

7. Les différents régimes de lubrification

Mécanique des Fluides

Mécanique des Fluides + Théorie de l'élasticité

Régime	Types de contact	Paramètres importants	Facteur de frottement	Caractéristiques
Hydrodynamique	surfique ou peu chargé non parallélisme de 2 surfaces indéformables	viscosité pression vitesse	$10^{-3} - 10^{-2}$	usure adhésive nulle sauf au démarrage-arrêt
	surfique ou peu chargé parallélisme de 2 surfaces indéformables	viscosité pression débit	$10^{-6} - 10^{-3}$	usure adhésive nulle
Elastohydrodynamique (E.H.D.)	hertziens (ponctuels ou linéaires) ou chargés	viscosité élasticité des matériaux	0,01-0,05	usure par fatigue faible
Limite (ou onctueux)	chargés ou vitesses de glissement faibles (ou viscosité insuffisante)	température (réactions des additifs) chimie des surfaces et des lubrifiants	0,05-0,3	usure adhésive légère à forte régime difficile à contrôler
Solide	surfacing ou hertziens	pression vitesse échanges thermiques	0,1-0,5	usure adhésive légère à sévère
Mixte ou semi-fluide	Tous les cas intermédiaires entre régime limite pur et hydrodynamique ou E.H.D.			

Courbe de STRIBECK

$$\mu_t = \alpha \mu_s + (1-\alpha) \mu_h$$

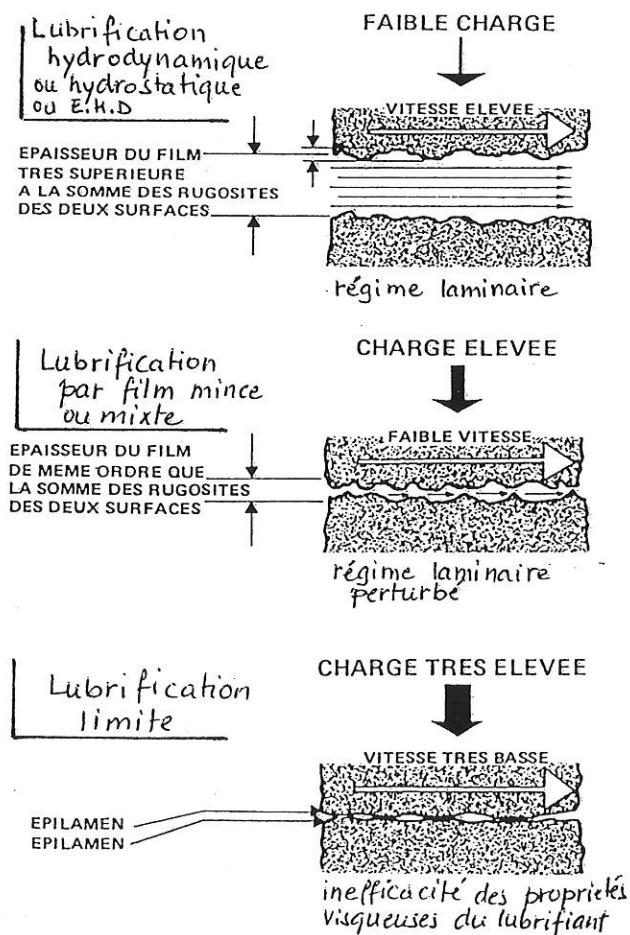
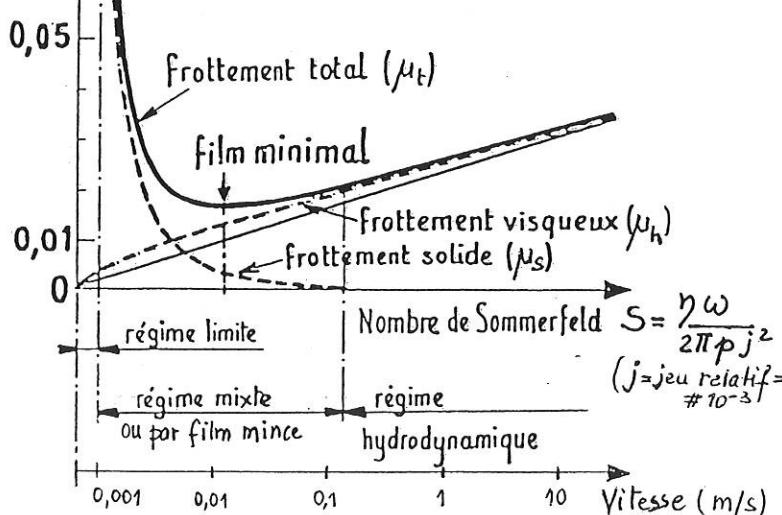
α = fraction de contact métal-métal

$\alpha \rightarrow 0 \Rightarrow$ lub. hydrodynamique

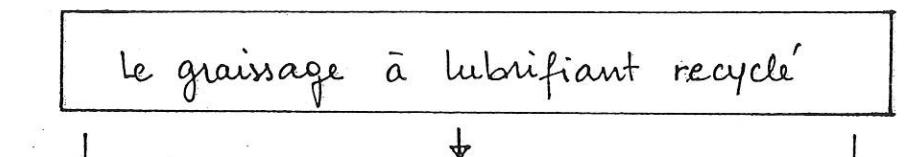
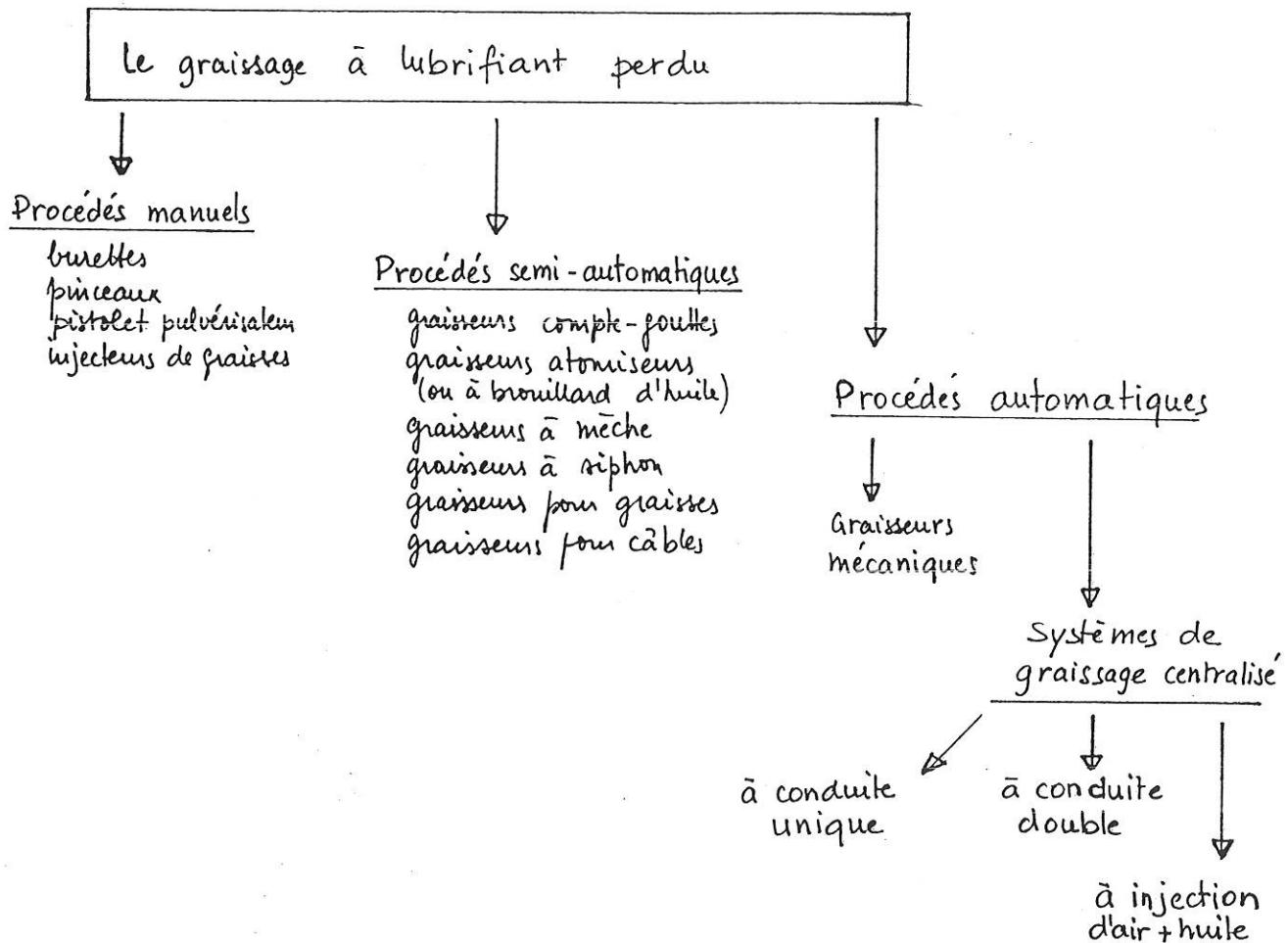
$0 < \alpha < 1 \Rightarrow$ lub. mixte

$\alpha \rightarrow 1 \Rightarrow$ lub. limite

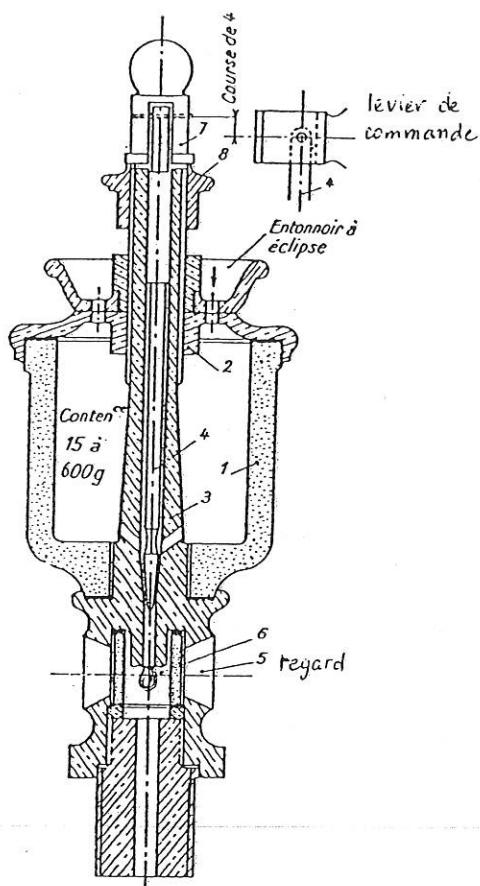
$$\mu_s = \frac{T}{F} = \frac{\tau \cdot S_r}{F} = \frac{\text{contrainte cisaillement} \times \text{aire réelle}}{\text{charge normale}}$$



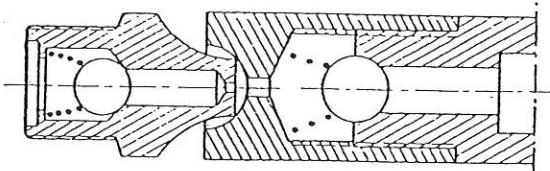
8. Les procédés de graissage



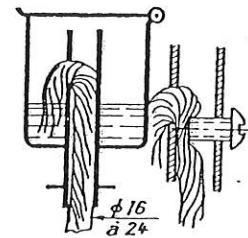
- lubrifiant visqueux et onctueux
- Carter avec zone de décantation
- graissage simple et économique
- ne convient pas pour des vitesses trop faibles ou trop élevées.
- formation du film lubrifiant pas toujours bien assurée
- risque de barattage de l'huile ($T \rightarrow$ donc $\nu \downarrow$)



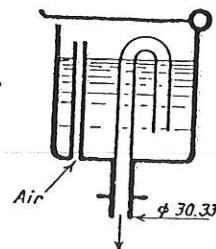
graisseur compte-gouttes



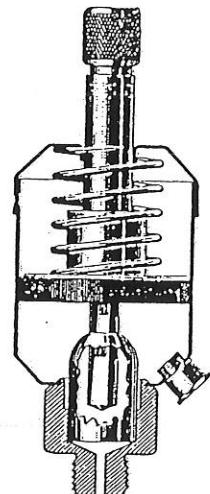
Embout à portage circulaire sur un alvéole sphérique du graisseur



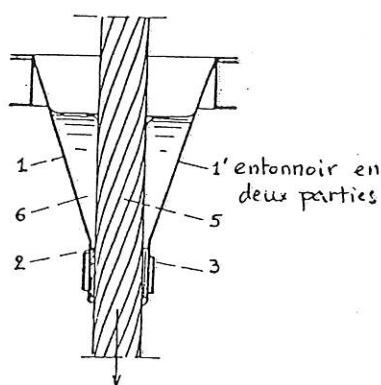
graisseur à mèche



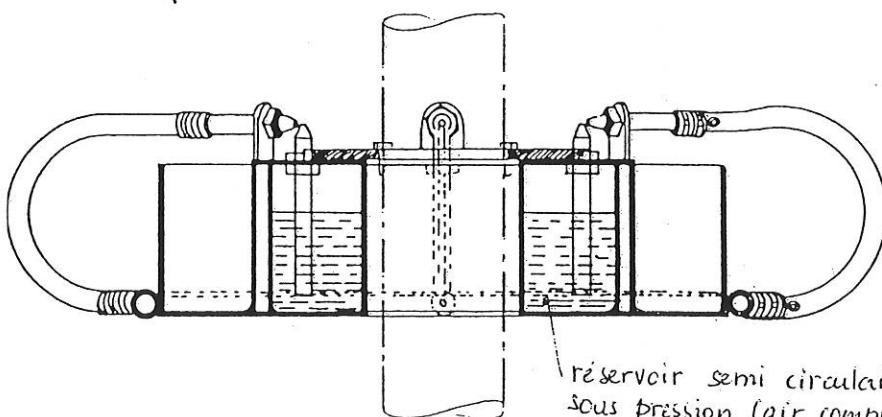
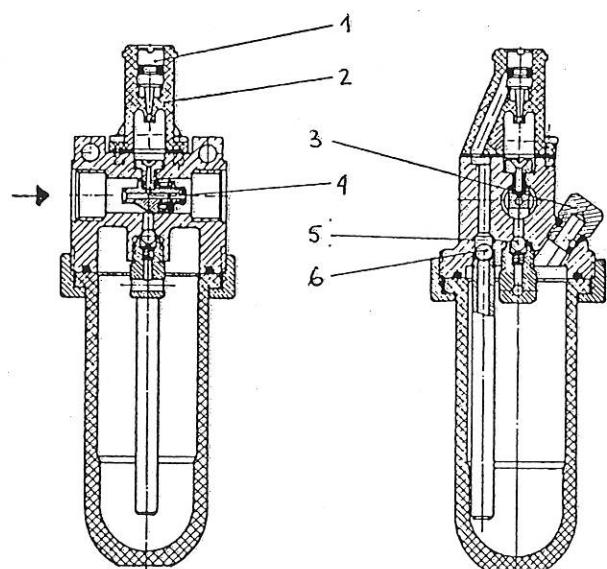
graisseur à siphon



graisseur pour graisse



graisseurs pour câbles

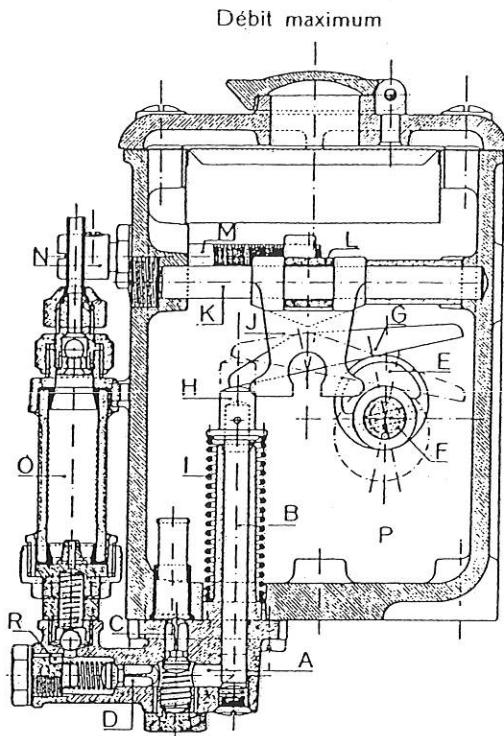


Lubrificateur à brouillard d'huile

1. Vis pointeau
2. Visualisation du débit
3. Bouchon de remplissage
4. Diaphragme d'air
- 5, 6. Clapets anti-retour

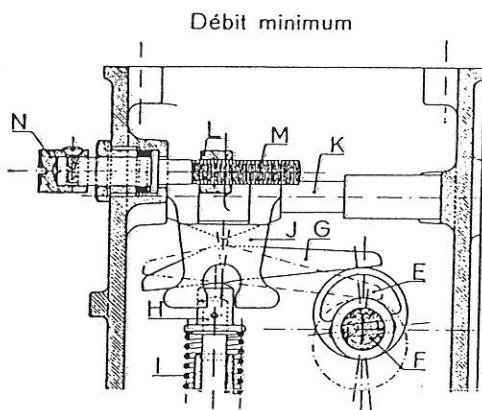
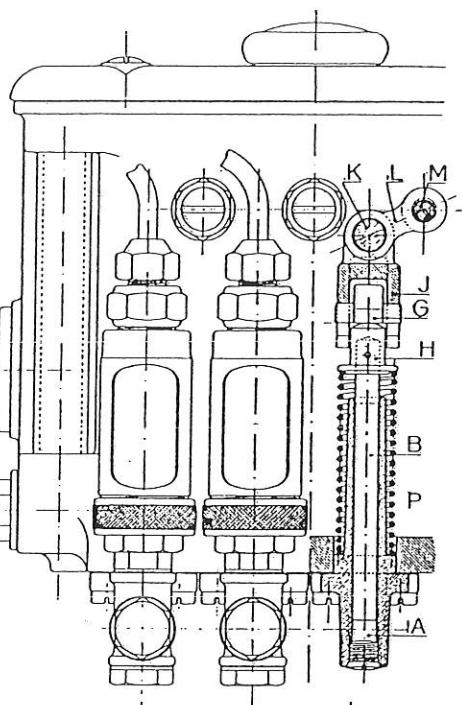
Graisseurs mécaniques

Coupe par l'axe d'une pompe

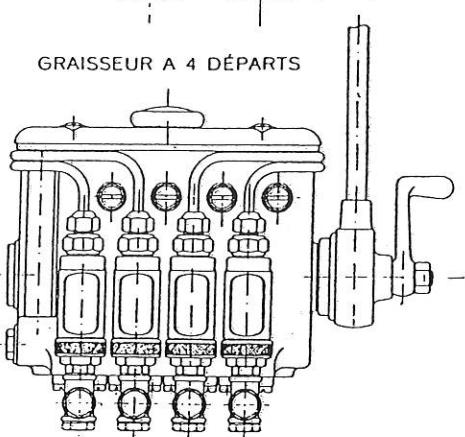


Débit maximum

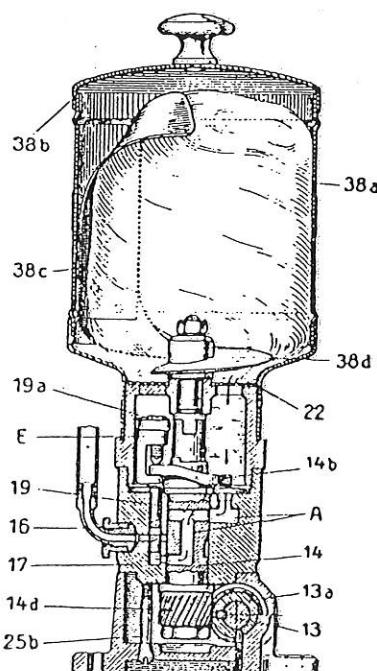
Vue de face et coupes diverses



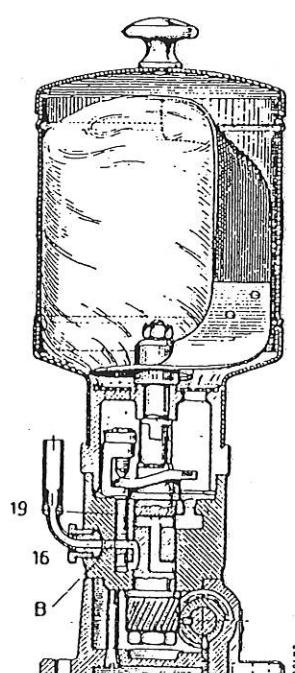
GRAISSEUR A 4 DÉPARTS



Graisseur mécanique HAMELLE-MARQUET.



a. Course d'aspiration.

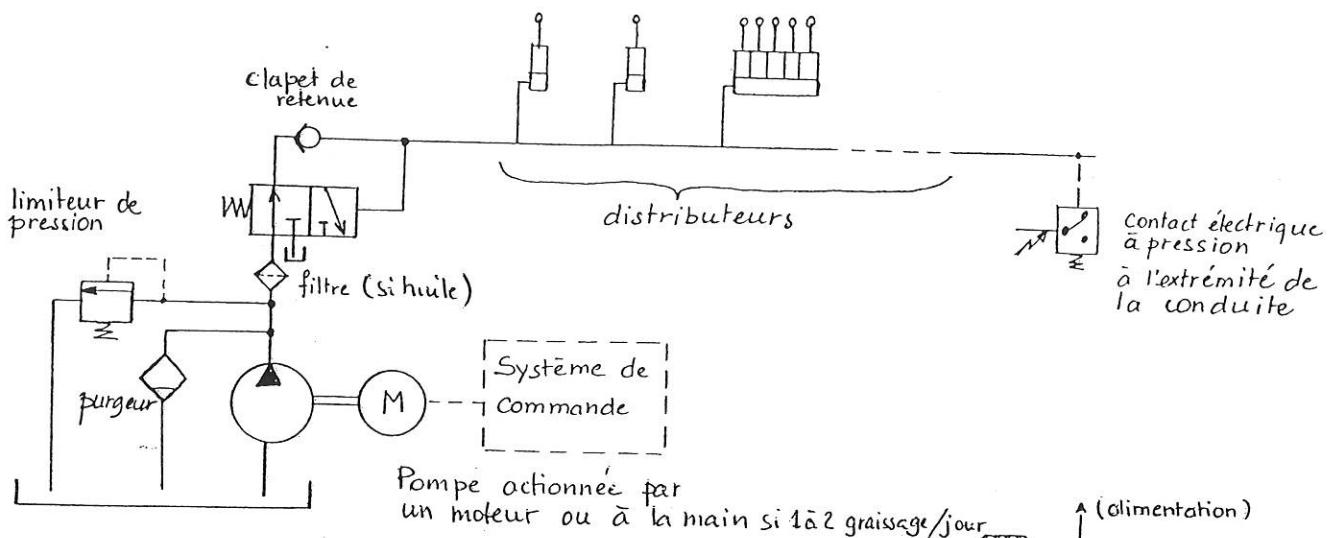


b. Course de refoulement.

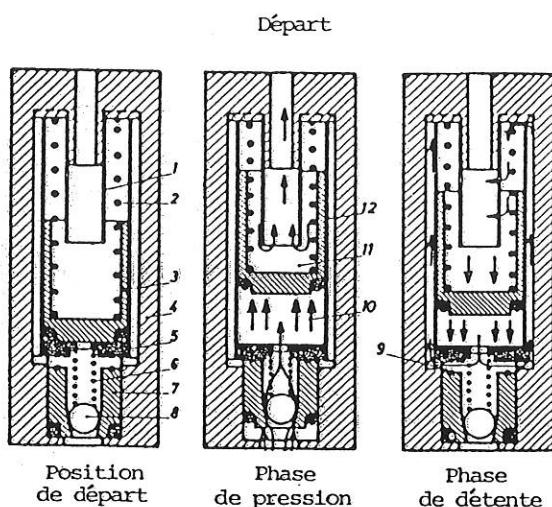
- 13. Arbre d'attaque
- 14. Arbre de pompe
- 14b. Canne centrale solidaire du tiroir rotatif.
- 16. Départs
- 17. Corps des pistons
- 19. piston
- 22. Tamis-filtre
- 38a. Réservoir à graisse
- 38b. Couvercle
- 38c. Couteau d'alimentation
- 38d. Hélice d'alimentation

Système de graissage centralisé à conduite unique

→ mise sous pression périodique suivie d'une phase de détente



Distributeur à orifice calibré



Distributeur à doseurs

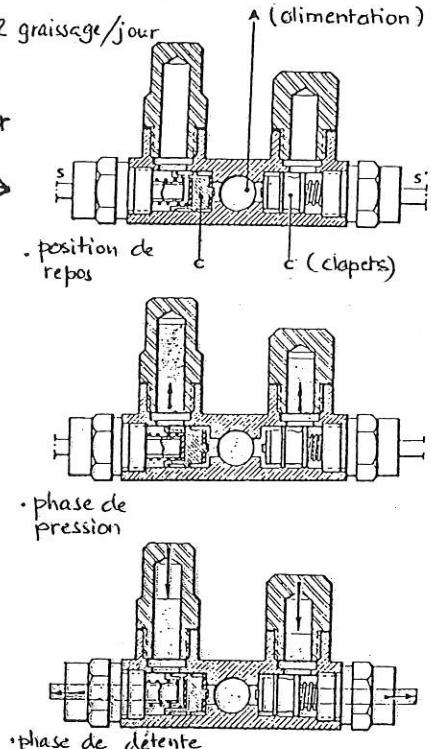
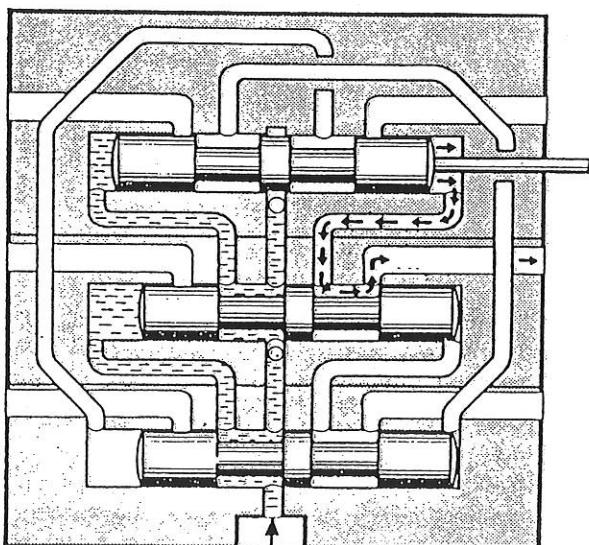
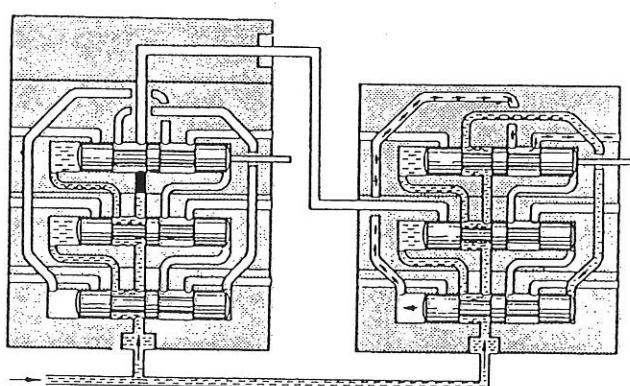


Schéma d'un distributeur progressif (normal)



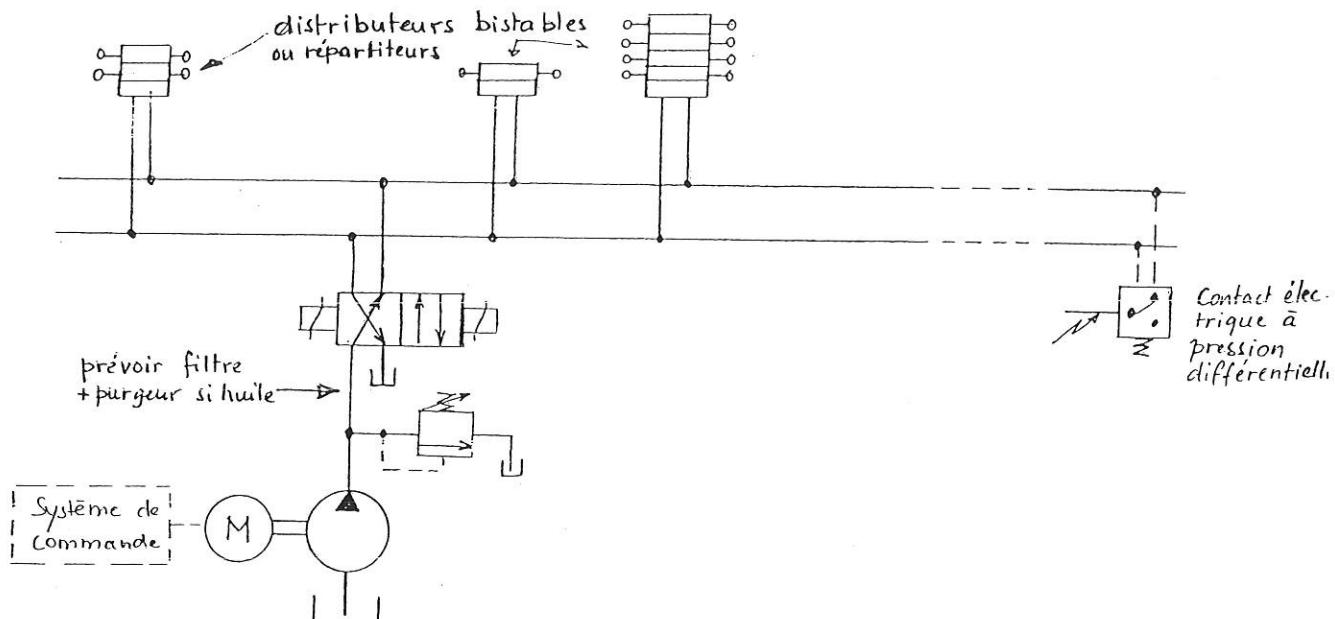
Distributeurs progressifs branchés en parallèle pour installations à circulation d'huile

- tous les distributeurs reçoivent la pleine pression de la conduite principale
- tous les distributeurs sont commandés en opposition
- la dimension de l'installation est pratiquement illimitée dans le cas de l'utilisation d'huile
- le blocage, les fuites et le fonctionnement de l'installation peuvent être vérifiés avec un seul interrupteur de fin de course



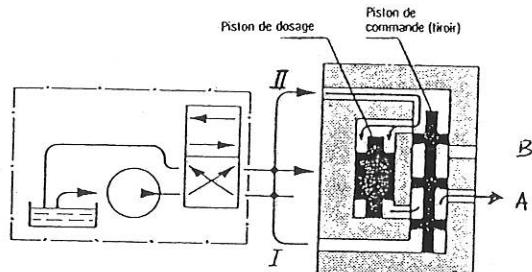
Système de graissage centralisé à conduite double

→ alternativement, mise sous pression d'une conduite et mise en phase de détente de l'autre conduite.



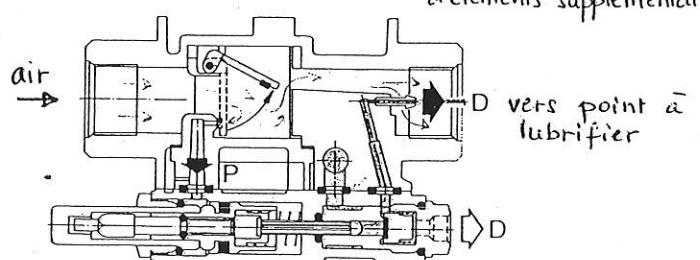
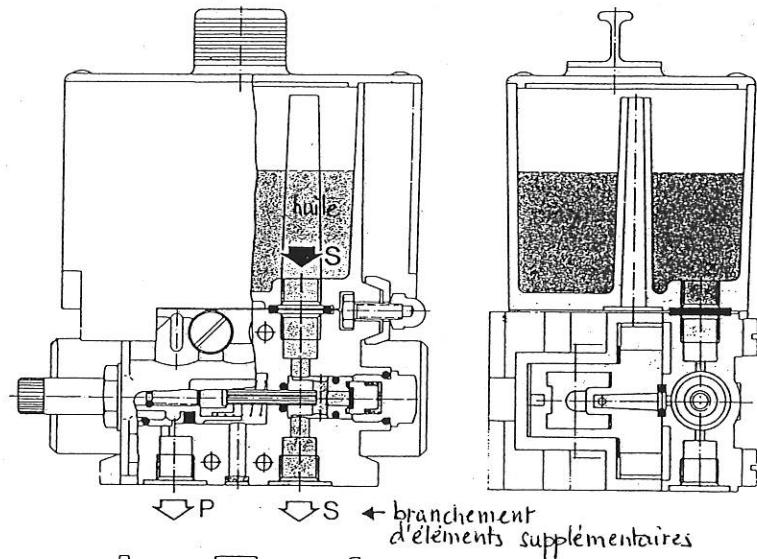
Fonctionnement des répartiteurs

Lors de la première séquence de graissage, les pistons de commande (tiroir) et de dosage se déplacent successivement vers le haut puis vers le bas lors de la deuxième séquence. La quantité de lubrifiant se trouvant alors devant le piston de dosage est refoulée.



Lubrificateur à injection

→ injection d'une dose d'huile par impulsion pneumatique (de 0,5s mini de durée) contrairement à une injection continue pour un lubrificateur à brouillard d'huile.



9. La lubrification des engrenages

9.1 - Introduction

La complexité du phénomène de formation du film d'huile entre les dentures conjointes d'un engrenage est mise en évidence par le nombre de facteurs qui interviennent :

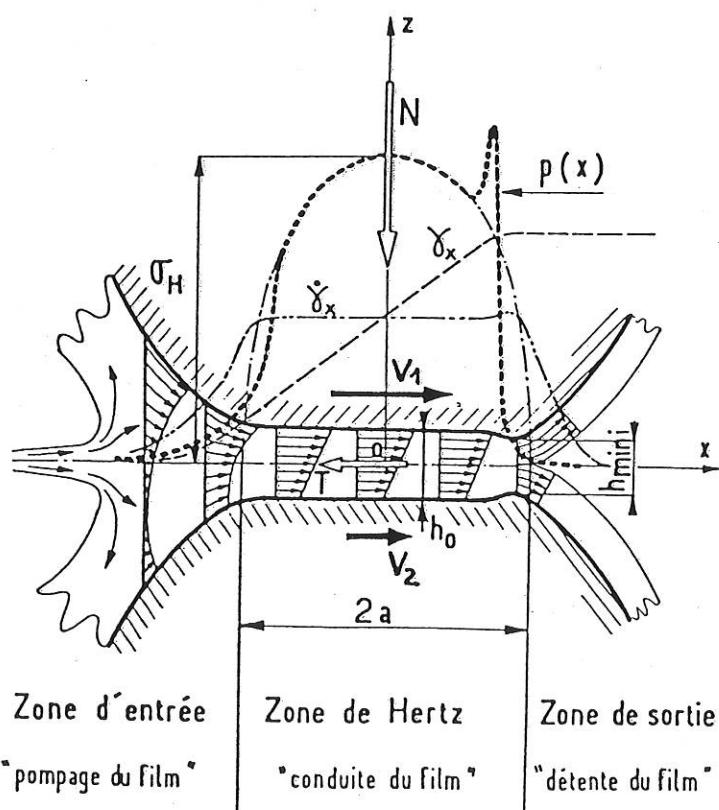
- géométrie de l'engrenage (rayon de courbure),
- charge sur les dentures,
- matériaux des dentures,
- cinématique de l'engrenage (roulement + glissement glissements spécifiques),
- lubrifiant utilisé (viscosité, influence de T et p),
- états de surface.

Comme il est souhaitable que les dentures soient suffisamment écartées pour éviter le contact métal sur métal, il est intéressant d'avoir une idée de la valeur de l'épaisseur minimale du film d'huile h_{min} → théorie E.H.D.

On peut dire qualitativement que le film sera d'autant plus épais :

- que le rayon de courbure relatif sera grand,
- que la charge sera faible
- que les vitesses de roulement seront importantes (l'huile est mieux amenée dans la zone de contact),
- que la viscosité de l'huile sera grande,
- que la température sera faible.

Contact E.H.D.



• pression de contact (linéaires)

$$\sigma_H = \sigma'_H = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{N}{e} \frac{1}{R_E}}$$

avec $1/R = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 \rightarrow$ rayons de courbure aux points considérés
 $E' = \frac{(1-\nu_1)^2}{\pi R_E} + \frac{(1-\nu_2)^2}{\pi R_E}$

• Film de lubrifiant

- gradient de vitesse (taux de cisaillement)

$$\dot{\gamma} = \frac{\Delta V}{\Delta z} = \frac{V_1 - V_2}{h_0} = Ck \text{ dans la partie // du film}$$

- déformation par cisaillement

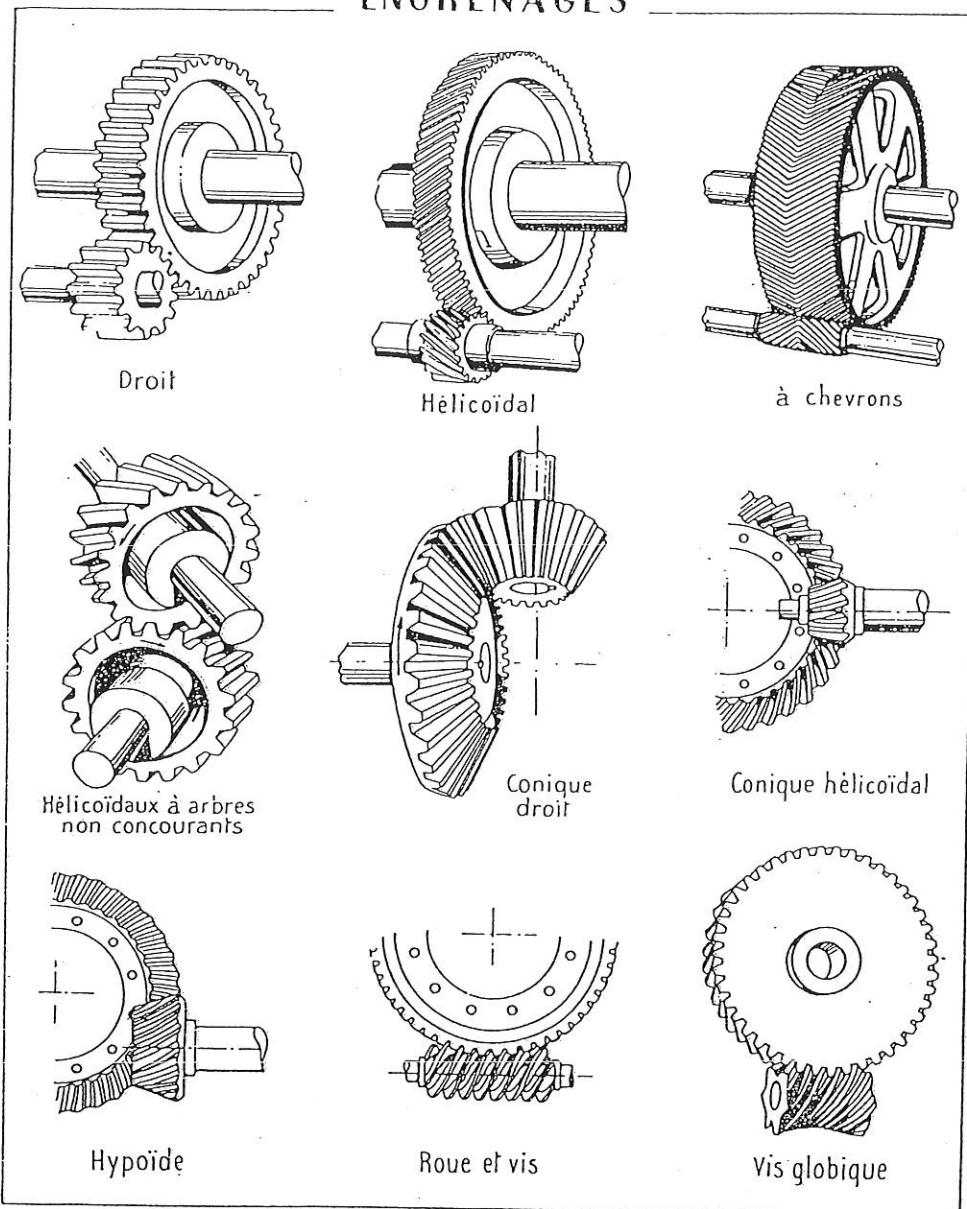
$$\gamma = \frac{1}{V} \int \dot{\gamma} dx$$

⇒ une contrainte de cisaillement τ dont la résultante est l'effort de traction $T = \int_s \tau ds = \int_0^{2a} \tau dx$

($s = \text{aire de contact}$)

9.2 - Principaux types d'engrenages et leurs exigences de lubrification

ENGRENAGES



Engrenages Lubrifiants	Droits	Helicoïdaux	A roue et vis sans fin	Coniques	Hypoïdes
Huile R et O minérale non E.P.	Charges normales	Charges normales	Faibles charges vitesses lentes exclusivement	Charges normales	INTERDITE
Huile E.P.	Charges élevées avec chocs	Charges élevées avec chocs	Utilisable à faible température, déconseillée à haute température	Charges élevées avec chocs	EXIGEE pour la plupart des applications
Huile compound ~5% suif	Conviendrait mais pas utilisée	Conviendrait mais pas utilisée	Utilisée traditionnellement	Conviendrait mais pas utilisée	Pour très faibles charges seulement (Engr. industriels)
Huile de synthèse (polyglycol)	Conviendrait mais rarement utilisée	Conviendrait mais rarement utilisée	Convient pour la plupart des utilisations	Conviendrait mais rarement utilisée	Faibles charges avec additifs antiusure/E.P.
Huile épaisse pour engrenages nus	Faibles vitesses Engrenages nus	Faibles vitesses Engrenages nus	Faibles vitesses seulement (avec additifs E.P.)	Faibles vitesses Engrenages nus	Faibles vitesses seulement avec additifs E.P.
Graisse	Faibles vitesses Engrenages nus	Faibles vitesses Engrenages nus	Faibles vitesses seulement (avec additifs E.P.)	Faibles vitesses Engrenages nus	Pas recommandée

- ⑧ huiles R et O : huiles minérales puras additionnées d'additifs antioxyde (R) et d'inhibiteurs d'oxydation (O). Elles peuvent contenir, en outre, des inhibiteurs de corrosion des métaux cuivreux (additifs anticorrosifs).

9.3 - Rôle du lubrifiant pour engrenages

- Eviter l'usure adhésive par contact métal-métal (rayage, arrachements, grippage) ;

Action → forte viscosité, additifs EP et antiusure.

- Réduire le frottement entre dentures et aussi dans les paliers afin d'améliorer le rendement mécanique des transmissions et de limiter l'échauffement des surfaces et du bain d'huile;

Action → viscosité optimale, additifs d'onctuosité, additifs réducteurs de frottement, bonne compatibilité tribologique entre le lubrifiant et les matériaux et traitements de surface des dentures, choix d'une huile de première monte favorisant le rodage des dentures.

- Dissiper les calories : rôle important pour les réducteurs à grande vitesse ;

Action → faible viscosité, bonne mouillabilité, grande capacité du bain, refroidissant d'huile...

- Protéger les surfaces contre l'attaque chimique : protection antirouille des métaux ferreux et anticorrosive des métaux cuivreux ;

Action → additif EP pas trop "actifs" + additifs antirouille et anticorrosifs, limitation des températures, suppression des métaux "réactifs" dans certains cas (ponts hypoides).

- Lutter contre l'usure par fatigue des surfaces (piquage) et contre la propagation des fissures de fatigue (écaillage) ;

Action → réduction du frottement responsable d'une augmentation des contraintes de traction et de cisaillement par les moyens exposés ci-dessus, éviter les composés trop corrosifs (chlore, phosphites, composés acides) ou trop tensio-actifs retenant l'eau responsable d'une aggravation du phénomène par fatigue-corrosion, utiliser éventuellement des additifs "antifatigue" et des composés polaires formant un film protecteur hydrophobe sur les surfaces.

- Protéger les surfaces de l'action abrasive des contaminants solides tels que poussières, débris d'usure, etc...

Action → amélioration de l'étanchéité des joints par viscosité élevée, film d'huile EHD épais, séquestration des contaminants (graisses molles) ou facilité de séparation des particules indésirables par décantation et/ou par filtration.

- Réduire le bruit en jouant le rôle d'amortisseur de vibrations;

Action → Lubrifiant à coefficient de frottement régulier : pas de broutement ("stick-slip") pas de microcontacts adhésifs, ceci peut être obtenu par des additifs modificateurs de frottement, par une viscosité élevée de l'huile ou par l'emploi de graisses de consistance appropriée.

- Garder propres les surfaces et les circuits en évitant les dépôts de vernis d'oxydation et de boues résultant de décomposition thermique et d'hydrolyse d'additifs ;

Action → bonne résistance à l'oxydation (inhibiteurs d'oxydation), bonne stabilité thermique des bases, des composés polaires et des additifs EP et lutte contre la pollution de l'huile par l'eau ou par des contaminants servant de catalyseurs d'oxydation (débris métalliques, sels métalliques, oxydes...)

- Non agressivité vis-à-vis des matériaux élastomères des joints, des matières plastiques utilisées en construction mécanique dans les carters ou les circuits et des peintures.

Action → sélection des bases, notamment des bases de synthèse comme les éthers de polyglycols et les esters, sélection des additifs et si l'emploi d'un lubrifiant agressif s'impose, sélection des matériaux de joints et des types de peinture (remplacement des peintures glycéroptaliques ou cellulosiques par des peintures à base polyuréthane ou époxyde pour résister aux polyglycols en particulier).

9.4 Principaux types de lubrifiants pour engrenages

• huiles minérales sans additifs EP

- huiles minérales "pures" → peuvent renfermer des inhibiteurs d'oxydation et des additifs antirouille.
- huiles minérales possédant des propriétés renforcées d'onctuosité → addition d'un agent polaire d'adsorption (~5%) corps gras d'origine animale (suif, huile de lard...), d'origine végétale (huile de ricin, de colza...) ou de synthèse (monoesters)
- huiles minérales contenant du savon de plomb, mais sans additif soufre → naphénate ou oléate de plomb (1,2 à 1,5% de Pb métal) en voie de disparition pour raisons de toxicité.

• huiles extrême pression

- huiles type Pb-S (plomb-soufre) → en voie de disparition
- huiles type S-P-Zn (soufre-phosphore-zinc) → mélange de corps gras soufrés et de dialkyldithiophosphate de zinc antirouille.
- huiles type Cl-S et/ou P → en voie de disparition
- huiles type S-Pb-P-Zn → les formules riches en plomb sont de moins en moins utilisées.
- huiles type S-P (soufre-phosphore) → formulation assez complexe. La présence de composés phosphorés diminue le facteur de frottement alors que le soufre joue le rôle d'antigrippant. Mais le soufre provoque la corrosion des métaux cuivreux.
- huiles EP à base de borate → additif composé de triborate de potassium, de dithiophosphate de zinc, de composés soufrés et d'agents dispersants (~12% en poids) Comparées aux huiles SP → diminution usure et frottement, non corrosives vis-à-vis des métaux cuivreux, stabilité thermique et résistance à l'oxydation élevées.
le triborate de potassium est partiellement soluble dans l'eau, il faut donc éviter une contamination prolongée par l'eau.

• lubrifiants de synthèse

- fluides à base d'éthers de polyglycol insolubles dans l'eau et dans les hydrocarbures. → naturellement onctueux et antirouille, convient pour les températures élevées et spécialement pour roue et vis sous fil. agressent les peintures classiques mais sont sans effet sur celles à base de résines époxy et polyuréthanes.
- fluides à base d'esters → sont inhibés contre l'oxydation, contiennent des additifs anticorrosifs et des agents antirouille. Bonne stabilité à chaud et bonne fluidité à froid.
- fluides à base d'hydrocarbures de synthèse → polyalpha-oléfines (P.A.O.), bon V.I., bonne stabilité thermique, grande facilité de désémulsion avec l'eau mais prix 4x celui des huiles minérales.

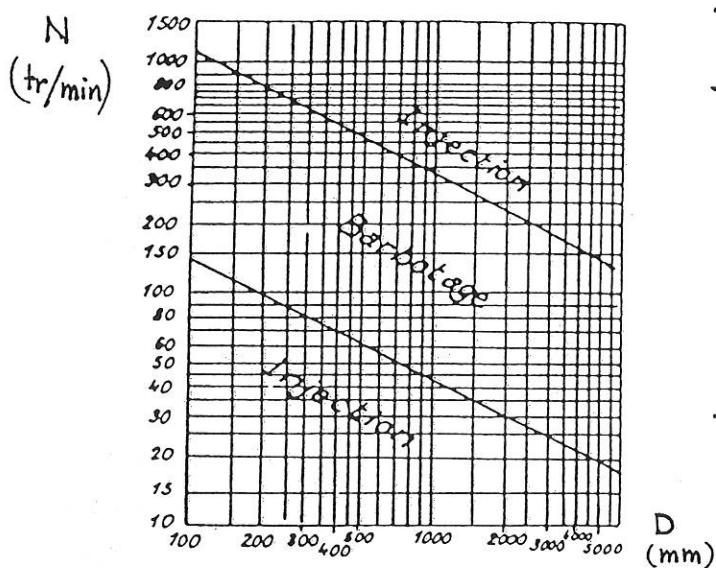
• lubrifiants comportant des lubrifiants solides

- graphite, MoS₂, fluorure de graphite (CF₃) le plus performant mais le plus cher.

9.5 Modes de graissage des engrenages

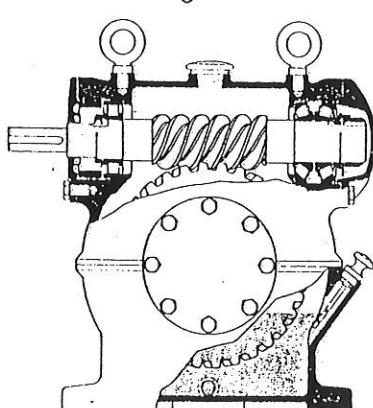
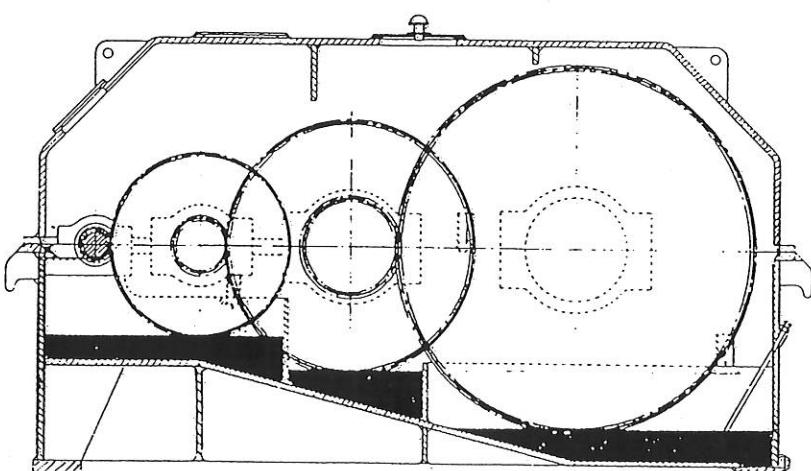
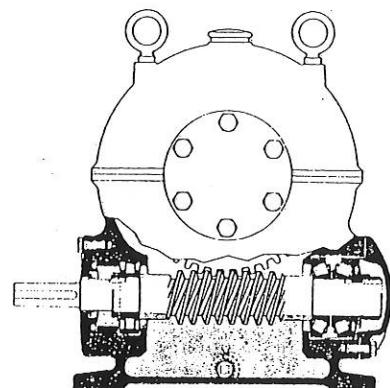
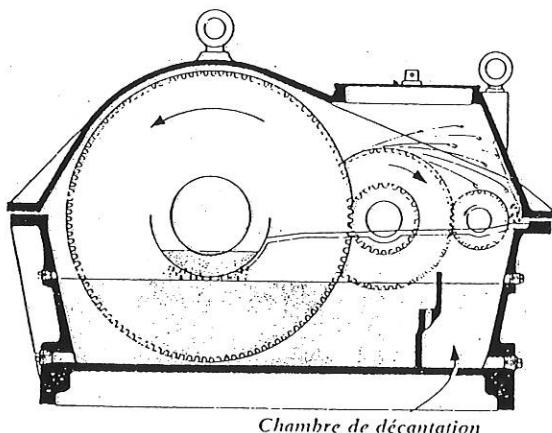
• Graissage par barbotage

- méthode de graissage simple et économique des engrenages sous charge.
- le lubrifiant est entraîné dans la zone d'engrenement par les dents qui plongent dans le bain. La hauteur d'immersion en marche doit être ≈ 3 fois la hauteur de denture.
- nécessite le maintien du lubrifiant à son niveau correct
⇒ lubrification insuffisante ou échauffement abnormal du lubrifiant par barbotage excessif (perte de viscosité et de puissance)
- pour une bonne formation du film lubrifiant, la position relative des engrenages et leurs sens de rotation ont une grande influence (transport du lubrifiant le long d'une $1/2$ circonférence).



- utilisation d'une huile visqueuse avec une adhérence renforcée.
- pour éviter l'expulsion du lubrifiant par centrifugation, la vitesse périphérique doit rester inférieure à $12-15 \text{ m/s}$
→ courbe supérieure du graphe de loi :

$$547 \cdot 10^{-5} DN^2 = C_k$$
 valable pour lubrifiants courants
- autre règle : $DN^2 < 10^8 (\text{mm}(\text{tr}/\text{min})^2)$
- pour une vitesse trop faible le lubrifiant risque de retomber dans le bain sous atteindre la zone d'engrenement
→ courbe inférieure : $V(\text{m/s}) = 2,275 D_{(\text{m})}^{1/2}$



. Graissage par circulation ou injection

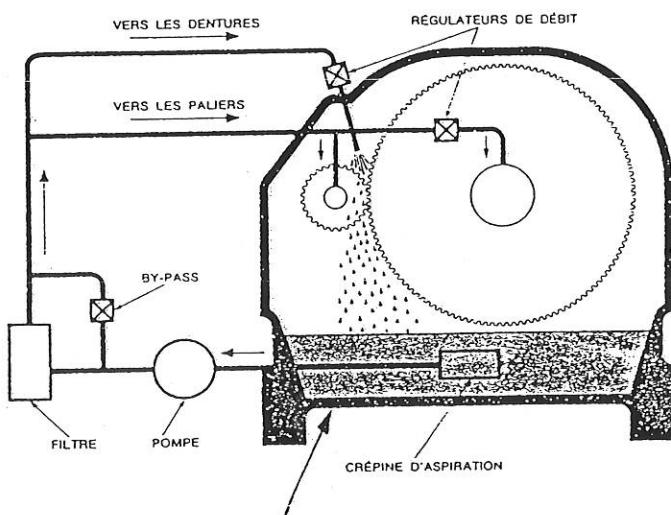
- solution plus coûteuse qu'une lubrification par barbotage,
- utilisation des matériaux dans une position quelconque,
- lubrification optimisée :
 - lubrifiant de viscosité appropriée,
 - débit juste nécessaire pour assurer une lubrification et un refroidissement corrects (injection dans la zone d'engrangement).

Puissance à dissiper par le lubrifiant : $P_d = P(1-\eta) \approx \rho q_v c_p \Delta T$

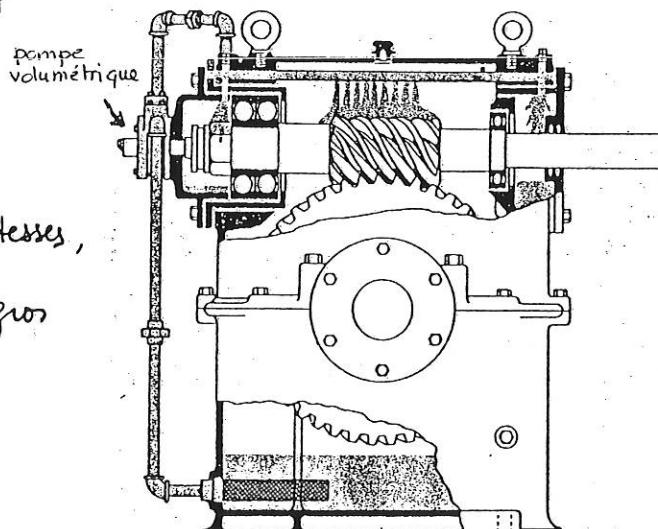
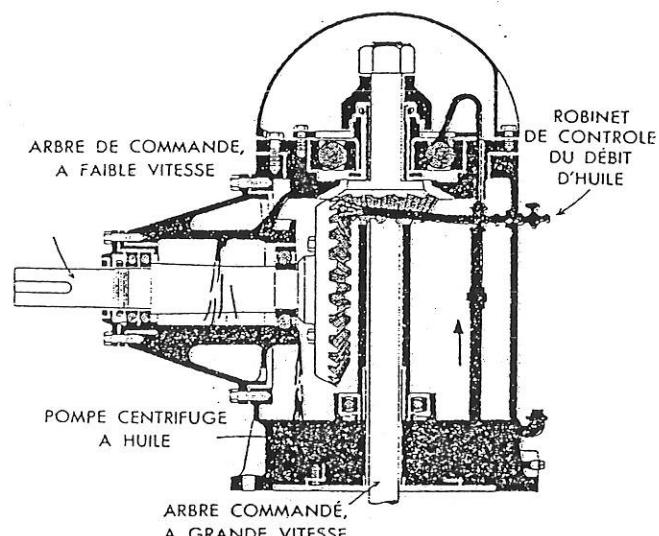
$$\rightarrow q_v = \frac{P_d}{\rho c_p \Delta T} \quad \text{avec } \Delta T \leq 10^\circ C$$

$$\eta \sim 0,98 \text{ à } 0,99 / \text{train}$$

Une estimation raisonnable se situe entre 0,5 et 1 l/min / mm de largeur des dents



Eventuellement système de refroidissement par circulation d'eau.



. Graissage par pulvérisation

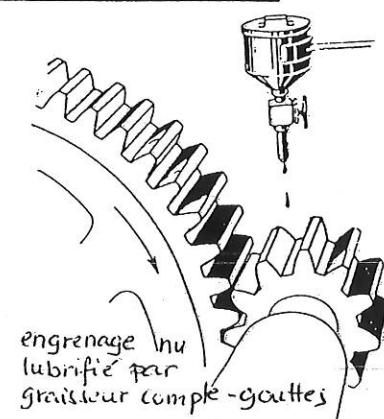
- engrenages animés de grandes vitesses,
- limite la perte de puissance,
- graissage intermittent pour les gros engrenages "ouverts",

. Lubrification à la graisse

- réduction des frottements,
- petits appareils d'accès difficile et/ou mécaniquement peu sollicités $P \leq 10 \text{ kW}$ et $V \leq 4 \text{ m/s}$,
- utilisation des matériaux dans une position quelconque (outillage portatif),
- mauvais refroidissement, décantation délicate
- graisses de consistance NLGI 00 à 1 sans additif EP si $\rho_h < 500 \text{ MPa}$ pour $-75 \leq T \leq 100^\circ C$

N.B. Engrenages nus (ou ouverts)

- barbotage par bac sous denture si V très faible
- manuel, semi automatique ou automatique.



9.6 - Choix de la viscosité et du type de lubrifiant

- Méthode DIN 51509 - engrenages cylindriques et coniques

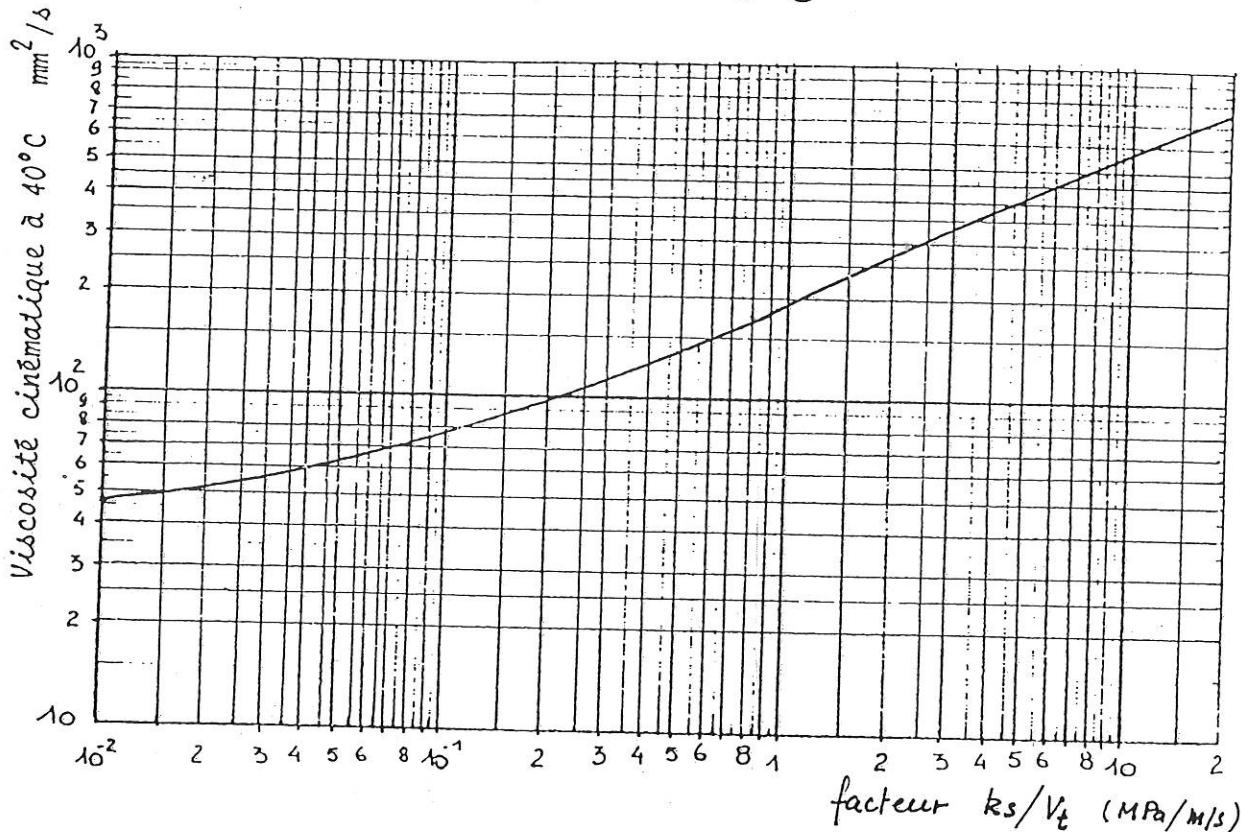
→ détermination de la viscosité cinématique à 40°C en faisant intervenir la pression de Stribeck (k_s) et la vitesse tangentielle (V_t).

$$k_s \text{ (MPa)} = \frac{F_t}{b d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot z_H^2 z_E^2$$

avec F_t = effort tangentiel ; b = largeur de denture ; d_1 = Ø pignon

u = rapport d'engrenage = $z_2/z_1 = d_2/d_1$

z_H = facteur géométrique ; z_E = facteur de conduite
pour un calcul approché $\rightarrow z_H^2 \cdot z_E^2 = 3$



- viscosité obtenue valable pour $10^\circ\text{C} < T_a < 25^\circ\text{C}$
si $T_a > 25^\circ\text{C} \Rightarrow$ majoration de ν de 10% par tranche de 3°C
si $T_a < 10^\circ\text{C} \Rightarrow$ minoration de ν de 10% par tranche de 3°C
- engrenages de même nature métallurgique ou en acier chrome-nickel (sauf traitements superficiellement ou nitrurés) majorer ν de 35%
- dentures phosphatées, sulfimées ou cuivrées ν peut être diminuée jusqu'à 25%
- engrenages fonctionnant sous chocs : chocs modérés $\rightarrow k_s/V_t \times 1,5$
chocs sévères $\rightarrow k_s/V_t \times 2$

S'il existe plusieurs trains d'engrenages, le calcul doit être effectué pour le rapport k_s/V_t le plus élevé, c'est-à-dire pour le train le plus lourd (si même largeur de denture).

Application de la théorie élastohydrodynamique

→ calcul de l'épaisseur du film de lubrifiant (h) engendré dans les conditions d'engrenement et comparaison avec la rugosité R_{ens} des surfaces de dents.

Calcul de l'épaisseur du film par la relation de Cheng :

$$h(\mu\text{m}) = [10^{11} \alpha \cdot \gamma_0 \cdot N \cdot F_{tu}^{-0,148} \cdot G]^{0,74}$$

avec $10^{11} \alpha \cdot \gamma_0 = PL$ (paramètre lubrifiant en s)

α = coefficient de viscosité-pression en Pa^{-1} ; γ_0 = viscosité absolue à \bar{P}_0

N = vitesse de rotation en tr/min (de la roue sauf pour planétaire en Pa^5)

F_{tu} = effort tangentiel unitaire = F_t/b en N/m

G = paramètre géométrique

$$* G = \frac{3,4 \cdot 10^{-4} E_r^{0,148} (u \sin \varphi)^{1,5}}{(1+u)^2} \quad \text{avec } N=N_2 \text{ pour engrenage parallèle externe.}$$

$$* G = 3,4 \cdot 10^{-4} E_r^{0,148} (R_s \sin \varphi)^{1,5} \left(\frac{R_r - R_s}{R_r + R_s} \right)^{0,5} \quad \text{avec } N = |N_s - N_c| \text{ pour engrenage planétaire (solaire / planétaire)}$$

$$* G = 3,4 \cdot 10^{-4} E_r^{0,148} (R_r \sin \varphi)^{1,5} \left(\frac{R_r - R_s}{R_r + R_s} \right)^{0,5} \quad \text{avec } N = |N_r - N_c| \text{ pour engrenage planétaire (couronne / planétaire)}$$

$$* G = \frac{1,63 \cdot 10^{-2} (R_{2m} \sin \varphi)^{1,5}}{(1+u^2)^{0,25}} \quad \text{avec } N=N_2 \text{ pour engrenage conique}$$

avec $\frac{1}{E_r} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$ en Pa ; a = entraxe en m; φ = angle de pression

R_r et N_r = rayon primaire (m) et vitesse de rotation (tr/min) couronne

R_s et N_s = " " " " solaire

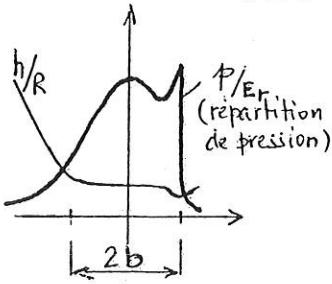
N_c = vitesse de rotation porte satellite (tr/min)

R_{2m} = rayon moyen de la roue conique (m)

La relation de Cheng n'est pas utilisable pour les engrenages hypoïdes et les engrenages à roue et vis tangente.

N.B. Pour un contact linéaire, DOWSON et HIGGINSON donnent le modèle suivant pour un écoulement permanent isotherme d'un fluide newtonien incompressible:

$$\frac{h}{R} = 0,97 [\alpha E_r]^{0,6} [6 \gamma_0 (V_1 + V_2) / E_r R]^{0,7} [E_r R / F_{tu}]^{0,13}$$



En faisant les hypothèses que $E_r \neq Cte$, que $\alpha \neq Cte$ et que l'incidence de $(E_r R / F_{tu})^{0,13}$ est négligeable (exposant faible) on arrive à la relation simplifiée :

$$h(\mu\text{m}) = 15,8 \sqrt{\gamma_0 \cdot V \cdot R} \quad (\gamma_0, V, R \text{ en unités S.I.})$$

avec R = le rayon de courbure équivalent des deux surfaces et V = vitesse moyenne des surfaces en contact = $\frac{1}{2}(V_1 + V_2)$

Comparaison de l'épaisseur du film avec la rugosité

Bien que l'épaisseur du film varie le long de l'engrenement, sa valeur au point primitif peut être considérée comme représentative de la qualité de lubrification des engrenages.

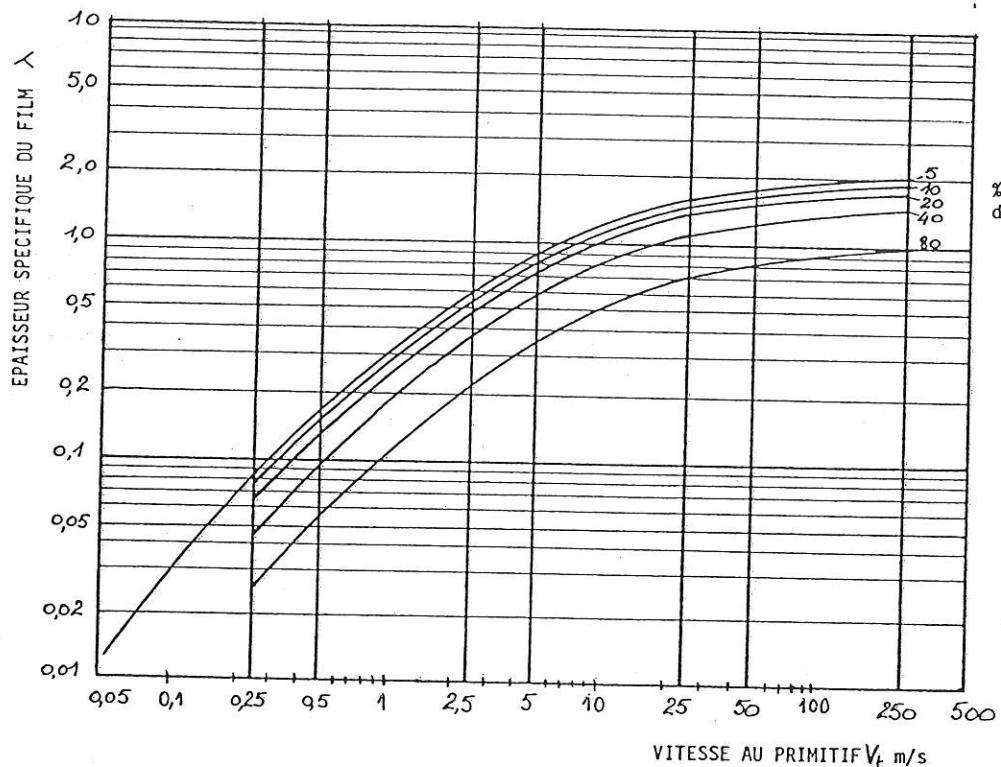
On définit une épaisseur spécifique du film : $\lambda = h / R_{RMS}$

avec $R_{RMS} = (R_{1RMS}^2 + R_{2RMS}^2)^{0,5}$ = rugosité composite en μm

R_{1RMS} et R_{2RMS} sont les rugosités quadratiques de chacune des deux surfaces antagonistes ($R_{RMS} = 1,11 R_{Ra}$)

valeurs typiques : brut de taillage $\rightarrow R_{RMS} = 1,78 \mu\text{m}$ ($\sim 1,02$ après râlage)
 rasage $\rightarrow R_{RMS} = 1,27 \mu\text{m}$ (" ")
 rectification douce $\rightarrow R_{RMS} = 0,89 \mu\text{m}$
 " " sévère $\rightarrow R_{RMS} = 0,51 \mu\text{m}$
 polie $\rightarrow R_{RMS} = 0,18 \mu\text{m}$

ÉPAISSEUR SPECIFIQUE DU FILM ET AVARIE DE SURFACE $\rightarrow \lambda_c$



- $\lambda > \lambda_c \rightarrow$ faible probabilité de contact métal/métal
- $\lambda < \lambda_c \rightarrow$ risque de grip-page et détérioration
- $\lambda \gg \lambda_c \rightarrow$ surchauffe du lubrifiant

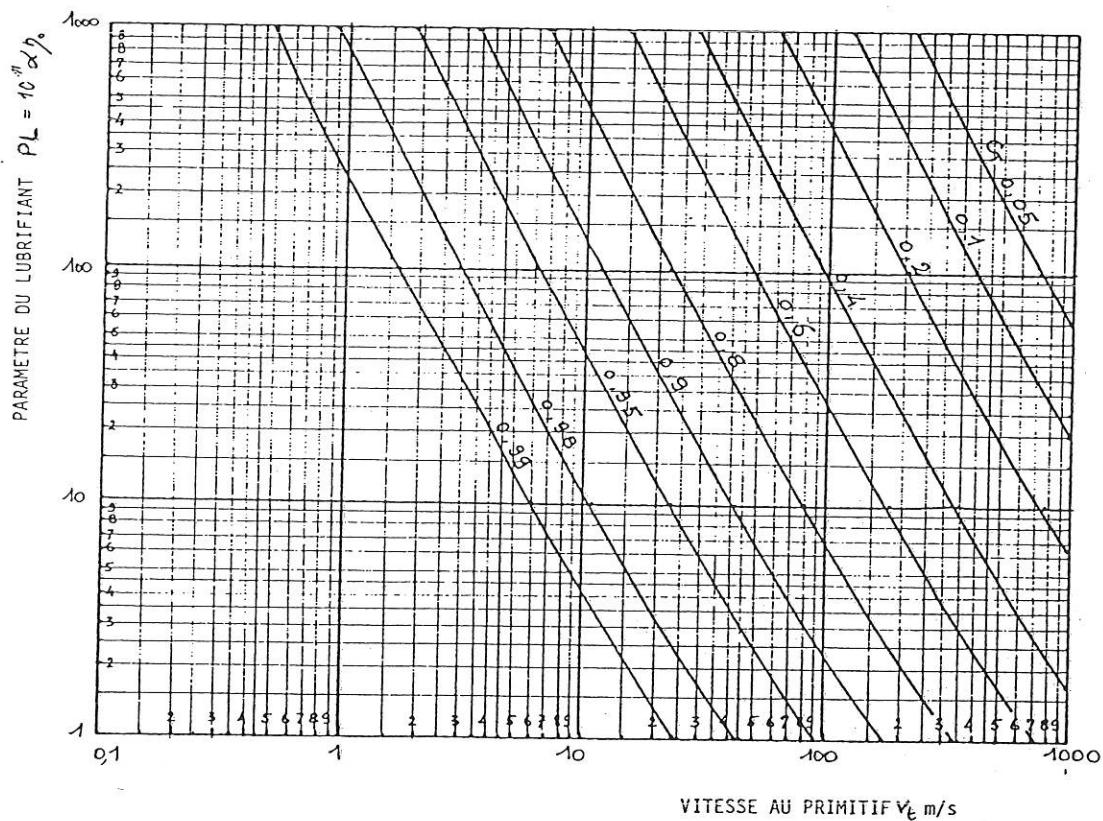
L'épaisseur spécifique λ varie avec la vitesse au primitif, mais elle n'est pas indépendante de la charge appliquée sur les dentures. Les valeurs critiques obtenues à l'aide du diagramme ci-dessus seront majorées, pour des fonctionnements sous surcharge permanente et/ou chocs importants, de :

$$\begin{aligned} \sim 50\% & \text{ si } V_t > 1 \text{ m/s} \\ 100\% & \text{ si } V_t < 1 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Remarque

Le modèle de Cheng est un modèle isotherme. Ceci équivaut à supposer que la température du lubrifiant reste constante le long du contact. A vitesse élevée, le cisaillement du film à l'entrée du contact EHD crée un échauffement du lubrifiant donc une diminution de viscosité et par conséquent une réduction de l'épaisseur du film. Murch et Wilson ont introduit un facteur de correction thermique α_T par lequel h doit être multiplié pour obtenir l'épaisseur réelle du film.

COEFFICIENT DE CORRECTION THERMIQUE DE L'ÉPAISSEUR DE FILM DE LUBRIFIANT

• Choix du type de lubrifiant pour engrenages cylindriques et coniques

pression de Hertz (MPa)	F_{Ht} (N/m)	Vg_{max}/V_t	Type de lubrifiant
< 500	< 10^5	< 0,3	huile minérale pure
< 500	$10^5 < F_{Ht} < 2 \cdot 10^5$	< 0,3	huile minérale compoundée ou EP
> 500	$> 2 \cdot 10^5$	> 0,3	huile extrême pression

le choix sera aussi fonction de la température ambiante et de la température de service. La stabilité thermique des lubrifiants, aux températures élevées, est souvent limitée par les additifs.

$T_s \leq 80^\circ\text{C}$ → additifs à base de plomb et de soufre possibles

$T_s \leq 120^\circ\text{C}$ → additifs phosphosulfurés

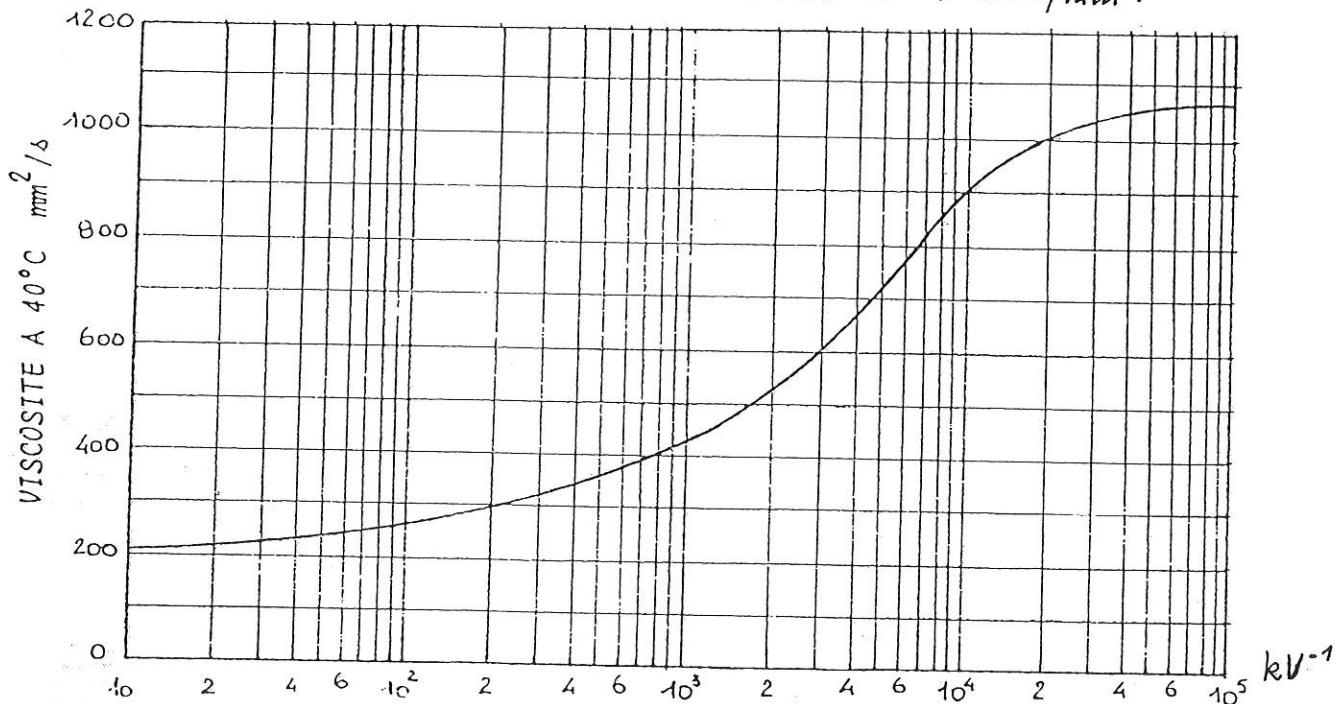
$T_s > 120^\circ\text{C}$ → lubrifiants de synthèse

• Méthode DIN 51509 pour engrenages roue et vis

→ détermination de la viscosité à 40°C en déterminant un facteur charge/vitesse.

$$KV^{-1} = \frac{m}{a^3 \cdot N_1} \text{ en (Pa.min)}$$

avec m = le couple de sortie (arbre roue) en Nm ; a = l'entraîne en m et N_1 = vitesse de rotation de la vis en tr/min.

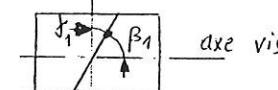


Si $T_a > 25^\circ\text{C} \Rightarrow$ majoration de γ de 10% par 3°C d'augmentation de T
 Si $T_a < 10^\circ\text{C} \Rightarrow$ minoration de γ de 10% par 3°C de diminution de T

• Utilisation du tableau de préconisation des "Engrenages Durand"

CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT		TEMPERATURE AMBIANTE θ °C						
		BARBOTAGE			RECIRCULATION			
Vis en haut Vis verticale	v_g m/s	$\theta < 5$	$5 < \theta < 30$	$30 < \theta < 50$	$\theta < 5$	$5 < \theta < 30$	$30 < \theta < 50$	
		$v_g < 1,5$	C	E	F	C	C	E
		$1,5 < v_g < 3,5$	B	D	F	B	C	E
		$3,5 < v_g < 10$	A	C	F	A	B	D
		$v_g > 10$	A	C	E	A	B	D
Vis en bas Arbre lent vertical	v_g m/s	$v_g \leq 1,5$	C	E	F	C	C	E
		$1,5 < v_g < 3,5$	B	C	F	B	C	E
		$3,5 < v_g < 10$	A	C	E	A	B	D
		$v_g > 10$	A	B	C	A	B	C

HUILE MINERALE	
CODE	GRADE ISO DE VISCOSITE
A	150
B	220
C	320
D	460
E	680
F	1000



$$v_g = \frac{\omega_1 r_1}{\cos \beta_1} \quad \text{avec } \tan \beta_1 = \frac{m_x z_1}{d_1}$$

β_1 = angle d'inclinaison du fillet/axe

• Exigences de graissage

Le bronze n'est pas compatible avec les additifs souffés donc avec les huiles extrême pression. Si $T_s < 60^\circ\text{C}$ il est possible, sans trop de risques, d'utiliser une huile moyennement E.P. On essaiera de retenir principalement des huiles minérales ou des éthers de polyglycol inhibés R et O.

10. La lubrification des roulements

10.1 - Introduction

Le roulement, composant mécanique quasi universel, est par nature une pièce d'usure à durée de vie limitée.

Sur l'échelle des facteurs ayant une influence sur la durée de vie et la forme des déteriorations des roulements, la lubrification est sans aucun doute au premier plan.

La lubrification à la graisse est le procédé préférentiel et lorsque l'huile est choisie, ce n'est généralement pas le roulement mais les organes primordiaux du mécanisme (engrenages...) qui sont déterminants dans la décision.

Une lubrification défective (film trop faible) ou un mauvais choix de lubrifiant peuvent entraîner les avaries prématuées suivantes :

- écaillage de fatigue
- écaillage superficiel
- grippage et échauffement
- empreintes de corps roulants par abrasion
(roulements à l'arrêt dans un environnement vibratoire ou soumis à des oscillations de faibles amplitudes)
- usure - empreintes de corps étrangers (particules)
- corrosion

10.2 Lubrification à la graisse

Avantages - Inconvénients

- excellente protection du roulement contre les agents polluants, l'humidité et l'eau,
- étanchéité facile à réaliser → montages simples,
- possibilité d'utiliser des roulements prégraissés ;
- frottement plus élevé que pour l'huile ,
- mauvaise évacuation thermique ,
- pas de possibilité de contrôle de niveau → apport périodique pour compenser les fuites, la pollution ou le vieillissement .

Paramètres influant sur le choix de la graisse

1- La vitesse → moyenne à faible

Une vitesse élevée provoque un cisaillement interne de la graisse important ⇒ élévation de température, ramollissement de la graisse, risque d'oxydation rapide et d'éjection de la graisse par centrifugation.

Le facteur vitesse N.dm (mm.tr/min) admissible pour une graisse dépend principalement de la viscosité de son huile de base.

N.B. $d_m = 0,5(d+D)$ avec $d = \phi$ alésage et $D = \phi$ extérieur du roule.