Distribution à soupapes

par **Bruno GEOFFROY**
Agrégé de Mécanique
Ancien Élève de l'École Normale Supérieure de Cachan
Ingénieur Recherches et Développement au Moteur Moderne

1.	**Différents types de distribution**	B 2 805 -	2
1.1	Lumières	—	2
1.2	Chemises coulissantes et fourreaux louvoyants	—	3
1.3	Distributeurs rotatifs	—	3
1.4	Soupapes	—	3
2.	**Analyse fonctionnelle**	—	4
2.1	Perméabilité	—	4
2.2	Caractéristiques de la loi de levée de soupape théorique	—	6
2.3	Diagramme de distribution	—	7
3.	**Conception et dimensionnement d'une distribution**	—	11
3.1	Transformation de mouvement par came	—	11
3.2	Étude des problèmes rencontrés en fonctionnement	—	15
3.3	Conception des différents organes	—	18
3.4	Comportement dynamique de la distribution	—	23
4.	**Architectures et solutions technologiques**	—	27
4.1	Influence du nombre et de la disposition des soupapes sur la combustion et les performances	—	27
4.2	Architectures des distributions usuelles	—	29
4.3	Distributions variables	—	35
Pour en savoir plus		Doc. B 2 805	

La distribution regroupe l'ensemble des organes qui permettent la mise en communication du cylindre avec le milieu extérieur lors des phases de vidange et de remplissage (opérations de transvasement)*. Sa fonction est de définir la loi d'évolution de la section de passage des gaz brûlés et des gaz frais en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (diagramme de distribution).*

La distribution joue évidemment un rôle déterminant en ce qui concerne les performances du moteur. Elle intervient aussi de façon secondaire dans la formation des émissions polluantes. ***Jointe aux systèmes d'admission et d'échappement, elle définit la perméabilité du moteur*** *et, par conséquent, son remplissage en air en fonction du régime. Elle doit donc autoriser une vidange aussi complète que possible du cylindre et une introduction de la masse maximale d'air frais. Ces deux phénomènes étant fortement dépendants du régime de rotation, la distribution doit être adaptée, par ses caractéristiques et par les solutions technologiques retenues, aux objectifs du moteur : souplesse, puissance spécifique élevée, faible niveau de pollution, etc.*

Outre son rôle actif essentiel lors des phases de transvasement, ***la distribution doit assurer l'étanchéité entre le cylindre et le milieu extérieur pendant le cycle haute pression.*** *Certains de ses organes, au contact direct de la combustion, sont soumis à des contraintes thermiques importantes (la température au cours du cycle pouvant dépasser 2 500 K) et à des pressions élevées (entre 60 et 120 bar selon les cycles). De plus, les résidus de combustion sont une source d'encrassement préjudiciable au bon fonctionnement.*

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Cet article aborde les différents problèmes liés à la définition d'une distribution à soupapes. Sont traités successivement :

— l'analyse fonctionnelle établissant les relations qui lient la perméabilité du moteur à la géométrie et à la cinématique des soupapes. Le remplissage du moteur faisant intervenir d'autres facteurs tels que la géométrie des tubulures d'admission et d'échappement n'est pas traité dans cet article ;

— les principaux critères de dimensionnement des éléments constitutifs de la distribution ;

— les architectures de distributions à soupapes utilisées sur les moteurs contemporains. Les avantages et les incovénients de chacune d'entre elles sont analysés en fonction des critères préalablement définis dans les deux premières parties.

Les courbes présentées dans cet article ne constituent nullement des abaques de référence mais illustrent, de façon qualitative, l'évolution des différentes grandeurs étudiées.

1. Différents types de distribution

Depuis la conception des premiers moteurs, de nombreux systèmes de distribution ont été utilisés. Cependant, la recherche de puissances spécifiques toujours plus élevées, d'une fiabilité accrue, et la diminution des coûts de production et des émissions polluantes (dont la consommation d'huile) ont condamné successivement la plupart de ces solutions.

Ce paragraphe décrit les principaux concepts de base à partir desquels ont été imaginées de nombreuses variantes. Actuellement, **seules les lumières et les soupapes sont encore utilisées, respectivement pour les moteurs 2 et 4 temps.** Les autres solutions sont présentées pour leur intérêt historique.

1.1 Lumières

Le principe consiste à mettre en communication le cylindre avec les conduits d'admission et d'échappement au moyen d'orifices (appelés *lumières*) aménagés dans la paroi du cylindre. Ces lumières sont tour à tour dégagées ou masquées par le piston lors de son mouvement.

Les avantages de ce système sont :

— grande simplicité, faible encombrement et légèreté de la culasse ;

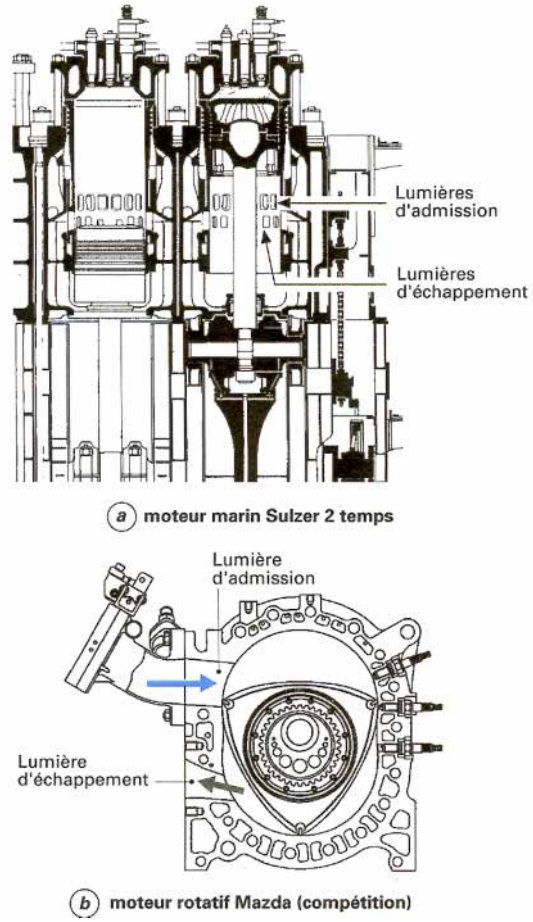
— absence de pièces en mouvement autres que le piston : pas de problèmes dynamiques de distribution, pas de dissipation d'énergie due à la distribution (entraînement, frottement).

En contrepartie, les principaux inconvénients sont :

— relative complexité du bloc cylindre ;

— tenue des segments et des pistons (discontinuité de la surface de contact due aux lumières).

Ce type de distribution est réservé exclusivement aux moteurs 2 temps (figure 1***a***) et aux moteurs rotatifs (figure 1***b***). Dans le premier cas cependant, une partie de la course du piston est utilisée pour ouvrir et fermer les lumières, ce qui correspond à une perte sur le travail de détente et sur le taux de compression. Dans certaines applications de moteurs 2 temps, un boisseau rotatif (quasi statique), placé juste en aval de la lumière d'échappement et dont la position angulaire varie avec les conditions de fonctionnement du moteur, permet de modifier le diagramme d'échappement.



(a) moteur marin Sulzer 2 temps

(b) moteur rotatif Mazda (compétition)

Figure 1 – Distribution par lumières

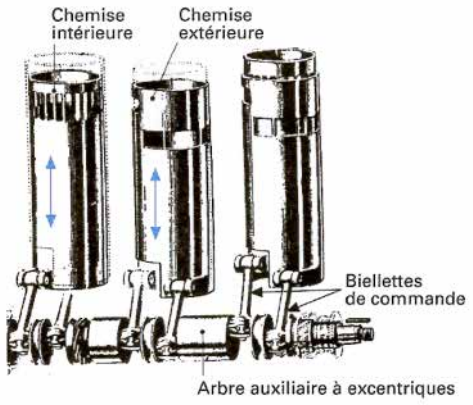
Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

1.2 Chemises coulissantes et fourreaux louvoyants

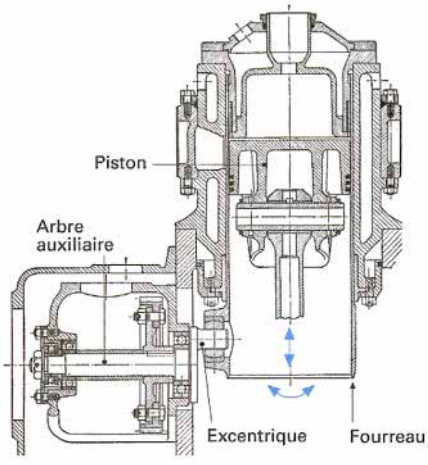
Ces deux types de distribution utilisent des lumières dans la paroi du cylindre dont l'ouverture et la fermeture sont contrôlées non pas par le piston mais par une ou deux chemises mobiles, de faible épaisseur, coaxiales au piston et guidées dans le cylindre.

La cinématique de l'ensemble est contrôlée, à partir d'un arbre auxiliaire tournant à demi-régime de vilebrequin, par un système bielle-manivelle dans le cas des chemises coulissantes (figure 2***a***) ou par un excentrique dans le cas des fourreaux louvoyants (figure 2***b***).

Ces solutions ont été utilisées sur des moteurs 4 temps pour l'automobile (Panhard) et pour l'aviation (Napier, Bristol). Les principaux inconvénients étaient le refroidissement du piston, le graissage des chemises ou fourreaux et les inerties élevées, sources de vibrations et de sollicitations mécaniques importantes.



(a) moteur automobile Panhard 4 cylindres à chemises coulissantes



(b) moteur expérimental à fourreau louvoyant (translation et rotation combinées)

Figure 2 – Distribution par chemises ou fourreau

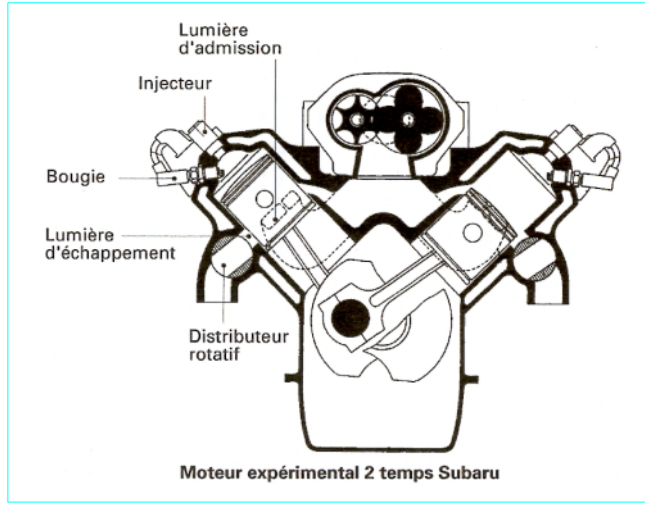


Figure 3 – Distribution par lumières et distributeur rotatif

1.3 Distributeurs rotatifs

Par rapport aux architectures décrites précédemment, les distributeurs rotatifs se distinguent par le remplacement du mouvement de translation alternatif par un mouvement de rotation continue, ce qui permet de diminuer les vibrations et les contraintes mécaniques.

Lorsqu'il est placé dans la culasse (moteur 4 temps), le distributeur est soumis à l'intégralité du cycle thermodynamique.

Par conséquent, le système n'est pas viable pour les raisons suivantes :

— difficulté de réaliser une étanchéité correcte ;
— risques d'usure et de grippage dus au mouvement de rotation dans des conditions de pression et de température élevées.

Appliqué au moteur 2 temps, le distributeur placé en aval de la lumière d'échappement est protégé du cycle haute pression par le piston ; les risques de grippage sont alors diminués (figure 3).

1.4 Soupapes

À l'origine, les soupapes étaient le plus souvent logées dans le bloc cylindre (soupapes latérales, figure 32). Actuellement, cette configuration a été pratiquement abandonnée au profit de la disposition à **soupapes en tête** (figure 4) plus performante en ce qui concerne la compacité de la chambre de combustion et le remplissage. Les soupapes sont composées de deux parties : la tige et la tête.

Pendant le cycle basse pression, les soupapes sont animées d'un mouvement de translation alternatif commandé par l'arbre à cames. La tige doit alors remplir la fonction de guidage et assurer la transmission de la chaleur et des efforts.

Lorsque les soupapes sont au repos sur leur siège respectif, elles maintiennent fermés les conduits d'admission ou d'échappement. La surface de contact entre la tête de soupape et le siège (appelée *portée*) est une portion de cône dont le demi-angle au sommet est généralement de 45°. L'étanchéité est assurée pendant la boucle de pompage par la précharge du ressort de rappel, et pendant le cycle haute pression par la pression des gaz. Cette dernière, compte tenu de la dimension des têtes de soupape, contribue de façon importante à cette action. Outre l'étanchéité de la chambre de combustion, la tête de soupape doit favoriser par sa forme les écoulements pendant les transvasements.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

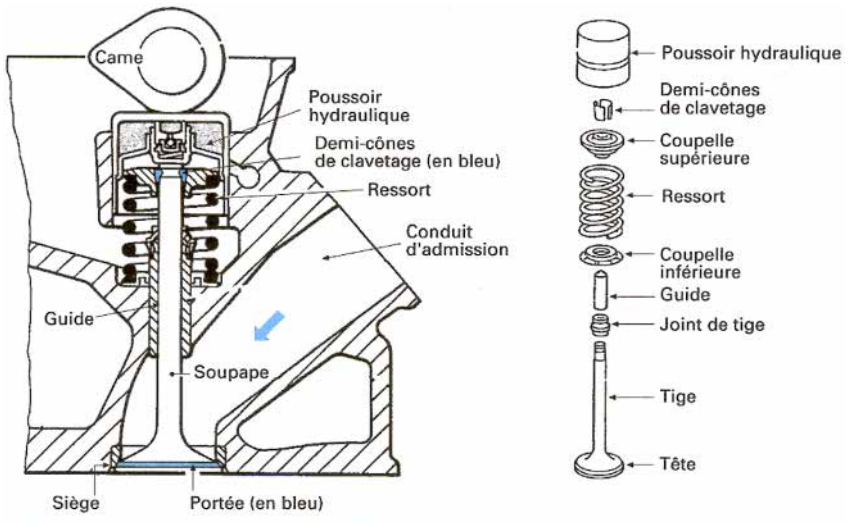


Figure 4 – Distribution à soupape en tête à attaque directe et poussoir hydraulique

Pour maintenir la soupape en contact avec la came pendant toutes les phases de son mouvement, un ou plusieurs ressorts de rappel sont généralement utilisés. L'effort est transmis à la soupape par la coupelle rendue solidaire de la tige par deux demi-cônes. Ceux-ci sont maintenus dans leur gorge par coincement.

Pour les moteurs alternatifs à pistons 4 temps, la distribution à soupapes est aujourd'hui le seul système utilisé car il réunit les avantages suivants :

— **étanchéité de la chambre de combustion ;**
— **possibilité d'obtenir des puissances spécifiques élevées ;**
— **fiabilité maîtrisée.**

En ce qui concerne l'architecture, les principales variantes sont la disposition et le nombre des soupapes, les systèmes de commande et de rappel. Les solutions les plus usuelles sont les suivantes :

— **distribution à attaque directe** (figure 4), avec la commande directe de la soupape par la came *via* un poussoir ;
— **distribution à linguet** (figure 37***a***), **ou basculeur** (figure 30), avec l'utilisation d'un composant intermédiaire ayant un mouvement oscillant ;
— **distribution culbutée** (figure 19), avec la commande du basculeur par l'intermédiaire d'une tige et d'un poussoir supplémentaire.

Le choix entre les différentes solutions résulte d'un compromis entre la puissance spécifique désirée et le coût de réalisation.

2. Analyse fonctionnelle

2.1 Perméabilité

La perte de charge générée par l'écoulement dépend de la perméabilité des systèmes d'admission et d'échappement. Celle-ci est déterminée par la géométrie (diamètres, longueurs, coudes, etc.) et par la présence d'éléments tels que filtre à air, débitmètre, catalyseur, silencieux, etc.). Lorsque la vitesse des gaz est élevée, une perméabilité trop faible peut limiter le remplissage du moteur.

Ce paragraphe traite de la *perméabilité du sous-ensemble constitué de la partie du conduit située dans la culasse, du siège et de la soupape.* La section minimale de passage est définie, en début d'ouverture, par la portion de cône liberée entre le siège et la soupape (§ 2.1.1), puis pour les levées plus importantes par le plus faible diamètre du conduit (§ 2.1.2). Les caractéristiques géométriques du conduit et de la soupape déterminent la section de passage théorique. Des mesures en soufflerie sont nécessaires pour connaître la perméabilité réelle.

2.1.1 Section de passage à la soupape. Calcul théorique

2.1.1.1 Cas d'une seule soupape

La section débitante varie le long de la portée de soupape (figure 5). Elle est minimale au droit du diamètre minimal de siège. Toutefois, la largeur de la portée étant petite par rapport au diamètre de référence, on utilise généralement cette grandeur caractéristique pour calculer avec une bonne approximation la section de passage :

$$A_s = \pi \, d_s \, h \sin \Theta$$

avec A_s aire de la section de passage au droit du siège,
d_s diamètre de référence de la portée,
h levée de soupape,
Θ demi-angle au sommet de la portée.

En faisant l'hypothèse d'incompressibilité du fluide, le rapport entre la vitesse du piston et la vitesse des gaz au droit de la soupape s'écrit :

$$\frac{u_p}{u_s} = \frac{A_s}{A_p} = 4 \left(\frac{d_s}{D} \right)^2 \frac{h}{d_s} \sin \Theta$$

avec A_p aire du piston,
D diamètre du piston (ou alésage du moteur),
u_p vitesse du piston,
u_s vitesse des gaz à la soupape.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

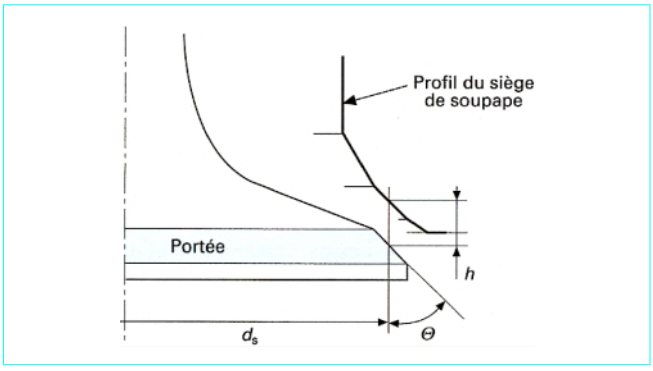


Figure 5 – Section géométrique de passage des gaz à la soupape

Pour une vitesse de piston donnée, la perte de charge à la soupape d'admission diminue lorsque la vitesse des gaz diminue. **Il faut donc rechercher le plus grand rapport u_p/u_s possible.**

Règles constructives :

— Pour un alésage du cylindre donné, il faut rechercher le diamètre de soupape maximal.

— Pour un diamètre de portée donné, il faut rechercher la loi permettant la levée de soupape maximale à chaque instant des phases d'admission et d'échappement.

En ce qui concerne l'angle de portée du siège, l'accroissement de la perméabilité nécessite son augmentation. Toutefois, la valeur généralement adoptée résulte d'un compromis entre perméabilité et vitesse d'impact de la soupape sur son siège. Dans le passé, certains sièges de soupape d'admission présentaient un angle de portée 2Θ de 120°. Actuellement, la valeur utilisée à l'admission comme à l'échappement est de 90°.

2.1.1.2 Cas de plusieurs soupapes

Sur les moteurs multisoupapes, plusieurs soupapes d'admission ou d'échappement sont actionnées simultanément. Les diamètres des soupapes sont plus petits mais l'espace disponible est mieux utilisé et la section de passage offerte au gaz est augmentée.

Par exemple à l'admission, les valeurs usuelles rencontrées pour le rapport entre le diamètre de soupape et l'alésage sont les suivantes :

— moteur 2 soupapes par cylindre :

$$\frac{d_{s1}}{D} = 0{,}45$$

— moteur 4 soupapes par cylindre :

$$\frac{d_{s2}}{D} = 0{,}35$$

L'accroissement de perméabilité dépend de l'hypothèse effectuée concernant la loi de levée :

— si le rapport h/d_s est conservé (respect des lois de similitude), alors :

$$\frac{A_{s2}}{A_{s1}} = 2\left(\frac{d_{s2}}{d_{s1}}\right)^2 = 1{,}21$$

— si la levée h est conservée, alors :

$$\frac{A_{s2}}{A_{s1}} = 2\left(\frac{d_{s2}}{d_{s1}}\right) = 1{,}56$$

Dans la réalité, les choix retenus sont plus proches de la deuxième hypothèse et **l'utilisation de plusieurs soupapes au lieu d'une permet une augmentation importante de la section de passage au droit de la soupape.**

2.1.2 Section de passage dans le conduit. Calcul théorique

Pour les fortes levées, la section dégagée au droit de la soupape est généralement supérieure à la section minimale du conduit qui détermine alors la perméabilité.

À l'admission, le conduit se compose d'un convergent puis d'un divergent afin d'augmenter la vitesse des gaz dans un premier temps, puis de récupérer leur énergie cinétique sous forme de pression juste en amont de la soupape. Le diamètre minimal du conduit doit donc être suffisamment faible pour accentuer ce phénomène mais suffisamment grand pour limiter la perte de charge.

En faisant l'hypothèse d'incompressibilité du fluide, la conservation du débit moyen s'écrit :

$$A_c\, u_{c\,moy} = A_p\, u_{p\,moy}$$

avec A_c aire de la section minimale du conduit,

$u_{c\,moy}$ vitesse moyenne des gaz dans le conduit,

$u_{p\,moy}$ vitesse moyenne du piston.

La section minimale du conduit A_c est calculée en imposant au régime de puissance maximale une vitesse moyenne des gaz comprise entre 90 et 120 m/s.

2.1.3 Coefficient de perméabilité. Approche expérimentale

Les mesures en soufflerie permettent de calculer la section équivalente A_{eq} de l'ensemble conduit-soupape, pour différentes valeurs de levée, à partir du débit obtenu sous un gradient de pression donné (cf. article [B 2 600] *Transvasements gazeux dans les moteurs thermiques,* de ce traité). L'évolution de la section équivalente en fonction de la levée h comprend deux parties qui correspondent à la section de passage à la soupape, d'une part, et à la section du conduit, d'autre part (figure **6*a***). On définit les critères de comparaison suivants :

— le coefficient de perméabilité du siège :

$$C_s = \frac{A_{eq}}{A_s}$$

— le coefficient de perméabilité du conduit :

$$C_c = \frac{A_{eq}}{A_c}$$

Le coefficient de perméabilité du siège, initialement égal à 1, décroît quand la levée augmente. Le coefficient de perméabilité du conduit croît avec la levée et tend généralement vers 1 (figure **6*b***). Compte tenu du sens de l'écoulement, le coefficient de perméabilité du siège à l'échappement est souvent meilleur qu'à l'admission. En contrepartie, pour favoriser l'aspiration des gaz, les conduits d'admission sont généralement plus directs. Dans ce cas, le coefficient de perméabilité du conduit d'admission est meilleur que celui du conduit d'échappement.

Les principaux paramètres qui conditionnent ce coefficient sont :

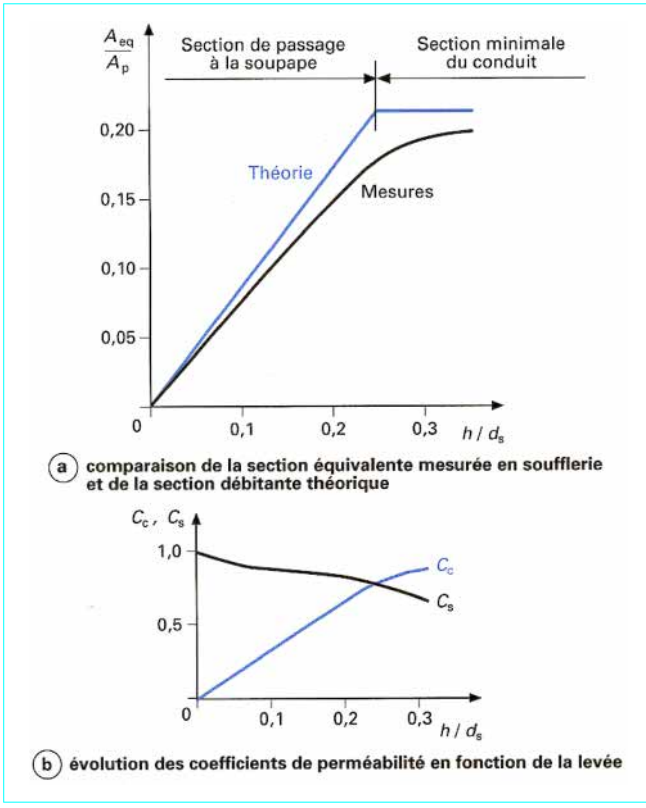
— la géométrie du conduit : direction par rapport à l'axe du cylindre, coudes, loi de variation de la section le long de son axe ;

— la forme de la soupape : géométrie de la tête, largeur de la portée ;

— la forme du siège : conicité et largeur de la portée ;

— l'environnement de la soupape : forme de la chambre de combustion, proximité de la paroi du cylindre, interaction des soupapes adjacentes ouvertes simultanément. Ces paramètres peuvent, selon les cas, favoriser ou inversement contrarier l'écoulement à la soupape.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique



(a) comparaison de la section équivalente mesurée en soufflerie et de la section débitante théorique

(b) évolution des coefficients de perméabilité en fonction de la levée

Figure 6 – Section équivalente et coefficients de perméabilité en fonction de la levée

2.1.4 Rapport des sections débitantes à l'admission et à l'échappement

Quel que soit le moteur considéré, la section de passage de l'admission est toujours supérieure à celle de l'échappement. La règle théorique donnant la proportion entre ces deux sections pourrait être établie en se basant sur le raisonnement approché suivant.

Pendant la phase d'admission, l'air entrant dans le cylindre est caractérisé par une pression légèrement inférieure à la pression atmosphérique (perte de charge dans le conduit et à la soupape) et une température légèrement supérieure à la température ambiante (réchauffement par échange thermique avec les parois des conduits et la soupape). Ces caractéristiques varient peu pendant toute la durée d'admission.

La vidange du cylindre, au contraire, se déroule en deux phases :

— *1er temps : bouffée d'échappement.* À l'ouverture de la soupape d'échappement, les gaz contenus dans le cylindre ont une pression beaucoup plus élevée que la pression atmosphérique (quelques bar), ce qui crée un écoulement à forte vitesse qui tend à *vider* le cylindre ;

— *2e temps : refoulement.* Pendant cette phase, le volume à transvaser est égal au volume admis (sensiblement la cylindrée), la pression de refoulement diffère peu de la pression atmosphérique (perte de charge à l'échappement) tandis que la température d'échappement est beaucoup plus élevée que la température d'admission.

Les conditions de similitude des écoulements au niveau des soupapes pendant l'aspiration et le refoulement s'écrivent :

— conservation du débit-volume :

$$A_a \, u_a = A_e \, u_e$$

— conservation du nombre de Mach et donc, par conséquent, conservation des pertes de charge :

$$\frac{u_a}{c_a} = \frac{u_e}{c_e}$$

avec A_a, A_e section débitante à l'admission et à l'échappement,

c_a, c_e célérité du son dans les gaz d'admission et d'échappement,

u_a, u_e vitesse moyenne des gaz pendant les phases de transvasement à l'admission et à l'échappement.

Il vient :

$$\frac{A_e}{A_a} = \sqrt{\frac{T_a}{T_e}}$$

avec T_a, T_e température des gaz d'admission et d'échappement.

Exemple : avec $T_a = 300$ K, $T_e = 900$ K, on obtient : $A_e/A_a = 0{,}57$.

En utilisant la formule de section de passage à la soupape (§ 2.1.1.1), le rapport entre les diamètres des soupapes d'admission et d'échappement s'obtient en fonction de l'hypothèse retenue pour la levée :

— si la levée est conservée, alors $d_{se} = 0{,}57 \; d_{sa}$;

— si le rapport h/d_s est conservé, alors $d_{se} = 0{,}76 \; d_{sa}$.

Dans la pratique, le rapport entre les diamètres des soupapes d'admission et d'échappement varie entre 0,80 et 0,85. La soupape d'échappement est donc en général surdimensionnée par rapport au besoin défini ci-dessus.

2.2 Caractéristiques de la loi de levée de soupape théorique

La loi de levée de soupape qui décrit le mouvement de la soupape en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, est le facteur qui détermine l'évolution de la section de passage offerte aux gaz.

2.2.1 Loi de levée idéale

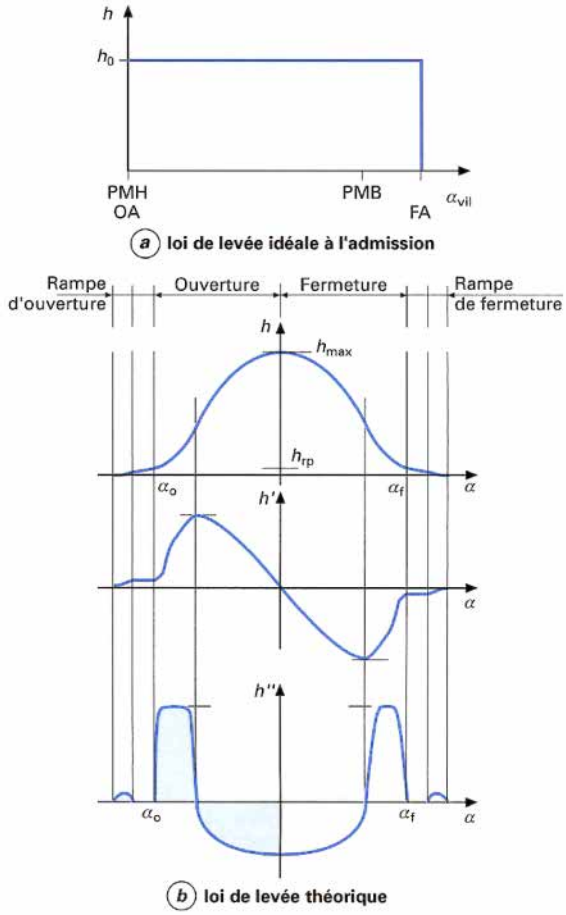
La loi de levée idéale est celle qui offre la section débitante égale à la section du conduit pendant toute la phase de transvasement ; c'est une loi rectangulaire dont la levée h_{id} est donnée par la relation :

$$h_{id} = \frac{A_c}{\pi \; d_s \sin \Theta}$$

L'étalement et le calage de cette loi dépendent des conditions de pression dans le cylindre et le conduit. Par exemple, à l'admission, selon une loi idéale, la soupape s'ouvre au PMH et se ferme au-delà du PMB lorsque la vitesse des gaz à la soupape s'annule, c'est-à-dire lorsqu'il y a égalité des pressions dans le cylindre et dans le conduit juste en amont de la soupape. Ce point de fermeture dépend évidemment du régime (figure **7*a***).

Une telle loi présente des vitesses et des accélérations infinies, ce qui la rend physiquement irréalisable. Les lois réelles sont décrites par des fonctions mathématiques qui permettent de satisfaire les conditions de continuité en tout point pour la levée, la vitesse, l'accélération et la dérivée de l'accélération. Elles doivent aussi être compatibles avec un fonctionnement dynamique de la distribution acceptable.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique



a loi de levée idéale à l'admission

b loi de levée théorique

α_{vil} angle de rotation du vilebrequin
α angle de rotation de l'arbre à cames

Figure 7 – Lois de levée idéale et théorique

2.2.2 Loi de levée réelle

La figure **7*b*** représente les diagrammes qui caractérisent une loi de levée de soupape : évolution de la levée, de la vitesse et de l'accélération en fonction de l'angle de rotation de l'arbre à cames. La vitesse et l'accélération réelles de la soupape dépendant du régime, on utilise usuellement les grandeurs suivantes :

- h levée (en mm),
- h_{rp} hauteur de rampe (en mm),
- h' facteur de vitesse (en mm/rad arbre à cames), tel que $h' = dh/d\alpha$,
- h'' facteur d'accélération (en mm/rad^2), tel que $h'' = d^2h/d\alpha^2$,
- α_o, α_f angle de rotation de l'arbre à cames caractérisant la durée angulaire de la loi en dehors des rampes.

Remarques :

— la loi de levée n'est pas nécessairement symétrique ;
— la vitesse étant nulle à levée nulle en début de rampe d'ouverture et également nulle à la levée maximale, la somme algébrique des aires en bleu sur le diagramme d'accélération est nulle. En conséquence, les lois d'accélération positive et négative sont interdépendantes.

Les rampes d'ouverture et de fermeture ne participent pas réellement à la levée de soupape. Pour les distributions fonctionnant avec jeu, elles permettent d'établir le contact entre les pièces (came/soupape à l'ouverture et soupape/siège à la fermeture) avec des vitesses d'impact suffisamment faibles. Pour les distributions fonctionnant sans jeu, les rampes d'ouverture et de fermeture sont réduites en hauteur et en durée, voire supprimées.

2.2.3 Efficacité

L'efficacité d'une loi est définie par le rapport entre l'aire sous la partie active de la loi réelle et l'aire du rectangle la délimitant. Ces aires sont calculées au-dessus des rampes (figure **8*a***). L'expression mathématique de l'efficacité est donc la suivante :

$$e = \frac{A_2}{A_1} = \frac{\int_{\alpha_o}^{\alpha_f} [h(\alpha) - h_{rp}]\, d\alpha}{(h_{max} - h_{rp})\,(\alpha_f - \alpha_o)}$$

L'efficacité représente aussi le rapport entre la levée moyenne et la levée maximale h_{max} hors rampes. En général, **les valeurs usuelles d'efficacité sont comprises entre 0,55 et 0,6**. L'efficacité est une grandeur utile pour comparer deux lois ayant la même levée maximale et le même étalement. Dans ce cas, plus l'efficacité est élevée, plus la levée moyenne et la section débitante sont importantes.

Pour obtenir une loi de levée efficace, il faut que la vitesse maximale soit la plus grande possible et qu'elle soit obtenue le plus tôt possible en début de levée. Ceci se traduit par :

— une accélération positive élevée sur une courte durée ;
— une accélération négative au voisinage du sommet la plus faible possible (en valeur absolue) sur une longue durée.

Lorsque deux lois ne présentent pas la même levée maximale ou le même étalement, l'efficacité n'est plus un critère de comparaison. En effet, considérons par exemple deux lois homothétiques ayant le même étalement. Leur efficacité est identique ; pourtant, la loi présentant la levée maximale la plus importante est plus avantageuse du point de vue de la perméabilité.

Dans la pratique, les niveaux d'accélérations positive et négative acceptables sont limités par la valeur des efforts admissibles et par les risques de décollement (§ 3.2.1.2). En conséquence, la levée maximale et la durée angulaire d'ouverture de la loi de levée théorique sont plus importantes que celles de la loi de levée idéale adaptée aux conditions de fonctionnement du régime de puissance maximale. Cela permet de compenser en partie le manque d'efficacité des lois et d'augmenter la section débitante moyenne, pendant la phase active de transvasement (figure **8*b***).

2.3 Diagramme de distribution

Les positions angulaires du vilebrequin correspondant à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement pour une levée donnée définissent le diagramme de distribution.

Cette définition à partir d'une levée arbitraire n'a pas de sens physique mais permet, dans la pratique, lors d'essais de mise au point moteur, un contrôle immédiat du calage.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

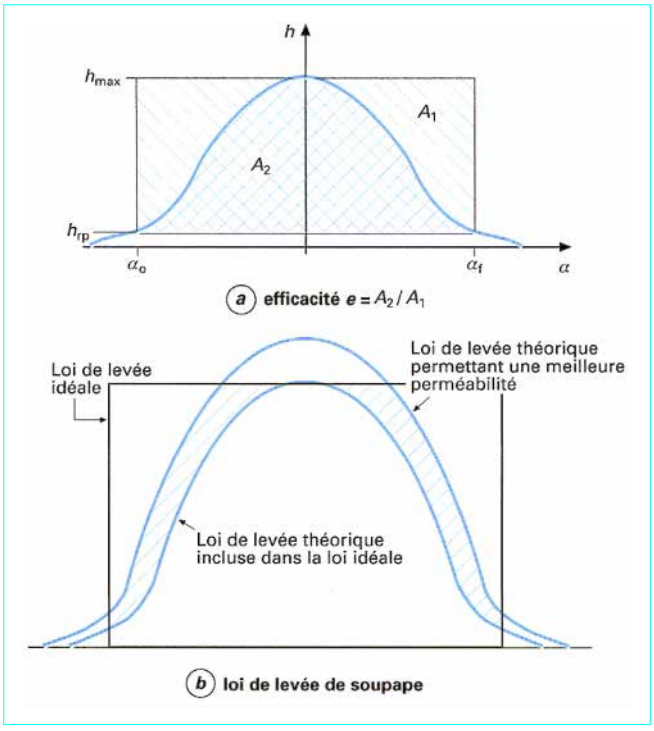
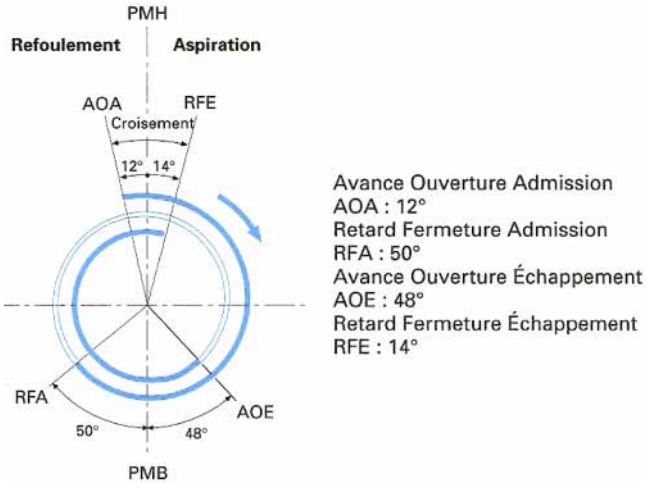


Figure 8 – Efficacité d'une loi

Prenons l'exemple d'un diagramme défini sans jeu pour une levée de 0,5 mm :



Dans cet exemple (figure **9a**), les lois d'admission et d'échappement ont le même étalement (242° vilebrequin) mais présentent un calage légèrement différent. Compte tenu des angles AOA et RFE, les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément au voisinage du PMH pendant un laps de temps appelé *croisement* (26° vilebrequin).

Dans ce paragraphe, les différents problèmes liés au choix d'un diagramme de distribution sont abordés : adaptation en terme de perméabilité et étude de l'influence du diagramme sur les caractéristiques de fonctionnement du moteur.

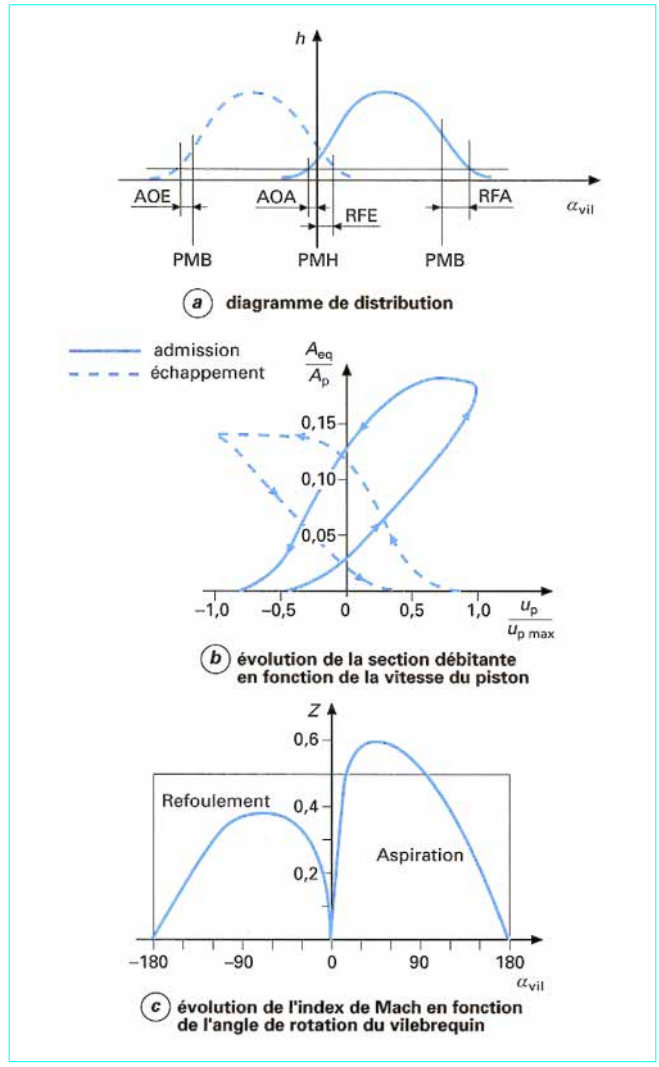


Figure 9 – Adaptation du diagramme de distribution en terme de perméabilité

2.3.1 Aspect perméabilité

Connaissant les caractéristiques cinématiques du système bielle-manivelle, la loi de levée de soupape, le diagramme de distribution, la perméabilité des conduits déterminée en soufflerie, on peut représenter (figure **9b**) l'évolution de la section débitante en fonction de la vitesse du piston. Ces tracés nécessitent quelques commentaires :

— la section débitante maximale coïncide avec la zone de vitesse maximale du piston ;

— pour une vitesse de piston donnée, la section de passage disponible est beaucoup plus importante dans la partie basse de la course du piston (lorsque le piston est situé entre sa position de vitesse maximale et le PMB) que dans la partie haute. En conséquence, et compte tenu de l'inertie des gaz, les phases de vidange et de remplissage ne sont pas symétriques.

Lors de l'admission, le travail développé en début de la course du piston sert à mettre en vitesse les gaz dans le conduit. L'énergie cinétique correspondante est ensuite exploitée à travers une section

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

importante, ce qui limite les pertes de charge et facilite le remplissage au voisinage du PMB malgré le ralentissement, voire la remontée, du piston. Le remplissage du cylindre utilise donc principalement le travail du piston et l'inertie des gaz.

Lors de l'échappement, la section disponible est importante alors que les gaz sont en train d'acquérir de la vitesse. Lorsque le piston ralentit, la section de passage réduite au voisinage du PMH ne permet pas une utilisation correcte de l'énergie cinétique acquise. La vidange du cylindre exploite donc essentiellement le phénomène de *bouffée* (pression résiduelle des gaz dans le cylindre à l'ouverture de la soupape) et le travail du piston.

Pour disposer d'une section de passage suffisante pendant toute la course utile du piston, l'étalement des lois de levée est supérieur à 180° vilebrequin.

En conséquence, la soupape est ouverte alors que la vitesse du piston s'oppose au transvasement, ce qui peut, selon les conditions de pression dans les conduits, être ou non favorable.

L'index de Mach Z est un nombre adimensionnel qui caractérise l'écoulement dans la section équivalente à l'ensemble conduit-soupape. Il est défini comme le rapport entre la vitesse des gaz à la soupape u_s et la célérité de son c :

$$Z = \frac{u_s}{c}$$

En faisant l'hypothèse de fluide incompressible, on obtient la relation :

$$Z = \frac{u_p}{c} \frac{A_p}{A_{eq}}$$

La figure **9*c*** présente l'évolution de l'index de Mach pendant les phases de refoulement et d'aspiration.

- **Règle constructive**

Selon certains auteurs **[Heywood]** qui ont étudié la corrélation entre le remplissage et l'index de Mach, au régime de puissance maximale, la valeur moyenne de l'index de Mach, pendant la phase de refoulement et celle d'aspiration, doit être inférieure à 0,5. Compte tenu des températures, ce critère est plus difficile à respecter à l'admission qu'à l'échappement. Pour une position angulaire de vilebrequin donnée, la vitesse du piston croît avec le régime. Pour un rapport D/d_s fixé, plus le régime de puissance maximale est élevé, plus la section équivalente doit être importante. En conséquence, la levée et l'étalement doivent être augmentés.

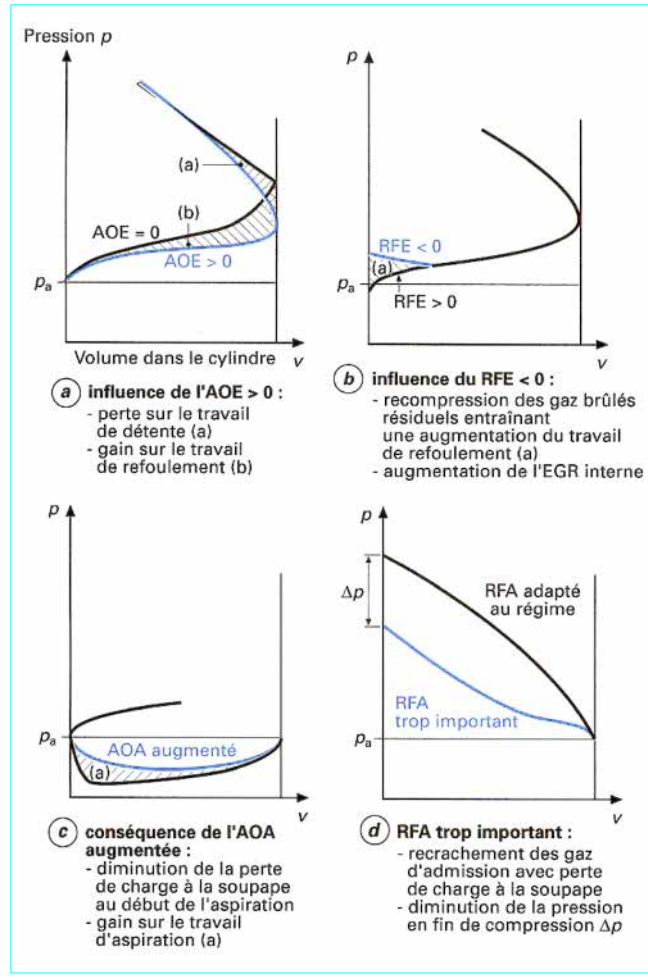


Figure 10 – Influence du diagramme de distribution sur le cycle thermodynamique

2.3.2 Incidence du diagramme sur le cycle basse pression (remplissage et pertes par pompage)

2.3.2.1 Avance à l'ouverture de l'échappement AOE

L'AOE est favorable à la vidange du cylindre. Toutefois, elle ne doit pas être trop importante pour ne pas dégrader le rendement du cycle haute pression (§ 2.3.3). Les avantages d'une ouverture anticipée sont les suivants :

— la pression des gaz brûlés est élevée, ce qui, d'une part, assure une partie de la vidange par détente des gaz dans le conduit et, d'autre part, augmente l'amplitude des phénomènes acoustiques dans la tubulure d'échappement ;

— la section de passage au droit de la soupape à partir du PMB est importante, ce qui diminue la perte de charge pendant toute la phase de refoulement ;

— la pression dans le cylindre au début de la remontée du piston est abaissée, ce qui diminue le travail de refoulement (figure **10*a***).

2.3.2.2 Retard à la fermeture de l'échappement RFE

La phase d'admission succédant immédiatement à la vidange, la fermeture de l'échappement ne doit pas s'effectuer trop tardivement sous peine de réaspirer les gaz brûlés dans le cylindre. Cependant, le retard à la fermeture doit être suffisamment important pour éviter une recompression des gaz résiduels (figure **10*b***), et assurer la vidange du volume mort en exploitant, si possible, les phénomènes pulsatoires éventuels.

En effet, l'onde de pression générée par la bouffée à l'ouverture de la soupape se propage dans le système d'échappement, se réfléchit aux embranchements et aux variations de sections en une onde de dépression qui *remonte* vers la soupape. Pour être correctement exploitée, cette dépression doit assurer la vidange du volume mort, lorsque le piston est au voisinage du PMH et que sa vitesse est quasiment nulle. La section de passage à cet instant doit donc être encore suffisante pour que l'action de la dépression soit efficace.

2.3.2.3 Avance à l'ouverture de l'admission AOA

L'AOA conditionne, en fonction de l'efficacité de la loi de levée et du nombre de soupapes, la section de passage des gaz au début de la phase d'aspiration. En augmentant l'AOA (figure **10*c***), la perte de charge à la soupape diminue, ce qui permet une meilleure

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

conversion du travail du piston en énergie cinétique de l'air dans le conduit. Cette énergie cinétique est ensuite récupérée à la fin de la phase d'admission, permettant ainsi d'améliorer le remplissage. L'AOA améliore la perméabilité pendant la phase d'aspiration, diminuant le travail de pompage. Toutefois, l'AOA doit être limitée pour éviter le refoulement d'une partie des gaz brûlés dans le conduit d'admission, gaz qui sont ensuite réaspirés.

Remarques sur le croisement

● Pendant le croisement, les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément. Les phénomènes pulsatoires dans les conduits peuvent alors avoir des influences bénéfiques ou néfastes sur la vidange du cylindre. Citons deux cas d'illustration :

— *Cas n° 1 :* le conduit d'échappement est en dépression tandis que le conduit d'admission est en pression. Cet état favorable génère un balayage du cylindre qui permet la vidange complète du volume mort.

— *Cas n° 2 :* le conduit d'échappement est en pression tandis que le conduit d'admission est en dépression. Cette configuration défavorable génère un contre-balayage du cylindre qui s'accompagne du refoulement d'une partie des gaz brûlés dans la tubulure d'admission.

● En ce qui concerne les moteurs suralimentés par compresseur volumétrique (sans contre-pression à l'échappement), le croisement doit être réduit pour éviter l'introduction d'une trop grande quantité de gaz frais à l'échappement, due à la surpression régnant dans le conduit d'admission.

● Pour les moteurs à rapport volumétrique élevé (moteurs diesel), la garde entre le piston et la culasse au PMH est réduite. Cela limite le croisement possible afin d'éviter les risques de contact entre le piston et les soupapes à haut régime.

2.3.2.4 Retard à la fermeture de l'admission RFA

La fermeture de la soupape d'admission doit s'opérer suffisamment tardivement pour bénéficier de l'énergie cinétique acquise par les gaz pendant l'aspiration et des phénomènes dynamiques susceptibles d'augmenter le remplissage. Pour la loi de levée idéale, caractérisée par son RFA, le régime d'adaptation correspondant à un remplissage maximal est obtenu lorsque la fermeture de la soupape coïncide avec l'égalité des pressions dans le cylindre et la tubulure. Par rapport à la loi de levée idéale, pour le même régime d'adaptation, la loi de levée réelle, pénalisée par sa faible efficacité, présente un étalement plus important. Cela permet de disposer d'une perméabilité suffisante pendant la phase d'aspiration, qui s'accompagne en contrepartie d'un léger recrachement en fin d'admission.

Pour les régimes inférieurs au régime d'adaptation, la quantité de gaz recrachés dans le conduit est plus importante. Pour les régimes plus élevés, la soupape se ferme alors qu'une certaine quantité d'air, par sa pression et sa vitesse, pourrait encore être introduite dans le cylindre. De part et d'autre du régime d'adaptation, la quantité d'air introduite est inférieure à la quantité maximale théorique (cf. l'article [B 2 600] *Transvasements gazeux dans les moteurs thermiques* de ce traité).

2.3.3 Incidence du diagramme sur le cycle haute pression

2.3.3.1 Influence du RFA sur le taux de compression

Pour les régimes inférieurs au régime d'adaptation, le RFA est préjudiciable au remplissage puisqu'il génère le recrachement d'une partie des gaz préalablement admis dans le cylindre. La phase de compression commence à FA avec une pression voisine de la pression ambiante en particulier à bas régimes (figure **10*d***). Le rapport volumétrique réel et le rendement de cycle sont donc pénalisés.

2.3.3.2 Infuence de l'AOE sur le travail de détente

La figure **10*a*** illustre l'influence de l'AOE sur le travail de détente.

AOE = 0

Dans la partie haute pression du cycle, la courbe d'évolution de la pression dans le cylindre suit la loi théorique de détente isentropique. Le travail fourni est maximal.

AOE > 0

À partir de l'ouverture de la soupape, la pression chute dans le cylindre plus rapidement que selon la loi de détente théorique. L'aire de la partie comprise entre le diagramme théorique et le diagramme réel [zone (a)] représente la perte sur le travail de détente.

Le choix de l'AOE doit être effectué pour assurer le meilleur compromis entre la perte sur le travail de détente et la perte par pompage à un régime donné.

2.3.4 Incidence du diagramme sur les émissions polluantes

Les émissions polluantes dépendent en partie de l'interaction entre les gaz d'admission et d'échappement. Deux paramètres sont fondamentaux : le volume mort de la chambre de combustion et le croisement.

Les moteurs Diesel, à fort taux de compression, présentent des volumes morts et des croisements réduits. Ils ne sont donc pas concernés par ce paragraphe.

Considérons le cas d'un moteur à allumage commandé, non suralimenté.

1er cas : croisement nul

Dans ce cas, la masse de gaz brûlés, contenue dans le volume mort n'est pas vidangée. Il y a donc recyclage d'une partie des gaz de combustion du cycle précédent lors du cycle suivant (EGR : *Exhausted Gas Recirculation*). Le pourcentage massique d'EGR est estimé par la relation :

$$\frac{m_r}{m_r + m_a} = \frac{v}{v + \dfrac{p_a}{p_r}\, V_0\, \dfrac{T_r}{T_a}}$$

avec m_a, m_r masse des gaz d'admission, des gaz brûlés résiduels,

p_a, p_r pression des gaz d'admission, des gaz brûlés résiduels,

T_a, T_r température des gaz d'admission, des gaz brûlés résiduels,

V_0 cylindrée,

v volume mort.

Soit le rapport volumétrique :

$$\tau = \frac{v + V_0}{v}$$

● *En pleine charge* $p_a \approx p_r$, il vient :

$$\frac{m_r}{m_r + m_a} = \frac{1}{1 + (\tau - 1)\, \dfrac{T_r}{T_a}}$$

Pour $\tau = 10$ et $T_r / T_a = 3$, la masse de gaz brûlés représente 3,6 % de la masse totale de gaz contenue dans le cylindre.

● *À très faible charge*, le taux d'EGR augmente sensiblement. Supposons $p_a / p_r = 0{,}3$, $\tau = 10$, $T_r / T_a = 3$, le pourcentage d'EGR atteint alors 11 %.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

2e cas : croisement non nul

- **Comportement aux charges partielles**

Lorsque la charge est contrôlée par le papillon des gaz, la pression moyenne dans le conduit d'admission est inférieure à celle régnant dans le conduit d'échappement lors du croisement. Il peut donc y avoir successivement :

— avant le PMH, refoulement des gaz brûlés dans le conduit d'admission ;

— après le PMH, aspiration simultanée des gaz brûlés dans les conduits d'admission et d'échappement.

Le taux d'EGR réel est donc supérieur à la valeur calculée précédemment, surtout aux bas régimes. Au ralenti, le taux d'EGR, particulièrement élevé, génère des instabilités de combustion qui se traduisent par des émissions importantes d'imbrûlés et des irrégularités de régime.

- **Comportement en pleine charge**

La pression dans le conduit d'admission est alors voisine de la pression atmosphérique et les phénomènes acoustiques sont de forte amplitude. En fonction de leur phase respective à l'admission et à l'échappement, il peut y avoir soit contre-balayage, soit surbalayage du volume mort. Dans ce dernier cas, si le moteur fonctionne en mélange homogène (carburateur ou injection indirecte), il peut y avoir transfert de carburant dans l'échappement ; cela se traduit par une émission importante d'hydrocarbures imbrûlés.

2.3.5 Contrôle de la charge par le diagramme de distribution

Afin de diminuer, aux charges partielles, les pertes par pompage occasionnées par le papillon sur les moteurs à allumage commandé fonctionnant en mélange homogène, il peut être envisagé, au moins d'un point de vue théorique, de contrôler la quantité d'air admise non plus par une perte de charge à l'admission mais par le diagramme de distribution. Les deux principes qui peuvent être appliqués sont les suivants :

— adaptation continue du diagramme de distribution au moyen d'une commande de soupapes électrohydraulique : la quantité d'air introduite est contrôlée soit en écourtant la durée d'ouverture de la soupape, soit en la prolongeant de façon à refouler le surplus d'air préalablement introduit ;

— désactivation d'un certain nombre de cylindres en maintenant leurs soupapes fermées : dans ce cas, pour une charge globale donnée, les pertes par pompage sont annulées sur les cylindres inactifs et diminuées sur les cylindres actifs [**Hatano,** (§ 4.3.1.3)].

3. Conception et dimensionnement d'une distribution

3.1 Transformation de mouvement par came

Ce paragraphe est consacré à l'étude cinématique de la transmission de mouvement entre la came et la soupape. Selon le cas, la came attaque un poussoir animé d'un mouvement de translation ou un basculeur (ou un linguet) animé d'un mouvement de rotation.

Nota : on notera, sauf mention contraire, pour une grandeur quelconque x :

$$x' = dx/d\alpha \text{ et } x'' = d^2x/d\alpha^2$$

α étant l'angle de rotation de l'arbre à cames.

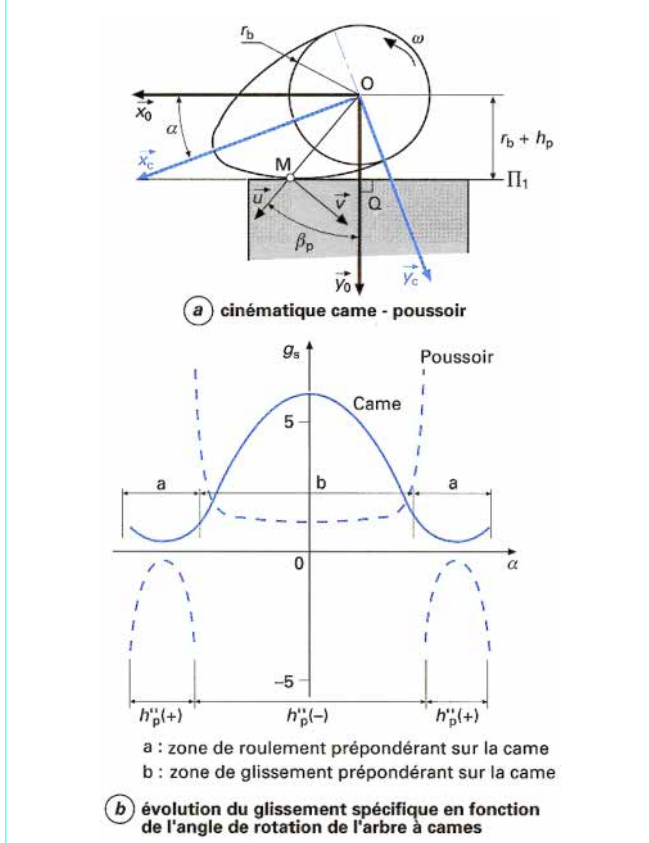


Figure 11 – Contact entre came et poussoir plan

3.1.1 Poussoir plan

Ce paragraphe concerne le **contact glissant came-poussoir plan** (figure 11***a***) en attaque directe ou dans le cas d'une distribution culbutée.

3.1.1.1 Relations cinématiques

En notant :

α	angle de rotation de l'arbre à cames,
ω	vitesse angulaire de l'arbre à cames,
h_p	déplacement du poussoir (en attaque directe, $h_p = h$),
Π_1	plan de contact (perpendiculaire à la direction de déplacement du poussoir),
r_b	rayon de base de la came,
O	centre de rotation de la came,
Q	pied de la normale à Π_1 passant par O,
M	point de contact entre la came et le poussoir ($OM = \rho_1$),

$(O, \vec{x_0}, \vec{y_0})$ repère fixe,

$$\overrightarrow{OM} = \rho_1 \vec{u}$$

$$\overrightarrow{OQ} = (r_b + h_p)\vec{y_0}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Vitesse du point M lié à la came :

$$\vec{V}_c = \omega \rho_1 \vec{v}$$

Vitesse du point M lié au poussoir :

$$\vec{V}_p = h'_p \omega \vec{y}_0$$

En projetant le vecteur $\vec{v}$ dans la base $\{\vec{x}_0, \vec{y}_0\}$

$$\vec{V}_c = \omega\rho_1 (-\cos \beta_p \vec{x}_0 + \sin \beta_p \vec{y}_0)$$

d'où l'expression de la vitesse de glissement :

$$V_G = (\vec{V}_c - \vec{V}_p) \vec{x}_0 = -\omega\rho_1 \cos \beta_p$$

et la relation :

$$\rho_1 \sin \beta_p = h'_p$$

En utilisant les relations géométriques suivantes :

$$\cos \beta_p = \frac{r_b + h_p}{\rho_1} \text{ et } \overrightarrow{QM} = \rho_1 \sin \beta_p \vec{x}_0$$

on obtient finalement :

$$V_G = -\omega (r_b + h_p)$$

$$\overrightarrow{QM} = h'_p \vec{x}_0$$

La vitesse de glissement associée à la pression de contact (§ 3.3.3) est un facteur d'usure important. Elle varie proportionnellement au régime, à la valeur du rayon de base et à la levée du poussoir.

L'excentration du point de contact QM (exprimée en mm) est égale au facteur vitesse de la loi de levée du poussoir (exprimée en mm/rad) ; cela contribue à la détermination du diamètre du poussoir.

Le glissement spécifique g_s, pour la came ou pour le poussoir, est défini comme le rapport entre la vitesse de glissement et la vitesse de déplacement du point de contact sur la came V_{Mc} ou sur le poussoir V_{Mp} soit :

— pour la came :

$$g_s \text{ (came)} = \frac{-V_G}{V_{Mc}}$$

— pour le poussoir :

$$g_s \text{ (poussoir)} = \frac{V_G}{V_{Mp}}$$

Il correspond au rapport entre le glissement et le roulement ; il est nul lorsqu'il y a roulement sans glissement et infini en cas de glissement pur.

$$\vec{V}_M = \frac{d}{dt}(\overrightarrow{OQ} + \overrightarrow{QM}) = \frac{d}{dt}\left[(r_b + h_p)\vec{y}_0 + h'_p \vec{x}_0\right] = \omega\left[h''_p \vec{x}_0 + h'_p \vec{y}_0\right]$$

$$V_{Mc} = \left(\vec{V}_M - \vec{V}_c\right) \cdot \vec{x}_0 = \omega\left[h''_p + \rho_1 \cos \beta_p\right] = \omega\left[h''_p + r_b + h_p\right]$$

$$V_{Mp} = \left(\vec{V}_M - \vec{V}_p\right) \cdot \vec{x}_0 = \omega h''_p$$

d'où finalement l'expression du glissement spécifique :

$$g_s \text{ (came)} = \frac{r_b + h_p}{h''_p + r_b + h_p}$$

$$g_s \text{ (poussoir)} = -\frac{r_b + h_p}{h''_p}$$

L'évolution du glissement spécifique sur la came et sur le poussoir en fonction de l'angle de rotation de l'arbre à cames est représentée figure **11*b***.

Sur la came, le glissement spécifique augmente avec la levée. Pendant les phases d'accélérations positives, le roulement est prépondérant. Au voisinage du sommet de came, le point de contact se déplace très lentement sur la came. **Il y a risque d'usure, principalement au sommet de came.**

Sur le poussoir, le glissement spécifique est faible, sauf au voisinage des zones d'accélération nulle ; il n'y a pas de zone d'usure prépondérante, sauf au point de vitesse maximale, c'est-à-dire lorsque l'excentration est maximale (risque d'usure au point de rebroussement).

3.1.1.2 Définition du profil de came (figure 11*a*)

Définition par plan tangent

Cette définition est utilisée pour le taillage de la came. Pour un angle donné, on indique la distance du plan tangent à la came par rapport au centre de rotation de la came. Dans le cas d'une came actionnant un poussoir plan, cette description coïncide avec la loi de mouvement du poussoir.

Définition en coordonnées cartésiennes

L'expression des coordonnées du point M de la came dans un repère $(O, \vec{x}_c, \vec{y}_c)$ lié à la came est le suivant :

$$\tan \beta_p = \frac{QM}{OQ} = \frac{h'_p}{r_b + h_p}$$

$$OM = [OQ^2 + QM^2]^{1/2} = \left[\left(r_b + h_p\right)^2 + h'^2_p\right]^{1/2} = \rho_1$$

$$\overrightarrow{OM} = \rho_1\left[\sin\left(\alpha + \beta_p\right)\vec{x}_c + \cos\left(\alpha + \beta_p\right)\vec{y}_c\right]$$

Cette définition est utilisée pour représenter graphiquement la came.

Rayon de courbure de la came au point de contact

Le rayon de courbure r_c peut être calculé, en coordonnées polaires, par la relation suivante :

$$r_c = \frac{\left(\rho_1^2 + \rho'^2_1\right)^{3/2}}{\rho_1^2 + 2\rho'^2_1 - \rho_1\rho''_1}$$

avec $\rho'_1 = \dfrac{d\rho_1}{d\theta_c}$,

$\rho''_1 = \dfrac{d^2\rho_1}{d\theta_c^2}$ avec $\theta_c = \alpha + \beta_p$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Dans le cas particulier d'une came actionnant un poussoir plan, il vient :

$$r_c = r_b + h_p + h''_p$$

Exemple : avec $r_b = 16$ mm,
— à l'accélération positive maximale, on a :
$h_p = 1{,}0$ mm, $h''_p = 59 \text{mm/rad}^2$ et $r_c = 76$ mm
— à la levée maximale du poussoir, on a :
$h_p = 10$ mm, $h''_p = -22 \text{ mm/rad}^2$ et $r_c = 4$ mm.

3.1.2 Basculeur ou linguet

Les paragraphes 3.1.2.1 et 3.1.2.2 concernent indifféremment les distributions à basculeurs et à linguets. En effet, géométriquement ces deux éléments sont semblables. Ils comportent chacun un levier côté came L_c et un levier côté soupape L_s (figure **12**). Si l'angle χ entre ces deux leviers est faible, il s'agit d'un linguet et matériellement les deux bras sont indifférenciés. Au contraire, si l'angle entre les deux leviers est important, il s'agit d'un basculeur présentant matériellement deux bras distincts. Dans certains cas, l'utilisation d'un galet permet de supprimer le glissement. Les relations cinématiques développées s'appliquent de la même façon dans les deux cas.

3.1.2.1 Contact entre soupape et basculeur (ou linguet)

En notant (figure **13a**) :

- h déplacement de la soupape,
- h_0 position initiale de l'extrémité de la soupape (à levée nulle),
- r_s rayon de courbure du patin du basculeur (côté soupape),
- θ angle d'oscillation du basculeur,
- θ_0 position angulaire initiale du basculeur (à levée nulle),
- A intersection de l'axe $\overrightarrow{O_b x}$ et de l'axe de la soupape,
- M_s point de contact entre le patin du basculeur et la queue de soupape,
- O_b centre d'oscillation du basculeur,
- O_s centre de courbure du patin du basculeur (côté soupape),
- Q_s point de l'axe de la soupape situé à son extrémité,

et $O_bA = L_1$, $O_bM = r$, $O_bO_s = L_s$
on établit les relations géométriques et cinématiques suivantes :

$$L_s \sin(\theta - \theta_0) = h_0 + h - r_s$$

$$\sin \theta_0 = \frac{r_s - h_0}{L_s}$$

$$r \cos \beta_s = L_s \cos(\theta - \theta_0)$$

$$r \sin \beta_s = h_0 + h$$

Vitesse de glissement

$$V_G = \frac{-(h_0 + h)}{L_s \cos(\theta - \theta_0)} \omega h'$$

$$\theta' = \frac{1}{L_s \cos(\theta - \theta_0)} h'$$

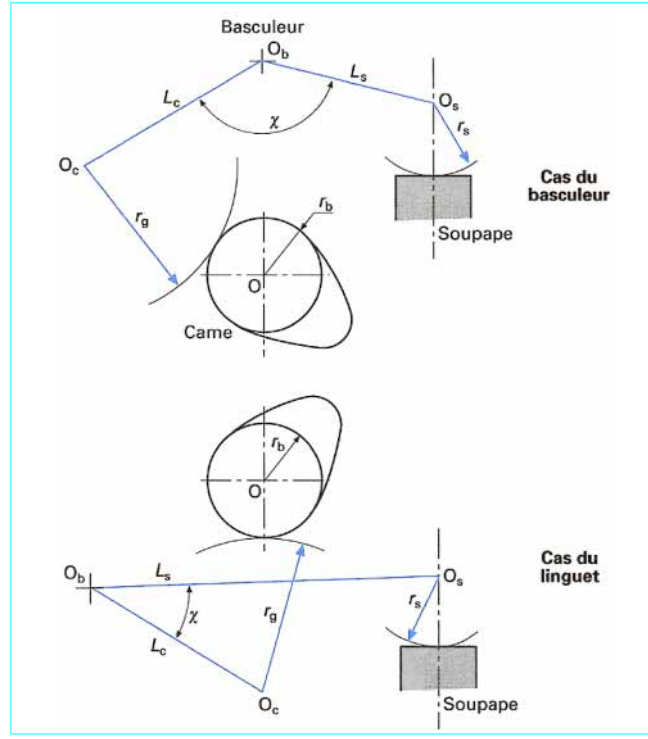


Figure 12 – Définition des principaux paramètres caractérisant la géométrie d'un basculeur et d'un linguet

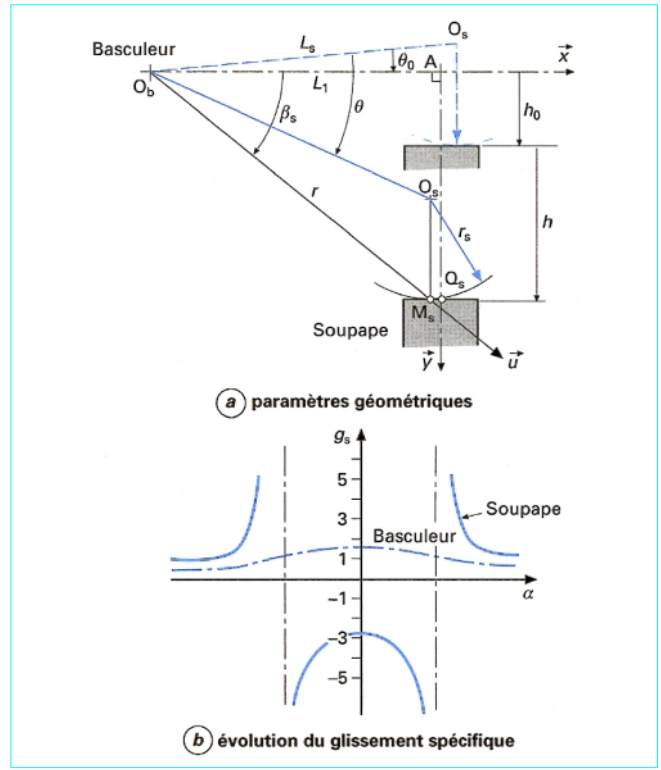


Figure 13 – Contact entre soupape et basculeur

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

La vitesse de glissement est 5 à 6 fois plus faible dans le cas du contact basculeur/soupape que dans le cas du contact came/poussoir ou came/basculeur.

Glissement spécifique

Pour le patin du basculeur, $g_s\ (\text{basculeur}) = \dfrac{h_0 + h}{r_s}$

Pour l'extrémité de la soupape, $g_s\ (\text{soupape}) = \dfrac{-(h_0 + h)}{h_0 + h - r_s}$

Pour le basculeur, le glissement spécifique varie assez peu (entre 0,5 et 1,5 par exemple). Pour la soupape, le glissement spécifique devient infini lorsque $h_0 + h - r_s = 0$ (figure 13**b**).

Position du point de contact

$$Q_s\ M_s = \sqrt{L_s^2 - (h_0 + h - r_s)^2} - L_1$$

L'amplitude du déplacement du point de contact est minimale lorsque $h_0 = r_s - 0{,}5\ h_{max}$. Dans ce cas, le déplacement est réparti également de part et d'autre de l'axe de la soupape si :

$$L_1 = \frac{L_s}{2}\left[1 + \sqrt{1 - \left(\frac{h_{max}}{2\,L_s}\right)^2}\right]$$

3.1.2.2 Contact entre came et basculeur (ou linguet)

En notant de plus (figure 14**a**) :

h_c levée en plan tangent au niveau de la came,
O_c centre de courbure du patin du basculeur (côté came),
O_{c0} position du centre de courbure du patin à levée nulle,
r_g rayon de courbure du patin du basculeur (côté came),
M point de contact entre la came et le patin du basculeur,
Q position du point de contact sur le patin à levée nulle,

et $\varphi_0 = (OO_{c0}, OO_b)$,
$\psi_0 = (O_bO, O_bO_{c0})$,
$\varphi = (OO_{c0}, OO_c)$,
$E = OO_b$,
$L_c = O_bO_c$,
$\rho_2 = OO_c$,
$\beta = (O_cO, O_cM)$,
$\gamma = \alpha - \varphi$,
$\delta = \alpha - \varphi - \beta$
— et en utilisant les relations établies au paragraphe 3.1.2.1 :

$$\sin(\theta - \theta_0) = \frac{h_0 + h - r_s}{L_s}$$

$$\theta' = \frac{1}{L_s \cos(\theta - \theta_0)}\, h'$$

on obtient les relations géométriques et cinématiques suivantes :

$$\cos\varphi_0 = \frac{(r_b + r_g)^2 + E^2 - L_c^2}{2E(r_b + r_g)}$$

$$\cos\psi_0 = \frac{E^2 + L_c^2 - (r_b + r_g)^2}{2E\,L_c}$$

$$\sin(\varphi_0 - \varphi) = \sin(\psi_0 + \theta)\,\frac{L_c}{\rho_2}$$

$$\rho_2^2 = E^2 + L_c^2 - 2E\,L_c\cos(\psi_0 + \theta)$$

En utilisant la même démarche qu'au paragraphe 3.1.1.1, on détermine l'expression de la **vitesse de glissement** : en écrivant

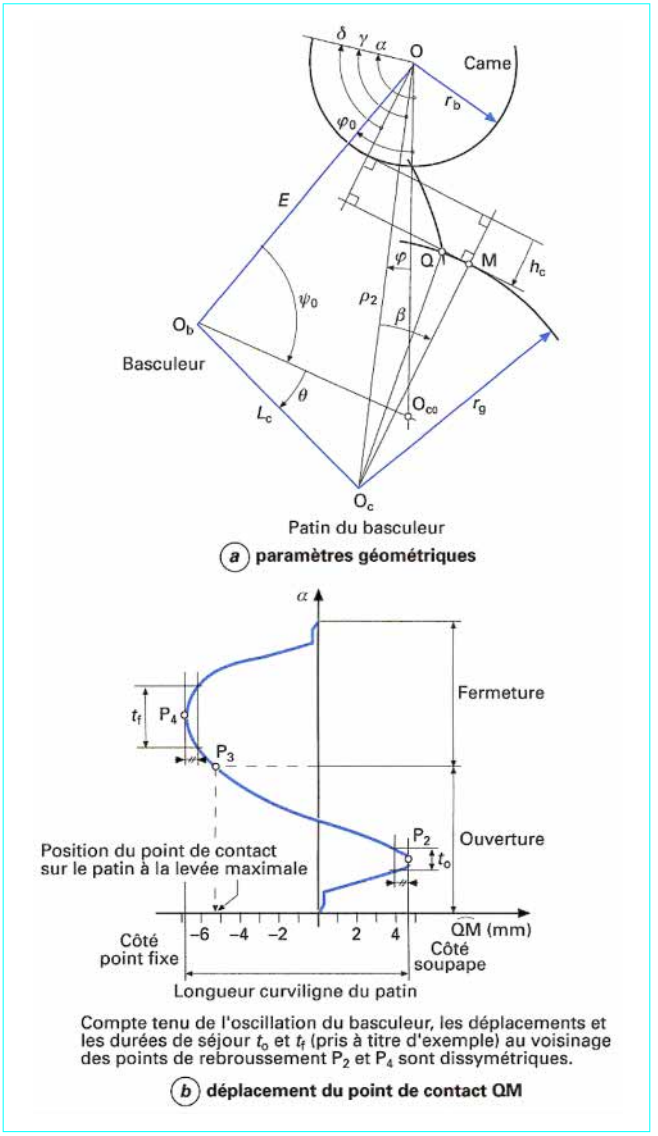


Figure 14 – Contact entre came et basculeur

l'égalité des vitesses normales, on obtient la relation qui permet de calculer l'angle β, soit :

$$V_G = -\omega\left[h_c + r_b + L_c\cos(\varphi_0 - \varphi + \psi_0 + \theta - \beta)\,\theta' + r_g\,\theta'\right]$$

Le début de l'expression est identique à celle obtenue dans le cas du poussoir plan. Un terme complémentaire qui prend en compte la géométrie et l'oscillation du basculeur est ajouté.

$$\tan\beta = \frac{\dfrac{d\rho_2}{d\gamma}}{\rho_2}$$

avec $\dfrac{d\rho_2}{d\gamma} = \rho_2' = \dfrac{d\alpha}{d\gamma} = \dfrac{\rho_2'}{1 - \varphi'}$

Déplacement du point de contact sur le patin (figure 14**b**) :

$$QM = r_g\,[\pi - [(\varphi_0 - \varphi) + (\psi_0 + \theta)] + \beta - (\pi - \varphi_0 - \psi_0)]$$

$$QM = r_g\,(\varphi + \beta - \theta)$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Définition du profil de came

- **Définition par plan tangent**

$$h_c = \rho_2 \cos\beta - r_b - r_g$$

$$\delta = \alpha - \varphi - \beta$$

- **Définition par la trajectoire du centre de la meule de taillage** utilisée lorsque la came présente des concavités : la position du centre de la meule est définie par ses coordonnées polaires (ρ_3 et ε).

En notant (figure **15**) :

O_m centre de la meule,

r_m rayon de la meule

et $\rho_3 = OO_m$,

on a dans le triangle OO_mO_c :

$$\rho_3^2 = \rho_2^2 + (r_m - r_g)^2 - 2(r_m - r_g)\ \rho_2\ \cos(\pi - \beta)$$

$$\frac{\sin(\pi - \beta)}{\rho_3} = \frac{\sin\mu}{(r_m - r_g)}$$

d'où $$\rho_3 = [\rho_2^2 + (r_m - r_g)^2 + 2(r_m - r_g)\ \rho_2\ \cos\beta]^{1/2}$$

et $$\varepsilon = \alpha - \varphi - \arcsin\left[\frac{(r_m - r_g)\ \sin\beta}{\rho_3}\right]$$

- **Rayon de courbure de la came**

La fonction $\rho_2(\gamma)$ définit en coordonnées polaires le lieu du point O_c dans un repère lié à la came. Or, ce lieu est une courbe parallèle au profil de came. La distance entre ces deux courbes étant r_g, le rayon de courbure de la came au point M est égal à celui de la courbe $\rho_2(\gamma)$ au point O_c correspondant diminué de r_g.

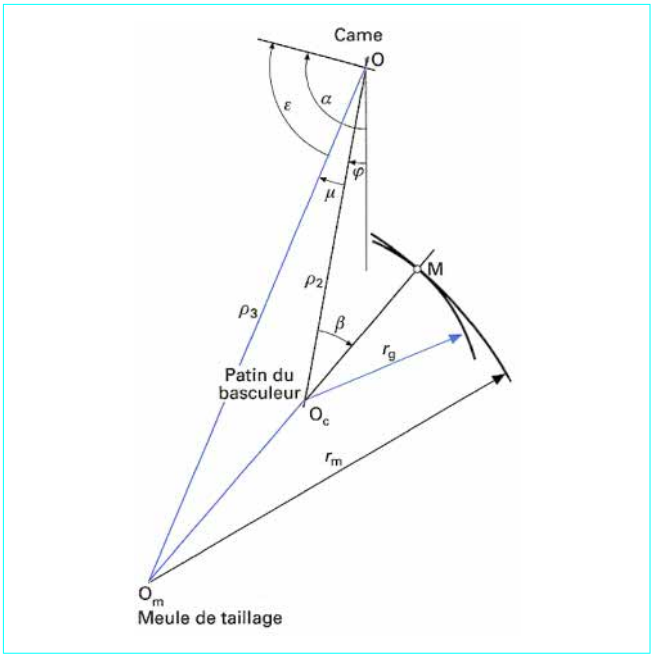


Figure 15 – Détermination du profil de came : position du centre de la meule de taillage

Soit :

$$r_c = \frac{\left(\rho_2^2 + \dot{\rho}_2^2\right)^{3/2}}{\rho_2^2 + 2\dot{\rho}_2^2 - \rho_2\ \ddot{\rho}_2} - r_g$$

avec $$\dot{\rho}_2 = \frac{d\rho_2}{d\gamma},$$

$$\ddot{\rho}_2 = \frac{d^2\rho_2}{d\gamma^2}.$$

Dans le cas de basculeurs ou de linguets à galet de faible diamètre, la came peut présenter localement des concavités. En effet, lorsque le rapport de bras de levier L_s/L_c est important, le rayon de courbure de la came peut devenir négatif lors des phases d'accélération positive. Dans ce cas, il faut veiller à ce que la courbure obtenue soit compatible avec les rayons des meules utilisées pour le taillage des cames dans les processus industriels. L'augmentation du rayon de base r_b permet de diminuer voire supprimer les concavités de la came.

3.1.2.3 Profil de came réel

Le profil de came est calculé à partir de la loi de levée théorique et de la géométrie de la commande de soupape. La forme réelle de la came est obtenue par rectification après traitement thermique. La translation de la meule, synchronisée à la rotation de la came, peut être commandée soit par une came mère, soit directement par commande numérique. Compte tenu du processus de réalisation (défaut de synchronisme, inertie des pièces en mouvement, jeux, déformation des pièces, précision de la génération des mouvements), le profil obtenu diffère légèrement du profil souhaité. Pour limiter les dispersions, des spécifications concernant les tolérances de fabrication accompagnent le plan du profil de came.

L'influence du défaut de fabrication de la came sur la loi de levée de soupape est proportionnelle au rapport de bras de levier.

3.2 Étude des problèmes rencontrés en fonctionnement

3.2.1 Écarts entre la loi de levée réelle et la loi de levée théorique

3.2.1.1 Déformations élastiques des éléments

Chaque composant de la chaîne cinématique entre la came et la soupape possède sa raideur propre relative au type de sollicitation à laquelle il est soumis :

— flexion pour les arbres à cames, les basculeurs et leurs rampes, les linguets ;

— compression pour les butées ou poussoirs hydrauliques et les galets ;

— flambement pour les tiges de culbuteur ;

— etc.

La raideur globale de la distribution résulte de l'association de toutes ces raideurs. Elle peut être exprimée sous forme d'une raideur équivalente K_d au droit de la soupape.

Pendant le cycle de fonctionnement, les efforts transmis par les différents éléments varient. Une importante énergie de déformation est donc alternativement emmagasinée puis libérée, ce qui génère des écarts entre la loi de levée théorique et la loi de levée réelle. L'amplitude de ces phénomènes dépend de la raideur des composants et des efforts, donc du régime.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Exemple : avec une masse en mouvement m de 0,12 kg, une précharge du ressort de rappel F_0 de 250 N et une raideur du ressort de rappel K de 35 N/mm, considérons les trois points caractéristiques de la loi de levée (accélération positive maximale, point d'inflexion, levée maximale) :

Point	h (mm)	h'' (mm/rad^2)	Effort F (N) N = 400 tr/min	Effort F (N) N = 3 500 tr/min
P_1	1	59	297	1 236
P_2	4	0	390	390
P_3	10	– 23	595	229

L'allure de l'évolution de l'effort de contact à la soupape F au cours du cycle est représentée sur la figure 16. On constate que la durée angulaire des phases de compression et de détente, leur nombre et leur succession dans le cycle, ainsi que l'amplitude de la sollicitation varient avec le régime.

Connaissant la raideur K_d de la distribution au droit de la soupape, on peut calculer l'écart entre la levée théorique et la levée réelle dû à la déformation des éléments.

Avec K_d = 20 000 N/mm, on obtient, pour l'exemple choisi :

pour N = 400 tr/min, en P_3 : Δh = 30 µm

pour N = 3 500 tr/min, en P_1 : Δh = 62 µm

À hauts régimes, l'énergie de déformation emmagasinée *à l'ouverture* pendant le début de la phase d'accélération positive est restituée au voisinage du sommet de came, ce qui peut provoquer un gain de levée par rapport à la levée maximale théorique avec ou sans perte de contact. Toutefois, l'énergie restituée ne pouvant pas être supérieure à l'énergie emmagasinée, le gain de levée en sommet doit être inférieur à la perte par compression pendant l'accélération positive. Dans le cas contraire, cela signifie qu'il y a décollement en sommet de came.

À la fermeture, l'énergie de déformation emmagasinée pendant le début de la phase d'accélération positive peut contribuer à réduire ou à accentuer la vitesse d'impact de la soupape sur son siège suivant l'importance et la phase du phénomène de compression.

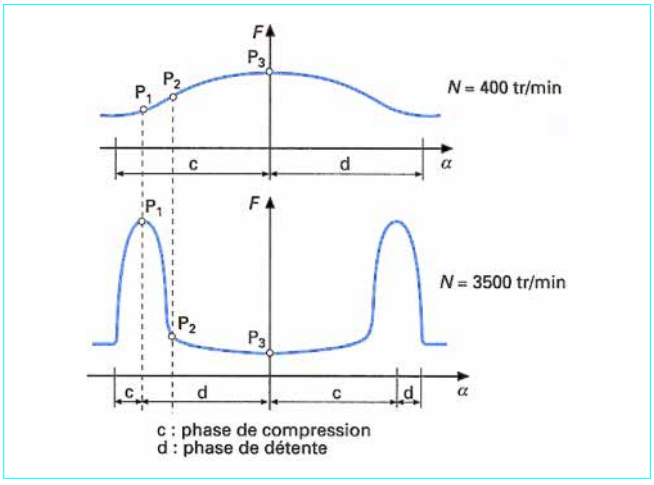


Figure 16 – Évolution de l'effort de contact à la soupape et du mode de sollicitation des composants

Le dimensionnement de chaque élément de la distribution doit être effectué en tenant compte de la raideur globale souhaitée, afin de limiter les écarts de levée et l'amplitude des phénomènes dynamiques.

3.2.1.2 Décollements et comportement balistique

L'association des phénomènes de déformations élastiques et des phénomènes de résonance du réssort de soupape peut générer des anomalies de fonctionnement caractérisées par des décohésions temporaires entre les éléments.

Lors d'une décohésion, au moment où le contact se rétablit, si la différence entre la vitesse réelle de la soupape et sa vitesse théorique est importante, il peut y avoir rebond, voire succession de *ricochets* (figure 17).

Le comportement balistique est le cas extrême, obtenu à hauts régimes, lorsque la décohésion commence après l'accélération positive de l'ouverture et se prolonge pendant toute la durée du mouvement de la soupape. Dans ce cas, le contact se rétablit avec rebond au-delà de la rampe de fermeture. Ce type de fonctionnement ne peut être qu'accidentel (sur-régime), sous peine de détériorer rapidement les contacts (écaillage).

Les décollements inférieurs à 5 % de la levée maximale sont généralement acceptables sans modification importante du fonctionnement du moteur ni risque de diminution de la fiabilité.

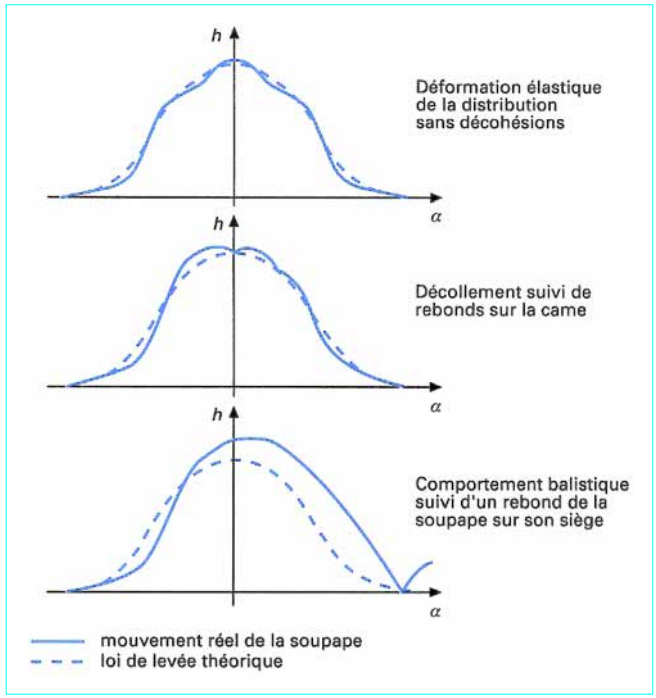


Figure 17 – Comparaison du déplacement réel de la soupape et de la loi de levée théorique

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.2.1.3 Rebonds à la fermeture

Supposons que la soupape suive la loi de levée théorique pendant toute la phase d'ouverture. À la fermeture, elle vient se poser sur son siège avec une vitesse d'impact v_i. Selon la qualité du choc (plus ou moins élastique), une certaine quantité de l'énergie cinétique initiale est restituée. *Il y a rebond de la soupape sur son siège.* Si l'amortissement est faible, il peut y avoir une succession de rebonds avant l'arrêt de la soupape. Moyennant certaines hypothèses simplificatrices, on peut établir les relations suivantes qui permettent de comprendre le phénomène.

Hypothèses :

— l'amortissement et les frottements sont négligés pendant le mouvement de la soupape ;

— l'énergie absorbée lors du choc de la soupape sur son siège est prise en compte par le coefficient de restitution c_r ;

— les rebonds sont de faibles amplitudes : l'effort de rappel fourni par le ressort est constant.

Relations (figure **18**) :

$$v_i = 6N\, h'_{rp}$$

$$v_{rb} = c_r\, v_i$$

$$h_{rb} = \frac{m v_{rb}^2}{2\, F_0}$$

$$\alpha_{rb} = \frac{12\, N\, m v_{rb}}{F_0}$$

avec

F_0 (N)	effort de rappel (précharge du ressort),
N (tr/min)	régime de l'arbre à cames,
c_r	coefficient de restitution,
h_{rb} (m)	hauteur maximale du rebond,
h'_{rp} (m/deg)	facteur vitesse de rampe de la loi de levée,
m (kg)	masse en mouvement,
v_i (m/s)	vitesse d'impact de la soupape sur son siège,
v_{rb} (m/s)	vitesse de rebond,
α_{rb} (deg)	durée du rebond.

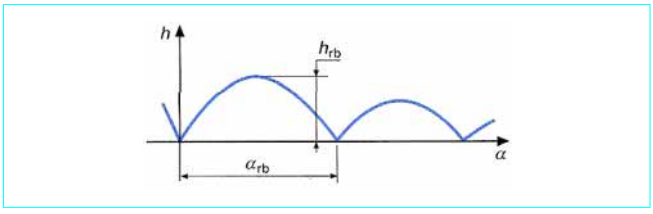


Figure 18 – Rebonds de la soupape à la fermeture

Interprétation :

La hauteur de rebond est proportionnelle à la masse en mouvement et aux carrés du régime et de la vitesse de rampe ; elle est inversement proportionnelle à la précharge du ressort. **Pour diminuer les rebonds lorsque le régime maximal est imposé, il faut alléger les pièces en mouvement, diminuer la vitesse de rampe et augmenter la précharge du ressort.**

Exemple : avec m = 0,120 kg, F_0 = 250 N, h'_{rp} = 20 µm/deg et c_r = 0,8

Régime (tr/min)		3 500	
Rebond	1	2	3
V_{rb} (mm/s)	336	269	215
h_{rb} (µm)	27	17	11
α_{rb} (deg)	6,8	5,4	4,3

D'après ce calcul simplifié, les rebonds devraient apparaître à tous les régimes et se maintenir entre deux levées de soupapes consécutives malgré une diminution progressive de leur amplitude. Dans la pratique, l'amortissement dû à la déformation des pièces (siège, culasse, tête de soupape) absorbe une partie de l'énergie cinétique de la soupape. Ainsi, les rebonds n'apparaissent qu'à partir d'un certain régime et s'amortissent assez rapidement.

Notons que l'utilisation d'un angle de portée à 90° au lieu de 120° pour les soupapes d'admission permet de réduire la vitesse d'impact d'environ 20 %.

La présence de rebonds est préjudiciable au bon fonctionnement du moteur (modification du diagramme de distribution théorique) et à la tenue mécanique des soupapes. C'est aussi la source de bruit principale de la distribution à hauts régimes. Les valeurs généralement admises au régime maximal de fonctionnement sont d'environ 0,5 % de la levée maximale.

3.2.2 Problèmes de tenue mécanique

3.2.2.1 Usure des surfaces de contact

Les types d'usure rencontrés sur une distribution sont ceux classiquement connus pour les contacts fortement sollicités (engrenages, roulements, etc.), à savoir :

— le *pitting* : c'est un écaillage de la surface consécutif à la répétition d'un grand nombre de cycles dont le chargement est élevé. C'est un endommagement cumulatif dû au dépassement (en sous-couche) de la contrainte maximale admissible en fatigue. Ce type de détérioration est courant sur les contacts où la pression est importante et le glissement faible. Il concerne principalement le sommet de came et la pièce associée (poussoir, patin) ;

— le *scuffing* : c'est un arrachement de matière lors duquel des particules assez grosses peuvent être enlevées laissant les surfaces rugueuses ; c'est une usure soudaine et qui évolue rapidement. Elle apparaît lorsque la pression de contact est importante et que l'épaisseur du film d'huile est insuffisante. Fortement lié à la qualité de l'huile (présence d'additifs), ce type de détérioration peut survenir sur la came, les poussoirs ou les patins. C'est le mode principal de défaillance des pièces en acier.

Les principales causes d'usure anormale sont les suivantes :

— chargement trop important ;

— défauts de position des surfaces de contact les unes par rapport aux autres ;

— défauts de forme des surfaces de contact ;

— défauts de lubrification du contact : quantité de lubrifiant insuffisante, qualité de la lubrification (nature de l'huile, filtration), état de surface des contacts (rugosité, sens de rectification) ;

— défauts provenant des matériaux : incompatibilité relative des matériaux formant le couple de frottement, mauvaise santé matière (dureté superficielle et en sous-couche insuffisante).

3.2.2.2 Rupture des pièces en fatigue

Compte tenu du mode de fonctionnement d'une distribution, en particulier à hauts régimes, les pièces sont fortement sollicitées en fatigue sous l'action de contraintes alternées de différentes natures (traction/compression pour les tiges de soupape, flexion pour les basculeurs et les linguets, torsion pour les ressorts, etc.). De plus, lorsque les fréquences propres des premiers modes de déformation sont peu élevées (ressort de soupape, tige de culbuteur), il peut y

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

avoir amplification dynamique des sollicitations à certains régimes critiques (§ 3.3). Dans certains cas, on est confronté, après un nombre de cycles plus ou moins élevé, à des ruptures de pièces. Si celles-ci surviennent alors que le dimensionnement semble correct d'un point de vue théorique (contraintes dynamiques compatibles avec les caractéristiques mécaniques du matériau), différentes causes peuvent être envisagées :

— concentration de contraintes dues à un mauvais dessin de la pièce ;

— santé matière insuffisante, notamment : microfissures en surface, retassures en pleine matière et dureté à cœur trop élevée.

3.3 Conception des différents organes

Pour concevoir une distribution performante, il faut respecter les critères permettant d'assurer le meilleur compromis entre l'efficacité, le comportement dynamique en fonctionnement, la tenue mécanique des composants, les pertes par frottement et le prix de revient. Ce paragraphe est consacré aux principaux critères de dimensionnement.

3.3.1 Soupapes

Les critères à prendre en compte lors du dimensionnement des soupapes sont la perméabilité, la conduction thermique, la résistance mécanique et la masse.

3.3.1.1 Perméabilité

Pour obtenir une bonne perméabilité, il faut un grand diamètre de portée et un faible diamètre de tige en dehors du guide. L'influence d'autres paramètres géométriques de la tête de soupape, tels que la forme du profil côté conduit et les rayons de raccordement, peut être étudiée par des essais paramétriques en soufflerie.

3.3.1.2 Conduction thermique

Lorsque la soupape est fermée, la chaleur est dissipée dans la culasse par la tête de soupape, le siège et le guide. Les phénomènes mis en jeu à l'admission et à l'échappement sont comparables. Au contraire, pendant leur ouverture, les soupapes d'admission et d'échappement sont en contact avec des gaz de nature et de température différentes. La soupape d'admission cède de la chaleur aux gaz frais tandis que la soupape d'échappement reçoit une quantité importante de chaleur. Dans ce cas, l'évacuation de la chaleur s'effectue par la tige de soupape et le guide.

La température maximale est atteinte au centre de la tête. Pour une soupape d'échappement, elle peut dépasser 750 °C. La soupape d'admission, mieux refroidie, a une température maximale comprise entre 400 et 500 °C.

Pour assurer une meilleure diffusion de la chaleur et une bonne résistance aux contraintes thermiques, on utilise généralement à l'échappement une tête de soupape plus épaisse qu'à l'admission et une structure bimétallique : tige en acier au chrome-silicium et tête en acier au chrome-manganèse-tung-stène. Dans le cas de contraintes thermiques très importantes, on peut employer des tiges de soupape creuses contenant du sodium liquide ; sous l'effet des accélérations alternées, le sodium se déplace dans la tige assurant ainsi le rôle de fluide caloporteur.

3.3.1.3 Résistance mécanique

Les sollicitations mécaniques sont rendues plus critiques par les conditions thermiques de fonctionnement. Les matériaux employés doivent donc présenter de bonnes caractéristiques mécaniques à hautes températures.

Portée de soupape

Les portées de soupapes sont principalement sollicitées au choc lors de la fermeture. La vitesse de la soupape peut, pour les régimes élevés, atteindre 1 m/s pour les moteurs rapides (valeur limite).

L'angle de portée du siège permet de réduire la vitesse d'impact : pour une portée à 90° le rapport entre la vitesse d'impact et la vitesse de la soupape est de 0,7. Les matériaux employés (aciers frittés) doivent présenter une bonne résistance au matage. Les portées des soupapes d'admission monométalliques bénéficient généralement d'un dépôt spécifique (stellitage) qui permet d'augmenter localement leur dureté.

Extrémité de la tige de soupape

Cette partie de la soupape transmet les efforts de commande. Selon le type de distribution, la pression de contact et la vitesse de glissement peuvent être importantes. De plus, des chocs ont lieu à l'ouverture et en cas de décollement. Pour obtenir une résistance suffisante au matage et à l'usure, l'extrémité de la soupape doit présenter une dureté élevée (généralement supérieure à 50 HRC) obtenue par traitement thermique.

Tige de soupape

En ce qui concerne la tige de soupape, on peut distinguer deux parties délimitées par la (ou les) gorge(s) de maintien des clavettes. La partie située entre la gorge et l'extrémité de la tige n'est sollicitée qu'en compression ; le niveau le contrainte atteint est assez faible. La partie comprise entre la gorge et la tête de soupape est sollicitée tantôt en traction pendant les phases d'accélération négative et lors du choc d'impact sur le siège, tantôt en compression par la pression des gaz et les efforts d'inertie dus à l'accélération positive. La partie de la tige servant au guidage de la soupape présente une légère conicité. Pour augmenter la résistance à l'usure, cette zone est parfois chromée.

3.3.1.4 Masse

Réduire la masse permet de réduire les sollicitations dans l'ensemble des pièces ainsi que les efforts de contact donc les pertes par frottements. En ce qui concerne les soupapes, l'allégement doit être compatible avec l'ensemble des contraintes mécaniques et thermiques, mais aussi avec les procédés d'obtention industriels, sans oublier les critères de prix de revient.

Généralement, la diminution de masse s'obtient par évidement de la tête de soupape (côté chambre de combustion), par une diminution du diamètre de tige en dehors du guide ou par l'adoption de tige de soupape creuse. Dans ce cas, et comme pour les soupapes bimétalliques, la tige est rapportée à la tête au moyen d'une soudure par friction.

3.3.2 Ressort de rappel

Le ressort de soupape assure le contact entre les différents éléments pendant la phase d'accélération négative, limite les rebonds à la fermeture et maintient la soupape sur son siège pendant le cycle basse pression.

3.3.2.1 Calcul de l'effort de rappel

Au régime maximal, la puissance développée par l'effort F_r du (ou des) ressort(s) de rappel doit être supérieure à la somme des puissances des efforts F_i et des couples C_i d'inertie de toutes les pièces en mouvement. Considérons le cas d'une distribution culbutée (figure 19).

En négligeant l'oscillation de la tige de culbuteur devant son mouvement de translation, on obtient :

$$F_r \frac{dh}{dt} > \left[m_s \frac{d^2h}{dt^2} + F_i(\text{ressorts}) \right] \frac{dh}{dt} + I_0 \frac{d^2\theta}{dt^2} \frac{d\theta}{dt} + m_p \frac{d^2h_p}{dt^2} \frac{dh_p}{dt}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

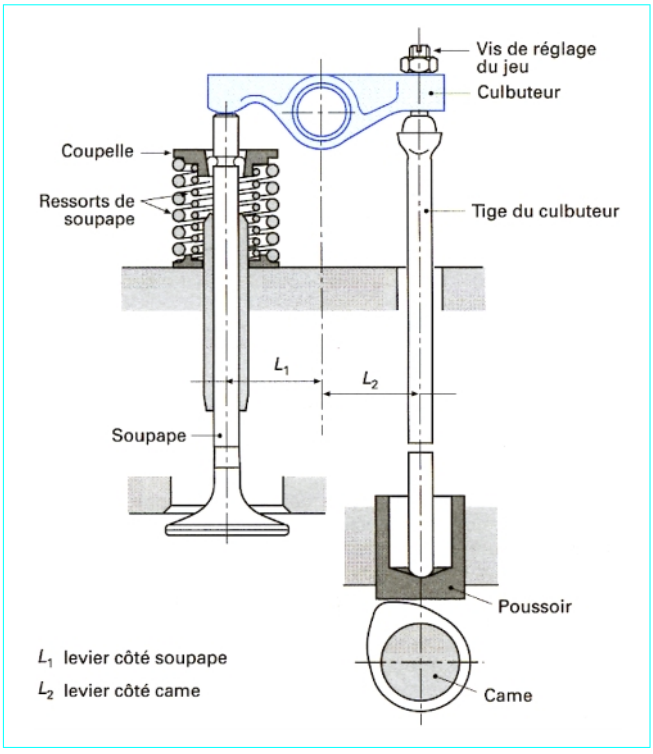


Figure 19 – Distribution culbutée à arbre à cames latéral

avec I_0 inertie du culbuteur et des pièces qui lui sont solidaires par rapport à son axe d'oscillation,

m_p masse du poussoir et des pièces qui lui sont solidaires (tige de culbuteur, etc.),

m_s masse de la soupape et des pièces qui lui sont solidaires (coupelle, clavettes, etc.).

Pour chaque ressort, l'effort d'inertie s'écrit :

$$F_i = \int_0^{\ell} \rho A \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} dx$$

avec $y(x, t)$ déplacement d'un point de ressort repéré par son abscisse curviligne x le long du ressort :

$$y(x,t) = \frac{h(t)}{\ell} x \quad \text{(phénomènes vibratoires négligés,}$$

A section du fil du ressort,

ℓ longueur du fil du ressort,

ρ masse volumique du matériau constituant le ressort,

d'où :

$$F_i = \frac{\rho A}{\ell} \frac{d^2 h}{dt^2} \int_0^{\ell} x \, dx = \underbrace{\frac{\rho A \ell}{2}}_{\text{1/2 masse du ressort}} \frac{d^2 h}{dt^2}$$

De plus, on peut écrire les relations :

$$\frac{dh_p}{dt} = \frac{L_2}{L_1} \frac{dh}{dt}$$

et $$\frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{L_1} \frac{dh}{dt} \text{ (approximation à l'ordre 1)}$$

avec m_r masse totale des ressorts, il vient :

$$F_r > \left[m_s + \frac{m_r}{2} + \frac{I_0}{L_1^2} + m_p \left(\frac{L_2}{L_1} \right)^2 \right] \frac{d^2 h}{dt^2}$$

On appelle masse équivalente à la soupape la quantité :

$$m_{éq} = m_s + \frac{m_r}{2} + \frac{I_0}{L_1^2} + m_p \left(\frac{L_2}{L_1} \right)^2$$

Chacun des termes représente la contribution des différentes pièces mobiles à l'inertie calculée à la soupape.

Cette formule est générale. Elle s'applique dans le cas d'une distribution à arbre à cames en tête actionnant directement des culbuteurs avec $m_p = 0$ et, dans le cas d'une attaque directe, avec $I_0 = 0$ et $L_2/L_1 = 1$.

Nota : les formules établies dans ce paragraphe sont approximatives. Pour obtenir les formules exactes, il faut écrire la relation établie au paragraphe 3.1.2.1 :

$$\sin(\theta - \theta_0) = \frac{h_0 + h - r_s}{L_s}$$

et exprimer les quantités $d\theta/d\alpha$ et $d^2\theta/d\alpha^2$ en fonction de $dh/d\alpha$ et $d^2h/d\alpha^2$.

3.3.2.2 Régime d'affolement

Le régime d'affolement N_{aff} (en tr/min) est le régime minimal de rotation de l'arbre à cames pour lequel les efforts de contact s'annulent :

$$N_{aff} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{-(F_0 + Kh)}{m_{éq} h''}}$$

avec F_0 (N) précharge du ressort de rappel,

K (N/m) raideur du ressort de rappel,

h (m) levée de soupape,

h'' (m/rad^2) facteur d'accélération négative de la soupape,

$m_{éq}$ (kg) masse équivalente.

Le régime d'affolement varie en fonction de la levée. Il faut prendre en compte le régime d'affolement le plus faible calculé pendant la phase d'accélération négative. En fonction de la loi d'accélération et des caractéristiques du ressort, celui-ci peut correspondre à différentes levées (figure **20**). Usuellement, on prédimensionne le ressort de soupape de sorte que le régime d'affolement soit supérieur au régime maximal d'environ 10 %.

3.3.3 Tenue mécanique des contacts

3.3.3.1 Grandeurs caractéristiques. Critères de dimensionnement

Effort de contact

L'effort de contact est la somme de l'effort de rappel du ressort et des efforts d'inertie des pièces entraînées par le contact.

En reprenant l'exemple de la distribution culbutée à arbre à cames latéral de la figure **19** ainsi que la démarche et les notations du paragraphe 3.3.2.1, on obtient :

Effort au contact soupape/basculeur F_{sb} :

$$F_{sb} = F_0 + K h + \left(m_s + \frac{m_r}{2} \right) \frac{d^2 h}{dt^2}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

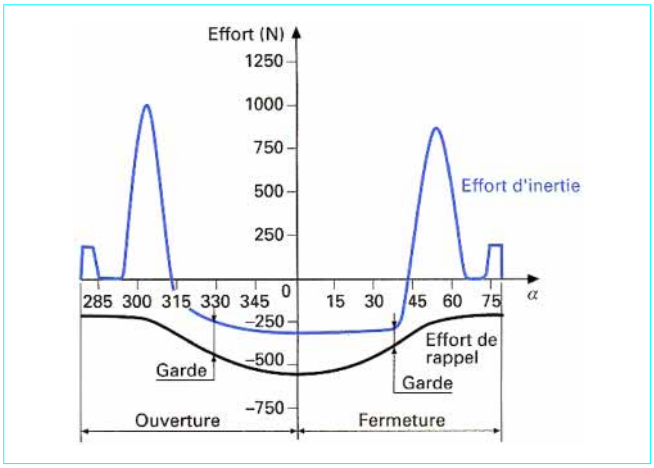


Figure 20 – Comparaison des efforts d'inertie et de rappel au régime maximal de fonctionnement : influence de la dissymétrie de la loi d'accélération sur la garde au décollement

Effort au contact came/poussoir F_{cp} :

Le principe de conservation de la puissance (frottements négligés) permet d'écrire la relation :

$$F_{cp}\frac{dh_p}{dt} = \underbrace{\left[F_0 + Kh + \left(m_s + \frac{m_r}{2}\right)\frac{d^2h}{dt^2}\right]\frac{dh}{dt}}_{\text{soupape}} + \underbrace{I_0\frac{d^2\theta}{dt^2}\frac{d\theta}{dt}}_{\text{culbuteur}} + \underbrace{m_p\frac{d^2h_p}{dt^2}\frac{dh_p}{dt}}_{\text{tige de culbuteur + poussoir}}$$

soit, avec les mêmes approximations qu'au paragraphe 3.3.2.1 :

$$F_{cp} = \frac{L_1}{L_2}\left[F_0 + Kh + m_{éq}\frac{d^2h}{dt^2}\right]$$

Dans le cas d'un contact glissant, l'effort de contact n'est pas le critère de dimensionnement. Par contre, dans le cas d'un contact avec galet à aiguilles, il faut vérifier qu'en tout point du cycle de charge et quel que soit le régime, l'effort transmis ne dépasse pas la capacité de charge statique C_0 du galet, et que sa durée de vie, calculée en appliquant les formules des fabricants de roulements, est au moins égale à celle fixée par le cahier des charges.

Pression de contact

En supposant les surfaces géométriquement parfaites et le contact linéique, on calcule la pression maximale selon la formule de Hertz :

$$p_{Hz} = \left[\frac{F}{\pi \ell_g r_{éq}}\right]^{1/2}\left[\frac{1}{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}\right]^{1/2}$$

avec

E_1, E_2 (MPa)	modules d'Young des matériaux en contact,
ν_1, ν_2	coefficients de Poisson des matériaux en contact,
F (N)	effort de contact ($F = F_{sb}$ ou F_{cp}),
ℓ_g (mm)	largeur du contact,
p_{Hz} (MPa)	pression maximale de Hertz,
$r_{éq}$ (mm)	rayon de courbure équivalent au contact, tel que :

$\frac{1}{r_{éq}} = \frac{1}{r_s}$ pour le contact soupape/basculer

$\frac{1}{r_{éq}} = \frac{1}{r_c} + \frac{1}{r_g}$ pour le contact came/basculer

$\frac{1}{r_{éq}} = \frac{1}{r_c}$ pour le contact came/poussoir plan.

La pression de Hertz doit être inférieure, en tout point du cycle et quel que soit le régime, à une pression maximale dépendant de la nature et des caractéristiques mécaniques des matériaux utilisés (notamment la dureté superficielle et en sous-couche). Les ordres de grandeur acceptables sont les suivants :

— pour un contact glissant : 750 MPa ;
— pour un contact à galet : 1 000 MPa.

La pression de Hertz dépend de l'effort de contact, qui lui-même varie au cours du cycle et en fonction du régime, et du rayon de courbure de la came au point de contact. Généralement, les deux points critiques à considérer sont :

— le sommet de came P_3 à régime nul : l'effort statique ($F_0 + Kh$) est maximal et le rayon de courbure est minimal ;
— les points d'accélération positive maximale P_1 à l'ouverture et P_5 à la fermeture au régime maximal de rotation : en effet, bien que ces points du cycle correspondent aux rayons de courbure maximaux, l'effort dynamique est tel que l'on peut obtenir des pressions supérieures à celles obtenues en nez de came à régime nul (figure 21).

Produit $p_{Hz}V_G$ (ou coefficient de grippage)

Le produit de la pression de contact par la vitesse de glissement caractérise le risque de grippage (soudure par friction) entre les deux surfaces en cas de lubrification insuffisante. Il évolue au cours du cycle et en fonction du régime. Pendant la phase d'accélération positive, la pression et la vitesse croissent en fonction du régime. Le produit de ces deux termes est donc maximal au régime maximal. Pendant la phase d'accélération négative, la pression et la vitesse varient en sens inverse en fonction du régime. Leur produit est maximal pour un régime plus faible que le régime maximal. La figure 22 montre, pour deux régimes différents, l'évolution du produit $p_{Hz}V_G$ sur le patin d'un basculeur glissant tout au long de la loi de levée de soupape, en fonction de la position du point de contact. Dans cet exemple, le régime d'arbre à cames de 5 000 tr/min est très proche du régime d'affolement. À titre d'illustration, trois points caractéristiques du patin peuvent être étudiés :

P_2 point de rebroussement côté soupape ;
P_3 point de contact correspondant à la levée maximale ;
P_4 point de rebroussement côté axe d'oscillation.

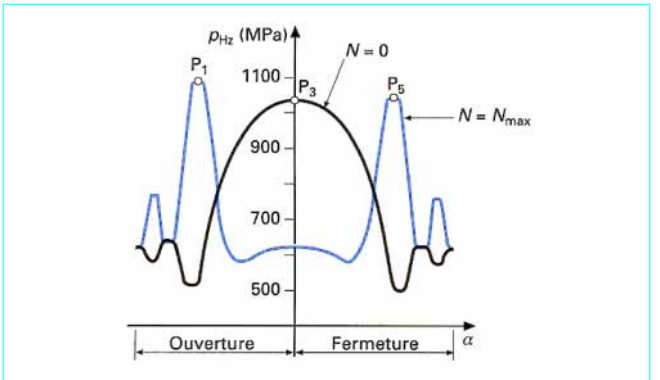


Figure 21 – Pression de Hertz au contact came/basculeur. Évolution au cours de la levée

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

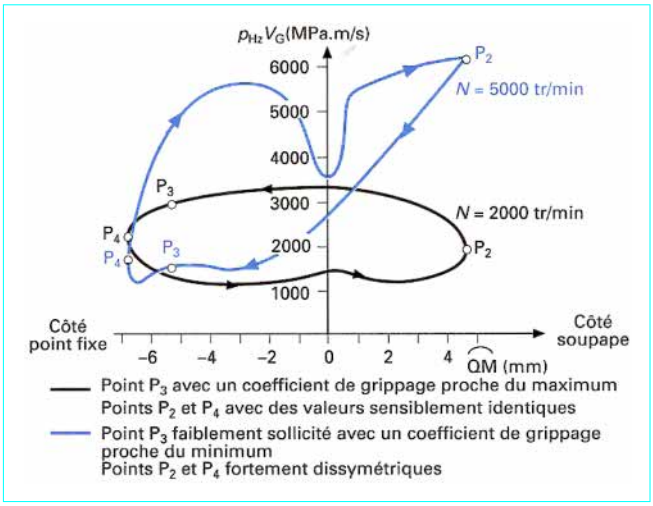


Figure 22 – Évolution du produit $p_{Hz}V_G$ sur le patin glissant d'un basculeur au cours de la levée

	$p_{Hz}V_G$ (MPa · m/s)	
	N = 2 000 tr/min	N = 5 000 tr/min
P_2	1 762	6 217
P_3	2 912	1 545
P_4	2 158	1 672

À 2 000 tr/min, les forces d'inertie sont négligeables devant l'effort de rappel du ressort. En première approximation, le coefficient de grippage évolue comme la vitesse de glissement donc sensiblement comme la levée de soupape. À 5 000 tr/min, les efforts d'inertie sont prédominants ; l'évolution du coefficient de grippage dépend fortement de la loi d'accélération.

Conditions de lubrification du contact glissant

Le calcul de l'épaisseur du film d'huile permet de déterminer les points d'initialisation du phénomène de *scuffing* lorsque se produit un contact direct entre les pièces métalliques.

La hauteur du film d'huile h_h s'établit à partir de la théorie de la lubrification élastohydrodynamique **[Henriot** et **Sanada]**. La formule empirique retenue par Henriot est la suivante :

$$h_h = 1{,}18\, r_{éq} \left[\frac{E_{éq} r_{éq} \ell_g}{F}\right]^{0{,}09} \left[\frac{\mu\alpha\,(v_{t1}+v_{t2})}{r_{éq}}\right]^{0{,}73}$$

avec $E_{éq} = \frac{1}{2}\left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right]$,

V_{t1}, V_{t2} vitesse de déplacement du point de contact sur les éléments 1 et 2 respectivement (V_{Mc} et V_{Mp} au § 3.1.1.1),

μ viscosité dynamique de l'huile,

$\alpha = \frac{1}{\mu}\left(\frac{d\mu}{dp}\right)$ coefficient de variation de la viscosité en fonction de la pression.

Les exposants intervenant dans la relation précédente montrent que l'épaisseur du film d'huile dépend peu de la charge et des caractéristiques mécaniques des matériaux, mais est fortement liée aux propriétés du lubrifiant et à la cinématique du contact.

Exemple du poussoir plan :

$$\frac{v_{t1}+v_{t2}}{\omega} = 2h''_p + r_b + h_p$$

En prenant les valeurs numériques du paragraphe 3.1.1, il vient :

— à l'accélération positive maximale : $\frac{v_{t1}+v_{t2}}{\omega} = 135$ mm

— à la levée maximale : $\frac{v_{t1}+v_{t2}}{\omega} = -18$ mm

La comparaison des valeurs absolues de ces deux résultats montre que les conditions de formation du film d'huile sont beaucoup plus favorables pendant la phase d'accélération positive que pendant la phase d'accélération négative. Le changement de signe entre ces deux résultats montre que temporairement il y a rupture du film d'huile entre le début de la levée et la pleine ouverture de la soupape.

Température éclair

Selon certaines théories, le grippage apparaîtrait lorsque l'élévation instantanée de la température du contact engendre une rupture brutale du film d'huile. Cette fluctuation rapide de température, appelée *température éclair* (ou *flash température*) T_f, est engendrée par les frottements. Elle peut être calculée avec une bonne approximation à partir de la formule suivante dans le cas d'un contact linéique :

$$T_f = \frac{\sqrt{\pi}}{2} f \frac{F}{\ell_g} \frac{1}{\sqrt{a}} \frac{|v_{t1}-v_{t2}|}{\chi_1\sqrt{v_{t1}} + \chi_2\sqrt{v_{t2}}}$$

avec a longueur du contact selon la théorie de Hertz,

f coefficient de frottement du contact,

χ_1, χ_2 effusivité thermique des éléments 1 et 2, telle que $\chi = \sqrt{\rho\, c\, \lambda}$, avec ρ masse volumique, c capacité thermique massique et λ conductivité thermique.

Pour éviter toute rupture du film d'huile, la température du contact (somme de la température de l'élément considéré et de la température éclair) ne doit pas dépasser une température critique caractéristique du lubrifiant utilisé. Selon Henriot, cette température critique est comprise entre 120 et 260 °C selon la nature de l'huile.

3.3.3.2 Facteurs d'influence

Certaines caractéristiques de construction permettent de faire varier l'effort et la pression de contact ainsi que le coefficient de grippage. Afin de trouver le meilleur compromis, il est utile de connaître le sens de variation de ces grandeurs en fonction des caractéristiques du système de distribution.

Masses et inerties

Diminuer les masses en mouvement apporte les avantages suivants :

— réduction directe de l'effort de contact pendant les phases d'accélération positive à hauts régimes ;

— possibilité de réduire l'effort du ressort de rappel, ce qui conduit à une diminution de l'effort de contact pendant toute la loi de levée et en particulier en sommet de came à bas régimes.

Loi d'accélération

Dans certains cas de figure, il peut être intéressant d'augmenter l'accélération positive maximale pour diminuer la pression de contact. Considérons le cas de l'attaque directe par exemple. Le calcul de la pression de contact fait intervenir le rapport de l'effort sur le rayon de courbure, soit :

$$\frac{F}{r_c} = \frac{F_0 + Kh + m\omega^2 h''}{r_b + h + h''}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Dans ce cas, si la condition $m\omega^2 < \frac{F_0 + Kh}{r_b + h}$ est vérifiée, une augmentation du facteur d'accélération positive entraîne une diminution de la pression de contact. Le rayon de courbure augmente plus vite que l'effort de contact.

Rapport des bras de levier

En attaque directe, le rapport des bras de levier vaut 1.

Pour les autres types de distribution (basculeurs ou linguets), toutes les possibilités peuvent êtres envisagées. Dans ce cas, le rapport des bras de levier n'est pas constant au cours du mouvement de la soupape. L'amplitude de la variation dépend de la géométrie, en particulier du rayon de courbure du patin ; dans certains cas elle peut atteindre 25 % de la valeur nominale en dos de came.

Une augmentation du rapport des bras de levier s'accompagne :
— d'une diminution de la levée à la came en plan tangent ;
— d'une augmentation du rayon de courbure de la came ;
— d'une augmentation de l'effort de contact à la came ;
— d'une augmentation de la pression de contact sur les flancs de came ;
— d'une diminution de la pression de contact sur le sommet de la came ;
— d'une augmentation de la vitesse de glissement sur les flancs de came ;
— d'une diminution de la vitesse de glissement en sommet de came.

Rayon de courbure du patin r_g et rayon de base de la came r_b

Ces deux grandeurs géométriques interviennent dans le calcul du rayon de courbure de came, de la pression de contact, de la vitesse de glissement et du coefficient de grippage.

L'exemple de calcul suivant illustre l'influence respective de chacun de ces paramètres.

- **Influence du rayon de base de la came**

$r_b = 15 \rightarrow 18$ mm, $r_g = 40$ mm, rapport de bras de levier en dos de came (levée nulle) = 2.

Accélération	Positive à l'ouverture (%)	Négative au sommet de la came (%)	Positive à la fermeture (%)
r_b	+ 20	+ 20	+ 20
r_c	– 11	+ 26	– 3
p_{Hz}	+ 1,5	– 8	– 1
$p_{Hz}V_G$	+ 19	+ 6	+ 22

L'augmentation du rayon de base permet de réduire de façon importante la pression au sommet de came. En contrepartie, le coefficient de grippage pendant les phases d'accélération positive est fortement augmenté.

- **Influence du rayon de courbure du patin**

$r_b = 15$ mm, $r_g = 37 \rightarrow 40$ mm, rapport de bras de levier en dos de came = 2.

Accélération	Positive à l'ouverture (%)	Négative au sommet de la came (%)	Positive à la fermeture (%)
r_g	+ 8	+ 8	+ 8
r_c	– 9	+ 0,1	– 6
p_{Hz}	– 2	– 0,3	– 1
$p_{Hz}V_G$	– 3	– 0,4	– 1

Le rayon de courbure du patin n'a d'influence significative que pendant les phases d'accélération positive, où son augmentation s'accompagne d'une diminution de la pression de Hertz et du coefficient de grippage.

En fonction de la loi de levée et de la géométrie de la distribution, la détermination du rayon de base et du rayon de courbure du patin doit permettre de satisfaire les critères de tenue mécanique concernant à la fois la pression de contact et le coefficient de grippage.

3.3.3.3 Choix technologiques

Pour limiter les problèmes de tenue mécanique des contacts, certaines solutions technologiques peuvent parfois être adoptées.

Rotation des poussoirs plans

Dans la plupart des cas, les poussoirs sont cylindriques (figure **19**). Leur rotation peut être favorisée par une excentration de la came ou par la forme des surfaces de contact. Ce degré de liberté supplémentaire permet de favoriser la lubrification et de répartir l'usure sur une surface plus grande. Le glissement apparaît entre le poussoir et son logement. Toutefois, les rayons de courbure étant très proches, la pression de contact et, par conséquent, le coefficient de grippage sont très faibles.

Contact à galet

Lorsque le contact est fortement chargé, l'utilisation d'un galet à aiguilles [sur un poussoir, un linguet (figure **37**), ou un basculeur] permet de résoudre les problèmes de tenue mécanique. Le phénomène de glissement est supprimé. Les critères de dimensionnement du galet sont ceux utilisés pour le calcul des roulements.

Sa durée de vie doit être suffisante et l'effort maximal supporté ne doit pas dépasser la capacité statique de base. Le calcul normalisé de la durée de vie (cf. article [B 5 388]), en considérant que la direction de la charge est fixe par rapport à l'axe du galet, donne un résultat légèrement pessimiste puisque, en toute rigueur, compte tenu du déplacement du point de contact sur le galet, l'effort s'applique au cours du cycle en différents points de l'axe.

Il est nécessaire de vérifier, au régime maximal de fonctionnement, que l'accélération angulaire imposée au galet est compatible avec son inertie et les efforts de contact pour ne pas générer de glissement.

Compte tenu de l'absence de glissement et sous réserve d'une dureté suffisante, la came accepte des pressions bien supérieures à celles autorisées par les contacts glissants (jusqu'à 1 000 MPa).

L'utilisation de galet entraîne un léger surcoût de production, mais permet de diminuer les pertes par frottement.

Matériaux

En règle générale, les arbres à cames sont réalisés en *fonte alliée à graphite lamellaire* dont les caractéristiques mécaniques sont élevées. La dureté superficielle est obtenue par trempe, lors de la coulée sur refroidisseurs, par induction, par traitement TIG, ou refusion laser. Une nouvelle technologie utilisant des cames en *acier fritté,* de caractéristiques mécaniques supérieures à celles de la fonte, rapportées par frettage sur un arbre lisse, commence à être utilisée en série par quelques constructeurs.

En ce qui concerne les poussoirs ou les patins glissants, différents matériaux peuvent être utilisés. Le procédé d'obtention est un critère de choix important. Citons, à titre d'exemple, quelques solutions utilisées en série :

— basculeur en alliage d'aluminium avec patin rapporté en acier fortement allié au chrome ;
— linguet en acier fritté avec patin en acier fortement allié au chrome rapporté par brasage ;
— linguet monobloc en acier frottement allié au chrome-molybdène et vanadium, carbonitruré et trempé (fonderie de précision) ;
— poussoir en acier avec pastille de contact en céramique.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Lubrification

Le besoin en lubrifiant de la came dépend fortement de l'architecture choisie. Un contact à galet se contente du brouillard d'huile ambiant et des projections des paliers d'arbre à cames.

En revanche, les contacts glissants nécessitent un système de lubrification particulier. Les solutions employées sont multiples :

— amenée d'huile sur la came par l'arbre à cames (creux), à partir de ses paliers, et par des perçages radiaux débouchant sur le dos de came ;

— perçage dans le basculeur pour créer un jet qui projette sur le patin une quantité d'huile sous pression provenant de l'axe d'oscillation ;

— rampes de gicleurs spécifiques qui dérivent une partie du débit d'huile des paliers d'arbre à cames.

3.4 Comportement dynamique de la distribution

La nature des problèmes dynamiques influençant de cinématique de la soupape a été exposée au paragraphe 3.2.1. La cause de ces dysfonctionnements est l'excitation des modes propres de vibration des différents composants de la distribution par la sollicitation harmonique imposée par la came.

Dans la chaîne cinématique, le ressort de soupape se distingue par sa raideur, relativement faible par rapport à celle des autres composants. Ses modes propres de vibration, dont les fréquences sont assez basses, génèrent des fluctuations de l'effort de rappel qui peuvent perturber le mouvement de la soupape.

3.4.1 Sollicitations dynamiques

Le dimensionnement du ressort est une étape importante dans la phase de conception d'une distribution. Outre des critères d'encombrement et éventuellement de standardisation, il doit avant tout être adapté à la loi de levée, aux masses en mouvement et aux conditions d'utilisation. L'analyse du mode de sollicitation permet de définir les critères de dimensionnement.

3.4.1.1 Analyse harmonique

Durant le cycle de fonctionnement, l'une des extrémités du ressort est fixe, en appui sur la culasse (figure **19**), tandis que l'autre suit le mouvement de la soupape. La première spire du ressort subit donc les lois de déplacement et d'accélération de la soupape. Cette sollicitation se propage le long du fil, se réfléchit à l'extrémité fixe et parcourt à nouveau le ressort en sens inverse. Cette excitation est entretenue par la rotation de la came et peut donner naissance, à certains régimes, à des ondes stationnaires.

Compte tenu du caractère périodique de la sollicitation, la loi de levée de soupape peut être décomposée en série de Fourier selon la relation :

$$h(t) = h_0 + \sum_{n=1}^{\infty} h_n \cos\left(n\omega t + \varphi_n\right)$$

avec h_n et φ_n sont respectivement l'amplitude et la phase de l'harmonique de rang n,

ω est la vitesse angulaire de l'arbre à cames (en rad/s),

h_0 est la levée moyenne de la soupape.

L'ensemble des calculs nécessaires à l'établissement des relations fondamentales est développé dans l'article [B 610] *Comportement dynamique des ressorts* de ce traité auquel le lecteur pourra se reporter.

Considérons le premier mode propre dans le cas du système conservatif.

En notant $F_a(t)$ (N) effort d'appui du ressort sur la culasse,

$F_s(t)$ (N) effort du ressort sur la soupape,

m_u (kg) masse utile du ressort,

ω_1 (rad/s) pulsation du premier mode,

$$F_a(t) = F_0 + K h_0 + \sum_{n=1}^{\infty} F_{an} \cos\left(n\omega t + \varphi_n\right)$$

$$F_s(t) = F_0 + K h_0 + \sum_{n=1}^{\infty} F_{sn} \cos\left(n\omega t + \varphi_n\right)$$

avec F_{an} et F_{sn} les amplitudes des harmoniques de rang n.

À partir des calculs développés dans l'article [B 610], on établit les relations :

$$\frac{F_{sn}}{Kh_n} = -\frac{\pi \dfrac{n\omega}{\omega_1}}{\tan\left(\dfrac{n\pi\omega}{\omega_1}\right)}$$

$$\frac{F_{an}}{Kh_n} = -\frac{\pi \dfrac{n\omega}{\omega_1}}{\sin\left(\dfrac{n\pi\omega}{\omega_1}\right)}$$

avec $\omega_1 = \pi\sqrt{\dfrac{K}{m_u}}$

— *Régimes critiques :* aux régimes critiques de résonance, l'amplitude des efforts est infinie. À chaque harmonique de rang n correspond un ensemble de régimes critiques pour lesquels la vitesse angulaire de l'arbre à cames ω est définie par la relation :

$$\omega = p\,\frac{\omega_1}{n} \qquad p \text{ entier, } p \neq 0$$

— *Régimes d'anti-résonance* : la composante harmonique de rang n de l'effort appliqué par le ressort sur la soupape F_{sn} s'annule aux régimes pour lesquels la vitesse angulaire de l'arbre à cames vérifie la relation :

$$\omega = \frac{2p-1}{2}\,\frac{\omega_1}{n} \qquad p \text{ entier, } p \neq 0$$

La figure **23** représente l'évolution des efforts F_{an} et F_{sn} lorsque ω varie.

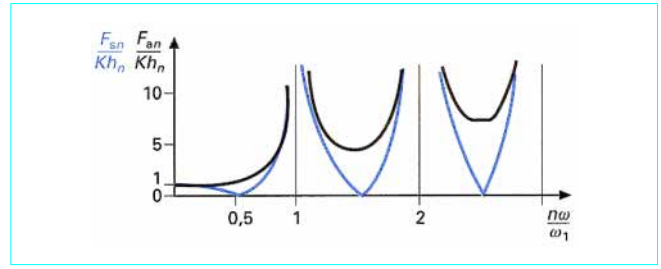


Figure 23 – Évolution de la composante harmonique de rang *n* de l'effort exercé par le ressort sur la soupape F_{sn} et sur la culasse F_{an} en fonction du régime

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

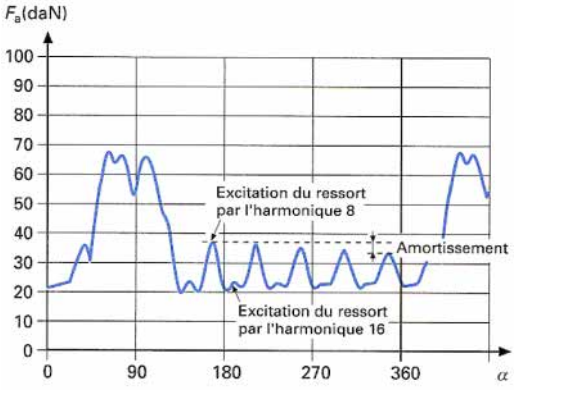


Figure 24 – Évolution de l'effort d'appui du ressort sur la culasse en fonction de l'angle de rotation de la came (résultat de modélisation)

Les calculs développés en appliquant cette méthode ne tiennent pas compte de l'amortissement structurel dans les matériaux ni de l'amortissement introduit par les chocs entre les spires. Or, ce phénomène est fondamental dans le comportement dynamique du ressort. Il est donc nécessaire d'utiliser une modélisation qui prenne en compte les non-linéarités introduites par les chocs (§ 3.4.2).

À titre d'exemple, la figure **24** présente l'évolution de l'effort d'appui du ressort sur la culasse pour le régime de résonance correspondant à l'harmonique 8. Lorsque la soupape est fermée, les oscillations de l'effort font apparaître les harmoniques 8 et 16. Leur diminution d'amplitude est due à l'amortissement interne dans le ressort.

3.4.1.2 Dimensionnement du ressort de rappel de soupape

Notons :

D_m	diamètre d'enroulement	k_c	coefficient de correction des contraintes
d_f	diamètre du fil	m_t	masse totale
F_b	effort à bloc (à spires jointives)	m_u	masse utile
$F_{h\,max}$	effort à la levée maximale	n_u	nombre de spires utiles
F_{pc}	effort en place	p_0	pas à vide
f_1	fréquence propre du premier mode	w	rapport d'enroulement (D_m/d_f)
G	module de Coulomb	τ_b	contrainte à bloc (à spires jointives)
g_{sj}	garde à spires jointives ($h_{max} - h_b$)	$\tau_{h\,max}$	contrainte à la levée maximale
h_b	hauteur à bloc (à spires jointives)	τ_{max}	contrainte maximale admissible
h_ℓ	hauteur libre	τ_{pc}	contrainte en place
h_{pc}	précharge	ρ	masse volumique

Pour pouvoir déterminer entièrement toutes les caractéristiques du ressort, huit paramètres doivent être imposés. On pourra en particulier fixer les grandeurs concernant le matériau (ρ, G, τ_{max}), la levée maximale et la garde à spires jointives nominale qui devra être calculée pour que, malgré les tolérances de fabrication, le ressort n'atteigne pas sa hauteur à bloc à la levée maximale.

Pour obtenir un comportement dynamique satisfaisant, il faut imposer :

— l'effort à la levée maximale $F_{h\,max}$, calculé à partir de la masse en mouvement, du régime maximal de fonctionnement, et de la loi d'accélération ;

— la fréquence propre f_1 du ressort déterminée pour rejeter les harmoniques dangereux de la loi de levée au-delà du régime maximal.

Le dernier paramètre à fixer est une grandeur géométrique. En fonction des critères de fonctionnement, ce pourra être l'une des caractéristiques suivantes : hauteur en place, diamètre intérieur, diamètre extérieur. Toutefois, pour limiter la majoration des contraintes dues à l'enroulement du fil, il peut être utile de choisir le rapport d'enroulement w.

Le calcul se déroule alors de la façon suivante :

— coefficient de correction des contraintes pour prendre en compte la contrainte de flexion (coefficient de Wahl) :

$$k_c = \frac{4\,w-1}{4\,w-4} + \frac{0{,}615}{w}$$

— contrainte à spires jointives τ_b : elle est égale à la contrainte maximale en service ; elle doit être inférieure ou égale à la contrainte maximale admissible par le matériau ;

— contrainte à la levée maximale :

$$\tau_{h\,max} = \tau_b - g_{sj}\,k_c\,f_1\,\sqrt{8\,\rho\,G}$$

— contrainte en place :

$$\tau_{pc} = \tau_b - \frac{(g_{sj} + h_{max})}{g_{sj}}\,(\tau_b - \tau_{h\,max})$$

— effort en place, sachant que les contraintes sont proportionnelles aux efforts :

$$F_{pc} = F_{h\,max}\,\frac{\tau_{pc}}{\tau_{h\,max}}$$

— raideur et précharge :

$$K = \frac{F_{h\,max} - F_{pc}}{h_{max}}$$

$$h_{pc} = \frac{F_{pc}}{(F_{h\,max} - F_{pc})}\,h_{max}$$

— diamètre du fil :

$$d_f = \left[\frac{8\,F_b\,w\,k_c}{\pi\,\tau_b}\right]^{1/2}$$

et

$$D_m = w d_f$$

— nombre de spires utiles à partir de la raideur et des diamètres :

$$n_u = \frac{G\,d_f^4}{8\,K\,D_m^3}$$

d'où les différentes hauteurs :

$$h_b = (n_u + 1{,}5)\,d_f$$

en supposant que les spires terminales ont chacune une hauteur de 0,75 d_f,

$$h_\ell = \underbrace{h_b + g_{sj} + h_{max}}_{\text{hauteur au montage}} + h_{pc}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

et le pas à l'état libre :

$$p_0 = \frac{h_\ell - 1{,}5\, d_f}{n_u}$$

et les masses :

$$m_u = \rho n_u \frac{\pi d_f^2}{4}\left[p_0^2 + \pi^2 + D_m^2\right]^{1/2}$$

$$m_t = m_u \frac{n_u + 1{,}5}{n_u}$$

Cette procédure conduit à un prédimensionnement du ressort. Le dimensionnement final, permettant, de satisfaire tous les critères mécaniques et d'encombrement, nécessite un calcul itératif. En effet, la contrainte maximale admissible qui est choisie initialement est en fait une grandeur qui dépend du diamètre du fil et du matériau choisi. Les diamètres de fil disponibles s'échelonnent tous les 0,1 mm.

Le tableau ci-dessous donne, à titre indicatif, quelques valeurs de références de contraintes maximales admissibles après grenaillage :

τ_{max} (MPa)	OTEVA 60	OTEVA 70
$1 \leqslant d_f < 2$ mm	1 060	1 200
$2 \leqslant d_f < 3$ mm	1 000	1 170
$3 \leqslant d_f < 4$ mm	970	1 140
$4 \leqslant d_f < 5$ mm	940	1 110
$5 \leqslant d_f < 6$ mm	910	1 080

Les aciers OTEVA 60 et OTEVA 70 sont respectivement des aciers au chrome-vanadium et au chrome-molybdène, trempés à l'huile ; leur module de Coulomb est de 78 500 MPa.

Nota : le dimensionnement d'un ressort de soupape ne peut être complètement validé que lorsque le comportement dynamique de la distribution a été jugé satisfaisant soit par des mesures expérimentales, soit par une simulation numérique adaptée (§ 3.4.2).

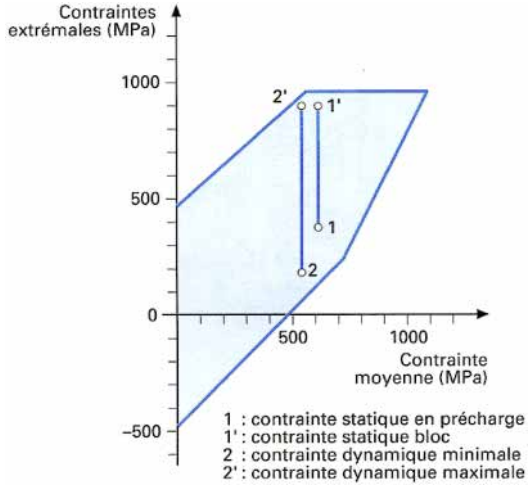


Figure 25 – Diagramme de Goodman : contraintes dans le ressort de soupape

Exemple :

Hypothèses de calcul :

— régime moteur maximal = 6 400 tr/min ;
— harmonique de rang 10 en dehors de la plage d'utilisation ;
— effort nécessaire à la levée maximale de 590 N ;
— levée maximale de 10 mm ;
— garde à spires jointives de 1 mm ;
— contrainte à spires jointives de 900 MPa ;
— G = 80 000 MPa et ρ = 7,85 kg/dm^3.

La fréquence propre minimale du ressort est obtenue par la relation :

$$f_1 \geqslant n \frac{N_{max}}{120}$$

dans notre cas :

$$f_1 \geqslant 534 \text{ Hz}$$

À partir de ces données et en appliquant la procédure de calcul, on peut déterminer le ressort. En choisissant un rapport d'enroulement $w = 6{,}6$, on obtient un diamètre de fil de 3,77 mm. La valeur retenue est d_f = 3,8 mm. Il vient :

d_f	= 3,8 mm	n_u	= 4	$F_{h\,max}$	= 593 N
D_m	= 25,1 mm	K	= 32,965 N/mm	f_1	= 540 Hz
τ_{pc}	= 377 MPa	$\tau_{h\,max}$	= 848 MPa	τ_b	= 895 MPa

Par une simulation numérique du comportement dynamique de la distribution en fonctionnement, les contraintes maximale et minimale au point le plus sollicité du ressort peuvent être calculées. Pour l'exemple choisi on obtient, pour le régime le plus critique :

contrainte minimale = 185 MPa
contrainte maximale = 895 MPa
contrainte moyenne = 540 MPa

Pour éviter tout risque de rupture en fonctionnement, il faut s'assurer que l'état de contrainte dynamique se situe à l'intérieur du diagramme de Goodman du matériau choisi (figure **25**).

3.4.2 Prédiction du comportement dynamique

Pour écourter la phase de mise au point expérimentale d'une distribution, il est nécessaire de pouvoir prédire avec précision son fonctionnement et d'étudier l'influence des principaux paramètres constructifs sur le comportement dynamique à différents régimes.

La méthode la plus largement répandue consiste à modéliser les différents organes par un ensemble discret d'entités élémentaires caractérisées par une masse, une raideur et un amortissement.

3.4.2.1 Modélisation

La figure **26** montre un exemple de modélisation dans le cas d'une distribution à linguet et butée hydraulique.

Butée hydraulique

L'enfoncement d'une butée hydraulique dépend des efforts qui lui sont appliqués, de son débit de fuite, de la pression d'alimentation et du taux d'émulsion de l'air dans l'huile. Pour obtenir des résultats proches de la réalité, la modélisation doit permettre une description fine des phénomènes internes de remplissage et de fuite liés à la dynamique du clapet de la chambre haute pression.

Linguet

Il est modélisé par une inertie en rotation et par deux raideurs, l'une côté butée hydraulique, l'autre côté soupape, qui caractérisent son comportement en flexion. Ses raideurs varient au cours de la loi de levée en fonction de la position du point de contact de la came sur le patin. L'évolution de ces raideurs est déterminée préalablement lors d'un calcul par éléments finis. Ce même maillage permet de calculer les contraintes dans le linguet à partir des efforts calculés au cours de la simulation du comportement de la distribution.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

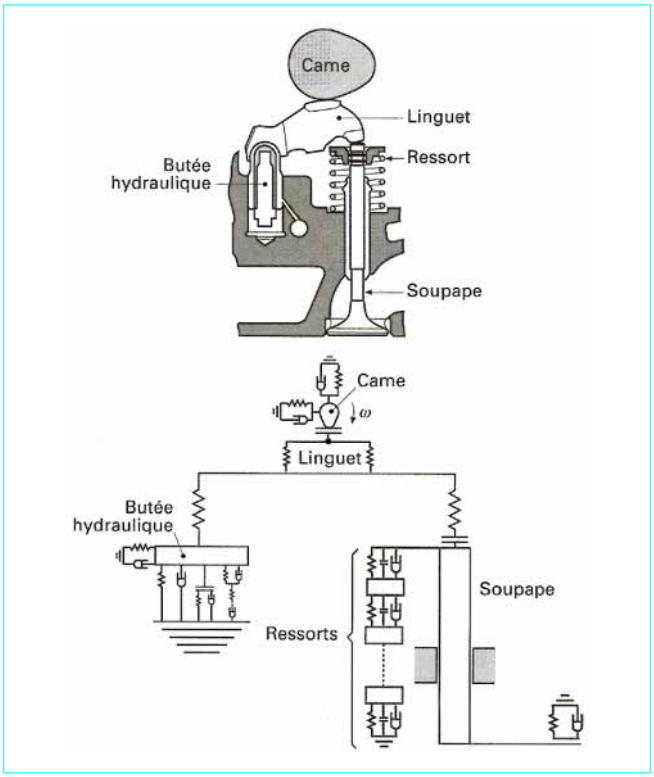


Figure 26 – Modélisation d'une distribution à linguet et butée hydraulique

Arbre à cames

La modélisation du comportement de l'arbre à cames doit décrire le déplacement du point de contact came/patin en fonction des efforts appliqués. Pour cela, il faut prendre en compte la raideur de l'arbre à cames en torsion et en flexion, la raideur du film d'huile dans les portées et celle des paliers.

Ressort de soupape

Il est modélisé par une succession de raideurs et de masses élémentaires en série. Cet élément étant essentiel dans le comportement dynamique de l'ensemble, sa modélisation doit être la plus fidèle possible. Cela nécessite un nombre de masses suffisamment élevé. Il en résulte, en contre-partie, un temps de calcul assez long.

Lors du fonctionnement, certains contacts peuvent être rompus (came/patin par exemple), d'autres au contraire peuvent s'établir (impact de la soupape sur son siège, choc entre les spires du ressort). Ces phénomènes génèrent des discontinuités qui doivent être prises en compte. Selon les cas, les contacts sont modélisés par une raideur ou un coefficient de restitution de la vitesse d'impact.

L'amortissement et le frottement génèrent la dissipation d'énergie dans le système. La connaissance précise de l'amortissement est indispensable pour obtenir une simulation correcte du comportement dynamique en particulier aux régimes de résonance. Deux types d'amortissement doivent être pris en compte : l'amortissement structural lié à la déformation des pièces et aux propriétés mécaniques des matériaux employés, et l'amortissement externe qui caractérise les liaisons entre les composants. La modélisation du frottement n'est indispensable que pour le calcul du couple d'entraînement de la distribution. En ce qui concerne le comportement dynamique, l'influence du frottement est de second ordre par rapport à celle de l'amortissement.

3.4.2.2 Déroulement du calcul

Le calcul s'effectue pas à pas tout au long du cycle. À chaque pas, la variable d'entrée est le déplacement théorique de la soupape. À partir des résultats des pas de calcul précédents et de cette nouvelle donnée, sont calculés tous les efforts ainsi que les positions, les vitesses et les accélérations de toutes les masses qui discrétisent le système. Les conditions de contact et de choc doivent être examinées. Le pas de temps du calcul doit être choisi en fonction du régime et des fréquences propres pour satisfaire les critères habituels de convergence et de stabilité des méthodes numériques. La simulation s'effectuant, en général, à partir de l'état de répos, l'initialisation du calcul nécessite un certain nombre de cycles.

3.4.2.3 Résultats. Validation expérimentale

La simulation dynamique permet de calculer les grandeurs caractérisant le fonctionnement de la distribution. Pendant la phase de mise au point du modèle, il est nécessaire d'analyser des résultats pouvant être validés par une mesure directe *in situ*.

En effet, cela permet de fixer un certain nombre de paramètres (amortissement en frottement notamment) et de déterminer la précision du calcul. Les grandeurs facilement mesurables sont : la levée réelle de la soupape, l'effort d'appui du ressort sur la culasse et le couple d'entraînement.

Lorsque le modèle est validé, il permet d'analyser dans le détail le fonctionnement de la distribution en particulier aux régimes critiques. Les paramètres à prendre en considération sont :

— *la levée, la vitesse et l'accélération réelles de la soupape.* La comparaison avec le mouvement théorique permet de quantifier les effets de compressibilité de la distribution, les phénomènes de décohésion et de rebonds ;

— *la vitesse d'impact de la soupape sur son siège.* Cette grandeur est importante en ce qui concerne la résistance mécanique du siège et de la soupape, d'une part, et pour le bruit en fonctionnement, d'autre part ;

— *l'effort exercé par chaque extrémité du ressort et aux différents contacts intervenant dans la transmission de mouvement entre la came et la soupape.* L'annulation d'un de ces efforts témoigne d'une décohésion dans la chaîne cinématique. Dans ce cas, la loi de levée n'est plus contrôlée et les chocs générés lors du rétablissement des contacts occasionnent des bruits importants et peuvent nuire à la tenue mécanique de l'ensemble ;

— *les contraintes dans le ressort* : la connaissance des contraintes dynamiques réelles en fonctionnement permet une conception optimale du ressort qui supprime tout risque de rupture.

La modélisation numérique permet d'effectuer des études paramétriques et de déteminer l'influence de certains facteurs sur le comportement dynamique du système.

3.4.3 Paramètres d'influence

Le comportement dynamique de la distribution résulte de l'excitation (loi de levée) et de la courbe de réponse du système, elle-même fonction des masses, des raideurs et de l'amortissement.

3.4.3.1 Loi de levée

En premier lieu, la loi de levée est déterminée pour assurer un remplissage optimal du moteur en fonction des performances souhaitées. Toutefois, d'autres critères doivent parfois être pris en compte (comportement dynamique, tenue mécanique des ressorts, pertes par frottement) et conduisent à un compromis [Leroy].

3.4.3.2 Masses et inerties

De façon générale, les inerties sont néfastes au bon fonctionnement d'une distribution car elles entraînent un accroissement du chargement qui s'accompagne d'une augmentation des pertes par frottements, de l'usure des contacts, de l'amplitude des déformations dynamiques et des contraintes alternées dans les différentes pièces.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Pour améliorer la conception de certains éléments et supprimer la masse inutile, une étude de la répartition des contraintes par éléments finis permettant d'utiliser au mieux la matière est parfois indispensables lorsque la géométrie ou le chargement sont complexes.

3.4.3.3 Raideur

La raideur des composants fortement sollicités (les linguets ou les basculeurs et leurs rampes, les tiges de culbuteur, etc.) est un paramètre important en ce qui concerne le comportement dynamique et notamment l'écart entre la levée réelle en fonctionnement et la loi de levée théorique. Il est donc souhaitable de chercher à obtenir la raideur maximale sans toutefois pénaliser les masses en mouvement. L'utilisation combinée du calcul par éléments finis et de la modélisation numérique du comportement dynamique permet d'effectuer des études paramétriques conduisant à la définition du meilleur compromis entre l'augmentation des raideurs et la diminution des masses en mouvement.

3.4.3.4 Conception du ressort

Pour améliorer le comportement dynamique de la distribution et assurer un effort de rappel correct à tout moment, il faut réduire l'amplitude des phénomènes vibratoires dans le ressort. Cela revient à diminuer l'énergie cinétique des différentes spires. Les solutions usuellement employées sont les suivantes.

Chocs interspires

Pendant la levée de soupape, le ressort se comprime ; la distance entre les spires diminue. Si cette distance devient assez faible, les mouvements vibratoires dus aux modes propres de déformation du ressort génèrent des chocs entre les spires. Ces chocs n'étant pas parfaitement élastiques, ils absorbent une partie de l'énergie cinétique des spires, ce qui réduit l'amplitude des pulsations.

Pour diminuer les sollicitations dynamiques dans le ressort, il est nécessaire de favoriser les chocs interspires en réduisant la garde à spires jointives. Théoriquement, un ressort peut fonctionner avec une garde à spires jointives nulle : à la levée maximale, toutes les spires sont en contact ; les phénomènes vibratoires sont alors fortement amortis. En pratique, la garde à spires jointives est suffisamment importante pour que la hauteur du ressort à la levée maximale soit supérieure à sa hauteur à bloc, malgré l'addition de toutes les tolérances intervenant dans la détermination de cette hauteur. Dans certains cas, la garde à spires jointives peut dépasser 2 ou 3 mm. L'utilisation de cales de réglage placées sous le ressort, et dont l'épaisseur est déterminée par métrologie lors du montage, permet de régler la garde à spires jointives à une valeur fixée quelles que soient les cotes des pièces intervenant dans l'assemblage. Cette procédure, coûteuse en série, permet néanmoins de résoudre des problèmes de tenue mécanique du ressort.

La figure **27** illustre l'influence de la garde à spires jointives sur l'effort d'appui du ressort sur la culasse.

Ressort à spires d'amortissement

Ce procédé consiste à diminuer fortement le pas d'enroulement à une extrémité du ressort. compte tenu de l'augmentation locale de masse, cette extrémité est placée côté culasse (face d'appui fixe du ressort). Lorsque le ressort est en place, les spires rapprochées sont en contact. Elles ont pour fonction d'amortir et de déphaser les ondes qui se propagent le long du fil.

Ressort à pas variable

Dans un ressort de soupape, les extrémités sont dynamiquement les parties les plus sollicitées. Afin d'obtenir une répartition uniforme de la contrainte dynamique le long du fil, le pas est continûment décroissant de la spire centrale du ressort vers les spires terminales. Au cours de la levée de soupape, les spires extrémales se rapporchent, ce qui favorise les chocs, puis viennent progressivement en contact, ce qui limite la contrainte maximale. De plus, le nombre de spires utiles diminuant, la raideur du ressort et sa fréquence propre augmentent continûment, ce qui tend à briser les phénomènes de résonance.

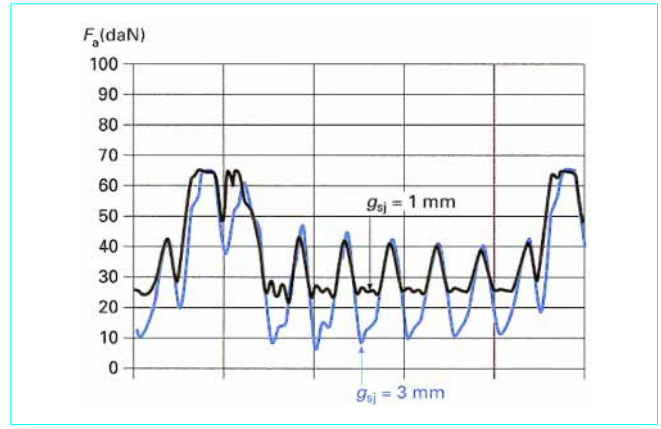


Figure 27 – Effort d'appui du ressort sur la culasse : réduction des phénomènes vibratoires par diminution de la garde à spires jointives (résultats de modélisation)

Amortissement externe

L'amortissement externe est obtenu par frottement des spires sur une bague de friction coaxiale au ressort et placée à son extrémité fixe. Cette solution n'est plus guère utilisée de nos jours.

4. Architectures et solutions technologiques

4.1 Influence du nombre et de la disposition des soupapes sur la combustion et les performances

Lors de la conception d'une culasse, deux objectifs sont recherchés : **favoriser le remplissage** et **contrôler la combustion**.

Pour les moteurs qui ne sont pas suralimentés, le remplissage dépend principalement de la perméabilité. Celle-ci est tributaire de la forme des conduits et des sections de passage (nombre et taille des soupapes, lois de levée).

Le déroulement de la combustion dépend de facteurs tels que :

— le rapport volumétrique, qui nécessite la maîtrise des volumes morts (en particulier pour les moteurs diesel) ;

— la compacité de la chambre de combustion qui permet de diminuer la distance de propagation de la flamme ;

— les échanges thermiques en périphérie de la chambre de combustion : en effet, la présence de *point chauds* peut donner naissance à des phénomènes d'auto-inflammation néfastes pour la tenue mécanique du moteur ;

— la présence de zones mortes dans la chambre de combustion susceptibles de stocker des hydrocarbures imbrûlés pouvant être transvasés à l'échappement en fin de cycle.

Pour faciliter l'initialisation et la propagation de la combustion, on peut être amené à favoriser, par l'inclinaison et la forme des conduits et par la disposition des soupapes, la création de mouvements tourbillonnaires pendant la phase d'admission (*swirl, tumble*) et la phase de compression (*squish* ou chasse) (figure **28**).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

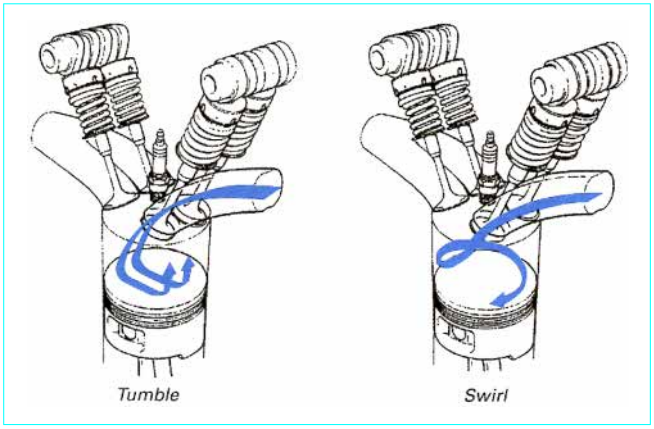


Figure 28 – Mouvements tourbillonnaires de l'air dans le cylindre générés pendant la phase d'admission

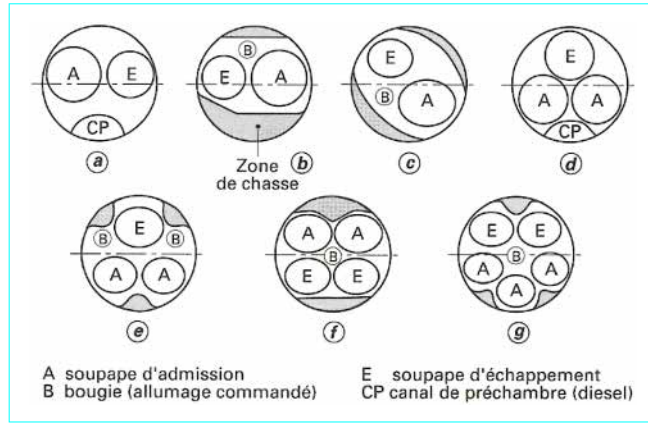


Figure 29 – Dispositions usuelles des soupapes dans la chambre de combustion en fonction de leur nombre

À ces critères techniques s'ajoutent, pour les moteurs fabriqués en grande série, des contraintes économiques. L'augmentation du nombre de soupapes par cylindre s'accompagne, en général, d'un accroissement des performances et du prix de revient de la culasse (complexité de la fonderie, nombre d'usinages, de pièces, d'opérations de montage, etc.). Le produit final résulte d'un compromis intégrant, de façon plus ou moins efficace, ces différents paramètres.

Les architectures employées de façon usuelle sur les moteurs de série adoptent, en fonction des objectifs recherchés, une complexité plus ou moins grande. Leurs caractéristiques respectives sont présentées dans la suite de ce paragraphe.

4.1.1 Distribution à deux soupapes parallèles à l'axe du cylindre

Cette disposition est utilisée sur de nombreux moteurs à allumage commandé ou diesel. Son principal avantage est de permettre une commande par simple arbre à cames en tête et attaque directe par poussoirs. Le système est donc économique et rigide. En contrepartie, la dimension des soupapes est limitée : en effet, la somme des diamètres des têtes de soupapes doit être inférieure au diamètre de l'alésage (figure **29*a*** et ***b***). Une telle distribution ne permet donc pas, en l'absence de suralimentation, d'obtenir des niveaux de performance très élevés.

Dans le cas des moteurs à allumage commandé, cette disposition permet de concevoir une chambre de combustion assez compacte, répartie entre le piston et la culasse et de ménager des zones de chasse importantes, nécessaires au mouvement de *squish*. Toutefois, la bougie est excentrée, ce qui allonge le parcours de flamme donc la durée de combustion.

L'excentration de la soupape d'admission par rapport à l'axe du cylindre favorise la création d'un *swirl* qui peut, dans certains cas, être renforcé par l'utilisation d'un conduit hélicoïdal.

4.1.2 Distribution à deux soupapes inclinées

L'inclination des soupapes est nécessaire pour augmenter leur diamètre (figure **29*c***), ce qui permet d'améliorer la perméabilité et le remplissage. L'inclinaison des soupapes n'est toutefois pas sans conséquence sur la forme de la chambre de combustion et le tracé des conduits. Elle nécessite parfois l'utilisation d'un piston bombé. Cette architecture conserve les avantages de la précédente en ce qui concerne le *swirl* et le *squish*.

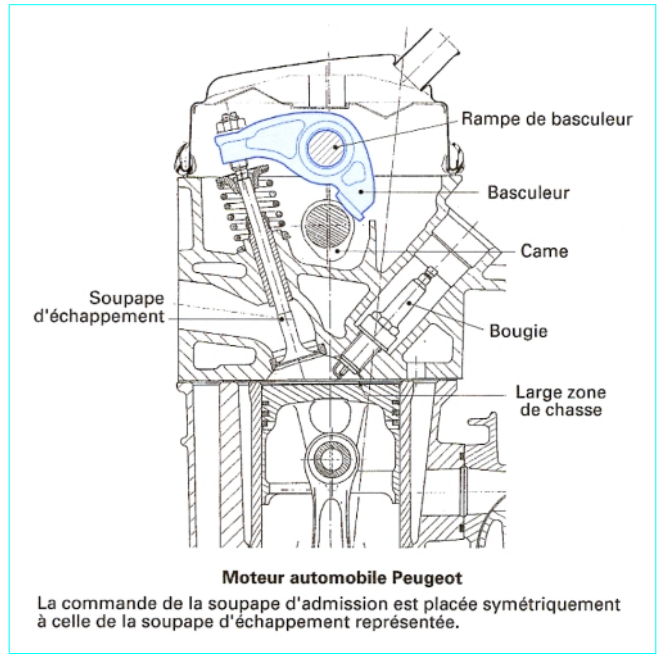


Figure 30 – Distribution à deux soupapes inclinées, commande par un arbre à cames central et des basculeurs

Le soupapes sont commandées soit par un arbre à cames central et des basculeurs (figure **30**), soit en attaque directe par deux arbres à cames en tête.

L'angle entre les soupapes est généralement compris entre 60 et 70°. Dans le passé, de nombreuses applications à 90° ont été réalisées pour loger les soupapes les plus grosses possible. Plus l'angle est important, plus les risques d'interférence entre les soupapes pendant la période de croisement sont élevés. Une forte inclinaison favorise également la communication directe entre les conduits d'admission et d'échappement et défavorise la forme de la chambre de combustion (compacité de la charge, problème de cliquetis).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

4.1.3 Distribution à trois soupapes

Cette disposition permet de favoriser la perméabilité de l'admission en utilisant deux soupapes d'admission et une pour l'échappement. Cette architecture introduit un plan de symétrie qui s'oppose au mouvement de *swirl* dans le cylindre. Elle est employée sur certains moteurs diesel à injection indirecte (figure **29*d***) et sur des moteurs à allumage commandé. Dans le premier cas, les soupapes sont parallèles et peuvent être actionnées par un seul arbre à cames et des linguets montés en opposition. Dans l'autre cas, les soupapes sont inclinées avec un angle qui peut être réduit par rapport à la configuration à deux soupapes. Une commande par basculeur peut être employée. Parfois (moteur Honda bicylindre en Vé), le problème d'excentration du point d'allumage a été résolu en adoptant une disposition particulière des soupapes et deux bougies par cylindre (figure **29*e***).

4.1.4 Distribution à quatre soupapes

Cette architecture présente de multiples avantages :

— augmentation des sections de passage à l'admission et à l'échappement ;

— diminution des masses en mouvement, ce qui autorise des lois plus efficaces ou des régimes plus élevés ;

— chambre de combustion en toit, avec bougie centrale et zones de chasses préservées favorables à la combustion (figure **29*f***).

Sur les moteurs diesel à injection directe à 4 soupapes par cylindre (moteurs industriels), la création d'un mouvement de swirl est assurée par l'utilisation de conduits coudés et hélicoïdaux. Sur les moteurs à allumage commandé, pour lesquels la recherche d'une grande perméabilité nécessite l'emploi de conduits tendus, il peut être souhaitable de renforcer le mouvement de tumble. Cependant, ce mouvement de la masse d'air, contrairement au swirl, tend à dégénérer en microturbulences au voisinage du point mort haut. Pour compenser cet inconvénient (notamment sur les points de fonctionnement en charge partielle), certaines solutions ont été développées ou sont en cours d'élaboration, à savoir :

— la dissymétrisation des lois de levée de soupape (§ 4.3) ;

— l'obturation d'un des deux conduits d'admission sur certains points de fonctionnement. Cette solution nécessite des conduits séparés, des volets, un système de commande et, dans le cas d'un moteur à allumage commandé à injection indirecte, une position correcte de l'injecteur qui assure le meilleur compromis entre les deux types de fonctionnement (1 ou 2 conduits).

4.1.5 Distribution à cinq soupapes

Ce type de distribution (figure **31**) n'est employé que par quelques constructeurs sur des moteurs produits en petite ou moyenne série (Ferrari, Rotax, Audi, Yamaha). Cette solution entraîne un surcoût de production et n'a pas encore démontré sa supériorité par rapport aux culasses à 4 soupapes par cylindre.

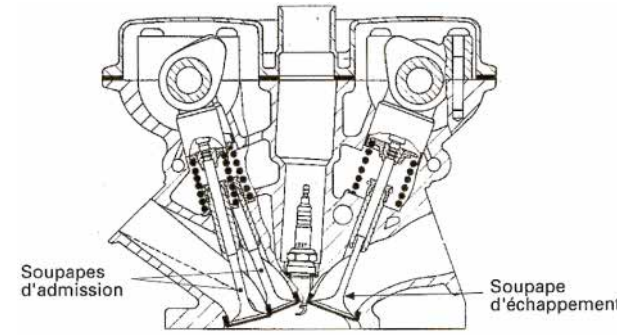
En ce qui concerne les mouvements de la masse d'air dans le cylindre, notons simplement que le *swirl* est inexistant et que les zones de chasse sont très réduites (figure **29*g***).

4.2 Architectures des distributions usuelles

4.2.1 Commande des soupapes

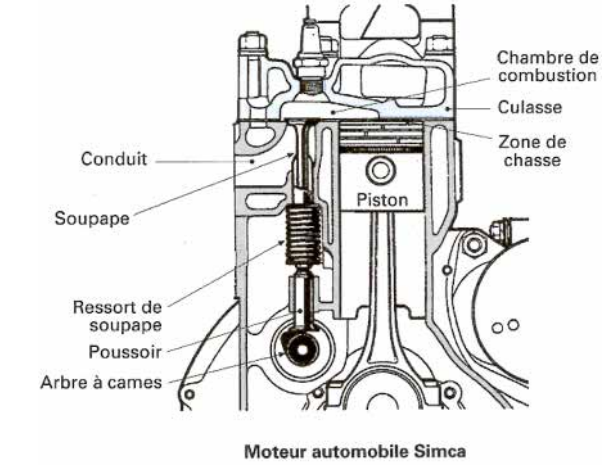
Soupapes latérales

Cette commande utilise un arbre à cames latéral suffisamment proche du vilebrequin pour être entraîné, dans certains cas, par un couple de pignons. Les soupapes sont actionnées par l'intermédiaire de poussoirs (attaque directe). Cette solution, très répandue entre 1900 et 1940, n'est plus réservée actuellement qu'à de petits moteurs utilitaires de faibles puissances spécifiques pour diminuer le coût de production (petites tondeuses à gazon, petits groupes électrogènes).



Moteur automobile Audi

Figure 31 – Distribution à cinq soupapes, commande par attaque directe



Moteur automobile Simca

Figure 32 – Distribution à soupapes latérales, chambre turbulente et culasse rapportée

La culasse, à l'exemple de celle des moteurs 2 temps, ne reçoit aucun organe mécanique (figure **32**). De conception très simple, elle est parfois réalisée en alliage d'aluminium, ce qui permet un allégement du moteur.

Distributions culbutées

Directement dérivée de la précédente, cette solution en conserve la position de l'arbre à cames placé dans le carter cylindre au voisinage du vilebrequin. Les soupapes sont placées dans la culasse et sont commandées par une chaîne cinématique plus ou moins longue, faisant intervenir pour chaque soupape un poussoir, une tige de culbuteur et un culbuteur (figure **19**).

Cette architecture permet de placer les soupapes au-dessus du piston et d'améliorer la forme de la chambre de combustion. Elle autorise une augmentation de la perméabilité du moteur par un meilleur tracé des conduits et l'utilisation de soupapes plus grosses.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Elle est particulièrement bien adaptée aux moteurs multi-cylindres en ligne, à plat ou en Vé puisqu'elle permet la commande de toutes les soupapes à l'aide d'un seul arbre à cames. Par rapport aux soupapes latérales, cette disposition s'accompagne d'une augmentation de la hauteur du moteur. La culasse devient un élément complexe recevant des pièces en mouvement et un circuit de lubrification.

Cette architecture reste encore très employée de nos jours, en particulier sur les moteurs industriels, pour lesquels les régimes de rotation étant peu élevés, elle représente le meilleur compromis entre performance, prix de revient, longévité et accessibilité mécanique. Sur les moteurs à injection directe et à 4 soupapes par cylindre, pour lesquels l'emploi de conduits générateurs de *swirl* impose de placer les soupapes d'admission de part et d'autre du vilebrequin, la commande simultanée des soupapes nécessite l'utilisation d'un étrier ou d'un basculeur commandant un linguet supplémentaire (figure **33*a*** et ***b***).

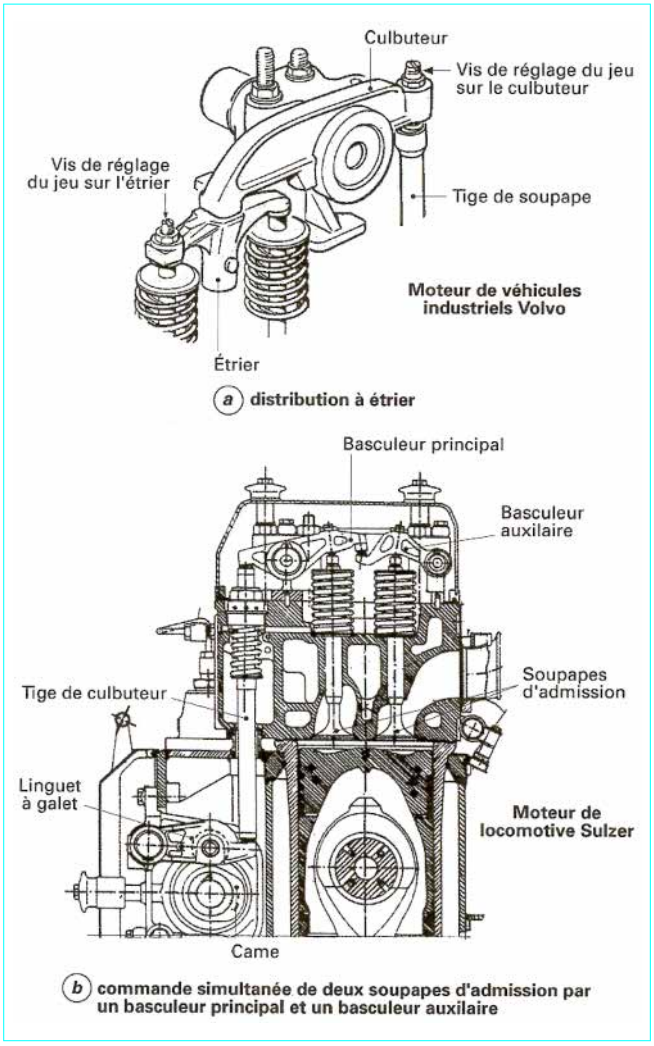


Figure 33 – Distribution culbutée : commande simultanée des soupapes par un étrier ou à l'aide d'un basculeur auxiliaire

Compte tenu du nombre de composants intervenant dans la chaîne cinématique de la commande de soupape, la raideur équivalente de l'ensemble est inférieure à la plus faible des raideurs qui la compose.

Pour diminuer ce défaut, différentes solutions ont été concçues :

— tige de culbuteur creuse composée d'un tube avec deux embouts rapportés : cette solution, onéreuse en série, assurant un bon compromis masse/raideur, était réservée à la compétition ;

— tige de culbuteur courte associée à un arbre à cames placés en haut du bloc cylindres.

Distributions à arbres à cames en tête

En plaçant l'arbre à cames dans la culasse, les tiges de culbuteurs peuvent être supprimées.

Les architectures, utilisant un ou deux arbres à cames en tête, les plus employées sont :

— l'*attaque directe* (figures **4** ou **31**), qui permet une grande rigidité de la distribution et l'obtention d'une culasse assez compacte. En contrepartie, elle impose l'emploi des soupapes en ligne ou deux arbres à cames ;

— la *distribution à basculeurs* (figure **30**), qui autorise l'utilisation d'un seul arbre à cames pour commander les soupapes d'admission et d'échappement. La raideur de l'ensemble dépend de la forme des basculeurs et du dimensionnement de leur rampe. En effet, celle-ci est soumise à la résultante vectorielle des efforts de contact à la soupape et à la came. L'angle d'ouverture du basculeur (angle formé par les deux bras du basculeur) est l'un des paramètres qui détermine l'effort appliqué à la rampe. La longueur des bras intervient dans la raideur du basculeur ;

— la *distribution à linguets* (figure **37*a***) qui, par rapport aux basculeurs, permet de réduire la masse équivalente à la soupape. De plus, les efforts appliqués au point d'oscillation sont plus faibles ; la raideur de la rampe ou du point d'articulation est moins critique. Compte tenu de la dimension généralement réduite des linguets, un seul arbre à cames ne peut commander que des soupapes dont l'angle d'inclinaison relative est réduit.

Certains constructeurs ont développé en série des distributions qui, pour réduire le nombre d'arbres à cames et simplifier leur entraînement, utilisent simultanément plusieurs types de commande.

Citons à titre d'exemple Alfa-Romeo qui a développé une distribution pour moteur 6 cylindres en Vé utilisant un seul arbre à cames par rangée de cylindres (figure **34**). La commande des soupapes d'admission est affectuée en attaque directe tandis que celle des soupapes d'échappement utilise une courte culbuterie. En adoptant cette disposition, les arbres à cames sont placés vers l'intérieur du Vé, ce qui autorise leur entraînement par une seule courroie, de longueur raisonnable sans avoir recours à des galets enrouleurs supplémentaires. La complexité de la distribution est justifiée par la simplicité de son entraînement.

Distributions à commande hydraulique de soupape

Les très gros moteurs lents utilisés sur les bateaux ou dans les centrales électriques emploient parfois des soupapes à commande hydraulique. C'est le cas par exemple des moteurs Sulzer 6 RT 58 (6 cylindres, alésage de 580 mm, course de 1 700 mm, 9 540 kW à 127 tr/min). Ces moteurs 2 temps équicourants suralimentés ont des lumières à l'admission et une soupape et l'échappement. Le principe de la commande de soupape est illustré par le schéma de la figure **35**. L'arbre à cames placé latéralement à mi-hauteur du moteur contrôle le déplacement du piston de commande. Celui-ci génère un débit d'huile qui provoque le déplacement du piston récepteur placé à l'extrémité de la queue de soupape. Le rappel de la soupape est commandé par une alimentation en air comprimé. La fermeture est contrôlée par un système d'amortissement en fin de course. L'utilisation d'une commande hydraulique permet de supprimer les efforts latéraux sur la tige de soupape, générateurs de frottements et d'usure des guides. La hauteur de l'arbre à cames est choisie pour assurer le meilleur compromis entre la transmission de mouvement vilebrequin-arbre à cames par pignons et la longueur des conduites hydrauliques.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

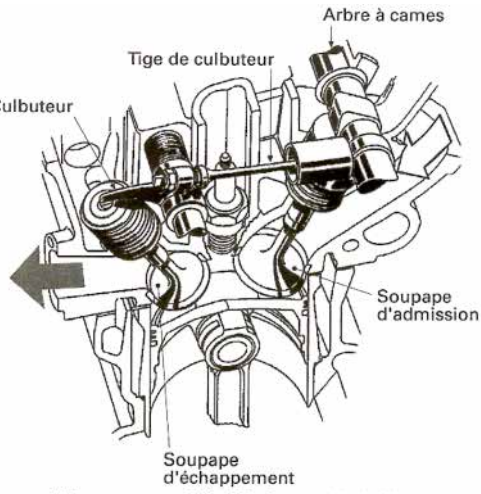


Figure 34 – Distribution à deux soupapes inclinées, commande par attaque directe à l'admission et par une courte culbuterie à l'échappement

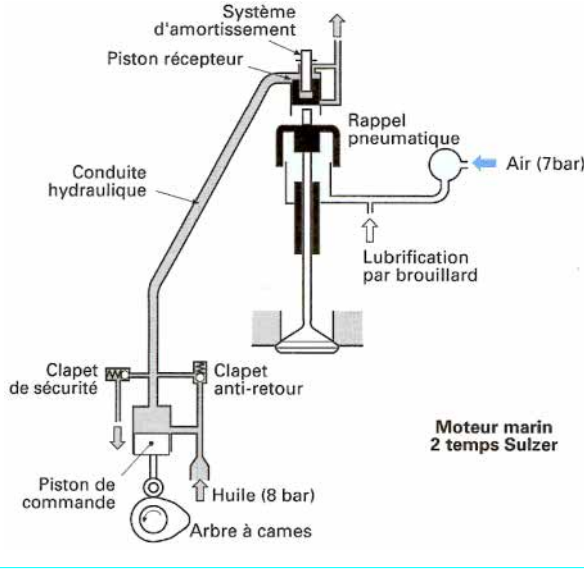


Figure 35 – Distribution à commande hydraulique de soupape : schéma de principe

4.2.2 Rappel des soupapes

4.2.2.1 Ressorts hélicoïdaux

Le rappel des soupapes par ressorts hélicoïdaux est la solution la plus employée sur les moteurs fabriqués en grande série (figure 4). Compte tenu des caractéristiques mécaniques des aciers utilisés, les ressorts hélicoïdaux permettent d'assurer la fonction désirée dans un encombrement réduit pour un coût minimal. Pour les cas plus exigeants (régime élevé ou masse en mouvement importante), il peut être nécessaire d'avoir recours à des variantes technologiques améliorant le niveau de performances de cette solution : doubles ressorts, ressorts à pas variable, spires d'amortissement, fil à section ovoïde, ressorts coniques à diamètre d'enroulement variable.

4.2.2.2 Autres types de rappel moins usuels

■ **Ressorts en épingle** (figure 36*a*)

Les ressorts en épingle ont été utilisés sur les moteurs à vocation sportive depuis la fin des années 1920 jusque dans les années 1960. Les aciers à ressorts n'ayant pas, à cette époque, des caractéristiques mécaniques comparables à ceux utilisés actuellement, les ressorts en épingle présentaient l'avantage de faire travailler le fil non pas en torsion, mais en flexion, sollicitation pour laquelle les matériaux présentent une résistance mécanique et une limite en fatigue plus élevées. Les principaux inconvénients de cette solution sont : l'encombrement, la complexité du montage de ressort (immobilisation des extrémités sur la culasse), l'incompatibilité du montage avec la rotation de la soupape, l'absence d'amortissement des vibrations (chocs interspires). En contrepartie, la masse équivalente à la soupape d'un ressort en épingle est plus faible que celle d'un ressort hélicoïdal et sa fréquence propre est plus élevée.

■ **Barres de torsion** (figure 36*b*)

Cette solution consiste à remplacer le ressort hélicoïdal par une barre de torsion qui agit sur la soupape au moyen d'une fourchette de rappel solidaire du fourreau extérieur. Cette architecture est encombrante (longueur des barres) et onéreuse (nombre de pièces, cannelures, surfaces de guidage). Elle a été utilisée notamment par Panhard et Honda.

■ **Rappel pneumatique**

Il n'est utilisé que sur les moteurs de Formule 1 et les très gros moteurs lents (figure 35). Il permet de s'affranchir des problèmes dynamiques liés à la fréquence propre du ressort puisque celui-ci est remplacé par un volume d'air sous pression de masse beaucoup plus faible. Cette solution est particulièrement bien adaptée aux distributions à attaque directe, le poussoir faisant office de piston. Une réserve de gaz sous pression est nécessaire pour assurer la précharge et compenser les fuites. La mise au point du système nécessite la maîtrise des étanchéités.

■ **Distributions desmodromiques**

Dans un système de distribution classique, le contact entre les pièces n'est maintenu, pendant la phase d'accélération négative, que grâce à la présence du resssort de rappel. Les liaisons sont, en effet, unilatérales, c'est-à-dire qu'elles ne peuvent transmettre que des efforts de *poussée*. Le principe de la commande desmodromique est de s'affranchir du système de rappel en utilisant des liaisons bilatérales ou deux liaisons unilatérales complémentaires. Ce dispositif, relativement complexe, ne présente d'intérêt que dans la mesure où il permet d'utiliser des lois de levée de soupape très efficaces ou d'augmenter le régime maximal d'utilisation du moteur. Le système le plus utilisé comprend deux cames (une pour l'ouverture, l'autre pour la fermeture) et leurs culbuteurs respectifs (Mercedes en 1954, Ducati depuis 1955 et encore de nos jours) (figure 36*c*).

Compte tenu de la présence de jeu dans les liaisons, les distributions desmodromiques utilisent en général un ressort qui a pour fonction de maintenir la soupape en appui sur son siège pendant la phase de fermeture (rattrapage des jeux soupapes fermées). Le dimensionnement de ce ressort est moins contraignant que celui des ressorts de rappel classiques. Un ressort en épingle fournissant un effort de rappel peu variable est particulièrement adapté à cet usage.

La complexité et le prix de revient des systèmes desmodromiques ne les rendent pas compétitifs dans le domaine de la grande série ; c'est la raison pour laquelle ils sont si peu utilisés par lesconstructeurs contemporains.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

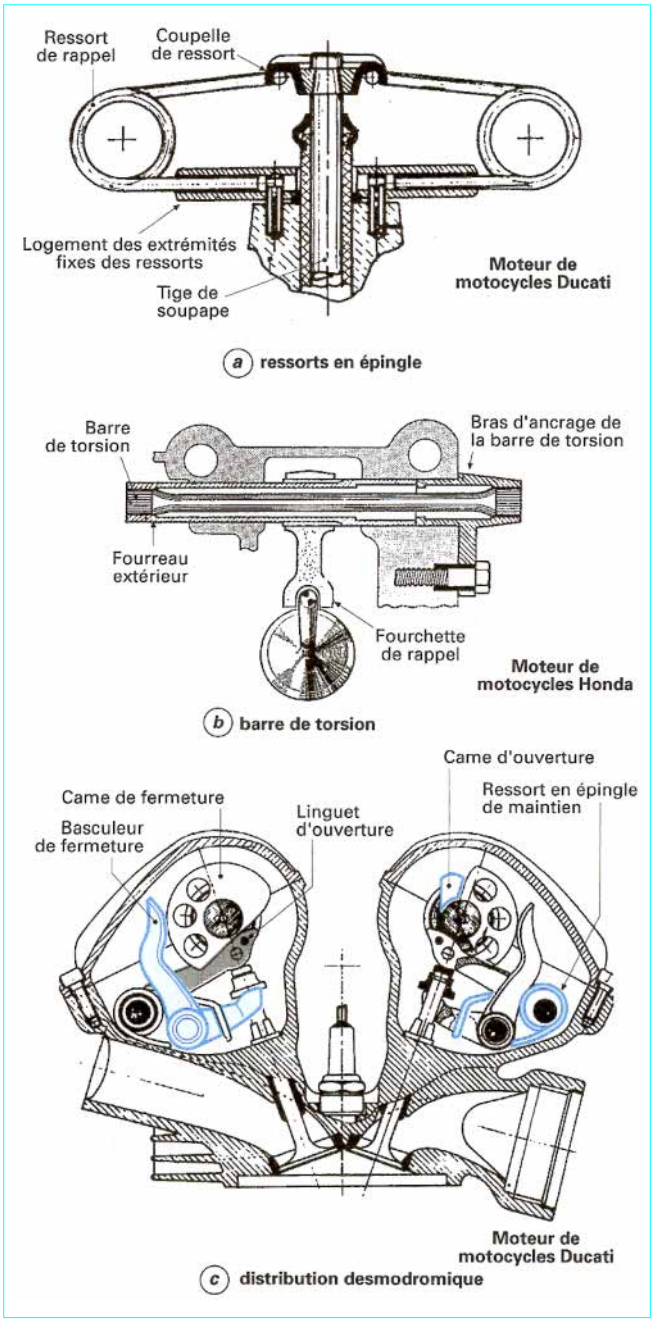


Figure 36 – Rappel de soupape par ressorts en épingle, barre de torsion ou distribution desmodromique

4.2.3 Réglage du jeu aux soupapes

4.2.3.1 Systèmes fonctionnant avec jeu

Lors des changements de conditions de fonctionnement (mise en chauffe, variation de charge, etc.), la distribution est soumise à des états thermiques transitoires. En conséquence, les différents composants subissent une dilatation qui est fonction de leur inertie thermique propre et des caractéristiques du matériau qui les constitue. Dans certains cas, ces dilatations peuvent entraîner un fonctionnement en prise de la distribution qui est préjudiciable aux performances et à la fiabilité du moteur. En effet, dans ce cas, la soupape ne repose plus sur son siège : l'étanchéité de la chambre de combustion n'est plus assurée et l'action de la pression des gaz sur la tête de soupape est transmise à l'ensemble de la distribution via les différents contacts. Les efforts mis en jeu étant, dans ce cas, très supérieurs à ceux d'un fonctionnement normal, les surfaces de contact se dégradent rapidement.

Pour éviter le fonctionnement en prise, en jeu entre la tige de soupape et sa commande (linguet, basculeur, came) est nécessaire. Les valeurs de jeu usuellement adoptées à 25 °C sont de 0,15 mm à l'admission et de 0,25 mm à l'échappement. Les soupapes d'échappement étant plus sollicitées thermiquement ont besoin d'un jeu plus important.

Pour effectuer le réglage du jeu, un dispositif spécifique est nécessaire. En effet, lors du montage initial, les tolérances de fabrication des différentes pièces doivent être compensées, puis, au cours d la vie du moteur, l'usure progressive des contacts nécessite périodiquement de nouveaux réglages. Différents dispositifs sont utilisés en fonction de l'architecture de la distribution.

Pastilles d'épaisseur calibrée

Cette solution est surtout employée pour les distributions à attaque directe ; ces pastilles sont alors intercalées entre la came et le poussoir (pastilles de grand diamètre) ou entre le poussoir et la tige de soupape (pastilles de petit diamètre). Dans le cas d'une distribution à basculeur, elles sont placées entre la tige de soupape et le basculeur. Le constructeur doit prévoir un nombre d'épaisseurs de pastilles suffisant pour pouvoir prendre en compte les cas de réglage extrêmes (tolérances de fabrication et usure en service après-vente).

Le réglage sur la chaîne de montage s'effectue automatiquement par une machine spécifique qui mesure les différentes cotes nécessaires et choisit la pastille adéquate. Compte tenu du nombre d'épaisseurs de pastilles (référence, fabrication, stockage), du nombre d'opérations au montage et de leur complexité, cette solution est assez coûteuse en particulier pour les moteurs multisoupapes fabriqués en moyenne série. Cela explique le succès des solutions à poussoirs hydraulique (§ 4.2.3.2).

Vis de réglage

Cette solution est bien adaptée aux distributions culbutées (figure **19**), à basculeur (figure **33*a***) ou à linguet. La vis, implantée dans le basculeur, est bloquée par un contre-écrou. C'est une solution simple, peu coûteuse et très largement répandue. Cependant, l'opération de réglage en série est délicate.

Montage sur excentrique

Ce type de montage a été utilisé pour des distributions à basculeur. Dans ce cas, la portée du basculeur sur son axe d'oscillation est excentrée par rapport à la portée de l'axe dans la culasse. En faisant tourner l'axe du basculeur dans la culasse, on fait varier le jeu à la soupape. C'est une solution assez onéreuse (nombre et complexité des axes d'oscillation). Facilement implantable sur des moteurs bicylindres à deux soupapes par cylindre, elle s'accorde mal aux moteurs multicylindres multisoupapes. La figure **37*d*** représente ce type de montage dans le cas particulier où l'excentrique est actionné par une butée hydraulique.

4.2.3.2 Systèmes fonctionnant sans jeu

Ces systèmes utilisent des composants hydrauliques alimentés en huile par un circuit spécial dérivé du circuit de graissage de la culasse. Quelle que soit leur disposition, ces composants comportent toujours (figure **37*a*** et ***b***) :

— une chambre basse pression (BP) faisant office de réservoir d'huile ;

— une chambre haute pression (HP) dont le remplissage est contrôlé par un clapet ;

— un piston mobile par rapport à l'ensemble du composant, et qu'un ressort tend à déplacer afin d'augmenter le volume de la chambre haute pression.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

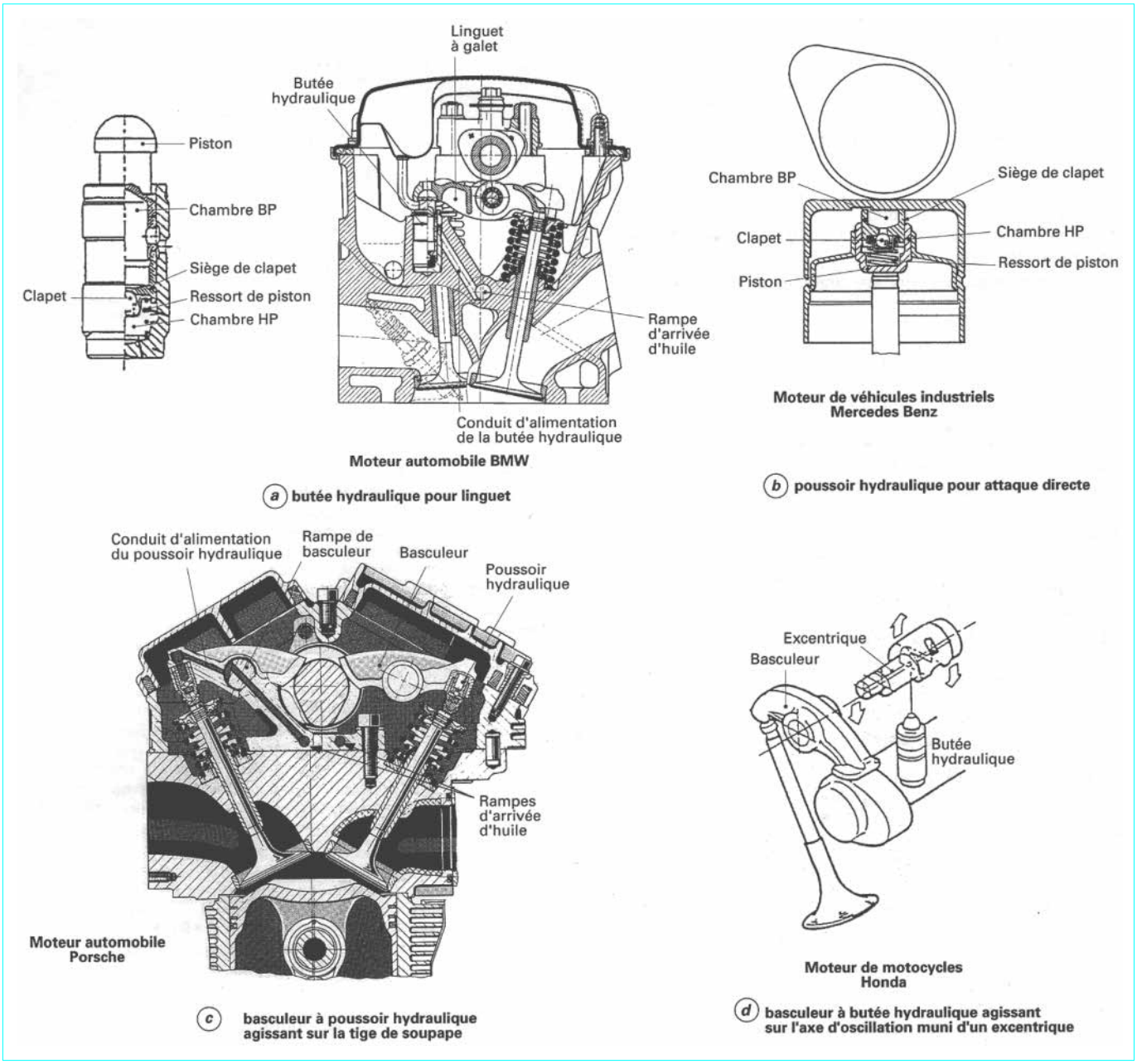


Figure 37 – Différents types de composants hydrauliques pour distribution

Principe de fonctionnement

Pendant la phase d'ouverture de la soupape, les efforts qui s'appliquent sur le composant hydraulique tendent à comprimer le volume d'huile contenu dans la chambre haute pression ; cela a pour effet de maintenir le clapet fermé. En l'absence de fuite et d'air en émulsion dans l'huile, le volume de la chambre haute pression est invariable ; le composant hydraulique se comporte comme un élément *monobloc*.

Lorsque la soupape est fermée, si un jeu apparaît à la soupape, le composant hydraulique n'est plus soumis a aucun effort. Le ressort de piston et la pression d'alimentation d'huile provoquent l'ouverture du clapet. La chambre haute pression se remplit jusqu'à ce que le jeu soit compensé.

L'emploi de ces systèmes hydrauliques de rattrapage de jeu nécessite l'usinage de rampes et de conduits d'alimentation spécifiques dans la culasse. En contrepartie d'un prix d'achat, pour les constructeurs, assez élevé, les opérations de montage sont simplifiées, les réglages supprimés et les bruits dus à la distribution fortement diminués.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

■ **Principales contraintes** liées à l'utilisation de composants hydrauliques :

— la dynamique de distribution doit être compatible avec le temps de réaction du poussoir. En effet, les pertes de contact en sommet de came soulagent la butée ou le poussoir hydraulique qui tend à s'allonger. À la fermeture de la soupape, celle-ci risque de ne pas être en contact avec son siège (étanchéité non assurée) ;

— le taux d'émulsion de l'huile doit être très faible. Dans le cas contraire, la raideur de la distribution est fortement diminuée, ce qui est néfaste à la dynamique de l'ensemble ;

— en dos de came, l'annulation des jeux par le composant hydraulique associée à la déformation de la culasse sous la pression des gaz peut donner naissance à un jeu entre la soupape et son siège. Cela peut être à l'origine de fuites et de pertes sur le cycle haute pression, d'une part, et d'efforts importants sur les contacts, d'autre part.

■ Pour pouvoir intégrer ces composants hydrauliques aux différentes architectures de distributions, de **nombreuses solutions** ont été imaginées.

● **Poussoir hydraulique pour attaque directe** (figures 4 et 37***b***)

Ce poussoir s'intègre entre la came et la tige de soupape. Son utilisation entraîne une augmentation de la masse à la soupape et de la hauteur de la culasse. Cette solution est très répandue sur les moteurs multisoupapes.

● **Butée hydraulique pour distribution à linguet** (figure 37***a***)

Cette butée est fixe. Son piston comporte une portée sphérique sur laquelle s'articule le linguet. Cette solution est très avantageuse : pas d'augmentation des masses en mouvement, encombrement de la culasse inchangé.

● **Poussoir hydraulique pour basculeur** (figure 37***c***)

Ce poussoir est logé dans le basculeur côté soupape. Son alimentation en huile utilise l'axe d'oscillation du basculeur et un conduit spécifique aménagé dans celui-ci. Pour compenser l'augmentation de masse en mouvement due au poussoir hydraulique, le basculeur peut être réalisé en alliage d'aluminium avec un patin rapporté côté came.

● **Butée hydraulique pour basculeur**

Cette solution, peu employée, utilise la butée hydraulique pour actionner l'axe d'oscillation du basculeur équipé d'un excentrique (figure 37***d***).

4.2.4 Entraînement des arbres à cames

Pour assurer le fonctionnement correct d'un moteur à la fois en termes de performances et de pollution, il faut que le mouvement des soupepes et celui des pistons soient parfaitement synchronisés. Cela n'est possible que si certaines conditions sont respectées :

— le calage angulaire entre le vilebrequin et le (ou les) arbre(s) à cames effectué lors du montage initial doit être le plus précis possible. Pour cela, des organes de réglage sont parfois nécessaires pour compenser des dispersions dues aux tolérances de fabrication ;

— la chaîne cinématique composée du vilebrequin, du (ou des) arbre(s) à cames et du système de transmission de mouvement entre eux doit présenter des caractéristiques de raideur et d'inertie telles que le comportement dynamique de l'ensemble (modes propres) n'altère pas le diagramme de distribution ;

— le *vieillissement* du système de commande des arbres à cames doit avoir une faible influence sur le diagramme de distribution.

Les systèmes de commande se classent en trois familles : engrenages, chaînes et courroies crantées.

Le comportement dynamique du système d'entraînement dépend de ses caractéristiques propres (raideur, inertie, amortissement) et des sollicitations auxquelles il est soumis : irrégularité de la vitesse d'entraînement du vilebrequin et variation des couples instantanés des récepteurs. Dans le cas particulier des moteurs diesel, l'entraînement de la pompe à injection par le même système de commande que l'arbre à cames est une source d'excitation de première importance.

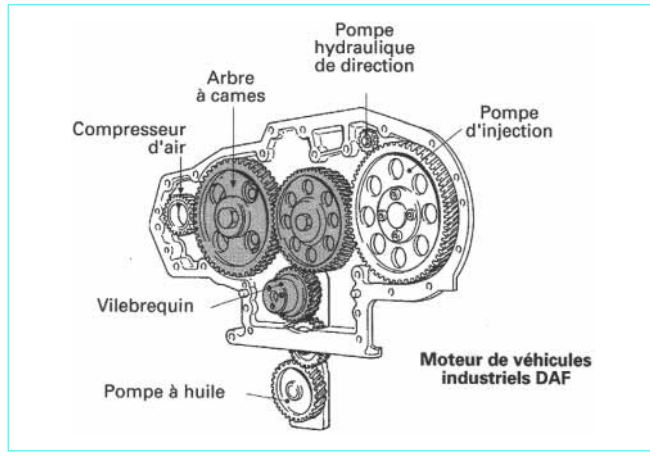


Figure 38 – Entraînement de l'arbre à cames par engrenages : disposition des pignons de commande des auxiliaires à partir du vilebrequin

■ **Parmi les entraînements par engrenages,** l'architecture la plus répandue est la cascade de pignons (figure 38). Dans le passé, les transmissions par arbre et couples coniques étaient aussi utilisées. Les commandes par engrenages n'équipent plus désormais que les moteurs très rapides (moteurs de Formule 1) ou au contraire les gros moteurs industriels (camions, machinisme agricole, etc.). Dans le premier cas, elles remplacent les chaînes et les courroies qui ne peuvent subir des vitesses linéaires très élevées et ne présentent pas une raideur suffisante. Dans le second cas, le critère de choix est l'architecture (arbre à cames latéral proche du vilebrequin), la précision du calage et la fiabilité.

L'entraînement des arbres à cames par engrenages présente une grande rigidité, mais nécessite un jeu de fonctionnement réduit pour diminuer l'amplitude des chocs, néfastes à la tenue mécanique et source de bruit. Des systèmes de réglage de jeu doivent donc être prévus. comme les commandes par chaîne, les transmissions par engrenages nécessitent une lubrification adaptée, ce qui rend l'architecture du moteur un peu plus complexe et encombrante.

■ **En ce qui concerne les chaînes,** leur masse linéique élevée rend indispensable le guidage des portions rectilignes. Les phénomènes de battement des brins sont ainsi réduits et le synchronisme entre les arbres assuré (figure 39). Pour compenser l'usure des pignons et de la chaîne, un système de réglage de la tension agit sur le brin *mou*. Ce système peut être automatique (hydraulique ou à ressort) à action continue ou manuel. L'allongement de la chaîne dû à l'usure génère une variation progressive du calage de distribution. Celle-ci est d'autant plus importante que le brin *tendu* est long.

■ Par rapport à la chaîne, la **courroie** présente les avantages suivants : masse linéique réduite qui autorise la suppression des guides (figure 40) et silence au cours du fonctionnement.

Son principal inconvénient est la largeur nécessaire pour transmettre le couple et assurer une durée de vie suffisante. Cela augmente la longueur du groupe motopropulseur, ce qui peut poser des problèmes pour le montage transversal des moteurs. Le fonctionnement à sec de la courroie nécessite des étanchéités dynamiques supplémentaires (une par arbre à cames entraîné). En contrepartie, aucun système de lubrification n'est nécessaire.

Pour répartir l'effort à transmettre au niveau de la denture sur un nombre de dents élevé, l'arc d'enroulement de la courroie sur chaque

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

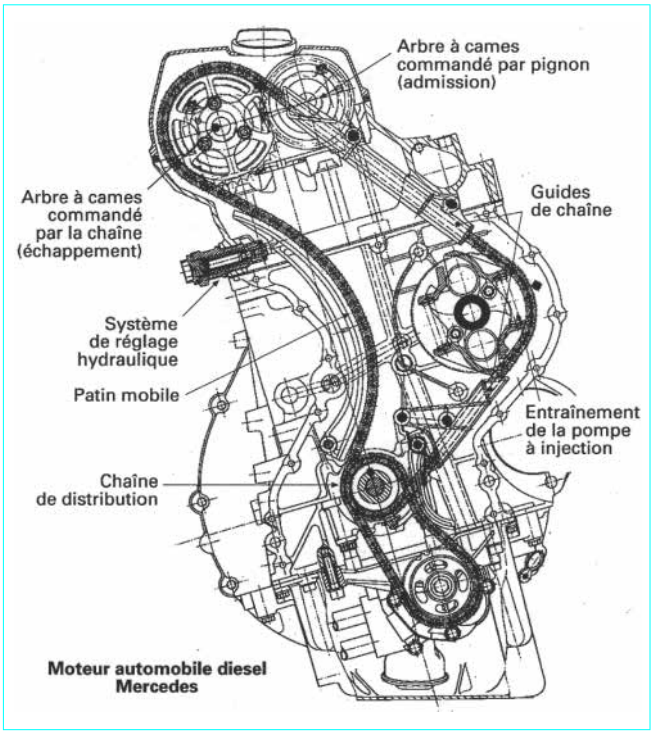


Figure 39 – Entraînement de deux arbres à cames en tête par chaîne et engrenages

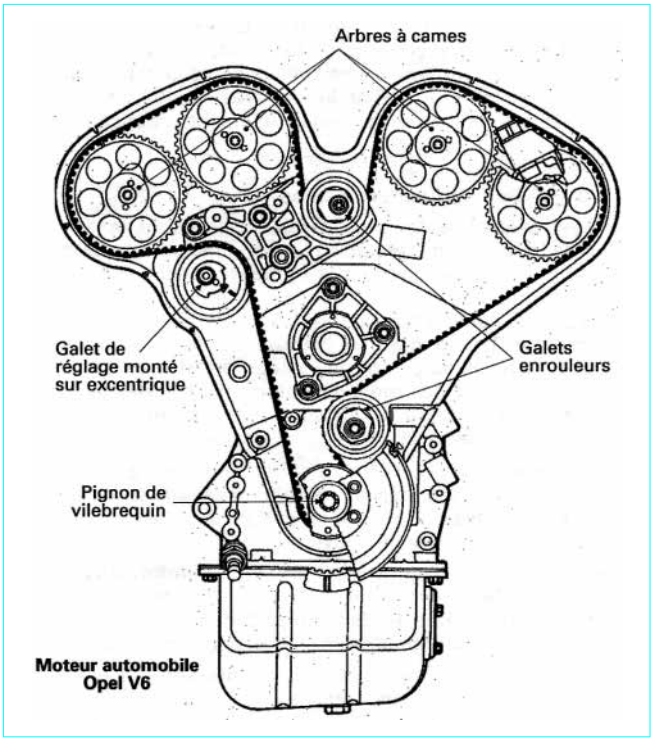


Figure 40 – Entraînement par courroie (avec deux arbres à cames en tête par rangée de cylindre)

poulie doit être d'autant plus grand que le diamètre de la poulie est faible. On utilise à cette fin des galets enrouleurs agissant sur le dos de la courroie. La réglage de la tension de courroie s'effectue par un galet monté soit sur un excentrique, soit sur un support mû par un ressort. Par rapport à une chaîne, l'allongement dû au vieillissement est réduit, ce qui limite le décalage. Il s'accompagne cependant d'une baisse de la tension de courroie qui peut, dans les cas extrêmes, provoquer des sauts de dents.

4.3 Distributions variables

Les systèmes de distribution conventionnels sont adaptés à un seul régime de fonctionnement. Or, les moteurs automobiles sont utilisés sur une plage de régimes d'environ 5 000 tr/min entre 1 500 et 6 500 tr/min. Selon la vocation du véhicule, le moteur sera conçu soit pour avoir un couple important à bas régimes (agrément de conduite), soit pour être puissant à hauts régimes (recherche de la puissance spécifique maximale).

Les différents systèmes de distributions variables qui ont été développés ont pour vocation de mieux adapter le diagramme de distribution aux conditions de fonctionnement du moteur, ce qui permet d'améliorer ses performances sur une plus large plage d'utilisation.

4.3.1 Modification discrète du diagramme de distribution

4.3.1.1 Déphasage d'arbre à cames

Pour un moteur considéré (géométrie des tubulures d'admission et d'échappement donnée), l'un des principaux paramètres qui déterminent l'allure de la courbe de remplissage est le retard de la fermeture de la soupape d'admission (RFA). Les systèmes de déphasage sont généralement utilisés sur les moteurs ayant deux arbres à cames (un pour l'admission, l'autre pour l'échappement) pour modifier le calage de l'admission par rapport au vilebrequin. Dans ce cas, la loi de levée (levée maximale et durée angulaire) n'est pas modifiée. Ces systèmes possèdent généralement deux modes de fonctionnement caractérisés par leur diagramme :

— le mode bas et moyens régimes qui présente beaucoup de croisement et peu de RFA ;

— le mode hauts régimes pour lequel le croisement est diminué afin d'augmenter le RFA.

Les variations de calage dépendent des moteurs : environ 30° vilebrequin. Le déphasage de l'arbre à cames d'admission entraîne un accroissement de la puissance maximale à hauts régimes.

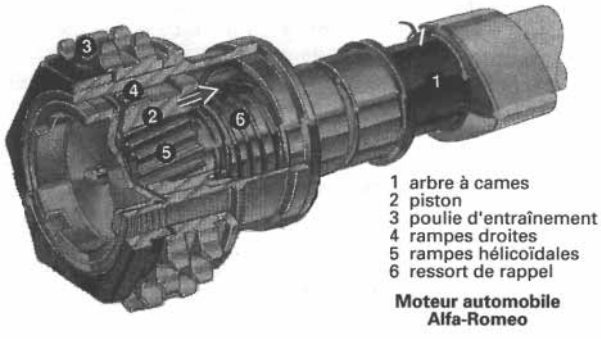
En général, le deuxième mode est aussi utilisé au ralenti pour améliorer la stabilité du moteur en réduisant le taux de gaz recyclé (peu de croisement). La stratégie de commande du changement de mode en fonction du régime et de la charge dépend des caractéristiques du moteur et des objectifs du constructeur.

D'un point de vue technologique, il existe deux grandes familles de solutions.

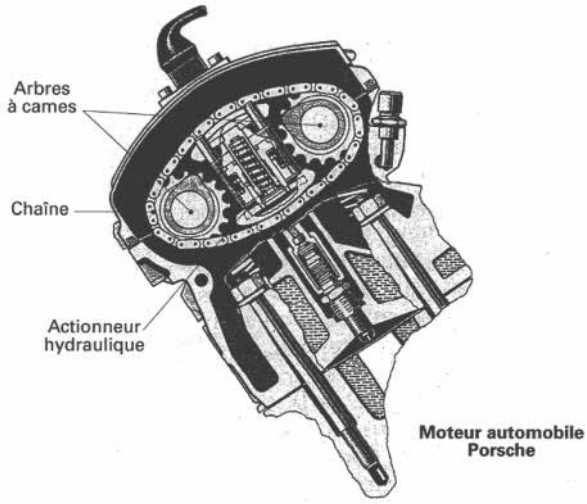
La première, employée par Alfa-Romeo, Nissan et Mercedes depuis 1989 environ, utilise le **décalage de la poulie d'admission par rapport à son arbre à cames** [Grohn] (figure **41*a***). À l'intérieur de cette poulie, se trouve un piston annulaire equipé d'une denture hélicoïdale. Sous l'action de la pression d'huile de commande, le piston se translate par rapport à la poulie. Ce mouvement génère, par l'intermédiaire des rampes hélicoïdales, la rotation de l'arbre à cames. Le débit d'huile, contrôlé par une électrovanne, commande le déplacement du piston. Le retour est assuré par un ressort.

La seconde famille de solutions utilise, pour les distributions entraînées par courroies ou par chaînes, la **variation de longueur des différents brins**. La figure **41*b*** représente le système mis au point par Porsche sur le moteur de la 968. Dans cet exemple, l'un des arbres à cames entraîne l'autre par l'intermédiaire d'une

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique



(a) déphaseur intégré à la poulie d'entraînement



(b) déphaseur par modification de la longueur des brins de la chaîne d'entraînement

Figure 41 – Distribution variable par déphasage d'arbre à cames

chaîne. Un organe hydraulique, placé entre les deux brins de la chaîne, fait varier simultanément leur longueur respective, ce qui modifie le calage sans faire varier la tension.

4.3.1.2 Systèmes à soupapes débrayables

Le déphasage de l'arbre à cames d'admission permet d'adapter le diagramme de distribution à la vitesse de l'air dans les conduits pour bénéficier des effets d'inertie et des accords acoustiques.

Les systèmes à soupapes débrayables permettent de modifier le diagramme de distribution et la vitesse de l'air dans les conduits. Le principe est le suivant : sur un moteur avant 2 soupapes d'admission par cylindre, une seule est active à bas régime. Cela a pour effet de diminuer la section débitante en n'utilisant qu'un conduit au lieu de deux. En conséquence, par rapport au fonctionnement utilisant toutes les soupapes, si l'on définit la diagramme de distribution non pas par les levées de soupapes, mais par une valeur de section débitante, la désactivation d'une partie des soupapes referme le diagramme de distribution : diminution de l'AOA et du RFA. De plus, pour un régime du moteur donné, l'utilisation d'un conduit au lieu de deux double la vitesse des gaz. Enfin, l'ouverture d'une soupape d'admission au lieu de deux aux

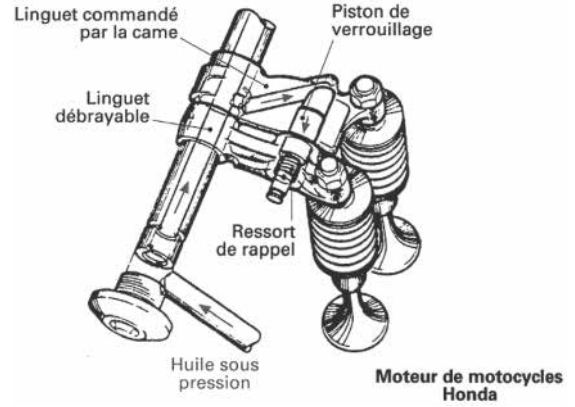


Figure 42 – Distribution variable par un système à soupapes débrayables

charges partielles ou à bas régimes est favorable à la création d'un *swirl* dans le cylindre, ce qui peut contribuer à améliorer la combustion.

Au cours des années 1980, Honda et Mitsubishi ont développé des moteurs de série avec ce type de mécanisme.

La solution technologique retenue par Honda utilise des linguets ou des basculeurs dédoublés et accolés permettant un fonctionnement indépendant de chacune des soupapes (figure 42). Une seule came agit sur l'un des linguets, l'autre pouvant rester immobile en mode débrayé. En mode hauts régimes, les deux linguets sont rendus solidaires par un système de verrouillage à commande hydraulique contenu dans le linguet actionné par la came. La même loi de levée est utilisée en mode bas et hauts régimes pour actionner une seule soupape ou les deux.

4.3.1.3 Systèmes à plusieurs cames

Les systèmes présentés précédemment ne permettent pas de modifier la loi de levée lorsque le régime varie, puisque la même came est utilisée quel que soit le mode de fonctionnement. La détermination de cette loi résulte donc d'un compromis qui ne favorise pas l'obtention des performances maximales du moteur. Pour améliorer l'adaptation du diagramme de distribution aux conditions de fonctionnement du moteur, certains constructeurs ont développé, pour des moteurs multisoupapes, des systèmes utilisant jusqu'à 6 cames par cylindre. Les moteurs équipés en série de tels mécanismes sont :

— le moteur Honda VTEC (*Variable Timing Electronically Controlled,* depuis 1989) décliné selon trois variantes : version de base, version hautes performances, et version économique pouvant fonctionner en mélange pauvre ;

— le moteur Mitsubishi MIVEC (*Mitsubishi Innovative Valve timing and lift Electronic Control,* depuis 1993) dont le système de distribution permet de désactiver 2 des 4 cylindres pour réduire les pertes par pompage en charge partielle (§ 2.3.5).

D'un point de vue technologique, les solutions retenues par les deux constructeurs sont différentes.

Système Honda VTEC Performance (figure 43*a*)

Pour commander deux soupapes, trois cames sont nécessaire : la came centrale, hauts régimes, commande un linguet court qui n'est en contact direct avec aucune soupape. Le contact entre ces deux pièces en mode bas régimes est assuré par un ensemble ressort-poussoir spécifique. Les deux cames latérales pour les bas régimes actionnent chacune une soupape au moyen d'un linguet conventionnel. En mode hauts régimes, le linguet central et les

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

deux linguets latéraux sont rendus solidaires par un système de clavetage à commande hydraulique ; les deux soupapes sont alors animées du même mouvement contrôlé par la came centrale. Les mouvements des deux soupapes en mode bas régimes sont indépendants, ce qui permet d'adopter des lois bas régimes différentes pour créer des turbulences (*swirl*) dans le cylindre.

Système Mitsubishi MIVEC (figure 43*b*)

Pour commander deux soupapes, ce système n'utilise que deux cames : une came pour les bas régimes et une pour les hauts régimes, chacune actionnant un linguet court muni d'un galet. Ces linguets n'agissent pas directement sur les soupapes. Un linguet central, en forme de Té, commande simultanément les deux soupapes, il n'est en contact direct avec aucune came. Un système de clavetage à commande hydraulique situé dans l'axe d'oscillation, permet, suivant le mode de fonctionnement, de solidariser le linguet en Té à l'un des deux linguets latéraux, voire à aucun lorsque le cylindre est désactivé.

L'utilisation en série de tels systèmes accroît sensiblement le coût de production des moteurs. Toutefois, les gains de performances annoncés (environ + 20 % sur la puissance maximale) et la diminution de la consommation (jusqu'à 16 % pour le MIVEC sur certains cycles japonais) sont des atouts importants susceptibles d'élargir leur emploi.

4.3.2 Variation continue du diagramme de distribution

D'un point de vue théorique, les systèmes présentés au paragraphe 4.3.1 ont l'inconvénient d'offrir un nombre fini de possibilités de fonctionnement (2 en général), ce qui permet d'améliorer le compromis entre les bas régimes et les hauts régimes. Cependant, il n'y a pas adaptation quelles que soient les conditions de fonctionnement. Les phénomènes physiques intervenant dans le fonctionnement d'un moteur évoluant de façon continue avec le régime et la charge, des systèmes conduisant à un diagramme de distribution continûment variable ont été imaginés mais n'ont pas encore été appliqués en série à ce jour.

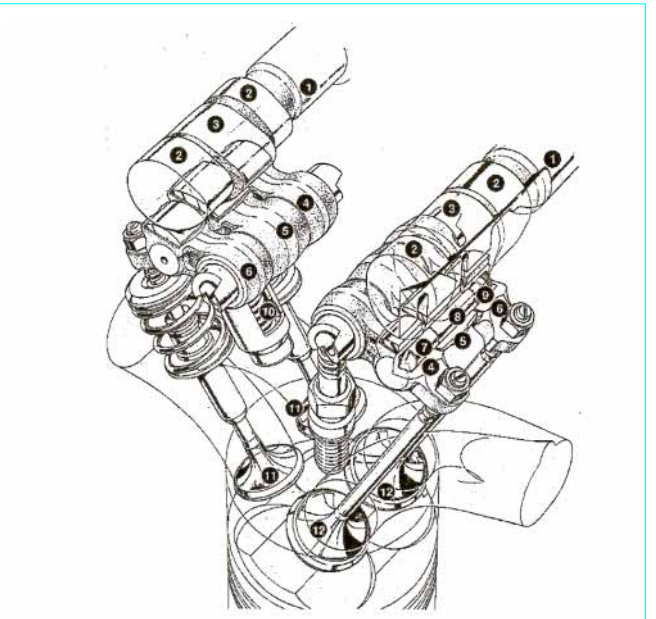
4.3.2.1 Systèmes automatiques

Association de clapets aux soupapes d'admission (figure 44*a*)

Ce système, expérimenté par Alfa-Romeo, utilise des clapets automatiques placés en amont des soupapes d'admission. Cette configuration est théoriquement idéale puisqu'elle permet une loi de levée très étalée à l'admission, adaptée au régime de puissance maximale, les clapets assurant pour les autres régimes une fermeture automatique en fonction de la différence de pression entre le cylindre et le conduit. Les recrachements à bas régimes sont limités. Les inconvénients de cette solution sont principalement la perte de charge générée par les clapets et la difficulté de loger des clapets de section suffisante dans une culasse. Les paramètres limitant l'efficacité du système sont le volume compris entre la soupape et le clapet et le temps de réponse du clapet.

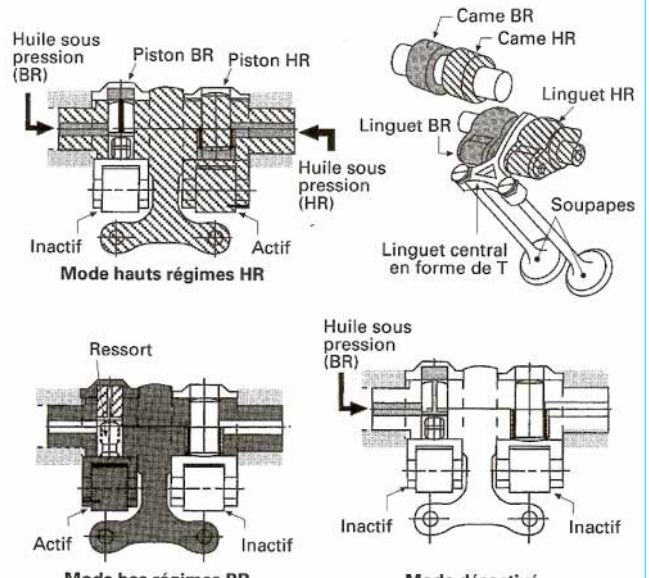
Système balistique

Le principe consiste à utiliser la vitesse de la soupape acquise pendant la phase d'accélération positive ; cette vitesse est proportionnelle au régime. Si le ressort de rappel de la soupape fournit un faible effort, à partir d'un certain régime la soupape décolle et ne suit plus la came. Son mouvement n'est plus contrôlé que par le ressort de rappel. L'effort exercé par celui-ci étant iondépendant du régime contrairement à la vitesse de la soupape, la levée maximale et l'étalement augmentent donc avec le régime. Un système d'amortissement à la fin de la fermeture est nécessaire pour limiter la vitesse d'impact. Des expérimentations ont montré la validité du principe.



1 arbre à cames
2 cames BR
3 cames HR
4 et 6 linguets latéraux
5 linguet central court
7 piston de verrouillage
8 cylindre de clavetage
9 contre-piston et ressort de rappel
10 ressort de maintien du linguet central contre sa came
11 soupapes d'échappement
12 soupapes d'admission

(a) distribution automobile Honda VTEC



Le verrouillage en mode bas régime (BR) est effectué par un ressort ; en mode hauts régimes (HR), deux circuits d'huile sous pression assurent le verrouillage côté hauts régimes d'une part, et le déverrouillage côté bas régimes d'autre part. En mode désactivé, seul le circuit bas régimes est sous pression pour désactiver le linguet correspondant.

(b) distribution automobile Mitsubishi MIVEC

Figure 43 – Distributions variables par des systèmes à plusieurs cames et sélection hydraulique

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

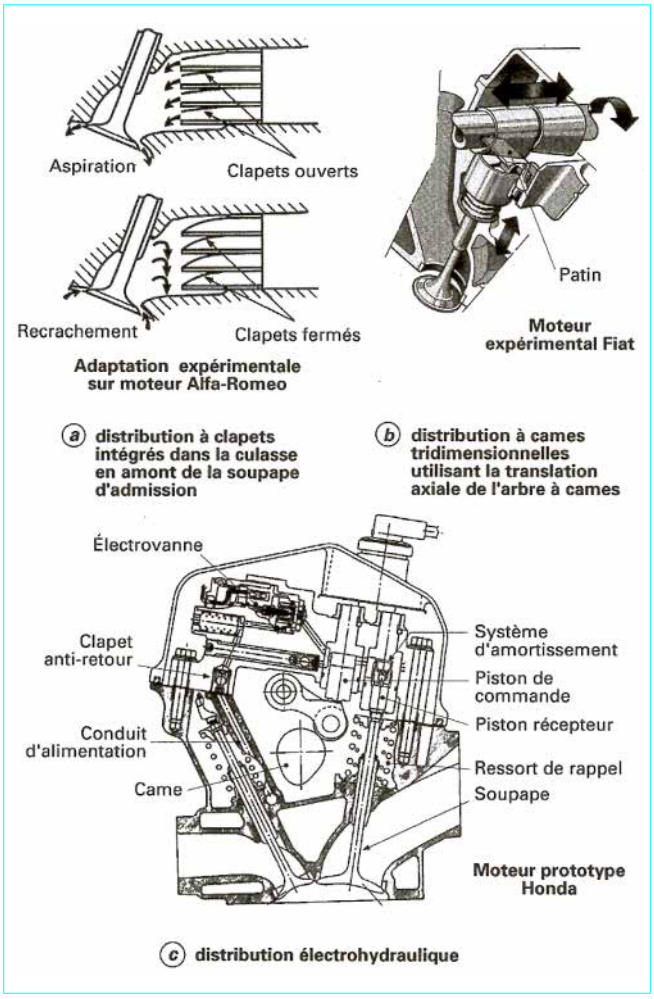


Figure 44 – Variation continue du diagramme de distribution : différents systèmes possibles

4.3.2.2 Systèmes mécaniques

■ **Cames tridimensionnelles** (figure **44*b***)

Cette solution associe des cames *coniques* dont les génératrices de la partie active ne sont pas parallèles à l'axe de l'arbre à cames, et le déplacement axial de celui-ci. Le système développé par Fiat en 1986 utilise des patins oscillants assurant une largeur de contact suffisante quelle que soit la position de l'arbre à cames [Titolo] ; la course de celui-ci est commandée hydrauliquement. Le déplacement doit être asservi au régime et un système de régulation prenant en compte la position réelle de l'arbre à cames est nécessaire.

■ **Linguets à axe d'oscillation mobile**

De nombreux brevets ont été déposés concernant des distributions à basculeur ou à linguet dont l'axe d'oscillation peut se déplacer afin de modifier le rapport de bras de levier et, dans certains cas, le calage de la loi de levée. Sur les moteurs à deux soupapes d'admission par cylindre, ce mécanisme est une version *continûment variable* du principe de soupape débrayable. Dans de nombreux cas, des systèmes de rattrapage hydraulique du jeu sont nécessaires, pour conserver le contact entre les différentes pièces malgré la modification de géométrie.

4.3.2.3 Systèmes électrohydrauliques

Ces systèmes (figure **44*c***) utilisent l'association d'un poussoir hydraulique, d'un clapet anti-retour et d'une électrovanne pour chaque soupape [Vo]. Le poussoir hydraulique est composé de deux pistons : le piston de commande qui est actionné par la came et le piston récepteur qui commande la soupape. Entre ces deux pistons est aménagée une chambre haute presion alimentée par le circuit de graissage via le clapet anti-retour. Lorsque l'électrovanne est fermée, le mouvement du piston de commande se transmet au piston récepteur, le rapport d'amplification étant lié aux sections respectives des pistons. Lorsque l'électrovanne est ouverte, la chambre haute pression se vidange et la soupape se referme sous l'action de son ressort de rappel. La vitesse d'impact de la soupape sur son siège n'est pas contrôlée par la came, mais par un système d'amortissement en fin de course du piston récepteur. À partir d'une loi enveloppe déterminée par la came (électrovanne fermée tout au long du cycle), n'importe quelle loi de levée contenue dans cette enveloppe peut être définie par le pilotage cylce à cycle de l'électrovanne ; cela nécessite un temps de réponse des composants très court. Ce système peut être utilisé non seulement pour adapter le diagramme de distribution au régime mais surtout pour contrôler la charge par le temps d'ouverture des soupapes d'admission et non par le papillon des gaz, ce qui réduit les pertes par pompage. Cet avantage peut éventuellement motiver un développement dans l'avenir.

Pour obtenir une raideur de la commande de soupape compatible avec le fonctionnement à hauts régimes, le volume de la chambre haute pression doît être aussi réduit que possible. Les électrovannes doivent donc être situées au plus près des soupapes. Les problèmes d'encombrement liés à la taille de ces composants sur une culasse multisoupape peuvent être difficiles à résoudre. La puissance consommée par une telle distribution compte parmi ses principaux inconvénients. En effet, le travail fourni pour comprimer le ressort de soupape pendant la phase d'ouverture n'est pas restitué pendant la fermeture lorsque l'électrovanne est ouverte. Toute l'énergie est perdue par le laminage de l'huile dans le circuit de vidange. Comme tous les systèmes hydrauliques, ce type de distribution est sensible au taux d'émulsion et à la viscosité de l'huile lors des démarrages à froid.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Distribution à soupapes

par **Bruno GEOFFROY**
Abregé de Mécanique
Ancien Élève de l'École Normale Supérieure de Cachan
Ingénieur Recherches et Développement au Moteur Moderne

Bibliographie

Distribution et performances, remplissage, combustion

HEYWOOD (J.B.). – *International combustion engine fundamentals.* Éd. McGraw Hill International (1988).

Geometric limitations on performance of four valve per cylinder SI engines. Automotive Engineer, p. 16-18, août/sept. 1984.

WILSON (N.D.). – *Combustion effects of asymmetric valve strategies.* Automotive Engineering, p. 49-53, déc. 1993.

RABBIT (R.D.). – *Fundamentals of reciprocating engine airflow, Part 1 : Valve discharge and combustion chamber effects.* SAE paper 840337.

ANDRZEJEWSKI (I.) et THELLIEZ (M.). – *Coefficient de remplissage et taux de gaz résiduels.* Entropie n° 134, p. 95-100 (1987).

Loi de levée de soupape

JEON (H.S.), PARK (K.J.) et PARK (Y.S.). – *An optimal cam profile design considering dynamic characteristics of a cam-valve system.* Experimental Mechanics, p. 357-363, déc. 1989.

ZUCK (D.). – *Nockenwellen-Entwicklung mit Spline-Interpolationen.* Motortechnische Zeitschrift, *54*, p. 660-662 (1993).

Résistance des contacts. Frottements. Lubrification

SANADA (M.), YAMASHITA (H.) et IZAWA (S.). – *Method of enhancing wear resistance of cam and follower system in engine valve train.* JSAE Review, vol. *12*, n° 4, p. 4 à 10, oct. 1991.

STARON (J.T.) et WILLERMET (P.A.). – *An analysis of valve train friction in terms of lubrication principles.* SAE paper 830165.

HENRIOT (G.). – *Traité des engrenages théorique et pratique.* Tome 1, 6e éd., p. 551-560, Dunod (1979).

Conception et modélisation de la distribution

BRUN (R.). – *Science et technique du moteur Diesel industriel et de transport.* Tome 3, éd. Technip, 4e éd. (1986).

KOSUGI (T.) et SEINO (T.). – *Valve motion simulation method for high-speed internal combustion engines.* SAE paper 850 179.

ADAM (M.), BAKAJ (L.) et WOYAND (H.B.). – *Application of numerical simulation for the analysis of the dynamic behaviour of valve train systems.* Int. J. of Vehicle Design, vol. *11*, n° 3, p. 281-291 (1990).

ADAMS (D.R.) et al. – *Valve train design developments.* Publication T &N Technology, paper n° 11 (1990).

ARNOLD (M.), ROβ (J.) et SPECKENS (F.W.). – *Analyse und Optimierung von Ventil und Steuertrieben in Verbrennungsmotoren.* Motortechnische Zeitschrift, *54*, p. 142-148 (1993).

FLIERL (R.), OEHLING (K.H.) et HÖSL (J.). – *Ventiltriebauslegung moderner Motoren.* Motortechnische Zeitschrift, *54*, p. 462-469 (1993).

MEWS (H.), BREHLER (H.), MAAS (G.), SEIFFERT (J.) et LEHMANN (J.). – *Dynamische Simulation von Ventiltrieben mit hydraulischem Spielausgleich.* Motortechnische Zeitschrift, *55*, p. 148-159 (1994).

Ressort de soupape

FISHER (I.A.) et al. – *Optimisation of valve spring performance.* Publication T & N Technology, paper n° 12 (1990).

BARRETT (J.), BAXTER (M.), HAWKESWORTH (N.) et CASTENS (C.S.G.). – *Development and application of precision springs to modern power train systems.* Publication T & N Technology, paper n° 25 (1990).

GRANOTTIER (C.), VINCENT (L.), COQUILLET (B.) et GUIRALDENQ (P.). – *Tenue en service des ressorts formés à chaud.* Matériaux et Techniques, p. 73-77, mars 1981.

BRAND (A.). – *Données technologiques sur la fatigue.* Publication du Cetim, 3e éd. (1992).

Poussoirs hydrauliques

NAKANO (Y.), MATSUOKA (S.) et MATSUURA (M.). – *Development of HLA for high speed motorcyle engine.* SAE paper 830090.

MIYAMURA (N.) et NAGANO (S.). – *Hydraulic lash adjuster.* JSAE Review, p. 28-35, déc. 1985.

LEROY (P.). – *Adaptation des poussoirs hydrauliques sur moteurs 16 soupapes à haut régime de rotation.* Publication SIA, p. 269-276, mai 1988.

Distributions variables

TAKAHASHI (A.) et al. – *Mitsubishi's compound intake system engine.* SAE paper 850035.

TITOLO (A.). – *Die variable Ventilsteuerung von Fiat.* Motortechnische Zeitschrift *47*, p. 185-187 (1986).

DRESNER (T.) et BARKAN (P.). – *A review of variable and valve timing benefits and modes of operation.* SAE paper 891676.

GROHN (M.) et WOLF (K.). – *Variable valve timing in the new Mercedes-Benz four-valve engines.* SAE paper 891990.

AMANN (C.A.). – *Automotive engines : a future perspective.* Automotive Engineering, vol. *99*, n° 1, p. 23-25, janv. 1991.

DEMMELBAUER-EBNER (W.), DACHS (A.) et LENZ (H.P.). – *Variable valve actuation.* Automotive Engineering, vol. *99*, n° 10, p. 12-16, oct. 1991.

VO (Q.H.) et OEHLING (K.H.). – *Untersuchungen an hydraulischen variablen Ventilsteuerungen.* Motortechnische Zeitschrift *52*, p. 622-629 (1991).

HATANO (K.) et al. – *Multi-mode variable valve timing engine.* Automotive Engineering, p. 111-114, fév. 1994.

Fournisseurs de composants

(liste non exhaustive)

Torrington France	Galets à aiguilles	**ISRI France**	Ressorts de soupape
Ina Roulements S.A.	Galets à aiguilles, poussoirs et butées hydrauliques	**Herckelbout Dawson**	Ressorts de soupape
Eaton Automotive S.p.a.	Soupapes, linguets	**Gates France S.A.**	Courroies synchrones pour distribution
TRW Composants Moteurs Inc.	Soupapes, demi-cônes de clavetage, coupelles de ressort, rotateurs de soupape	**Bleistahl Produktions GmbH und Co KG**	Sièges et guides de soupape

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

POUR EN SAVOIR PLUS