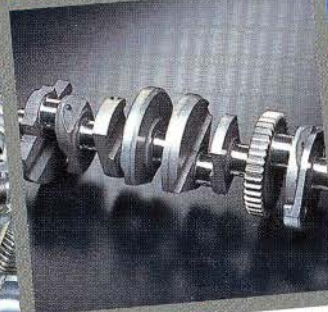


LA PRÉPARATION DES MOTEURS MOTOS



Jean-François
ROBERT



E.T.A.-I

20, rue de la Saussière • 92641 Boulogne-Billancourt Cedex
Tél. 01 46 99 24 24 - Fax 01 46 99 32 40 - <http://www.etai.fr>

Revue
MOTO
Technique



9 782726 883990 >

SOMMAIRE

Introduction 6

Chapitre 1 : Principes de fonctionnement et notions théoriques

1.1 Le cycle à quatre temps	10
1.2 Le rendement	12
1.3 L'amélioration du rendement	14
1.3.1 Réduction des pertes de charge	14
1.3.2 L'optimisation du diagramme de distribution	14
1.3.3 Une pression de fin de compression élevée	15
1.3.4 Une forte vitesse de combustion	15
1.3.5 Conclusion	16
1.4 Souplesse, couple, puissance et PME	17
1.4.1 Notions de souplesse	17
1.4.2 Couple	18
1.4.3 Puissance	18
1.4.4 Puissance consommée	20
1.4.5 Puissance spécifique	21
1.4.6 La mesure de puissance	21
1.4.7 Pression moyenne effective (PME)	23
1.5 Cinématique et dynamique	24
1.5.1 Position du piston	24
1.5.2 Vitesse instantanée du piston	25
1.5.3 Vitesse linéaire du piston	26
1.5.4 Accélération du piston	26
1.5.5 Notion d'efforts	27

Chapitre 2 : Influence de la géométrie du moteur sur ses caractéristiques

2.1 Généralités	30
2.2 Analyse d'une supersport aux dents longues	32
2.3 Influence du rapport alésage/course	33
2.3.1 Rapport alésage/course et remplissage	33
2.3.2 Conclusion	35

2.4 La longueur de bielle	35
2.4.1 La cinématique	35
2.4.2 Étude dynamique	36
2.4.2.1 Influence sur le couple instantané	36
2.4.2.2 Action et réaction... ..	37

Chapitre 3 : Augmentation de la cylindrée

3.1 Généralités	40
3.1.1 Le rapport volumétrique	40
3.2 Augmentation de la course	42
3.2.1 Comment procéder	42
3.2.2 Conséquences	43
3.3 Augmentation de l'alésage	44
3.3.1 Comment procéder	44
3.3.2 Le choix du nouveau piston	44
3.3.3 Conséquences	45
3.3.4 Conclusion	45

Chapitre 4 : Augmentation de la PME

4.1 Généralités	48
4.2 Le remplissage	49
4.3 La forme de l'admission	50
4.4 Les conduits d'admission	52
4.5 Calcul de la section de passage au niveau des soupapes	55
4.6 De l'intérêt des grosses soupapes	58
4.7 Détermination de la section du carburateur idéal	59
4.8 La carburation	59
4.8.1 Le dosage air/essence	59
4.8.2 Le carburateur	61
4.8.2.1 Les carburateurs à boisseau	64
4.8.2.2 Les carburateurs à dépression	65
4.9 Plaidoyer pour le développement de l'injection	66
4.9.1 Mode de fonctionnement des injections et modifications simples	67
4.10 Les boîtes à air	70
4.11 Le rapport volumétrique	74
4.12 Combustion et allumage	74
4.13 Les bougies	77
4.13.1 L'indice thermique	78
4.13.2 Le choix des électrodes	78

Chapitre 5 : La distribution

Introduction	84
5.1 La loi de levée idéale	85
5.2 L'efficacité du profil	87
5.3 Les ressorts	88
5.4 La pression de Hertz	90
5.5 Le diagramme de distribution	92
5.6 Calage et relevé du diagramme de distribution	93
5.7 Les différents mécanismes de commande de la distribution	96
5.7.1 Les moteurs culbutés	96
5.7.2 L'arbre à cames en tête	99
5.7.3 Le double arbre à cames en tête	102
5.7.4 Les linguets	104
5.7.5 La distribution desmodromique	105

Chapitre 6 : Acoustique

Introduction	110
6.1 Les principes de l'acoustique	110
6.2 Les accords d'admission	112
6.2.1 Application numérique sur une 600 CBR Honda	113
6.2.2 Les contre-résonances	114
6.2.3 Des nœuds au ventre et à la cervelle...	114
6.2.4 Les dispositifs d'admission variables	114
6.3 Les accords d'échappement	117
6.3.1 Le cas du monocylindre	117
6.3.2 Application numérique sur un monocylindre	118
6.3.3 Les multicylindres	120
6.3.4 Application numérique sur un multicylindre	121
6.3.5 Construction	123
6.3.6 Le bruit	123

Chapitre 7 : Accroissement du régime

Introduction	126
7.1 Notions de métallurgie et "grosse fatigue"	126
7.2 Contrôle non destructif d'une pièce mécanique	134
7.3 Les frottements	135

7.3.1 Frottements piston/cylindre	135
7.4 La segmentation	137
7.5 Contrôle d'étanchéité	140
7.6 Équerrage de bielle	141
7.7 Les vilebrequins monoblocs sur paliers lisses	141
7.8 La métrologie	142
7.9 Rigidité de la ligne d'arbre	144
7.10 Les vilebrequins assemblés tournant sur roulements	145
7.11 Efforts d'inertie et allègement	147
7.11.1 Les mouvements alternatifs, le piston	147
7.11.2 À cheval entre pilonnement et rotation... la bielle	149
7.11.3 Les pièces en rotation	150
7.12 Notions d'équilibrage	153
7.12.1 L'équilibrage statique	153
7.12.2 L'équilibrage dynamique	153
7.12.3 Le facteur d'équilibrage	153
7.12.4 Balancier d'équilibrage	154
7.12.5 L'allègement	154
7.13 La distribution	155

Chapitre 8 : Lubrification et refroidissement

8.1 La lubrification	158
8.1.1 Le choix d'un lubrifiant	158
8.1.1.1 Des normes très adaptées à l'automobile...	158
8.1.1.2 Des conditions d'utilisation particulières	159
8.1.2 Le circuit d'huile	159
8.1.2.1 La filtration	160
8.1.2.2 La pression	160
8.1.2.3 La température	161
8.1.2.4 Les reniflards	162
8.2 Le refroidissement	163

Épilogue	167
----------	-----

INTRODUCTION

La préparation d'un moteur de moto est une tâche aussi ardue que passionnante. Elle demande une bonne dose de savoir-faire et d'humilité. Pour évaluer l'ampleur du travail à accomplir, imaginez qu'une 600 supersport de série développe aujourd'hui une puissance spécifique supérieure à un V 12 Matra ou un V8 Cosworth au sommet de leur gloire ! Malgré leurs 200 CV/l et 15 000 tr/min, ces petites merveilles sont pourtant capables d'aligner quotidiennement des kilomètres sans encombre. Améliorer de telles mécaniques demande des notions de physique poussées et beaucoup de rigueur. La petitesse des conduits et des pièces en mouvement assimile le travail du préparateur à celui d'un orfèvre. Il faut donc impérativement respecter quelques règles d'or, la première étant de toujours prendre le temps de vérifier le potentiel de départ et celui d'arrivée afin d'être capable de mesurer la marge de progression. Pour savoir où l'on va, il est essentiel de savoir d'où l'on vient, de quantifier ce que l'on a fait et de ne jamais se fier à des impressions par trop suggestives. Un moteur rendu creux et brutal par une mauvaise préparation donnera l'illusion d'un gain de performances. Dans les faits, la courbe de puissance ainsi dégradée peut même culminer plus bas que l'origine ! De tels résultats désastreux se sont déjà rencontrés. Pourtant de nos jours, il existe de nombreux moyens de contrôler son travail. Les bancs de puissance à rouleaux se répandent chez les concessionnaires ou sur les circuits et nous ne saurions que vous encourager à faire des relevés avant et après préparation. Il est souvent possible de négocier l'usage du banc sous forme d'un sponsoring par lequel chacun trouve son compte.

Cet ouvrage vous guidera en vous indiquant les lois qui régissent la mécanique, afin de déterminer le régime maxi admissible par un moteur ou l'effort supporté par une bielle. De même, nous parlerons de mécanique des

fluides pour établir le diamètre d'un carburateur adapté à tel ou tel moteur. Nous ferons aussi le point sur les moyens de mesure et de contrôle simples qui vous permettront de progresser méthodiquement.

Les recettes miracle et les chevaux gagnés "par paquets" valent peut-être pour un moteur de Dauphine, mais en moto. Les gains seront plus âpres.

On ne saurait aborder un 500 XT comme un multicylindre seize ou vingt soupapes. C'est pourquoi nous les appréhenderons différemment. Mais dans les deux cas, les notions théoriques restent les mêmes. Il faudra toujours comprendre les objectifs de ceux qui ont conçu un moteur pour effectuer des choix de préparation adaptés.

À l'aube du vingt et unième siècle, il faut apprendre à exploiter de nouveaux outils pour peaufiner une préparation. Que ce soit pour régler une injection, reprogrammer une Eprom, calculer un arbre à cames, déterminer des efforts ou encore des débits dans une culasse, l'informatique peut vous être très utile. Bien réfléchir avant d'agir : tel est sans doute le secret d'une bonne préparation. En particulier, on pensera à se procurer la réglementation en vigueur dans la catégorie à laquelle on souhaite participer.

Nous nous pencherons aussi sur les périphériques, en particulier les boîtes à air, pour expliquer leur principe afin de mieux les comprendre et donc les faire marcher...

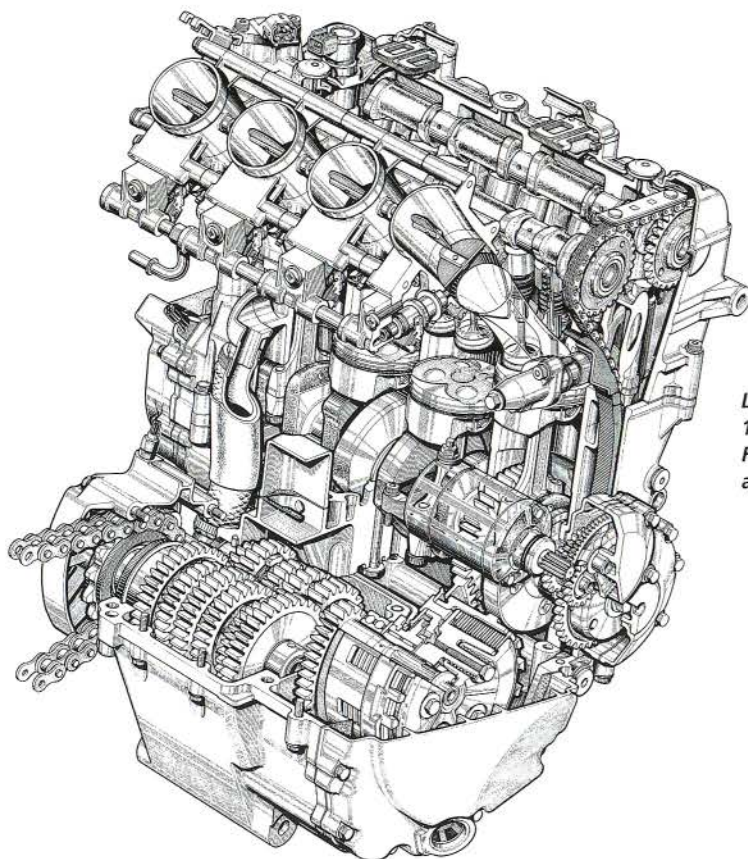
Nous traiterons aussi d'exemples concrets afin que vous puissiez suivre le déroulement des travaux et la méthode appliquée, qui vaut pour tout moteur. Nous ferons souvent référence au monocylindre, dont l'avantage réside dans un budget de préparation moindre lié au nombre plus réduit de pièces. Par ailleurs, en raison

des masses importantes, on flirte plus facilement avec les limites, on apprend donc plus rapidement à les cerner. En clair, c'est un bon cas d'école.

Mais le plus important, et ce qu'il faut retenir avant tout, c'est qu'en préparant un moteur de moto on encourt des risques supplémentaires de casse. Un des buts de cet ouvrage est de vous aider à les minimiser en déterminant mieux les limites admissibles. Toutefois, que ce soit vous, un ami ou un client qui pilote la moto, sachez que cette personne met sa vie entre vos mains. Les casses moteur ne sont pas anodines et peuvent se solder

par des chutes au milieu du paquet, avec les conséquences que l'on connaît. Chaque détail a son importance et ne tolère pas l'erreur. La boîte de vitesses reste l'organe le plus dangereux, car en cas de blocage, le pilote est sans recours, l'embrayage étant inopérant. Certains coureurs ont payé de leur vie des moteurs trop gonflés délivrant plus de couple qu'elle ne pouvait en supporter... S'il existe un talon d'Achille dans une moto, c'est bien là qu'il se trouve. Pensez-y avant de jouer aux apprentis sorciers !

Et maintenant bonne lecture...



Le suzuki GSXR 2000 développe la bagatelle de 140 CV pour 750 cm³, un vrai moteur de course... Faire mieux est un travail de spécialiste, entre autre en raison de l'injection électronique.

Chapitre 1

PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT ET NOTIONS THÉORIQUES

L'amélioration des performances d'un moteur passe par l'acquisition de quelques bases théoriques indispensables. Pour bien comprendre ce que l'on cherche, ou mieux cerner les besoins du pilote, il est bon de maîtriser parfaitement les notions de rendement, couple, puissance, souplesse. Savoir comment et pourquoi elles sont reliées, et également assimiler ce qu'est une pression moyenne effective (PME).

Les moteurs que nous étudions sont dits "à allumage commandés", par opposition aux moteurs "à allumage par compression" (les diesels!) Ils fonctionnent selon un cycle à quatre temps (cet ouvrage ne concerne pas les deux-temps). Sans chercher à devenir de purs thermodynamiciens, nous allons nous attarder sur le déroulement d'un cycle complet.

1.1 LE CYCLE À QUATRE TEMPS

Il peut être visualisé sous la forme d'un diagramme pression/volume. Ce cycle est baptisé du nom de ses inventeurs, c'est-à-dire Beau de Rochas ou Otto selon que l'on est Français ou Allemand! Nous suivrons point par point son déroulement grâce aux repères figurant sur le diagramme ci-dessous.

(AB) La première phase est l'admission. Elle a lieu lors de la descente du piston. Le volume augmente de v à $V + v$. La soupape d'admission étant ouverte, le cylindre est en contact permanent avec la pression atmosphérique. Cette phase est donc appelée isobare, puisque les pressions sont censées être en équilibre permanent.

(BC) Lorsque le piston atteint le PMB (point mort bas), la soupape d'admission se ferme et la compression commence. Celle-ci étant très rapide, les échanges de chaleur avec l'extérieur ne sont pas pris en considération. Il s'agit bien sûr d'une vue de l'esprit, car vous avez tous remarqué que les moteurs chauffent tant qu'il faut impérativement les refroidir. Une telle compression est baptisée adiabatique, c'est-à-dire sans échange de chaleur. À ne pas confondre avec isotherme, qualificatif qui signifierait que les gaz ne s'échauffent pas à l'intérieur du cylindre. La diminution du volume de $V + v$ à v provoque une augmentation de pression de P_a à P_c .

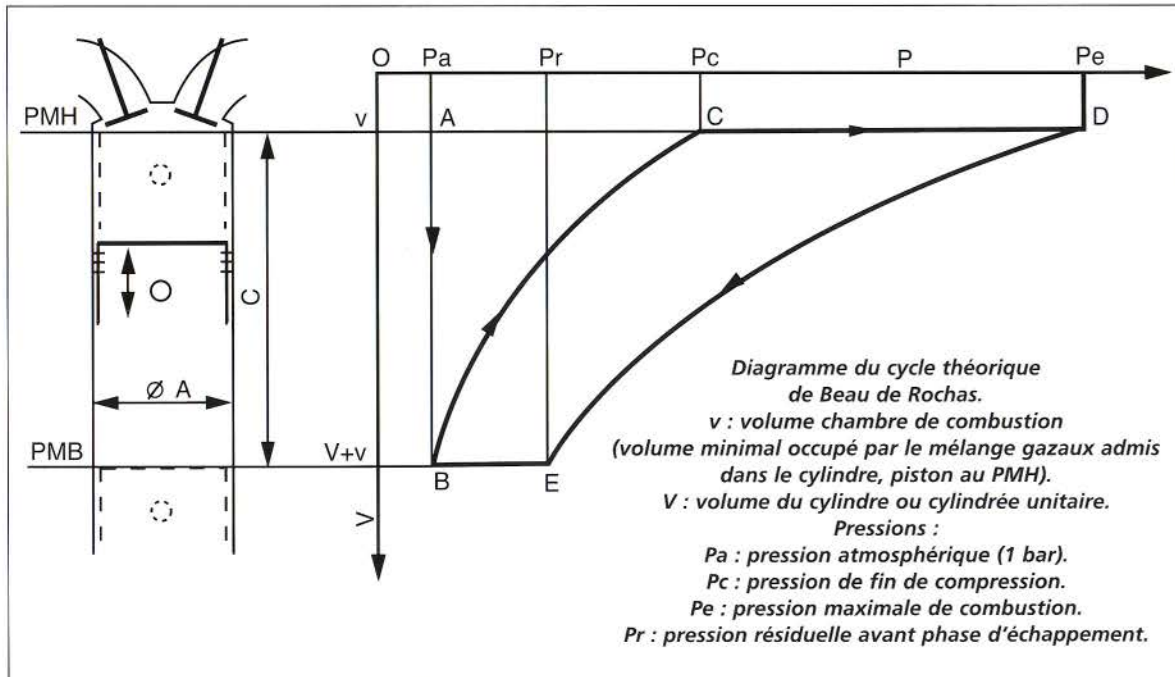
(CD) La bougie s'allume ensuite en C. Pour le thermodynamicien, la combustion est instantanée, c'est-à-dire si rapide que le piston n'est pas censé avoir le temps de se déplacer. Elle est donc supposée se dérouler à volume constant. La pression augmente subitement de P_c à P_e .

(DE) La détente, ou temps moteur, est aussi dite adiabatique. Le volume augmente de nouveau de v à $V + v$, ce qui provoque une chute de pression de P_e à P_r .

(EB) Le piston a atteint le PMB, le volume ne varie pas. L'ouverture de la soupape d'échappement fait chuter la pression résiduelle P_r à la pression atmosphérique P_a .

(BA) Échappement. Le déplacement du piston provoque une réduction du volume de $V + v$ à v , ce qui chasse les gaz brûlés vers l'extérieur du moteur. Cette phase se déroulant soupape ouverte, on la considère comme isobare puisqu'en contact permanent avec la pression atmosphérique.

Dans la pratique, l'inertie des colonnes gazeuses modifie sensiblement la donne et oblige à pré-



voir de l'avance à l'ouverture admission (AOA) et du retard à la fermeture admission (RFA), ou encore de l'avance à l'ouverture échappement (AOE) et du retard à la fermeture échappement (RFE). Ceci ayant pour but de permettre les mises en vitesse des gaz et de profiter de leur lancée. De même, le délai d'inflammation et la vitesse de propagation du front de flamme laissent au piston le temps de se déplacer pendant la combustion. Cette vision toute théorique d'une combustion instantanée ne fait pas long feu... Nous parlons bien de moteur à combustion interne et non de moteur à explosion ! Enfin, les échanges de chaleur avec l'extérieur sont bien réels et abaissent la température de fin de compression.

L'autre notion que le diagramme théorique ne met pas en évidence est liée aux contraintes mécaniques dues à l'inertie des pièces en mouvement. De fait, l'ouverture des soupapes est progressive et non instantanée, c'est-à-dire que la section de passage des gaz évolue dans le temps de façon significative, comme nous le verrons en étudiant la distribution. Ainsi revu, le diagramme théorique se déforme et s'arrondit. Voyons cela point par point.

Le cycle réel

(AB) Afin de bénéficier pleinement de la dépression créée par la descente du piston, on ouvre la soupape d'admission avant le PMH. Ainsi, la section de passage est déjà relativement importante lorsque le piston amorce sa descente. C'est l'AOA que nous évoquions précédemment. La dépression qui règne dans le moteur du fait de l'accroissement du volume provoque une légère dilatation des gaz dans le cylindre. La masse de gaz introduite est donc plus faible que la théorie le

laisse supposer. De même, bien que la soupape soit ouverte, la pression du cylindre n'est pas égale à la pression atmosphérique, mais légèrement plus faible en raison des pertes de charge (frottements et turbulences aérodynamiques) des gaz à la soupape. Il en découle dans le remplissage du cylindre un temps de retard, que le motoriste tente de rattraper en prolongeant l'ouverture de la soupape d'admission au-delà du PMH. On profite ainsi de la vitesse acquise par les gaz et de l'inertie que leur procure leur masse. Ils continuent donc à pénétrer dans le cylindre alors que la piston entame déjà sa remontée.

Finalement, on définit le taux de remplissage comme étant le rapport entre la masse de mélange qui est réellement entrée dans le cylindre et la masse qui pourrait théoriquement y rentrer dans des conditions normales de pression et température (c'est-à-dire pression atmosphérique et température ambiantes).

(BC) Compression. Contrairement à ce que suppose la théorie, il existe bien des échanges de chaleur entre les parois et les gaz contenus dans le cylindre. La masse métallique du moteur fait office d'accumulateur de chaleur. Lors de l'admission, les gaz frais sont réchauffés au contact des parois, ce qui provoque leur dilatation et réduit le volume de gaz introduit. Ensuite, ils s'échauffent sous l'effet de la compression. Toutefois, leur température ne monte pas aussi haut que le suppose la théorie, car ils perdent des calories contre les parois du cylindre, dont la température est plus faible que celle des gaz en fin de compression. Au fil de la compression, les échanges de chaleur s'inversent donc.

(CDE) Combustion et détente. L'allumage se produit avant le PMH afin de prendre en compte

le délai d'inflammation du mélange. C'est ce qu'on appelle l'avance à l'allumage (AA sur le graphique). On anticipe ainsi sur la combustion afin de bénéficier du pic de pression au moment opportun (D). On remarque sur le cycle réel que la combustion n'étant pas instantanée, on prend en compte la variation de volume de la chambre de combustion. De plus, la pression de début de compression étant plus basse que dans la théorie (perte de charge), la pression de fin de compression l'est aussi, d'autant plus que les échanges de chaleur avec les éléments du moteur abaissent la pression de fin de compression. Ensuite, l'accroissement du volume défavorise aussi la pression de fin de combustion. Au fil de la combustion, la pression commence à chuter, d'autant plus que le volume du cylindre augmente avec la descente du piston. Les gaz étant alors très chauds, ils perdent beaucoup d'énergie au contact des parois.

(EA) Un peu avant le PMB, on ouvre la soupape d'échappement afin de faire chuter la pression dans le cylindre, qui dans le cas contraire entraverait la remontée du piston. On exploite l'inertie des gaz d'échappement en laissant la soupape ouverte au-delà du PMH, ce qui favorise leur sortie mais crée aussi une dépression qui aspire les premiers gaz d'admission dont la soupape s'ouvre un peu avant le PMH. Cette phase de croisement favorise la mise en vitesse des gaz du cycle suivant.

Sur le diagramme (page suivante), on a volontairement amplifié les différences de pression lors des phases d'admission et d'échappement, afin de rendre la démonstration plus évidente. Toutefois, pour avoir un aperçu plus conforme à la réalité, voyons le diagramme d'une simulation faite sur la base d'une 900 Ducati. La comparaison détaillée des graphiques nous amène directement à la notion de rendement.

pression de 8,5 à 12,5. On comprend mieux pourquoi les moteurs modernes sont toujours plus comprimés et pourquoi les pétroliers travaillent sans cesse à l'amélioration des carburants. La valeur du rendement théorique est déjà réduite d'environ 20 % dans le cas du cycle réel, entre autres en raison du phénomène de pompage, c'est-à-dire des différences de pression réelle et des inerties gazeuses. Les 50 % ne sont donc déjà plus que 40 % [$50 \% - (50 \% \times 0,2) = 40 \%$]. La comparaison graphique est aisée, puisqu'il s'agit du rapport des surfaces des deux diagrammes. La petite surface S2 existant dans le cycle réel constitue en outre un travail négatif qu'il convient de retrancher à la grande surface S1. Il ne reste donc plus grand-chose. Sachez encore que cette boucle négative n'existe pas dans la théorie puisque l'on considère que l'admission et l'échappement se déroulent à pression constante. Mais il reste aussi à prendre en compte le rendement mécanique. C'est le rapport entre l'énergie mécanique restituée et l'énergie réelle délivrée par la combustion, en tenant compte du rendement thermodynamique et des pertes déjà précédemment évoquées.

Le rendement mécanique n'est pas si catastrophique qu'on pourrait le penser. Le couple bielle/manivelle remplit bien son rôle, et les frottements du piston ou de la distribution restent, somme toute, raisonnables. On évalue les pertes à environ 15 %. Nous voilà donc redescendus sur terre, avec environ 30 à 35 % d'énergie restituée au vilebrequin. Il faut encore toutefois retrancher les pertes de la boîte (environ 2 % par couple d'engrenages) et de la transmission finale (environ 5 % avec une chaîne) pour constater que le résultat ressemble un peu à une peau de chagrin. Avant d'analyser les pertes et la façon de les réduire, soyons plus optimistes et rendons hommage à notre "cher carburant", qui constitue une boisson

énergétique fabuleuse pour nos moteurs. Même si les pertes sont énormes, le résidu reste très honorable à en juger par les performances de nos montures !

Où passe notre argent ?

C'est la question que le pauvre contribuable qui fait le plein de sa moto est en droit de se poser. Sans prendre en compte les taxes, la principale source de déperdition est l'échappement. L'énergie contenue dans le gaz d'échappement atteint environ 40 % de l'apport initial, c'est-à-dire qu'elle dépasse même la puissance récupérée sur le vilebrequin ! L'expulsion de gaz chauds et sous pression constitue un énorme gâchis qu'on ne peut malheureusement pas éviter, même avec un turbo, dont le bilan énergétique global n'est pas vraiment meilleur.

Le refroidissement, quant à lui, absorbe environ 15 % de l'énergie du carburant, c'est-à-dire à peu près la moitié de la puissance restituée du moteur. Une notion à ne pas oublier quant on gonfle sa machine, car la surface du radiateur ou le débit de la pompe à eau peuvent s'avérer insuffisants. Au chapitre du refroidissement, ajoutons que les calories sont évacuées par l'air au contact des divers carters, eau et huile. N'omettons pas non plus les pertes par rayonnement qui représentent environ 5 % elles aussi. On pense bien sûr tout de suite à faire fonctionner un moteur "adiabatique", c'est-à-dire sans refroidissement. Mais même si les matériaux le permettaient, l'échauffement des gaz d'admission au contact des parois serait tel que la quantité d'air réellement introduite serait très faible. L'énorme dilatation de l'air ferait chuter les performances d'une manière si

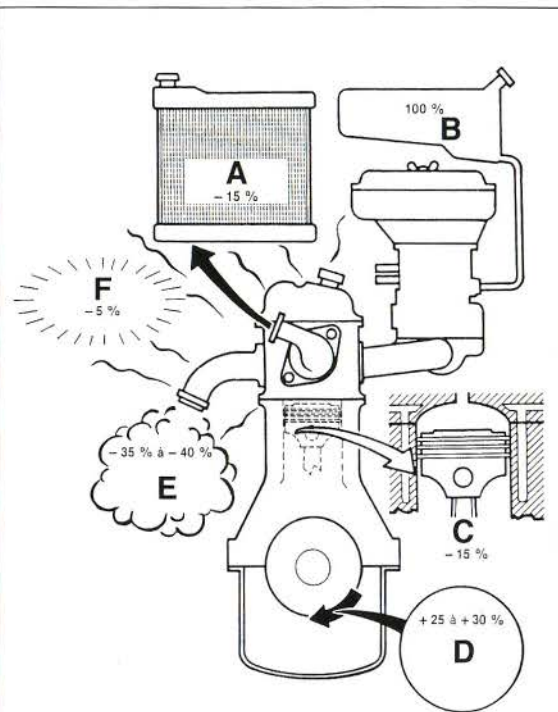
spectaculaire que tout le bénéfice en serait perdu... On tourne en rond. Enfin, n'oublions pas les 15 % de pertes mécaniques évoquées au début de ce paragraphe.

Toutefois, cette manière de s'exprimer par rapport à l'énergie contenue dans le carburant donne une mauvaise représentation globale des phénomènes. Il est préférable de s'exprimer par rapport à ce que l'on appréhende le mieux, c'est-à-dire la puissance restituée. Nous l'avons déjà fait pour les pertes à l'échappement, mais les frottements ajoutés au refroidissement sont donc à peu près équivalents à la puissance délivrée par le moteur. Une amélioration de 5 % sur le frottement global d'une mécanique représentera donc un gain de 2,5 % en termes de puissance restituée.

Ce bref calcul relativise les performances potentielles des additifs miracle censés améliorer spectaculairement la puissance par simple réduction des frottements. S'ils font parfois monter le ralenti, c'est que dans cette situation, le bilan énergétique global est tout autre. En effet, la puissance délivrée sur l'arbre est nulle. Dans le cas contraire, l'équilibre serait rompu et le moteur accélérerait. De fait, la moindre réduction des frottements prend ici de l'importance. Mais à pleine charge, elle devient beaucoup moins sensible et les chevaux tant espérés s'évaporent quand on les cherche sur un banc d'essais.

Le fonctionnement à charges partielles est encore plus défavorable en ce qui concerne le rendement. Les chiffres annoncés à pleine charge (gaz ouvert en grand) chutent sensiblement si l'on referme partiellement la poignée et si l'on s'écarte de la plage d'utilisation optimale du moteur. Le meilleur rendement est d'ailleurs obtenu au régime du couple maxi.

Enfin, ces valeurs peu engageantes ne doivent pas nous décourager. Une première façon d'améliorer les performances consiste à tenter de se rapprocher le plus possible du cycle théorique, qui est rappelons-le environ 20 % plus performant que le cycle réel. Voyons cela point par point.



Bilan énergétique du moteur quatre temps.

A. Circuit de refroidissement - 15 %.

B. 100 % d'essence.

C. Pertes mécaniques - 15 %.

D. + 25 à + 30 % d'énergie

récupérée sur le vilebrequin.

E. - 35 % à - 40 % Gaz d'échappement.

F. Rayonnement - 5 %.

1.3 L'AMÉLIORATION DU RENDEMENT

La lecture des graphiques pression/volume théorique et réel montre à l'évidence une différence de surface importante, que nous avons précédemment évaluée à 20 % en défaveur de la réalité. L'objectif du préparateur est de se rapprocher au maximum de l'idéal. Toutefois, cette quête comporte des contradictions que nous mettrons à jour, afin de ne pas confondre rendement et recherche de puissance.

1.3.1 Réduction des pertes de charge

Il faut d'abord tenter de réduire au strict minimum la boucle négative de surface S_2 , inexistante dans la théorie. Cela équivaut à aplatir S_2 pour la ramener à l'épaisseur d'un trait, comme le conçoit Beau de Rochas. Les différences de pression les plus faibles possibles doivent être enregistrées lors du temps mort qui sépare la fin de combustion et le début de la compression. Il convient donc de soigner les pertes de charge, c'est-à-dire la retenue des gaz dans les conduits, grâce à des formes et des longueurs adaptées ainsi qu'un dispositif d'admission et d'échappement qui freine le moins possible les gaz. L'idéal serait que le trait vertical qui marque la pression atmosphérique ne soit pas franchi. Cela signifie que la pression ne devrait pas être inférieure à la PA dans le cylindre. Sur le cycle de la Ducati 900, la boucle négative n'apparaît pas en raison de l'échelle du graphique. Elle existe pourtant puisque la pression moyenne lors de l'admission est de 0,9 bar et 1,1 lors de la phase d'échappement. Dans la pratique, il est impossible de supprimer cette boucle. C'est même un non-

sens, puisque c'est cette différence de pression qui provoque l'aspiration des gaz dans le cylindre. Par contre, plus la perte de charge sera faible, plus tôt l'équilibre entre le cylindre et l'atmosphère sera atteint, ce qui revient à réduire la boucle négative dans sa partie basse et à redresser la courbe de montée en pression pour favoriser la pression de fin de compression.

1.3.2 L'optimisation du diagramme de distribution

Ceci nous amène directement à la notion de diagramme de distribution, diagramme qui doit être adapté à l'utilisation du moteur. Ce diagramme retrace le cycle d'ouverture et de fermeture des soupapes en fonction de la position du piston. On remarque en effet que pour un rendement optimum, il faut ouvrir et fermer les soupapes aux moments les plus opportuns. En ce qui concerne l'admission, la soupape doit se refermer juste au moment de l'équilibre des pressions cylindre/atmosphère. Toute la difficulté provient du fait que la masse des gaz et donc leur inertie décale cet instant en fonction de la vitesse des gaz, qui varie elle-même avec la vitesse du piston, c'est-à-dire le régime. C'est pour cette raison que l'on a inventé les distributions variables sur les moteurs ayant une très large plage d'utilisation. Peu répandu en moto, ce système se retrouve sur des 250 et 400 japonaises (Bandit en particulier), mais dans des versions non importées en France pour des questions de prix. Par contre, on comprend aisément qu'en décalant ou en élargissant la plage d'utilisation d'un moteur, il est nécessaire d'ajuster

le diagramme de distribution en conséquence. Nous reviendrons sur ces notions dans un chapitre spécifique.

1.3.3 Une pression de fin de compression élevée

La lecture du diagramme de représentation du cycle réel nous montre aussi que la pression de compression ne monte pas aussi haut qu'elle le devrait. Ceci tient à deux paramètres :

1) la quantité de gaz réellement introduite dans le cylindre n'est pas forcément égale à la totalité du volume disponible. Ce critère est appelé taux de remplissage. Il varie avec les pertes de charge et le régime moteur, en fonction du diagramme de distribution déjà évoqué.

2) les échanges de chaleur avec les parois engendrent des pertes qui abaissent la température de fin de compression et donc la pression. La compression réelle n'est pas adiabatique. Pour qu'elle le soit le plus possible, il faut limiter les échanges en :

- réduisant les surfaces (éviter les chambres de combustion et les têtes de piston bombées);
- augmentant la vitesse de combustion (voir paragraphe suivant);
- réduisant la durée des échanges de chaleur, ce que l'on obtient en augmentant le régime de rotation... et donc les pertes par frottement, ce qui abaisse le rendement !
- évitant les fuites entre piston et cylindre (segmentation) et au niveau des soupapes (état des portées);
- augmentant le taux de compression.

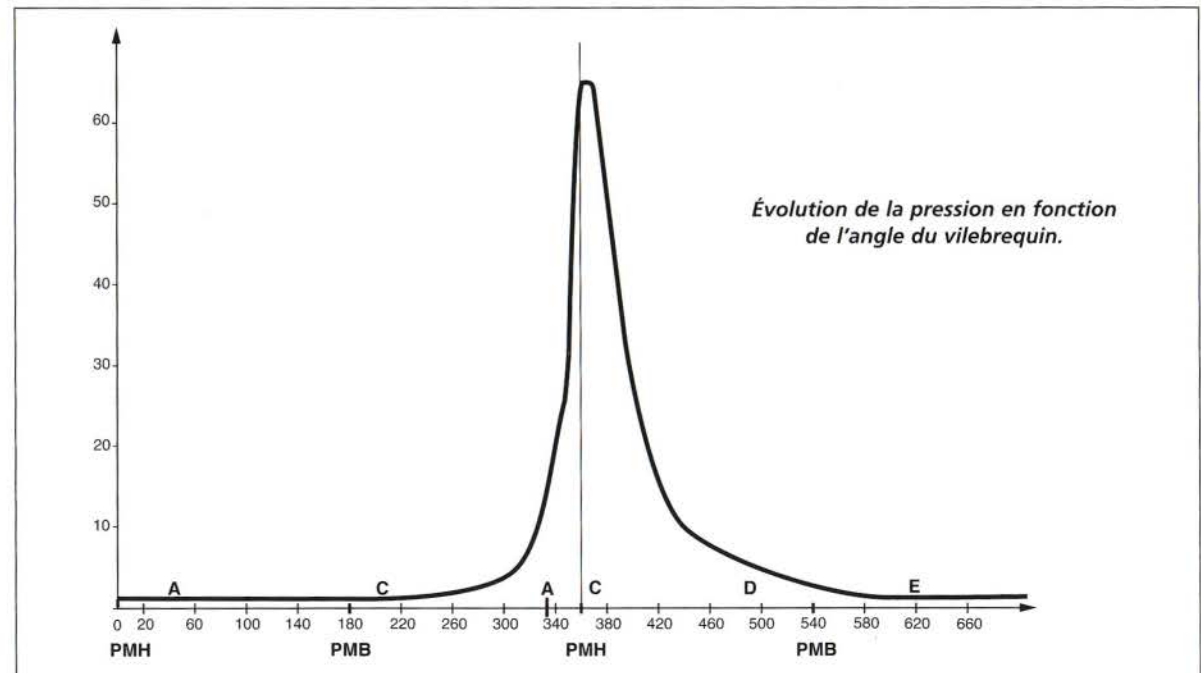
La réduction des différences de température entre les gaz et les parois, qui limiterait très sensi-

blement les échanges, n'est pourtant pas souhaitable. En effet, l'élévation de la température du moteur va favoriser la dilatation des gaz d'admission et donc réduire le remplissage du moteur, entraînant une très forte baisse des performances. C'est toute l'ambiguïté et l'illusion du moteur adiabatique sans refroidissement. Par contre, on surveillera de près la température de fonctionnement du moteur. Elle doit rester dans une plage optimale, qui varie d'un moteur à l'autre. En moto, on a souvent intérêt à ne pas dépasser les 70°. Mais encore une fois, cela dépend des moteurs. Si l'on dispose d'un banc, on peut faire des essais de température de fonctionnement. En l'absence d'outil de mesure, on peut toujours mettre des écopes pour mieux refroidir ou de l'adhésif pour obstruer partiellement le radiateur, et surveiller de près le chronomètre...

1.3.4 Une forte vitesse de combustion

Continuons notre comparaison des cycles théorique et réel pour constater que Beau de Rochas considère que la combustion est instantanée, ce qui n'est bien sûr pas réel. Sur la courbe (AA - C - D), cela se traduit par une portion légèrement bombée dont seul le sommet rejoint la valeur maximale. Pour réduire cette perte, il faut diminuer la durée de la combustion. Ainsi, le déplacement du piston dans cette phase sera moindre, ce qui rapprochera les deux courbes, augmentant de fait la pression finale et donc la puissance. On obtient ce résultat par :

- une pression de fin de compression élevée (fort taux de compression et bon taux de remplissage);



- un allumage soigné, dont l'étincelle de bonne qualité se produit au moment opportun (avance à l'allumage);

- une bonne propagation du front de flamme, grâce à une forme de chambre de combustion sans recoin. Sa vitesse est de quelques dizaines de mètres par seconde. Elle varie principalement en fonction de la qualité du mélange air/essence;

- un faible alésage. Les longues courses et les petites cylindrées unitaires sont donc favorisés, le front de flamme ayant moins de distance à parcourir;

- l'utilisation de deux voire trois bougies par cylindre peut aider à combler le handicap d'un très fort alésage (monocylindres) ou d'une chambre mal dessinée (vieux moteurs à deux soupapes);

- une bonne homogénéité du mélange. En effet, la forme de la chambre doit favoriser le brassage des gaz pour un mélange air/essence homogène. Les zones de squish (pincement) qui provoquent des mouvements rapides des gaz près du PMH sont recommandées. On se souviendra du Suzuki TSCC, Twin Swirl Combustion Chamber, chambre de combustion à double turbulence, sur ses premiers moteurs à quatre soupapes. Parfois, une certaine dissymétrie de la chambre ne nuit pas, dans le cas de culasses anciennes à deux soupapes par exemple;

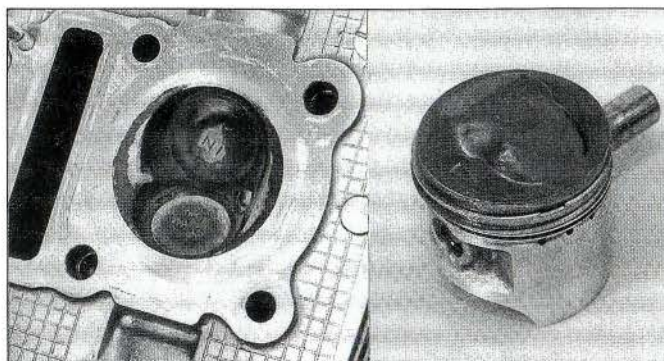
- un bon dosage air/essence est bien sûr essentiel. Trop d'essence et la combustion est incomplète, trop d'air et la flamme se propage mal faute de rencontrer suffisamment de carburant pour l'alimenter.

1.3.5 Conclusion

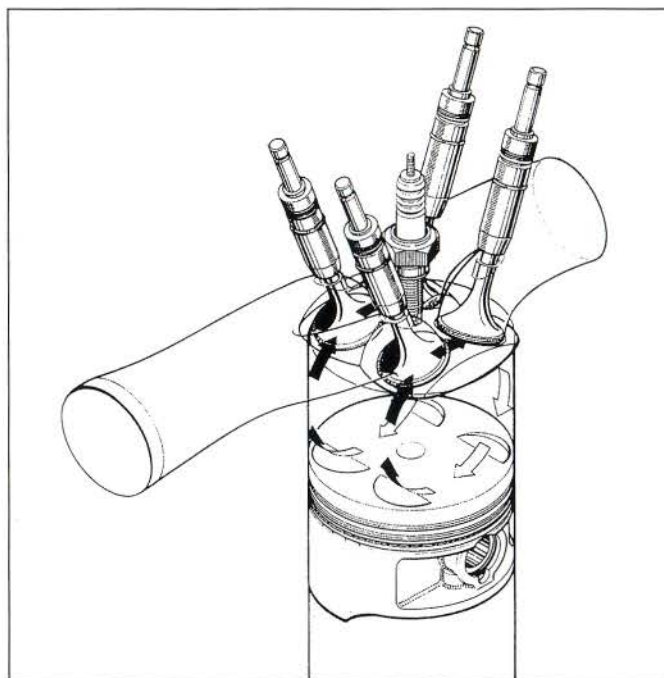
La lecture de ce chapitre permet de mieux comprendre l'évolution des moteurs modernes, pour lesquels on préfère des conduits rectilignes offrant

peu de perte de charge aux anciennes configurations présentant des angles de soupape importants. Les chambres hémisphériques ont fait long feu; elles imposaient des conduits très coudés qui nuisaient au remplissage. De plus, pour obtenir des taux de compression élevés, on devait

employer des pistons bombés, plutôt lourds, qui conduisaient à des chambres de combustion tarabiscotées, peu favorables à la propagation du front de flamme. Enfin, avec seulement deux soupapes, on avait du mal à centrer la bougie, ce qui défavorisait la combustion.



Ici un moteur à deux soupapes Suzuki 125 GN. Bien que relativement récent et très économe, cet utilitaire est somme toute assez représentatif de l'ancienne génération des moteurs de motos. Le piston est bombé et la bougie mal centrée.



Ce schéma figure la double turbulence générée dans la chambre de combustion TSCC (Twin Swirl Combustion Chamber). La calotte plate du piston offre l'avantage de ne pas gêner cette turbulence.

1.4 SOUPLESSE, COUPLE, PUISSANCE ET PME

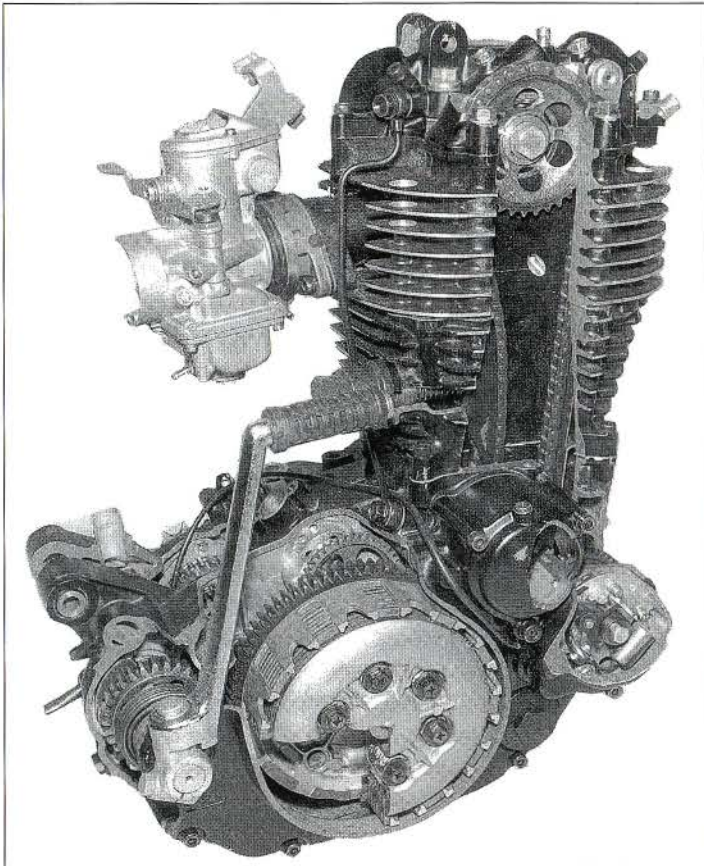
1.4.1 Notions de souplesse

Souplesse, couple et puissance sont souvent des notions confuses dans l'esprit des motards. Un moteur qui a du couple n'est pas forcément souple ni même puissant. Pour prendre un exemple connu, regardons le cas du 500 XT Yamaha. Ce gros mono possède certes un bon couple caracté-

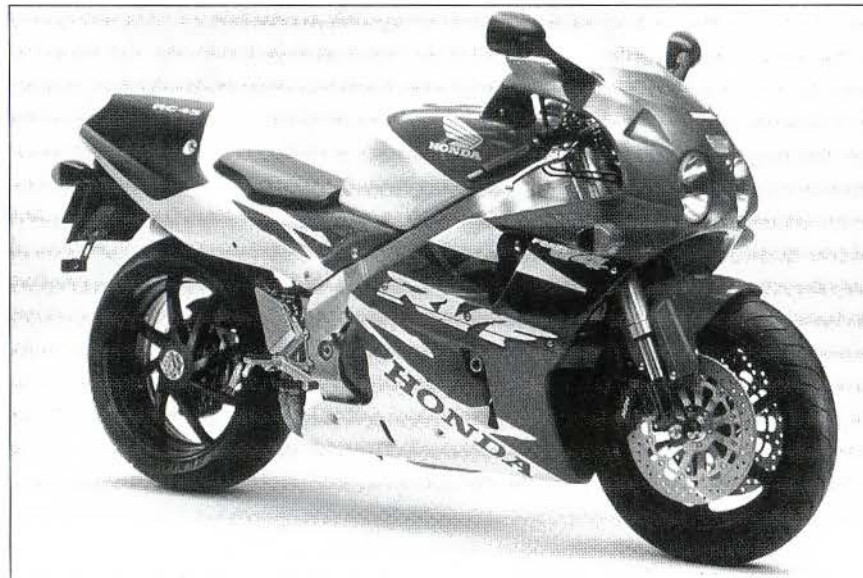
Yamaha 500 XT. Archétype du moteur coupleux, le 500 XT n'est pas souple pour autant. Comme tous les monocylindres, sa plage d'utilisation est étroite car il est limité en régime minimum (cogement) et maximum (casse !). Les multicylindres sont à la fois plus souples et plus puissants.

ristique de ce type de moteur, mais il supporte mal les très bas régimes en raison de sa faible régularité cyclique. Si l'on cherche à rouler à très faible allure en cinquième, il va se mettre à cogner car son temps moteur se limite à environ un peu moins d'un demi-tour tous les deux tours. L'apport d'énergie est certes important mais trop saccadé pour garantir un fonctionnement onctueux en bas. A contrario, sa géométrie l'empêche de monter en régime, ce qui nuit à sa puissance maxi (seulement 32 ch pour un 500). De fait, la plage d'utilisation de ce moteur est étroite, ce qui est caractéristique des gros monos.

La souplesse est un critère un peu subjectif, qui dépend principalement du nombre de cylindres. Plus il y en a, plus la plage d'utilisation est étendue



Honda RC 45 Superbike. Grâce au championnat du monde superbike, les multicylindres quatre temps ont été très développés ces dernières années. La domination des Ducati a piqué au vif Honda qui a porté toute son attention sur le V4 de la RC 45. Résultat : environ 250 ch/l et un titre de champion du monde pour John Kossinski en 1997.



et plus le moteur admet les bas régimes. La présence d'un volant d'inertie de forte masse ou de grand diamètre tempère cette règle. Il emmagasine de l'énergie proportionnellement à sa masse et au carré de son rayon, lors du temps moteur, pour la restituer dans les temps morts. Il ne modifie pas la puissance du moteur, mais influence son comportement. En résumé, les multicylindres sont plus souples que les monos, mais ils développent moins de couple à bas régime. Par contre, ils sont à même de supporter des régimes très élevés et donc de développer des puissances spécifiques exceptionnelles. En superbike, les Honda V4 sont au niveau des bonnes formules 1, soit à environ 250 ch/l. Un tel résultat n'est pas envisageable avec un mono ni même un bicylindre, nous verrons pourquoi.

1.4.2 Couple

Le couple est égal au produit d'une force par une distance. Concrètement, cette force est proportionnelle à celle qui s'applique sur le piston lors de la combustion. Toutefois, l'intégralité de cet effort n'est pas retransmis dans la bielle. Une partie est perdue sous forme de frottements entre le piston et le cylindre. Cette proportion dépend de l'inclinaison de la bielle et de la position relative du vilebrequin. Nous étudierons plus loin l'influence de la géométrie du moteur sur ses caractéristiques. La valeur du couple évolue donc à chaque instant en fonction de la pression qui règne dans la chambre de combustion et de la part qui est restituée par le vilebrequin. La valeur moyenne du couple instantané est celle que l'on mesure sur un banc d'essais. Il suffit ensuite de la multiplier par le régime moteur pour connaître la puissance. Il résulte de cette équation simple ($P = C \times N$) que le préparateur dispose de trois façons d'augmenter la puissance : soit en amélio-

rant la valeur absolue du couple, soit en augmentant le régime auquel il est atteint. Le plus probant étant de combiner les deux...

$$C = F \times R \times \sin(\varphi + \theta) / \cos \varphi$$

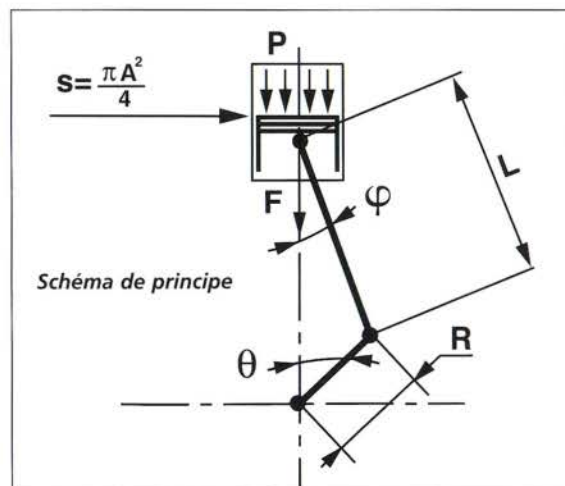
où F est la force appliquée sur le piston. Elle est égale au produit de sa surface par la pression régnant dans le cylindre. Elle varie donc avec l'angle du vilebrequin. La pression doit être exprimée en Pa, et la surface en m^2 .

R est le rayon du maneton, c'est-à-dire la demi-course en m.

φ est l'angle de la bielle avec l'axe du cylindre.

θ est l'angle de rotation du vilebrequin.

L'unité des angles est sans importance puisqu'ils interviennent uniquement sous la forme de sinus et cosinus.



Puissance instantanée :

$$P = C \times N = F \times R \times \sin(\varphi + \theta) \times N / \cos \varphi$$

avec N en rad/sec et P en Watt.

1.4.3 Puissance

Le couple et la puissance sont liés par une relation mathématique. La puissance est égale au produit du couple par le régime. Pour que cette équation soit valable, il est impératif de respecter les unités. Le couple doit être exprimé en mètre x newton (mN, un mètre kilogramme égale 9,81 mètre newton). Quant au régime, il doit être exprimé en radians par seconde. ($tr/min \times \pi/30$). La puissance ainsi obtenue est exprimée en watts (1 ch = 736 W).

$$P = C \times N$$

où n est le régime en radians par seconde. Si l'on exprime le régime en tr/min et le couple en mN , l'expression devient :

$$P = 2 \pi \times C \times N / (736 \times 60)$$

soit :

$$P = C \times N / 7028$$

ou encore :

$$P = C \times N / 716,5$$

avec C en m/kg et N en tr/min .

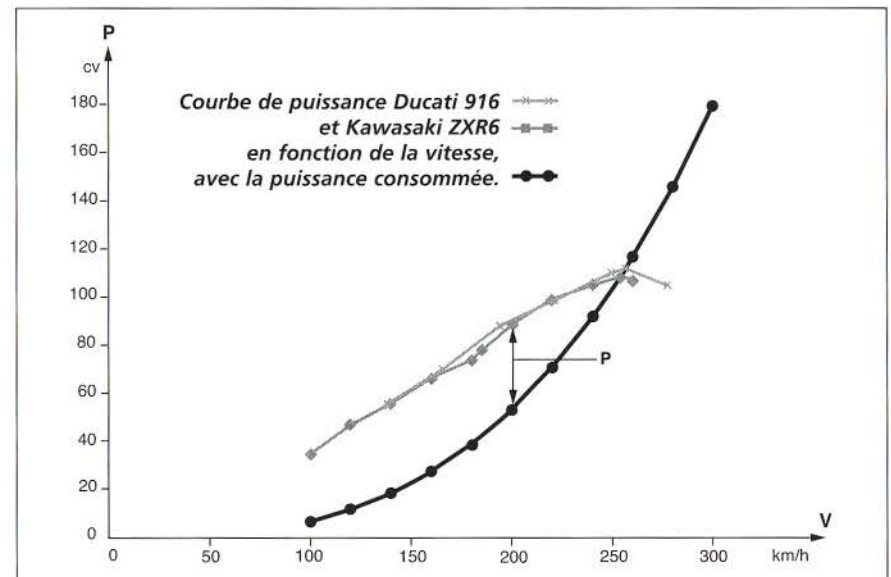
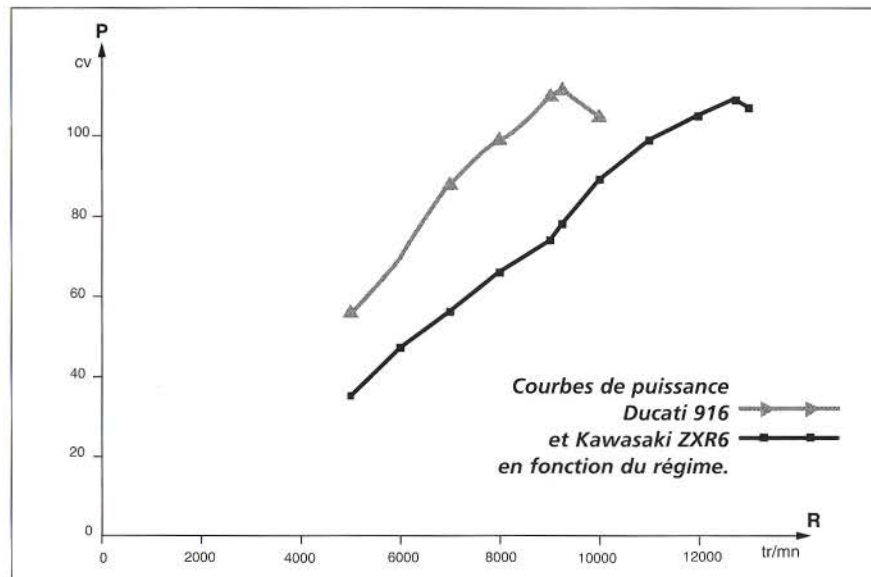
Avant d'envisager les différentes façons d'améliorer la puissance, apprenons d'abord à bien interpréter une courbe.

La lecture comparative de deux courbes de puissance ne se fait pas seulement au vu de leur sommet respectif. On peut aussi les comparer "verticalement", c'est-à-dire mesurer les différences à un régime donné, ou encore de manière plus détaillée.

Prenons l'exemple de deux sportives très différentes passées au banc d'essais : un bicylindre Ducati 916 Biposto (94 x 66) et un quatre-cylindres Kawasaki 600 ZX6R (66 x 43,8). Avec des valeurs respectives de 111,6 et 108,9 ch, notre duo est relativement homogène. Toutefois, si l'on regarde les régimes, on constate que la petite 600 doit "mouliner sérieusement" pour se hisser au niveau de sa consœur. De fait, si le bicylindre Ducati franchit la barre des 100 ch dès 8000 tr/min, la 600 n'en fait alors que 63, soit une différence de 37 ch. Il faut attendre 11250 tr/min pour qu'elle dépasse les 100 ch. Bien sûr, son moteur est beaucoup plus creux, mais cette approche ne prend pas en compte les plages d'utilisation des deux moteurs et la capacité du 600 à prendre des tours. En pratique, cela signifie que si les deux machines sortent d'une courbe côte à côte, la différence ne sera pas forcément si importante qu'on le croit, car elles vont bien sortir à la même vitesse, mais pas au même régime. Comment l'appréhender ? En tra-

çant les courbes de puissance non plus en fonction du régime, mais de la vitesse. Ainsi on prendra en compte le fait que le bicylindre tire long alors que le petit quatre-cylindres tire court. Pour tracer ces courbes, on peut soit le faire en fonction des données théoriques, c'est-à-dire rapports de transmission (primaire, rapport engagé et braquet final) et du rayon sous charge du pneu arrière, soit supposer que la vitesse maxi mesurée est atteinte au régime de puissance maxi. C'est ce que nous ferons pour nos deux motos, dont nous ignorons les caractéristiques détaillées. Avec une vitesse maxi de 256 km/h à 9250 tr/min, la 916 emmène un braquet de 26,67 km/h aux 1000 tr/min sur le sixième rapport. De son côté, la Kawasaki réalise le même chrono, mais à 12750 tr/min, soit 20,08 km/h pour 1000 tr/min en sixième. Imaginons maintenant une sortie de courbe rapide négociée à 220 km/h. La Ducati sera alors à 8000 tr/min, régime auquel elle développe 100 ch. Dans les mêmes conditions, la 600 est à 10950 tr/min où le

petit quatre-cylindres sort déjà la bagatelle de 98 ch ! La différence est alors sans commune mesure avec une comparaison "verticale", c'est-à-dire à régime égal (rappelons qu'à 8000 tr/min la ZX6R ne fait que 63 ch). Le bilan n'est donc pas celui que l'on pouvait attendre, puisque équipée des mêmes pneumatiques, la 600 devance presque la 916 d'une demi-seconde sur un tour de circuit avec le même pilote... Bien sûr, ce résultat n'est pas le seul fruit des courbes de puissance, mais il montre qu'une analyse trop rapide des courbes conduit à des conclusions erronées. On peut aussi raisonner en traçant les courbes avec non plus le régime en tours par minute, mais avec un pourcentage du régime maxi. Ainsi, les différences de braquet sont estompées. Finalement, la notion de puissance en fonction de la vitesse, qui pouvait sembler inexploitable pour un puriste, est au contraire très parlante quand il s'agit de comparer des motorisations très différentes.



1.4.4 Puissance consommée

Continuons cette approche en ajoutant qu'il est judicieux de tracer non pas une, mais des courbes de puissance, en le faisant sur chaque rapport. Pour ce faire, il suffit de reprendre la valeur de vitesse aux 1 000 tr/min obtenue précédemment et de la multiplier par le pourcentage des différents rapports de boîte figurant dans la fiche technique. Ainsi, on remarquera plus aisément les trous liés à un mauvais étagement et l'on pourra déterminer le régime de passage optimal des rapports. Enfin, on peut aussi adjoindre à ce graphique une courbe de puissance consommée qui va permettre d'évaluer la réserve disponible pour accélérer. Cette dernière est principalement liée à la résistance aérodynamique. De fait, on sait qu'elle varie avec le carré de la vitesse du véhicule. La résistance au roulement est beaucoup moins importante, puisqu'elle n'est proportionnelle qu'à la vitesse et non à son carré. Nous parlons ici de

résistances, qui sont en fait des forces. Pour relier force et puissance, il suffit de faire intervenir la vitesse. La puissance consommée est égale au produit de la force par la vitesse. Ainsi, à haute vitesse, on peut assimiler en première approximation la forme de la courbe de résistance à l'avancement à une "cubique", c'est-à-dire que l'on ne prend pas en compte de manière exacte la résistance au roulement, sans pour autant la négliger complètement. Si l'on ne s'écarte pas trop du point de référence choisi, l'erreur reste modeste. L'autre intérêt de cette courbe est de permettre d'évaluer la puissance nécessaire pour atteindre un objectif précis en termes de vitesse, la barrière des 300 km/h par exemple. Sur la figure (page précédente), nous ne faisons apparaître qu'une courbe de puissance consommée tant les caractéristiques aérodynamiques des deux machines sont proches (même vitesse maxi pour une puissance quasi identiques). En réalité, il y en a bien une par machine, comme les courbes de puissance. De fait, si nous

avons considéré deux motos très différentes, les courbes auraient été plus différenciées. On remarque ici de manière flagrante que l'aérodynamisme influe peu aux faibles vitesses. Témoin la puissance nécessaire à nos deux machines de référence pour atteindre les 100 km/h : 6,5 ch !

On pourra matérialiser la réserve de puissance sur le rapport final en joignant la courbe de puissance consommée à la courbe de puissance en fonction de la vitesse, par un trait vertical. La longueur de ce trait indique la puissance encore disponible pour accélérer.

À supposer que le braquet final de la moto soit optimisé, c'est-à-dire que la vitesse maxi soit atteinte au régime de puissance maxi, on connaît un point de la courbe. Cette performance mesurée tient compte de toutes les caractéristiques de la moto, entre autres son SCx (coefficient de forme aérodynamique, multiplié par la surface frontale du tandem moto/pilote) et sa puissance. Grâce à notre approximation, nous connaissons aussi la forme de la courbe. Nous pouvons donc en déterminer d'autres points. Exemple : il faut 111 ch à la Ducati pour atteindre 256 km/h. Combien lui en faut-il pour rouler à 200 ? Le rapport des vitesses est proportionnel au cube du rapport des puissances $256/200 = 1,28$.

N. B. : S'agissant de rapports, ils sont sans unité, on peut donc exploiter les valeurs courantes fournies en chevaux et en kilomètres/heure.

Pour rouler à 200, la Ducati aura besoin de 1,28 puissance $3 = 2,097$ fois moins de puissance que pour rouler à 256 km/h, soit $111,6/2,097 = 53$ ch. Cette valeur très faible montre que les derniers kilomètres/heure sont très chers. Il ne faut pas s'attendre à des gains importants en termes de vitesse maxi après une préparation, même de bonne qualité. Pour preuve, continuons le tracé de



Ducati 916. À 250 km/h, la Ducati 916 à besoin de deux fois plus de chevaux qu'à 200. Pour atteindre les 300 km/h, il lui faudrait 180 ch. C'est sans doute la puissance approximative de la version superbike (995 cm³), qui est aussi un peu plus aérodynamique (ni rétroviseur, ni plaque d'immatriculation, ni clignotants).

notre courbe et voyons combien de chevaux il faut pour arriver à 300 km/h. $300/256 = 1,172$, le rapport des vitesses. Le rapport des puissances sera de $1,172^3 = 1,609$, soit un surcroît de plus de 60 % ! $111,6 \times 1,609 = 180$ ch ! On peut vérifier l'exactitude de ce type de calcul en positionnant sur notre courbe les valeurs d'une 748 ayant rigoureusement les mêmes caractéristiques qu'une 916, à la cylindrée et la puissance près. La 748 développe 96 ch. Le rapport des puissances est de $111,6/96,2 = 1,16$. Il est proportionnel au cube du rapport des vitesses. On obtient donc la vitesse maxi théorique de la 748 en divisant celle de la 916 par la racine cubique de 1,16, soit 1,05.

$256/1,05 = 243,5$ km/h. Le chrono indique 242 km/h réels. Compte tenu des différentes précisions de mesure, on peut considérer que cette approximation est très correcte.

1.4.5 Puissance spécifique

On entend souvent parler de puissance au litre pour comparer des moteurs de cylindrées différentes. Cette méthode est simple : il s'agit de déterminer de manière proportionnelle quelle serait la puissance du moteur s'il faisait un litre (1000 cm^3) de cylindrée. Dans le cas d'un 500, il suffit de multiplier la puissance par deux, ou encore, ce qui vaut pour toutes cylindrées : diviser la puissance par la cylindrée exprimée en litres.

Une 600 de 110 ch développe $110/0,6 = 183$ ch/l.

Une Suzuki 750 GSXR "libre" 1999 développe : 128 ch, soit $128/0,750 = 170,6$ ch/l.

Une Ducati 916 SP5 (version compétition client de la 916 cubant 996 cm^3) développe 124 ch soit $124/0,996 = 124,5$ ch/l.

Si cette méthode est simple, elle est aussi simpliste, car elle ne prend pas en compte les paramètres du moteur. Ainsi, dans ce domaine, la cylindrée est déterminante et c'est justement elle que l'on élimine dans ce calcul. Plus un moteur est petit, plus il peut tourner vite, plus il développe de fait facilement de la puissance. Comparer un 600 supersport et un 500 monocylindre n'a rien de rigoureux dans le domaine des puissances spécifiques. Trop de paramètres sont ignorés pour qu'on puisse en tirer des conclusions. C'est pourquoi on préfère parler de PME.

1.4.6 La mesure de puissance

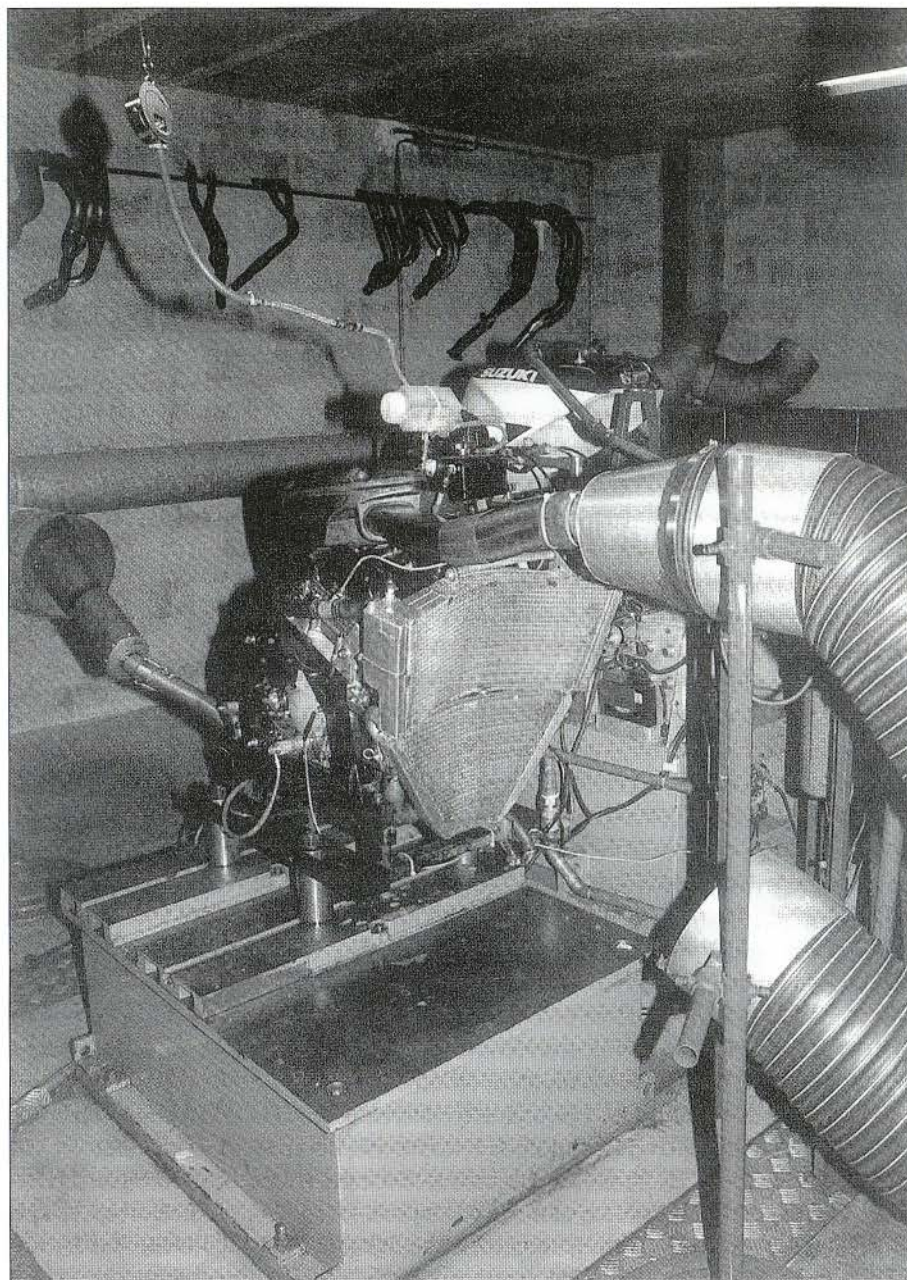
De nos jours, les bancs de puissance se démocratisent et il devient de plus en plus facile pour le préparateur de vérifier la qualité du résultat obtenu. La précision de la mesure effectuée reste fondamentale afin de ne pas tirer des conclusions erronées. Il est important de parfaitement maîtriser la répétitivité des essais pour ne pas partir dans une fausse direction. Le pneumatique étant source de pertes importantes, les spécialistes ont pour habitude de travailler sur des bancs d'essais qui mesurent la puissance directement en sortie de boîte de vitesses. La puissance au vilebrequin n'est jamais mesurée en moto, mais simplement obtenue par calcul. On compte une perte de puissance de 2 % par couple d'engrenages droits et de 3 % quand ils sont à taille oblique. Si la transmission primaire est à chaîne, on compte une perte de 4 %. Le banc moteur reste l'outil de précision le plus sûr, puisqu'il mesure directement la puissance en sortie de boîte en s'affranchissant du pneumatique. Ce dernier peut en effet être à l'origine de variations de puissance importantes qui changent d'un pneumatique à l'autre ou même en cours d'essais, ou encore en fonction de la

pression de gonflage et de l'effort appliqué entre le pneu et le rouleau. Le banc moteur conventionnel offre des facilités d'intervention sur le moteur puisque ce dernier est accessible par exemple pour remplacer un jeu d'arbre à cames ou une rampe de carburateurs. Par contre, il faut réaliser un bâti spécifique à chaque moteur, et le dit moteur ne travaille pas forcément dans son environnement réel : absence du carénage et des bouches d'entrée d'air, ainsi que du vent apparent, refroidissement annexe donc ne perturbant pas l'admission, présence ou non du réservoir d'essence qui modifie lui aussi l'aérodynamisme global du système d'admission... Il est donc fondamental de ne pas faire d'erreur d'implantation pour que les chevaux trouvés au banc se retrouvent réellement sur la piste. Il est aussi important de travailler de manière comparative, car les données constructeur étant souvent fantaisistes, on ne saurait s'en servir de référence. Pour obtenir un résultat fiable, on prendra soin de relever exactement les conditions météorologiques de l'essai, afin de ne pas attribuer le résultat de conditions changeantes à l'objet de tel ou tel essai. Il existe un abaque qui corrige la puissance en fonction de la pression atmosphérique et des températures sèches et humides. La plupart des installations disposent désormais de logiciels qui incluent ces corrections directement lors de l'impression des résultats. On vérifiera tout de même la qualité des instruments de mesure et particulièrement du baromètre, car la pression atmosphérique influence la puissance de manière très sensible... Or l'exactitude n'est pas forcément la qualité première des capteurs de pression disponibles à moindre coût sur le marché. Une précision de 3 %, par exemple, se retrouve directement sur la puissance, alors que ce n'est pas tous les jours que l'on trouve trois ou quatre chevaux en modifiant un moteur qui en fait déjà cent vingt au départ ! Ceci

explique donc toute la difficulté des comparaisons de puissance d'un banc à un autre, surtout si la mesure n'a pas été faite dans des conditions rigoureuses. En théorie, on devrait pouvoir facilement comparer les données constructeur, mais encore faut-il qu'elles précisent selon quelle norme la puissance a été déclarée. Ces normes ont pour but de définir des conditions de mesures standard. Si le jour de la mesure toutes les conditions de référence ne sont pas réunies, des facteurs de correction permettent de recalculer la puissance réelle aux conditions de référence. Si la norme est exprimée en Din, la pression est 1013 mb et la température de 20°; si elle est exprimée en Iso, on tombe à 1000 mb; si la norme utilisée est CE, la pression n'est plus que de 990 mb et la température de 25°. Les constructeurs en jouent et laissent volontiers planer le doute.

Les bancs peuvent être à frein ou à inertie. L'un permet de travailler sur un point fixe, l'autre mesure la puissance en une accélération qui prend en compte l'inertie en rotation de la masse mise en mouvement et celle du moteur. En théorie, si l'on change l'inertie du moteur (vilebrequin allégé), il faut en tenir compte au niveau du banc, faute de quoi la puissance sera modifiée, sans que cela corresponde à la réalité (voir chapitre 8, augmentation du régime). Le banc à inertie permet d'effectuer un réglage "en transitoire", ce qui est représentatif des conditions de roulage sur circuit où l'on est rarement en régime stabilisé. L'établissement d'une cartographie d'injection y est par contre impossible.

L'autre possibilité de contrôle est très développée chez les (gros) concessionnaires ou sur les circuits. Il s'agit du banc à rouleau qui mesure la puissance du moteur "à la roue arrière" sans aucun démontage. Les guillemets sont justifiés par la présence d'un rouleau qui fait environ 400 mm de diamètre et qui ne représente pas la route en toute rigueur puisque la surface de contact



Les bancs moteur restent l'outil préféré des grands teams qui travaillent longtemps et de manière approfondie sur une même mécanique. Les interventions sur le moteur sont faciles, et la précision de mesure excellente, sous réserve d'une bonne station météo. Ici, les installations du S.E.R.T. au Mans.

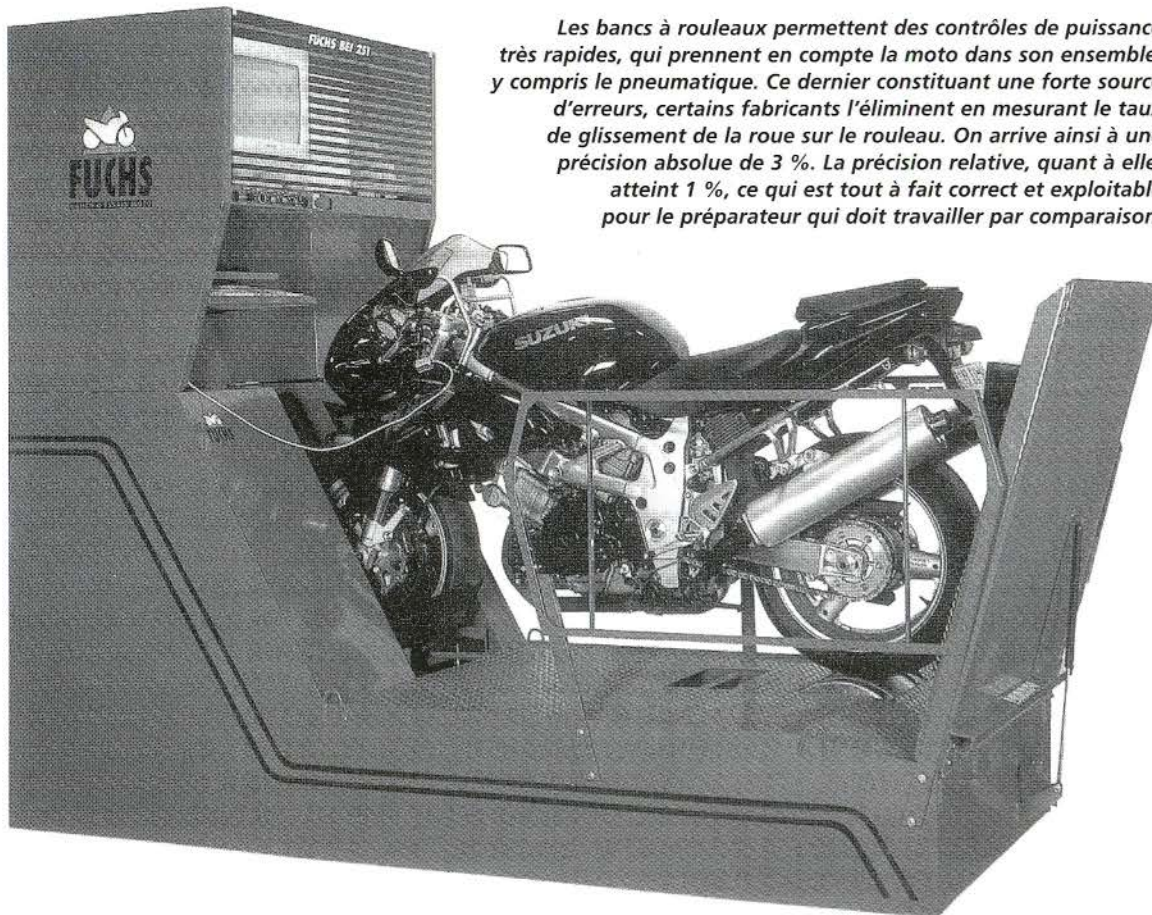
est réduite. Une route plane est assimilable à un rouleau de diamètre infini. La grande qualité du banc à rouleau est que l'on peut essayer la machine dans sa configuration "piste", c'est-à-dire complète. Le refroidissement du moteur est assuré par un ventilateur qui souffle un flux d'air reproduisant ainsi l'effet du vent... à faible vitesse !

Si les mesures sont rapides, elles présentent une difficulté supplémentaire : la prise en compte du pneumatique qui peut constituer une très forte

source d'erreur, sauf si l'on tient compte de son glissement au moyen d'un capteur mesurant le régime réel de rotation de la roue. À cette condition, la marge d'erreur du résultat net est de 3 % par rapport à un banc moteur, mais la bonne répétitivité (1 % seulement) permet de travailler de manière comparative et surtout fiable.

Enfin, nous verrons dans le chapitre 4 l'influence réelle des prises d'air dynamiques, désormais courantes chez les sportives.

Les bancs à rouleaux permettent des contrôles de puissance très rapides, qui prennent en compte la moto dans son ensemble, y compris le pneumatique. Ce dernier constituant une forte source d'erreurs, certains fabricants l'éliminent en mesurant le taux de glissement de la roue sur le rouleau. On arrive ainsi à une précision absolue de 3 %. La précision relative, quant à elle, atteint 1 %, ce qui est tout à fait correct et exploitable pour le préparateur qui doit travailler par comparaison.



1.4.7 Pression moyenne effective (PME)

Cette notion, peu utilisée dans le grand public, est plutôt réservée aux motoristes. Il s'agit en fait de définir une pression moyenne qui, appliquée sur le piston, engendrerait un couple identique à celui réellement développé par le moteur sous l'effet des variations de pression régnant dans le cylindre.

Cette pression multipliée par la surface du piston détermine une force qui, multipliée par le déplacement, c'est-à-dire la course, aboutit au travail fourni par le moteur (W). Surface multipliée par course donnant la cylindrée (V), on en déduit donc la formule :

$$W = PME \times V$$

Le cycle à quatre temps se déroulant sur deux tours (4 Π radians), on peut écrire l'expression du couple moyen sous la forme suivante :

$$C = (1/4 \Pi) \times PME \times V \times n$$

où n est le nombre de cylindres du moteur, C est exprimé en mètre newton, PME en pascals (1 Pa = 1 N/mm²), et V en m³.

Ces unités internationales peuvent être avantageusement remplacées par des unités plus couramment utilisées : le bar, le mètre décanewton et le centimètre cube.

L'expression devient alors :

$$PME = (400 \times \Pi \times C) / (n \times V)$$

Cette valeur, proportionnelle au couple divisé par la cylindrée sans faire intervenir le régime, permet la comparaison de moteurs très différents. C'est ce qui la fait apprécier des motoristes, car on peut évaluer le travail accompli en termes par exemple de qualité de remplissage et de combustion.

Comparons ainsi une Ducati 916 SPS (996 cm³ 98 x 66) et une Suzuki GSXR 750.

Avec un couple de 10,02 mdaN à 8250 tr/min, le bicylindre développe une PME de :

$$\text{PME} = 400 \times \pi \times 10,02 / (2 \times 498) = 12,63 \text{ bar à } 8250 \text{ tr/min}$$

De son côté, la 750, qui développe 8,31 mdaN à 9400 tr/min en version libre, est créditée d'un excellent :

$$\text{PME} = 400 \times \pi \times 8,31 / (4 \times 187,25) = 13,93 \text{ bar à } 9400 \text{ tr/min}$$

Nous verrons plus loin pourquoi le quatre-cylindres tire avantage de la comparaison.

Continuons en étudiant le cas de la 600 ZXR6 (66 x 43,8 et 65,7 mN à 10000 tr/min) qui supplantait la 750 GSXR 1999 en termes de puissance spécifique :

$$\text{PME} = 400 \times \pi \times 6,57 / (4 \times 149,75) = 13,78 \text{ bar à } 10000 \text{ tr/min}$$

On constate ici que les niveaux de développement sont très proches et que le 600 ne doit sa puissance spécifique supérieure qu'à sa faculté de tourner plus vite que le 750.

1.5 CINÉMATIQUE ET DYNAMIQUE

Chercher les limites pour mieux les repousser

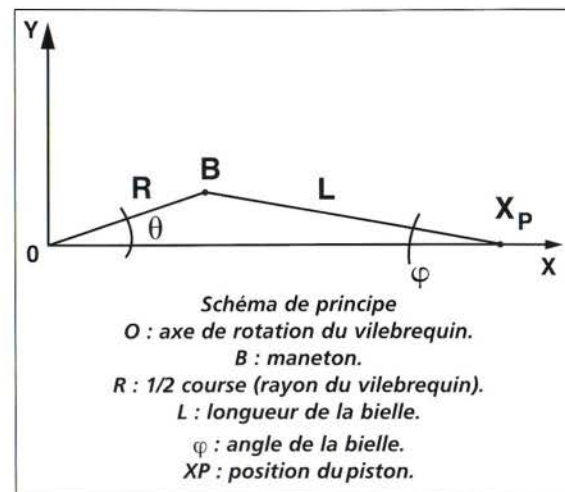
Préparer un moteur, c'est d'abord en améliorer le potentiel. Il faut donc savoir ce qu'il est à même de supporter. Comme nous l'avons vu par ailleurs, l'accroissement de puissance passe par une augmentation du régime de rotation. On conçoit aisément que cette modification aura des conséquences sur la longévité du moteur, mais se contenter d'apprécier un nombre de tours par minute sans prendre en compte la géométrie du moteur serait une erreur de débutant. Deux organes essentiels sont touchés par cette modification : la distribution qui fait l'objet d'un chapitre particulier, et l'équipage mobile (piston/embellage) que nous allons étudier ici. En effet, ce qui use une mécanique, ce n'est pas le régime, mais la vitesse moyenne du piston, qui résulte elle-même des accélérations qu'il subit.

1.5.1 Position du piston

Sans en faire la démonstration trigonométrique, qui ne présente aucun intérêt particulier, nous allons vous donner l'expression mathématique de la position du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.

$$X_p = L (1 - \lambda^2/4) + R [\cos \theta + (\lambda \cos 2\theta)/4]$$

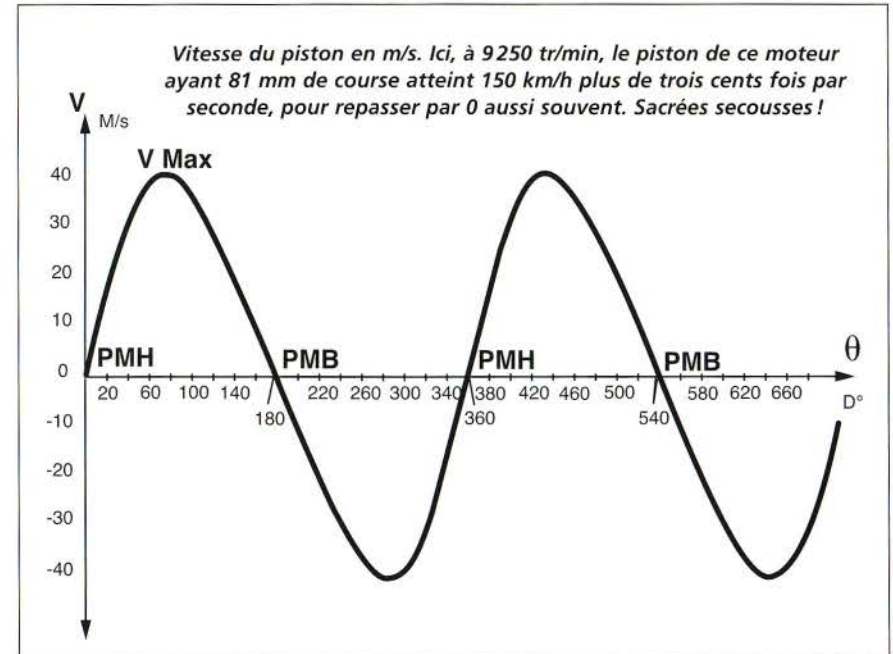
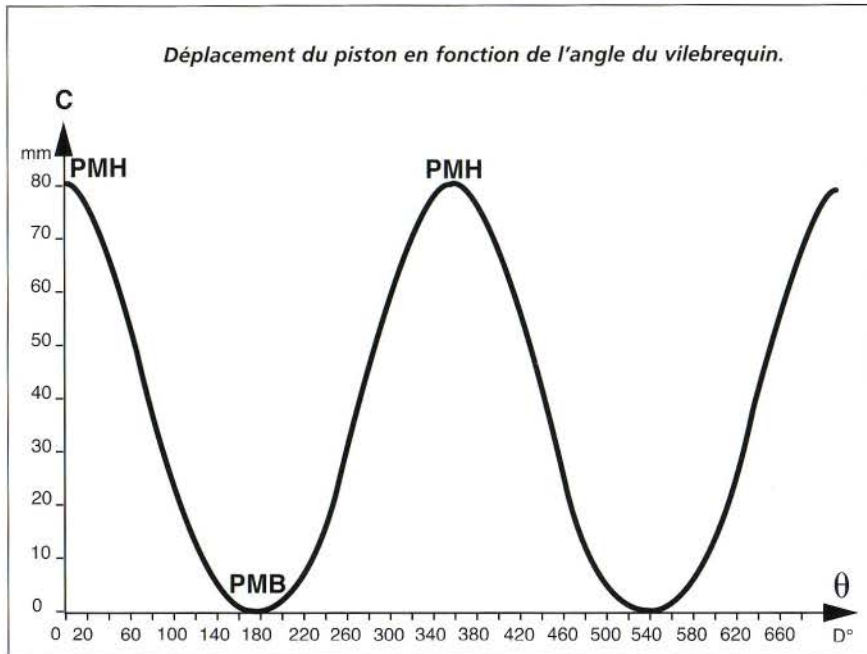
où L est la longueur de la bielle,
R le rayon du maneton, c'est-à-dire la demi-course du vilebrequin.



On définit $\lambda = R/L$ comme le rapport entre la course et la longueur de la bielle.

θ est l'angle de rotation du vilebrequin.

On remarquera dans cette expression un premier terme, constant, et un second qui varie en fonction de l'angle du vilebrequin. Pour faciliter les calculs, on pourra déterminer une fois pour toutes la valeur de cette constante en fonction des caractéristiques géométriques de son moteur, pour ensuite ne prendre en compte que le terme variable. Un tableur informatique (comme Excel) permet ensuite de mesurer l'influence de chaque paramètre sur le déplacement du piston. Le rapport entre la longueur de la bielle et la course peut par exemple être étudié. Le tracé de la courbe de déplacement du piston peut aussi servir à évaluer la garde restante entre soupapes et piston en fonction d'un diagramme de distribution donné. En connaissant le point le plus critique, on est en



mesure de "caler les deux courbes" et de les tracer sur un même diagramme, pour voir ainsi quelle est la marge de manœuvre en termes de levée et d'étalement des lois de came. Toujours grâce à ce graphique, on peut transformer en millimètres une avance à l'allumage indiquée en degrés et réciproquement.

1.5.2 Vitesse instantanée du piston

L'intérêt de cette formule est aussi d'offrir la possibilité de connaître la vitesse du piston à chaque instant. Connaître la vitesse d'un mobile, c'est savoir quelle est la variation de sa position en fonction du temps. Comme on parcourt des kilomètres par heure, le piston quant à lui fait des mètres par seconde. Cette unité est d'une part plus appropriée à l'échelle de valeurs d'un moteur, mais

surtout, elle est conforme au système international, c'est-à-dire qu'elle est utilisable telle quelle dans les formules, ce qui n'est pas le cas des kilomètres à l'heure. Pour mémoire, 1 m/s = 3,6 km/h. La variation de la position en fonction du temps est ce que les mathématiciens appellent la "dérivée en fonction du temps". Pour obtenir la vitesse, il faut donc dériver l'équation de la position par rapport au temps ce qui donne :

$$V_p = -N \times R \times (\sin \theta + \lambda/2 \times \sin 2\theta)$$

où N est le régime, qui doit être exprimé en radians par seconde, sachant qu'un tour vaut 2π radians. On transforme donc des tours par minute en les multipliant par $\pi/30$, soit environ 0,105.

R le rayon du maneton, c'est-à-dire la demi-course du vilebrequin.

$\lambda = R/L$, le rapport entre la course et la longueur de la bielle.

θ est l'angle de rotation du vilebrequin.

Nous connaissons désormais la vitesse instantanée du piston en fonction du régime, de l'angle du vilebrequin θ et du rapport R/L . Là encore, nous pouvons tracer la courbe sur un tableur, afin de faire varier chaque paramètre et de déterminer son influence relative. La courbe obtenue est une sinusoïde qui passe par 0 aux PMH et PMB. On remarque aussi que les maxima ne sont pas atteints exactement à 90° et 270°, comme on aurait pu le penser en raison de l'angle de la bielle.

On remarquera sur le graphique ci-dessus que sur un moteur de forte cylindrée unitaire, les maxi peuvent prendre des valeurs impressionnantes.

1.5.3 Vitesse linéaire du piston

Elle est beaucoup plus simple à calculer que la vitesse instantanée. D'un point de vue strictement mathématique, la vitesse moyenne sur un tour est nulle puisque le piston fait un mouvement de va-et-vient symétrique. C'est pourquoi on parle plutôt de vitesse linéaire. Le calcul se limite à déterminer le nombre d'allers et retours par seconde et à le multiplier par deux fois la course pour obtenir une distance par unité de temps, c'est-à-dire une vitesse. Pour rester pratiques, nous exprimerons ici le régime moteur en tr/min, ce qui permet un calcul facile.

$$V_p \text{ lin} = C \times N / 30\,000$$

où C est la course en mm, N le régime en tr/min et V_p la vitesse linéaire en m/s.

La simplicité de cette expression en traduit aussi les limites. On ne considère ici que la distance parcourue, mais pas la façon dont se déroule le trajet. De fait, la longueur de la bielle n'est pas prise en compte, alors qu'elle influence sensiblement la vitesse instantanée du piston. Le graphique page 36 montre l'apport salvateur d'une bielle longue sur la vitesse instantanée du piston, par exemple.

On a souvent parlé de la barrière infranchissable des 25 m/s; on voit ici la relative importance qu'il faut y accorder. Les Ducati 995 ont depuis longtemps franchi cette limite (environ 27 m/s), et cela semble plutôt leur réussir. Cette valeur est à considérer comme un bon ordre de grandeur, capable de fournir une information approximative sur les sollicitations supportées par le moteur. En allant flirter avec ces zones, on hypothèque la durée de vie de l'ensemble, mais un équipement mobile dimensionné en consé-

quence peut très bien le supporter. À noter d'ailleurs que cette notion reste plus importante pour les moteurs de forte cylindrée unitaire (monocylindres et twins) qui doivent atteindre des régimes extrêmes et un peu contre nature afin de lutter contre les multicylindres. À titre d'exemple, en superbike, les quatre-cylindres ayant environ 45 mm de course restent en deçà de 23 m/s même à 15 000 tr/min. Ce n'est donc pas ce paramètre qui les limite. Toutefois, si l'on compte faire prendre plus de 15 000 tours à une 600 Yamaha Thundercat (62 x 49,6), on atteindra déjà les 25 m/s, ce moteur étant plus conçu pour du sport que de la compétition pure et dure. Au même régime, la Kawasaki ZXR 6 (66 x 43,8) sera à moins de 22 m/s... (La vraie sportive chez Yamaha est bien l'YR6...) Une notion à garder dans un coin de la tête à l'heure du choix éventuel de sa monture pour courir, et lors de la préparation en général.

1.5.4 Accélération du piston

C'est la notion fondamentale à prendre en compte, car elle est directement proportionnelle aux efforts subis par l'équipage mobile. L'accélération d'un mobile est en fait caractérisée par la variation de sa vitesse par rapport au temps. C'est donc encore la dérivée mathématique de la formule n° 1.5.b.2.

Ce qui nous donne :

$$\begin{aligned} & \text{(accélération du piston)} \gamma_{\pi} = \\ & - N^2 \times R \times (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \end{aligned}$$

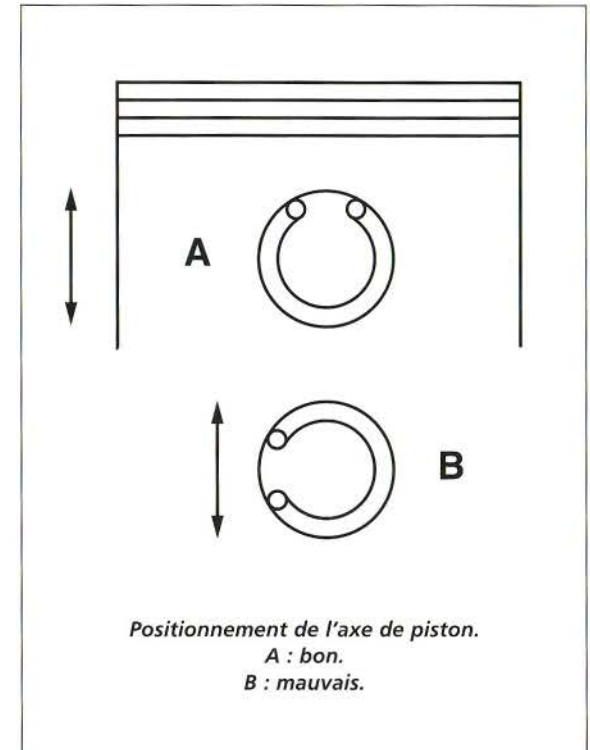
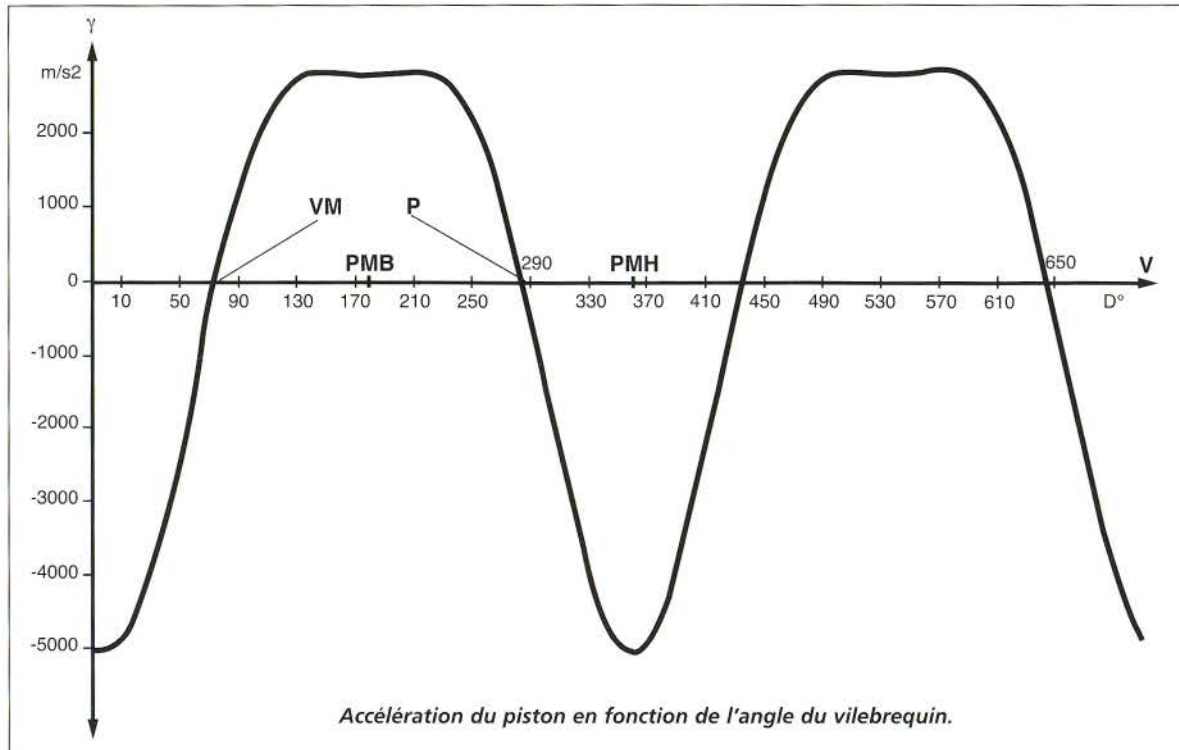
Les symboles et unités employés restent les mêmes que pour les expressions précédentes.

Dans cette formule, on remarque que la course, comme la longueur de la bielle (qui apparaît sous la forme de λ rapport R/L), sont des paramètres prépondérants, sachant que le régime est fondamental puisqu'il intervient au carré. Cela signifie qu'un accroissement du régime maxi de 7 000 à 8 500 tr/min provoque une augmentation de 50 % de l'accélération et donc des efforts d'inertie ! On comprend mieux l'intérêt d'alléger l'équipage mobile lorsque l'on prépare un moteur. De même, si l'on souhaite participer à une course d'endurance, ce genre de notion a son importance pour donner des consignes d'utilisation aux pilotes.

Là encore, on visualise très bien l'influence de chaque paramètre sur un tableur, mais à défaut d'outil informatique sophistiqué, une petite calculatrice programmable vendue une centaine de francs en supermarché (destinée aux futurs bacheliers) fera très bien l'affaire. On y rentrera la formule en mémoire et l'on calculera l'effort maxi (au PMH) en fonction des différentes valeurs propres à son moteur.

Sur le graphique ci-contre, on remarque que la courbe d'accélération du piston n'est pas symétrique. Cette particularité vient du fait qu'aux PMH et PMB, les trois axes de rotation (vilebrequin, maneton, axe du piston) s'alignent. Ceci a tendance à faire remonter le piston dans le cylindre. À l'approche du PMH, ce mouvement amplifie le déplacement du piston et donc sa vitesse juste avant l'arrêt. La décélération subie s'en trouve accrue. Au contraire, à l'approche du PMB, l'alignement des trois axes contrarie la descente, ce qui ralentit plus progressivement le piston.

Cette courbe est tracée pour un moteur ayant 81 mm de course avec une bielle de 140 mm, soit un rapport $\lambda = 0,289$, tournant à un régime de 9 250 tr/min.



1.5.5 Notion d'efforts

La finalité de ces mises en équation peut apparaître lors du calcul des efforts internes. La bonne maîtrise des positions relatives bielle/piston, et de la cinématique en général, va permettre de déterminer précisément la nature et l'amplitude des efforts appliqués ainsi que l'interaction et les échelles de valeur pression/inertie. En effet, force et accélération sont reliées par la masse ($F = M \times \gamma$) où F est la force en newtons ($1 \text{ N} = 9,81 \text{ kg}$), M la masse en kg et γ l'accélération en m/s^2 .

Connaissant l'accélération du piston, nous pouvons déterminer avec précision les contraintes

appliquées sur l'embellage. Les efforts liés au déplacement du piston sont appelés efforts de pilonnement. La masse à prendre en compte pour ce calcul comporte bien sûr le piston avec axe, clips et segments, mais aussi un tiers de la masse de la bielle. En effet, le pied (qui est en haut) se déplace longitudinalement, alors que la tête (qui est en bas) suit un mouvement de rotation autour de l'axe du vilebrequin. Compte tenu de la forme d'une bielle et donc de la position de son centre de gravité, l'approximation deux tiers en rotation, un tiers en pilonnement est correcte.

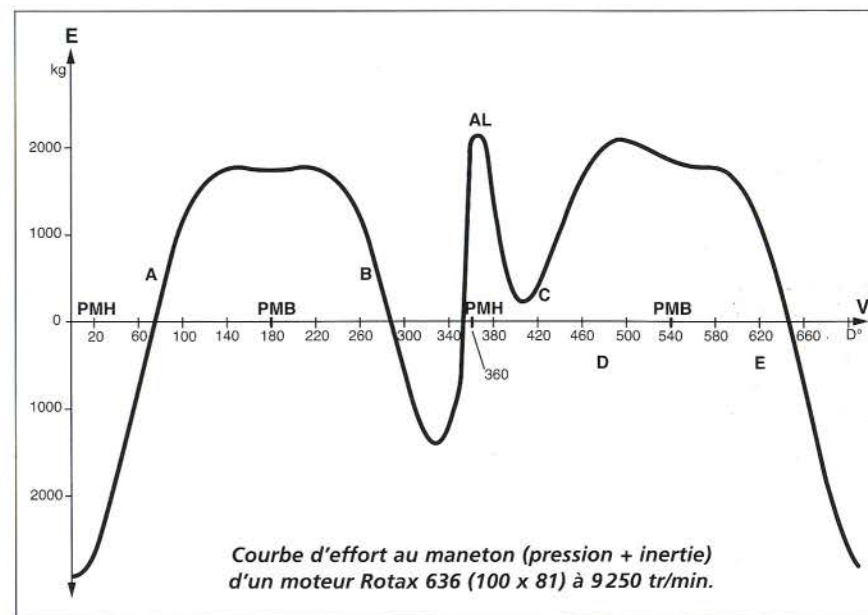
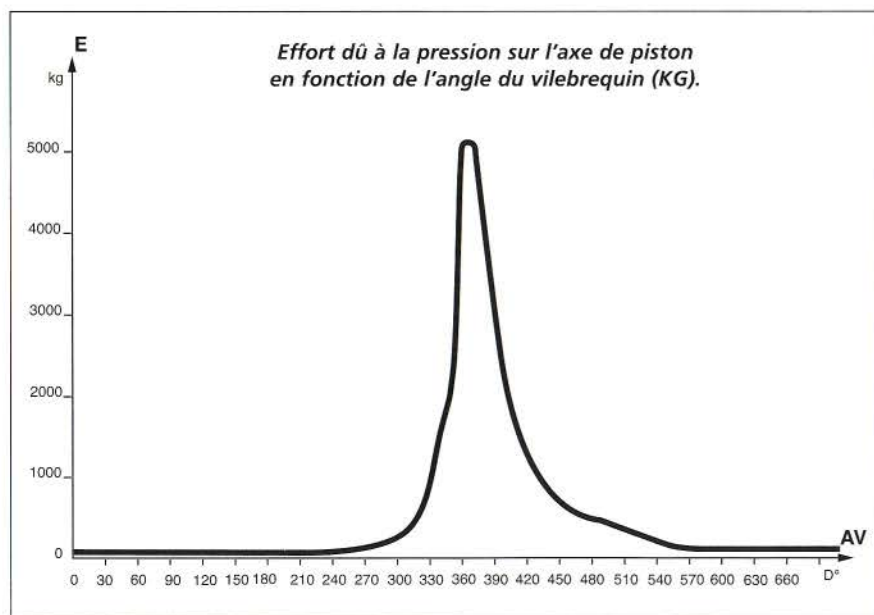
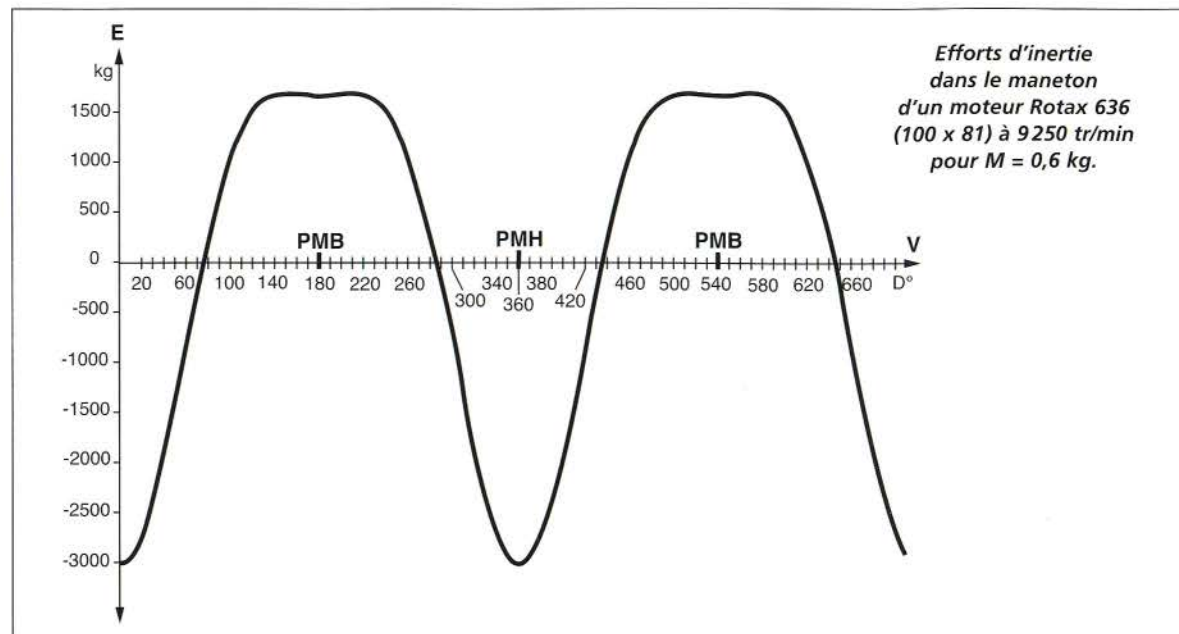
Les accélérations subies par le piston peuvent être colossales. Sur la figure page 25, on approche

5000 g, ce qui signifie qu'à ce régime, l'effort de traction dans la bielle ou de flexion dans l'axe du piston de ce monocylindre peut atteindre trois tonnes !

À noter qu'un clip de deux grammes subit alors un effort de dix kilos. Il peut ainsi s'écraser et sortir de sa gorge. On prendra donc soin de poser son ouverture selon un axe vertical et non horizontal, car c'est dans cet axe qu'il offre la plus grande rigidité.

Les efforts de pression se combinent aux efforts d'inertie pour déterminer une force globale appliquée sur la bielle, qui va la transmettre

au vilebrequin. Aux PMH compression, la pression compense l'inertie. Sur un moteur deux temps, ce phénomène se répète à chaque tour, ce qui réduit les efforts de traction dans la bielle, sauf au rétro-gradage, où l'on est gaz fermé, c'est-à-dire pression faible et régime élevé. Malheureusement, sur un quatre-temps, cela ne se produit qu'un tour sur deux, et lors du cycle d'échappement, l'équipage mobile doit supporter seuls les effets de l'inertie. La figure en bas à gauche montre les efforts dus à la pression sur un cycle complet. Sur la figure ci-contre, on peut voir l'évolution des efforts d'inertie sur un cycle complet (720°). Le graphique en bas à droite permet d'évaluer les échelles de valeur relatives pression/ inertie.



Chapitre 2

INFLUENCE DE LA GÉOMÉTRIE DU MOTEUR SUR SES CARACTÉRISTIQUES

La lecture d'une fiche technique, même insuffisamment détaillée, révèle des trésors qu'il faut savoir exploiter. À l'heure du choix d'une monture pour la nouvelle saison, il est important d'évaluer le potentiel de sa machine en fonction de l'utilisation que l'on en aura.

2.1 GÉNÉRALITÉS

Si la réglementation permet de définir des équivalences en 600 supersport (600 quatre cylindres = 750 bicylindre) ou en superbike (750 quatre cylindres = 900 trois cylindres = 1000 deux cylindres), il faut savoir en tirer profit au mieux.

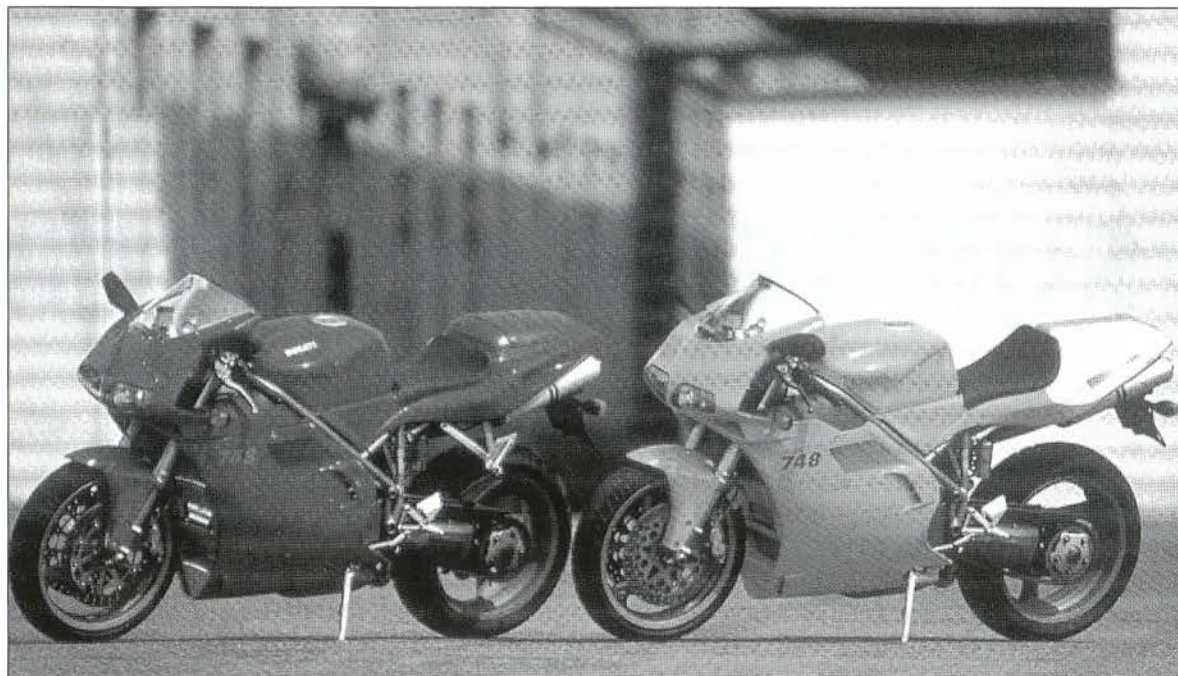
La comparaison entre des machines de conception très différente n'est pas aisée. Nous vous avons montré au premier chapitre qu'il était facile de tracer des courbes de puissance en fonction de la vitesse et non pas du régime, de manière à mieux évaluer le potentiel d'accélération d'une moto par rapport à une autre. Les autres paramètres (châssis et masse) sont bien sûr importants. On pourra appréhender l'aérodynamisme en traçant la courbe de puissance consommée, propre à chaque modèle, à condition bien sûr de connaître la vitesse maxi et la puissance.

Nous avons par ailleurs exprimé l'équation de la puissance d'un moteur. En transformant cette

La Ducati 748 est un concentré de technologie. Jugez plutôt : distribution desmodromique (sans ressorts de soupape), deux doubles arbres à cames en tête avec quatre soupapes par cylindre, injection électronique. Malgré cette débauche de qualités, elle ne saurait en aucun cas faire jeu égal avec une 750 quatre-cylindres. En catégorie supersport, elle lutte âprement avec des 600 qui lui donnent déjà beaucoup de fil à retordre... Les très fortes puissances spécifiques restent l'apanage des quatre-cylindres.



Britten VR 1000. Né pour gagner. Ce bicylindre conçu par le regretté John Britten développait la bagatelle de 160 ch pour une cylindrée de 1000 cm³ (99 x 64). Quatre soupapes et deux injecteurs par cylindre : la mécanique avait du répondant. Un peu trop même d'ailleurs, car la version 1100 avait été abandonnée, jugée trop brutale (170 ch !).



expression, on peut faire apparaître des termes qui vont nous permettre de tirer des conclusions intéressantes. Voyons comment.

$$P = C \times N$$

Nous avons défini ensemble la notion de PME. Remplaçons C dans l'équation ci-dessus par son expression en fonction de la PME, à savoir :

$$C = \text{PME} \times n \times V / (4 \times \Pi)$$

La première formule devient alors :

$$P = N \times \text{PME} \times n \times V / (4 \times \Pi)$$

ou encore :

$$P = N \times \text{PME} \times n \times V / 120$$

si N est le régime en tr/min, la PME est exprimée en Pa, V est la cylindrée en m³ et n le nombre de cylindres.

Le passage en unités courantes (CV, bar, tr/min et cm³) se fait en modifiant la valeur de la constante. L'expression devient alors :

$$P = \text{PME} \times n \times V \times N / 871\,650$$

À la lecture de cette nouvelle expression de la puissance, nous remarquons qu'il est possible de faire apparaître les termes composant la vitesse linéaire du piston que nous avons évoqués au chapitre 1.5, à savoir :

$$V_p = c \times N / 30\,000$$

En effet, il suffit de remplacer V, la cylindrée, par son expression en fonction de Sp, la surface du

piston, et de la course (c) pour obtenir clairement la formule de la vitesse linéaire du piston.

$$P = \text{PME} \times n \times S_p \times c \times N / 871\,650$$

où Sp et c sont exprimés en cm et cm².

Si l'on insère l'expression de la vitesse linéaire, on obtient :

$$P = \text{PME} \times n \times V_p \times S_p / 29\,055$$

si Vp et Sp sont respectivement exprimées en m/s et mm².

Il ressort de cette expression que pour une cylindrée, une PME et une vitesse linéaire figées, le moteur le plus puissant sera celui ayant une surface de piston la plus élevée possible, c'est-à-dire un très fort rapport alésage/course et un nombre de cylindres élevé.

En effet, à cylindrée et vitesse linéaire déterminée, plus la course sera faible, plus l'alésage sera important, ce qui se retrouve dans le multiplicateur Sp (Sp = $\Pi \times A^2 / 4$). De fait, la puissance sera plus élevée. Rien de vraiment nouveau toutefois, puisque l'on sait depuis longtemps que les moteurs les plus performants sont les multicylindres supercarrés (alésage > course). L'évolution des derniers moteurs de F1 ne fait que confirmer cette hypothèse.

À titre d'exemple, comparons la puissance maximale développable par deux 750 ayant une PME de 13 bars et une vitesse linéaire du piston de 22 m/s. L'un est un bicylindre Ducati 748 (88 x 61,5), l'autre un quatre-cylindres Suzuki GSXR (72 x 46).

Calculons les régimes correspondant à une vitesse du piston de 22 m/s pour ces deux moteurs.

$$V_p = C \times N / 30\,000$$

soit :

$$N = 30\,000 \times V_p / C$$

ce qui nous donne pour la Ducati :

$$N = 30\,000 \times 22 / 61,5 = 10\,731 \text{ tr/min}$$

et pour la Suzuki :

$$N = 30\,000 \times 22 / 46 = 14\,347 \text{ tr/min}$$

Calculons les surfaces respectives des pistons.

$$S_p = \Pi \times A^2 / 4$$

$$S_p \text{ Ducati} = \Pi \times 88^2 / 4 = 6\,082 \text{ mm}^2$$

$$S_p \text{ Suzuki} = \Pi \times 72^2 / 4 = 4\,071,5 \text{ mm}^2$$

Nous pouvons désormais calculer le potentiel de puissance maximum de nos deux moteurs, à l'aide de la formule 2.8 :

$$P = \text{PME} \times n \times V_p \times S_p / 29\,055$$

Ce qui nous donne pour une PME de 13 bars et une Vp de 22 m/s :

118,2 ch pour la Ducati,

158,2 ch pour la Suzuki.

Ces résultats réalistes compte tenu des performances réelles de ces machines en compétition montrent la supériorité en puissance du quatre cylindres sur le bi (sachant que le quatre cylindres monte à 14 bars de PME alors que le bi semble plutôt s'arrêter à 13. La différence se creuse donc encore un peu plus). Il permet aussi de mieux comprendre la notion d'équivalence établie dans les différents championnats pour faire cohabiter ces

deux types de moteurs. Imaginez le ridicule d'une Ducati 748 au milieu des 750 quatre cylindres en mondial superbike.

On pourra reprendre ce calcul à loisir pour juger du bien-fondé des équivalences actuellement en vigueur et choisir sa monture en conséquence. Il n'en reste pas moins que la puissance maxi ne fait pas tout. Il faut aussi prendre en compte d'autres paramètres tels que la façon dont elle est délivrée, ou encore l'architecture globale du moteur et de la machine. Un bicylindre est souvent plus aérodynamique qu'un quatre-cylindres par exemple. On en a la confirmation sur les courbes de puissance consommée. Dans ce domaine, la petite 600 ZXR ne fait pas mieux qu'une Ducati 916. Il est donc parfois intéressant d'en tirer avantage.

Le calcul que nous avons mené vaut aussi lors de la définition d'un avant-projet de moteur, ce qui n'est malheureusement pas courant en France. On pourra en effet jouer au maximum sur la définition du rapport alésage/course afin de s'orienter vers la puissance maximale.

Pour une cylindrée et une vitesse de piston données, si l'on diminue la course, on augmente l'alésage et donc la surface du piston, ce qui accroît le potentiel de puissance maxi. De même, en multipliant le nombre de cylindres, on arrive à un résultat identique. Les "matheux" qui pousseront plus loin le raisonnement s'apercevront que pour une PME et une V_p fixée, le potentiel de puissance maxi évolue avec la puissance $2/3$ de la cylindrée et du rapport alésage/course et la puissance $1/3$ du nombre de cylindres. Il faut toutefois prendre garde de ne pas se polariser sur la puissance maxi afin de ne pas faire un moteur trop creux, inexploitable par le pilote.

2.2 ANALYSE D'UNE SUPERSPORT AUX DENTS LONGUES

Le monde des sportives est en effervescence permanente. Chaque constructeur propose des nouveautés toujours plus pointues et compétitives. À la lumière de l'analyse précédente, voyons quels sont les arguments de la Yamaha R6 par rapport à la Thunderace YZF 600 R qui représentait la marque en 600 supersport jusqu'alors.

Avec un rapport alésage/course de 1,47 (65,5x44,5), la R6 est nettement plus supercarrée (alésage très supérieur à la course, voir explication plus loin). La YZF se contente de 1,25 (62x49,6). Dans ce domaine, on remarquera les cotes exceptionnelles de la Honda 600 CBR 1999 (67x42,5), soit un rapport de 1,57 ! Les chiffres annoncés en version libre font état de 120 ch à 13 000 tr/min et 6,94 m/kg à 11 500 tr/min (6,808 mdaN), soit une PME de 14,28 bars au même régime pour la R6. Du côté de la YZF, c'est plus modeste : 96 ch à 11 500 tr/min et 6,7 m/kg à 9 500 tr/min, soit une PME de 13,88 bars tout de même à ce régime !

Si l'on calcule la vitesse linéaire des pistons au régime de P max, on trouve 19,28 m/s seulement pour la R6 et 19,01 pour la YZF, mais 1 500 tr/min plus bas !

Calculons les PME aux régimes de P max.

Pour ce faire, il faut y déterminer le couple développé. Nous savons que :

$$P = C \times N / 716,5$$

ce qui nous donne $C = 6,61$ m/kg à 13 000 tr/min pour la R6 et 5,98 pour l'YZF. La PME s'élève encore à 13,6 bars contre 12,54 pour l'YZF.

On remarque ici que la courbe de couple s'effondre très peu sur la R6 (à peine plus de 0,3 m/kg perdu en 1 500 tr/min.) Cela laisse entendre que les ingénieurs ont particulièrement soigné le remplissage à haut régime et que malgré les systèmes d'admission et d'échappement "homologués", le moteur ne s'essouffle guère. Sur l'YZF, la chute est plus marquée (0,72 m/kg), en 2 000 tr/min il est vrai.

Imaginons maintenant que ces moteurs participent à des compétitions.

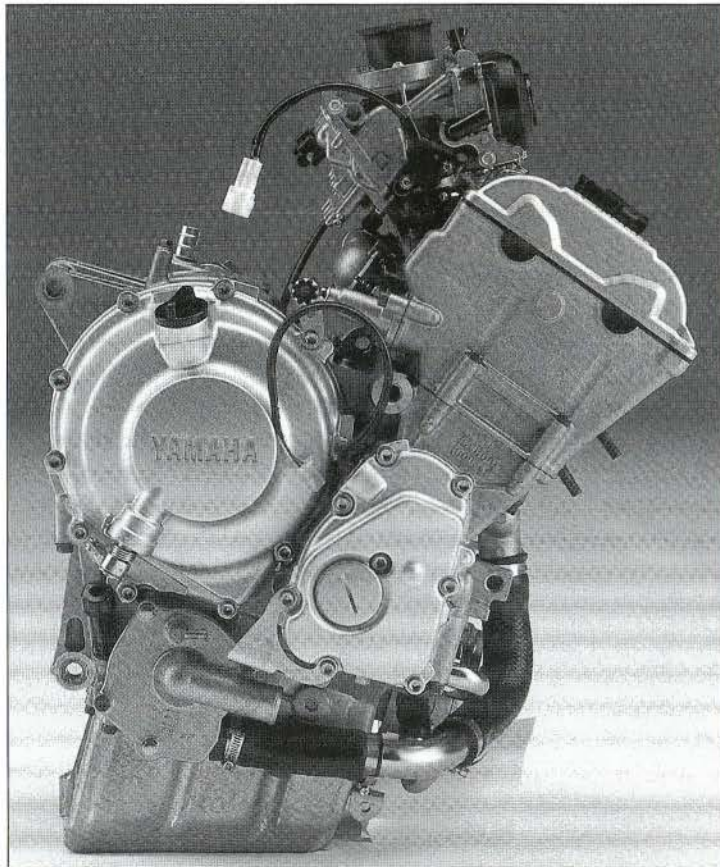
Avec des systèmes d'admission et d'échappement plus libres, ils pourront sans doute monter plus haut en régime. Supposons qu'ils supportent allègrement 22 m/s de vitesse linéaire et qu'à ce régime, ils développent encore la même PME qu'à leur régime de Pmax initial. Évaluons alors leur potentiel de puissance.

Pour la R6, la surface des pistons étant de 3 369,55 mm², la puissance développable ressort à 137 ch à 14 800 tr/min (22 m/s), voire 140 ch si l'on dépasse légèrement les 15 000 tr/min (15 150 tr/min soit $V_p = 22,5$ m/s). On remarquera que ce calcul reste dans les limites du raisonnable puisque la zone rouge d'origine est à 15 500 tr/min !

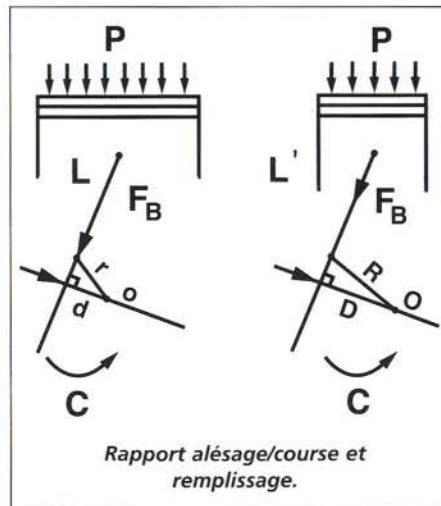
Avec une surface des pistons de 3 019,06 mm², la puissance développable par l'YZF ressort à 113,16 ch à 13 300 tr/min (22 m/s), voire 116 ch si l'on atteint 13 600 tr/min (soit $V_p = 22,5$ m/s). Ici la

zone rouge débute à 13 000 tr/min, le moteur souffrira donc plus de la préparation.

Ce petit exemple montre qu'avec un minimum de données, on arrive à des évaluations intéressantes. La comparaison convaincra les incrédules que cette démarche peut aider dans le choix de leur machine de course. Car même en partant de versions bridées à 100 ch, le potentiel d'évolution n'est pas du tout le même. Bien préparée, la Thunderace arrivera tout juste au niveau d'une R6 "libre" sortie de caisse !



Avec la 600 R6, Yamaha montre d'emblée des ambitions sportives de très haut niveau. Le rapport alésage/course de 1,47 laisse au quatre-cylindres seize soupapes d'énormes possibilités en matière de hauts régimes. À 15 500 tr/min, la vitesse linéaire des pistons n'excède pas 23 m/s, ce qui est tout à fait admissible. Que dire de la PME de la version libre : 14,3 bars à 11,500 tr/min !



2.3 INFLUENCE DU RAPPORT ALÉSAGE/COURSE

Nous venons de voir les avantages des moteurs supercarrés (alésage > course) en termes de recherche de puissance. Toutefois, le plaisir du pilote peut être aussi d'utiliser une moto ancienne ou encore de faire la coupe Harley, ce qui revient à peu près au même ! Il y a encore quelques

années, les moteurs étaient des "longue course", ce qui signifie que l'alésage était inférieur à la course, contrairement aux moteurs carrés (alésage = course) ou supercarrés. Cette particularité tenait sans doute à la qualité des matériaux employés pour fabriquer les pistons, qui ne permettait pas de faire des calottes de forte surface suffisamment résistantes.

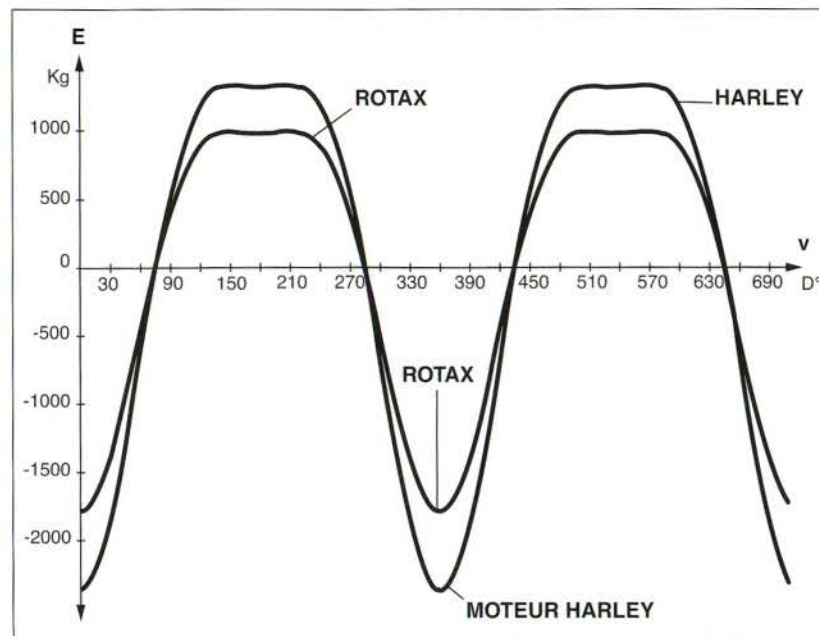
Rappelons d'abord que si les moteurs supercarrés sont les plus performants, il ne faut pas croire que le choix d'un alésage plutôt que d'un autre va améliorer le rendement mécanique du moteur. L'expression du couple instantané montre que pour une même quantité de mélange carburé ingéré, générant donc une même pression dans la chambre de combustion, la puissance restituée sera toujours la même. Ceux qui argumentent en faveur du bras de levier supérieur du longue course oublient un peu vite que la pression de combustion s'applique sur un piston de surface beaucoup plus faible. L'effort retransmis dans la bielle s'en trouve sensiblement diminué. Ceci est compensé par le bras de levier supérieur du vilebrequin, mais sans qu'aucun gain ne soit réalisé pour autant. C'est plus du côté des conséquences générales sur l'architecture qu'il faut chercher pour trouver la raison de cette suprématie.

2.3.1 Rapport alésage/course et remplissage

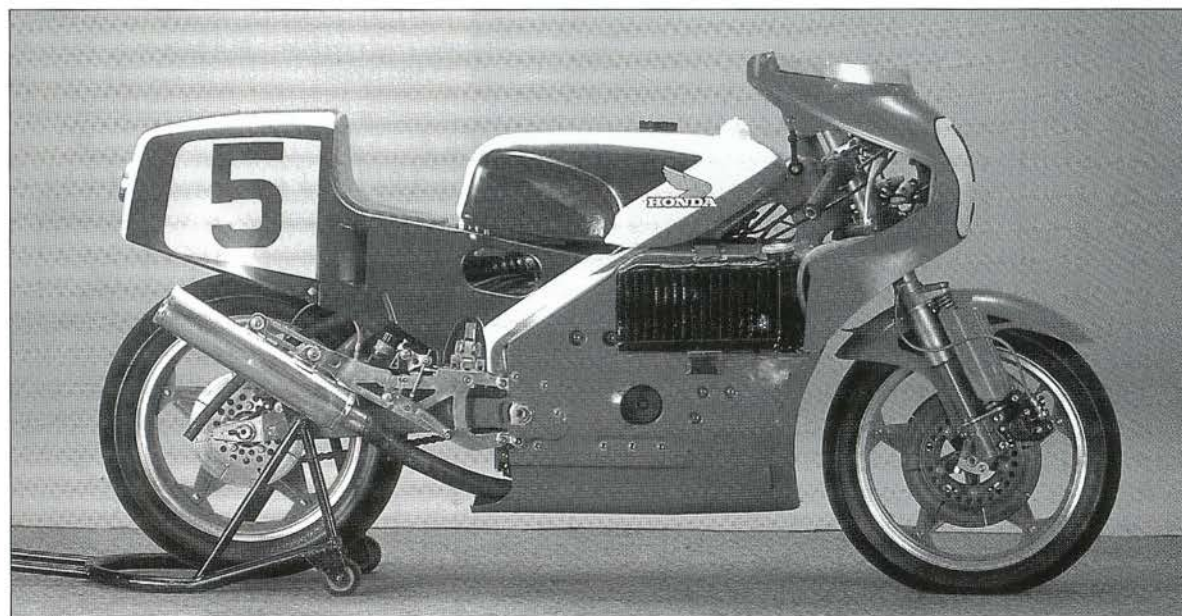
La PME est directement proportionnelle au couple qui est lui-même proportionnel au remplis-

sage du moteur. Un des avantages du moteur supercarré est de disposer d'une forte surface de chambre de combustion qui permet de loger facilement de grosses soupapes et de positionner favorablement une, voire des bougies. Cet atout permet aussi de ne pas chercher artificiellement des centimètres carrés pour augmenter les diamètres. C'était le cas avec les chambres très hémisphériques qui étaient conçues "en toit" afin de pouvoir disposer deux grosses soupapes. Par ailleurs, l'intérêt des moteurs carrés est décuplé quand il s'agit de loger des multisoupapes, car il est plus facile de loger quatre petits cercles que deux moyens dans un cercle plus grand. La surface ainsi exploitée est supérieure, ce qui favorise le remplissage. De plus, on réduit la masse des soupapes, ce qui permet de leur faire subir de plus fortes accélérations tout en maîtrisant parfaitement leur rappel. On peut donc adopter des lois de levée plus sévères, elles aussi plus favorables au remplissage. Dans ce domaine, on se rappellera des fameuses Honda NR qui avaient huit soupapes par "cylindre", le mot cylindre étant à peine adapté puisque les pistons étaient ovales. Le but de l'opération était d'obtenir un rapport alésage/course très élevé favorisant la puissance, comme nous l'avons vu en début de ce chapitre. La surface énorme de la culasse permettait de loger huit petites (donc légères) soupapes, offrant une forte section de passage pour le remplissage à très haut régime.

Honda NR 500. Pour lutter contre les deux-temps de grands prix, Honda avait imaginé la NR quatre temps. Conçu pour tourner à très haut régime (22 000 tr/min !), ce moteur exceptionnel avait une course très réduite et des pistons ovales qui actionnaient deux bielles par cylindre. Les chambres de combustion avaient une surface très importante permettant de loger huit petites soupapes pour assurer un bon remplissage. Malgré tant d'ingéniosité, le géant nippon ne connut pas le succès.



Efforts d'inertie comparatif 1340 HD et 660 Rotax. Cette figure montre les efforts d'inertie au pied de bielle de deux moteurs de cylindrée unitaire proche mais de rapport alésage/course très différent : le 1340 HD ($88,8 \times 108 = 668 \text{ cm}^3$) et le Rotax 660 ($102 \times 81 = 662 \text{ cm}^3$). L'un est un longue course, l'autre un supercarré. Les efforts et le potentiel de régime maxi admissible s'en ressentent. On remarque ici que les masses des pistons sont voisines. En effet, malgré son plus fort alésage, le Rotax possède un piston forgé avec une jupe très courte, ce qui n'est pas le cas du HD, loin s'en faut.



A contrario, si l'on opte pour un moteur longue course, on se limitera forcément en section d'admission, ce qui va se ressentir sur la puissance.

Nous avons vu par ailleurs le moyen de calculer les efforts d'inertie sur la bielle. Dans ce domaine aussi, le moteur supercarré montre la voie au longue course, dont le piston doit parcourir une distance plus élevée dans un même temps. De fait, il subit des accélérations plus fortes, ce qui engendre des efforts plus importants, synonymes d'usure accrue et de risque de casse supplémentaires.

2.3.2 Conclusion

Un meilleur remplissage grâce à un plus fort potentiel de surface admission/échappement, des efforts réduits par des déplacements moindres du piston (pourtant plus lourd) : le moteur supercarré ne laisse aucune chance au longue course en termes de puissance maxi. Pourtant, une petite ombre s'inscrit au tableau. Il s'agit de l'allumage, qui est légèrement défavorisé. En effet, sur un longue course, le front de flamme n'a qu'un trajet réduit à faire. De fait, la combustion normale atteint rapidement les extrémités de la chambre. Ainsi, on peut accroître sensiblement le taux de compression car même lorsque les conditions de l'auto-inflammation sont réunies, le délai d'inflammation est suffisant pour que la combustion normale rejoigne la zone sensible avant que la détonation ne se produise. Sur un moteur de très fort alésage, la vitesse de propagation ne permet pas d'atteindre à temps la zone sensible et la détonation se produit. Pour éviter ce phénomène, on est donc obligé de décompresser légèrement le moteur, ce qui nuit au rendement comme nous l'avons vu au chapitre 1.

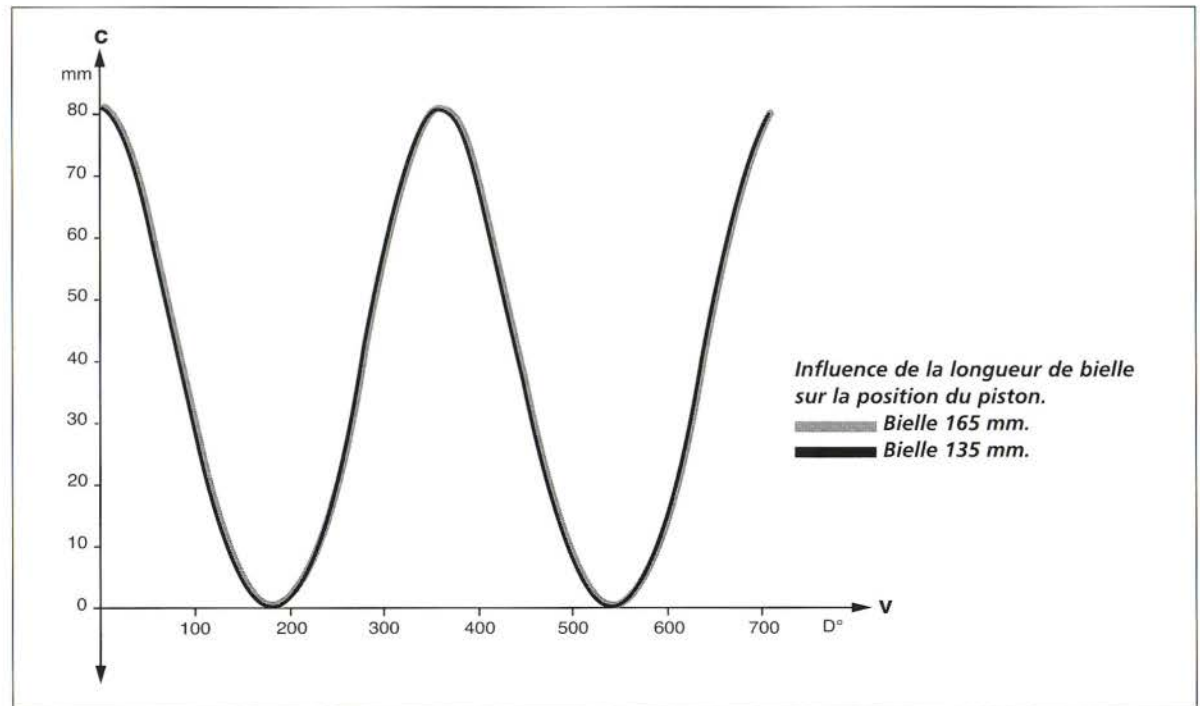
2.4 LA LONGUEUR DE BIELLE

2.4.1 La cinématique

Ce paramètre semble l'objet de nombreuses croyances chez les motards. Voyons ici la part de légende et la part de vérité. Grâce aux équations que nous avons établies au chapitre 1, nous pouvons déterminer la position du piston en fonction de l'angle du vilebrequin. On entend parfois dire qu'une bielle courte engendre une plus forte aspiration, ce qui équivaut à employer un diagramme de distribution plus sévère. De fait, en théorie, à angle de vilebrequin égal, le piston se trouve plus

bas, ce qui augmente la dépression. Dans la pratique, les courbes tracées pour un même moteur avec des bielles de 135 et 165 mm montrent que cette affirmation est un peu surévaluée, malgré l'importance de la différence choisie en exemple. La variation est d'ailleurs si faible qu'elle est inférieure à l'épaisseur du trait sur le graphique ci-dessous.

Nous avons défini précédemment le rapport $\lambda = R/L$, où R est le rayon du maneton (soit la demi-course) et L la longueur de la bielle. En passant de 135 à 165 mm, la bielle de ce moteur ayant 81 mm



de course, on change de manière importante les accélérations subies par le piston. La valeur de λ passe en effet de 0,3 pour une bielle courte à 0,245 avec la bielle longue. Traçons donc les courbes de vitesse instantanée et d'accélération du piston pour ces deux valeurs de λ . Contrairement aux idées reçues, le résultat n'est pas si édifiant que ça. Pour apprécier les différences, il faut décrypter les tableaux de valeur. On y constate qu'au PMH, point où les efforts sont les plus importants, la variation n'excède pas 2104 m/s^2 , soit tout de même 215 g (g est l'accélération de la pesanteur et vaut $9,81 \text{ m/s}^2$). En proportion, cette variation représente un gain de 4 %, soit environ 115 kg de traction supplémentaire sur la bielle courte, soit un total de 2738 kg pour un piston de 540 g. Ce

gain est annihilé en termes d'effort par le surcroît de masse de la bielle longue ! Ce n'est donc pas du côté de la cinématique qu'il faut chercher un avantage réel aux bielles plus ou moins longues.

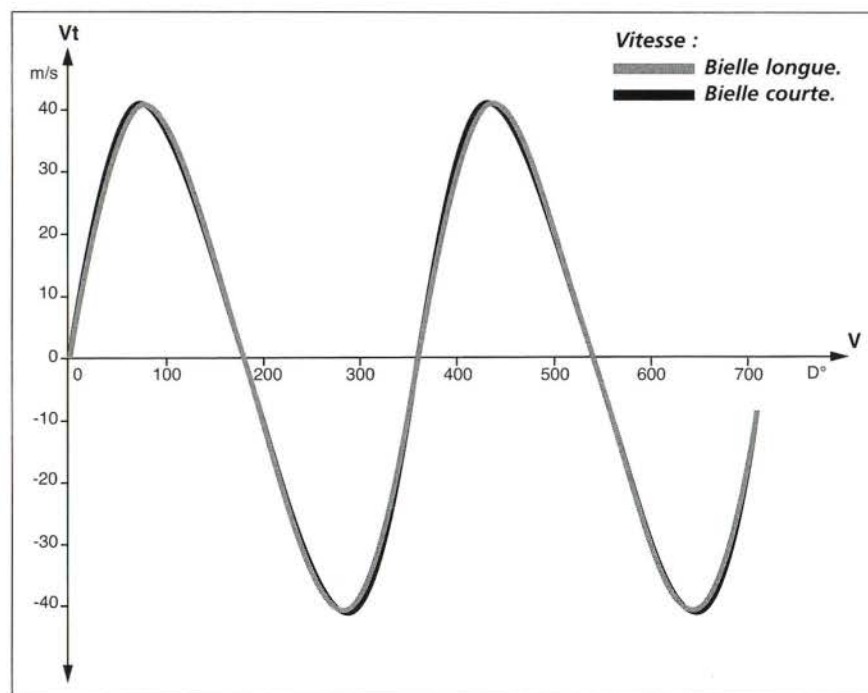
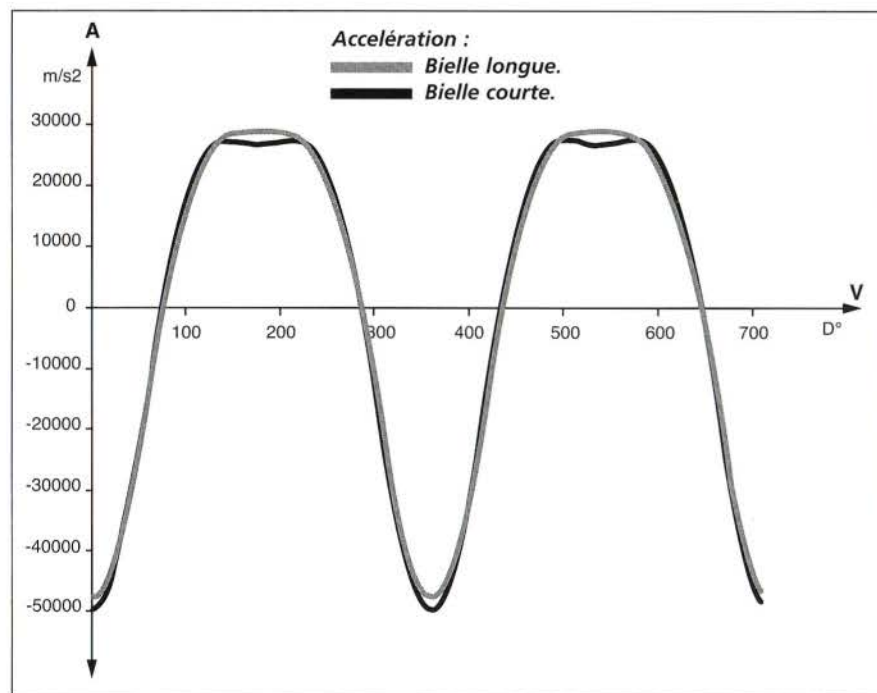
2.4.2 Étude dynamique

2.4.2.1 influence sur le couple instantané

Continuons cependant notre analyse sur un plan dynamique, c'est-à-dire au niveau de la restitution des efforts de combustion. En utilisant la formule 3 du couple instantané que nous avons définie au premier chapitre, on est en mesure de déterminer facilement l'influence de la longueur

de la bielle. L'utilisation d'un tableur de type Excel permet d'effectuer les différents calculs et de tracer les courbes.

Une bielle courte modifie sensiblement le couple instantané, car les angles sont plus favorables à la restitution des efforts lors du maximum de pression dans le cylindre. La part d'effort récupéré est donc supérieure, comme le montrent les courbes. Le tableau joint montre lui aussi qu'en valeur cumulée, la bielle courte offre un avantage de couple de 2 % par rapport à la bielle longue. Remarquons que ce gain est relatif puisque le moteur Rotax pris en référence est équipé d'une bielle de 140 mm pour 81 de course, soit un λ réel de 0,289, à comparer aux 0,245 de la bielle longue



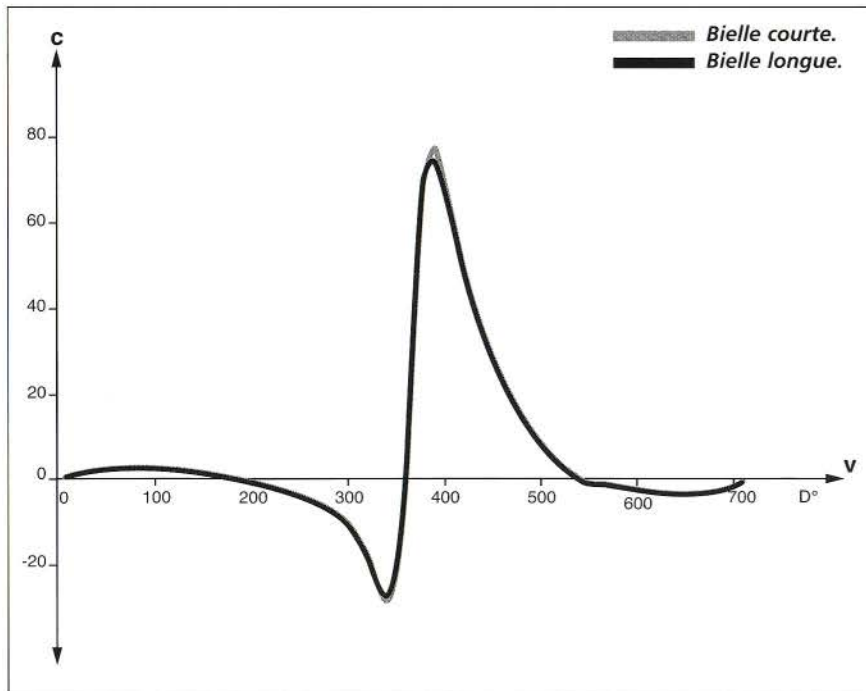
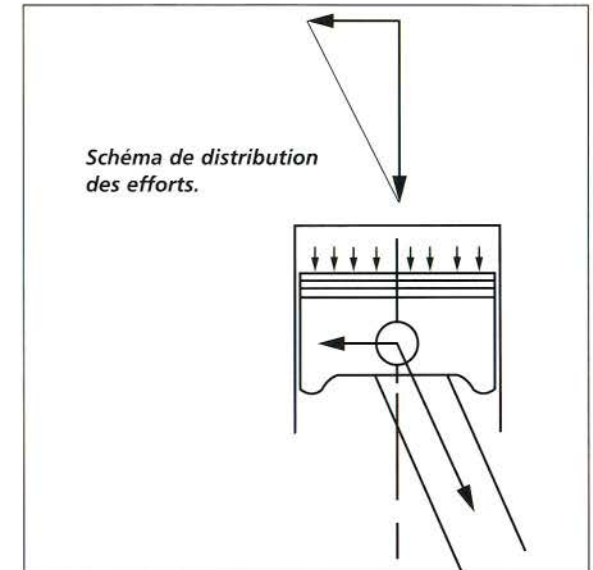
Influence de la longueur de bielle sur la vitesse et l'accélération du piston.

(165 mm) et 0,3 de la bielle courte (135 mm). Dans la réalité, le constructeur est déjà proche de l'optimum. Avant de vous précipiter sur votre moteur pour en raccourcir la bielle, lisez tout de même la suite...

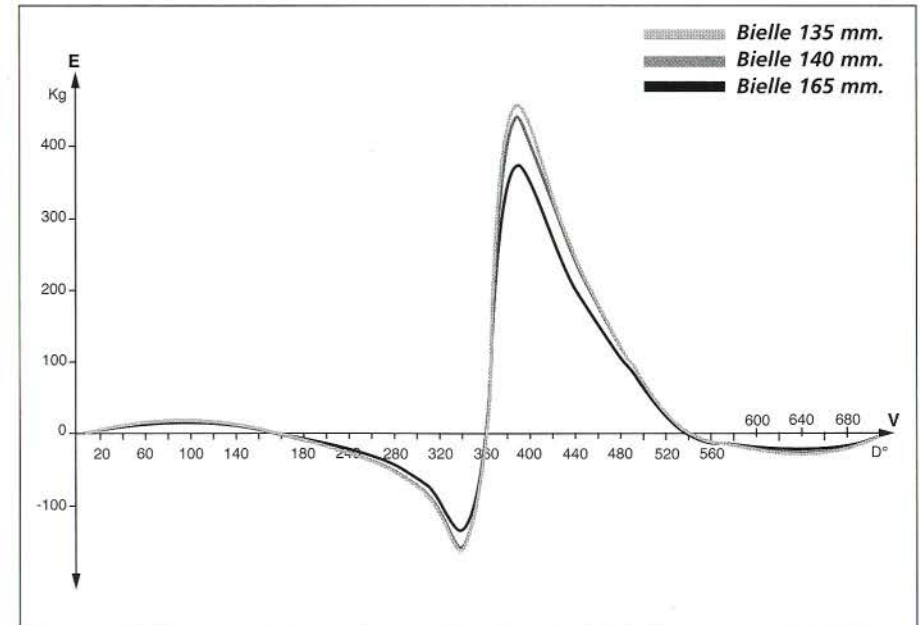
2.4.2.2 Action et réaction...

L'effort appliqué sur le piston est retransmis de manière oblique sous forme de poussée dans la bielle, ce qui induit une réaction de basculement du piston sous l'effet de cette poussée. La bielle courte étant plus fortement inclinée que la longue, on remarque que parallèlement à l'amélioration du couple moyen, les réactions d'appui du piston sont elles aussi plus fortes, ce qui accroît

l'usure du moteur de manière sensible. Le surcroît de couple ainsi engendré est partiellement perdu en frottements contre la paroi, ce qui augmente l'échauffement du même coup... On peut en conclure que si les bielles courtes sont intéressantes en termes de performances pures, elles engendrent dans le moteur un surcroît d'effort, synonyme d'usure et de vibrations supplémentaires. On se méfiera de l'association bielle courte et piston à jupe très réduite, qui sont tous les deux performants mais peu durants. Dans le cadre d'une course d'endurance, justement, on prendra soin de ne pas trop chercher à les raccourcir pour éviter une ovalisation prématurée des cylindres, amenant une perte de puissance au fil des kilomètres.



Influence de la longueur de bielle sur le couple instantané.



Influence de la longueur de bielle sur la réaction de frottement piston/cylindre.

Chapitre 3

AUGMENTATION DE LA CYLINDRÉE

3.1 GÉNÉRALITÉS

L'accroissement de la cylindrée est en toute logique une méthode très sûre pour obtenir un gain de puissance. Avant de l'employer, il faut être certain que la réglementation des épreuves auxquelles on participera l'autorise. C'est en effet rarement le cas, compte tenu des classements par catégories et des équivalences de cylindrée employées. Cette solution, qui peut paraître très simple, voire simpliste de prime abord, ne l'est pas du tout, car elle engendre souvent bon nombre de conséquences en cascade qui provoquent des surcoûts prohibitifs. L'augmentation de la cylindrée peut être obtenue en jouant soit sur l'alésage, soit sur la course. Mais dans les deux cas, il faudra impérativement disposer de pièces spéciales ou faire appel à un usineur. Les deux solutions sont donc onéreuses, et nous allons les

envisager au cas par cas. Toutefois, que l'on retienne l'une ou l'autre, il faut penser qu'en modifiant la cylindrée, on touche impérativement au rapport volumétrique. Voici une notion dont nous avons encore peu parlé et qu'il est temps de définir avec précision.

3.1.1 Le rapport volumétrique

On l'appelle aussi volontiers le taux de compression, bien que ces deux notions soient différentes sur un plan purement théorique. Nous avons vu l'importance du rapport volumétrique en étudiant le cycle thermodynamique. En effet, il conditionne de manière directe le rendement du moteur. Son mode de calcul est simple :

$$R_v = (V + v) / v$$

où R_v est le rapport volumétrique, V la cylindrée et v le volume mort, c'est-à-dire le volume de la chambre de combustion quand le piston est au PMH. R_v étant un rapport, il s'exprime sans unité. À ne pas confondre avec la pression de compression, que l'on mesure à l'aide d'un compresseur. Les deux valeurs, bien que liées, sont cependant différentes. De même, le taux de compression se définit comme suit :

$$P_1/P_0 = [(V + v) / v]^{\gamma}$$

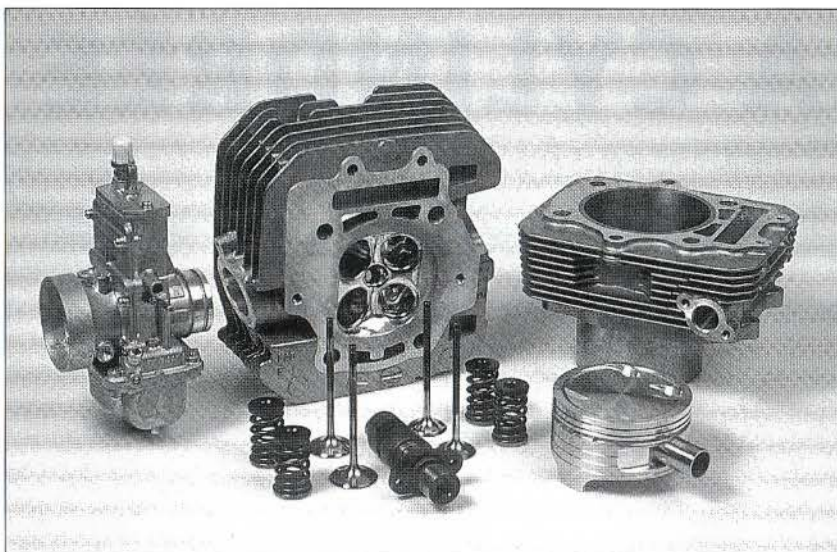
C'est donc bien le rapport volumétrique et non le taux de compression que l'on calcule sur un moteur. Le taux prend en compte la transformation adiabatique des gaz lors de la diminution du volume.

Revenons donc au rapport volumétrique (R_v). Sa détermination demande d'abord de connaître la cylindrée exacte du moteur, qui se calcule comme suit :

$$V = n \times \pi \times A^2 \times C / 4000$$

où n est le nombre de cylindres, A l'alésage en millimètres élevé au carré (c'est-à-dire multiplié par lui-même), et C la course du moteur en millimètres. Le résultat est obtenu directement en cen-

L'augmentation de cylindrée est une façon relativement simple de gagner du couple et des chevaux, surtout sur un mono. Ici, un 441 cm³ (42 ch) développé par J.-L. Bazin sur base DR 350. Sur un multicylindre, l'opération s'avère très coûteuse et parfois plus difficilement réalisable, en raison du manque d'espace disponible entre les différents fûts. (Source Moto Journal).

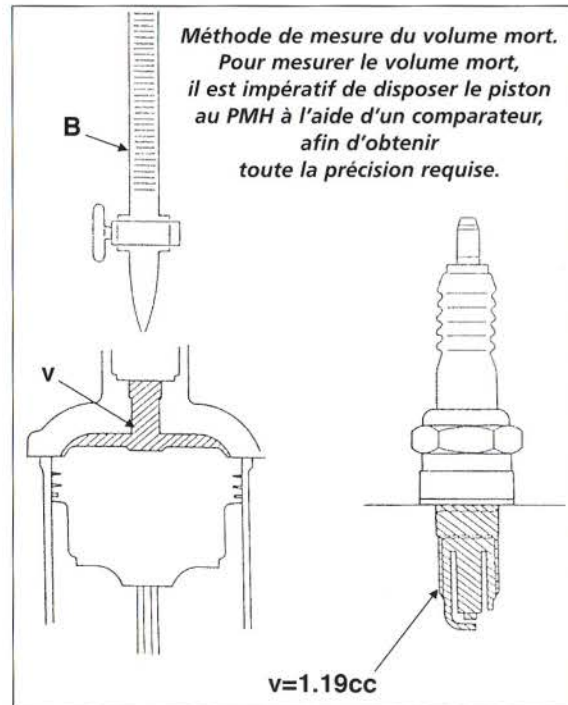


timètres cubes grâce à l'emploi de la constante 4000.

En augmentant la cylindrée, on fait varier V sans forcément toucher à v . Petit v est le fameux volume dont parlent les préparateurs. C'est une donnée que l'on calcule, si l'on connaît le rapport volumétrique :

$$v = V / (Rv - 1)$$

ou que l'on mesure si on cherche au contraire à le déterminer. La mesure du volume se fait en enduisant légèrement de graisse le bord du piston placé au PMH. On supprime ainsi tout risque de fuite de liquide entre le piston et le cylindre. On



repose ensuite le joint de culasse et l'on serre la culasse au couple préconisé. Enfin, on remplit la chambre de combustion jusqu'au puits de bougie au moyen d'une pipette graduée, contenant un liquide à la fois fluide et un peu gras, qui ne dissoudra pas la graisse nécessaire à l'étanchéité. D'une manière générale, du gas-oil fait bien l'affaire, mais le white-spirit peut aussi convenir, ou encore un mélange huile moteur/essence à 50/50. Le volume introduit dans la chambre de combustion est donc v , qui va permettre de calculer le rapport volumétrique réel et d'en vérifier l'équilibrage cylindre par cylindre. Dans le cas de bougies placées latéralement, on prendra soin de ne pas "coincer de bulle" au sommet de la chambre. Il faut parfois faire pencher le moteur pour dégager l'air resté prisonnier qui faussera la mesure. Pour une précision optimale et en particulier sur les moteurs de faible cylindrée unitaire, on prendra en compte le volume de la bougie. En effet, il prend une importance relative d'autant plus grande que le volume de la chambre de combustion est faible. En général, il convient de retrancher environ 1 à 1,5 cm^3 au volume mesuré.

Rappelons en bref que si un rapport volumétrique élevé est favorable au rendement, il ne faut point en abuser, au risque de transformer son moteur en diesel! (voir plus loin au chapitre 4 l'étude de la combustion).

Mais revenons à ce qui nous intéresse, la cylindrée. En l'augmentant, on joue de manière importante sur le rapport volumétrique, ce qu'il faut prendre en compte. Même si les nouveaux pistons mis en place n'ont pas de calottes plus hautes que ceux d'origine, le rapport volumétrique va augmenter. Prenons un exemple.

Soit un moteur de cylindrée unitaire de 250 cm^3 , comprimant à 10. On obtient un volume de :

$$v = V / (Rv - 1)$$

ce qui nous donne :

$$v = 250 / (10 - 1) = 27,77 \text{ cm}^3$$

Portons maintenant la cylindrée unitaire à 300 cm^3 , tout en conservant le même volume de chambre de combustion. Le rapport volumétrique devient alors :

$$Rv = (V + v) / v$$

soit :

$$Rv = (300 + 27,77) / 27,77 = 11,8$$

Il est donc impératif d'en tenir compte lors de la transformation, car cette différence est loin d'être négligeable.

Elle peut engendrer un déroulement anormal de la combustion, des cognements, une perte de souplesse et une détérioration importante du piston, comme nous le verrons plus loin au chapitre 4. En pratique, on n'a donc pas intérêt à augmenter simultanément la cylindrée tout en cherchant à jouer en plus sur le rapport volumétrique. La modification intervient de manière automatique, comme nous venons de le démontrer. Si l'on opère sur un moteur standard, dont on connaît précisément les caractéristiques, on pourra aisément calculer le nouveau rapport volumétrique en prenant en compte la nouvelle cylindrée unitaire. Ainsi, pas de surprise, on sait s'il faut intervenir ou pas.

3.2 AUGMENTATION DE LA COURSE

Dans le chapitre 2, nous avons développé l'expression de la puissance en fonction de la PME, du nombre de cylindres (n), de la surface (S_p) et de la vitesse du piston (V_p), soit :

$$P = \text{PME} \times n \times V_p \times S_p / 29055$$

où la PME est exprimée en bars, V_p en m/s et S_p en mm^2 .

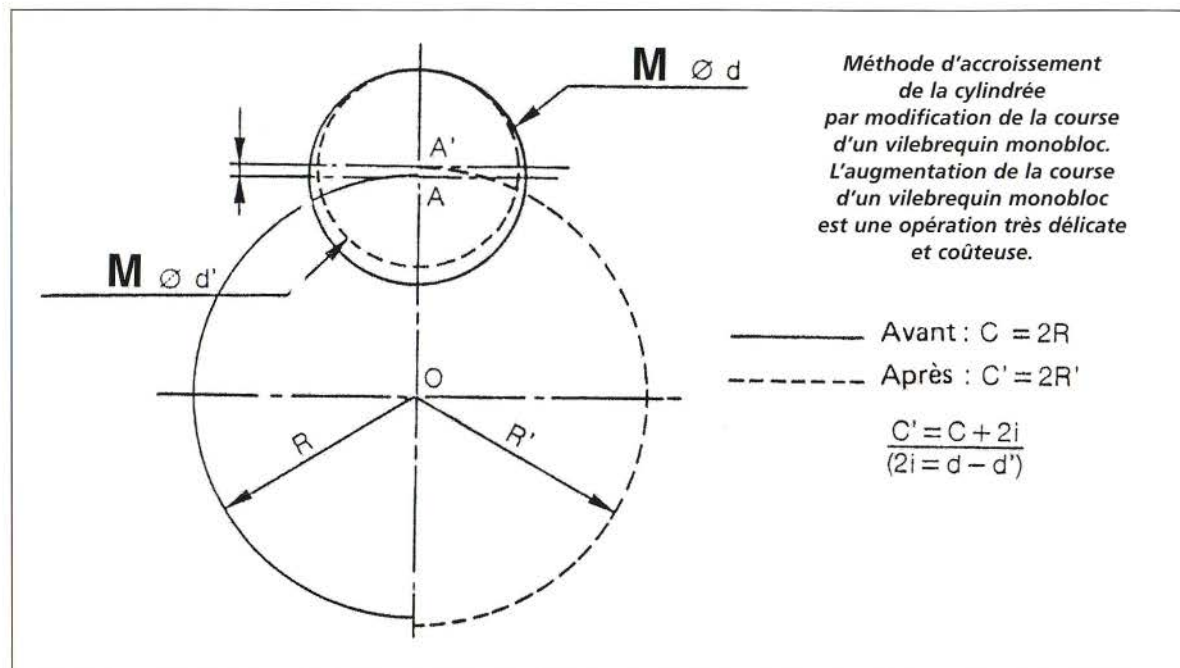
Les plus curieux d'entre vous auront remarqué le paradoxe de cette formule qui ne laisse pas apparaître directement la cylindrée du moteur concerné. La puissance est pourtant bien une fonction de la cylindrée du moteur ; il faut seulement la rechercher un peu. En effet, imaginons le cas d'un moteur dont on ne modifierait que la course pour gagner en cylindrée. Si l'on suppose une PME et une V_p figées, S_p la surface du piston ne changeant pas, la puissance maxi délivrable ne sera pas modifiée. Le raisonnement serait-il faux ? Non, car en supposant V_p invariable, on a considéré que l'on abaissait le régime de rotation du moteur dont on allait calculer la puissance. En effet,

$$V_p = c \times N / 30\,000$$

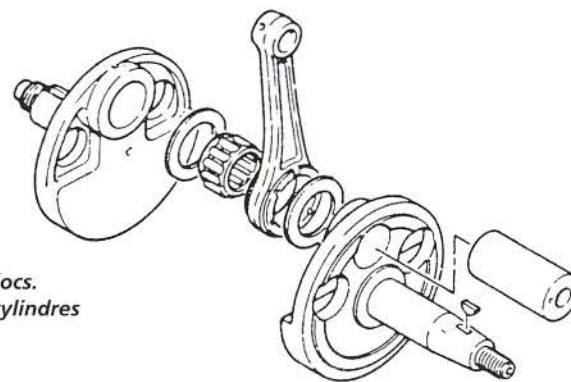
contient le régime. Il apparaît donc que si l'on augmente la course, il faut impérativement que ce ne soit pas au détriment du régime de rotation, sans quoi le gain de puissance sera quasi inexistant.

3.2.1 Comment procéder

On obtient une course augmentée par modification ou remplacement pur et simple du vilebrequin.



Vilebrequin de 500 XT :
sur les vilebrequins assemblés, l'accroissement de la course est moins délicat que sur les monoblocs. Comme toujours, c'est sur les monocylindres que l'opération est la plus facile et la moins onéreuse.



quin. S'il est monobloc, on ne pourra que réduire le \varnothing de tourillon, tout en l'excentrant comme le montre la figure page 42.

Ceci limite l'importance de la transformation, dans la mesure où plus on veut augmenter l'excentration, plus il faut réduire le \varnothing du tourillon, ce qui en diminue sensiblement la rigidité. L'accroissement de la course est égal à la diminution du \varnothing . L'usinage de la surface du tourillon est fait par rectification. Toutefois, il faut ensuite penser à traiter la surface ainsi obtenue afin de lui redonner sa dureté originelle. En général, on procède à une nitruration, suivie d'un éventuel traitement de stabilisation pour réduire les contraintes et les déformations du vilebrequin. Assurément un travail de spécialiste. Une fois les tourillons réduits, les bielles d'origine ne conviendront plus, à moins de trouver des paliers ayant un support plus épais afin de compenser la différence. Il est d'ailleurs préférable de les remplacer par de plus courtes ayant un \varnothing de tourillon adapté, afin de ne pas modifier l'encombrement du moteur.

Comme on le voit, sur un multicylindre, ce genre de travaux peut vous conduire loin sur un plan financier. Mais au fait, est-ce vraiment intéressant ? Voyons le cas d'un quatre-cylindres Honda 600 CBR duquel on réduirait les tourillons de 2 mm au \varnothing . La course deviendrait alors 47,2 mm et la cylindrée 625,5 cm³, au lieu de 599, soit une augmentation de 4 % qui se traduira au mieux par 4 % de puissance supplémentaire. Environ ce que donnerait un bon échappement par exemple...

Si le vilebrequin est assemblé, on peut déposer le tourillon, reboucher l'orifice existant avec un insert et repercer l'ensemble de manière plus excentrée. Enfin, si le vilebrequin est simple (mono ou moteur en V), on peut aussi retailler des voiles dans la masse.

3.2.2 Conséquences

L'accroissement de la course entraîne une cohorte de conséquences qu'il est bon de connaître avant de se lancer dans une telle entreprise.

À moins de réduire d'autant la longueur de la bielle ou la hauteur du piston au-dessus de l'axe, l'encombrement extérieur du moteur se trouve modifié. De fait, l'implantation dans le cadre ou la possibilité de déposer de la culasse sans sortir le moteur peuvent devenir impossibles. Le passage des carburateurs et des échappements est également concerné par cette rehausse de la culasse. Mais c'est aussi dans le moteur que peuvent se poser des problèmes d'interférences entre la bielle et l'embase du cylindre, ou entre le piston et le vilebrequin, si l'on opte pour une bielle plus courte. La longueur des goujons de fixation de la culasse ou l'entraînement de la distribution peuvent être sources de complications, le réglage par tendeur n'étant pas forcément suffisant. Que dire en cas d'entraînement par cascades de pignons ou arbre et renvoi d'angle ?

Dans le cas de conduites de remontée d'huile rigides placées à l'extérieur du moteur, il faudra penser à les rallonger.

La réduction de la hauteur du piston au-dessus de l'axe permet de conserver une même hauteur hors tout de l'ensemble, sachant qu'il est impératif de vérifier que l'alésage du cylindre permettra aux segments de descendre plus bas que l'origine sans encombre. En général, le remplacement d'un piston à trois segments par un deux-segments réduit de manière sensible la hauteur au-dessus de l'axe. Il convient aussi de s'assurer que la bielle disposera d'un espace suffisant pour ne rien heurter en faisant un tour complet. Parfois, des encoches en bas des chemises seront nécessaires. De même que l'augmentation de la cylindrée induit une modifi-

cation du rapport volumétrique, le changement de la course modifie le rapport λ du fait du change-

$$\lambda = R/L$$

ment de la valeur de R. Nous avons traité cet aspect du problème, en considérant la longueur de la bielle comme variable, au chapitre 2.4. Augmenter R revient à diminuer L si l'on en étudie l'influence sur λ .

Sur un plan dynamique, augmenter la course engendre un accroissement des efforts d'inertie, et donc des contraintes supplémentaires. Ce faisant, il est possible de transformer son moteur en longue course, ce qui se ressent sur le comportement. On pourra donc déterminer un nouveau régime maxi admissible, comme nous l'avons vu au chapitre 1.5.

L'équilibrage du moteur sera touché par cette modification importante. Nous aborderons ce sujet dans un chapitre particulier.



On remarque très distinctement les encoches destinées au passage des bielles sur le moteur Aprilia V Mille.

3.3 AUGMENTATION DE L'ALÉSAGE

C'est souvent une solution plus simple sur le plan technique, dans la mesure où il existe des pièces développées par des accessoiristes. On peut aussi adapter des pistons provenant d'un autre moteur. Dans tous les cas, comme nous l'avons vu par ailleurs au chapitre 2, c'est la méthode la plus propice en termes de recherche de puissance. En effet, en augmentant l'alésage, on fait tendre son moteur vers des cotes "carrées", voire "supercarrées", plus favorables à la quête de chevaux. Toutefois, comme dans l'hypothèse de l'augmentation de la course, il faut procéder à des vérifications avant de commencer.

3.3.1 Comment procéder

Le cylindre est-il chemisé ou au contraire totalement en aluminium recouvert d'un traitement de surface (Nikasil ou autre)? S'il est chemisé, l'épaisseur résiduelle de la chemise sera-t-elle suffisante après réalésage? Si l'on descend en dessous de 3 mm, il faut envisager l'utilisation d'une chemise de plus gros \varnothing qui viendra remplacer celle d'origine, une fois le bloc cylindre réalésé. On risque alors aussi de devoir réalésé le bas moteur afin que la nouvelle chemise puisse y loger. Outre le démontage complet du moteur, il faut compter sur un coût supérieur car les carters moteur seront repris en fraisage et non en tournage. Pour un multicylindre à refroidissement liquide, il faut songer aux passages d'eau et à l'épaisseur résiduelle entre les fûts de cylindre pour le montage d'un nouveau joint de culasse. Ledit joint de culasse remplacera celui d'origine, puisque son \varnothing ne conviendra plus... Il faut donc en trouver un

adapté ou en fabriquer un. Les plus adroits pourront se lancer dans de hasardeuses fabrications à base de feuilles de cuivre, plutôt réservées normalement aux joints d'embase. En cas de remplacement de la chemise par une plus grosse, le joint d'embase d'origine devra aussi être changé ou modifié. Si les entraxes conviennent, il est préférable d'utiliser un joint existant que l'on modifiera au niveau des perçages.

On le voit, ce type de préparation demande très vite de gros budgets, surtout sur un quatre-cylindres. Dans cette hypothèse, il est souhaitable de s'orienter vers des kits développés qui présentent la garantie de prendre en compte tous les problèmes précédemment évoqués. Sur un mono ou un V-twin, les solutions sont naturellement plus simples.

Si le cylindre est en aluminium traité, le problème est légèrement différent. Soit son épaisseur est suffisante pour procéder à un réalésage, en rectification, compte tenu de la dureté superficielle. Il faut ensuite refaire un traitement sur la nouvelle surface. Dans le cas contraire, on peut adapter une chemise fonte dans un cylindre Nikasil ou chromé dur. Une fois ce travail effectué, il faut

ensuite prendre la cote exacte du piston pour usiner le chemise après emboîtement, en y laissant juste le jeu de fonctionnement nécessaire. L'état de surface doit bien sûr être parfait, c'est-à-dire présenter une rugosité suffisante pour une bonne lubrification. Un rodoir avec un grain de 400 constitue une valeur correcte.

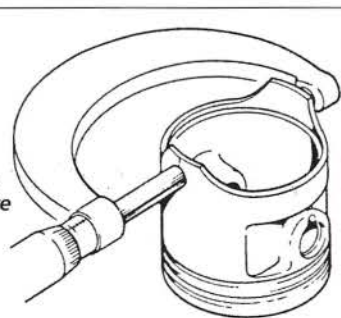
3.3.2 Le choix du nouveau piston

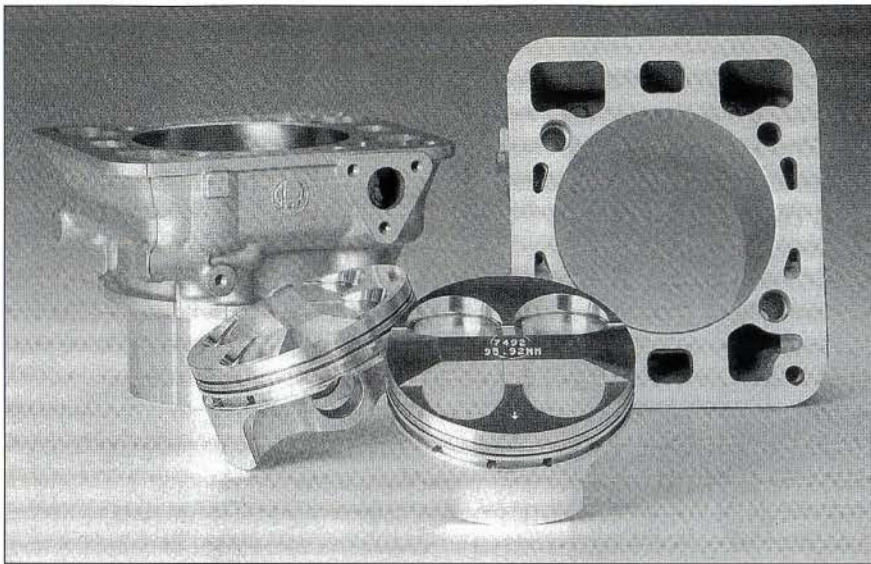
L'alésage n'est pas la seule valeur à prendre en compte. Il faut encore que le piston retenu ait d'autres caractéristiques appropriées. Ainsi, la distance qui sépare l'axe du piston du sommet de la calotte doit être vérifié. Cette cote conditionne le rapport volumétrique et le passage des soupapes. Souvent, des encoches sont prévues à cet effet. Si l'on adapte le piston d'un autre moteur, il est peu probable qu'elles conviennent. Elles devront donc être reprises en usinage, en prenant soin que l'épaisseur de la calotte reste suffisante. Le diamètre de l'axe est bien sûr fondamental.

Sur des préparations poussées, on remplace parfois un piston à trois segments par un modèle qui n'en porte que deux. De fait, sa hauteur au-dessus de l'axe étant très inférieure, il convient de rattraper cette différence soit par une bielle plus longue, soit en raccourcissant le cylindre, ce qui rabaisse de fait la culasse et oblige à modifier l'entraînement de la distribution.

L'avantage des pistons à deux segments est double : d'une part, ils sont plus courts donc plus légers, d'autre part ils réduisent les frottements, ce qui compense les pertes occasionnées par l'accroissement de la surface du nouveau piston.

La mesure de la cote nominale est fondamentale avant un réalésage. Le jeu piston/cylindre préconisé par le constructeur ne devra jamais être augmenté de plus de 20 %.





Grâce à leur qualité de fabrication supérieure et parfois à un nombre de segments réduit diminuant la hauteur, les pistons de plus fort alésage sont souvent moins lourds que l'origine (Source Wiseco).

Enfin, si les pistons de série sont souvent coulés, on trouve sur le marché des pistons forgés. Cette technique de fabrication permet un fibrage de la matière qui favorise la résistance. D'une manière générale, à diamètre égal, le piston forgé est à la fois plus léger et plus résistant que le piston moulé. Ainsi, malgré le plus fort alésage, on arrive souvent à conserver une masse identique au niveau de l'équipage mobile, ce qui est intéressant en termes d'équilibrage et d'efforts d'inertie.

3.3.3. Conséquences

L'accroissement de l'alésage d'un moteur est une solution intéressante pour en améliorer sensiblement les performances. Sous réserve d'une masse du piston raisonnable, le régime maxi admissible par le moteur n'est pas altéré, puisque la vitesse linéaire du piston ne change pas. On peut considérer en premier ordre que la puissance

spécifique sera conservée, ce qui permet d'évaluer les gains potentiels. En effet, même sans modifier les soupapes, on obtiendra une amélioration du remplissage du fait de l'éloignement de la paroi qui perturbait l'écoulement.

Cette remarque n'exclut pas de "mettre en conformité" le reste des organes qui concernent le remplissage : carburateurs, conduits, soupapes, échappement. Le résultat final n'en sera que meilleur. Nous verrons plus loin comment procéder !

Après modification de l'alésage, il peut être nécessaire de modifier l'avance à l'allumage. En effet, le front de flamme ayant une distance supérieure à parcourir, le risque de détonation augmente. Il faut donc envisager d'augmenter légèrement l'avance à l'allumage.

Enfin, comme nous l'avons évoqué, sur un moteur équipé d'un balancier d'équilibrage, il est important de prendre en considération la nouvelle

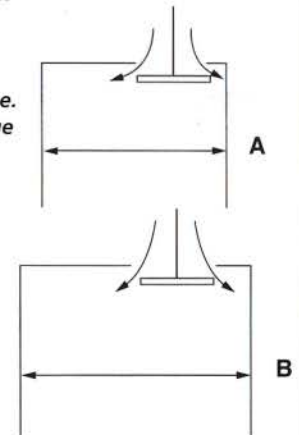
masse du piston et de corriger le contrepoids afin de ne pas déséquilibrer le moteur.

3.3.4 Conclusion

Modifier la cylindrée d'un moteur est une solution coûteuse mais efficace pour gagner à la fois en puissance et en couple. En confiant ce travail à un spécialiste de l'usinage ou en achetant un kit adapté, il n'est pas besoin d'avoir de grandes compétences pour gagner des chevaux. Le moteur ne devient pas "pointu" pour autant (chevaux hauts perchés) et sa fiabilité reste bonne. Dans le cadre d'une utilisation en compétition, il est toujours préférable de jouer sur l'alésage, car le moteur pourra supporter des régimes plus élevés que si l'on augmente la course. Sur route, il peut être agréable de se fabriquer un longue course, car ces moteurs ont plus de caractère (fort couple à bas régime), comme nous l'expliquerons plus loin.

Effet de paroi. L'écoulement des gaz en sortie de soupape est perturbé par la paroi du cylindre.

Il s'ensuit une perte de section efficace au niveau de la soupape. En augmentant l'alésage du cylindre, on éloigne la paroi des soupapes, ce qui facilite l'écoulement et améliore le remplissage.



Chapitre 4

AUGMENTATION DE LA PME

4.1 GÉNÉRALITÉS

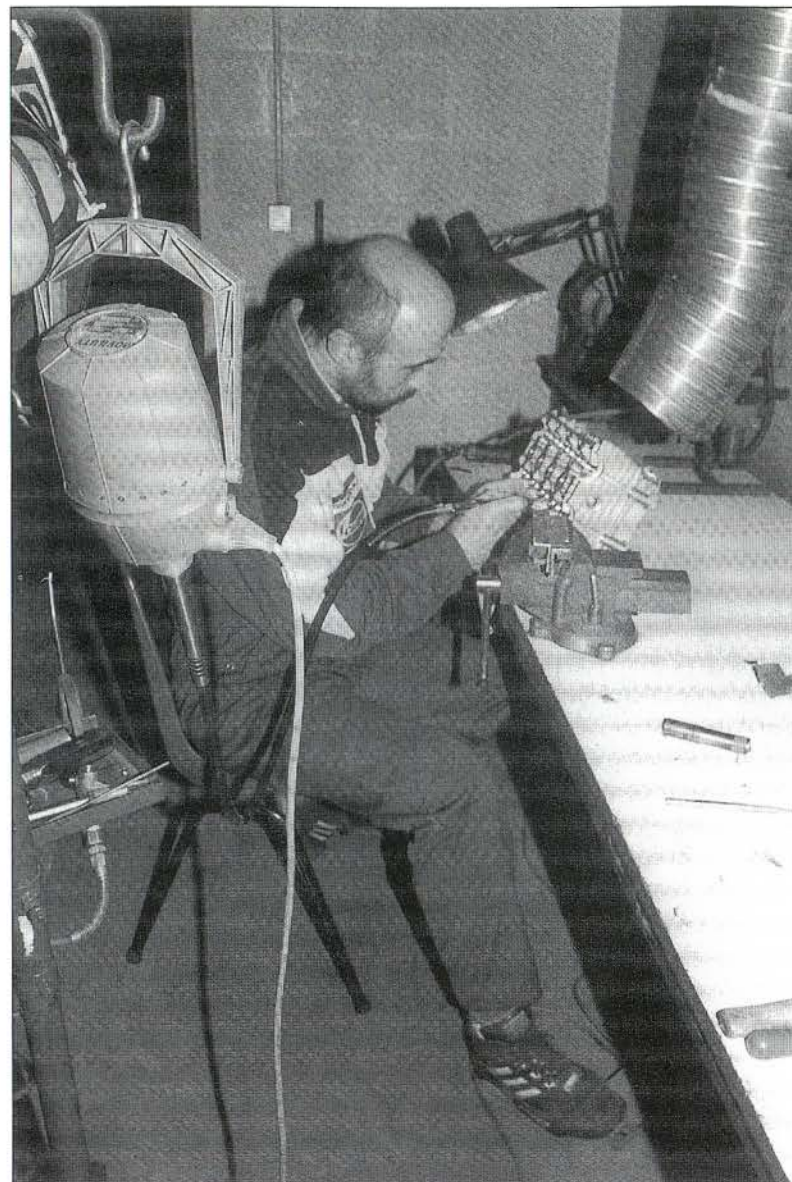
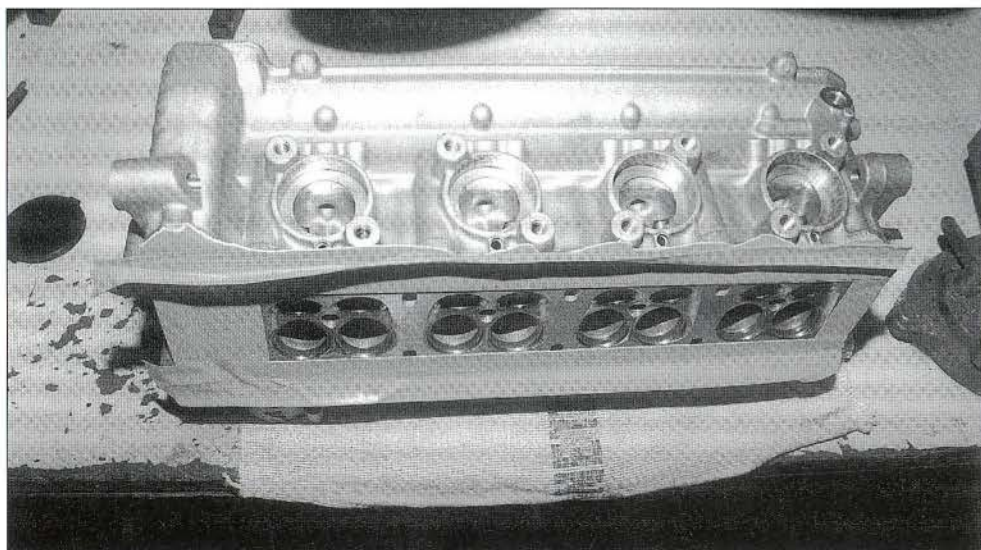
Ce chapitre va nous permettre d'évaluer les modifications à apporter au moteur pour augmenter sa puissance. Au-delà de la théorie, il va falloir mettre la main à la pâte, tout en restant le plus pragmatique possible. La qualité du résultat obtenu va dépendre de la réflexion qui précède l'action. Ne fonçons pas tête baissée dans les conduits pour pousser les murs, ce n'est pas forcément la meilleure solution.

L'amélioration de la PME d'un moteur va permettre d'accroître le couple et la puissance qu'il développe. Nous allons faire le point sur les moyens à employer pour y parvenir et sur les conséquences qui en découlent.

Commençons par un rappel de définition de la PME, une notion abstraite souvent employée par les motoristes. Elle désigne une pression moyenne qui, appliquée sur la calotte du piston en phase de détente, générerait un travail identique à celui du

Ici, Jean-Paul Boisgontier du Sert à l'œuvre sur une culasse de 750 GSXR, avec un flexible Moviluty et son variateur électronique à commande au pied. Notez la propreté du local, le bon éclairage et l'aspiration des poussières.

Nous voici dans le vif du sujet. À vos flexibles et bonne réussite ! Avant de commencer à modifier des conduits à la fraise, pensez à protéger le plan de joint au moyen d'un adhésif épais.



cycle moteur pendant la phase motrice. Multipliée par la surface du piston, cette pression devient une force qui, compte tenu du déplacement, c'est-à-dire de la course, nous indique le travail du cycle.

$$PME \times Sp = F$$

où Sp est la surface du piston.

$$W = F \times C$$

où W est le travail, F la force exercée sur le piston et C la course.

$$W = PME \times Sp \times C$$

Or $Sp \times C$ est égal à la cylindrée V . On en déduit donc :

$$W = PME \times V \times n$$

où n est le nombre de cylindres du moteur.

Pour en déduire le couple moyen du moteur, il faut prendre en compte le déroulement normal du cycle sur deux tours, c'est-à-dire 4π radians. Ce qui nous donne :

$$C = (1/4 \pi) \times PME \times n \times V$$

En y faisant intervenir le régime, on obtient la puissance en fonction de la PME.

$$P = (PME \times n \times V \times N) / 883\,200$$

où P est exprimé en ch, PME en bars, V en cm^3 , et N en tr/min.

Si l'on raisonne en termes de puissance spécifique, on peut faire disparaître la cylindrée, ce qui nous donne la formule suivante :

$$Ps = PME \times N / 883,2$$

avec une PME toujours exprimée en bars, Ps la puissance spécifique en CV/L et N en tr/min.

À titre d'exemple, si l'on considère un moteur ayant une PME de 13 bars à 9500 tr/min, sa puissance spécifique sera de 140 ch/l.

La PME est un paramètre "actif" par définition. C'est elle qui conditionne les performances du moteur. Son accroissement constitue la clé de voûte de la préparation. Maintenant que la mécanique n'a plus de secrets pour vous, nous allons passer en revue les différents points susceptibles d'améliorer la puissance délivrée par le moteur, et les méthodes correspondantes. La valeur de la PME dépend du rapport volumétrique, du taux de remplissage et de la durée de la combustion. Bien sûr, la qualité du carburant est fondamentale, mais l'usage de carburants spéciaux étant interdit en compétition, nous considérerons ce paramètre comme immuable, en particulier au niveau du pouvoir calorifique.

Dans une bonne logique de fonctionnement, ces développements suivront le déroulement du cycle quatre temps. Remplissage, dosage air-essence, taux de compression, combustion.

La distribution, qui permet au moteur de respirer convenablement, et l'acoustique admission-échappement seront traitées dans les chapitres 5 et 6.

4.2 LE REMPLISSAGE

Une manière d'augmenter le couple d'un moteur, consiste à lui fournir plus d'énergie, c'est-à-dire de mélange carburé. Nous avons déjà évoqué la notion de rendement et l'augmentation de cylindrée, nous allons donc voir comment faire rentrer plus de mélange à cylindrée égale et comment le faire brûler. Examinons d'abord le cas de l'admission.

Afin de quantifier l'efficacité d'un système d'admission, on définit le taux de remplissage d'un moteur, qui est le rapport entre la masse théorique de mélange qu'il peut accueillir et celle qui rentre

réellement. En effet, si l'on considère un moteur de 500 cm^3 , la masse volumique de l'air étant d'environ 1,25 g/l à température et pression ambiantes, il devrait avaler :

$$M = 1,25 \times 0,5 = 0,625 \text{ g}$$

soit un taux de remplissage de 1. Dans la pratique, le taux de remplissage réel du moteur est rarement aussi bon et surtout très inconstant. Sa valeur dépend pour beaucoup du régime de rotation et de la définition de base du moteur. En résumé, la courbe du taux de remplissage présente

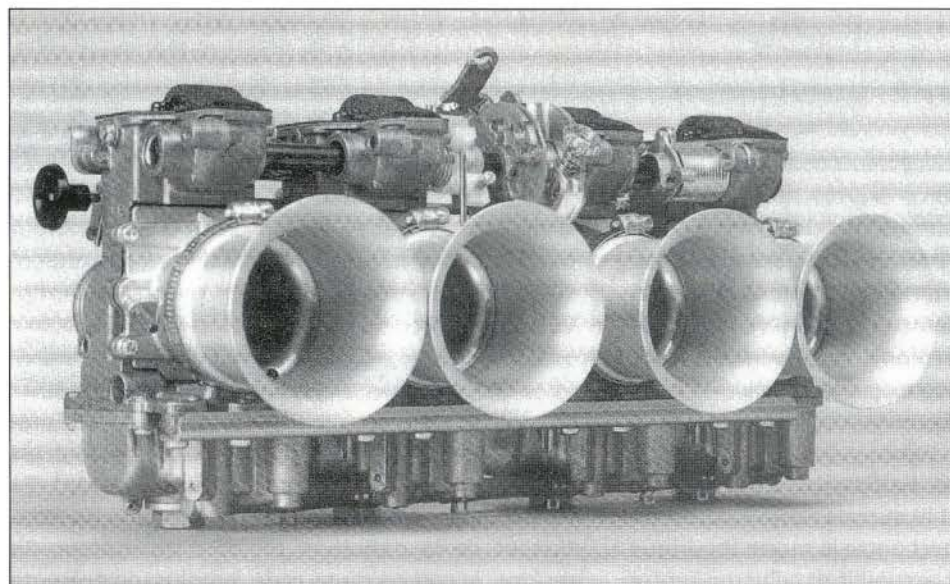
une allure identique à celle du couple moteur. On voit donc tout l'intérêt d'augmenter celui-ci ! Dans certains cas favorables de résonance, on peut arriver à suralimenter le moteur sans autre dispositif qu'un système d'admission soigné et bien accordé. Le taux de suralimentation acoustique peut atteindre 1,3, c'est-à-dire que 812 g de mélange vont entrer dans notre moteur 500, qui va donc se comporter alors comme un 650 cm^3 ($500 \times 1,3 = 650$). Les plus attentifs auront remarqué que nous n'avons pas pris en compte la masse de carburant. Ce raccourci ne change rien à la validité de la démonstration.

4.3 LA FORME DE L'ADMISSION

L'admission des gaz dans le cylindre est provoquée par la dépression qui règne lors de la descente du piston. Pour profiter au mieux de cette dépression et la communiquer au conduit de manière optimale, il est important de réduire au maximum les pertes de charge, c'est-à-dire les éléments perturbateurs qui vont gêner le trajet des gaz. La valeur de la dépression communiquée par effet d'onde doit être filtrée et amortie le moins possible. Un filtre à air sale, par exemple, ou de section insuffisante occasionne une perte de charge importante qui freine les gaz d'admission. Ceux qui pratiquent les courses sur piste s'en passent totalement, si la réglementation le permet, mais les adeptes du tout-terrain ou du supermotard sont obligés de faire avec. Si le moteur subit une préparation poussée, on veillera à ce que les sections de passage à l'entrée du boîtier soient suffisantes pour assurer un débit convenable. Il est difficile de déterminer de manière exacte la section d'entrée optimale, car le débit qui la traverse est "linéarisé" par la présence de la boîte à air dont le volume, aussi important que possible, fait office de tampon. De fait, si dans le conduit d'admission, on détermine facilement la vitesse des gaz, il faut ici prendre en compte le déroulement du cycle. Si l'on considère un monocylindre, la boîte à air dispose d'un temps de remplissage important puisque la phase d'admission n'intervient que tous les deux tours. Bien sûr, la pression qui règne dans la boîte doit être la plus forte possible. Il ne faut donc pas la faire chuter par une section d'entrée inappropriée. À ce propos, on distinguera les pertes de charge dites "régulières", telles que le frottement d'un fluide le long de la

paroi d'un tuyau rectiligne, et les "singulières", liées à des accidents de parcours ou des changements de forme. Les pertes de charge sont ainsi affectées de coefficients qui quantifient leur influence sur l'écoulement. Une bouche d'aspiration comme une entrée de filtre à air ou de conduit constitue une zone de mise en vitesse qui doit être la plus progressive possible. En schématisant, on considère que, dans l'atmosphère, l'air est à vitesse nulle à proximité de la bouche, alors que dans le tuyau, sa vitesse est importante. Cette zone de rupture devra être la plus douce possible, la nature ayant horreur d'être brusquée. Il est donc indispensable de ne pas passer de manière brutale d'une section infinie, l'atmosphère, à une section déterminée, le conduit que l'on cherche à remplir.

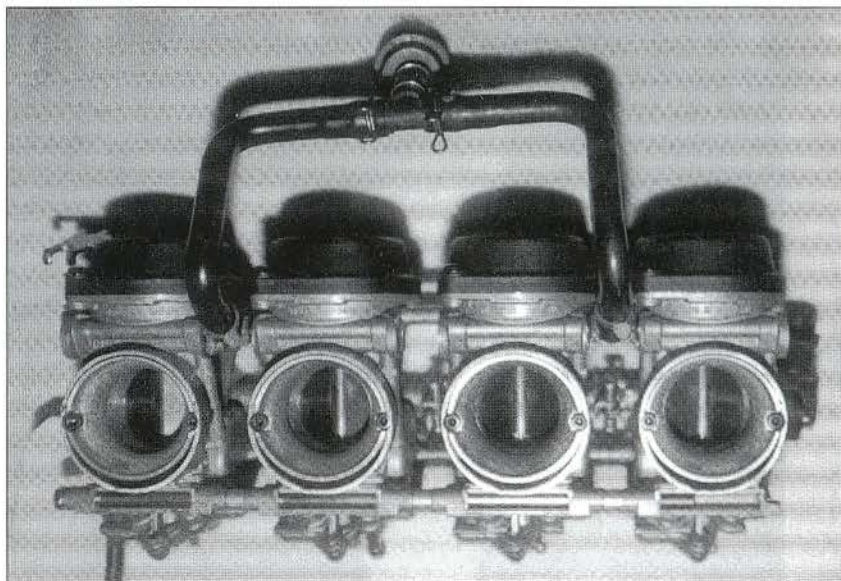
C'est le rôle du convergent, plus connu sous le nom de cornet ou trompette. Sa forme évasée permet de raccorder au mieux les deux sections afin d'assurer la mise en vitesse des gaz avant l'entrée du conduit. Sa forme évasée n'est pas forcément totalement cylindrique; elle peut être aplatie quand l'environnement l'impose. Ce qui compte, c'est de toujours disposer d'un rayon de raccordement le plus vaste possible, suivi d'un cône convergent dont l'angle idéal est de $7,5^\circ$ de part et d'autre de la verticale. Cette valeur assure en effet le minimum de pertes de charge aérodynamiques. Conclusion : pour améliorer l'efficacité de l'entrée d'une boîte à air, il est préférable de ne pas supprimer les manchons profilés en caoutchouc qui s'y trouvent, en pensant simplement que leur pré-



Carburateurs racing à cornets. Les carburateurs destinés à fonctionner sans filtre à air doivent être pourvus d'un cornet (ou trompette en automobile) destiné à faciliter la mise en vitesse des gaz d'admission (Document Bihl, Racing).

sence réduit la section de passage. Si la section y trouve son compte, la perte de charge singulière va sensiblement augmenter au détriment du remplissage global. Dans la mesure où le règlement le permet, on remplacera le dispositif d'origine par un autre de plus forte section issu d'une autre moto, permettant lui aussi la mise en vitesse nécessaire. À noter d'ailleurs que la suppression pure et simple du manchon d'entrée se traduira par "un bruit de bouche" important révélateur d'une forte perturbation de l'écoulement à cet endroit. À déconseiller donc, d'autant que comme nous le verrons plus loin au chapitre acoustique, ce petit appendice possède une influence sensible sur la fréquence de résonance globale du système d'admission.

Pour les veinards qui n'ont pas besoin de conserver un boîtier de filtre à air, il est indispensable d'utiliser des cornets à l'entrée de leurs carburateurs, pour les mêmes raisons que nous venons d'évoquer.



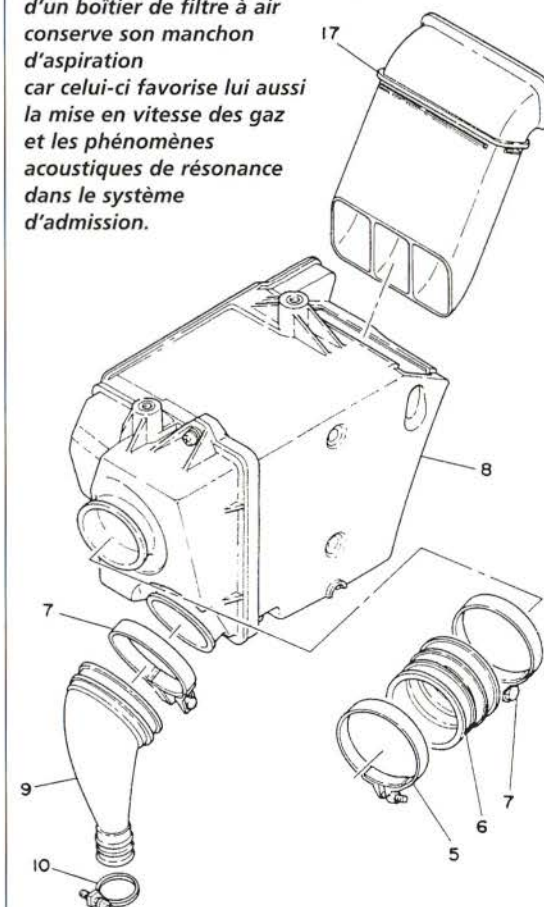
Les carburateurs qui équipent les motos de série ne sont pas prévus pour fonctionner sans filtre à air. Dépourvus de cornet, ils ne constituent pas la formule idéale d'une admission libre et seront de préférence remplacés si l'on en a les moyens.

Comme vous l'avez sans doute remarqué, le taux de remplissage se définit par un rapport de masses et non de volumes. En effet, pour obtenir une puissance élevée, ce qui compte est bien la masse du mélange air/essence et non le volume qu'il occupe. On a donc tout intérêt à ingurgiter des gaz les plus frais possibles afin d'exploiter au mieux l'espace disponible dans le cylindre. L'air chaud se dilatant, on perd sensiblement en efficacité si la température d'admission s'élève, car la densité diminue. Ceci réduit la masse de mélange à volume occupé égal.

On prendra donc soin de ne pas disposer de bouches d'aspiration d'air d'admission à proximité d'une source chaude, derrière un radiateur ou les ailettes d'un cylindre ou encore un coude d'échappement. La vaporisation de l'essence créant du froid, certains ont peut-être déjà vu des carburateurs "givrer". Elle favorise le remplissage du moteur. Les échanges de chaleur lors de la phase d'admission ne sont malheureusement pas tou-

jours favorables. L'air s'échauffe au contact des parois et l'on doit surveiller de près la température de fonctionnement de son moteur. Ceux qui disposent d'un banc moteur pourront rechercher la température optimale, procurant la puissance la plus élevée (souvent aux environs de 70°).

Boîtier de filtre à air avec son manchon d'aspiration.
Comme pour une admission libre, il est préférable que l'orifice d'aspiration d'un boîtier de filtre à air conserve son manchon d'aspiration car celui-ci favorise lui aussi la mise en vitesse des gaz et les phénomènes acoustiques de résonance dans le système d'admission.



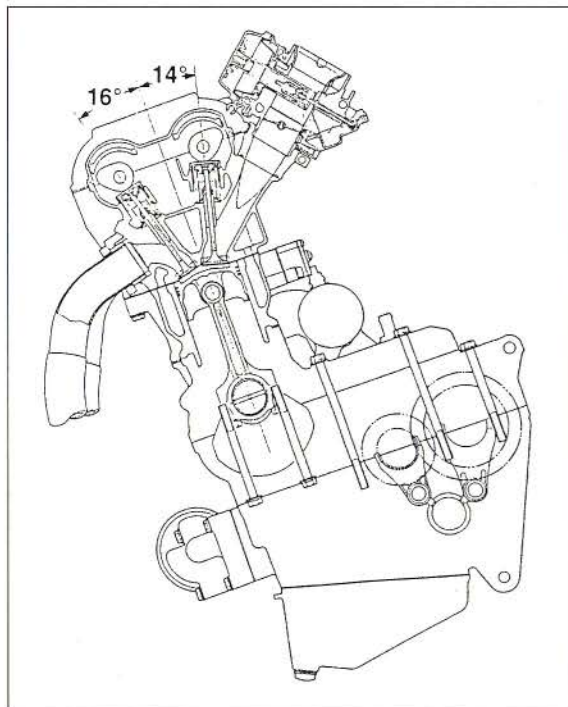
4.4 LES CONDUITS D'ADMISSION

Maintenant que les gaz ont traversé la boîte à air, nous pouvons étudier ce qui se passe dans le conduit. Sa forme doit réduire au maximum les "accidents", sources de pertes de charge. Cela signifie d'abord qu'il doit être le plus rectiligne possible.

Sur les anciens moteurs, l'angle d'incidence entre le conduit et l'axe de la soupape était très important. De fait il y avait un coude de faible

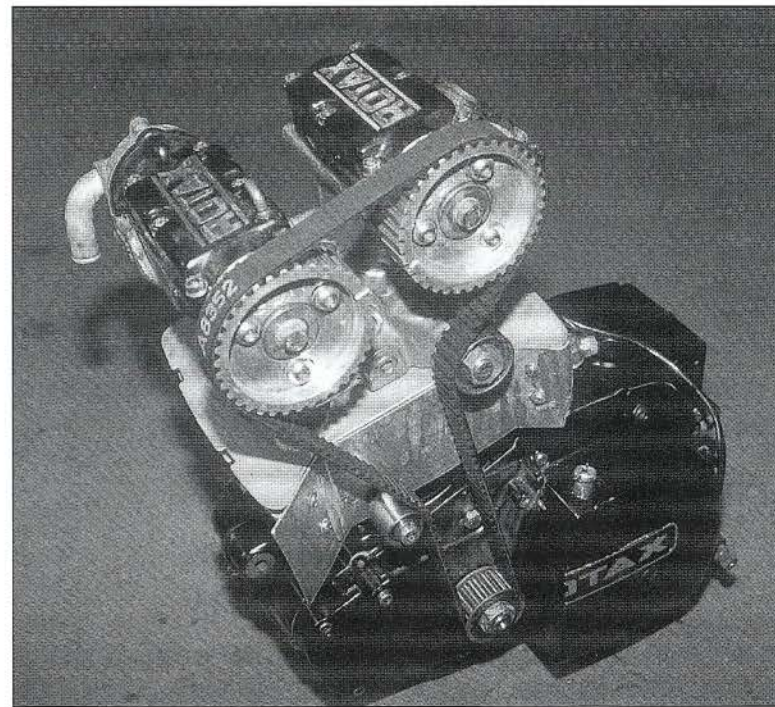
rayon au niveau de la chapelle de soupape, là où le conduit et le siège se raccordaient. Les moteurs modernes sont de mieux en mieux conçus à ce niveau, avec des conduits toujours plus rectilignes. Si l'on prépare un moteur de conception ancienne, on cherchera donc à redresser au maximum les conduits d'admission. La limite se situe souvent au niveau des faces d'appui des ressorts de soupape qui empêchent d'aller plus haut.

Sur des moteurs simples, monos ou bicylindres, on peut parfois rehausser l'arbre à cames d'admission pour ensuite déplacer les appuis des ressorts et redresser très sensiblement les conduits, en employant bien sûr des soupapes plus longues. Cette modification très importante impose de modifier aussi l'entraînement de la distribution, de vérifier le passage du moteur dans le cadre et du système d'admission dans le fond du réservoir



Les sportives modernes, ici la 750 GSXR 1999, ont des conduits très rectilignes d'origine. En réduisant les pertes de charge, ils favorisent le remplissage à haut régime et donc les fortes puissances spécifiques (Document Suzuki).

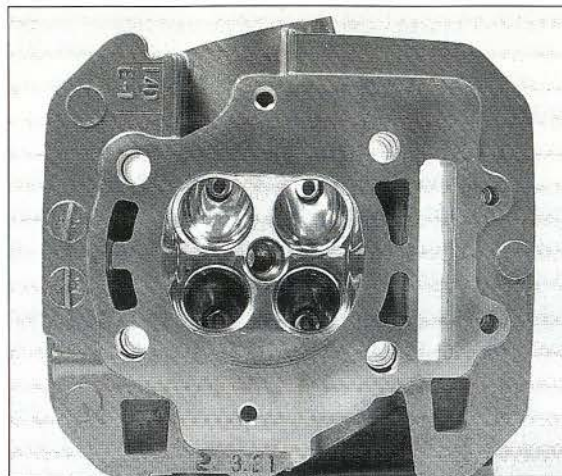
Vue du moteur GDM Rotax. Ce Rotax 605 FT a vu son arbre à cames d'admission rehaussé de 14 mm afin de permettre un redressement important des conduits. Résultat : 94 ch à 9300 tr/min, 0 à 200 km/h en 11,5 s et 255 km/h chrono ! Ça ne pousse pas, un mono ? (Document Moto Journal/Motorrad).



d'essence. En général, la culasse est rechargée à la soudure puis réusinée. Assurément un travail de professionnel, qui porte ses fruits à condition de ne pas ménager ses efforts.

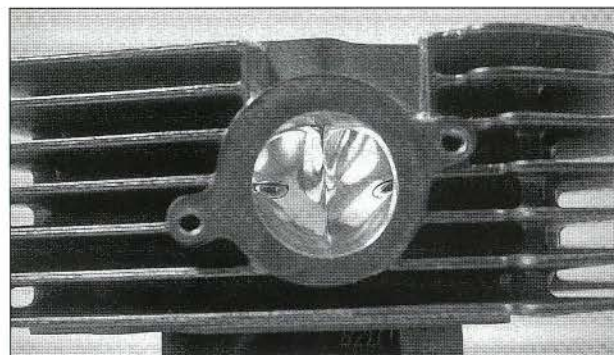
À défaut de pouvoir opérer de manière aussi spectaculaire, on veillera à supprimer au maximum tous les obstacles du conduit pour favoriser le passage des gaz. Sur les moteurs à quatre soupapes, l'idéal est de réaliser un conduit unique qui se dédouble le plus tard possible avec une jonction (appelée "string" par les motoristes) très acérée, du genre lame de rasoir. Le conduit unique présente un meilleur rapport surface mouillée (c'est-à-dire frottante) sur section de passage. Il est donc plus favorable en termes de pertes de charge régulières. Ceci nous amène tout naturellement à parler de l'état de surface des conduits. La question du polissage brûle toutes les lèvres, tant et si bien qu'il est devenu inconvenant de présenter un moteur avec des conduits bruts. Dans les faits, il convient de parler d'état de surface. Sur les moteurs de F1, les conduits sont obtenus par usinage en commande numérique, ce qui assure une parfaite définition, identique pour tous les conduits. Après usinage, les conduits ne sont pas polis, tout au plus y passe-t-on un coup de "Scotch Brite" pour enlever les impuretés qui pourraient être aspirées par le moteur. L'état de surface final correspond à un Ra de 1,6. Au-delà, on perd son temps, le gain devient infinitésimal par rapport au temps passé. L'épaisseur de la couche limite diminue à peine. Pour ceux qui n'ont pas la chance de pouvoir usiner leurs conduits, et ils sont nombreux, du papier de verre grain 600 fera l'affaire. Nous attirons leur attention sur la difficulté de réaliser un travail identique sur tous les cylindres...

Dans ce domaine, l'utilisation d'une soufflerie à culasse constitue un outil de travail extrêmement précieux. Aujourd'hui, comme les bancs moteur,



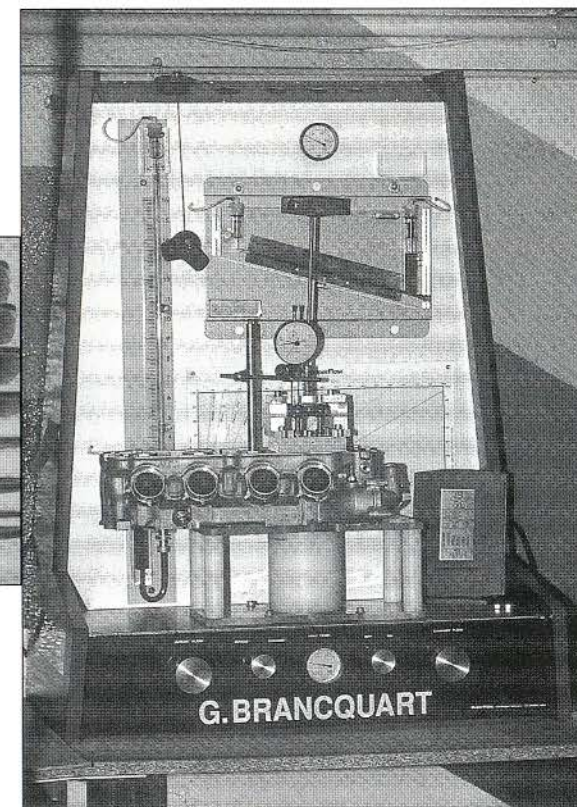
C'est superbe et cela flatte l'œil ! Le polissage des conduits est un exercice incontournable, qui fait presque partie du plaisir.

Le jeu en vaut la chandelle. Toutefois au-delà d'un papier de grain 600, on commence à perdre son temps (Source Moto Journal).



La soufflerie à culasse ou flow bench est une alliée précieuse pour le préparateur qui peut ainsi mesurer s'il va dans la bonne direction en modifiant les conduits. C'est particulièrement intéressant sur un multicylindre : plus besoin de modifier une culasse complète et de remonter le moteur pour l'essayer au banc. Le gain de temps et d'argent est énorme (Source Moto Journal).

cet appareil se démocratise. La soufflerie permet de mesurer le débit de gaz traversant les conduits, en fonction de la dépression et des levées de soupape. Ainsi, on peut contrôler aisément l'efficacité d'une modification. C'est particulièrement intéressant sur un multicylindre, car il n'est pas indispensable de modifier la culasse complète pour évaluer le résultat obtenu. On peut même travailler sur une culasse cassée et recharger les conduits avec de la pâte synthétique, puisqu'ils ne travaillent pas réellement à température. Cette méthode de travail permet de progresser à pas de géant et dans la bonne direction ! Pour un préparateur ou même un team, c'est un excellent investissement !



Nous avons parlé de la forme, de l'état de surface, il reste maintenant à définir le diamètre. Les motoristes "dans le vent" considèrent que la vitesse optimale des gaz doit être comprise entre 90 et 110 m/s à l'admission, au régime de puissance maxi. Cette valeur constitue un compromis idéal entre les pertes de charge régulières et singulières et les effets d'inertie et d'acoustique.

Enfin, elle assure aussi un taux de turbulence convenable, favorable au déroulement de la combustion. Au-delà, on bride le moteur, qui ne respire plus à haut régime. Le mode de calcul de cette vitesse est simple; il repose sur l'égalité des débits entre le cylindre et le conduit. On prend en considération la vitesse moyenne du piston au régime de P max et la section du cylindre. Le produit des deux doit être égal au produit du diamètre de(s) conduit(s) par la vitesse des gaz qui y circule soit :

$$V_{adm} = A^2 \times V_p / D^2$$

où V_{adm} est la vitesse des gaz en m/s, A l'alésage du moteur et D le diamètre du conduit.

V_p , la vitesse du piston aussi en m/s.

Rappelons l'expression de V_p :

$$V_p = C \times N / 30\,000$$

et reportons-la dans la formule 4.9, ce qui nous donne :

$$V_{adm} = A^2 \times C \times N / 30\,000 \times D^2$$

Il est parfois utile de raisonner en termes de sections pures et non plus de diamètres, en particulier quand on étudie les vitesses de gaz au niveau de la tulipe de soupape, dont la section de sortie, comme nous le verrons plus loin, n'est pas cylindrique.

$$V_{adm} = S_p \times C \times N / 30\,000 \times S$$

où S_p est la surface du piston et S la section totale de l'admission.

Si le moteur comporte deux conduits, le diamètre D obtenu est celui qu'aurait un conduit unique, il faut donc le dédoubler pour trouver le diamètre individuel d, soit :

$$d = \sqrt{(D^2/2)} \text{ soit } d = D/1,414$$

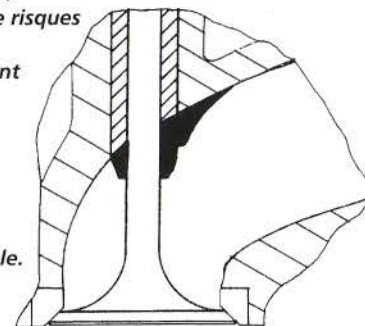
Ainsi, on peut déterminer le régime maxi acceptable par ces conduits, ou au contraire le diamètre nécessaire à l'obtention du régime de puissance souhaité. Ceux qui ont augmenté la cylindrée de leur moteur auront tout intérêt à vérifier cette valeur, car on peut très rapidement atteindre des vitesses qui vont le brider. Autre précaution pour ceux qui travaillent au moyen d'une soufflerie : il faut toujours garder en tête la section optimale calculée, car en augmentant le diamètre de manière systématique, la soufflerie trouve toujours une amélioration du débit. Dans la réalité, nous l'avons vu, des conduits trop gros engendrent des vitesses faibles défavorables au bon remplissage. Il ne faut donc pas prendre les résultats de mesure pour argent comptant, mais bien les analyser à la lumière de ce calcul de vitesse.

Attention toutefois à la réalité pratique des choses : il ne faut pas se fixer des objectifs irréalisables, c'est-à-dire par exemple un régime maxi insupportable par le moteur (vérifiez la valeur de la vitesse moyenne du piston, qui doit rester raisonnable). Attention aussi à ne pas trop "taper" dans la culasse ensuite, au risque par exemple d'attaquer des passages d'eau. Ce petit calcul simple va vous permettre d'évaluer le potentiel du moteur, mais il ne transforme pas une citrouille en carrosse; le reste doit impérativement suivre.

Une fois ce diamètre déterminé, on se munira de l'outillage nécessaire pour atteindre son objectif : flexible pneumatique ou électrique avec un variateur de vitesse, fraises de forme et de taille adaptées, etc. Une petite combine pour la finition du conduit : plutôt que d'acheter des roues à lamelles abrasives très coûteuses et qui ne durent pas longtemps, on prendra une tige de 6 dans laquelle on pratiquera une fente pour y glisser un morceau de papier abrasif en bande que l'on aura replié. On peut l'acheter en rouleaux de 25 ou 50 mètres, en différentes rugosités et en différentes largeurs, ce qui revient beaucoup moins cher à l'usage.

La section optimale du conduit et son état de surface étant déterminés, on veillera à réaliser un conduit de section constante ou ayant un profil légèrement conique afin de réduire au minimum les pertes de charge. Sur la fin, à l'approche de la soupape, on conservera de toute façon une section constante sur environ 40 mm. La présence du bossage de guide de soupape constitue un obstacle dont on peut se priver en compétition. Le guide sera donc meulé en "sifflet" pour raccorder au conduit.

Section de passage des gaz au niveau du guide de soupape. La suppression des bossages de guides de soupape est conseillée dans les conduits d'admission. À l'échappement, on prend plus de risques en raison de l'échauffement plus important de la soupape. Sur un moteur refroidi par air, cela peut constituer une zone sensible.



4.5 CALCUL DE LA SECTION AU NIVEAU DES SOUPAPES

Enfin, nous arrivons à la soupape d'admission, dont la section de passage doit permettre d'assurer le débit optimal sans freiner les gaz, c'est-à-dire en restant dans la fourchette de vitesse 90/110 m/s.

La section de passage maximale se définit comme la surface d'un cône ayant un angle de 45°, une hauteur égale à la levée maximale de la soupape et un diamètre égal à celui du passage au niveau du siège, soit :

$$S_s = \pi x \, di \, \sin(\alpha/2)$$

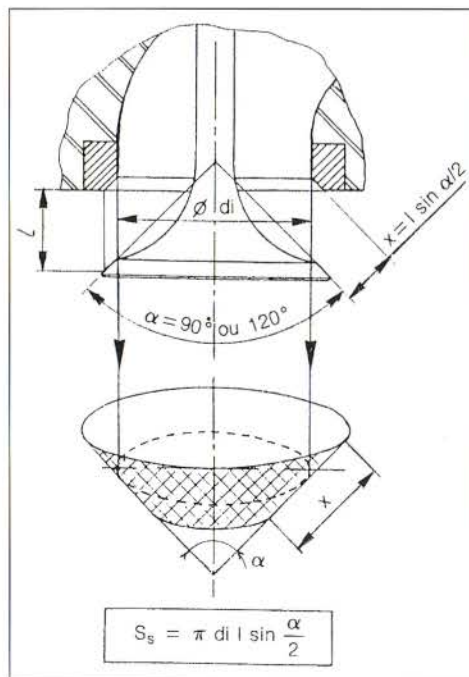
où S_s est la section débitante de la soupape, di le diamètre intérieur au niveau du siège, l la levée et α l'angle du cône.

Cette formule impose tout de suite quelques remarques. Elle est purement théorique et ne prend pas en compte la qualité réelle de l'écoulement. Ainsi, les plus perspicaces auront remarqué qu'en augmentant l'angle de portée du siège, on améliore sensiblement la section débitante. En effet, $\sin 45^\circ$ vaut 0,707, contre 0,866 pour 60° . Si l'on s'en tient à la théorie, on est donc enclin à augmenter l'angle de portée des sièges de soupape. Le problème, c'est que ça ne marche pas, ou presque... L'écoulement en sortie du conduit va se trouver pénalisé par le décollement des filets d'air. La section débitante réelle sera donc diminuée de l'amplitude du décollement et l'efficacité ne sera

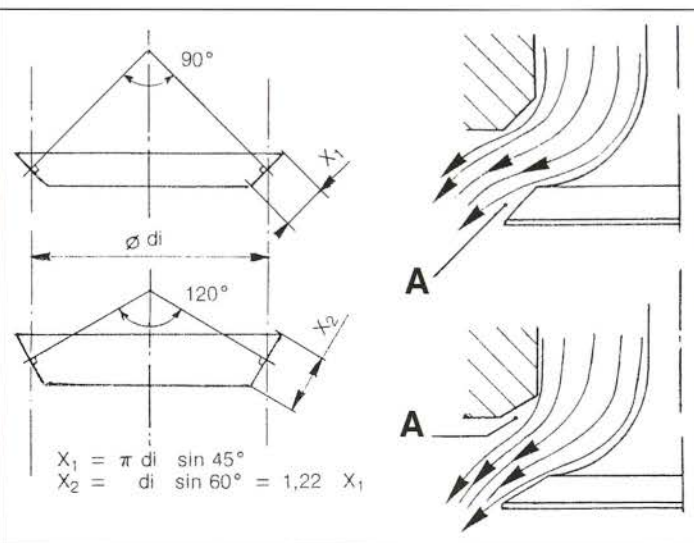
pas au rendez-vous. De plus, l'étanchéité du contact soupape/siège va y perdre en raison du centrage de moins bonne qualité. Pour mieux visualiser ce problème, imaginez une portée à 90° , c'est-à-dire entièrement plate : il n'y aurait plus du tout d'effet de centrage, avec un contact détérioré propice au grillage des sièges... Ne réinventons donc pas tout, les sièges fonctionnent bien avec un angle de 45° . Ainsi soit-il !

Autre fait étonnant, mais pas tant que ça à bien y réfléchir : le diamètre de la soupape n'intervient pas dans ce calcul ; c'est bien le diamètre intérieur du siège qui doit être pris en compte. Bien sûr, ces deux diamètres sont liés l'un à l'autre. Mais en ouvrant son moteur, on s'aperçoit qu'il y a moyen d'optimiser de la façon suivante : bien souvent, la portée de la soupape n'est pas située sur son diamètre extérieur. Dans ce cas, on usinera le siège de telle sorte que le contact siège/soupape intervienne au sommet de la tête. On réduira ensuite la largeur de la portée principalement à l'admission, où l'on peut descendre jusqu'à 0,9 mm, voire 0,7 mm. Côté échappement, on restera à environ 1 ou 0,9 mm minimum, pour favoriser les échanges de chaleur soupape/siège indispensables au refroidissement de la tulipe. D'une manière générale, la réduction de l'épaisseur de la portée est partiellement contrebalancée par l'augmentation du diamètre sur lequel elle se situe. On se retrouve ainsi avec une surface de portée équivalente, ce qui

Influence de l'angle de la portée sur la section débitante du conduit. Un angle de portée de 120° détermine une section de passage supérieure à celle obtenue avec un angle de 90° , mais le décollement des filets du flux sont importants au niveau du siège.



La section de passage des gaz à la soupape correspond à l'enveloppe d'un cône (surface quadrillée) : sa valeur dépend du diamètre intérieur du siège (di), de la levée de soupape (l) et de l'angle de la portée conique (α).



signifie une pression de contact soupape/siège assez proche, donc acceptable par les matériaux. Afin de favoriser l'écoulement, on réalisera un raccordement conduit/portée au moyen d'un cône ayant un angle d'environ 15° . Ainsi, on exploitera au maximum la section de passage disponible au niveau du siège. Sur des machines de très haut niveau, les sièges sont parfois exploités au mieux grâce à des portées très fines et excentrées au maximum. Il n'est guère facile d'améliorer la situation. Toutefois, les moteurs restant de la production de grande série, on soignera le raccordement de la fonderie du conduit au siège rapporté, et l'on éliminera les rugosités de fonderie au papier de verre grain 600, si le règlement le permet. Enfin, bien sûr, on remarque que la formule 4.14 fait intervenir la levée de soupape, ce qui est aussi logique qu'intéressant. En effet, il est possible

d'améliorer la section débitante en augmentant la levée de soupape. Cela demande tout de même réflexion car ce n'est pas aussi simple qu'il y paraît. Voyons le pour et le contre. Augmenter la levée peut s'envisager si elle n'est pas déjà très importante. En général, on considère que le rapport diamètre/levée doit se situer dans une fourchette de 2,5 à 3. Au-delà, la soupape ne débite pas plus, ce que confirme la soufflerie à culasse. On peut tout de suite rétorquer qu'en levant plus, on reste plus longtemps ouvert au débit maximum et que ce n'est pas perdu. Certes, mais pour parvenir à ce résultat, il faudra une loi de levée très sévère qui augmente sensiblement les risques d'affolement, d'autant plus que tout ce travail a pour but de faire tourner le moteur plus vite... Il faudra donc des ressorts de rappel plus durs qui seront fortement sollicités par un enfoncement et un régime importants.

On augmente ainsi les frottements. De plus ces fortes levées peuvent poser des problèmes de croisement entre soupapes ou de contact soupapes/piston, qui vont nécessiter des encoches importantes aussi néfastes pour la tenue mécanique du piston que pour l'obtention d'un taux de compression élevé. On s'assurera aussi qu'il reste suffisamment de jeu, environ 1,5 mm, entre les coupelles de soupape et l'extrémité du guide muni de son joint. À méditer donc au cas par cas.

Prenons un exemple. Analysons l'admission de la Suzuki 600 GSXR 98, dont les cotes sont les suivantes :

$A \times C = 65 \times 45,2 \text{ mm}^2$.

Surface du piston : 3318 mm^2 .

Vitesse linéaire du piston à 12 000 tr/min : 18,08 m/s.

Vitesse linéaire du piston à 13 500 tr/min : 20,34 m/s.

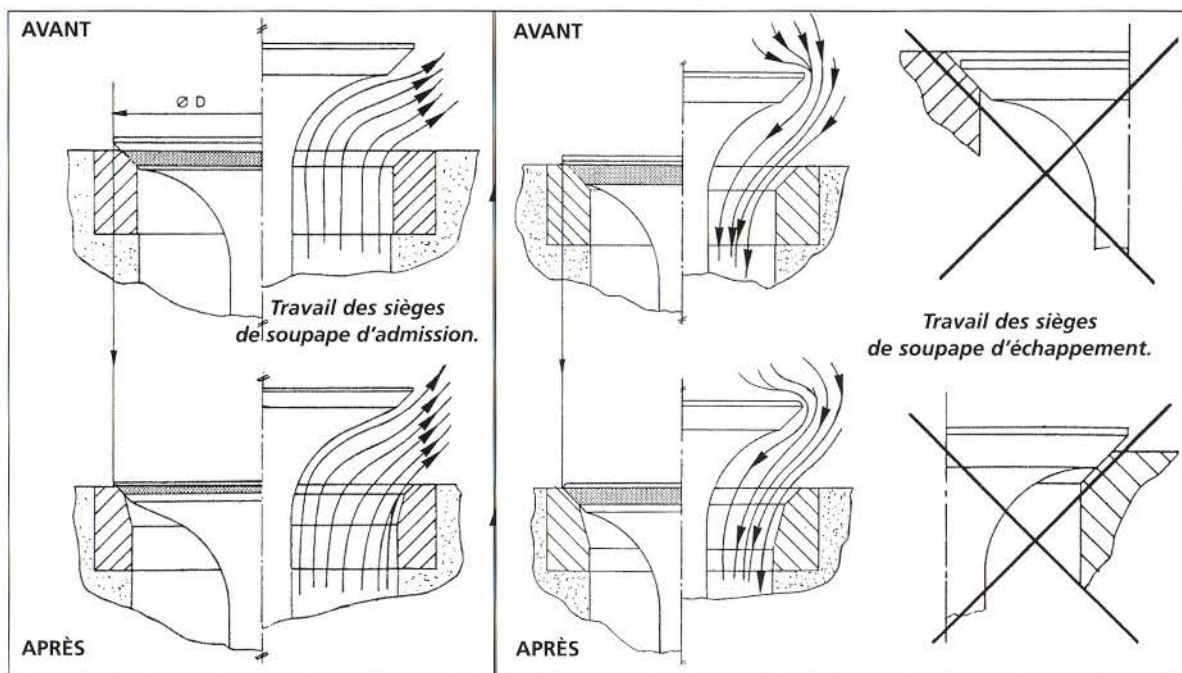
\varnothing ext. des sièges : 27 mm.

\varnothing Int des sièges : 23,4 mm.

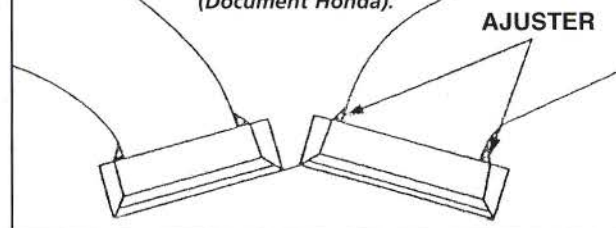
\varnothing ext. des soupapes : 26,5 mm.

\varnothing des tiges : 4 mm ;

Épaisseur de portée à l'ADM : 0,8 mm.

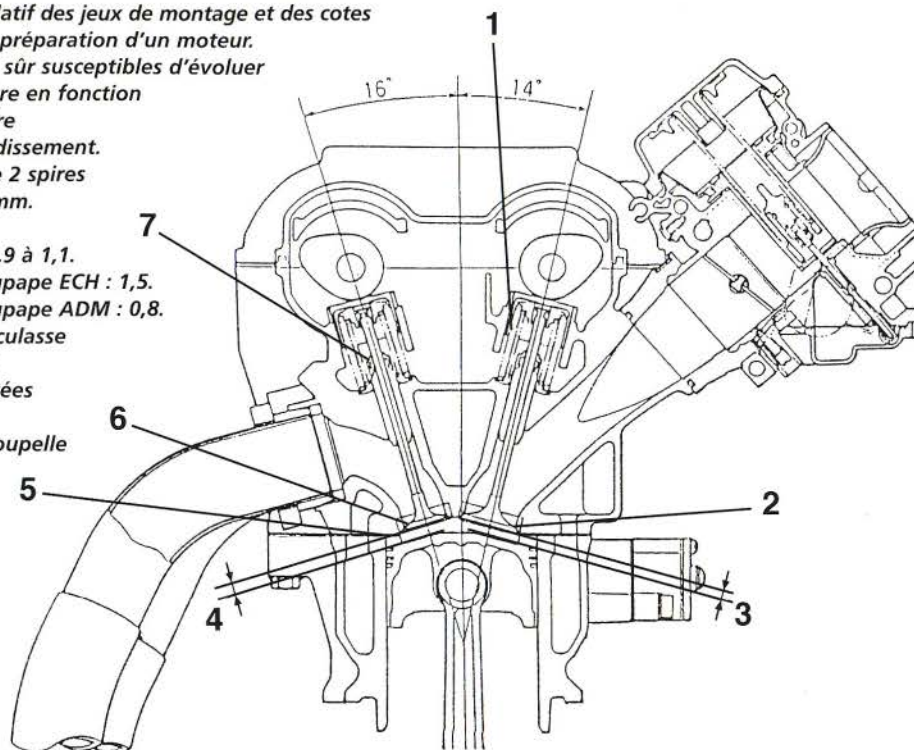


Raccordement conduit/siège sur une 600 supersport. Sur cette culasse de 600 CBR Honda, il n'est pas utile d'augmenter les diamètres des conduits. Un simple alignement des sièges comme indiqué suffit à parfaire l'admission. La préparation d'un tel moteur n'est vraiment pas un travail pour débutant. On peut y faire beaucoup plus de mal que de bien (Document Honda).



Voici un bref récapitulatif des jeux de montage et des cotes à respecter lors de la préparation d'un moteur. Ces valeurs sont bien sûr susceptibles d'évoluer d'un moteur à un autre en fonction de la cylindrée unitaire et du mode de refroidissement.

1. Jeu minimum entre 2 spires à la levée maxi : 0,3 mm.
2. Épaisseur des portées d'ECH : 0,9 à 1,1.
3. Jeu mini piston/soupape ECH : 1,5.
4. Jeu mini piston/soupape ADM : 0,8.
5. Garde mini piston culasse au PMH : 0,8 à 1 mm.
6. Épaisseur des portées d'ADM : 0,7 à 0,9.
7. Jeu mini entre la coupelle et le joint à la levée maxi : 1,5 mm.



Si l'on déplace la portée le plus possible à l'extérieur de la soupape, on peut obtenir un diamètre théorique de passage de :

$$D = 26,5 - (2 \times 0,8 \times \sin 45^\circ) = 26,5 - 1,13 = 25,37 \text{ mm}$$

valeur à laquelle il convient de retrancher la section de la tige, soit 12,5 mm². La section débitante maximum théorique est donc de 493 mm² par conduit, soit 986 mm².

Comparons cette section à celle de la moto d'origine :

$$\pi \times 23,42/4 = 430 \text{ mm}^2$$

moins la tige, soit 417,5 mm² par conduit, soit 835 mm².

Voyons maintenant les vitesses de passage des gaz dans ces deux cas de figure au niveau des sièges, au régime de puissance maxi soit 12 000 tr/min.

En appliquant la formule 4.12, dans laquelle on prend en compte les sections, on trouve respectivement 71,84 m/s et 60,84 m/s pour le moteur standard et pour la culasse préparée. Nous l'avons vu, ces valeurs sont en dessous des valeurs désirables, surtout pour la moto préparée. Vérifions maintenant le bien-fondé de la modification si l'on souhaite porter la puissance maxi à 13 500 tr/min.

La vitesse moyenne du piston devient alors 20,34 m/s. Cela nous donne respectivement 80,84 m/s et 68,44 m/s pour le moteur préparé, ce qui est toujours très en deçà des valeurs de référence pratiquées sur des moteurs de course. La modification n'est donc pas souhaitable sur ce moteur qui dispose déjà d'une section de passage suffisante au niveau des sièges, pour ne pas le brider quel que soit le niveau de préparation. Sur ce moteur, on se limitera donc à un "peaufinage", des conduits comme le préconise Honda pour sa 600 CBR.

Vérifions maintenant si la levée de soupape d'origine de 8,7 mm est cohérente en termes de section dégagée :

En utilisant la formule 4.14, on trouve 2 x 452 mm², soit 904 mm² sur la moto d'origine. Une fois le siège agrandi à 25,4, la section devient 2 x 490 mm², soit 980 mm², ce qui est supérieur aux sections débitantes des sièges et donc ne bride pas le moteur. Toutefois, une levée légèrement accrue soit 9 mm améliorerait l'efficacité dans la mesure où l'ouverture maxi subsisterait sur une période un peu plus longue.

S'attaquer au moteur d'une 600 supersport n'est pas une partie facile. Il s'agit là d'une mécanique de très haut niveau. Il faut donc prendre soin d'analyser soigneusement les choix du constructeur, avant de les modifier de façon arbitraire, en appliquant des recettes toutes faites du genre "un bon coup de flexible pour agrandir les conduits". Ici, il faudra sans doute davantage optimiser les pertes de charge au niveau des conduits et modifier le diagramme de distribution, conçu pour conserver une bonne souplesse au moteur. Dans le cadre d'une utilisation en compétition, on pourra facilement réduire la plage d'utilisation et la décaler vers les hauts régimes. Ceci concerne plus la distribution, que nous étudierons plus loin.

4.6 DE L'INTÉRÊT DES GROSSES SOUPAPES

Tous les moteurs de série ne sont pas du niveau de celui de la 600 GSXR, qui a été conçu dans le but d'une utilisation très sportive, voire en compétition. Il est donc souvent possible d'améliorer les choses. Parfois, la section débitante des soupapes, même optimisée dans les sièges existants, n'est pas suffisante pour assurer un remplissage correct au régime que l'on souhaite atteindre. Sous réserve d'une réglementation restrictive, la solution consiste alors à monter de grosses soupapes. Cette opération peut se faire en conservant les sièges d'origine s'ils le permettent, mais elle n'est réalisable qu'au moyen d'un outil de forme, car on ne saurait agrandir manuellement les sièges si près des portées.

Il est aussi possible de monter des sièges de plus fort diamètre si la géométrie de la culasse l'autorise. Un élément susceptible de l'empêcher est l'espace résiduel entre les sièges ou le puits de bougie, s'il s'agit comme souvent en moto d'un quatre-soupapes par cylindre. En effet, le siège monté en force dans son logement peut occasionner des contraintes que la faible épaisseur restante supportera d'autant moins bien que pression et température seront à la hausse, en particulier côté échappement donc. On risque alors une fissuration de la culasse au niveau du pontet intersoupapes, phénomène bien connu des possesseurs de Honda monocylindres à soupapes radiales. La sanction est sévère : la poubelle, ce qui est dur à encaisser quand on a sué sang, eau et argent sur sa culasse préférée. On peut toujours envisager de la réparer en la rechargeant à la soudure, mais la tenue de la réparation n'est pas du tout certaine... Prudence donc, le mieux est l'ennemi du bien ! Ce problème est parfois d'autant plus rageant que l'alésage per-

mettrait de loger des soupapes plus grosses, si les guides étaient plus écartés. Mais c'est le lot des moteurs dont la cylindrée unitaire a augmenté au fil du temps sans que les fonderies de culasse soient modifiées. C'est très certainement ce que fait régulièrement Ducati sur son moteur de superbike dont la cylindrée de départ est passée de 851 cm³ (92 x 64) à 996 cm³ (98 x 66) par étapes successives. Les soupapes de 32 et 28 mm ont d'abord cédé la place à des 34/30 alors que l'alésage était porté à 94 mm. La course alors inchangée portait la cylindrée à 888 cm³. L'ultime évolution de la 851 en superbike fut une 926 cm³ (96 x 64) avec des soupapes de 37/31 ! Ensuite Ducati refondit profondément son modèle en présentant la 916. La course passa alors à 66 mm pour un alésage redescendu à 94 mm. La version Strada utilisera des soupapes de 33/29 et les SP des 34/30. Une nouvelle étape sera très vite franchie en mariant l'alésage de 96 à la course de 66. La cylindrée passera alors à 955, mais les limites admissibles au niveau des sections de soupape sont 37/31 comme sur "feu" la 926. Enfin, Ducati a porté l'alésage à 98 mm, soit 996 cm³. Récemment, face à la concurrence des nouveaux V-twin, la firme italienne a revu sa copie. Sans doute pourra-t-elle se mettre au diapason des Voxan (39,2/33,8), et autres Suzuki TL 1000 (40/33) Honda VTR (38/34, et 39/34,5 en pièces racing) ou Aprilia V Mille !

Comme on vient de le voir dans ce petit historique, le choix de l'alésage est donc déterminant pour les futures évolutions d'un moteur. Sans une refonte complète des culasses de la 851, Ducati n'aurait jamais pu tirer une telle puissance de son bicylindre qui cube aujourd'hui 1 000 cm³. Ceux qui

augmentent la cylindrée de leur moteur en modifiant l'alésage risquent fort d'être confrontés à ce type de problème. Pour évaluer rapidement les risques, sans démonter le moteur, on peut mesurer l'entraxe qui sépare les guides de soupape. Le fait de trouver un résultat trop faible ne laisse aucun espoir, mais si la mesure est satisfaisante, il faudra déposer la culasse pour vérifier la faisabilité, entre autres au niveau du puits de bougie. Si c'est la bougie qui dérange, il est parfois possible de la déplacer et de boucher son logement au moyen d'un insert fileté que l'on soude une fois en place.

Compte tenu du nombre de conséquences en cascade, on ne peut raisonnablement envisager d'écarter les sièges. Il faut se résigner à exploiter au mieux l'existant ou à reconstruire une autre culasse, si l'on en a les moyens, toujours en pensant à la réglementation, en constante évolution d'une année sur l'autre. À noter d'ailleurs qu'en la matière, il faut être prudent... À titre d'exemple, les culasses usinées dans la masse sont interdites depuis 1999 dans le challenge des monocylindres. Tant pis pour ceux qui ont planché tout l'hiver sur un moteur "maison" !

Le montage de grosses soupapes amène aussi son cortège de conséquences, car il faut adapter ensuite le diamètre du conduit en ayant vérifié si la fonderie d'origine le permet (passages d'eau, épaisseurs de toile, etc.) Inutile de monter de grosses soupapes avec un conduit qui les bride en aval. Enfin, pensez aussi que les grosses soupapes portent bien leur nom et que les risques d'effolement vont croissant, d'autant que là encore toutes ces modifications ont souvent pour but de faire tourner le moteur plus vite...

4.7 DÉTERMINATION DE LA SECTION DU CARBURATEUR IDÉAL

Maintenant que nous avons déterminé les règles qui régissent le profil du conduit d'admission, nous pouvons dimensionner sereinement le carburateur nécessaire à l'alimentation correcte du moteur préparé. Il nous faut prendre en compte la cylindrée unitaire et le régime de rotation.

La formule de calcul est la suivante :

$$D = K \times \sqrt{(V \times N / 1000)}$$

avec D en mm, V cylindrée unitaire en cm³, N régime de Pmax en tr/min et K compris entre 0,75 et 0,85.

Vérifions la validité de cette formule sur une Yamaha 600 R6, sportive quatre-cylindres hyper-affûtée, annoncée pour 120 ch à 13 000 tr/min.

$$D = 0,85 \times \sqrt{(150 \times 13\,000 / 1\,000)} = 37,5$$

En prenant K = 0,85, on trouve $\varnothing = 37,5$, la moto de série étant équipée de quatre Keihin de $\varnothing 37$.

Sur des monocylindres ou des bicylindres, on pourra se contenter de k compris entre 0,7 et 0,75.

Il va de soi que les performances sont obtenues avec au minimum un carburateur par cylindre, parfois même un carburateur par soupape sur les moteurs de forte cylindrée unitaire. À part quelques exceptions du genre Harley Davidson, toutes les motos sont équipées de la sorte. Rappelons qu'il est préférable de se limiter à un conduit qui se dédouble plutôt que d'adopter deux conduits

séparés, mais on a parfois du mal à trouver des carburateurs adéquats dans la gamme des produits standard pour des moteurs de forte cylindrée unitaire.

Prenons l'exemple d'un monocylindre de course : 636 cm³ et 8 500 tr/min de régime de puissance maxi : on trouve alors un diamètre proche de 55 mm (avec k = 0,75). Il faut donc utiliser deux carburateurs de 39 mm environ. Pour obtenir la section deux carburateurs quand on connaît celle d'un carburateur unique, il faut diviser la section totale par racine de 2, soit 1,414.

4.8 LA CARBURATION

4.8.1 Le dosage air/essence

Le bon déroulement de la combustion dépend essentiellement de la qualité du dosage air-essence. Sur un plan chimique, le dosage idéal est appelé "stœchiométrique". Il définit le rapport entre la quantité d'air et la quantité d'essence pour assurer une combustion totale du mélange. En théorie, il faut environ 14 g d'air pour brûler

1 g d'essence. En litres, c'est plus impressionnant : 10 000 l d'air pour 1 l d'essence ! Toutefois, l'expérience montre que les consommations les plus basses sont obtenues avec un mélange dit "pauvre", c'est-à-dire avec environ 1 g d'essence pour 17 g d'air. A contrario, les puissances optimales sont atteintes avec un mélange riche, c'est-à-dire un léger excès de carburant, à savoir 1 g d'essence pour 12,5 g d'air. Si l'on s'écarte trop de

ces valeurs, la puissance chute fortement. Le dosage stœchiométrique est considéré comme une référence, autour de laquelle on définit la richesse. Un mélange pauvre (1/17) correspond à une richesse de :

$$ri = 15 \times d$$

où ri est la richesse et d le dosage essence air (1/17 par exemple, soit 0,88).

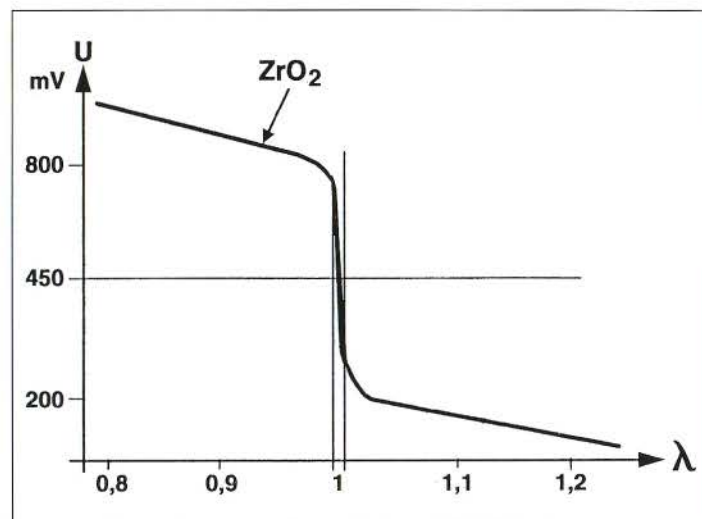
Au contraire, un mélange riche est caractérisé par une valeur de λ égale à 1,2.

Toute la difficulté consiste à évaluer le titre du mélange. En général, on se fie à la couleur de la bougie, mais les essences sans plomb la colorent de moins en moins, et le diagnostic devient délicat. On peut se fier aux impressions du pilote, dont le moteur monte en régime mais avec une sensation de vide caractérisée par un manque de puissance. Cela traduit un mélange pauvre qui présente en plus l'inconvénient d'une température élevée en raison du ralentissement de la combustion, propice aux problèmes de soupapes ou de piston. Rappelons à cette occasion que la présence de gouttelettes d'essence en suspension abaisse la température de fin de compression, car un liquide se réchauffe moins facilement qu'un gaz en raison de sa masse volumique supérieure. Si le mélange est trop pauvre, on peut aussi remarquer une amélioration du comportement moteur en mettant le starter. De même, à ouverture constante des gaz, le régime est instable. En augmentant la richesse, on refroidit le mélange et l'on réduit les risques de casse. Au contraire, si le mélange est trop riche, les montées en régime seront moins franches et le moteur moins brutal, avec une tendance à "s'asseoir" en haut, c'est-à-dire qu'il rechigne à monter en régime. Son bruit est irrégulier. Les bougies sont alors marron et il faut diminuer la quantité de carburant pour les ramener à une couleur café au lait assez clair. Si l'on met le starter, le comportement du moteur empire. Il s'améliore au contraire si l'on supprime l'éventuel filtre à air.

On le voit, on navigue en pleine approximation, et l'expérience joue un grand rôle dans la qualité des réglages. Pour ceux qui préfèrent le concret, il existe sur toutes les voitures sorties en France après 1993 une sonde d'échappement appelée "sonde lambda". Son rôle est de contrôler

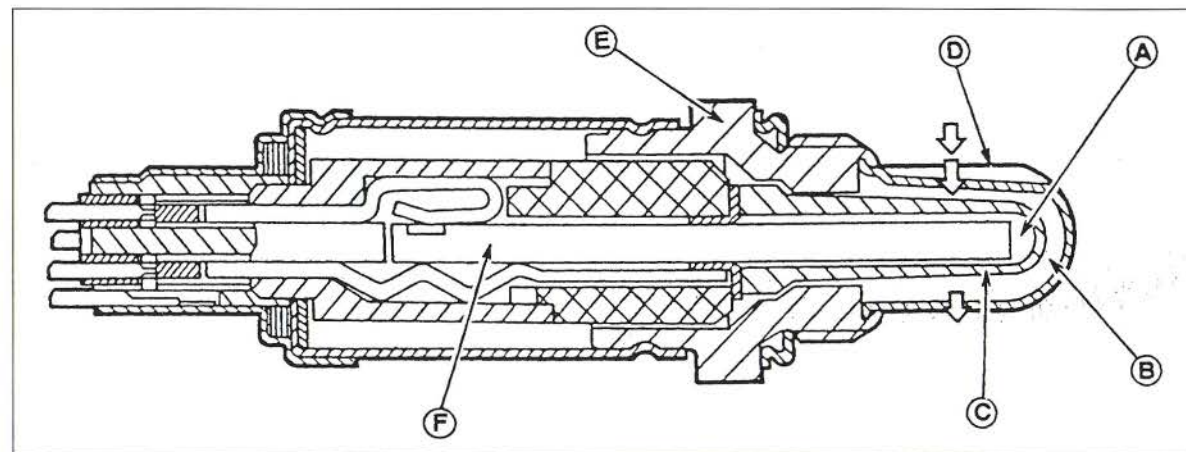
la teneur en oxygène des gaz d'échappement, pour connaître le dosage air/essence. Le rapport lambda est l'inverse de la richesse. Il est par exemple riche pour 0,9, pauvre pour 1,1. Attention donc aux confusions. Les sondes lambda les plus courantes émettent un signal voisin de 0 V quand le mélange qui les traverse est pauvre, et d'environ 1 V quand il est riche. Certaines moins courantes

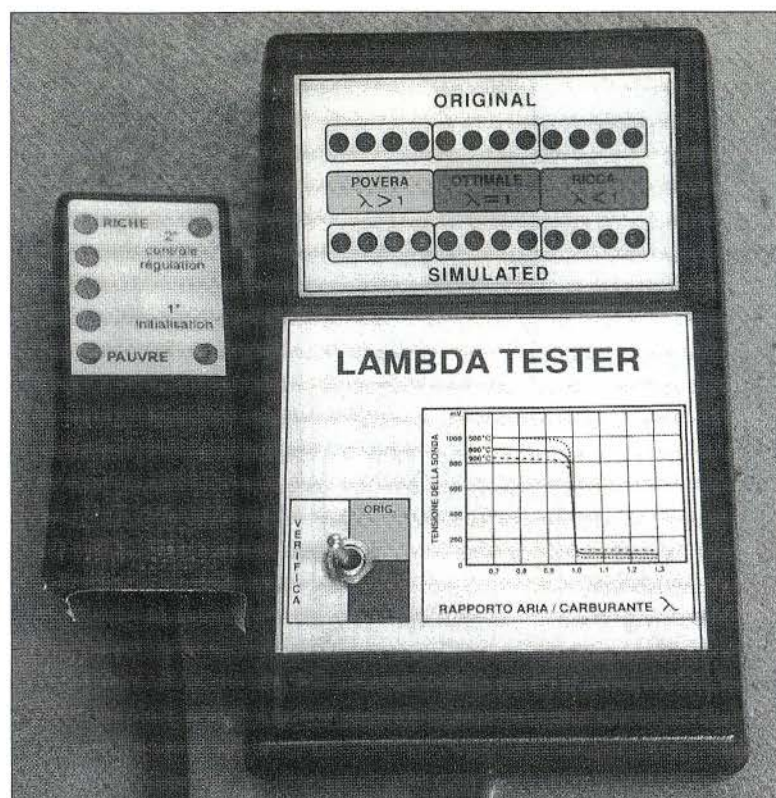
(BMW, certaines Volvo ou Range Rover) fonctionnent entre 0 et 5 V, parfois même de manière inversée (5 volts = pauvre, 0 volt = riche). Ces sondes sont utilisées pour dépolluer les voitures dont le catalyseur ne peut fonctionner normalement qu'avec une richesse 1. Elles informent en continu le calculateur afin qu'il fournisse la quantité de carburant idéale.



Courbe de réponse d'une sonde lambda. Le signal de la sonde varie entre 0 et 1 V autour d'une richesse "idéale" de 1. Dès que l'on s'écarte de cette valeur, le signal ne varie quasiment plus. On peut donc facilement déterminer si le mélange est riche ou pauvre, mais on ignore la valeur exacte du rapport lambda.

Dessin d'une sonde lambda. Fabriquée en céramique active, l'extrémité de la sonde est balayée par le courant des gaz d'échappement. À partir d'environ 300°, elle émet un signal compris entre 0 et 1 V en fonction de la concentration d'oxygène. Même quand le mélange est riche, il reste toujours un peu d'oxygène (0,25 % pour lambda égal à 0,95 par exemple).





Cette sonde n'a pas besoin d'être alimentée pour fournir un signal. Elle peut donc facilement être installée, même sur une moto de course n'ayant pas de générateur puissant. Il suffit de la fixer le plus près possible des sorties d'échappement (pas à moins de 20 cm des soupapes car les températures y sont très élevées). Le signal émis doit être dirigé sur un testeur lambda, c'est-à-dire un circuit imprimé qui allume des diodes électroluminescentes de manière progressive en fonction du signal de sortie (il nécessite quant à lui une alimentation en 12 volts). Ce petit afficheur trouve facilement sa place sur le tableau de bord de la moto et renseigne en permanence le pilote sur la

richesse du mélange. Ainsi, on ne travaille plus à l'aveuglette. Un trou à la reprise, un manque de puissance ? Le signal lambda indique ce qui se passe en temps réel.

S'agissant de pièces de grande diffusion, le coût de cette instrumentation est raisonnable. Une sonde vaut tout de même la bagatelle de mille francs environ, mais on peut facilement en récupérer une récente dans une casse à moindres frais. La courbe de réponse de la sonde n'étant pas linéaire, on ne peut pas déterminer la valeur exacte de la richesse, mais facilement son ordre de grandeur, et surtout savoir si l'on est riche ou pauvre. Il existe

*Testeur lambda.
Ces petits appareils à diodes électroluminescentes réagissent en allumant des diodes proportionnellement au signal émis par la sonde lambda. Il trouve aisément sa place sous les yeux du pilote pour l'informer de l'état de la carburation et identifier la qualité des réglages du moteur.*

chez les fabricants de capteurs des sondes lambda dites "linéaires" qui permettent de connaître de manière précise le dosage air/essence, mais les tarifs n'ont rien de comparable.

4.8.2 Le carburateur

Le principe de fonctionnement du carburateur repose sur la loi de Bernoulli. Ce dernier a démontré que, dans un fluide, on vérifie la relation suivante :

$$P_a + \frac{1}{2} \rho V_a^2 = P_b + \frac{1}{2} \rho V_b^2$$

où P_a , P_b et V_a , V_b sont respectivement les pressions statiques et les vitesses des gaz aux points a et b.

ρ est la masse volumique du gaz considéré en kg/m^3 .

Les vitesses sont exprimées en m/s et les pressions en pascals.

En pratique, cela signifie que la pression qui règne dans un fluide en mouvement évolue en fonction du carré de la vitesse. Ce qui peut être aussi exprimé par : "pression statique plus pression dynamique égale constante". Cette relation est fondamentale pour comprendre le fonctionnement d'un carburateur. La présence d'une réduction de section appelée venturi augmente en effet la vitesse de l'air, ce qui diminue sa pression et permet ainsi l'aspiration du carburant. Ce principe même induit une restriction du conduit d'environ 35 % de la section totale qui provoque une perte de charge et donc une légère réduction du débit. Dans les faits, si le fonctionnement de base est correct, le dosage mérite d'être affiné en fonction des conditions d'utilisation, relativement variables dans un moteur. Le principe tel qu'il est décrit s'ap-

plique à un atomiseur, mais pour un carburateur, cela manque de précision. Il faut calibrer les débits de manière différente selon que l'on est au ralenti ou à pleine charge. Le phénomène ne se produisant pas sur des fluides parfaits, on trouve quelques discordances de fonctionnement qui ont obligé à compliquer le carburateur pour lui conférer une large plage d'utilisation. On différencie donc les circuits air/carburant en fonction du pourcentage d'ouverture de la poignée. En conséquence, on ne doit pas agir de manière identique en fonction du type de problème rencontré, et en particulier selon l'ouverture de la poignée de gaz.

Voyons le rôle et la dénomination de chaque pièce.

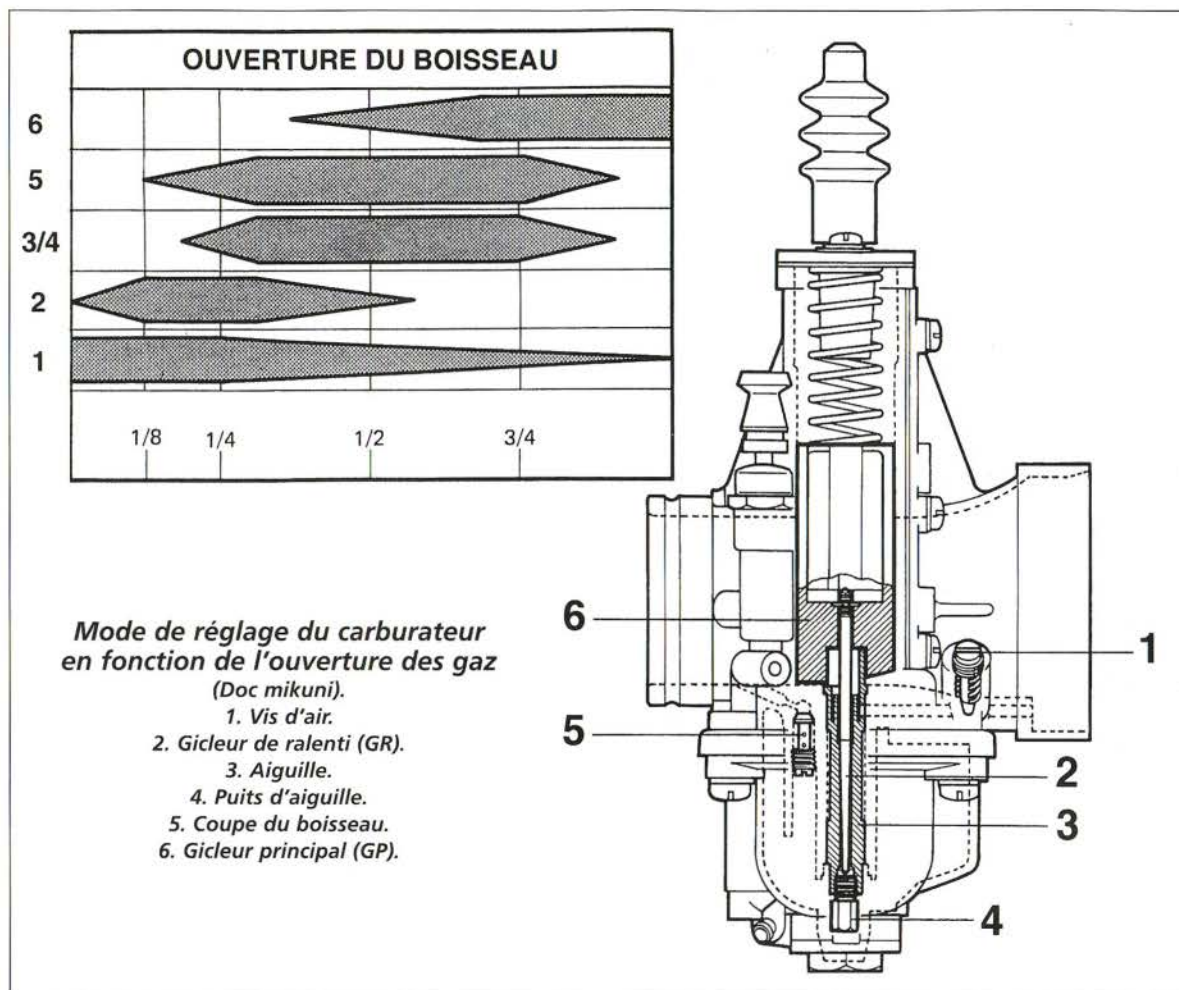
Le bon respect de ces règles permettra d'optimiser le fonctionnement du moteur sur une large plage d'utilisation. Tous les carburateurs ne possèdent pas forcément autant de possibilités de réglages, mais les principes restent les mêmes.

Sur le premier quart de l'ouverture du boisseau, trois éléments différents conjuguent leur influence.

Le circuit de ralenti est primordial, nous allons suivre le circuit air/carburant sur la figure page suivante.

L'essence contenue dans la cuve est calibrée par le gicleur de ralenti 3 puis mélangée avec l'air entrant par le gicleur d'air de ralenti 4. Ce mélange riche en essence monte ensuite vers la vis de richesse de ralenti 5, en empruntant le conduit de ralenti. Une partie du mélange se trouve libérée dans l'alésage principal par les orifices de mise en dérivation 6. La partie restante est ensuite calibrée par la vis de richesse de ralenti 5 et pulvérisée dans l'alésage principal par la sortie de ralenti 7.

Comme on peut le constater, il est possible



d'agir sur la richesse de ralenti soit en changeant le gicleur d'essence, celui d'air s'il est amovible, ou réglant la vis de richesse.

Mais ce n'est pas tout. Dans le premier quart d'ouverture, la coupe du boisseau influe aussi. Plus il est coupé de biais, plus il appauvrit le mélange. En général, la coupe du boisseau est repérée par un chiffre. Plus celui-ci est grand, plus

la coupe est haute. Une différence d'un millimètre est suffisante pour être sensible. À modifier avec parcimonie.

Enfin, le puits d'aiguille commence déjà à faire sentir son influence. C'est lui qui assure l'émulsion des gouttelettes d'essence pour favoriser la combustion. L'influence du puits va croissant avec l'ou-

verture, alors que l'aiguille prend elle aussi de l'importance.

Entre 1/4 et 3/4 d'ouverture, c'est le couple aiguille/puits d'aiguille qui fait tout. Ces deux pièces fonctionnent de concert. La conicité de l'aiguille et la position du cône par rapport au puits d'aiguille conditionnent la richesse du mélange sur toute cette plage d'ouverture.

Suivons le parcours du carburant sur la figure page 64. L'essence, calibrée par le gicleur principal 4, pénètre dans le puits où elle se mélange à l'air qui traverse le gicleur d'air principal 6. On dit

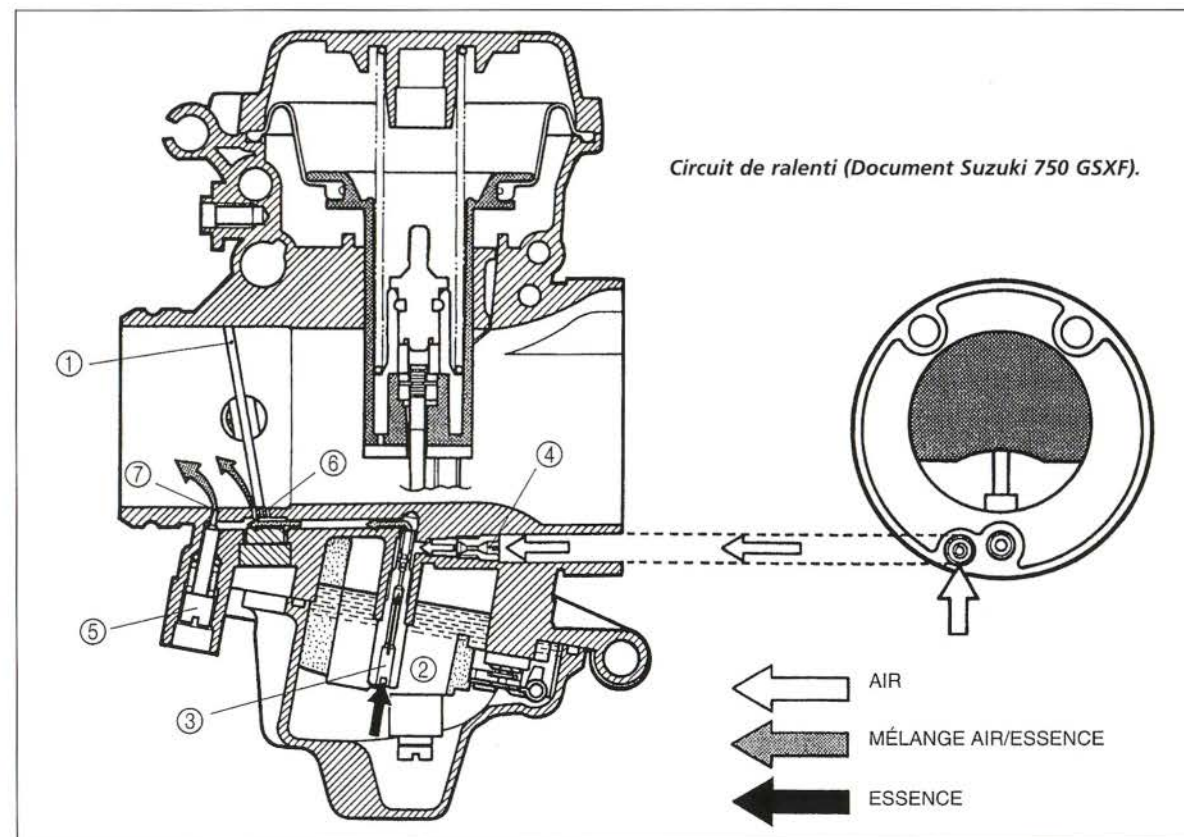
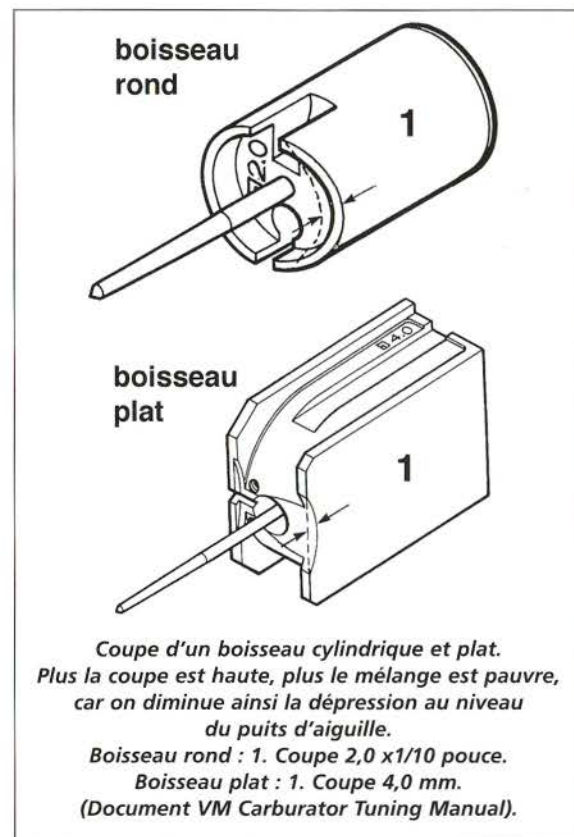
alors qu'elle est émulsionnée. Elle passe ensuite dans l'espace qui sépare le puits d'aiguille 6 de l'aiguille 8 pour être aspirée par le moteur dans le diffuseur.

La conicité relative de l'aiguille par rapport au puits détermine le débit d'essence libéré. Au sommet de l'aiguille se trouvent des clips qui permettent de régler sa hauteur relative par rapport au boisseau et au puits. Plus l'aiguille monte, c'est-à-dire plus le clip est bas, plus le mélange est riche. Au contraire, en la baissant, on appauvrit le mélange. Pour vérifier la richesse dans ces phases, il faut rouler à mi-ouverture et couper son moteur

brutalement en débrayant pour regarder la couleur de la bougie, c'est-à-dire "faire un arrêt carbu". Le mieux, c'est encore d'avoir une sonde lambda sur son échappement !

Le dernier quart d'ouverture reste le domaine du gicleur principal. Son diamètre de passage détermine le débit d'essence à pleine charge. C'est principalement lui que l'on retouche d'un circuit à l'autre en fonction de la pression atmosphérique (altitude et température) et de l'hygrométrie (humidité ambiante).

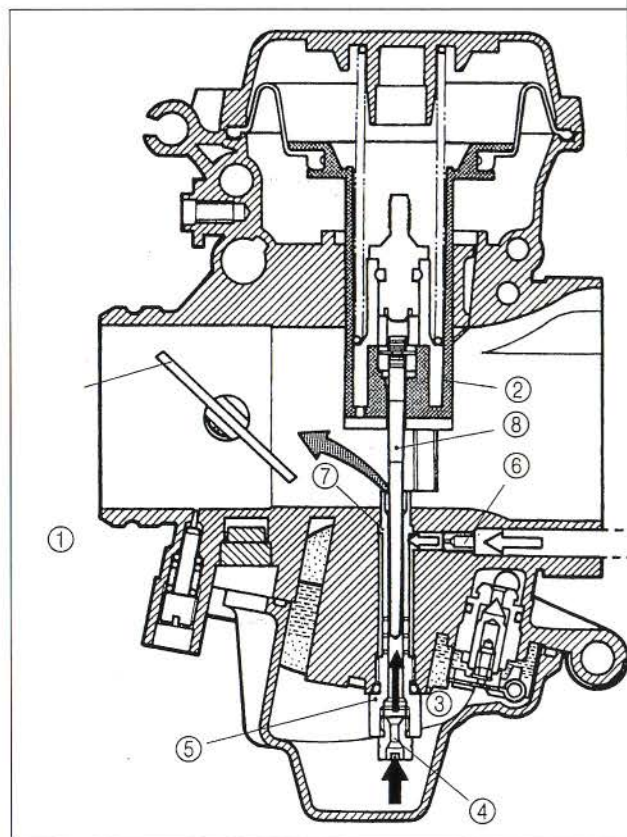
Les régimes transitoires, c'est-à-dire lorsque le pilote actionne la poignée, sont gérés soit par une



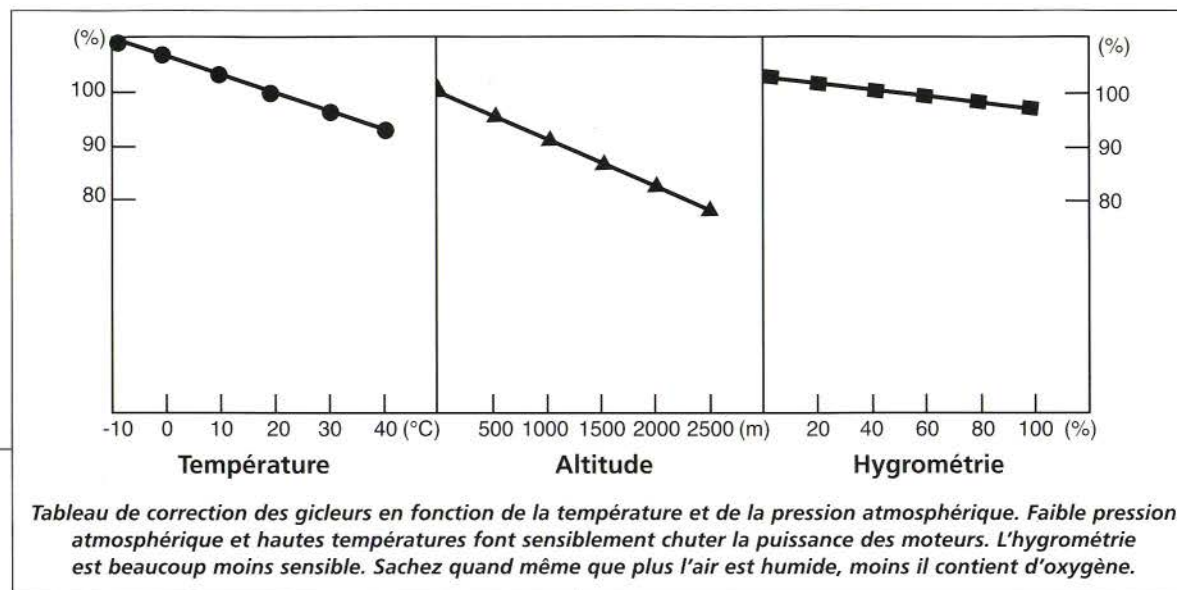
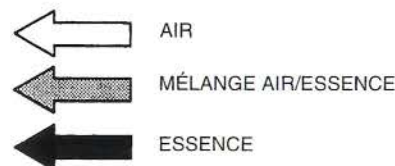
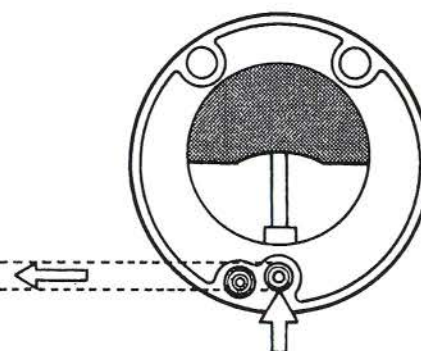
pompe de reprise qui envoie de l'essence à l'amont (l'arrière) du carburateur, soit par un système de membrane sur un carburateur à dépression. En effet, lors d'une reprise, la mise en vitesse de la colonne d'air est plus rapide que celle du carburant, il en résulte un trou à l'accélération. Le rôle de la pompe de reprise est d'enrichir artificiellement cette phase, qui nécessite de toute façon un surcroît de richesse.

4.8.2.1 Les carburateurs à boisseau

Sur ce type de carburateur, le pilote commande directement l'ouverture des gaz au moyen d'un



Circuit principal (Document Suzuki 750 GSXF).



boisseau actionné par un câble. L'avantage est une réponse instantanée à la moindre sollicitation de la poignée. On trouve des boisseaux ronds ou plats encore appelés guillotines, dont la vivacité de réponse est encore supérieure aux boisseaux ronds. L'inconvénient de ces carburateurs réside dans le frottement du boisseau dans son guide lors des fortes dépressions (décélération à forte vitesse). Plusieurs solutions à ce problème :

- De puissants ressorts de rappel, ce qui donne des crampes au pilote s'il y a plusieurs carburateurs. C'est la méthode italienne, qui a transformé les poignées de Guzzi et Ducati en appareils de musculation pendant des années. Le pilote héritait d'une musculature plus importante du côté droit qui lui valait sans cesse la question : "Tu fais du tennis?" - "Non, j'ai une Laverda trois cylindres..."

Il y a peu de remèdes à cette tare, car en affaiblissant les ressorts, on risque le coincement gaz ouvert qui peut être très dangereux...

- Une commande push pull ou desmodromi-

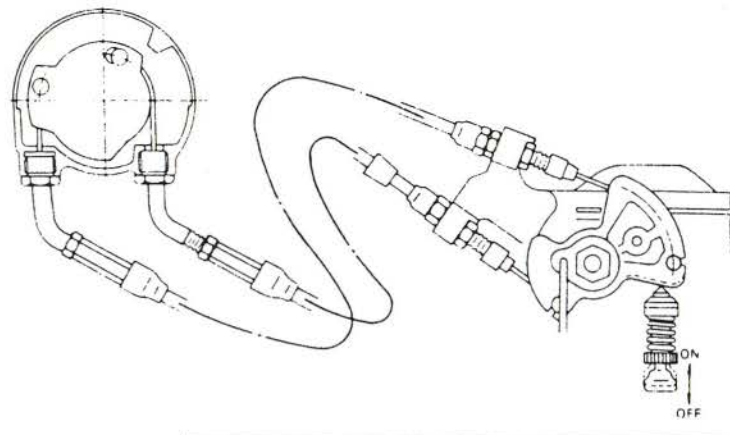
que, c'est-à-dire avec un câble qui tire et l'autre qui pousse. Le ressort de rappel est très fortement diminué, ce que le pilote apprécie car le dosage est facilité. C'est particulièrement important sur une moto puissante en cas de piste glissante, et bien sûr pour une course d'endurance. À noter d'ailleurs que le problème du dosage peut être très aigu sur une moto puissante. Pour faciliter la conduite, on pourra modifier l'enroulement du câble, qui se fera non plus sur une pièce cylindrique, mais sur une came, de faible rayon au début, celui-ci augmentant au fur et à mesure. En effet, la puissance maxi du moteur est déjà quasiment atteinte à mi-ouverture des boisseaux. Il faut donc qu'en début de course, un déplacement important de la poignée induise un très faible soulèvement du boisseau, alors qu'on cherchera le contraire vers la fin pour conserver une course totale acceptable au niveau du confort de conduite. Le but de cette came est de linéariser la réponse du moteur à la sollicitation de la poignée. Sous la pluie, un tel dispositif pourra apporter plus de sécurité au pilote, mais aussi une plus grande efficacité.

– Le guidage du boisseau sur des rouleaux réduit de manière très sensible les frottements, ce qui permet de diminuer encore la raideur des ressorts de rappel par rapport aux deux cas de figure précédents.

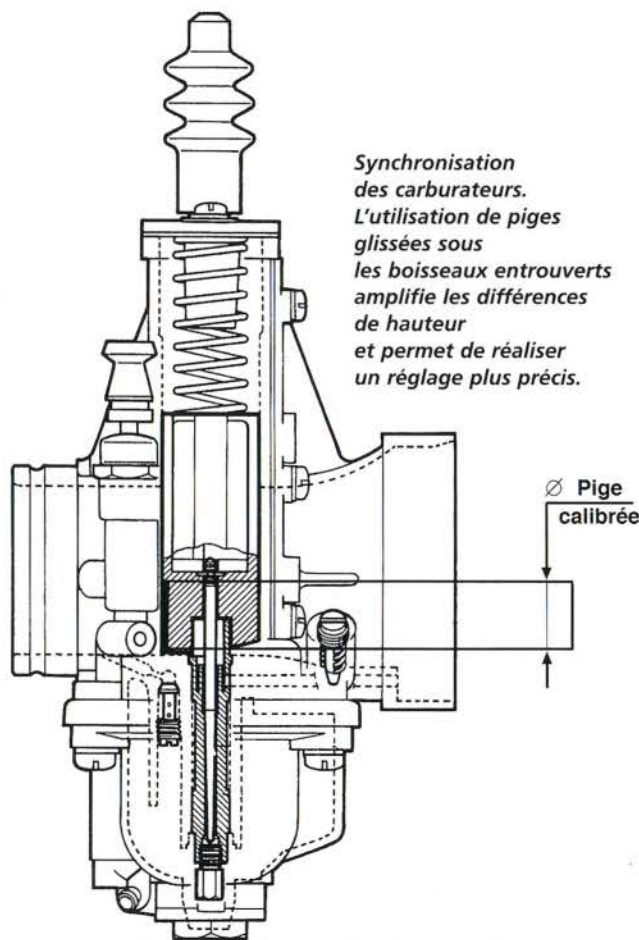
4.8.2.2 Les carburateurs à dépression

Ici, le pilote ne commande pas directement le boisseau, mais un papillon situé en aval. La dépression qui règne dans le conduit agit alors sur une membrane qui soulève le boisseau quand l'effort du ressort de rappel est vaincu. On peut donc jouer sur le tarage de ce ressort pour modifier la réponse du carburateur, mais il est parfois délicat de cerner le résultat avec exactitude. Le retard à l'ouverture du boisseau par

Commande push pull progressive.
L'utilisation d'un escargot d'enroulement du câble permet d'améliorer la sensibilité de la réponse de la poignée de gaz aux sollicitations du pilote. En effet, pour une ouverture d'environ 50 % du boisseau, on dispose déjà de 80 % de la puissance. Il faut donc ralentir le déplacement du boisseau aux faibles ouvertures, pour linéariser sa réponse.



Synchronisation des carburateurs.
L'utilisation de piges glissées sous les boisseaux entrouverts amplifie les différences de hauteur et permet de réaliser un réglage plus précis.



rapport au papillon occasionne un enrichissement naturel qui fait office de pompe de reprise.

Sur un multicylindre, on veillera particulièrement à la bonne synchronisation des carburateurs. S'ils sont à boisseau, on peut le faire manuellement. Un moyen simple consiste à coincer des piges de diamètre identique sous les boisseaux en équilibre instable vers l'arrière, puis à accélérer progressivement pour les voir bouger. On ajuste ensuite la tension des câbles ou des butées pour obtenir un mouvement parfaitement coordonné. À défaut de piges, on pourra prendre quatre stylos identiques (pour un quatre-cylindres) qui feront très bien l'affaire. Le résultat obtenu est plus précis qu'en se fiant simplement à l'œil pour évaluer l'ouverture. La longueur des piges amplifie de manière sensible les mouvements et les décalages imperceptibles.

Si les carburateurs sont à dépression, il faut employer un dépressiomètre à colonne. On préférera les modèles à eau ou à aiguilles, voire digitaux, plutôt que ceux à mercure qui manquent de précision en raison de la forte densité de ce fluide.

4.9 PLAIDOYER POUR LE DÉVELOPPEMENT DE L'INJECTION

Milieu conservateur ou manque de moyens inhérent à notre sport favori aidant, l'injection est encore boudée par beaucoup de teams et de constructeurs. Contrairement à l'automobile qui utilise cette technologie depuis longtemps en raison de normes antipollution plus sévères, la moto reste très (trop) fidèle au carburateur. Bon sens ou méfiance, le carbu a encore de beaux jours devant lui. Mais qu'on le veuille ou non, l'avenir est à l'injection, car elle seule permettra de satisfaire aux futures normes d'émissions nocives. Il faudra donc apprendre à nous familiariser avec, car tôt ou tard la préparation des moteurs passera par elle.

Les récentes sportives de fortes cylindrées en sont de plus en plus souvent munies, et la démo-

Cette vue fantôme du débitmètre d'air Bosch L Jetronic montre son principe de fonctionnement.

La bonne mesure du débit d'air traversant le moteur permet d'y injecter la quantité d'essence idéale.

L'inconvénient de ce principe est qu'il freine sensiblement l'admission et abaisse les performances.

Courant en automobile, il n'a été utilisé que par BMW sur sa gamme de tourisme.

A. Potentiomètre.

B. Chambre d'amortissement.

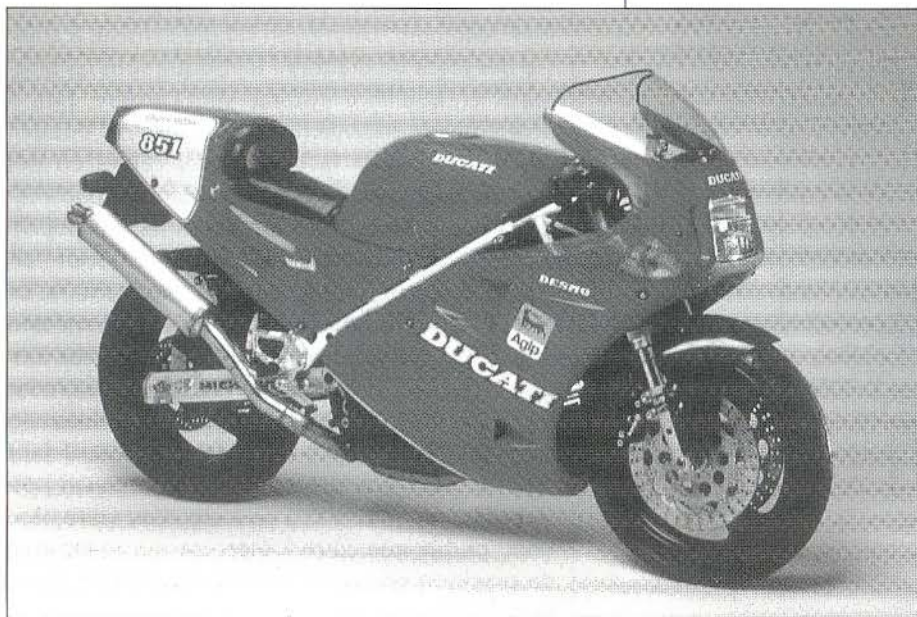
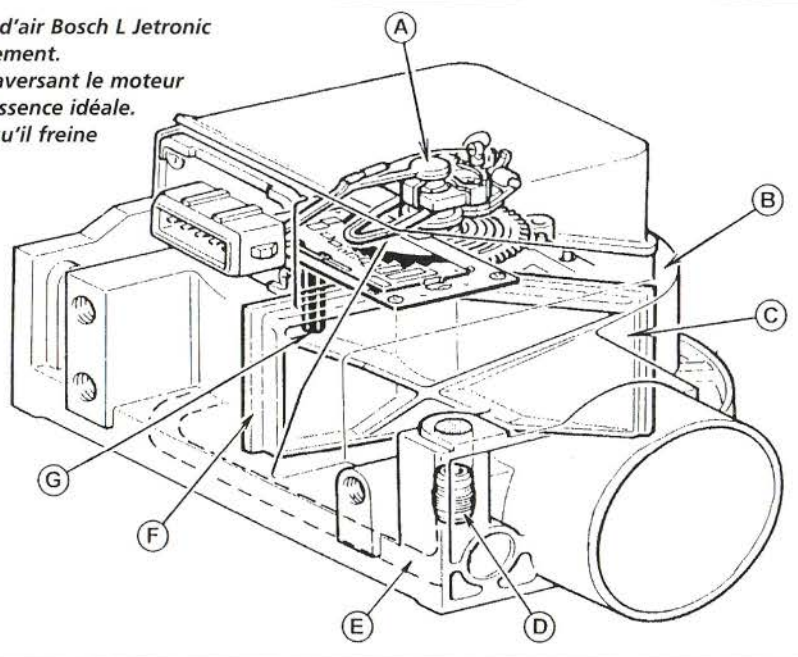
C. Volet de compensation.

D. Vis de richesse (by-pass).

E. Canal en dérivation.

F. Volet (quantité d'air absorbée).

G. Sonde de température d'air.



Ducati 851.

À part quelques tentatives sporadiques des Japonais, les Européens, BMW et Ducati en particulier, ont été les premiers à utiliser l'injection en série.

C'est avec le concours de Magneti Marelli que Ducati a mis au point sa 851 Desmo Quattro.

cratisation devrait se faire prochainement. Déjà omniprésente en automobile dès le plus bas de gamme, elle va continuer inéluctablement à gagner du terrain.

Voici donc l'occasion d'un rapide comparatif, pour faire le point sur les qualités et les défauts de chaque système.

Contrairement au carburateur, une injection se passe de venturi pour aspirer le carburant, ce qui offre un conduit "parfait", freinant donc un peu moins les gaz. Cela est toujours vrai, sauf si elle uti-

lise un système de mesure du débit d'air, genre débitmètre à volet de type injection Bosch L Jetronic. Les débitmètres à fils ou films chauds perturbent beaucoup moins l'écoulement, mais souvent, en moto, on préfère une loi du type α/N , c'est-à-dire angle d'ouverture du papillon des gaz (ou de la poignée)/régime moteur. Ceci permet de déterminer une fois pour toutes le dosage d'essence au moyen d'une cartographie préétablie, sans pour autant freiner les gaz à l'admission !

Le carburant est injecté directement sous pression, en général au moyen d'une pompe électrique. À noter d'ailleurs que l'entraînement de cette pompe est d'une façon ou d'une autre consommateur d'énergie, souvent électrique et non gratuite. De fait, le gain qu'apporte l'absence de venturi est partiellement amputé par cette perte inexistante, vis-à-vis de carburateurs qui ne consomment aucune énergie. D'ailleurs, l'avantage d'une injection ne réside pas dans la puissance maxi à pleine ouverture, mais plutôt lors des phases intermédiaires, ce que l'on appelle des régimes transitoires.

Autre inconvénient du carburateur : il ne prend pas en compte les conditions de température des différents fluides (air, huile, eau), ce qui impose des corrections manuelles du diamètre des gicleurs, soumises à l'appréciation et aux compétences du metteur au point en fonction des conditions météo. Grâce à son calculateur relié à des capteurs, l'injection gère au mieux l'évolution de tous ces paramètres pour conserver un dosage idéal à tout instant. L'inconvénient majeur de l'injection, et ce qui retarde sans doute son développement dans la moto, c'est d'abord son prix, mais aussi le fait que pour procéder à un réglage, il faut une bonne dose de compétences et de matériel souvent informatique.

4.9.1 Mode de fonctionnement des injections et modifications simples

Le principe de l'injection est de déterminer de manière précise, grâce à des capteurs, le besoin en carburant du moteur, et de lui fournir exactement la quantité nécessaire à son fonctionnement.

Sur les injections n'utilisant pas de débitmètre, type Magneti Marelli, le réglage repose donc sur une cartographie préétablie au banc d'essais et sur la piste, puis mémorisée dans une Eprom (mémoire effaçable à lecture seule). Cette puce recèle donc toute la programmation de l'injection en langage codé. Pour la préparation, on trouve sur le marché à peu de frais des programmeurs d'Eprom, mais le principal problème reste la connaissance et la compréhension du code employé par le fournisseur pour commander son calculateur. Certains préparateurs ont investi dans des appareils de diagnostic embarqués capables de faire office d'interface avec le calculateur et proposent des puces ayant un programme différent. Toute la finesse réside dans le sérieux des valeurs mémorisées et leur adaptation aux prestations particulières de votre moteur. En effet, toute modification entraîne une amélioration du remplissage ; tout au moins c'est le but recherché. Dans ces conditions, pour une ouverture de papillon et un régime donnés, le besoin en carburant n'est plus celui déterminé par le constructeur. La préparation devient alors un tout, où chaque paramètre interfère avec les autres. N'oublions pas d'ailleurs que, souvent, c'est un même boîtier qui gère l'injection et l'allumage. Il ne faut donc pas se contenter d'acheter une puce X sans vérifier au banc qu'elle est optimisée pour la configuration moteur dont on dispose. La préparation devient donc moins facile.

Toutefois, comme nous l'avons vu, il existe des différences sensibles entre le dosage destiné à un

usage courant, pour conserver une consommation et des émissions raisonnables, et celui de puissance maxi. Nous avons aussi remarqué que l'injection prenait en compte les conditions météo. Une façon simple de la "leurrer" pour accroître la richesse consiste à lui faire croire que le moteur est froid, en trichant sur les valeurs annoncées par le capteur de température d'eau, qui est en fait une thermistance. En effet, à froid, le mélange est très fortement enrichi (starter) pour compenser la condensation naturelle du carburant sur les parois froides du moteur. On pourra ainsi non seulement modifier la richesse, mais aussi augmenter le débit de carburant de telle sorte qu'il soit conforme avec la nouvelle quantité d'air admise par le moteur préparé.

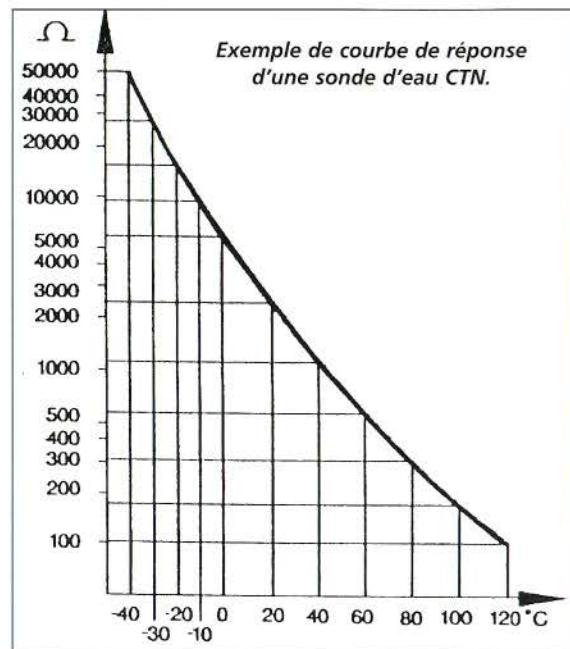
Le capteur de pression d'air est plus délicat à manœuvrer, car son influence varie avec la vitesse de la moto, surtout sur les modèles équipés de prises d'air dynamiques. On ne l'utilisera donc pas pour leurrer le calculateur.

Enfin, la température de l'air d'admission peut être aussi corrigée dans ce but, bien que son influence soit très nettement inférieure à celle de l'eau. La température d'eau est en effet de loin la plus influente. Les plus incrédules pourront d'ailleurs tester une valeur fictive d'eau à 60° sur un moteur froid (5°)...

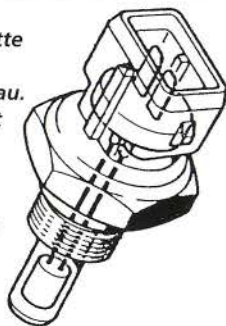
Le démarrage devient alors quasiment impossible, témoin de la très forte valeur d'enrichissement programmée sur toute la gamme de la cartographie dans ces conditions. La validité d'une telle modification reste quand même limitée et ne saurait remplacer une cartographie complète au banc d'essais. Toutefois, accompagnée d'un contrôle de la richesse avec une sonde lambda, cette approche simple peut s'avérer efficace.

En pratique, on pourra relever la courbe de réponse d'un capteur au moyen d'une casserole d'eau chaude, d'un thermomètre et d'un ohm-

mètre. Elles sont souvent du type CTN (coefficient de température négatif), c'est-à-dire que plus la température augmente, plus la résistance diminue. On fait alors chauffer l'eau et l'on relève les valeurs de résistance du capteur de 5° en 5°. On établit ensuite la différence de résistance qui sépare les valeurs que l'on souhaite simuler.



Montée sur le circuit de refroidissement du moteur, cette sonde informe le calculateur essence de la température d'eau. Elle peut être du type CTN soit coefficient de température négatif, c'est-à-dire que sa résistance diminue quand la température augmente, ou au contraire CTP, coefficient de température positif.



Par exemple, si la température de fonctionnement normal est de 60° et que l'on souhaite simuler 40° pour augmenter les temps d'injection, on prendra l'écart qui sépare ces deux points sur la courbe 4.27 que l'on a relevée. Ici, la valeur de la résistance passe de 500 ohms à 1 kilohms. On mettra donc une résistance de 500 ohms en série avec la sonde. Pour faciliter la mise au point, on utilisera de préférence une résistance variable, disponible chez tous les marchands d'électronique pour environ dix francs. Ici, on pourra choisir une plage de 0000 à 1000 ohms, réglable au moyen d'un simple tournevis. On pourra ainsi ajuster la richesse aux besoins du moteur, sans bien sûr que cette opération remplace l'efficacité d'une cartographie complète. Si la sonde est de type CTP (coefficient de température positif), on diminuera la valeur, en disposant une résistance en parallèle du capteur, en respectant la formule suivante :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

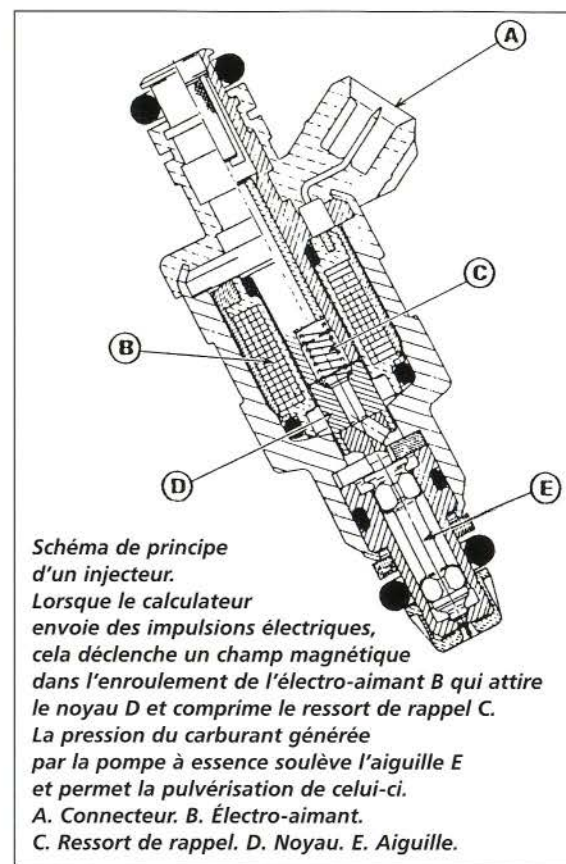
où R est la résistance que l'on souhaite obtenir, R2 la résistance du capteur équipant la moto et R1 la résistance que l'on doit mettre en parallèle.

Nous connaissons R et R2, la valeur de R1 est donc :

$$R_1 = R_2 / \left(\frac{R_2}{R} - 1 \right)$$

Ainsi, le calculateur injectera plus de carburant, ce qui permettra de conserver un dosage correct malgré le surcroît d'air admis par exemple grâce à des conduits de diamètre supérieur ou des arbres à cames offrant des ouvertures de soupape plus importantes.

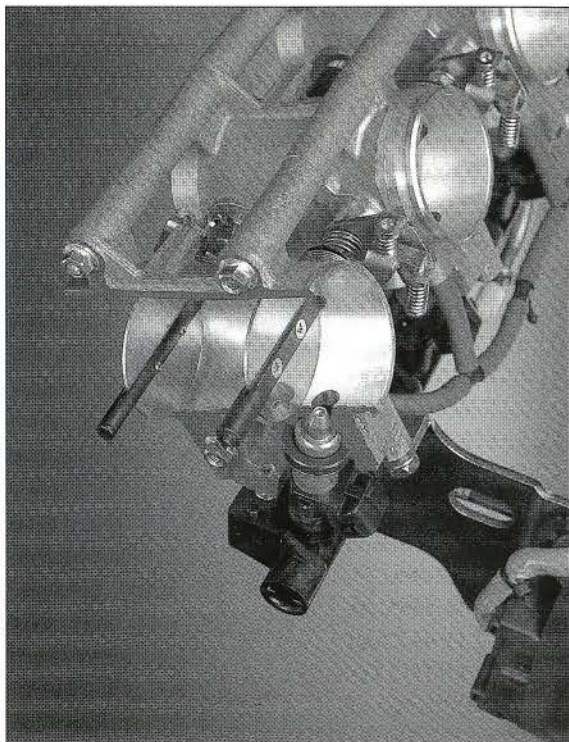
La position des injecteurs est bien sûr une donnée fondamentale pour la qualité du mélange. Dans le cadre d'une mise au point poussée, on remarquera qu'en F1 comme en moto, on a ten-



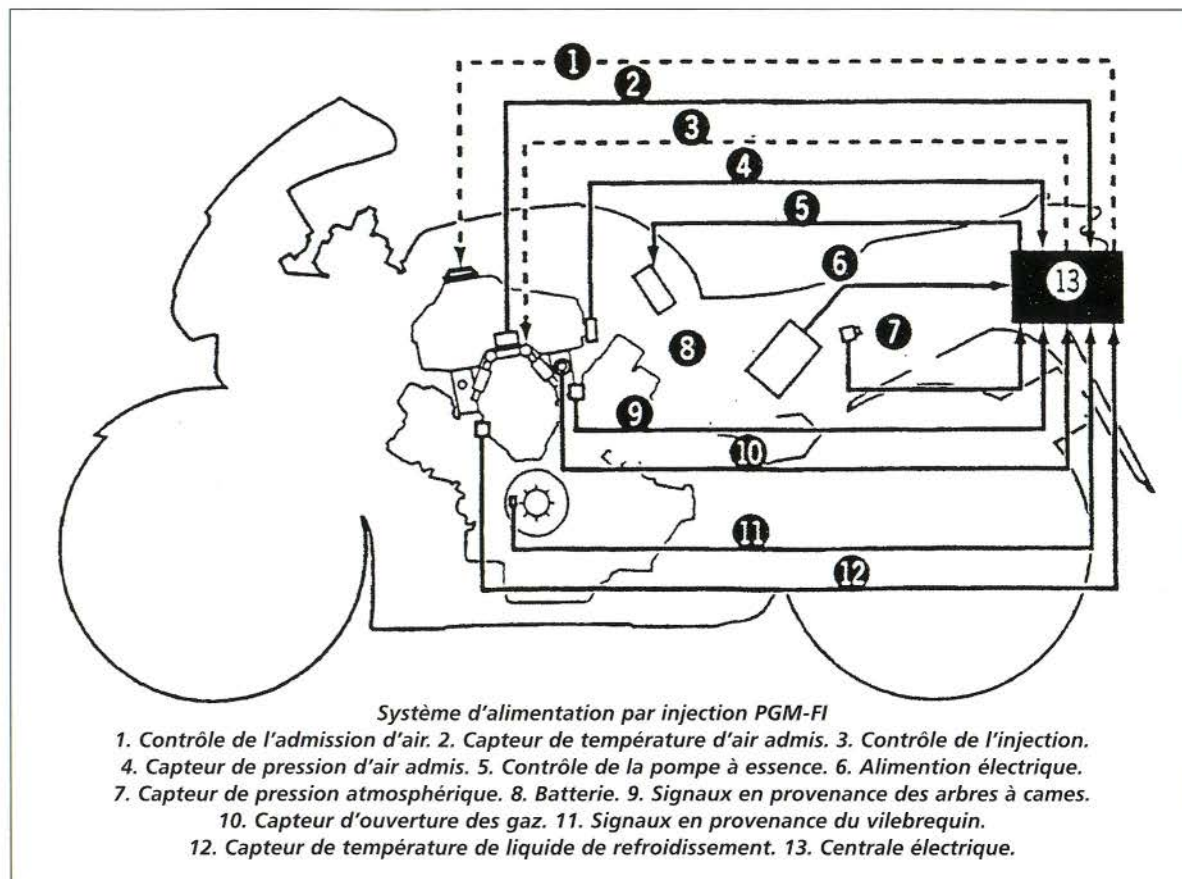
dance à placer l'injecteur très loin des soupapes, dans les trompettes d'admission, pour un meilleur brassage et donc une plus forte puissance développée. C'est l'option retenue par Ducati sur la moto de Fogarty. On y trouve en effet trois injecteurs, qui permettent de réaliser un dosage correct sur toute la plage d'utilisation, c'est-à-dire du ralenti avec des débits très faibles, aux pleines charges avec des temps d'injection réduits et des quantités importantes à injecter. Il y a d'ailleurs fort à parier que les temps d'injection anticipent les ouvertures de soupape à très haut régime.

Dans la mesure où le règlement des épreuves le permet, ceux qui souhaitent passer à l'injection peuvent trouver sur le marché des produits très performants et relativement faciles à mettre au point à condition bien sûr de disposer d'un banc d'essais pour définir la cartographie. Il ne faut tout de même pas s'attendre à un résultat miraculeux dès les premiers tours de roues sur piste. Bien souvent, la mise au point des phases transitoires, de loin les plus délicates, doit être affinée en situation réelle.

Le circuit de carburant doit bien sûr être modifié assez fondamentalement pour recevoir tous les accessoires nécessaires au fonctionnement correct d'une injection. Il faudra ainsi prévoir une pompe et un régulateur de pression ainsi qu'un circuit de



Boîtier papillons GSX-R750 2000.



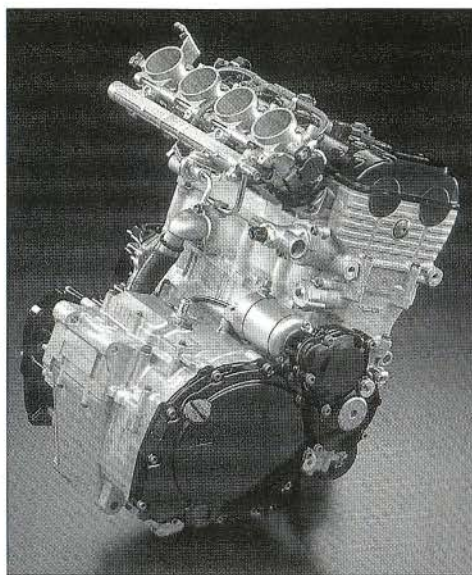
retour. Là encore, dans un souci d'économie, on pourra utiliser des accessoires issus de voitures courantes, facilement disponibles d'occasion. De même, les injecteurs seront choisis sur un moteur développant une puissance unitaire (c'est-à-dire cylindre par cylindre) assez proche. À défaut, on pourra faire appel à deux injecteurs par cylindre pour rester dans des temps d'injection raisonnables.

En guise de conclusion sur le sujet, reconnaissons que le montage d'une injection sur un moteur est un travail de longue haleine, qui demande

beaucoup plus de moyens et de compétences que le simple accroissement du diamètre des carburateurs. Pour faire une analogie qui permettra de bien appréhender le côté ingrat de la démarche, on peut comparer cette opération à un enfant en bas âge qui fait ses premiers pas debout alors qu'il maîtrise déjà parfaitement le "quatre-pattes". Au début, il se déplace très lentement, et prend pas mal de bûches. Cette impression de retour en arrière le pousse de temps en temps à revenir au quatre-pattes qui est pour lui plus simple et plus efficace. Mais il devient bien vite autonome et



Moteur 750 mV F4 (Moto Journal).
 Pour la réapparition de la prestigieuse marque MV,
 le groupe Cagiva a choisi une mécanique
 très sophistiquée : quatre cylindres en ligne,
 double arbre à cames en tête
 et seize soupapes radiales.
 L'alimentation fait appel à une injection Weber Marelli
 avec quatre papillons de 46 mm de diamètre...



apprend même à courir. Pour l'injection, les premiers qui essuieront les plâtres seront aussi les premiers à savoir exploiter les nombreuses possibilités du système. Très vite, ils feront partie du clan de "ceux qui marchent debout". L'an 2000 est là, il est temps que nous passions à l'injection, messieurs les motards !

Moteur Suzuki GSXR 98 et sa rampe d'injection.

Comme Honda sur sa RC 45, Suzuki a adopté l'injection, mais sur un modèle de plus grande diffusion cette fois. En 1999, Yamaha commercialise à petite échelle la R7, véritable bête de course qui est elle aussi équipée de l'injection. La tendance est de plus en plus marquée.

4.10 LES BOÎTES À AIR

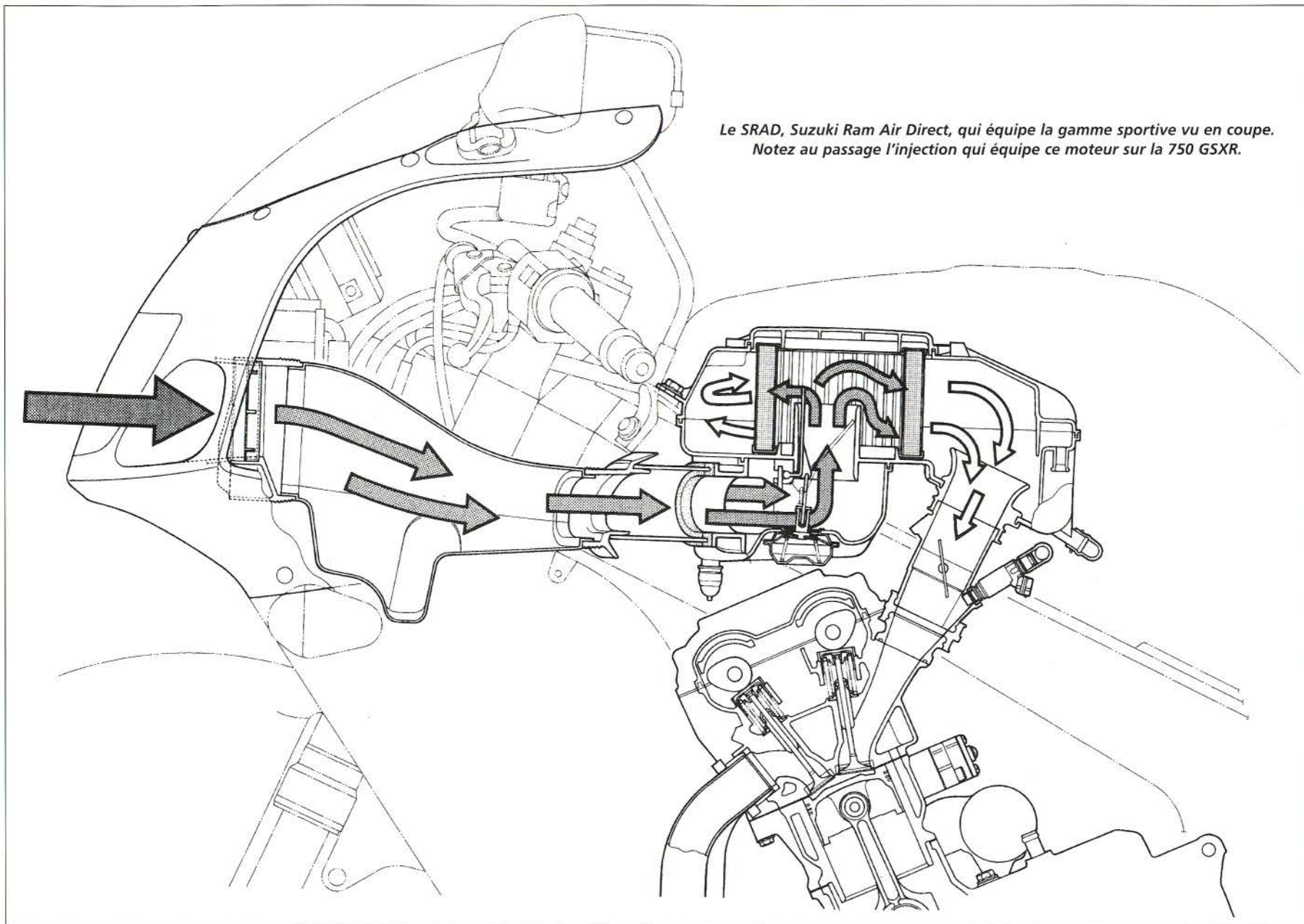
Apparues d'abord en grands prix à l'initiative d'Alain Chevallier, les boîtes à air avaient pour but de tranquilliser l'admission des moteurs deux temps, très sensibles aux problèmes de richesse, en particulier au flux d'air chaud dégagé par le refroidissement. Au fil du temps, elles se sont généralisées aux quatre-temps, pour devenir de plus en plus étanches, afin de mieux alimenter le moteur en air frais mais aussi et surtout de bénéficier de la pression dynamique de l'air lorsque la moto circule à grande vitesse.

Voyons d'abord comment calculer l'accroissement de pression engendré par la vitesse. C'est encore la loi de Bernoulli qu'il faut appliquer. Rappelons qu'elle nous donne la relation entre la pression et la vitesse d'un fluide.

Si l'on considère une machine se déplaçant à 270 km/h, soit 75 m/s, on trouve une pression dynamique de 36 mbars. En pratique, il faudrait aussi prendre en compte la vitesse de l'air dans la boîte à air et les pertes de charge totales enregistrées dans les conduits. Au final, le résultat est légèrement inférieur. Il dépend bien sûr de la qualité de réalisation d'ensemble. Le positionnement des entrées est primordial. Elles seront d'autant plus efficaces qu'elles seront situées sur un point d'arrêt, c'est-à-dire une zone où l'air tape de plein fouet. Les prises d'air latérales sont donc moins efficaces que celles situées en plein milieu du nez de carénage.

Il faut ensuite prendre en compte le fonctionnement du moteur à petite vitesse, quand la pression

*Le SRAD, Suzuki Ram Air Direct, qui équipe la gamme sportive vu en coupe.
Notez au passage l'injection qui équipe ce moteur sur la 750 GSXR.*

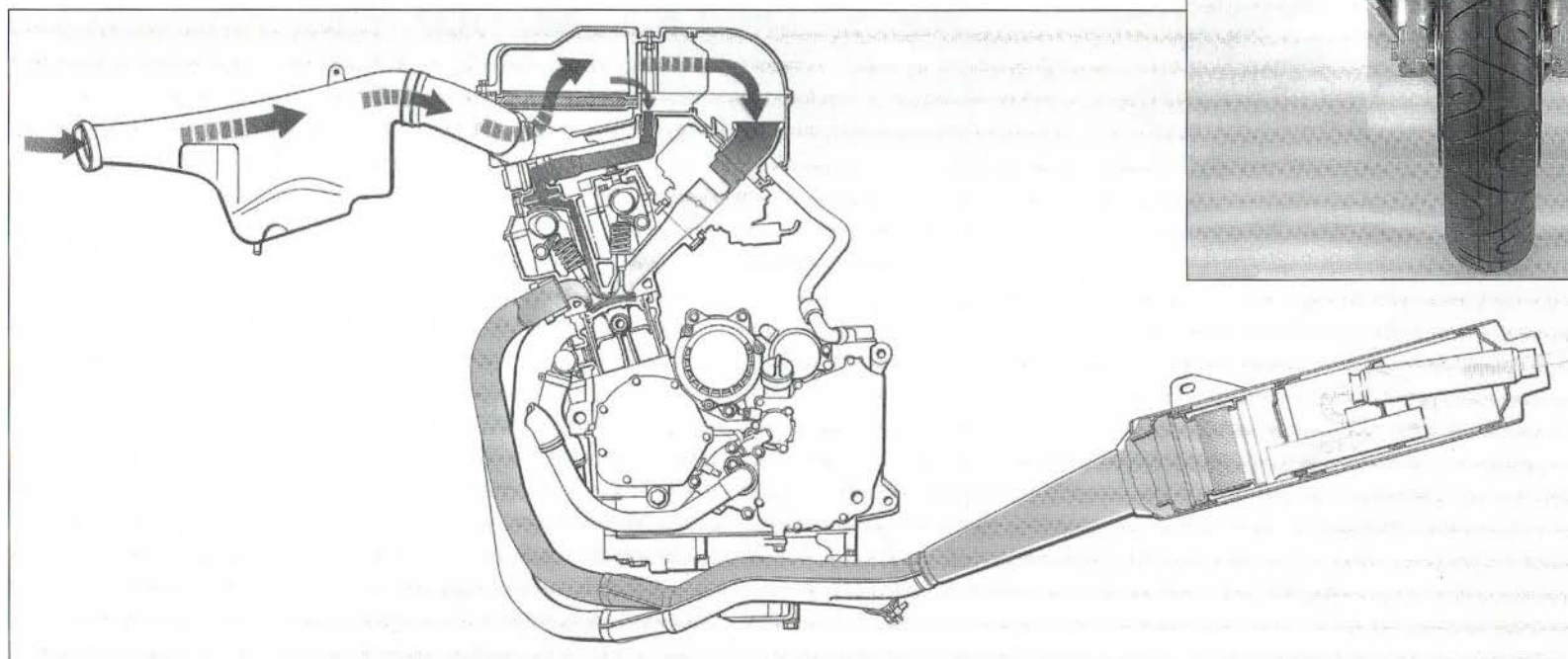
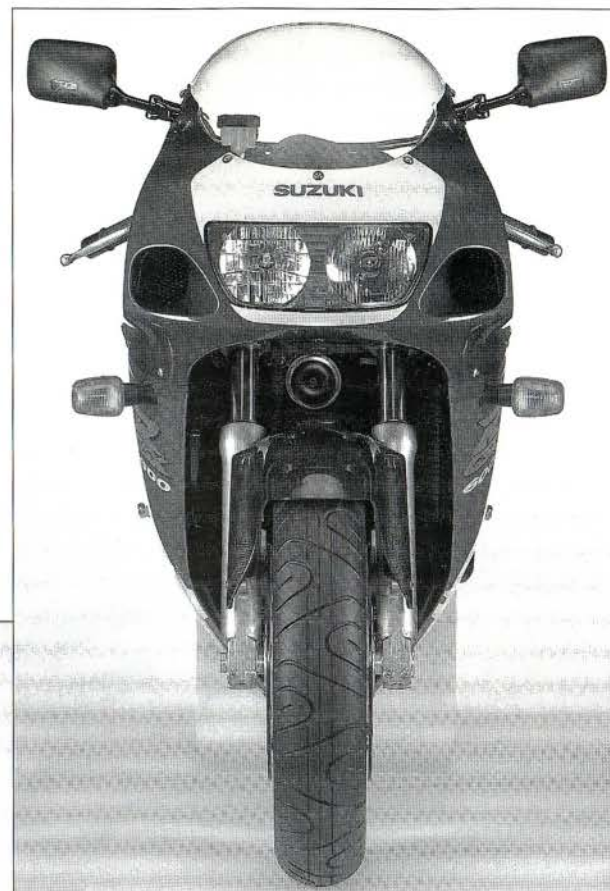




Nez de la ZXR2. Les prises d'air dynamiques frontales sont les plus efficaces. Elles font désormais partie intégrante du design de nos sportives préférées.

Nez d'une 600 GSXR. L'admission dynamique selon Suzuki...

Qu'elles soient sportives ou même sport GT, toutes les machines performantes disposent d'une admission dynamique.



dynamique est insignifiante. La section des conduits et le volume de la boîte ne doivent pas être trop faibles pour ne pas perturber le remplissage. En général, le volume doit faire au minimum dix fois la cylindrée du moteur, vingt étant une bonne valeur, sous réserve qu'il vous reste de la place pour mettre un réservoir d'essence ! Plus le volume est important, plus la vitesse de l'air à l'intérieur est faible et plus la pression dynamique se fait sentir. La section des conduits sera aussi grosse que possible, car plus les vitesses y seront élevées, moins vite la boîte à air rentrera en pression. Avec l'élévation de la vitesse de la moto, l'aspiration naturelle est rapidement remplacée par la poussée due au vent. Cela diminue aussi les pertes de charge.

L'étanchéité de l'ensemble doit être parfaite si l'on veut arriver à exploiter la surpression. C'est sans doute ce qui limite l'efficacité des réalisations artisanales. On pourra ainsi contrôler l'étanchéité de sa boîte à air avec de l'eau par exemple, en remplaçant les entrées de carburateur par des bouchons.

Enfin, il faut bien sûr penser à corriger la carburation en conséquence. Les variations de vitesse et donc de pression seront prises en compte en reliant les mises à l'air libre des cuves de carburateur et du réservoir à la boîte à air. C'est fondamental si l'on ne veut pas subir un dangereux appauvrissement du mélange à haute vitesse. Le réglage de la carburation reste quand même un peu plus délicat.

Au total, le gain qu'apportent les admissions dynamiques est proportionnel au carré de la vitesse du véhicule. Il se fait donc surtout sentir sur des circuits rapides et des machines puissantes.

À 90 km/h, soit 25 m/s, le gain potentiel est de 4 mbars.

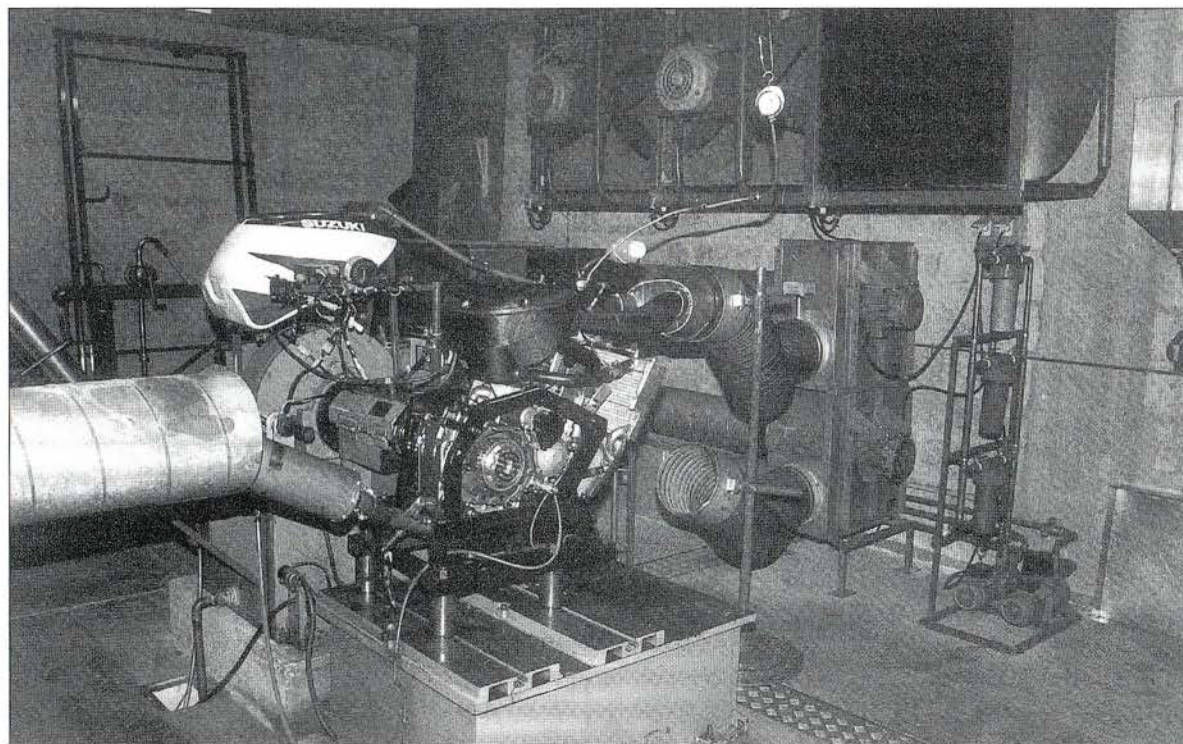
À 180 km/h, soit 50 m/s, le gain potentiel est de 16 mbars.

À 270 km/h, soit 75 m/s, le gain potentiel est de 36 mbars.

À 360 km/h, soit 100 m/s, le gain potentiel est de 64 mbars.

Cette augmentation de pression d'admission se traduit par une puissance accrue, comme avec un moteur suralimenté. Si l'on se rappelle que la pression atmosphérique est d'environ 1 bar, c'est-à-dire 1000 mbars, on constate que l'on peut gagner par exemple environ 3,5 % de puissance à 270 km/h. À de telles vitesses, cela se traduit par quelques petits kilomètres/heure gagnés. Supposons une machine de 150 ch, elle en développera un peu plus de 155 en dynamique, soit un gain d'environ 3 km/h si sa vitesse maxi est de 270. Il est bien évident qu'à de

telles vitesses, les derniers kilomètres/heure sont très durs à gagner. À 180 km/h, on ne peut espérer que 1,6 % de gain, ce qui se remarquera assez peu. Il est important de garder à l'esprit que les admissions dynamiques sont aussi là pour garantir une alimentation du moteur en air frais et qu'à ce titre, elles constituent déjà un gain. Selon la norme CE 95/1 utilisée pour les motos, le gain de puissance est de 3,4 % si l'on aspire de l'air à 20° plutôt qu'à 40°. C'est finalement tout aussi sensible que l'admission dynamique et très appréciable aux basses vitesses, où le moteur aurait tendance à être en atmosphère confinée s'il n'y avait la boîte à air.



Au banc d'essais, les motoristes peinent à reproduire le fonctionnement des admissions dynamiques. Les débits nécessaires pour maintenir une surpression sont énormes et demandent de gros investissements. Ici, les installations du Sert au Mans (Photo JFR).

4.11 LE RAPPORT VOLUMÉTRIQUE

Nous l'avons vu dès le chapitre 1, le rapport volumétrique conditionne de manière directe le rendement théorique du moteur. Plus il sera élevé, meilleur sera le rendement. Toutefois, point trop n'en faut. Comme avec le bon vin, il faut éviter les excès. Si l'on dépasse la limite, des phénomènes indésirables se produisent. Toute la subtilité consiste à flirter avec l'extrême, pour tirer le meilleur parti de l'énergie consommée. Malheureusement, il n'existe pas d'abaque indiquant le rapport volumétrique optimal pour un alésage ou une cylindrée donnée. Et pour cause, cela n'a pas de sens. Trop de paramètres sont à prendre en compte dans le déroulement d'une combustion, en particulier le taux de remplissage du moteur et le taux de turbulence du mélange que contient la chambre de combustion. Il faut donc savoir analyser les dysfonctionnements du moteur pour trouver les limites. Plus la pression de fin de compression est élevée, meilleur est le rendement.

Il ne faut toutefois pas atteindre l'allumage par compression. Ce phénomène peut se produire alors que la bougie a déjà fourni l'étincelle. En préparant un moteur, on augmente son taux de remplissage, ce qui signifie que la quantité de gaz comprimée va croissant. On distingue donc le rapport volumétrique et le taux de compression, qui prend en compte la quantité de gaz réellement admise, c'est-à-dire la pression initiale P_0 à la fermeture des soupapes. Ainsi, un diagramme de distribution très ouvert avec des RFA importants retarde le début réel de la phase de compression, ce qui se traduit par un abaissement du taux de compression réel. Les fuites de gaz frais par les segments sont aussi de nature à le réduire. En compétition, on peut augmenter sensiblement le rapport volumétrique dans la mesure où les phases à risque du type reprise pleine charge à très bas régime sont exclues. Les possibilités d'évolution du rapport volumétrique sont en fait fortement liées au

bon déroulement de la combustion. Nous en saurons donc plus en voyant les paramètres qui l'influencent.

La nature du carburant utilisé constitue un élément déterminant en ce qui concerne le rapport volumétrique. Toutefois, en raison des réglementations qui obligent à employer un carburant du commerce, nous ne traiterons pas ce problème. Une seule remarque quand même : l'indice d'octane caractérise la résistance d'un carburant à la détonation et donc à de forts taux de compression. En aucun cas un carburant ayant un plus fort indice d'octane ne délivrera plus de puissance qu'un autre. Il permettra seulement de comprimer plus son moteur sans ennui, ce qui améliore la puissance délivrée. Il faut donc intervenir sur le moteur pour en sentir le bénéfice. Ce seul changement de l'indice d'octane n'apporte rien, si ce n'est le risque d'être mis hors course. Les utilisateurs d'additifs frauduleux sont donc prévenus...

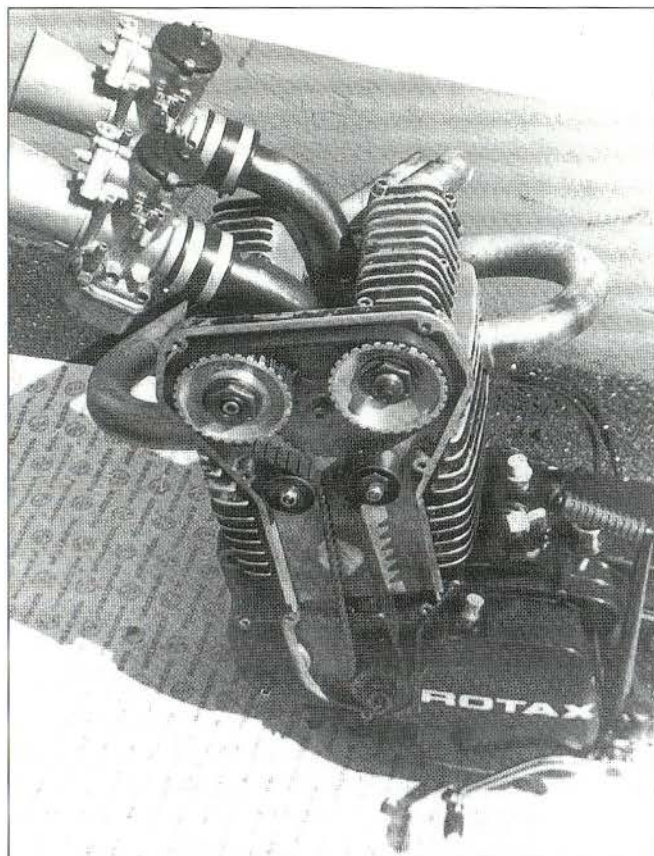
4.12 COMBUSTION ET ALLUMAGE

Une bonne combustion commence par un dosage air/carburant correct. Un mélange pauvre provoque un ralentissement sensible qui peut amener une détérioration importante du moteur (pistons percés, soupapes grillées, etc). La durée de combustion passe par un minimum pour une richesse comprise entre 1,2 et 1,3.

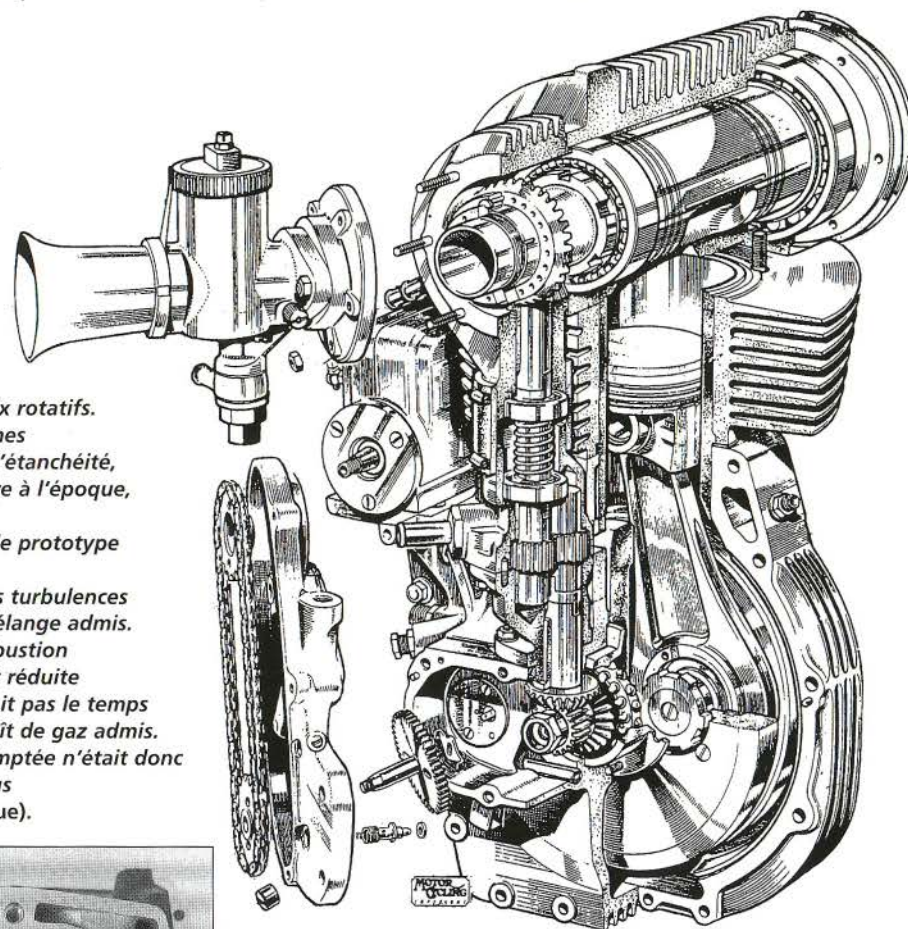
La turbulence du mélange est aussi un facteur déterminant. Ce paramètre souvent ignoré a pour-

tant expliqué l'échec de certains systèmes d'admission offrant un excellent taux de remplissage, en particulier les boisseaux rotatifs. La forme des conduits d'admission trop rectilignes et l'absence de perturbation engendrée par les soupapes (!) constituaient des tares insurmontables. Le moteur admettait plus de mélange, mais ne le brûlait pas. Certains en font aussi le reproche aux culasses Apfelbeck (voir figure page suivante) bien que ce

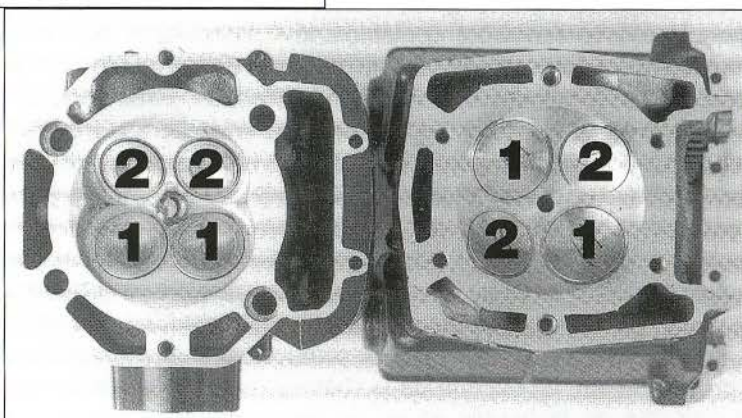
ne soit pas forcément vérifié, comme en témoignent les excellentes performances des BMR en championnat de supermonos. D'ailleurs, outre les soupapes croisées qui modifient effectivement les turbulences dans la chambre de combustion, les culasses Apfelbeck utilisent des soupapes radiales qui favorisent sensiblement la combustion, comme en témoignent les moteurs de F1 qui ont eux aussi retenu des culasses radiales.



Norton à boisseaux rotatifs. Outre des problèmes de surchauffe et d'étanchéité, difficiles à résoudre à l'époque, cette Norton qui resta à l'état de prototype était handicapée par les trop faibles turbulences qui agitaient le mélange admis. La vitesse de combustion était sensiblement réduite et le moteur n'avait pas le temps de brûler le surcroît de gaz admis. La puissance escomptée n'était donc pas au rendez-vous (Source Moto Revue).



Ce monocylindre Rotax conçu en Allemagne autour d'une culasse Apfelbeck restera sans lendemain. Remarquez les admissions centrales et les échappements croisés (Source Motor Buch Verlag).



Voici une superbe culasse développée selon le principe cher à Ludwig Apfelbeck. Elle présente des soupapes croisées et disposées radialement, ce qui permet de loger des diamètres plus importants dans un alésage donné (Source Motor Buch Verlag).
 1. Admission.
 2. Échappement.

Une présence importante de gaz brûlés du cycle précédent dans la chambre va bien sûr altérer la combustion. Ces gaz constituent des zones infranchissables par le front de flamme, qui voit sa progression stoppée ou entravée. Il faut donc veiller à un balayage correct entre deux cycles. C'est le rôle du croisement des soupapes, que réalise le diagramme de distribution. Même si cela est préjudiciable en termes de pollution et de consommation, on veillera à toujours disposer d'un croisement suffisant pour chasser tous les gaz brûlés. Un échappement trop bridé, offrant une forte contre-pression à la sortie des gaz, peut provoquer ce type de gêne et pénaliser les performances mais aussi la fiabilité de manière importante.

La température des gaz admis constitue aussi un élément déterminant. Plus ils sont chauds, plus la température de fin de compression sera élevée, ce qui favorise la détonation. Celle-ci intervient quand les conditions de pression et de température du mélange dépassent un certain seuil pendant une durée suffisante, appelée délai d'inflammation. Ces conditions peuvent être rencontrées lors du déroulement normal de la combustion. On a donc intérêt à ce que le front de flamme se propage rapidement pour qu'il atteigne les zones sensibles avant que le délai d'inflammation ne s'écoule. Sa vitesse varie entre 20 et 40 m/s. La turbulence du mélange, le bon dosage y sont favorables, mais la forme de la chambre de combustion est aussi fondamentale. Elle doit comprendre des zones de chasse (squish) qui propulsent le mélange vers la bougie à l'approche du PMH. Les importantes turbulences ainsi engendrées sont favorables à une bonne homogénéité du mélange qui brûlera d'autant mieux et d'autant plus rapidement. L'accroissement du régime de rotation augmentant le niveau de turbulence général, on constate une augmentation proportionnelle de la vitesse de combustion. Pas d'inquiétude donc : même à très haut régime, on a

toujours le temps de brûler le mélange, même sans trop augmenter l'avance. Avec des alésages proches de 95 mm, les F1 dépassent désormais 17 000 tr/min. Nous n'en sommes pas encore là ! La position de la bougie doit être la plus centrée possible pour rejoindre au plus vite les extrémités de la chambre. Les faibles alésages sont donc favorisés, mais en cas d'alésage important, on peut disposer plusieurs bougies pour réduire le chemin à parcourir par le front de flamme.

Toutes ces raisons expliquent les dangers des pleines charges à très bas régime. Les très fortes pressions, le manque de turbulences lié à la faible vitesse des gaz qui ralentissent la combustion sont très propices à la détonation. Ces conditions n'étant pas réalisées en course, on peut quasi systématiquement augmenter le rapport volumétrique d'un moteur de série sans danger, si ce n'est une réduction de la plage d'utilisation.

La combustion doit être courte et centrée par rapport au PMH, afin de se dérouler pendant que le déplacement du piston est faible, c'est-à-dire proche d'un volume constant (cf. chapitre 1). Le maximum du dégagement de chaleur doit se situer entre 5 et 10° après le PMH. En le retardant, on tombe très vite dans des zones où le piston amorce sa descente, ce qui entraîne une détente liée à l'augmentation de volume et donc une perte d'efficacité. On comprend aussi l'importance d'un bon refroidissement de la culasse pour réduire au maximum les échanges thermiques avec les parois qui vont, eux aussi, favoriser l'auto-allumage. La présence éventuelle de dépôts de calamine constitue un risque important, puisqu'ils peuvent être portés au rouge par les conditions de pression et température, ce qui provoque un allumage incontrôlé du mélange.

Compte tenu de tout ce que nous venons d'évoquer, il est logique que les accidents de combustion se produisent sur le pourtour de la chambre, c'est-à-dire loin de la bougie et en fin de

réaction dans les gaz "finaux", c'est-à-dire ceux qui brûlent en dernier. On en remarquera donc les séquelles sur les bords du piston.

Quand la charge de mélange résiduelle détone, c'est-à-dire que le front de flamme se déplace alors à une vitesse proche de celle du son, on remarque une détérioration de la surface du piston : une absence totale de calamine, des microtrous ou même un léger affaissement du rebord de la calotte qui peut aller jusqu'à entraver le libre déplacement du segment "coup de feu" dans sa gorge. Le joint de culasse et la culasse sont eux aussi invités à la noce...

Le cliquetis peut aussi être détecté au moyen de capteurs de type piézoélectriques, courants en automobile, en raison d'une fréquence fondamentale connue (entre 5 et 10 kHz). Il s'agit d'un disque en céramique fixé sur la culasse, que les vibrations du moteur compriment. Il développe alors une énergie électrique variable selon l'amplitude des vibrations. Le signal émis est ensuite traité (principalement filtré) par le boîtier d'injection/allumage qui, si besoin est, réduit l'avance à l'allumage pour abaisser les températures et les pressions dans la chambre. L'inconvénient est que l'on augmente aussi dangereusement les températures des gaz d'échappement.

De nos jours, les allumages sont tous électroniques, ce qui interdit toute intervention hormis un décalage total de l'avance. De nombreux boîtiers possèdent un limiteur de régime. Sur les machines sportives, il faut le remplacer par celui de la version "kit, ou full power", si l'on veut atteindre des régimes supérieurs. Dans certains cas, sous réserve de relever l'avance au moyen d'un stroboscope, on peut remplacer le boîtier d'un modèle par celui d'un autre présentant des caractéristiques plus intéressantes, en vérifiant bien sûr qu'il sont compatibles. Ceux qui en ont les moyens pourront s'offrir un combiné injection/allumage entièrement programmable.

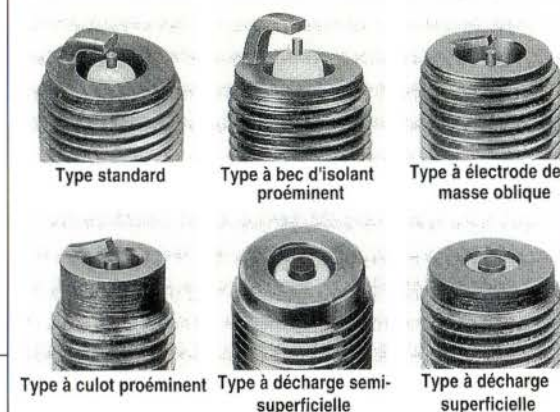
4.13 LES BOUGIES

Une bonne combustion passe forcément par une bougie adaptée au moteur. Le choix d'une bougie de compétition demande quelques notions de base que nous allons préciser.

Il est important de garder à l'esprit qu'il s'agit d'un organe du moteur particulièrement sollicité. Lors de la combustion, la bougie subit de fortes

pressions, environ 60 bars si la combustion est normale, des différences de température énormes, la porcelaine étant en contact avec l'extérieur d'un côté et avec les gaz brûlants qui atteignent jusqu'à 2500° de l'autre. Enfin, le tout s'accompagne de décharges électriques sous une tension de 20 000 à 30 000 volts.

■ Divers types de bougies de compétition



Embout terminal

Ondulations

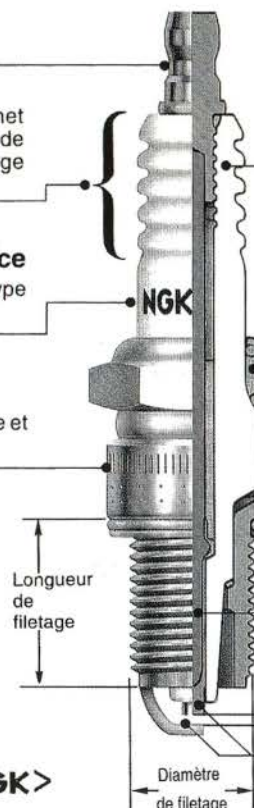
La présence de cinq nervures permet d'augmenter la distance d'isolation et de prévenir les phénomènes de décharge extérieure.

Marquage NGK et n° de référence

Le numéro de référence est fonction du type de moteur.

Culot

Surface traitée anti-corrosion par zingage et chromage.



<Structure d'une bougie NGK>

Isolant

Composé d'une céramique à haute teneur en alumine, il garantit une bonne isolation électrique, une forte résistance aux chocs thermiques et une excellente conductivité thermique que toute bougie de qualité doit être en mesure d'offrir.

Obturation avec poudre spéciale

Ce procédé assure une étanchéité parfaite et une construction des plus solides.

Joint

Bénéficiant d'une configuration spécialement étudiée, il permet d'éviter toute fuite de gaz de combustion.

Noyau en cuivre

Il est en mesure de dissiper rapidement de grandes quantités de chaleur, ce qui offre à la bougie une plage thermique ultra-large permettant un rendement optimal de celle-ci à bas ou haut régime du moteur.

Ecartement des électrodes

Electrodes centrale et de masse

Réalisées dans un alliage spécial à base de nickel, elles se caractérisent par une excellente résistance thermique et une endurance exceptionnelle.

Divers types de bougies de compétition. Les bougies de compétition ont en commun des électrodes fines qui favorisent la production d'une étincelle forte (Document NGK).

Constitution d'une bougie (Document NGK).

4.13.1 L'indice thermique

Il détermine la température de fonctionnement de la bougie. En fonction de la surface du bec isolant en contact avec les gaz brûlants, la bougie évacue plus ou moins et plus ou moins vite les calories dégagées par la combustion. La figure ci-dessous montre la différence entre une bougie froide et une bougie chaude. Si la surface de contact est importante, la bougie s'échauffe rapidement, ce qui peut provoquer des points chauds et causer la perforation du piston. Sur un moteur de course, on cherchera de préférence une évacuation rapide des calories qui abaisse la température de fonctionnement du moteur. L'augmentation du taux de compression, du remplissage, de l'avance et du régime de rotation induit des charges thermiques supérieures qui nécessitent une élévation de l'indice thermique d'origine. Toutefois, il ne faut pas tomber dans l'excès car une

bougie trop froide, fonctionnant à une température trop basse, a tendance à s'encrasser, ce qui provoque des dispersions électriques et empêche l'étincelle de se produire normalement. La température de fonctionnement idéale se situe dans une fourchette de 450° à presque 900° (870°). Entre ces deux limites, la bougie s'auto-nettoie.

4.13.2 Le choix des électrodes

Il existe une multitude de solutions proposées par les constructeurs pour améliorer l'allumage. Nous retiendrons en particulier :

Les gorges en V :

Elles permettent à l'étincelle de jaillir en périphérie de l'électrode, ce qui se traduit un meilleur allumage, même en mélange pauvre, et requiert

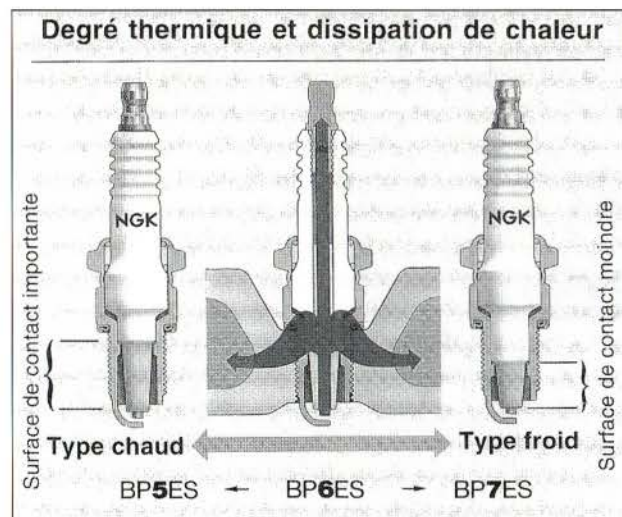
une tension d'allumage plus faible de presque 10 %. Elles se rapprochent des performances des électrodes centrales très fines, pour un coût moindre. Un bon compromis sur route.

Les électrodes centrales fines

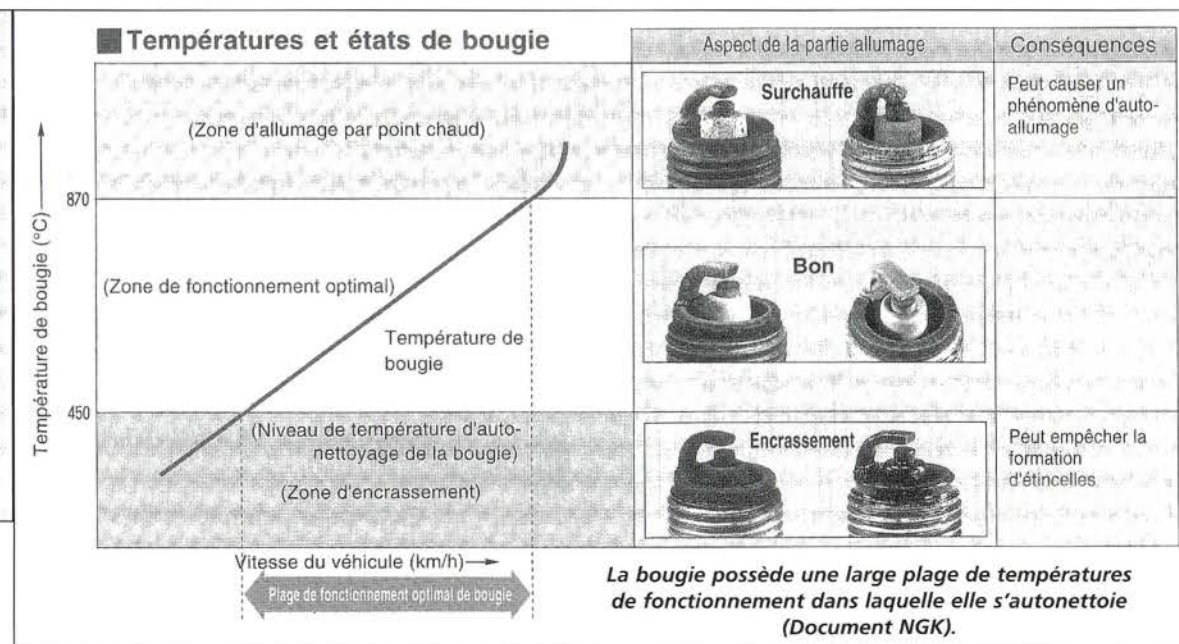
Elles favorisent la production de l'étincelle, allant jusqu'à réduire de 20 % la tension requise. Reprises et démarrage s'en trouvent améliorées, la consommation de carburant abaissée. C'est l'archétype de la bougie de compétition, souvent malheureusement relativement chère, mais d'une durée de vie supérieure grâce à l'emploi d'électrodes en métaux précieux.

Les bougies à décharge semisuperficielle

Elles sont dotées d'une structure permettant le jaillissement latéral de l'étincelle afin de net-



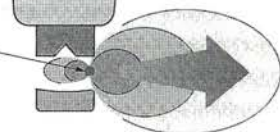
Plus la surface en contact avec la flamme est grande, plus la bougie est chaude. On risque alors une surchauffe du piston. Au contraire, si elle est trop froide, elle s'encrasse vite et la puissance chute (Document NGK).





Les électrodes en V ont une étincelle périphérique qui favorise la combustion (Document NGK).

Point de départ de flamme



(La flamme se trouve générée à la périphérie de l'électrode centrale et se propage amplement vers l'extérieur.)

« Sigle caractéristique attribué à une bougie à gorge en V »

BP5E Y

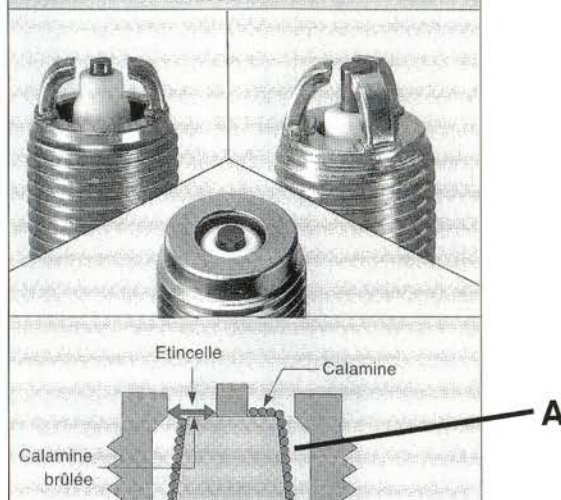
Bougie à gorge en V (avec électrode centrale dotée d'une gorge présentant un angle de 90°)

■ Comparaison de tension d'allumage (tension requise)

	Tension d'allumage (kV)		
	Bon ← 10	15	20
Bougie à gorge en V			
Bougie standard			

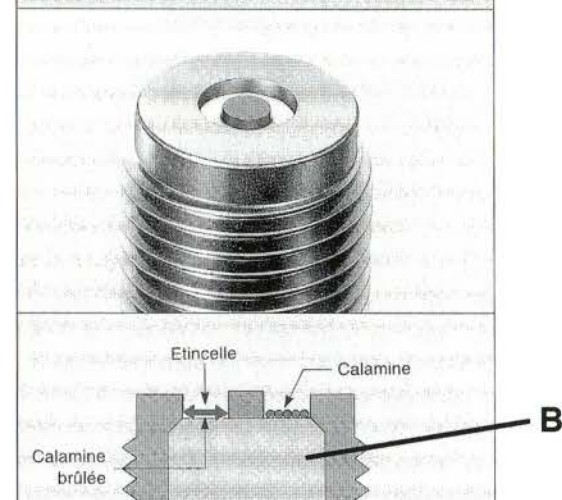
toyer l'isolant en brûlant la calamine sur son passage. De fait, la résistance à l'encrassement est supérieure. Ceci s'avère utile sur des bougies très froides, particulièrement sensibles à l'encrassement, entre autres lors du démarrage à froid du moteur.

Type à décharge semi-superficielle

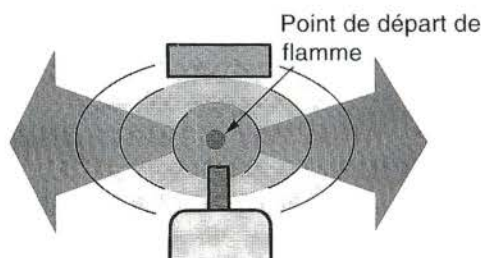


Les bougies à décharge semisuperficielle utilisent l'énergie de l'étincelle pour brûler la calamine (Document NGK).

Type à décharge superficielle



Les bougies à décharge superficielle sont totalement "fermées à la flamme" qui ne peut pas pénétrer au niveau de l'isolant. La production de l'étincelle nettoie la calamine de cette bougie extrêmement froide (Document NGK).



Les électrodes centrales de petit diamètre offrent un excellent rendement d'étincelle. Elles sont souvent plus chères car constituées de métaux précieux (Document NGK).

		Type VX	Type V
Forme de la partie allumage			
Electrode centrale	Diamètre (mm)	0.8	1.0
	Matière	Platine	Palladium/or
Forme de l'électrode de masse		Pointe d'électrode à section conique	

course d'endurance par exemple. Quelles que soient les conditions et les vibrations, l'électrode de masse ne cassera pas ou ne se dessoudera pas, avec les conséquences que l'on peut imaginer. L'absence d'espace vide entre la porcelaine et l'électrode de masse confère un caractère très froid à cette bougie n'ayant que très peu de surface en contact avec la flamme. Elle est donc encore plus sensible à l'encrassement.

Faut-il avoir peur des bougies à résistance ?

Elles sont conçues à l'origine pour atténuer les parasites électriques. On peut penser que c'est inutile sur une moto de compétition, qui n'est certes pas équipée d'un autoradio. La venue d'équipements électroniques toujours plus nombreux engendre une plus forte sensibilité au parasitage. L'injection ou les carburateurs munis de TPS (Throttle Position Sensor, ou capteur de position papillon) peuvent être perturbés par les "bruits" de l'allumage. Il faut donc en tenir compte. En termes de puissance délivrée par le moteur, à forme d'électrode identique, il n'y a aucune différence notable.

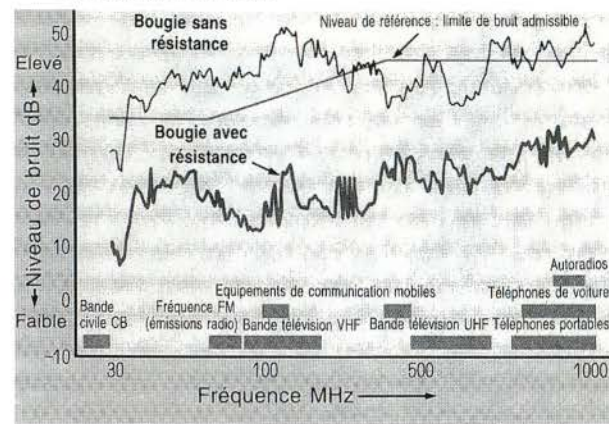
● Couples de serrage

Diamètre de filetage	Couple de serrage
18mm	3,5-4 m·kg
14mm	2,5-3 m·kg
12mm	1,5-2 m·kg
10mm	1-1,2 m·kg
8mm	0,8-1 m·kg

Tableau des couples de serrage en fonction du diamètre de culot (Document NGK).

Chaque constructeur a sa propre nomenclature de bougies. La tableau qui suit donne celle de NGK, ce qui peut vous fournir des indications précieuses lors de la recherche d'une équivalence.

■ Efficacité des bougies à résistance incorporée en terme d'atténuation du bruit



Résistance en céramique d'une capacité de 5 kΩ

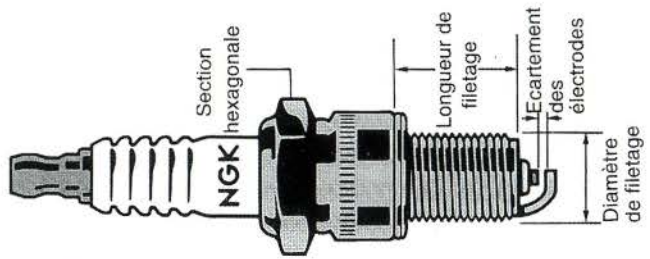
« Sigle caractéristique attribué à une bougie à résistance incorporée »

BP R 5ES

→ Bougie à résistance incorporée

On voit ici la constitution d'une bougie à résistance incorporée. Elle sert à réduire les parasites de l'allumage. Elle est aussi efficace qu'une bougie classique, ce qui n'en fait pas pour autant une vraie bougie de compétition à électrode fine par exemple (Document NGK).

B	P	5	E	S	-11
Diamètre de filetage A 18mm B 14mm C 10mm D 12mm E 8mm BC 14mm (Diamètre de section hexagonale 16 mm)	Configuration et caractéristiques P Type à bec d'isolant prééminent R Type à résistance incorporée U Type à décharge superficielle ou semi-superficielle	Degré thermique 2 Type chaud 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 Type froid	Longueur de filetage E 19,0mm H 12,7mm	Configuration et caractéristiques S Type standard Y Type à électrode centrale à gorge en V V Type à électrode centrale constituée de métaux précieux VX Type VX K Type à deux électrodes de masse M Type à deux électrodes de masse (pour moteurs rotatifs) Q Type à quatre électrodes de masse (pour moteurs rotatifs) B Type pour moteurs CVCC J Type à deux électrodes de masse obliques A Type spécial C Type à électrode de masse oblique	Ecartement des électrodes 9 0,9mm 10 1,0mm 11 1,1mm 13 1,3mm -L ... Degré thermique intermédiaire -N ... Electrode de masse de dimensions spéciales
BK Type BCP classé suivant les normes ISO. La longueur comprise entre le siège de joint et l'embout terminal de la bougie aux normes est cependant inférieure de 2,5 mm par rapport à celle du type BCP.					



P	F	R	5	A	-11
P: Type en platine Z: Type prééminent	(Diamètre et longueur de filetage et diamètre de section hexagonale) F : $\phi 14 \times 19$ mm G : $\phi 14 \times 19$ mm J : $\phi 12 \times 19$ mm L : $\phi 10 \times 12,7$ mm Section hexagonale 16mm	R : Type à résistance incorporée	Degré thermique 5 Type chaud 6 7 Type froid	A, B, C, ... Autres sigles	Ecartement des électrodes -11 : 1,1 mm

B	R	E	5	2	7	Y	-11
Diamètre de filetage B : 14mm	R : Type à résistance incorporée	Longueur de filetage E : 19mm	Degré thermique	(Longueur de la partie prééminente d'isolant) 2 : 2,5mm	Position d'allumage 7 : 7,0mm 9 : 9,5mm	Y : Electrode centrale à gorge en V	Ecartement des électrodes -11 : 1,1 mm

Exemple de nomenclature des bougies du fabricant NGK. Dans certains cas, cela peut aider à déterminer ou à valider une équivalence (Document NGK).

Chapitre 5

LA DISTRIBUTION

INTRODUCTION

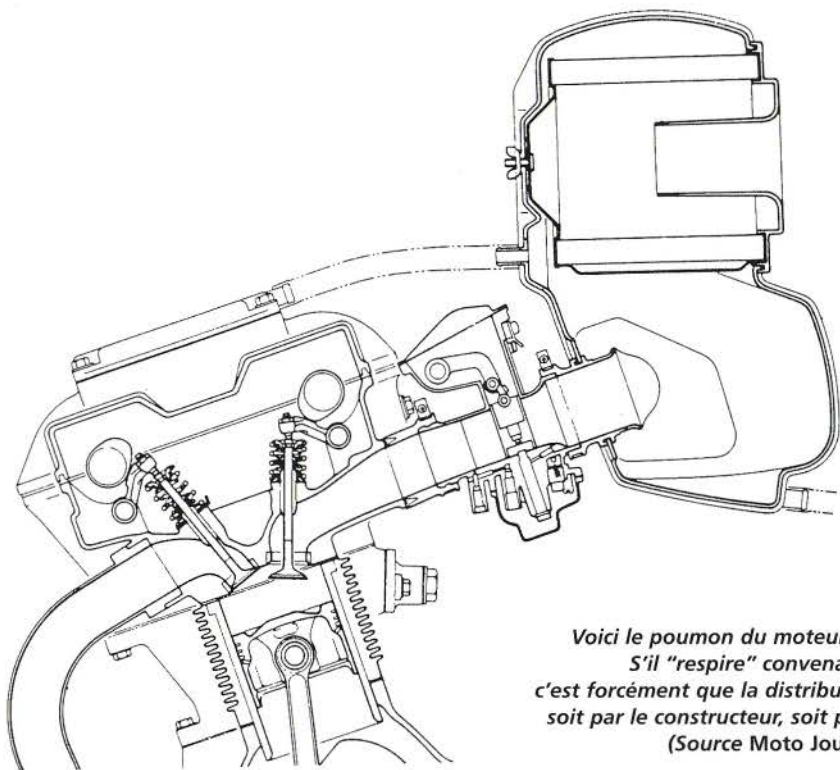
C'est l'élément primordial de la préparation du moteur. La loi de levée de soupape influe de manière très importante sur le comportement moteur. Malheureusement, la détermination d'une loi de levée optimisée relève des connaissances d'un ingénieur de bon niveau, ce qui rend difficile le travail de l'amateur. Il se trouve alors souvent réduit au rôle d'utilisateur ou de client,

sans maîtriser parfaitement toutes les données du problème. L'étude et la réalisation d'une loi de levée et d'une came demande une bonne dose de connaissances et de matériel, à commencer par un outil informatique performant sur lequel tourne un logiciel de calcul dédié. Ensuite, il faudra faire appel à des moyens d'usinage pointus. Assurément un métier de spécialistes. La parfaite maîtrise de ce

domaine reste l'apanage des constructeurs et de quelques préparateurs (souvent automobile, car il y a plus de d'argent) qui ont investi en moyens d'étude et de réalisation. L'objet de cet ouvrage n'étant pas de vous transformer en ingénieurs "ès distributions", nous nous bornerons à vous fournir les données de base de cette technique afin de pouvoir dialoguer de manière intelligible avec un spécialiste, bien lui expliquer vos critères et vos besoins, ou encore évaluer les qualités du matériel qu'on vous propose. Pas de grandes théories "fumeuses" de toute façon difficilement exploitables.

Nous retrouverons donc les notions de déplacement, vitesse et accélération, que nous avons traitées à propos des pistons et qui s'appliquent parfaitement aux soupapes. Nous évoquerons ensuite l'efficacité d'un profil et les problèmes d'ouverture et de diagrammes (calage). Enfin, nous ferons l'inventaire des différents mécanismes de commande de la soupape, avec leurs particularités.

Le but de la distribution est de commander le mouvement des soupapes afin d'assurer un remplissage optimal du moteur, tout au moins en ce qui nous concerne. Pour un constructeur automobile par exemple, le but peut être aussi de réduire la consommation ou les émissions polluantes. En compétition, nous tâcherons d'ouvrir les soupapes le plus vite et le plus grand possible. Très vite, nous allons buter sur les mêmes problèmes qu'en faisant prendre des tours au moteur. Le mouvement de va-et-vient de la soupape génère des efforts



*Voici le poumon du moteur quatre temps.
S'il "respire" convenablement,
c'est forcément que la distribution a été soignée,
soit par le constructeur, soit par le préparateur
(Source Moto Journal).*

d'inertie qui augmentent avec le carré du régime. Que l'on cherche à augmenter le régime de rotation ou la levée maxi, on en revient toujours au même problème : le risque d'affolement des soupapes.

Derrière cette expression se cachent les limites du mécanisme de commande, qui ne contrôle plus totalement les déplacements de ladite soupape au moment de sa décélération.

Voyons donc pour commencer les différentes phases de la levée de soupape. Pour ne pas nous y perdre, nous considérerons un système à attaque directe, c'est-à-dire avec une came agissant directement sur la soupape, sans système de démultiplication intermédiaire (basculeur ou autre).

D'abord, chacun sait que pour un fonctionnement correct, il faut du jeu au niveau des soupapes. On prend ainsi en compte les échauffements et les dilatations naturelles qui en découlent. À défaut, la soupape dilatée resterait ouverte en permanence et grillerait sous l'effet de la combustion. La came comporte donc une "rampe de silence" destinée à rattraper le jeu de manière progressive pour réduire les bruits de fonctionnement, mais aussi les chocs et donc les contraintes mécaniques en début de levée. Cette zone est d'ailleurs précédée d'un raccordement avec le rayon de base de la came. Ensuite, on trouve une zone d'accélération positive qui met la soupape en vitesse. La dernière zone est dite d'accélération négative. En effet, la soupape ayant un mouvement de va-et-vient, il faut vite la ralentir pour qu'elle s'arrête et change de sens de manière la plus progressive possible. On en arrive ainsi à la détermination des critères d'élaboration d'une levée de soupape.

5.1 LA LOI DE LEVÉE IDÉALE

C'est un peu la quête du saint Graal, ou la quadrature du cercle qu'il faudrait réaliser, tant les critères de bon fonctionnement et les impératifs imposés par la physique ou l'environnement sont contradictoires.

Le motoriste souhaite donc des soupapes qui s'ouvrent le plus vite et le plus haut possible. Passons en revue les contraintes qui empêchent d'atteindre cet idéal.

Les accélérations subies par la soupape et ses accessoires doivent être supportables. On entend par supportable, un suivi du profil quel que soit le régime (pas d'affolement), une usure des pièces pas trop rapide et pas de rupture, des ressorts en particulier.

La loi de came doit aussi servir l'acoustique du moteur pour favoriser l'expulsion des gaz brûlés et l'admission des gaz frais, comme nous le verrons plus loin. En conséquence, la définition des angles d'ouverture et de fermeture doit prendre en compte ces impératifs, ce qui sur des moteurs très optimisés peut imposer des levées ayant de fortes dissymétries. En effet, lors du croisement, le piston est au PMH, ce qui complique encore un peu plus l'élaboration de la loi, car on doit respecter un jeu piston/soupapes minimal. En l'occurrence environ 1 mm à l'admission et environ 2 mm à l'échappement, là où les risques de décollement de la came sont plus forts puisque l'on est en fermeture.

L'étalement de la loi, c'est-à-dire la durée totale d'ouverture, n'est pas une fin en soit. En

augmentant les levées, on améliore suffisamment le remplissage pour qu'il ne soit pas nécessaire d'augmenter aussi l'étalement. Mais cette augmentation doit plus être vue comme une conséquence, car pour lever plus haut, il faut accélérer plus fort (en positif ou en négatif), ce qui est d'autant plus délicat que le régime de rotation augmente. En pratique, on constate que plus le moteur tourne doucement, plus il accepte des lois de cames "efficaces", que l'on attribue d'ordinaire aux moteurs performants. En fait, les accélérations de soupape importantes peuvent être liées au profil de la came, ou aux régimes élevés, car ils induisent des variations rapides de l'angle de came. La définition optimale relève donc une nouvelle fois de l'art du compromis qui consiste à diminuer le moins possible les accélérations intrinsèques du profil pour supporter les accélérations induites par les hauts régimes. Ces dernières sont exprimées en millimètres par degré carré. Un profil de came "efficace" impose donc une forte variation du nombre de millimètres par degré, alors que les hauts régimes amènent une évolution rapide du nombre de degrés par seconde. Dans tous les cas, le résultat global exprimé en millimètres par seconde carrée est à la hausse et c'est lui qui impose les contraintes au reste de la distribution.

Pour diminuer les accélérations, quand on augmente le régime et la levée, on n'a d'autre recours que d'augmenter le temps d'ouverture de la soupape pour disposer de plus de temps pour la refermer de manière progressive. C'est pourquoi les arbres à cames prévus pour tourner à haut régime ont souvent des étalements plus importants que

ceux des moteurs qui tournent moins vite. Ils sont donc moins "efficaces" ! Certes la notion du temps de remplissage influe, mais, nous l'avons vu, l'accroissement de la levée compense assez facilement ce problème. L'inconvénient d'un étalement important vient du refoulement potentiel des gaz frais qu'il induit. L'ouverture de la soupape d'admission bien au-delà du PMB offre une possibilité de retour des gaz, qui sont repoussés par la remontée du piston une fois les effets d'inertie de la colonne gazeuse terminés. On en arrive donc à une loi idéale dissymétrique.

L'ouverture d'échappement est brutale pour profiter au maximum de la détente, mais offrir une section suffisante très rapidement afin de favoriser l'évacuation des gaz brûlés.

Ensuite vient l'ouverture admission, qui se produit assez tôt pour profiter de l'acoustique et assurer un balayage parfait des derniers gaz brûlés (très gênants lors de la combustion suivante et occupant inutilement la place de gaz frais). Compte tenu de la position du piston au voisinage du PMH, la soupape d'admission va s'ouvrir lentement. Le but est alors ne pas heurter le piston et de ne pas être obligé d'y pratiquer de trop fortes encoches, ce qui nuit à la fois à sa solidité et au taux de compression.

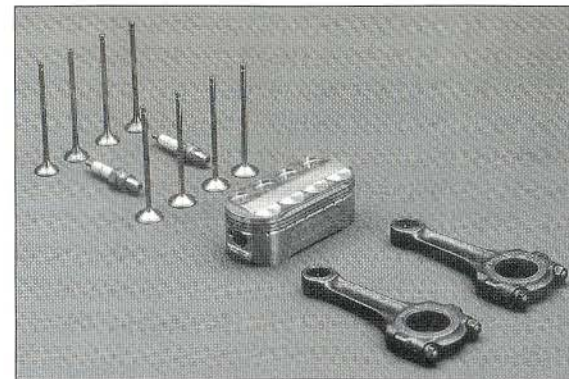
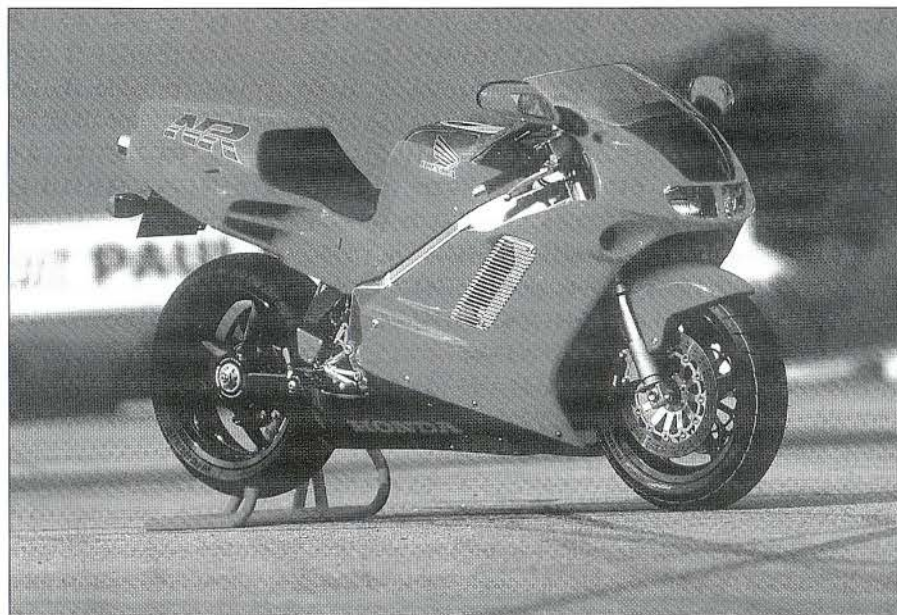
Une fois le PMH passée la fermeture d'échappement intervient en pente douce pour éviter les risques d'affolement, particulièrement dangereux dans cette zone, et pour permettre l'évacuation des derniers gaz brûlés, sans trop perdre de gaz frais grâce aux effets acoustiques.

Enfin, passé le PMH, la soupape d'admission s'ouvre le plus vite possible au maximum, pour se refermer aussi brutalement après le PMB afin de

profiter là encore de l'inertie des gaz, mais aussi d'en éviter le refoulement.

Pour combattre l'affolement tout en améliorant le remplissage, on dispose d'un panel de solutions diverses. En premier lieu, les ressorts plus durs, ou les cales de précontrainte; nous en reparlerons d'ailleurs au chapitre 5. On peut aussi chercher à améliorer le remplissage en augmentant le diamètre des soupapes, sans trop augmenter leur levée. C'est séduisant, mais il y a deux écueils à cette hypothèse :

- les grosses soupapes sont plus lourdes et s'affolent donc plus vite;
- pour profiter au mieux d'une grosse soupape, il faut que la levée maxi soit proportionnelle à son diamètre, soit environ $1/3$. Pour un bénéfice optimal, la solution doit être combinée avec une levée accrue, ce qui augmente encore les risques d'affolement !



Équipage mobile d'une Honda NR750.

Les minuscules soupapes de ce moteur à "pistons ovales" permettaient d'atteindre des régimes extrêmes sans affolement. La 500 pouvait tourner à 22 000 tr/min. En 1980, cette manière d'aborder le problème était techniquement très osée.

Aujourd'hui et encore plus demain, on retiendrait sans doute un rappel pneumatique des soupapes, comme en F1.

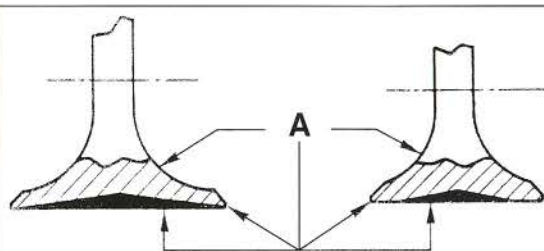
Honda NR750. Chefs-d'œuvre de technologie, les NR 500 et 750 sont le fruit d'une tentative de Honda pour contrer les deux-temps en Grands Prix. Au chapitre de la distribution, on retiendra surtout la culasse à huit soupapes, qui offrait de très faibles masses unitaires, et une forte perméabilité grâce à une section de passage importante.

On peut aussi chercher à diminuer la masse des soupapes. C'est possible de différentes manières.

En augmentant leur nombre, c'est la raison d'être des culasses à trois, quatre, cinq, six voire huit soupapes (Honda 500 et 750 NR) !

On réduit ainsi la masse unitaire, ce qui amène les problèmes d'affolement. À noter qu'au-delà de quatre soupapes, les résultats ne semblent pas montrer d'amélioration flagrante des performances, en termes de remplissage moteur.

Pour le préparateur, la réduction de la masse des soupapes et des accessoires de distribution passe plus par l'emploi du titane s'il est autorisé ou l'allègement, qui n'est pas forcément facilement réalisable compte tenu du moteur que l'on prépare. La figure ci-dessous montre des zones potentielles d'allègement. Cet aspect est développé au chapitre 7 sur l'augmentation du régime.



L'allègement des soupapes est parfois possible.

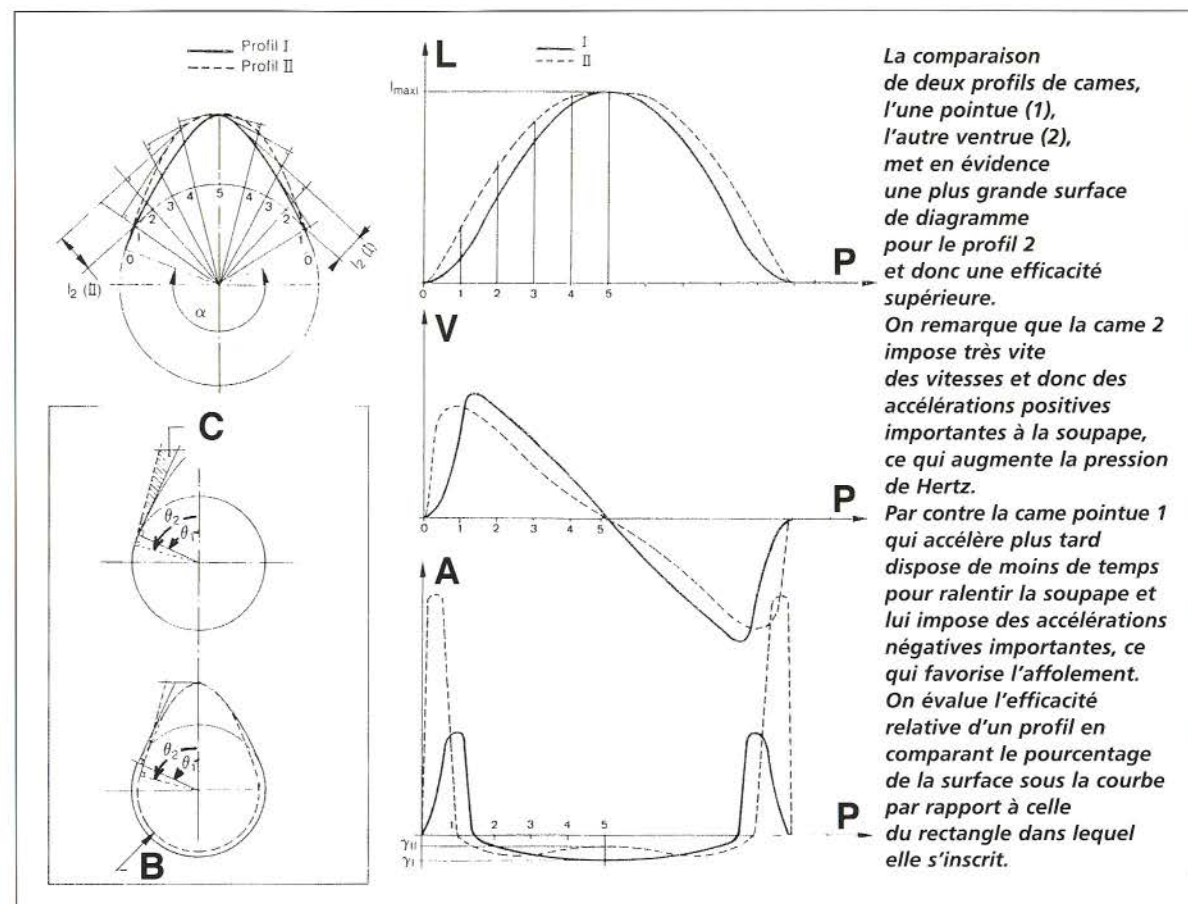
À l'admission, on pourra décoller la partie de la tige qui dépasse du guide et creuser la tulipe afin de l'aplatir, ce qui semble conjuguer réduction de masse et amélioration du débit.

À l'échappement, on pourra légèrement creuser le dessous de la tulipe et polir l'ensemble ce qui permet quelques gains et réduit l'accrochage de la calamine (qui peut alourdir la soupape).

5.2 L'EFFICACITÉ DU PROFIL

Contrairement aux lumières d'un deux-temps qui s'ouvrent et se ferment très rapidement, car elles sont découvertes par le passage du piston, les soupapes agissent en douceur, si l'on peut s'exprimer ainsi, compte tenu des niveaux d'accélération et de contrainte atteints.

Concrètement, la loi de levée ressemble à une demi-cloche dont on évalue l'efficacité en comparant sa surface à celle du rectangle dans lequel elle s'inscrit, c'est-à-dire que sa hauteur est celle du sommet de la cloche (levée maxi) et sa base sa durée angulaire (angle d'ouverture). On la com-



pare en quelque sorte à une lumière dont l'ouverture serait instantanée. En général, l'efficacité maxi dépasse rarement les 60 %. Notez qu'auparavant on raisonnait volontiers sur la base d'une demi-cloche, car les levées étaient symétriques. Désormais, l'optimisation de la distribution implique une dissymétrie de la loi de levée qui modifie le mode de calcul. Dans le cas d'une loi parfaitement symétrique, il n'y aura bien sûr aucune différence sur le résultat si l'on se contente d'en considérer la moitié. Comme nous l'avons expliqué, plus le régime d'utilisation monte, moins les accélérations doivent être brutales, ce qui se traduit par une réduction de l'efficacité. La loi d'un moteur de course peut être moins efficace que celle d'un moteur de série ! Un paradoxe de plus dans ce sujet déjà difficile d'accès au néophyte. La surface de la cloche se calcule au moyen d'une intégrale. Si l'on dispose d'un arbre à cames, sans en avoir la courbe de levée, on pourra la relever comme indiqué plus loin, puis rentrer les valeurs dans un tableur informatique (Excel par exemple) qui calculera facilement l'aire sous la courbe. Il ne reste plus ensuite qu'à la comparer au produit de la levée maxi par l'étalement, qui constitue la surface de référence en termes d'efficacité, puisqu'il s'agit de la surface du rectangle dans lequel s'inscrit la courbe. On conçoit que le risque d'effolement, c'est-à-dire de décollement de la came, se situe dans la zone d'accélération négative de la soupape. C'est ici que le rappel peut faire défaut si l'inertie de la soupape et de ses accessoires en phase de ralentissement dépasse la force du ressort. On a donc intérêt à étaler dans le temps cette phase afin de la rendre la plus progressive possible. Tout l'art du motoriste consistera donc à ouvrir la soupape le plus vite possible dans la zone d'accélération positive, pour disposer d'un temps suffisant pour ensuite la ralentir avant l'arrêt à levée maxi et l'inversion du

mouvement (fig. 5.5). Les limites de ce procédé sont d'ordre mécanique. Une très forte accélération de la soupape se traduit par des efforts très importants ($F=MG$). Tout le problème est de savoir si la distribution peut les supporter. La rigidité des différents composants peut être mise à mal, de même que la pression de contact au niveau de la came peut être trop importante, risquant de provoquer un écrouissage rapide des matériaux. Ceci nous rappelle donc que la rigidité de la ligne d'arbre n'est pas un vain mot, et que dans la mesure du possible on utilisera un arbre à cames de diamètre important, solidement maintenu par ses paliers. Sans systématiquement

accroître les frottements, on pourra le cas échéant rajouter des paliers si nécessaire, ou tout au moins renforcer ceux qui existent. Les éventuels culbuteurs peuvent aussi souffrir de cames offrant de trop vives accélérations, allant jusqu'à la rupture en fatigue. Nous verrons au chapitre 5 qu'il est bon de les polir ou de les microbiller pour qu'ils supportent mieux le traitement de choc qui leur est imposé. Se méfier donc des arbres à cames aux levées mirifiques : ils peuvent très vite provoquer de la casse. Même s'ils sont assortis de ressorts adaptés, il n'est pas du tout certain que le reste du moteur tienne la cadence, en particulier à haut régime.

5.3 LES RESSORTS

Un ressort se définit en particulier par sa raideur, qui est une donnée de construction immuable. L'interposition de cales sous le ressort ne fait que modifier l'effort initial nécessaire à l'enfoncement, mais pas la valeur de la raideur. Dans le cadre d'une préparation, on se rappellera qu'à la levée maxi, il est préférable de ne pas approcher de plus de 1,5 à 2 mm la course maximale du ressort avant le blocage en spires jointives.

L'expression de la raideur d'un ressort est :

$$K = \frac{F}{x} = \frac{Gd^4}{8nDm^3}$$

ou d est le diamètre du fil, Dm le diamètre moyen d'enroulement, G le module d'élasticité transversal (environ 81 000 N/mm² pour l'acier, N le nombre de spires.

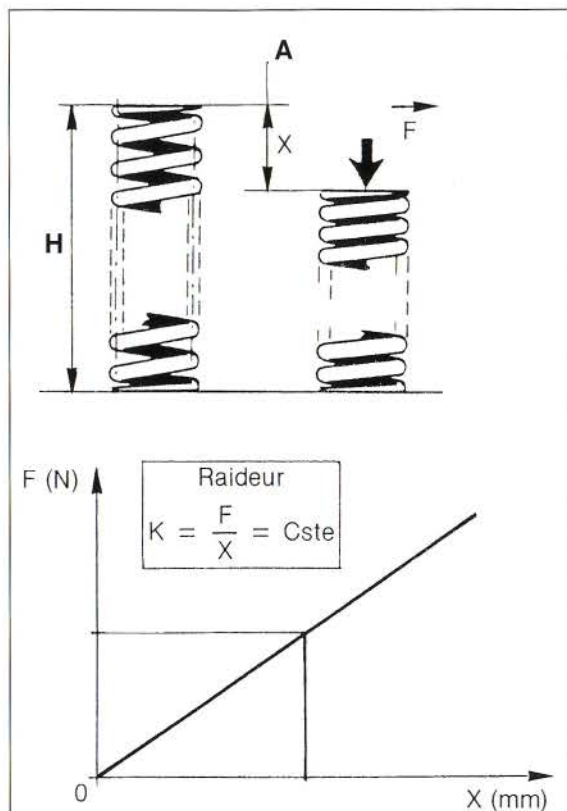
On y remarque l'influence importante du diamètre du fil qui intervient élevé à la puissance 4. Concrètement, cela signifie que s'il augmente de 10 %, la raideur, elle, augmente de presque 50 % (46 % exactement).

Le nombre de spires, comme le diamètre d'enroulement, sont de nature à diminuer la raideur du ressort puisqu'ils constituent un facteur d'allongement du fil.

Ainsi, pour un effort donné, la torsion par unité de longueur est réduite, ce qui diminue l'effort de rappel. Le taux de travail d'un ressort est à prendre en compte, particulièrement pour des ressorts de soupape qui travaillent à des fréquences (régimes) élevés.

$$T = \frac{8 \cdot K \cdot Dm}{\pi d^3} \cdot F$$

Comme on pouvait s'en douter, un diamètre d'enroulement important réduit les contraintes, tout comme un fil épais. Dans la mesure du possible, on cherchera donc à augmenter le diamètre extérieur ainsi que celui du fil. Cela favorise le montage de deux, voire trois ressorts concen-



S'il est à pas constant, le ressort réagit linéairement en fonction de l'enfoncement qu'il subit.

L'effort de rappel qu'il fournit est égal à la somme de la précontrainte (longueur libre moins longueur en place) plus la levée maxi (en millimètres ou en mètre selon l'unité de la raideur) multipliée par la raideur exprimée en N/mm ou en N/m.

triques. Attention toutefois : la demi-masse des ressorts est prise en compte dans le calcul du régime d'affolement, un peu comme une bielle par exemple dont on décompose les mouvements en deux. Une extrémité se déplace avec la soupape et est donc entièrement mobile, alors que l'autre est immobile en appui sur la culasse. On est donc obligé de travailler avec des ressorts subissant de fortes contraintes, car ils présentent un meilleur rapport masse/rigidité.

La détermination de la raideur optimale d'un ressort passe par la définition de la garde à l'affolement, qui consiste à calculer la force de rappel maximale à fournir compte tenu des masses et des accélérations en jeu ($F = M \times G$) et à lui ajouter une marge de 10 %, pour prévenir toute anomalie éventuelle (rétrogradage en surrégime par exemple). Pour un effort de rappel maxi de 700 N, on choisira donc un ressort capable de fournir 770 N à la levée maxi. Cet effort est obtenu par la conjonction de la raideur et de la précharge. Plus la raideur du ressort est élevée, plus la précharge et plus sa masse seront faibles, à iso-effort maxi. Mais en réduisant trop la précharge, on diminue fortement les efforts de rappel aux faibles levées, ce qui risque alors de provoquer de "l'affolement de front montant". Cette expression désigne un décollement de la soupape dès les premières décélérations, alors que la soupape est encore en phase d'ouverture, mais déjà en train de ralentir le mouvement pour préparer l'arrêt total à la levée maxi.

Les ressorts soumis à de trop fortes accélérations positives peuvent casser ou entrer en vibration, en particulier si des harmoniques vibratoires atteignent leur fréquence propre. La diminution de la raideur réduit la fréquence propre ce qui abaisse le régime d'affolement du ressort...

Pour des fortes levées et de très hauts régimes, les ressorts peuvent s'avérer insuffisants. À titre d'exemple, sur les moteurs de F1, les levées atteignent 15 à 16 mm pour des diamètres de soupape d'environ 40 mm et des alésages un peu inférieurs à 100 mm. Les régimes de rotation sont d'environ 17000 tr/min. De tels résultats ne sont possibles qu'avec un rappel pneumatique des soupapes. Aucun ressort ne supporterait un tel traitement.

Avant l'ère des distributions pneumatiques, des essais ont montré de manière flagrante les limites des ressorts. La puissance étant obtenue par les hauts régimes, on s'est aperçu que pour atteindre les 16000 tr/min sur un moteur trois litres, il fallait impérativement réduire la levée maxi à 12 mm, faute de quoi l'on risquait l'affolement et la rupture, malgré les soupapes en titane. Quand on se contentait de faire tourner ce même moteur à 15000 tr/min, on pouvait lever les soupapes à 13 mm. La réduction de la levée provoquait une baisse énorme du remplissage et perdait tout le bénéfice du régime supérieur...

La solution fut pneumatique plus que desmodromique, mais nous en reparlerons plus loin à propos des mécanismes de commande.

Dernier point à propos des fortes accélérations et des ressorts de rappel très raides. La soupape peut finir par rebondir sur son siège lors de la fermeture, ce qui pose nombre de problèmes : vibrations, fuites lors de la compression, accrochage des soupapes entre elles, ou encore avec le piston. Dans ce domaine, on retiendra l'usage des sièges en bronze béryllium qui amortissent bien le choc lors de la fermeture de la soupape. Toutefois, on les apprécie surtout pour leur excellente conductibilité thermique qui réduit donc les échauffements de soupape.

5.4 LA PRESSION DE HERTZ

Les fortes décélérations induisent de faibles rayons de came, ce qui réduit la surface de contact et donc provoque des usures très importantes. On le visualise mieux en amplifiant exagérément les phénomènes.

Imaginons une soupape ouverte qui se ferme très brutalement. La came qui la commande aura une pente très abrupte, ce qui se traduit par un rayon très court. Plus le rayon est grand, plus la surface de contact est grande. À la limite, s'il est infini, la came est plate et la surface de contact immense. S'il est faible, c'est le contraire : la surface est très réduite et donc la pression de contact augmente.

Les ingénieurs calculent la pression de Hertz pour contrôler les contraintes subies au niveau du contact came/poussoir ou culbuteur, mais son expression n'est pas d'un emploi très aisé.

$$P_m = 0,041 \frac{\sqrt{F_{\max} \cdot E}}{L \cdot R_c}$$

ou E est le module d'élasticité longitudinal des matériaux (210 000 N/mm², pour l'acier), F l'effort appliqué en N, L la largeur de la came, R_c le rayon de courbure de la came.

Cette formule très simplifiée n'est valable que statiquement, car elle ne prend pas en compte la vitesse de glissement.

On retiendra surtout qu'il est préférable de ne pas dépasser 150 daN/mm² et que la limite supérieure se situe à 200 daN/mm² sur des moteurs très poussés, cette dernière valeur nécessitant des

traitements et des matériaux coûteux. En série, un moteur se contente d'une pression de Hertz de 50 à 60 daN/mm² s'il est culbuté et peut atteindre 80 daN/mm² sur un moteur à poussoirs et attaque directe. En effet, on dispose d'une surface irradiée plus grande et donc plus favorable à l'évacuation des calories. De plus, la rotation naturelle du poussoir réduit les risques d'échauffement localisés.

Paradoxalement, c'est au ralenti que la pression de Hertz est la plus élevée. Ceci s'explique par les plus faibles efforts d'inertie de la distribution, qui ne viennent donc pas contrecarrer la forte pression des ressorts au sommet de la came. Plus le régime monte, plus la tendance au décollement soulage la pression sur le nez de came. On évitera donc les stations prolongées au ralenti pour les moteurs munis d'arbres à cames très "sévères". D'une manière générale, d'ailleurs, ce type de moteur tient mal le ralenti en raison de diagrammes de distribution inadaptés, comme nous le verrons plus loin. Sur ce genre de moteur, un temps de rodage exagéré peut être à l'origine d'une usure prématurée de la distribution !

Ceux qui ont lu attentivement le paragraphe précédent ont noté que les cames à fortes accélérations, positives ou négatives, étaient l'apanage des moteurs tournant lentement. La station au ralenti ne devrait donc en théorie pas leur poser de problème... C'est bien le cas puisque ces moteurs sont en général munis de ressorts de soupape relativement souples, ce qui réduit les efforts de contact et donc la pression de Hertz, malgré les

faibles rayons de came. Comme on le voit, tout s'imbrique.

Un arbre à cames bien conçu est donc un peu "ventru", puisque l'attaque de la came provoque une forte accélération, sous réserve de contact soupapes/piston, alors que la suite se compose d'une partie ayant une accélération négative faible. Ainsi, la soupape reste ouverte plus longtemps avec des levées importantes, ce qui favorise aussi le remplissage. Au final, une came "pointue" est plus caractéristique d'un moteur peu performant. Au contraire, une came de "moteur pointu", c'est-à-dire ayant beaucoup de chevaux en haut, est plus ventrue et arrondie. Un rayon de base (ou noyau, ou dos de came) important est appréciable si l'on combine forte levée et faible étalement, ce qui implique immanquablement des accélérations négatives élevées. Ceux qui sont tentés par la retaille d'arbres à cames (AAC) existants doivent avoir en tête qu'ils s'écartent un peu plus de cet idéal. En effet, la figure 4.41 montre qu'il est possible d'augmenter la levée et l'ouverture d'AAC que l'on retaille. Par ailleurs, nous verrons plus loin qu'en opérant ainsi sur un moteur à simple ACT (arbre à cames en tête), on manque de liberté dans la définition du diagramme de distribution.

La modification d'un profil existant se faisant principalement en dos de came, zone ne travaillant quasiment pas, la dureté de surface en souffre relativement peu, si ce n'est au niveau des flancs de came. L'étendue de la reprise dépend de l'ampleur de la modification apportée sur le dia-

gramme initial. En général, sur les arbres à cames en fonte, l'épaisseur de traitement de la came est suffisante pour ne pas nécessiter de retraitement après rectification. Sur les arbres à cames en acier, la couche durcie est plus faible et l'on est parfois conduit à retraiter la pièce modifiée (cémentation en général). De toute façon, ce genre de travail reste l'affaire d'un spécialiste qui saura vous conseiller.

Le retaillage est une technique intéressante, particulièrement sur un moteur à double AAC, car elle laisse toute liberté au niveau du calage, ce qui n'est pas le cas sur un simple ACT. Toutefois, la réduction du rayon de dos de came impose parfois des profils un peu pointus, qui favorisent l'affolement en raison d'accélération négatives plus importantes à levée égale. De même, le sommet de came ayant un rayon plus faible, la pression de Hertz augmente considérablement, ce qui accroît l'usure.

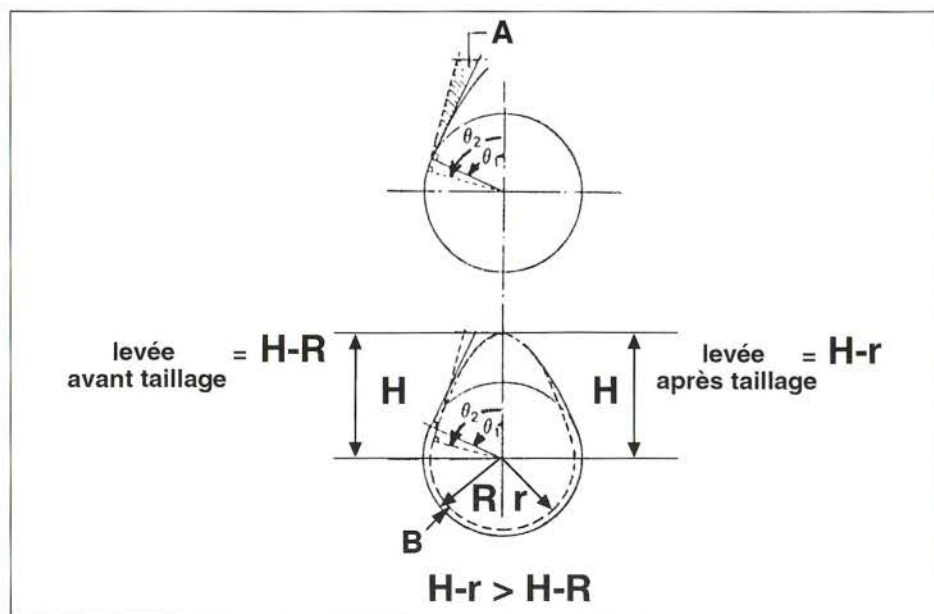
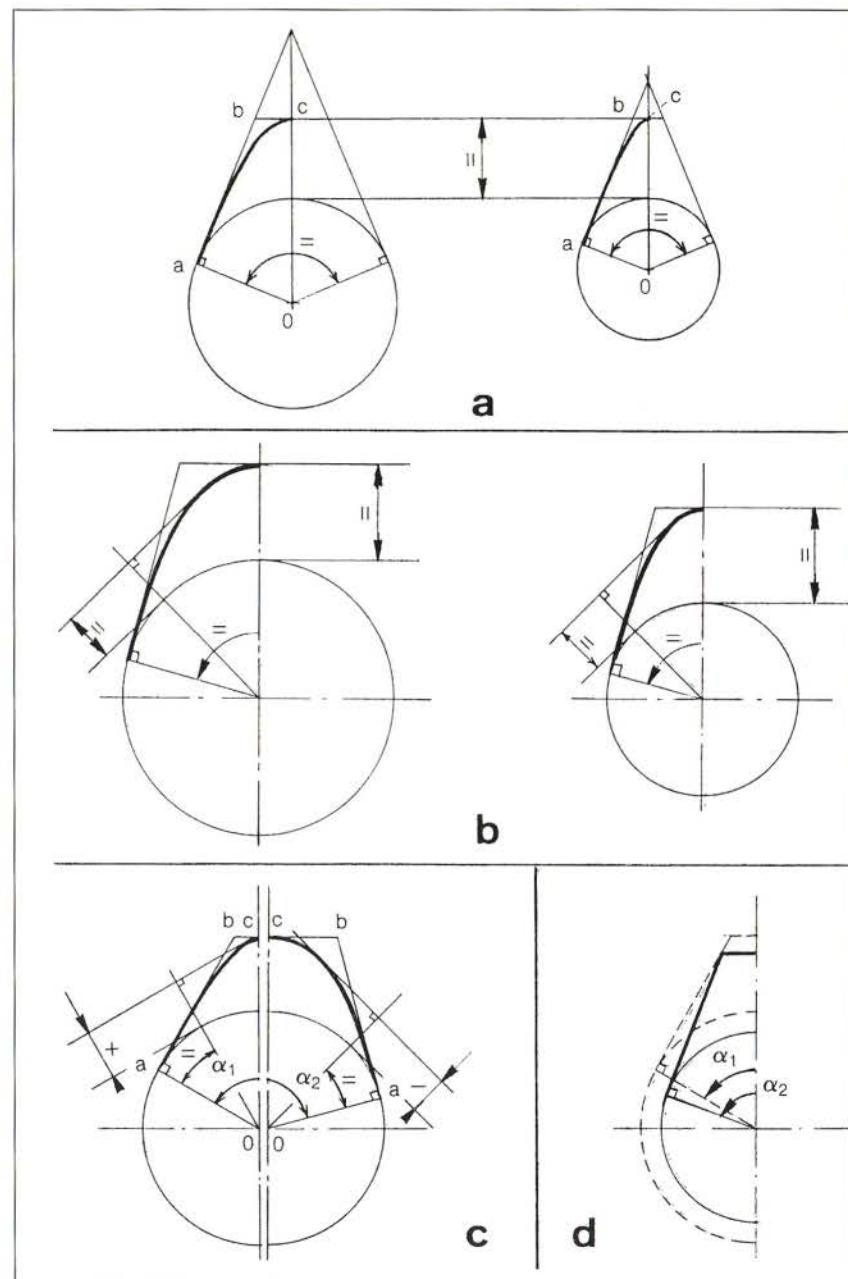
Le retaillage permet de modifier à la fois la levée et l'étalement d'un diagramme, ce qui est a priori séduisant. Sur une préparation très poussée, la solution présente trop de contraintes pour être retenue. Influence du rayon de la base de la came sur le profil :

a. Les rayons de courbure du sommet de came diminuent avec le rayon de base.

b. 2 cames de loi de levée identique, celle de droite supporte des pressions de Hertz plus élevées.

c. La came "pointue" de gauche engendre des accélérations positives et négatives plus importantes que celle de droite, d'angle plus ouvert (à régime égal).

d. Principe du retaillage des cames.



5.5 LE DIAGRAMME DE DISTRIBUTION

Nous avons défini en début d'ouvrage l'existence et la raison d'être des AOA, RFA, AOE et RFE. Ces éléments constituent le diagramme de distribution, représenté sous forme d'un cercle sur lequel on indique les durées angulaires d'ouverture et de fermeture des soupapes. Les hauts régimes sont immanquablement assortis de diagrammes allongés pour prendre en compte l'inertie des pièces en mouvement et favoriser le remplissage à haut régime. Les durées d'ouverture sont exprimées en degrés vilebrequin et apparaissent ainsi constantes; mais bien évidemment, au fur et à mesure de l'accroissement du régime, elles diminuent en temps. À 12 000 tr/min, un tour de vilebrequin, soit 360° , dure 5 millisecondes. Ainsi sur la Honda 600 CBR, durant les 237° de l'admission, la soupape reste ouverte 3,29 millisecondes...

Les diagrammes d'admission sont exprimés par l'AOA et le RFA. Pour en connaître la durée totale, on additionne les deux valeurs plus 180° qui correspondent à la descente du piston et donc à une ouverture logique et normale de la soupape d'admission, selon le cycle Beau de Rochas. De même, à l'échappement, on a une durée totale égale à $AOE + 180 + RFE$.

Le croisement des soupapes favorise le balayage des gaz brûlés et l'admission des gaz frais. Il se calcule en ajoutant le RFE et l'AOA. Voyons l'exemple de la Yamaha R6 :

AOA = 41° .
RFA = 71° .
AOE = 66° .
RFE = 34° .

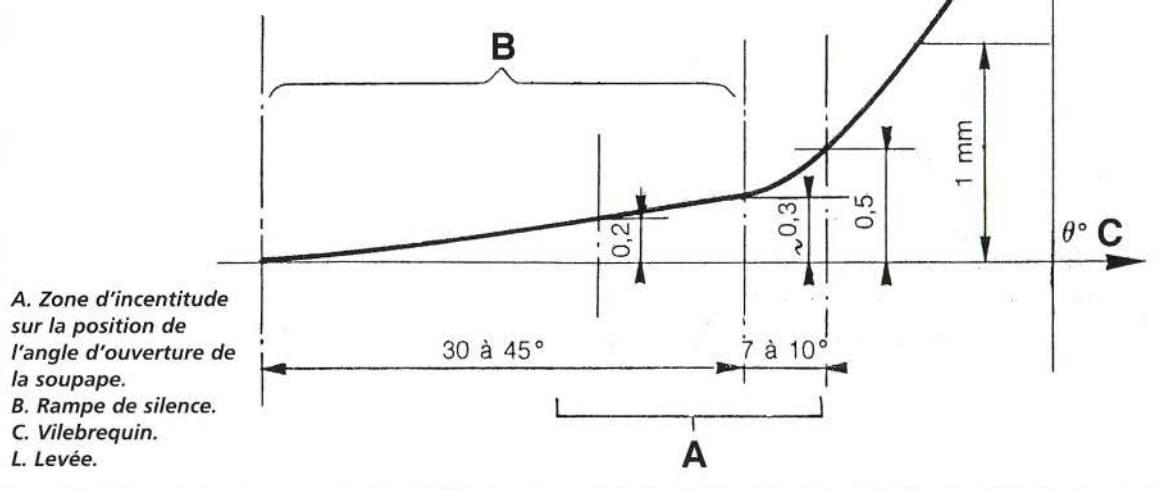
Nous trouvons donc 75° ($41^\circ + 34^\circ$) de croisement, ce qui est particulièrement élevé, malgré les régimes atteints par ce moteur.

Le problème principal lors de l'interprétation de ces valeurs réside dans la validité des mesures effectuées ou communiquées. En effet, la présence de la rampe de silence induit un angle important qui n'a pas d'influence réelle puisque compte tenu du jeu de fonctionnement, la soupape n'est pas

encore ouverte. Il est donc fondamental de connaître précisément le jeu aux soupapes existant lors du relevé de diagramme de distribution. L'étalement de la rampe de silence peut atteindre 45° pour une levée de 0,3 mm, correspondant au rattrapage du jeu de fonctionnement.

La signification de valeurs mesurées à jeu nul est donc sans fondement, elle allonge inutilement le diagramme.

La mesure d'un diagramme de distribution à jeu nul constitue une importante source d'erreurs et indique une valeur qui ne correspond pas à la réalité puisque le rattrapage du jeu s'effectue sur une rampe dont la durée atteint 30° à 45° . C'est grâce à ce subterfuge que certains constructeurs annoncent des diagrammes très proches de 360° d'ouverture qui n'ont aucune réalité physique. En général, sur des moteurs très poussés, l'étalement dépasse rarement 280° à 310° pour des régimes de rotation allant jusqu'à 16 000 tr/min.





*Yamaha 600 R6.
Graine de
championne
que cette superbe
Yamaha R6, taillée
pour la piste.*

5.6 CALAGE ET RELEVÉ D'UN DIAGRAMME DE DISTRIBUTION

Compte tenu de ce qui précède, la meilleure méthode pour caler une distribution consiste à se fier à des points offrant une forte variation de levée pour un faible déplacement angulaire. C'est donc en début de rampe, pour des valeurs de l'ordre du millimètre, que les variations sont les plus sensibles. On peut donc situer de manière précise la position angulaire du vilebrequin et de l'arbre à cames. Pour opérer, il faut donc disposer de deux ou trois comparateurs selon que le moteur est à simple ou double ACT. Sur un simple ACT, les cames étant solidaires l'une de l'autre, le calage

constitue une donnée intrinsèque de l'AAC. Avec un double arbre, on peut les décaler, ce qui en fait l'une des qualités premières. Pour caler une distribution existante, on positionnera donc un disque gradué de fort diamètre (pour une précision accrue) en bout de vilebrequin. Un comparateur placé dans le puits de bougie nous permettra de chercher le PMH. Une fois ce point déterminé, on fixe un index en vis-à-vis du repère "0" du disque qui est ainsi notre référence. Après quoi on positionne un ou deux comparateur(s) parallèlement aux soupapes, en appui sur les coupelles, pour

mesurer leur enfoncement. La rotation du vilebrequin amènera la ou les soupape(s) en début d'ouverture (environ 1 mm de levée, cette valeur étant fixée une fois pour toutes). Une fois ce point atteint, on relève la position du disque gradué. La valeur indiquée est celle du calage de référence. Une fois l'admission mesurée, on tourne en arrière pour obtenir la même mesure à l'échappement le cas échéant (moteur double arbre). Si le but est de relever la totalité du diagramme, on procédera de la même manière en mesurant les levées indiquées par le comparateur, en espaçant les mesures d'un nombre de degrés variable en fonction de la précision de mesure souhaitée.

La définition d'un calage se fait donc par rapport aux ouvertures et aux fermetures, et non par rapport aux sommets de came, qui manquent de précision. D'une manière générale, l'écart qui sépare les sommets de came admission échappement est en général compris entre 100° et 110° sur les moteurs performants, 105° constituant une excellente valeur de référence, si les cames sont symétriques. L'arbre à cames tournant deux fois moins vite que le vilebrequin, cette valeur est doublée quand on parle en degrés vilebrequin. Cela signifie que les sommets de came sont eux aussi espacés chacun d'environ 100° à 110° du PMH, avec un décalage possible de part et d'autre. Sur un moteur dont on ne peut modifier les AAC, mais seulement le calage, on cherchera à augmenter le RFA et le RFE en "retardant" légèrement les sommets par rapport au PMH, car cela favorise les hauts régimes, au détriment par contre du couple à moyen régime. Sur un simple ACT, on ne peut donc modifier le calage de l'un sans toucher le calage de l'autre. Pire : en retaillant les cames, on arrive aussi à décaler les sommets sans parvenir à le faire de manière délibérée et choisie. Le résultat obtenu n'est alors pas forcément à la hauteur de ce que l'on escomptait. La taille d'un AAC dans la

masse est alors une solution préférable, particulièrement si l'on prépare un mono ou un bicylindre en V : l'AAC étant très simple, la retaille coûte presque aussi cher que l'usinage dans la masse.

Lorsque le constructeur communique un diagramme de distribution sans donner l'écartement des sommets, on peut le retrouver par un procédé très simple. Reprenons l'exemple de la Yam R6. Si la levée de soupape est symétrique, le sommet de came se situe exactement à la moitié de l'ouverture. Ce qui nous donne :

- durée totale ECH : 280° soit un sommet situé à 140° de l'ouverture ECH ;

- durée totale ADM : 292° soit un sommet situé à 146° de l'ouverture ADM.

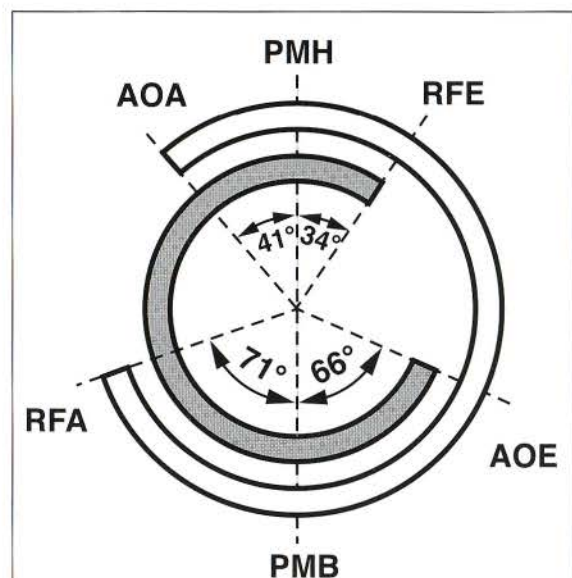


Diagramme de distribution de la Yamaha R6 :
AOE : 66° , RFE : 34° , AOA : 41° , RFA : 71° .

En indiquant des diagrammes relevés à jeu nul, Yamaha ne permet pas d'évaluer réellement les choix retenus en matière de distribution pour son fleuron des 600 supersport.

Le calage de l'AAC échappement est alors égal à la demi-durée moins le RFE soit : $140 - 34 = 106^\circ$.

Celui de l'ADM vaut aussi la demi-durée moins l'AOA soit $146 - 41 = 105^\circ$.

Deux remarques s'imposent : on retrouve ici des valeurs "connues" et pas très surprenantes, qui sont celles de nombreux moteurs qui marchent ; bon sang ne saurait mentir, le moteur de la Yam R6 est bien né, et cette machine s'annonce comme une prétendante sérieuse sur les circuits. Mais la concurrence n'est pas en reste et voyons de plus près les diagrammes des copines Honda et Suzuki en versions "kits supersport". Ceci amène la deuxième remarque : sous réserve d'un relevé fait dans de bonnes conditions, c'est-à-dire de manière

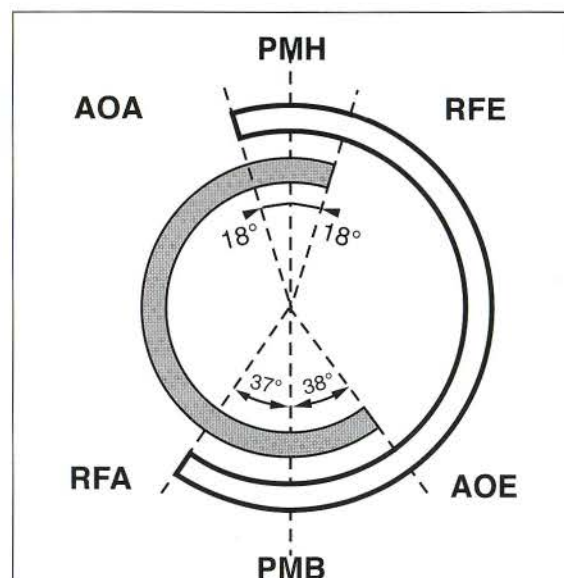


Diagramme de distribution de la 600 Honda CBR
AOE : 38° , RFE : 18° , AOA : 18° , RFA : 37° .

En indiquant des diagrammes relevés à 1 mm de levée, Honda joue la transparence, ce qui donne un résultat peut-être moins flatteur pour le néophyte, mais ô combien plus réaliste que celui de Yamaha.

précise, la prise en compte ou non de la rampe de silence et le jeu aux soupapes employé lors de la mesure n'influencent pas le calage. Cela confirme donc parfaitement ce que nous disions plus tôt : cette méthode est la seule qui vaille pour caler précisément et sans erreur une distribution à l'optimum déterminé par le constructeur ou le préparateur. Pour un bon fonctionnement, on ne s'écartera pas de plus de 1° à 2° maxi des valeurs de référence. À la levée maxi, les soupapes bougent peu, ce qui enlève de la précision à la mesure.

Honda (à 1 mm de levée)

AOE 38° , RFE 18° , AOA 18° , RFA 37° , ce que l'on écrit couramment sous la forme $38^\circ/18^\circ$ ECH et $18^\circ/37^\circ$ ADM.

Soit une durée totale de 236° ($38 + 180 + 18$) à l'échappement et de 235° ($18 + 180 + 37$) à l'admission, ce qui est beaucoup plus faible que ce qu'annonce Yamaha, qui ne prend donc sûrement pas en compte une levée de 1 mm. Comparons donc le calage.

Demi-ouvertures : 118° à l'échappement et $117,5^\circ$ à l'admission. Les calages respectifs sont donc :

$118 - 18 = 100^\circ$ à l'échappement ;

$117,5 - 18 = 99,5^\circ$ à l'admission.

Compte tenu de la légère dissymétrie possible des lois de levée, ce calage semble tout à fait performant.

Suzuki

$41^\circ/11^\circ$ ECH et $16^\circ/46^\circ$ ADM, soit des durées totales de 232° ECH et 242° ADM.

Ce qui nous donne donc un calage de :

$232/2 - 11 = 105^\circ$;

$242/2 - 16 = 105^\circ$.

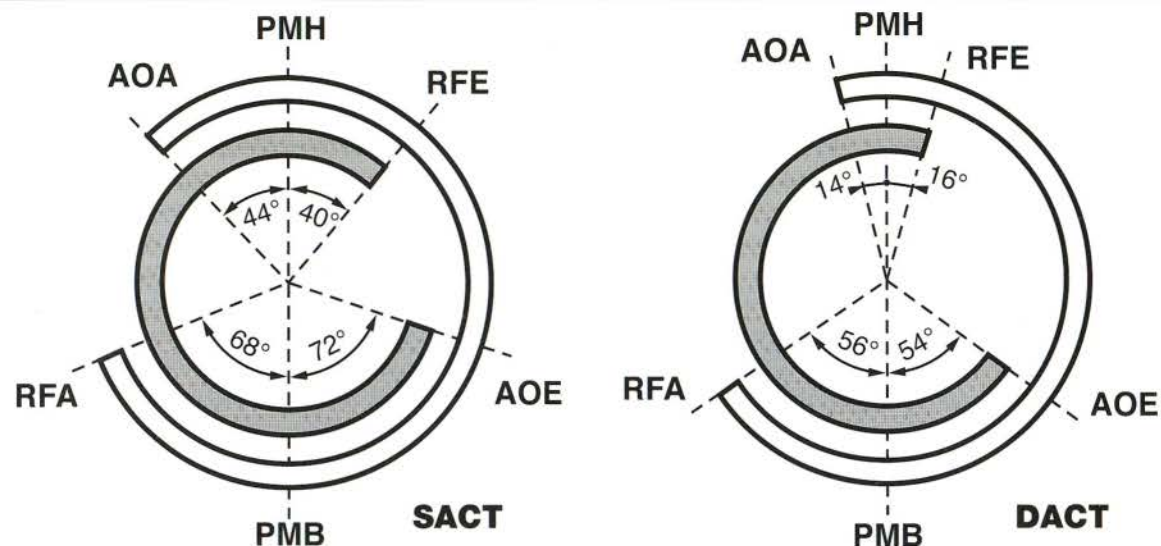
Pas de grosses surprises, c'est dans les normes ! Facile de s'en rappeler, 105 m/s dans les conduits d'admission et 105° entre les cames !

Diagrammes de distribution
de deux 600 monocylindres Rotax.

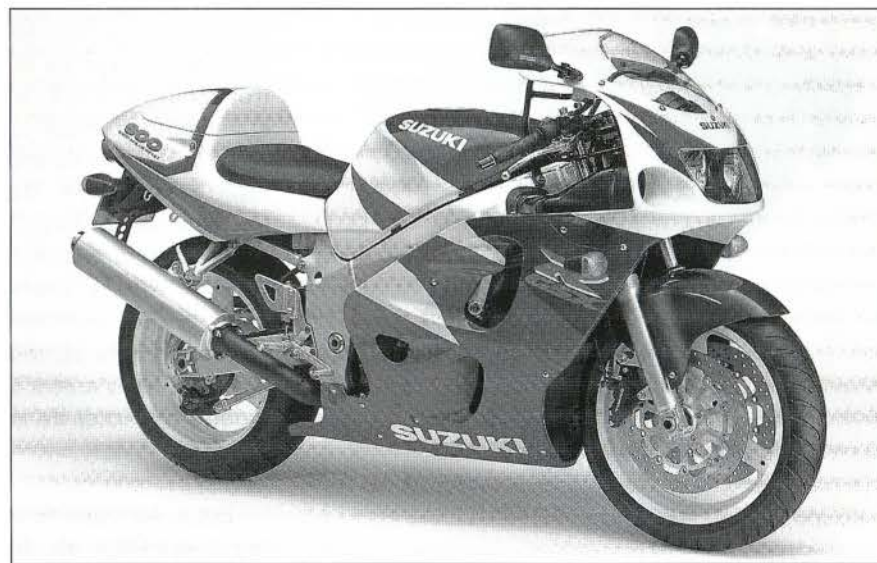
Simple ACT AOA 44°, RFA 68°, AOE 72°, RFE 40°.

DOHC AOA 14°, RFA 56°, AOE 54°, RFE 16°.

La comparaison des diagrammes de distribution de ces deux monocylindres Rotax 598 cm³ (97 x 81) est édifiante. Le premier est celui d'un simple ACT qui développe 55 ch à 7600 tr/min et dispose de quatre soupapes de 36/30, le second est un double ACT avec quatre soupapes de 38/32 qui développe 66 ch à 8750 tr/min. Le double arbre ayant moins d'inertie dans la distribution, on a pu faire des diagrammes beaucoup plus efficaces tout en présentant beaucoup moins d'étalement malgré des régimes de rotation plus hauts. Le diamètre accru des soupapes a aussi permis cette évolution.



Honda 600 CBR 99. Plus polyvalente que sa concurrente directe de chez Yamaha, la 600 CBR 99 dispose de sérieux atouts pour se défendre, dont un moteur aux cotes encore plus supercarées (67 X 42,5, contre 65 X 45,2 en 1998). Bien développée, cette mécanique extrême devrait s'avérer très efficace.



Suzuki 600 GSXR. Bien née, la Suzuki 600 GSXR va sans doute souffrir d'une concurrence toujours plus féroce en 600 supersport. Heureusement, notre "Steph Chambon national" lui a offert la couronne mondiale ! Outre ses qualités de pilote, le travail de préparation de son team doit être colossal et très judicieux.

5.7 LES DIFFÉRENTS MÉCANISMES DE COMMANDE DE LA DISTRIBUTION

5.7.1 Les moteurs culbutés

Ce type de distribution disparaît progressivement. Il date d'Hérode ! On ne le trouve plus guère que sur les Harley Davidson et Moto Guzzi. Le ou les arbre(s) à cames sont positionnés latéralement et actionnent les soupapes par l'intermédiaire de longues tiges et de culbuteurs. Comme nous l'avons vu, la distribution est le siège d'accéléra-



Le nouveau moteur Harley est à double arbre à cames... latéral ! La tradition des moteurs culbutés est immuable à Milwaukee.

tions importantes, ce qui se combine mal avec des masses élevées. On ne saurait donc espérer se lancer à l'assaut du Mondial superbike avec un tel moteur. Les très hauts régimes et les fortes puissances spécifiques lui sont inaccessibles. Si l'on regarde le cas du moteur Harley, avec ses deux grosses soupapes, ses tiges de culbuteur longues comme un jour sans pain et ses poussoirs hydrauliques conçus pour un rattrapage automatique du jeu aux soupapes, on s'aperçoit que la réduction de la masse en mouvement n'est pas l'objectif n° 1 de son concepteur. Le moteur n'est pas vraiment prévu pour prendre des tours. Ceux qui souhaitent préparer ce type de moteur pourront sans doute trouver des arbres à cames offrant des levées et un étalement supérieur sur le marché. Il faudra prévoir des ressorts de soupape plus raides pour prévenir l'affolement. Dans ce cas, il faudra aussi envisager de renforcer les vis qui maintiennent les paliers des culbuteurs (voir dessin éclaté) pour éviter tout risque d'arrachement. Là encore, le polissage des culbuteurs sera le bienvenu. L'allègement peut être envisagé, sous réserve de ne pas réduire la hauteur des arêtes de renfort qui font toute la rigidité (l'inertie) de cette pièce particulièrement sollicitée.

Enfin, les tiges de culbuteur sont des éléments qui travaillent au flambage, c'est-à-dire que compte tenu de leur rapport longueur/diamètre très important, elles peuvent être amenées à fléchir sous l'effet des efforts de compression qu'elles subissent. Il faut donc aussi songer à les renforcer.

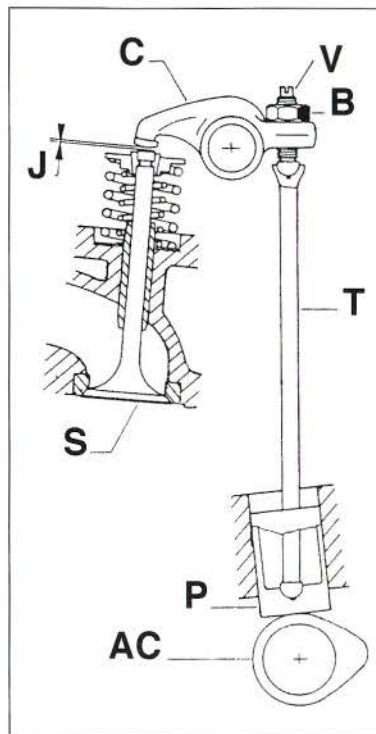
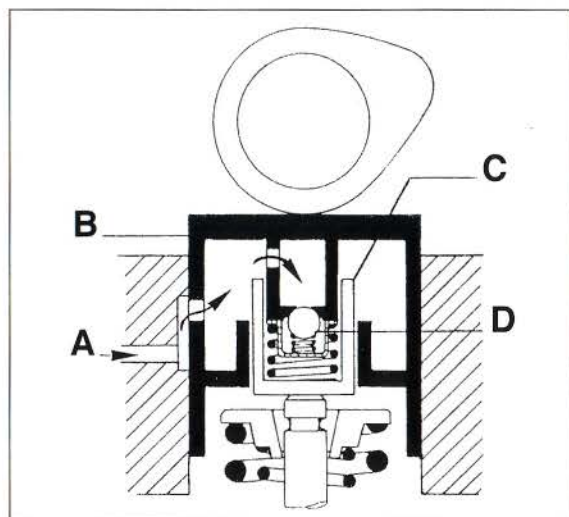
Le problème consiste à opérer sans trop les alourdir. La meilleure méthode serait de remplacer les tiges (pleines) par des tubes de plus fort diamètre, dont la partie creuse permettrait une réduction de la masse, tout en améliorant la résistance du profil au flambage. En effet, en augmentant le diamètre extérieur, on augmente "l'inertie" de la pièce, c'est-à-dire sa résistance à la flexion, sans pour autant accroître sa masse, ce qui est fondamental sur un organe de distribution. Les plus fortunés ou débrouillards pourront faire appel à du titane, ou encore des composites (voir photo). Il faudra vérifier que le diamètre des colonnettes de remontée des tiges est compatible avec cette transformation. Le cas échéant, il faudra sans doute aussi les remplacer.

La tige est commandée par l'arbre à cames via un poussoir. On prêterait attention à ce qu'il ne soit pas en permanence rempli d'huile, ce qui augmente inutilement sa masse. S'il en est ainsi, on percera sa base deux ou trois petits trous pour évacuer l'huile.

Peu courants en moto, les poussoirs hydrauliques qui rattrapent automatiquement le jeu aux soupapes sont de plus en plus souvent employés dans l'automobile. Ils présentent l'inconvénient d'alourdir la distribution et, leur étanchéité n'étant pas forcément parfaite, ils peuvent être à l'origine de disparités dans les levées de soupape. Sur un moteur de course, le mieux est encore de les supprimer, en prenant soin de vérifier que l'on ne perturbe pas le circuit de lubrification du moteur.

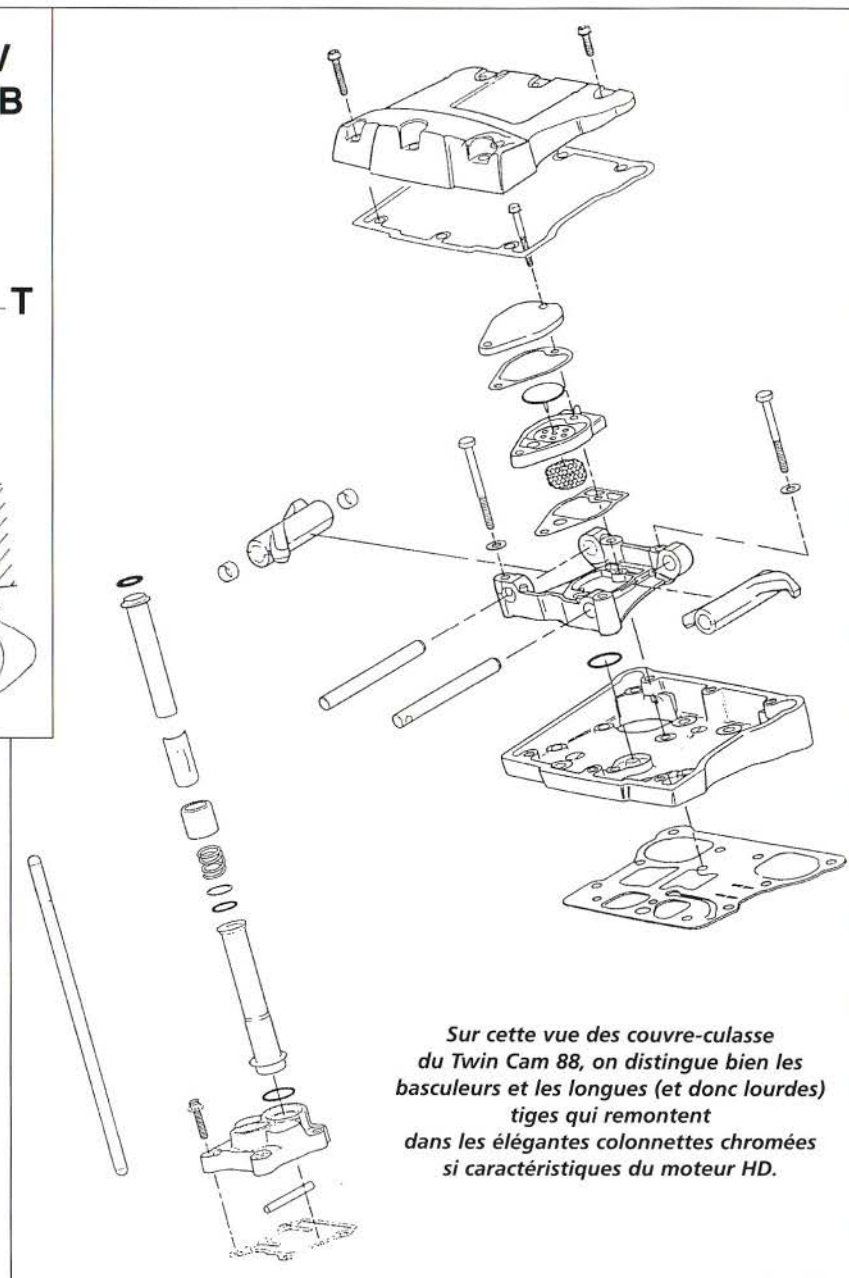
Ce type de distribution semble donc bien peu adapté à un moteur de moto, qui d'ordinaire est naturellement orienté vers la performance. Si la firme de Milwaukee l'a retenu, c'est d'une part parce que ses twins ne sont pas à l'affût du chronomètre, mais aussi parce qu'avec plus de 100 mm de course, la hauteur du moteur est déjà suffisante pour poser des problèmes d'architecture châssis. Avec des soupapes courtes, des conduits perpendiculaires à l'axe du cylindre et des culbuteurs, la culasse n'est pas trop haute. C.Q.F.D.

Mais ne boudons pas notre plaisir, en nous fiant trop aux idées reçues. Une distribution culbutée constitue d'ailleurs un formidable terrain d'investigation pour un préparateur, car les gains potentiels y sont très importants. Bien préparé, un tel moteur peut tout de même faire sensation. Avec seulement deux soupapes, sa forte cylindrée unitaire et son vilebrequin longue course, le moteur Harley est très plaisant à conduire. Il peut même être "bluffant" dans les versions plus poussées qui équipent les Buell. Assurément de vrais bêtes à plaisir, pas ridicules du tout sur un circuit.

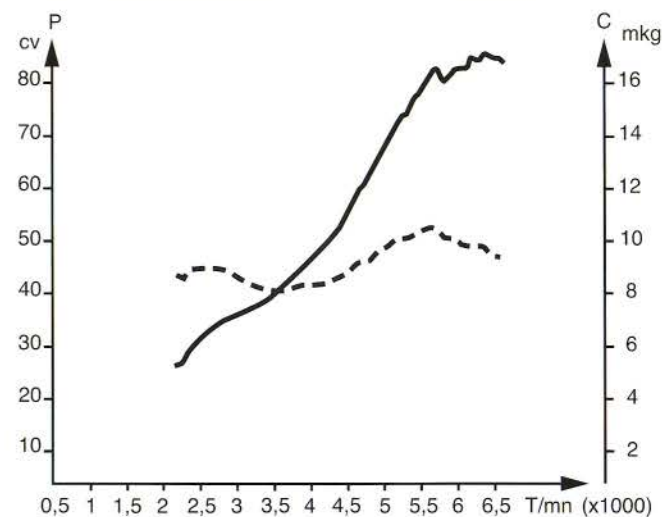
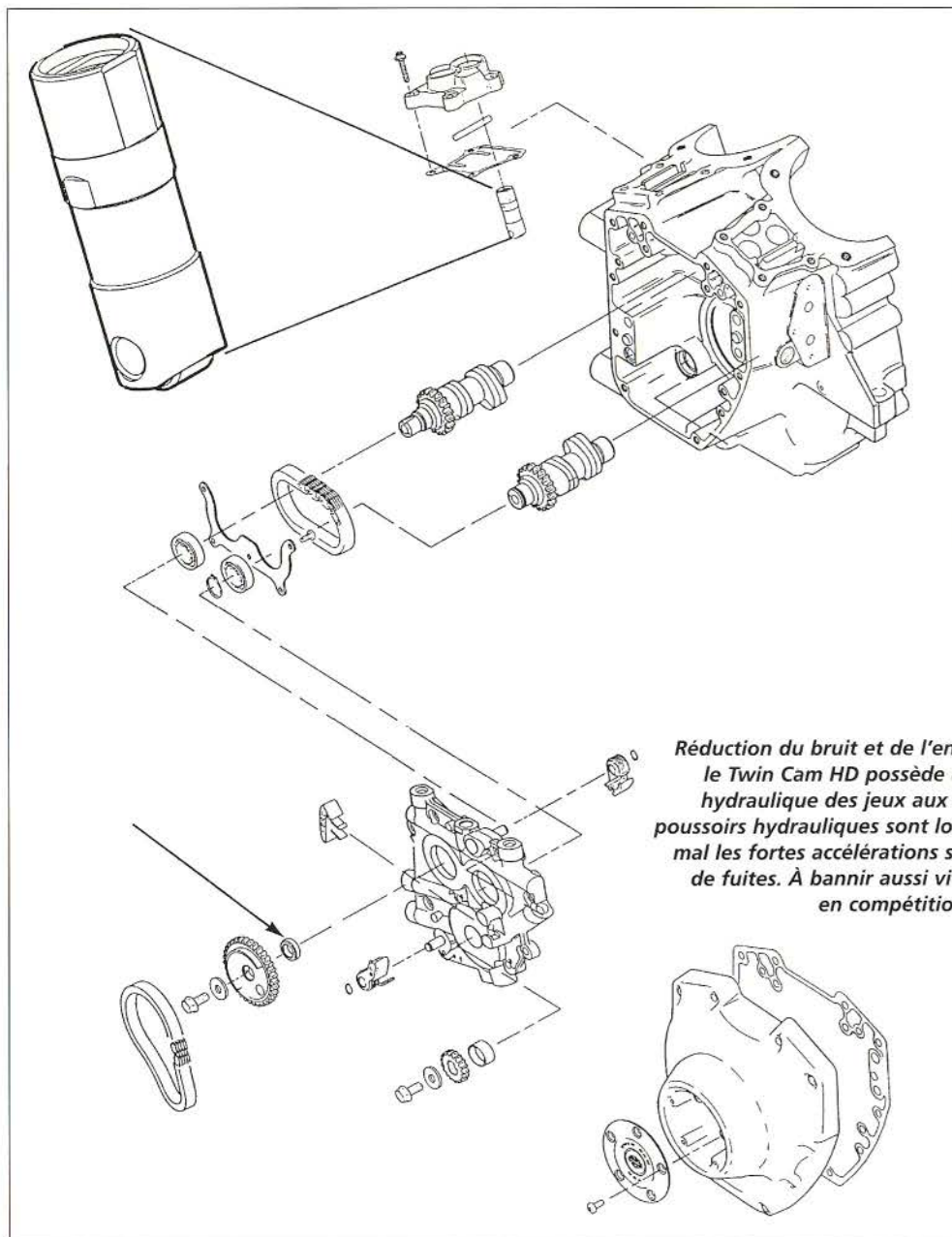


Vue d'ensemble d'une distribution à arbre à cames latéral. On ne trouve plus ce genre de commande de la distribution que sur des mécaniques très rustiques.

Ce détail d'un poussoir hydraulique met en évidence son fonctionnement, mais surtout sa masse importante, à laquelle s'ajoute le volume d'huile qu'il contient. Vite à la poubelle, avant d'envisager une préparation de la distribution du nouveau moteur HD.



Sur cette vue des couvre-culasse du Twin Cam 88, on distingue bien les basculeurs et les longues (et donc lourdes) tiges qui remontent dans les élégantes colonnettes chromées si caractéristiques du moteur HD.



Courbe de puissance et de couple du 1200 Buell. Avec 8 à 10 m/kg de couple entre 2000 et 6500 tr/min, le twin culbuté deux soupapes offre un légendaire "coup de pied au cul", fabuleux sur la route... Et pas ridicule sur circuit. Si l'on fait abstraction de sa cylindrée, comme en bataille des twins, on dispose d'une base fort plaisante (Source Moto Journal).



Exemple de tiges de culbuteur en fibre de carbone pour réduire l'inertie de la distribution (préparation Sodemo).



*Buell Harley
1200 Lightning X1.
Le roadster Buell
Harley 1200
Lightning X1
hérîte son moteur
de la gamme
Harley.
C'est un longue
course (88,9 x 96,5)
culbuté alimenté
par une injection.
Cette définition
antique distille un
plaisir de conduite
colossale,
n'en déplaie aux
inconditionnels
des mécaniques
modernes.*

5.7.2 L'arbre à cames en tête

On s'est très vite aperçu que la position la plus favorable de l'AAC n'était pas sur le côté... Enfin, sauf chez Harley. Trêve de plaisanterie, il est préférable de remplacer le mouvement de pilonnage des tiges de culbuteurs par une transmission du mouvement de rotation de l'AAC vers le haut moteur en vue d'une commande plus directe des soupapes. Ce sont encore des culbuteurs qui actionnent les soupapes, mais les longues tiges ont disparu. On réduit ainsi les masses en mouvement et les soupapes peuvent subir de plus fortes accélérations positives ou négatives, ce qui va dans le sens d'une puissance potentiellement plus élevée.

De nos jours, ce principe tend aussi à disparaître au profit du double arbre à cames en tête. Toutefois, on le retrouve encore en majorité sur les monocylindres, même quand ils sont à quatre soupapes. On se rappellera des Yamaha du team Over qui développaient environ 66 ch à la roue arrière sur des bases de 600 SRX, portées à 660 cm³. De même, le bon vieux Rotax à air sortait la bagatelle de 69 ch à la roue arrière, avec une admission dédoublée, mais toujours en simple ACT (arbre à cames en tête, OHC en anglais pour Over Head Camshaft).

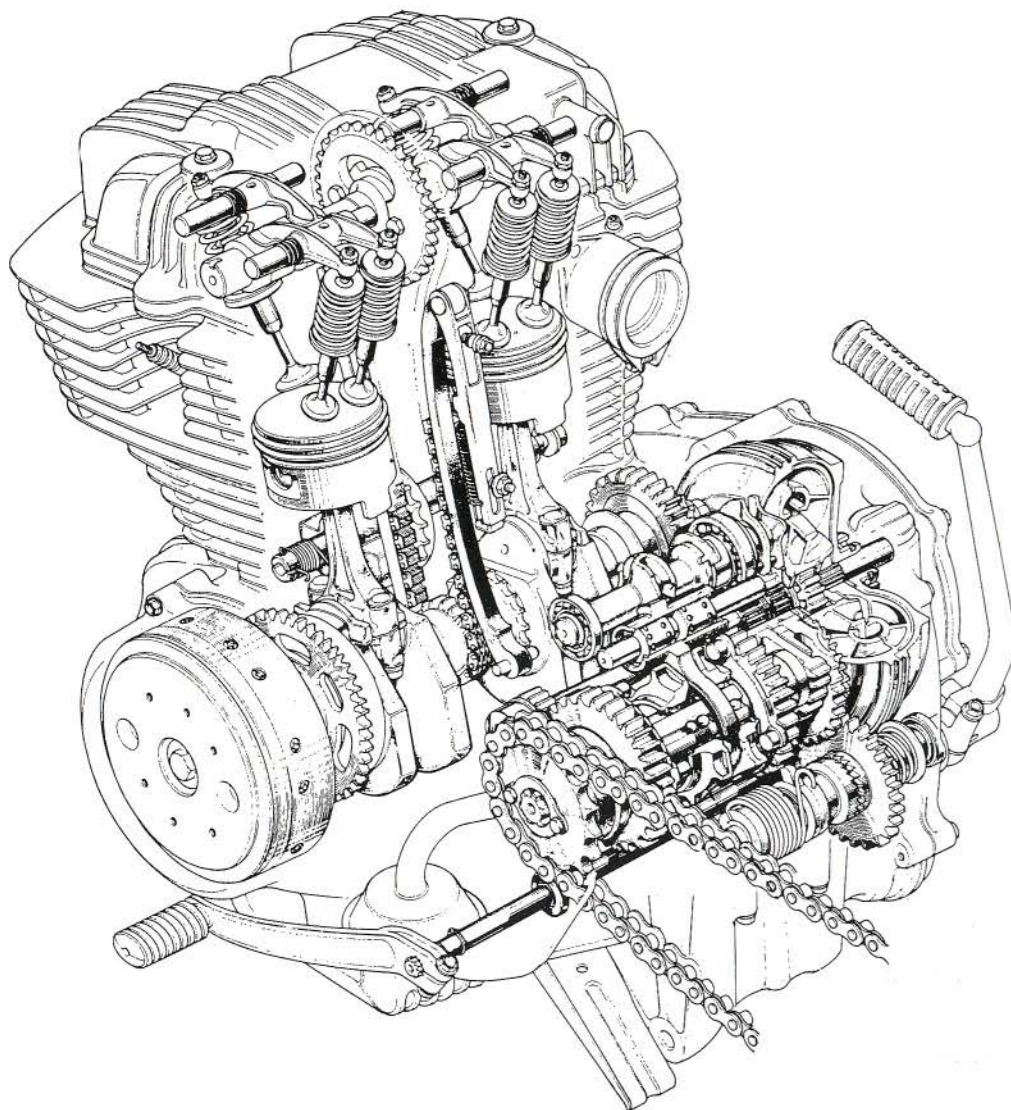
L'entraînement de l'arbre à cames peut être fait par chaîne normale ou dite silencieuse comme sur la figure page suivante. On peut encore trouver des courroies, ou très rarement une cascade de pignons.

La tension de chaîne ou de courroie s'opère sur le brin mou. Elle modifie le calage de la distribution, ce qui peut parfois être intéressant. On peut alléger l'entraînement en perçant les pignons ou les poulies. Attention toutefois aux efforts importants et aux vibrations supportés par ces pièces. Elles ont une fâcheuse tendance à se desserrer. N'oubliez pas non plus que l'augmentation des



*Ceux qui courent en AFAMAC connaissent bien les Anglaises,
comme cette Triumph de la belle époque,
et leurs distributions culbutées.*

Le positionnement de l'arbre à cames en tête permet la suppression des tiges de culbuteur. La commande des soupapes se fait toujours par des culbuteurs (les culasses à soupape parallèles sont très rares en moto en raison de la faible puissance spécifique qu'elles autorisent). On remarquera le culbuteur dédoublé à l'admission qui commande deux soupapes à partir d'une seule came (Source RMT).



levées ou de la raideur des ressorts augmente sensiblement la résistance à la rotation de la distribution et les vibrations supportées par la transmission qui subit les tensions et détections des ressorts.

L'inertie étant plus faible, on dispose d'une plus grande liberté de préparation. Par ailleurs, les monos ne pouvant tourner à des régimes très élevés, la distribution ne pose en général pas de gros problème. C'est d'autant plus vrai que ces moteurs acceptent mal les bas régimes, et qu'il ne faut pas "en rajouter" avec des lois qui rendraient la mise en route par trop difficile sur des machines de série. Ces moteurs sont donc facilement préparables.

Le schéma type de ce genre de moteur est un AAC qui ne comporte que deux cames, une d'admission et une d'échappement. C'est ensuite un culbuteur dédoublé qui actionne respectivement les deux soupapes d'admission et les deux d'échappement. En cas d'utilisation de ressorts de soupape très durs, ce sont eux qui souffrent. En cas de cure d'amaigrissement, on pensera que le patin en contact avec la came est seul pour supporter l'effort des deux ressorts réunis et qu'il ne faut donc surtout pas l'affaiblir. À ce niveau, deux culbuteurs sont préférables car ils induisent une pression de Hertz plus faible. Sur son mono, Rotax avait eu la bonne idée d'employer des patins à roulement, ce qui réduit les frottements dans la distribution et l'usure. On pourrait avoir l'idée d'adapter cette modification sur d'autres moteurs, mais il faut alors savoir que l'on va complètement modifier le diagramme de distribution. C'est toute la difficulté pour un préparateur qui opère sur un moteur muni d'une distribution "à patins courbes". En effet, le mouvement de la soupape n'est pas constamment proportionnel à la levée de came. La position relative des organes, leur propre rayon de

courbure doivent être pris en compte dans l'élaboration du profil de la came. Ceux qui le souhaitent peuvent facilement le vérifier en relevant le diagramme d'un moteur de ce type directement à la soupape, puis directement sur l'AAC. Ainsi, ils s'apercevront que le rapport entre les deux n'est pas constant. Les plus doués en trigonométrie pourront aisément se lancer dans le calcul des mouvements relatifs des différents composants. Il leur faudra toutefois pour cela posséder de manière précise la géométrie exacte de chaque élément et les positions relatives des différents organes. À titre d'exemple, la détermination précise du rayon du patin de culbuteur ne peut être faite qu'au moyen d'une machine "tridimensionnelle" disponible dans les bureaux de contrôle qualité des usineurs ayant déjà des moyens importants. Une telle machine palpe le patin en plusieurs endroits et détermine le rayon de la surface par interpolation des résultats de mesure. Ensuite, il faudra aussi passer la culasse entière sur la machine pour connaître avec précision les positions relatives des axes du basculeur, de l'arbre à cames, de la soupape, etc.

Un travail de titan, à défaut de posséder les plans de fabrication de la culasse directement fournis par un constructeur coopératif... On peut toujours rêver !

Une fois tous ces paramètres connus, on pourra mettre tout ça en équation en prenant en compte, par exemple, le fait que le culbuteur tourne autour de son axe alors que la soupape opère une translation rectiligne dans son guide, leur point de contact se déplaçant quant à lui sur le rayon de l'extrémité du culbuteur... Ouf ! Rassurez-vous, ce n'est pas le sujet du prochain bac technique ! Des gens dont c'est le métier ont déjà résolu le problème. On trouve sur le marché des logiciels de calcul plus ou moins performants, ou des sociétés capables de passer vos données dans leurs pro-

grammes, moyennant finances bien sûr, ce qui est normal vu le temps passé à la mise au point d'un tel outil. La difficulté qui persiste consiste à leur communiquer la géométrie complète et exacte de votre distribution, parce que si vous leur confiez votre culasse pour une séance de métrologie, vous recevrez une facture sacrément salée, à laquelle ne l'oublions pas viendront s'ajouter l'usinage et le traitement éventuel de votre AAC. Si vous voulez courir en amateur, vous avez déjà doublé le budget de votre saison complète.

Le plus simple et le plus accessible alors sera de procéder par homothétie, c'est-à-dire qu'à chaque point de l'arbre à cames existant on associe un point plus excentré par exemple de 5 %. En théorie, on obtiendra "presque" une levée accrue de 5 %. Presque, car comme nous l'avons vu, le déplacement relatif des différents composants modifie à chaque instant le bras de levier du culbuteur. Le résultat ne sera donc pas totalement conforme à votre attente. Si vous avez pris le soin de relever le rapport de levée sur l'arbre à cames d'origine, vous pourrez déterminer le résultat final de manière approximative, en affectant le rapport correspondant à chaque levée. Les points qui ne figurent pas dans la courbe d'origine resteront indéterminés, jusqu'au relevé de la courbe définitive. Le croisement des soupapes ne pourra pas non plus être totalement déterminé.

Pensez aussi que si vous remplacez les soupapes d'origine par d'autres dont la tige n'aurait pas rigoureusement la même longueur, vous modifierez le diagramme de distribution, même sans remplacer l'AAC. Même chose si vous creusez les sièges de soupape, ce qui fait remonter les tiges.

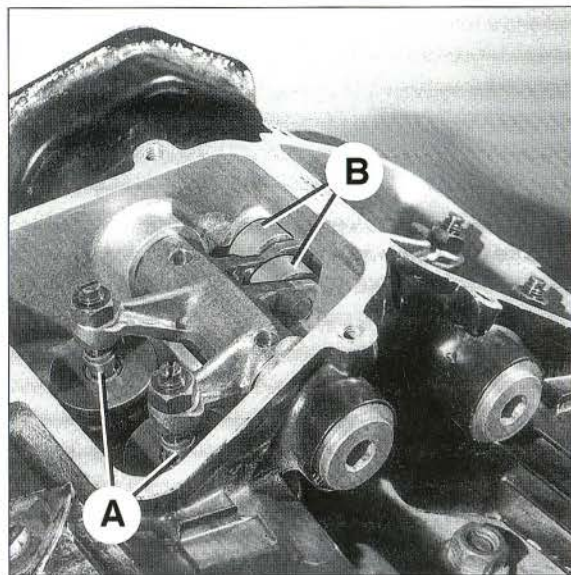
À noter d'ailleurs que ce raisonnement vaut pour un moteur culbuté, qui lui aussi possède une distribution à patins courbes.



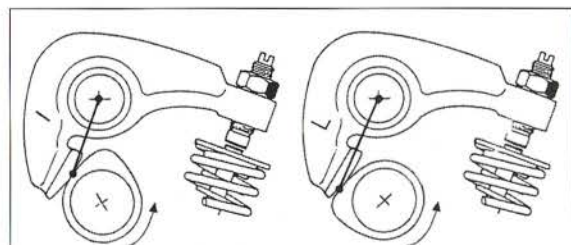
Même allégé au maximum, un basculeur conservera la nervure supérieure qui assure toute sa rigidité. Attention à la conjonction allègement important et AAC très sévère avec des ressorts très durs.



Ici, un Rotax SOHC. Les monocylindres utilisent souvent une distribution à quatre soupapes commandée par ACT. C'est un choix économique et performant sur ce type de moteur (Source RMT).



L'utilisation de rouleaux sur les basculeurs permet de réduire les frottements et les risques de grippage des culbuteurs. Attention à surveiller l'état correct des aiguilles, qui peuvent occasionner de gros dégâts en cas de dislocation du roulement.



Déplacement des points de contact. La position relative des différents éléments de la distribution évolue au fur et à mesure de la levée de soupape. Cette variation entraîne un changement de rapport de levée du basculeur qui doit être pris en compte lors du dessin de l'arbre à cames, afin d'obtenir une accélération correcte au niveau de la soupape.

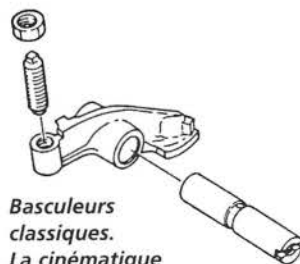
5.7.3 Le double arbre à cames en tête

En poussant plus loin le raisonnement, on s'est dit qu'il était encore mieux de supprimer les culbuteurs pour commander directement les soupapes. Moins de pièces, moins d'inertie, donc des lois de cames d'autant plus "folles". C'est le schéma classique que l'on rencontre sur tous les moteurs de motos modernes. En avançant encore, on en est arrivé à multiplier les soupapes, ce qui réduit leur

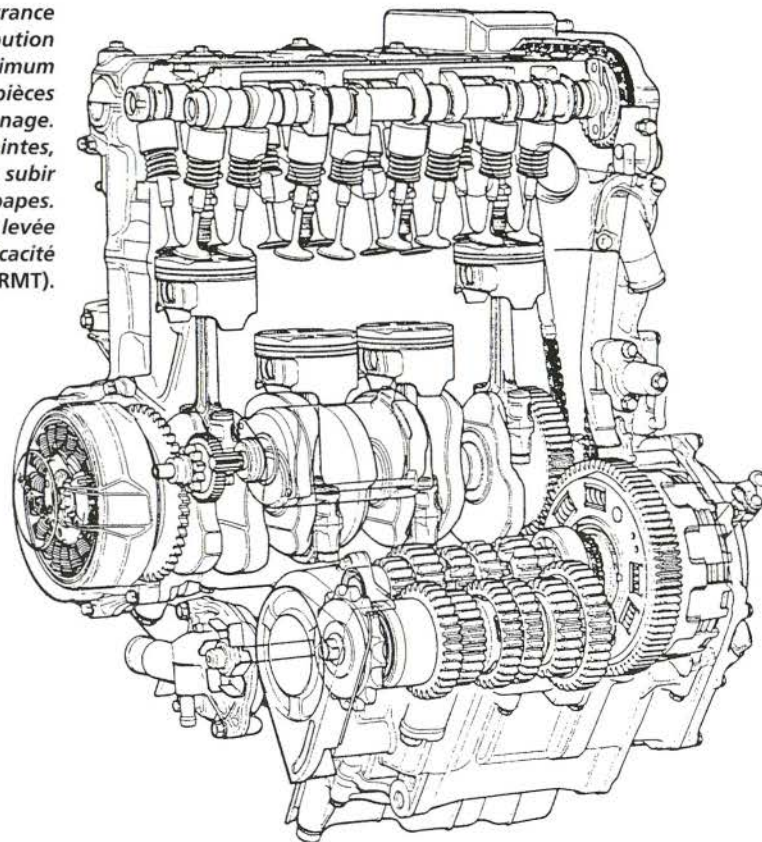
masse unitaire, facilite encore plus leur rappel et donne beaucoup plus de latitude pour adopter une loi de cames très sévère. La distribution est donc dite à double arbre à cames en tête (DOHC en anglais pour Double Over Head Camshaft) et à quatre ou cinq soupapes par cylindre sur la plupart des moteurs de moto. C'est un peu le nec plus ultra en la matière. Autre avantage : la came commande directement la soupape, par l'intermédiaire tout de même d'une pastille calibrée et d'un poussoir plan, ce qui facilite le calcul par rapport aux patins

La simplification à outrance de la distribution permet de réduire au maximum le nombre de pièces ayant un mouvement de pilonnage.

À égalité de contraintes, on peut donc faire subir d'énormes accélérations aux soupapes. On peut ainsi obtenir des lois de levée ayant une très forte efficacité (Source RMT).



Basculeurs classiques. La cinématique des basculeurs à patins courbes est particulièrement délicate à déterminer par calcul ; pour l'amateur, le plus simple sera encore de raisonner par homothétie, c'est-à-dire en utilisant un coefficient multiplicateur (voir texte).



courbes. Enfin, l'admission et l'échappement étant séparés, on peut jouer librement sur le calage des deux arbres à cames.

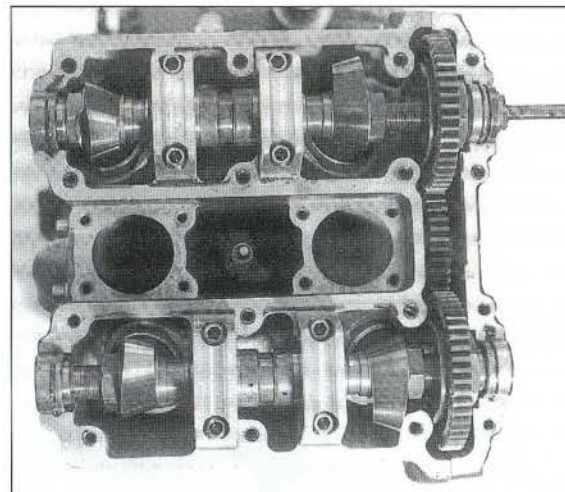
Le système comporte donc un poussoir qui s'interpose entre la came et la soupape. La tige de soupape étant de petit diamètre, la pression de contact sur la came serait trop importante, dans la mesure où il y a frottement.

Le poussoir est donc là pour faire l'interface. La limite des performances du système vient justement du diamètre du poussoir, car pour obtenir de fortes levées, il faut bien sûr des vitesses de levée importantes. Ceci s'obtient en allant chercher plus loin le point de contact came/poussoir. Sur un moteur très performant, on arrive donc à des diamètres de poussoir si importants que l'inertie devient supérieure à celle d'un basculeur. Ou encore des problèmes d'encombrement peuvent se poser, comme sur les moteurs Yamaha cinq soupapes. Le peu de place disponible limite le diamètre du poussoir, ce qui peut être gênant quand on recherche de hautes performances. C'est sans doute la raison qui a poussé Yamaha à n'utiliser que quatre soupapes sur la très sportive 600 R6. Les considérations de prix ont sans doute aussi joué un rôle déterminant dans ce marché très disputé tant sportivement que commercialement.

Certains ont résolu le problème d'encombrement et de masse des poussoirs d'une manière originale et intelligente. Le sommet du poussoir est bombé, ce qui offre des possibilités d'accélération supérieures car le contact came/poussoir se produit plus loin sur la came. À diamètre de poussoir égal, donc quasiment sans augmentation de masse, ceci provoque des accélérations de soupape plus importantes et donc des lois plus efficaces.

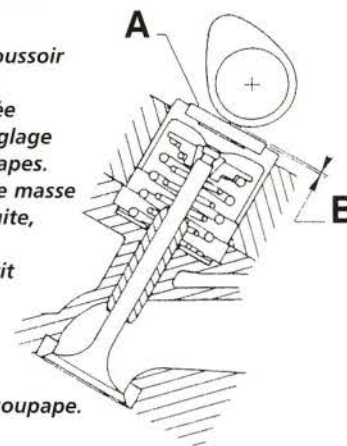
En raison du petit nombre de pièces, l'allègement devient ici difficile. Il faut envisager de remplacer l'existant par exemple par du titane.

Sur sa nouvelle 750, YZF R7, Yamaha a conservé les cinq soupapes comme sur la 1000 R1. Techniquement, la supériorité n'est pas démontrée, mais comme le desmo de Ducati, elle constitue un emblème de technologie et d'originalité. Sur le moteur de superbike, les soupapes en titane remplacent avantageusement celles en acier. À l'admission, la masse passe de 18,3 g sur l'ancienne version à 9,5 sur la R7 et de 21,7 à 12,1 pour l'échappement. Notez que les soupapes d'échappement sont ici plus lourdes qu'à l'admission, ce qui est logique vu que la culasse comporte trois soupapes d'admission, donc de petit diamètre, contre deux d'échappement seulement.

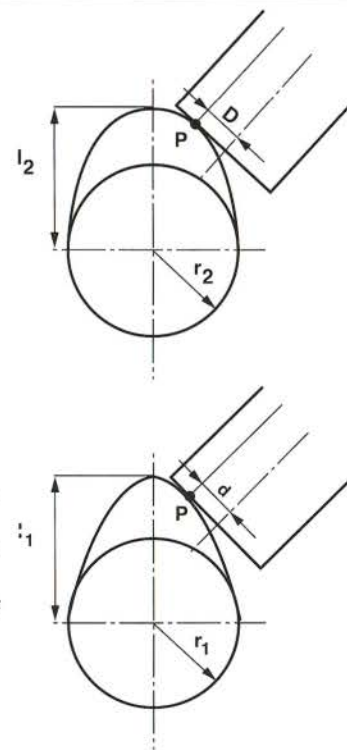


Inconvénient des soupapes croisées, de type Apfelbeck, chaque arbre à cames comporte une came d'admission et une came d'échappement. On ne peut donc jouer librement sur le calage ADM/ECH qui devient une donnée propre et définitive de l'AAC (Source Moto Journal).

Le détail d'un poussoir laisse apparaître la pastille calibrée qui permet le réglage du jeu aux soupapes. Parfois, pour une masse encore plus réduite, cette pastille est d'un très petit diamètre et se trouve directement à l'extrémité de la queue de soupape.

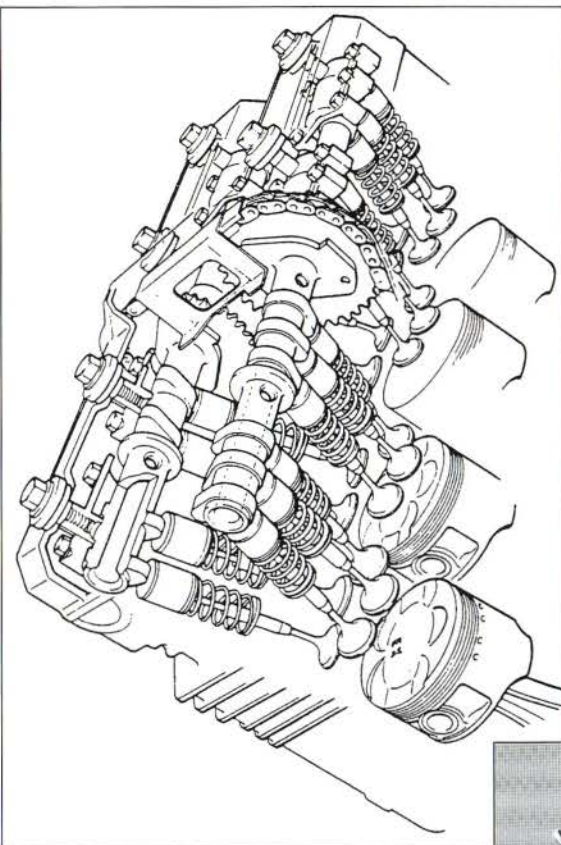


Plus la vitesse de levée est importante, c'est-à-dire plus l'AAC est efficace plus le point de contact came/poussoir est excentré par rapport à la soupape, ce qui impose un poussoir de fort diamètre donc plus lourd. Cette contrainte limite les performances des godets.

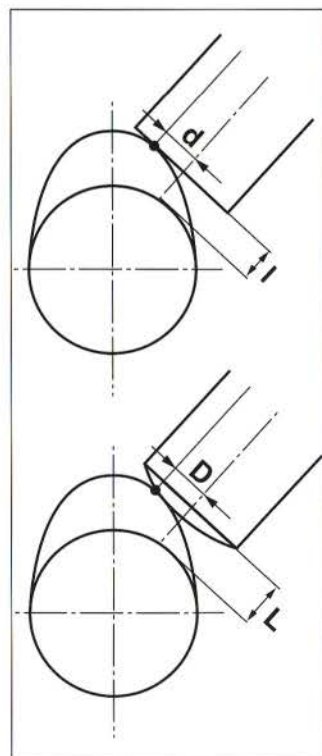


L'implantation de cinq soupapes limite le diamètre maximum des godets et donc la vitesse de levée, en raison des contraintes mécaniques et thermiques de la culasse.

C'est peut-être cette limitation qui pousse Yamaha à remettre en cause son concept 5 soupapes par cylindre.



La nouvelle Yamaha R7 a la lourde tâche de faire briller le légendaire cinq-soupapes au plus haut niveau des courses de quatre-temps, en attendant les grands prix. La concurrence est rude et la justification de ce principe est sans doute plus le fait du marketing que réellement technologique.



En bombant la surface de contact came/poussoir, on parvient à obtenir de plus fortes vitesses de levée pour un diamètre de poussoir donné et donc une masse quasiment identique. La détermination de la loi de came devient du type "à patins courbes", ce qui complique sensiblement les choses. Grâce à ce type d'artifice, le cinq-soupapes pourra peut-être tirer profit de sa distribution malgré de petits godets. Le rapport efficacité/masse de cette solution se rapproche sans doute de la solution à linguets.

5.7.4 Les linguets

C'est sans doute le type de distribution le plus évolué à ce jour, avec le desmo. Pour résoudre les problèmes d'encombrement, de masse des godets alliés à des cames à forte vitesse de levée, on a imaginé d'interposer un petit culbuteur dont l'axe de rotation, situé à l'opposé de la soupape et de l'arbre à cames (voir figure), amplifie le mouvement de la came. La distribution est alors à patin courbe, mais malgré cette pièce, l'inertie globale diminue très légèrement. On a ainsi plus de liberté pour définir des lois de came plus sévères. Contrepartie de ce petit avantage : la mise au point d'une telle distribution est à la fois plus délicate et plus coûteuse. Ce choix est de toute façon celui du constructeur et non du préparateur. À son niveau, il retrouve la complexité de calcul que nous avons évoquée précédemment.

Dans les compétitions automobiles de très haut niveau, en particulier la F1, on utilise des lin-



guets accompagnés d'une distribution à rappel pneumatique. La conjonction des deux offre un potentiel énorme, qui sera sans doute exploité en moto sur les quatre-temps en Grands Prix... À moins que Honda ne s'y essaye prochainement en superbike ?

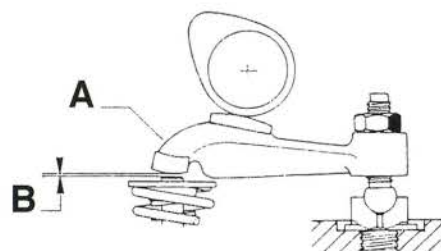
L'avantage de ce principe est de remplacer les ressorts par un coussin d'air situé sous la soupape. La coupelle de soupape est munie d'un joint d'étanchéité sur sa partie extérieure et coulisse dans une "chemise" à l'intérieur de laquelle règne une pression d'environ 10 bars, portée à 20 bars à la levée maxi. Cette pression peut être engendrée soit par une pompe, soit par une bouteille (volume 1 litre et pression 200 bars en F1). L'intérêt est de supprimer le ressort et donc la masse qu'il représente, ce qui allège la masse mobile. Par ailleurs, on ne subit plus les limites des contraintes mécaniques qu'il est susceptible d'accepter. Les lois de came peuvent donc être extrêmement sévères, avec des levées et des accélérations importantes, tout en supportant des régimes élevés.

5.7.5 La distribution desmodromique

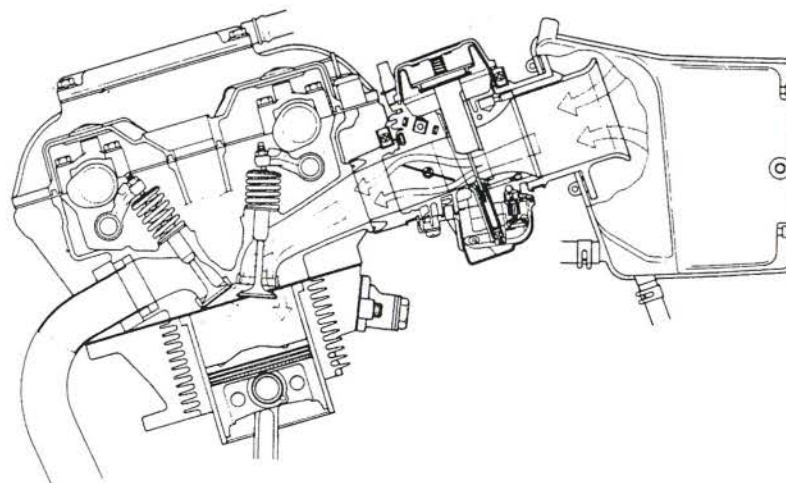
Ce principe est devenu synonyme de Ducati pour les motards. C'est en effet la seule marque à l'exploiter commercialement. Mais au fait, qu'en est-il exactement ? L'idée consiste à remplacer le ressort de rappel par un culbuteur qui assure la fermeture de la soupape. L'avantage est que l'on supprime tout risque d'affolement et de décollement de la came, puisque, à la rigidité près des culbuteurs on est sûr de suivre parfaitement le profil. Ainsi, on peut se permettre des diagrammes très sévères, avec des ouvertures et des fermetures particulièrement brutales, en somme des accélérations de soupape "desmoniaques", tout en préservant les portées de soupape, car on ne martèle pas les sièges avec de puissants ressorts. Par ailleurs, à rigidité égale, un linguet de moteur desmo ne lutte pas contre un ressort, mais simplement contre l'inertie de la soupape. Il peut donc lui imprimer une plus forte accélération, ce qui

permet une ouverture plus rapide de la soupape et un temps de décélération prolongé. La soupape reste donc fortement ouverte plus longtemps. Le remplissage du moteur s'en trouve sensiblement amélioré. Paradoxalement, l'absence de ressort est plus intéressante à bas régime, car les gains en frottement sont assez sensibles. À très haut régime, l'inertie de la soupape et de ses accessoires vient contrecarrer la force du ressort et les frottements diminuent (pression de Hertz). Le ressort emmagasine alors une énergie potentielle qu'il restitue. Par ailleurs, il est faux de penser que le ressort constitue la seule limite en termes d'efficacité d'une loi de came. Les contraintes admissibles en fatigue par les matériaux constituant les divers éléments de la distribution sont aussi rédhibitoires. Or, à très haut régime, le desmo n'est guère bénéfique dans ce domaine.

Au vu des résultats de la marque italienne en superbike, on peut penser que cette technologie complexe est parfaitement maîtrisée, en particulier au niveau des jeux de fonctionnement qui



L'interposition d'un linguet entre l'arbre à cames et la soupape permet de réduire l'inertie de la distribution par rapport à des godets, en particulier dans le cas de fortes vitesses de levée.



Sur les sportives, on trouve parfois des linguets. Le réglage du jeu aux soupapes est simplifié par rapport à des pastilles. Le potentiel de ce type de distribution est très élevé en termes d'accélération de soupapes et donc d'efficacité de la loi de levée. En formule 1, on utilise ce type de distribution pour faire tourner les 3,5 l à 17 000 tr/min.

demandent une grande précision. Il est vrai que le desmo n'est pas simple au demeurant. Si l'on se penche sur une culasse "desmo quattro", c'est-à-dire à quatre soupapes et rappel desmodromique, on y trouve :

- deux arbres à cames ayant chacun quatre cames, l'une d'ouverture, l'autre de fermeture pour chaque soupape;
- huit basculeurs ou linguets, soit encore deux par soupape, l'un d'ouverture, l'autre de fermeture;
- quatre ressorts en épingle qui assurent l'étanchéité des soupapes sur leur portée respective et évitent le rebond de la soupape sur le siège en cas de jeu excessif.

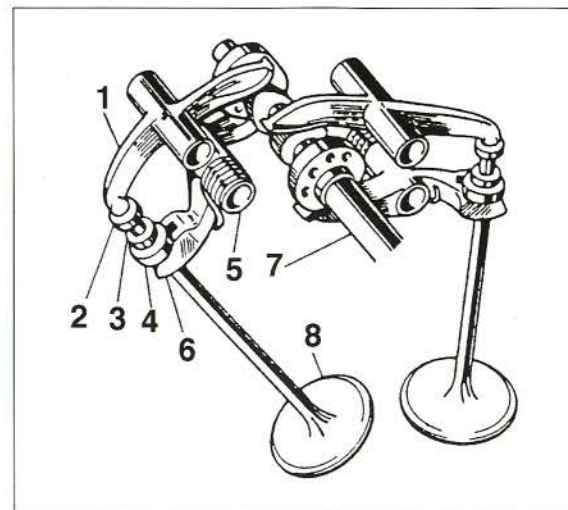
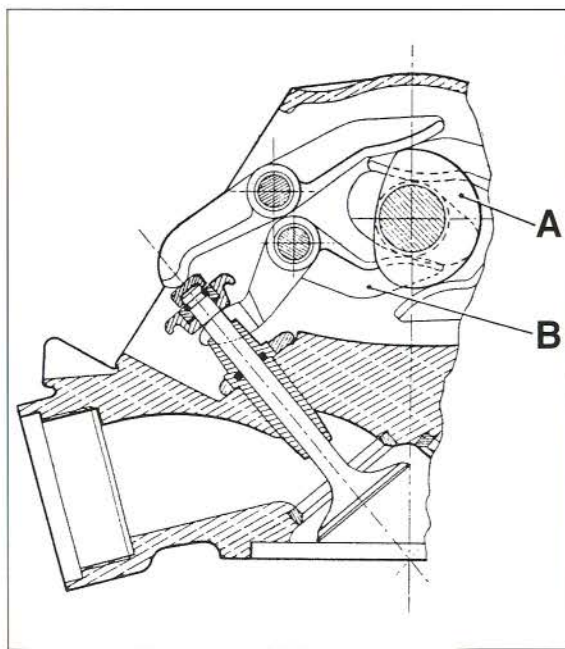
On imagine mal la complexité sur un quatre-cylindres en ligne !

Le coût d'un tel système est énorme et se justifie difficilement de nos jours, avec des multisoupapes. Les résultats de la Britten, seul twin de course de cylindrée équivalente, laissaient entrevoir un potentiel tout à fait comparable aux Ducati, malgré des moyens beaucoup plus faibles et une distribution classique. La venue sur le marché de twins concurrents (Aprilia, Honda VTR, Suzuki TL 1000, Voxan) nous fournira sans doute des éléments de réponse palpables. À ce jour, la 996 n'avait en effet pas de rivale directe puisqu'elle luttait contre des 750 quatre cylindres. La comparaison avec d'autres machines équivalentes est délicate à établir puisque c'est justement elle qui constitue la référence ! L'équivalence 750/1 000 en Mondial superbike a été déterminée et aménagée autour de la Ducati et de son desmo. Nous devons donc attendre de voir le potentiel de la VTR superbike pour évaluer l'apport de la distribution desmodromique par rapport à un moteur conventionnel. Il est fort probable que le géant japonais parviendra rapidement à se mettre au diapason. En attendant, Ducati dispose de nom-

breuses années d'expérience dans ce domaine, ce qui constitue un atout loin d'être négligeable.

Outre son coût, le desmo peut s'avérer délicat s'il est mal réglé. Il est alors le siège d'efforts énormes qui peuvent provoquer des ruptures de pièces, avec les conséquences que l'on imagine. On remarquera d'ailleurs que les tiges de soupape sont souvent d'un diamètre supérieur à ce qu'on rencontre avec des ressorts. Certes, l'inertie est beaucoup moins prise en compte que sur une distribution classique.

Encore une fois, pour l'amateur, c'est un cauchemar. Pas question de calculer un nouveau profil de came "sur les genoux". La coïncidence entre la came de levée et celle de rappel doit être parfaite. On est ici bien sûr en patins courbes... Le préparateur est donc réduit à acheter des pièces commercialisées. Pas question non plus de retailler un profil existant.



Vue d'un système desmodromique deux soupapes. Ducati est longtemps resté fidèle aux culasses deux soupapes par cylindre. La complexité et les difficultés de développement du desmo quatre soupapes ont retardé l'avènement d'une culasse plus moderne chez le constructeur bolognais.

1. Culbuteur d'ouverture.
2. Pastille de réglage du jeu d'ouverture.
3. Demi-joncs de clavetage de soupapes.
4. Cuvette de clavetage.
5. Ressort d'asservissement à la fermeture.
6. Culbuteur de fermeture.
7. Arbre à cames.

Le rappel des soupapes par un culbuteur permet de s'affranchir des ressorts et d'augmenter les accélérations de soupape. L'inconvénient du système réside dans sa complexité et donc dans son coût. En contrepartie, l'efficacité semble au moins équivalente à celle d'une très bonne distribution conventionnelle.

A. came de fermeture.
B. Culbuteur de fermeture.

La distribution desmodromique a toujours été emblématique pour Ducati. Dès les années soixante, la marque a développé ce principe sur des 125 de grands prix. La 750 SS 1973 reste une des figures de proue de la marque. Sa distribution desmodromique à deux soupapes par cylindre lui permit de briller en compétition.



Vue d'une Ducati 851. Premier modèle de série à conjuguer distribution desmodromique et culasse à quatre soupapes, elle est le fruit de l'imagination de Massimo Bordi qui l'étudia lors de sa thèse. Aujourd'hui, la 996, sa digne héritière, reprend la base moteur de la 851.



Seul twin réellement conçu pour la compétition, la Britten semblait en mesure de tenir tête aux Ducati, même sans distribution desmodromique. L'arrivée d'autres bicylindres en Mondial superbike, notamment la Honda VTR, permettra d'évaluer le potentiel réel du desmo par rapport aux distributions classiques.



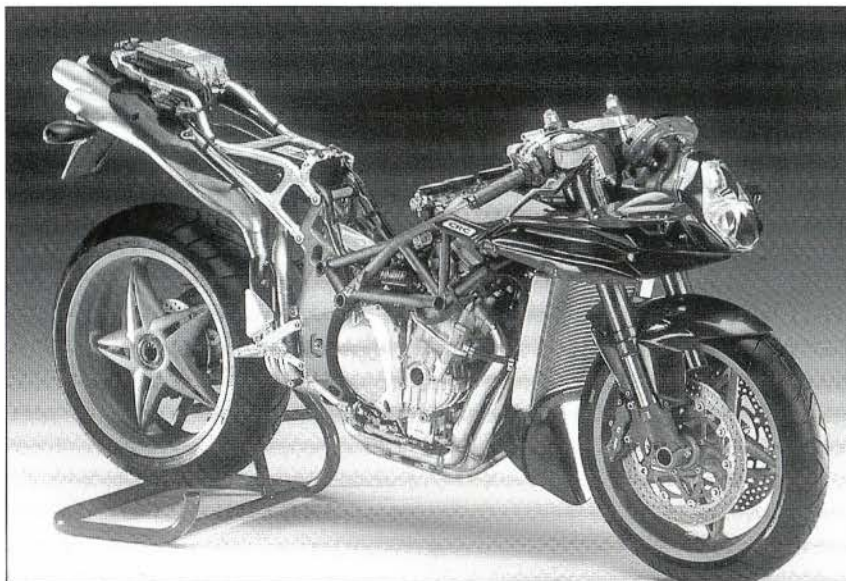
Chapitre 6

ACOUSTIQUE

INTRODUCTION

Les systèmes d'admission et d'échappement d'un moteur thermique sont le siège de phénomènes vibratoires ayant pour origine l'écoulement des gaz naturellement pulsés dans les conduits. L'ouverture et la fermeture des soupapes engendrent des variations de pression importantes ainsi que des mises en vitesse et des arrêts de la colonne gazeuse qui se met ainsi à résonner, comme un tuyau d'orgues. L'analogie entre un moteur et un instrument de musique est loin d'être une ineptie. Alors, nous aussi, raisonnons !

La bonne maîtrise des phénomènes d'acoustique permet de gagner 10 % de couple sur un moteur. Un sujet que le préparateur doit parfaitement comprendre pour tirer le meilleur profit d'une mécanique. La 750 MV F4, avec sa ligne d'échappement particulièrement bien dessinée à tous niveaux, illustre bien l'importance que l'on doit y "accorder". La firme italienne a même étudié la sonorité de ses échappements comme s'il s'agissait d'un instrument de musique (Source Moto Journal).



6.1 LES PRINCIPES DE L'ACOUSTIQUE

Les phénomènes acoustiques (du grec akoustikos, qui concerne l'ouïe) tirent leur nom du fait qu'ils se produisent à la vitesse du son. Comme vous le savez sans doute, la propagation du son dépend de la nature du milieu qui le transporte. On sait par exemple que l'on entend un train venir de très loin en plaquant son oreille sur les rails (n'essayez pas sur le TGV Paris-Nantes, nous tenons à garder nos lecteurs en un seul morceau). La vitesse du son dans un gaz dépend de la composition de celui-ci, qui se traduit par son coefficient adiabatique, γ , et de sa température, ce qui sous-entend de fortes différences entre l'admission et l'échappement.

L'expression de la vitesse du son est désignée par C qui signifie célérité, car il ne s'agit pas de déplacement de matière mais bien d'énergie. Il est

en effet important de garder cette nuance à l'esprit, car les deux phénomènes se produisent de manière "indépendante". La célérité ne doit pas être confondue avec la vitesse des gaz dans les conduits. On peut visualiser le phénomène en donnant des impulsions à une corde. On voit une vague se déplacer le long de la corde, mais la matière ne fait qu'osciller de bas en haut, sans se déplacer longitudinalement, pendant que l'onde avance de manière très nette. Pour les vagues, c'est pareil ; mais la nuance est difficile à faire quand elle vous éclate à la figure et vous projette vingt mètres en arrière. L'énergie est en tout cas bel et bien là !

Nous en arrivons donc à la formule suivante :

$$C = \sqrt{\gamma RT}$$

où C est donc la célérité du son, γ le coefficient adiabatique du gaz, 1,35 à l'admission et 1,45 à l'échappement, R la constante des gaz parfaits soit $R = 289$ et T la température absolue des gaz en degrés Kelvin, c'est-à-dire la température habituellement exprimée en degrés Celsius à laquelle on ajoute 273.

On obtient ainsi 340 m/s à l'admission à température ambiante.

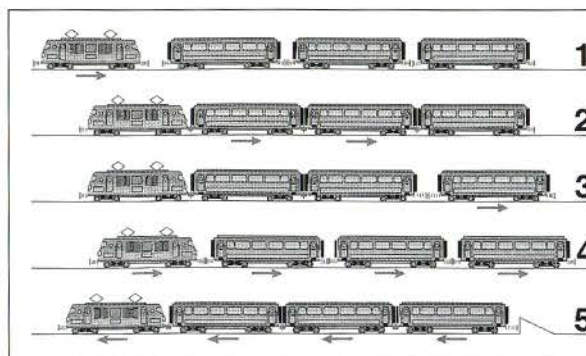
Résumons : nous savons donc que l'admission est soumise à des effets d'ondes qui se déplacent à la vitesse du son, indépendamment du déplacement des gaz.

Pour simplifier le plus possible, nous dirons que la propagation des ondes repose sur deux règles fondamentales :

- la rencontre d'un obstacle ne change pas le signe de l'onde incidente. Cela signifie qu'en arrivant sur une soupape fermée, par exemple, une onde de pression repart sous forme d'une onde de pression;

- au contraire, la rencontre d'un milieu ouvert change le signe de l'onde incidente. L'onde de pression qui a buté sur la soupape rebrousse chemin pour arriver sur le cornet d'admission, c'est-à-dire l'air libre, donc dans un milieu ouvert. Elle se métamorphose alors en onde de dépression pour retourner dans le conduit, où elle rencontre à nouveau la soupape fermée qui la renvoie comme elle est venue, c'est-à-dire en onde de dépression. La voilà à nouveau à l'extrémité libre du conduit qui change de sens pour se transformer en onde de pression. C'est ainsi que l'onde de pression initiale revient à la rencontre de la soupape d'admission après avoir parcouru quatre fois la longueur du tuyau. On dit alors que le conduit résonne en quart d'onde. Tous ces voyages ont bien sûr réduit son énergie; on dit aussi que l'onde est amortie.

On appréhende bien ce type de comportement en visualisant un train, arrêté sur une voie ferrée, qui va se faire accoster par une locomotive. Les wagons sont reliés entre eux par un dispositif qui comporte un ressort. Lors de l'impact, l'onde de choc (pression) pousse les wagons successivement jusqu'au dernier, qui avance et vient tirer les autres successivement. L'onde de pression initiale s'est transformée en onde de dépression. Imaginez maintenant le même cas de figure sur une voie de garage munie d'un butoir. Lors de l'impact, tous les wagons se repoussent jusqu'au dernier, qui vient rebondir sur le butoir et repousser les autres au lieu de les tirer comme précédemment. L'onde de pression rebrousse donc chemin sous forme d'une onde de pression quand elle rencontre un milieu fermé.



Propagation des trains d'ondes. La comparaison des phénomènes de propagation des ondes avec le comportement d'une locomotive accostant un train permet de bien visualiser le déroulement des événements en fonction de la nature de l'obstacle rencontré.

1. Extrémité libre : extrémité ouverte.
2. Onde de pression incidente.
3. Onde de dépression.
4. En retour, l'onde est inversée.
5. Extrémité bloquée : extrémité fermée. L'onde revient identique.

(Source Moto Journal).

Si les trains d'ondes vous filent le bourdon, n'allez pas en faire une dépression pour autant !

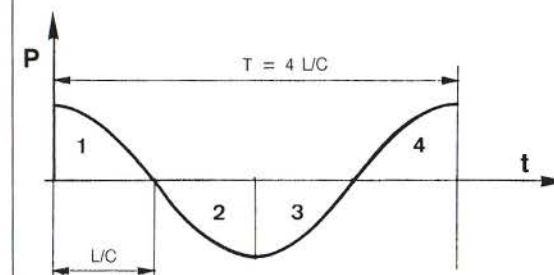
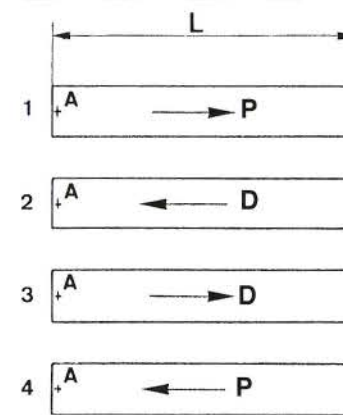
Nous pouvons désormais définir la période d'un phénomène vibratoire. Il s'agit du laps de temps qui se déroule quand l'onde revient identique à son point de départ après avoir accompli un cycle complet. Profitons-en pour vous dire que la fréquence d'un phénomène est l'inverse de sa période. Elle s'exprime en hertz. Enfin, sa longueur d'onde est la distance qu'il parcourt sur une période. Nous en déduisons les formules suivantes :

La période vaut $T = 4 l/c$.

La fréquence est $f = c/4 l$.

La longueur d'onde est $\lambda = c T$.

Les grands principes physiques étant posés, on peut en entrevoir l'application pour le motoriste. Le but sera donc de profiter des oscillations de pression pour mieux vider et remplir le moteur au moment voulu. Pour ce faire, il suffit d'accorder les oscillations avec l'ouverture et la fermeture des soupapes. À l'admission en particulier, on cherchera à ouvrir la soupape lors de l'arrivée d'une onde de pression, pour commencer le remplissage dans les meilleures conditions. Ces dernières s'ouvrant à des moments variables en fonction du régime de rotation, on ne peut obtenir un accord parfait que pour un régime donné. Voyons comment déterminer cela.



On peut voir ici le mode de résonance d'un conduit d'admission dont la soupape est fermée.

Ce n'est qu'au bout de deux allers-retours que l'onde revient identique à elle-même. On dit alors que le conduit vibre en quart d'onde.

6.2 LES ACCORDS D'ADMISSION

Lors de la fermeture de la soupape, la veine gazeuse est subitement freinée et l'on enregistre une sorte de coup de bélier. Le but va être de synchroniser le retour de l'onde de pression avec l'ouverture de la soupape du cycle suivant. L'onde partant du RFA, puisqu'elle démarre à la fermeture de la soupape, nous savons qu'elle doit parcourir quatre fois l'admission pour revenir sous forme d'une onde de pression. Sa vitesse étant désignée par C et la longueur de l'admission étant L, nous disposons d'un temps égal à la période du conduit soit $t = T = 4 \text{ l/C}$.

En effet, la distance parcourue est égale au produit de la vitesse et du temps de parcours.

Exprimons maintenant le temps qui sépare la fermeture de la soupape de l'ouverture du cycle suivant. Nous cherchons donc à relier le RFA et L'AOA. En fait, nous cherchons tout simplement à déterminer le temps de fermeture de la soupape. Sachant qu'un cycle quatre temps s'étale sur deux tours, soit 720° , nous allons retrancher la durée de l'ouverture admission au cycle pour en trouver le temps de fermeture !

Appelons-le θ_f Soit :

$$\theta_f = 720^\circ - (\text{AOA} + 180 + \text{RFA})$$

Exprimons la durée de θ_f en fonction du régime de rotation. Partons d'un régime moteur exprimé en tours/minute. Pour obtenir des tours/seconde, il suffit de le diviser par 60. Enfin, pour obtenir la durée d'un tour, il faut en prendre l'inverse. Exemple : un moteur tourne à 12 000 tr/min. Il fait donc 200 tours/sec (12 000/60). Un tour dure donc 1/200 de sec, c'est-à-dire 200 fois moins de temps.

Voyons maintenant ce que donne le calcul de θ_f , sachant qu'un tour dure 360° .

Une rotation de 1° vilebrequin correspond à $1/360^\circ$, soit en temps :

$$T_f = \theta_f \times (1/360) \times (60/N)$$

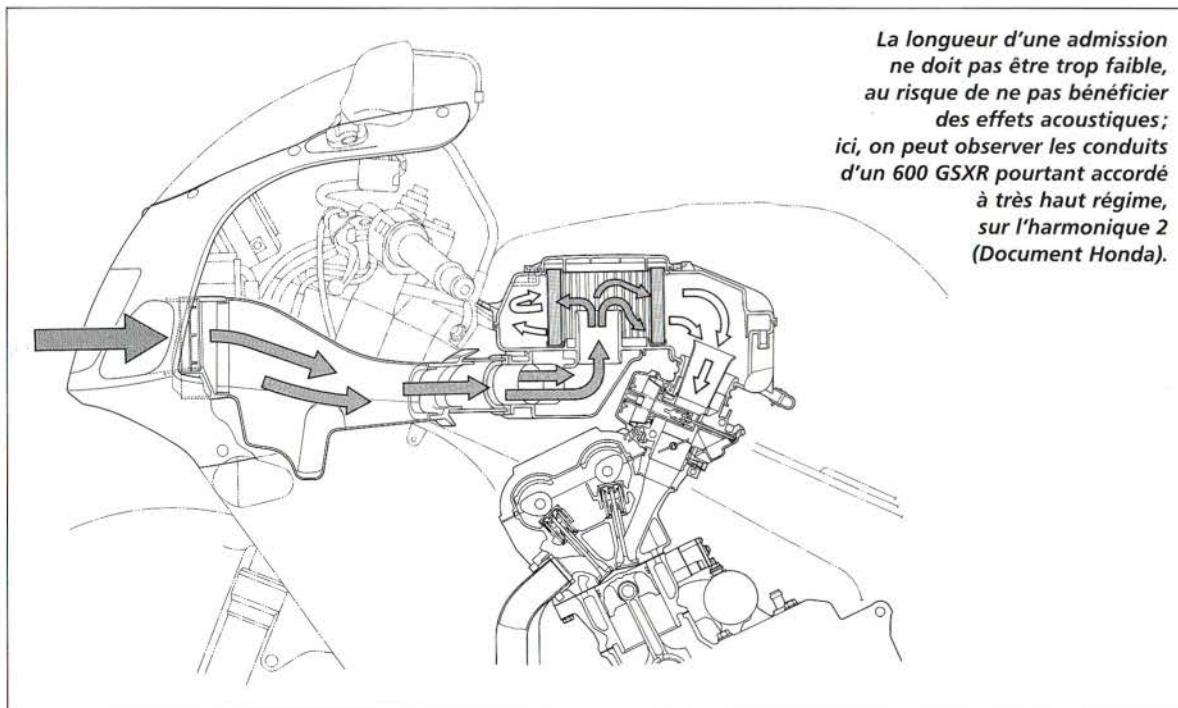
$$T_f = \theta_f/6N$$

L'accord acoustique de l'admission se produit quand le temps de fermeture T_f est égal à la période de vibration du conduit T. Ceci se traduit donc par l'équation suivante :

$$T_f = T$$

$$(\theta_f/6N) = 4 \text{ l/C}$$

Nous pouvons introduire un coefficient k dans cette expression afin de déterminer directement



les harmoniques, c'est-à-dire les accords susceptibles de se produire lorsque l'onde fait non pas quatre mais huit, douze ou seize allers-retours. On subit bien sur un amortissement très sensible du phénomène.

$$(\omega f/6N) = k \times 4 l/C$$

6.2.1 Application numérique sur une 600 CBR Honda

Voyons l'exemple d'un moteur particulier pour illustrer cette démonstration.

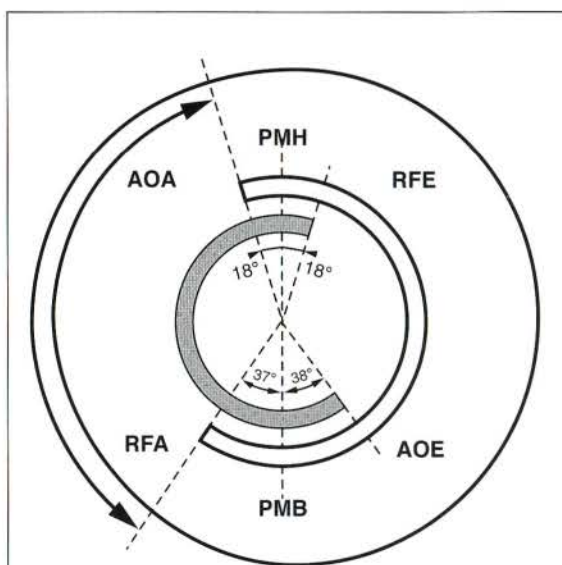


Diagramme de distribution de la 600 CBR à 1 mm d'ouverture. On voit ici l'angle de fermeture de la soupape d'admission qui matérialise la durée séparant deux admissions successives. C'est sur ce laps de temps, variable en fonction du régime, que l'on doit accorder la longueur de l'admission.

Honda 600 CBR :

Durée de l'admission = $18^\circ + 180^\circ + 37^\circ = 235^\circ$.

Déterminons $qf = 720^\circ - 235^\circ = 485^\circ$.

Longueur approximative de l'admission de la soupape à l'extrémité du cornet : environ 0,25 m.

Supposons une température d'admission de 20° qui nous donne une vitesse du son de 340 m/s.

Cherchons à déterminer le régime d'accord.

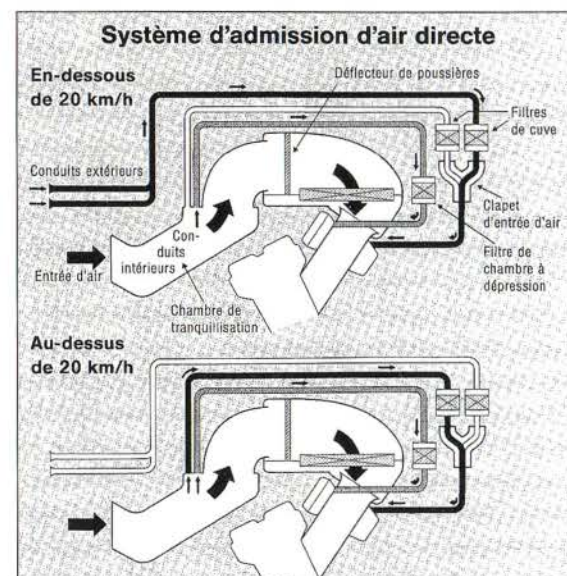
$$N = 485/6 \times (k \times 4 \times 0,25/340)$$

Ce qui nous donne 27 500 tr/min pour $k = 1$.

13 750 tr/mn pour $k = 2$.

9 150 tr/min pour $k = 3$.

et 6 875 tr/min pour $k = 4$.



Vue de l'admission de la Honda 600 CBR 98. La longueur de l'admission de la 600 CBR est calculée afin d'être accordée sur l'harmonique 2 à 13 750 tr/min. Cette particularité permet à ce genre de moteur de disposer d'une forte "allonge" qui favorise une longue plage d'utilisation. C'est particulièrement intéressant en course pour ne pas changer inutilement de vitesse entre deux virages (Document Honda).

Ces valeurs amènent plusieurs constatations.

Elles ne prennent pas en compte la présence de la boîte à air, qui ne constitue pas totalement un espace ouvert et a donc tendance à modifier (à la baisse) les fréquences propres du système d'admission. Toutefois, la détermination du système d'admission complet est délicate car elle fait appel à la théorie des nombres complexes, qui portent bien leurs noms. Pour ceux qui l'ignorent, ce sont des nombres dont le carré est négatif ($J^2 = -1$!). Le système doit être alors mis en équation par modélisation d'éléments connus, volume et conduits assemblés en série ou en parallèle. Cela requiert un bon niveau en mathématique.

On constate ici que le moteur n'est accordé qu'à partir de la deuxième harmonique. On perd donc en efficacité. Mais il est rarement possible de s'accorder sur la première. Ici, il nous aurait fallu un conduit de 50 cm de long pour parvenir au résultat souhaité, ce qui n'est pas concevable et provoquerait des pertes de charge importantes en termes de frottement. L'harmonique 2 est accordée au plus haut régime d'utilisation du moteur, ce qui favorise sa puissance maxi.

Contrairement aux idées reçues, les conduits d'admission favorables aux phénomènes acoustiques sont donc plutôt longs. Si l'on supprime la boîte à air d'un moteur pour disposer d'une admission libre, il faudra penser à rallonger le conduit pour profiter des effets acoustiques. Les conduits très courts suppriment toute possibilité de bénéficier d'une suralimentation acoustique.

La longueur du conduit et le nombre d'allers-retours ($K = 2,3,4$) amortissent les effets acoustiques. On cherchera toujours à disposer d'un conduit le plus droit et le moins rugueux possible pour réduire les pertes de charge régulières par

friction. On évitera ou l'on améliorera l'aérodynamisme des obstacles (papillon, boisseaux, coudes et raccords divers) pour réduire simultanément les pertes de charge singulières.

6.2.2 Les contre-résonances

Si l'on cherche à bénéficier des résonances favorables, on va malheureusement aussi subir des contre-résonances, qui se produisent lorsque la soupape s'ouvre alors que l'onde est de retour sous forme d'une dépression. Cela se produit quand le conduit est parcouru deux fois, ou six fois ou dix fois ou quatorze fois par l'onde. On calcule aisément ces valeurs en remplaçant k par 0,5, 1,5, 2,5, 3,5, ce qui nous donne ici (toujours sur la 600 CBR) :

$$(\theta f / 6N) = k \times 4 \text{ L/C}$$

$$N = (\theta f) / (k \times 24 \text{ L/C})$$

avec $L = 0.25$ et $C = 340 \text{ m/s}$ et $\theta f = 485$.

$$N = 485 / (6 \times k / 340)$$

55 000 tr/min pour $k = 0,5$.

18 320 tr/min pour $k = 1,5$.

11 000 tr/min pour $k = 2,5$.

7 850 tr/min pour $k = 3,5$.

On constate tout de même que seules les vibrations déjà passablement amorties ($k = 2,5$ et $3,5$; soit respectivement dix et quatorze allers-retours de l'onde) sont dans la plage d'utilisation du moteur. Leur effet néfaste est donc diminué et le bénéfice des résonances est globalement positif sur le remplissage. On remarquera tout de même des creux et des bosses sur la courbe de remplissage, donc aussi sur celle du couple puisqu'elles

sont identiques, et par voie de conséquence sur celle de la puissance ($P = C \times w$). Les bosses sont plus importantes que les creux, puisqu'elles sont moins amorties.

6.2.3 Des nœuds au ventre et à la cervelle...

Les allers-retours incessants des ondes donnent lieu à des superpositions qui se traduisent par des ondes stationnaires à l'intérieur du conduit. On définit ainsi des nœuds et des ventres de pression qui sont respectivement des zones de pression stables ou au contraire des zones où la pression évolue de manière importante autour d'une valeur moyenne (celle du nœud). La distance qui sépare un nœud et un ventre est égale au quart de la longueur d'onde. Si le tuyau est ouvert aux deux extrémités, on trouve un ventre de pression à chaque bout. La période de résonance est ici égale à :

$$T = 2 \text{ L/C}$$

C'est logique, puisqu'en un aller-retour, l'onde change deux fois de sens (extrémités ouvertes) et se retrouve à l'identique au bout de ce laps de temps.

Au contraire, si le tuyau dispose d'une extrémité fermée, on trouve un ventre côté ouvert et un nœud côté fermé.

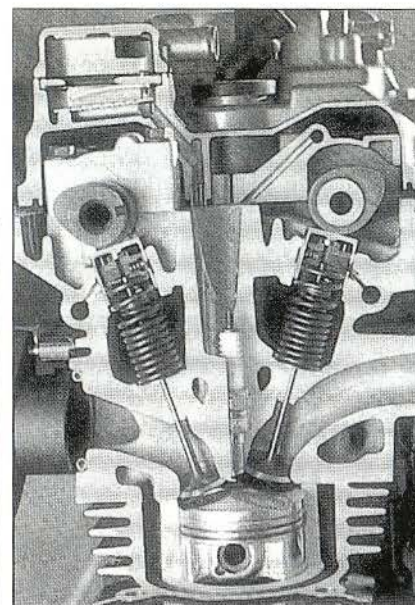
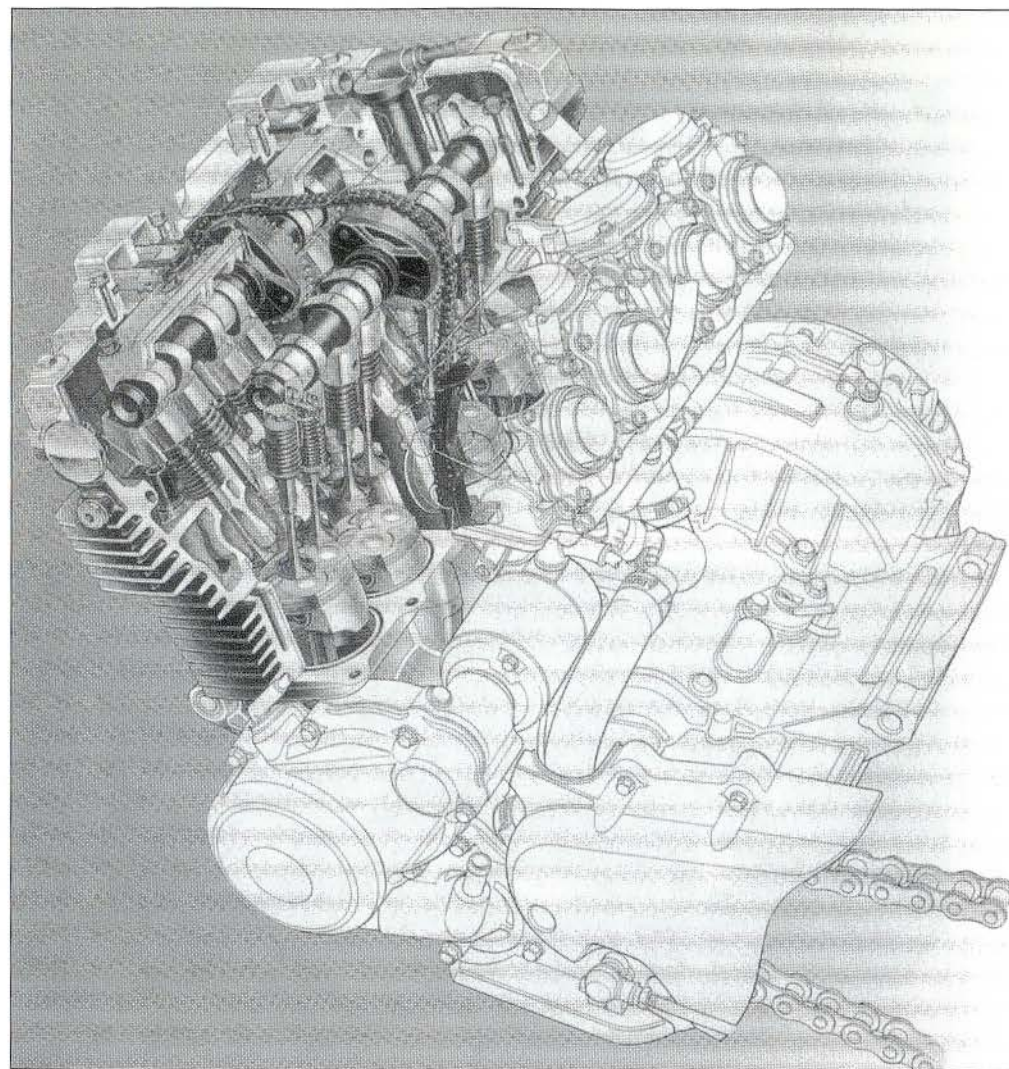
Dans le cas d'un carburateur, on aura une richesse plus constante si le gicleur est situé sur un nœud. Toutefois, on rencontrera le même problème avec le positionnement du capteur de pression de l'injection, sachant que la cartographie peut le corriger.

6.2.4 Les dispositifs d'admission variables

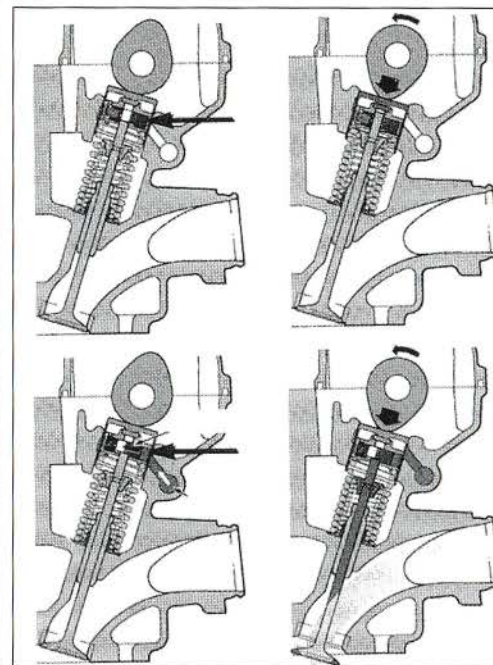
La démonstration qui précède nous conduit à la conclusion logique qu'il est possible de tirer le meilleur parti d'un moteur en faisant varier la durée et la longueur de l'admission...

En effet, nous avons déterminé l'équation qui permet de d'établir le régime d'accord en fonction de la durée de l'admission et de la longueur du conduit. En faisant varier l'un ou l'autre ou même les deux, on peut optimiser le remplissage du moteur sur une large plage de régime. Ainsi, l'ouverture de la soupape d'admission se déroule toujours sur une forte pression, ce qui favorise le remplissage, mais sur une plage de régime beaucoup plus large cette fois. Les systèmes de distribution variables sont encore peu répandus. Nous ne les aborderons que pour mémoire, car ils sont quasi impossibles à réaliser de manière artisanale. Chez les constructeurs, seuls Suzuki et Honda s'y sont essayés sur des 400. Nous retiendrons le fameux VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control), qui est aussi utilisé par la marque en automobile. Le principe est d'actionner huit ou seize soupapes en fonction du régime d'utilisation, par le biais d'un système de cales actionné hydrauliquement (voir figure ci-contre). L'avantage est de pouvoir disposer de vitesses des gaz importantes dans les conduits dès les bas régimes, ce qui favorise le couple, sans pour autant pénaliser la puissance maxi. Par ailleurs, le remplissage étant correct, le moteur dispose d'une meilleure régularité cyclique, ce qui permet d'alléger le vilebrequin. À haut régime, les huit autres soupapes s'ouvrent, ce qui donne un nouveau souffle au moteur. Est-ce la panacée ? Non malheureusement, tout au moins pas en compétition, car comme on le remarque sur les schémas de principe, la masse en mouvement

La dernière évolution du dispositif d'admission variable Honda ne joue ni sur la durée, ni sur la levée des soupapes. Le petit 400 fonctionne en huit ou seize soupapes selon que le régime de rotation est inférieur ou supérieur à 6750 tr/min (Source Moto Journal).



Vue du moteur coupé de la CB 400 Honda VTEC. Le défaut de ce type de distribution variable est d'alourdir la masse alternative de la distribution, ce qui engendre inéluctablement une baisse des performances du moteur à très haut régime. Seule la plage d'utilisation très sensiblement élargie peut s'avérer profitable à un usage tourisme. En compétition, ce type de système ne saurait être employé, sauf peut-être sur des machines très puissantes courant sous la pluie... (Source Moto Journal).



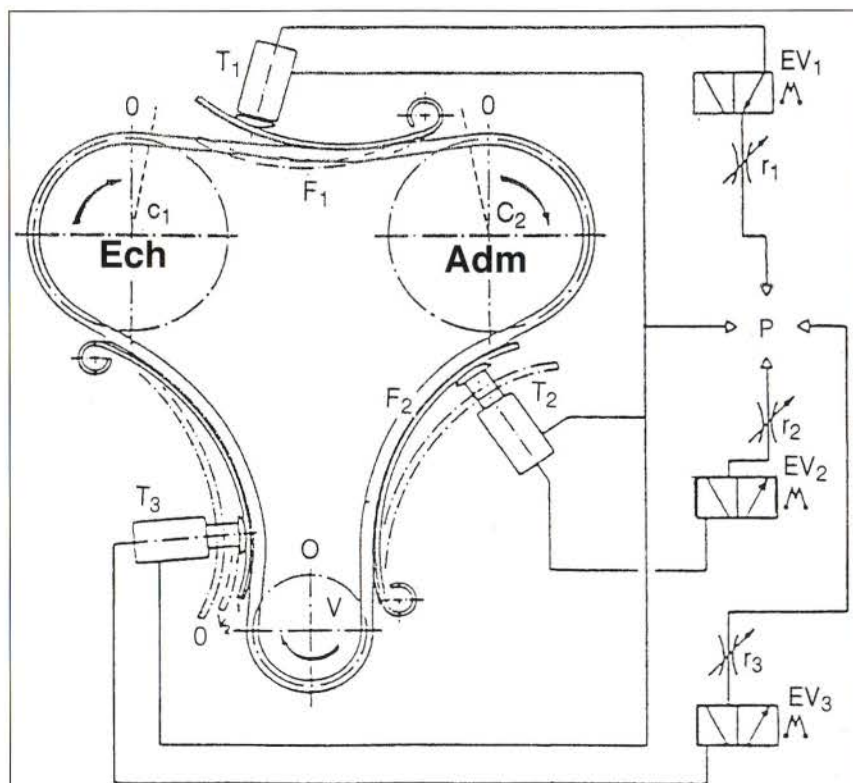
Vue du principe de fonctionnement de la CB 400 Honda VTEC. À bas régime, le poussoir agit "dans le vide". Il ne comprime qu'un ressort extérieur qui lui est propre la soupape ne se soulève pas. À haut régime, un jet d'huile vient pousser une entretoise qui permet au godet de commander directement la soupape. Le moteur change alors de registre et le docile huit-soupapes se transforme alors en un seize-soupapes turbulent (Source Moto Journal).

alternatif est singulièrement augmentée, ce qui empêche l'utilisation de profils de came très sévères à hauts régimes. La puissance maxi s'en trouve ainsi pénalisée. À titre indicatif, sur sa CB 400, Honda revendique un encombrement accru de 11 mm et une masse supérieure de 11 g par rapport à une distribution classique... Soit

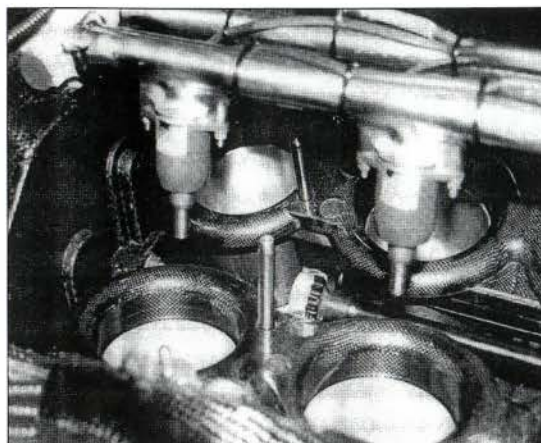
approximativement la masse d'une soupape sur ce genre de moto !

Sur un moteur à double arbre à cames en tête, on peut aussi jouer sur le calage des arbres au moyen de tendeurs de courroie ou de chaînes. Ce principe plus rudimentaire ne modifie par contre ni la levée, ni la durée angulaire de l'ouverture.

Son efficacité est donc moindre. Rappelons simplement qu'en augmentant le croisement, on favorise plutôt le couple à bas régime, mais on bride le moteur en haut faute d'un RFA trop faible. Au contraire, en espaçant les sommets de came, on réduit la valeur du couple maxi, mais on favorise le remplissage à haut régime et donc la P max.



Le calage de distribution variable est une solution intéressante pour étaler la plage d'utilisation d'un moteur. Il présente l'intérêt de ne pas alourdir les pièces en mouvement de pilonnage, ce qui ne réduit pas le potentiel de puissance maxi. La durée des ouvertures et les levées de soupape ne variant pas. L'impact est tout de même moins sensible que celui d'une véritable admission variable.



L'utilisation d'un système d'admission à longueur variable est séduisante et réaliste. Elle offre un gain de l'ordre de 10 % et supprime les creux des courbes de couple. On remarque ici les conduits, fortement rectilignes au-delà du cornet d'admission, afin de pouvoir coulisser l'un dans l'autre. Cela favorise les effets dynamiques et la puissance maxi. On notera aussi l'injecteur placé très loin pour favoriser le brassage air/essence et l'engrenage qui commande le mouvement des "trompettes".



L'autre façon d'étaler le régime d'accord acoustique consiste à faire varier la longueur de l'admission. C'est beaucoup plus simple, et accessible au préparateur. L'efficacité est bonne, ce principe est couramment utilisé en Formule 1 et Honda l'aurait employé sur la RC 45 en Mondial superbike. L'idée consiste à faire coulisser les trompettes d'admission sur un tube, afin de disposer d'une longueur optimale sur une large plage de régime. Les moyens à mettre en œuvre sont nettement moins complexes qu'avec une distribution variable. Ici, on ne travaille que sur des pièces d'ordinaire statiques, et l'étanchéité n'a pas besoin d'être parfaite. Technologiquement, on est ici face à un simple problème d'asservissement linéaire en fonction du régime de rotation moteur.

Voyons quelle plage de régime d'accord nous pourrions obtenir sur notre 600 CBR en augmentant la longueur du conduit de 5 cm.

$$N = \theta f \times C / (24 \times k \times L)$$

avec $C = 340$ m/s, $\theta f = 485^\circ$, $k = 2$, $L = 0,3$ m.
Soit $N = 11\,500$ tr/min.

Ce qui nous donne un accord continu entre 11 500 et 13 750 tr/min, alors que sur le moteur normal, on rencontre un régime de sous-remplissage à 11 100 tr/min. Ce dernier descendrait d'ailleurs à 9 150 tr/min, soit la valeur d'accord acoustique favorable pour $k = 3$ lorsque la longueur de l'admission est de 0,25 m. On en déduit qu'en asservissant la longueur de l'admission de manière continue, on arrive non seulement à prolonger le régime d'accord, mais aussi à supprimer les creux de remplissage. La mise au point d'un tel système reste à la portée d'un préparateur ayant quelques compétences ou des relations dans le milieu de plus en plus développé des automatismes.

6.3 LES ACCORDS D'ÉCHAPPEMENT

Les grands principes et les méthodes de calcul sont identiques à ceux appliqués à l'admission. On retiendra principalement deux nuances importantes :

- la température des gaz bien sûr, qui comme nous l'avons vu va changer la vitesse de déplacement des ondes ;

- l'objectif à atteindre est opposé à celui de l'admission, c'est-à-dire qu'on ne cherche pas à utiliser des ondes de pression, sauf cas particulier, mais des ondes de dépression pour favoriser l'expulsion des gaz brûlés. En fait, l'idéal est de faire régner une forte dépression dans la chambre de combustion au moment de l'ouverture admission, pour que de part et d'autre de la soupape la différence de pression soit la plus forte possible favorisant, ainsi le remplissage du moteur. L'idéal est de conjuguer accord acoustique à l'admission et à

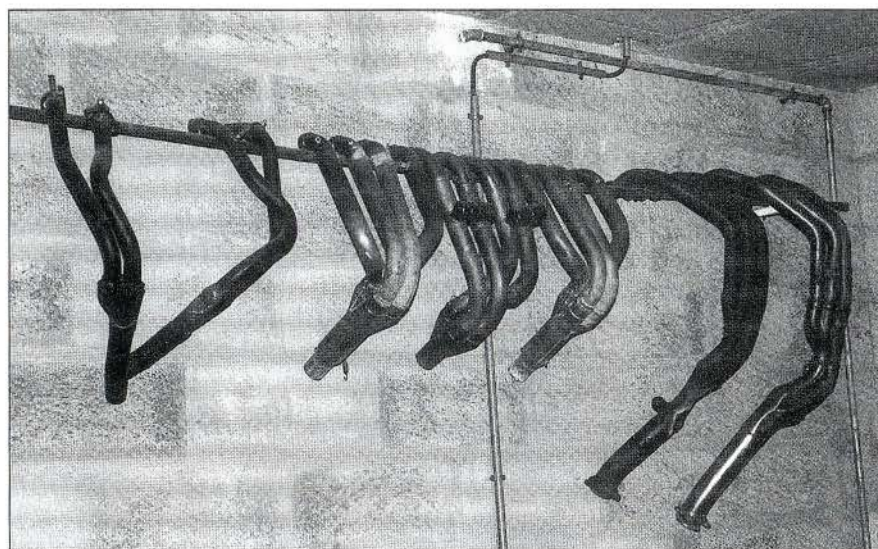
l'échappement. C'est dans de telles conditions que l'on arrive à obtenir une suralimentation naturelle qui permettra de flirter avec un taux de remplissage effectif de 1,3. Le régime d'accord sera souvent choisi au régime de P max pour favoriser l'allonge du moteur afin que sa courbe de puissance ne chute pas brutalement à haut régime.

Voyons maintenant en détail l'application de cette théorie au cas simple du monocylindre.

6.3.1 Le cas du monocylindre

Commençons par rappeler la formule de la vitesse du son.

$$C = \sqrt{\gamma RT}$$



La détermination d'un bon système d'échappement passe par la méthode qui suit. Elle permet de cerner les principales dimensions utiles, ce qui réduit sensiblement le champ d'investigation. La fabrication puis le passage au banc de trop nombreuses configurations serait d'un coût prohibitif et sans intérêt (Photo JFR).

La transformation chimique subie par les gaz lors de la combustion change leurs caractéristiques physiques. Ainsi, le coefficient adiabatique du gaz à prendre en compte n'est plus 1,35 comme à l'admission, mais 1,45.

Par ailleurs, la détente des gaz ainsi que les échanges de chaleur avec l'extérieur provoquent un abaissement de la température le long de l'échappement. Celle-ci influant sur la vitesse de propagation de l'onde, on raisonne sur la base d'une vitesse moyenne en fonction du tronçon que l'on considère. Sur la première partie du collecteur, on estime une température de 850 °C soit 1 123 °K (+ 273). Sur la seconde partie de l'échappement, on se basera plutôt sur 700 °C soit 973 °K. Enfin, sur la dernière extrémité, on supposera une moyenne de 600 °C soit 873 °K.

On peut donc en déduire des vitesses de propagation du son qui sont de l'ordre de :

685 m/s dans le collecteur ;

640 m/s dans la seconde partie du collecteur après une éventuelle jonction ;

et 605 m/s dans un mégaphone.

On remarquera que la température intervenant à la puissance 1/2 (c'est-à-dire sous forme d'une racine carrée) : elle varie dans une proportion toute relative. On trouve tout de même 80 m/s, soit près de 300 km/h de différence, entre le début et la totalité de l'échappement. Rappelons si besoin était qu'il s'agit d'ondes et non de gaz ou de matière à proprement parler. La validité des calculs qui vont suivre repose sur ces hypothèses. Elles ne sauraient en aucun cas garantir un résultat parfait à 100 %, mais constituent une bonne approche. La constitution de la ligne d'échappement, son épaisseur, son cheminement et donc son refroidissement peuvent modifier sensiblement les températures et donc les vitesses de propagation. Conséquence de ce phénomène physique, l'enrubannage d'un pot au moyen d'un

matériau réfractaire (par pitié, plus d'amiante !) augmente la vitesse de son et donc le régime d'accord du pot par voie de conséquence. Ce peut être un moyen de grappiller quelques chevaux en sommet de courbe de puissance pour donner un peu d'allonge à un moteur dans des courses monotype, sans transgresser les règlements.

Sur le monocylindre, on cherche donc à faire revenir une onde de dépression dans la culasse un peu avant l'ouverture admission pour favoriser le balayage. On considère donc que le temps dont dispose l'onde pour revenir est d'environ $\theta_e = \text{AOE} + 180^\circ - \text{AOA}$. Cette onde de pression part lors de l'ouverture de la soupape d'échappement (AOE) puis arrive dans un milieu ouvert (collecteur, mégaphone, ou air libre), où elle se transforme en onde de dépression qui remonte l'échappement jusqu'à la soupape. En reprenant le mode de calcul exposé à l'admission, on trouve :

$$L = \theta_e \times C / 12N$$

où $2L$ est la distance à parcourir lors de l'aller-retour, C la vitesse du son à cette température soit environ 685 m/s.

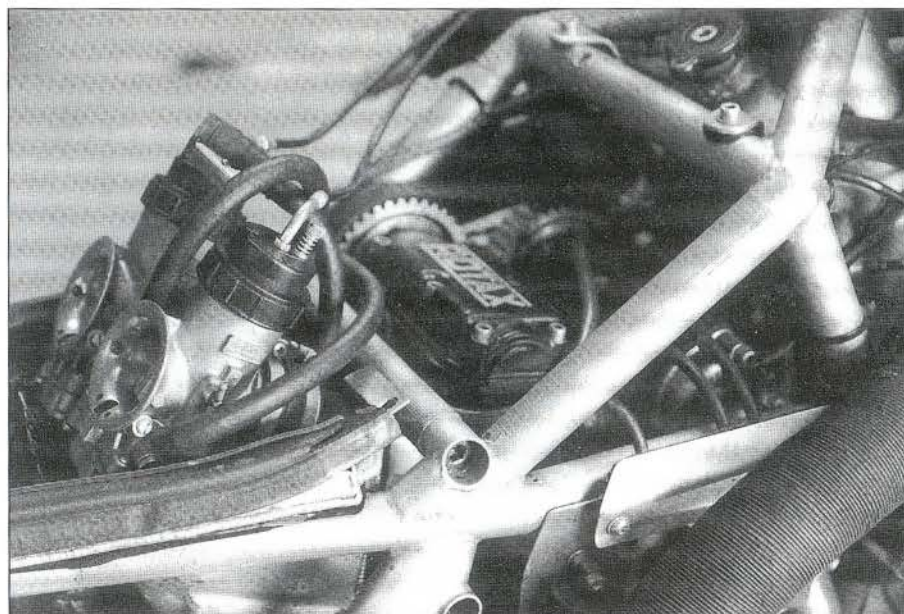
6.3.2 Application numérique sur un monocylindre

Voyons le cas pratique d'un monocylindre Rotax type 605 GSE (97 X 81 = 598 cm³), muni de deux ACT aux diagrammes suivants :

ADM 14/54 = 248° à 1 mm de levée et échappement 56/16 = 252°.

Déterminons que : $56 + 180 - 14 = 222^\circ$.

Rotax annonce pour cet excellent moteur à la carrière trop éphémère une puissance de 61 CV à 8000 tr/min.



Conçue essentiellement pour la compétition, cette évolution du Rotax quatre soupapes refroidi par air est ici coiffée d'une culasse DOHC refroidie par eau. Dans sa version de série, elle développe déjà 61 ch à 8000 tr/min. Elle équipe ici la Tucson Véga 636 conçue par l'auteur.

Appliquons la formule :

$$L = \theta_e \times C / 12 N$$

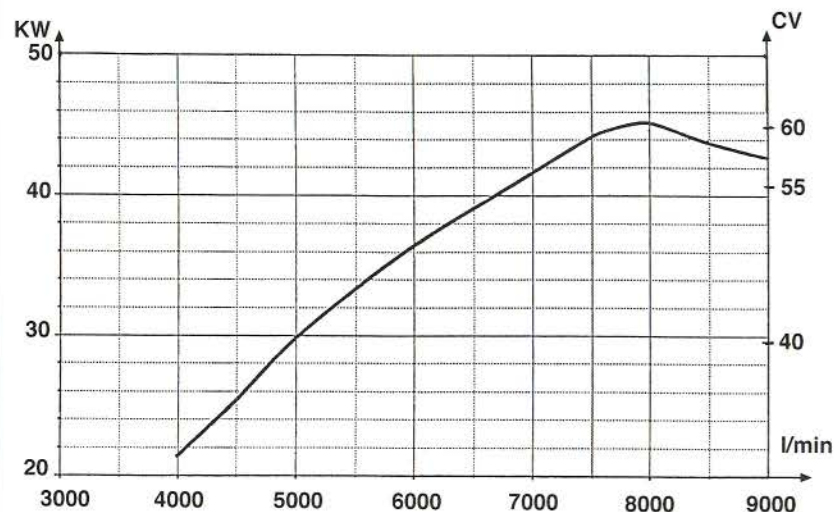
En y introduisant les valeurs du Rotax, nous trouvons 1,58 m pour le premier tronçon qui pré-

cède le mégaphone, ce qui n'est pas concevable. En fait, comme pour l'admission, nous devons nous contenter de nous accorder sur l'harmonique 2. Ainsi, la fréquence double, ce qui permet de diviser la longueur par deux. Nous retrouvons ainsi 0,79 m, à comparer au plan fourni par le constructeur : $L1 + L2 = 0,25 + 0,55 = 0,80$ m, sachant qu'il

faut y ajouter environ 2 cm de conduit dans la culasse. La méthode fonctionne donc parfaitement, car on peut supposer qu'avant de proposer un mégaphone à ses clients, la firme autrichienne a fait des essais au banc.

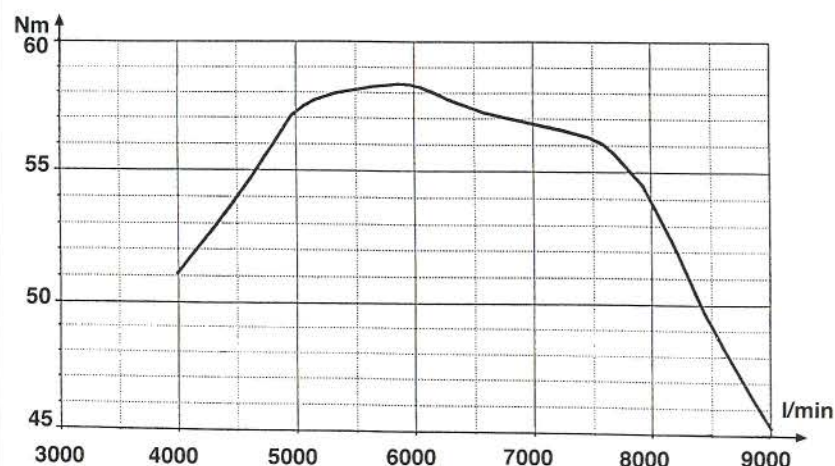
On remarque qu'à l'extrémité du mégaphone se trouve un contrecône, comme sur le pot de détente d'un deux-temps. La finalité est la même : on cherche à retourner une onde de pression qui viendra freiner la sortie des gaz lors du RFE afin de diminuer les pertes en gaz frais. Le mode de calcul est toujours identique, sauf que la vitesse moyenne diminue et que l'onde butant sur une paroi revient sous forme d'une onde de pression. Son temps de parcours en degrés est égal environ à $\theta_e = AOE + 180^\circ$, soit ici 236° . Sa vitesse moyenne est de l'ordre de 600 m/s.

Nous trouvons donc une longueur d'accord de : 1,47 m pour $k = 1$ et $N = 8000$ tours. Il semble ici que la firme autrichienne ait privilégié les très hauts régimes sur ce moteur destiné principalement à la course. Toujours en prenant $k = 1$, mais $N = 9000$ tr/min, on trouve 1,31 m, ce qui correspond à la réalité.

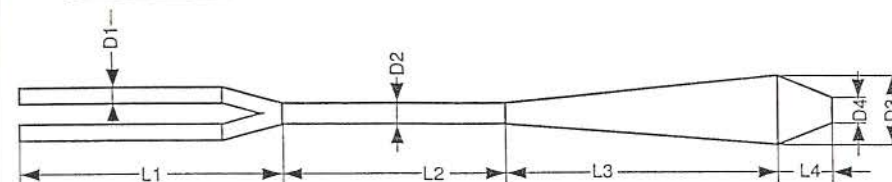


Courbe de couple et de puissance d'un moteur Rotax 605 GS/A.

Sur ce monocylindre, le couple maxi est atteint là où la puissance culmine chez les autres. Grâce à une conception d'ensemble optimisée pour une forte puissance, mais aussi à des mégaphones calculés en conséquence, la puissance ne chute que faiblement, même à 9000 tr/min. Soit une vitesse moyenne du piston de 24,3 m/s, ce qui est impressionnant pour un monocylindre de (petite) série.



L1	L2	L3	L4	D1	D2	D3	D4
250	550	500	60	30	45	90	60



Dessin des mégaphones du Rotax 605 GS/A selon l'usine. Voici les cotes fournies par l'usine pour la réalisation des mégaphones du Rotax GS/A. Visiblement la méthode de calcul doit être proche de celle que nous exposons, et le banc confirme la validité des résultats obtenus.

6.3.3 Les multicylindres

Ils sont bien sûr régis par les mêmes phénomènes. Toutefois, l'époque des Honda Six de Mike Haillwood avec ses six mégaphones est révolue. Pour des raisons de bruit, de performances, de coût, d'encombrement et de poids, on regroupe les échappements. Toute la subtilité consiste à les regrouper de la manière la plus efficace possible. Voyons-en l'explication sur le très fameux et universel "3Y" qui équipe désormais la majorité des moteurs quatre cylindres. Son nom lui vient du fait qu'il raccorde les cylindres deux à deux par deux Y, puis une nouvelle fois les deux groupes ainsi constitués sont réunis en un troisième Y.

La jonction anarchique des coudes dans un simple collecteur quatre-en-un très court n'est plus de mise. La bouffée de pression du cylindre n° 1 arrivant à la jonction des quatre coudes perturbe le déroulement du cycle d'échappement en cours sur le cylindre n° 2. En effet, si l'on se rappelle que

sur un quatre-cylindres l'ordre d'allumage est 1-3-4-2, on se rend compte qu'il est préférable de combiner les coudes de la manière suivante : le cylindre 1 avec le 4, et le 2 avec le 3. Pour des raisons pratiques et parfois esthétiques, on trouve des jonctions de type 1-2, 3-4. Le 3 Y 1-4, 2-3 fonctionne ainsi.

Suivons le cheminement de l'onde de pression qui s'échappe lors de l'OE du cylindre n° 1. Elle progresse jusqu'à la jonction des cylindres 1 et 4, rencontrant ainsi un accroissement de section qui la transforme en partie en onde de dépression, le reste continuant son chemin. Elle remonte ainsi dans la tubulure 1. L'extrémité de la 1 étant ouverte, (phase d'échappement en cours), elle repart en onde de pression et retourne à la jonction du collecteur où elle rebrousse à nouveau chemin, pour revenir encore sous forme de dépression favoriser le balayage. Dans cette explication, nous avons considéré d'emblée deux allers-retours (harmonique 2) car l'accord avec l'harmonique 1 impli-

querait une longueur de collecteur trop élevée, comme l'a montré le calcul sur le monocylindre.

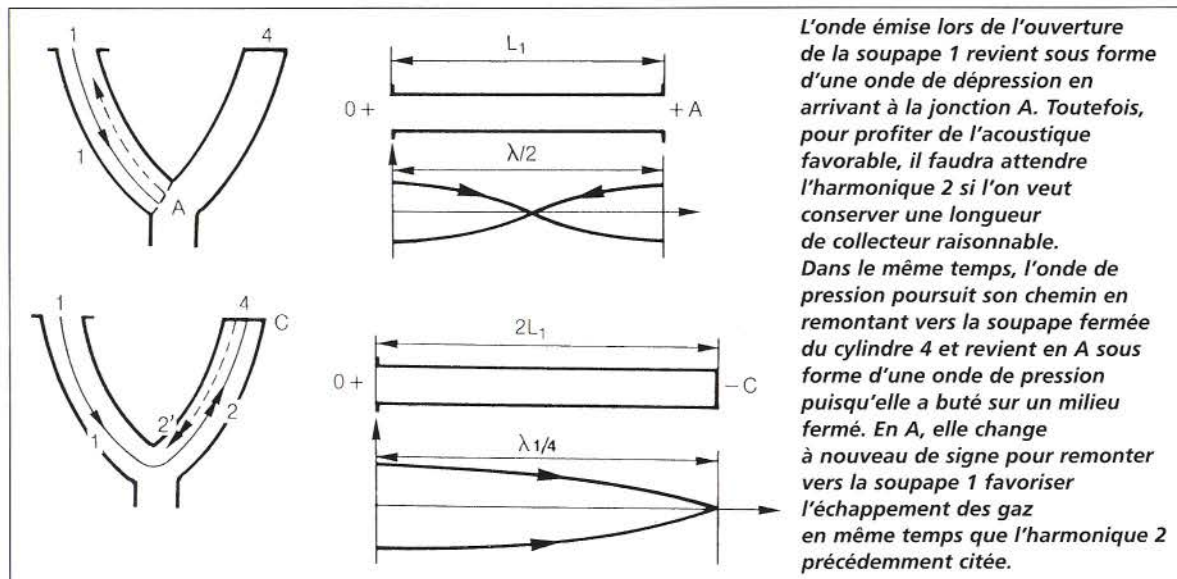
Suivons maintenant l'onde de pression qui est remontée dans la tubulure n° 4, qui est encore fermée. Elle bute donc sur la soupape et repart identique à elle-même pour rencontrer à nouveau la jonction des cylindres 1 et 4. Cet accroissement subit de section va la faire changer de signe (pression qui devient dépression) et rebrousse à nouveau chemin, en se divisant encore entre la tubulure 1 et la 4. Ayant parcouru les tubulures 1 et 4 aller/retour, elle viendra renforcer l'effet de l'harmonique 2 de la tubulure 1, qui a parcouru quant à elle deux fois la tubulure 1, soit la même distance puisque le collecteur est symétrique.

Nous vous accordons (sans jeu de mots) une pause aspirine effervescent avant de continuer.

En effet, l'onde de pression incidente 1, en parvenant à la jonction de 1 et 4, s'est divisée en trois ondes, une de dépression, et 2 ondes de pression



Depuis quelques années déjà le 3 Y supplante le bon vieux quatre-en-un que l'on voyait jadis sur les 750 Honda. Il est plus efficace et moins lourd que quatre pots.



qui continuent de cheminer. Il nous reste donc à examiner le parcours de la dernière partie. Elle atteint bientôt la jonction des deux groupes de deux, c'est-à-dire le troisième Y. Ici, la nouvelle augmentation de section provoque son changement de signe. Elle se métamorphose donc en onde de dépression qui remonte vers les cylindres 2 et 3 et vient favoriser (sous réserve d'une longueur adéquate) l'échappement du cylindre 3 qui débute et celui du cylindre 2 qui est en cours...

Facile, facile, direz-vous. Nous allons donc confirmer tout ça par le calcul !

Rappelons d'abord que les échappements de 1 et 4 sont séparés de 360° (un tour) et que 1 et 3 sont séparés de 180° , donc 1 et 2 de $(180^\circ + 360^\circ = 540^\circ)$.

6.3.4 Application numérique sur un multicylindre

Voyons déjà la distance de positionnement de la première jonction sur le quatre-cylindres de la 600 CBR. (N. B. : celle de série possède bien un 3Y, mais de type 1-2, 3-4, qui apparaît sous forme d'un plan coté à titre de comparaison, pour évaluer les proportions réelles et le bien-fondé de notre calcul).

Déterminons $\theta_e = AOE + 180 - AOA$, soit
 $\theta_e = 38 + 180 - 18 = 200^\circ$.

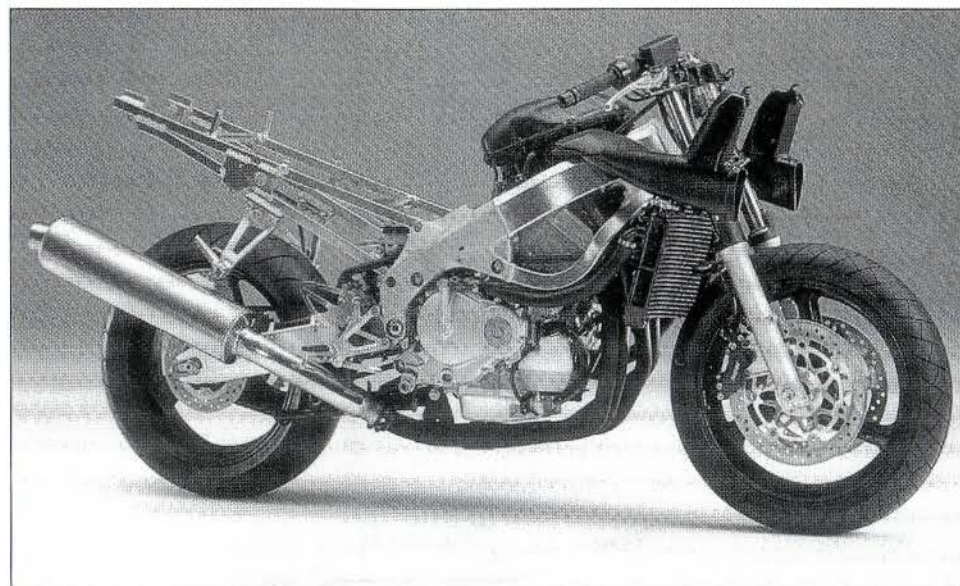
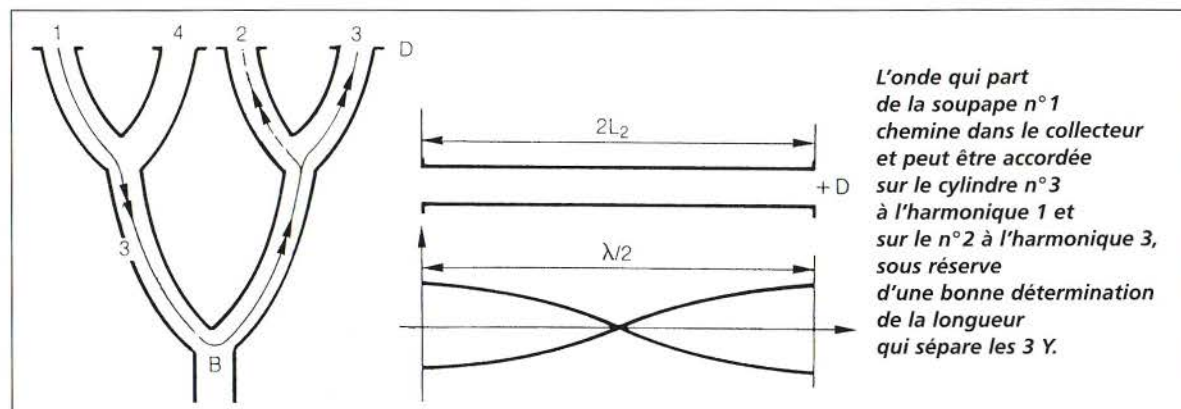
N est le régime de P max de ce moteur, qui se situe à 11 750 tr/min, selon les relevés réels au banc (le constructeur annonce 12 000 tr/min).

Nous avons déterminé une vitesse de propagation d'environ 685 m/s sur ce premier tronçon.

Nous pouvons donc appliquer la formule :

$$L = C \times \theta_e / (12N)$$

soit $L = 0,971 \text{ m}$.



Vue d'une Honda 600 CBR déshabillée. Pour sa sportive, Honda a retenu un échappement 3Y du type 1-2, 3-4, vraisemblablement pour des raisons de coût.

Comme nous l'avons vu, la jonction se situe idéalement sur l'harmonique 2, c'est-à-dire à mi-chemin, soit 0,485 m, celui de série, d'un autre type est situé à environ 0,55 m, soit un accord au régime du couple maxi annoncé à 10 500 tr/mn.

Évaluons maintenant la position de la jonction des deux groupes de cylindres, pour un même

régime d'accord entre les cylindres 1 et 3. On peut d'ailleurs choisir un autre régime pour élargir la plage d'utilisation si on le souhaite. C'est une des libertés qu'offre le 3Y.

Ici $\theta_e = 180^\circ$, comme nous venons de l'expliquer, puisqu'il s'agit du déphasage entre les cylindres.

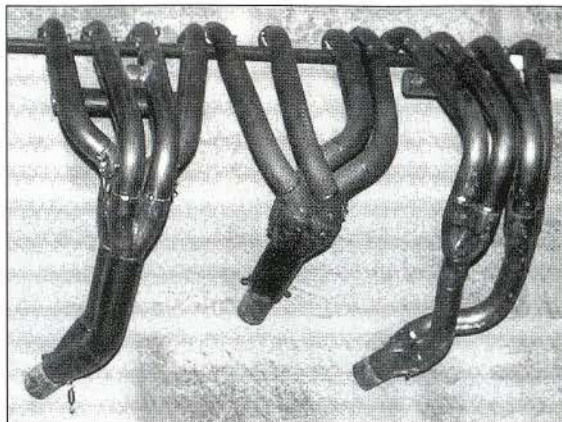
$C = 640$ m/s compte tenu de l'éloignement de cette jonction. L'application numérique nous donne donc :

$L = 0,82 \text{ m}$, à comparer à l'échappement de série : environ 85 m .

On remarquera aussi qu'en se calant sur le cylindre 2, le déphasage étant de 540° , on obtient aussi un accord pour cette même distance, mais en harmonique 3, ce qui bien que fortement diminué (amortissement et division des effets à chaque intersection) n'est pas totalement inintéressant.

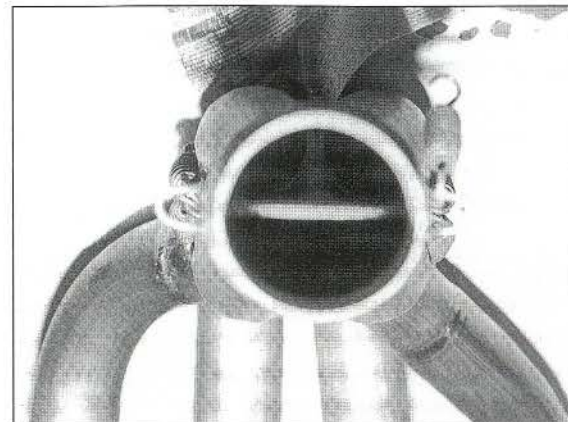
Si vous êtes observateurs, vous avez peut-être remarqué les retours à des échappements qui semblent être de simples quatre-en-un sur des machines de compétition. Il ne s'agit pas là d'un retour en arrière, mais plutôt d'une astuce de fabrication. L'intérieur du gros tube est en effet cloisonné, ce qui permet de conserver une séparation entre les groupes de cylindres, comme avec des conduits indépendants. L'avantage en est double : d'une part les spaghettis sont moins complexes à réaliser, d'autre part on passe facilement d'un échappement 1-4, 3-2 à 1-2, 3-4, simplement en orientant la cloison différemment. Ça facilite les essais, ça ne se voit pas de l'extérieur et en plus ça coûte moins cher, c'est tout bénéf' !

La démonstration qui précède vaut pour tous les types de moteurs. Elle est plus simple pour un bicylindre, mais dans tous les cas on a intérêt à joindre les échappements. Les performances y gagnent, le poids aussi et l'écoulement ainsi "linéarisé" est plus facile à atténuer sur un plan sonore. Il n'empêche parfois que l'on a besoin d'un

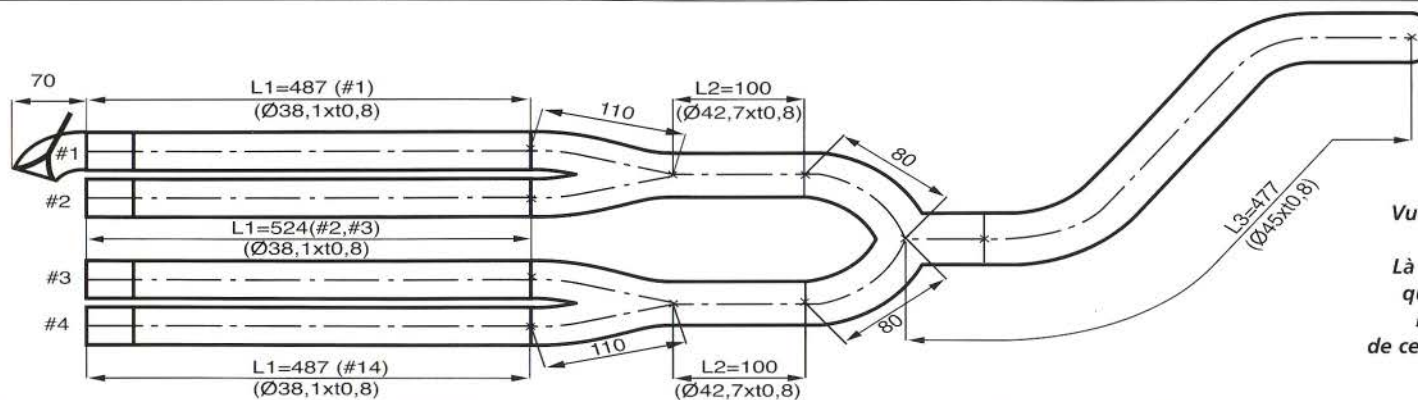


On voit sur cette photo des collecteurs qui pourraient faire penser à des quatre-en-un. En fait, l'intérieur cache parfois des surprises, à savoir une cloison qui sépare les conduits et réalise en fait un vrai 3Y invisible de l'extérieur (Photo JFR).

volume important (souvent de l'ordre de quinze fois la cylindrée!) pour rendre un moteur silencieux tout en restant performant. Le recours à deux silencieux est alors indispensable, même sur un échappement 3Y. On se retrouve alors avec un quatre-en-deux en un-en-deux! (Vous suivez toujours?)



Selon la présence ou non et l'orientation de la cloison, on obtient un échappement quatre-en-un, ou 3Y 1-2, 3-4, ou encore 3 Y 1-4, 3-2. La réalisation est unique pour plusieurs versions différentes. Les essais sont facilités et le choix final confidentiel... (Photo JFR).



*Vue de la ligne d'échappement
de la Honda 600 CBR 98.
Là encore, les cotes théoriques
que nous avons déterminées
ne sont pas très éloignées
de ce que préconise le constructeur.*

6.3.5 Construction

La réalisation pratique d'un échappement est particulièrement délicate. Il faut beaucoup de savoir-faire pour parvenir à un résultat de qualité. Le cintrage et la soudure ne doivent pas avoir de secrets pour vous si vous souhaitez vous y lancer. L'utilisation de coudes préformés que l'on tronçonne permet de simplifier la tâche. On peut aussi acheter du flexible d'échappement chez un accessoiriste automobile pour évaluer in situ (en place) le parcours réel des tubulures. Prendre garde au problème d'échauffement et toujours laisser un espace suffisant pour ne rien brûler ou faire fondre. Les puristes peuvent faire appel à des coudes en tôle très fine réalisés à partir de développés dans une plaque... Il s'agit là de sur-mesure, mais on peut ainsi tout faire pour un poids très faible. Il est en effet difficile de cintrer du tube très fin, et donc par voie de conséquence impossible d'en trouver dans le commerce de détail.



La recherche de poids impose souvent d'utiliser des épaisseurs très faibles peu compatibles avec une bonne tenue mécanique et une résistance aux vibrations des échappements, en particulier sur un monocylindre. Ceux de la Tucson ont été réalisés à partir de tôles de 6/10° d'épaisseur roulées et soudées sous forme de coudes ou de cônes. L'assemblage final a été réalisé de main de maître par Alain Chevallier "himself" qui en a bavé et en conserve mon immense gratitude! (Photo Bertrand Thiebault, Moto Journal).

L'échappement étant le siège d'échauffement et de vibrations importantes, l'utilisation de tôles très fines se solde souvent par des fissurations. Il faut donc particulièrement soigner les ancrages sur le châssis au moyen de Silentbloks appropriés, faute de quoi l'échappement constituerait un lien rigide entre le moteur et le châssis. Aie aie les vibrations et la casse !

La détermination de la section fera l'objet d'essais. Toutefois, on peut considérer qu'un diamètre identique aux soupapes d'échappement constitue une bonne approche et que, pour des préparations très poussées, on pourra aller jusqu'au diamètre des soupapes d'admission. Bien sûr, s'il s'agit d'un conduit unique qui est alimenté par deux soupapes, on en tiendra compte. L'épaisseur du tube dépend du matériau et des objectifs que l'on a (route, endurance, rallye raid ou sprint). 1 mm suffit amplement et l'on peut descendre à 0,6 mm avec de l'Inconel en soignant les points de fixation. Plus c'est fin, moins le bruit est amorti.

Pour ceux à qui il reste encore quelques sous et de la patience, il est intéressant de réaliser des échappements en Inconel. Ce matériau est employé dans les échangeurs de centrales nucléaires, et sur les échappements de F1. Il est très ductile, c'est-à-dire qu'il se fissure très difficilement même en faible épaisseur et soumis à de fortes vibrations. Son principal défaut est de se souder sous atmosphère neutre (argon).

6.3.6 Le bruit

Si certains moteurs ont une musique douce à nos oreilles, témoin la 750 MV qui a fait l'objet d'études poussées dans ce domaine, il n'en est pas forcément de même pour nos concitoyens qui peuvent lui préférer du Mozart, du rap ou encore un repos bien mérité. La pratique de notre sport préféré ne doit pas nous faire oublier les règles élémentaires du savoir-vivre. Les distraits qui fréquentent



Vue d'un silencieux d'échappement en carbone. Les silencieux à absorption sont souvent suffisamment efficaces pour respecter la limite légale de 105 dB au régime correspondant à une vitesse moyenne du piston de 11 m/s. En l'absence de chicanes, ils présentent l'avantage de peu brider le moteur.

les circuits seront rappelés à l'ordre par le sonomètre, qui contrôle le bruit de votre moteur à une vitesse linéaire du piston de 11 m/s. Le niveau ne devant pas excéder 105 dB en règle générale. Pour les autres, c'est la maréchaussée sur la route, mais ici le contrôle est payant...

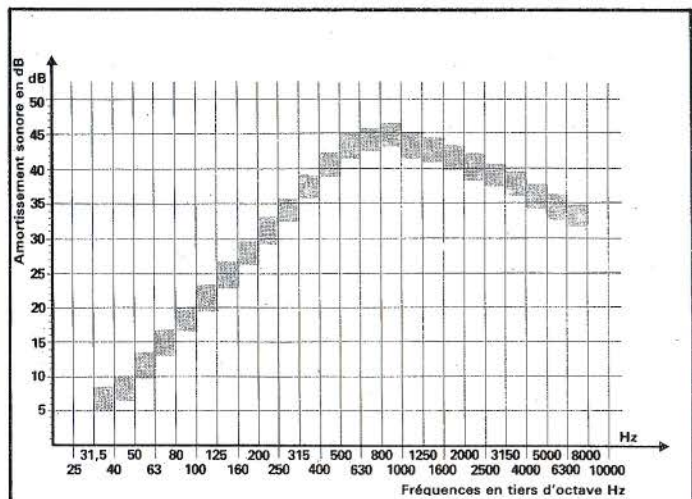
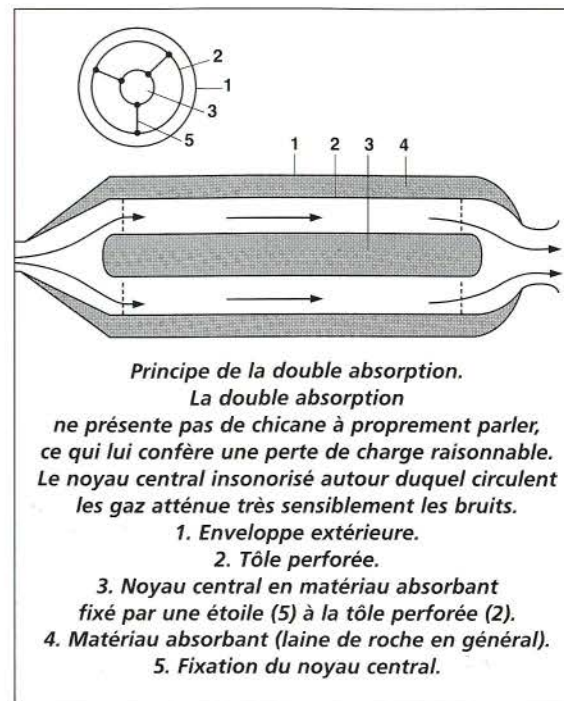
En règle générale, on se contente d'employer des silencieux à absorption, qui en l'absence de chicanes présentent une très faible perte de charge et donc ne brident pas la mécanique. Si l'atténuation n'est pas suffisante, on pourra jouer sur le volume extérieur et la longueur du silencieux. À l'usage, on pensera à regarnir l'intérieur du silencieux dont l'absorbant, de la laine de roche bien souvent, finit par être emporté. Le volume et la longueur sont bien sûr les éléments clés de l'efficacité d'un silencieux.

Si le résultat obtenu avec une simple absorption n'est pas suffisant, on peut utiliser le principe de la double absorption, qui consiste à interposer un noyau central insonorisé au centre de la virole perforée d'un silencieux classique. L'atténuation

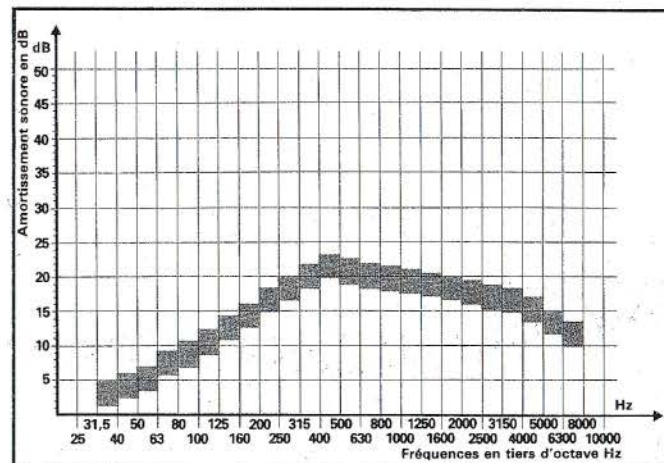
est alors très supérieure, pour une perte de charge qui subit une augmentation raisonnable.

Enfin, si tout ça ne suffit toujours pas, on peut faire précéder le silencieux d'une chambre de détente, dont on vérifiera que la position n'entraîne pas de perturbation acoustique du moteur, comme vous savez désormais le calculer.

La perte de charge d'un silencieux se mesure à la contre-pression qu'il génère. Si cette dernière est trop importante, on peut arriver à des dysfonctionnements, du type échauffement important du piston ou des soupapes et risques de casse mécanique. Des graphiques vous indiquent les ordres de grandeur comparatifs des deux types de silencieux que nous avons évoqués. Pour mieux les comprendre, sachez que l'unité de bruit est le décibel et que celui-ci évolue selon une échelle logarithmique, c'est-à-dire que chaque fois que le bruit double, le nombre de décibels augmente de trois points. Exemple : pour une moto qui émet 105 dB, deux motos identiques en émettront 108. À bon "entendeur" salut !



Voici un exemple de courbe d'atténuation sonore de différents types de silencieux. On y remarquera les performances médiocres de l'absorption sur le plan sonore, suffisantes toutefois en compétition. Le principe de la double absorption est très efficace, comme on le voit sur les courbes. Il porte bien son nom puisqu'il double les performances, mais il accroît légèrement la perte de charge (Documents Luchoire).



Chapitre 7

ACCROISSEMENT DU RÉGIME

INTRODUCTION

Nous avons étudié précédemment la cinématique des moteurs à piston et l'influence de la géométrie sur leur comportement général.

Nous savons que l'augmentation du régime constitue un excellent moyen d'accroître la puissance.

Si l'on regarde l'évolution des moteurs de F1 ces dix dernières années, on constate que les puissances moyennes sont passées de 450 à 800 ch, principalement grâce au régime maximum qui a été porté de 12 000 à 18 000 tr/min, valeur impressionnante pour un moteur de 3 000 cm³ !

Mais la moto n'est pas en reste. Que de chemin parcouru entre la légendaire Honda CB 750 et ses 67 ch, et une 750 moderne dont les versions *full power* dépassent les 140 ch.

Les progrès sont d'ailleurs tout aussi marqués en catégorie 600, où Yamaha annonce 200 ch/l en série, sur une moto dont la zone rouge débute à 15 500 tr/min !

Dans ce septième chapitre, nous allons traiter de l'accroissement du régime de rotation d'un moteur. Il faut toutefois distinguer les causes et les effets.

À l'image de la sécurité active (tenue de route par exemple) et de la sécurité passive (airbag) en automobile, certaines modifications vont faire tourner le moteur plus vite, alors que d'autres vont lui permettre de supporter ce nouveau régime de rotation.

Nous avons fait l'inventaire des "paramètres actifs" aux chapitres 4 et 6. Nous pouvons donc nous attarder sur l'adaptation du moteur à de plus hauts régimes.

7.1 NOTIONS DE MÉTALLURGIE ET "GROSSE FATIGUE"

L'équipage mobile est bien sûr un des éléments clés qui limitent le régime de rotation maximum. On peut en avoir une approche rapide en calculant la vitesse linéaire du piston, mais on peut pousser plus loin en regardant de manière plus précise l'accélération maximale de celui-ci. Sachant que l'accélération est directement proportionnelle aux efforts (formule ci-dessous), on pourra évaluer la tenue d'une bielle par exemple.

$$F = M \cdot a$$

Il faut cependant penser que les organes d'un moteur sont soumis à des sollicitations alternées qui font jouer la notion de fatigue de manière non négligeable. Les métaux sont comme les hommes, ils ne supportent pas de la même manière les efforts selon qu'ils sont de courte durée ou répétitifs et prolongés. À 12 000 tr/min, un piston s'arrête

et repart quatre cents fois par seconde, sachant qu'il peut atteindre 150 km/h entre deux arrêts. Si l'on cherche à déterminer la résistance d'un organe, il faut prendre en compte la tenue en fatigue des matériaux qui le composent. D'une manière générale, plus un métal est résistant, plus il risque une rupture en fatigue. La propagation d'une fissure y interviendra de manière très rapide. Pour un acier conventionnel, la contrainte admissible en fatigue ne devra pas dépasser la moitié de la contrainte maximale à rupture. Mais s'il s'agit d'un acier trempé n'ayant pas subi de recuit, il ne faut pas excéder le quart de la charge à rupture ! L'aluminium est lui aussi peu adapté à ce type d'efforts. Sa tenue en fatigue oscille entre 25 et 45 % de l'effort maximal admissible. Dans ce domaine, l'apport du titane est intéressant, dans la mesure où sa densité est inférieure de 40 % environ à celle de l'acier, alors que ses caractéristiques

Tableau 1 : Caractéristiques mécaniques rapportées à la densité d'alliages hautes performances d'aluminium, d'acier et de titane

Alliage (N/mm ²)	D	R _{0,002}	R	E	R/d	E/d	R _{0,002} /d
Aluminium : A-U2GN T 651 A-Z5GU T 73	2,7	390	450	75 000	170	28 000	144
	2,7	430	500	72 000	150	27 000	159
Titane : T-A6V recuit T-A6Zr5d traité	4,45	900	1 000	120 000	220	27 000	202
	4,45	850	1 000	125 000	220	28 000	191
Acier : Maraging trempé/revenu 35NCD16 trempé/revenu	8	1 600	1 880	190 000	230	24 000	200
	7,9	1 300	1 850	200 000	230	25 000	164,5

Il est intéressant de rapporter les caractéristiques d'un matériau à sa densité. On peut ainsi évaluer et comparer la résistance ou la rigidité d'une structure en fonction de sa nature et de sa masse. Pour une bielle, le titane ou l'acier maraging seront les plus performants. L'aluminium se rattrape sur le plan de la rigidité où il dépasse l'acier pour rivaliser avec le titane. C'est finalement ce dernier qui réalise le meilleur compromis.

mécaniques sont assez proches de celles des aciers courants, même sur le plan de la tenue en fatigue.

Le tableau 1 permet de découvrir les propriétés mécaniques comparées des alliages les plus performants en aluminium, acier et titane, rapportées à leurs densités respectives. On y trouve le fameux alliage d'acier maraging (moins de 0,03 % de carbone, mais riche en nickel, cobalt et molybdène). Ses caractéristiques mécaniques sont extrêmement élevées; il s'usine et se soude facilement, se forme bien, et résiste bien aux chocs (voir tableau 1).

Pour bien comprendre ce tableau, les éléments à connaître sont : R la résistance à rupture, peu utile en fait car elle est précédée d'une zone de déformation dite plastique, c'est-à-dire irréver-

sible. Il est donc préférable de s'attarder sur la limite élastique, qui constitue le taux de travail maxi admissible avant déformation permanente. Cette donnée apparaît souvent sous la forme : $R_{0,002}$. On trouve aussi E, le module de Young, qui caractérise la rigidité d'un métal. À noter d'ailleurs que si les traitements et autres alliages peuvent faire varier sensiblement la limite élastique, E varie très peu d'un acier à un autre. En clair, pour un même taux de travail, inférieur à sa limite élastique, un acier doux va se déformer presque comme un acier allié. Mais si l'on dépasse la limite élastique de l'acier doux sans excéder celle de l'acier allié, l'un va se détruire de manière définitive alors que l'autre reprendra sa forme initiale après l'effort. D'où l'intérêt d'utiliser des alliages

performants. On constate donc sur ce tableau que les alliages d'aluminium ou de titane présentent d'excellents rapports rigidité/densité. Sur ce point, ils sont donc légèrement supérieurs aux aciers. Cette particularité est plus importante pour construire un châssis qu'un moteur. Par contre, si l'on compare le rapport limite élastique/densité, on s'aperçoit que le titane rivalise avec le meilleur des aciers, alors que l'aluminium marque sensiblement le pas. En conclusion, on retiendra le titane plus que l'acier et à plus forte raison l'aluminium pour faire une bielle très performante.

On regardera aussi avec intérêt le *tableau 2* qui compare les caractéristiques mécaniques de divers alliages de titane.

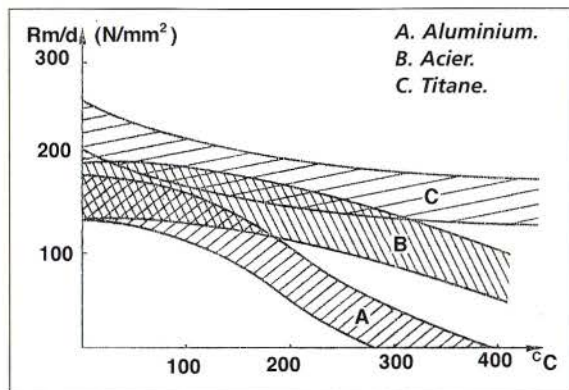
Tableau 2 : Caractéristiques et propriétés des principaux alliages de titane

Désignation	Classe	Éléments d'addition	État	Caractéristiques mécaniques			Propriétés
				$R_{0,002}$ (R/mm ²)	Rm (N/mm ²)	A (%)	
T-35	α	O ₂ , éventuellement Pd	R	250	400	450	Capacité de déformation exceptionnelle. L'addition de Pd améliore encore la résistance à la corrosion.
T-60	α	O ₂ - Fe	R	550	650	250	
T-A5E	α	5 Al ; 2,5 Sn	R	800	900	200	Soudable, bonne tenue à chaud jusqu'à 450 °C.
T-A8DV	Super α	8 Al ; 1 Mo ; 1 V	TA + R	900	1 000	180	Bonnes caractéristiques à chaud, utilisables jusqu'à 450 °C.
T-A6ZD	Super α	6 Al ; 5 Zr ; 0,5 Mo ; 0,2 Si	TH + R	950	1 050	120	
T-A6ZDE	Super α	6 Al ; 4 Zr ; 2 Mo ; 2 Sn	TA + R	900	1 000	180	
T-U2	α + composé	2,5 Cu	R TE + R	450 600	550 750	250 100	Facilité de mise en forme comparable au Ni non allié et caractéristiques plus élevées.
T-A3V2,5	α + β	3 Al ; 2,5 V	R	600	700	250	Alliage à moyenne résistance, utilisable jusqu'à 300 °C.
T-A6V	α + β	6 Al ; 4 V	R TA + R	900 1 050	1 000 1 150	150 120	Nuances les plus courantes pour le emploi aéronautiques et utilisables jusqu'à 350 °C environ.
T-A6V6E2	α + β	6 Al ; 6 V ; 2 Si ; 0,5 Cu ; 0,5 Fe	R	950	1 050	120	
			TA + R	1 150	1 250	100	
			T douce + R	1 050	1 120	150	
Ti-8Mn	β m	8 Mn	R	800	900	100	

R : recuit – Te + R : trempé eau + revenu – TA + R : trempé air + revenu – TH + R : trempé huile + revenu. Grâce à ce tableau, vous pourrez connaître les propriétés des principaux alliages de titane. Ceci peut être très utile quand on travaille sur des alliages de "récupération" ou des chutes de matières issues par exemple de l'aéronautique.

Enfin, la figure ci-dessous indique les domaines d'application des différents alliages, en fonction de leur résistance spécifique et de la température. En le regardant, on peut se demander s'il ne serait pas intéressant de faire des pistons en titane...

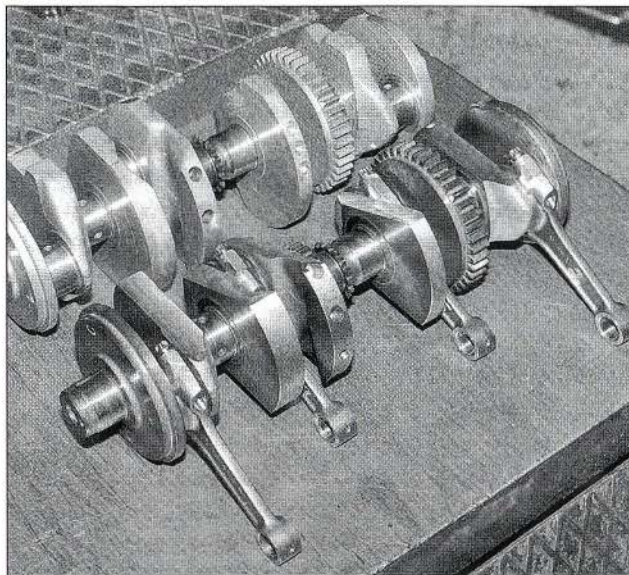
En matière de résistance à la fatigue, l'état de surface est un élément déterminant. Si l'on marque d'un simple coup de cutter une éprouvette métal-



Résistances spécifiques des aciers de construction et des alliages d'aluminium et de titane en fonction de leur température d'utilisation. Le titane semble convenir à de nombreux domaines d'application. Il présente toutefois deux défauts : son prix et sa mauvaise conductibilité thermique ; c'est peut-être ce qui a limité son application dans les pistons, mais seuls ceux qui en feront l'essai le sauront !

Le polissage d'un vilebrequin est principalement destiné à améliorer sa tenue en fatigue. Accessoirement, on réduit aussi les frottements des masses dans l'air et dans l'huile.

lique subissant un test de rupture par fatigue, c'est exactement à cet endroit qu'elle cassera. Le polissage d'une bielle ou d'un culbuteur n'est donc pas inutile ou seulement destiné à flatter l'œil ; il améliore de manière sensible la tenue en fatigue par suppression des aspérités qui sont autant d'amorces de rupture. On lui préférera le microbillage, qui, même s'il est moins spectaculaire, présente l'intérêt d'écrouir la surface des pièces, réduisant ainsi la propagation des criques. La nature des efforts est aussi à prendre en compte. La traction/compression subie par une bielle est moins sévère que la flexion plane que supporte un culbuteur. Si l'on conçoit ou modifie une pièce, sa forme prend une grande importance. On évitera les arêtes vives qui sont autant de zones de concentration de contraintes, d'où partiront les premières fissures. Pensez à toujours "rayonner" vos pièces. Enfin, si vous disposez de bielles ou de pistons forgés, évitez de les réusinier, car ce faisant, vous coupez le fibrage naturel de la pièce qui lui confère justement toute sa résistance.



Nous avons parlé des culbuteurs, mais les autres éléments de la distribution sont eux aussi très sollicités en fatigue. Au premier chef, il y a les ressorts de soupape. Le polissage est souvent employé par les fabricants de ressorts spéciaux. D'une manière générale, on remarquera l'excellent état de surface des ressorts "hautes performances" livrés dans les kits.

Autre pièce subissant de fortes sollicitations alternées : la soupape. Elle comporte deux zones de fragilité accrue. La première se situe au niveau des demi-lunes de fixation des coupelles. En effet, la section est ici plus faible qu'ailleurs et il y a donc un accroissement local des contraintes. Profitons de cet exemple pour définir de manière précise la notion de contrainte. Il s'agit de l'effort appliqué rapporté à la surface qui le supporte. On l'exprime en kilogrammes par millimètre carré ; mais cette unité n'est pas conforme au système international, et il faut lui préférer les newtons par millimètre carré (1 kilogramme égale 9,81 newtons). Un effort rapporté à une unité de surface équivaut à une pression, on l'exprime donc avec les mêmes unités, c'est-à-dire le pascal (Pa). Cette unité étant très petite (à titre d'exemple la pression atmosphérique atteint déjà 101 325 Pa (environ 105 Pa)), on exprime les contraintes appliquées sur les métaux en mégapascals (Mpa), soit 10^6 Pa. Comme nous l'avons vu précédemment, les tenues mécaniques des différents matériaux sont très variables selon leur nature et les traitements subis. Le tableau 3 vous indique les caractéristiques des principaux alliages d'aluminium disponibles. Un mémento de mécanique disponible en librairie vous donnera des ordres de grandeur utiles sur les autres matériaux, les aciers en particulier (voir tableau 3, ci-contre).

Mais revenons aux gorges de la soupape. Elles présentent donc une section réduite avec des fonds de gorge qui bien que "rayonnés" sont propices à la rupture.

Tableau 3 : Caractéristiques mécaniques typiques à la température de 20 °C

Alliage	État	Caractéristiques mécaniques			Dureté Brinell	Module* d'élasticité (Mpa)	Résistance au cisaillement (Mpa)	Résistance à la fatigue (108 cycles) (Mpa)
		R 0,2 (Mpa)	R (Mpa)	A 5,65 %				
1050 A	O	35	75	42	20	69 000	55	25
	H24	105	115	11	30	69 000	71	–
	H18	140	155	6	41	69 000	90	55
1200	O	40	85	42	22	69 000	55	25
2011	T3	290	340	13	95	71 000	210	125
2014	T8	300	380	15	100	71 000	234	–
	T4	280	420	18	105	71 000	260	–
	T6	420	480	12	137	74 000	290	145
2017A	T4	280	420	18	105	74 000	260	135
2024	T3	320	165	18	120	73 000	285	140
2030	T3	390	450	10	115	73 000	275	135
2618A	T6	390	440	8,5	135	74 000	270	140
3003	O	50	115	38	28	69 000	75	–
3005	H14	140	155	8	42	69 000	95	60
	H18	190	205	4	55	69 000	110	–
	O	60	130	30	31	69 000	80	–
5005	H26	200	220	7	65	69 000	110	–
	O	50T	120	30	28	69 000	75	–
	H24	150	160	10	41	69 000	96	–
5083	H18	190	200	5	51	69 000	110	–
	H111	160	305	23	70	71 000	185	115
	H111	135	278	25	63	71 000	165	108
5086	H111	100	220	23	50	70 000	130	100
5754	H24	215	270	10	68	70 000	150	–
6005 A***	T6	260	285	12	90	79 500	185	97
6060	T5	190	220	16	75	69 500	150	72
6061***	T6	270	305	13	95	69 000	205	98
6082***	T6	280	315	12	95	69 500	218	102
6106	T5	195	240	10	80	69 500	180	90
7020	T5	320	380	12	120	71500	245	125
7075	T6	495	565	11	145	72 000	330	162
	T73	430	500	13	140	72 000	300	–

*Moyenne du module de traction et compression. Le module de compression est environ 2 % plus élevé que le module de traction.

** Basé sur 108 cycles, essai en flexion rotative sur machine typé Alkan, de barres de diamètre 20 à 22 mm.

*** Peut être trempé sur presse.

On parle souvent de l'aluminium, mais ses propriétés varient beaucoup en fonction des nuances considérées. La colonne "état" fait référence au traitement.

O signifie sans traitement, H, écroui et T trempé. À noter que les séries 2000 et 7075 sont difficilement soudables. Vous remarquerez que la tenue en fatigue n'est pas sa principale qualité...

$\nabla \pm (0,2 + 0,2 \% \text{ du } \odot \text{ de la cuvette})$
 $\sim \pm (0,1 + 1 \% \text{ du } \odot \text{ de la cuvette})$

siège trempé + 0,1

— ± 0,15 en l'absence de tolérances précises du bord de cuvette

congés $\sim \pm 0,5$

chromé

Ø -0,02 rectifié à finition, même sur
tige non chromée

chromé, cote de rectification
Ø - 0,02 rectifié

chromé aux cotés définitives
rectifié à $\varnothing -0,016$
rectifié à $\varnothing -0,016$

congé, surface de la cuvette		
~	~	
Δ	~	± 0,25
~	Δ	± 0,2
Δ	Δ	± 0,1

s'il n'y a pas de tolérance de cotes d'encombrement en longueur

superficie de la cuvette;
0,1 + 1 % du Ø de la
cuvette etc.

siège trempé + 0,1

$$- \pm 0,2 \times 45^\circ \pm 3^\circ$$

Sai

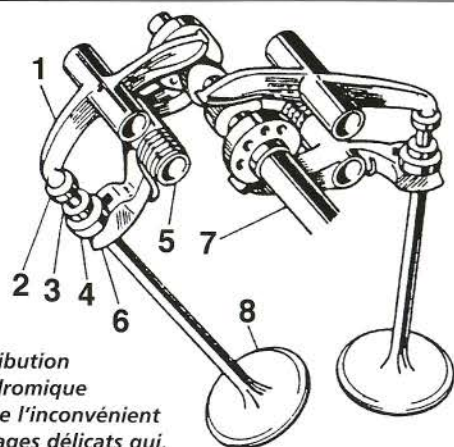
 $\phi \pm 0.2$

calotte de la cuvette

± 0,1
± 0,3
± 0,2

Dans le cas particulier d'une distribution desmodromique, un mauvais réglage du jeu peut provoquer des efforts de rappel extrêmement élevés, susceptibles d'entraîner une casse de la queue de soupape à ce niveau. Dans un tel cas, bien sûr, ladite soupape tombe dans le moteur avec les conséquences que l'on peut imaginer. Heureusement, cette partie de la soupape est dans une zone plus froide du moteur, ce qui permet au métal de conserver des caractéristiques mécaniques importantes et donc une solidité suffisante. Les risques de rupture à cet endroit sont plutôt l'apanage d'une distribution desmodromique dérégulée.

L'autre point faible de la soupape est situé au niveau de la jonction tulipe/tige. En effet, pour concilier un bon glissement de la tige et une



La distribution desmodromique présente l'inconvénient de réglages délicats qui, s'ils ne sont pas corrects, peuvent provoquer des efforts importants au niveau des queues de soupape, allant jusqu'à la rupture d'une pièce.

1. Culbuteur d'ouverture.
2. Pastille de réglage du jeu d'ouverture.
3. Demi-joncs de clavetage de soupapes.
4. Cuvette de clavetage.
5. Ressort d'asservissement à la fermeture.
6. Culbuteur de fermeture.
7. Arbre à cames.

bonne tenue de la tête, les soupapes sont réalisées dans des métaux différents. Elles sont alors dites bimétalliques. Lors de la fabrication, l'assemblage est réalisé en soudure par friction, c'est-à-dire que l'on fait tourner la tige dans un mandrin en l'appuyant sur la tulipe immobile. Le frottement provoque un échauffement extrême qui engendre une soudure sans métal d'apport. Dans le cas d'une soupape d'échappement, cette zone est aussi très fortement sollicitée sur le plan thermique, ce qui réduit sa capacité de résistance. À l'admission, le passage des gaz frais refroidit la soupape; à l'échappement, c'est le contraire. De fait, plus le diagramme de distribution est sévère, plus les accélérations subies par la soupape sont importantes et plus elle s'ouvre tôt, laissant s'échapper des gaz d'autant plus chauds. Cela se traduit par un accroissement sensible des contraintes mécaniques qui sont d'autant moins bien supportées que la température moyenne est élevée. Ainsi, on dépasse rarement les 550° à l'admission alors que l'on franchit parfois la barrière des 800° à l'échappement ! Dans le cas d'une distribution mal calée, laissant s'échapper des gaz trop chauds, on peut très vite parvenir à une rupture de la soupape, par fissuration sous contrainte à chaud.

Le tableau 4 indique l'évolution de la tenue mécanique des alliages de soupape courant en

fonction de la température. Il confirmera le fait qu'il ne faut surtout pas préparer un moteur en utilisant des soupapes d'admission que l'on installerait à l'échappement, sous prétexte que leurs dimensions conviennent. La casse ne serait pas longue à intervenir. De même il faut toujours porter attention au type de distribution. En cas de basculeurs, l'extrémité de la tige de soupape doit être durcie pour résister aux percussions, ce qui n'est pas le cas pour une distribution à godets par exemple.

La soupape d'échappement est dans une position très inconfortable, car elle dispose de peu de moyens pour évacuer les calories qu'elle emmagasine. Sur certains moteurs, on a employé des tiges creuses contenant une goutte de sodium (environ 60 % du volume de la cavité disponible) qui devient liquide à chaud (dès 97°) et se déplace au gré des va-et-vient, emportant des calories de la tulipe à la queue pour qu'elles soient évacuées au contact du guide et du poussoir. On abaisse ainsi la température de la tête de soixante à cent vingt degrés. Outre la meilleure tenue mécanique de la soupape, on abaisse aussi les risques d'auto-allumage par point chaud au niveau du centre de la tête de la soupape. Cette technologie a été très en vogue en automobile sur les moteurs suralimentés. Pour des questions évidentes de tenue mécanique,

Tableau 4 : Caractéristiques des aciers à soupape

Désignation	S	O	A		R	V	I
N° de la matière d'après Din 17007 feuilles feuille 2	1,4718	1,4747	1,4871	4,4875	—	—	2,4952
Désignation d'après Din 17006	X 45 ; Cr ; Si ; 9 ; 3	X 85 ; Cr ; Mo ; V ; 18 ; 2	X 53 ; Cr ; Mn ; Ni 21.9	X 55 ; Cr ; Mn ; Ni ; N ; 20 ; 8	—	—	Ni ; Cr : 20 ; Ti ; Al
Abréviation	Acier Cr Si	Cromo 193	21 - 4 N	21-2	ResisTEL	VMS-513	(Nimonic 80 A)

Domaines d'application (tableau 4, suite)

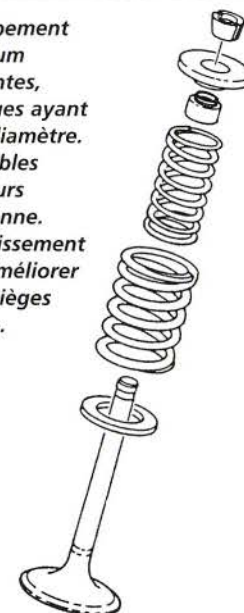
Désignation	S	O	A	R	V	I
	Soupapes d'admission et soupapes d'échappement peu sollicitées.	Soupapes d'admission très sollicitées ; soupapes d'échappement à bonne résistance à l'oxydation (calaminage), à l'usure et bon coefficient de frottement.	Soupapes d'échappement très sollicitées, très bonne résistance à la chaleur et bonne résistance à la corrosion.	Soupapes d'échappement à grande résistance d'endurance sous hautes températures.	Soupapes d'échappement pour contraintes les plus élevées	

Analyse (en %) (tableau 4, suite)

Désignation	S	O	A		R	V	I
C	0,45	0,85	0,53	0,55	0,61	≤ 0,08	≤ 0,1
Si	3	≤ 1	≤ 0,25	≤ 0,25	≤ 0,25	≤ 0,20	≤ 1
Mn	≤ 0,80	1,25	9	8,25	10,5	11,5	≤ 1
Cr	9,25	17,50	21	20,50	21	27,5	20
Ni	—	—	3,85	2,13	—	39,5	Reste
Mo	—	2,35	—	—	1	—	—
W	—	—	—	—	—	—	—
V	—	0,50	—	—	1	—	—
N	—	—	0,50	0,30	0,5	—	—
Co	—	—	—	—	—	—	2 0
Nb	—	—	—	—	1,1	—	—
Al	—	—	—	—	—	1	1,4
Ti	—	—	—	—	—	2,5	2,25
S	—	—	0,04	—	0,04	≤ 0,02	—
Fe	Complément à 100 %	Complément à 100 %	Complément à 100 %	Complément à 100 %, diffère de 1,4875	Complément à 100 %	Complément à 100 %	≤ 3

le diamètre minimum des tiges est alors de 8 mm. Il n'est donc pas question d'adapter des soupapes au sodium sur une 600 supersport !

Les soupapes d'échappement refroidies au sodium sont certes séduisantes, mais limitées à des queues ayant au minimum 8 mm de diamètre. Elles ne sont utilisables que sur des moteurs de conception ancienne. Dans le cas d'un refroidissement par air, elles peuvent améliorer la durée de vie des sièges et des soupapes.



Le siège restant l'autre zone de conduction possible, sa surface doit être parfaite et pas trop réduite à l'échappement afin de favoriser le transfert. S'il est possible et même conseillé de descendre en dessous du millimètre à l'admission, jusqu'à 0,8 mm sans problème, on restera sage aux environs de 1 mm à l'échappement. On soignera aussi l'autre côté, c'est-à-dire le refroidissement de l'environnement des conduits d'échappement, par une circulation d'huile, d'air ou d'eau accrue favorisant l'évacuation des calories transférées au siège et au guide.

Finissons-en avec les malheurs des soupapes, qui peuvent aussi subir des sollicitations de flexions alternées en cas de défaut d'alignement du siège et du guide.

Caractéristiques mécaniques (tableau 4, suite)

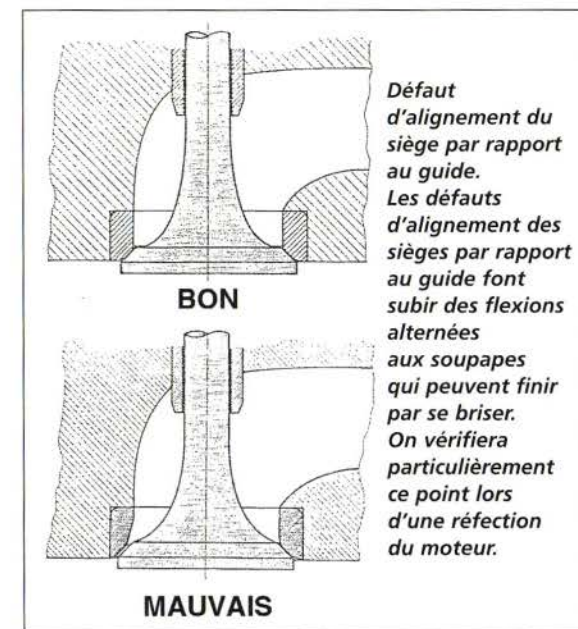
Désignation	S	O	A		R	V	I
Résistance à la traction (N/mm ²)	900 à 1 050	1 000 à 1 200	≥ 900		≥ 1 000	≥ 1 000	≥ 1 000
Limite élastique* à froid (N/mm ²)	750	900	630		800	700	600
Allongement à la rupture L = 5d (%)	12	10	10		10	8	20
Limite élastique à chaud (N/mm ²)							
500 °C	400	500	350		500	700	550
600 °C	240	280	300		450	600	550
700 °C	80	120	250		400	450	540
800 °C	—	—	—		350	300	430
900 °C	—	—	—		—	140	200
Dureté queue de soupape, HRC siège	≥ 54	≥ 50	Après durcissement structural ≥ 28		≥ 32	Non apte à la trempe	
HRC gorge	≥ 42	≥ 42					
HRA	≥ 71	≥ 71					

*limite élastique 0,2 pour aciers austénitiques

Caractéristiques physiques (tableau 4, suite)

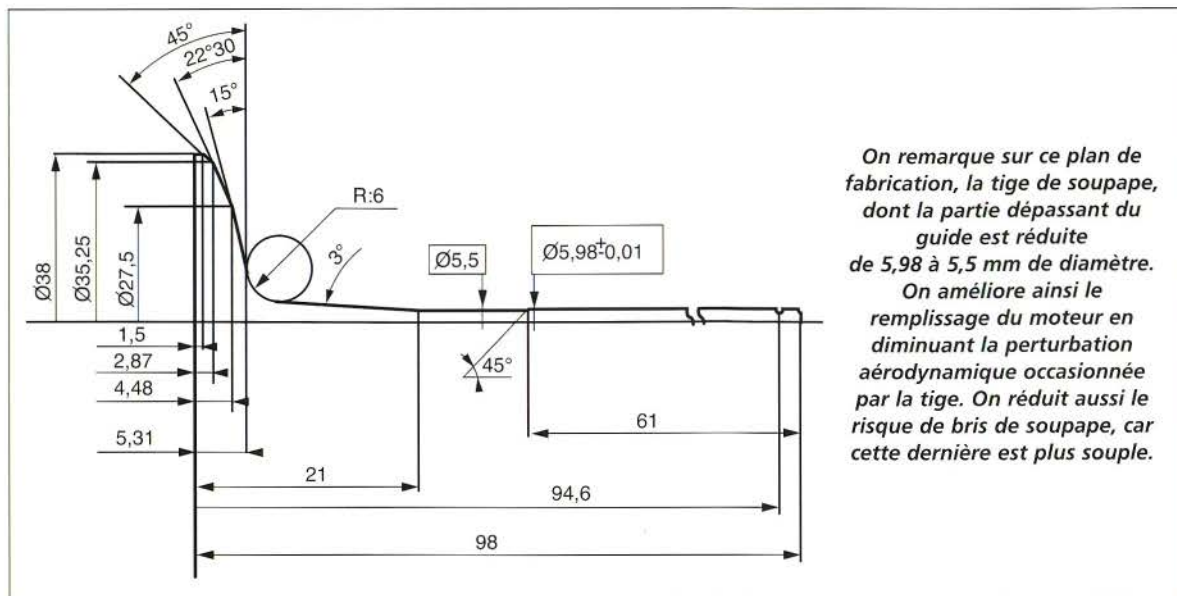
Désignation	S	O	A		R	V	I
Poids spécifique (g/cm ³)	7,6	7,8	7,8	7,8	7,8	7,74	8,17
Conductibilité thermique (W/cm K)	0,210	0,210	0,147	0,147	0,147	0,13	0,122
Coefficient moyen de dilatation thermique (1/K) entre 20 et 800 °C	13 x 10 ⁻⁶	12 x 10 ⁻⁶	18,5 x 10 ⁻⁶	18,5 x 10 ⁻⁶	18 x 10 ⁻⁶	17 x 10 ⁻⁶	15,1 x 10 ⁻⁶

Ce tableau peut être très utile si l'on fait fabriquer des soupapes sur mesure ou si l'on adapte des soupapes issues directement du catalogue d'un fabricant. Grâce à ces précisions, vous pourrez évaluer la tenue et les performances des aciers employés pour la fabrication des pièces retenues.



Il faut donc particulièrement surveiller ce point lors du remontage moteur. La qualité du contact siège/portée est fondamentale. Toutefois, on a constaté un abaissement du phénomène de bris de soupape en réduisant l'extrémité de la tige entre la surface en contact avec le guide et la tulipe. La diminution de section n'excédera pas 15 % de la surface totale en général, soit par exemple un décolletage à 5,5 mm sur une tige de 6 mm.

Cette souplesse accrue de la tige permet de supporter plus facilement les flexions, aussi minimes soient-elles. Tel le roseau de La Fontaine, elle plie mais ne rompt pas. De plus cette diminution de la section de la tige en contact avec le flux d'air améliore la perméabilité du moteur, c'est-à-dire que l'on améliore du même coup le remplissage. Enfin, en supprimant de la matière sur la tige, on réduit la masse de la soupape, ce qui repousse (très légèrement) le régime d'affolement de la distribution !



7.2 CONTRÔLE NON DESTRUCTIF D'UNE PIÈCE MÉCANIQUE

Le vilebrequin constitue une pièce maîtresse particulièrement sollicitée en fatigue. Avant d'investir dans une préparation, qui peut être un simple polissage ou un allègement plus important, il convient de s'assurer qu'il est bon pour le service. Sur ce type de pièces (vilebrequin, bielles, soupapes, ressorts, pistons et axes), le premier contrôle à effectuer est visuel. L'œil est un excellent outil de précision, pour peu qu'il soit averti et qu'il utilise des verres correcteurs, voire une loupe, le cas échéant. On s'assurera ainsi que la pièce ne comporte pas de défaut majeur visible. On s'attardera tout particulièrement sur les congés de raccordement des différentes surfaces, qui sont autant de

zones sensibles. C'est ici que se font les concentrations de contraintes et donc les amorces de fissure. On pourra s'aider d'un produit de ressuage en aérosol, le rouge organol, dont la particularité est de pénétrer dans les défauts les plus fins, de l'ordre de cinq centièmes de millimètre. Ce produit très mouillant et coloré est ensuite éliminé par nettoyage. Après cela, on pulvérise à la surface de la pièce un révélateur qui fait remonter le colorant par capillarité. L'examen visuel montre ensuite la présence des défauts. Le ressuage révèle uniquement la présence ou l'absence de défaut de surface, particulièrement la formation de fissures liées à la fatigue de la pièce. Il ne fait qu'indiquer,

mais ne renseigne ni sur l'importance, la profondeur ou la largeur du défaut. Pour de plus amples renseignements sur la pièce en profondeur, il existe d'autres méthodes de contrôles non destructifs. On citera pour mémoire la radiographie par rayonnements X ou γ qui comme pour un être humain nécessite une interprétation par une personne compétente (le radiologue...). Le faisceau de rayons émis subit une diminution d'intensité en fonction de la nature et de l'épaisseur des substances qu'il traverse. Toute cavité ou inclusion de matière seront révélées par des taches plus ou moins foncées sur le film.

On peut aussi effectuer un contrôle par ultrasons, qui consiste à visualiser la propagation d'ondes dans une pièce au moyen d'un oscilloscope, ou encore la magnétoscopie, qui consiste à traverser une pièce au moyen d'un flux magnétique. On visualise ensuite la variation du flux au moyen d'une poudre sèche étalée sur la pièce. Lorsque le flux rencontre des défauts de structure, il se produit une variation de la perméabilité et l'on observe en surface une dispersion anormale des particules de poudre.

Il existe encore d'autres méthodes plus ou moins coûteuses, mais toutes demandent des compétences pour une bonne interprétation des résultats.

La qualité croissante des métaux réduit quasiment à néant ce type de surprises. Reste qu'un bon préparateur ne doit rien laisser au hasard, surtout qu'en augmentant sensiblement la puissance et le régime, on sollicite très sévèrement les pièces. On se rappellera qu'en 1998 Kawasaki et Bertrand Sebileau ont perdu un titre de champion du monde d'endurance sur le bris d'une soupape en début de course. À tous niveaux, les casses mécaniques existent. Le rôle du préparateur est de mettre tous les atouts de son côté. Cela reste aussi toujours une question de moyens.

7.3 LES FROTTEMENTS

Étudier les frottements, c'est faire de la tribologie, ça c'est une certitude. Pour le reste, il subsiste quelques zones d'ombre, tout au moins pour le néophyte. Comme toutes les sciences, la tribologie a ses règles, dont une et non des moindres est que la superficie des solides en contact n'intervient théoriquement pas dans le calcul des pertes par friction. Aussi absurde qu'elle puisse paraître, cette affirmation n'est pas dénuée de sens; car pour un même effort appliqué, plus il y a de surface, moins la pression de contact est élevée. Cela peut sembler en contradiction avec la réalité. Par exemple, les motards savent bien qu'il faut mettre des pneus plus larges sur une moto puissante. Certes, cela est vrai, et effectivement la tenue de route s'en trouve améliorée. Mais ici les conditions

d'utilisation différentes. Primo, un pneumatique plus large va subir une pression au sol et des contraintes moins élevées, donc une usure moindre, retardant là sa dégradation. Deuxio, les surfaces en contact n'ont rien de lisse ni de solide. La gomme du pneu se déforme et pénètre les aspérités du bitume pour parvenir à un phénomène d'entraînement mécanique comparable à des engrenages. De fait, avec une surface supplémentaire, on améliore l'adhérence, ce qui est contraire aux lois de la tribologie conçue dans le cas de solides aux surfaces parfaites. Mais revenons aux moteurs. Ici nous avons affaire à des pièces métalliques entre lesquelles s'interpose du mieux qu'il peut un film d'huile. Nous parlerons de la lubrification plus loin. Acceptons donc cette hypo-

thèse de base comme une vérité et voyons quelles conséquences elle a sur nos chers moteurs, en remarquant quand même que la qualité des surfaces en contact va déterminer l'application stricto sensu ou non de ladite loi...

7.3.1 Frottements piston/cylindre

C'est le gros des pertes, plus exactement au niveau du contact segment/cylindre. Nous avons vu au chapitre 2 les réactions aux parois d'un moteur en fonction de la longueur de sa bielle. Nous savons donc que l'effort appliqué contre la paroi est égal à la pression régnant dans la chambre de combustion multipliée par la surface de la calotte du piston, le tout multiplié par la tangente de l'angle d'inclinaison de la bielle, soit :

Réaction = pression x surface calotte piston x $\text{tg}\alpha$

$$R = \text{pression} \times \frac{\pi A^2}{4} \times \text{tg}\alpha$$

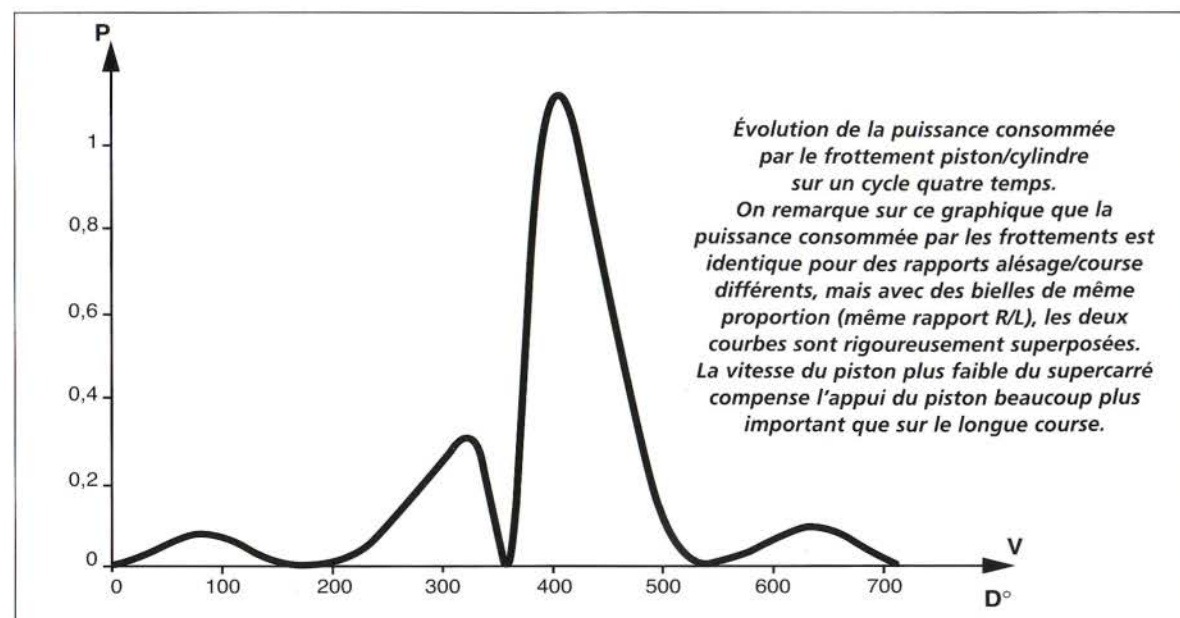
où A est l'alésage et α l'angle de la bielle.

Les pertes par frottement sont égales à l'effort de réaction appliqué, multiplié par le coefficient d'adhérence des deux surfaces entre elles. Ce coefficient que nous appellerons ϕ dépend de l'état des surfaces en contact et de la qualité du lubrifiant qui les sépare. Nous pouvons donc écrire :

Pertes par frottements F :

$$F = R \times \phi$$

où ϕ coefficient de frottement.



En remplaçant la réaction par son expression selon la formule n° 2, on obtient alors la formule :

$$F = \Phi \times \text{pression} \times \frac{\pi A^2}{4} \times \text{tg}\alpha$$

Si nous reprenons les graphiques du chapitre 2, on constate que pour un même moteur, l'utilisation d'une bielle courte augmente l'effort de réaction à la paroi d'environ 20 %. De fait, les pertes par frottement vont elles aussi croître dans la même proportion.

Toutefois, pour être plus pratiques, il nous faut évaluer la puissance consommée par les frottements. Nous savons que la puissance est égale à la force appliquée multipliée par la vitesse de glissement, c'est-à-dire la vitesse du piston. Nous en déduisons donc l'expression suivante :

Puissance consommée par les frottements :

$$P = F \times V_p$$

où V_p est la vitesse du piston.

Le décor est planté. Maintenant, pour tirer une conclusion logique de cette approche du problème, il faut nous fixer des paramètres. Raisonnons d'abord à cylindrée et régime égaux, en comparant un moteur longue course et un supercarré ayant le même rapport R/L (R est la demi-course du moteur et L la longueur de sa bielle). Le longue course aura une vitesse de piston supérieure, mais l'effort appliqué sur le piston y sera plus faible en raison de sa surface moindre. Ainsi, l'un compense l'autre et les pertes sont identiques, comme on peut le constater sur le graphique page 135 qui retrace la puissance consommée d'un longue course (88,8 x 108) et d'un supercarré (102 x 81) à régime et pression égaux. Les deux courbes sont exactement superposées. Si l'on modifie les autres paramètres, on ne travaillera plus à puissance ou régime égal, ce qui

rend la comparaison délicate. En augmentant le régime du supercarré pour travailler par exemple à isovitesse de piston, on verra les pertes grimper de manière très sensible; mais la puissance restituée fera elle aussi un immense bond en avant, rendant la comparaison erronée. Le seul paramètre qui apparaît de manière clairement importante est l'angle de la bielle, qui augmente de manière sensible les pertes par frottement. Mais nous avons vu au chapitre 2 qu'il offrait aussi une meilleure restitution des efforts de pression sur le vilebrequin et donc plus de puissance. Difficile de conclure, si ce n'est qu'en général, les moteurs supercarrés à bielle courte sont sans doute les mieux adaptés à la compétition, bien qu'ils subissent des frottements et donc une usure plus élevée. De plus, une bielle courte diminue la taille et la masse du moteur. En effet, un centimètre de plus sur la bielle, c'est aussi un centimètre de plus sur tout le bloc moteur... En tout état de cause, la variation de la longueur de bielle joue très faiblement sur la puissance délivrée, car les gains et les pertes signalés de part et d'autre se compensent. On notera peut-être un pourcentage très faible en faveur d'une bielle longue, susceptible d'améliorer la puissance restituée d'environ 1 %. Toutefois, si l'on cherche à augmenter le régime d'utilisation du moteur pour gagner en puissance, la bielle courte étant plus légère, elle retrouvera notre faveur !

Dans tous les cas de figure, plus un moteur tourne vite, plus il subit de pertes par frottement. En le préparant, on a donc plutôt tendance à augmenter ce type de pertes de manière intrinsèque. Une solution consiste donc à jouer sur les états de surface pour modifier le coefficient de friction lui-même. Les progrès en la matière sont nombreux et l'on retrouve presque partout des cylindres traités nickel/carbure de silicium ou apparentés (Nickasil, Ginisil, etc.). La dureté du revêtement est extrêmement élevée (environ 1400 Vickers, soit 40 % de

plus qu'un chromage dur). Ainsi l'usure du cylindre est-elle très lente, ce qui permet de conserver une géométrie correcte plus longtemps. Même sur des moteurs très performants, on peut se permettre de remplacer plusieurs fois le ou les piston(s) sans toucher au cylindre. Il suffit de contrôler la géométrie de l'alésage au comparateur ou mieux encore avec une machine de contrôle de type Talyrond. Le Nickasil présente la faculté de retenir l'huile, ce qui réduit sensiblement les risques de serrage et améliore la friction. Autre procédé, le traitement Cérasil de la société JPX qui contrairement au Nickasil n'est pas déposé par électrolyse, mais par projection sur tous types de supports.

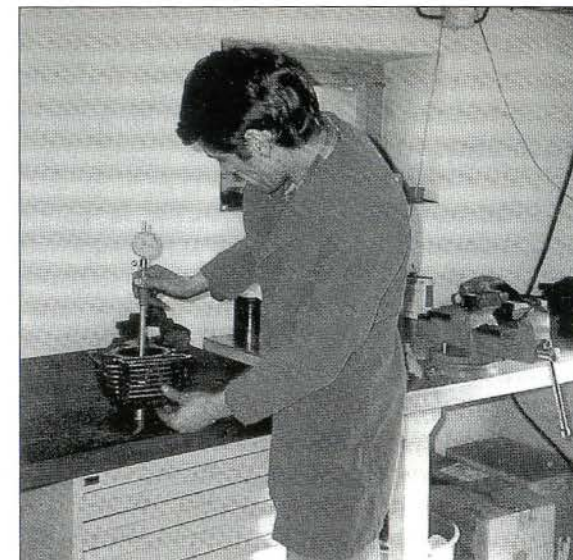
Il faut aussi garder à l'esprit qu'en plus de la segmentation étudiée plus loin, environ 30 % des calories du piston sont évacuées par le contact chemise/jupe, bien que la chaleur soit principalement concentrée sur la calotte. Il est donc important de respecter un jeu de fonctionnement correct, pour éviter un basculement trop important du piston sous l'effet de la réaction de la bielle. La qualité du contact piston/cylindre en dépend, en particulier avec des pistons à jupe très courte. Même si le jeu est l'âme de la mécanique et qu'un peu de jeu supplémentaire favorise les montées en régime, il convient donc de ne pas augmenter exagérément les tolérances préconisées par le constructeur. Si l'on s'en écarte de plus de 20 %, le travail des segments dans leur gorge et contre la paroi s'en trouve sensiblement accru, occasionnant une usure rapide. La généralisation des traitements de surface a permis l'emploi de chemises ou de cylindres en aluminium. Ainsi, le piston et le cylindre étant tous deux du même métal, les dilatations différentielles sont réduites, ce qui justifie une diminution des jeux de fonctionnement. On a pu voir aussi des pistons ayant des "patins" de contact sur leur jupe en vue de réduire la surface frottante. Il ne semble pas que cette solution ait connu grand succès. Elle

va d'ailleurs à l'encontre des théories de la tribologie, même si nous avons vu que ces dernières ont leurs limites. Rappelons aussi que nous sommes ici en frottement fluide et que la tenue du film d'huile n'est pas infinie. Une pression locale trop élevée pourrait le rompre avec pour effet un "serage" immédiat.

Afin d'obtenir un contact cylindre/piston aussi parfait que possible, il faut soigner l'état de surface lors de l'usinage. On définit la rugosité arithmétique (R_a) qui doit être comprise entre 0,6 et 1,2 micron. Il n'est pas souhaitable d'améliorer encore cet état de surface, car ce faisant on supprime le phénomène de rodage qui va permettre l'appariement parfait des pièces. De plus, il faut aussi laisser des cavités microscopiques à l'huile pour que le film puisse s'y incruster et ainsi assurer un frottement fluide. C'est le rôle du honage, qui est une finition du cylindre par pierrage laissant des stries inclinées visibles à l'œil. Toutefois, l'état de surface initial peut s'accommoder d'une "astuce" supplémentaire qui consiste à prendre en compte les déformations géométriques du cylindre une fois comprimé entre les carters et la culasse. S'il n'est pas possible de réaliser un usinage moteur assemblé, on peut le simuler en utilisant un jeu de plaques métalliques en acier suffisamment épaisses pour supporter sans se déformer le serrage du cylindre avec ses goujons d'origine. Ainsi, la forme de tonneau qu'il prend une fois le moteur refermé est prise en compte et la "rotondité" est parfaite quand le moteur est assemblé. Cette remarque vaut d'autant plus pour les moteurs légers ayant des cylindres aluminium très fins ou encore pour les multicylindres aux carters très longs et donc déformables. Cette technique a quand même des limites, car l'idéal serait d'usiner le cylindre sous contraintes et à chaud, avec le gradient de température en conditions réelles d'utilisation.

D'une manière générale, confiez de préférence vos réalésages à des ateliers compétents, munis de machines modernes, sans trop de jeu, capables de réaliser une géométrie parfaite et un état de surface conforme à vos exigences. S'il est délicat de juger ce type de compétences, on pourra se fier au moyen de contrôles qualité dont dispose l'atelier. Les plus exigeants pourront réclamer un Talyrond de leurs cylindres. Ces diagrammes indiquent l'écart entre la cote nominale et la cote réelle tout autour du cylindre. En général, ils sont au nombre de trois ou quatre relevés, effectués à différentes hauteurs dans l'alésage.

La qualité géométrique du réalésage est fondamentale pour la durée de vie du piston et de la segmentation. Adressez-vous toujours à un atelier équipé de machines performantes.



7.4 LA SEGMENTATION

La segmentation d'un moteur se compose en général de deux ou trois segments. Chacun d'entre eux porte un nom en rapport avec sa fonction. Le premier en partant du haut se nomme "le coup de feu". C'est lui qui subit tous les outrages et affronte de plein fouet la rigueur de la combustion. La calotte ayant un jeu important avec le cylindre, c'est lui qui a pour mission d'évacuer les calories de la tête du piston vers les parois du cylindre. Selon la destination du moteur et son niveau de développement, il est parfois flanqué ou non d'un acolyte nommé segment "d'étanchéité", dont le rôle est d'éviter les fuites de pression vers le bas moteur. Si en théorie la surface frottante n'intervient pas pour un effort donné, il ne faut pas perdre de vue qu'en réduisant simultanément effort et surface, il est possible d'obtenir un gain.



En remplaçant un piston moulé à trois segments par un forgé à deux segments, on réduit sensiblement les pertes par friction et l'on diminue de manière importante la masse de l'équipage mobile.

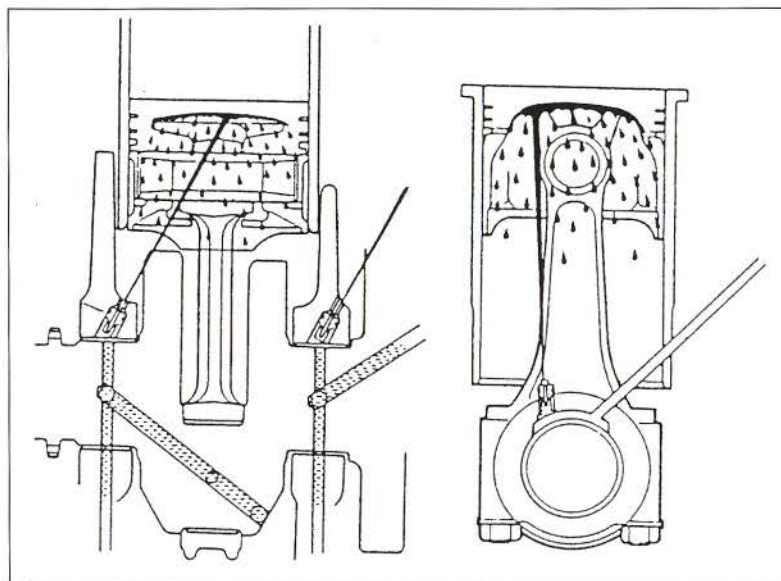
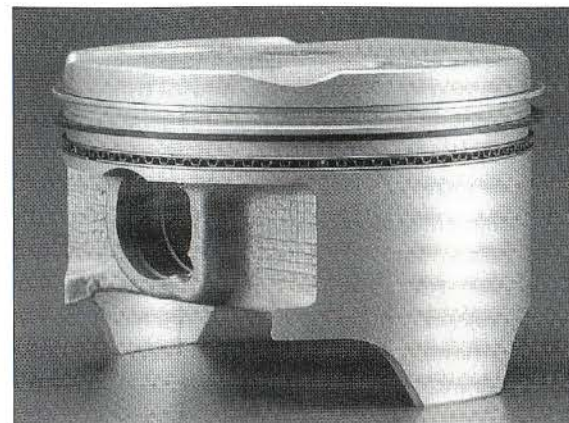
C'est ce que l'on peut faire avec la segmentation. En effet, on remarque en moto de nombreux moteurs n'ayant que deux segments. On supprime ainsi les frottements liés à la tension du segment d'étanchéité.

Enfin, le segment racleur assure la bonne répartition du lubrifiant sur la paroi en récupérant ce qui est projeté contre le cylindre. Sa structure permet une rétention d'huile entre ses deux extrémités, assurant à la fois un frottement fluide et une réduction des pertes de lubrifiant vers le haut moteur. Plus on monte vers la chambre de combustion, plus le frottement tend à être sec. Logique, puisque le segment "coup de feu" fait le ménage. De fait il est d'une constitution très résistante et autolubrifiante. Il comporte souvent du molybdène, qui présente le double avantage d'une température de fusion élevée tout en étant légèrement poreux. Il stocke ainsi le peu d'huile présente pour la transporter dans les zones les plus critiques, et forme de l'oxyde de molybdène sous l'effet conjugué du frottement et de la température. Les qualités de glissement de ce produit sont telles qu'on le retrouve dans les huiles de haute performance. Le chrome dur reste aussi une valeur sûre dans le domaine. Plus récemment, on a vu apparaître des traitements à base de céramique, bore ou surtout ferrox, qui présentent une excellente résistance aux fortes températures alliée à un coefficient de frottement très bas. Ils sont tous trois projetés au chalumeau à plasma, c'est-à-dire au moyen d'un arc électrique.

Afin de favoriser le rodage, le segment possède une surface bombée recouverte d'un produit tendre qui s'use rapidement pour épouser au mieux la forme du cylindre. Il s'agit d'un étamage dans le cas du chrome. Le bombage permet de réduire la surface frottante et évite la tendance naturelle à l'accrochage, tout en assurant un bon

contact sans nécessiter une pression très élevée. Il existe d'autres formes, entre autres une légère conicité qui assure quasiment la même fonction. Dans ce cas, le sens de montage du segment est repéré par signe "top", qui signifie haut en anglais. La hauteur minimale admissible du segment dépend de l'alésage, de la qualité de son guidage dans le piston, de sa composition, de la pression et de la température régnant dans la chambre de combustion. Il est clair qu'en préparant un moteur, on augmente la valeur de ces deux derniers paramètres, ce qui accroît les sollicitations sur la segmentation. De fait, il ne faut pas jouer trop sur tous les tableaux en même temps. Toutefois, les essais montrent qu'en dessous de 0,4 à 0,5 mm de hauteur, on n'enregistre plus de gains en termes de frottement, la pression spécifique devenant trop élevée si l'on souhaite conserver une étanchéité correcte et une surface d'échange thermique convenable. Réduire son épaisseur de manière extrême, c'est augmenter sensiblement

l'intensité du flux de chaleur qui le traverse, pouvant aller jusqu'à provoquer un grippage par élévation de la température. D'une manière générale, on ne descendra pas en dessous de 0,7 mm de hauteur, ce qui représente déjà une pièce relativement fragile à manier. Rappelons aussi qu'en réduisant la hauteur d'un segment, on diminue

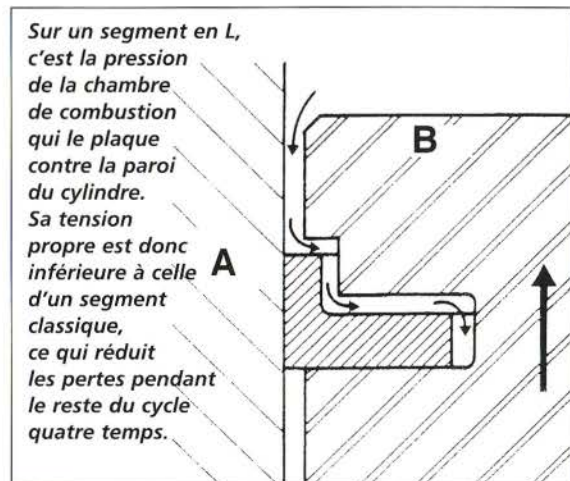


L'avantage des segments fins réside dans la forte pression spécifique qu'ils exercent pour un effort de tension malgré tout faible. Ils combinent donc une étanchéité convenable et de faibles pertes par friction. Revers de la médaille : une usure plus rapide et une plus forte sensibilité à l'échauffement.

Le refroidissement du piston par jet d'huile favorise l'évacuation des calories emmagasinées par la calotte. Cette particularité est très appréciable s'il ne peut compter que sur deux ou trois segments très fins pour assurer cette tâche.

son effort de tension puisqu'il s'agit d'un ressort. On peut aussi jouer simultanément sur son épaisseur, c'est-à-dire la différence entre son diamètre intérieur et extérieur. On réduit ainsi sa masse et sa tension. Dans l'hypothèse de segments très fins, on pourra soulager la calotte du piston en lui envoyant de l'huile pour la refroidir.

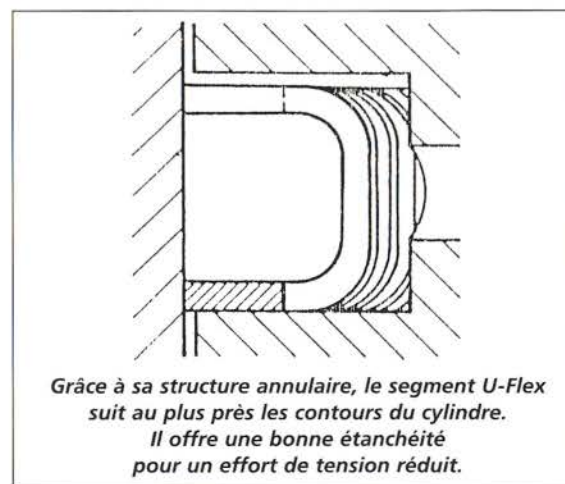
Bien sûr, de telles modifications ne sont envisageables qu'à la condition de disposer de pistons adaptés, c'est-à-dire ayant un nombre de gorges et des dimensions en adéquation avec les segments souhaités. À un tel niveau de préparation, il est possible de disposer chez les fabricants de pistons bruts que l'on fera usiner à la demande. L'avantage de cette solution est qu'elle permet de s'adresser à un spécialiste et de bénéficier à la fois de conseils avisés et d'une grande expérience. En réduisant la hauteur des gorges grâce à des segments fins, on améliore du même coup la résistance du piston, qui peut ainsi s'alléger. Il est flagrant qu'un piston à deux segments est à la fois plus court et plus léger qu'un piston classique à trois gorges.



Sur un segment en L, c'est la pression de la chambre de combustion qui le plaque contre la paroi du cylindre. Sa tension propre est donc inférieure à celle d'un segment classique, ce qui réduit les pertes pendant le reste du cycle quatre temps.

Dans le cadre d'une préparation poussée, c'est bien sûr une solution à retenir de façon impérative. On considère en effet qu'environ 40 % des pertes par frottement d'un moteur à piston sont liées au glissement des segments sur le cylindre. Le "coup de feu" est bien sûr le plus gourmand, du fait de sa forte tension et du peu d'huile disponible à son niveau. C'est donc bien ici qu'il faut peaufiner la question. Si le remplacement du piston s'impose, on veillera à ce que la hauteur d'axe du nouvel élu soit compatible avec le moteur, ce qui est peu probable. Dans ce cas, il faudra remplacer la bielle d'origine par une plus longue, tout en surveillant son passage dans les carters. On contrôlera aussi le volume final de la chambre de combustion pour conserver un taux de compression raisonnable, et la compatibilité des encoches de la calotte avec les soupapes.

Le segment en L constitue une solution intéressante souvent employée sur les moteurs deux temps n'ayant d'ailleurs qu'un seul segment. Cette précision vous permettra de chercher des sources de pièces dans le commerce si d'aventure un



Grâce à sa structure annulaire, le segment U-Flex suit au plus près les contours du cylindre. Il offre une bonne étanchéité pour un effort de tension réduit.

"cylindre à trous" fait le même alésage que votre moteur. Le constat est simple : l'étanchéité n'est délicate à réaliser que lors de la combustion, où la pression est élevée. Le reste du temps, l'élasticité du segment le plaque contre la paroi avec une tension trop importante comparativement aux pressions ou dépressions qui règnent dans l'enceinte du moteur. Ce phénomène est donc générateur de pertes inutiles. Dès lors, le principe du segment en L est d'utiliser la pression du cylindre pour se plaquer contre la paroi (figure 7.6B). Plus la pression est élevée, plus il se plaque, alors qu'il frotte peu si elle est faible, en raison d'une tension initiale diminuée par rapport à un segment classique. Ainsi, on réduit les pertes au strict minimum.

Notons au passage que si l'on fait appel à des segments d'une autre origine, on ne doit pas se contenter de vérifier les dimensions. En effet, la compatibilité segment/cylindre doit être prise en compte. Il faut éviter des segments chromés durs dans des chemises en acier. Par contre, si celles-ci sont en fonte, c'est parfait.

On pourra aussi s'attarder sur le racleur, bien souvent réalisé en deux ou trois parties. Si les flasques extérieurs sont très fins, ils sont assistés par un ressort assurant une tare complémentaire qui le plaque contre la paroi. Pour réduire la friction, on peut toujours rogner quelques spires des segments à ressort de tension, sans trop nuire à la consommation d'huile. Prudence tout de même pour les courses d'endurance...

Nous mentionnerons l'intéressant U-Flex, réalisé en acier d'une seule pièce. Son excellente flexibilité lui permet de suivre au mieux le profil du cylindre sans une tension exagérée. Il existe aussi dans des versions avec surface de glissement biseautée, favorisant la rapidité du rodage et réduisant ainsi la consommation d'huile.

7.5 CONTRÔLE D'ÉTANCHÉITÉ

On ne saurait parler de segmentation et de frottements sans évoquer la notion d'étanchéité. Il existe sur le marché des appareils permettant de mesurer le pourcentage de fuite d'un moteur. Le principe consiste à bloquer le moteur au PMH compression puis à visser une arrivée d'air sous pression (calibrée) en lieu et place de la bougie. On dispose ensuite d'un compteur qui indique l'étanchéité relative du cylindre en fonction du débit d'air mesuré. L'intérêt de cette mesure par rapport à une prise de compression est d'offrir un diagnostic plus précis. En effet, on peut déterminer sans ouvrir le moteur si les fuites décelées proviennent de la segmentation (débit d'air par le reniflard) ou des soupapes (débit d'air à l'admission ou à l'échappement). À noter d'ailleurs que pour un diagnostic préliminaire en cas par exemple de perte de puissance, on peut se contenter d'un rudimentaire embout adapté sur un culot de bougie et alimenté par un simple compresseur portatif. Il est ainsi possible de trouver l'origine du mal sans ouvrir le moteur si cela n'est pas nécessaire. Cela peut parfois être rassurant...

On peut aussi employer une réserve d'air sous pression que l'on relie au cylindre par le trou de bougie et dont on mesure le temps de "vidage". On peut ainsi comparer les différents cylindres d'un même moteur ou encore rechercher les revêtements ou les accords d'état de surface piston-cylindre les mieux appairés. La capacité sous pression peut être une simple bouteille plastique munie d'un manomètre à sa sortie. Le bon sens veut que l'on utilise des bouteilles de boissons gazeuses car ce sont les plus résistantes à la pression (environ 6/7 bars)!...

Mais revenons à la valeur indiquée par le compteur de fuite. Moins le moteur a de fuites, moins on perd de gaz frais et d'énergie inutile à

les comprimer pour qu'ils s'en aillent dans le bas moteur ou par les soupapes.

Notons tout de même que plus un moteur tourne vite, moins ce phénomène prend d'importance. Comparez votre cylindre à une baignoire dont le bouchon ne serait pas étanche. Si le moteur tourne lentement, la fuite va se produire sur une durée importante, occasionnant une baisse sensible du niveau. S'il tourne très rapidement, la fuite ne sera que de très courte durée, n'engendrant qu'une infime baisse de niveau. Conclusion : sur un moteur de moto tournant à très haut régime, il ne faut pas chercher à tout prix à obtenir une étanchéité parfaite avec des segments ayant une forte tension. Le bénéfice serait au détriment des pertes par frottement qui sont, rappelons-le, proportionnelles à la vitesse de glissement du piston et donc fonction du régime atteint! Toutefois, il faut soigner au mieux ce poste, tout en cherchant à faire de l'étanchéité sans créer de frottements supplémentaires. Cela concerne bien sûr le jeu à la coupe des segments, qui doit être optimisé pour réduire les fuites sans pour autant augmenter les frottements une fois l'effet de dilatation opéré. Il est aussi important de "tiercer" les coupes des segments pour offrir un effet de chicane au gaz sous pression. Lors du montage on veillera donc à ne pas mettre les coupes en vis-à-vis et à orienter plutôt la coupe du "coup de feu" côté admission, c'est-à-dire vers une zone plus froide. Il est préférable de ne pas descendre en dessous de dix centièmes de jeu à la coupe, mais cette valeur peut augmenter avec l'alésage. Si l'on en met trop peu, le segment casse. Si les segments standard offrent trop de jeu à la coupe, on peut aussi prendre des segments en cote

réparation que l'on ajustera au moyen d'une meule ou d'une lime fine pour obtenir le jeu désiré. Cette solution peut présenter l'inconvénient d'une tare plus importante du segment qui va augmenter les frottements. On peut en avoir une notion en comparant les diamètres à l'état libre.

Le jeu à la coupe se mesure comme il apparaît sur la figure ci-dessous.



À noter d'ailleurs que c'est lors du montage du segment sur le piston que celui-ci subit la plus forte contrainte, à l'opposé de la coupe. On veillera donc à ne pas l'écarter inutilement pour ne pas dépasser sa limite élastique. L'idéal consiste à écarter les deux becs avec les pouces, puis à dégager la partie arrière du segment et à le faire pivoter.

Mais l'étanchéité d'un segment ne se mesure pas qu'à son jeu à la coupe. Il faut aussi et surtout parfaitement contrôler le jeu segment/piston au niveau de la gorge. Le calcul est simple : un centième de trop à la coupe est peu sensible, par contre un centième de trop dans la gorge se retrouve sur toute la périphérie du piston, ce qui offre une section débitante ô combien supérieure. L'usure d'un piston ne se mesure donc pas qu'à la cote nominale de son diamètre, mais aussi à la

hauteur de ses gorges de segment. Pas de segment qui bat dans sa gorge sur un moteur de course, même si la pression est censée le plaquer contre sa gorge et la paroi du cylindre. Une présence importante de calamine dans cette zone trahira soit un âge avancé du piston soit un problème de segmentation. Dans ce cas, un remplacement de pièces s'impose. Toutefois, si l'on souhaite faire durer les pièces, il est impératif de nettoyer les gorges de segment avec le plus grand soin, et surtout ne pas gratter la calamine au papier de verre sous peine de détérioration sensible de l'étanchéité. Le nettoyage aux ultrasons reste sans doute la solution la plus fiable dans le domaine. À défaut, on pourra utiliser un vieux segment que l'on cassera. La qualité d'usinage de la gorge est bien sûr fondamentale, afin que sa surface parfaitement plane épouse au mieux le segment. Pour un fonctionnement parfait, on pourra descendre en dessous du centième de jeu du segment dans sa gorge. Cinq microns constituent même un but à atteindre. De tels jeux n'étant pas mesurables avec des outils conventionnels, on s'en remettra donc souvent à des valeurs constructeur.

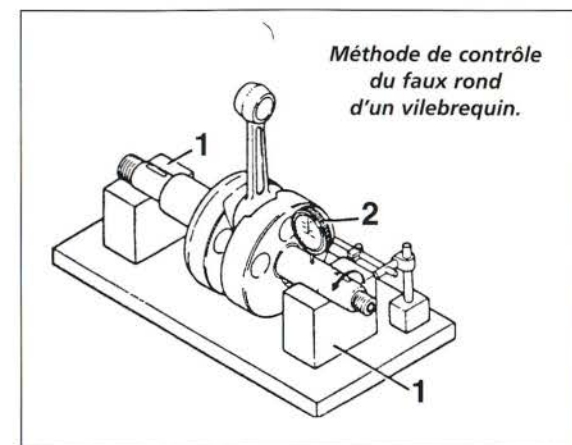
Pour les pilotes courant en épreuves "monotype", c'est sur ce type de données qu'il faut jouer, car elles ne sont pas "hors règlement", et il y a beaucoup à gagner à condition d'être intelligent et méticuleux lors du remontage.



Méthode de montage d'un segment en vue de réduire au maximum les contraintes subies.

7.6 ÉQUERRAGE DE BIELLES

Nous avons évoqué les pertes par friction dans le cylindre et les moyens de les optimiser. Dans ce domaine, la géométrie d'ensemble est un facteur déterminant. On soignera tout particulièrement l'équerrage de la bielle, car le moindre défaut de perpendicularité se traduit par des appuis élevés sur la paroi du cylindre lors des fortes pressions liées à la combustion. Les pertes par friction et l'usure s'en trouvent inutilement accrues. Cette vérification pourra se faire sur un marbre ou un banc de fraiseuse, ou encore au moyen d'un barreau parfaitement calibré (du stub par exemple) que l'on passera dans tous les pieds de bielle successifs s'il s'agit d'un multicylindre.



Méthode de contrôle du faux rond d'un vilebrequin.

7.7 LES VILEBREQUINS MONOBLOCS SUR PALIERS LISSES

La qualité de la ligne d'arbre est bien sûr aussi fondamentale, quel que soit le type de vilebrequin utilisé. On veillera à éviter tout faux rond. Le contrôle se fera au moyen de comparateurs au centième de millimètre, le vilebrequin étant posé sur des V, comme on peut le voir sur la figure 7.10B.

S'il s'agit d'un vilebrequin assemblé, on peut toujours corriger un défaut. Par contre, s'il est monobloc, le jeu n'en vaut pas la chandelle et l'on préférera remplacer la pièce purement et simplement. Sauf choc important lié à un accident ou au transport, ce genre de surprise n'a plus vraiment cours. À titre d'exemple, les commandes numé-

riques modernes travaillent en boucle, c'est-à-dire qu'elles contrôlent elles-mêmes les cotes de la pièce finie pour corriger la position de la tête d'usinage. Ainsi, l'usure de la meule de rectification ou de l'outil de coupe est prise en compte sans intervention humaine. Seules les hypothèses de départ du constructeur quant à la fréquence et la tolérance de contrôle sont susceptibles de limiter la qualité. Sur une sportive conçue d'origine pour tourner à 15 000 tr/mIn, on ne pourra guère améliorer la situation, si ce n'est en choisissant un vilebrequin issu du kit racing dont les tolérances sont encore plus serrées... Mais à quel prix ! D'une

manière générale, la limite de service se situe à cinq centièmes de faux rond en série. Mais en course, on ne peut se satisfaire de plus de un ou un centième et demi.

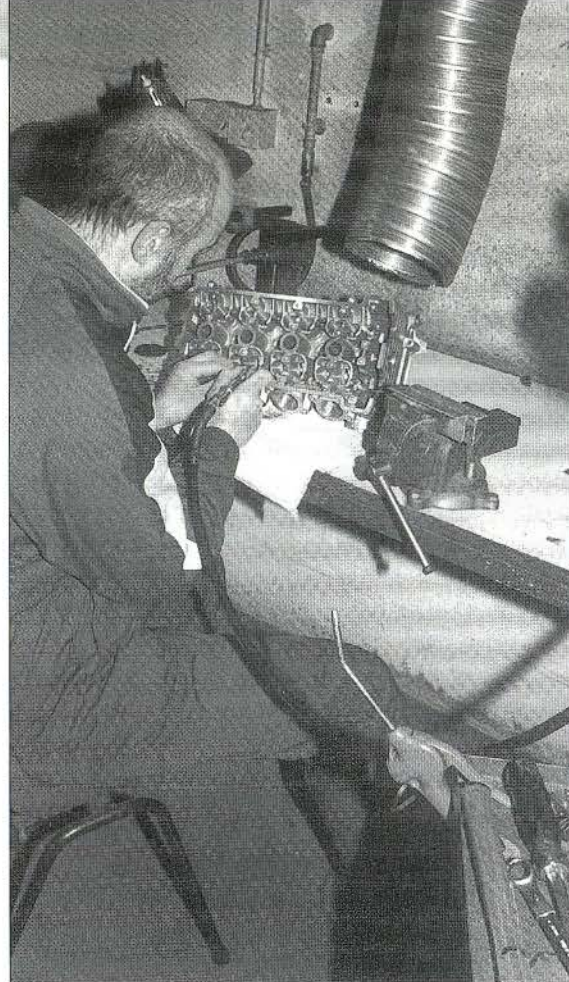
La suite logique de ces contrôles est étendue aux carters moteur, dont les logements de palier doivent être parfaitement alignés. Là aussi, on pourra employer une barre rectifiée que l'on placera dans les carters en lieu et place du vilebrequin. Le montage se fera à blanc dans les conditions réelles, c'est-à-dire avec les coussinets, les carters étant serrés au couple indiqué par le constructeur. La barre doit tourner librement dans les paliers en ayant 1/100 de jeu nominal. On pourra l'enduire préalablement de bleu de Prusse, en vente chez tous les marchands de matériaux de construction à l'usage du bâtiment. Après démontage, la répartition de la poudre doit être uniforme, ne présentant ni accumulation importante, ni absence de colorant. Les plus méticuleux pourront même renouveler l'opération en chauffant uniformément les carters dans un four (environ 80°) pour vérifier qu'à chaud la situation ne se détériore pas. Sur les moteurs modernes, ce type de contrôle ne se justifie plus vraiment, tant la qualité de réalisation est excellente. Tout au plus pourra-t-on vérifier un jeu de carters un peu anciens ou récupérés sur une moto accidentée. En ras de résultat négatif, la poubelle reste le seul remède.

Toutes ces opérations nous conduisent à parler des coussinets. Ils sont repérés au moyen de codes couleur en fonction de leurs cotes. Il ne faut jamais monter de demi-coquilles non appairées, même pour rattraper du jeu. Il est bon de rappeler qu'ils sont extrêmement fragiles et ne supportent ni choc ni impact. En effet, au fil des années, l'épaisseur du revêtement de friction a très sensiblement diminué au profit d'une rigidité et d'une durée de vie accrues. Ici, on ne tolère pas l'à-peu-près. La propreté d'ensemble doit être parfaite lors de

l'assemblage. Votre atelier doit être plus proche d'une salle blanche (hors poussière) que du garage cimenté.

Faute de quoi les impuretés présentes formeront de la pâte à roder qui détruira très rapidement les matériaux de friction. Nettoyez donc toutes vos pièces avec le plus grand soin et lubrifiez l'ensemble avec la même huile que vous utilisez dans votre moteur. Stockez cette huile dans un bidon bien fermé, à l'abri des impuretés. Prenez aussi soin de la propreté des chiffons ou pinceaux de nettoyage. D'une manière générale et pour votre bonne santé, évitez les solvants de nettoyage trop volatiles, surtout dans un local fermé. Préférez-leur des produits conformes à la législation du travail, souvent aussi efficaces et surtout moins nuisibles. L'usage de l'essence sans plomb comme nettoyant est à bannir en raison des vapeurs peut-être cancérogènes à haute dose (?) émises par ce carburant pourtant annoncé comme moins polluant... Nous tenons à nos lecteurs !

L'ordre et la propreté sont les qualités indispensables d'un bon préparateur. La présentation du local est révélatrice de ce souci que l'on doit constamment avoir à l'esprit.



7.8 LA MÉTROLOGIE

Ces opérations demandent elles aussi beaucoup de soin. La mesure est une science exacte pour peu qu'on en respecte les règles. Un lexique des méthodes situé en fin des RMT rappelle le B-A BA des contrôles et des procédés de démontage/remontage. Toutes les opérations de contrôle

doivent être effectuées au palmer et à température ambiante. À ce stade de précision, la dilatation des métaux est loin d'être négligeable et l'on ne saurait chercher le micron par zéro degré. Moralité : non seulement votre atelier doit être impeccablement propre, mais il doit aussi être

chauffé. À défaut, veillez à ce que celui de votre préparateur ou de votre usineur préféré respecte ces conditions. La métrologie demande beaucoup de finesse et d'expérience, ainsi que des instruments de qualité. Si vous manquez de l'un ou de l'autre, n'hésitez pas à faire appel à un spécialiste. Dans le cadre de l'optimisation de votre ligne d'arbre, il est bon de respecter les tolérances constructeur pour ménager un juste compromis fiabilité/performances. Toutefois, si votre instrumentation le permet, recherchez plutôt la fourchette haute de la tolérance, c'est-à-dire vers le montage le plus libre. Exemple pour un 750 GSXR : le constructeur indique une tolérance de 22 à 44 microns en série. Pour la course, on montera le vilebrequin avec 45 microns de jeu. Ainsi, lors du fonctionnement, l'auto-centrage du vilebrequin dans ses paliers sera parfait, offrant un frottement fluide à la fois moins résistant et ne provoquant pas d'usure des paliers. À ce propos, il est important de toujours faire chauffer son moteur avant de le solliciter, comme nous en reparlerons au chapitre de la lubrification. Ce parfait assemblage évitera les zones de surpression sur les paliers, propices à la rupture du film d'huile et à la destruction locale de l'antifriction du coussinet. À défaut de moyens importants en métrologie, on peut toujours contrôler les jeux de tous types de paliers au moyen du "plastigage". Notez tout de même que cette méthode manque de précision quand il s'agit de monter des bielles. Pour un montage optimal, il est préférable de disposer d'un appareil de mesure à colonne d'air.

L'avantage de cet outil est sa grande précision et l'absence totale de marquage des coussinets, puisque le diamètre est mesuré par la fuite d'air comprimé entre une pièce calibrée et celle dont on mesure le diamètre.

Rappelons à ceux qui seraient tentés de réduire la largeur des paliers qu'ils vont augmenter la

pression locale, ce qui engendre... un accroissement des pertes, et revient donc à un statu quo global, à ceci près que l'usure sera plus rapide et la durée de vie plus réduite. L'autre solution consiste à diminuer le diamètre des paliers de vilebrequin, ce qui réduit la vitesse circonférentielle de glissement et minimise les pertes. On touche ici plus à des choix conceptuels du fabricant qu'au domaine de la préparation. Pour établir la durée de vie, il faut prendre en compte la surface projetée, c'est-à-dire le diamètre multiplié par la largeur. On doit aussi considérer la température de fonctionnement, la vitesse de glissement et la charge de travail. En augmentant la largeur des paliers, le motoriste allonge le vilebrequin et les carters, mais aussi le bloc cylindre et la culasse, ce qui augmente sensiblement le poids du moteur et va dans le sens d'une réduction de la rigidité globale. A contrario, s'il augmente le diamètre, il améliore la rigidité, mais augmente la vitesse de glissement et donc la puissance absorbée par voie de conséquence, tout comme l'échauffement, autre élément lui aussi fondamental pour la détermination de la durée de vie. Assurément un choix difficile. Pour un préparateur qui souhaiterait tenter l'expérience, il est a priori délicat de réduire le diamètre des paliers sur un moteur existant. Toutefois, dans des épreuves où la réglementation est très restrictive, on peut essayer d'augmenter la puissance en réduisant les pertes mécaniques de la manière la plus discrète possible... Il faut alors rectifier le vilebrequin et souvent le retremper ensuite. Il faut aussi baguer les carters pour y mettre en place des paliers de plus petit diamètre. La solution s'envisage mieux dans le cadre d'un moteur disponible en deux cylindrées et présentant ce type de différences. Bien sûr en adoptant des petits paliers sur le gros moteur, on hypothèque sérieusement sa durée de vie. Sachez quand même que les coussinets modernes supportent allègrement 4000 bars et que vous

n'êtes donc pas près d'en venir à bout si vous respectez les précautions d'usage : propreté et lubrification lors du montage initial, utilisation d'une huile de qualité, contrôle de la ligne d'arbre et montée en température progressive lors de la mise en route.



La métrologie est une science qui demande des investissements. Pour une précision optimale du jeu des têtes de bielle, la technique du plastigage n'est pas suffisante. Pour des paliers lisses, on prendra soin de ne pas faire de marques avec les pointes du palmer. L'appareil à air comprimé est de loin le plus fiable et le plus précis.

7.9 RIGIDITÉ DE LA LIGNE D'ARBRE

La rigidité globale ne concerne pas que le vilebrequin, mais aussi les carters moteur. Leur déformation peut être une source de pertes importantes. Il n'est pas inutile de les renforcer, surtout sur les monocylindres dont les moteurs stocks voient leur puissance quasiment doublée en compétition. Ici, ce n'est pas tant la déformation qui compte, car la ligne d'arbre est très courte,

mais on peut parvenir à une destruction totale des carters sous les effets conjugués des vibrations et des contraintes alternatives engendrant une fatigue très rapide du métal.

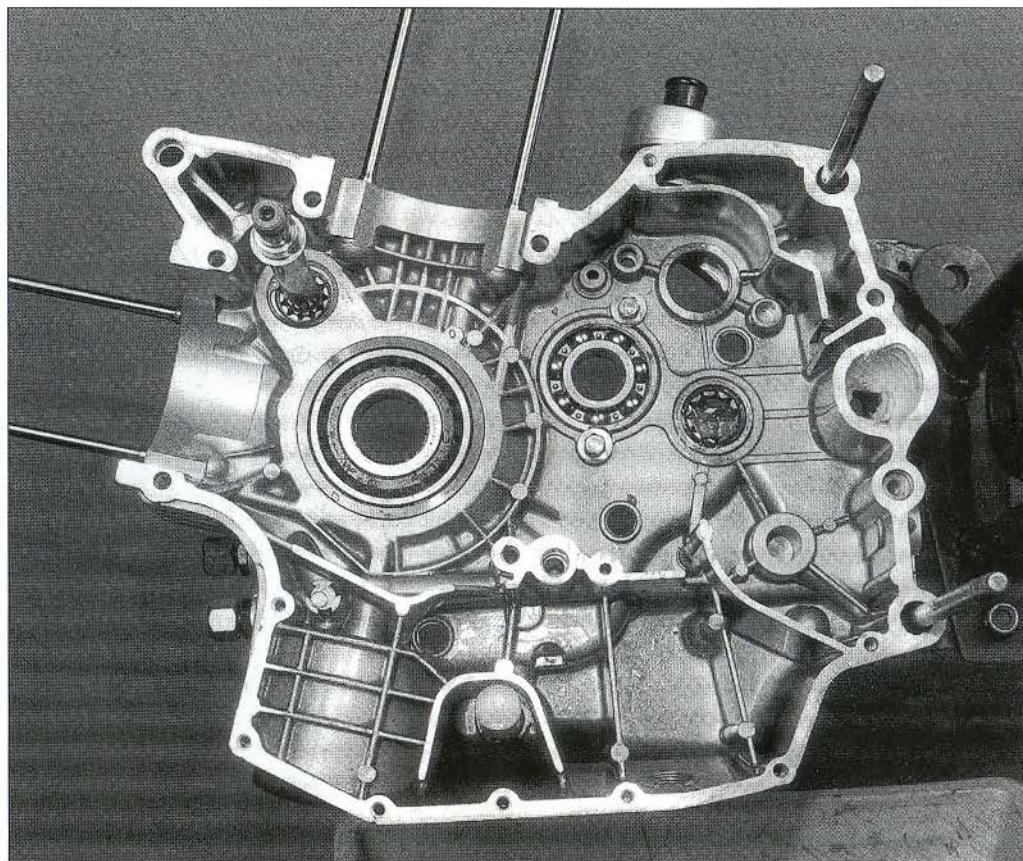
Cette rigidification des carters peut se faire de mille façons, en fonction de l'encombrement et des épaisseurs disponibles. La prolongation des goujons de part et d'autre du moteur peut s'avé-

rer efficace. Si l'épaisseur disponible le permet, les goujons d'origine pourront être remplacés par des plus gros qui serreront sur des rondelles plus larges et plus épaisses. Attention tout de même lors du serrage; en effet, les constructeurs indiquent désormais des angles de serrage plutôt que des couples. En changeant le diamètre, on change aussi le pas des goujons, ce qui modifie le déplacement pour un angle donné. Il convient donc de raisonner en déplacement et non plus en angle. Exemple : en passant de 8 x 125 à 10 x 150, 1/4 de tour équivaut à une précontrainte de 312/100 dans le premier cas contre 375/100 dans le deuxième, soit une différence de 17 % accrue par le moindre allongement du goujon de 10. Dans la mesure du possible, on veillera donc à travailler à isocontrainte.

Parfois, le fait de renforcer le cadre de la moto va réduire les contraintes de torsion transmises au moteur par l'ancrage du bras oscillant qui traverse souvent les carters moteur. On réduira ainsi les pertes et la fatigue du carter, toujours plus sollicité par un moteur préparé.

Comme toute pièce mécanique, le carter s'use, et passé un certain kilométrage et/ou un certain nombre de démontages/remontages, il faut penser à le remplacer sur un moteur très poussé, particulièrement chez les monocylindres.

Ajoutons aussi que les critères de rigidité et de qualité d'une ligne d'arbre sont complètement transposables aux arbres à cames, particulièrement sollicités à très haut régime, surtout si les ressorts de soupape ont été durcis.



La rigidité du bloc moteur peut être mise à mal par des efforts introduits par le châssis. La firme Ducati a travaillé de nombreuses années pour résoudre ce problème que Raymond Roche évoquait déjà sur les 851.

7.10 LES VILEBREQUINS ASSEMBLÉS TOURNANT SUR ROULEMENTS

Bien que l'on trouve des vilebrequins assemblés montés sur paliers lisses, principalement sur les monos italiens, la majorité sont montés sur roulements. Nous allons donc étudier les particularités de ce type de montage. Les vilebrequins assemblés sont beaucoup utilisés sur les moteurs deux temps. En effet, la lubrification de ces moteurs par brouillard d'huile empêche l'emploi de paliers qui nécessitent de la pression d'huile pour fonctionner. Il est donc impossible de monter la tête de bielle sur autre chose que des roulements à aiguilles. La piste de roulement devant être parfaite, il est difficile d'utiliser une bielle démontable, tout comme une cage à aiguilles en deux parties en raison des charges élevées. On a dû recourir au vilebrequin assemblé, qui présente aussi l'avantage de faibles investissements pour

une production en relative petite série. L'inconvénient de ce montage est qu'il peut être sujet à des faux ronds importants en cas de remontage par une personne peu compétente. Par ailleurs, les emmanchements sont sujets au vieillissement par écrouissage et arrachement du métal à force de démontages successifs. Pour réduire les efforts au remontage, on pourra refroidir le maneton et chauffer les masses pour dilater l'alésage. Le vilebrequin n'est pas réparable à l'infini. À force de réfections successives, son décentrage interviendra de plus en plus vite. Cela va se traduire par de fortes vibrations et des pertes importantes, ainsi qu'une plus grande difficulté à monter en régime. Le recentrage d'une telle pièce est une affaire de spécialiste. Beaucoup d'ateliers le font, mais le standard de qualité n'est pas partout le même. Entre un moteur de tondeuse à gazon et une moto de course, il n'y a que quelques centièmes de millimètres de faux rond d'écart... comme parfois entre le premier et le deuxième d'une course. À vous de dénicher le spécialiste qui vous assemblera votre vilebrequin dans le centième. Au-delà, vous remarquerez une baisse des performances. On a vu gagner plus de 1 000 tr/min sur un bicylindre rien que par un montage très soigné du bas moteur. Au lieu de s'essouffler à 9 500 tr/min, le twin grimpeait allègrement jusqu'à 10 800 tr/min ! Au chronométrage et à l'utilisation, la différence s'avérait flagrante. Dans le cas cité, il s'agissait d'ailleurs d'un moteur deux temps. Le préparateur n'avait rien négligé pour réduire au strict minimum les frottements. Le faux rond avait été ramené à zéro, mais la qualité des rou-

lements avait été améliorée en remplaçant les roulements d'origine à cage en acier emboutie par des cages en polyamide (plastique), moins gourmandes en puissance consommée. De plus, le jeu d'origine du roulement C3, déjà important, avait été remplacé par du C4 encore moins sensible à l'effet du serrage des cages extérieures dans les carters. À noter d'ailleurs qu'il existe chez les manufacturiers différentes classes de précision disponibles. On pourra opter pour la P6, déjà supérieure au standard P0. La norme établit des qualités croissantes, P0, P6, P5, P4, P2. Attention toutefois, plus la précision augmente, plus la tolérance au faux rond diminue. Sur notre exemple, les cages d'origine des têtes de bielle avaient cédé la place à des cages traitées à l'argent, offrant elles aussi moins de frottement. On notera enfin que pour réduire les frottements, le préparateur avait purement et simplement supprimé les ressorts en spirale qui entouraient les joints à lèvres en bout de vilebrequin. Si la modification s'avère efficace, il ne faut pas s'attendre à une durée de vie importante du joint. De plus, sa tolérance au faux rond est quasi nulle, son étanchéité se dégrade donc très vite dans le temps. Dans le même registre, on pourra faire subir le même sort aux joints de queue de soupape, côté admission, et supprimer complètement ceux côté échappement, car à ce niveau, il n'y a pas du tout d'aspiration et donc aucun risque de consommation d'huile. Dans les courses monotypes, ce genre de détails revêtent une importance toute particulière pour qui souhaite faire la différence, en toute légalité.

L'assemblage d'un vilebrequin doit être fait avec le plus grand soin. Le remplacement du "kit bielle"

(bielle, roulement et axe du maneton) est indispensable à chaque réfection.

Le faux rond doit rester dans le centième de millimètre.



Toujours au chapitre des frottements, penchons-nous sur l'emploi de roulements à rouleaux en lieu et place des roulements à billes. La solution peut être intéressante, bien qu'en théorie les rouleaux soient de plus gros consommateurs d'énergie que les billes. Ils supportent de plus fortes charges et résistent mieux aux chocs que les billes. Toutefois, ils ne supportent pas les charges radiales induites par exemple par une transmission primaire à denture hélicoïdale. Une solution intéressante peut constituer à utiliser un panachage billes/rouleaux. En effet, lors de la dilatation des carters, les logements de roulements ont tendance à s'écarter légèrement, ce qui introduit un effort latéral qui freine la rotation. Au contraire, si l'on utilise un roulement à rouleaux, que l'on placera côté transmission primaire car c'est là que les charges sont les plus fortes, sa piste glissera latéralement en suivant la dilatation du carter, éliminant du même coup l'effort dans le roulement à billes, ce qui supprime toute entrave à la rotation. Bien sûr, sur un moteur de course, il est souhaitable de disposer d'une transmission primaire à taille droite, car celle-ci possède un meilleur rendement et n'offre aucune réaction parasite. On a d'ailleurs vu des vilebrequins montés sur deux roulements à rouleaux, sans aucune retenue latérale... Et cela fonctionne plutôt bien puisqu'il s'agissait en l'occurrence de moteurs 250 Aprilia qui sont de multiples fois champions du monde de vitesse !

La préparation du bas moteur est un élément essentiel de la fiabilité. Les gains potentiels ne se situant qu'au niveau de la réduction de perte, ils sont donc forcément moins significatifs que dans la culasse par exemple qui est le poumon du moteur quatre temps. Malgré tout, les performances et surtout la fiabilité y trouvent leur compte, ce qui est essentiel, tant pour les résultats que pour le budget de fonctionnement ; car la casse coûte toujours très cher.

Tableau 5 : Jeux radiaux et tolérances des roulements à billes et à rouleaux

Cote nominale de l'alésage D (mm)		Alésage ø dmp									
		Classe de tolérance									
		P0		P6		P5		P4 ⁽²⁾		P2 ⁽²⁾	
Au dessus de	Jusqu'à	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.
0,6 ⁽¹⁾	25	0	8	0	7	0	5	0	4	0	25
25	10	0	8	0	7	0	5	0	4	0	25
10	18	0	8	0	7	0	5	0	4	0	25
18	30	0	10	0	8	0	6	0	5	0	25
30	50	0	12	0	10	0	8	0	6	0	25
50	80	0	15	0	12	0	9	0	7	0	4
80	120	0	20	0	16	0	10	0	8	0	5

Bague extérieure (tableau 5, suite)

Cote nominale de l'alésage D (mm)		Diamètre extérieur ø dmp									
		Classe de tolérance									
		0		6		5		4 ⁽³⁾		2 ⁽³⁾	
Au dessus de	Jusqu'à	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.
25 ⁽⁴⁾	6	0	8	0	7	0	5	0	4	0	25
6	18	0	8	0	7	0	5	0	4	0	25
18	30	0	9	0	8	0	6	0	5	0	4
30	50	0	11	0	9	0	7	0	6	0	4
50	80	0	13	0	11	0	9	0	7	0	4
80	120	0	15	0	13	0	10	0	8	0	5

Jeu radial des roulements rigides à billes (tableau 5, suite)

Cote nominale de l'alésage D (mm)		C2		Normal		C3		C4		C5	
		Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.
—	2,5	0	6	4	11	10	20	—	—	—	—
2,5	6	0	7	2	13	8	23	—	—	—	—
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140

Jeu radial des roulements à rouleaux cylindriques (bagues interchangeables, alésage cylindrique) (tab. 5, suite)

Cote nominale de l'alésage D (mm)		C2		Normal		C3		C4		C5	
Au dessus de	Jusqu'à	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.
–	10	0	30	10	40	25	55	35	65	–	–
10	18	0	30	10	40	25	55	35	65	55	85
18	24	0	30	10	40	25	55	35	65	55	85
24	30	0	30	10	45	30	65	40	70	60	90
30	40	0	35	15	50	35	70	45	80	70	105
40	50	5	40	20	55	40	75	55	90	85	120
50	65	5	45	20	65	45	90	65	105	100	140
65	80	5	55	25	75	55	105	75	125	115	165
80	100	10	60	30	80	65	115	90	140	145	195

On peut observer ici la différence entre un roulement normal et un C4 par exemple, en matière de jeu de fonctionnement. On y voit aussi le degré de précision d'un P6 par rapport à un standard P0. Des éléments de choix importants pour un moteur préparé qui va à la fois chauffer plus et tourner plus vite.

7.11 EFFORTS D'INERTIE ET ALLÈGEMENT

Quand on évoque l'augmentation du régime moteur, on pense tout de suite à la notion d'allègement de pièces en mouvement. Il est vrai que la réduction des masses est de nature à favoriser les montées en régime. Toutefois, il faut distinguer les deux types de mouvements que l'on rencontre dans un moteur, à savoir le pilonnement alternatif, du piston et des soupapes par exemple, et la rotation du vilebrequin. Ces deux problèmes sont très différents et doivent être traités séparément.

7.11.1 Les mouvements alternatifs, le piston

Le va-et-vient du piston et des soupapes est très sensible aux accroissements du régime moteur. En

effet, comme nous l'avons vu au chapitre 1, les efforts d'inertie sont proportionnels à la masse et au carré du régime. En préparant un moteur, on augmente donc considérablement les charges appliquées sur les paliers ou les efforts de traction subis par la bielle. Afin de les réduire, il est intéressant de diminuer le plus possible les masses en mouvement alternatif. Quelques ordres d'idées d'abord. En déplaçant le régime maxi de 20 %, on augmente les efforts de 44 %, puisqu'ils varient avec le carré. Si l'on prend la précaution d'alléger l'équipage mobile de 20 %, on ne va pas annuler les effets du régime, car l'influence de la masse n'est que proportionnelle. De fait, les efforts augmenteront de :

$$1,2 \times 1,2 \times 0,8 = 1,152$$

soit 15,2 %.

Pour une moto d'endurance, il vaut donc parfois mieux donner des consignes de sagesse aux pilotes plutôt que de prendre des risques importants en matière d'allègement. Cependant, cette quête de légèreté est indispensable pour qui souhaite ménager un moteur préparé. Ne perdons pas de vue non plus que les efforts fournis pour faire accélérer le piston sont restitués aux frottements près quand il s'agit de le ralentir à l'approche du PMH ou du PMB. La moyenne de la courbe d'accélération sur un tour complet est nulle. Si l'on se contente de considérer cet aspect des choses, la puissance restituée par le moteur est identique, en régime stabilisé. Cependant, au niveau des frottements, on constate une amélioration qui réduit les pertes. En effet, lors des phases d'accélération ou de décélération, le piston se plaque contre les parois au moment de l'inversion du sens des efforts qu'il subit. Le couple de basculement qui l'applique est d'autant plus fort que le piston est lourd. En réduisant la masse du piston, on diminue les pertes par frottement que cela occasionne. De même, la diminution de sa longueur réduit son moment d'inertie polaire autour de l'axe, ce qui diminue aussi l'influence des changements de direction des efforts et donc les pertes mais aussi l'usure qu'elles génèrent. Le piston court et léger est donc moins gourmand en frottements parasites liés à son inertie propre. On notera au passage que plus le jeu piston/cylindre est faible, moins on enregistre un effet de coincement du piston dans ces phases.

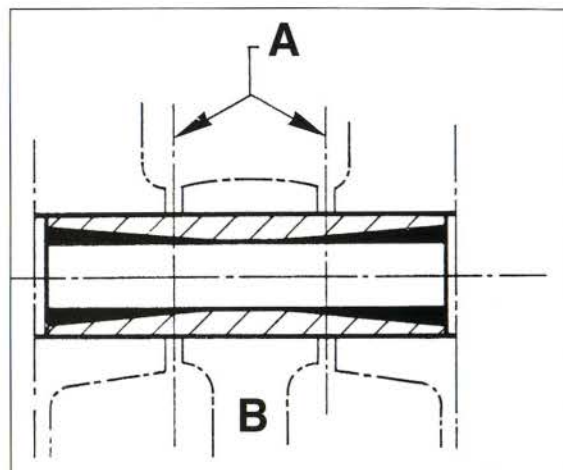
L'allègement du piston est donc un élément déterminant, qui ne doit pas être pris à la légère si l'on peut dire... Les contraintes qu'il enregistre sont de trois ordres : la pression, les accélérations et la température. Il faut donc agir avec parcimonie quand on s'y attaque. Les gains sur la jupe sont possibles mais faibles en raison de son épaisseur réduite. Certains préparateurs percent des trous dans la jupe, comme on en trouve parfois sur des

pistons de deux temps, pour faire coïncider les lumières. Toutefois, le plus gros de la masse se situe au niveau de la calotte et des bossages d'axe. Il est délicat et dangereux de réduire l'épaisseur de la calotte car on risque un affaissement en cas de chauffe. Il faut aussi penser que sur un moteur préparé, l'augmentation du régime engendre à elle seule un échauffement du piston, qui dispose de moins de temps pour se refroidir entre deux cycles. Souvent, avec l'amélioration de la PME, la pression de combustion s'élève, ce qui se traduit aussi par un accroissement de température. Dans la mesure du possible, il est donc plus raisonnable d'améliorer la qualité du piston en remplaçant une pièce coulée par une pièce forgée, à la fois plus légère et plus résistante. Ce conseil est particulièrement valable pour les moteurs de forts alésages. Sur les supersportives japonaises, les pistons d'origine sont de très bonne qualité et supportent sans problème l'accroissement de la puissance. D'ailleurs, les dernières générations de pistons moulés ont souvent un coefficient de frottement plus faible que les pistons forgés. Ils provoquent donc moins de pertes. Pour les plus fortunés, sur ce genre de machines, il existe souvent des kits en vente à prix d'or chez les importateurs. Les pistons y sont encore de meilleure qualité (précision, masse plus faible et identique pour tous, segments plus fins et taux de compression plus élevé...). Sur les motos de série, on surveillera quand même qu'ils aient tous la même masse. Une petite combine pour ceux qui ne disposent pas d'une balance de précision chez eux : on trouve à faible prix des pese-lettres. Et à propos de pese-lettres, il existe des balances agréées Poids et Mesures en libre service dans tous les bureaux de poste. À condition d'être propres et discrets, vous pouvez les utiliser, en dehors des heures de pointe bien sûr !

Pensez à peser vos pistons avec clips et axes, pour plus de précision. La tolérance doit être de l'ordre du

gramme, si possible inférieure. Si ce n'est pas le cas, travaillez le dessous des calottes au moyen d'une fraise boule de petit diamètre ou d'une meule arrondie. On évitera ainsi les arêtes vives et l'on diminuera les surépaisseurs au voisinage du fond.

On peut alléger certains axes de piston dont l'alésage intérieur est cylindrique, en y usinant un cône qui s'arrête juste avant la jonction de la tête de bielle, où le cisaillement est le plus fort.



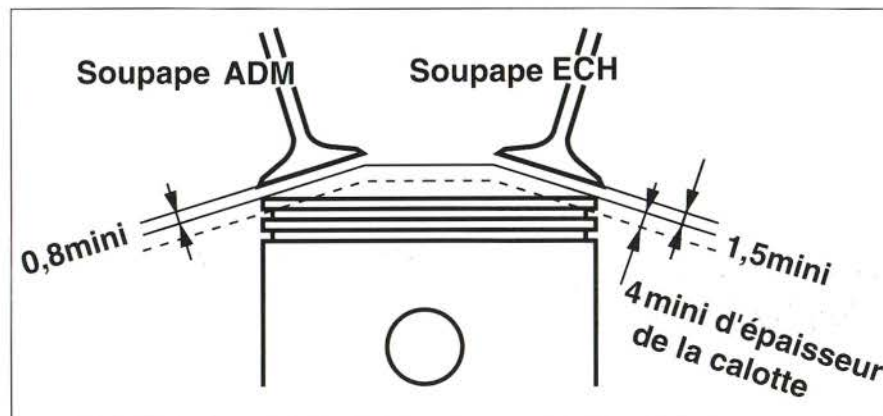
Usinage d'un axe de piston conique.

L'évidement des extrémités des axes de piston permet de réduire la masse, mais, en endurance, on évitera de prendre ce genre de risque.

Distance piston/soupapes lors de la phase du croisement.

Lors de la préparation d'un moteur, on veillera particulièrement à respecter ces cotes en cas de remplacement du piston ou de l'arbre à cames, ou encore si l'on rabote la culasse...

Si vous remplacez les pistons, sauf pour les épreuves d'endurance, portez de préférence votre choix sur les modèles à deux segments et axe court. Il vous faudra alors sûrement changer la bielle pour rattraper la différence de hauteur. Vérifiez aussi la garde entre le piston et les soupapes. Dans certains cas, si l'on connaît les points critiques, il est possible de le faire à l'aide d'un comparateur placé directement sur la soupape, que l'on enfoncera jusqu'au contact du piston dans la position déterminée. Mais si l'on travaille davantage en aveugle, on peut le faire simplement au moyen d'un fil d'étain épais. Remontez le moteur, calez la distribution, faites deux tours complets et démontez pour récupérer le fil en prenant soin de ne pas la déformer. Ensuite, mesurez avec un pied à coulisse les jeux résiduels. À l'admission, celui-ci ne doit pas être inférieur à 1 mm, voire 0,8 mm. À l'échappement, on laissera une marge supérieure, de l'ordre de 1,5 à 2 mm, en prévision d'un éventuel affolement de soupapes. En effet, la soupape d'échappement étant en phase de fermeture, un léger décollement peut se produire lors d'un rétrogradage trop violent contre lequel le limiteur de régime ne peut rien. Si les valeurs relevées ne conviennent pas, il faut pra-



tiquer des encoches fraisées dans la calotte. Là aussi, vérifiez bien l'épaisseur du ciel de piston qui ne doit pas être inférieure à 4 mm en règle générale.

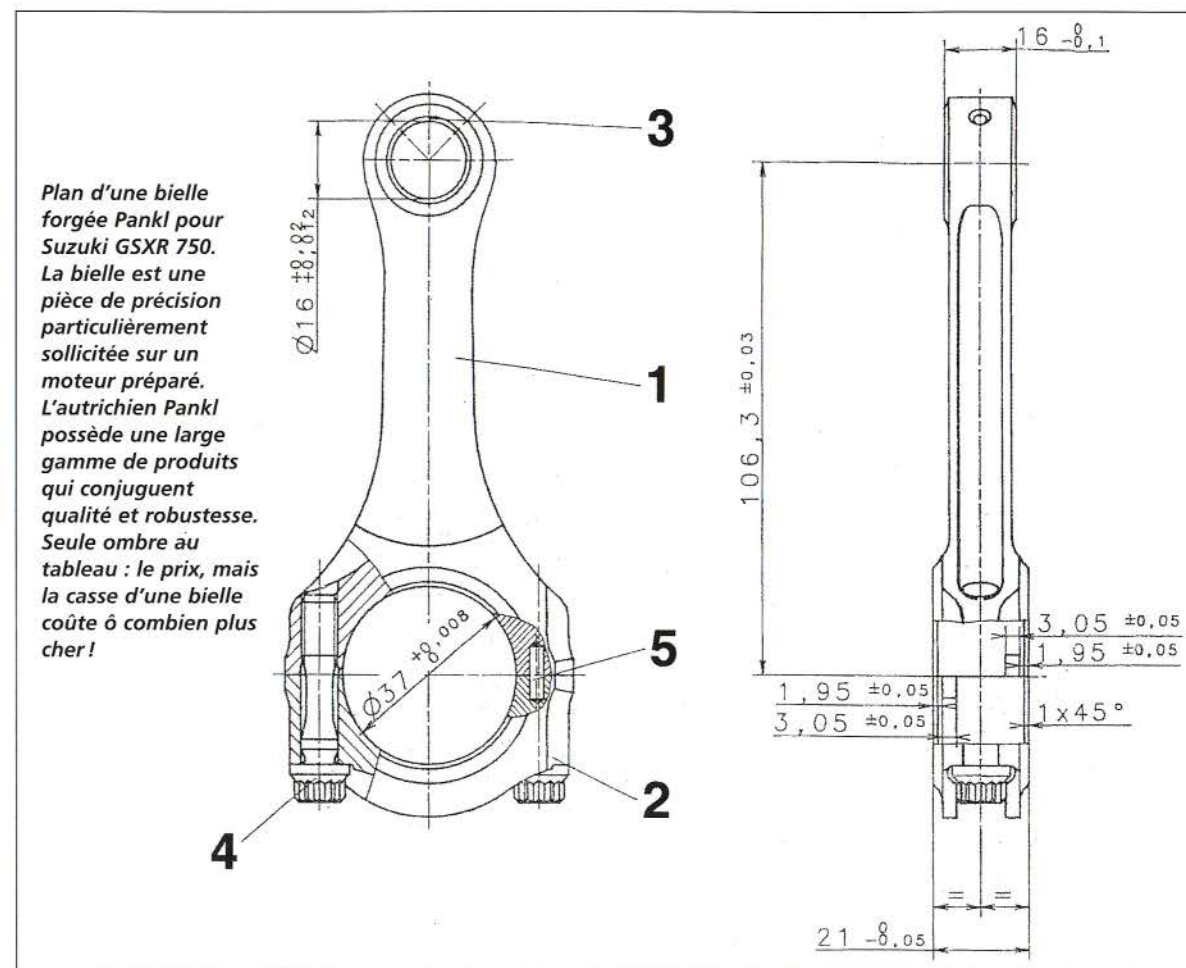
7.11.2 À cheval entre pilonnement et rotation... la bielle

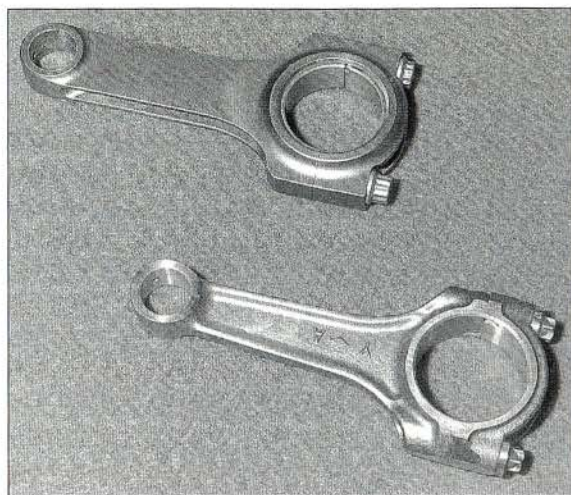
La bielle est aussi concernée par les mouvements de pilonnement. Compte tenu de sa forme et de son mouvement, on considère qu'un tiers de sa masse effectue un mouvement de va-et-vient pur, alors que le reste est assimilé à une pièce en rotation. L'allégement d'une bielle doit être mené avec circonspection, en raison des efforts colossaux et alternés qu'elle subit.

Sa forme naturelle est justifiée par la différence de diamètre des axes du pied et de la tête. C'est principalement le type de mouvement effectué qui justifie cet écart. En effet, au niveau du pied, l'axe de piston n'effectue qu'une faible rotation angulaire. À l'opposé, la tête tourne autour du maneton de vilebrequin au régime de rotation du moteur. Le dimensionnement d'un palier se faisant en fonction de la charge qu'il supporte et de la vitesse de glissement des surfaces en contact, il est logique que la tête soit beaucoup plus grosse que le pied. Cette zone offre donc peu de possibilité de réduction des masses. Bien sûr, la bielle doit être considérée comme un tout, et l'on ne saurait en modifier qu'une extrémité. Le polissage reste de rigueur, mais, comme nous l'avons vu, ses vertus sont surtout destinées à supporter la fatigue plus qu'à réduire la masse. Les pertes par barbotage dans l'huile sont elles aussi réduites par cette opération. D'une manière générale, il est préférable, surtout sur les monocylindres, de remplacer la bielle par une pièce forgée plus solide en particulier au niveau des paliers. L'accroissement du régime engendre une importante augmentation

des efforts susceptible de provoquer sa destruction. On trouve sur le marché des bielles forgées de grande qualité. Elles sont souvent en acier et parfois même en titane. Si le prix s'en ressent, la masse aussi. Le gain peut atteindre 40 %, ce qui est énorme. Pour les plus inventifs, on pourra envisager la fabrication de bielles mécanosoudées. En effet, la bielle est un organe qui travaille en traction/compression. Toutefois, compte tenu de sa

longueur importante par rapport à sa section, elle est sujette au flambage, c'est-à-dire au fléchissement latéral sous l'effet de la compression. Pour résister au flambage, on augmente sa section et on lui donne un profil en H qui présente une bonne tenue naturelle à ce type d'efforts. Le H "donne de l'inertie à la bielle", c'est-à-dire qu'en éloignant la matière de la fibre neutre que constitue l'axe de la bielle, on accroît la résistance à la flexion.





Les bielles forgées permettent de réduire la masse de l'équipage mobile et d'en améliorer la résistance. Elles existent pour de nombreux moteurs. À l'occasion du remplacement du piston par un autre plus performant, on en profitera pour rattraper les différences de hauteur grâce à une bielle plus longue.

Cette inertie-là n'est pas la même que celle qu'emmagasine par exemple une voiture lancée à haute vitesse. La bielle idéalement dimensionnée au flambage est souvent surdimensionnée à la traction. Cela se traduit par une masse plus élevée que nécessaire et donc des efforts importants, sources de vibrations ou obligeant à recourir à des balanciers d'équilibrage. La bielle est réalisée à partir d'un profil plein. On remarquera sur les bielles de compétition la finesse extrême des éléments du profil en H. Le but étant de concilier une faible masse et un profil ayant des contours les plus vastes possibles pour résister à la flexion.

En clair, il est plus facile de plier une tige d'acier de 6 mm de diamètre qu'un tube fin de 20 mm ayant la même masse et la même longueur.

À partir de ce constat, on peut penser qu'il n'est pas idiot de construire des bielles mécanosoudées ayant donc un profil creux, réalisé à partir de tôle d'acier à haute limite élastique, que l'on formera en deux coquilles qui seront assemblées par soudage. On peut aussi utiliser du tube que l'on va mettre en forme à chaud sur une presse avec un chalumeau. Sans partir dans de rébarbatifs calculs, on choisira l'épaisseur de la tôle de telle sorte que la section minimum soit équivalente à celle de la bielle que l'on remplace, au niveau du pied. L'idéal serait de disposer de tôles d'épaisseur variable pour que la section totale soit constante... (les plus pointus trouveront ce genre de tubes chez les constructeurs de vélos...). Ensuite, on usinera des gueules-de-loup dans le profil obtenu pour venir y souder deux bagues, l'une pour le pied, l'autre pour la tête. Elles seront d'épaisseur identique à celles qu'elles remplacent. Ces bagues en acier seront ensuite usinées et traitées puis rectifiées après traitement. L'opération n'est certes pas simple, mais quand on sait le prix d'une bielle en titane, on peut penser que le jeu en vaut la chandelle, surtout pour qui dispose de temps et de compétences. Traitement et usinage devront être confiés à des spécialistes ayant l'habitude de la sous-traitance automobile. Le gain obtenu peut être substantiel et présente l'avantage d'une réalisation à la demande, et donc aux cotes souhaitées en fonction de votre nouveau piston, et ce même s'il n'existe pas de pièces spéciales pour votre moteur.

On citera aussi pour mémoire les bielles composites qui font l'objet de recherches. Ces matériaux sont environ quatre fois plus légers que l'acier à résistance égale. Ils ont aussi pour eux une résistance en fatigue plus que doublée par rapport à l'acier. C'est d'autant plus fondamental sur une pièce soumise à des sollicitations alternées. À ce jour, la mise au point de telles pièces semble encore réservée aux laboratoires. Il y a peu de

chance que les amateurs, même éclairés, en trouvent dans leurs moteurs à très court terme.

Allégées ou non, les bielles doivent toutes avoir la même masse, mais aussi la même proportion de cette masse ayant un mouvement de rotation et de translation, faute de quoi il est inutile d'égaliser les masses des pistons ou d'équilibrer le vilebrequin.

Le jeu consistera donc à peser les bielles une par une, puis à déterminer de manière précise la position de leur centre de gravité. Pour ce faire, on disposera un axe horizontal à proximité du plateau d'une balance de précision. Toutes les bielles seront pesées alternativement en mettant la tête sur le plateau de la balance et en maintenant le pied dans l'axe fixe, puis le contraire. Ensuite, on procédera à l'égalisation de ces valeurs par enlèvement de matière, comme indiqué sur la figure ci-contre.

7.11.3 Les pièces en rotation

La réduction des masses en rotation fait l'objet de beaucoup de fantasmes chez les motards. Avant toutes choses, tâchons de bien comprendre quel est leur rôle et ce qui se passe lorsque l'on allège les pièces tournantes.

L'inertie est une nécessité dans un moteur thermique. Elle sert à emmagasiner de l'énergie pour assurer la rotation entre deux temps moteur (combustion). Plus le moteur a de cylindres, plus les combustions sont rapprochées et moins on a besoin d'énergie pour aller de l'une à l'autre. Conséquences : sur un monocylindre, l'inertie doit être importante si l'on veut conserver la faculté de descendre à bas régime. À défaut, le fonctionnement sera très heurté, ce qui n'est pas bon pour la mécanique, et l'on risque le calage sur "coup de piston" à tout

moments. Ce phénomène se produit quand l'énergie emmagasinée n'est plus suffisante pour assurer la compression du cycle suivant. Le piston repart alors à l'envers, comme lors d'un retour de kick. Sur un multicylindre, le problème est d'autant moins sensible que les pistons sont plus petits, ce qui réduit l'effort

à fournir pour passer la compression. Enfin, le vilebrequin d'un quatre-cylindres étant évidemment plus long que celui d'un mono, il est plus lourd et emmagasine naturellement de l'énergie.

Voyons maintenant par quoi se traduit l'inertie supplémentaire. Si l'on mesure la puissance sur un

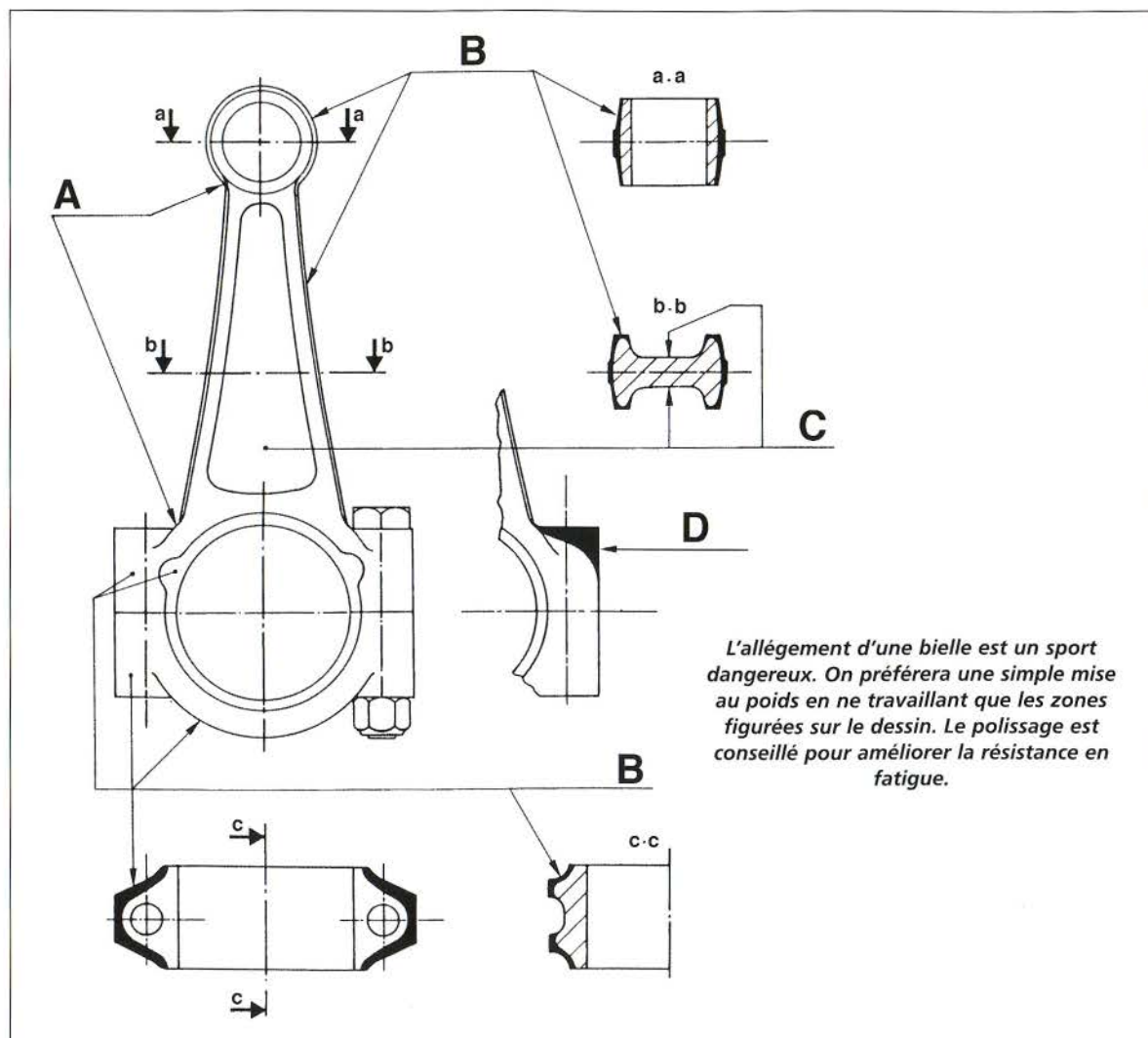
banc dit "à inertie", c'est-à-dire où la mesure de la courbe complète se fait en une accélération, des différences vont apparaître. En effet, le moteur ayant peu d'inertie va monter plus vite en régime, ce que le banc interprétera comme un accroissement de puissance. Si l'on reprend cette mesure sur un banc à frein, c'est-à-dire où la courbe est traitée par une succession de point mesurés à régime fixe, le gain sera nul. Qui détient la vérité? Le banc à frein, car l'autre devrait prendre en compte l'inertie exacte du moteur dans son calcul, ce qui intégrerait par exemple l'allègement opéré sur le vilebrequin. En réalité, il faut relativiser ces gains en prenant en compte l'inertie de la moto complète sur la piste, avec le pilote, et ne pas se contenter de l'impression subjective d'un moteur qui prendra ses tours plus vite à vide. La chasse à l'inertie ne doit pas être menée de manière effrénée au risque d'aller jusqu'à la casse à cause d'un allègement excessif. Certes, lors d'une accélération, le moteur dépense de l'énergie pour augmenter son propre régime. Plus il est léger, moins il en utilise pour sa consommation personnelle et plus il en dispose pour faire accélérer la moto. De fait, à puissance égale, la moto au vilebrequin allégé accélérera légèrement plus fort que celle au vilebrequin standard. Voyons maintenant en quelques formules quelles sont les règles de la physique qui concernent l'inertie et l'accélération. L'énergie cinétique d'une pièce en rotation s'exprime par :

$$E_c = \frac{1}{2} J \omega^2$$

où J est le moment d'inertie de la pièce. L'expression de J mérite le détour car elle est riche d'enseignements :

$$J = \frac{1}{2} M R^2$$

où R est le rayon de gravité de la pièce, c'est-à-dire la distance qui sépare l'axe de rotation du

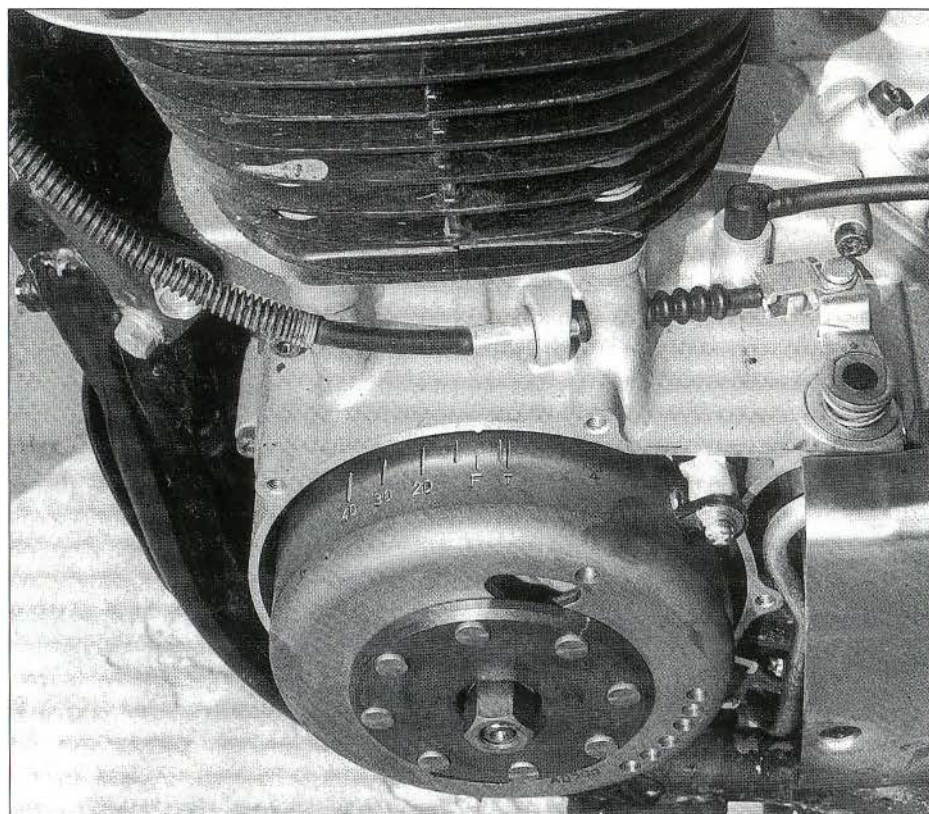


centre de gravité d'une portion de la pièce. Conséquence : si la pièce ressemble à une couronne, R sera plus grand, car la masse est située plus vers l'extérieur. Par contre, si la pièce est un disque, donc plein, R sera plus faible. Conclusion : à masse égale, un volant de grand rayon, ou dont la masse est située en périphérie aura beaucoup plus d'inertie qu'un volant très compact. À qui cherche à conserver de l'inertie tout en allégeant son moteur et donc sa moto, on conseillera de réaliser un

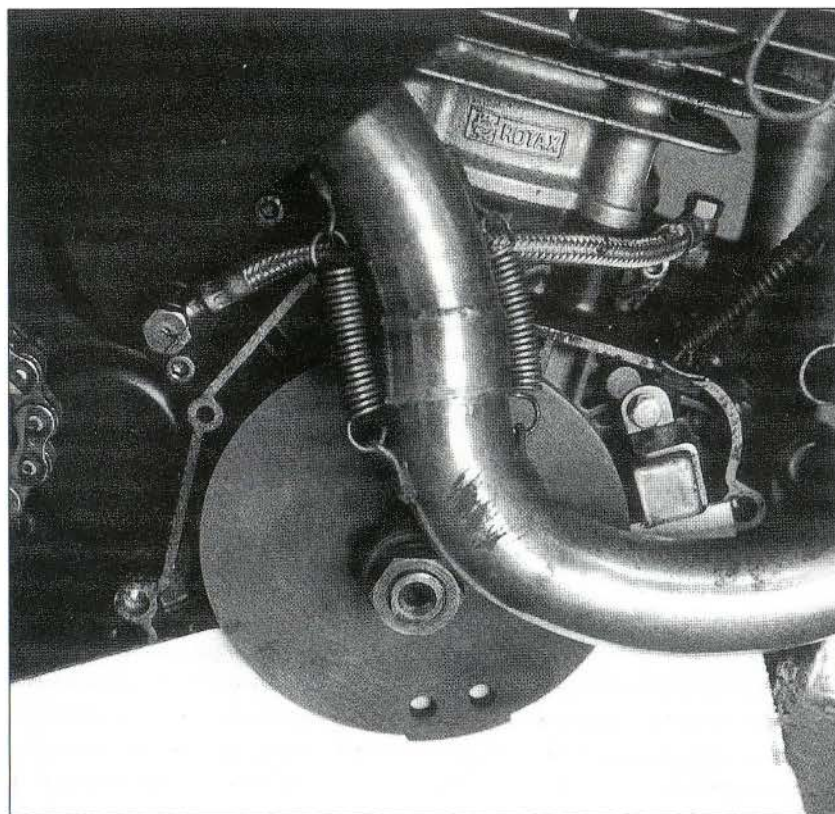
volant ayant toute sa masse en périphérie. L'idéal serait même un volant composite, c'est-à-dire avec un moyeu léger en aluminium, en périphérie duquel on viendra fixer un anneau d'acier.

Poursuivons notre exposé en regardant maintenant l'énergie cinétique de rotation. En réduisant J , le moment d'inertie, on diminue E , l'énergie cinétique emmagasinée. On peut considérer que ce résultat est séduisant, car effectivement le moteur aura moins d'énergie à fournir

pour monter en régime ; c'est autant de plus qu'il pourra consacrer à faire accélérer la moto. Mais, ce faisant, il chutera plus vite de régime au moment de chaque changement de rapport, ce qui peut lui faire perdre quelques précieux chevaux par exemple quand on accrochera le rapport final, ou encore accentuera les défauts d'étagement de la boîte. Autre conséquence de cet allègement : à bas régime, le moteur ne tourne plus régulièrement, ce qui réduit donc sensiblement sa



Le volant moteur idéal doit combiner une faible masse, pour ne pas alourdir le moteur et une forte inertie pour emmagasiner l'énergie nécessaire à la compression du cycle suivant. On obtient ce résultat en disposant le maximum de masse à l'extérieur de la pièce, car l'inertie est proportionnelle à la masse et au carré du rayon.



Si l'on échange le volant magnétique par un allumage batterie/bobine, on peut remplacer le volant moteur par une pièce plus légère. On remarquera les deux perçages destinés à équilibrer la présence de l'excroissance déclenchant l'étincelle.

plage d'utilisation. L'agrément d'utilisation et l'efficacité en sortie de courbes lentes peuvent y perdre beaucoup. D'une manière générale, la motricité en souffre.

Tirer une règle absolue n'est pas possible. On remarquera d'ailleurs que la 600 CBR Honda 99 dispose d'un vilebrequin beaucoup plus volumineux que celle de 1998. La conjonction de l'épaisseur des flasques et de leur diamètre montre qu'on a au contraire recherché à accroître sensiblement l'inertie sur une machine à la vocation pourtant très sportive. La motricité y trouvera son compte surtout sur revêtement mouillé. On remarquera que la très exclusive Kawasaki ZXR6 avait un vilebrequin plus lourd de 1,2 kg que la plus polyvalente 600 CBR Honda. Cette différence explique sans doute en partie l'évolution du modèle CBR 1999. Mais on sait qu'il ne faut pas se contenter de comparer les masses, mais aussi la géométrie d'ensemble et la répartition des masses pour évaluer réellement l'inertie d'une pièce.

Si l'on prépare un monocylindre équipant à l'origine un trail, il est évident que l'on peut réduire sans risque l'inertie. En effet, le constructeur a conçu son moteur pour une utilisation urbaine. Cela signifie un ralenti régulier et le plus bas possible, pas de tendance au calage sur coup de piston et douceur de fonctionnement. Toutes ces contraintes disparaissent pour qui court en supermono, et là il devient essentiel de décaler la plage d'utilisation vers les hauts régimes. Attention quand même à ne pas tomber dans l'excès, car on risque alors de caler sur la grille de départ ! Le monocylindre est un moteur aux besoins en inertie très important, en particulier si l'on augmente le taux de compression, ce qui est toujours le cas en compétition. C'est d'ailleurs peut-être la seule règle générale que l'on puisse en tirer. Plus le taux de compression est élevé, plus le volant d'inertie doit être important.

7.12 NOTIONS D'ÉQUILIBRAGE

Nous avons parlé de l'allègement des pièces. Il convient maintenant de nous pencher sur les problèmes d'équilibrage. Nous ne rentrerons pas dans la théorie, qui touche plus à la conception qu'à la préparation. L'angle du V de votre moteur ou son nombre de cylindres sont des données figées que vous ne pouvez guère modifier. Nous évoquerons seulement des notions simples et concrètes, que vous pourrez toucher du doigt lors de la préparation.

Définissons tout de même quelques notions utiles.

7.12.1 L'équilibrage statique

Il est réalisé naturellement lorsque le centre de gravité du vilebrequin est situé sur son axe de rotation. Cela ne saurait être le cas pour un monocylindre bien sûr. Mais cela se vérifie dès lors que le vilebrequin est parfaitement symétrique : bicylindre calé à 180° comme la Honda CB 500, troiscylindres à 120°, ou tous les quatre-cylindres et les six à plus forte raison.

7.12.2 L'équilibrage dynamique

Il se vérifie sur une équilibreuse, à condition que le vilebrequin soit déjà équilibré statiquement, car on ne saurait passer un vilebrequin de monocylindre sur ce genre de machine. Dans le principe, cela ressemble à l'équilibrage d'une roue. Le vilebrequin n'est fixé que sur deux paliers et tourne à vitesse beaucoup plus réduite qu'il ne le fait en conditions réelles. L'équilibreuse détecte le

moindre balourd et indique sa position angulaire. Ensuite, on agit par perçage des contrepoids pour équilibrer le vilebrequin. Rappelons qu'il est utile de vérifier scrupuleusement la qualité de son vilebrequin avant d'investir dans l'équilibrage (voir Contrôle non destructif dans ce même chapitre). Avant cette opération, on aura aussi pris soin d'équiper l'arbre moteur de tous ses accessoires, à savoir pignons et volant alternateur.

Pour les monocylindres, on pourra toujours équilibrer le volant moteur. On peut d'ailleurs le faire plus simplement sur une équilibreuse de roues.

Ce type de préparation est rarement interdit, même dans les épreuves monotypes. On a donc tout intérêt à le faire. Peu répandues en moto, les équilibreuses de vilebrequin se trouvent plus souvent chez les préparateurs automobiles.

7.12.3 Le facteur d'équilibrage

Comme nous l'avons indiqué, certains vilebrequin ne sont pas équilibrables dynamiquement. C'est le cas des monocylindres entre autres. Il est en effet impossible d'équilibrer une masse en translation (le piston est le tiers de la masse de la bielle) au moyen d'une seule masse en rotation. Si l'on prépare un moteur non muni de balancier d'équilibrage, il est bon de savoir que le constructeur a fait un choix arbitraire en définissant un pourcentage de balourd par rapport à la masse alternative. En général, cela tourne entre 70 et 80 %. Si l'on allège l'équipage mobile, on va donc augmenter le facteur d'équilibrage. Pour ceux qui ne veulent pas se soucier de ce type de problème, cela prouve qu'il existe une fourchette de tolé-

rance en la matière. Pas de grosse angoisse donc si vous avez monté un piston allégé sans toucher les contrepoids; votre moteur ne va pas se fissurer instantanément, ni les dents de votre pilote se déchausser! Enfin, pour ceux qui n'auraient pas compris, profitez de ce que vous êtes à la poste pour peser vos pistons et demandez le facteur d'équilibrage au guichet...

7.12.4 Balancier d'équilibrage

Comme nous venons de l'évoquer, certains moteurs ne sont pas équilibrés naturellement. Pour améliorer la fiabilité et le confort, les constructeurs les dotent souvent de balanciers d'équilibrage destinés à réduire les vibrations destructrices. Certes, l'entraînement de ces accessoires consomme de l'énergie et l'on peut être tenté de les démonter. Ce n'est pas vraiment conseillé sur un moteur dont on va sensiblement augmenter le régime d'utilisation et donc les sources de vibrations. On remarquera d'ailleurs que les 125 monocylindres de grands prix en sont dotés. Il y a fort à parier que c'est plus pour une question de fiabilité et de performances que pour le confort du pilote. Alors, à plus forte raison, le conservera-t-on sur un moteur de forte cylindrée unitaire. Les amateurs de monocylindres savent combien les carters moteur, mais aussi tout le reste de la machine souffrent des vibrations. Toutefois, si vous souhaitez les supprimer, pensez à corriger le facteur d'équilibrage du vilebrequin en conséquence. Exemple : sur un monocylindre à balancier : on répartit le balourd de la masse alternative à 50/50 entre le balancier et les contrepoids du vilebrequin. Si vous supprimez le balancier, votre facteur d'équilibrage va chuter à 50 %, ce qui est trop faible pour un moteur qui va tourner plus vite que l'origine. Il faut donc corriger cela, l'idéal étant de réduire la

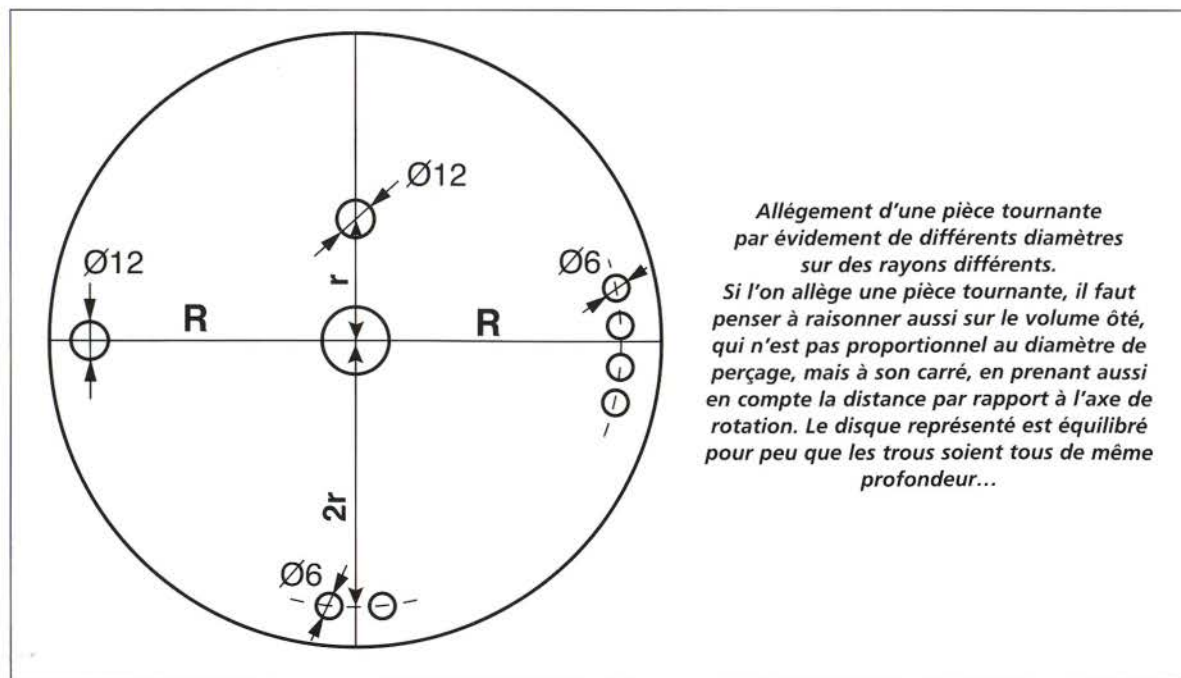
masse alternative par un piston plus léger et une bielle forgée. À défaut, on pourra percer le vilebrequin côté maneton.

Pensez aussi que les balanciers constituent une partie non négligeable du volant d'inertie global du moteur, et qu'en les supprimant on réduit la régularité cyclique.

7.12.5 L'allègement

Si l'on diminue l'épaisseur d'un voile de vilebrequin qui n'est pas entièrement circulaire, on modifie l'équilibre global de la pièce puisque l'on ôte plus de matière d'un côté que de l'autre. Il faut donc corriger cette erreur tout en s'assurant que le centre de gravité de la masse retirée est bien situé sur l'axe de rotation du vilebrequin.

Pour parler simplement, il convient de raisonner en termes de moments par rapport à l'axe de rotation. Un moment, c'est une force multipliée par une distance. Si l'on souhaite alléger le contrepoids du vilebrequin pour conserver l'équilibre initial, on doit prendre en considération l'endroit où l'on va enlever de la matière. Il faut toujours que le produit des masses ôtées multiplié par la distance qui sépare les zones allégées de l'axe de rotation soit équivalent de part et d'autre. Si vous allégez une pièce par perçage, pensez à raisonner en masse ou en volume et non en diamètre. À profondeur égale, un trou de 12 ôte quatre fois plus de masse qu'un trou de 6. Donc, à même distance de l'axe, il faut quatre trous de 6 pour équilibrer un trou de 12. Par contre, si l'on perce un trou de 12 sur un rayon R , on ne percera que deux trous de 6 sur un rayon $2R$ pour conserver l'équilibre.



7.13 LA DISTRIBUTION

Elle fait l'objet d'une étude détaillée dans le chapitre 5. On touche ici à la clé de voûte de la préparation des moteurs. La distribution est un des principaux paramètres actifs de l'augmentation du régime moteur. Mais elle doit être particulièrement adaptée à cet accroissement. Faute de quoi, on risque l'affolement de soupape, c'est-à-dire que la soupape ne suit plus complètement le mouvement que lui imprime la came. Lors de la décélération de la soupape, l'inertie des pièces de la distribution dépasse l'effort de rappel du ou des ressort(s) et la soupape ou le basculeur décolle de la came. Le risque le plus important est alors l'entrée en contact des soupapes d'échappement avec le piston lors de la phase de croisement. En effet, si l'on suit l'évolution du diagramme de distribution et du déplacement du piston, on constate que c'est bien là le moment le plus critique. Même avec un RFA important, le piston est encore plus proche du PMB que du PMH lors de la fermeture admission. Il y a donc peu de risques de contact. Par contre, un affolement à l'admission peut accroître de manière exagérée le RFA, occasionnant un important refoulement des gaz lors de la remontée du piston. À noter d'ailleurs que des travaux de ce type avaient été menés en automobile pour provoquer un "affolement contrôlé", qui permettait d'obtenir un diagramme de distribution variable en fonction du régime. L'histoire n'a retenu de cette tentative que son nom, la distribution balistique, car, de nos jours, on préfère contrôler mécaniquement et à tout moment les mouvements de la soupape.

Le plus dangereux pour un moteur est donc le RFE, car c'est à cet instant que le piston vient refermer brutalement les soupapes d'échappement

traînardes. Le contact est à éviter plus que tout, mais on remarque parfois des traces suspectes sur les calottes de piston. Il faut alors prendre au sérieux l'avertissement et considérer que le coup n'est pas passé loin. Les remèdes sont de plusieurs ordres.

Nous avons en effet indiqué que cet incident se produisait lorsque l'effort d'inertie des soupapes et autres pièces mobiles dépassait la force de rappel du ressort. Analysons rapidement cette phase.

Nous savons :

$$F = M \times a$$

La force d'inertie est égale à la masse multipliée par l'accélération que subit le mobile. Pour réduire la force d'inertie, nous pouvons donc soit réduire la masse, soit réduire l'accélération. Réduire la masse n'est pas toujours simple quand on prépare un moteur. En effet, si l'on installe de plus grosses soupapes, on augmente quasi inévitablement leur masse. Même chose si l'on redresse les conduits d'admission et que l'on rehausse l'AAC : la longueur des tiges de soupape doit être accrue, ce qui les alourdit. On peut quand même parfois trouver des soupapes ayant des tiges de plus faible diamètre que l'on installe en remplaçant les guides, les coupelles et les demi-lunes. L'opération n'est pas très complexe et ne demande pas de moyens énormes. Le plus dur va être de trouver des soupapes de longueur et de diamètre convenables. Si l'on travaille sur un moteur de conception un peu ancienne, c'est souvent réalisable en empruntant des pièces de moteur plus moderne, car c'est une tendance assez marquée de

l'évolution ces dernières années. On évitera les complications en ne réusinant pas des tiges de soupape existantes qu'il faudrait ensuite rectifier, polir, puis chromer. Il faut d'ailleurs savoir que pour suivre au mieux l'évolution de la section du guide de soupape d'échappement qui chauffe et donc se dilate, certaines tiges de soupape sont usinées légèrement coniques... Il est donc préférable de s'abstenir ou de s'adresser à un fabricant coopératif. Un autre moyen de réduire la masse est de remplacer des soupapes en acier par des soupapes en titane. La densité des aciers à soupape est de 7,8 et peut même atteindre presque 8,2 pour des soupapes d'échappement très sollicitées. La densité du titane est d'environ 4,5, soit un gain de 42 à 45 % ! L'alliage utilisé pour les soupapes est baptisé Ti6242. Attention toutefois, les sièges en acier doivent être remplacés par des sièges en bronze allié à 2 % de béryllium*. Le gain peut être encore amélioré si l'on remplace les coupelles de ressort en acier par du titane ou encore de l'aluminium (nuances 2024 ou 7075). Si le moteur est équipé de basculeurs, on pourra toujours les polir, ce qui gagne un peu de masse et surtout améliore la tenue en fatigue.

Nous avons évoqué la masse des composants, mais la formule 7.9 fait aussi état de l'accélération. On peut la réduire en soignant le profil de la came, comme nous l'indiquons dans l'étude de la distribution. Toutefois, cette hypothèse doit être pondérée par le fait qu'en augmentant sensiblement le régime d'utilisation du moteur, on accroît d'au-

*Attention toutefois, certains émettent des doutes sur la nocivité du béryllium.

tant l'accélération subie. L'inertie, quant à elle, augmente proportionnellement au carré du régime. De plus, une préparation s'accompagne souvent d'un diagramme de distribution dit "plus efficace", à savoir ayant à la fois de plus fortes accélérations positives et surtout négatives et plus de levée maxi. Il est donc peu probable que l'accélération de la soupape aille à la baisse. Il faut donc jouer sur le dernier terme, c'est-à-dire la force de rappel. Elle dépend de la raideur du ressort et de sa précontrainte. Sur un moteur de base peu performant au départ, on peut tout simplement glisser des cales d'épaisseur sous les ressorts de soupape. On prendra garde que ces rondelles soient suffisamment dures pour ne pas se mater sous l'effet de la pression du ressort. Afin de ne pas

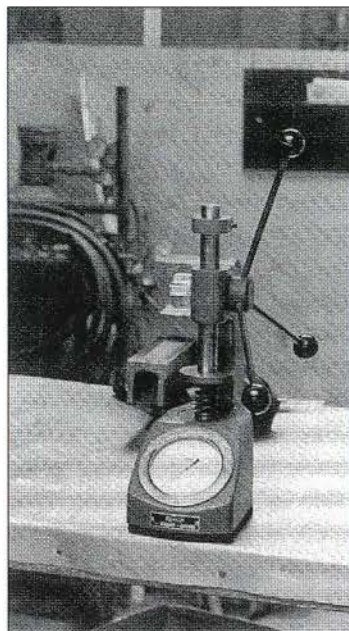
augmenter inutilement la masse en mouvement, on les placera en bas du ressort, c'est-à-dire sous sa partie fixe et non en haut, entre le ressort et la coupelle. L'épaisseur ne devra pas être trop importante, pour que le ressort une fois comprimé ne soit pas en spires jointives. On le vérifiera au moyen d'une cale d'épaisseur de 0,3 mm à la levée maxi.

On pourra aussi sélectionner ses ressorts parmi un ensemble, en retenant simplement ceux qui ont la plus grande longueur libre. L'idéal est de mesurer leur raideur au moyen d'une machine, comme celle que l'on voit sur la figure 7.15A.

Le choix des ressorts prendra en considération leur aspect extérieur, qui doit être le plus lisse pos-

sible pour éviter tout risque de rupture en fatigue. On veillera aussi à la bonne rectitude du ressort, qui doit être parfaitement vertical quand il est posé debout sur un plan (on le contrôle au moyen d'une équerre). Ainsi, il n'aura pas tendance à se déformer latéralement lors de l'enfoncement, pour ne pas entrer en contact avec son homologue intérieur ou extérieur, ce qui à la longue provoquerait des vibrations néfastes, ainsi qu'une usure et une rupture rapide.

Afin de ne pas augmenter inutilement les pertes par friction, on évitera les ressorts exagérément durs, d'ailleurs susceptibles de détériorer les traitements des arbres à cames et autres surfaces, particulièrement aux faibles régimes et aux fortes charges (pression de Hertz élevée).



La sélection des ressorts de soupape peut se faire en mesurant les hauteurs libres, mais l'idéal est de disposer d'un outil adapté permettant le contrôle rigoureux de la raideur.

Chapitre 8

LUBRIFICATION ET REFROIDISSEMENT

8.1. LA LUBRIFICATION

8.1.1 Le choix d'un lubrifiant

Si les carburants sont sévèrement surveillés en compétition, les lubrifiants sont par contre libres. On en trouve donc de toutes les sortes et de toutes les qualités. Pour l'utilisateur, le choix peut être délicat. Suffit-il d'acheter le plus beau et le plus cher des bidons pour obtenir un bon résultat ?

Non, bien sûr. Voyons rapidement comment déchiffrer quelques-unes des inscriptions barbares qui figurent au dos.

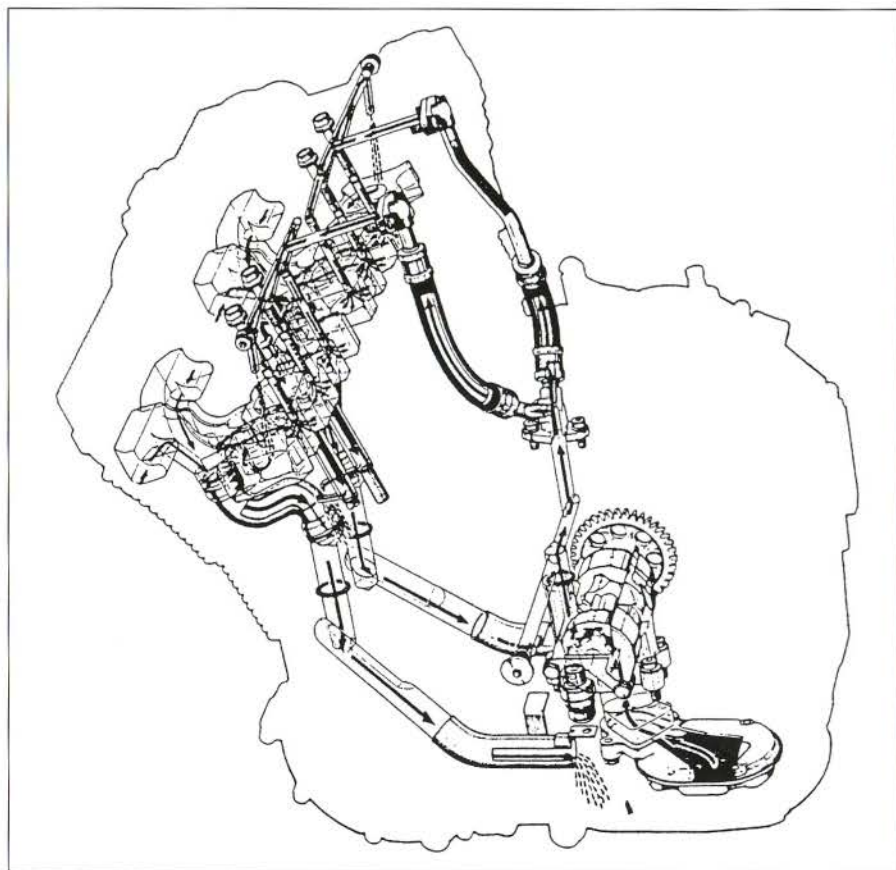
8.1.1.1 Des normes très adaptées à l'automobile...

L'Américain Petroleum Institute (API) a établi une classification des lubrifiants censée nous

garantir un label de qualité. Pour les motards, l'appellation qui les concerne est repérée par API SH. S signifie Spark Ignition, c'est-à-dire moteur à allumage commandé, autrement dit les moteurs essence quatre temps (les deux-temps ne sont pas pris en compte ici). Quant au H... C'est mieux que G ! Plus la lettre est loin dans l'alphabet, meilleure est la qualité du lubrifiant. Grande première, la norme SG introduit une notion de qualité de production, c'est-à-dire que l'on contrôle que le produit vendu est conforme à celui qui a subi les tests. Mais les tests en question, pour sévères qu'ils soient, ne sont pas réellement adaptés à la moto, puisqu'ils concernent avant tout l'automobile. Peugeot et Mercedes ont d'ailleurs développé des tests qui leur sont propres sur des moteurs ayant des puissances spécifiques plus proches de ce que

La lubrification est l'élément clé de la fiabilité d'un moteur. Outre la réduction des frottements et la diminution des risques de grippage, l'huile est aussi là pour refroidir le moteur. C'est fondamental, surtout lorsque l'on augmente sa puissance.

Les normes en vigueur concernant la classification des huiles sont peu claires et mal adaptées à la moto. Pour la compétition, on retiendra de préférence une base synthétique "moto". La norme API SH constitue un minimum nécessaire mais non suffisant.





Les huiles moto sont spécifiques et résistent bien au phénomène d'émulsion propre aux moteurs tournant très vite. Elles sont aussi conçues pour un ensemble moteur-boîte incluant un embrayage multidisque en bain d'huile, qui ne doit pas patiner exagérément ni trop polluer le lubrifiant au fil de son usure.

nous connaissons en moto, mais on est encore loin de compte ! Finalement, le mieux est encore de s'adresser à un vrai spécialiste de la moto, à qui l'on pourra faire une confiance "aveugle" mais justifiée...

8.1.1.2 Des conditions d'utilisation particulières

Nous l'avons déjà évoqué à plusieurs reprises, mais des PME de 12 à 14 bars ou des puissances spécifiques de 200 ch/l à des régimes de 15 000 tr/min sont l'apanage de motos de série. Il nous faut donc un lubrifiant adapté qui dispose entre autres d'un pouvoir anti-émulsion exceptionnel pour ne pas se charger de bulles d'air dans de telles conditions. Le pouvoir lubrifiant en ferait bien sûr les frais. Par ailleurs, nos moteurs sont presque tous munis d'une boîte de vitesses intégrée avec embrayage multidisque en bain d'huile. Il ne faut donc pas faire n'importe quoi,

au risque de faire patiner ce dernier, qui est encore plus sollicité par le couple accru d'un moteur préparé. Les pignons de boîte doivent eux aussi être protégés par des additifs EP (extrême pression) pour ne pas subir une détérioration rapide, qui se traduit par du pitting, c'est-à-dire de petits trous en surface de la denture en raison de pressions locales trop élevées.

En compétition, on choisira donc impérativement un lubrifiant "moto" réalisé à base d'une huile de synthèse dont les molécules plus longues résistent mieux au cisaillement. La rupture du film d'huile est donc beaucoup moins probable. Les fabricants de lubrifiants moto ne s'occupent plus beaucoup des normes API. Certains ont même mis au point leurs propres normes qu'ils confirment par un engagement dans les compétitions de plus haut niveau. Il faut savoir qu'avec les pistons à jupe courte et parfois à deux segments seulement, on enregistre des températures frisant les 300°

dans la gorge du segment "coup de feu". Il faut donc un lubrifiant qui ne s'évapore pas rapidement à ces températures, faute de quoi l'on verrait le niveau baisser à vitesse grand V (une catastrophe en endurance), et les gorges de segment s'encrasseraient très vite, provoquant rapidement son gommage.

Le choix de la viscosité respectera celui du constructeur. Une huile trop fluide "casse" facilement ; au contraire, une huile trop épaisse provoque un échauffement et donc des pertes inutiles.

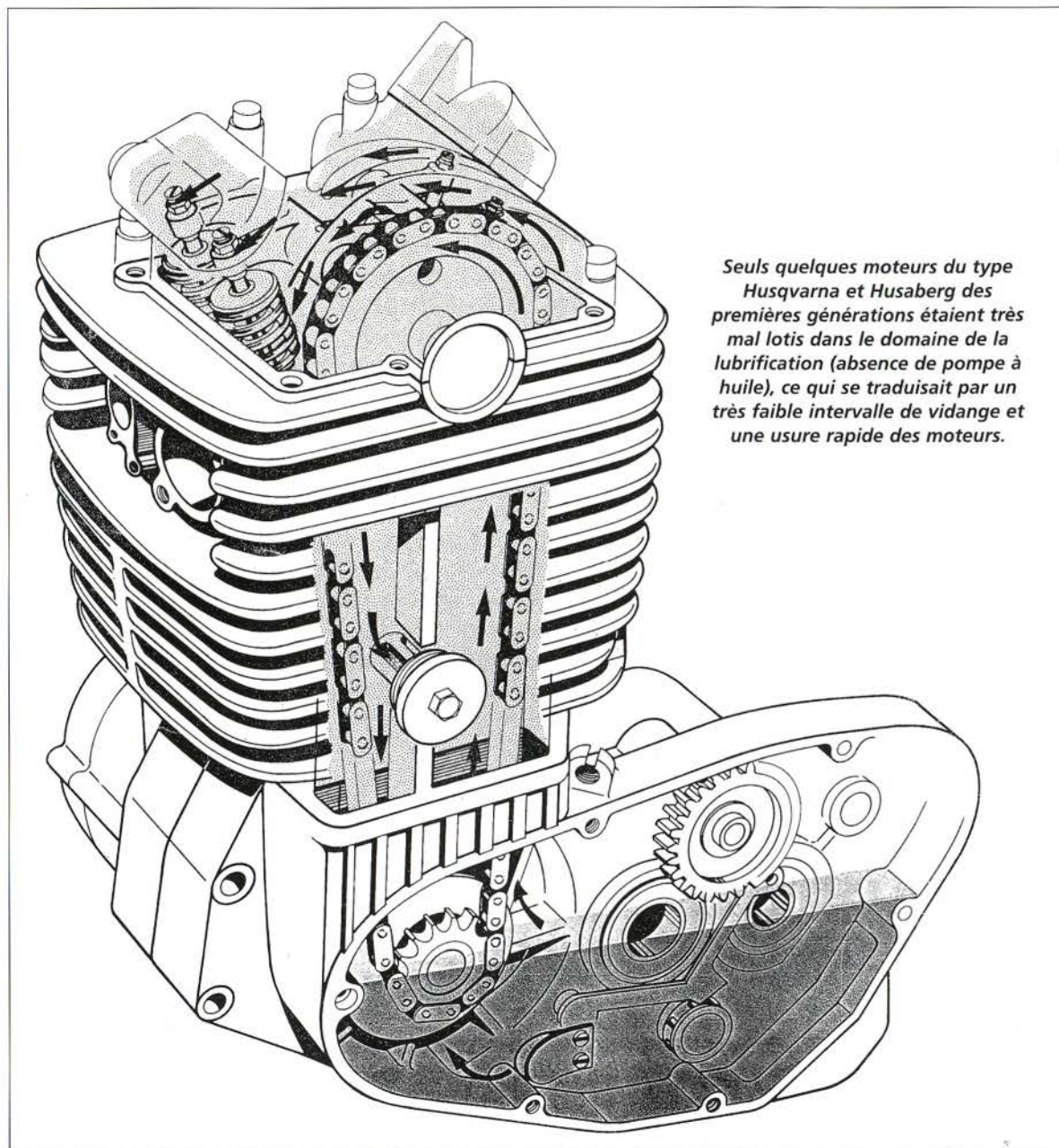
Sachez d'ailleurs que c'est à froid que se produit 80 % de l'usure du moteur, car la pression d'huile n'est pas encore établie et l'huile trop épaisse. La dilution d'essence sur les parois froides du moteur (starter) est extrêmement négative. Dès que l'on atteint 2 % de carburant dans l'huile, on n'est plus en mesure de garantir la viscosité du lubrifiant.

La phase de mise en température du moteur est donc cruciale.

De même, lors du remontage, on veillera à bien enduire toutes les pièces pour éviter à tout prix un démarrage à sec. La distribution est particulièrement sensible, car elle est le siège de fortes pressions au ralenti ; de plus, l'huile quitte naturellement le haut moteur par gravité. On surveillera que le réceptacle situé sous l'arbre à cames est rempli de lubrifiant afin que les cames le lèchent lors des premières rotations.

8.1.2 Le circuit d'huile

Les moteurs de motos modernes sont déjà bien nantis en ce qui concerne la lubrification. Sauf quelques exceptions, ce n'est pas un domaine qui doit tracasser le préparateur, sous réserve de respecter quelques règles.



Seuls quelques moteurs du type Husqvarna et Husaberg des premières générations étaient très mal lotis dans le domaine de la lubrification (absence de pompe à huile), ce qui se traduisait par un très faible intervalle de vidange et une usure rapide des moteurs.

8.1.2.1 La filtration

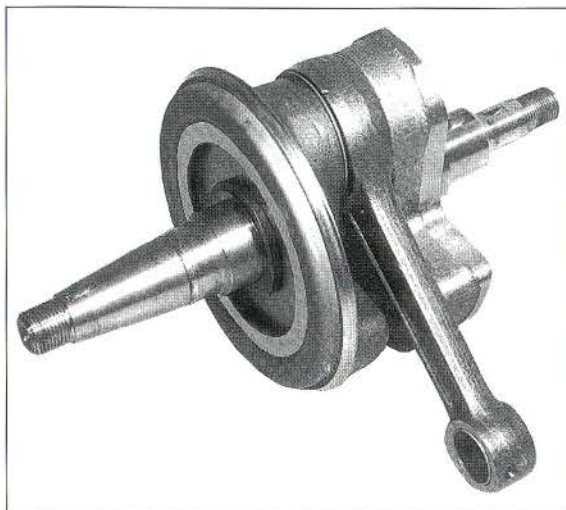
Elle devra être particulièrement soignée, surtout sur les moteurs à paliers lisses. Les moindres impuretés sont à l'origine d'une usure prématurée du moteur. On ne fera donc pas d'économies sur ce sujet. Après le remontage du moteur, on prendra soin de vidanger assez rapidement et de changer le filtre, afin d'évacuer les résidus de rodage. La qualité des filtres d'origine est suffisante et prend en compte la taille des particules dégagées par les disques d'embrayage. Abaisser le seuil de filtration n'est pas souhaitable, d'autant que l'on augmente la perte de charge du filtre, ce qui se solde par un accroissement de la puissance consommée. Au chapitre des particularités, les Suédois Husqvarna puis Husaberg ont développé des moteurs quatre temps sur base des deux-temps de leurs gammes, dans un but d'extrême légèreté (27 kg seulement pour le 600 !) et de moindre coût. La lubrification était assurée par un système à clapet qui utilisait la pression du bas carter. En l'absence de fortes pressions, la filtration était rudimentaire. Le moteur devait être vidangé très souvent (1 000 km) et supportait mal les pleines charges prolongées. Ils ont évolué depuis ; ceux qui souhaitent courir sur ce type de machine auront intérêt à le faire sur les dernières versions.

Pensez aussi à nettoyer les crépines ainsi que les larmiers que l'on trouve parfois sur certains vilebrequins et qui centrifugent l'huile pour la décharger des particules en suspension (voir la figure ci-après).

8.1.2.2 La pression

Elle est en général suffisante pour assurer une fiabilité correcte. Il est facilement possible de l'augmenter, en changeant légèrement le tarage du clapet de décharge de la pompe. Il suffit souvent de placer une rondelle (fine) derrière le ressort de décharge. Là encore, la puissance

consommée par la pompe augmente, tout comme la pression à froid qui peut être source d'une moindre tenue des joints. Cet aménagement peut toutefois être intéressant, mais pas toujours indispensable, dans le cas de l'adjonction d'un radiateur d'huile supplémentaire qui augmente la perte



Vilebrequin de moteur Rotax et son larmier. La présence d'un larmier sur le voile d'un vilebrequin permet de séparer astucieusement les particules lourdes en suspension dans l'huile par simple centrifugation. C'est efficace. Encore faut-il penser à le nettoyer à chaque démontage.

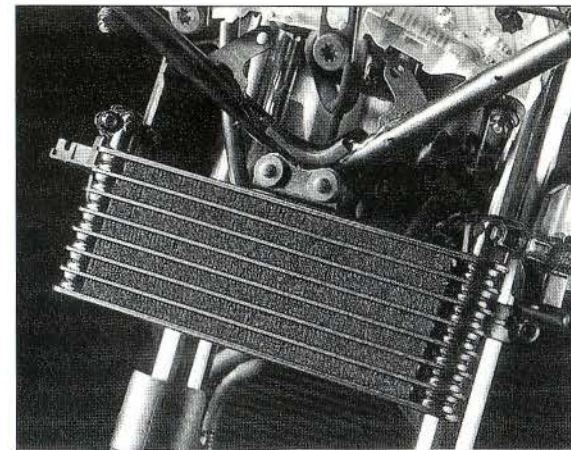
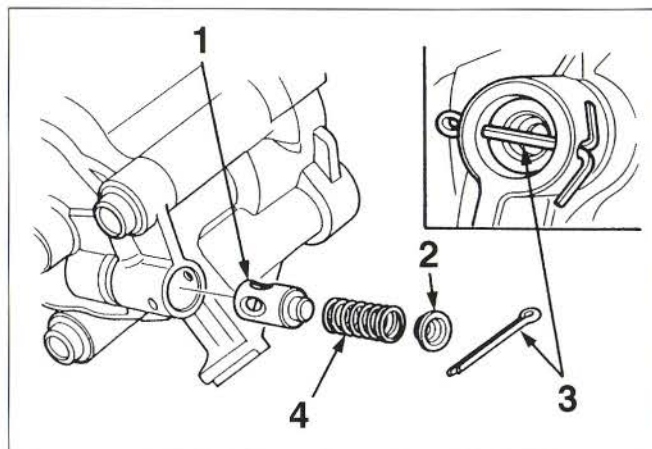
La pression qui règne dans un circuit de lubrification est d'ordinaire suffisante pour supporter une préparation. Elle peut être parfois légèrement augmentée si l'on modifie le circuit en rajoutant des conduites externes ou un radiateur d'huile. Il suffit alors de disposer une cale derrière le ressort de tarage.

1. Clapet.
2. Siège.
3. Goupille fendue.
4. Ressort.

de charge du circuit. L'idéal, avant de se lancer dans de telles modifications à l'aveuglette, c'est d'équiper votre moteur d'un manomètre de pression d'huile, courant chez les accessoiristes auto, qui vous renseignera sur l'état des lieux et la nécessité de travaux de mise à niveau éventuels. Il va de soi qu'une bonne lubrification passe par une pompe à huile en bon état. On prendra donc le soin de la démonter et de contrôler ses jeux de fonctionnement ainsi que l'état de son couvercle, qui peut être source de fuites. Le circuit de lubrification du moteur comporte de nombreux calibrages destinés à maintenir un débit ou une pression correcte. Il ne faut pas les agrandir, sous peine de faire chuter la pression et de détériorer la lubrification dans d'autres zones plus sensibles. Lors du remontage, on veillera à ce qu'aucune bavure métalliques ne vienne obturer ces trous.

8.1.2.3 La température

Elle est primordiale pour de multiples raisons. D'abord, l'huile est un excellent fluide caloporteur, c'est-à-dire qu'en plus de la protection des pièces mécaniques, elle en assure aussi le refroidissement. Plus sa température est élevée, moins elle

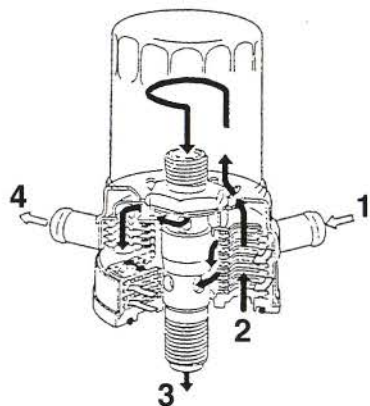


Il est très souvent utile de refroidir le lubrifiant d'un moteur de course. L'ajout d'un radiateur d'huile est en général relativement simple. À défaut de place, on pourra le positionner derrière le radiateur d'eau, qui fonctionne à température plus basse. L'efficacité s'en trouve bien sûr diminuée.

est à même d'évacuer des calories. Rappelons aussi qu'un moteur chaud est un moteur qui remplit moins bien et qui délivre donc moins de puissance. Les propriétés lubrifiantes d'une huile diminuent aussi avec l'élévation de température, tout comme sa résistance à la rupture. En règle générale, on doit avoir une température de fonctionnement de l'ordre de 100 à 120°, sachant que 150° ne pose pas de problèmes techniques pour les lubrifiants de qualité dont nous disposons en moto. Au-delà, il est souhaitable de faire appel à un radiateur qui se chargera de redescendre dans cette zone. Le fait de préparer un moteur provoque une élévation de la température d'huile pour trois raisons : plus le régime est élevé, plus il y a de frottements et donc de calories dégagées à ce niveau ; les frictions moléculaires internes de l'huile, plus agitée, augmentent sa température ; enfin, l'huile refroidissant le moteur, on sait que plus il développe de

chevaux, plus il y a de calories à évacuer, surtout si le moteur est refroidi par air, car il s'agit toujours d'un refroidissement mixte air/huile.

Comme pour la pression, il est bon "d'instrumenter" son moteur afin de connaître la pertinence d'un tel montage. En l'absence de nécessité, ce qui est parfois le cas, on évitera cette modification qui, outre son coût, abaisse les performances de façon minime, du fait cumulé de la perte de charge supplémentaire sur le circuit d'huile et de la légère détérioration de l'aérodynamisme de la moto. Pour faire des économies, les anciens connaissent tous l'éternel radiateur d'huile de 2 CV Citroën, plus difficile à trouver en casse de nos jours, mais peu cher même neuf. Il suffit de couper les raccords d'origine, de sertir des olives et le tour est joué.



Vue d'un filtre à huile avec circulation d'eau.

Sur les moteurs modernes, on active la montée en température de l'huile en la mettant en contact avec l'eau au niveau du filtre. À chaud, c'est le contraire : l'eau refroidit le lubrifiant. Ainsi, la température de fonctionnement moteur est plus stable et son rendement s'en trouve amélioré.

1. Entrée liquide. 2. Entrée huile.

3. Sortie huile. 4. Sortie liquide.

En règle générale, l'ajout d'un radiateur d'huile présente aussi l'avantage d'augmenter la quantité de lubrifiant, ce qui améliore déjà le refroidissement.

$$Q = M \times C (\theta_2 - \theta_1)$$

où M est la masse du lubrifiant, $(\theta_2 - \theta_1)$ la différence de température avec les pièces en contact, C le coefficient de chaleur massique du lubrifiant et Q la quantité de chaleur évacuée.)

Sur les moteurs refroidis par eau, on remarque au niveau de la cartouche d'huile l'utilisation d'échangeurs huile/eau, qui offrent l'avantage d'activer l'élévation de la température du lubrifiant quand le moteur est froid et de l'abaisser une fois les conditions de fonctionnement normales réunies.

On trouve couramment des jets d'huile destinés à refroidir le dessous de la calotte du ou des piston(s). Si cette transformation est envisageable, c'est une adaptation tout à fait utile à réaliser. Elle soulage grandement la calotte et abaisse les températures des parois du moteur, ce qui améliore à la fois son remplissage et sa fiabilité.

Sur certains moteurs, des monocylindres en particulier (500 XT, Husaberg, ou encore Husqvarna), il peut être utile d'améliorer la lubrification du haut moteur. Dans le cas de remontées d'huile extérieures, il est souhaitable d'opérer une dérivation du conduit qui est raccordé sur le couvre-culbuteur avant au moyen d'un raccord banjo et qui lubrifie cette zone particulièrement sollicitée thermiquement (soupape et culbuteur d'échappement). Dans de tels cas, le tarage du clapet peut être légèrement durci, pour compenser cette charge supplémentaire du circuit d'huile.

8.1.2.4 Les reniflards

La ventilation d'un moteur de course est essentielle car elle peut être source de problèmes. En

particulier sur les monocylindres, ou pire les flat-twin dont le volume du carter varie de manière considérable sur un cycle. Les quatre-cylindres sont moins pénalisés à ce niveau, puisque le volume du carter inférieur est constant. Seules les fuites aux segments et l'élévation de température imposent une mise à l'air libre. La montée en pression des carters moteur n'est jamais souhaitable. Outre les pertes supplémentaires qu'elle engendre, qui peuvent atteindre plusieurs chevaux, elle peut aussi faire sauter des joints et répandre le lubrifiant sur la piste, ou tout au moins dans le fond du carénage puisque aujourd'hui les bacs de rétention sont obligatoires sous le moteur. Le régime moteur ainsi que la puissance et donc la pression dans la chambre de combustion étant plus élevés sur un moteur préparé, on veillera au bon dimensionnement des orifices de reniflard. Le cas échéant, ils peuvent être augmentés afin d'offrir un débit suffisant sans pour autant perturber la lubrification. Il est parfois possible de profiter des trappes de visite destinées au réglage des jeux aux soupapes pour implanter un ou des raccords qui ventileront utilement la culasse. Leur positionnement est essentiel et ils doivent bien sûr débiter dans des récipients étanches qui sépareront l'huile et les gaz chauds. Si la moindre pollution veut que ces vapeurs soient recyclées dans le filtre à air pour être brûlées par le moteur, la recherche de puissance veut le contraire. On évitera en effet d'envoyer des gaz chauds donc dilatés dans les conduits d'admission. Le moteur doit à tout prix respirer de l'air frais et aussi pur que possible. Sur les motos de série qui courent en challenge monotype, on dévient ces reniflards en dehors de la boîte à air, toujours en prenant soin de séparer le lubrifiant des gaz et de le réinjecter dans le moteur, au moyen d'un conduit fixé à la base du récipient et qui pourra par exemple rejoindre l'orifice de remplissage d'huile d'origine.

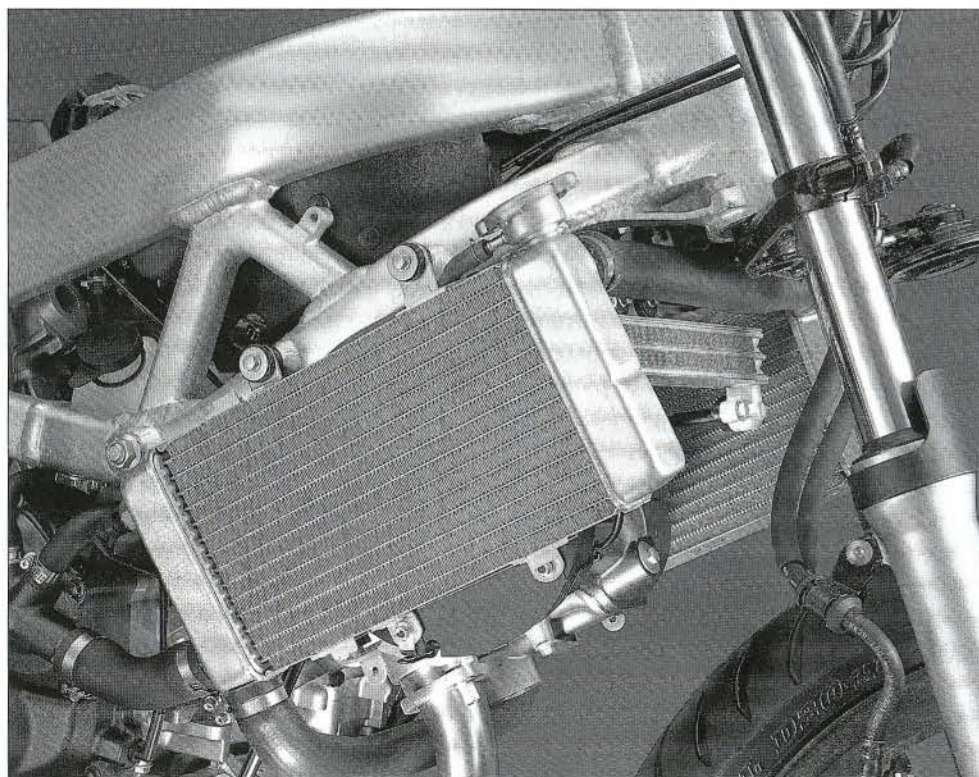
8.2 LE REFROIDISSEMENT

Comme nous l'avons indiqué au début de cet ouvrage, l'équivalent de la moitié environ de la puissance délivrée au vilebrequin est dissipée dans le circuit de refroidissement du moteur. De manière incontournable, l'accroissement des performances du moteur d'une valeur 2X se solde par une puissance X à dissiper en plus. Pourtant, nos mécaniques se prêtent bien souvent de bon cœur au gonflage et il est rare que l'on retouche le circuit de refroidissement d'une moto préparée. La température d'eau idéale d'un quatre-temps doit

avoisiner 70°/85° et peut varier d'un moteur à un autre, ce qui peut être facilement confirmé au banc d'essais.

En cas de nécessité, que l'on évaluera avec un simple thermomètre, il est toujours possible d'arranger les choses. Le manque de place reste souvent en moto un problème crucial qui peut empêcher d'augmenter la taille du ou des radiateurs. On peut parfois jouer sur son épaisseur, ce qui augmente à la fois la quantité d'eau (se référer à l'explication donnée au chapitre Lubrification) et

le refroidissement. Il est clair qu'au-delà d'une certaine épaisseur, l'air qui traverse le radiateur est chargé en calories et refroidit de moins en moins, ce qui signifie que l'efficacité d'un radiateur n'est pas directement proportionnelle à son épaisseur. La tendance va plutôt vers des radiateurs fins, qui offrent une très forte efficacité pour une faible traînée aérodynamique, partiellement perdue par la forte surface frontale nécessaire. Le positionnement des radiateurs est toujours délicat. La zone située derrière la roue avant est intéressante car l'air y arrive ralenti par la dépression qui règne derrière la roue avant. Le positionnement latéral cher à Honda sur ses NR de grands prix et sa VTR permet de bénéficier d'un empattement réduit. Par contre, il n'est pas évident que l'aérodynamique y trouve son compte, car l'air sortant perturbe l'écoulement latéral autour de la moto, ce qui peut s'assimiler à un accroissement du Sc_x . Le Néo-Zélandais John Britten avait imaginé de placer le radiateur à l'arrière de sa moto pour profiter de la dépression qui y règne, favorisant ainsi l'extraction de l'air chaud sortant. Une prise d'air avant et un conduit cheminant sous le réservoir alimentait le radiateur en air frais. La théorie semblait séduisante, c'est sans doute pour cette raison que Kenny Roberts l'avait reprise sur ses KR3 de grands prix. Il semble par contre que dans ce cas, l'avantage aérodynamique ne fut pas prouvé, et le système a été abandonné, après des problèmes de surchauffe. Prudence donc, la mise au point semble plus délicate qu'avec un positionnement conventionnel. Dans tous les cas il est bon de rappeler que le refroidissement ne fonctionne convenablement que si le carénage comporte des extractions d'air. Cela peut sembler évident, mais si vous voulez que l'air rentre, il faut



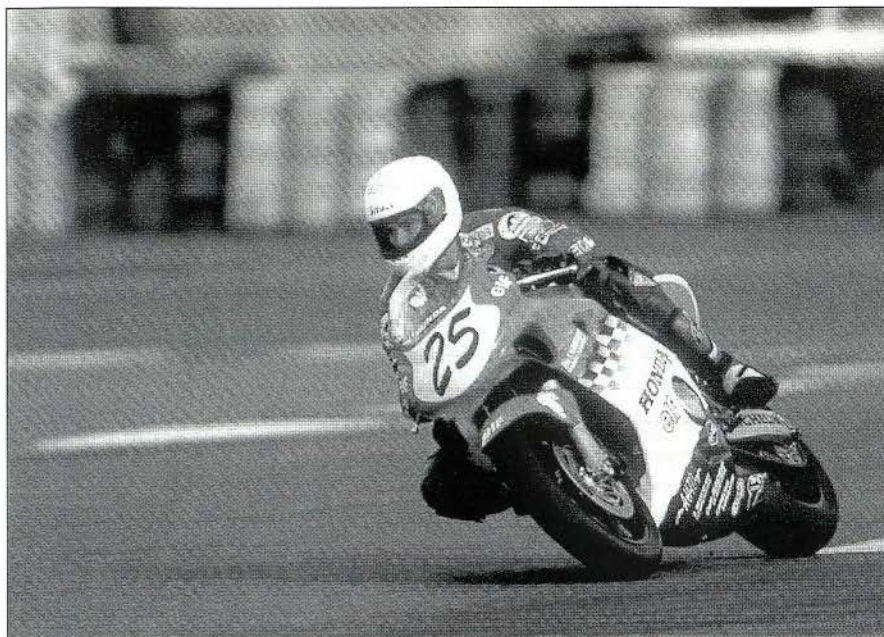
Sur les machines sportives, le positionnement des radiateurs est un casse-tête pour les constructeurs. Honda a opté pour une solution latérale afin de réduire l'empattement de son twin sportif.

impérativement qu'il puisse sortir ! Les extractions déboucheront de préférence dans des zones de dépression (flancs de carénage ou arrière de la moto). On pensera bien sûr à canaliser l'air chaud pour éviter qu'il ne soit avalé par l'admission au détriment du remplissage moteur.

Sur un multicylindre, on constate souvent que le refroidissement n'est pas totalement homogène. Dans ce cas, allumage et carburation peuvent corriger partiellement ces différences, comme le montre l'exemple de la 600 CBR. En général, les gicleurs des cylindres centraux sont un peu plus gros que ceux de l'extérieur.

Si le radiateur d'eau n'est pas modifiable en termes d'encombrement, on peut faire appel à un radiateur en cuivre, trois fois plus lourd mais deux fois plus conducteur que l'aluminium, cette solution restant très marginale. Plus simplement, on

Afin de compenser le moindre refroidissement des cylindres centraux de sa 600 CBR en course, Honda a développé un boîtier d'allumage spécial avec un degré d'avance en moins sur les cylindres centraux (35° et 34° respectivement), et conseille d'opter pour des gicleurs principaux plus gros de deux à trois points pour ces deux mêmes cylindres.



La Britten et son radiateur en position arrière, qui profite de la dépression régnant dans cette zone pour extraire l'air chaud. Un conduit alimenté par une prise d'air frontale convoyait l'air frais par le côté du réservoir. Ici, c'est l'absence de cadre qui avait imposé le positionnement de l'amortisseur arrière devant le moteur, ne laissant plus de place pour le radiateur.

pourra réduire la température moteur au moyen d'un radiateur d'huile additionnel, comme expliqué précédemment. D'ailleurs, pour les moteurs refroidis par air, c'est bien souvent la seule solution simple. On peut aussi envisager des écopés sur la culasse pour mieux la refroidir. En règle générale, les moteurs à air sont assez bien refroidis. C'est plutôt en interne que peuvent se poser des problèmes, du genre température des soupapes et des sièges d'échappement. Dans ce cas, c'est plus sur le circuit de lubrification qu'il faut compter pour évacuer les calories.

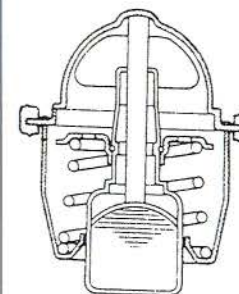
Au chapitre de la circulation d'eau, on prendra soin de ne pas laisser de points hauts impossibles à purger dans le circuit. Si tel est le cas, un perçage et une dérivation permettent de résoudre le problème de manière automatique et définitive, comme on le voit sur la figure ci-après.

Pour éviter les surchauffes, on vérifiera le tarage du bouchon de radiateur, qui peut être trop faible d'origine. En général, sa pression est indiquée sur le bouchon lui-même, mais si l'on ne peut en trouver de plus fort, il est toujours facile de glisser une cale sous le ressort pour le durcir. Attention tout de même à la tenue du joint de culasse...

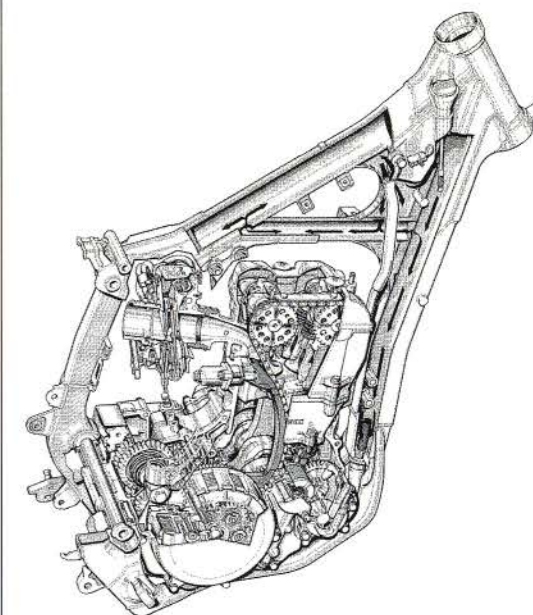
La suppression de l'éventuel calorstat d'origine facilite la circulation de l'eau dans le circuit, ce qui améliore son efficacité. Si vous roulez dans des conditions trop froides, il faudra alors masquer partiellement le radiateur pour faire monter la moto en température. Le remplacement de la pompe à eau par une autre qui débite davantage est extrêmement rare et pas toujours aisé. On se contentera de surveiller son état.

Rappelons que le liquide de refroidissement est interdit en course. Attention à ceux qui déplacent leur moto sur la remorque en hiver où la stockent dans un endroit non chauffé : cela peut occasionner des dégâts sérieux ! Enfin l'eau déminéralisée est le fluide caloporteur le plus efficace qui puisse circuler dans le radiateur de votre moto.

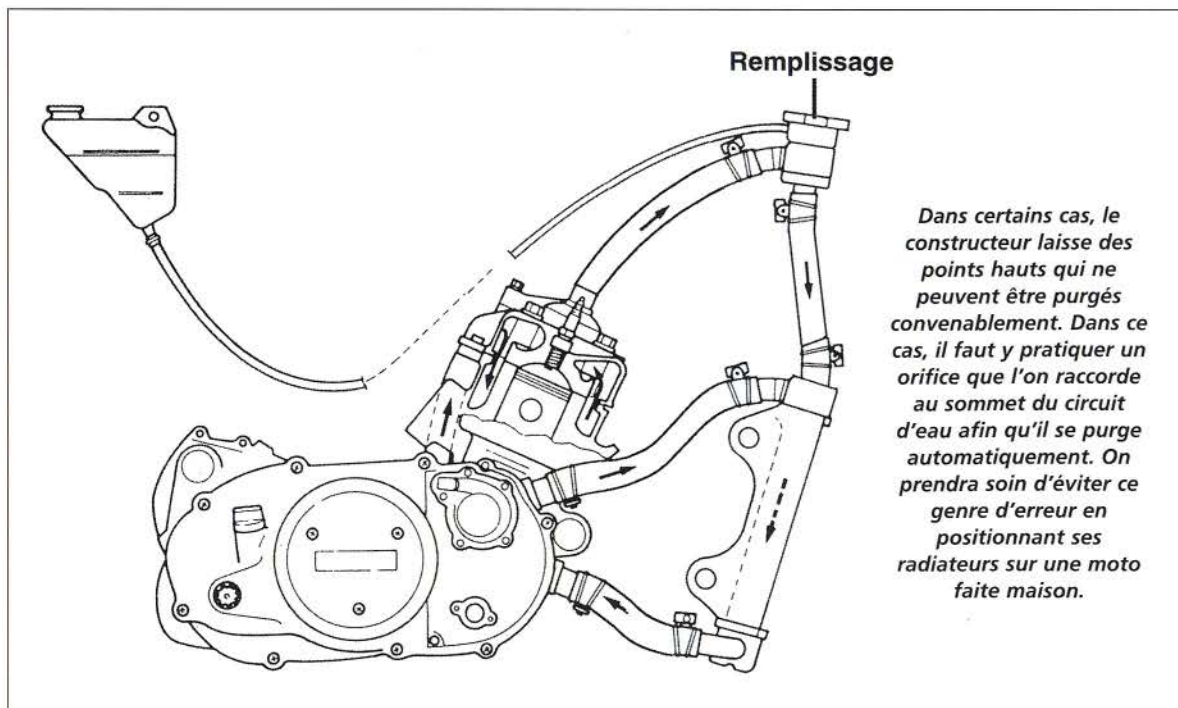
À toutes fins utiles, signalons que l'on trouve sur le marché d'excellents produits antifuites préventifs qui s'ajoutent à l'eau et sont évacués lors de la vidange du circuit. Ils se solidifient au contact de l'air, mais ne risquent pas de boucher le circuit. C'est très intéressant en cas de petite fuite de dernière minute ou de suintements sur des radiateurs fabriqués maison. Ne parlons pas de ceux qui sont légèrement râpés... La mise en œuvre est simplissime et l'efficacité vraiment impressionnante.



Le calorstat est en place pour retarder la circulation d'eau du moteur tant qu'il est froid. En course, on le supprimera ce qui facilitera la circulation d'eau. En cas de froid, il faudra alors couvrir le radiateur pour retrouver une température de fonctionnement idéale, comprise en général entre 70° et 85°.



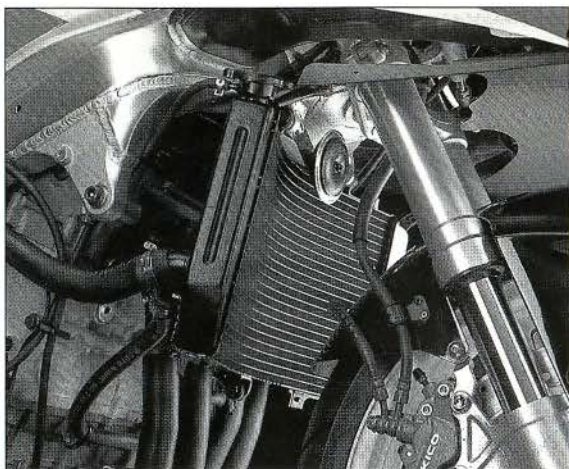
Lubrification et refroidissement sont indissociables. Sur le moteur de cette Suzuki DRZ400-E, l'huile circule dans le cadre (carter sec) ce qui lui permet de se refroidir tout en diminuant la hauteur du carter moteur.



Dans certains cas, le constructeur laisse des points hauts qui ne peuvent être purgés convenablement. Dans ce cas, il faut y pratiquer un orifice que l'on raccorde au sommet du circuit d'eau afin qu'il se purge automatiquement. On prendra soin d'éviter ce genre d'erreur en positionnant ses radiateurs sur une moto faite maison.

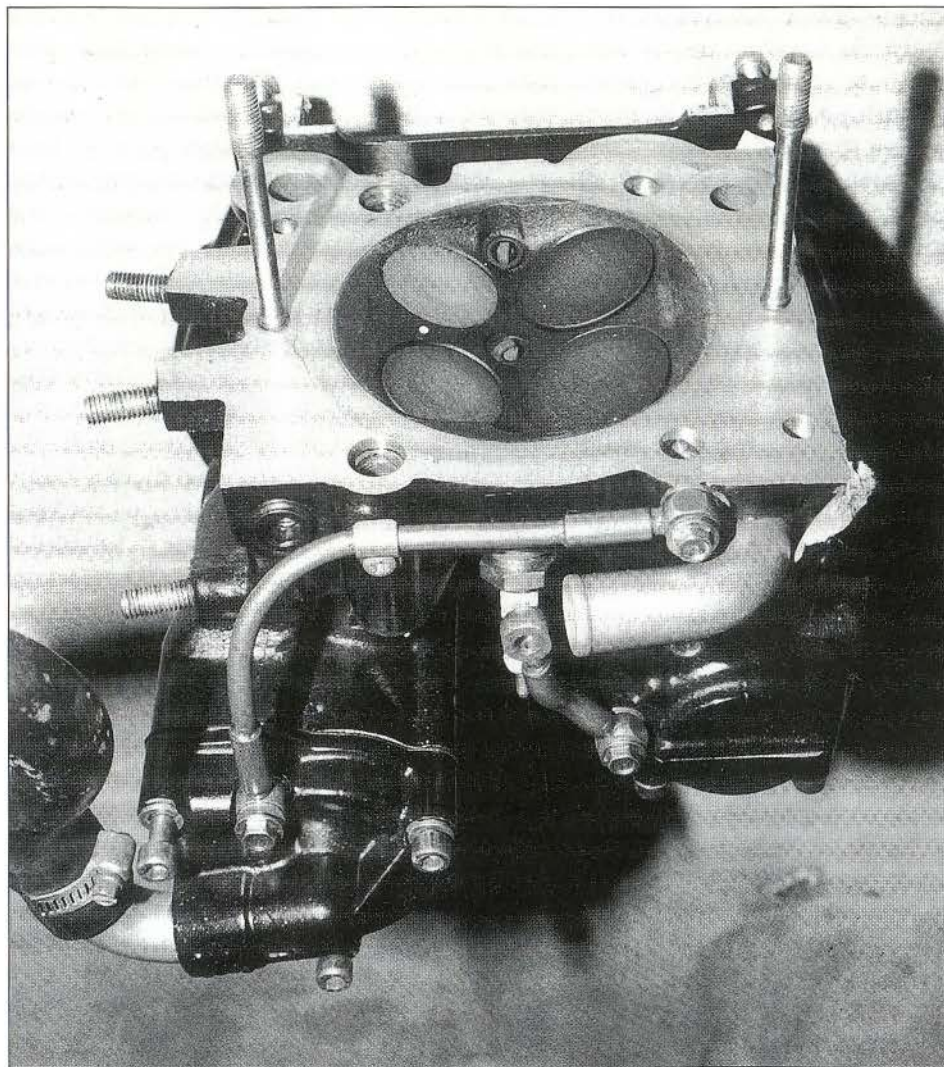
Sur les machines modernes, on trouve de plus en plus de radiateurs concaves qui offrent une forte surface d'échange pour une surface frontale réduite.

Ici, la Suzuki 750 GSX-R 2000.



Rotax 605 GS/A. Pour son monocylindre sportif, la marque Rotax avait opté pour un refroidissement mixte cylindre à eau et culasse à air. Il est clair que les coûts de développement avaient joué dans ce choix.

Mais dans les faits, le cylindre chauffe très peu, et la ventilation est toujours suffisante, même sur une moto carénée. C'est donc sur la culasse qu'il faut concentrer tous ses efforts.



ÉPILOGUE

Voici une partie des clés et des grands principes qui régissent le fonctionnement des moteurs, en particulier ceux de nos chères motos. La bonne compréhension de ces notions fondamentales doit vous permettre d'améliorer votre machine. En guise de conclusion, nous vous suggérons un mode opératoire pour déterminer les moyens à mettre en œuvre, afin d'atteindre l'objectif que vous vous êtes fixé ou les limites que le moteur peut supporter. La première étape consistera à déterminer le régime de puissance maxi que l'on souhaite. Il doit être calculé en fonction du facteur le plus "limitant". Ce peut être par exemple la vitesse moyenne du piston, mais aussi la section des conduits ou celle des soupapes. Une fois ce paramètre déterminé, on calculera les autres au moyen des règles indiquées dans les différents chapitres. Imaginons le cas d'un gonflage "optimal". On va déterminer un régime de puissance maxi autour de 26 m/s de vitesse moyenne du piston. Puis on calculera la section des conduits pour une vitesse des gaz de 105 m/s à l'admission. On calculera aussi la longueur de résonance du conduit d'admission et la levée des soupapes, ainsi que la section de passage au niveau des sièges. Compte tenu de ces valeurs, on confiera l'arbre à cames à un spécia-

liste, ou l'on en achètera un tout fait. On calculera ensuite l'échappement pour un accord à un régime proche. C'est le cas de figure idéal pour des courses de courte durée. Mais il se peut que le diamètre de passage des sièges n'offre pas une section suffisante pour un tel résultat. Alors, s'il n'est pas possible de les changer ou si l'on ne le souhaite pas, on déterminera à quel régime on atteint les 105 voire 110 m/s à leur niveau, et on recommencera tous les calculs pour optimiser le moteur à ce régime.

Moralité : avant de prendre votre flexible pour attaquer la culasse, lisez attentivement votre fiche technique, prenez un pied à coulisse et une calculatrice. Mais le premier préliminaire essentiel, avant toute préparation, reste quand même le passage au banc de votre future victime.

Gardez à l'esprit des recettes simples qui peuvent vous donner des ordres de grandeur ou des pistes facilement exploitables. Ne partez pas dans des directions trop compliquées qui ont peu de chance d'aboutir. Ne vous embarquez pas par exemple dans le développement d'une injection si votre budget ne vous le permet pas. Rappelez-vous que le mieux est l'ennemi du bien. Préférez plutôt une préparation homogène à celle qui ne

repose que sur un seul accessoire très performant. Ainsi, il vaut mieux augmenter un peu le rapport volumétrique, peaufiner les conduits et alléger le piston plutôt que de se contenter de "jeter un arbre à cames méchant" dans un moteur dont le reste sera standard et pas forcément bien monté avec des jeux adéquats.

Enfin, l'acquisition de données embarquées est un outil formidable et riche d'enseignements. Pour ceux qui n'en ont pas les moyens, un simple compteur de VTT à trois chiffres vous permettra au moins de suivre et de mémoriser votre vitesse de pointe par exemple sur un tour (attention, en virage le rayon du pneumatique est plus faible, donc la vitesse indiquée est erronée). Notez toutes les informations que vous pouvez recueillir sur un cahier, cela pourra vous servir un jour à faire des recoupements et ainsi à progresser. Braquets, pression et type des pneus, gicleurs, pression atmosphérique, pannes éventuelles et remèdes, chronos, etc.

Maintenant à vous de jouer !