

CHAPITRE 10

Cycles moteurs à gaz

— *ou* —

Les mugissements de la machine à air

Chapitre 10 – Cycles moteurs à gaz

10.1 Pourquoi utiliser un moteur à gaz ?	303
10.2 Critères d'évaluation des moteurs à gaz	304
10.2.1 Le rendement thermique	304
10.2.2 La marge de travail	304
10.2.3 Poussée et puissance spécifiques	306
10.2.4 Autres critères d'évaluation	306
10.3 Moteurs alternatifs	308
10.3.1 Intérêt des moteurs à pistons	308
10.3.2 Le cycle d'Otto	308
10.3.3 Le cycle de Diesel	310
10.3.4 Mise en pratique des cycles	311
10.3.5 Nombre de cylindres et turbocompression	312
10.4 Composants des turbomachines	314
10.4.1 Compresseur	314
10.4.2 Chambre de combustion	316
10.4.3 Turbine	317
10.4.4 Tuyère	319
10.5 Les configurations des turbomachines	322
10.5.1 Intérêt des turbomachines	322
10.5.2 Le cœur du moteur, ou le « générateur à gaz »	322
10.5.3 Turboréacteur	323
10.5.4 Turbopropulseur et turbomoteur	324
10.5.5 Turbofan	326
10.5.6 Turbine libre et turbines multiples	327
10.6 Modification des cycles des turbomachines	329
10.6.1 Refroidissement intermédiaire et réchauffe	329
10.6.2 Postcombustion	331
10.6.3 Refroidissement de la turbine	332
10.7 Un peu d'histoire : le Napier Nomad	335
10.8 Exercices	337

Le chapitre 10 en bref

Les moteurs à gaz sont plus compacts et légers que les moteurs à vapeur. De nombreux compromis thermodynamiques sont apportés pour alléger et s'adapter aux limites de vitesse et de température des composants des moteurs.

Introduction

Nous abordons pour ce dernier chapitre les moteurs utilisés dans l'aéronautique, le naval et l'automobile. Ce chapitre 10 (*cycles moteurs à gaz*) a pour objectif de répondre aux deux mêmes questions que son prédécesseur avec les liquides/vapeurs :

- Pourquoi et comment utilise-t-on les moteurs à air aujourd'hui ?
- Pour quelles raisons s'éloigne-t-on des cycles idéaux et comment quantifie-t-on ces compromis ?

10.1 Pourquoi utiliser un moteur à gaz ?

L'utilisation de l'air comme fluide moteur, plutôt que la vapeur, apporte plusieurs avantages.

- D'une part, il est possible de se dispenser entièrement des condenseurs et refroidisseurs. La phase de refroidissement (§7.2.1) a lieu directement dans l'atmosphère, qui accueille aisément tous les gaz chauds que l'on rejette, et qui sert de réservoir dans lequel puiser de l'air frais pour réalimenter le moteur. À puissance égale, la masse, le volume et souvent le coût des moteurs à gaz sont donc très fortement réduits par rapport à leurs homologues à vapeur. Ceci est particulièrement intéressant lorsque le moteur doit participer à la portée de son propre poids.
- D'autre part, l'apport de chaleur se fait sans perte. En effet, il est possible d'effectuer une combustion *directement à l'intérieur* du fluide de travail – c'est ce que l'on nomme la *la combustion interne*.

Alors que les installations à vapeur laissent s'échapper de grandes quantités de chaleur au-dessus de la chaudière (§9.3.3), les moteurs à air perdent très peu de chaleur dans les phases de combustion.

Le principal défaut des moteurs à gaz est que la combustion interne impose une qualité de carburant élevée. Les résidus de combustion devant circuler à l'intérieur même de la partie thermodynamique de la machine, nous ne pouvons utiliser des sources de chaleur intéressantes ou économiques telles que la combustion des déchets, du bois, ou même du charbon.

Au final, la légèreté relative des moteurs à air par rapport à leurs homologues à vapeur fait qu'ils sont systématiquement utilisés lorsque la masse joue un rôle important, comme dans les transports aériens ou routiers.

10.2 Critères d'évaluation des moteurs à gaz

10.2.1 Le rendement thermique

Il va désormais de soi que nous cherchons toujours à obtenir une grande *efficacité thermique* $\eta_{\text{moteur}} \equiv \left| \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} \right| (6/4)$ en gardant à l'esprit qu'elle ne peut excéder son maximum théorique $\eta_{\text{moteur Carnot}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} (7/6)$.

Comme nous l'avons déjà suggéré en §9.2, le rendement thermique ne doit toutefois pas être maximisé au détriment d'autres paramètres importants, dont nous présentons plus bas les plus notables pour les moteurs à gaz.

10.2.2 La marge de travail

Dans un moteur en fonctionnement, l'irréversibilité des compressions et détentes n'est pas indépendante de la vitesse. Lorsqu'ils fonctionnent hors de leur plage de fonctionnement optimale, les moteurs voient ainsi leur puissance spécifique diminuer. Les irréversibilités peuvent même réduire le rendement à zéro, le moteur tournant alors sans produire de travail utile (exactement comme un moteur automobile débrayé). La *marge de travail* est un concept qui permet d'évaluer la robustesse d'un cycle à l'augmentation de ces irréversibilités.

Pour aborder ce concept, étudions premièrement le cas d'un moteur dont la compression et la détente sont réversibles. Les transferts énergétiques du cycle sont décrits en figure 10.1. Si au lieu d'être idéale, la turbine de ce premier moteur se voyait soudainement affublée d'un rendement isentropique de 95 %, elle ne fournirait plus que 95 W. La puissance effective du moteur passerait alors de 10 à 5 W – une réduction de 50 %.

Comparons maintenant ce cas avec un moteur de même rendement, même puissance, mais dont le cycle est différent, comme montré en figure 10.2. Dans

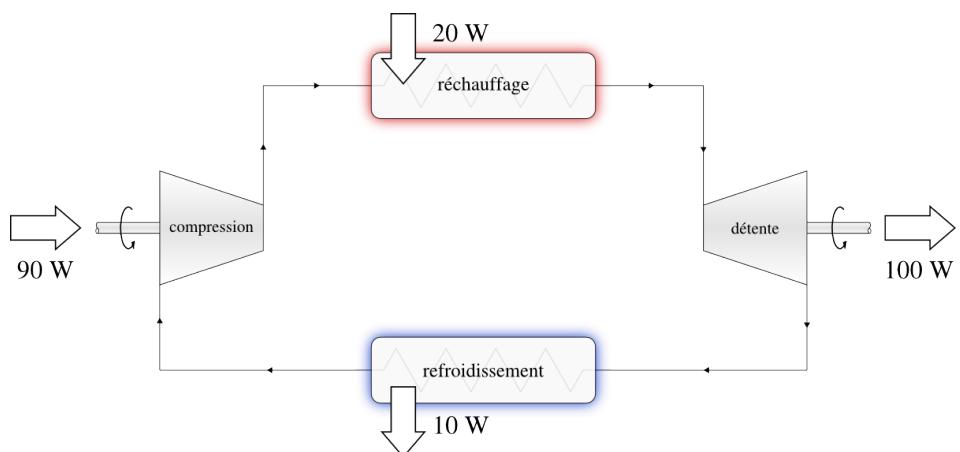


FIGURE 10.1 – Le cycle d'un moteur (hypothétique) à faible marge de travail. La puissance développée est de $\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{compression}} + \dot{W}_{\text{détente}} = +90 + (-100) = -10 \text{ W}$, et le rendement $\eta_{\text{moteur}} = -\frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = -\frac{-10}{20} = 50 \%$.

schéma CC-0 o.c.

ce moteur, si l'efficacité isentropique de la turbine passait de 100 % à 95 %, la puissance nette passerait de 10 à 9 W – une baisse de 10 % seulement.

On peut ainsi voir que plus la part de la turbine dans la puissance nette développée est grande, moins l'efficacité du cycle est affectée par les irréversibilités. Nous généralisons et formalisons cela avec le concept de *marge de travail* M_w (en anglais : *work ratio*), défini comme le rapport entre la puissance nette et la puissance brute d'un moteur :

$$M_w \equiv \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{W}_{\text{brut}}} = \frac{\dot{W}_{\text{détentes}} + \dot{W}_{\text{compressions}}}{\dot{W}_{\text{détentes}}} \quad (10/1)$$

où M_w est la marge de travail (sans unité) ;
 $\dot{W}_{\text{détentes}}$ est la puissance dégagée pendant les détentes ;
et $\dot{W}_{\text{compressions}}$ la puissance consommée lors des compressions.

Une machine dont la marge de travail est grande perd moins de son efficacité lorsqu'elle fonctionne hors de sa plage de régime optimale : elle est donc plus souple d'utilisation. La marge de travail est l'un des indicateurs de la réactivité d'un moteur, c'est-à-dire de sa capacité à changer de puissance et de régime rapidement. On peut établir un parallèle avec la notion de *marge bénéficiaire nette* en économie : toutes choses égales par ailleurs, il est plus intéressant de commercialiser à 3 € des objets achetés 2 € pièce, qu'à 101 € des objets achetés 100 € pièce, notamment parce que le bénéfice de 1 € est alors moins sensible à une variation de prix ou de coût imposée par le marché.

Le moteur de Carnot est l'exemple-type d'un cycle thermodynamique à haut rendement mais dont la marge de travail est très faible. En traçant le cycle sur un diagramme pression-volume (figure 7.10 p.211) cette faiblesse ressort bien : les courbes lors des phases de compression et détente sont très proches l'une de l'autre. Rankine, lorsqu'il modifie ce cycle (§9.4.2), augmente considérablement la marge de travail.

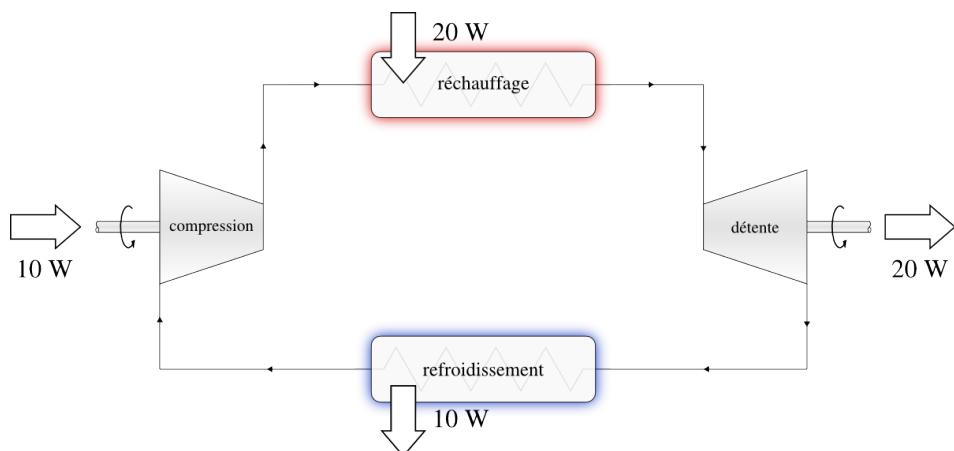


FIGURE 10.2 – Le cycle d'un second moteur (hypothétique), à forte marge de travail. La puissance développée $\dot{W}_{\text{net}} = +10 + (-20) = -10 \text{ W}$, et le rendement $\eta_{\text{moteur}} = -\frac{-10}{20} = 50\%$ sont identiques à celles du moteur décrit en figure 10.1.

schéma CC-0 o.c.

D'une façon générale, une grande efficacité thermique requiert un grand taux de compression (afin d'obtenir une haute température avant que le transfert de chaleur ne soit initié). Une grande marge de travail requiert un faible travail de compression (afin de minimiser la sensibilité du moteur aux irréversibilités). Ces deux objectifs sont donc souvent contradictoires et il reviendra à l'ingénieur/e thermodynamicien/ne de trouver le meilleur compromis.

10.2.3 Poussée et puissance spécifiques

Nous utilisons les concepts de *poussée spécifique* $\frac{P}{m}$ et *puissance spécifique* w_{net} , c'est-à-dire la poussée et la puissance du moteur divisées par le débit d'air qui le traverse, pour comparer sommairement les cycles moteurs entre eux. Il est souvent désirable d'augmenter ces paramètres dans les applications où un grand rapport puissance/poids est recherché.

Ainsi par exemple, sur un moteur aéronautique, une augmentation du rendement n'est pas toujours justifiée si elle provoque une augmentation du poids ou de l'encombrement. Un aéronef plus lourd doit fournir une plus grande portance, ce qui augmente la traînée... et donc la poussée, et la puissance nécessaire pour la générer.

10.2.4 Autres critères d'évaluation

De nombreux autres critères sont naturellement à prendre en compte dans la conception d'un moteur, dont l'exploration dépasse le cadre de notre étude. Nous notons rapidement, entre autres :

- le coût d'achat, qui est directement lié à la complexité et à la taille du moteur ;
- l'impact écologique ;
- la facilité de maintenance et la fiabilité ;
- la réactivité ;
- le niveau de vibration engendré.

La prise en compte de chacun ces facteurs peut justifier de limiter sciemment l'efficacité du moteur. Nous ferons ainsi le pari que lors de l'acquisition de son premier véhicule, l'étudiant/e attachera plus d'importance au coût d'achat qu'à la consommation de carburant – de même qu'il/elle n'optera pas pour une motorisation de compétition nécessitant une maintenance incessante.

À vrai dire, il y a bien peu à ajouter à ce qu'expliquait déjà notre émérite et favori théoricien en 1824 :

On ne doit pas se flatter de mettre jamais à profit, dans la pratique, toute la puissance motrice des combustibles. Les tentatives que l'on ferait pour approcher de ce résultat seraient même plus nuisibles qu'utiles, si elles faisaient négliger d'autres considérations importantes. L'économie du combustible n'est qu'une des conditions à remplir par les machines à feu ; dans beaucoup de circonstances,

elle n'est que secondaire, elle doit souvent céder le pas à la sûreté, à la solidité, à la durée de la machine, au peu de place qu'il faut lui faire occuper, au peu de frais de son établissement, etc. Savoir apprécier, dans chaque cas, à leur juste valeur, les considérations de convenance et d'économie qui peuvent se présenter, savoir discerner les plus importantes de celles qui sont seulement accessoires, les balancer toutes convenablement entre elles, afin de parvenir par les moyens les plus faciles au meilleur résultat, tel doit être le principal talent de l'homme [ou de la femme] appelé à diriger, à coordonner entre eux les travaux de ses semblables, à les faire concourir vers un but utile de quelque genre qu'il soit.

Sadi Carnot, 1824 [4]

10.3 Moteurs alternatifs

Les moteurs à mouvement alternatif (souvent dits « à pistons-cylindres ») admettent une quantité d'air finie et effectuent leur cycle thermodynamique sur cette masse. Le cycle peut être effectué de multiples fois en parallèle, et est répété plusieurs fois dans le temps pour fournir une puissance continue (un moteur automobile effectue usuellement une cinquantaine de cycles par seconde).

10.3.1 Intérêt des moteurs à pistons

D'un point de vue thermodynamique, le principal avantage de ces moteurs est que la manipulation d'une masse fixe d'air est beaucoup plus aisée que celle d'un flux continu. Il est possible, par exemple, d'effectuer une combustion à température constante (telle que le préconise Carnot) en faisant varier le volume pendant la combustion. La même opération en régime continu requerrait que la combustion s'effectue au sein d'une turbine (§4.4.4 p.108), ce que l'on ne sait pas encore faire à échelle industrielle.

Un second avantage des moteurs à pistons est que la température maximale du cycle n'y est atteinte que sporadiquement (périodiquement, mais toujours brièvement). Il est ainsi possible, lors de la combustion, de faire atteindre au gaz des températures qui dépassent les limites métallurgiques du moteur, avec les avantages pour le rendement que nous avons abordés au chapitre 7 (*le second principe*).

Le poids et la complexité de leurs mécanismes (bielles, vilebrequin, soupapes, circuits divers), en revanche, défavorisent les moteurs à pistons lorsque de très grandes puissances et vitesses de rotation sont requises.

10.3.2 Le cycle d'Otto

On doit à l'ingénieur allemand [Nikolaus Otto](#), en 1864, la mise au point du moteur que l'on connaît aujourd'hui sous le nom de « *moteur à essence* ». Le cycle de principe de ce moteur, appelé *cyle d'Otto*, est constitué de deux phases isentropiques encadrées par deux phases isochores ; il est décrit en figure 10.3.

Le cycle d'Otto est conçu pour permettre une mise en œuvre simple de la phase d'apport de chaleur. Le carburant est mélangé à l'air avant son insertion dans le moteur, et une combustion très rapide est provoquée avec une étincelle lorsque le volume dans le cylindre est minimal : c'est ce que l'on nomme l'*allumage commandé*. Otto destine son moteur à des applications statiques, mais sa simplicité relative et sa réactivité assureront son succès dans les transports (notamment avec son fils [Gustav Otto](#), avionneur dont l'entreprise donnera naissance à [BMW](#)).

Le rendement du cycle d'Otto théorique est calculable sans grande difficulté. L'apport de chaleur $q_{\text{combustion}} = c_v(T_C - T_B)$ et le rejet de chaleur $q_{\text{refroidissement}} =$

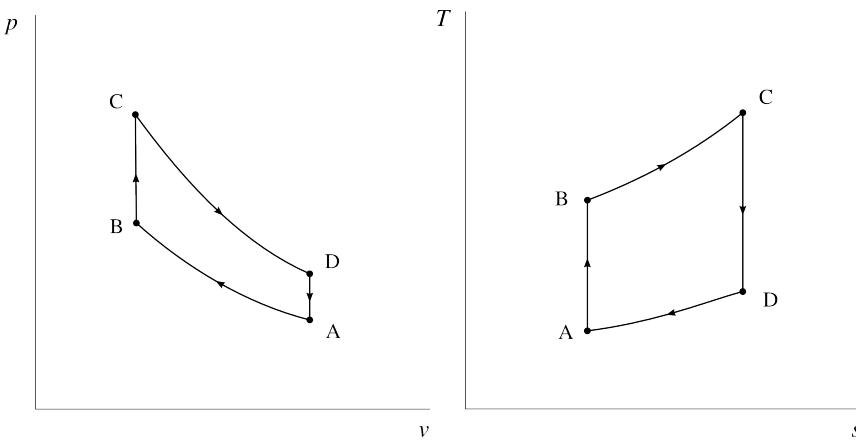


FIGURE 10.3 – Cycle théorique d’Otto représenté sur des diagrammes pression-volume et température-entropie. Ces graphiques représentent le trajet idéal, sans irréversibilité de compression ou détente.

diagrammes CC-0 o.c.

$c_v(T_A - T_D)$ sont tous deux effectués à volume constant¹ (4/22). Ainsi, puisqu’en théorie aucun transfert de chaleur n’a lieu dans les phases de compression et détente, et si l’on considère que les propriétés (c_v) du gaz ne changent pas pendant la combustion, le rendement η_{Otto} du cycle théorique est simplement :

$$\eta_{\text{Otto}} = \left| \frac{-q_{\text{combustion}} - q_{\text{refroidissement}}}{q_{\text{combustion}}} \right| = 1 + \frac{q_{\text{refroidissement}}}{q_{\text{combustion}}} = 1 + \left(\frac{T_A - T_D}{T_C - T_B} \right) \quad (10/2)$$

En définissant le *taux de compression* ϵ comme :

$$\epsilon \equiv \frac{v_A}{v_B} \quad (10/3)$$

il est possible de montrer que l’équation 10/2 peut être reformulée pour exprimer le rendement selon :

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \quad (10/4)$$

On constate ainsi que le rendement du moteur d’Otto dépend uniquement du taux de compression – et non de la quantité de chaleur apportée pendant la combustion². Cette équation n’est valide qu’en négligeant le changement des propriétés de l’air pendant la combustion, ainsi que les irréversibilités lors de la compression et de la détente. Il ne faut donc l’utiliser qu’avec la plus grande prudence ; toutefois la tendance qu’elle décrit reste valide, et les motoristes cherchent continuellement à augmenter le taux de compression de leurs moteurs pour en augmenter l’efficacité. Une limite immédiate à ce taux est la température

1. Le refroidissement, en pratique, est effectué hors du moteur (à la sortie du pot d’échappement). D’un point de vue thermodynamique, l’air poursuit son cycle dans l’atmosphère avant de pénétrer à nouveau dans le moteur (§6.2.1).

2. L’étudiant/e n’aura pas tort de se surprendre de ce résultat – la température maximale du cycle n’a pas d’influence sur le rendement ! Dans ce cycle, l’augmentation de la température moyenne d’apport de chaleur est exactement compensée par l’augmentation de la température moyenne de refroidissement.

à laquelle le mélange air-carburant s'enflamme spontanément, provoquant une combustion prématuée.

10.3.3 Le cycle de Diesel

« [Nous souhaitons] produire la température la plus haute du cycle (la température de combustion) non pas par et pendant la combustion, mais avant et indépendamment d'elle, entièrement par la compression d'air ordinaire. [...] Le combustible, ainsi, ne doit pas être précédemment mélangé à l'air, mais ce dernier doit être comprimé séparément, sinon, bien avant que la compression requise ne soit atteinte, l'allumage se produirait, et le cycle serait interrompu. »

Rudolf Diesel, 1893 [23, 24]

Fruit du travail patient et soigneux de son inventeur, l'ingénieur allemand Rudolf Diesel (§7.6), le *moteur Diesel* propulse aujourd'hui l'écrasante majorité des transports commerciaux sur route et sur mer.

D'un point de vue strictement thermodynamique, le cycle de Diesel théorique ne diffère de celui d'Otto que par son mode de combustion : l'apport de chaleur se fait à pression constante et non à volume constant, comme montré en figure 10.4.

Comme l'apport de chaleur $q_{\text{combustion}} = c_p(T_C - T_B)$ (4/17) est fait conjointement à une production de travail, il n'existe pas d'expression simple pour le rendement η_{Diesel} , qui ne dépend plus uniquement du taux de compression. Il faudra le calculer en étudiant le cycle étape par étape. On s'apercevra alors que toutes choses étant égales par ailleurs (même taux de compression et même température maximale), le cycle de Diesel a un rendement plus faible que celui d'Otto.

Pour comprendre, alors, l'intérêt de ce cycle et la différence véritable entre un moteur Diesel et un moteur essence, il faut un peu de contexte historique. Rudolf Diesel conçoit en 1892 un moteur « rationnel » pour mettre en pratique le cycle de Carnot. Il recherche donc deux caractéristiques :

- un fort taux de compression, pour augmenter la température de l'air avant la combustion ;
- une combustion à température constante.

Pour obtenir cela, Diesel doit attendre la fin de la compression pour injecter le carburant, afin d'éviter un allumage prématué. L'apport de chaleur isotherme demande quant à lui une combustion progressive. Ainsi, le moteur Diesel original est par nature doté d'une *injection directe* de carburant, indépendante de

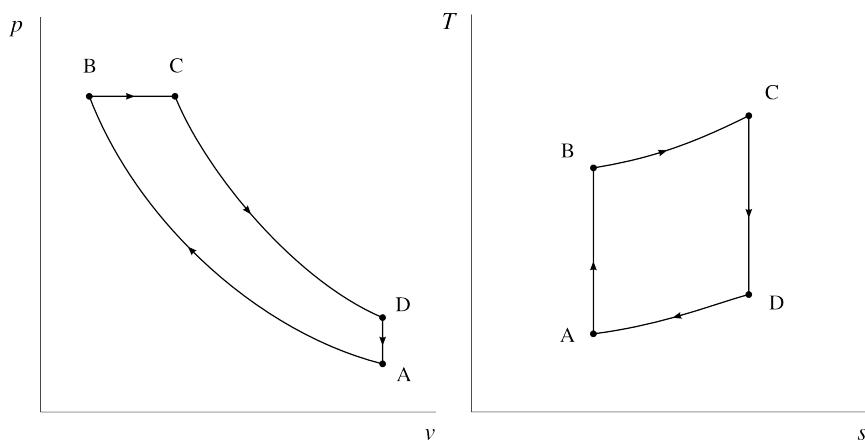


FIGURE 10.4 – Cycle théorique de Diesel représenté sur des diagrammes pression-volume et température-entropie. Ces graphiques représentent le trajet idéal, sans irréversibilité de compression ou détente.

diagrammes CC-0 o.c.

l'admission d'air. Le cycle de Diesel est donc intéressant car il *permet* un taux de compression et une qualité de combustion supérieurs à ceux du cycle d’Otto.

Le moteur de Diesel ne cessera d'évoluer depuis l'impraticable concept décrit dans la *Théorie et construction d'un moteur rationnel à chaleur destiné à remplacer les machines à vapeur et moteurs à combustion connus à ce jour* de 1893 [23, 24] (400 bar et combustion isotherme de poudre de charbon) jusqu'aux premiers modèles de série qu'il développe chez le motoriste MAN (40 bar et combustion isobare de pétrole). Tout comme Otto, Diesel s'intéresse d'abord aux moteurs stationnaires (ses premiers prototypes sont monocylindres et dépassent trois mètres de haut) mais ce sont les applications aux transports commerciaux, où l'absence de bougie et son excellent rendement lui donnent l'avantage sur les moteurs à allumage commandé, qui feront sa notoriété.

10.3.4 Mise en pratique des cycles

Les deux cycles décrits plus haut ne sont que des cycles idéaux – ils servent d'étalons conceptuels pour comparer les moteurs réels entre eux. Leur transposition à un moteur réel nécessite de prendre en compte de nombreux facteurs, parmi lesquels :

- La nécessité de vidanger l'air et les produits de combustion à l'intérieur du cylindre après le cycle, et l'impossibilité de le faire complètement ;
- Le fait que le volume occupable par le gaz soit lié à la rotation de l'arbre du moteur, et donc qu'il n'est pas possible de le contrôler indépendamment du régime de fonctionnement du moteur ;
- Les irréversibilités lors des compressions et détentes causées par les mouvements rapides des pistons ;
- Les transferts de chaleur vers et depuis les cylindres pendant le cycle ;
- Les fuites des gaz dans les interstices entre pistons et cylindres.

La prise en compte de ces facteurs, ainsi que la poursuite d'objectifs liés au confort d'utilisation et à la maîtrise de la pollution atmosphérique, font que le cycle obtenu à l'intérieur d'un cylindre de moteur en pratique pourra par exemple ressembler à celui représenté en figure 10.5. Dans le secteur automobile en particulier, l'adoption de l'injection directe et l'augmentation des taux de compression sur les moteurs essence pour diminuer leur consommation et leurs émissions a brouillé la distinction essence/Diesel – les moteurs essence sont désormais plus proches du concept de Rudolf Diesel que de celui de Nikolaus Otto.

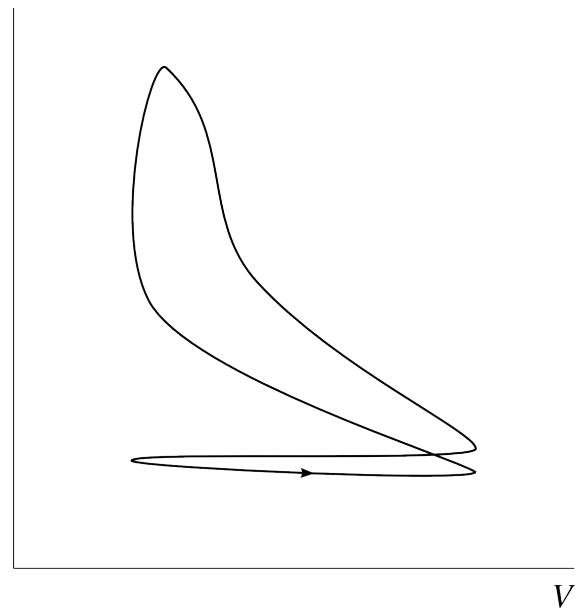


FIGURE 10.5 – Une représentation réaliste de l'évolution de la pression et du volume pendant un cycle dans un moteur essence en pratique.

diagramme CC-0 o.c.

10.3.5 Nombre de cylindres et turbocompression

Un défaut important des moteurs à mouvement alternatif est que l'irréversibilité des compressions et détentes augmente fortement avec la vitesse d'évolution des pistons dans les cylindres. L'approche traditionnelle pour contourner ce problème est de multiplier le nombre de cylindres fonctionnant simultanément dans le moteur (figure 10.6). De cette façon, on peut réduire le débattement parcouru par chaque piston pour un volume de cylindrée donné. Un avantage associé à cette approche est que le mouvement des pièces mécaniques est mieux équilibré (et le moteur plus mélodieux !).

Malheureusement, la complexité mécanique, l'encombrement et les coûts de fabrication et d'entretien des moteurs augmentent rapidement avec le nombre de cylindres ; ainsi dans les applications où ces facteurs priment (pour la majorité du



FIGURE 10.6 – À gauche, un *Curtiss-Wright R-3350 Duplex-Cyclone* (1950) de 3 500 ch à 18 cylindres disposés en deux étoiles successives. Quatre de ces moteurs équipaient le long-courrier *Lockheed Super Constellation*.

À droite, un *Honda RA121E* (1991) de 12 cylindres. Il équipait la Formule 1 *McLaren MP4/6*.

*photo du Duplex-Cyclone CC-BY-SA par Frank C. Müller
photo du V12 RA121E CC-BY-SA par l'utilisateur-rice Commons Morio*

secteur automobile, par exemple) on n'utilise généralement que quatre, voire trois ou même deux cylindres. Il est pourtant attendu de ces moteurs qu'ils puissent être efficaces sur une large plage de puissances.

Une solution couramment adoptée pour cela est celle de la *turbocompression*. Elle consiste à déléguer une partie du travail de compression et de détente à un petit appareil nommé *turbo*, qui apporte avec lui les avantages de compacité et de légèreté des turbomachines (figure 10.7). Le compresseur du turbo est alimenté par sa turbine, qui fonctionne avec les gaz d'échappement (nous étudions ce système plus bas en §10.5.2). La turbocompression permet de réduire la taille et la vitesse d'un moteur pour une puissance donnée.

Comme l'utilisation d'un turbo affecte négativement la réactivité d'un moteur, on peut permettre à l'air d'admission de le contourner pendant les variations de régime. De plus, les variations de température dans le turbo peuvent être compensées par refroidissement avant insertion dans les cylindres (nous étudions cette technique plus bas en §10.6.1). Ces procédés font des moteurs modernes des systèmes thermodynamiques complexes capables d'effectuer une large gamme de cycles très différents en fonction des conditions d'utilisation.

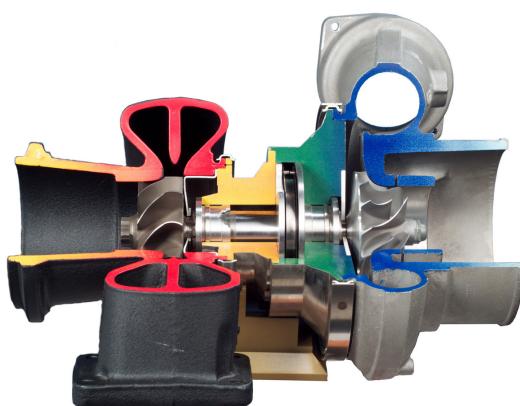


FIGURE 10.7 – Un turbo sectionné pour en montrer l'agencement intérieur. L'air atmosphérique entre par la droite et est comprimé en étant projeté vers l'extérieur par le compresseur centrifuge ; il est ensuite inséré dans le moteur. Les gaz d'échappement pénètrent par le centre gauche et ressortent vers la gauche après avoir fait tourner la turbine centripète, qui alimente le compresseur en travail via l'arbre central de rotation. Comme l'unique pièce mobile est très compacte (ici environ 20 cm), de très grandes vitesses de rotation peuvent être atteintes, usuellement au delà de 200 000 tours/min.

Photo domaine public NASA

10.4 Composants des turbomachines

Avant de nous plonger dans les cycles des moteurs à turbines, nous nous proposons de rappeler brièvement le fonctionnement de leurs principaux composants. Comme les turbomachines fonctionnent en régime continu, nous ferons à partir d'ici systématiquement appel aux notions du chapitre 3 (*les systèmes ouverts*).

10.4.1 Compresseur

« Afin de pouvoir donner à l'air une grande extension de volume, afin de produire par cette extension un grand changement de température, il serait nécessaire de le prendre d'abord sous une pression assez élevée [...] Cette opération exigerait un appareil particulier, appareil qui n'existe pas dans les machines à vapeur. Dans celles-ci, l'eau est à l'état liquide lorsqu'on la fait pénétrer dans la chaudière; elle n'exige, pour y être introduite, qu'une pompe foulante de petites dimensions. »

Sadi Carnot, 1824[4]

Les phases de compression et de détente dans les moteurs se font très souvent de façon adiabatique et toujours de façon irréversible. L'écoulement des fluides au sein du compresseur des moteurs modernes est difficile à modéliser³; ce qui en fait un composant lourd, volumineux et dont la géométrie est complexe (figures 10.8 et 10.9).

La plupart des compresseurs sont *axiaux*, c'est à dire que l'air les traverse parallèlement à l'axe de rotation, mais on utilise parfois des compresseurs *centrifuges*, qui projettent l'air radialement; quelque soit le procédé utilisé, les évolutions thermodynamiques de l'air restent identiques.

Tout comme nous l'avons fait pour la turbine (9/6), nous quantifions l'efficacité d'un compresseur en comparant sa puissance avec celle d'un compresseur idéal (un compresseur qui serait isentropique). Nous nommons ce paramètre l'*efficacité isentropique* du compresseur η_C :

$$\eta_C \equiv \frac{\dot{W}_{\text{compresseur isentropique}}}{\dot{W}_{\text{compresseur réel}}} \quad (10/5)$$

pour un compresseur ;

où $\dot{W}_{\text{compresseur réel}}$ est la puissance réelle consommée par le compresseur,



FIGURE 10.8 – Caisson de stators accueillant le rotor d'un compresseur axial d'un turboréacteur.

Photo CC-BY-SA Olivier Cleynen

3. On sait de la mécanique des fluides que le gradient de pression au sein d'un compresseur favorise la séparation de la *couche limite*. Ainsi, on utilise toujours un plus grand nombre d'étages dans un compresseur que dans une turbine de même puissance, où le gradient est favorable.

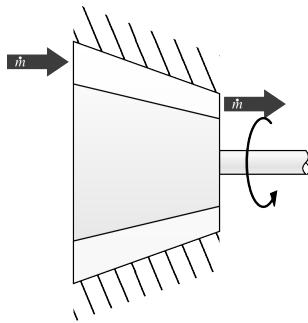


FIGURE 10.9 – Représentation schématique d'un compresseur à air.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen

et $\dot{W}_{\text{compresseur isentropique}}$ la puissance d'un compresseur isentropique qui fonctionnerait avec le même débit de masse et entre les deux mêmes pressions.

Comme celle d'une turbine, l'efficacité isentropique d'un compresseur est toujours inférieure à 1. Si cette efficacité est connue, nous pouvons comparer les propriétés réelles de l'air à l'entrée et à la sortie du compresseur avec celles que l'on mesurerait dans le cas idéal :

$$w_{\text{compresseur}} = c_p (T_{B \text{ réel}} - T_A) = \frac{1}{\eta_C} c_p (T_{B'} - T_A) \quad (10/6)$$

où $w_{\text{compresseur}}$ est la puissance spécifique du compresseur (J kg^{-1}),

$T_{B'}$ est la température idéale de sortie (compresseur isentropique) (K),

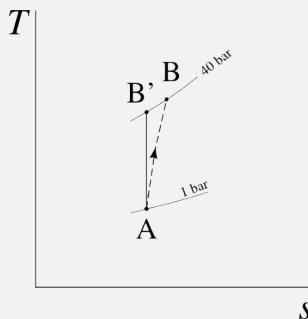
et $T_{B \text{ réel}}$ est la température réelle de sortie (K).

Exemple 10.1

Pour l'air, on mesure $c_p(\text{air}) = 1005 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, $c_v(\text{air}) = 718 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, $R_{\text{air}} = 287 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, et $\gamma_{\text{air}} = 1,4$.

Le compresseur d'un turboréacteur à soufflante a une efficacité isentropique de 85 % ; il admet 38 kg s^{-1} d'air à 1 bar et 5°C . La pression de sortie est de 40 bar. Quelle est la puissance consommée ?

L'évolution peut être représentée de façon qualitative sur un diagramme $T - s$ ainsi :



Nous commençons par calculer la puissance d'un compresseur idéal (isen-tropique) : la température de sortie serait alors (4/37) : $T_{B'} = T_A \left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (5 + 273,15) (40)^{\frac{0,4}{1,4}} = 798 \text{ K} = 524,9^\circ\text{C}$. Le compresseur idéal consommerait donc $w_{\text{compresseur isentropique}} = c_p(\text{air}) (T_{B'} - T_A) = 1005 (798 - 278,15) = +5,225 \cdot 10^5 \text{ J kg}^{-1} = +522,5 \text{ kJ kg}^{-1}$.

Avec l'équation 10/5 la puissance du compresseur vient naturellement :

$$\dot{W}_{\text{compresseur}} = \dot{m} \frac{1}{\eta_C} w_{\text{compresseur isentropique}} = 38 \times \frac{1}{0,85} \times 5,225 \cdot 10^5 = 2,336 \cdot 10^7 \text{ W} = 23,36 \text{ MW.}$$

☞ Attention : contrairement aux turbines, la puissance réelle est *supérieure* à la puissance théorique : on divise par l'efficacité dans le dernier calcul.

☞ L'équation 10/6 nous permettrait de calculer la température réelle de sortie : $T_B \text{ réel} = \frac{1}{\eta_C} c_p (T_{B'} - T_A) + T_A = \frac{1}{0,85} (798 - 278,15) + 278,15 = 889,7 \text{ K} = 616,6^\circ \text{C}$. Ici, les 92°C de différence avec le cas isentropique sont le résultat de la conversion de travail en chaleur par frottement dans le compresseur, une dépense inutile représentant $\dot{m} c_p (T_B - T_{B'}) = +3,5 \text{ MW}$.

En pratique, plusieurs prélèvements d'air peuvent être effectués au sein du compresseur, pour alimenter d'autres équipements et pour refroidir la turbine (10.6.3). Pendant les phases de transition de régime, on peut également soulager le compresseur d'une partie du débit de masse en laissant fuir de l'air au travers de soupapes de décharge.

10.4.2 Chambre de combustion

L'apport de chaleur des turbomachines se fait dans une ou plusieurs chambres de combustion (figures 10.10 et 10.11). L'air y est réchauffé à pression constante par combustion ; sa température et son volume spécifique augmentent fortement.

Aucun travail n'est apporté dans la chambre de combustion, et la pression y reste approximativement constante. Comme l'apport de chaleur se fait au sein du gaz

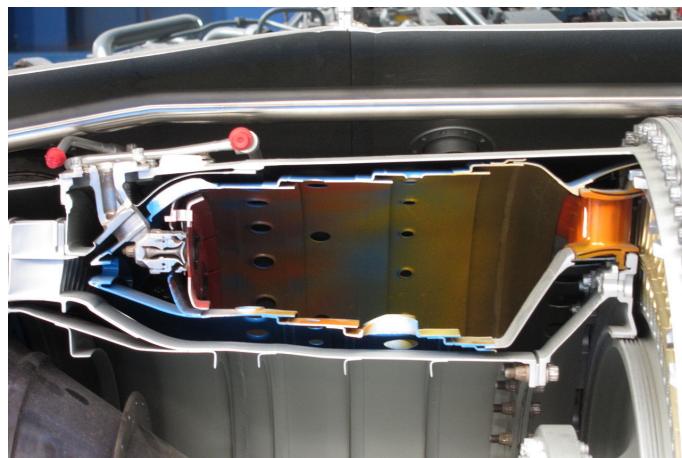


FIGURE 10.10 – Section d'une chambre de combustion annulaire dans laquelle l'écoulement se faisait de gauche à droite. La photo montre une découpe d'un Rolls-Royce Turbomeca Adour, petit turboréacteur conçu en 1968.

Photo CC-BY-SA Olivier Cleynen



FIGURE 10.11 – Représentation schématique d'une chambre de combustion.

schéma CC-0 o.c.

même, la température maximale du cycle n'est pas limitée par la transmission de chaleur à travers une paroi solide. La température maximale de l'air peut même dépasser celle de fonte des parois de la chambre, qui sont isolées avec plusieurs couches d'air comprimé. Cela permet un gain de température par rapport aux installations à vapeur qui avoisine usuellement 200 K.

La puissance délivrée dans la chambre de combustion se quantifie plutôt facilement avec une modification de l'équation 4/19 pour tenir compte du changement des propriétés de l'air pendant la combustion, qui fait augmenter la valeur de c_p de 10 % environ :

$$q_{\text{chambre}} = h_B - h_A = c_{p(\text{gaz})} T_B - c_{p(\text{air})} T_A \quad (10/7)$$

Les écoulements au sein de la chambre de combustion dépendent de façon corrélée de la chimie de combustion et de la distribution spatiale des vitesses et de la pression : leur modélisation est donc complexe. En pratique une légère perte de pression des gaz est obtenue entre les extrémités des chambres. L'influence sur la puissance du débit massique du carburant $\dot{m}_{\text{carburant}}$, toujours beaucoup plus faible que celui de l'air, peut être négligée sans danger.

10.4.3 Turbine

Le rôle de la turbine (figures 10.12 et 10.13) est d'alimenter le compresseur : elle doit donc extraire de l'air une puissance suffisante pour faire fonctionner ce dernier et compenser d'éventuelles pertes de transmission. En fonction de la configuration de la turbomachine, la turbine pourra ensuite extraire encore de l'énergie, pour alimenter d'autres composants, comme nous l'étudions en §10.5 plus bas.

Tout comme pour les liquides/vapeurs (9/6), nous mesurons la performance d'une turbine en quantifiant son *efficacité isentropique* η_T :

$$\eta_T \equiv \frac{\dot{W}_{\text{Turbine réelle}}}{\dot{W}_{\text{Turbine isentropique}}} \quad (9/6)$$

La puissance extraite par la turbine s'exprime donc aisément en fonction des températures réelle T_2 réel et idéale $T_{2'}$ à sa sortie :

$$w_{\text{turbine}} = c_{p(\text{gaz})}(T_{2 \text{ réel}} - T_1) = \eta_T c_{p(\text{gaz})} (T_{2'} - T_1) \quad (10/8)$$

Au fur et à mesure que le gaz circule d'amont en aval de la turbine, il est détendu et son volume spécifique augmente. La taille des pales (donc leur poids et leur coût) doit donc aussi augmenter, tandis que la puissance qu'il leur est possible d'extraire, elle, diminue. Il arrive ainsi souvent que l'on rejette de l'air encore comprimé à la sortie d'une turbomachine, faute de pouvoir en extraire encore de l'énergie de façon économique.



FIGURE 10.12 – Turbine d'un turbomoteur génératrice. La turbine photographiée, une *Siemens SGT5*, peut accepter un débit d'air et d'eau de 690 kg s^{-1} . Elle transmet une puissance à l'arbre d'environ 500 MW.

photo CC-BY-SA Siemens Pressebild

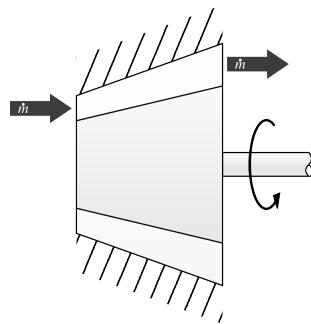


FIGURE 10.13 – Représentation schématique d'une turbine à gaz.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen

10.4.4 Tuyère

La *tuyère* est un simple conduit sans pièce mobile (figures 10.14 et 10.15). Elle permet au gaz de se détendre, et ainsi d'accélérer vers l'arrière du moteur. C'est cette augmentation de la vitesse du gaz (différence entre vitesse à l'entrée et à la sortie) qui est à l'origine de la poussée fournie par un moteur.

Il n'y a aucun apport de chaleur ou de travail dans la tuyère : si l'on néglige les frottements, l'énergie du gaz est conservée. La tuyère est le seul élément du moteur pour lequel la variation d'énergie cinétique doit être impérativement prise en compte.

Un rapide retour à l'équation 3/15 nous permet de quantifier la vitesse finale des gaz en fonction de la différence de pression disponible :

$$q_{A \rightarrow B} + w_{A \rightarrow B} = \Delta h + \Delta e_m \quad (3/15)$$

$$h_A + \frac{1}{2} C_A^2 = h_B + \frac{1}{2} C_B^2 \quad (10/9)$$

« Lorsqu'en effet deux fluides également comprimés s'échappent par deux petits orifices égaux, leurs vitesses sont en raison inverse de la racine carrée de leurs densités. »

Louis Joseph Gay-Lussac, 1807 [3]

Dans le cas d'une tuyère idéale, la détente est isentropique et nous pouvons relier les températures T_A et T_B tout comme au sein d'une turbine ou d'un compresseur, par les abominables relations 4/36 à 4/38. Ainsi, en connaissant les conditions d'entrée h_A et p_A , pour une pression de sortie p_B donnée (pression



FIGURE 10.14 – Les tuyères de deux *General Electric F404* équipant un avion de combat. La géométrie de la tuyère, d'importance capitale en mécanique des fluides, n'est pas abordée dans cet ouvrage.

photo CC-BY-SA par Peng Chen

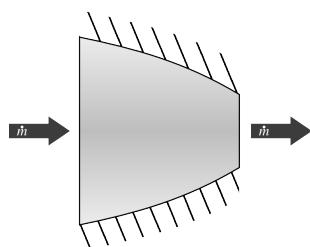


FIGURE 10.15 – Représentation schématique d'une tuyère.

schéma CC-0 o.c.

atmosphérique), nous pouvons quantifier la variation de vitesse du gaz :

$$C_B^2 - C_A^2 = -2 c_{p(\text{gaz})} (T_B - T_A) \quad (10/10)$$

Idéalement, la tuyère détend les gaz jusqu'à pression ambiante et convertit toute la variation d'enthalpie des gaz en énergie cinétique. En pratique, bien sûr, une partie de cette énergie est convertie en chaleur par frottement. L'efficacité des tuyères est mesurée de façon similaire à celle des compresseurs et turbines, et n'est pas étudiée dans ce document.

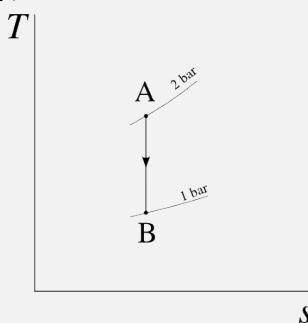
Exemple 10.2

Pour les gaz brûlés, on mesure $c_{p(\text{gaz})} = 1\,150 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, $c_{v(\text{gaz})} = 823 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, $R_{\text{gaz}} = 327 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, et $\gamma_{\text{gaz}} = 1,333$.

Une tuyère admet un débit d'air continu à 2 bar, 10 m s^{-1} et 400°C . À quelle vitesse peut-elle accélérer ces gaz en les rejetant à 1 bar, si on néglige les irréversibilités ?

Le cas permettant la plus grande vitesse d'éjection est le cas d'une détente isentropique, alors $T_B = T_A \left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (400 + 273,15) \left(\frac{1}{2} \right)^{\frac{0,333}{1,333}} = 566,1 \text{ K} = 293^\circ\text{C}$.

Une telle évolution peut être représentée de façon qualitative sur un diagramme $T - s$ ainsi :



Avec l'équation 10/10 la vitesse de sortie serait donc:

$$C_B = \left[-2 c_{p(\text{gaz})} (T_B - T_A) - C_A^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[-2 \times 1\,150 \times (293 - 400) + 10^2 \right]^{0,5} = 496,2 \text{ m s}^{-1} = 1\,786 \text{ km h}^{-1}$$

Dans la réalité, les gaz n'atteindraient jamais cette vitesse. En effet, une grande partie de la détente se fait *en dehors* de la tuyère, où elle est très turbulente et donc très irréversible.

Ce phénomène, malgré tout, n'a pas d'influence sur la poussée générée par la tuyère, car sa bouche de sortie est en réalité à pression supérieure à la pression atmosphérique. Le calcul de vitesse effectué ici reste ainsi un bon « indicateur » thermodynamique des phénomènes en jeu. Pour décrire rigoureusement l'écoulement dans une tuyère, il faudrait se référer à la mécanique des fluides (en particulier le domaine des écoulements compressibles) que nous ne souhaitons pas aborder ici.

Dans la plupart des cas, il est raisonnable de considérer que l'énergie cinétique des gaz à la sortie de la turbine (et donc à l'entrée de la tuyère) est négligeable. Les 10 m s^{-1} en A n'ont ici aucune influence pratique.

La conception des tuyères est bien plus complexe que ces quelques paragraphes ne laissent paraître, surtout lorsque les composants avoisinent la vitesse du son. L'étudiant/e aurait tort de n'y voir qu'un simple « tuyau thermodynamique » même si c'est l'usage que nous en faisons ici.

Notons pour finir que l'*entrée d'air* des moteurs aéronautiques joue souvent le rôle de diffuseur, c'est-à-dire l'inverse d'une tuyère – elle ralentit l'air pour augmenter sa pression. Sur les moteurs supersoniques, un taux de compression de 2 et une augmentation correspondante de température peuvent être atteints de cette manière avant même l'entrée dans le compresseur.

10.5 Les configurations des turbomachines

« La turbine à vapeur, sans apporter de réelle amélioration quant à la dépense de vapeur, est entrée dans l'industrie grâce à la simplicité de sa construction, et il en sera de même pour la turbine à gaz, qui est de construction plus simple que le moteur à gaz, pour peu qu'elle puisse seulement dépasser les moteurs à vapeur en efficacité. »

Aurel Stodola, 1904, [26, 27]

10.5.1 Intérêt des turbomachines

Les *turbomachines*, c'est-à-dire les machines transférant de l'énergie entre un fluide et un axe en rotation⁴, présentent deux grands avantages par rapport aux moteurs à pistons :

- Le rapport puissance-poids des turbomachines est environ trois fois supérieur, car le nombre de pièces mobiles est réduit, et leur mouvement très simple, ce qui permet de les alléger ;
- Dans le cas de la propulsion aéronautique, le fluide moteur peut être utilisé comme médium de propulsion lui-même. Il suffit de laisser l'air sortir de la turbine avec une pression résiduelle et de le laisser se détendre dans une tuyère. On obtient alors une poussée par réaction (égale au débit de masse multiplié par sa vitesse) : c'est le principe du turboréacteur.

Ainsi, ce type de machine est inégalable lorsque de grandes puissances sont requises avec contrainte d'espace ou de poids.

L'inconvénient majeur des turbomachines est que leur efficacité et réactivité chutent très rapidement à faible puissance. En effet, à charge partielle, le taux de compression et l'efficacité isentropique des turbines et compresseurs s'effondrent, pour des raisons qui relèvent de la mécanique des fluides. Les turbomachines sont donc exclusivement utilisées lorsque de hautes puissances sont requises de façon soutenue. Par exemple, le secteur automobile, où les variations de puissance sont nombreuses et doivent être actées instantanément, leur est – au grand dam des thermodynamicien/nes – inaccessible.

10.5.2 Le cœur du moteur, ou le « générateur à gaz »

Le cœur de tout moteur à turbine, souvent appelé *générateur à gaz*, ne comporte qu'un arbre et qu'une seule turbine (figure 10.16). Cette section de machine n'a pas d'utilité en elle-même, mais l'air à sa sortie, dont la pression est plus haute que la pression d'entrée, peut être utilisé dans une multitude d'applications.

Dans cette configuration la turbine extrait exactement assez de puissance pour alimenter le compresseur. À sa sortie, l'air est encore comprimé et peut être exploité d'une multitude de façons.

4. Les turbomachines sont souvent appelées « turbines à gaz », surtout en anglais où *gas turbine* dénote toute la machine et non seulement son composant.

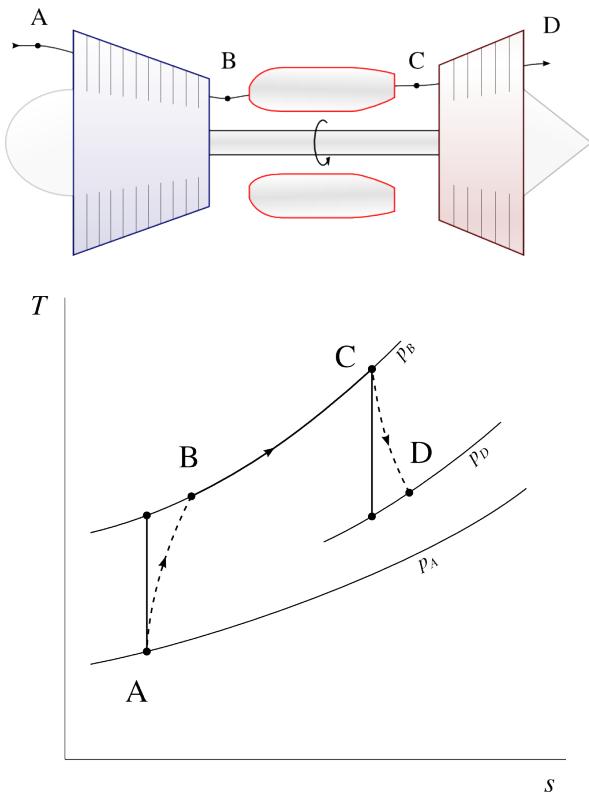


FIGURE 10.16 – Cœur de turbomachine, ou « générateur à gaz » (schéma de fonctionnement et diagramme température-entropie). Cette installation n'a pas d'intérêt en elle-même mais a de nombreuses applications dérivées. L'une d'elles est le *turbo*, pour lequel un moteur à pistons fait office de chambre de combustion, comme décrit en §10.3.5.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.

10.5.3 Turboréacteur

Le *turboréacteur* (figure 10.17) est la première application qui ait été faite du moteur décrit plus haut. À la sortie de la turbine, l'air est détendu dans une tuyère, ce qui l'accélère et fournit une poussée nette. C'est le fluide moteur lui-même qui est utilisé pour générer la poussée.

Les turboréacteurs sont extrêmement compacts et utilisés principalement sur les appareils militaires.

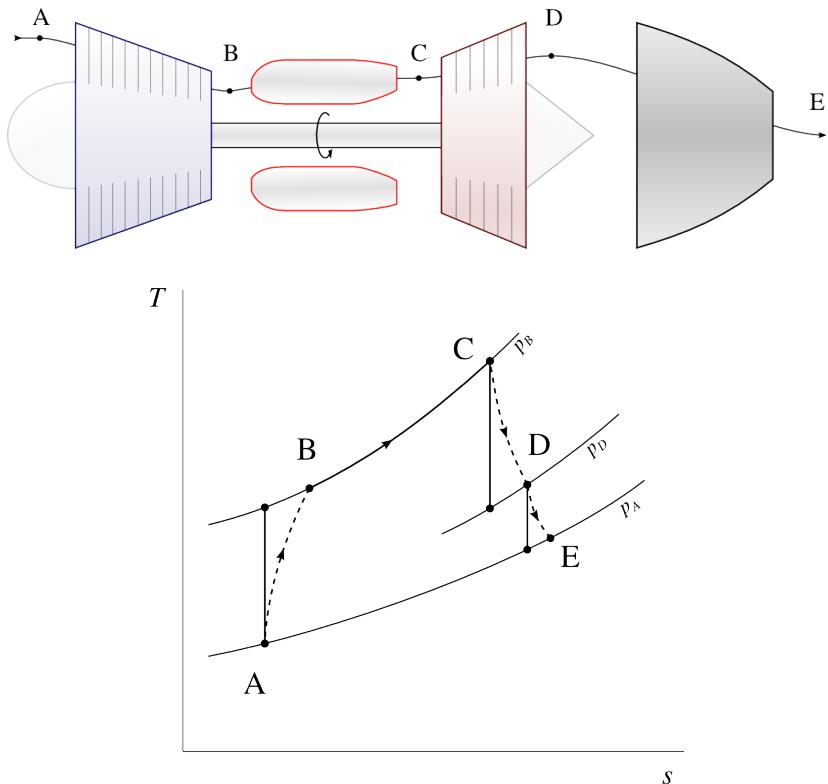


FIGURE 10.17 – Turboréacteur (schéma de principe et diagramme température-entropie). À la sortie de la turbine, l'air est encore pressurisé ; il est détendu dans une tuyère pour y être accéléré.

*schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.*

10.5.4 Turbopropulseur et turbomoteur

Plutôt que d'utiliser une tuyère comme dans un turboréacteur, il est possible de poursuivre la détente dans la turbine jusqu'à la pression atmosphérique. La puissance fournie par la turbine est alors *supérieure* à la puissance consommée par le compresseur.

L'arbre moteur fournit alors du travail, que l'on peut utiliser pour alimenter une hélice propulsive (cas d'un *turbopropulseur*) ou un élément externe comme une génératrice ou une pompe (cas d'un *turbomoteur*), comme montré en figure 10.18. Le cycle de ces machines est parfois appelé *cycles de Brayton*.

L'alimentation d'une hélice de turbopropulseur, ou de la soufflante d'un turbofan, présente des avantages considérables en efficacité de propulsion que l'étudiant/e pourra étudier lors d'un cours de propulsion aéronautique. Les désavantages associés sont bien sûr l'encombrement et le poids : le diamètre des hélices et soufflantes dépasse souvent trois mètres et elles imposent de grandes contraintes structurelles et mécaniques sur le moteur.

Les turbomoteurs, quant à eux, ont de multiples applications (hélicoptères, navires militaires, générateurs électriques d'appoint, centrales génératrices à gaz...). Ils sont le plus souvent déclinés dans les variantes détaillées plus bas.

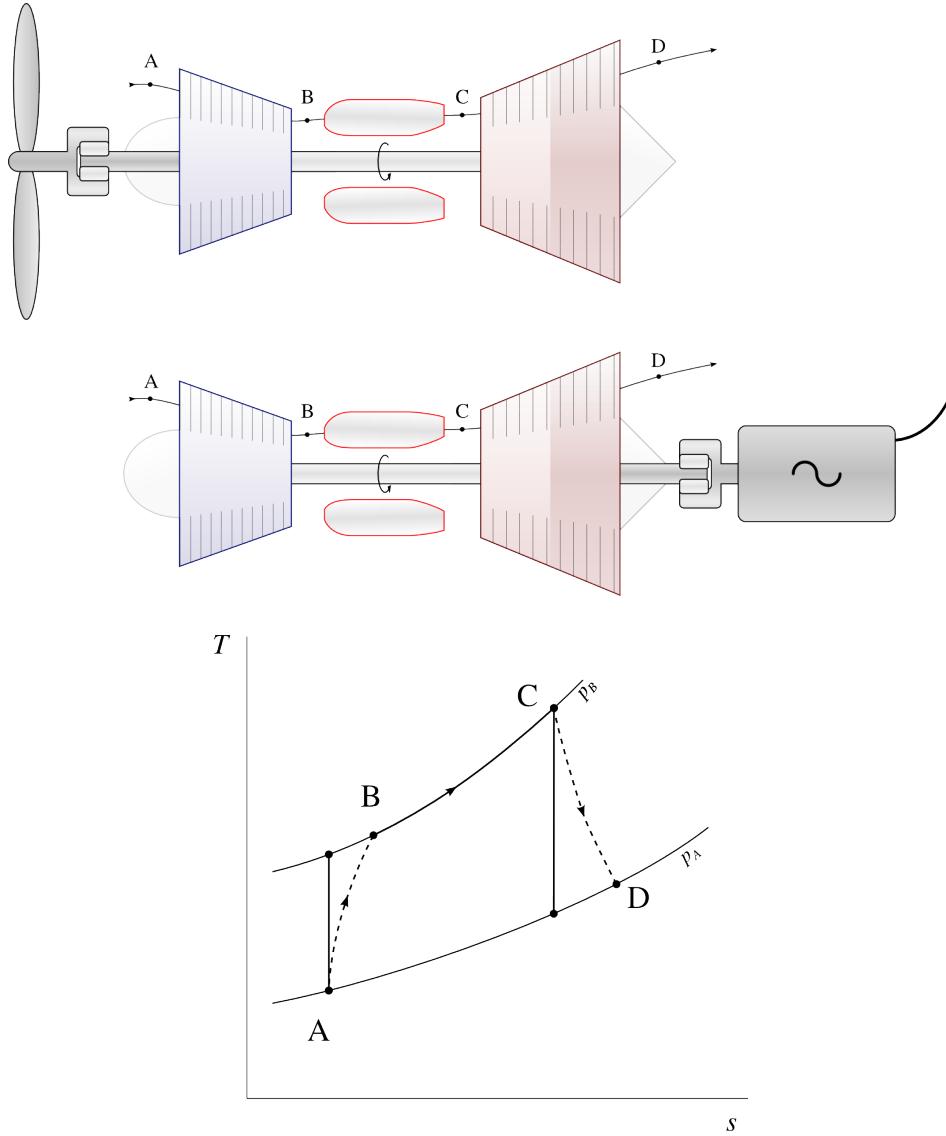


FIGURE 10.18 – Schémas de principe et diagramme température-entropie d'un turbopropulseur (haut) et d'un turbomoteur (bas). La puissance extraite de la turbine dépasse celle consommée par le compresseur et est utilisée pour alimenter l'hélice ou bien une génératrice.

schémas CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.

10.5.5 Turbofan

D'un point de vue thermodynamique, un *turbofan*⁵ (figure 10.19), est équivalent à un turbopropulseur caréné, c'est-à-dire autour duquel on aurait placé un fuselage (nommé carène).

Il y a deux flux d'air séparés au sein d'un turbofan :

- le flux central, dit parfois « flux chaud », est le flux du moteur proprement dit. Après combustion, il traverse une turbine dont la puissance excède largement celle du compresseur. Cet excès de puissance est transmis à la soufflante ;
- le flux externe, dit parfois « flux froid », est faiblement compressé par la soufflante et directement détendu dans la tuyère qui englobe le corps chaud du moteur. Il n'est jamais chauffé.

C'est cet air « froid » qui fournit la plus grande part de la poussée. On montre que plus le rapport air froid / air chaud, (nommé *taux de dilution*) est grand, plus le moteur est efficace. Le taux de dilution des moteurs modernes avoisine 10.

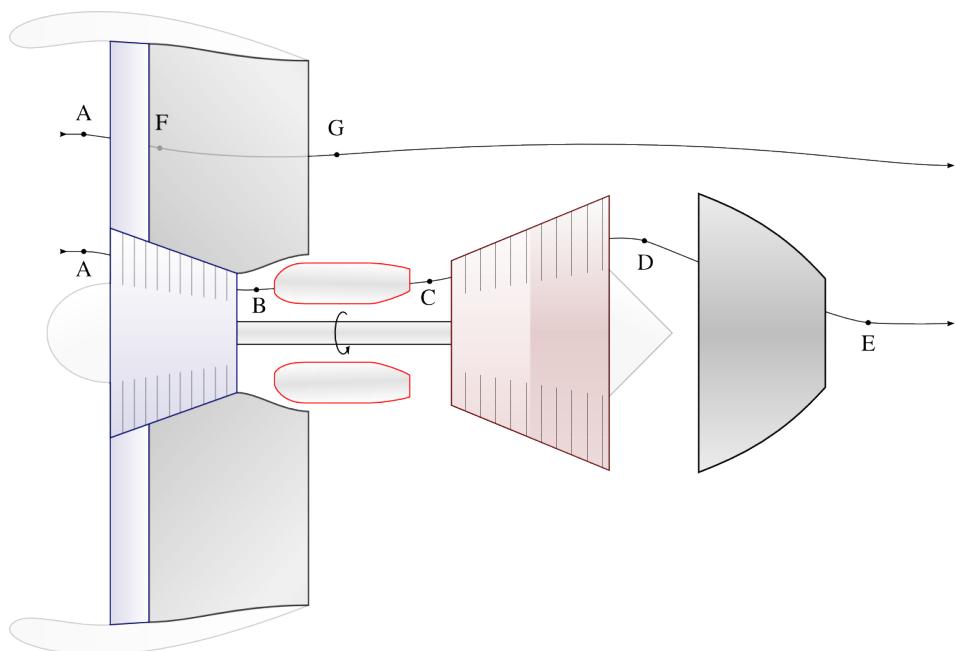


FIGURE 10.19 – Schéma de principe d'un turbofan. Le circuit central du moteur ($A \rightarrow E$) alimente mécaniquement la soufflante, qui permet au circuit externe ($A \rightarrow G$) de fournir la majorité de la poussée.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen

5. Un turbofan est parfois nommé *turboréacteur à soufflante* ou *à double flux*.

10.5.6 Turbine libre et turbines multiples

En fonction des applications, plusieurs agencements de turbines et compresseurs peuvent être utilisés.

Avec une configuration à *turbine libre*, la puissance mécanique fournie par le moteur est transmise par une turbine dédiée (figure 10.20). Cela permet de maintenir chacun des deux axes à des vitesses différentes.

La vitesse de l'axe turbine/compreseur n'étant pas contrainte par la charge imposée à l'axe libre, il peut évoluer à des vitesses plus proches de son point optimum et accélérer plus aisément. Cet avantage compense la plus grande complexité mécanique de la configuration dans les applications telles que la motorisation des hélicoptères, où des variations importantes de puissance sont fréquemment demandées.

Avec une configuration à *axes multiples*, on divise compresseur et turbine en deux parties chacun, formant ainsi deux systèmes co-axiaux incorporés l'un dans l'autre (figure 10.21).

C'est la turbine haute pression qui alimente le compresseur haute pression (axe à grande vitesse), et la turbine basse pression qui alimente le compresseur basse pression (axe à faible vitesse).

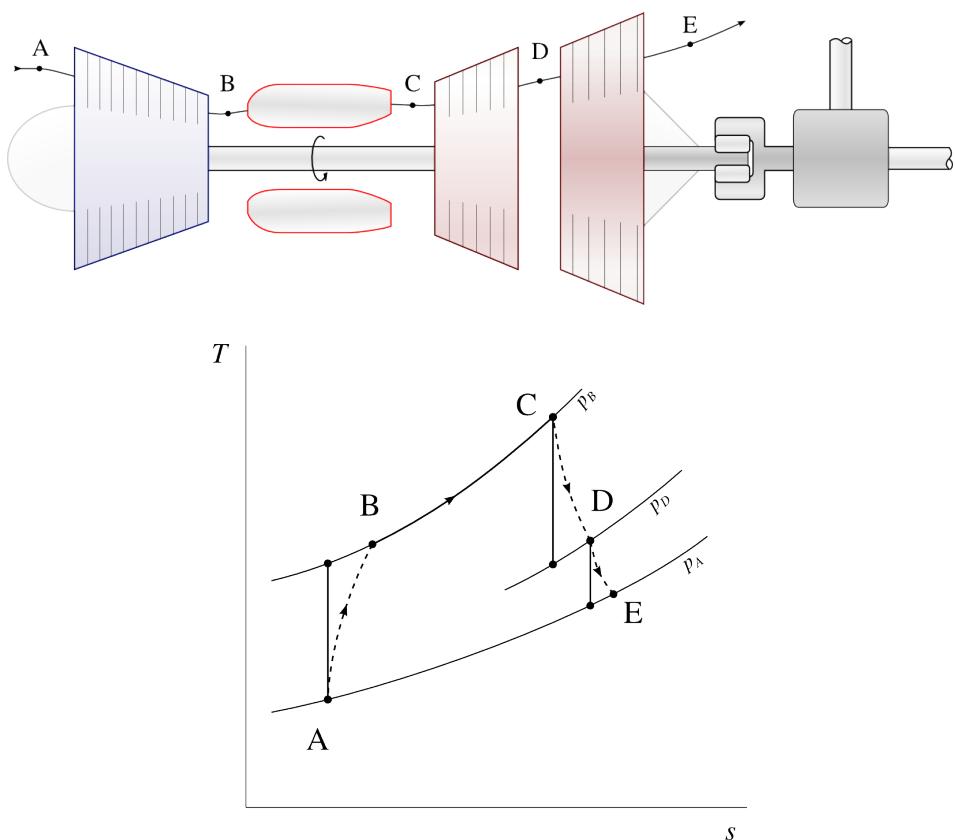


FIGURE 10.20 – Turbomoteur à turbine libre (schéma de principe et diagramme température-entropie). La puissance fournie par le moteur provient exclusivement de la turbine libre.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.

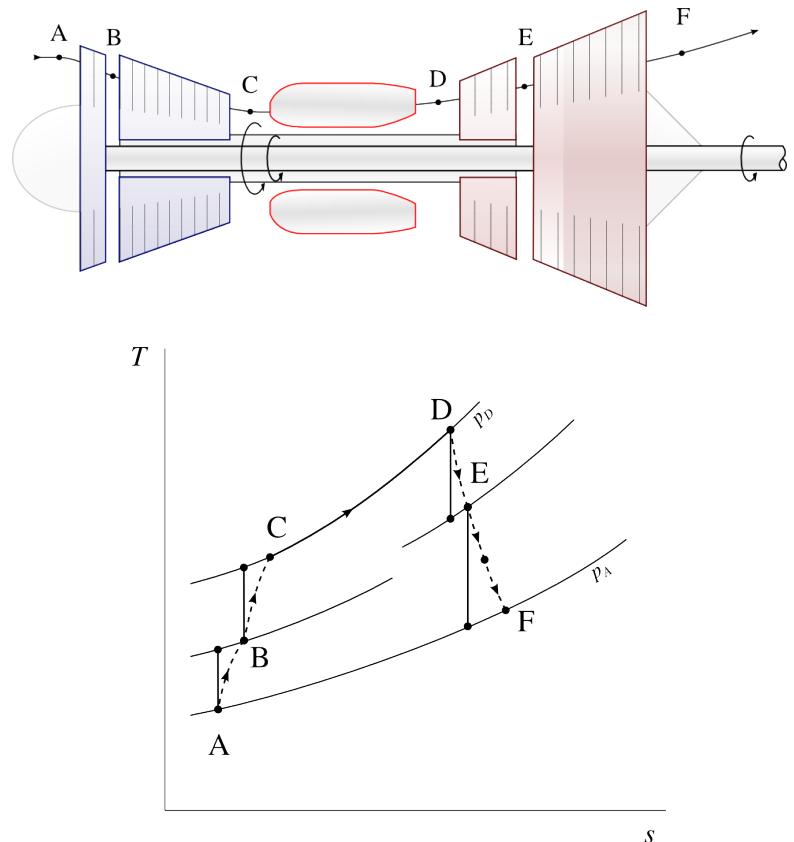


FIGURE 10.21 – Turbomoteur à axes multiples (schéma de principe et diagramme température-entropie). Chaque axe tourne à une vitesse différente.

*schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.*

L'objectif de l'agencement est le même que pour la turbine libre : permettre à chaque axe d'évoluer à sa vitesse propre. En effet, au fur et à mesure que la pression augmente dans le compresseur, la densité et la température augmentent. Cette configuration permet de faire évoluer les pales à plus grande vitesse et réduire ainsi leur taille.

10.6 Modification des cycles des turbomachines

10.6.1 Refroidissement intermédiaire et réchauffe

Pour les raisons évoquées en §10.2 plus haut, il est parfois souhaitable d'augmenter la marge de travail et la puissance spécifique, même au prix d'une baisse du rendement total.

Pour réduire la puissance consommée par le compresseur, on a parfois recours au *refroidissement intermédiaire* (ou *intercooling*). La compression est interrompue et l'air est refroidi avant de poursuivre la compression (figure 10.22).

La compression d'un gaz entre deux pressions données impose un *rapport* entre les températures initiale et finale (4/36). Par contre, la puissance demandée pour compresser un gaz entre ces deux pressions dépend de la *différence* entre ces

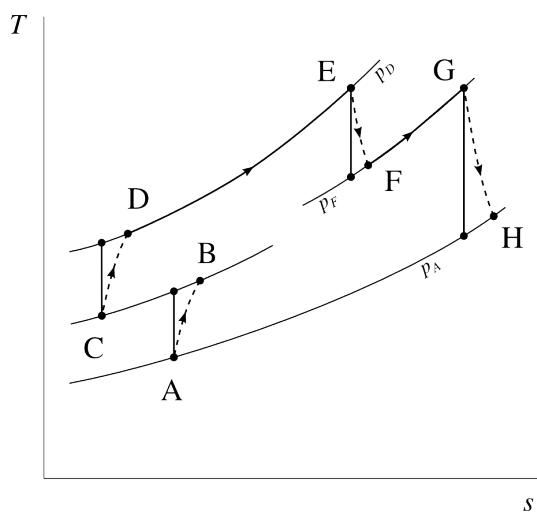
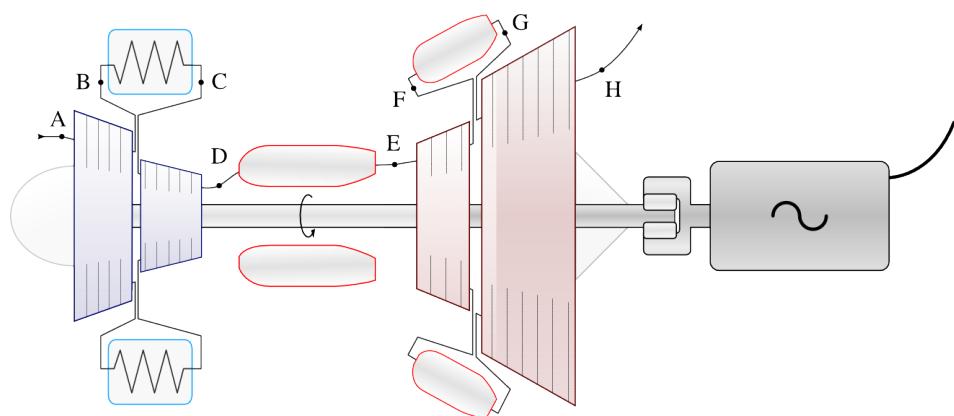


FIGURE 10.22 – Turbomoteur générateur avec refroidisseur et réchauffe (schéma de principe et diagramme température-entropie)

Le refroidisseur (« *intercooler* ») refroidit l'air au milieu de sa compression ; tandis que la deuxième chambre de combustion le réchauffe au milieu de la détente. Les deux modifications sont indépendantes l'une de l'autre et peuvent être installées séparément.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.

deux températures (10/6). Ainsi, plus la température de départ est faible, plus la puissance nécessaire pour atteindre une pression donnée sera faible.

Dans la même optique, on peut augmenter la puissance spécifique fournie par la turbine en procédant au réchauffement des gaz avant la fin de la détente : c'est la **réchauffe**. Le principe et le procédé sont identiques à la resurchauffe des centrales à vapeur (§9.4.4 p.287).

Il n'aura pas échappé à l'étudiant/e que le rendement est inévitablement réduit par l'utilisation du refroidissement intermédiaire. La chambre de combustion doit en effet fournir plus de chaleur, à température moyenne plus basse. Cette réduction du rendement fera l'objet d'un compromis avec la réduction de la taille du compresseur (usuellement la pièce la plus volumineuse d'un moteur) et l'augmentation de la puissance spécifique. Refroidissement intermédiaire et réchauffe sont caractéristiques des installations où le rapport puissance/encombrement doit être maximisé.

Pour réduire la perte de rendement dans les moteurs au sol, il est parfois possible de récupérer de la chaleur des gaz d'échappement pour réchauffer l'air à la sortie du compresseur, et ainsi soulager la chambre de combustion à moindres frais énergétiques. L'échangeur de chaleur est parfois appelé **économiseur** (figure 10.23) ; il est laissé à l'étudiant/e le loisir de retracer le cycle suivi sur un diagramme température-entropie et de retrouver les conditions nécessaires à son fonctionnement.

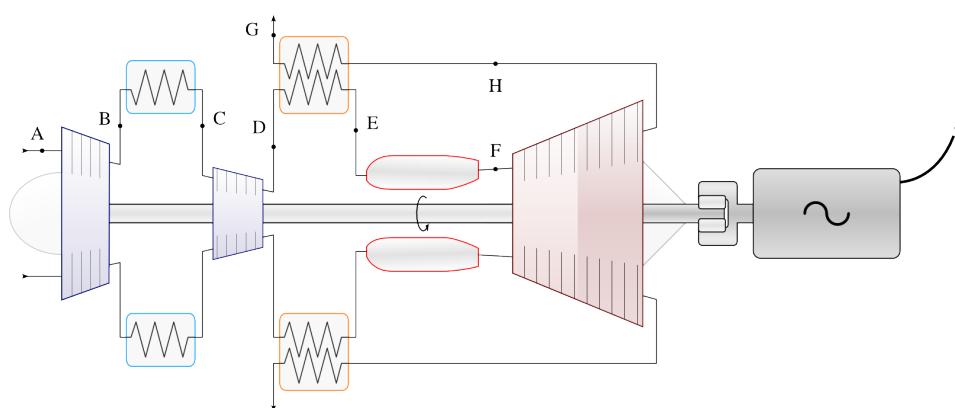


FIGURE 10.23 – Turbomoteur génératrice avec refroidisseur et échangeur économiseur (schéma de principe). Les gaz d'échappement sont redirigés vers l'intérieur du moteur pour fournir de la chaleur aux gaz à l'entrée de la chambre de combustion. Il est laissé à l'étudiant/e le soin de déterminer les limites du procédé.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen

10.6.2 Postcombustion

La *postcombustion* est l'ajout d'une seconde phase de combustion dans un turboréacteur, après la turbine et avant l'entrée dans la tuyère (figure 10.24). Le principe est exactement le même que celui de la réchauffe : augmenter la poussée spécifique de la machine (au détriment de son rendement).

Tout comme la réchauffe, la postcombustion modifie les propriétés (le volume spécifique en particulier) de l'air et impose un redimensionnement des pièces en aval. La géométrie de la tuyère est ainsi modifiée en fonction de l'activation ou non de la postcombustion. L'ajout d'un système de postcombustion à un turboréacteur ne nécessite que l'installation de brûleurs ainsi que d'un système de variation de la géométrie sur la tuyère. L'augmentation du poids engendrée est faible au regard de l'augmentation de la puissance disponible.

La perte outrageante de rendement engendrée par l'utilisation de la postcombustion, ainsi que les niveaux fracassants de bruit et de pollution qu'elle engendre, la limitent au seul domaine militaire (sur les avions de combat en particulier).

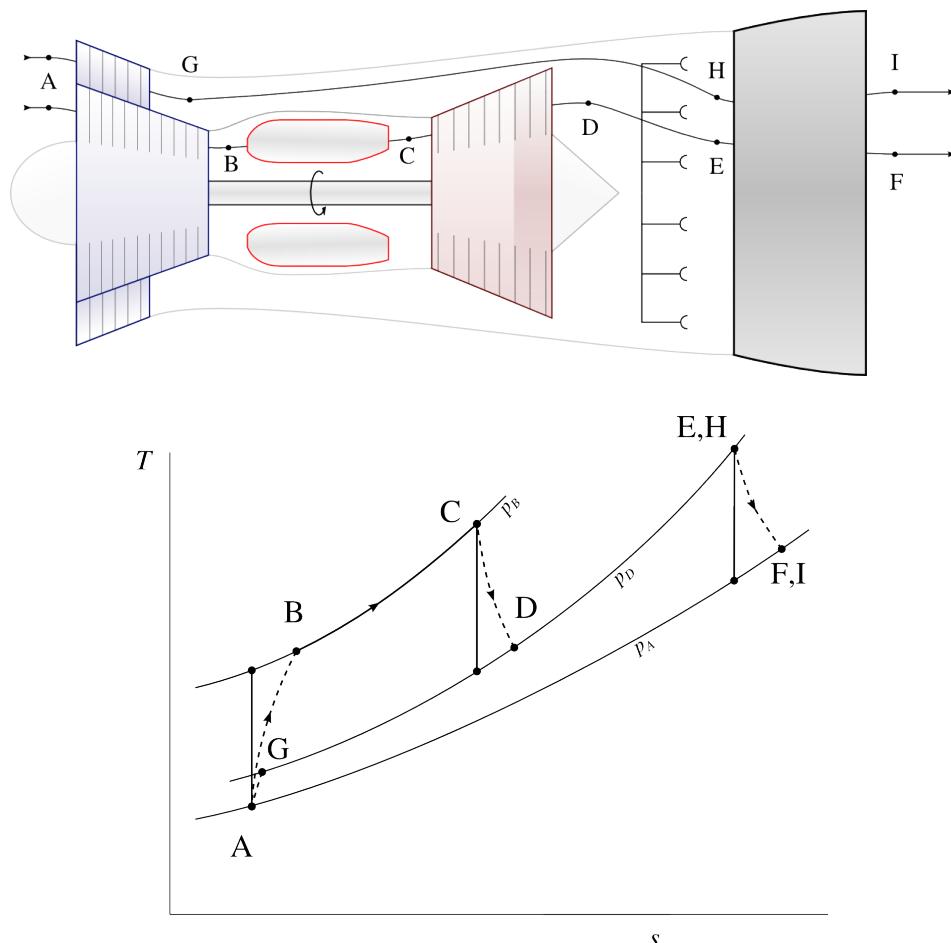


FIGURE 10.24 – Postcombustion sur un turboréacteur double-flux (schéma de principe et diagramme température-entropie). Les états E et H ne sont en pratique pas nécessairement confondus.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.

10.6.3 Refroidissement de la turbine

L'augmentation du rendement et de la puissance spécifique permise par l'augmentation des températures de combustion pousse les motoristes à développer toute une série de technologies pour maximiser la température en sortie de chambre de combustion (TET, pour *température d'entrée de turbine*).

Le principal stratagème employé est de refroidir la turbine avec de l'air prélevé dans le compresseur (figure 10.25). L'air prélevé est conduit au travers des pales mêmes de la turbine et permet d'élever la température de combustion sans risquer d'endommager les pales. Les systèmes de refroidissement les plus efficaces et les plus avancés enrobent *l'extérieur* des pales de turbine avec cet air prélevé dans compresseur. La température TET peut ainsi dépasser la température de fonte des pales de plus d'une centaine de degrés Celsius !

Un tel refroidissement de la turbine a un coût conséquent. D'une part, dans un moteur réel, la détente de l'air de refroidissement dans la turbine fournit moins d'énergie que n'en consomme sa compression dans le compresseur (dans le cas limite où la compression et la détente sont isentropiques, ce coût énergétique est nul). La circulation de cet air représente donc une charge qui doit être compensée par l'augmentation de l'efficacité qu'elle engendre. D'autre part, le compresseur

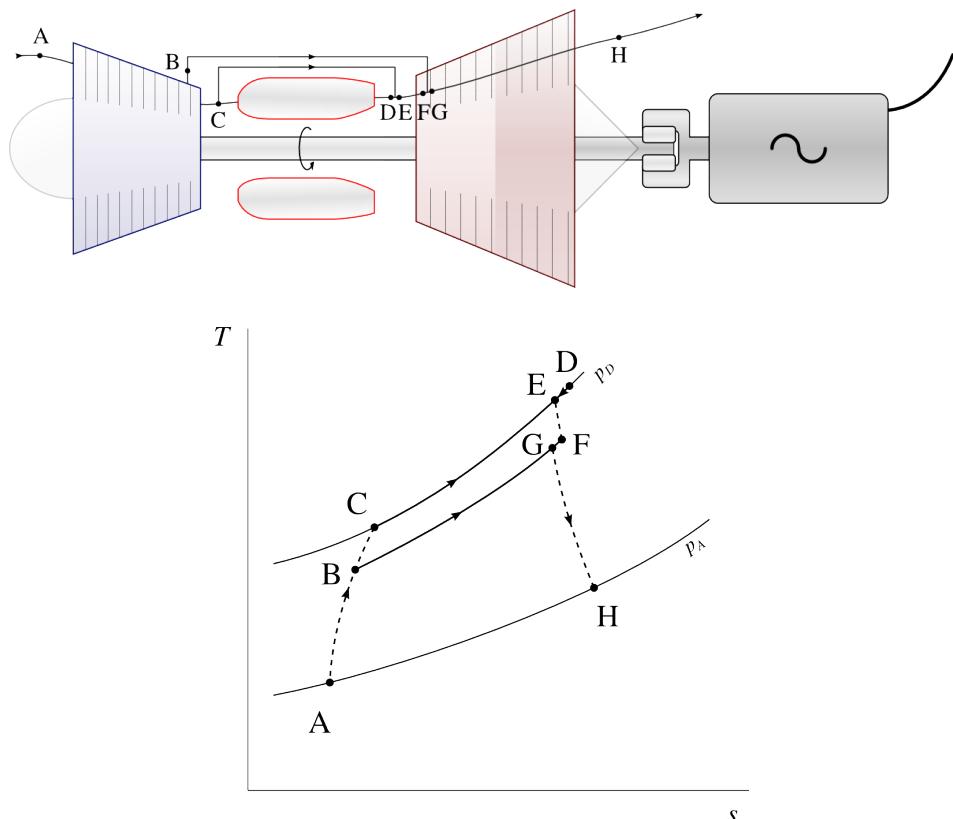


FIGURE 10.25 – Refroidissement de la turbine à l'aide d'air prélevé sur le compresseur (schéma de principe et diagramme température-entropie). Cet air, à température modérée, contourne la chambre de combustion et n'entre jamais en contact avec le carburant. Ici le moteur représenté est un turbomoteur, mais le refroidissement turbine est utilisable sur toute configuration.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen
diagramme CC-0 o.c.

et la turbine doivent être surdimensionnés pour admettre un débit d'air plus grand.

Le refroidissement des turbines est un axe majeur de recherche en propulsion aéronautique. Il faut combiner de nombreux domaines technologiques (matériaux, mécanique des fluides, agencement mécanique, chimie de combustion) pour remplir ces objectifs de nature thermodynamique.

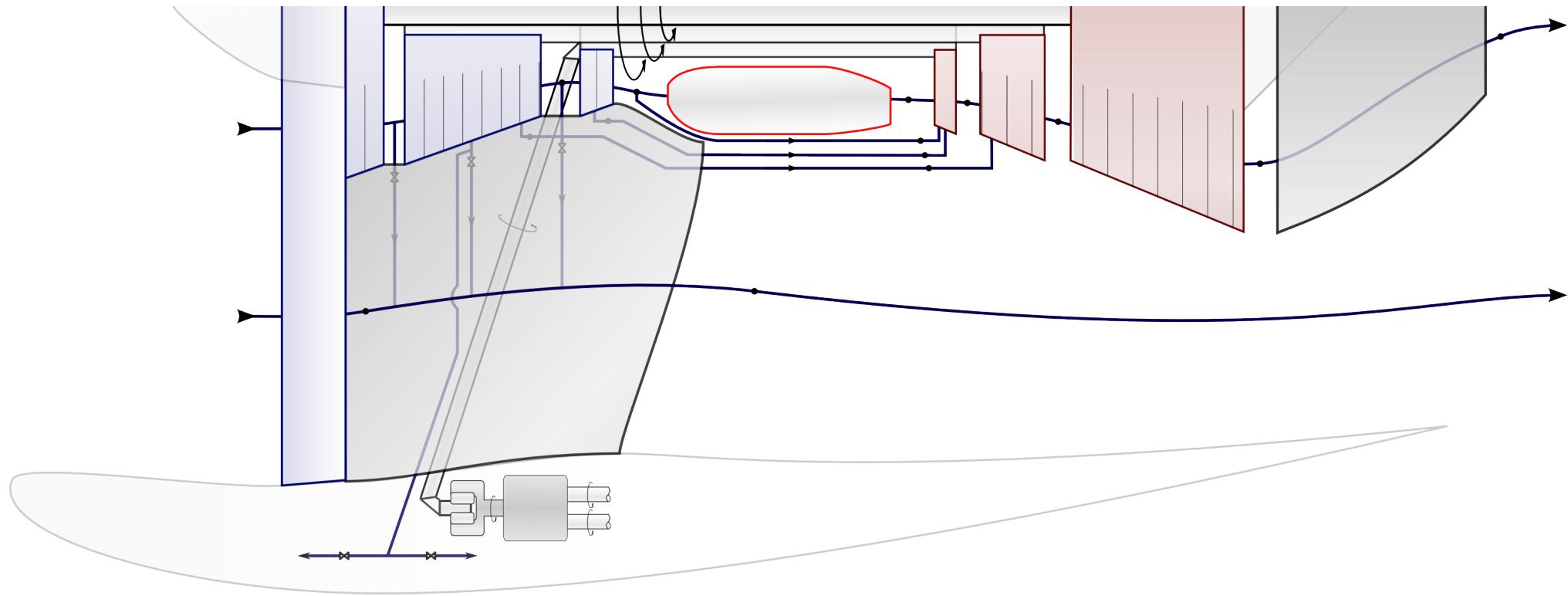


FIGURE 10.26 – Schéma du circuit thermodynamique d'un turbofan moderne. L'installation combine axes multiples, extractions de puissance mécanique et pneumatique, prélevements de refroidissement turbine et deux flux d'air principaux (il est laissé encore une fois à l'étudiant/e le loisir de tracer le cycle sur un diagramme température-entropie). Sur les appareils bimoteurs qualifiés pour effectuer des vols ETOPS, chaque moteur doit pouvoir assurer seul le vol de l'appareil et l'alimentation de nombreux systèmes (pressurisation, dégivrage, chauffage, génération électrique et pneumatique) pendant plusieurs heures avec une fiabilité démontrée.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen

Un peu d'histoire : Le Napier Nomad

*

À la fin de la seconde guerre mondiale, le gouvernement britannique émet un appel d'offres pour le développement d'un moteur aéronautique de 6 000 ch à très haute efficacité, pour encourager le développement d'appareils militaires et civils. Le motoriste anglo-saxon *Napier & Son* engage alors des recherches qui donneront naissance à un engin curieux et édifiant : le *Napier Nomad*.

Construit à partir d'un moteur à douze cylindres Diesel à deux temps et injection directe, le *Nomad* est aussi doté de tous les éléments d'un turbopropulseur. Pour augmenter la pression et la température auxquelles se fait l'apport de chaleur, les deux ensembles sont montés *en série*, mais pour permettre une grande efficacité à tous les régimes, chacun entraîne l'une des deux hélices contra-rotatives (figures 10.27 et 10.28). Enfin, pour permettre d'atteindre de hautes puissances et d'augmenter la réactivité dans tout le domaine de vol, un système de refroidissement intermédiaire et une réchauffe sont mis en place. Le résultat : un époustouflant et rocambolesque assemblage mécano-thermique évoquant le fantasme débridé d'ingénieurs thermodynamiciens en quête d'efficacité.

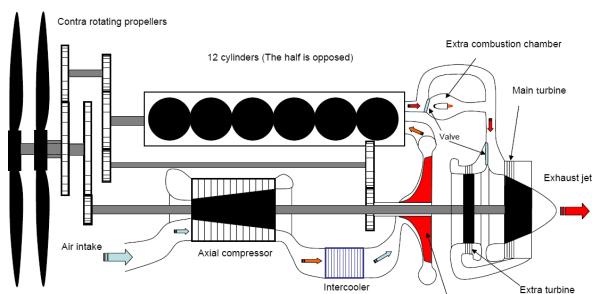


FIGURE 10.27 – Schéma de principe du circuit thermodynamique du *Napier Nomad I*. L'arbre de la turbomachine et celui du Diesel alimentent chacun une hélice. Pourtant, les deux ensembles sont montés en série : l'air circule d'abord dans les compresseurs, puis dans les cylindres, puis dans la ou les turbines. La puissance du moteur, comme c'est l'usage en 1950, est contrôlée avec une seule manette de commande mécanique !

schéma par les utilisateurs·rices Commons Tataroko-common, Aaa3-other & Nimbus227 (domaine public)

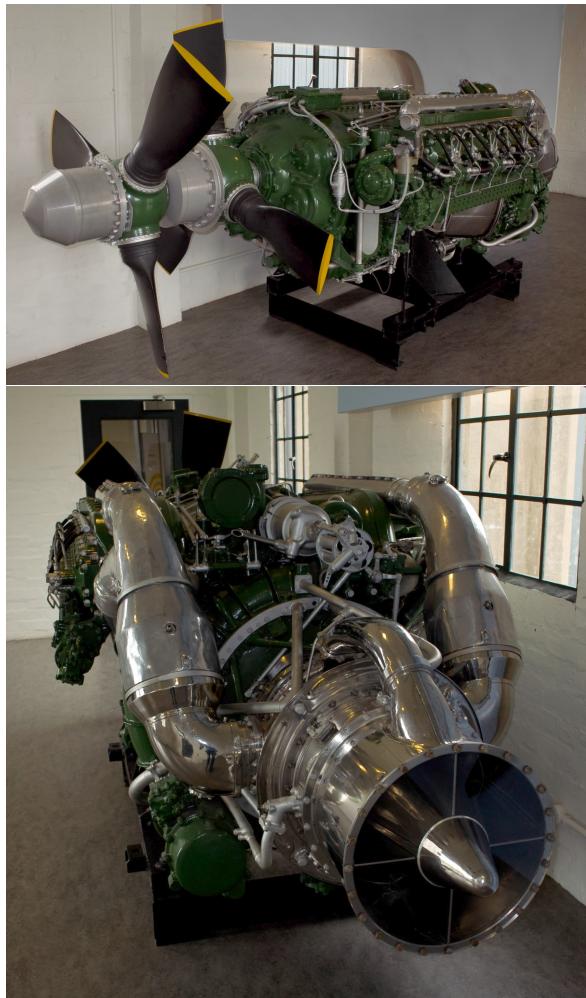


FIGURE 10.28 – Le prototype du *Napier Nomad I*. La cylindrée est de 40 L et le poids dépasse 2 tonnes.

Images retouchées à partir de photos (1 et 2) CC-BY-SA par NigelIsh

Napier & Son rectifie rapidement le tir : le second prototype du moteur, le *Nomad II*, est grandement simplifié. Le refroidissement intermédiaire, la réchauffe et la surcompression centrifuge sont tous abandonnés (figure 10.29). Les deux grands ensembles mécaniques, l'un à pistons et l'autre à turbine, sont désormais reliés à la même hélice. Reste la connexion mécanique qui les relie : un ingénieux mais complexe réducteur mécanique et hydraulique à rapport continûment variable permet à chacun de fonctionner à sa vitesse optimale.

Dans une lumineuse publication de 1954 [28], les concepteurs du moteur font état d'une vision et d'une démarche de conception très claires. Selon eux, un simple moteur Diesel turbocompressé ne tire avantage de la turbocompression que sur une plage de puissances trop étroite — la puissance de

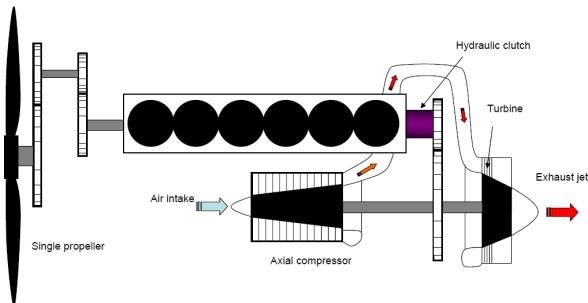


FIGURE 10.29 – Schéma de principe du circuit thermodynamique du *Napier Nomad II*. Un réducteur mécanique-hydraulique à rapport variable relie les deux ensembles, qui entraînent désormais la même hélice.

schéma par les utilisateurs·rices Commons Tataroko-common, Aaa3-other & Nimbus227 (domaine public)

la turbine est sinon soit excédentaire (et donc perdue), soit insuffisante pour alimenter le compresseur. Un agencement différent dans lequel l'hélice serait entraînée par la seule turbine (le Diesel assurant alors seulement la surcompression et l'apport de chaleur) serait bien trop peu efficace à basse puissance et userait inutilement le Diesel à haute puissance. Le simple turbopropulseur, incapable d'atteindre les hautes pressions et températures d'un Diesel, est quant à lui trop inefficace. Ne reste que l'agencement choisi : dans le *Diesel turbo-compound*, le moteur à cylindres et l'ensemble turbopropulsif sont tous deux contributeurs à tous les régimes, et toujours à leur vitesse optimale.

La performance du *Nomad II* est certes impressionnante – avec son rendement de 40 %, il consomme un tiers de moins que ses contemporains – mais l'échec commercial est cuisant : le projet est abandonné en 1955 sans avoir engendré une seule vente. La raison est double : d'une part le moteur est terriblement lourd (avec plus de 1 600 kg pour 2 MW, son rapport puissance/poids est trois fois plus faible que celui d'un turbopropulseur), ce qui annule une grande part des économies en carburant qu'il aurait pu engendrer. D'autre part, trop complexe pour un avion régional et bien trop lent pour l'aviation de ligne à réaction, il n'intéresse plus guère les avionneurs.

Le curieux procédé pensé par *Napier & Son* tombe dans l'obscurité mais, soixante ans plus tard, on assiste à son retour tonitruant dans les voitures de course. En 2014, la Fédération Internationale Automobile, organisatrice des grand-prix de Formule 1, veut faciliter la participation de nouvelles

écuries en limitant leurs dépenses de développement, en augmentant les retombées technologiques applicables dans l'industrie, et en se trouvant une (fraîche) conscience écologique. Le règlement est ainsi modifié : la turbocompression est autorisée mais la consommation des voitures est limitée à 100 L/h ; et surtout, les motoristes peuvent se servir du turbo pour récupérer de l'énergie sous forme électrique et, à l'inverse, accélérer le turbo en y investissant en retour cette énergie (figure 10.30). Ainsi, l'efficacité du moteur (et donc, étant donnée la limite réglementaire de consommation, sa puissance) peut être augmentée à tous les régimes et sans sacrifier sa réactivité. Le système est poétiquement nommé MGU-H mais on pourrait bien dire que c'est la revanche inattendue du *turbo-compounding anglo-saxon* !

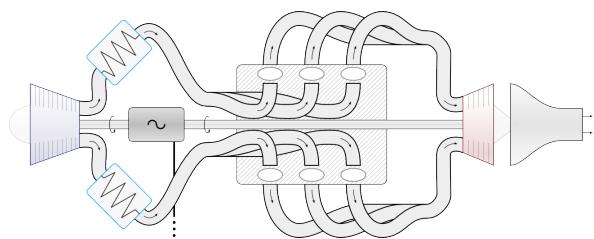


FIGURE 10.30 – Circuit thermodynamique de l'air d'un moteur de Formule 1 en 2014. L'arbre du turbocompresseur (à gauche) n'est relié ni à celui du moteur six-cylindres (bloc au centre), ni aux roues de la voiture. Toutefois, un moteur/générateur électrique (nommé MGU-H) permet d'en extraire ou d'y apporter de l'énergie électrique. Lors des phases à haute puissance, la puissance de la turbine (à droite) est excédentaire et elle peut être mise à profit pour charger les batteries embarquées ou entraîner les roues avec un moteur électrique. Lors des phases à basse puissance, la turbine est déficiente et elle peut être entraînée par le générateur pour maintenir le taux de compression et augmenter la réactivité.

schéma CC-BY-SA Olivier Cleynen