signal de l'opérateur.

Exemple : système de présélection dans les boîtes semi-automatiques WILSON.

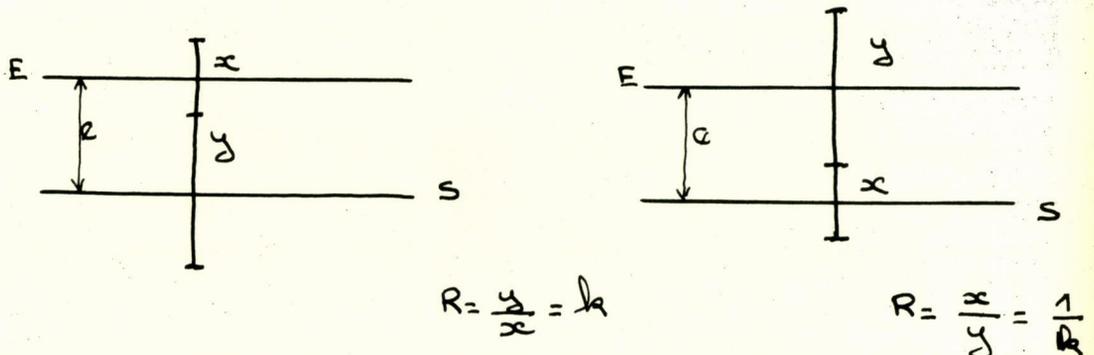
6. BOITE DE VITESSES DE POUPEE

Cette boîte possède 24 vitesses (dans les deux sens de rotation) qui sont échelonnées de 31 à 2330 tours par minute suivant une progression géométrique de raison $q = 1,242$. En fait, la progression est plus ou moins approchée selon le nombre de dents des roues dentées.

Description de la B.V. (voir schéma) p 100

- 2 systèmes de base à 3 et 4 possibilités respectives
- 1 dispositif de renversement de marche
- 1 dispositif de roues de changement

Le dispositif roues de changement permet d'obtenir 2 rapports de vitesses inverses entre deux arbres parallèles par simple permutation des roues dentées.



Conséquence - 1 train de roues → 2 vitesses
 et 12 vitesses → 24 "

Ces 12 vitesses sont obtenues avec les 2 systèmes de base à 3 et 4 possibilités respectives : $3 \times 4 = 12$ vitesses ce qui vérifie la théorie sur le groupement de plusieurs systèmes de base.

Le dispositif de renversement de marche permet de changer le sens de rotation en gardant le même module pour le rapport de transmission.

Réseau de structure (voir page suivante) p 101

Caractéristique de chaque système de base - Le réseau de structure fait apparaître 2 groupements imbriquants superposés.

Pour chaque groupement nous vérifions :

- 1) que la caractéristique de chaque système q^x est :
 - pour le premier : $x=1$ q (1 étage de vitesse le précédant cinématiquement)
 - pour le deuxième : $x=3$ q^3 (3 étages de vitesse -d°-)

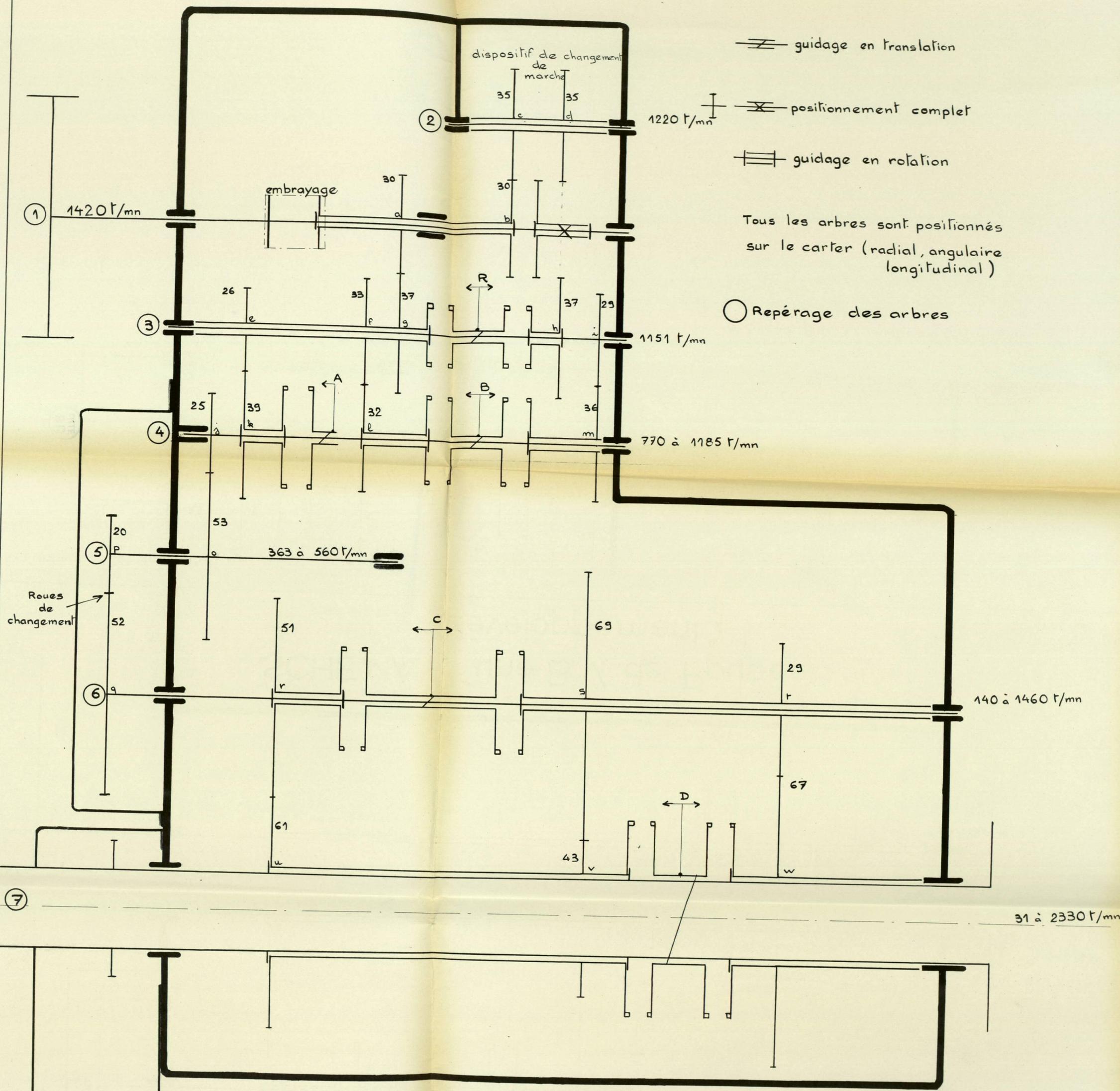


SCHÉMA d'une B.V. de Poupée (développement)

RÉSEAU de STRUCTURE

p.g. : q = 1,242

échelle logarithmique

q²⁰

q¹⁵

q¹⁰

q⁵

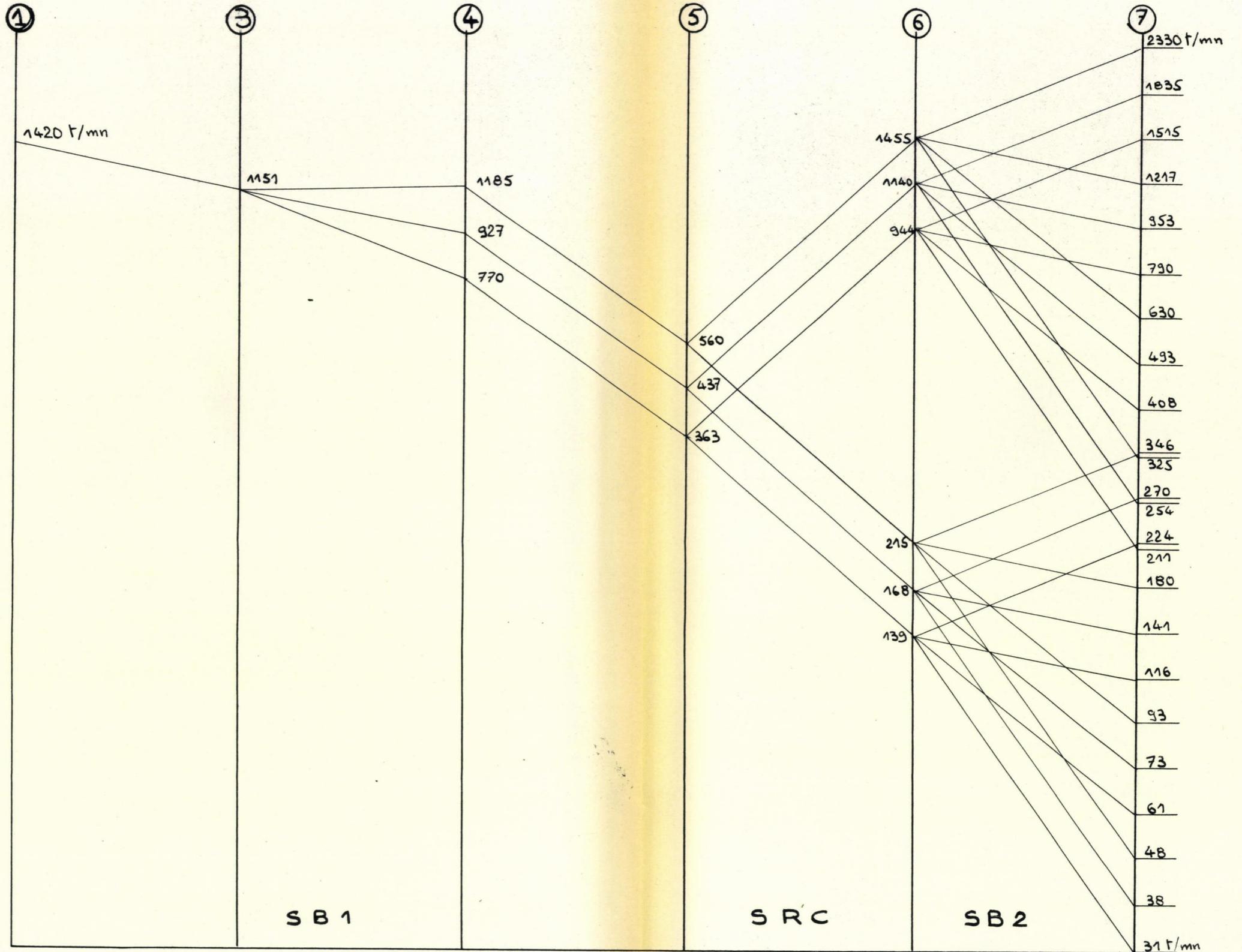
q⁴

q³

q²

q

1



2) que l'étendue $R = q^n$ donnée par le groupement de ces deux systèmes est mini car on a pris :

| | |
|-----------------------|---------------------|
| 4 | 3 |
| caractéristique q^3 | caractéristique q |

Loi donnant R mini - Placer les (n) systèmes de base par ordre de possibilités décroissantes et prendre comme caractéristique x de chaque système, soit :

Premier système x= produit des (n-1) possibilités des systèmes suivants -

Deuxième " " " (n-2) -d°-

ainsi de suite.

ici cas particulier : les 2 lois donnent les mêmes résultats car on a groupé cinématiquement les systèmes par ordre de possibilités croissantes.

Critique de cette boîte existante et recherche d'une solution plus avantageuse -

- 1) le système de renversement de marche peut être supprimé car, à présent, les moteurs électriques équipant les machines-outils peuvent tourner dans les deux sens. L'augmentation de prix due à l'emploi de ce moteur est quand même inférieure à celui du dispositif de renversement.
- 2) les roues de changement ont un montage et démontage lents - De plus, problème d'étanchéité entre couvercle et carter.
- 3) Baladeurs à crabots → passage des vitesses à l'arrêt.
- 4) nombre abondant $\left\{ \begin{array}{l} \text{de roues : } 22 \text{ et } 869 \text{ dents} \\ \text{d'arbres : } 7 \end{array} \right.$
pour 24 vitesses, dont 3 superposées
en réalité : 21 vitesses différentes

Recherche d'une solution plus économique -

La vitesse d'entrée est de 1420 t/mn

à la sortie : 31 à 2330 t/mn

la réduction maxi → $\frac{1420}{31} = 45,8$ et le rapport des vitesses

extrêmes de sortie : $\frac{2330}{31} = 75,2$

En prenant une réduction maxi entre 2 arbres = 4, il faudra 3 paliers de réduction → 4 arbres pour réduire la vitesse de 1420 t/mn à 31 t/mn

$4^2 < 45,8 < 4^3$

L'échelonnement des vitesses de sortie se faisant suivant une progression géométrique de raison q, prenons une valeur normalisée $q = 1,26 = \sqrt[10]{10}$ (très voisine de celle I,242)

$$q = 1,26$$

$$q^{18,7} = 75,2$$

l'étendue de la boîte est $R \simeq q^{19}$ c'est-à-dire qu'il nous faudra 20 vitesses -

Elles seront obtenues en groupant 2 systèmes de base à 4 et 5 possibilités respectives : $20 = 4 \times 5$

Caractéristique de chaque système -
suivant la loi donnant R maxi

| | | | | | |
|---|---|-------|----------|----------|-------|
| 4 | 1 | q^5 | q^{10} | q^{15} | |
| 5 | 1 | q | q^2 | q^3 | q^4 |

Choix des réductions maxi entre les arbres

$$45,8 = q^{16,51}$$

| | | | | |
|-----|-----|--------------|---|-----------------------|
| (1) | (2) | $1/q^5$ | } | $\frac{1}{q^{16,51}}$ |
| (2) | (3) | $1/q^{0,51}$ | | |
| (3) | (4) | $1/q^{11}$ | | |

c'est-à-dire :

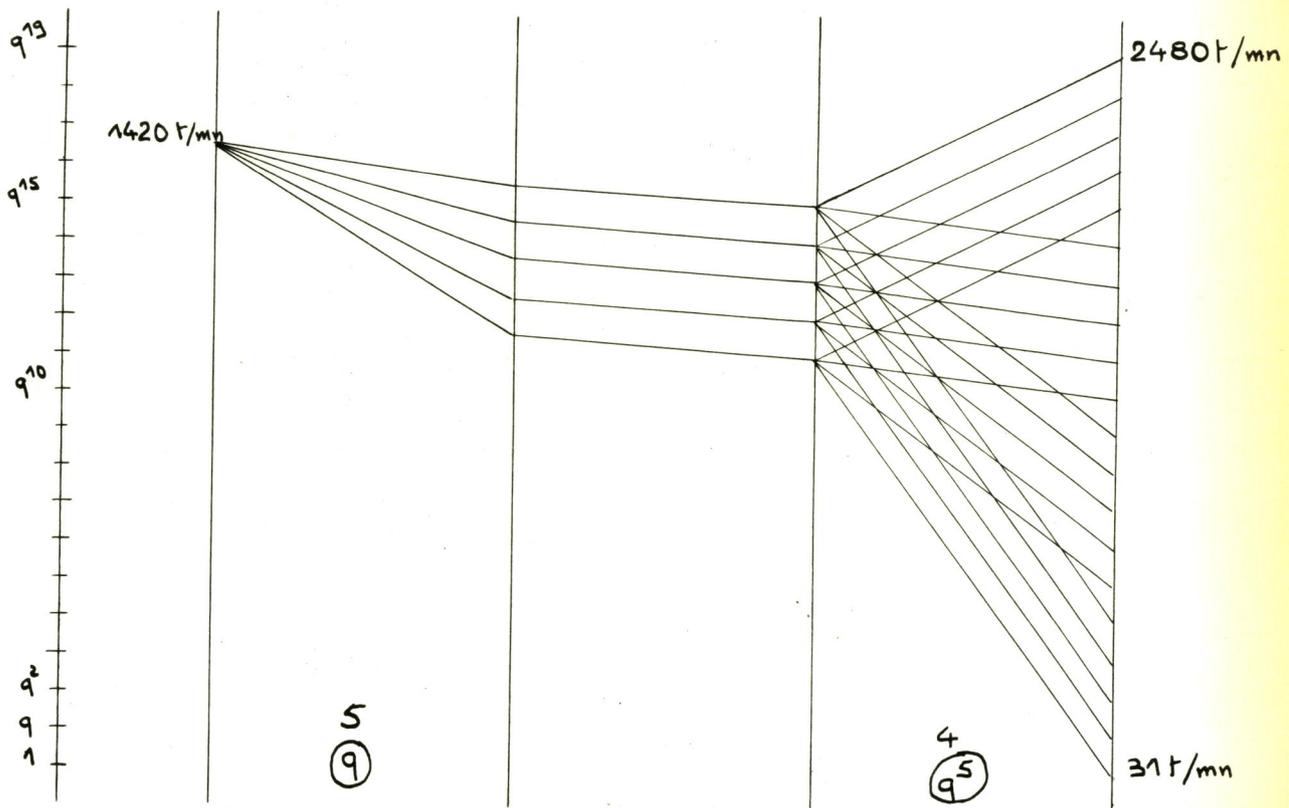
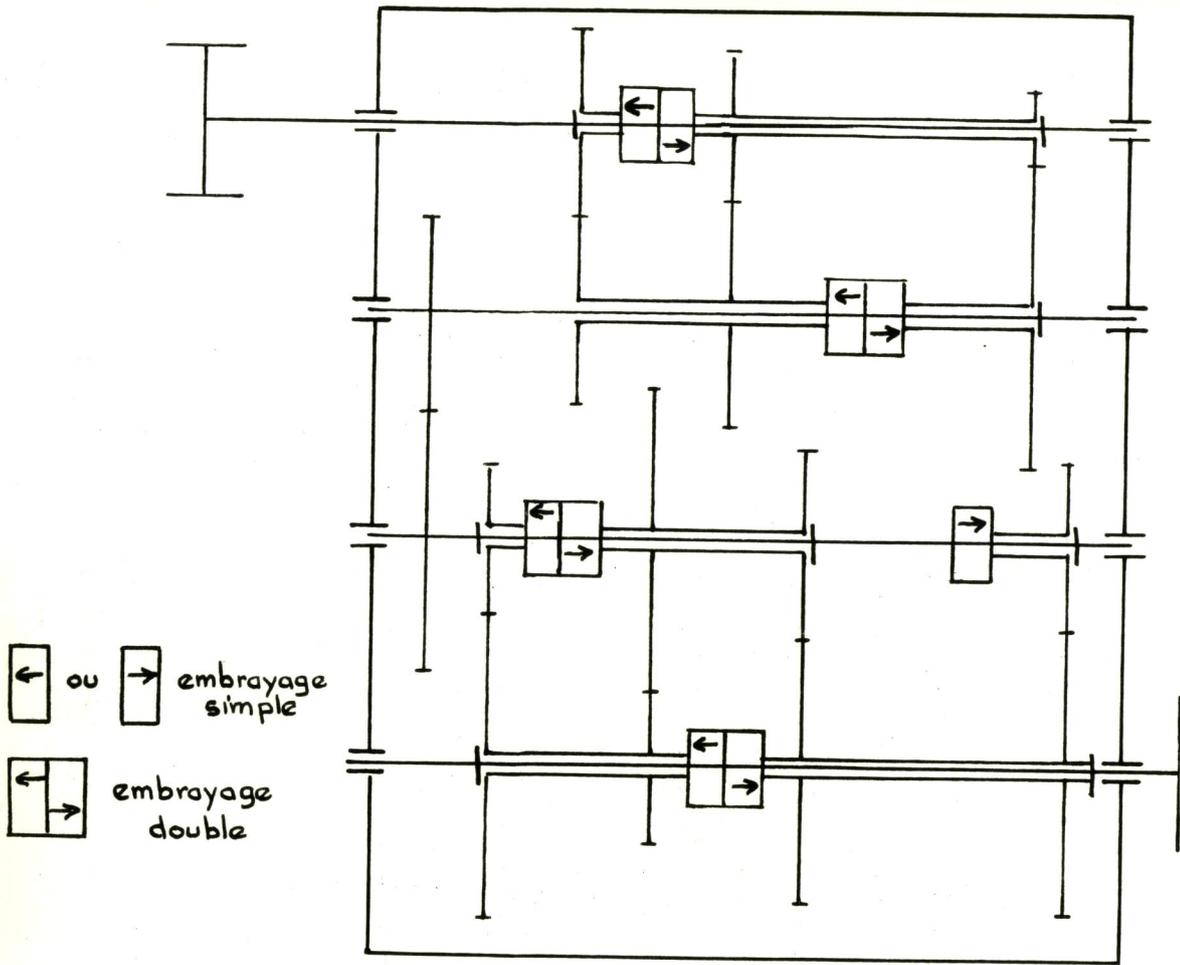
- (1) → (2) systèmes à 5 possibilités
 $1/q^5 \quad 1/q^4 \quad 1/q^3 \quad 1/q$
- (2) → (3) réduction $q^{0,51}$
- (3) → (4) système à 4 possibilités
 $1/q^{11} \quad 1/q^6 \quad 1/q \quad q^4$

on peut aussi placer cinématiquement le système à 4 possibilités avant celui à 5 possibilités à condition de garder les mêmes caractéristiques pour chacun des systèmes.

Schéma de ce dernier (voir (1) avec réseaux de structure) p104-105

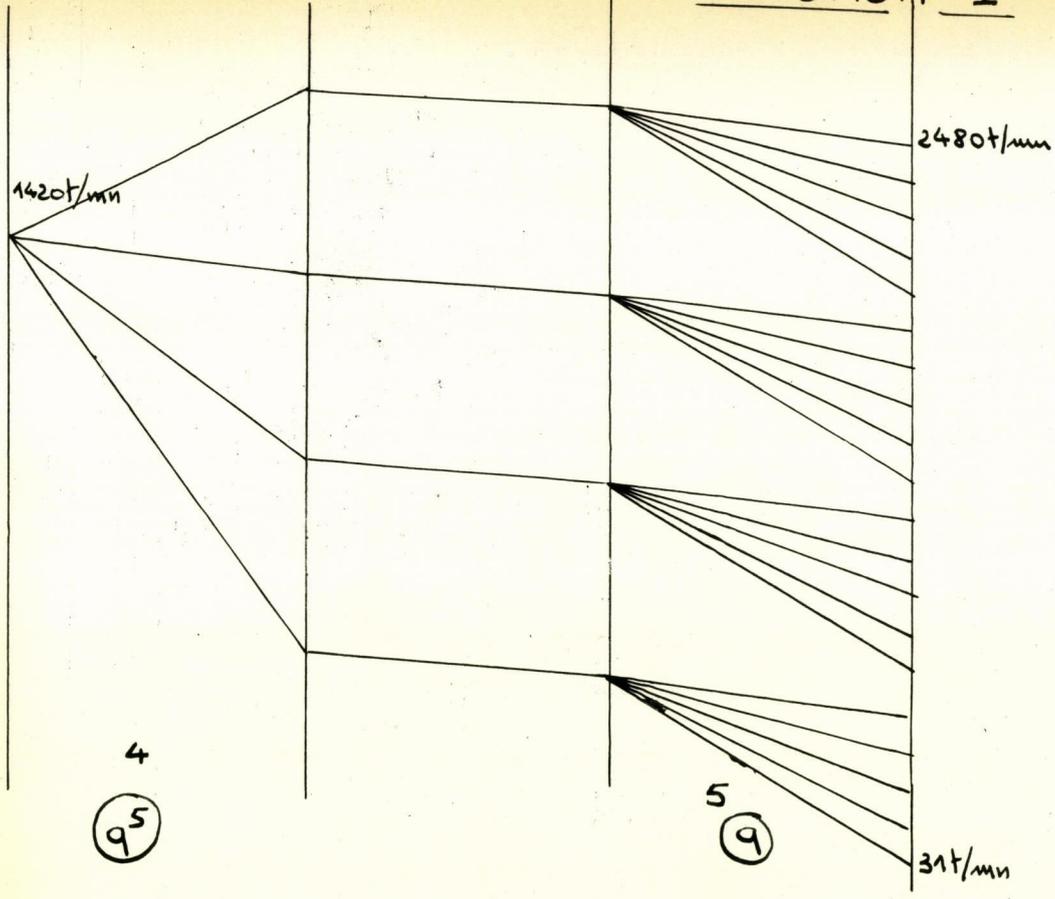
on remplace les baladeurs à crabots par des embrayages électromagnétiques à disques multiples. Ceci nous permet de supprimer l'embrayage à l'entrée et les vitesses seront passées en marche sans difficulté.

SOLUTION 1



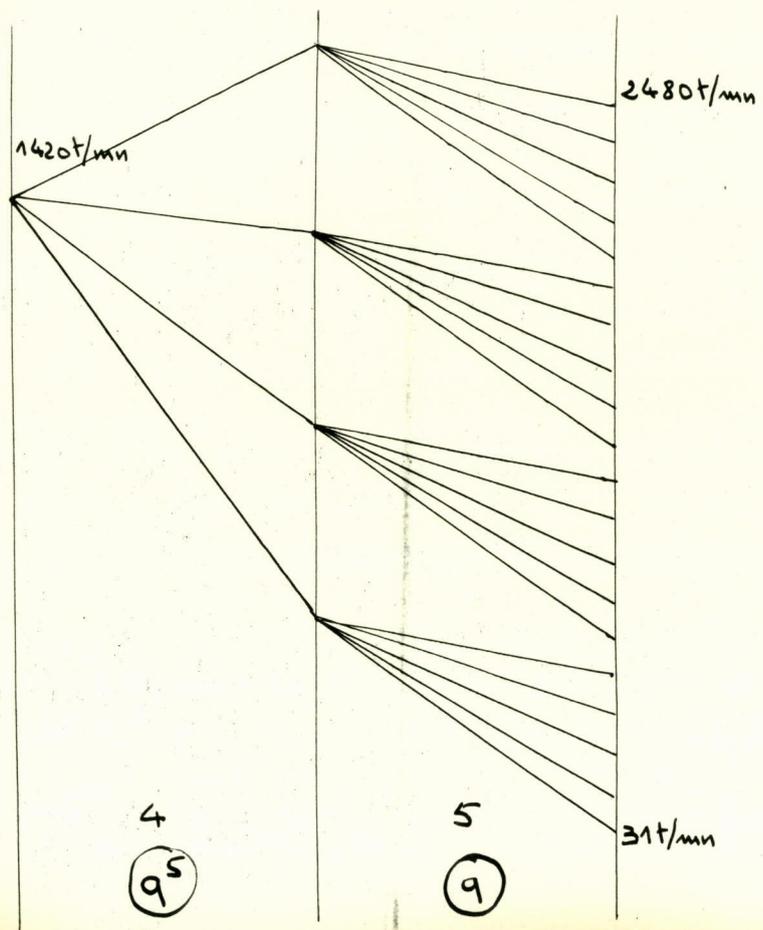
Réseau de structure imbriquant

Solution 1



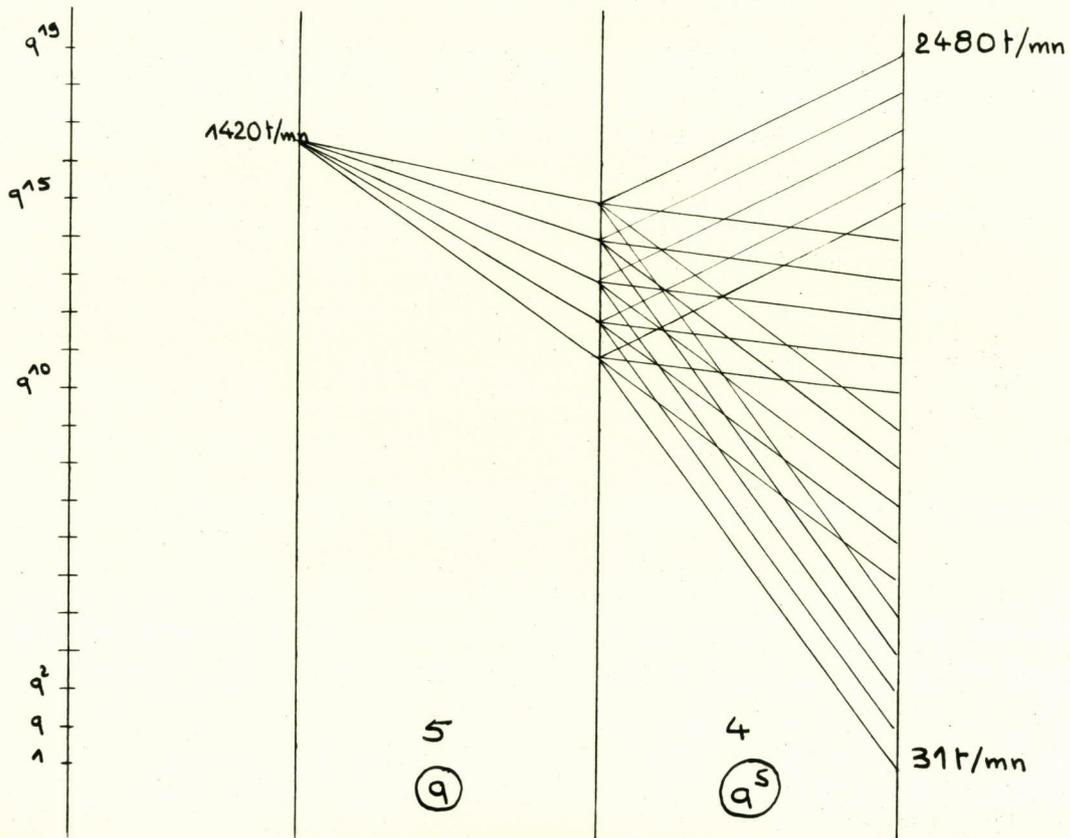
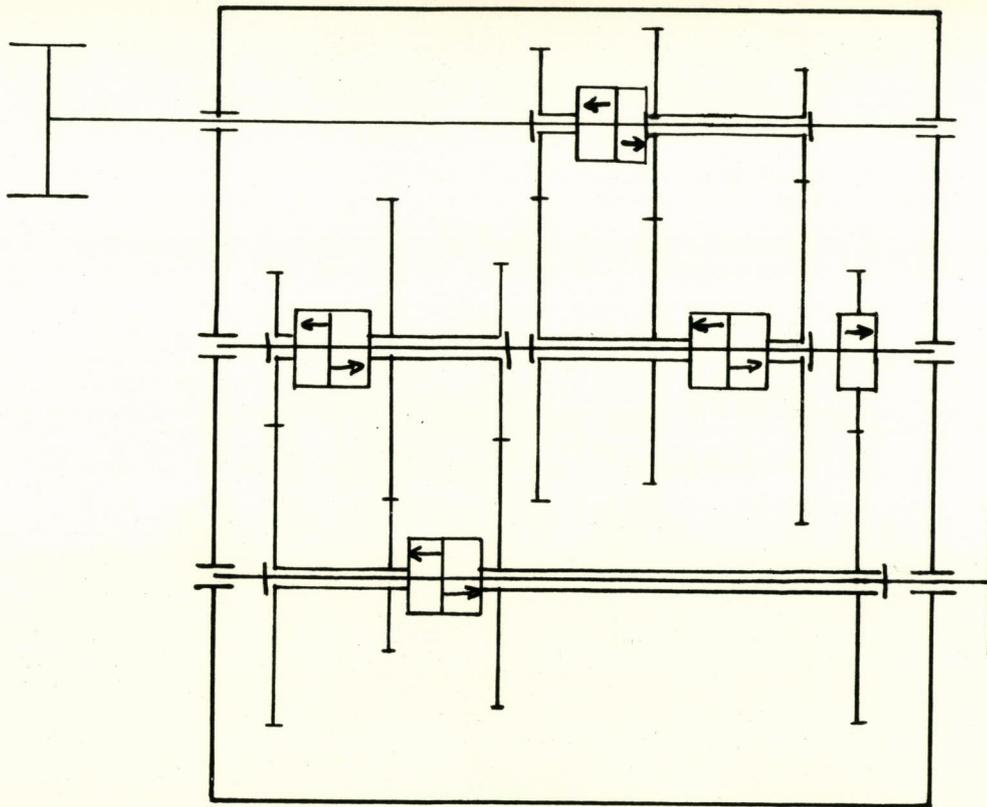
Réseau de
structure
séparatif

Solution 2



Réseau de Structure
séparatif

SOLUTION 2



Reseau de structure imbriquant

Amélioration 4 arbres au lieu de 7
16 roues au lieu de 22

Fabrication plus aisée et plus économique de 16 roues au lieu de 22 même si le nombre total des dents est égal ou légèrement supérieur.

Autre solution proposée -

| | | | |
|----------|-----------|----------------|------------|
| 3 arbres | (1) → (2) | réduction maxi | $1/q$ 5,51 |
| | (2) → (3) | " " | $1/q$ 11 |

on garde les mêmes systèmes de base

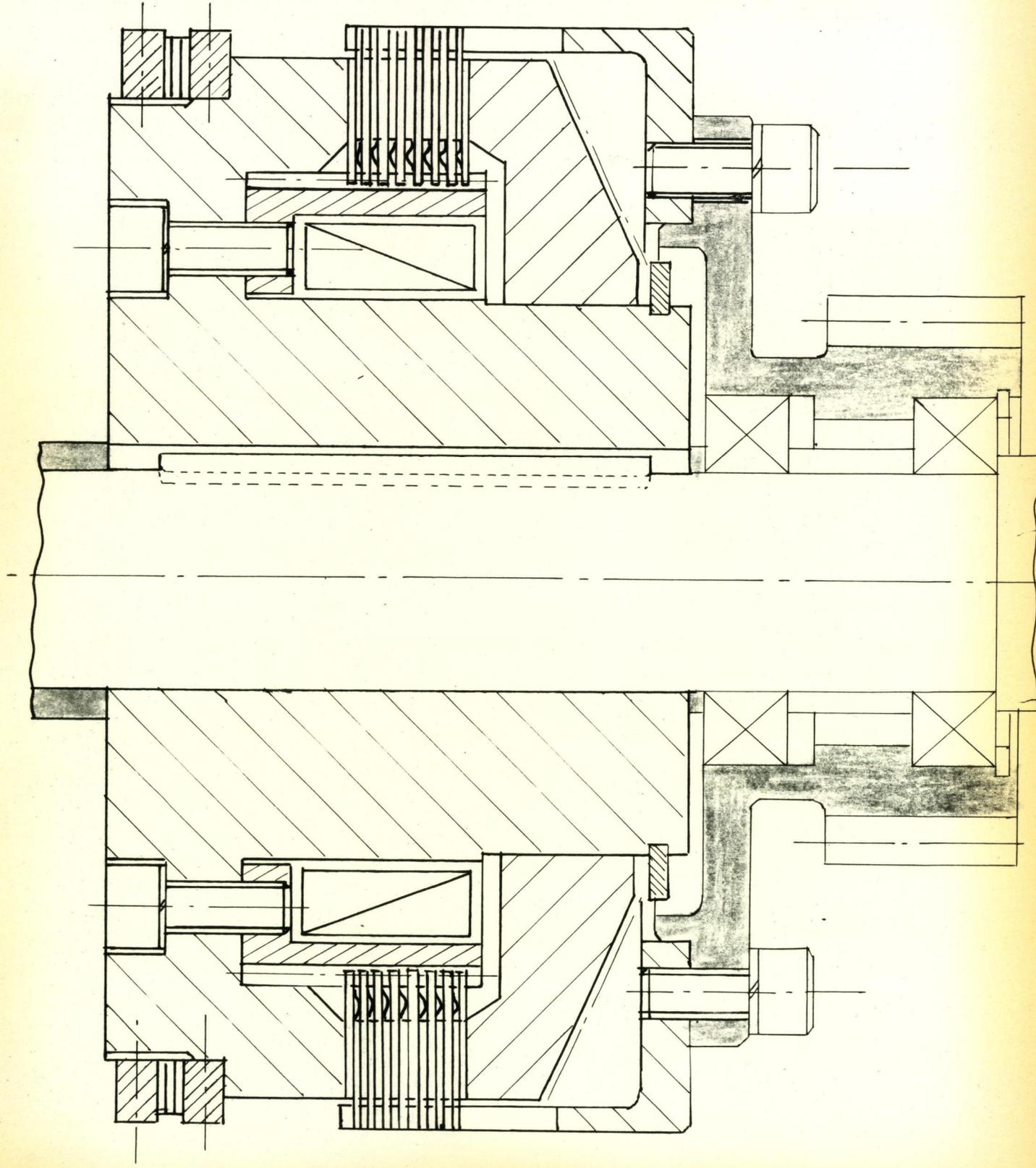
3 arbres, 14 roues

Une étude plus complète (dépassant le cadre du mémoire) en bureau d'étude montrerait si l'encombrement axial est compatible ou non.

voir (2) schéma et réseaux de structure p. 105-106

schéma d'un embrayage électromagnétique p.

SCHÉMA d'un EMBAYAGE ELECTROMAGNÉTIQUE



BOITES DE VITESSES d' AUTOMOBILES

Le nombre des vitesses est limité à :

- 4 pour les voitures de tourisme
- 5 pour les véhicules de transport

Les véhicules tous terrains sont équipés d'un dispositif auxiliaire (duplication permettant d'avoir 5 autres vitesses) soit 10 vitesses.
↳ en réduction

Suivant la disposition relative des arbres d'entrée et de sortie, deux types de boites :

- 1) arbres coaxiaux (voir schéma 1) p 110
- 2) arbres parallèles distants de d (voir schéma 2) p 111

1er type - 3 arbres parallèles dont 2 coaxiaux

La transmission de puissance entre les arbres moteur et récepteur se fait par l'intermédiaire de 2 baladeurs ou directement (prise directe) au moyen de griffes solidaires d'un baladeur. La réduction maxi en marche avant doit être inférieure à 16 (ici l'on a : 6,32) car, pour chaque vitesse (2 trains d'engrenages entrent en action, sauf pour prise directe).

Une amélioration peut être apportée à ce type de boite : immobiliser l'arbre intermédiaire, ce qui évitera paliers et dispositifs d'étanchéité pour cet arbre - Le guidage en rotation des roues dentées se fera alors sur bagues en bronze ou par interposition de cartouches d'aiguilles (graissage dans les 2 cas).

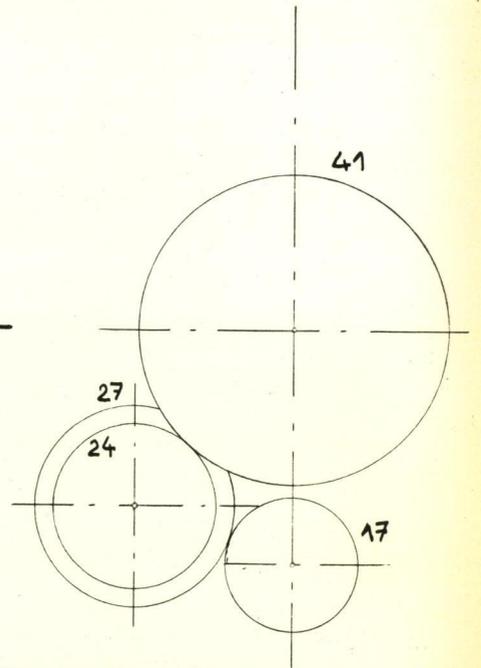
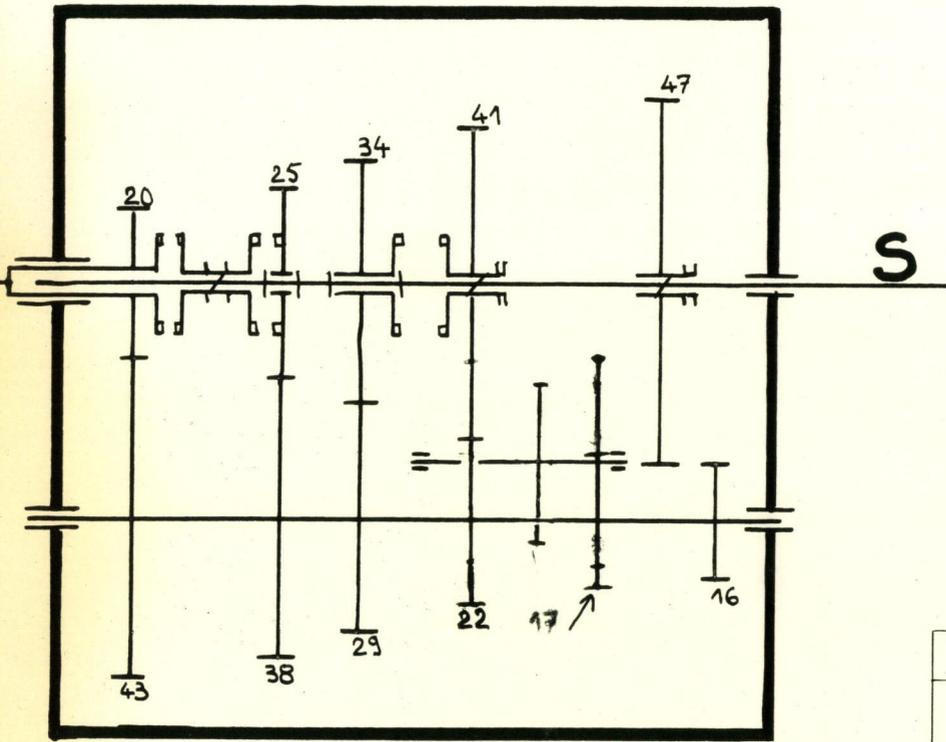
2ième type - 2 arbres parallèles

Pour chaque vitesse marche avant, un seul train d'engrenages permet la transmission de puissance entre les arbres d'entrée et de sortie. La réduction maxi est limitée à 4.

Dans le cas où l'on doit avoir une réduction $x > 4$, il faudra prévoir un dispositif auxiliaire (réducteur) de réduction $\frac{x}{4}$; ce dispositif sera généralement incorporé dans le différentiel.

Comparaison de ces 2 types de boite -

| | | | | |
|---|---|---|---|--|
| <p>Le <u>type 1</u> aura (<u>arbre d'entrée</u> <u>et sortie</u> <u>coaxiaux</u>)</p> | } | <p>→ une construction plus complexe (guidage des 2 arbres coaxiaux)</p> <p>→ une possibilité de réduction environ 4 fois plus grande.</p> | } | <p>que le <u>type 2</u> (<u>arbres entrée et</u> <u>sortie //</u>)</p> |
|---|---|---|---|--|



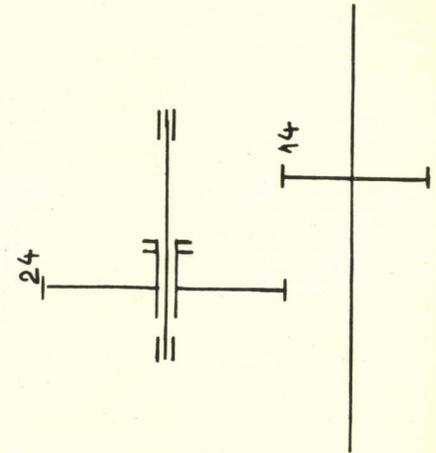
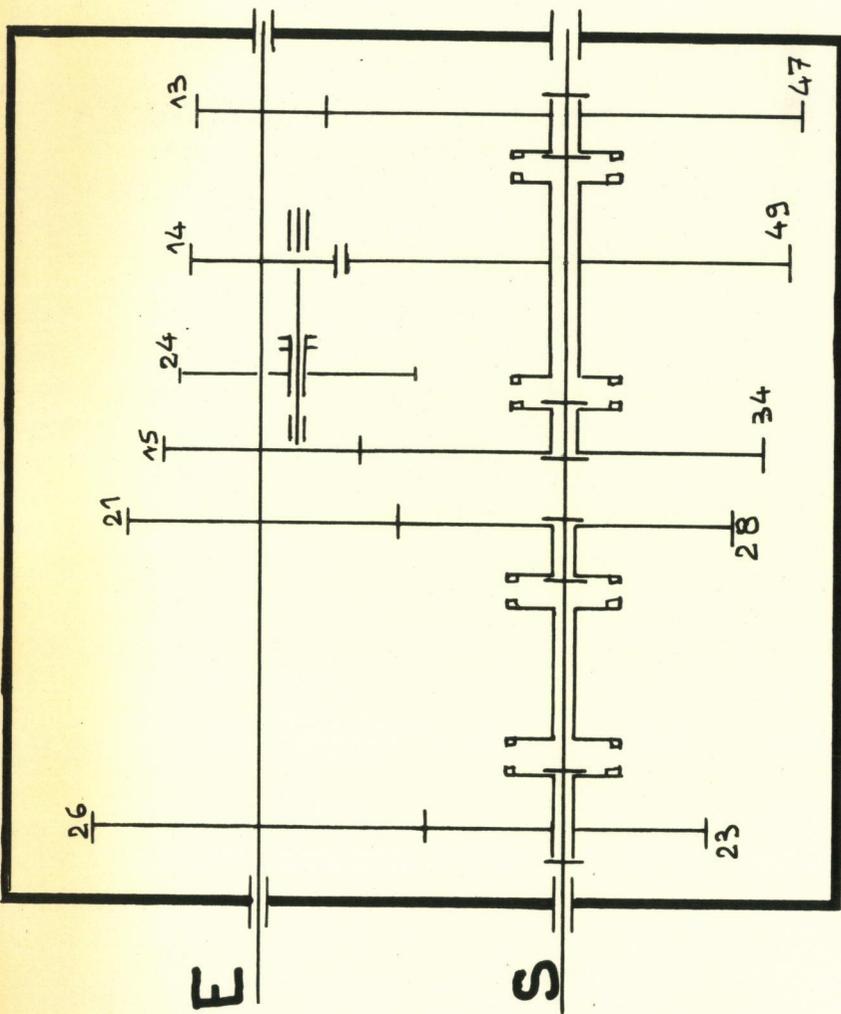
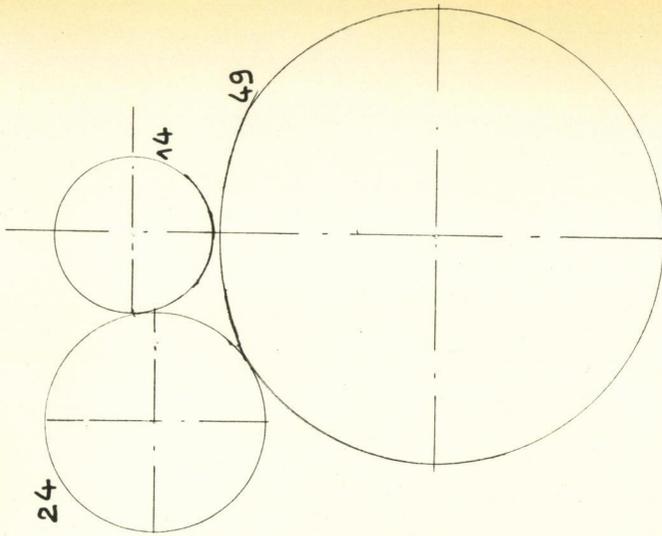
| Vitesses | Rapports |
|------------------------|--|
| 1 ^{ère} | $R = \frac{43}{20} \times \frac{47}{16} = 6,32$ |
| 2 ^{ème} | $R = \frac{43}{20} \times \frac{41}{22} = 4,01$ |
| 3 ^{ème} | $R = \frac{43}{20} \times \frac{34}{29} = 2,52$ |
| 4 ^{ème} | $R = \frac{43}{20} \times \frac{25}{38} = 1,415$ |
| 5 ^{ème} | prise directe |
| 6 ^{ème} MA | $R = \frac{43}{20} \times \frac{27}{17} \times \frac{41}{24} = 5,84$ |

Type 2

B.V. Tourisme Peugeot

111

4 vitesses



| Vitesses | Rapports |
|----------------|-----------------------------|
| 1 ^e | $R = \frac{47}{13} = 3,615$ |
| 2 ^e | $R = \frac{34}{15} = 2,266$ |
| 3 ^e | $R = \frac{28}{21} = 1,333$ |
| 4 ^e | $R = \frac{23}{26} = 0,885$ |
| Marche AR | $R = \frac{49}{14} = 3,5$ |

Ces boîtes de vitesses sont synchronisées - Elles sont pourvues d'appareils synchroniseurs qui remplacent les trains baladeurs et dont le but est de permettre le passage des vitesses sans avoir à faire le double débrayage - Très souvent, les dispositifs de synchronisation ne sont prévus que pour les vitesses les plus fréquemment employées,

2ième, 3ième, 4ième, 5ième pour B.V. à 5 vitesses.

La première vitesse et la marche arrière sont obtenues à l'aide d'engrenages à denture droite (les autres roues étant à tailléhélicoïdale).

Remarque - dans le type 1 (arbres coaxiaux), il y a aussi les boîtes de vitesses à trains épicycloïdaux, Ceux-ci montés dans un carter permettant, par assemblage convenable, l'obtention d'un certain nombre de vitesses.

Les systèmes de commande utilisés comprennent soit des tambours sur lesquels sont enroulés des rubans de frein, commandés par pédale, soit des dispositifs électro-magnétiques de blocage actionnés par commutateurs.

Applications : Boîtes COTAL et WILSON.

Schémas page 39

- CONCLUSION -

Cette étude de synthèse des boîtes de vitesses est loin d'être complète. Ce que l'on a recherché surtout c'est l'équation de réglage de la commande dans une étude approfondie des groupements (systèmes de base) et des réseaux de structure - Certaines questions comme :

- problème des vibrations
couples gyroscopiques } pour les véhicules automobiles
- vibrations
prix, volume } pour les machines-outils

non traitées dans ce mémoire, peuvent faire l'objet chacune d'une étude poussée, le sujet étant difficile à épuiser.

BIBLIOGRAPHIE -

- Machines outils travaillant par enlèvement de métal
 - Cinématique appliquée PRUD'HOMME LEMASSON
 - Technique automobile CHAGETTE
 - Eléments de construction
à l'usage de l'ingénieur.
-

2^{ième} Sujet



Multiplicateur spécial