

⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 10 avril 1984.

③0 Priorité : US, 12 avril 1983, n° 484,208.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 42 du 19 octobre 1984.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : *SPECIALTY SYSTEMS, INC.* — US.

⑦2 Inventeur(s) : Herbert G. Zinsmeyer.

⑦3 Titulaire(s) :

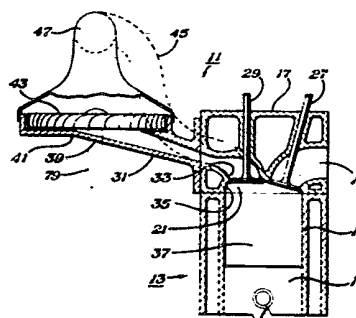
⑦4 Mandataire(s) : R. Baudin.

⑤4 Turbomoteur compound perfectionné.

⑤7 L'invention concerne un turbomoteur compound perfectionné.

Ce turbomoteur comprend des pistons classiques à mouvement de va-et-vient 15, des cylindres 18, des collecteurs 19, un dispositif de mélange carburant-oxygène ou un injecteur de carburant, un dispositif d'allumage par étincelles ou par compression et, en guise de perfectionnement, des tuyères 31 destinées à acheminer les produits de combustion chauds et à pression modérément élevée (gaz d'échappement) des cylindres respectifs 18 à une ou plusieurs turbines 43.

L'invention est utilisée pour récupérer un pourcentage plus élevé de l'énergie disponible dans les gaz d'échappement des moteurs à combustion interne.



Turbomoteur compound perfectionné.

La présente invention concerne des moteurs à combustion interne et, plus particulièrement, des turbomoteurs compound perfectionnés permettant une utilisation plus efficace des gaz d'échappement grâce à une ou plusieurs turbines associées à un tel moteur.

Dans la technique antérieure, on a utilisé une grande diversité de moteurs à turbocompresseur dans lesquels les gaz d'échappement étaient aspirés à travers des turbines pour faire tourner des compresseurs ou des dispositifs analogues en vue de comprimer l'air pour les mélanges carburant-air dans le moteur, ainsi qu'une combinaison avec le vilebrequin du moteur. Dans ces moteurs de la technique antérieure dans lesquels on utilise des turbines d'échappement, on a observé un pourcentage exceptionnellement élevé de pertes de charge irréversibles dues à l'étranglement des gaz d'échappement, ainsi que d'autres pertes irréversibles avant que les gaz d'échappement chauds sous pression réduite aient été déchargés à travers la turbine pour céder leur énergie. Des exemples spécifiques de la technique antérieure mis à jour à la suite de recherches préliminaires sont les inventions décrites dans les brevets des Etats-Unis d'Amérique ci-après. Le brevet 995.348 n'est pas pertinent, mais décrit un moteur dynamique à deux temps dans lequel un volant de purge du type à impulsion est utilisé pour faciliter l'évacuation des gaz d'échappement. Le brevet 1.504.187 n'est pas pertinent, mais décrit la carburation pour un moteur à combustion interne dans lequel le carburant est vaporisé et mélangé à l'air. Le brevet 1.921.907 n'est pas pertinent et concerne uniquement la disposition des pièces constitutives dans le but d'obtenir un "ensemble compact", aucune considération d'ordre thermodynamique n'y étant mentionnée ou revendiquée. Le bre-

vet 1.963.780 décrit un turbocompresseur pour un groupe propulseur à moteur à combustion interne dans lequel les gaz d'échappement entraînent une turbine destinée à comprimer l'air ou le mélange carburant-air d'admission pour la charge de fin de course uniquement. Le brevet 2.245.163 n'est pas pertinent et décrit un groupe propulseur d'avion dans lequel une turbine est reliée activement au côté de décharge du moteur pour entraîner le compresseur du moteur de l'avion et/ou pour se combiner avec ce moteur. Le brevet 2.858.666 concerne en quelque sorte une utilisation plus efficace de l'énergie des gaz d'échappement dans le but d'entraîner un turbocompresseur sur un moteur à deux temps. Le brevet 2.932.156 n'est pas pertinent et l'on y décrit un système consistant à ménager des lumières destinées à éviter une interférence entre les impulsions d'échappement. Le brevet 2.982.087 n'est pas pertinent et concerne uniquement des compresseurs et des générateurs de gaz à pistons libres. Le brevet 3.029.594 n'est pas pertinent, mais illustre un turbocompresseur et un moteur accouplés. Le brevet 3.673.798 décrit un système bien conçu, mais il ne concerne pas le "problème" des pertes irréversibles se produisant lors de la récupération de l'énergie des gaz d'échappement. Le brevet 3.913.542 n'est pas pertinent, mais concerne des commandes de turbocompresseurs simplifiées. D'après ces brevets, on peut constater que la technique antérieure ne concerne pas de manière significative le problème de l'irréversibilité des pertes se produisant lors de la récupération de l'énergie des gaz d'échappement. Seul, le brevet précité 2.858.666 concerne le souhait d'obtenir une plus grande énergie à la sortie de la turbine, laquelle est ensuite utilisée uniquement pour la turbocompression des moteurs à deux temps. De plus, les textes relatifs

à la conception des moteurs, aux cycles théoriques des moteurs, ainsi qu'aux processus et cycles idéalisés, aux compresseurs, aux turbines d'échappement, aux échangeurs de chaleur et aux éléments de machines ont fait mention de la nécessité de trouver une solution au problème que posent ces pertes irréversibles. Dans son texte intitulé "INTERNAL COMBUSTION ENGINES AND AIR POLLUTION", "Idealized Cycles and Processes", Harper and Rowe, New York, 1973, Edward Obert écrit: "dans le moteur réel, une fraction seulement (environ 20%) du travail de purge... peut être réalisé, étant donné que le processus réel est irréversible". Dans son texte intitulé "THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE IN THEORY AND PRACTICE", seconde édition, MIT Press, Massachusetts, 1967, volume 1, page 386, Charles Taylor écrit "Dans la pratique, il est difficile de réaliser davantage qu'une fraction des plus modestes de l'énergie de purge théorique pour les raisons suivantes:

1. La nature instable de l'écoulement à travers la turbine
2. Les pertes de charge se produisant dans les lumières ou la soupape d'échappement
3. Les déperditions de chaleur ayant lieu entre la turbine et la soupape d'échappement". Dans le volume 2, Taylor note que des gains sont possibles, mais il ne fait pas mention de la solution décrite et revendiquée ci-après.

Dès lors, comme on peut le constater, bien que la technique antérieure ait admis le problème, elle n'a proposé aucune solution pragmatique en vue de réduire ces pertes irréversibles qui sont la cause de l'inefficacité de la récupération de l'énergie totale des gaz d'échappement et de la transformation d'une grande partie de cette énergie en puissance utile.

En conséquence, un objet de la présente inven-

tion est de fournir un appareil permettant de récupérer un pourcentage relativement élevé de l'énergie utilisable des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne, ce qui n'a pas été possible jusqu'à présent.

Spécifiquement, un objet de la présente invention est de fournir une ou plusieurs turbines qui sont disposées et reliées aux cylindres respectifs de façon à réduire les pertes irréversibles et de permettre la récupération d'une plus grande proportion de l'énergie utilisable des gaz d'échappement, comparativement à celle récupérée par l'appareil de la technique antérieure.

Ces objets, ainsi que d'autres apparaîtront à la lecture de la description ci-après, en particulier, en se référant aux dessins annexés.

Suivant la présente invention, on prévoit un perfectionnement dans une combinaison avec un moteur à combustion interne classique. Comme on le sait, le moteur à combustion interne comprend des cylindres dans lesquels des chambres de combustion respectives sont définies entre les culasses et les pistons. Des collecteurs d'admission et d'échappement respectifs sont prévus dans ce moteur. Un carburateur ou un dispositif analogue est prévu pour mélanger le carburant entrant avec un gaz contenant de l'oxygène. Un moyen d'allumage est prévu pour enflammer le carburant à l'intérieur de la chambre de combustion. Des lumières d'échappement sont ménagées pour décharger périodiquement les produits de combustion chauds à grande vitesse des chambres de combustion à l'intérieur des cylindres. Le perfectionnement consiste à prévoir au moins une tuyère respective dont l'entrée est contiguë à la paroi du cylindre et dont la sortie est contiguë à une turbine pour tous usages pratiques, de façon à transfé-

rer les gaz d'échappement chauds sous haute pression du cylindre situé à l'entrée de la tuyère, à l'entrée de la turbine avec une perte d'énergie minimum et une vitesse maximum, maximalisant ainsi l'énergie cinétique fournie à l'entrée de la turbine. Spécifiquement, les gaz d'échappement contenus dans le cylindre céderont leur énergie résiduelle avec des pertes irréversibles nettement inférieures à celles envisagées dans la technique antérieure.

Comme on le comprendra, dans la structure spécifique, l'entrée de la tuyère entoure la lumière de décharge du cylindre respectif et son extrémité de décharge est, dans les limites praticables, contiguë au passage d'entrée de la turbine. Ainsi qu'il est mentionné implicitement ci-dessus, on peut prévoir une seule turbine comportant plusieurs lumières d'admission communiquant avec plusieurs tuyères respectives afin d'assurer un écoulement plus efficace et plus constant des produits de combustion à travers la turbine. D'autre part, on peut utiliser plusieurs turbines respectives dans un seul moteur, chacune avec ses passages d'entrée reliés aux extrémités de décharge des tuyères de cylindres sélectionnés en vue d'une utilisation efficace de l'énergie contenue dans les produits de combustion. Telle qu'elle est utilisée ici, l'expression "produits de combustion" désigne les produits d'échappement, ou de décharge qui renferment les produits de combustion tels que l'anhydride carbonique, l'eau et l'oxyde de carbone, ainsi que les autres gaz chauds tels que l'azote, les oxydes nitreux et analogues pouvant avoir une enthalpie élevée en raison de leur pression et de leur température élevées au moment où ils sont déchargés du cylindre. D'autres expressions utilisées ici comme synonymes de produits de combustion englobent les gaz d'échappement et les produits de décharge.

Ainsi que cela est contenu implicitement dans ses objets précités, la présente invention illustre un moyen destiné à provoquer une expansion efficace des gaz d'échappement d'un cylindre en les faisant passer des conditions régnant à l'intérieur de ce dernier à la pression atmosphérique dans le processus qui est aussi proche que possible d'un processus adiabatique réversible (isentropique), maximisant ainsi l'énergie secondaire résultante qui est récupérée en termes de puissance mécanique à l'arbre pouvant être solidarisé à un arbre secondaire en vue d'entraîner ce dernier pour suppléer à des accessoires de commande et de propulsion ou assurer d'autres besoins en énergie, par exemple, pour suppléer à la puissance principale du vilebrequin. L'accouplement mécanique de la turbine au vilebrequin du moteur n'est pas mécaniquement simple en raison de différences de vitesse caractéristiques, mais il est illustré et décrit ci-après plus en détail.

20 Dans les dessins annexés :

 la figure 1 est une vue en coupe transversale partielle illustrant un système de turbine d'échappement dans lequel on utilise un premier ensemble tuyère-soupape avec une deuxième soupape classique pour l'échappement des gaz résiduels;

25 la figure 2 est une vue en coupe transversale partielle illustrant une turbine alimentée par un ensemble tuyère-étranglement-soupape variable, avec une deuxième soupape classique pour l'échappement des gaz résiduels;

30 la figure 3 est une illustration schématique comprenant une vue en élévation latérale partielle et en coupe transversale partielle, ainsi qu'une vue par le dessus d'une forme de réalisation de la présente invention, montrant une lumière latérale de cylindre avec

35

un ensemble tuyère-manchon-soupape et une turbine qui occupe une position centrale;

la figure 4 illustre un ensemble tuyère-étranglement-soupape variable dans la forme de réalisation à lumière latérale de cylindre suivant la présente invention;

la figure 5 illustre un ensemble tuyère-fente-soupape à travers un arbre à rotation rythmée suivant une autre forme de réalisation de la présente invention;

la figure 6 est une vue schématique illustrant plusieurs tuyères de cylindres convergentes débouchant dans une seule entrée d'une turbine à écoulement radial suivant une autre forme de réalisation encore de la présente invention;

la figure 7 est une illustration schématique des dispositions respectives de turbomoteurs compound dans lesquels on utilise des nombres variables de cylindres et différents types de dispositions de ces derniers, conjointement avec des emplacements de turbine respectifs permettant le montage des ensembles cylindres/tuyères/turbine(s) respectivement adjacents; et

la figure 8 est une vue schématique illustrant un appareil destiné à solidariser l'arbre de la turbine d'échappement et le vilebrequin du moteur en vue d'obtenir une plus grande puissance de sortie suivant une forme de réalisation de la présente invention.

On pense qu'il est utile de répéter et d'insister sur certaines des considérations théoriques avant d'entamer la description des différentes formes de réalisation de la présente invention. En raison de la nature inhérente du taux d'expansion et de compression inférieur (les taux de compression étant limités par les conditions requises en ce qui concerne l'indice d'octane), dans la pratique, les moteurs à

allumage par étincelles abandonnent une plus grande partie de l'énergie totale dans leur échappement.

En raison de ces caractéristiques, l'utilisation efficace de l'expansion utile et intégrale à la pression atmosphérique comme c'est le cas dans le système de la présente invention, apportera vraisemblablement un perfectionnement relatif plus important au moteur à allumage par étincelles qu'au moteur Diesel, encore qu'un tel système puisse être utilisé avantageusement avec le moteur Diesel.

On rappellera que, dans les moteurs à combustion interne, on utilise habituellement plusieurs pistons et cylindres respectifs assemblés à un vilebrequin commun. Toutefois, afin de simplifier la description et la compréhension de la présente invention, les formes de réalisation les plus simples à cylindre, piston, tuyère, soupape et turbine unique seront illustrées en premier lieu en se référant aux figures 1-5.

En se référant aux figures 1-4 pour la description générale du moteur à combustion interne, la combinaison 11 comprend un moteur à combustion interne 13 qui, à son tour, comprend au moins un piston respectif à mouvement de va-et-vient 15, un cylindre 18, au moins une culasse respective 17 montée respectivement sur ce cylindre et entourant l'extrémité de ce dernier en vue de définir une chambre de combustion pour le piston, un collecteur d'admission 19 relié au cylindre pour y acheminer au moins un gaz contenant de l'oxygène, un moyen destiné à mélanger le carburant entrant avec ce gaz contenant de l'oxygène, un moyen d'allumage destiné à enflammer le carburant et le gaz contenant de l'oxygène en vue de développer de l'énergie, ainsi qu'une lumière d'échappement 21 destinée à décharger périodiquement les produits de combustion chauds sous haute pression hors du cylindre, cette lu-

mière d'échappement étant disposée dans une paroi de délimitation respective de la chambre de combustion, au sommet ou à la base. La paroi de délimitation peut être la culasse comme illustré dans les figures 1 et 2, ou la paroi du cylindre, comme illustré dans les figures 3-5.

Le moteur à combustion interne 13 peut être de n'importe quel type comme indiqué ci-dessus, avec cycle à deux temps ou à quatre temps. Spécifiquement, il est constitué du moteur à combustion interne du type à essence comportant une bougie d'allumage ou analogues pour enflammer le carburant du mélange carburant-air et développer ainsi de l'énergie. Il peut éventuellement être un moteur du type à allumage par compression, avec ou sans bougies incandescentes ou catalyseurs en vue de faciliter l'amorçage de la combustion lorsque la pression et la température sont suffisamment élevées, comme c'est le cas dans un moteur Diesel. Les bougies pour l'allumage du carburant, le carburateur pour le mélange entre le carburant et l'air ou, en variante, le système d'injection sous pression pour injecter le carburant dans l'air sous pression, sont tous des dispositifs classiques bien connus et illustrés pour lesquels il n'est pas nécessaire d'envisager une illustration et une description ici. En conséquence, ils ne sont pas représentés dans les figures 1-4 pour simplifier l'illustration.

De même, le piston 15 est également bien connu. Il comporte habituellement des segments autour de sa périphérie afin d'empêcher l'échappement des fluides sous haute pression développant l'énergie après l'allumage et la combustion. Comme on peut le constater, le piston est habituellement solidarisé, par une tige représentée par des traits discontinus 23

(figure 3), à un vilebrequin 25 qui comporte des bras de manivelles respectifs et tourne autour d'un axe. Le vilebrequin 25 du moteur (figures 3 et 8) sert à distribuer l'énergie engendrée par ce dernier, par
5 exemple, pour entraîner une transmission automatique ou analogues.

Evidemment, d'autres moyen sont également utilisés pour entraîner des accessoires. Par exemple, des courroies de ventilateurs ou analogues sont utili-
10 sées pour entraîner des compresseurs de réfrigérant ou d'air, des générateurs, des alternateurs, des pompes directrices d'énergie, des pompes à eau et analogues. Tous ces dispositifs sont à nouveau de conception classique et n'ont que relativement peu d'importance pour
15 la présente invention, si bien qu'il n'est pas nécessaire d'en donner une description détaillée ici.

Le cylindre 18 peut être un cylindre de moteur bien connu de n'importe quel type convenant pour le domaine de technologie (avions, véhicules automobi-
20 les, véhicules de chemin de fer, véhicules marins, machines fixes, etc.) dans lequel on envisage d'utiliser le moteur. Il peut être à refroidissement par air ou par liquide. Les culasses et cylindres respectifs, ainsi que leur liaison réciproque respective étanche
25 à l'aide de joints, de boulons prisonniers et analogues, sont bien connus et il n'est pas nécessaire d'en donner ici une description détaillée. Suivant la présente invention et selon la pratique habituelle, des passages respectifs sont prévus pour des fluides de re-
30 froidissement, des huiles de graissage et analogues.

De même, un collecteur d'admission est prévu pour acheminer au moins un gaz contenant de l'oxygène et, habituellement, un mélange de carburant et du gaz contenant de l'oxygène (par exemple, un mélange de car-
35 burant et d'air dans un moteur à allumage par étincel-

les), à la chambre de combustion en vue de développer de l'énergie pour la course motrice lorsqu'il est allumé. Suivant la présente invention, on peut utiliser n'importe quel type de collecteur classique pour acheminer l'air et le carburant dans le cylindre. Comme le montrent les figures 1 et 2, le collecteur d'admission est formé dans la culasse et il comporte une soupape soulevante 27 destinée à assurer l'ouverture pour laisser pénétrer le mélange carburant-air à un moment approprié qui est déterminé par des cames mises en action par un arbre ou analogues.

D'une manière semblable, une lumière d'échappement 21 est prévue à la partie supérieure ou inférieure du cylindre pour évacuer les produits de combustion après la combustion. Dans les moteurs à quatre temps, une soupape d'un certain type est habituellement prévue à la lumière d'échappement pour assurer son ouverture et permettre ainsi l'écoulement des produits de combustion dans le collecteur de décharge. D'autre part, dans les moteurs à deux temps, la lumière d'échappement 21 est fréquemment ouverte ou découverte par un mouvement descendant du piston 15. Cette lumière latérale peut également être prévue dans les moteurs à quatre temps, et une telle conception est illustrée dans les figures 3-5.

C'est ici que les avantages respectifs de la présente invention entrent en jeu pour assurer un pourcentage de récupération étonnamment élevé de l'énergie utilisable des produits de combustion.

En se référant à la figure 1, on prévoit deux soupapes d'échappement. La première soupape de tuyère 29 des deux soupapes d'échappement s'ouvre à mesure que le piston se rapproche du bas de la course motrice (détente). Cette soupape de tuyère ou de purge 29 est à ouverture très rapide et elle laisse passer le gaz

d'échappement du cylindre vers sa tuyère de turbine respective 31. L'extrémité d'entrée 33 de cette tuyère de turbine 31 est contiguë à la paroi de délimitation 35 de la chambre de combustion 37 qui est
5 adjacente à la lumière d'échappement 21, et elle entoure de manière étanche cette dernière afin d'empêcher les produits de combustion chauds sous haute pression de s'échapper dans l'atmosphère. L'extrémité de décharge 39 de la tuyère 31 est reliée à l'en-
10 trée 41 d'une turbine 43. Autrement dit, le passage d'entrée de la turbine 43 est conçu pour permettre un écoulement régulier des produits de combustion provenant de l'extrémité de décharge 39 de la tuyère 31 et minimiser ainsi les pertes irréversibles, la chute de
15 pression et autres phénomènes semblables se produisant avant que l'énergie soit cédée à la turbine 43. La configuration de la tuyère est étudiée en fonction des conditions d'écoulement et de pression afin de maximiser l'efficacité de la récupération d'énergie.

20 La turbine 43 peut être n'importe quelle turbine permettant une utilisation efficace de ce type d'écoulement intermittent des produits de combustion. Habituellement, la turbine de purge est celle qui convient le mieux, car elle supprime le désavantage résultant des pertes de pompage du moteur et elle réduit
25 au minimum les pertes d'écoulement irréversibles. En d'autres termes, la conception de la tuyère à son étranglement et à ses extrémités d'entrée et de décharge est étudiée de telle sorte que, en combinaison avec
30 les passages d'entrée de la turbine, elle permette de restituer une quantité aussi importante que possible de l'énergie cinétique et thermique des produits de combustion, tout en maintenant une évacuation adéquate de ces derniers hors du cylindre. De plus, la disposition des différents éléments est étudiée de telle ma-
35

nière que la turbine soit placée aussi près que possible des lumières d'échappement du cylindre (en étant espacée d'une distance égale à une longueur de tuyère) afin que les pertes d'écoulement irréversibles dues à la friction dans les canalisations selon la technique antérieure n'entravent pas un fonctionnement efficace suivant la présente invention. L'étranglement de la tuyère de la turbine est dimensionné et façonné pour assurer une transformation optimale aussi rapide et efficace que possible des produits de combustion et de leur enthalpie en énergie cinétique. La soupape à ouverture rapide 29 est dimensionnée aussi largement que possible par rapport à la dimension de l'étranglement de la tuyère de façon à minimiser l' "étranglement".

Une deuxième soupape soulevante plus petite avec un passage d'écoulement de rechange, illustrée schématiquement en figure 1 par des lignes en traits discontinus 45 et visible en 46 en figure 2, s'ouvre à une certaine position de rotation ultérieure du vilebrequin lorsque la majeure partie de l'énergie utile des gaz d'échappement est épuisée à travers la tuyère 31 et la turbine 43. Spécifiquement, la seconde soupape d'échappement s'ouvre alors que la première soupape 29 commence à se fermer. La seconde soupape d'échappement décharge les gaz résiduels sous pression relativement faible directement dans la tubulure d'échappement 47 servant de collecteur d'échappement. Dès lors, ces gaz passent directement dans l'atmosphère et contournent la turbine. Il peut s'avérer pratique de supprimer cette seconde soupape d'échappement.

On peut envisager une autre disposition de la soupape d'échappement double dans la culasse supérieure en utilisant des soupapes soulevantes classiques, des soupapes à manchon ou d'autres types de soupapes,

avec une ouverture séquentielle comme décrit ci-dessus.

En se référant à la figure 2, on utilise les mêmes éléments respectifs dans le moteur de base, conjointement avec la turbine 43, le collecteur d'échappement 47, ainsi que le passage de gaz résiduels et la soupape 45, 46 utilisés en variante. Dans la forme de réalisation de la figure 2, on peut apercevoir la seconde soupape 46, étant donné que la première soupape 29 n'est pas utilisée. En revanche, on utilise une soupape 51 placée à l'étranglement de la tuyère et faisant partie de l'étranglement de la tuyère 31. Comme l'indiquent les lignes en traits discontinus 53, la soupape pivotante 51 peut être déplacée vers sa position de fermeture autour de son pivot 55 au moyen d'une tige-poussoir 57, par exemple, à l'intervention d'une came ou analogues, permettant ainsi une ouverture aisée de la soupape, tout en assurant un écoulement régulier des produits de combustion à travers la tuyère 31 au cours de tous les stades d'ouverture. Ainsi qu'on l'a mentionné ci-dessus, l'entrée ou l'admission 33 de la tuyère est contiguë à et fait partie de la paroi de délimitation 35 de la chambre de combustion 37. En réalité, dans les formes de réalisation des figures 1 et 2, l'entrée de la tuyère est située dans la culasse à proximité de la lumière de décharge 21. La forme de réalisation de la figure 2 permet une variation optimale plus aisée du contour de la tuyère au cours d'une purge commençant à partir d'une pression élevée (engendrant un écoulement supersonique à travers une tuyère convergente-divergente) et diminuant ensuite pour se rapprocher de la pression atmosphérique lorsque la soupape de tuyère est complètement ouverte avec le contour de tuyère convergente simple. Ainsi qu'on l'a indiqué ci-dessus, l'entrée 41

de la turbine 43 est combinée pour assurer un écoulement régulier et réduire au minimum les pertes irréversibles dues à l' "étranglement", les pertes dans les canalisations et analogues.

5 La seconde soupape 46 et le passage d'écoulement d'échappement représenté par des lignes en traits discontinus 45 fonctionnent de la manière décrite ci-dessus à propos de la figure 1 pour permettre l'évacuation des gaz résiduels hors du cylindre sans entra-
10 ver un développement efficace d'énergie dans le moteur 13. Tout comme dans la forme de réalisation de la figure 1, il peut s'avérer plus pratique de supprimer la seconde soupape 46 en permettant, à la soupape de tuyère, de rester ouverte en direction de la turbine pen-
15 dant tout le cycle d'échappement.

 Telle qu'elle est illustrée dans les formes de réalisation des figures 1 et 2, l'extrémité d'entrée de la tuyère est contiguë à et fait partie intégrante de la paroi de délimitation formée par la cu-
20 lasse. Dans bon nombre de moteurs tels que des moteurs à deux temps et analogues, l'extrémité d'entrée de la tuyère peut être contiguë à et faire partie d'une paroi latérale du cylindre ou analogues comme illustré dans les figures 3-5; par exemple, les lumiè-
25 res latérales d'échappement habituellement utilisées sur la plupart des moteurs à deux temps seront formées de la sorte. Suivant la présente invention, la lumière latérale 21 est façonnée et forme une extrémité d'entrée intégrale lisse pour la tuyère 31, tandis qu'elle
30 est dimensionnée pour décharger efficacement les produits de combustion du cylindre à travers la tuyère 31 et contre la turbine adjacente 43 à l'extrémité de décharge 39 de la tuyère. Cette conception peut être appliquée à des moteurs à quatre temps, ainsi qu'avec
35 la soupape d'échappement double.

En se référant à la figure 3, les cylindres 18 fonctionnent de la manière habituelle avec leur piston associé 15 qui y effectue un mouvement de va-et-vient, et ils se déchargent dans la turbine 43 à l'intervention des tuyères 31, à plusieurs passages d'entrée.

Une soupape d'échappement classique peut toujours être éventuellement utilisée à la culasse, mais avec ouverture différée comme c'est le cas dans la forme de réalisation à deux soupapes décrite en se référant aux figures 1 et 2, de façon à s'ouvrir lorsque l'énergie de purge utile a été épuisée à travers la tuyère 31. Une telle soupape est requise dans les moteurs à quatre temps. La forme de réalisation des figures 3-5 présente à la fois des avantages et des inconvénients vis-à-vis de la forme de réalisation à deux soupapes décrite en se référant aux figures 1 et 2. L'inconvénient réside dans le fait que, dans le cas des moteurs à quatre temps, un moyen doit être prévu pour empêcher le mouvement du piston de rouvrir la lumière de la soupape de tuyère une révolution de vilebrequin après que le piston achève une course d'admission et entame une course de compression. En conséquence et uniquement dans le cas des moteurs à quatre temps, un système de soupape spécial doit être prévu pour bloquer le parcours entre la tuyère et la turbine toutes les deux révolutions de vilebrequin lorsque le piston est en bas de course. A cet effet, on peut utiliser l'une ou l'autre des soupapes illustrées dans les figures 3-5. Spécifiquement, la soupape peut être une soupape à tiroir 55 (figure 3) qui est ouverte par une came 57 à l'encontre de la force d'un ressort 59. Ce type de soupape à tiroir est parfois appelé également soupape à manchon. Fondamentalement, elle fonctionne pour faire coulisser un manchon imperméable à travers

l'ouverture définie dans l'étranglement de la tuyère 31. Toutefois, lorsque cette soupape est ouverte, la délimitation de l'ouverture définit une paroi lisse qui vient se confondre dans la tuyère à écoulement régulier afin d'empêcher des pertes de charge ou une perturbation dans l'écoulement. Un assemblage tuyère-étranglement-soupape variable est illustré dans la forme de réalisation de la figure 4. Dans cette dernière, la soupape 61 fonctionne de la même manière que la soupape 51 de la figure 2. Autrement dit, elle pivote autour de l'axe 63 en réponse au mouvement de la tige-poussoir 65.

La figure 5 illustre un autre système pouvant être envisagé pour fermer la lumière latérale lors de révolutions alternées et qui constitue un "arbre de soupape de tuyère" tournant à une vitesse égale au quart de celle du vilebrequin (la moitié de la vitesse de l'arbre à cames), l'arbre 69 comportant des fentes ouvertes 67 à travers lesquelles chacune des tuyères respectives se décharge au cours de la purge. Une révolution de vilebrequin plus tard, les fentes pourraient être à 90° et fermées pour empêcher tout écoulement de fluide au début de la course de compression. Après une nouvelle révolution, les fentes de la tuyère sont à 180° en étant ainsi à nouveau correctement ouvertes.

Parmi les avantages qu'offrent ces formes de réalisation à lumière latérale, on mentionnera la simplicité de conception grâce à laquelle la turbine peut être localisée sur le côté du bloc moteur, plutôt qu'à l'emplacement déjà encombré de la culasse. Toutefois, l'emplacement de la turbine et des autres éléments du moteur doit être optimisé afin de tirer avantage de la lumière et de la soupape d'échappement nettement plus petites devant être prévues dans la zone de la cu-

lasse et, en particulier, d'utiliser l'espace accru ainsi rendu disponible pour la lumière et la soupape d'admission, ce qui permet d'améliorer le fonctionnement du moteur et la conception du système d'admission en raison de l'accroissement de la capacité d'écoulement d'air. Un autre avantage important réside dans le fait que l'on obtient ainsi un parcours simple et dégagé pour la purge des produits de combustion hors du cylindre, supprimant ainsi l'étranglement habituel de la soupape soulevante, ainsi que ses problèmes d'échauffement et de refroidissement. Etant donné que l'on évite la présence de la majeure partie des produits de combustion de purge à haute température et à grande vitesse dans la chambre de combustion supérieure du cylindre, cette zone importante sera beaucoup plus froide, permettant ainsi l'utilisation de taux de compression plus élevés avec un carburant d'un indice d'octane donné avec, pour conséquence, un accroissement supplémentaire de l'amélioration du rendement que l'on ne pourrait obtenir dans d'autres conditions.

La figure 6 illustre une forme de réalisation différente permettant d'améliorer le rendement de la turbine.

En se référant à la figure 6, plusieurs cylindres respectifs 18 sont reliés à des tuyères respectives 31 dont les extrémités d'entrée respectives 33 sont contiguës aux parois de délimitation respectives de chambres de combustion respectives et dont les extrémités de décharge respectives 39 sont reliées sans transition à l'entrée 41 de la turbine 71. Dans la forme de réalisation illustrée, la turbine 71 est, de préférence, une turbine à écoulement radial, tandis que les cylindres groupés 18 du moteur ont tendance à intégrer les purges d'échappement par ailleurs pulsa-

toires au départ des cylindres respectifs. De façon connue, plus le nombre de cylindres pouvant être reliés à la turbine de la manière illustrée est élevé, plus le fonctionnement de la turbine correctement conçue sera efficace, étant donné que l'écoulement des produits de combustion sera plus constant.

Bien que le développement d'une analyse rigoureuse du cycle hautement thermodynamique soit difficile, des textes tels que les références de Obert et Taylor indiquent que, dans le moteur non surcomprimé habituel fonctionnant au niveau de la mer et à une vitesse moyenne d'environ 2000 tours par minute à pleins gaz, la pression au cylindre subsistant à l'ouverture de la soupape d'échappement sera spécifiquement de 3,5 kg/cm² absolus ou plus. Si l'on suppose que ces gaz peuvent être "purgés" efficacement à travers une tuyère lisse et pénétrer dans une turbine qui est censée initialement être efficace à 100%, on obtiendra une récupération supplémentaire d'environ 35-55% de la puissance sur l'arbre déjà récupérée du carburant brûlé dans le moteur. Il importe de rappeler qu'une partie assez importante de cette énergie supplémentaire est récupérable sans dégradation de la puissance normalement développée au piston. En conséquence, la puissance de sortie du moteur est accrue d'une valeur égale à la quantité de la puissance de la turbine qui est récupérée sans accroissement de la consommation de carburant et augmentation appréciable des pertes de puissance. Dès lors, avec un rendement de turbine se situant dans l'intervalle de 50 à 75%, la présente invention permet d'obtenir un accroissement de puissance et de rendement total du moteur d'au moins 20-30%.

Une considération de conception importante est de maximaliser le coefficient d'utilisation de chaque turbine en étudiant soigneusement la disposi-

tion des cylindres et l'emplacement de la turbine, de telle sorte qu'un nombre de cylindres aussi grand que possible puissent partager une seule turbine, tout en maintenant une étroite proximité cylindre-tuyère-turbine dans le cadre des revendications ci-après. Plus le nombre d'impulsions d'échappement que reçoit une turbine donnée par unité de temps avec la même efficacité de transmission, est élevé, moins cette turbine aura de temps de marche à vide pour engendrer des pertes par dérive (rotation à vide). De plus, dans un moteur donné, plus le nombre de cylindres pouvant être reliés à une seule turbine via des tuyères de la manière décrite ci-dessus, est élevé, moins il faudra de turbines. La figure 7 illustre un certain nombre de systèmes moteur-turbine. Par exemple, avec le moteur en ligne illustré en A, deux cylindres 18 reliés par deux tuyères 31 à une seule turbine 43 sont illustrés dans le coin supérieur gauche. Lorsqu'on utilise quatre cylindres, on peut faire appel à une seule turbine 43 avec un système tel que celui illustré; on peut également utiliser deux turbines 43a comme illustré en traits discontinus. De la même manière, avec six et huit cylindres en ligne, au moins deux turbines 43 peuvent être requises. Dans une disposition en V telle que celle illustrée en B, la turbine 43 peut être située entre les cylindres 18 en y étant reliée via des tuyères respectives 31 comme illustré pour les systèmes respectifs à 2, 4, 6 et 8 cylindres. Dans les systèmes en V plus 2 (2 cylindres verticaux) illustrés en C, la turbine 43 est située entre les cylindres 18 et les cylindres verticaux 18a respectivement pour les moteurs à 4, 6 et 8 cylindres. Dans le cas du système illustré en D dans lequel les cylindres sont disposés verticalement avec des vilebrequins placés côte à côte, la turbine 43 peut être située en-

tre les cylindres 18. De la même manière que celle illustrée en E et F, la turbine 43 peut être située entre les cylindres 18, tandis que les extrémités d'entrée et de décharge des tuyères 31 sont toujours
5 reliées respectivement à la paroi de délimitation de la chambre de combustion et à la turbine.

L'accouplement de la turbine à une sortie d'arbre utile de complément est illustré dans la technique antérieure, par exemple, dans le brevet des
10 Etats-Unis d'Amérique 2.245.163. L'accouplement de ces deux éléments d'une manière suffisamment efficace pour éviter de fortes charges d'inertie dans les éléments d'accouplement et pour faire en sorte que la turbine ne devienne jamais parasite (en consommant
15 l'énergie du moteur) constitue le problème fondamental de l'exécution pratique de toute combinaison entre une turbine et un moteur à combustion interne, y compris de la présente invention. Le problème existe en raison de la dissemblance des vitesses caractéristiques inhérentes des moteurs alternatifs classiques
20 vis-à-vis de leurs turbines d'échappement entraînées. Pour assurer simplement un accouplement mécanique direct entre les deux éléments précités, ce qui pourrait être préféré d'un point de vue coût et efficacité, on
25 doit prévoir un réducteur de vitesse à grand rapport de démultiplication pour la turbine. Un tel accouplement pose des problèmes inhérents en raison des fortes charges d'inertie résultant des changements de vitesse brusques spécifiques aux applications dans les véhicules automobiles (et, dans une moindre mesure, dans les
30 avions et les bateaux). Ces changements brusques sont amplifiés par le grand rapport de démultiplication de vitesse. Ces changements de vitesse brusques se produisent spécifiquement lors d'une application soudaine
35 de puissance sans charge, de l'application soudaine

d'une charge, ainsi qu'en cas de changements dans le mécanisme de transmission. En conséquence, il est nécessaire de prévoir un moyen permettant d'assurer un accouplement flexible afin d'éviter de fortes charges d'inertie dommageables. La figure 8 illustre un moyen destiné à accoupler la turbine à des arbres moteurs suivant une forme de réalisation de la présente invention. Dans cette forme de réalisation, A et B désignent des embrayages de deux types différents intercalés entre l'engrenage réducteur de vitesse 73 reliant le vilebrequin du moteur à l'arbre de sortie 75 et l'engrenage réducteur de vitesse 77 reliant l'arbre de turbine 79 à l'arbre 75. Les emplacements des embrayages A et B sont donnés uniquement à titre d'illustration et sans aucune limitation. L'embrayage A est un embrayage unidirectionnel qui est conçu pour transmettre un couple dans une seule direction et pour se désengager complètement et automatiquement dans la direction opposée. On peut trouver une description de ces types d'embrayages dans divers textes. Par exemple, dans "DESIGN OF MACHINE MEMBERS", figure 198, page 262, McGraw-Hill, New York, N.Y. 4ème édition, 1964, Vallance et Doughtie illustrent un embrayage prioritaire. Cet embrayage permet d'éliminer toute possibilité de consommation de l'énergie du moteur par la turbine, ainsi que les chocs d'inertie dans la direction d'application de couple.

L'embrayage B est un embrayage à couple limité qui peut être choisi parmi les nombreux modèles disponibles. Par exemple, l'embrayage à couple limité B peut être un embrayage à friction à plateaux, un embrayage du type à disque, un embrayage à disques multiples, un embrayage à cône, un embrayage centrifuge, un embrayage à tambour, un embrayage à ruban ou un embrayage magnétique fonctionnant à sec ou à l'état

humide. De même, un accouplement à fluide hydraulique ou visqueux constitue un autre exemple d'embrayage à couple limité que l'on peut utiliser. Cet embrayage pourrait être conçu pour glisser uniquement en présence de charges d'inertie excessives et il pourrait être intégré à l'embrayage unidirectionnel A.

On mentionnera ci-après certaines autres possibilités d'accouplement de l'arbre de sortie de la turbine au vilebrequin du moteur, ou à un arbre commun:

1. Une mise en prise directe avec une robustesse, une élasticité et un amortissement suffisants pour supporter les charges d'inertie.
2. Un accouplement par engrenages et fluide tel que celui utilisé dans le turbomoteur compound de Wright.
3. Un moyen de mise en prise et de désaccouplement rapide permettant d'éviter des couples excessifs. Le moyen de désaccouplement comprendra des embrayages qui sont désengagés par un dispositif de commande quelconque ou par un glissement dû au fait qu'ils ont, par inhérence, une capacité de couple inférieure à celle dommageable. Ce système est pratiquement semblable à celui illustré en figure 8. On peut utiliser des groupes générateur/moteur alimentés en courant alternatif ou en courant continu. Dans le cas d'un courant alternatif, le changement de vitesse nécessaire pourrait être effectué, en partie, par un système utilisant un petit nombre de pôles magnétiques sur le groupe turbine/alternateur (grande vitesse) et un grand nombre de pôles sur le moteur (faible vitesse). Un tel système pourrait être conçu pour faire fonctionner efficacement, par exemple, des machines asynchrones avec leur capacité de glissement inhérente. Ces groupes générateur/moteur peuvent être des unités intégrées individuelles comportant des accouplements magnétiques; un de ces groupes peut également renfermer des aimants permanents et l'autre, un

nombre variable de pôles électromagnétiques. 4. On pourrait également utiliser un système de type générateur comprenant un générateur ou un alternateur avec un redresseur, ainsi qu'une batterie d'accumulateurs et un moteur à courant continu, encore qu'un tel système puisse ne pas être efficace. De la même manière, on peut utiliser des groupes turbine/moteur hydraulique, avec ou sans accumulateurs, ainsi que des volants pour permettre un emmagasinage d'énergie en fonction des besoins.

Dans "TRANSACTIONS OF THE SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS" (SAE), volume 62, 1954, des données indiquent que le turbomoteur compound de Wright fonctionnant à la "puissance de décollage" et dans les conditions régnant au niveau de la mer possède, dans les gaz d'échappement, une énergie cinétique disponible atteignant 79% de la puissance totale au piston qui est récupérée par le vilebrequin du moteur. Des turbines d'échappement ont récupéré une énergie atteignant 18,2% de la puissance totale au piston, soit 23% seulement de cette énergie cinétique disponible. A la "puissance de croisière", ce qui équivaut approximativement à un moteur à aspiration naturelle fonctionnant à pleine charge, l'énergie cinétique disponible dans les gaz d'échappement atteignait 55% de la puissance au piston. L'énergie totale récupérée par les turbines atteignait 9,5%, soit 17,4% seulement de l'énergie cinétique disponible. Ces chiffres sont basés sur un moteur en étoile d'avion à 18 cylindres dans lequel on utilise trois turbines de purge alimentées chacune par 6 cylindres à l'intervention de collecteurs et de tubulures d'échappement "lossey" classiques à courbure assez prononcée, avec des soupapes soulevantes d'échappement classiques. Dans les conditions de fonctionnement au niveau de la mer,

les pourcentages de pertes d'énergie attribués à l'étranglement de la soupape d'échappement atteignaient environ 36% de la puissance au piston lors du décollage et 31% de cette puissance en vitesse de croisière, soit 45% et 57% respectivement de l'énergie cinétique disponible. La présente invention a pour but de convertir efficacement ces pertes en énergie utile. Les données ci-dessus sont reprises dans le tableau ci-après afin de permettre une référence aisée.

10

TABLEAU

Données relatives à la puissance du turbomoteur compound de Wright

(Informations relevées dans "SAE Transactions",
Volume 62, 1954)

15

	Paramètres relatifs à la récupération de l'énergie d'échappement	Niveau de la mer		Altitude critique	
		Puissance au décollage	Puissance en vitesse de croisière	Puissance au décollage	Puissance en vitesse de croisière
20	Energie disponible dans les gaz d'échappement (% de la puissance au piston)	78,5	54,8		
25	Energie totale récupérée à la turbine: (% de la puissance au piston)	18,2	9,5	26	19
	(% de l'énergie cinétique disponible)	23,1	17,4		
	(% de l'énergie résiduelle après étranglement de la soupape d'échappement)	42,8	40,4		
30	Pertes dues à l'étranglement de la soupape d'échappement: (% de la puissance au piston)	36,0	31,3		
	(% de l'énergie cinétique disponible)	45,4	57,1		

Les données indiquées ci-dessus corroborent les avantages d'un turbomoteur compound. Toutefois, le système de la présente invention permet de réduire considérablement les pertes importantes illustrées, d'augmenter sensiblement le pourcentage de l'énergie nette récupérée à la turbine et d'améliorer les résultats indiqués en transformant les pertes en énergie nette à la sortie de la turbine.

Ainsi qu'on l'a indiqué ci-dessus, les moteurs à allumage par étincelles permettent de réaliser les avantages optima de la présente invention. Il importe de noter que la présente invention peut éventuellement englober la combinaison d'une surcompression et d'un compoundage. Cette surcompression peut être effectuée avec ou sans refroidissement intérieur après un ou plusieurs étages de compression comme c'est le cas dans la pratique habituelle.

Lors de la mise en service d'un moteur à combustion interne classique, le mélange de carburant et d'air d'admission est acheminé à travers le collecteur d'admission 19 et la soupape d'admission soulevante ouverte 27 pour être aspiré dans la chambre de combustion 37 à mesure que le piston 15 se déplace vers le bas. Ensuite, il y a inversion de course du piston qui se déplace alors vers le haut pour comprimer le mélange carburant-air. A un certain nombre de degrés avant le point mort haut, le mélange carburant-air est brûlé suite à l'allumage d'une bougie (non représentée). La bougie est allumée à l'intervention d'un système classique dans lequel un élément tel qu'un enroulement primaire repliable, induit une haute tension dans une bobine secondaire qui engendre un arc électrique en travers de l'écartement des électrodes de la bougie d'allumage. En tout cas, la combustion du carburant dans l'air dans des conditions entretenant cette com-

bustion engendre de l'énergie thermique et crée une haute pression, ce qui a pour effet de déplacer à force le piston 15 vers le bas pour entraîner le vilebrequin 25 du moteur en rotation et développer ainsi une puissance à l'arbre de sortie de ce dernier. Ensuite, la lumière d'échappement 21 est ouverte pour décharger les produits de combustion chauds à leur pression élevée directement dans la tuyère 31 de laquelle ils pénètrent avec un écoulement régulier dans l'entrée de la turbine 43 sans donner lieu aux pertes de refroidissement et de pression irréversibles associées à ce processus dans les moteurs classiques de la technique antérieure. Les gaz d'échappement s'écoulent à travers la turbine en provoquant une rotation forcée des aubes de cette dernière, ce qui a pour effet de développer de l'énergie pour faire tourner l'arbre 79 de la turbine. La puissance de sortie de cet arbre est alors utilisée ainsi qu'on le désire. A cet effet, on peut soit envisager une combinaison avec le vilebrequin du moteur comme illustré en figure 8, soit faire tourner un compresseur comme illustré dans la technique antérieure, notamment dans le brevet des Etats-Unis d'Amérique 3.673.798. Evidemment, on peut éventuellement utiliser les deux systèmes pour la mise en oeuvre de cette puissance, ou n'importe quelle autre application de cette dernière, ainsi qu'on l'a mentionné ci-dessus.

Ainsi qu'il est mentionné implicitement ci-dessus, les gaz d'échappement épuisés à faible vitesse et sous basse pression passent ensuite à travers le passage de décharge de la turbine 43 pour se diriger vers le système d'échappement classique.

Le cycle est répété pour chacun des cylindres respectifs. La cadence de la répétition de ce cycle variera selon qu'il s'agit d'un moteur à deux temps ou

à quatre temps. De plus, la disposition optimale des soupapes et éléments semblables variera selon que l'on a affaire à un moteur à deux temps ou à quatre temps.

Conformément à la pratique habituelle, le
5 moteur sera refroidi par air ou par un liquide recyclé tel que l'eau ou une solution aqueuse de diéthylène-glycol. Le moteur sera lubrifié par un moyen de mise en circulation d'huile lubrifiante classique à travers des passages respectifs (non représentés).

10 D'après la description ci-dessus, on peut constater que la présente invention fournit un turbomoteur compound perfectionné ayant des propriétés étonnamment élevées de rendement et de récupération de l'énergie théorique disponible. En résumé, la
15 présente invention permet de réaliser les objets définis ci-dessus.

Bien que la présente invention ait été décrite avec un certain degré de particularité, il est entendu que la description ci-dessus est donnée unique-
20 ment à titre d'exemple et que de nombreuses modifications peuvent être apportées aux détails de construction, ainsi qu'à la combinaison et à la disposition des différentes pièces sans se départir de l'esprit et du cadre de l'invention tels qu'ils sont définis
25 dans les revendications ci-après.

REVENDECATIONS

1. Moteur à combustion interne (13) comportant au moins un cylindre (18) dans lequel est monté un piston respectif (15) pour y effectuer un mouvement de va-et-vient, une fermeture de culasse respective (17) montée sur le cylindre (18) et fermant l'extrémité de ce dernier pour définir une chambre de combustion respective avec le piston (15), un collecteur d'admission (19) relié au cylindre (18) pour y acheminer au moins un gaz contenant de l'oxygène, un moyen destiné à mélanger le carburant entrant avec ce gaz contenant de l'oxygène, un moyen d'allumage destiné à enflammer le carburant dans le gaz contenant de l'oxygène afin d'engendrer de l'énergie, ainsi qu'une lumière d'échappement (21) destinée à décharger périodiquement les produits de combustion chauds sous haute pression hors du cylindre, cette lumière d'échappement étant située dans une paroi de délimitation respective de la chambre de combustion du cylindre (18); caractérisé par le perfectionnement comprenant:
- (a) au moins une tuyère respective (31) convenablement façonnée pour accélérer et acheminer les produits de combustion chauds sous haute pression du cylindre respectif (18) à une turbine (43), cette tuyère (31) comportant une extrémité d'entrée (33) et une extrémité de décharge (39), son extrémité d'entrée (33) étant contiguë à la paroi de délimitation (35) à la lumière d'échappement (21) en entourant cette dernière de manière étanche afin d'empêcher les produits de combustion chauds sous haute pression de s'échapper dans l'atmosphère;
- (b) une soupape (29) convenablement rythmée pour permettre, aux gaz d'échappement du cylindre, de s'écouler à travers la tuyère à peu près à la fin de la course de détente (motrice) du piston (15);
- et

(c) au moins une turbine (43) comportant des passages d'entrée (41) et de décharge respectifs, ainsi qu'un arbre de sortie (79) pour la distribution d'énergie, cette turbine étant disposée à proximité immédiate de la tuyère, tandis que son passage d'entrée (41) est relié de manière étanche à l'extrémité de décharge (39) de cette tuyère, de façon à empêcher les produits de combustion expansés à grande vitesse de s'échapper dans l'atmosphère et à les contraindre de passer à travers la turbine (43) pour qu'ils cèdent leur énergie à cette dernière et deviennent ainsi un gaz d'échappement à faible vitesse et à basse pression, le passage de décharge acheminant ce gaz d'échappement à basse pression hors de la turbine (43); de telle sorte que l'arbre de sortie (79) de la turbine (43) puisse distribuer l'énergie efficacement récupérée par cette dernière à partir des produits de combustion chauds à haute pression du cylindre (18).

2. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'on prévoit une seule turbine (43), tandis que ce moteur comporte plusieurs cylindres (18) et plusieurs tuyères profilées reliées à des lumières d'échappement respectives (21) des parois de délimitation (35) et à la turbine (43), de façon à assurer un écoulement plus constant des produits de combustion à travers cette turbine (43).

3. Moteur à combustion interne suivant la revendication 2, caractérisé en ce que l'unique turbine (43) est localisée entre les différents cylindres (18), chacun de ces derniers comportant sa paroi de délimitation (35) qui est contiguë à l'entrée (33) d'une tuyère profilée dont l'extrémité de décharge (39) est reliée au passage d'entrée (41) de la turbine.

4. Moteur à combustion interne suivant la

revendication 1, caractérisé en ce que la turbine (43) est une turbine à écoulement axial.

5 5. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la turbine est une turbine à écoulement radial (71).

10 6. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'on prévoit plusieurs cylindres respectifs (18) et plusieurs turbines à écoulement axial (43) ou à écoulement radial (71) reliés via des tuyères profilées respectives.

15 7. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la tuyère comprend une soupape à ouverture rapide (29) afin de permettre une décharge rapide des produits de combustion chauds à haute pression à travers la tuyère avec une perte de charge minimum due à l'étranglement avant qu'ils atteignent cette tuyère (31).

20 8. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la tuyère (31) et la soupape (29) comprennent une combinaison d'une tuyère, d'un étranglement et d'une soupape (51) qui définit des configurations de tuyère variables appropriées (31) pendant tout le processus d'ouverture séquentielle de la soupape (29) et qui permet d'éliminer
25 les pertes irréversibles dues à l'étranglement en avant de la tuyère (31), maximalisant ainsi la vitesse des gaz à la sortie de la tuyère et la récupération d'énergie par la turbine (43).

30 9. Moteur à combustion interne suivant la revendication 8, caractérisé en ce que la tuyère (31) et la soupape (29) sont formées en partie par un système combiné tuyère-étranglement-soupape (51) mis en action par une came (57) tournant en synchronisme avec le moteur (13).

35 10. Moteur à combustion interne suivant la

revendication 1, caractérisé en ce que la tuyère comprend un système combiné tuyère-fente-soupape (67) mis en action par un arbre (69) fonctionnant à une proportion de la vitesse de rotation du vilebrequin (25) du
5 moteur.

11. Moteur à combustion interne suivant la revendication 10, caractérisé en ce qu'il est un moteur à quatre temps (13), la lumière d'échappement (21) étant disposée dans la paroi latérale du cylindre (18),
10 de façon à décharger les produits de combustion chauds à haute pression lorsqu'elle est découverte par le piston (15) se déplaçant vers le bas, le système combiné tuyère-fente-soupape (67) étant utilisé uniquement pour bloquer l'écoulement lors des courses d'aspiration-
15 compression alternées du piston (15), tandis que l'arbre (69) tourne à un quart de la vitesse de rotation du vilebrequin (25).

12. Moteur à combustion interne suivant la revendication 11, caractérisé en ce que ce moteur (13)
20 comporte plusieurs cylindres (18) et pistons (15) ainsi que plusieurs turbines (43) reliées aux cylindres respectifs (18) au moyen de tuyères (31) qui sont contiguës aux turbines (43) et cylindres (18) respectifs.

13. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le cylindre (18)
25 comprend au moins deux soupapes d'échappement (29, 46), une de ces soupapes (29) s'ouvrant rapidement et de manière anticipée pour se décharger directement à travers la tuyère, tandis que l'autre soupape (46) s'ouvre ultérieurement pour décharger les gaz résiduels
30 à basse pression à mesure que le piston (15) se soulève.

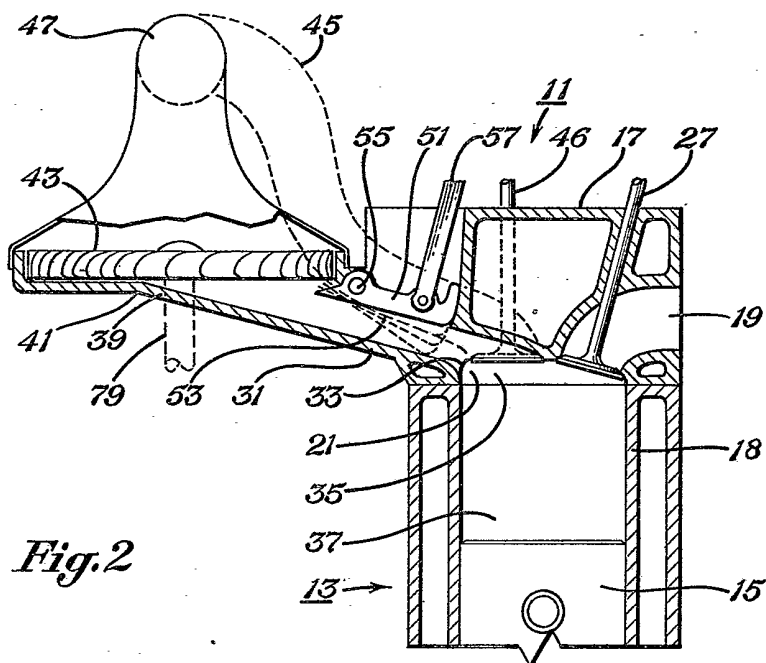
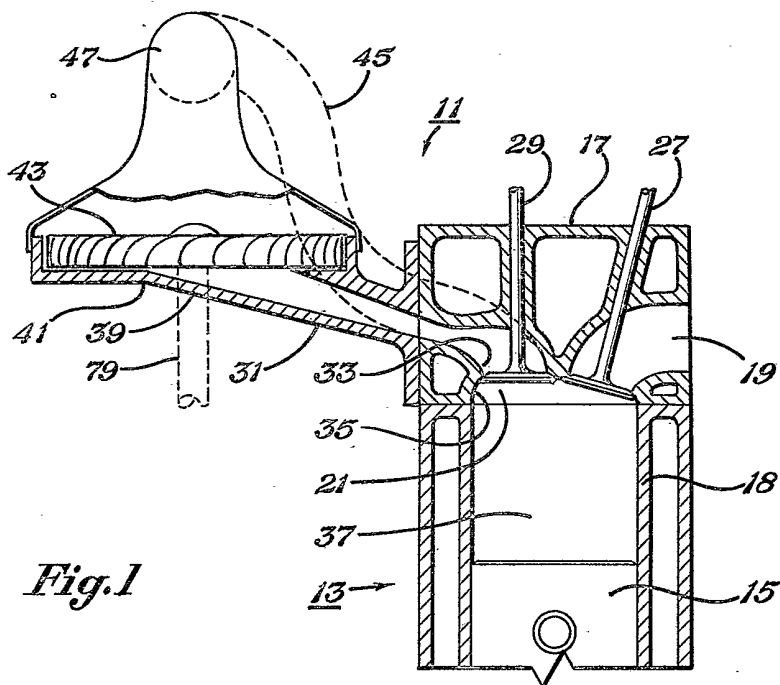
14. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'arbre de sortie (79) de la turbine (43) est solidarisé au vilebre-
35

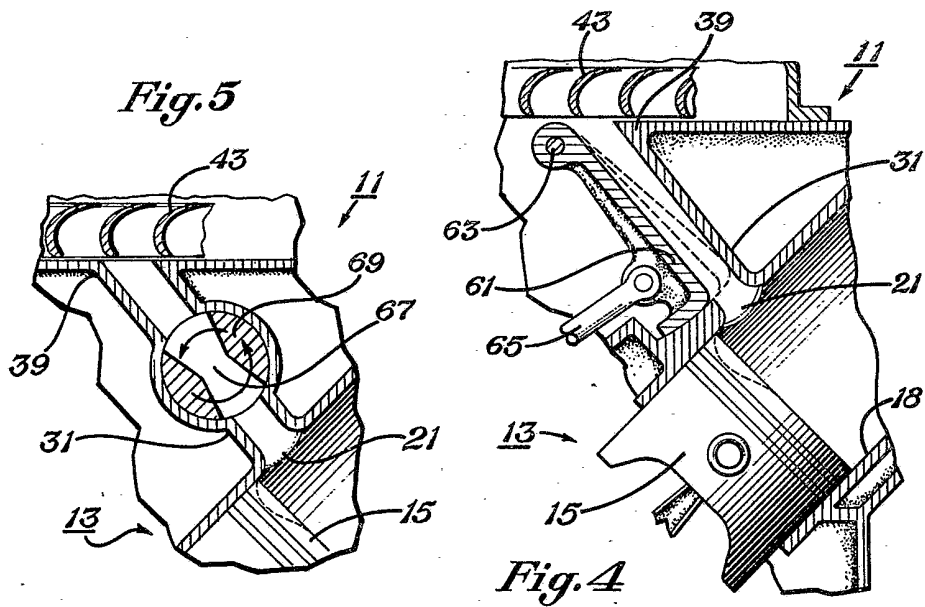
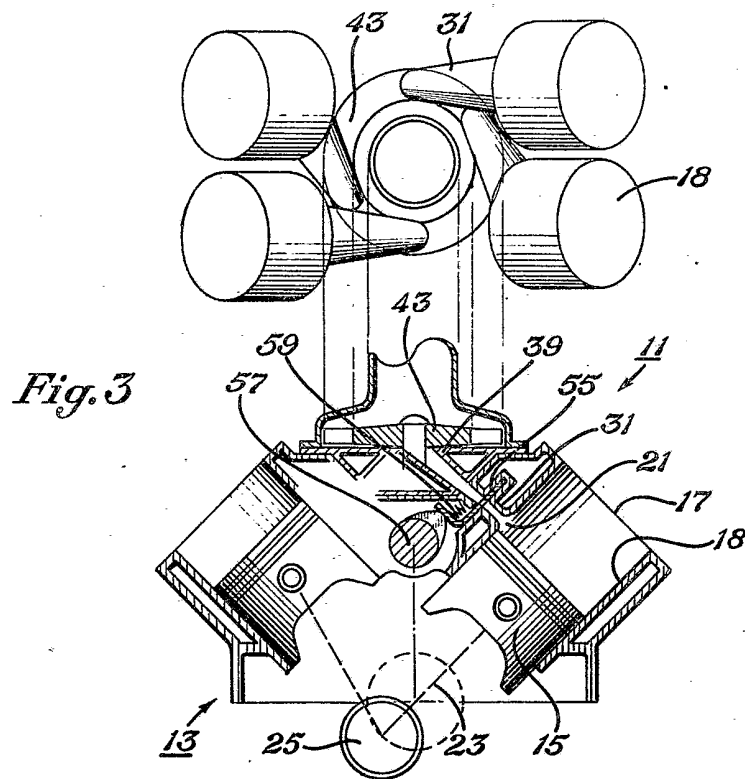
quin (25) du moteur en vue de la distribution d'énergie, par l'intermédiaire d'engrenages réducteurs de vitesse (77, 73), ainsi que d'un embrayage unidirectionnel (A) conçu pour transmettre un couple dans une
5 seule direction et d'un embrayage à couple limité (B), de telle sorte que le vilebrequin (25) du moteur n'engendre jamais une énergie suffisante pour faire tourner l'arbre de sortie (79) de la turbine (43), tout en assurant le glissement nécessaire pour empêcher
10 que se créent des couples d'inertie excessifs.

15. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la tuyère (31) comprend une soupape à tiroir d'étranglement (55).

16. Moteur à combustion interne suivant la
15 revendication 15, caractérisé en ce que la tuyère (31) est reliée à une lumière (21) pratiquée dans la paroi latérale du cylindre (18).

17. Moteur à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'il est un moteur
20 à deux temps (13); la lumière d'échappement (21) est une lumière latérale; la soupape comprend un moyen permettant de déplacer le piston (15) pour qu'il découvre cette lumière d'échappement (21), tandis que la tuyère (31) est contiguë à cette lumière d'échappement
25 latérale (21) et à la turbine (43).





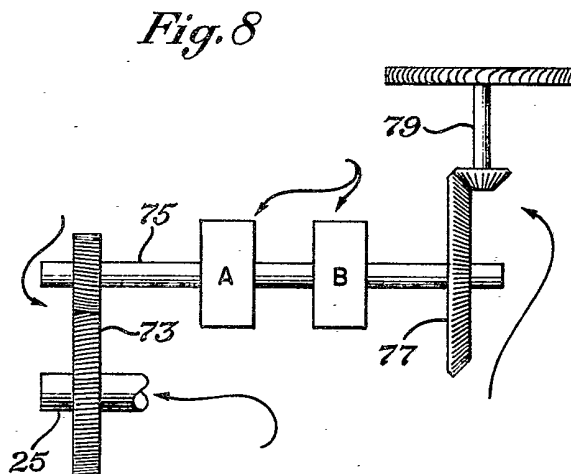
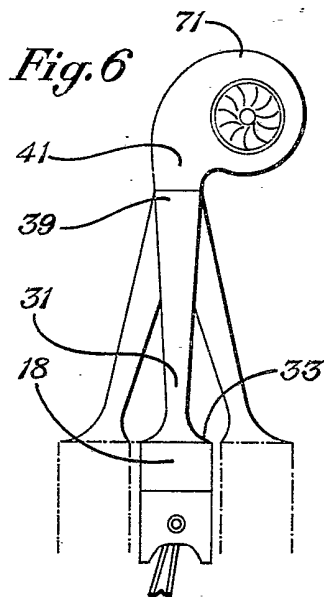


Fig. 7

