

Ecole Normale Supérieure de Cachan
Département de Génie Mécanique
Analyse de l'existant de génie mécanique

Transmission de puissance par contact direct

Bertin Morgan (FR)
Mout Marco (NL)

Cachan, le 8 juin 2009

Table des matières

I	Introduction	3
II	L’embrayage	3
1	déscriptif technique	3
1.1	généralités	3
1.1.1	Frontière de l’étude	3
1.1.2	présentation	4
1.1.3	Fonctions à réaliser par l’embrayage	4
1.1.4	Qualités demandées à un embrayage	4
1.1.5	Les différentes solutions utilisées	5
1.2	Principes physiques	5
1.2.1	Les matériaux de friction	5
1.2.2	Formes des embrayages	6
1.2.3	Couples transmissibles	6
1.2.4	Glissement entre les disques	8
1.2.5	Durée de synchronisation	9
1.2.6	Energie dissipé dans l’embrayage	10
1.3	Présentation et fonctionnement d’un embrayage à diaphragme	12
1.3.1	constitution	12
1.3.2	Position embrayée	12
1.3.3	Position débrayée	13
1.3.4	Le dique d’embrayage	13
1.3.5	Le diaphragme	13
1.3.6	La butée d’embrayage	14
III	Les trois machines de l’étude	15
2	Embrayage bidisque d’un engin de travaux	15
2.1	Présentation du système	16
2.2	LEGAM	17
2.2.1	Lubrification	17
2.2.2	Etanchéité	17
2.2.3	Guidage	17
2.2.4	Assemblage	17
2.2.5	Matériaux	17
2.3	Etude cinématique	17
2.4	caractéristique technique de l’embrayage	18
2.5	Etude statique	18
2.6	Etude Dynamique	18
2.7	conclusion	18
3	Embrayage de ferrari F348	19
3.1	Caractéristique de la bête	19
3.2	Présentation du système	20
3.2.1	La butée hydraulique	21
3.2.2	Amortisseur visco-élastique	21
3.3	LEGAM	22
3.3.1	Lubrification	22

3.3.2	Etanchéité	22
3.3.3	Guidage	22
3.3.4	Assemblage	22
3.3.5	Matériaux	22
3.4	Etude cinématique	23
3.5	Etude statique	23
3.6	Conclusion	24
4	Ducati	25
4.1	Caractéristiques de la moto	25
4.2	Présentation du système	26
4.3	LEGAM	26
4.3.1	Lubrification	26
4.3.2	Etanchéité	26
4.3.3	Guidage	26
4.3.4	Assemblage	27
4.3.5	Matériaux	27
4.4	Etude cinématique	27
4.5	Etude statique	28
4.6	conclusion	28
5	comparaison	29
6	conclusion	30
7	Annexes	32

Première partie

Introduction

Il existe aujourd'hui différents types de transmission de puissance, transmission par engrenage, par poulie-courroie, par contact direct, qui est le cas de notre étude. En effet nous avons pensé que l'étude de ce système pouvait se révéler intéressant de par son fonctionnement et de par son utilisation très généralisée aujourd'hui. On trouve ainsi aujourd'hui ces principes dans nos voitures, dans les trains que nous prenons, dans beaucoup d'éléments appelés à transmettre de la puissance aux milieux extérieurs. Nous étudierons donc, dans notre projet cette méthode de transmission de puissance à travers l'embrayage. Mais ces principes se retrouvent aussi dans les freins à disques. En effet il peut être intéressant de voir que ce type de transmission de puissance peut aussi bien servir à empêcher l'entraînement qu'à propulser un véhicule. Les plans des systèmes étudiés sont disponibles en annexes.

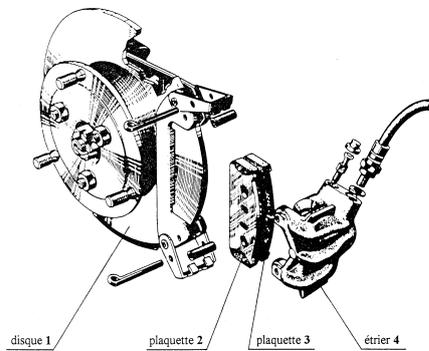


FIG. 1 – Frein à disque

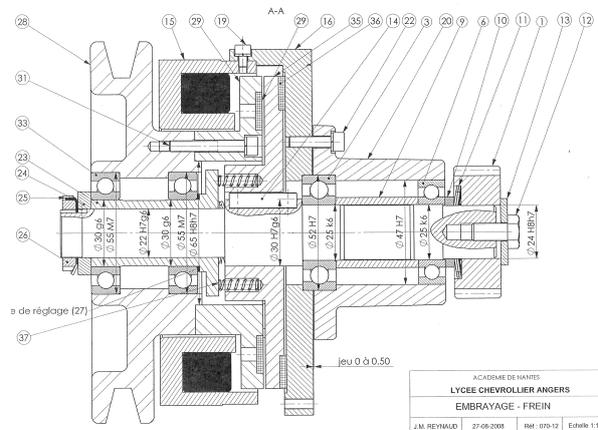


FIG. 2 – Embrayage frein

Deuxième partie

L'embrayage

1 descriptif technique

1.1 généralités

1.1.1 Frontière de l'étude

Quelle que soit la disposition du système de transmission sur le véhicule, l'embrayage est toujours situé : entre le moteur et les autres éléments de la transmission. Ainsi l'embrayage est un dispositif d'accouplement temporaire entre un arbre dit moteur et un autre dit récepteur. Du fait de sa transmission par adhérence, il offre une mise en charge progressive de l'accouplement qui évite les à-coups qui pourraient provoquer la rupture d'éléments de transmission ou le calage dans le cas d'une transmission depuis un moteur thermique. Sur les véhicules automobiles, l'embrayage est nécessaire parce que les moteurs thermiques doivent continuer à tourner même si le véhicule est à l'arrêt. Le désaccouplement facilite aussi le changement de rapport de vitesses. L'embrayage trouve donc sa place sur la chaîne de transmission, entre le moteur et la boîte de vitesses, où, de plus, le couple à transmettre est le moins élevé.

1.1.2 présentation

- Il est constitué :
- d'un disque situé en appui sur le volant moteur
 - d'un mécanisme qui appuie sur le disque
 - d'une butée qui appuie sur le mécanisme

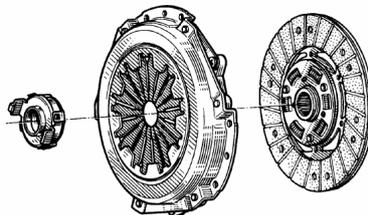


FIG. 3 – Elements d'un embrayage

1.1.3 Fonctions à réaliser par l'embrayage

Un embrayage doit satisfaire à certaines fonctions :

- Au démarrage du véhicule, il assure un accouplement progressif entre le moteur et les organes de transmission.
- Pendant le roulage du véhicule, il doit assurer une transmission complète du couple moteur, c'est à dire sans glissement.
- Il désaccouple temporairement la liaison lors des changements de rapports de vitesses

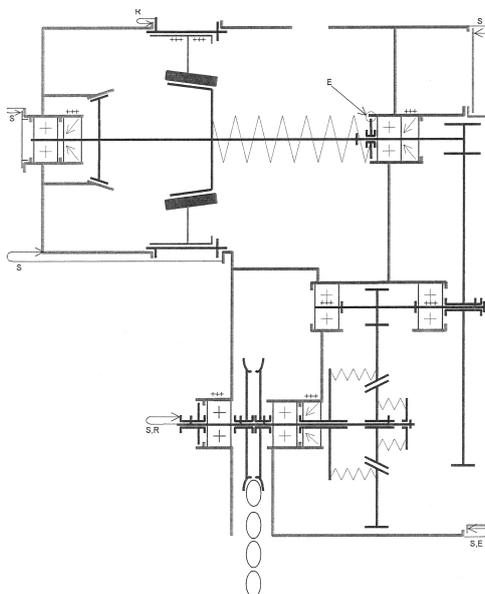


FIG. 4 – Schéma technologique d'un l'embrayage-frein de palan DEMAG

1.1.4 Qualités demandées à un embrayage

Un embrayage doit satisfaire à certaines qualités :

- La prise de mouvement se fait sans à coup grâce à un léger patinage, il doit être progressif
- En position embrayée, il ne doit plus patiner, il doit être adhérent
- Il doit pouvoir s'arrêter rapidement quand on débraye, il doit être de faible inertie

- Le patinage pendant la phase de démarrage entraîne des températures élevées, il doit être résistant aux températures élevées
- Le conducteur ne doit pas exercer beaucoup d'efforts pour l'actionner, il doit être facile à manoeuvrer

1.1.5 Les différentes solutions utilisées

Il existe sur la marché, aujourd'hui deux grands types de solutions :

- Embrayage commandé : Dans ce cas, c'est un accouplement mécanique par embrayage à disques sec ou à bain d'huile.
- Embrayage automatique :
 - par accouplement mécanique : embrayage centrifuge, embrayage électromagnétique, embrayage piloté
 - par accouplement hydrocinétique : coupleur, convertisseur.

1.2 Principes physiques

Comme nous l'avons décrit précédemment, l'embrayage est constitué de différents organes, que nous allons étudier plus en profondeur pour mieux comprendre le fonctionnement d'un embrayage. Nous allons donc étudier les différents principes qui régissent le fonctionnement d'un embrayage, c'est à dire :

- Couples de rotation
- Temps de manoeuvre
- Travail absorbé et capacité calorifique
- Charges appliquées

En effet un embrayage sert à transmettre un couple, mais le contact étant direct et par frottement, le fonctionnement entraîne un glissement d'une partie par rapport à l'autre, nous allons donc étudier les différents paramètres qui entrent en jeu lors de cette action.

1.2.1 Les matériaux de friction

Différents matériaux de friction spécifiques sont disponibles selon qu'ils s'agissent d'embrayages et de freins prévus pour fonctionnement en milieu lubrifié ou à sec. En effet, les matériaux qui constituent les couples de surfaces de friction ou appariements ont une grande influence sur la rapidité de réponse, la charge calorifique admissible et la résistance à l'usure des appareils et, partant, sur la grandeur de l'embrayage ou frein considéré. On peut alors citer les différents matériaux utilisés :

- acier/acier,
- acier/garniture frittée
- acier ou fonte/garniture végétale

Ainsi le coefficient de frottement μ peut être différents en fonction des matériaux mais aussi de la température ou de la qualité de surface. Mais d'ailleurs comment définit-on un état de surface ? En effet cette notion est très importante pour un embrayage.

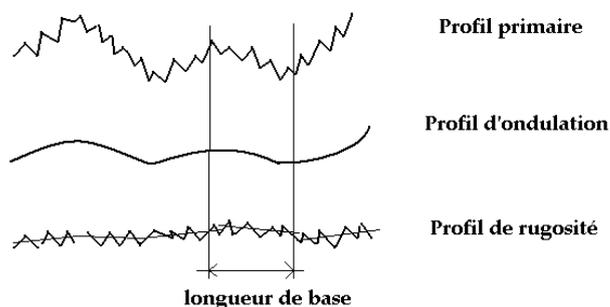


FIG. 5 – Longueur d'évaluation

Longueur d'évaluation divisée en tronçons successifs, la longueur de base est telle que sa ligne moyenne peut être assimilée à une droite. On peut alors zoomer sur une longueur de base et en déduire les caractéristiques de l'état de surface du matériau. Pour réaliser de telles mesures on peut utiliser un capteur piézoélectrique qui transforme les variations d'amplitudes mécaniques en signaux électriques et ainsi permettre d'obtenir une vue de la surface à étudier. Il y a aussi les machines tridimensionnelles qui viennent palper la surface à étudier avec une sphère très petite. Tous ces

résultats sont ensuite traités sur ordinateur afin de réaliser la cotation fonctionnelle correspondante.

Notation	Définition
R_P	Hauteur maximale de saillie à l'intérieur d'une longueur de base
R_{max}	Ecart maximal entre une saillie et un trou consécutif à l'intérieur d'une longueur de base
R_t	Hauteur maximale du profil à l'intérieur d'une longueur de base

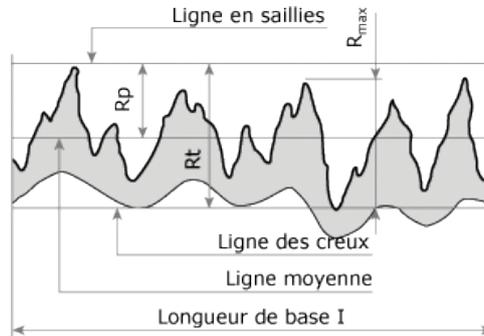


FIG. 6 – Longueur de base

On peut alors définir la notion qui va être utilisée en industrie pour caractériser un état de surface : R_a qui est l'écart moyen arithmétique, c'est donc la moyenne des écarts $Z(x)$ par rapport à la ligne moyenne du profil de rugosité, calculée sur une longueur de base.

$$R_a = \frac{1}{\ell} \int_0^{\ell} |Z(x)| dx = \sum_{i=1}^n |Z_i|$$

Enfin certains embrayages fonctionnent en milieu lubrifié et certains en milieu non lubrifié, le coefficient μ est plus important dans le second cas que dans le premier mais l'usure est plus importante.

1.2.2 Formes des embrayages

Les embrayages peuvent être de diverses formes et posséder plusieurs surfaces de frottements. On pourra citer par exemple des embrayages à disques, les plus répandus, mais il existe aussi des embrayages coniques utilisés dans des engins où les charges à transmettre sont plus importantes.

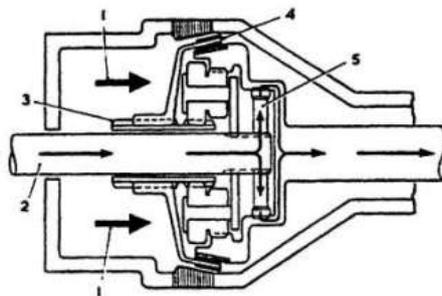


FIG. 7 – Embrayage conique

1.2.3 Couples transmissibles

Dans cette section nous allons calculer les couples transmissibles par des surfaces de contact planes et coniques en lien avec les différentes formes d'embrayages possibles.

Couple transmissible d'un embrayage à surfaces planes

Les lois de Coulomb imposent l'existence d'une force tangentielle lors de l'application d'une force normale à une surface, il vient donc :

$$\vec{dF} = \vec{dT} + \vec{dN}$$

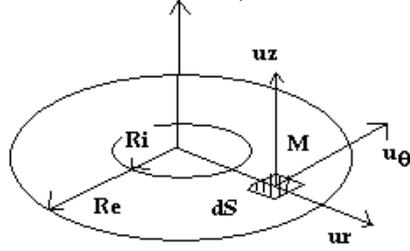


FIG. 8 – Schéma surface plane

or à la limite du glissement on a $\vec{dT} = f \vec{dN}$

soit P la pression de contact supposée uniforme, alors il vient : $\vec{dN} = P \cdot \vec{dS}$

$$\vec{dF} = P \cdot \vec{dS} \cdot \vec{u}_z + f \cdot P \cdot \vec{dS} \cdot \vec{u}_\theta$$

$$Z = \vec{F} \cdot \vec{u}_z = \int \int_S P \cdot dS = \int \int_S P \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = P \cdot \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

Soit n le nombre d'interface de l'embrayage :

$$M_a = n \cdot \vec{M}_o \cdot \vec{Z} = n \cdot \int \int_S (\vec{OM} \wedge \vec{dF}) \cdot \vec{Z} dS$$

$$M_a = n \cdot \int \int_S (r \cdot \vec{u}_r \wedge f \cdot P \cdot \vec{u}_\theta) \cdot \vec{Z} dS$$

$$M_a = n \cdot f \cdot P \int \int_S r^2 dr d\theta$$

$$M_a = n \cdot \frac{f \cdot P}{3} (R_e^3 - R_i^3) 2\pi$$

$$M_a = \frac{2}{3} \cdot n \cdot f \cdot Z \cdot \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

Couple transmissible d'un embrayage à surfaces coniques

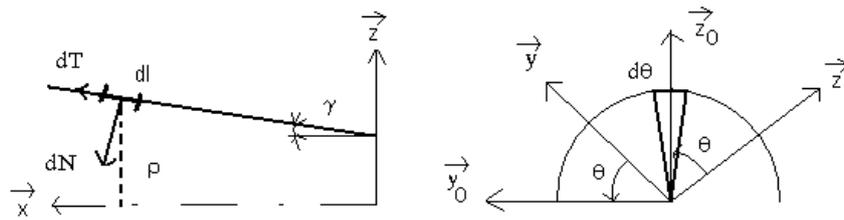


FIG. 9 – Schéma surface conique

Element de surface élémentaire : $dS = \rho \cdot d\theta \cdot dl = \rho \cdot d\theta \cdot \frac{dl}{\sin\gamma}$

Calcul de la résultante Y_o

$$Y_o = \int \int_S (\vec{dT} + \vec{dN}) \cdot \vec{Y}_2 \cdot dS$$

$$Y_o = P \cdot (f \cdot \cos\gamma + \sin\gamma) \cdot \int \int_S dS$$

$$Y_o = P \cdot \frac{f + \tan\gamma}{\tan\gamma} \cdot \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} \rho \cdot d\ell \cdot d\theta$$

$$Y_o = \pi \cdot P \cdot \frac{f + \tan\gamma}{\tan\gamma} \cdot (R_2^2 - R_1^2)$$

Calcul du moment en o :

$$M_o = \int \int_S (O\vec{M} \wedge (d\vec{T} + d\vec{N})) \vec{Y}_2 dS$$

$$M_o = \int \int_S (\rho \cdot \vec{Z}_o \wedge (P \cdot f \cdot \vec{X}_o + P \cdot \vec{j})) \cdot dS \cdot \vec{Y}_2$$

$$M_o = \frac{P \cdot f}{\sin\gamma} \cdot \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} \rho^2 \cdot d\rho \cdot d\theta$$

$$M_o = \frac{2\pi \cdot p \cdot f}{3 \cdot \sin\gamma} \cdot (R_2^3 - R_1^3)$$

$$M_o = \frac{2 \cdot f \cdot (R_2^3 - R_1^3)}{3 \cdot \cos\gamma \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot (f + \tan\gamma)} \cdot Y_o$$

Conclusion sur la forme.

Une analyse du couple transmissible en fonction de la forme de l'embrayage donne le graphique suivant :

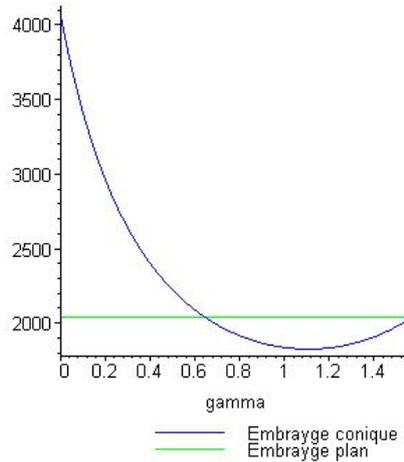


FIG. 10 – Variation du couple en fonction de l'angle

On peut remarquer que les modèles sont corrects car pour un angle de $\frac{\pi}{2}$ le couple transmissible est identique entre les deux types d'embrayages et ainsi qu'un engrenage conique est préférable à un engrenage plan uniquement si l'angle γ est inférieur à $\frac{\pi}{4}$, c'est pour cela que les engrenages coniques dans le marché sont très inclinés.

1.2.4 Glissement entre les disques

Phase transitoire de glissement : en particulier pendant l'embrayage, la transmission de puissance est progressivement rétablie. Pendant cette phase, les arbres d'entrée et de sortie ne tournent pas à la même vitesse; il y a alors glissement entre les disques, donc dissipation d'énergie, sous forme de chaleur. Cette phase est à limiter dans le temps, même si elle est inévitable et permet de solidariser graduellement le moteur et la boîte de vitesses. L'usure des disques a lieu pendant cette phase.

C'est la situation de glissement qui donne les conditions de dimensionnement de l'embrayage. Elle détermine le couple maximum transmissible. Au-delà, le glissement est systématique. La même configuration technologique est d'ailleurs adoptée sur les systèmes limiteurs de couple, qui vont donc patiner

lorsque le couple sollicité devient trop important. On pourra citer en exemple le palan DEMAG qui est composé d'un moteur frein triphasé accouplé à un réducteur-limiteur de couple.

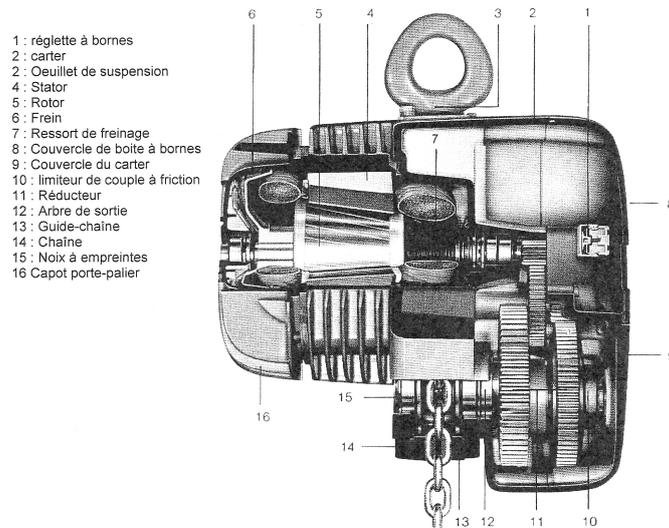


FIG. 11 – Palan DEMAG

Le moteur à rotor coulissant, possède un frein incorporé; ce frein est débrayé par la mise sous tension du moteur à rotor conique, il fonctionne à sec. Un limiteur de couple à friction évite toute surcharge, celui-ci est réglé dans notre exemple pour une capacité de charge de 125 kg exécution à un brin de chaîne.

1.2.5 Durée de synchronisation

Il nous faut tout d'abord modéliser une commande d'embrayage, voici celle que nous avons choisie.

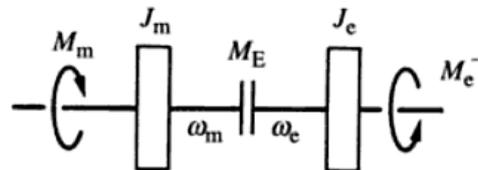


FIG. 12 – Modèle d'une commande par embrayage

- J_m est l'inertie du volant moteur
- J_e est l'inertie du volant receuteur
- M_m est le couple moteur
- M_E est le couple de patinage
- M_e est le couple transmis
- ω_e est la vitesse de rotation de l'arbre de sortie
- ω_m est la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée

Examinons le cas très fréquent où la vitesse de l'arbre moteur reste constante pendant le processus d'embrayage; l'inertie et le couple moteur ne jouent alors pas de rôle. On admet que le couple d'entraînement est constant et que l'établissement du couple d'embrayage est instantané.

L'équation du mouvement de l'arbre mené s'écrit :

$$M_E - M_e = J_e \cdot \frac{d\omega_e}{dt}$$

Les couples et le moment d'inertie étant constants, la vitesse évolue linéairement. La durée de synchronisation vaut

$$t_s = \frac{J_e}{M_E - M_e} \cdot (\omega_m - \omega_{e0})$$

Si l'arbre secondaire est initialement arrêté, on a

$$t_s = \frac{J_e}{M_E - M_e} \cdot \omega_m$$

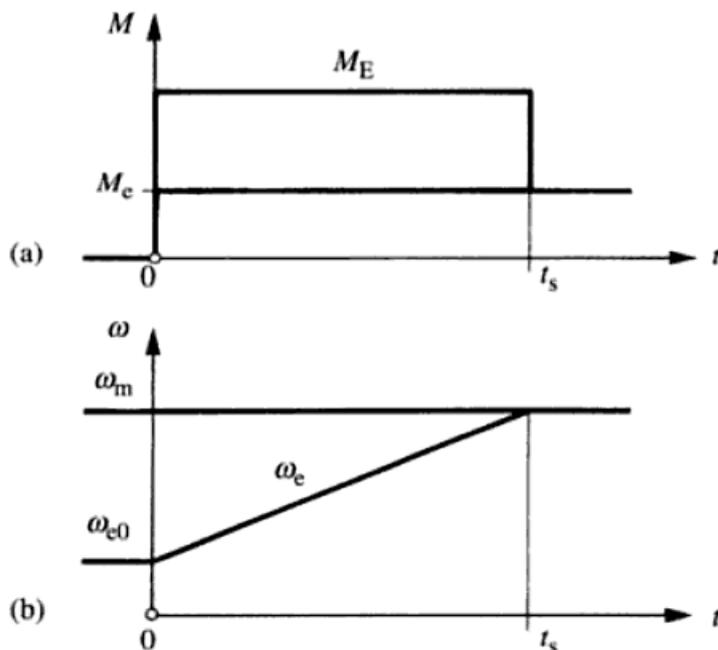


FIG. 13 – Synchronisation avec un arbre à vitesse constante : (a) couples ; (b) vitesse

1.2.6 Energie dissipé dans l'embrayage

Le glissement de l'embrayage dissipe nécessairement de l'énergie qui se dégrade en chaleur. La puissance perdue est la différence entre la puissance fournie par le moteur et celle qui est reçue par l'arbre secondaire :

$$P_p = M_E \cdot \omega_m - M_E \cdot \omega_e = M_E \cdot (\omega_m - \omega_e)$$

La perte est maximale au début du processus puis s'annule à la fin. Son intégration pendant le temps de glissement donne l'énergie dissipée :

$$W_p = \int_0^{t_s} M_E \cdot (\omega_m - \omega_e) dt$$

Le couple transmis par l'embrayage sert à vaincre le couple d'entraînement M_e et à accélérer le volant d'inertie J_e . Utilisons l'équation du mouvement et tirons en M_E

$$W_p = \int_0^{t_s} M_E \cdot (\omega_m - \omega_e) dt + \int_0^{t_s} J_e \cdot (\omega_m - \omega_e) \cdot \frac{d\omega_e}{dt} dt$$

- La perte du flux d'énergie d'entraînement :

$$W_{pe} = \int_0^{t_s} M_E \cdot (\omega_m - \omega_e) dt$$

Or la vitesse évolue linéairement selon

$$\omega_e = \omega_{e0} + (\omega_m - \omega_{e0}) \cdot \frac{t}{ts}$$

Nous obtenons la valeur de l'énergie d'entraînement :

$$W_{pe} = \frac{M_e}{M_E - M_e} \cdot \frac{J_e}{2} \cdot (\omega_m - \omega_{e0})^2$$

- La perte du flux d'énergie cinétique :

$$W_{pc} = \int_0^{ts} J_E \cdot (\omega_m - \omega_e) \cdot \frac{d\omega_e}{dt} dt = \int_{\omega_{e0}}^{\omega_m} J_E \cdot (\omega_m - \omega_e) d\omega_e$$

$$W_{pc} = \frac{J_e}{2} \cdot (\omega_m - \omega_{e0})^2$$

Cette perte ne dépend que du moment d'inertie du mécanisme entraîné et des vitesses, mais pas de l'allure de l'évolution de la vitesse.

Ainsi la perte total vaut :

$$W_p = \frac{M_E}{M_E - M_e} \cdot \frac{1}{2} \cdot J_e \cdot (\omega_m - \omega_{e0})^2$$

Si l'arbre est initialement arrêté, la perte pendant le démarrage vaut :

$$W_p = \frac{M_E}{M_E - M_e} \cdot \frac{1}{2} \cdot J_e \cdot \omega_m^2$$

Conclusions

Cette étude montre comment réduire les pertes d'embrayage et donc l'échauffement de l'organe :
 en diminuant l'inertie du mécanisme entraîné,
 en raccourcissant la durée de synchronisation par accroissement du couple de patinage.

Dans la littérature il est indiqué que l'on est limité dans cette dernière voie par la taille de l'embrayage, car en augmentant ce couple, on accroît aussi le moment d'inertie des pièces, ce qui a un effet négatif. En outre, une accélération trop brutale est aussi préjudiciable au mécanisme en provoquant des chocs et des vibrations, il est indiqué en définitive qu'il est favorable de se tenir à la règle :

$$M_E = (1.6...2) \cdot M_{e0}$$

1.3 Présentation et fonctionnement d'un embrayage à diaphragme

1.3.1 constitution

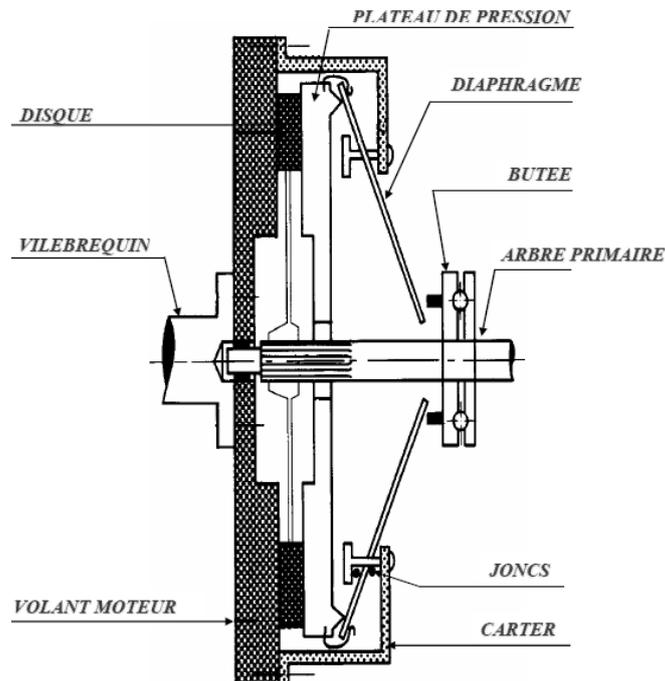


FIG. 14 – Embrayage à diaphragme

1.3.2 Position embrayée

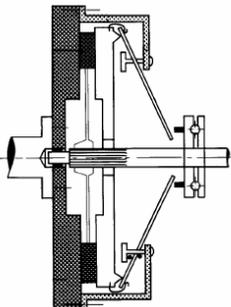


FIG. 15 – Position embrayée

Le disque, élément lié à la transmission, est fortement comprimé entre le plateau de serrage et le volant moteur, par le diaphragme. Le couple transmis dépend :

- du coefficient de frottement
- de la pression de contact
- de la surface de contact
- du diamètre du disque

Remarque :

- Ainsi constitué, l'ensemble n'exerce aucun effort axial sur le vilebrequin ou sur l'arbre d'embrayage : le système est dit «équilibré».

1.3.3 Position débrayée

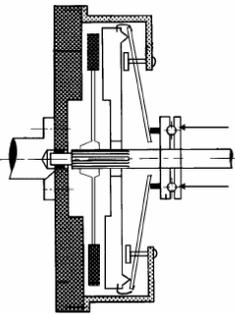


FIG. 16 – Position débrayée

Par action sur la pédale d'embrayage (non représentée)

- La butée se déplace vers la gauche et appuie au centre du diaphragme.
- Celui-ci n'est plus en pression sur le plateau de serrage.
- Le disque est libéré, il y a débrayage.

Remarques :

- Pour que le débrayage soit complet, le disque coulisse sur l'arbre d'embrayage grâce aux cannelures
- L'action de débrayage provoque un effort axial sur le vilebrequin.

1.3.4 Le disque d'embrayage

Comme tous les embrayages, l'embrayage à diaphragme possède une surface de frottement appelé disque de d'embrayage et qui possède une garniture, c'est la partie foncée de l'image 12 se situant sur le disque. Par contre le disque possède aussi des ressorts qui permettent d'amortir les chocs lors des entrées en contact.

1.3.5 Le diaphragme

Un diaphragme est une sorte de rondelle Belleville. Il se présente sous la forme d'un disque conique en acier avec des fentes radiales. Ses caractéristiques de pression dépendent essentiellement de :

- son épaisseur " e "
- sa conicité
- la longueur de sa partie active " h " .

Remarque :

- la partie active « h » du diaphragme est comprimée entre le plateau mobile et le couvercle
- des jons maintenus en place par des rivets servent d'appui et d'articulation
- A l'état neuf, en position serrage, le diaphragme est presque plat

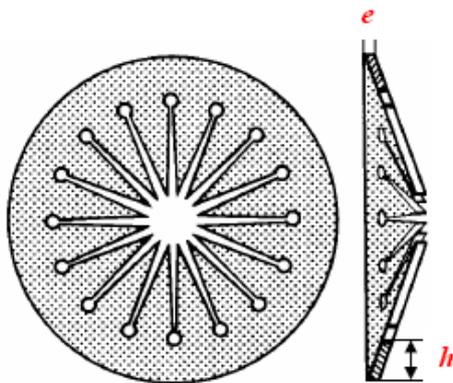


FIG. 17 – Diaphragme

1.3.6 La butée d'embrayage

A chaque changement de rapport, elle transmet l'effort de débrayage sur le diaphragme.



FIG. 18 – Butée à aiguille et à billes

Troisième partie

Les trois machines de l'étude

2 Embrayage bidisque d'un engin de travaux



FIG. 19 – Engin de travaux public, photostp.free.fr



FIG. 20 – Engin de travaux public, photostp.free.fr

2.1 Présentation du système

Les engins de travaux sont des engins extrêmement puissants mais qui ne peuvent se déplacer qu'à des vitesses relativement faibles, il s'en suit une conception très particulière de l'embrayage utilisé. Ainsi le système étudié est un embrayage centrifuge bidisque monté sur la face avant d'une boîte de vitesses destinée à des engins de travaux publics. Cet embrayage assure l'accouplement temporaire entre l'arbre moteur (lié à la cloche 1) et l'arbre d'entrée 8 de la boîte de vitesses. Contrairement à un embrayage classique, le mécanisme de pression n'est pas une butée mais trois masselotes identiques disposées à 120° . Quand l'embrayage est actionné les masselotes appuient sur le disque pour transmettre le couple, lorsque l'utilisateur veut changer de vitesse, la pression des masselotes est annulée et les ressorts séparent les disques en contact. En effet dans un engin de travaux les couples à transmettre peuvent être très élevés, de plus la puissance développée par des engins de travaux peut être de l'ordre de plusieurs centaines de chevaux, avec des vitesses de rotation du moteur relativement faible (entre 1000 et 2500 tr.m^{-1}). Ainsi le principe de butée à bille ou à aiguille utilisé dans des véhicules normaux ne suffit plus. Les concepteurs ont donc choisi d'utiliser des masselotes commandés hydrauliquement pour exercer sur les disques un effort de compression bien plus important.

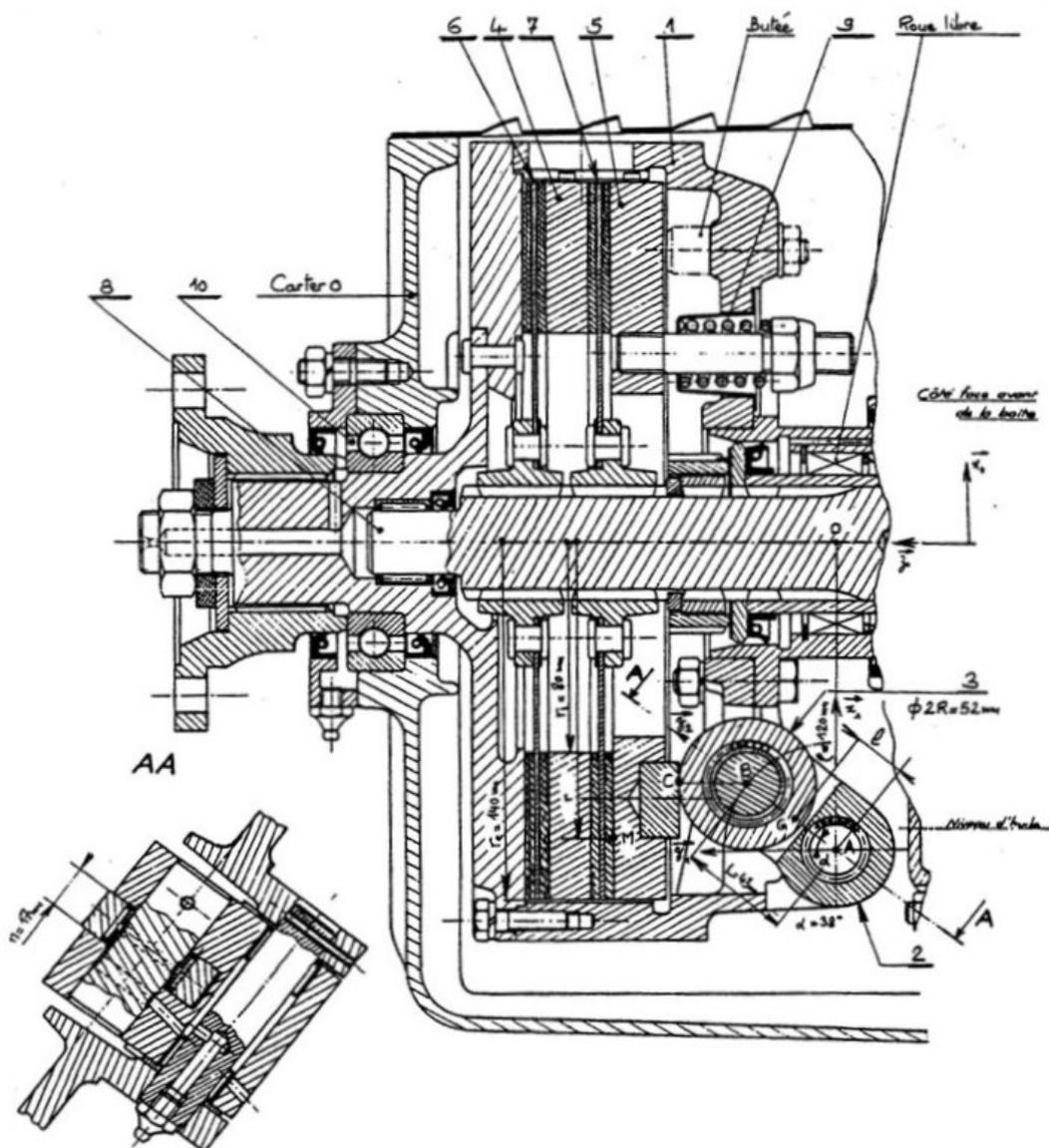


FIG. 21 – Embrayage d'engin de travaux public, échelle 0.47

2.2 LEGAM

2.2.1 Lubrification

Cet embrayage fonctionne dans un milieu lubrifié, le lubrifiant utilisé ici est de l'huile, on remarque sur le dessin technique le niveau d'huile présent dans la partie basse du carter.

2.2.2 Etanchéité

L'étanchéité de l'ensemble est assuré par des joints à lèvres radial, en effet on les utilise pour des vitesses élevée mais à des faibles pressions. De plus ses joints nécessitent une bonne lubrification.

2.2.3 Guidage

Le guidage de l'arbre moteur est réaliser grâce à un roulement à bille et le guidage de l'arbre de sortie est réaliser par un roulement à aiguille.

2.2.4 Assemblage

Nous allons étudier plus précisément l'assemblage du mécanisme avec le carter. Centrage court de l'arbre moteur avec le roulement 10, couvercle centrage et filetage réalisé par une vis de pression.

L'arbre de sortie est cannelé sur lequel on insert les différents disques d'embrayage.

2.2.5 Matériaux

Un embrayage d'engin de travaux ne possède pas de contraintes de poids mais doit pouvoir durer dans le temps.

Carter	Fonte GS
Roulements à billes	100 CR 6
Disques d'embrayages	Garniture frettée
Joints	Elastomère et acier
Axes d'entrée et de sortie	Acier

2.3 Etude cinématique

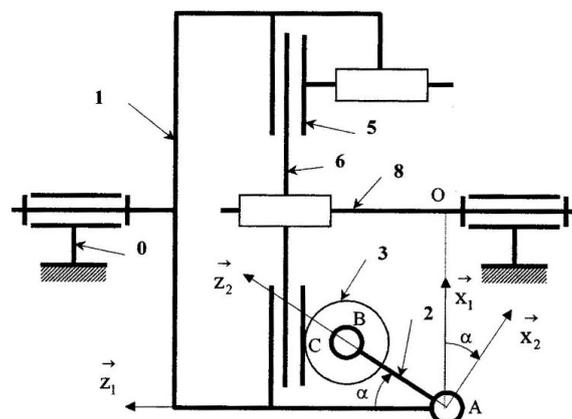


FIG. 22 – Schéma cinématique

2.4 caractéristique technique de l'embrayage

diamètre des disques	280mm
nombre de disque	2
rayon inférieur	80mm
rayon supérieur	140mm
vitesse de rotation du moteur	2100 tr.min ⁻¹
coefficient de frottement	0.1
effort normal d'une masselote	5080N
effort d'un ressort	480N

2.5 Etude statique

Nous allons donc déterminer le couple transmissible par cette embrayage avec les données et l'étude réalisée au préalable, en effet, le couple transmissible pour un embrayage plan s'écrit de la manière suivante :

$$M_E = \frac{2}{3} \cdot n \cdot f \cdot Z \cdot \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

L'effort exprimé sur le disque s'exprime de la façon suivante :

$$Z = 3 \cdot F_{masselote} - 3 \cdot F_{ressort}$$

En effet les ressorts travaillent en traction pour permettre aux disques de se désynchroniser lorsque l'utilisateur débraye. Avec $n = 4$ et $f = 0.1$ il vient :

$$M_E = 622 N.m$$

2.6 Etude Dynamique

L'étude ici va permettre de déterminer le temps de synchronisation des disques. Ainsi la durée de patinage vaut :

$$t_s = \frac{J_e}{M_E - M_e} \cdot \omega_m$$

$J_e = 656 kg.cm^2$ et $M_e = 300$ puissance moyenne et toute la puissance du moteur est transmise.

$$t_s = 4 \cdot 10^{-1} s$$

Même si ce temps peu paraître extrêmement faible, il faut aussi remarquer que lorsque nous utilisons une voiture nous faisons patiner volontairement patiner l'embrayage pour que la voiture accélère progressivement, car sinon les disques se synchronisent presque simultanément et le moteur thermique "cale".

2.7 conclusion

En conclusion de ce système, l'embrayage d'un engin de travaux doit être capable de transmettre un couple très élevé, 622 Nm à des vitesses de rotations assez faibles, pour cela la surface de contact des disques est très importante, les disques sont ainsi de très grandes tailles, 28 cm de diamètre. Les efforts de compressions nécessaires étant aussi très important la solution des masselotes de compression a été préféré à l'utilisation d'une butée. Enfin, un tel embrayage doit en plus de transmettre des couples élevés résister au temps, pour cela les ingénieurs ont choisi de le lubrifier avec de l'huile. Tout ceci dans le but de répondre au contraintes des chantiers où l'important n'est pas la vitesse mais la puissance que possèdent ses engins.

3 Embrayage de ferrari F348



FIG. 23 – Icône Ferrari

3.1 Caractéristique de la bête

Nombre de cylindres		8-Vde90°
Diametre cylindres	mm	85
Course pistons	mm	75
Cylindree totale	cm3	3405
Rapport de compression		10,4 : 1
Regime maximum	tr/mn	7400
Puissance maximale (Dir. CEE 88/195)	kW	221
	CV	300
Regime correspond	tr/mn	7200
Puissance fiscale (Italie)	CV	28
Couple maximal (Dir. CEE 88/195)	Nm (kgm)	323 (32,8)
Regime correspondant	tr/mn	4200
Masse de la voiture à vide	Kg	1393
de 0 a100 Km/h	sec	5.6
kmd depart arrete	sec	24,7
vitesse maximale	Km/h	275



FIG. 24 – Ferrari 348

3.2 Présentation du système

Nous allons étudier l'embrayage bidisque d'une Ferrari 348, ce véhicule est une voiture de sport capable de vitesses et d'accéléérations très élevées. Ainsi la voiture doit être la plus légère et la plus stable possible, l'encombrement de l'embrayage optimisé et capable de transmettre parfaitement le couple du moteur à la boîte de vitesse. L'embrayage est du type double disque à sec sans moyeu à torsions, il possède les organes suivants, ressort à diaphragme, volant double masse amorti à travers un amortisseur visco-élastique Voith ainsi que une commande de débrayage réalisée par butée hydraulique.

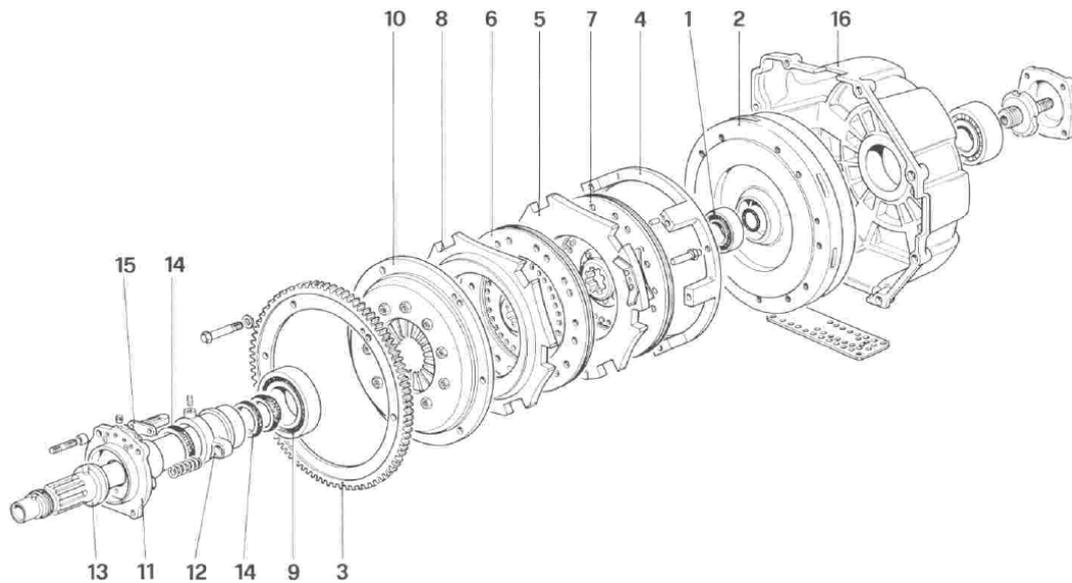


FIG. 25 – Embrayage, source 348 workshop manual

- 1 - Roulement
- 2 - Volant d'amortissement Voith
- 3 - Couronne de volant
- 4 - Bague d'espacement
- 5 - Disque intermédiaire
- 6 - Disque d'embrayage
- 7 - Disque d'embrayage
- 8 - Plateau de pression
- 9 - Roulement de butée
- 10 - Couvercle du plateau de pression
- 11 - Bride de manchon
- 12 - Boîte du palier de butée
- 13 - Arbre d'embrayage
- 14 - Joint d'étanchéité
- 15 - Plaquette de positionnement boîte de butée
- 16 - Cloche d'embrayage

3.2.1 La butée hydraulique

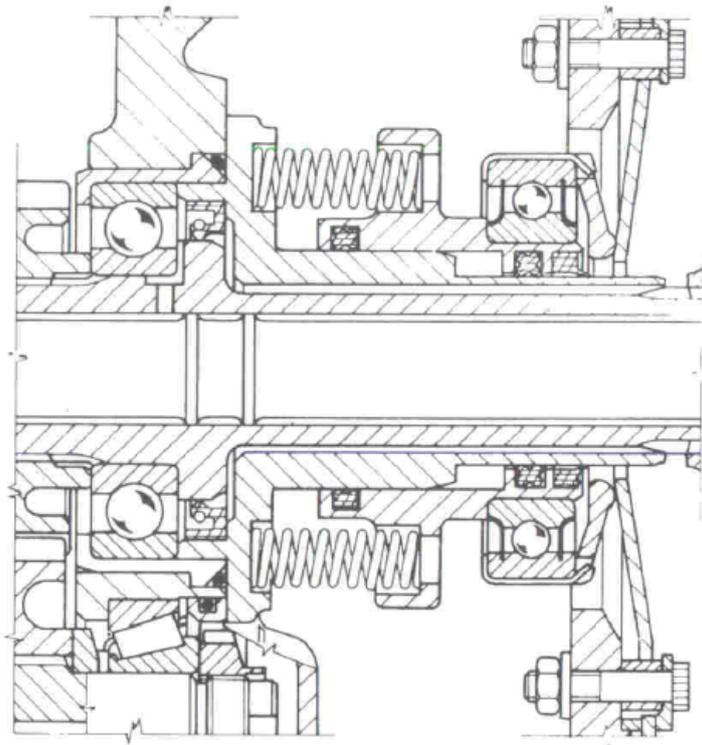


FIG. 26 – Butée hydraulique, source 348 workshop manual

La butée hydraulique permet de comprimer le diaphragme afin de permettre l'accouplement des deux disques d'embrayages. Elle permet une pression de $535 daN$. Lors du débrayage les ressorts qui expriment une force de rappel de $50N$ permettent de séparer les disques.

3.2.2 Amortisseur visco-élastique

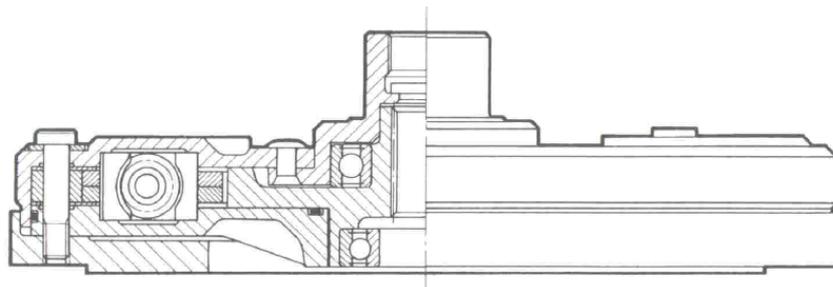


FIG. 27 – Amortisseur visco-élastique, source 348 workshop manual

Un amortisseur visco-élastique est un organe qui permet d'absorber les énergies de vibrations et d'accoups engendrées par le moteur grâce à des ressorts situés entre deux disques. Il permet donc de stabiliser le comportement de l'embrayage.

3.3 LEGAM

Voir les plans en annexe.

3.3.1 Lubrification

Cet embrayage fonctionne dans un milieu sec. Il existe donc un moyen de réaliser une purge de l'air se situant dans l'embrayage. La purge de l'air s'effectue à travers le raccord situé sur la cloche de l'embrayage.

3.3.2 Etanchéité

L'étanchéité du circuit est assurée par les joints 14.

3.3.3 Guidage

Le guidage de l'arbre moteur sur le carter est réalisé par un roulement de deux billes à contact oblique, et par un roulement à bille sur l'arbre récepteur. Le guidage de l'arbre récepteur sur le carter est réalisé par les roulements à aiguilles 92 et 94.

3.3.4 Assemblage

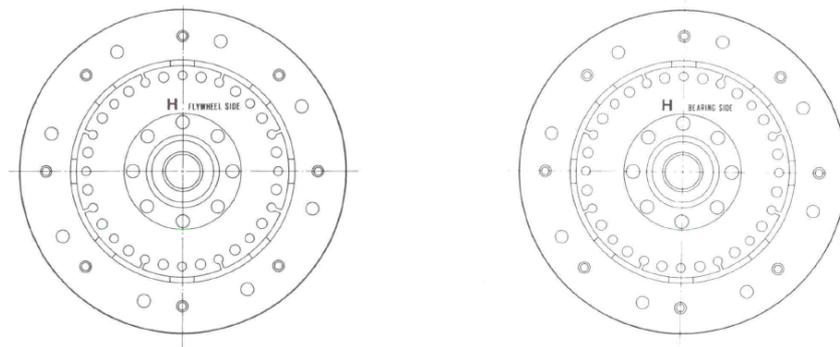


FIG. 28 – Disques d'embrayages, source 348 workshop manual

- Centrage des disques d'embrayage
- Le disque comportant l'inscription "flywheel side" doit être monté du côté volant moteur
- Le disque comportant l'inscription "Bearing side" doit être monté du côté du palier de butée
- Monter le disque intermédiaire
- L'arbre de sortie est cannelé sur lequel on insère les différents disques d'embrayage.
- Serrer les 6 écrous du plateau à une pression égale au couple de 24,6 Nm

3.3.5 Matériaux

Les disques d'embrayage de la F348 monster utilisent des matériaux à coefficients de frottements élevés, la garniture utilisée ici est une garniture en résine offrant un coefficient de frottement proche de 0.4. Le carter est en aluminium, en effet la voiture doit être la plus légère possible. Enfin, à cause des sollicitations mécaniques importantes, les arbres de transmissions sont en acier.

3.4 Etude cinématique

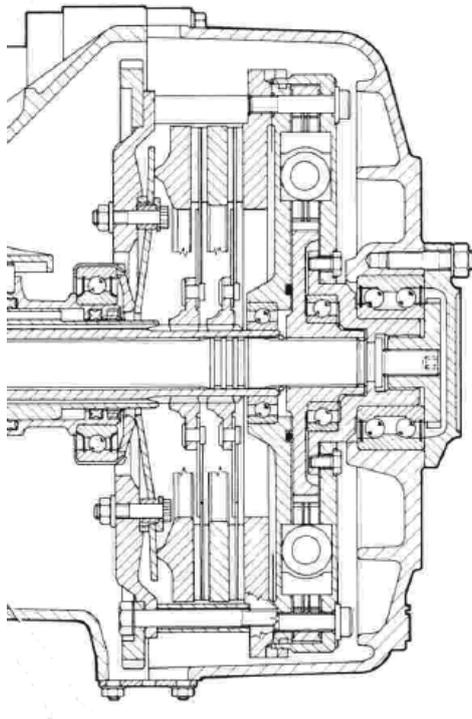


FIG. 29 – Embrayage, source 348 workshop manual

Pour l'étude cinématique nous n'avons pas tenu compte des ressorts car en compression leurs effets sont négligeables. Nous avons modélisé les effets des butées à billes sur les disques par des actions linéaire réctiligne où la ligne de contact est un cercle.

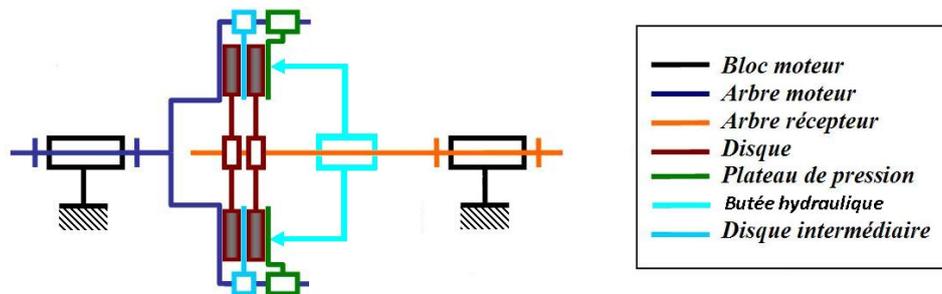


FIG. 30 – Modèle cinématique Ferrari

3.5 Etude statique

Caractéristiques techniques de l'embrayage.

Diametre externe de la garniture	mm	215
Diametre intererne de la garniture	mm	148
Nombre de surface en contact		4
vitesse de rotation du moteur	tr.min ⁻¹	7200
coefficient de frottement		0.4
effort normal sur les disques	N	5350

Nous allons donc déterminer le couple transmissible par cette embrayage avec les données et l'étude réalisée au préalable, en effet, le couple transmissible pour un embrayage plan s'écrit de la manière suivante :

$$M_E = \frac{2}{3} \cdot n \cdot f \cdot Z \cdot \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

L'effort exprimé sur le disque s'exprime de la façon suivante :

$$Z = F_{butée} - 4 \cdot F_{ressort}$$

En effet les ressorts travaillent en traction pour permettre aux disques de se désynchroniser lorsque l'utilisateur débraye. Avec $n = 4$ et $f = 0.4$ il vient :

$$M_E = 734 N.m$$

Le couple transmissible par l'embrayage est très important mais au vu des caractéristiques de la voiture ($323 N.m$) il paraît tout à fait justifié, car ces caractéristiques peuvent varier en fonction de la température, de l'humidité, et un embrayage fonctionnant à sec s'use très vite.

3.6 Conclusion

L'embrayage d'une Ferrari F348 doit être très puissant malgré la contrainte d'un encombrement réduit et d'un poids léger. Il doit donc transmettre des couples élevés avec des vitesses de rotation importantes, c'est pour cela que les ingénieurs ont décidé d'utiliser un amortisseur de vibration à cet endroit. La solution de la butée a été choisie car les efforts de compression ne sont pas aussi importants que dans un engin de travaux publics. Par contre toutes ses qualités ont un coût, la durée de vie de l'embrayage qui se détériore très vite notamment à cause de sa conception "à sec".

4 Ducati



FIG. 31 – Ducati monster S4R, ducati.com

4.1 Caractéristiques de la moto

vitesse maximal	km.h ⁻¹	220
poids du véhicule	kg	181
puissance maximal	KW	86.1
	CV	117
régime correspondant	tr.min ⁻¹	8750
couple maximal	Nm	99.1
régime correspondant	tr.min ⁻¹	7000

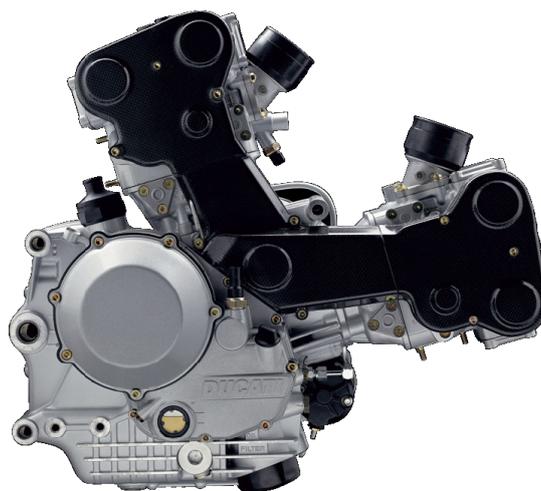


FIG. 32 – ensemble bloc moteur, ducati.com

4.2 Présentation du système

Le système étudié est l'embrayage d'une ducati monster, cette moto est capable de délivrer une puissance très élevée, tout en ayant un poids très léger. En effet sur une moto la place et le poids doivent être optimisés du mieux possible et pour arriver à de tels caractéristiques, le moteur, plus petit en cylindrée, atteint des vitesses de rotation bien plus élevées que celles existant dans des voitures. Ainsi l'embrayage qui doit avoir un encombrement très réduit, doit aussi être capable de fonctionner pour une vitesse élevée et pour un couple à transmettre moyen. Ainsi la solution technologique choisie et d'utiliser un embrayage multidisques, on augmente de manière significative la surface de contact tout en conservant un encombrement réduit.

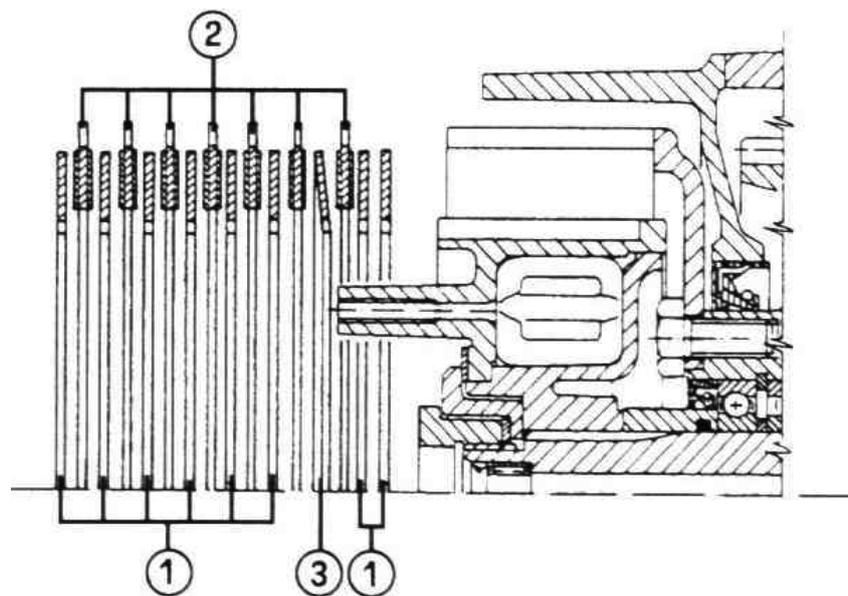


FIG. 33 – embrayage, christian.giupponi.free.fr

- | | |
|---|----------------------|
| 1 | les 8 disques lisses |
| 2 | les 7 disques garnis |
| 3 | le disque conique |

4.3 LEGAM

Voir les plans en annexe.

4.3.1 Lubrification

Cet embrayage fonctionne dans un milieu sec.

4.3.2 Etanchéité

L'étanchéité est réalisée grâce à des joints toriques 4 et d'un joint à lèvres 19.

4.3.3 Guidage

Le guidage de l'arbre moteur sur le carter est réalisé par des roulements à billes, et par un roulement à bille sur l'arbre récepteur. Le guidage de l'arbre récepteur est réalisé par des roulements à billes et un roulement à rouleaux cylindriques.

4.3.4 Assemblage

Les bagues intérieures des roulements sont montées serrées sur les arbres de transmissions. Les disques d'acier à canelures intérieures sont situés sur une noix d'embrayage 16 (moyeu) tandis que les disques de frottement à canelures extérieures sont situés dans la cage.

4.3.5 Matériaux

Les disques d'embrayage de la Ducati monster utilise des matériaux à coefficients de frottements élevés, la garniture utilisé ici est une garniture en résine offrant un coefficient de frottement proche de 0.4 sur des disques en acier. Le carter est en aluminium, en effet la moto doit être la plus légère possible. Enfin, à cause des sollicitations mécaniques importantes, les arbres de transmissions sont en acier.

4.4 Etude cinématique

Un embrayage de moto a la particularité suivante, se sont des ressorts qui expriment les efforts de pressions sur les disques et non un système hydraulique comme nous avons pu le rencontrer précédement. Ainsi :

Position embrayé

- les ressorts poussent le plateau de pression
- Le plateau presse les disques les uns contre les autres
- Cage et moyeu sont solidarisés par n contacts

Lorsque que l'utilisateur veut s'arrêter ou changer de vitesse.

Position débrayé

- La tige poussoir 12 + butée appuie sur le plateau de pression
- Le plateau d'oppose à la force des ressorts
- Le plateau s'écarte des disques : la pression disparaît

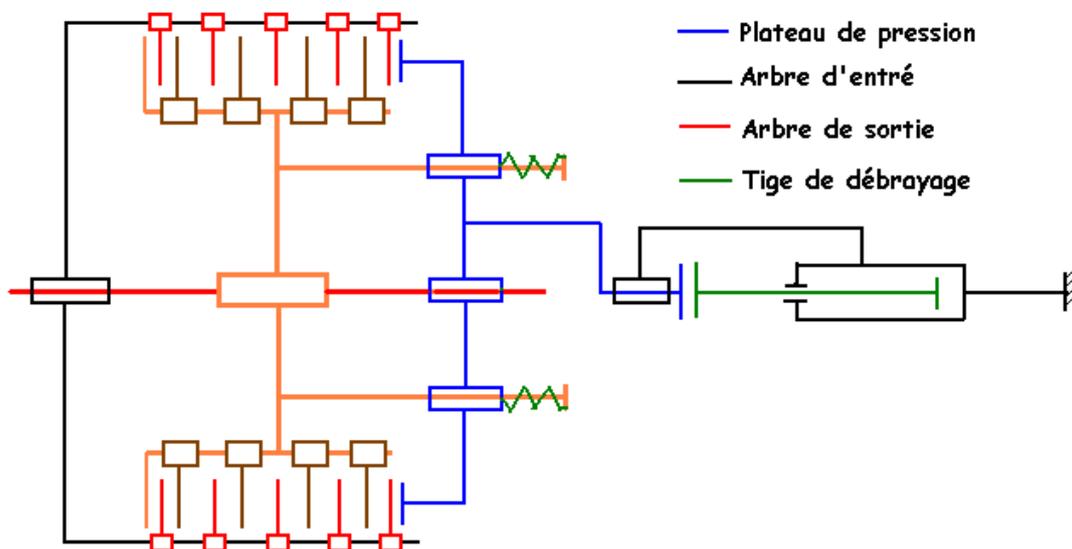


FIG. 34 – Modèle cinématique Ducati

4.5 Etude statique

Caractéristiques techniques de l'embrayage.

Diametre externe de la garniture	mm	142
Diametre intererne de la garniture	mm	113.6
Nombre de surface en contact		15
vitesse de rotation du moteur	tr.min ⁻¹	7000
coefficient de frottement		0.3
effort normal sur les disques	N	400

Nous allons donc determiner le couple transmissible par cette embrayage avec les données et l'étude réaliser au préalable, en effet, le couple transmissible pour un embrayage plan s'écrit de la manière suivante :

$$M_E = \frac{2}{3} \cdot n \cdot f \cdot Z \cdot \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

L'effort exprimer sur le dique s'exprime de la façon suivante :

$$Z = \cdot F_{ressorts}$$

En effet les ressorts travaillent en traction pour permettre aux disques de se désynchroniser lorsque l'utilisateur debraye. Avec $n = 15$ et $f = 0.3$ il vient :

$$M_E = 230N.m$$

$M_E > M_{max}$ L'embrayage est donc bien conçu.

4.6 conclusion

La contrainte d'encombrement est la contrainte principal dans la conception d'un embrayage de moto, ainsi la solution technologique de l'embrayage multidisque s'est avéré la plus judicieuse, en effet elle permet de transmettre un couple moyen avec une vitesse de rotation élevé dans un espace réduit.

5 comparaison

		Engins de travaux	Ferrari F348	Ducati monster
Vitesse maximal	km.h ⁻¹	70	275	220
Puissance maximale	CV	400	300	116
Régime moteur correspondant	tr.min ⁻¹	2100	7500	9200
couple maximal	Nm	trés élevé	élevé (323)	moyen (99.1)
Nombre de surface de friction		4	4	15
Encombrement		important	moyen	trés réduit
poids		important	moyen	trés réduit
Système de compression		masselotes	butée hydraulique	ressorts
Lubrification		huile	néant	néant
Matériaux de friction		acier/acier	acier/organique	acier organique

6 conclusion

Nous vous prions d'accepter nos excuses concernant le sujet qui ne fait pas partie de l'étude demandée, nous avons compris transmission de puissance et non transformation de mouvement. Nous avons envoyé un mail à monsieur Herrmann pour savoir si nous pouvions rendre notre projet car il n'était pas possible de rendre quelque chose de convenable une semaine avant la date de remise des dossiers.

Nous avons tout d'abord été intéressé par les palans, appareils permettant de soulever des charges et possédant des surfaces de frottement pour transmettre la puissance du moteur à la chaîne, nous avons obtenu des plans auprès de l'entreprise DEMAG (disponibles en annexes) que nous remercions, malheureusement nous n'avons pas obtenu assez de plans de palan pour continuer sur ce système, nous nous sommes donc tourné vers les embrayages. Pour les documents techniques je remercie un proche qui ma prêté le workshop manual de la ferrari F348.

En conclusion de cette étude on peut remarquer qu'il existe différents types d'embrayages pour différents types d'utilisations. Nous avons étudié des embrayages imposants pouvant transmettre des couples très importants et des embrayages à faible encombrement pouvant transmettre des couples plus faibles et ceci dans trois différents systèmes. On peut remarquer que dans chacun des cas les embrayages sont étudiés en fonction de l'utilisation qu'il en est fait et des contraintes du milieu environnant.

Table des figures

1	Frein à disque	3
2	Embrayage frein	3
3	Elements d'un embrayage	4
4	Schéma technologique d'un l'embrayage-frein de palan DEMAG	4
5	Longueur d'évaluation	5
6	Longueur de base	6
7	Embrayage conique	6
8	Schéma surface plane	7
9	Schéma surface conique	7
10	Variation du couple en fonction de l'angle	8
11	Palan DEMAG	9
12	Modèle d'une commande par embrayage	9
13	Synchronisation avec un arbre à vitesse constante : (a) couples;(b) vitesse	10
14	Embrayage à diaphragme	12
15	Position embrayée	12
16	Position débrayée	13
17	Diaphragme	13
18	Butée à aiguille et à billes	14
19	Engin de travaux public, photostp.free.fr	15
20	Engin de travaux public, photostp.free.fr	15
21	Embrayage d'engin de travaux public, échelle 0.47	16
22	Schéma cinématique	17
23	Icône Ferrari	19
24	Ferrari 348	19
25	Embrayage, source 348 workshop manual	20
26	Butée hydraulique, source 348 workshop manual	21
27	Amortisseur visco-élastique, source 348 workshop manual	21
28	Disques d'embrayages, source 348 workshop manual	22
29	Embrayage, source 348 workshop manual	23
30	Modèle cinématique Ferrari	23
31	Ducati monster S4R, ducati.com	25
32	ensemble bloc moteur, ducati.com	25
33	embrayage, christian.giupponi.free.fr	26
34	Modèle cinématique Ducati	27
35	Ensemble boîte de vitesse et embrayage, source 348 workshop manual	33
36	Ensemble boîte de vitesse et embrayage, christian.giupponi.free.fr	34

7 Annexes

ferrari F348

7	pignon pour couple conique
8	enveloppe pour roulement
9	rondelle de calage
10	roulement
11	boussoire interne
12	engrenage sur pignon
13	bague de calage pour engrenage
14	rondelles pour roulement
15	roulement
16	anneau OR
17	ecrou de blocage de roulement
18	couvercle de pression d'huile
83	corps intermédiaires
84	arbre de transmission
85	bouchon de vidange d'huile
86	boîte de vitesse
87	garniture
88	couvercle inférieur
89	engrenage sur arbre d'embrayage
90	ecrou
91	anneau seeger
92	roulement à aiguilles
93	anneau seeger
94	roulement à aiguilles
95	anneau seeger

Ducati monster

1	ressort
2	piston
3	anneau joint
4	joints toriques
5	couvercle de transmission primaire
6	transmission primaire
7	cloche d'embrayage
8	noix d'embrayage
9	disques garnis
10	disques lisses
11	plateau de pression
12	poussoir de débrayage
13	couvercle d'embrayage
14	tige de débrayage
15	ressorts de pression
16	noix d'embrayage
17	blocs en caoutchouc d'amortissement de couple
18	bague entretoise
19	join à lèvres
20	vis d'accouplement
21	roulement à billes
22	rondelle entretoise
23	roulement à billes
24	rondelle entretoise
25	pignons de sortie de boîte
26	vis de purge du cylindre-récepteur de débrayage

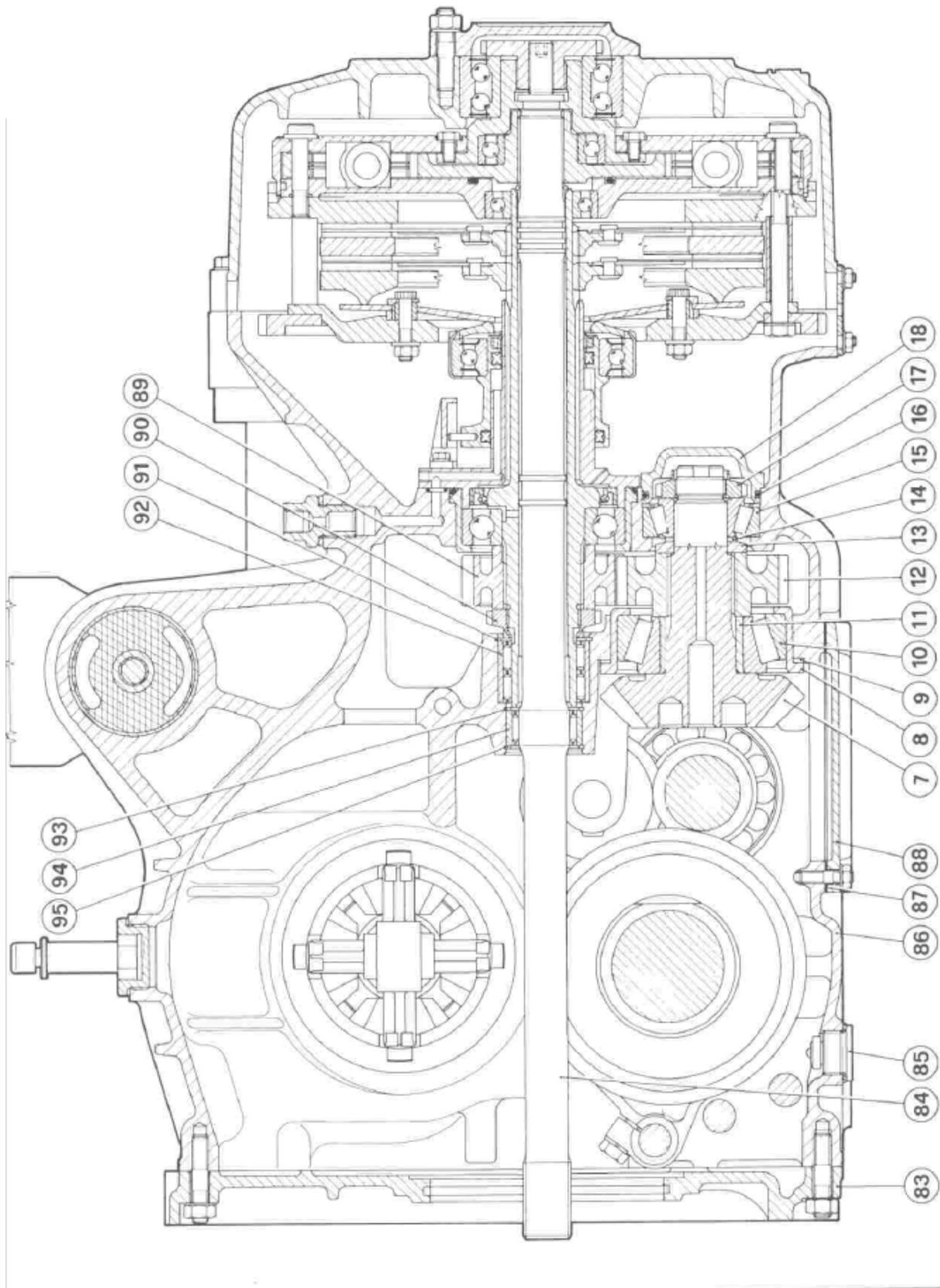


FIG. 35 – Ensemble boîte de vitesse et embrayage, source 348 workshop manual

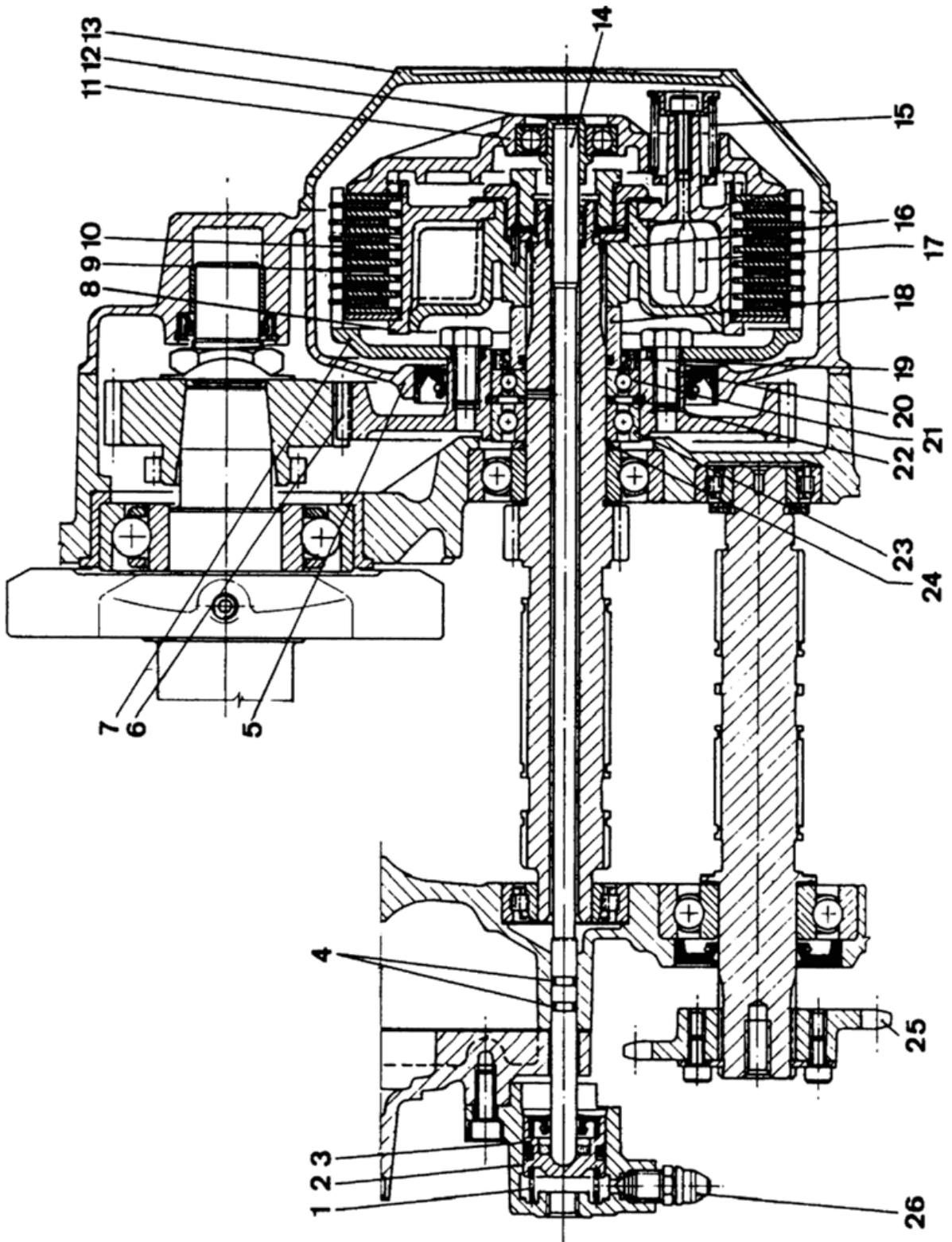


FIG. 36 – Ensemble boîte de vitesse et embrayage, christian.giupponi.free.fr