



HAL
open science

Cycles thermodynamiques des machines thermiques

Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault

► **To cite this version:**

Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault. Cycles thermodynamiques des machines thermiques. Engineering school. Institut polytechnique de Grenoble, 2008, pp.153. cel-00556977

HAL Id: cel-00556977

<https://cel.hal.science/cel-00556977>

Submitted on 18 Jan 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

GRENOBLE INSTITUT POLYTECHNIQUE

CYCLES THERMODYNAMIQUES
DES MACHINES THERMIQUES

Eric Goncalvès et Jean-Paul Thibault - octobre 2008

Table des matières

I	INTRODUCTION	1
I.1	CADRE DU COURS	1
I.2	CLASSIFICATION THEORIQUE	1
I.3	CLASSIFICATION PRATIQUE	2
I.3.1	Moteur à capsulisme	2
I.3.2	Turbine à gaz	2
I.3.3	Machine statique à combustion interne	2
I.3.4	Machine mixte à combustion interne	2
II	UN PEU D'HISTOIRE	3
II.1	CHALEUR ET TEMPERATURE	3
II.1.1	La chaleur	4
II.1.2	Substance ou mouvement ?	4
II.2	LES LOIS DES GAZ	5
II.2.1	La pression atmosphérique	5
II.2.2	Pression, volume et température	5
II.3	LA MACHINE A VAPEUR	6
II.4	LA THERMODYNAMIQUE	7
II.4.1	Energie et entropie	7
II.4.2	Théorie cinétique des gaz - interprétation statistique	8
III	RAPPELS DE THERMODYNAMIQUE	11
III.1	GENERALITES	11
III.1.1	Notion de système	11
III.1.2	Lois d'état	12
III.2	LES DEUX PRINCIPES DE LA THERMODYNAMIQUE	12
III.2.1	Premier principe - Principe d'équivalence	12
III.2.2	Deuxième principe - Principe de hiérarchie	13
III.3	LES FONCTIONS D'ETAT	14
III.4	BILAN DES MACHINES THERMIQUES DITHERMES	15
III.4.1	Machine motrice	15
III.4.2	Machine réceptrice	15
III.5	ETUDE DE TRANSFORMATIONS REVERSIBLES	15

III.5.1	Compression ou détente isentropique	15
III.5.1.1	Compression avec transvasement	15
III.5.1.2	Compression en vase-clos	16
III.5.2	Compression isotherme avec transvasement	16
III.5.3	Cycle de Carnot	16
III.6	ETUDE DE TRANSFORMATIONS IRREVERSIBLES	16
III.6.1	Compression adiabatique avec transvasement	16
III.6.2	Détente adiabatique	17
III.6.3	Transformations polytropiques	17
III.7	ECOULEMENTS ET SYSTEMES OUVERTS	19
III.7.1	Écoulement dans un organe avec échange d'énergie	19
III.7.2	Écoulement dans une conduite sans échange d'énergie	20
III.7.3	Écoulement avec pompe ou compresseur	21
III.7.4	Écoulement avec turbine	21
IV	LES TURBINES A GAZ	23
IV.1	GENERALITES - CYCLE REVERSIBLE DE BRAYTON	23
IV.1.1	Le cycle réversible de Brayton	24
IV.2	LES TURBOMOTEURS / TURBOPROPULSEURS	25
IV.2.1	Le cycle ouvert irréversible de Brayton	25
IV.2.2	Amélioration du cycle - Valorisation de l'énergie	29
IV.2.2.1	Fractionnement de la compression et de la détente	29
IV.2.2.2	Régénération	29
IV.2.2.3	Valorisation de l'énergie : co-génération - cycles combinés	30
IV.3	LES TURBOREACTEURS	31
IV.3.1	Généralités	31
IV.3.2	Bilan propulsif	31
IV.3.3	Cycle du turboréacteur simple au point fixe	32
IV.3.4	Cycle du turboréacteur simple en vol	33
IV.3.5	Cycle du turboréacteur double débit ou double flux	33
IV.3.5.1	Turboréacteur double flux, double corps	34
IV.3.5.2	Turboréacteur double flux, simple corps	35
IV.4	LES PERSPECTIVES D'AVENIR	37
V	LES MACHINES A CAPSULISME	61
V.1	GENERALITES	61
V.1.1	Classification	61
V.1.1.1	Selon le type d'allumage	61
V.1.1.2	Selon le nombre de temps (nbre de tours pour faire un cycle complet)	61
V.1.2	Description d'un moteur	63
V.2	ETUDE DE CYCLES THEORIQUES	64

V.2.1	Cycle de Beau de Rochas	64
V.2.1.1	Les différentes étapes du cycle	65
V.2.1.2	Bilan du cycle	65
V.2.2	Cycle de Diésel	66
V.2.2.1	Les différentes étapes du cycle	67
V.2.2.2	Bilan du cycle	67
V.2.3	Cycle mixte de Sabathé	68
V.2.3.1	Les différentes étapes du cycle	69
V.2.3.2	Bilan du cycle	69
V.2.4	Cycle de Stirling	70
V.2.4.1	Cycle à régénérateur parfait	71
V.2.4.2	Cycle à régénérateur réel	71
V.3	ETUDE DES CYCLES REELS	74
V.3.1	Les différents temps du cycle	75
V.3.2	Grandeurs caractéristiques	76
V.4	ETUDE DE LA COMBUSTION	78
V.4.1	Propriétés des combustibles commerciaux	79
V.4.1.1	L'essence	79
V.4.1.2	Le gasoil	79
V.4.2	Le comburant	79
V.4.3	Les différents types de combustion	80
V.4.3.1	Combustion complète ou neutre	80
V.4.3.2	Combustion oxydo-réductrice	81
V.4.4	Rendement de combustion	81
V.4.5	Propagation de la combustion	82
V.4.6	Application au cas de la combustion dans un moteur	84
V.5	PREPARATION DU MELANGE ET INJECTION	85
V.5.1	Moteur essence	85
V.5.1.1	La carburation	85
V.5.1.2	L'injection	86
V.5.1.3	L'allumage	87
V.5.2	Moteur Diésel	88
V.6	PARAMETRES ET REGLAGES DES MOTEURS AC	92
V.7	ASPECTS ENVIRONNEMENTAUX	93
V.7.1	Moteur essence	93
V.7.1.1	Les principaux polluants	93
V.7.1.2	Les solutions pour réduire les émissions de polluants	93
V.7.2	Moteur Diésel	93
V.7.2.1	Les principaux polluants	93
V.7.2.2	Les solutions pour réduire les émissions de polluants	94

VI.1 GENERALITES - PRINCIPE D'UNE CENTRALE	107
VI.2 LE CYCLE DE RANKINE	107
VI.3 LE CYCLE DE HIRN	109
VI.4 CYCLE A RESURCHAUFFE	110
VI.5 CYCLE A SOUTIRAGE	111
VI.6 BILAN ENERGETIQUE D'INSTALLATIONS A VAPEUR	114
VI.7 EXEMPLES DE CYCLES COMPLEXES A VAPEUR	116
VI.8 CYCLES COMBINES TURBOMOTEUR/CYCLE VAPEUR	118
VI.9 LES CENTRALES THERMIQUES	119
VI.10 LES CENTRALES NUCLEAIRES	120
VI.10.1 Les différentes filières	121
VI.10.2 La réaction de fission	126
VI.10.3 Principes de conception d'un réacteur REP : le N4	127
VI.10.3.1 Les trois barrières	128
VI.10.3.2 La partie conventionnelle	131
VI.10.3.3 Le fonctionnement normal	132
VI.10.3.4 Les situations accidentelles	132
VI.10.4 Quelques mots sur les centrales <i>RNR</i> françaises	134
VI.10.4.1 Fonctionnement des <i>RNR</i> type Phénix	135
VI.10.5 Les perspectives d'avenir	137
VI.10.6 Les déchets nucléaires	138
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	147

Chapitre I

INTRODUCTION

I.1 CADRE DU COURS

En 2ème année : étude de cycles thermodynamiques simples de machines thermiques motrices.
En 3ème année (module 304) : étude avancée de cycles thermodynamiques de machines motrices et machines réceptrices.

Plan du cours :

- éléments d'histoire
- rappel de thermodynamique (principes, cycles, transformations simples...)
- cycles des turbines à gaz
- cycles des moteurs à capsulisme
- cycles des turbines à vapeur
- énergie, système énergétique et empreinte écologique...

I.2 CLASSIFICATION THEORIQUE

Les machines thermiques à combustion interne peuvent revêtir des formes très différentes selon :

- Les mécanismes utilisés pour réaliser le cycle thermodynamique choisi
machines à pistons, à pistons libres, à capsulime à mouvement alternatif ou rotatif, turbo-machines, machines statiques ou machines mixtes.
(Capsulime : mécanisme étanche réalisant des volumes variables d'une manière cyclique de préférence).
- Les cycles thermodynamiques choisis
cycles à 2 et 4 temps, cycles de la turbine à gaz, cycles complexes.
- Les modes de combustion
combustion intermittente en mélange homogène ou par injection de combustible, combustion continue par flamme.

I.3 CLASSIFICATION PRATIQUE

I.3.1 Moteur à capsulisme

Ces moteurs, généralement à pistons, se divisent eux-mêmes en :

- moteurs à combustion ou à allumage commandé

Le démarrage de la combustion est produit par une étincelle électrique.

- moteurs Diesel ou à allumage par compression

Le début de la combustion est produit par la haute température des gaz dans le cylindre.

I.3.2 Turbine à gaz

Le fluide moteur circule en régime permanent de manière à réaliser le cycle thermodynamique choisi, à travers un ou des compresseurs (généralement dynamiques), une ou des chambres de combustion (à combustion continue), une ou des turbines et, éventuellement, un ou des échangeurs de chaleur fonctionnant soit en récupérateurs, soit en réfrigérant.

I.3.3 Machine statique à combustion interne

Ce sont principalement les statoréacteurs et la fusée.

I.3.4 Machine mixte à combustion interne

Elles sont obtenues en combinant, en vue de la réalisation d'un cycle thermodynamique unique, différents éléments des machines précédentes et dont les exemples les plus connus sont : les moteurs Diesel suralimentés, les moteurs à explosion compound, les turbines à gaz alimentés par générateurs de gaz à pistons libres.

Chapitre II

UN PEU D'HISTOIRE

II.1 CHALEUR ET TEMPERATURE

La physique d'Aristote considère le *chaud* et le *froid* comme des qualités fondamentales. La distinction n'est pas vraiment faite, avant le XVIIIe siècle, entre les notions de chaleur et de température, la température étant en quelque sorte un "degré de froid ou de chaud", qui se définit essentiellement par les sens. L'aspect fondamental de la température est qu'elle caractérise **l'équilibre thermique** entre deux objets : deux objets mis en contact thermique (c'est-à-dire qui peuvent échanger de la chaleur) finissent par avoir la même température.

Depuis l'Antiquité, le phénomène de dilatation des solides et des liquides lorsqu'ils sont chauffés était connu et utilisé dans la construction de *thermoscopes* indiquant le degré de chaleur. Le liquide utilisé était principalement de l'esprit de vin, un mélange coloré d'alcool et d'eau. La calibration des instruments n'était pas infallible et on ne disposait pas d'une véritable échelle de température. C'est au XVIIIe siècle que ces échelles de températures furent élaborées :

- L'Allemand Daniel Gabriel FAHRENHEIT (1686-1736) adopta le thermomètre à mercure en 1714. Grâce à son thermomètre, il put confirmer que la température de l'eau pure en ébullition reste constante au cours du processus, mais qu'elle dépend de la pression atmosphérique. Il adopta comme points de référence de son échelle de température un mélange de sel et de glace (0°F) et la température d'un humain en bonne santé (96°F).
- Le Genevois J.A. DELUC introduisit une échelle de température dont le zéro correspondait à la glace fondante à pression normale. La température d'ébullition de l'eau (à pression normale) était fixée à 80°. Cette échelle fut popularisée par le Français R.A. Ferchalt de REAUMUR et porta son nom.
- Le Lyonnais J.P. CHRISTIN introduisit une échelle similaire en 1743, mais avec un point d'ébullition à 100°. Cette échelle fut utilisée par le Suédois Anders CELSIUS et porte son nom.

II.1.1 La chaleur

Il fut observé très tôt que des objets de masses et de températures identiques mais de compositions différentes peuvent faire fondre des quantités différentes de glace. Cette observation est la base de la notion quantitative de chaleur. La chaleur est vue comme une quantité effective d'action thermique : par exemple, deux quantités de chaleur égales font fondre la même quantité de glace. Si deux billes de métal de masses identiques, l'une en plomb et l'autre en cuivre, sont chauffées à la même température et qu'elles sont ensuite déposées sur une plaque de cire, la bille de cuivre fera fondre une plus grande quantité de cire que la bille de plomb ; elle contient donc plus de chaleur.

C'est le physicien écossais Joseph BLACK (1728-1799) qui introduisit précisément la notion de **capacité calorifique**, c'est-à-dire la capacité qu'à une substance d'absorber la chaleur. Cette quantité est définie ainsi : si deux corps de température T_1 et T_2 et de capacités calorifiques C_1 et C_2 sont mis en contact, la température finale de l'ensemble après l'échange de chaleur T est telle que $C_1(T_1 - T) = -C_2(T_2 - T)$. Ce qui illustre clairement que la chaleur perdue par le premier corps est gagnée par le second.

En bref, la température est une mesure du "degré de chaleur", qu'il faut distinguer de la "quantité de chaleur".

II.1.2 Substance ou mouvement ?

Quant à la nature même de la chaleur, deux thèses contraires s'affrontèrent du XVII^e siècle jusqu'au milieu du XIX^e siècle. Selon la première thèse, la chaleur est une substance, un fluide subtil qui peut passer d'un corps à un autre. Cette conception fut introduite par le chimiste hollandais Hermann BOERHAAVE (1668-1738) et partagée notamment par Joseph Black et le Français Antoine-Laurent de LAVOISIER (1743-1794). Ce dernier donna à ce fluide le nom de "calorique" et l'ajouta à sa liste des éléments dans son *Traité de Chimie*. Les partisans de cette thèse croyaient aussi que la chaleur dégagée par une réaction chimique résultait simplement d'un dégagement d'une certaine quantité de calorique par les réactants. Et avec l'hypothèse atomique de Dalton, chaque atome était considéré comme entouré d'une quantité déterminée de calorique, quantité variant d'un composé chimique à l'autre.

A la théorie du calorique s'oppose la **théorie dynamique de la chaleur**, qui considère plutôt la chaleur comme un mouvement microscopique. Le physicien et chimiste irlandais Robert BOYLE (1627-1691), le Suisse Daniel BERNOULLI (1700-1782) et le Français Pierre-Simon de LAPLACE (1749-1827) sont partisans de cette thèse. Au tournant du XIX^e siècle, le partisan le plus convaincant de cette théorie est l'Américain Benjamin THOMSON, comte RUMFORD (1753-1814). Cette théorie dynamique de la chaleur ne sera acceptée qu'après les travaux de James Prescott JOULE (1818-1889) sur l'équivalent mécanique de la chaleur, dans les années 1840.

Le mystère de la chaleur radiante

Il a été observé par le chimiste Suédois Carl Wilhelm SCHEELE (1742-1786) que la chaleur d'un feu se transmet de manière instantanée dans l'air et passe même au travers d'une paroi de verre. A l'époque, ceci est impossible à comprendre dans le cadre d'une théorie dynamique de la chaleur, car on conçoit mal que le mouvement microscopique de la matière ordinaire se transmette aussi facilement et rapidement à travers l'air et le verre. Par contre, cette observation s'accommode de la théorie du calorifique, si on suppose que ce fluide est suffisamment subtil pour traverser le verre et se propager rapidement. Ce n'est que plus tard qu'on réalisera que la chaleur radiante provient du rayonnement infrarouge.

II.2 LES LOIS DES GAZ

L'étude des propriétés des gaz a été essentielle au développement de la théorie de la chaleur et dans la mise au point de machines thermiques capable de produire du travail mécanique.

II.2.1 La pression atmosphérique

De nombreuses expériences sur le vide eurent lieu au milieu du XVII^e siècle. Galilée vers 1640 va réfléchir sur un problème posé par le grand-duc de Toscane qui n'arrive pas à alimenter les fontaines de son palais à même une source située 13 mètres plus bas. C'est un disciple de Galilée, Evangelista TORRICELLI (1608-1647) qui va découvrir l'explication : l'eau monte jusqu'à ce que la pression hydrostatique à la base de la colonne d'eau soit égale à la pression atmosphérique. Cette dernière peut être mesurée en déterminant la hauteur précise de la colonne d'eau. Torricelli remplace l'eau par du mercure et constate que la colonne de mercure contenue dans un tube inversé ne dépasse pas 76cm environ. La baromètre était né.

Blaise PASCAL (1623-1662) pensant que le poids de l'atmosphère doit être moindre en haut d'une montagne qu'à sa base va faire reprendre les expériences de Torricelli dans le Puy-de-Dôme à l'altitude de 1465m. A cette altitude, une différence de 3 pouces est observée dans le niveau de mercure, ce qui permet de conclure que c'est bien le poids de l'atmosphère qui pousse le mercure dans sa colonne.

Le rôle de la pression atmosphérique dans la montée du mercure est démontrée par Gilles de ROBERVAL (1602-1675) en 1648. Il observe que le mercure ne monte pas dans un tube situé dans le vide. Le premier véritable baromètre est construit par l'Allemand Otto von GUERICKE (1602-1686), surtout connu pour la célèbre expérience des hémisphères de Magdebourg : un attelage de huit chevaux ne peut séparer deux hémisphères de cuivre dans lequel un vide a été effectué par pompage. Cette expérience publique eut un grand retentissement.

II.2.2 Pression, volume et température

Au milieu de XVII^e siècle, les expériences sur le vide ont motivé une étude des propriétés élastiques de l'air. La première question qui se pose porte sur la variation de pression de l'air dans une enceinte évacuée en fonction du volume du contenant.

La loi de Boyle

En 1660, Robert Boyle publie la loi qui porte son nom : à température constante, le produit PV est constant. Cette loi fut redécouverte par le Français Edme MARIOTTE (1620-1684) en 1679.

La loi de Charles

Le Français Jacques CHARLES (1746-1823) étudia la dilatation des gaz lors d'une augmentation de la température et aboutit à la loi qui porte son nom : à pression constante, le rapport $V/(T - A)$ est constant. La constante A est directement mesurable. En 1802, Louis-Joseph GAY-LUSSAC (1778-1850) obtient la valeur $A = -267^\circ\text{C}$. Un peu plus tard, Henri Victor REGNAULT (1810-1878) obtient la valeur plus précise $A = -273^\circ\text{C}$. En combinant la loi de Charles avec la loi de Boyle, on arrive à la loi des gaz parfaits : $PV = \alpha(T - A)$ où α est une constante, proportionnelle à la masse de gaz contenue dans le volume V .

II.3 LA MACHINE A VAPEUR

Le pionnier de l'utilisation de la vapeur pour accomplir un travail est le Français Denis PAPIN (1647-1714). En 1681, Papin invente l'autocuiseur : les aliments y sont cuits dans la vapeur sous pression. Il invente la chaudière, récipient résistant dans laquelle l'eau est amenée à ébullition, et la combinaison cylindre-piston qui permet d'utiliser la pression de vapeur pour accomplir un travail mécanique.

En 1698, l'Anglais Thomas SAVERY (1650-1715) brevète une pompe à eau actionnée par la vapeur sous pression. La machine de Savery fut progressivement remplacée par celle de Thomas NEWCOMEN (1663-1729) achevée en 1712, basée sur le système cylindre-piston de Papin.

Le perfectionnement de la machine de Newcomen fut l'oeuvre de l'Écossais James WATT (1736-1819). Watt a l'idée de séparer complètement la fonction refroidissement du cylindre : il invente le condenseur vers lequel la vapeur est évacuée à chaque cycle et dans lequel elle est refroidie. Il propose un mécanisme à double action : la vapeur pousse le piston dans les deux sens. Il invente aussi le système bielle-manivelle pour convertir le mouvement alternatif du piston en mouvement circulaire ainsi qu'un dispositif de régulation de l'entrée de la vapeur. Watt brevète la machine à double action en 1780.

Dans le souci d'optimiser la machine à vapeur, il découvre avec Joseph Black **la chaleur latente**, c'est-à-dire la chaleur nécessaire pour faire passer l'eau de l'état liquide à l'état de vapeur, sans changement de température. Watt produit un diagramme donnant la pression de la vapeur en fonction de la température (l'indicateur de Watt), diagramme qui restera un secret industriel jusqu'au début du XIXe siècle.

La machine de Watt trouva de nombreuses applications dans les transports : véhicule automobile, navire à vapeur, locomotive sur rail... À partir du XIXe siècle, les chemins de fer apparaissent dans tous les pays développés et les navires à voile sont progressivement remplacés par les navires à vapeur.

II.4 LA THERMODYNAMIQUE

Au début du XIXe siècle, les machines à vapeur étaient assez répandues mais les principes physiques fondamentaux régissant leur fonctionnement restaient obscurs.

Plusieurs chercheurs se cassèrent les dents sur le problème de l'efficacité des machines à vapeur. Une grande avancée sera due aux travaux du physicien Français Sadi CARNOT (1796-1832). En 1824, il publie le livre "Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance". Les idées développées par Carnot sont le fondement de la thermodynamique, mais basées sur une prémisse erronée : Carnot est convaincu de l'existence du calorique. Il conçoit une machine idéale, la plus efficace possible, réversible, fonctionnant avec un gaz parfait et dont l'efficacité ne dépend que des températures des sources chaude et froide (selon ce qu'on appellera le cycle de Carnot). Le cycle de Carnot est composée de deux courbes isothermes réversibles et de deux courbes adiabatiques réversibles.

Le livre de Carnot passe inaperçu. Ce n'est que dix ans plus tard qu'Emile CLAPEYRON (1799-1864) en trouve une copie et en fait la publicité.

II.4.1 Energie et entropie

Le physicien James Prescott JOULE (1818-1889) mesure l'équivalent en travail de la chaleur nécessaire pour faire grimper un gramme d'eau d'un degré Celsius (la calorie) et trouve la valeur acceptée aujourd'hui à 1% près. De ses expériences sur l'échauffement de quantité d'eau par frottement mécanique, il conclut que la chaleur est une forme de mouvement, une forme d'**énergie microscopique** qui peut s'obtenir d'un travail mécanique.

En 1847 paraît un article de Hermann HELMHOLTZ (1821-1894) intitulé "Sur la conservation de l'énergie" qui énonce le **premier principe** de la thermodynamique : *la chaleur est une forme d'énergie mécanique microscopique. Tout travail mécanique effectué par un système s'accompagne d'une diminution équivalente de son énergie interne et vice-versa.*

C'est l'Allemand Rudolf CLAUSIUS (1822-1888) qui va réconcilier la théorie dynamique de la chaleur avec les idées de Carnot et devenir le "père de la thermodynamique" (Carnot en est le "grand-père"). L'idée est simple : une machine thermique reçoit de la chaleur de la source chaude, en transforme une partie en travail mécanique et cède le reste à la source froide. Les résultats de Carnot sur les machines idéales réversibles demeurent intacts.

En 1854, Clausius introduit une nouvelle quantité, l'**entropie** (du grec entropia qui signifie "retour en arrière", une allusion à la réversibilité), à la suite de ses travaux sur les cycle de machines thermiques. En manipulant le calcul intégral et des éléments infinitésimaux de quantité de chaleur échangée à la température T , il trouve une condition de réversibilité d'un cycle :

$$\int \frac{dQ}{T} = 0$$

Tout cycle est réversible s'il est parcouru suffisamment lentement, si le système est toujours

pratiquement à l'équilibre thermique en tout point du cycle. Ceci est un idéal jamais réalisé en pratique : une machine accomplit moins de travail qu'une machine réversible et cède trop de chaleur à la source froide. Par conséquent :

$$\int \frac{dQ}{T} < 0$$

Si la suite des changements qui amènent une machine (ou un système en général) du point A au point B sont partout réversibles, alors l'intégrale $\int_A^B \frac{dQ}{T}$ ne dépend pas du chemin choisi pour la calculer et donc ne dépend que des points d'arrivée et de départ. Cette intégrale est donc la différence d'une fonction S entre les deux points :

$$\int_A^B \frac{dQ}{T} = S(B) - S(A) \quad \text{transformation réversible}$$

C'est cette fonction que Clausius appelle **entropie**. Elle caractérise l'état d'un système et peut servir de variable de description du système au même titre que la pression, le volume ou la température.

Une machine est réversible si l'entropie ne change pas au cours du cycle. Par contre, si la machine est irréversible, la chaleur cédée est trop grande et :

$$\int_A^B \frac{dQ}{T} < S(B) - S(A) \quad \text{transformation irréversible}$$

Cette formule est une forme du **deuxième principe de la thermodynamique**, formulé pour la première fois de manière claire par Clausius. Il revient à dire que l'entropie d'un système fermé ne peut qu'augmenter, ou, dans le cas d'un processus réversible, rester la même.

Le processus de transfert de chaleur entre deux objets de températures différentes augmente l'entropie totale et est donc irréversible. Une façon équivalente de formuler le deuxième principe de la thermodynamique est d'affirmer que lorsque deux objets de températures différentes sont mis en contact, l'objet froid se réchauffe et l'objet chaud se refroidit, et non le contraire, l'énergie étant par ailleurs conservée.

II.4.2 Théorie cinétique des gaz - interprétation statistique

Après les travaux de Joule, les adeptes de la théorie dynamique de la chaleur savaient que la chaleur est une forme d'énergie, mais n'étaient pas tous d'accord quant à la nature précise de cette énergie. A cette époque, l'hypothèse atomique de Dalton n'était pas acceptée. Les recherches sur la chaleur et les gaz allaient changer tout cela et plusieurs physiciens, en particulier, l'Écossais James Clerk MAXWELL (1831-1879), l'Autrichien Ludwig BOLTZMANN (1844-1906) et l'Américain Josiah Willard GIBBS (1839-1903), déduisirent les lois de la thermodynamique et les propriétés des gaz à partir d'hypothèse que ces derniers sont formés de molécules en mouvement. Plus généralement, l'étude des propriétés d'un système physique à partir du mouvement de ses molécules est appelée mécanique statistique ou physique statistique. Appliquée aux gaz,

la mécanique statistique devient la théorie cinétique des gaz.

On peut considérer le Suisse Daniel BERNOULLI (1700-1782) comme le pionnier de la théorie cinétique des gaz. C'est à lui que revient l'explication de la pression d'un gaz par les collisions de ses molécules avec les parois de son contenant. Il faut attendre Clausius pour que l'idée d'une théorie cinétique des gaz soit prise au sérieux.

Clausius fait le premier un calcul approximatif du libre parcours moyen, c'est-à-dire de la distance moyenne l qu'elle parcourt avant d'entrer en collision avec une autre molécule. Si un volume unité contient n molécules et si chaque molécule est comparée à une sphère de diamètre d alors : $l = 1/nd^2$.

En 1860, Maxwell conçoit que toutes les molécules d'un gaz ne vont pas à la même vitesse mais qu'elles ont une **distribution statistique** de vitesses et il parvient à donner la forme mathématique de cette distribution. En langage moderne, la probabilité qu'une molécule de masse m ait une vitesse comprise entre les valeurs v et $v + dv$ est $P(v)dv$:

$$P(v) = Cv^2 \exp\left(-\frac{mv^2}{2k_B T}\right)$$

où C est une constante de normalisation et k_B est la constante dite de Boltzmann, reliée à la constante des gaz R et au nombre d'Avogadro N par la relation $R = Nk_B$.

On montre de cette formule que l'énergie cinétique moyenne d'une molécule est :

$$\left\langle \frac{mv^2}{2} \right\rangle = \frac{3}{2}k_B T$$

Dans le même travail, Maxwell calcule la viscosité d'un gaz à partir du libre parcours moyen de Clausius et démontre qu'elle est indépendante de la pression.

La théorie cinétique des gaz permet d'interpréter l'énergie interne d'un gaz en fonction de l'énergie cinétique des molécules qui le composent. Le premier principe de la thermodynamique est alors entièrement compris en fonction des principes élémentaires de la mécanique. Une telle opération est plus difficile à réaliser pour le deuxième principe : l'entropie ne se laisse pas exprimer en fonction de quantités mécaniques simples. Un problème conceptuel se pose quand on cherche à interpréter le deuxième principe, du fait de l'irréversibilité des processus complexes, en fonction des lois réversibles de la mécanique.

L'irréversibilité est en fait étroitement liée au concept d'**information**. Maxwell le démontra en imaginant ce qu'on a appelé par la suite le "démon de Maxwell". Considérons un récipient divisé en deux parties séparées par une cloison. Supposons que la moitié de droite du récipient est remplie d'un gaz et que la moitié gauche est vide. Si on ouvre la cloison au temps $t = 0$, le gaz remplira rapidement tout le volume du contenant (détente de Joule ou détente de Gay-Lussac). La transformation inverse est inconcevable, la détente du gaz est une transformation

irréversible. Maintenant, replaçons la cloison alors que la gaz est également réparti dans les deux moitiés et supposons qu'une porte minuscule a été pratiquée dans la cloison et qu'un être infiniment intelligent (le démon!) en ait le contrôle. En observant les molécules qui se dirigent vers la porte, le démon peut décider de laisser passer dans un sens les molécules qui vont plus vite que la moyenne et dans l'autre sens les molécules plus lentes que la moyenne. De cette manière, l'une des moitiés du récipient va se refroidir et l'autre se réchauffer, sans qu'aucun travail n'ait été accompli (on suppose que le démon n'effectue aucun travail, il ne fait qu'ouvrir la porte aux molécules). Ceci viole bien sûr le deuxième principe car l'entropie totale du contenant a diminué. Parce que le démon de Maxwell a une capacité d'observation supérieure à la nôtre, il n'a pas besoin de la notion d'entropie.

C'est Ludwig Boltzmann qui donna une expression de l'entropie d'un système physique en fonction de notre manque d'information complète sur ce système. Boltzmann introduisit les notions d'état **microscopique** et d'état **macroscopique**. Par exemple, l'état macroscopique d'un gaz simple est spécifié par la pression et le volume (2 paramètres) alors que l'état microscopique est déterminé par les positions et les vitesses de toutes les molécules du gaz! Il est impossible à un humain de connaître précisément l'état microscopique, mais c'est cet état qui détermine comment le gaz évolue dans le temps, par l'intermédiaire des lois de la mécanique. A chaque état macroscopique correspond un très grand nombre d'états microscopiques, qu'on note $\Omega(P, V)$ (il dépend de la pression et du volume, et en général de tous les paramètres macroscopiques). Selon Boltzmann (1876), l'entropie S est simplement le logarithme du nombre d'états microscopiques compatibles avec l'état macroscopique :

$$S = k_B \ln \Omega$$

Ainsi lorsque sont combinés deux systèmes (les deux moitiés du récipient par exemple), le nombre d'états au total est $\Omega = \Omega_1 \Omega_2$ parce que chaque moitié peut être dans n'importe lequel état et toutes les combinaisons sont possibles (les indices 1 et 2 réfèrent à chacune des deux moitiés). L'entropie totale est alors $S = S_1 + S_2$, comme il se doit (l'entropie est une quantité additive). D'autre part, lors d'un processus irréversible comme l'ouverture de la cloison citée plus haut, le nombre d'états microscopiques compatible avec notre connaissance du système augmente considérablement et donc l'entropie aussi.

Chapitre III

RAPPELS DE THERMODYNAMIQUE

III.1 GENERALITES

La thermodynamique étudie les rapports entre les phénomènes thermiques et mécaniques relatifs aux corps dans leurs états macroscopiques.

Ne pas confondre avec la thermodynamique statistique, qui étudie le lien entre structure microscopique et propriétés macroscopiques (théorie cinétique des gaz).

→ étude des transformations d'énergie-chaleur en énergie-travail et réciproquement.

III.1.1 Notion de système

On étudie une portion limitée de l'univers appelée **système**, celui-ci pouvant être limité par une surface servant de frontière réelle ou fictive (surface limitant une certaine masse de fluide).

Le système est en relation avec le reste de l'univers ou milieu extérieur (atmosphère).

Un **système isolé** n'échange ni énergie ni matière avec l'extérieur.

Un système est décrit par des variables thermodynamiques : P, T, S, U, V, ρ ...

Les enceintes considérées :

- vase-clos (la masse de fluide m_{fluide} est constante)
- transvasement (avec un débit de fluide \dot{m}_{fluide})

Les fluides considérés :

- de l'air (considéré comme un gaz parfait)
- de l'air+produits de combustion (considérés comme gaz parfait)
- de la vapeur d'eau (gaz réel, tables, diagramme de Mollier)

Convention de signe : signe positif lorsque le système reçoit de la chaleur ou du travail. On ne considère dans la suite que les valeurs absolues. Les bilans ne comporteront que des sommes algébriques.

III.1.2 Lois d'état

La loi des gaz parfait : $\frac{P}{\rho} = rT$ avec $r_{air} = 287 \text{ J/kg.K}$

capacité calorifique à pression constante $C_p = \left(\frac{dH}{dT}\right)_P = \text{cte}$

capacité calorifique à volume constante $C_v = \left(\frac{dU}{dT}\right)_V = \text{cte}$

Relations : $C_p - C_v = r$ et $\frac{C_p}{C_v} = \gamma = 1,4$

Pour la vapeur d'eau, on utilise tables de vapeur et diagramme de Mollier.

III.2 LES DEUX PRINCIPES DE LA THERMODYNAMIQUE

III.2.1 Premier principe - Principe d'équivalence

Principe établi par Joule/Helmholtz vers 1850 : énergie-travail \leftrightarrow énergie-chaleur

"Travail et chaleur sont les deux seules façons possibles d'échanger de l'énergie entre systèmes fermés."

"Lorsqu'un système thermodynamique fermé quelconque subit un cycle de transformations qui la ramène à son état initial, la somme du travail W et de la chaleur Q échangés est nulle."

Energie interne

C'est une fonction d'état, c'est-à-dire que sa variation est indépendante de la transformation et ne dépend que des états initial et final. Elle est constituée de :

- énergie cinétique "microscopique" des particules constituant le système dans un référentiel où les particules sont globalement au repos.
- énergie des interactions entre particules
- énergie de liaison des molécules
- énergie de liaison des constituants de l'atome

Théorie cinétique de Boltzmann : $U = \frac{3}{2}kT + U_0$.

L'énergie interne U est définie à une constante additive près U_0 .

Formulation mathématique du premier principe pour un système fermé :

$$\Delta U = W + Q \quad \text{ou} \quad dU = \delta W + \delta Q$$

Pour un système ouvert (avec transvasement), on utilise l'**enthalpie** $H = U + PV$.

$$\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = W + Q$$

où E_c est l'énergie cinétique du fluide et E_p l'énergie potentielle.

III.2.2 Deuxième principe - Principe de hiérarchie

Dû aux travaux de Carnot (1824) et Clausius (1854).

Principe de hiérarchie : "la qualité d'une source de chaleur Q croît avec sa température T_{ch} ".

La part transformable d'énergie-chaleur en énergie-travail de la source de chaleur Q à la température T_{ch} peut être quantifier au moyen de l'exergie $Ex = Q \frac{T_{ch} - T_{atm}}{T_{ch}}$.

Plus l'écart $T_{ch} - T_{atm}$ est important, plus la part transformable est grande. Quand $T_{ch} = T_{atm}$, on ne peut plus rien récupérer de la source de chaleur.

Enoncé de Clausius : "Le passage de la chaleur d'un corps froid vers un corps chaud n'a jamais lieu spontanément et sans modification simultanée du milieu extérieur."

Enoncé de Kelvin : "A l'aide d'un système qui décrit un cycle et qui n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur, il est impossible de recueillir du travail."

→ on ne peut réaliser de machines thermiques monothermes. La transformation d'énergie-chaleur en énergie-travail s'associe d'une baisse de la température.

Entropie

L'entropie S est une fonction d'état (en J/K). La variation d'entropie au cours d'une transformation peut être décomposée en deux termes :

- δS_e entropie échangée avec le milieu extérieur : $\delta S_e = \frac{\delta Q}{T}$
- $S_c > 0$ l'entropie créée au sein du système (due aux irréversibilités)

La variation d'entropie au cours d'une transformation s'écrit :

$$\Delta S = \frac{\delta Q}{T} + S_c \quad \text{ou} \quad dS = \frac{\delta Q}{T}$$

Si la transformation de A vers B est **réversible**, il n'y a pas d'entropie créée $S_c = 0$ et l'on a l'égalité :

$$S_b - S_a = \int_a^b \frac{\delta Q}{T}$$

Si la transformation est irréversible, il y a création d'entropie $S_c > 0$ et l'on a l'inégalité :

$$S_b - S_a = \int_{rev} \frac{\delta Q_{rev}}{T} \geq \int_{irrev} \frac{\delta Q_{irrev}}{T}$$

Pour tout cycle : $\Delta S = 0$. Inégalité de Clausius pour un cycle : $0 > \int \frac{\delta Q_{irrev}}{T}$

L'entropie d'un système isolé augmente et est maximale à l'équilibre.

Théorie cinétique de Boltzmann : $S = k \ln \Omega$ où Ω est le nombre d'état microscopique que le système peut réaliser.

Remarque : l'entropie est une mesure du désordre. La création d'entropie correspond à l'accroissement du désordre microscopique du système.

Si l'on passe d'un état ordonné à un état désordonné, l'entropie augmente (par exemple lors d'un changement de phase solide \rightarrow liquide et liquide \rightarrow gaz).

L'entropie d'un corps augmente lorsque l'agitation moléculaire augmente c'est-à-dire lorsque la température s'élève.

Remarque : le troisième principe de la thermodynamique (ou principe de Nernst) concerne l'entropie molaire S_m d'un corps pur ($S_m = S/n$) : l'entropie molaire de tous les corps purs parfaitement cristallisés dans leur état stable est nulle à 0K. Ce qui signifie qu'il n'y a aucun désordre dans un cristal pur à $T = 0K$.

III.3 LES FONCTIONS D'ETAT

C'est une fonction dont la variation est indépendante de la transformation et ne dépend que des états initial et final.

L'énergie interne U ; l'enthalpie H , l'entropie S , l'exergie E_x , l'anergie A_n sont des fonctions d'état.

L'exergie mesure la part transformable d'énergie-chaleur en énergie-travail d'une source de chaleur Q à la température T_{ch} .

L'anergie mesure la part non transformable de la source Q .

$$Q = E_x + A_n \quad E_x = Q \frac{T_{ch} - T_{atm}}{T_{ch}} \quad A_n = Q \frac{T_{atm}}{T_{ch}}$$

Relations utiles

Les deux relations suivantes sont valables quelque soit le fluide (parfait ou réel) :

$$dU = TdS - PdV \quad \text{et} \quad dH = TdS + VdP$$

La quantité : $-PdV = \delta W_{vase-clos}$ représente le travail en vase clos (piston...)

La quantité $VdP = \delta W_{transvasement}$ représente le travail avec transvasement

Relations de Joule pour un gaz parfait : $dU = C_v dT$ et $dH = C_p dT$

Pour une transformation isentropique (adiabatique réversible), relation de Laplace : $PV^\gamma = \text{cte}$

III.4 BILAN DES MACHINES THERMIQUES DITHERMES

On distingue les machines motrices ($W < 0$) et les machines réceptrices ($W > 0$).

III.4.1 Machine motrice

Conversion de chaleur en travail, $W < 0$.

La quantité de chaleur échangée avec la source froide est considérée comme perdue (point de vue "économique"). Thermodynamiquement, Q_{fr} n'est pas perdue et peut être valorisée.

$$\text{Rendement thermique} : \eta_{th} = \frac{W_{utile}}{Q_{ch}}$$

$$\text{Rendement exergetique} : \eta_{ex} = \frac{W_{utile}}{E_x} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot}}$$

Le rendement exergetique quantifie la qualité thermodynamique du moteur. $\eta_{ex} = 1$ correspond à un cycle idéal réversible (cycles de Carnot, Ericsson, Stirling...).

Le rendement exergetique mesure la quantité d'énergie maximale qu'on peut récupérer du système par rapport à celle fournie au système. Il permet de mesurer le degré d'irréversibilité d'une installation thermodynamique ou encore le degré de dégradation de l'énergie qu'il s'y produit. Un rendement exergetique de 10% indique que 90% de l'énergie a été dégradée dans les irréversibilités.

La notion d'exergie est due aux travaux du Français Louis-Georges GOUY (1854-1926) en 1889.

III.4.2 Machine réceptrice

Transfère de la chaleur d'une source froide vers une source chaude (frigo, pompe à chaleur).

machine frigorifique : on définit un coefficient d'effet frigorifique $\Sigma = \frac{Q_{fr}}{W_{fourni}}$.

pompe à chaleur : on définit un coefficient de performance (COP) $\phi = \frac{Q_{ch}}{W_{fourni}}$.

III.5 ETUDE DE TRANSFORMATIONS REVERSIBLES

Si la transformation est en plus adiabatique, elle est alors isentropique.

III.5.1 Compression ou détente isentropique

Le travail de compression isentropique est noté W_{is}^C et le travail de détente W_{is}^D .

III.5.1.1 Compression avec transvasement

Compression par changement d'état.

$$dh = \underbrace{TdS}_{=0} + VdP = \delta W_{transvt} = \delta W_{is}^C \quad \text{d'où} \quad W_{is}^C = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1)$$

On définit le rapport thermique de compression :

$$\lambda = \left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{d'où} \quad W_{is}^C = C_p T_1 (\lambda - 1)$$

III.5.1.2 Compression en vase-clos

Compression par réduction de volume.

$$du = \underbrace{TdS}_{=0} - PdV = \delta W_{vase-clos} = \delta W_{is}^C \quad \text{d'où} \quad W_{is}^C = u_2 - u_1 = C_v (T_2 - T_1)$$

On introduit le rapport volumétrique $\rho = \frac{V_1}{V_2}$.

Remarque : la compression avec transvasement coûte γ fois plus chère que celle en vase-clos.

III.5.2 Compression isotherme avec transvasement

Le travail de compression isotherme est noté W_{it}^C et le travail de détente W_{it}^D .

Compression du gaz et refroidissement pour garder la température constante (irréalisable en pratique).

$$dh = \underbrace{TdS}_{=\delta Q} + \underbrace{VdP}_{=\delta W_{transvt}} = 0 \quad \text{d'où} \quad W_{it}^C = Q = \int_1^2 V dP = rT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = C_p T_1 \ln \lambda$$

Remarque : le travail de compression isentropique est plus grand que le travail de compression isotherme.

III.5.3 Cycle de Carnot

Cycle idéal réversible ($\eta_{ex} = 1$) avec transvasement composé de quatre transformations :

- une compression isotherme et une compression isentropique
- une détente isotherme et une détente isentropique

III.6 ETUDE DE TRANSFORMATIONS IRREVERSIBLES

III.6.1 Compression adiabatique avec transvasement

Les irréversibilités (perte par frottement, dissipation visqueuse) sont assimilées à une source de chaleur interne δq_{int} . Comme la transformation est adiabatique, on a : $\delta q_{int} = TdS$.

Le travail reçu par le gaz lors de la compression (on parle aussi de travail indiqué W_i le travail échangé avec les parties mobiles de la machine) vérifie (si on néglige la variation d'énergie cinétique du fluide) : $W^C = W_i = \Delta h = C_p (T_2 - T_1)$.

On introduit le rendement isentropique de compression (écart entre la transformation réelle et la transformation réversible) :

$$\eta_{is}^C = \frac{W_{is}^C}{W^C} = \frac{T_{2_{is}} - T_1}{T_2 - T_1} \leq 1$$

Le travail de transvasement est alors différent du travail de compression (à cause des pertes) et l'on a : $W_{transvt} + q_{int} = W^C$

III.6.2 Détente adiabatique

Le travail de détente W^D vérifie : $W^D = \Delta h = C_p(T_3 - T_4)$.

On introduit le rendement isentropique de détente (écart entre la transformation réelle et la transformation réversible) :

$$\eta_{is}^D = \frac{W_D}{W_{is}^D} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4_{is}}} \leq 1$$

III.6.3 Transformations polytropiques

On cherche un coefficient k dit coefficient polytropique pour lier les points 1 et 2 par une relation du type : $PV^k = \text{cte}$.

Pour une transformation réversible ; $k = \gamma$ et on retrouve Laplace.

Le coefficient k est égale à :

$$k = \frac{\ln \frac{P_2}{P_1}}{\ln \frac{P_2}{P_1} - \ln \frac{T_2}{T_1}}$$

On définit le rendement polytropique de compression et de détente :

$$\begin{aligned} \eta_{pol}^C &= \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{k}{k - 1} \\ \eta_{pol}^D &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{k - 1}{k} \end{aligned}$$

D'où l'expression des rendements isentropiques de compression et de détente :

$$\begin{aligned} \eta_{is}^C &= \frac{\lambda - 1}{\lambda^{1/\eta_{pol}} - 1} \\ \eta_{is}^D &= \frac{1 - 1/\lambda^{\eta_{pol}}}{1 - 1/\lambda} \end{aligned}$$

Le rendement polytropique η_{pol} est indépendant du taux de compression λ . Il caractérise une 'qualité de construction'.

Valeurs particulières du coefficient k :

- $k=0 \rightarrow$ isobare
- $k=1 \rightarrow$ isotherme
- $k=\gamma \rightarrow$ isentropique
- $k=\infty \rightarrow$ isochore

Remarque : $\eta_{is}^C < \eta_{is}^D$

La transformation réelle est assimilée à une transformation polytropique de coefficient k . Elle suit la relation : $PV^k = \text{constante}$

avec $k = \frac{\ln(P_2/P_1)}{\ln(P_2/P_1) - \ln(T_2/T_1)}$

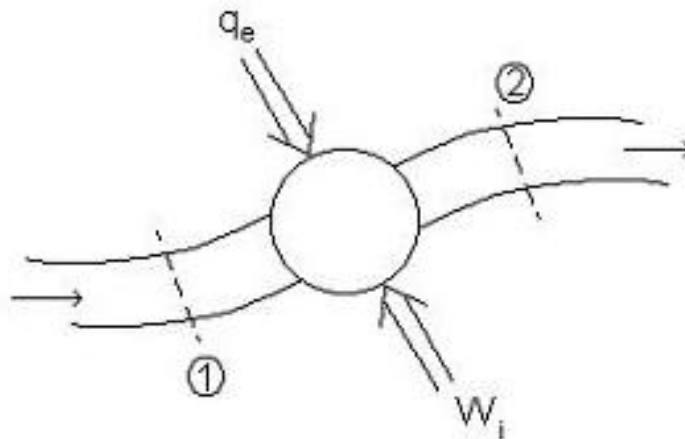
COMPRESSION ($k > \gamma$)	DETENTE ($k < \gamma$)
$\frac{T_2}{T_1} = \lambda^{1/\eta_{pol}^C}$	$\frac{T_2}{T_1} = \lambda^{1/\eta_{pol}^D}$
<u>Rendement polytropique</u>	<u>Rendement polytropique</u>
$\eta_{pol}^C = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{k}{k - 1}$	$\eta_{pol}^D = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{k - 1}{k}$
<u>Rendement isentropique</u>	<u>Rendement isentropique</u>
$\eta_{is}^C = \frac{\lambda - 1}{\lambda^{1/\eta_{pol}^C} - 1}$	$\eta_{is}^D = \frac{1 - \frac{1}{\lambda_{pol}^D}}{1 - \frac{1}{\lambda}}$

Valeurs du rendement isentropique η_C^{is} pour différents valeurs du rendement polytropique et différents taux de compression λ .

η_{pol}^C	1	1,2	1,5	2	2,5
0,90	0,90	0,890	0,877	0,862	0,847
0,85	0,85	0,852	0,818	0,794	0,774
0,80	0,80	0,775	0,755	0,725	0,700

III.7 ECOULEMENTS ET SYSTEMES OUVERTS

III.7.1 Ecoulement dans un organe avec échange d'énergie



w_i est le travail indiqué, c'est le travail massique échangé entre le fluide et les parties mobiles. Aux pertes mécaniques près, W_i correspond au travail fourni sur l'arbre. q_e est la quantité de chaleur massique échangée entre le fluide et l'organe.

Le premier principe appliqué au fluide entre 1 et 2 donne :

$$w_i + q_e = h_2 - h_1 + \Delta E_c + \Delta E_{pp}$$

où E_c et E_{pp} sont l'énergie cinétique du fluide et l'énergie potentielle de pesanteur.

Ce qui s'exprime selon : $w_i + q_e = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$

D'autre part, on a : $dh = Tds + vdP$

Si l'évolution est réversible alors : $ds = \frac{\delta q_e}{T}$

Si l'évolution est réelle alors : $ds = \frac{\delta q_e}{T} + ds_{irrev}$ (avec $ds_{irrev} > 0$)

et on pose : $ds_{irrev} = \frac{\delta q_f}{T}$

où δq_f est la variation de chaleur massique due aux irréversibilités (frottements, dissipation visqueuse...).

On a alors : $dh = \delta q_e + \delta q_f + vdP$ soit : $h_2 - h_1 = q_e + q_f + \int_1^2 vdP$

La quantité $\int_1^2 vdP$ désigne le travail de transvasement.

Finalement, l'expression du travail indiqué est :

$$W_i = \underbrace{\int_1^2 v dP + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)}_{\text{travail net } w_n} + \underbrace{q_f}_{\text{perte due à l'irréversibilité}}$$

Le travail net W_n correspond à la variation de toutes les formes d'énergie du fluide.

III.7.2 Écoulement dans une conduite sans échange d'énergie

Dans ce cas le travail indiqué W_i est nul.

L'équation devient alors :

$$\int_1^2 v dP + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + q_f = 0$$

Pour un fluide incompressible, le volume massique $v = \frac{1}{\rho} = \text{constante}$

Par conséquent : $\int_1^2 v dP = \frac{P_2 - P_1}{\rho}$

Il vient : $\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 + q_f$

On retrouve Bernoulli qui exprime la conservation de l'énergie (potentielle de pression, cinétique et potentielle de pesanteur) sur une section.

→ Energie par unité de masse : $\frac{P}{\rho}$, $\frac{v^2}{2}$, gz en J/kg.

→ Energie par unité de volume : P , $\rho \frac{v^2}{2}$, ρgz en J/m³ ou en Pa.

→ Energie par unité de poids : $\frac{P}{\rho g}$, $\frac{v^2}{2g}$, z en J/N ou en mètre.

On définit :

- la charge ou hauteur totale : $h_t = \frac{P}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g}$

- la hauteur piézométrique : $h_p = \frac{P}{\rho g} + z$

- la pression dynamique : $P_d = P + \rho \frac{v^2}{2}$

III.7.3 Écoulement avec pompe ou compresseur

On définit :

- la puissance nette (ou puissance utile fournie au fluide) P_n :

$$P_n = h_n \rho g q_v \text{ où } q_v \text{ est le débit volumique.}$$

- la puissance sur l'arbre P_a :

$$P_a \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{puissance indiquée } P_i \\ \text{pertes mécaniques} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{puissance nette } P_n \\ \text{pertes de charge} \end{array} \right.$$

- le rendement mécanique ou organique $\eta_m = \frac{P_i}{P_a}$

- le rendement manométrique $\eta_{mano} = \frac{P_n}{P_i}$

- le rendement global $\eta = \eta_m \times \eta_{mano} = \frac{P_n}{P_a}$

III.7.4 Écoulement avec turbine

On définit :

- la puissance nette (perdue par le fluide) $P_n = |h_n| \rho g q_v$

- le rendement mécanique ou organique $\eta_m = \frac{P_a}{P_i}$

- le rendement global $\eta = \frac{P_a}{P_n}$

Chapitre IV

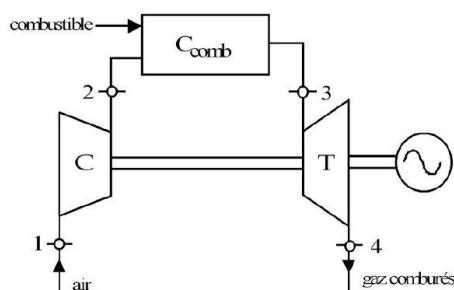
LES TURBINES A GAZ

IV.1 GENERALITES - CYCLE REVERSIBLE DE BRAYTON

Les turbines à gaz sont séparées en deux catégories selon la nature de la puissance récupérée du fluide en sortie de la turbine :

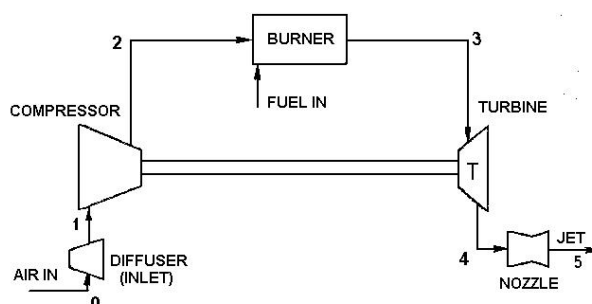
- les turbomoteurs et turbopropulseurs

La turbine à gaz génère de la puissance mécanique extraite d'un arbre. Cet arbre peut entraîner un rotor d'hélicoptère, une hélice d'avion (turbopropulseur), un alternateur (groupe électrogène).



- les turboréacteurs

La turbine à gaz génère de l'énergie cinétique sous forme d'un jet à haute vitesse qui sert à la propulsion des avions.

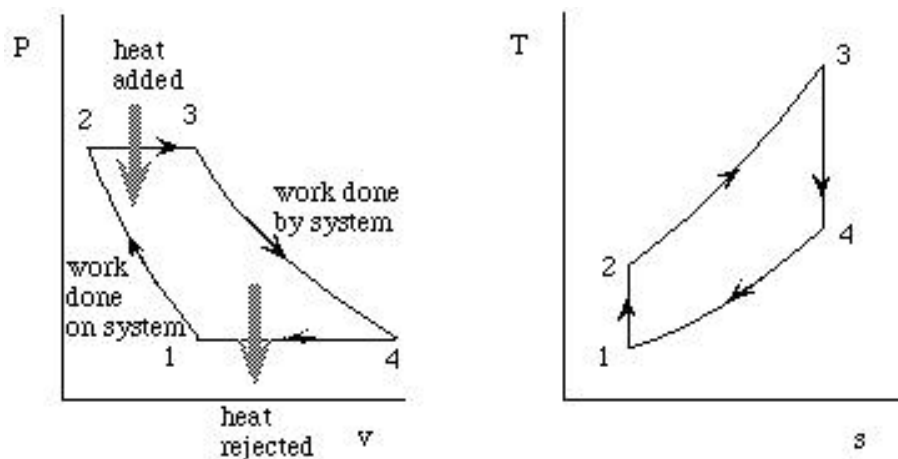


Le cycle thermodynamique qui représente bien les transformations des turbines à gaz est le cycle de Brayton.

IV.1.1 Le cycle réversible de Brayton

Le cycle réversible de Brayton est composé des quatre transformations suivantes :

- une compression isentropique
- un apport de chaleur ou combustion isobare
- une détente isentropique
- un retrait de chaleur isobare



On introduit deux rapports : le rapport thermique de compression $\lambda = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ et le rapport des températures $\tau = \frac{T_3}{T_1}$

Travaux et chaleurs échangés pendant les transformations élémentaires :

travail de compression	$W_{is}^C = C_p T_1 (\lambda - 1)$
travail de détente	$W_{is}^D = C_p T_1 \left(\tau - \frac{\tau}{\lambda}\right)$
apport de chaleur	$Q_{ch} = C_p T_1 (\tau - \lambda)$
retrait de chaleur	$Q_{fr} = C_p T_1 \left(\frac{\tau}{\lambda} - 1\right)$

Bilan du cycle :

Travail utile	$W_{ut} = W_{is}^D - W_{is}^C = C_p T_1 (\tau - \lambda) \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)$
Rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{W_{ut}}{Q_{ch}} = \frac{\lambda - 1}{\lambda}$
Rendement exergetique	$\eta_{ex} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot}} = \frac{(\lambda - 1)/\lambda}{(\tau - 1)/\tau}$

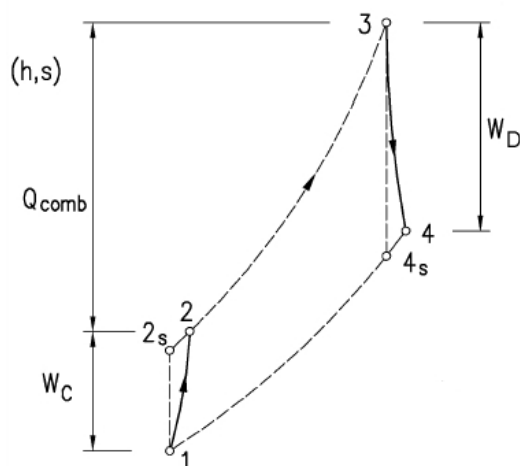
Le rendement thermique croît avec le rapport des pressions λ .

IV.2 LES TURBOMOTEURS / TURBOPROPULSEURS

IV.2.1 Le cycle ouvert irréversible de Brayton

Nous considérons le cycle ouvert irréversible de Brayton composé de trois transformations :

- une compression adiabatique, de rendement isentropique de compression η_{is}^C
L'air est assimilé à un gaz parfait de propriété C_p et γ . Le débit d'air entrant dans la machine est noté \dot{m}_{air} .
- un apport de chaleur (ou combustion) isobare
Le débit de combustible brûlé dans la combustion est notée \dot{m}_{comb} . En fin de combustion, l'air et les résidus de combustion sont assimilés à un gaz parfait, de propriété C_{p_g} et γ_g .
- une détente adiabatique, de rendement isentropique de compression η_{is}^D



On introduit trois rapports : deux rapports thermiques de compression $\lambda = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{2is}}{T_1}$
 et $\lambda_g = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} = \frac{T_3}{T_{4is}}$ ainsi que le rapport des températures $\tau = \frac{T_3}{T_1}$

Travaux et chaleurs échangés pendant les transformations élémentaires :

travail de compression	$W^C = C_p(T_2 - T_1)$ avec $T_2 = T_1\left(1 + \frac{\lambda - 1}{\eta_{is}^C}\right)$
apport de chaleur	$Q_{comb} \simeq C_p(T_3 - T_2)$ ou $\simeq C_{pg}T_3 - C_pT_2$
travail de détente	$W_{is}^D = C_{pg}(T_3 - T_4)$ avec $T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{is}^D \left(1 - \frac{1}{\lambda_g}\right)\right]$

Bilan du cycle (en supposant que le fluide est toujours de l'air) :

Puissance utile	$P_{ut} = \dot{m}_{air} C_p T_1 \frac{\lambda - 1}{\lambda} \left[\tau \eta_{is}^D - \frac{\lambda}{\eta_{is}^C} \right]$
Rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{\frac{\lambda-1}{\lambda} \left[\tau \eta_{is}^D - \frac{\lambda}{\eta_{is}^C} \right]}{\tau - 1 - \frac{\lambda-1}{\eta_{is}^C}}$

La rendement thermique augmente avec le rapport des températures τ .

Valeur usuelle du rendement : 25%-30%

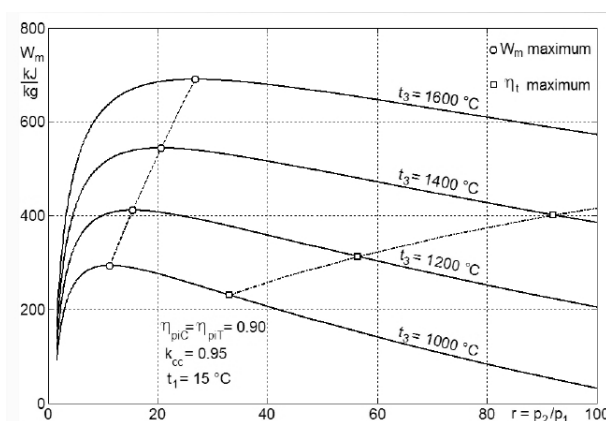


FIG. IV.1 – Evolution du travail utile en fonction du rapport des pressions

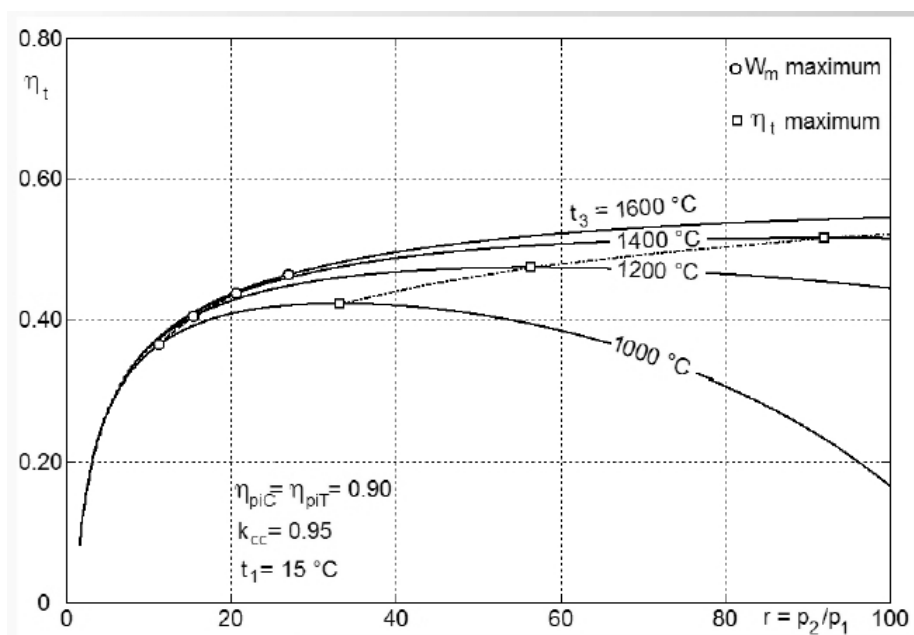


FIG. IV.2 – Evolution du rendement thermique en fonction du rapport des pressions

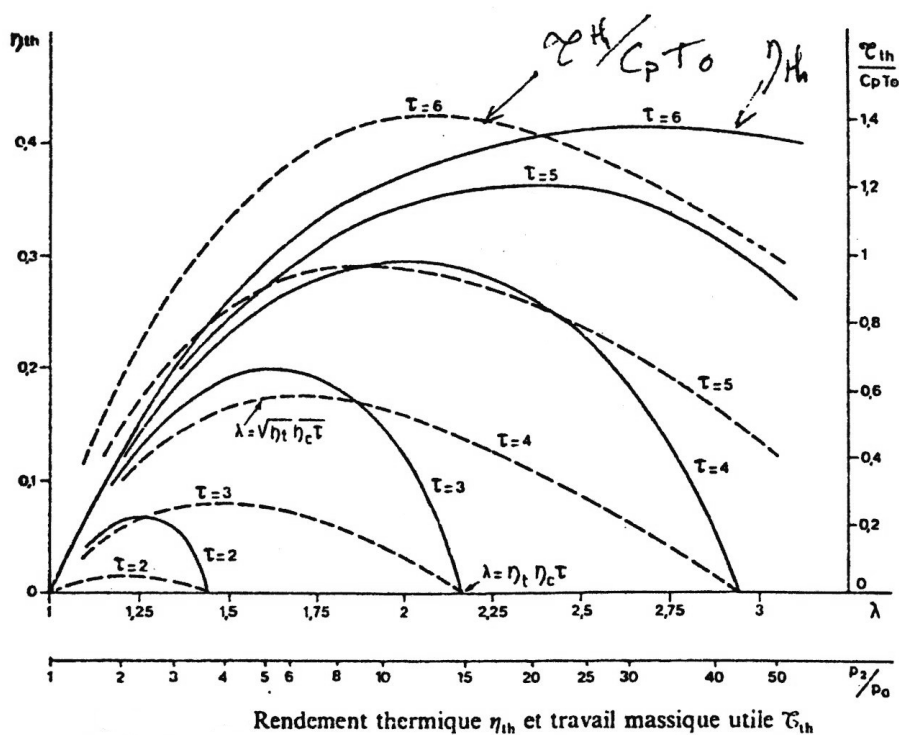


FIG. IV.3 – Rendement thermique et travail utile en fonction des rapports des pressions et des températures

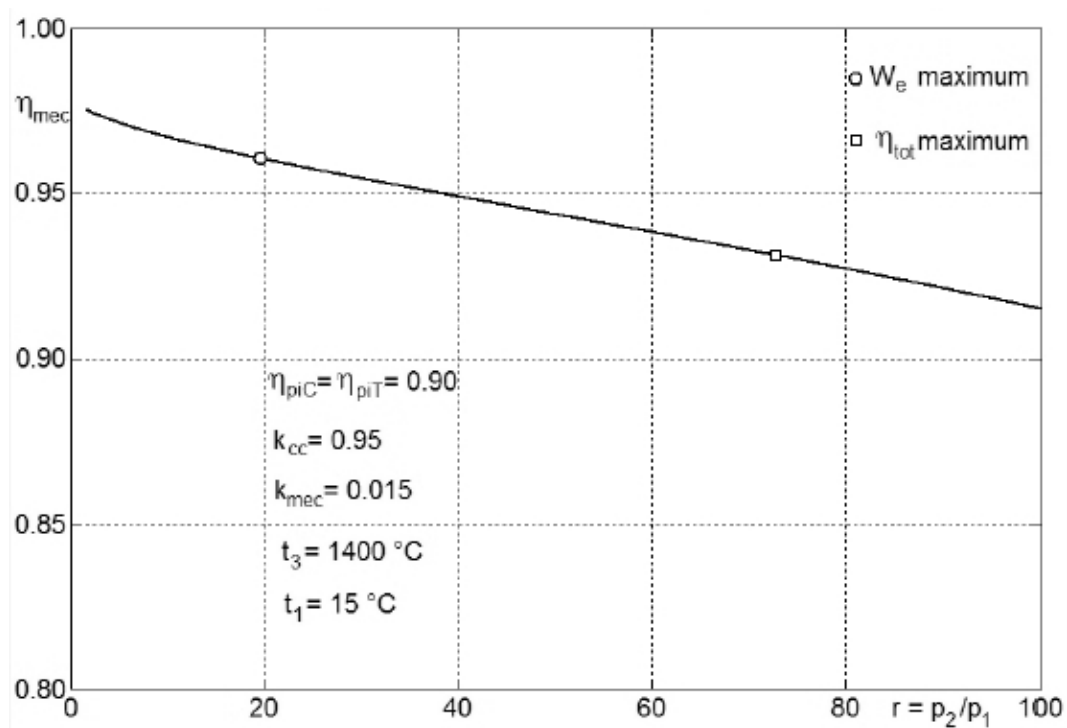


FIG. IV.4 – Evolution du rendement mécanique en fonction du rapport des pressions

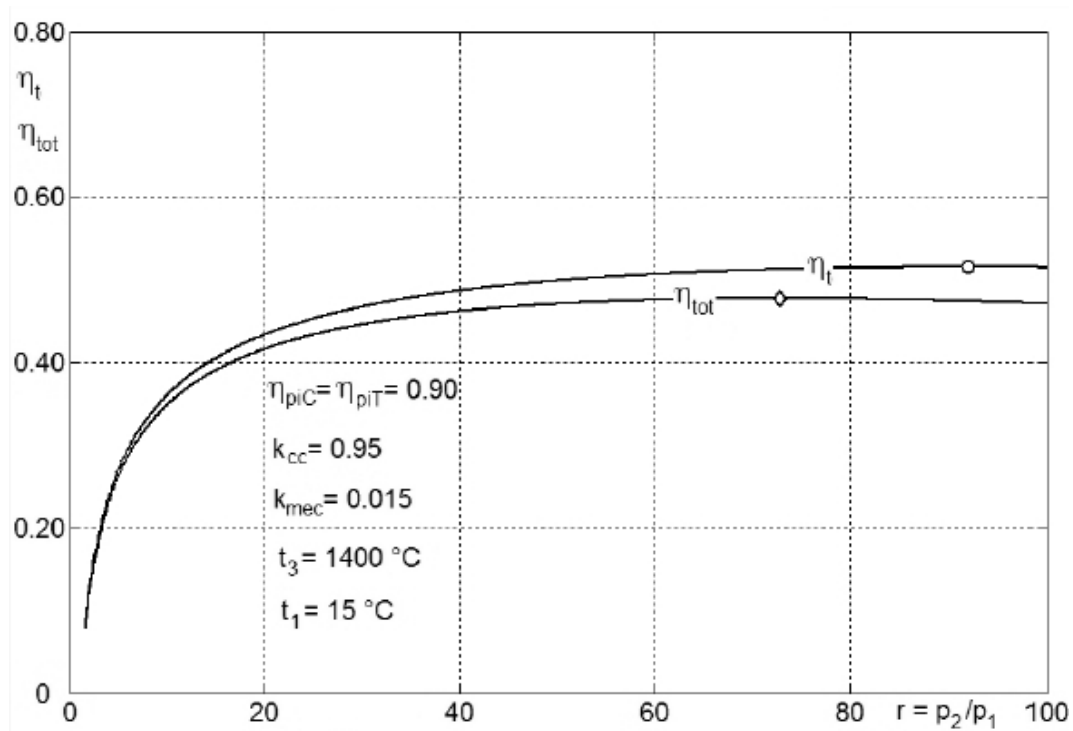


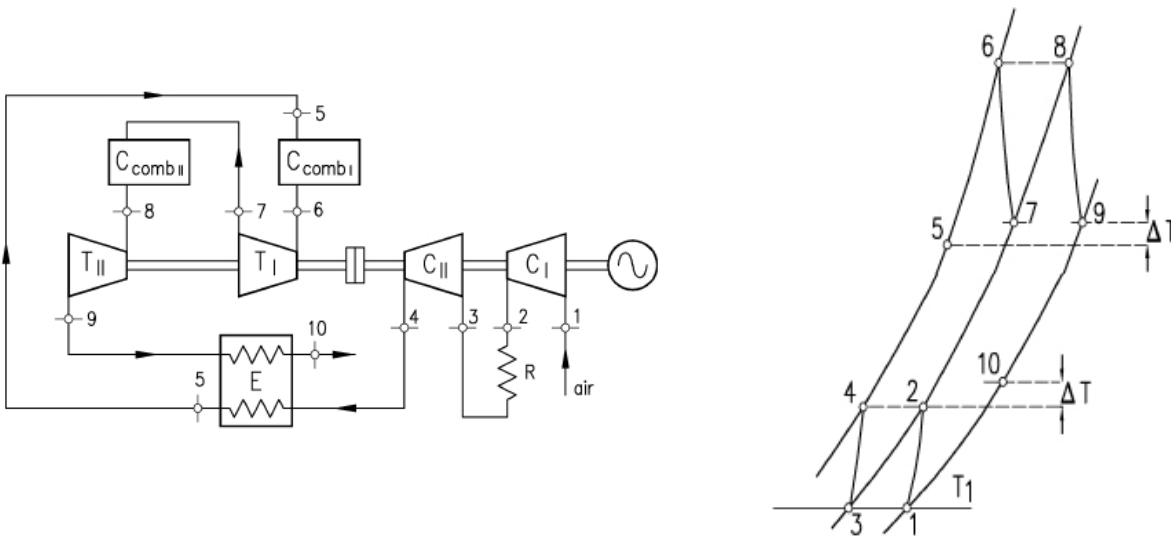
FIG. IV.5 – Evolution du rendement total en fonction du rapport des pressions

IV.2.2 Amélioration du cycle - Valorisation de l'énergie

Il existe plusieurs voies d'améliorations du cycle de Brayton.

IV.2.2.1 Fractionnement de la compression et de la détente

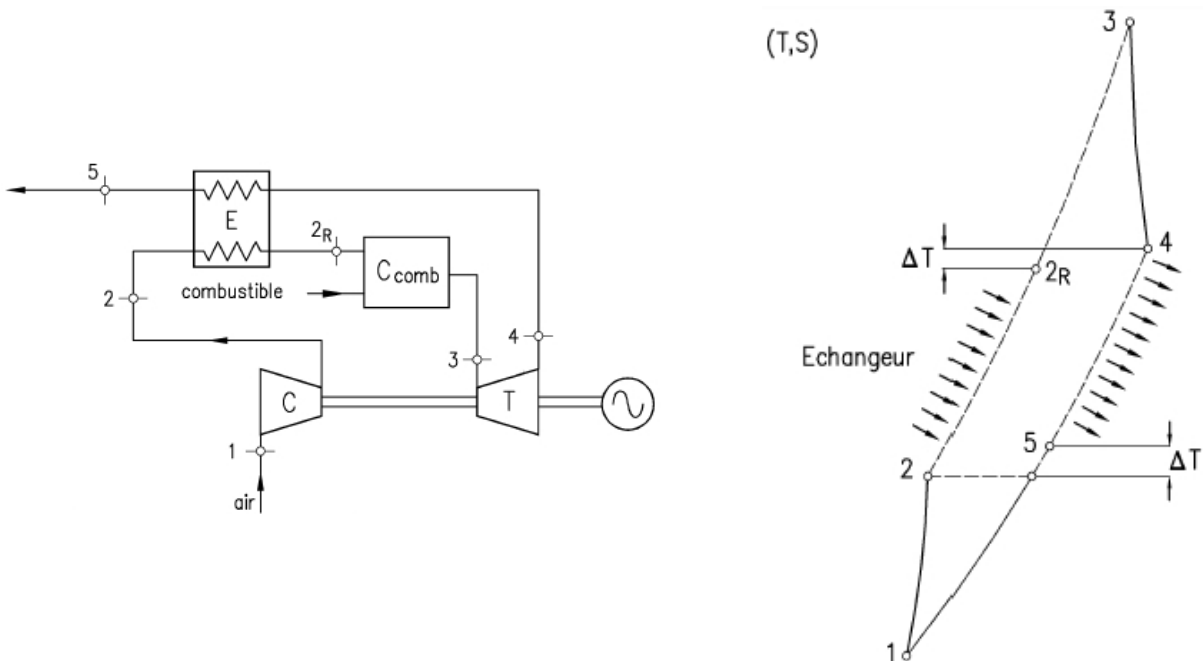
Principe : introduire un refroidissement (resp. réchauffement) intermédiaire entre plusieurs compressions (resp. détente) adiabatiques de taux de compression (resp. détente) moindre.



IV.2.2.2 Régénération

Principe : récupérer la chaleur des gaz chauds en sortie turbine, par l'intermédiaire d'un échangeur interne, pour chauffer les gaz après la compression et avant la combustion.

Ceci est possible si la température $T_4 > T_2$ soit $\lambda < \sqrt{\tau}$.



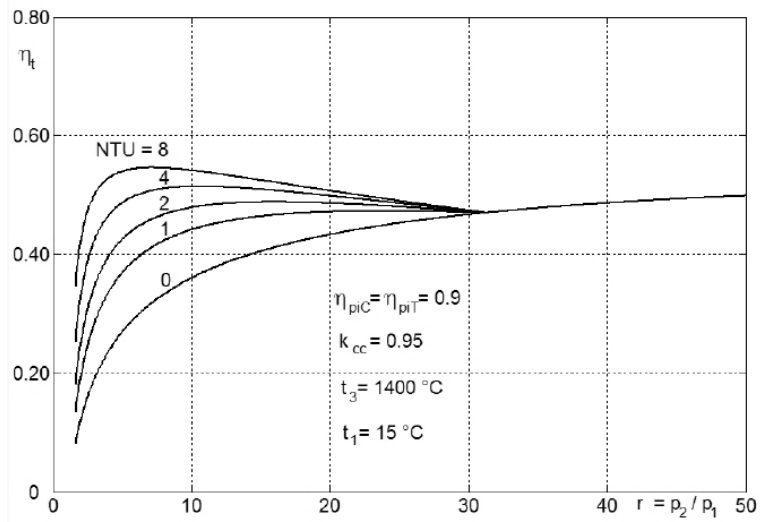
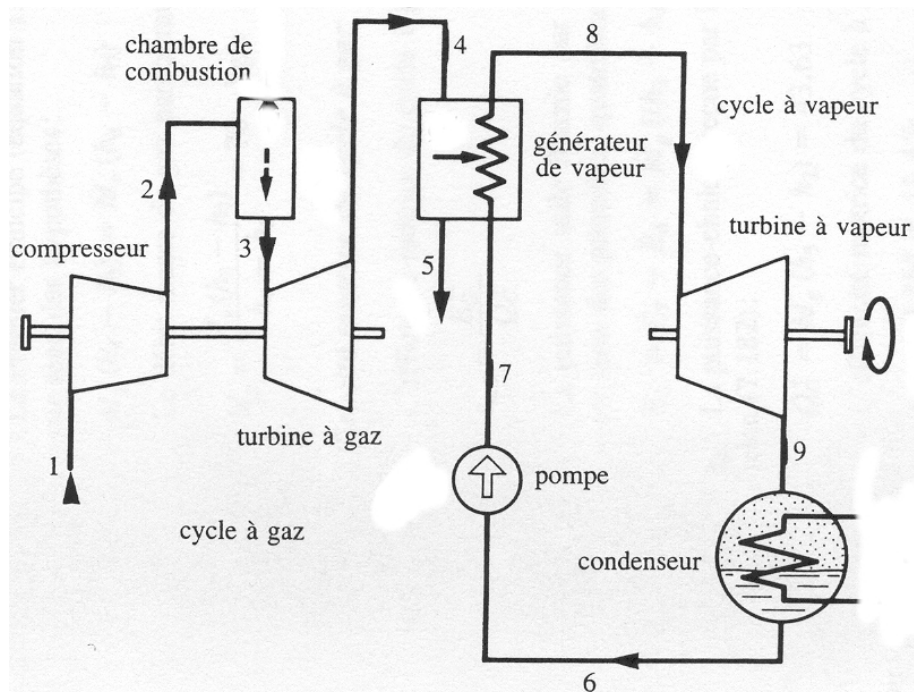


FIG. IV.6 – Evolution du rendement thermique en fonction de l'efficacité de l'échangeur

IV.2.2.3 Valorisation de l'énergie : co-génération - cycles combinés

- Génération combinée d'électricité

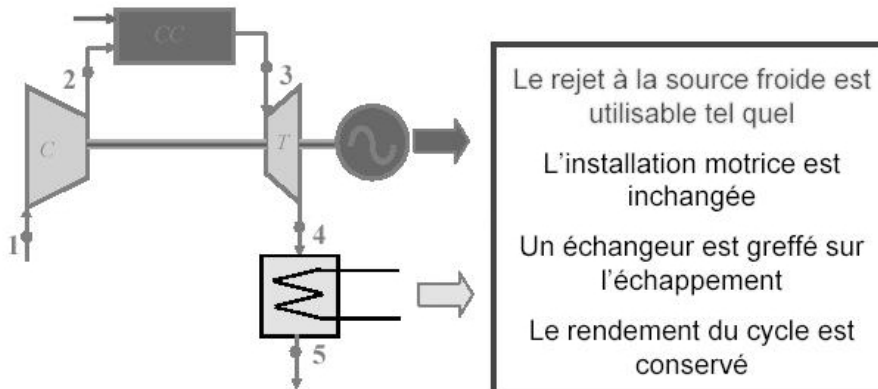
Récupération de la chaleur des gaz chaud en sortie turbine pour alimenter un cycle à vapeur.



- Génération combinée d'électricité et de chaleur (rendement $\approx 60 \%$)

Récupération de la chaleur des gaz chaud en sortie turbine pour alimenter un échangeur externe à eau \rightarrow production d'eau chaude.

Les turbines à gaz : installation de cogénération



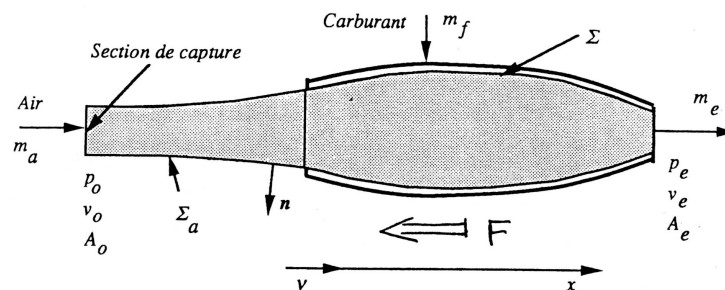
IV.3 LES TURBOREACTEURS

IV.3.1 Généralités

Objectif : générer un jet à haute vitesse servant à la propulsion à réaction.

IV.3.2 Bilan propulsif

poussée en vol : $F = \dot{m}(V_{sortie} - V_{entree}) = \dot{m}(V_{sortie} - V_{vol})$



Volume de contrôle pour la détermination de la poussée d'un turbo réacteur.

$$F = \dot{m}_e v_e - \dot{m}_a v_o + (p_e - p_o) A_e$$

$$F \neq \dot{m}_a (v_e - v_o)$$

poussée intrinsèque : $\Pi = \frac{F}{\dot{m} \sqrt{C_p T_0}} = \frac{V_{sortie} - V_{vol}}{\sqrt{C_p T_0}}$

puissance utile ou puissance exercée sur l'écoulement : $P_{utile} = \dot{m} \left(\frac{V_{sortie}^2}{2} - \frac{V_{vol}^2}{2} \right)$

puissance de propulsion : $P_{prop} = F \times V_{vol} = \dot{m}(V_{sortie} - V_{vol})V_{vol}$

rendement thermique : $\eta_{th} = \frac{P_{utile}}{P_{comb}}$

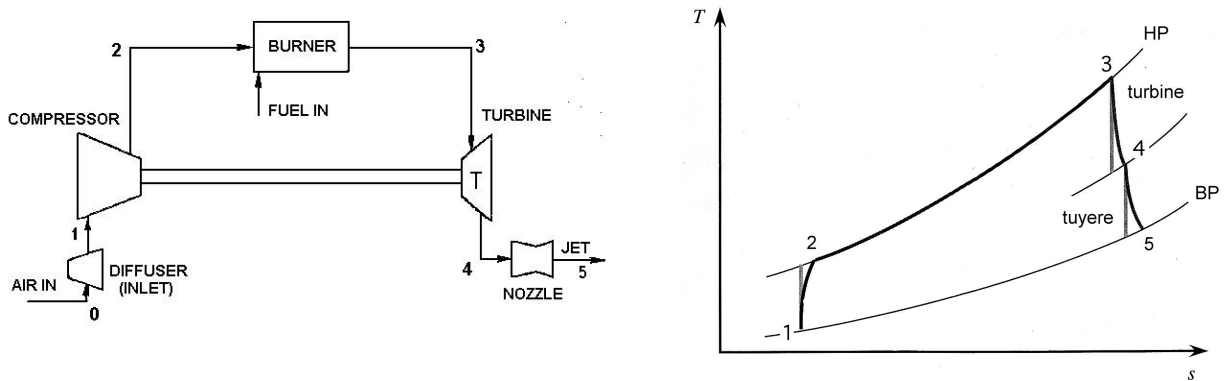
rendement propulsif : $\eta_{prop} = \frac{P_{prop}}{P_{utile}} = \frac{2V_{vol}}{V_{sortie} + V_{vol}}$

rendement thermopropulsif : $\eta_{thprop} = \frac{P_{prop}}{P_{comb}} = \eta_{th} \times \eta_{prop}$

consommation spécifique (en kg/daN.h) : $C_s = \frac{\dot{m}_{comb} \times 3600}{F}$

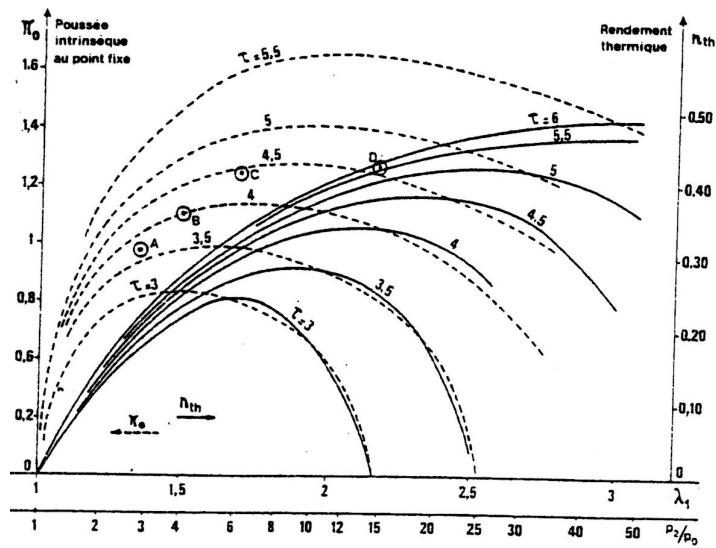
consommation spécifique (en kg/kWh) : $C_s = \frac{\dot{m}_{comb} \times 3600}{P_{utile}}$

IV.3.3 Cycle du turboréacteur simple au point fixe



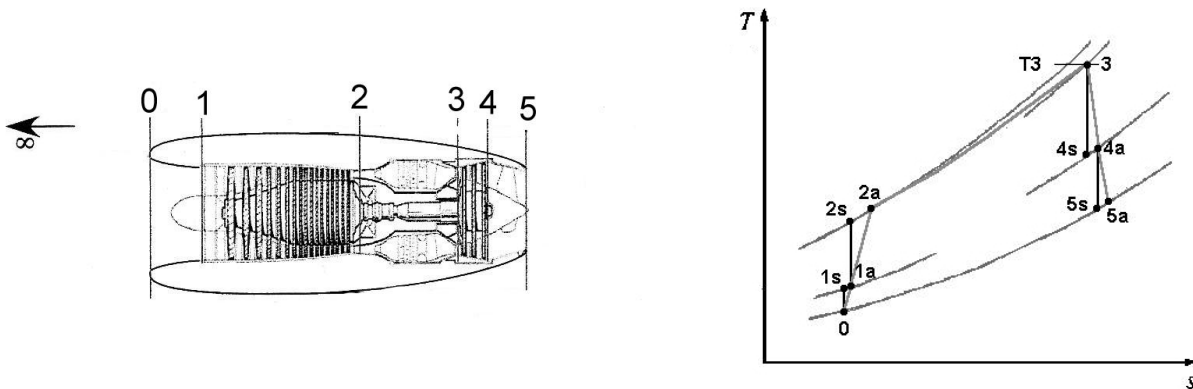
Puissances échangées pendant les transformations élémentaires :

puissance de compression	$P_{compresseur} = \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$ avec $T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\lambda - 1}{\eta_{is}^C}\right)$
puissance de combustion	$P_{comb} \simeq \dot{m}(C_{pg}T_3 - C_pT_2)$
puissance turbine	$P_{turbine} = P_{compresseur}$ d'où $T_4 = T_3 - \frac{C_p}{C_{pg}}(T_2 - T_1)$
puissance tuyère	$P_{utile} = \dot{m}C_{pg}(T_4 - T_5) = \dot{m} \frac{V_5^2}{2}$ d'où la vitesse $V_5 = \sqrt{2C_{pg}(T_4 - T_5)}$
rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{P_{utile}}{P_{comb}} = \frac{h_5 - h_4}{h_3 - h_2}$



IV.3.4 Cycle du turboréacteur simple en vol

Ajout d'un diffuseur en amont pour ralentir l'air entrant dans le turboréacteur.



IV.3.5 Cycle du turboréacteur double débit ou double flux

Idée : diminuer la vitesse de sortie des gaz et augmenter le débit d'air.

→ permet d'améliorer le rendement thermopropulsif, baisser la consommation de carburant et de diminuer le bruit de jet (bruit qui dépend de $(V_{sortie} - V_{vol})^3$).

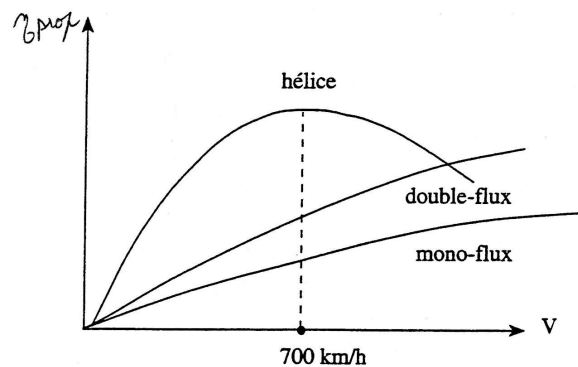


FIG. IV.7 – Evolution du rendement propulsif en fonction de la vitesse de vol

On introduit : \dot{m}_{ch} débit "chaud" qui passe dans la chambre de combustion.

\dot{m}_{fr} débit "froid" ou débit dérivé.

T_d le taux de dilution : $T_d = \frac{\dot{m}_{ch}}{\dot{m}_{fr}}$

Deux types de turboréacteurs double flux :

- double flux, double corps : avec deux tuyères distinctes
- double flux, simple corps : mélange des deux débits (dilution)

IV.3.5.1 Turboréacteur double flux, double corps

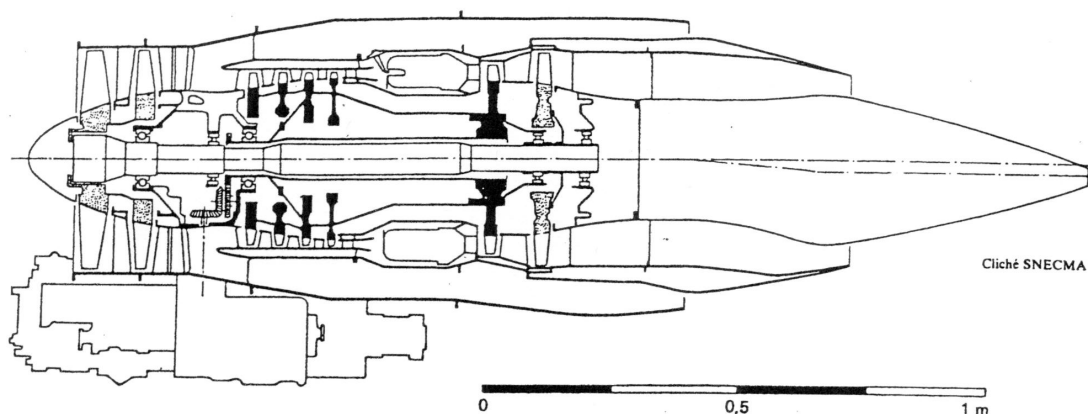
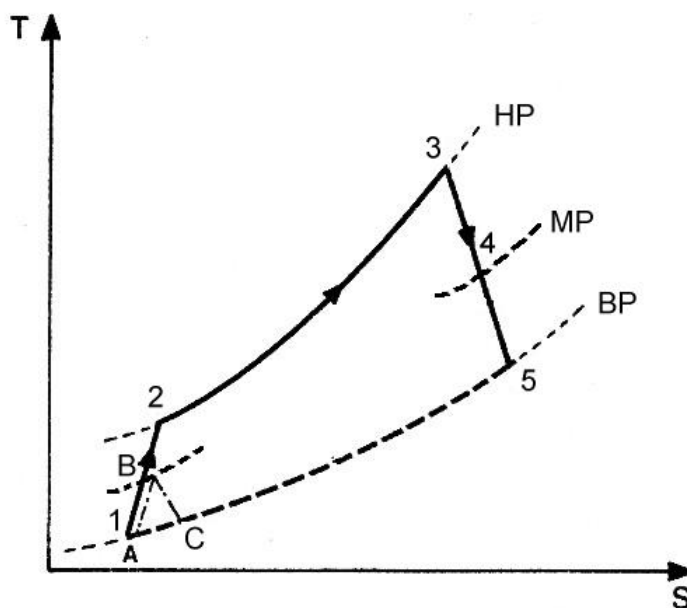


Fig. 5.12. — Coupe du turboréacteur compound à double flux Larzac 04 SNECMA-TURBOMÉCA. Poussée 1 320 daN au point fixe. Longueur 1 180 mm. Diamètre max. 602 mm. Masse 290 kg.



Cycle "froid", débit d'air \dot{m}_{fr} : A-B-C

Cycle "chaud", débit d'air \dot{m}_{ch} : 1-2-3-4-5

Puissances échangées pendant les transformations élémentaires (au point fixe) :

puissance de compression	$P_{\text{compresseur}} = \dot{m}_{fr} C_p (T_B - T_A) + \dot{m}_{ch} C_p (T_2 - T_1)$
puissance de combustion	$P_{\text{comb}} \simeq \dot{m}_{ch} (C_{p_g} T_3 - C_p T_2)$
puissance turbine	$P_{\text{turbine}} = \dot{m}_{ch} C_{p_g} (T_3 - T_4) = P_{\text{compresseur}}$
tuyère "froide"	$P_{\text{utile}_{fr}} = \dot{m}_{fr} C_p (T_B - T_C) = \dot{m}_{fr} \frac{V_C^2}{2}$ d'où $V_C = \sqrt{2C_p (T_B - T_C)}$
tuyère "chaude"	$P_{\text{utile}_{ch}} = \dot{m}_{ch} C_{p_g} (T_4 - T_5) = \dot{m}_{ch} \frac{V_5^2}{2}$ d'où $V_5 = \sqrt{2C_{p_g} (T_4 - T_5)}$
puissance utile	$P_{\text{utile}} = \dot{m}_{fr} (h_B - h_C) + \dot{m}_{ch} (h_4 - h_5) = \dot{m}_{fr} \frac{V_C^2}{2} + \dot{m}_{ch} \frac{V_5^2}{2}$
poussée	$F = \dot{m}_{fr} V_C + \dot{m}_{ch} V_5$
rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{P_{\text{utile}}}{P_{\text{comb}}} = \frac{\dot{m}_{fr} (h_B - h_C) + \dot{m}_{ch} (h_4 - h_5)}{\dot{m}_{ch} (h_3 - h_2)}$

IV.3.5.2 Turboréacteur double flux, simple corps

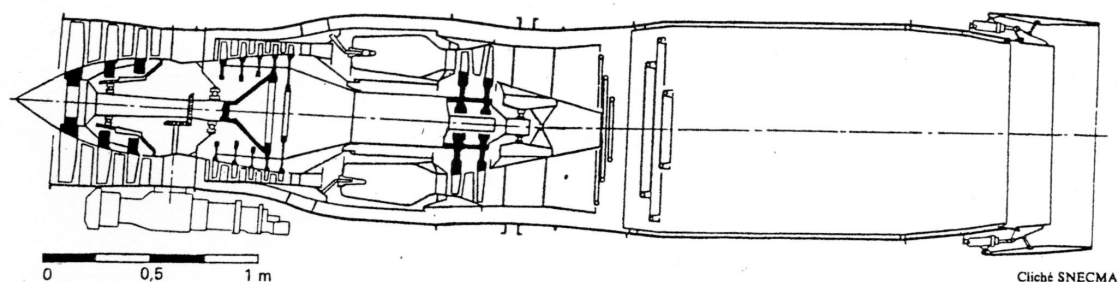
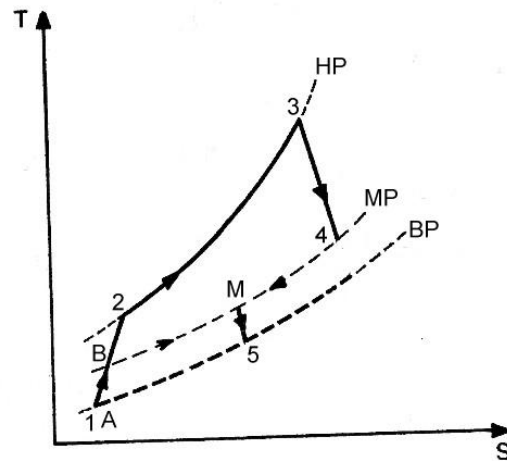


Fig. 5. 16. — Coupe du turboréacteur double flux avec réchauffe M 53 SNECMA de 5 390-9 000 daN ; longueur totale 4 850 mm ; diamètre hors tout 1 040 mm ; poids 1 360 kg.



Cycle "froid", débit d'air \dot{m}_{fr} : A-B-M

Cycle "chaud", débit d'air \dot{m}_{ch} : 1-2-3-4-M

Les deux débits se mélangent en M, circulent dans la tuyère et sortent en 5.

Puissances échangées pendant les transformations élémentaires (au point fixe) :

puissance de compression	$P_{compresseur} = \dot{m}_{fr} C_p (T_B - T_A) + \dot{m}_{ch} C_p (T_2 - T_1)$
puissance de combustion	$P_{comb} \simeq \dot{m}_{ch} (C_{p_g} T_3 - C_p T_2)$
puissance turbine	$P_{turbine} = \dot{m}_{ch} C_{p_g} (T_3 - T_4) = P_{compresseur}$
mélange au point M	$\dot{m}_{fr} C_p (T_M - T_C) = \dot{m}_{ch} C_{p_g} (T_4 - T_M)$ d'où $T_M = \frac{\dot{m}_{ch} C_{p_g} T_4 + \dot{m}_{fr} C_p T_B}{\dot{m}_{fr} C_p + \dot{m}_{ch} C_{p_g}}$
puissance utile	$P_{utile} = \dot{m} C_{p_g} (T_M - T_5) = \dot{m} \frac{V_5^2}{2}$ d'où $V_5 = \sqrt{2 C_{p_g} (T_M - T_5)}$
poussée	$F = \dot{m} V_5$
rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{P_{utile}}{P_{comb}} = \frac{\dot{m} (h_M - h_5)}{\dot{m}_{ch} (h_3 - h_2)}$

IV.4 LES PERSPECTIVES D'AVENIR

Nouvelles générations de moteur :

- Propfan

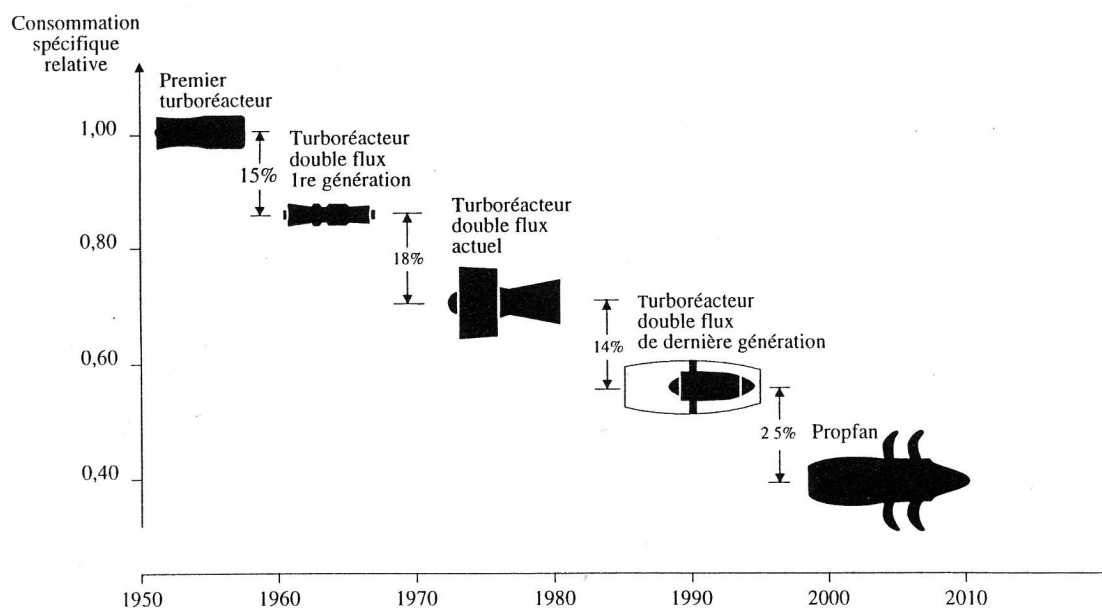
Moteur à hélice transsonique ou deux hélices contrarotatives. La deuxième redressant le flux d'air rejeté par la première. Le taux de dilution peut dépasser 35. Les pieds de pales fonctionnent comme une soufflante et au-delà en hélice. A Mach 0.8, rendement de 0.85. Type UDF (Unducted fan) et type THR (Turboréacteur à Hélices Rapides).

- Superfan

Turboréacteur double-flux équipé d'une très grande soufflante. Taux de dilution de 20.

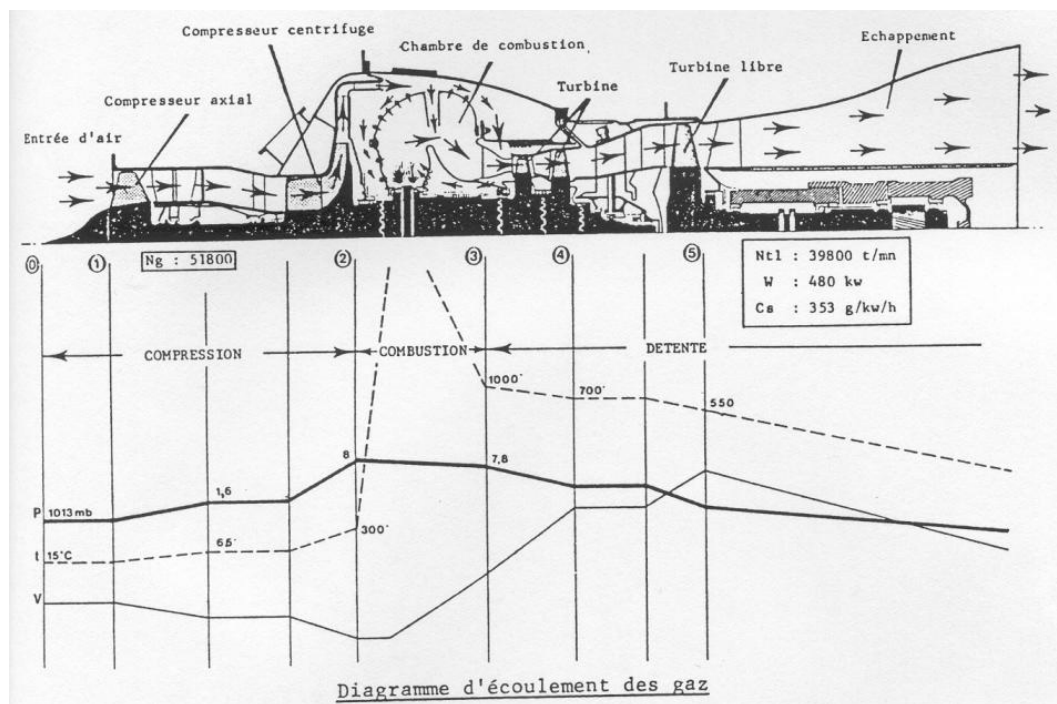
A l'heure actuelle, les moteurs contribuent de 35 à presque 40 % du DOC (coût direct d'exploitation) d'un avion de ligne. Ils sont un facteur primordial de la consommation de carburant, un facteur majeur dans les coûts de maintenance et un facteur significatif des coûts financiers. Les moteurs propfan et les moteurs à très fort taux de dilution, dont il est question à l'heure actuelle, devraient réduire la consommation spécifique de carburant de façon significative. Un aspect important concerne l'installation/intégration du moteur sur avion. Du fait des nouveaux profils de voilure, l'interface cellule/moteur prend un rôle de plus en plus important.

Moteurs civils subsoniques évolution de la consommation spécifique



LE TURBOMOTEUR ARRIEL

L'Arriel est un turbomoteur conçu pour la propulsion d'hélicoptères (Dauphin, Ecureuil...) de type turbine libre. La puissance sur l'arbre est de 480kW pour un poids d'environ 110kg et une consommation spécifique de 0,353 kg/kWh.



COMPRESSION

L'admission de l'air ambiant s'effectue par le carter d'entrée. Une première compression est réalisée dans un compresseur axial mono étage. Une deuxième compression est ensuite assurée par un compresseur centrifuge qui débite à travers un diffuseur dans la chambre de combustion ($P_2=8$ bars et $T_2 = 300^\circ\text{C}$).

COMBUSTION

L'air sous pression est divisé en deux flux : un flux d'air primaire mélangé avec le carburant pour la combustion et un flux d'air secondaire pour la dilution des gaz brûlés. La combustion s'effectue dans une chambre annulaire à écoulement direct, injection centrifuge (par une roue solidaire de l'arbre) et alimentation latérale de carburant.

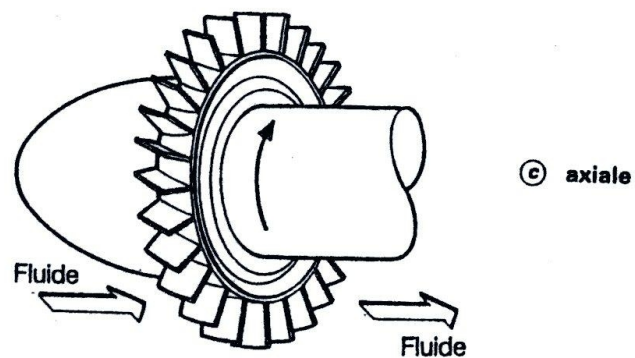
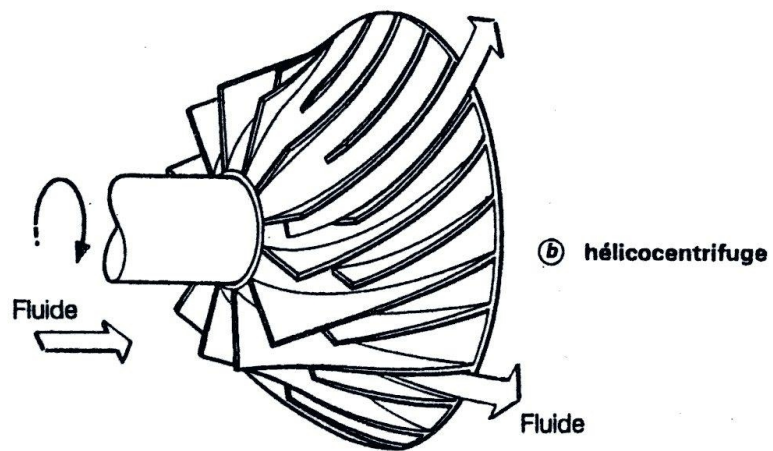
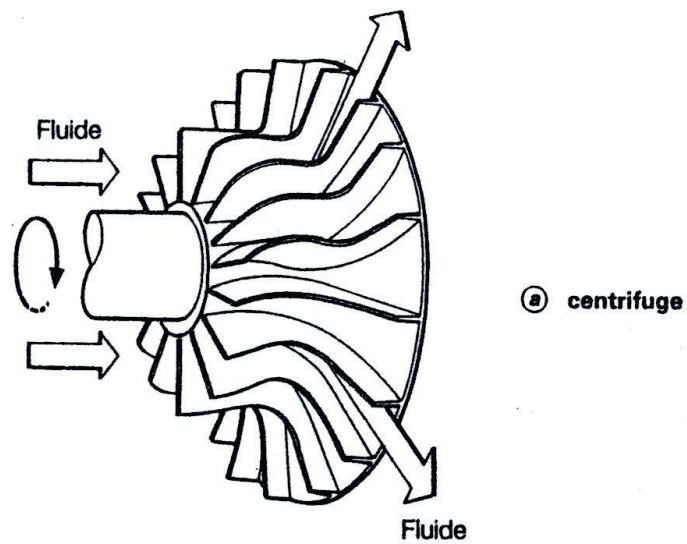
DETENTE

Une première détente dans la turbine du générateur (de type axial deux étages $P_3/P_4 = 3,2$) permet d'extraire l'énergie des gaz pour entraîner le compresseur et les accessoires. Une deuxième détente dans la turbine libre (de type axial mono étage, $P_4/P_5 = 2,4$) permet d'entraîner le récepteur. Les gaz sont évacués à l'extérieur par une courte tuyère donnant naissance à une force de poussée dite résiduelle.

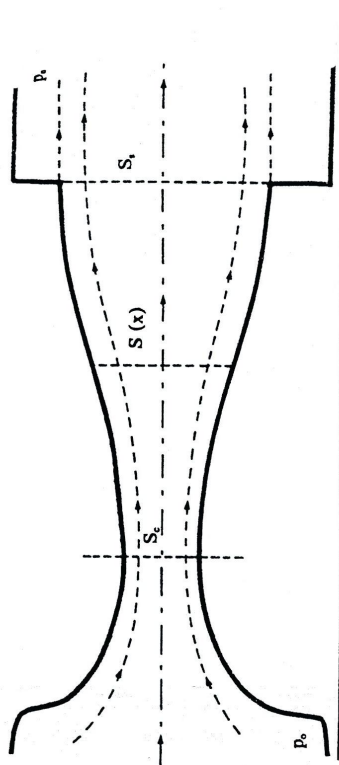
CYCLES THEORIQUES DES TURBINES A GAZ

N°	Diagramme T, s	Limite du taux de compression	Travail massique utile $\frac{\dot{W}_1}{c_p T_1} = \frac{P_1 \text{ utile}}{q_c T_1}$	Apport de chaleur $\frac{P_2 \text{ dépensée}}{q_c T_1}$	η_{th}	Variation $\eta_{th} = f(\lambda)$	Comparaison des travaux massiques utiles à τ et λ donnés
(A)		$\lambda < \tau$	$\frac{\lambda - 1}{\lambda} (\tau - \lambda)$	$\tau - \lambda$	$\frac{\lambda - 1}{\lambda}$	↗	
(B)		$\lambda \leq \tau$	$\frac{\lambda - 1}{\lambda} \tau - \text{Log } \lambda$	$\tau - 1$	$\frac{(\lambda - 1) \tau - \lambda \text{Log } \lambda}{\lambda(\tau - 1)}$	↗	$\dot{w}_B > \dot{w}_A$
(C)		$\lambda \leq \tau$	$\tau \text{Log } \lambda - (\lambda - 1)$	$\tau - \lambda + \tau \text{Log } \lambda$	$\frac{\tau \text{Log } \lambda - \lambda + 1}{\tau \text{Log } \lambda - \lambda + \tau}$	↗	$\dot{w}_C > \dot{w}_B$
(D)		—	$(\tau - 1) \text{Log } \lambda$	$\tau - 1 + \tau \text{Log } \lambda$	$\frac{(\tau - 1) \text{Log } \lambda}{\tau \text{Log } \lambda + \tau - 1}$	↗	$\dot{w}_D > \dot{w}_C$
(E)		$\lambda > \tau$	$(\tau - 1) \text{Log } \frac{\tau}{\lambda}$	$\tau \text{Log } \frac{\tau}{\lambda}$	$\frac{\tau - 1}{\tau}$	—	$\dot{w}_E = \dot{w}_D$ si $\lambda_E = \tau \lambda_D$
(F)		$\lambda < \sqrt{\tau}$	$\equiv (A)$	$\frac{\lambda - 1}{\tau}$	$\frac{\tau - \lambda}{\tau}$	↗	$\dot{w}_F = \dot{w}_A$
(G)		$\lambda \leq \tau$	$\equiv (B)$	$\frac{\lambda - 1}{\tau}$	$1 - \frac{\lambda \text{Log } \lambda}{\tau(\lambda - 1)}$	↗	$\dot{w}_G = \dot{w}_B$
(H)		$\lambda \leq \tau$	$\equiv (C)$	$\tau \text{Log } \lambda$	$1 - \frac{\lambda - 1}{\tau \text{Log } \lambda}$	↗	$\dot{w}_H = \dot{w}_C$
(I)		—	$\equiv (D)$	$\tau \text{Log } \lambda$	$\equiv (E) = \frac{\tau - 1}{\tau}$	—	$\dot{w}_I = \dot{w}_D$

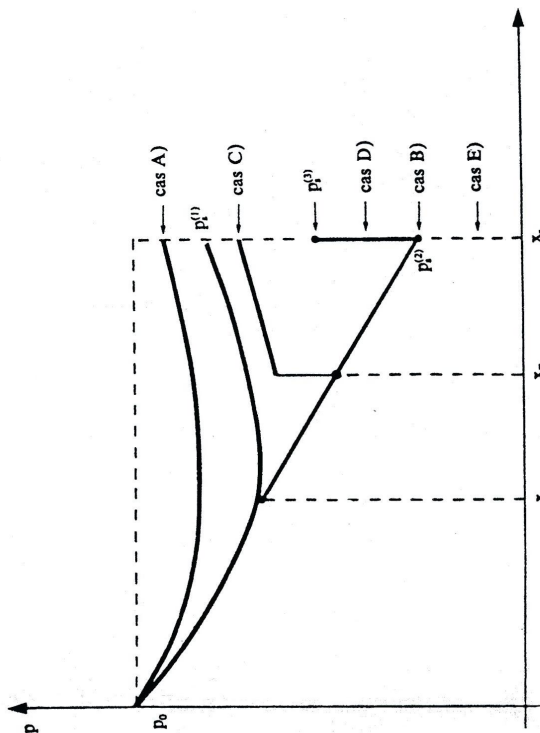
ROUES DE COMPRESSEUR



ECOULEMENT COMPRESSIBLE EN TUYERE



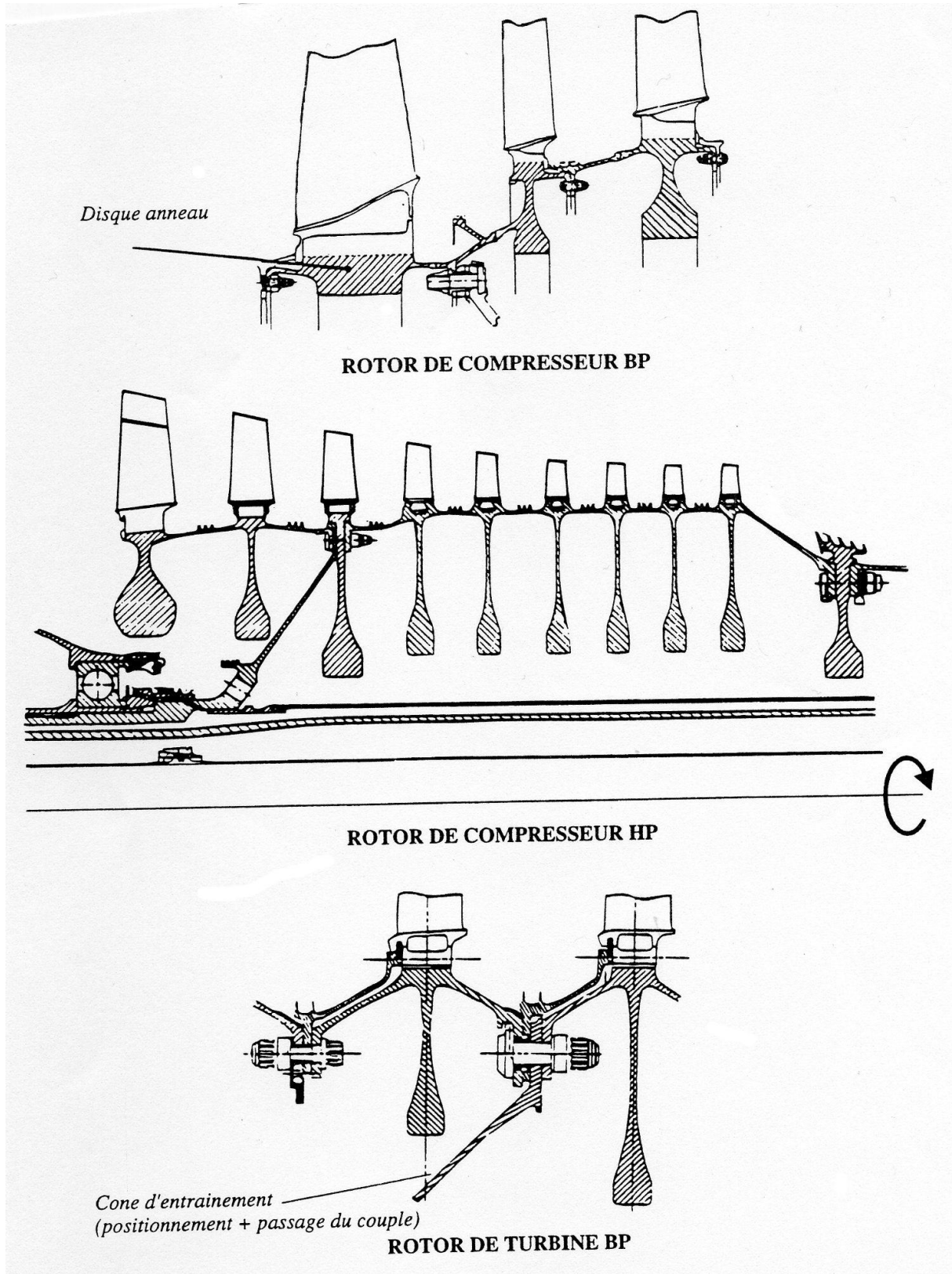
Tuyère de Laval. Géométrie [L'écoulement schématisé est purement subsonique. Noter le jet uniforme et de section constante dans l'enceinte aval]



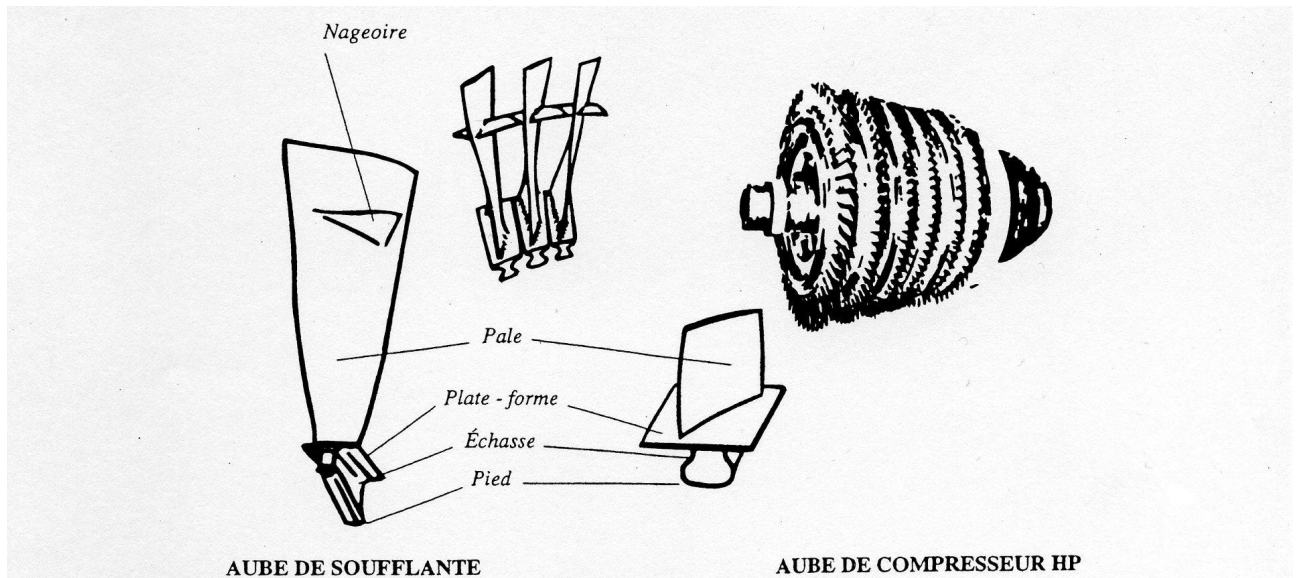
Distribution des pressions dans une tuyère de Laval.

Valeurs de p.	Schéma d'écoulement	Commentaires
p_0 $p_t^{(1)} < p_t < p_0$		Écoulement subsonique (A)
$p_t^{(1)}$ $p_t^{(1)} < p_t < p_t^{(1)}$		Supersonique $x_c < x < x_e$ Subsonique $x_e < x$ onde de choc x_c (C)
$p_t^{(1)}$		onde de choc dans la section terminale
∞ $p_t^{(2)} < p_t < p_t^{(2)}$		Système d'ondes de choc à la sortie du divergent. (D)
$p_t^{(2)} < p_t < p_t^{(2)}$		Système d'ondes de détente (E)
$p_t^{(2)}$		Pression p_t « adaptée » Jet uniforme (B)
$0 < p_t < p_t^{(2)}$		Système d'ondes de détente (E)

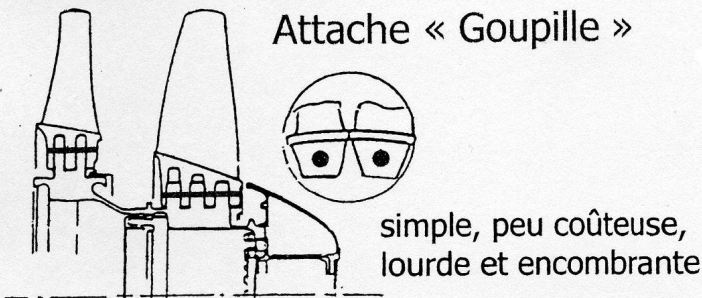
AUBES



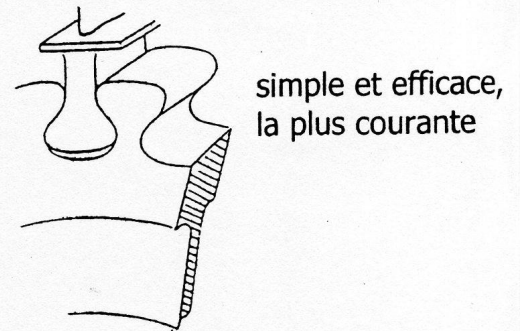
ATTACHE DES AUBES



Types d'attaches



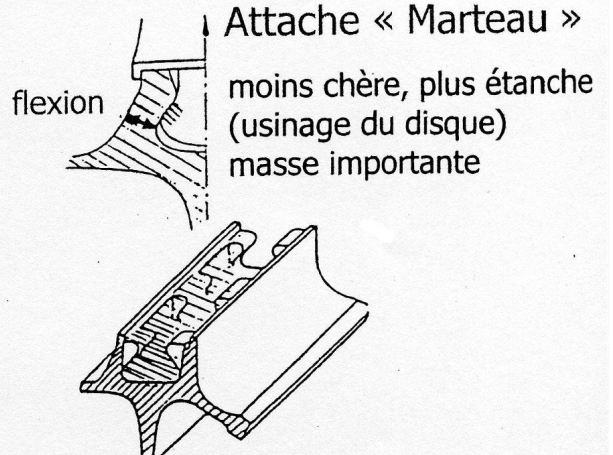
Attache « Queue d'aronde »



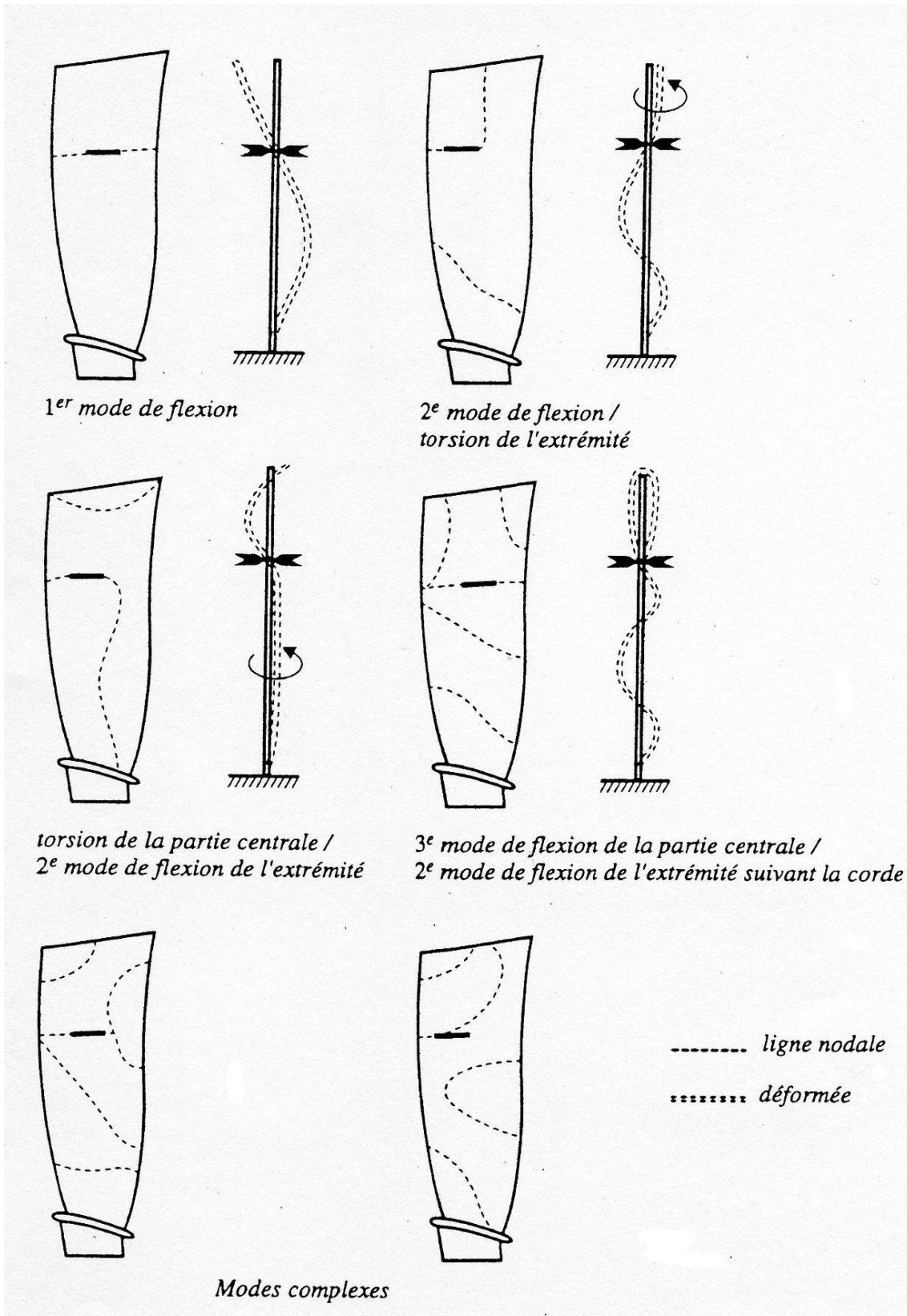
Attache « Sapin »

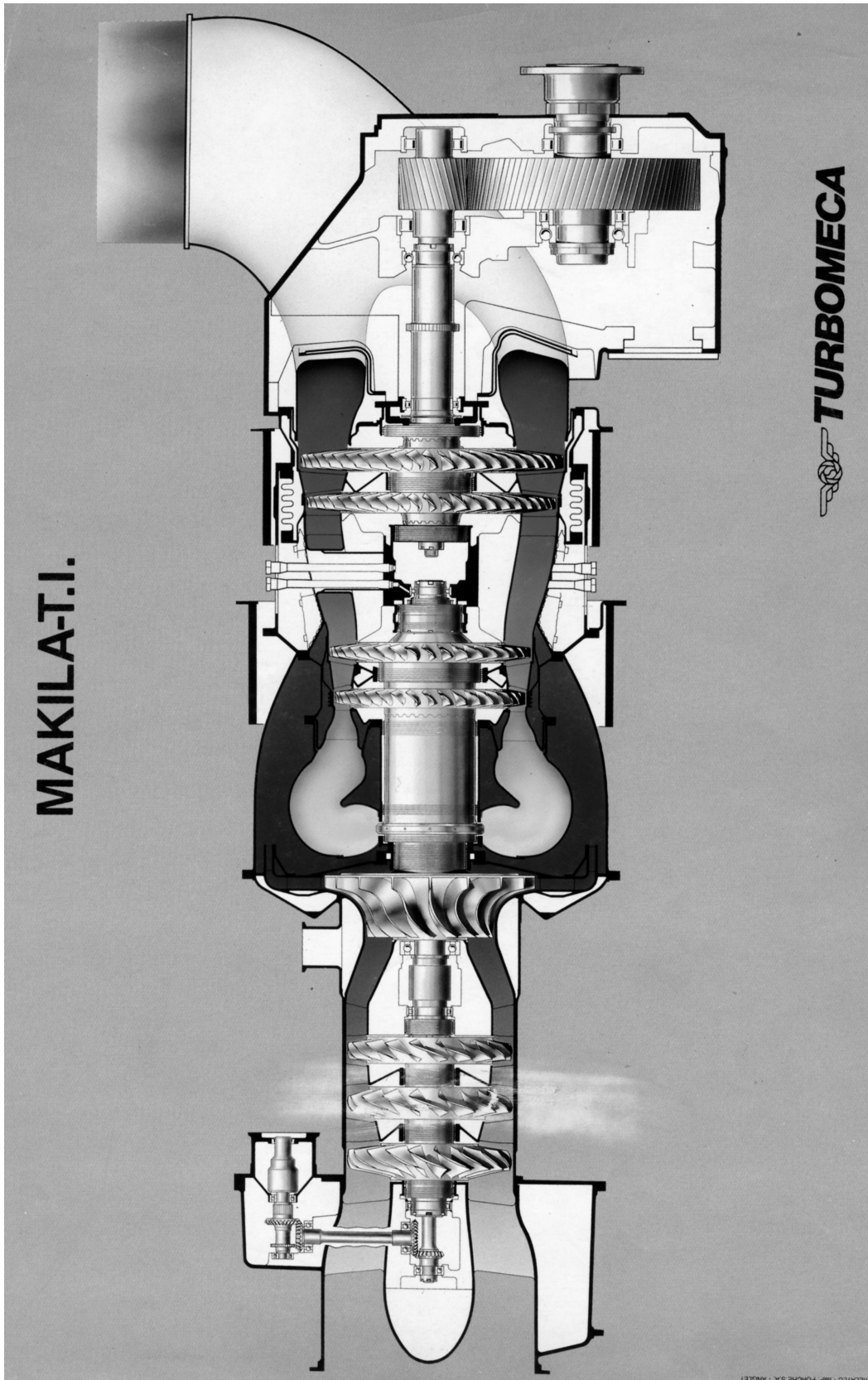


Attache « Marteau »

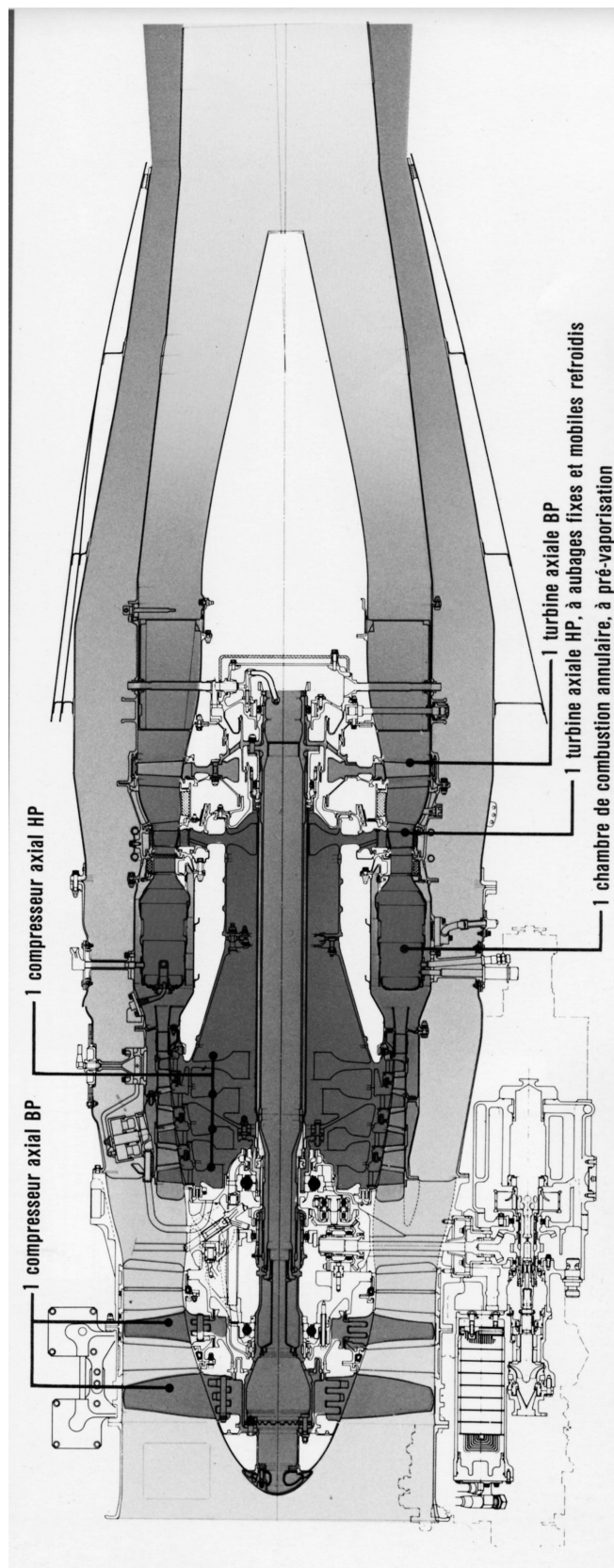


MODE DE FLEXION DES AUBES

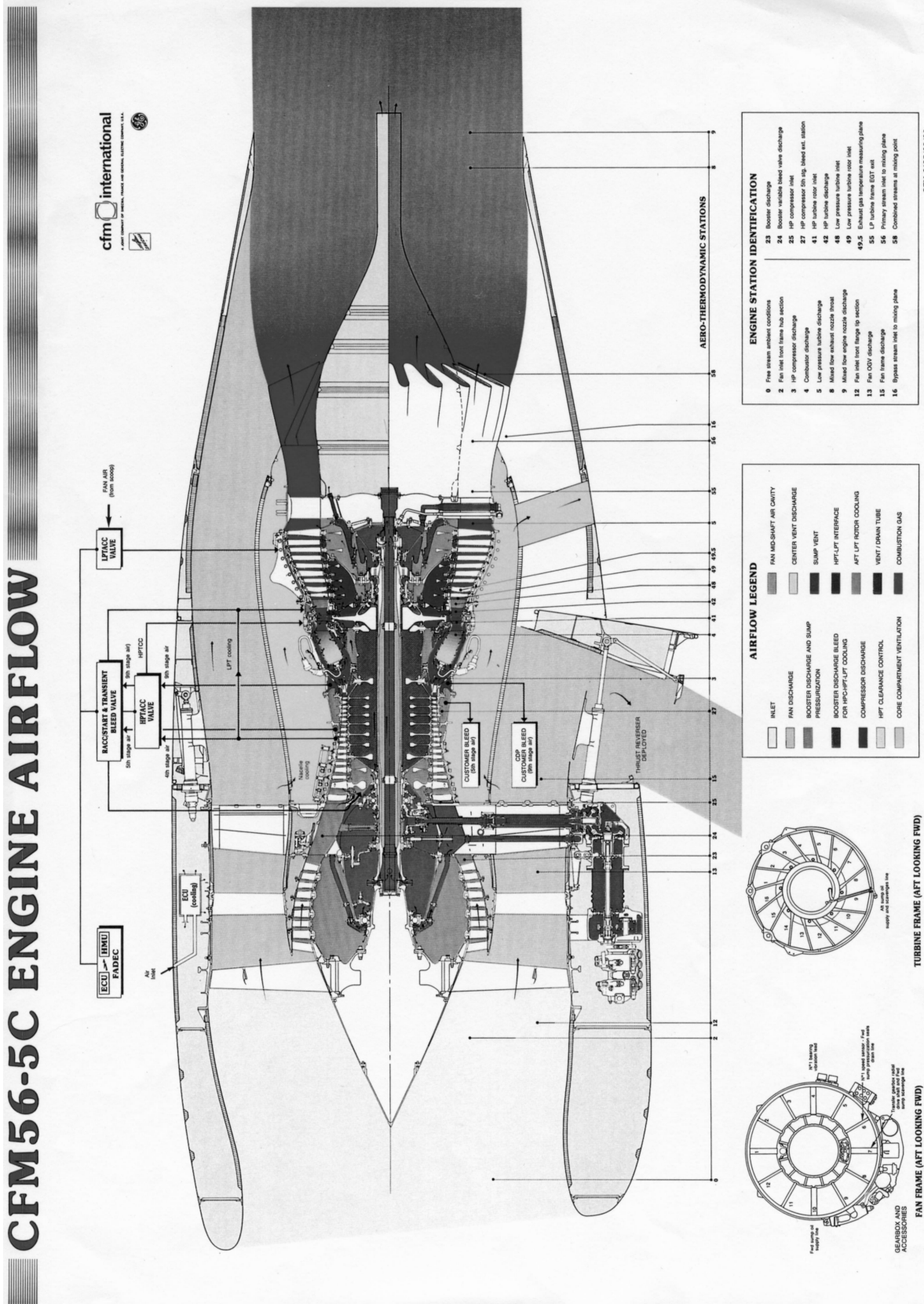




RELIATO - BP - PORCHE S.A. - ANGLETT

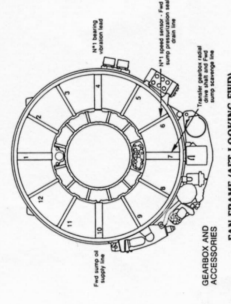
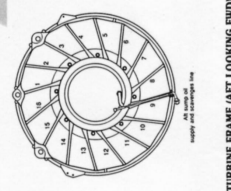


CFM56-5C ENGINE AIRFLOW



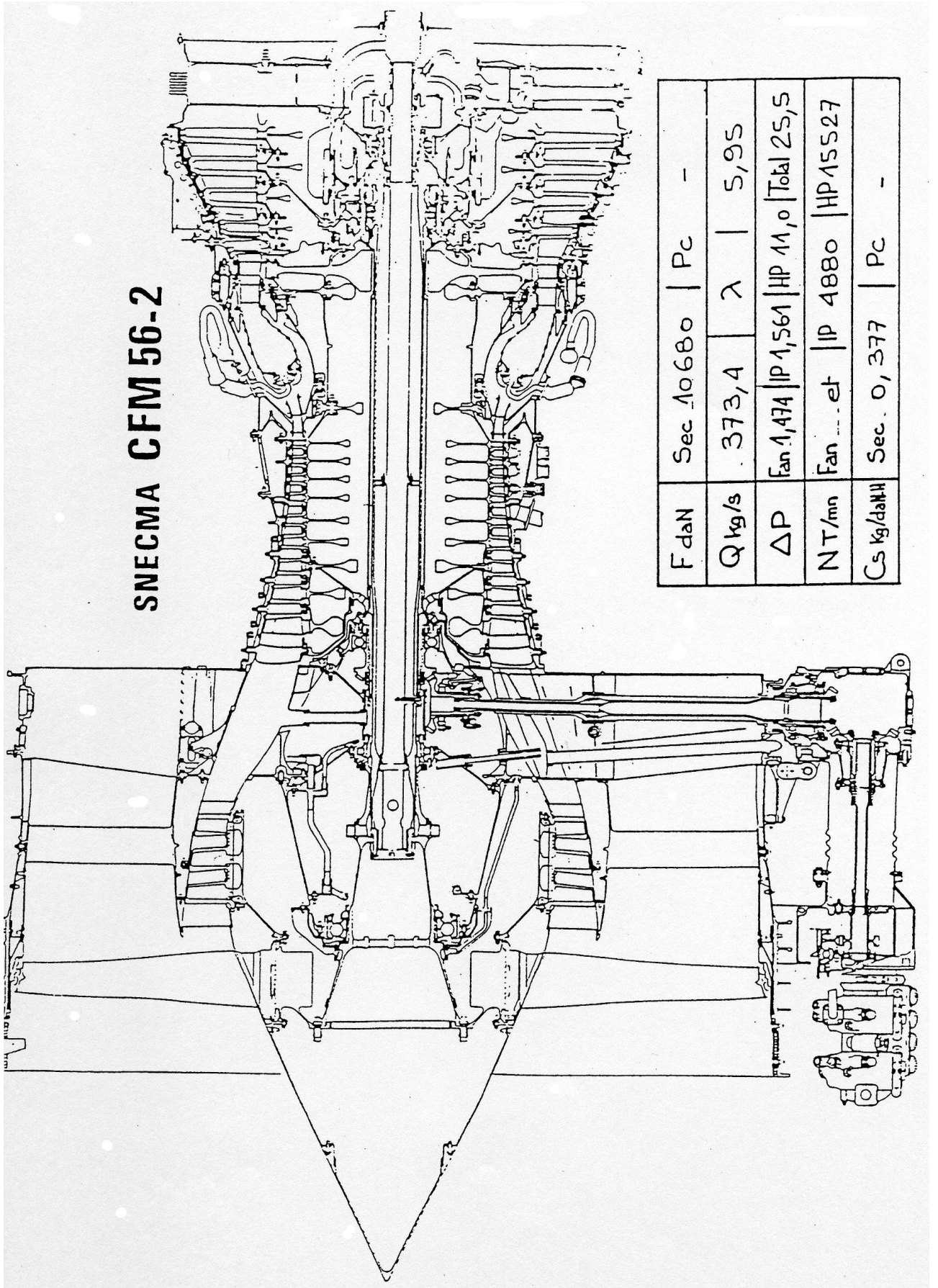
- ENGINE STATION IDENTIFICATION**
- 0 Free stream ambient conditions
 - 2 Fan inlet front frame hub section
 - 3 HP compressor inlet
 - 4 Compressor discharge
 - 5 Low pressure turbine discharge
 - 8 Mixed flow engine nozzle throat
 - 9 Mixed flow engine nozzle throat
 - 12 Fan inlet front flange to section
 - 13 Fan ODV discharge
 - 15 Fan frame inlet to mixing plane
 - 16 Bypass stream inlet to mixing plane
 - 23 Booster discharge
 - 24 Booster variable bleed valve discharge
 - 25 HP compressor inlet
 - 27 HP compressor 5th stage inlet
 - 41 HP turbine inlet
 - 42 HP turbine inlet
 - 43 Low pressure turbine inlet
 - 44 Low pressure turbine inlet
 - 49.5 Exhaust gas temperature measuring plane
 - 55 LP turbine frame EGT inlet
 - 56 Primary stream inlet to mixing plane
 - 58 Combined stream inlet to mixing plane

- AIRFLOW LEGEND**
- INLET
 - FAN DISCHARGE
 - BOOSTER DISCHARGE AND SUMP PRESURIZATION
 - BOOSTER DISCHARGE BLEED FOR HP/HP-LIFT COOLING
 - COMPRESSION DISCHARGE
 - HP/LIFT CLEANANCE CONTROL
 - CORE COMPARTMENT VENTILATION
 - CONSUMPTION GAS
 - FAN MID-SHAFT AIR CAVITY
 - CENTER VENT DISCHARGE
 - SUMP VENT
 - HP/LIFT INTERFACE
 - HP/LIFT EXHAUST COOLING
 - VENT/ DRAIN TUBE
 - CONSUMPTION GAS



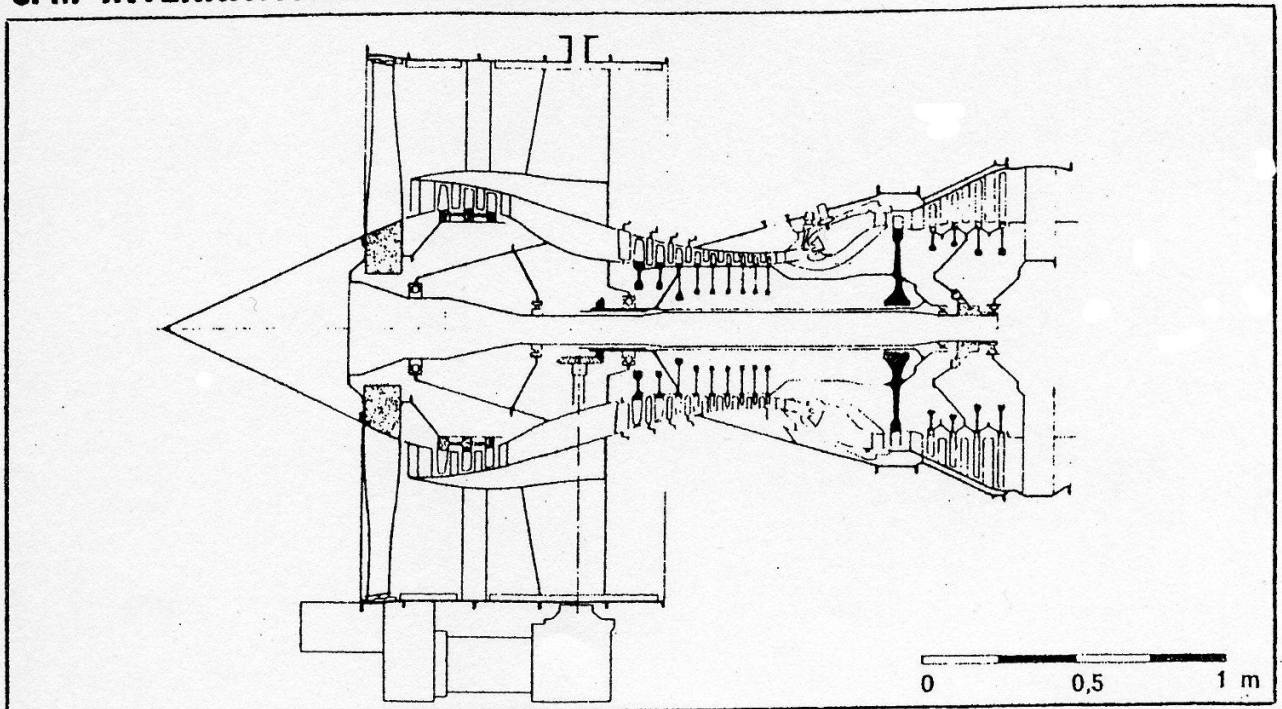
CFM56-5C (AFT) (REV. 1)

SNECMA CFM 56-2



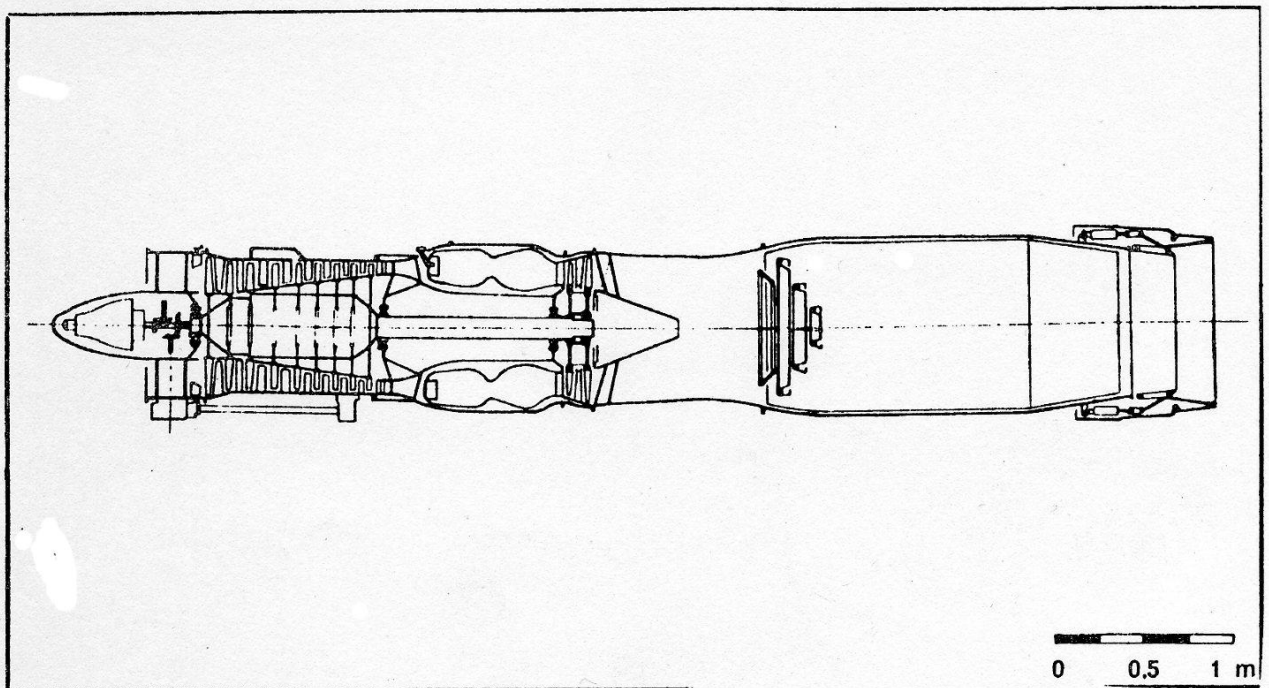
F daN	Sec 10680	Pc	-
Q kg/s	373,4	λ	5,95
ΔP	Fan 1,474	IP 1,561	HP 11,0 Total 25,5
NT/mn	Fan ... et	IP 4880	HP 15527
Cs kg/danH	Sec. 0,377	Pc	-

CFM-INTERNATIONAL (SNECMA/GE) CFM 56



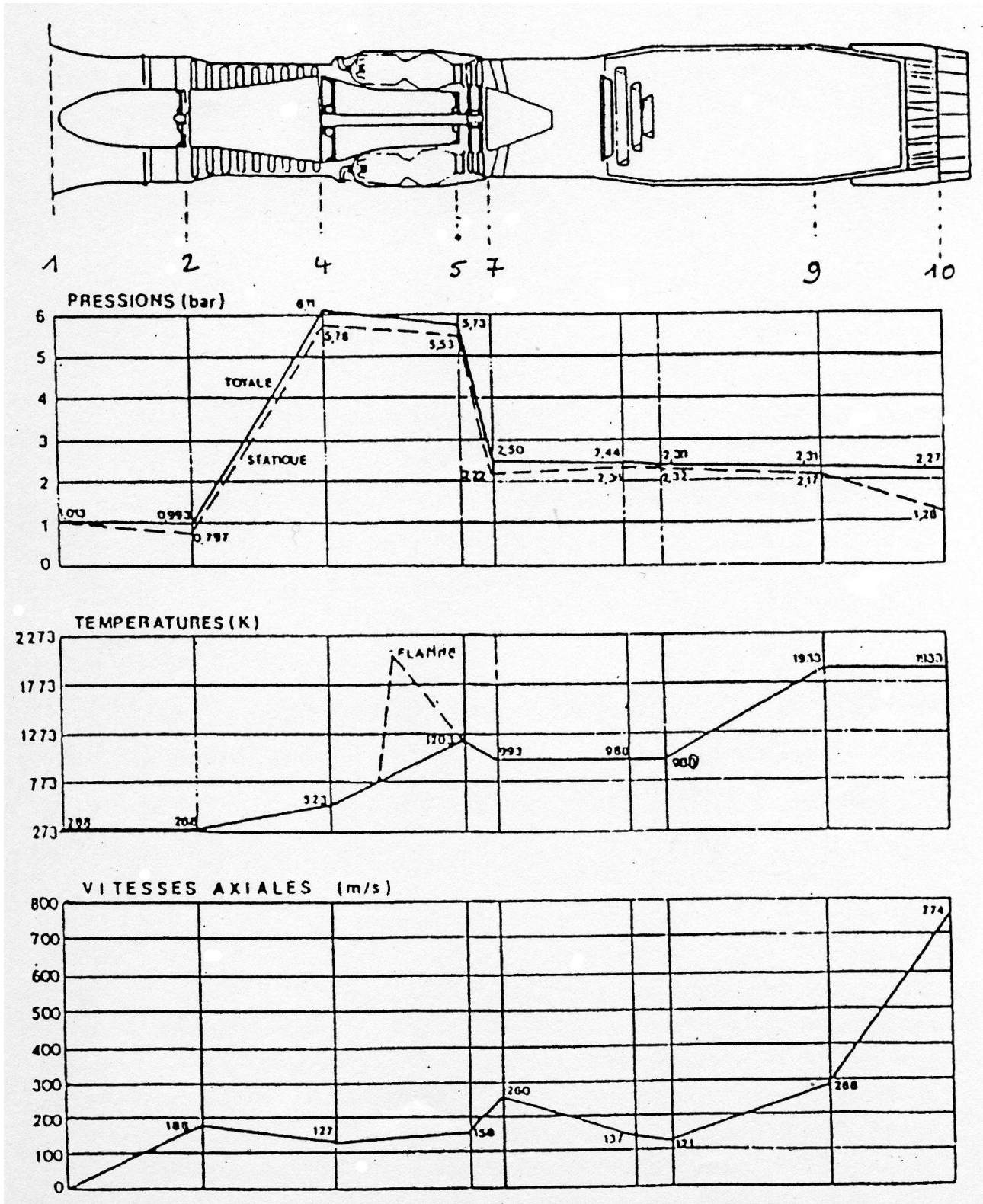
CARACTERISTIQUES

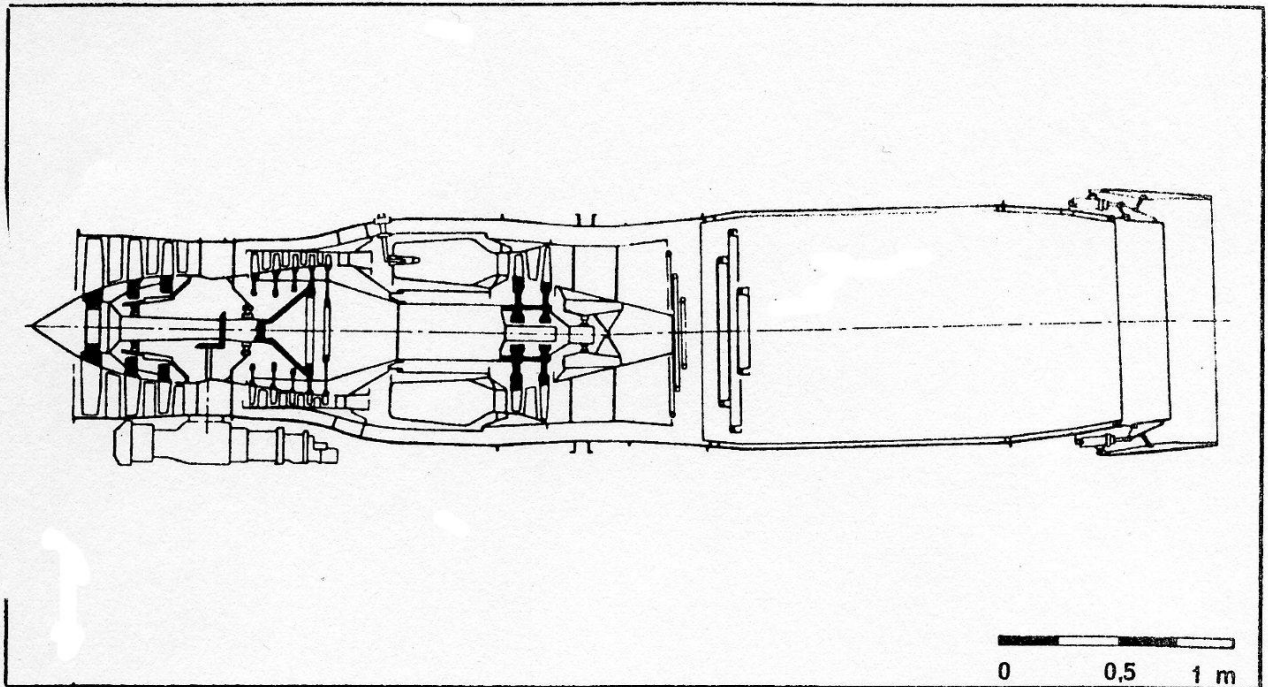
Compresseur (Compressor)	Nombre d'étages (Number of stages)	1 F + 3 IP + 9 HP
	Taux de dilution (Bypass ratio)	5,9
	Rapport de pression (Pressure ratio)	29
	Débit total (Total mass flow)	360 kg/s
Chambre de combustion (Combustor)	Calage variable (Variable stator vane)	D.E. + 3 étages HP
		annulaire
Turbine	Nombre d'étages (Number of stages)	1 HP + 4 BP
	Refroidie (Cooled)	oui
	Température entrée (Inlet temperature)	
	Vitesse de rotation (Engine speed)	5 175/15 180 tr/mn

SNECMA ATAR 9 K 50**CARACTERISTIQUES**

Compresseur (Compressor)	Nombre d'étages (Number of stages)	9
	Taux de dilution (Bypass ratio)	
	Rapport de pression (Pressure ratio)	6,15
	Débit total (Total mass flow)	73 kg/s
Chambre de combustion (Combustor)	Calage variable (Variable stator vane)	non
		annulaire
Turbine	Nombre d'étages (Number of stages)	2
	Refroidie (Cooled)	non
	Température entrée (Inlet temperature)	935 °C
	Vitesse de rotation (Engine speed)	8 400 tr/mn

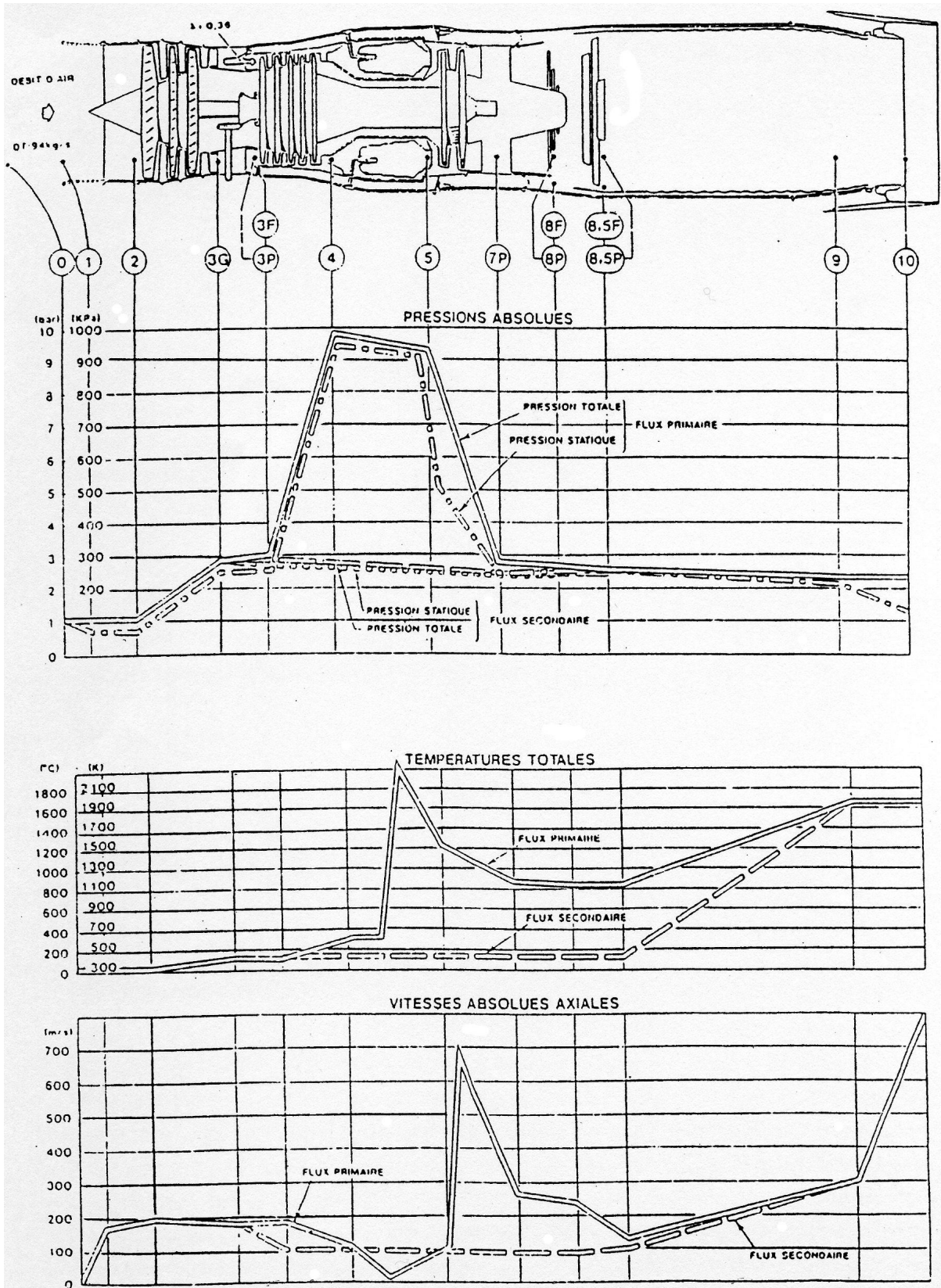
ATAR 9K50

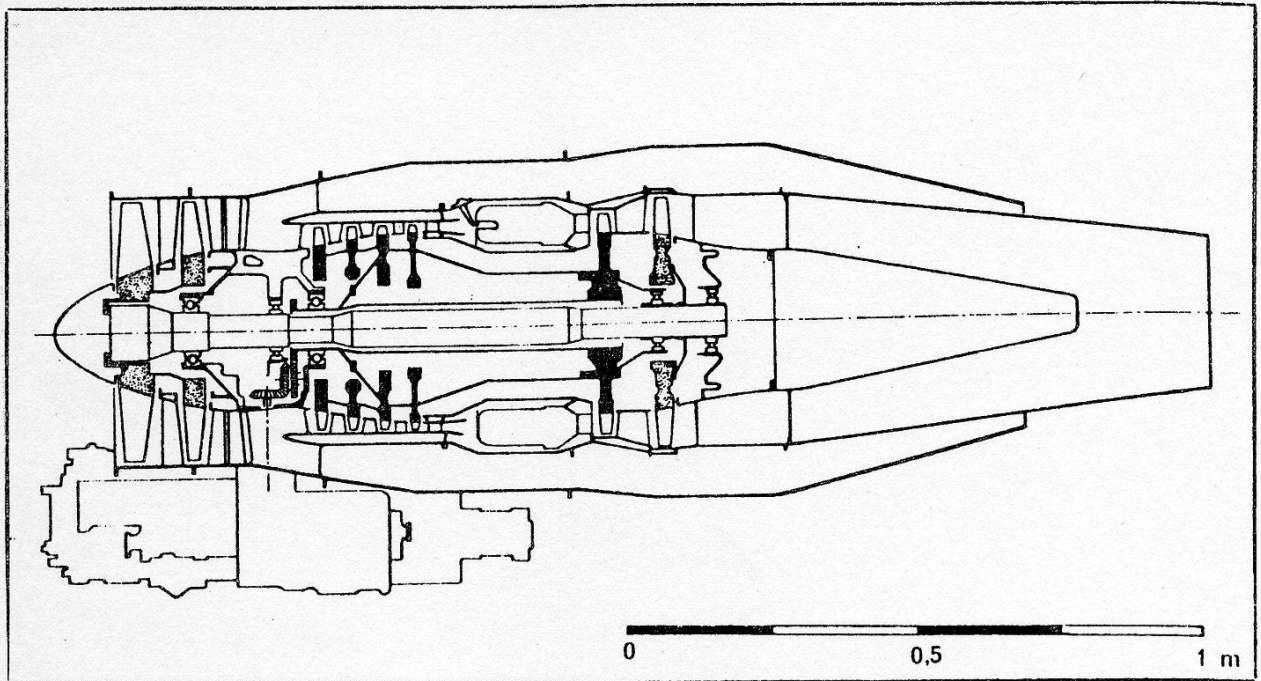


SNECMA M 53-5

CARACTERISTIQUES		
Compresseur (Compressor)	Nombre d'étages (Number of stages)	3 BP + 5 HP
	Taux de dilution (Bypass ratio)	0,32
	Rapport de pression (Pressure ratio)	9,2
	Débit total (Total mass flow)	86 kg/s
	Calage variable (Variable stator vane)	non
Chambre de combustion (Combustor)		annulaire à prévaporisation
Turbine	Nombre d'étages (Number of stages)	2
	Refroidie (Cooled)	oui
Température entrée (Inlet temperature)		
Vitesse de rotation (Engine speed)		tr/mn

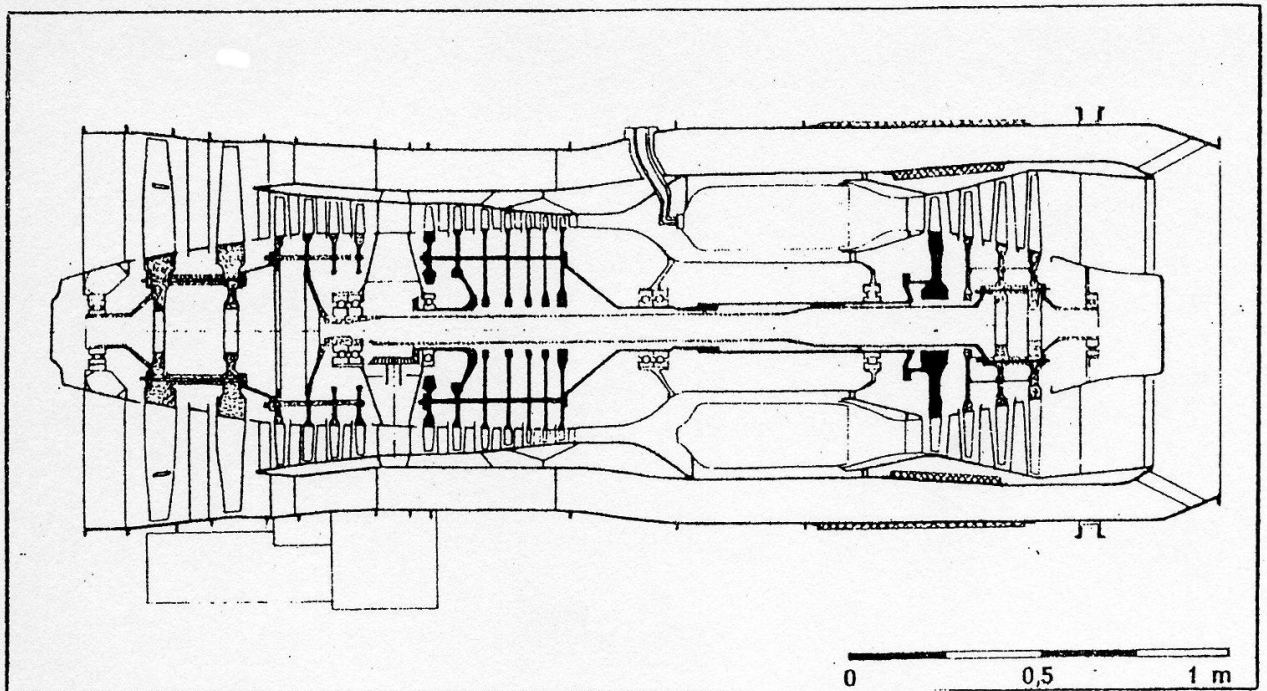
M53



GRTS (SNECMA/TURBOMECA) LARZAC 04**CARACTERISTIQUES**

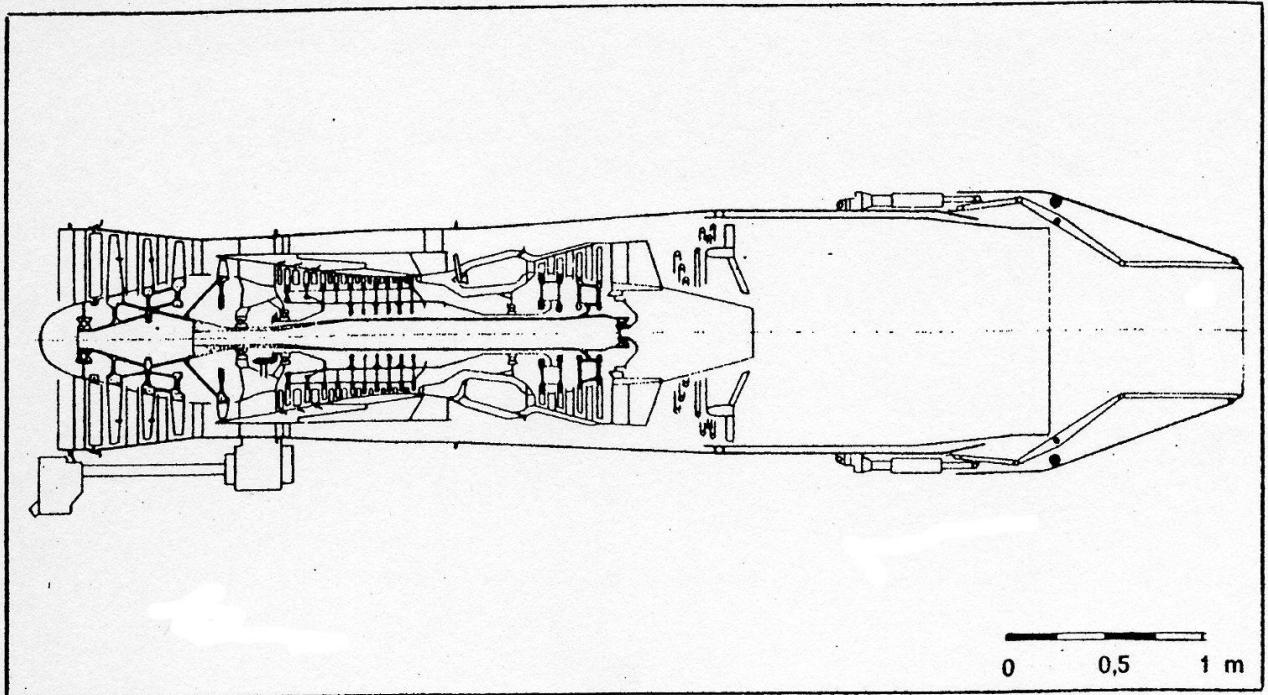
Compresseur (Compressor)	Nombre d'étages (Number of stages)	2 BP + 4 HP
	Taux de dilution (Bypass ratio)	1,13
	Rapport de pression (Pressure ratio)	10,6
	Débit total (Total mass flow)	27,6 kg/s
	Calage variable (Variable stator vane)	
Chambre de combustion annulaire à prévaporisation (Combustor)		
Turbine	Nombre d'étages (Number of stages)	1 HP + 1 BP
	Refroidie (Cooled)	oui
	Température entrée (Inlet temperature)	1 130 °C
Vitesse de rotation (Engine speed)		17 500/22 560 /mn

PRATT AND WITHNEY JT 8 D-17

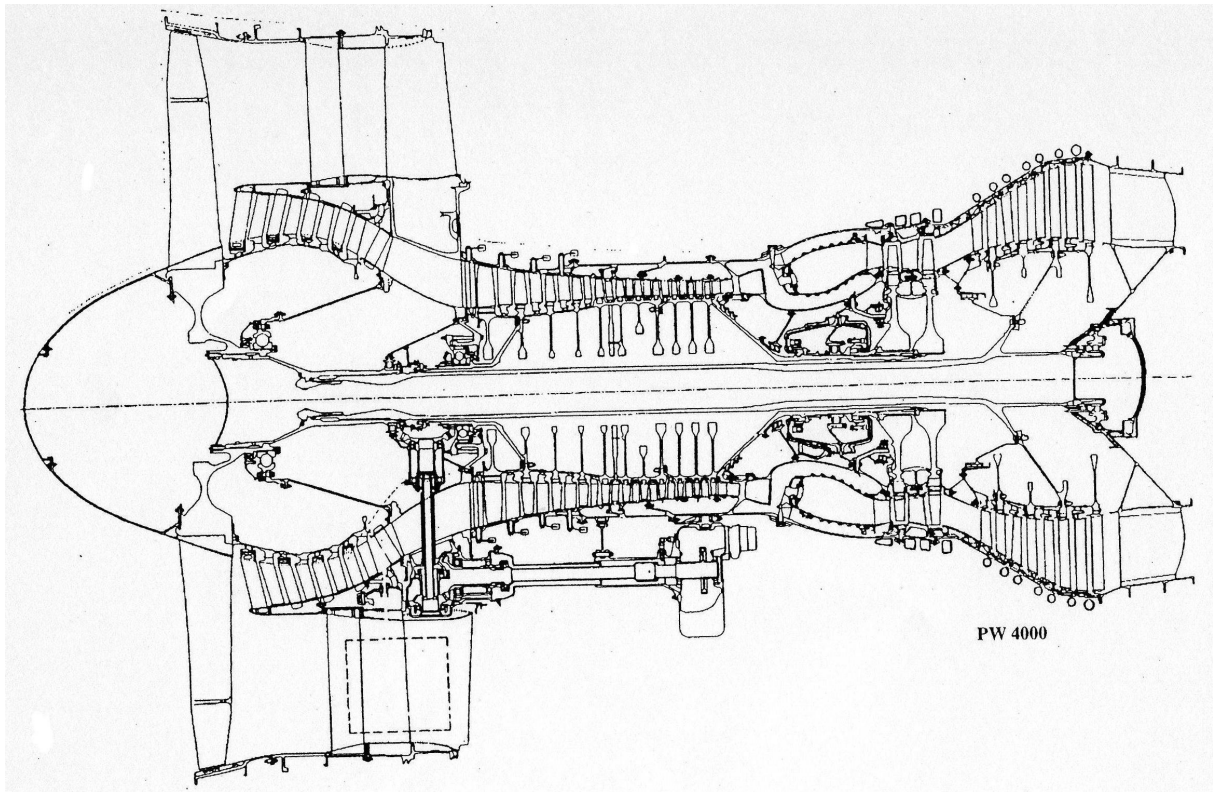


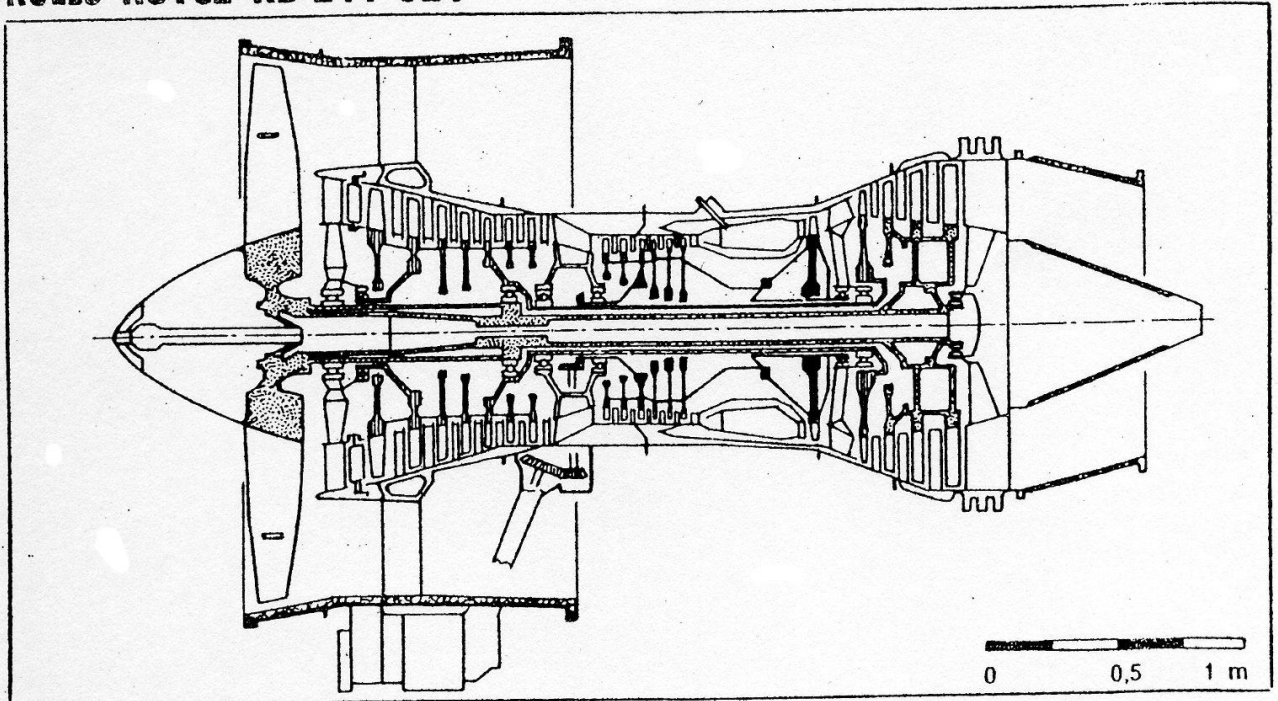
CARACTERISTIQUES

Compresseur (Compressor)	Nombre d'étages (Number of stages)	2 I + 4 IP + 7 HP
	Taux de dilution (Bypass ratio)	1,0
	Rapport de pression (Pressure ratio)	17,6
	Débit total (Total mass flow)	150 kg/s
	Calage variable (Variable stator vane)	
Chambre de combustion mixte à 9 tubes de flamme (Combustor)		
Turbine	Nombre d'étages (Number of stages)	1 HP + 3 BP
	Refroidie (Cooled)	oui
	Température entrée (Inlet temperature)	1 145 °C (ISA + 15 °C)
Vitesse de rotation (Engine speed)		8 800/12 250 tr/mn

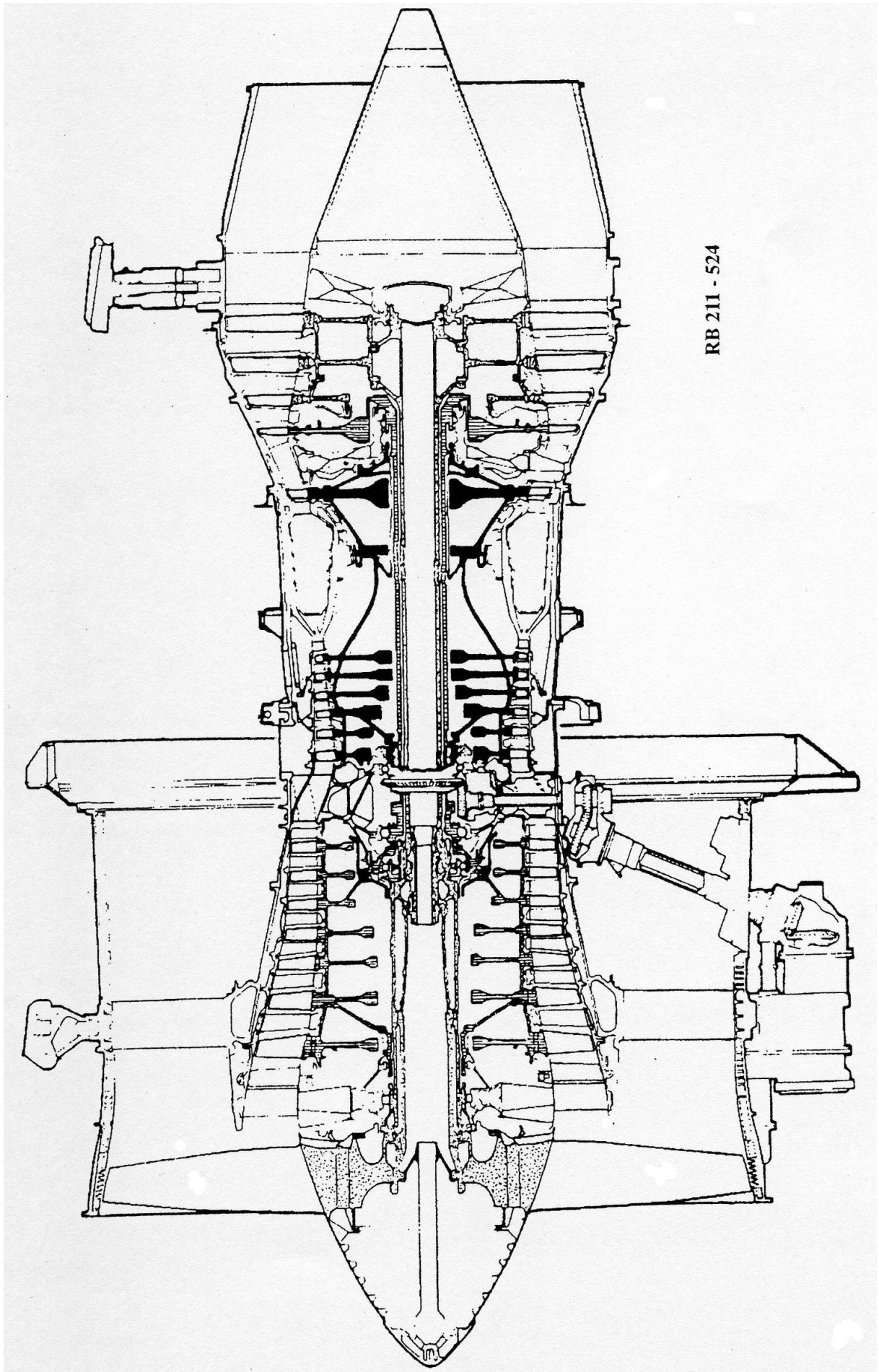
PRATT AND WITHNEY F 401**CARACTERISTIQUES**

Compresseur (Compressor)	Nombre d'étages (Number of stages)	3 F + 1 + 10 HP
	Taux de dilution (Bypass ratio)	1,0
	Rapport de pression (Pressure ratio)	26,9
	Débit total (Total mass flow)	128 kg/s
Chambre de combustion (Combustor)	Calage variable (Variable stator vane)	D.E. BP D.E. + 2 étag. HP annulaire
	Nombre d'étages (Number of stages)	2 HP + 2 BP
Turbine	Refroidie (Cooled)	oui
	Température entrée (Inlet temperature)	1 395 °C
Vitesse de rotation (Engine speed)		tr/mn

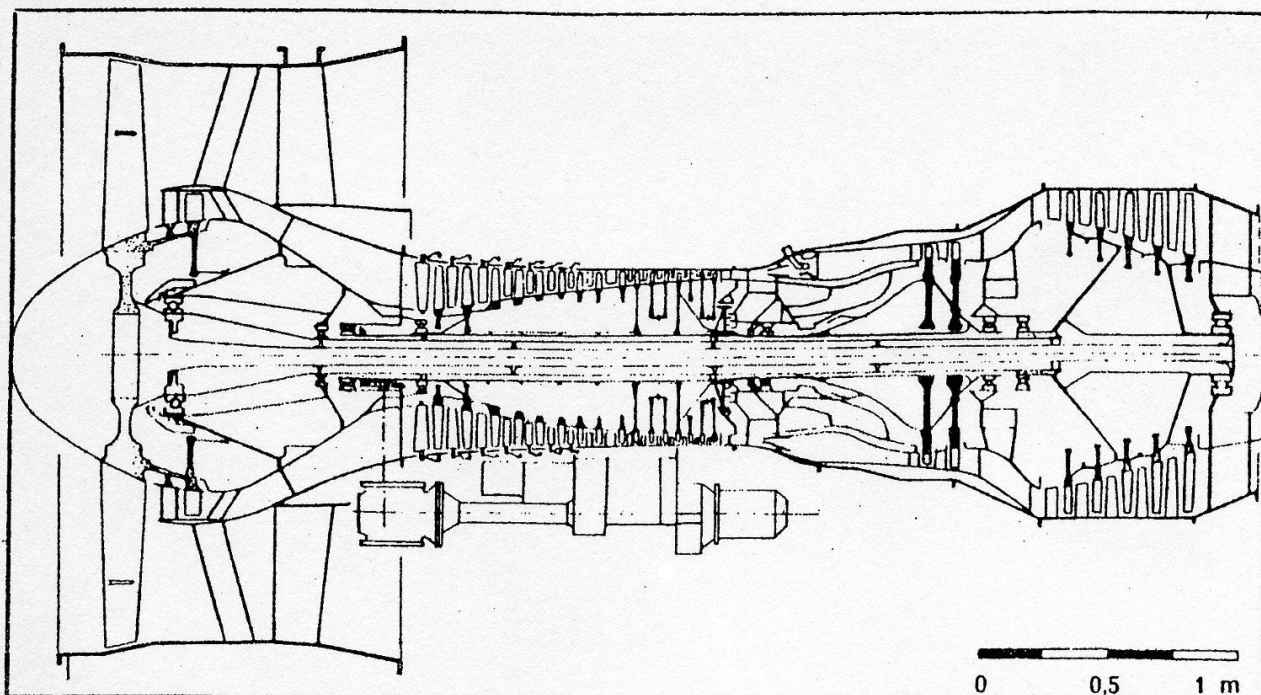


ROLLS-ROYCE RB 211-524**CARACTERISTIQUES**

	Nombre d'étages (Number of stages)	1 F + 7 IP + 6 HP
Compresseur (Compressor)	Taux de dilution (Bypass ratio)	4,4
	Rapport de pression (Pressure ratio)	29
	Débit total (Total mass flow)	674 kg/s
	Calage variable (Variable stator vane)	D.E. IP
Chambre de combustion annulaire à prévaporisation (Combustor)		
	Nombre d'étages (Number of stages)	1 HP + 1 IP + 3 BP
Turbine	Refroidie (Cooled)	oui
	Température entrée (Inlet temperature)	1275 °C (ISA + 15 °C)
Vitesse de rotation (Engine speed)		3 900/7 000/10 610 tr/mn



GENERAL ELECTRIC CF 6/6



CARACTERISTIQUES		
Compresseur (Compressor)	Nombre d'étages (Number of stages)	1 F + 1 + 16
	Taux de dilution (Bypass ratio)	5,9
	Rapport de pression (Pressure ratio)	24,7
	Débit total (Total mass flow)	601 kg/s
	Calage variable (Variable stator vane)	D.E. + 7 HP
Chambre de combustion (Combustor)		annulaire
Turbine	Nombre d'étages (Number of stages)	2 HP + 5 BP
	Refroidie (Cooled)	oui
	Température entrée (Inlet temperature)	1 296 °C (ISA + 15 °C)
Vitesse de rotation (Engine speed)		3 430/9 900 tr/mn

Chapitre V

LES MACHINES A CAPSULISME

V.1 GENERALITES

→ Capsulisme : vase-clos et transvasement suivant le cycle temporel de la machine.

→ Temps caractéristique : $N=8000$ tr/min soit une fréquence $f=133\text{Hz}$ et un temps de 7,5 ms pour effectuer un tour de vilebrequin.

→ Temps de combustion : autour de 1,5ms.

→ Le mélange air+essence est considéré comme un gaz parfait avec :

$$\gamma = 1,33 \quad C_p = 950 \text{ J/kg.K} \quad C_v = 665 \text{ J/Kg.K}$$

V.1.1 Classification

V.1.1.1 Selon le type d'allumage

- moteur à allumage commandé (AC) : Le démarrage de la combustion est produit par une étincelle électrique. Dans un moteur essence, préparation préalable du mélange air/combustible.
- moteur à allumage par compression (Diésel) : Le début de la combustion est produit par la haute température des gaz dans le cylindre (taux de compression élevé). Le combustible est introduit dans la chambre de combustion au moment où la combustion doit se produire. Nécessité d'une pompe d'injection haute pression.

V.1.1.2 Selon le nombre de temps (nbre de tours pour faire un cycle complet)

- 4 temps (2 tours/cycle) :
 1. Admission d'air ou du mélange dans le cylindre.
 2. Compression du gaz par le piston.
 3. Explosion du mélange (phase moteur) - détente.
 4. Refoulement des produits de combustion hors du cylindre.
- 2 temps (1 tour/cycle) :
 - 1er temps : ouverture admission et dépression dans le carter.
 - 2ème temps : ouverture échappement et compression dans le carter.

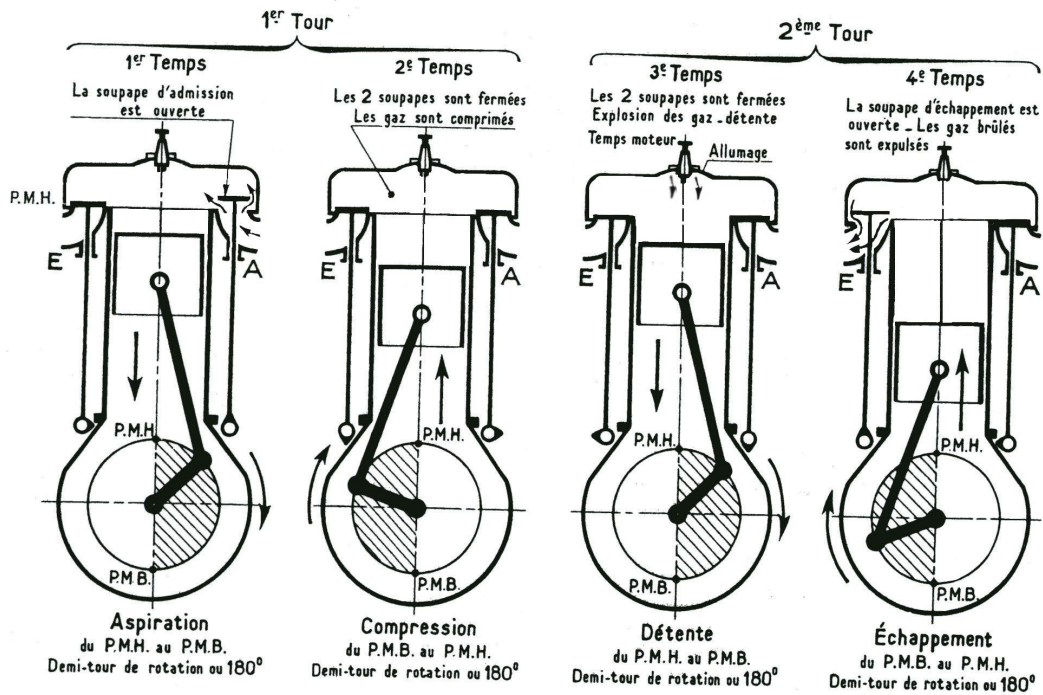


FIG. V.1 – Cycle d'un moteur à allumage commandé

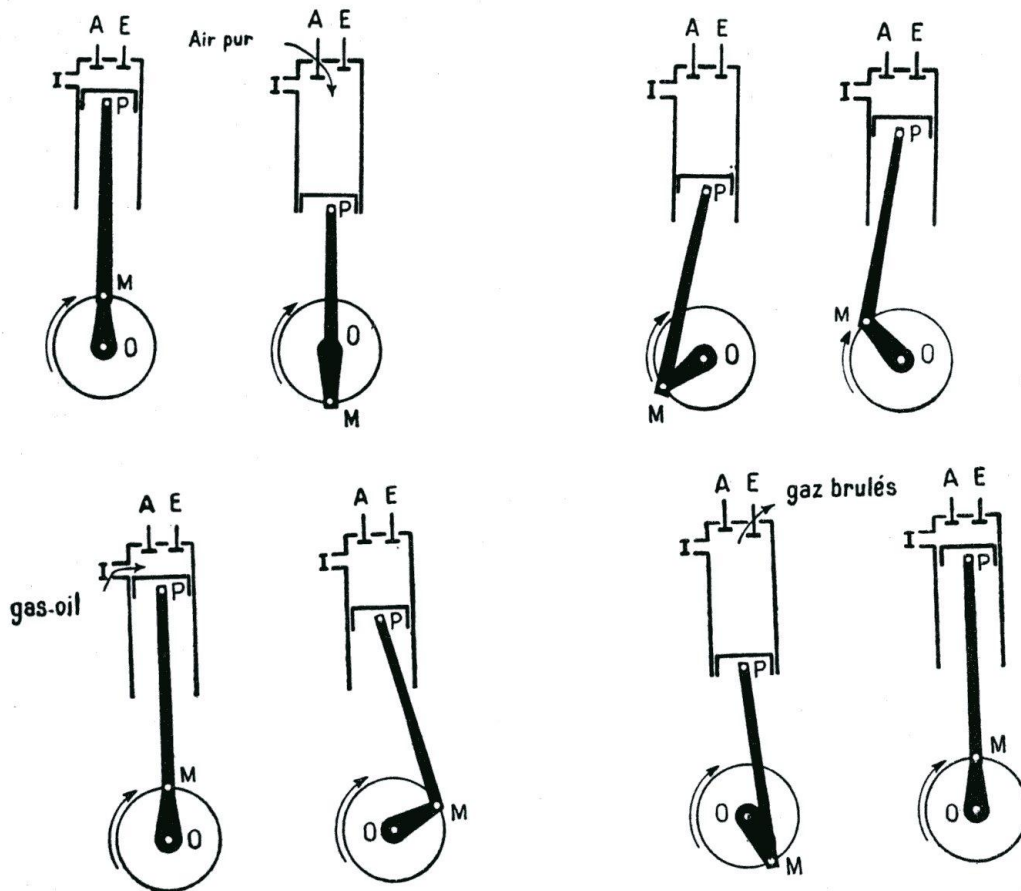


FIG. V.2 – Cycle d'un moteur à allumage par compression

V.1.2 Description d'un moteur

Le moteur est d'abord un moteur alternatif à combustion interne, c'est-à-dire que le travail est produit par la combustion d'un mélange, à l'intérieur d'un cylindre dans lequel se déplace un piston en mouvement alternatif. Les deux limites extrêmes du mouvement sont appelées respectivement point mort haut ou extérieur (*PMH* ou *PME*) et point mort bas ou inférieur (*PMB* ou *PMI*). Le volume balayé entre ces deux points constitue la cylindrée unitaire, et si d est le diamètre du cylindre (ou alésage) et C la course du piston, la cylindrée V s'écrit : $V = C\pi d^2/4$.

Le **rapport volumétrique de compression** est le rapport entre les volumes *PMB* et *PMH* : $\rho = V_{PMB}/V_{PMH}$. Sa valeur est déterminante pour les performances du moteur, les valeurs les plus usuelles sont proches de 10 pour un moteur essence et de 18 à 20 pour un moteur Diésel.

Au point mort haut le volume résiduel est appelé **volume mort** ; il détermine ce que l'on nomme **la chambre de combustion**, qui est donc la portion de volume limitée par la culasse, le haut de chemise et la partie supérieure du piston.

Le mouvement alternatif du piston est transmis sous forme de rotation à l'arbre moteur, ou encore **vilebrequin**, par l'intermédiaire du système **bielle-manivelle**.

Les soupapes permettent d'introduire et d'évacuer les gaz dans le cylindre. **La culasse** obture le cylindre et constitue la chambre de combustion. Elle reçoit le dispositif d'allumage des moteurs AC, porte les sièges des soupapes ainsi que les organes de distribution.

La charge du moteur est le rapport du travail fourni par un moteur à un certain régime sur le travail maximal possible à ce régime.

OPERATIONS	ROLE ASSURE PAR
préparation du mélange air-essence transformation en mélange gazeux	le carburateur
admission dans le cylindre	soupape d'admission
compression du gaz	le piston
injection de gasoil sous pression	la pompe à injection
inflammation, allumage	étincelle électrique
transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire	l'ensemble piston-bielle-arbre moteur
uniformisation du mouvement de l'arbre moteur	le volant calé sur l'arbre moteur
évacuation des gaz brûlés	la soupape d'échappement
ouvertures et fermetures périodiques des soupapes	les organes de distribution
graissage et refroidissement	circuit de circulation d'huile, d'eau ou d'air

V.2 ETUDE DE CYCLES THEORIQUES

Hypothèses de fonctionnement pour les cycles théoriques :

- inertie des gaz supposée nulle.
- levée instantanée des soupapes d'où équilibre de pression instantané entre l'atmosphère et l'intérieur du cylindre.
- combustion instantanée du mélange gazeux.
- compression et détente adiabatique, c'est-à-dire sans échange de chaleur entre les gaz et les parois.

Cycles théoriques étudiés :

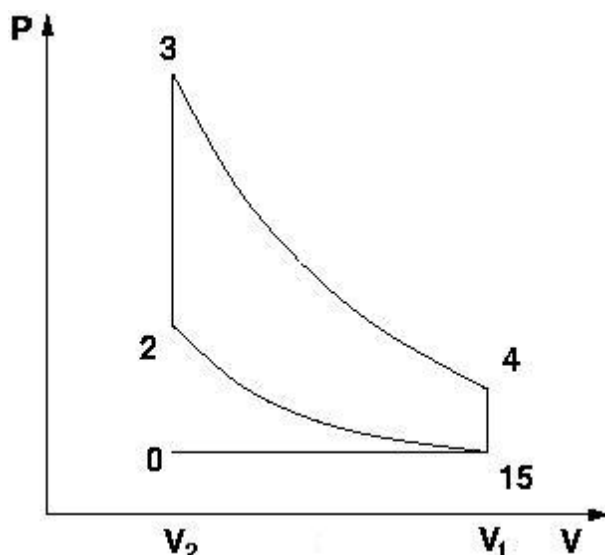
- Beau de Rochas pour les moteurs AC
- Diésel pour les moteurs à allumage par compression
- Cycle mixte de Sabathé pour les moteurs AC et Diésel
- Cycle de Stirling

V.2.1 Cycle de Beau de Rochas

Cycle théorique du moteur essence de Beau de Rochas ou Otto (1862).

La combustion s'effectue à volume constant.

Allure du cycle dans le diagramme (P, V) :



Remarque : la pression au point 4, la pression d'échappement, est supérieure à la pression atmosphérique. Le cycle rejette des gaz encore valorisable par une détente.

Données : le rapport volumétrique de compression : $\rho = V_1/V_2 = V_{PMB}/V_{PMH}$. Le rapport des pressions dans la combustion : $\lambda = P_3/P_2 = T_3/T_2$.

V.2.1.1 Les différentes étapes du cycle

0 - 1	<i>Admission</i> : aspiration d'air+essence à P_{atm}
1 - 2	<i>Compression adiabatique réversible</i> $W^C = \Delta u_{12} = C_v(T_2 - T_1)$ $T_2 = \rho^{\gamma-1}T_1$ et $P_2 = \rho^\gamma P_1$
2 - 3	<i>Combustion à volume constant</i> $q_{comb} = \Delta u_{23} = C_v(T_3 - T_2)$ $T_3 = \rho^{\gamma-1}\lambda T_1$ et $P_3 = \rho^\gamma \lambda P_1$
3 - 4	<i>Détente adiabatique réversible</i> $W^D = \Delta u_{34} = C_v(T_3 - T_4)$ $T_4 = \lambda T_1$ et $P_4 = \lambda P_1$
4 - 5	<i>Mise à l'atmosphère</i> Détente à l'ouverture de la soupape d'échappement
5 - 6	<i>Echappement</i> : évacuation des gaz

Seule la partie 1-2-3-4 est en vase-clos (masse d'air constante).

V.2.1.2 Bilan du cycle

travail utile	$W_{utile} = W_{cycle} = W^D - W^C = C_v T_1 (\lambda - 1) (\rho^{\gamma-1} - 1)$
chaleur de combustion	$q_{comb} = C_v T_1 \rho^{\gamma-1} (\lambda - 1)$
rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{q_{comb}} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$

Le rendement thermique ne dépend que du taux volumétrique de compression ρ . Plus ce rapport est grand, plus le rendement thermique η_{th} est élevé.

MAIS si la température T_2 et la pression P_2 augmentent trop, il y a risque d'auto-inflammation du mélange (avant l'allumage)

⇒ compromis à trouver

Application numérique avec $P_1=1$ bar, $T_1 = 55^\circ\text{C}$ et $\gamma = 1,33$.

ρ	λ	T_2 ($^\circ\text{C}$)	T_3	T_4	P_2 (bar)	P_3	P_4	η_{th} (%)
4	6,82	245	3251	1957	6,3	43,0	6,8	36,7
6	5,92	319	3222	1662	10,8	63,9	5,9	44,6
8	5,6	378	3375	1564	15,9	89,0	5,6	49,6
10	5,3	428	3444	1465	21,4	113,3	5,3	53,2

Les valeurs usuelles de ρ sont autour de 10 et celles de λ entre 5 et 5,5.

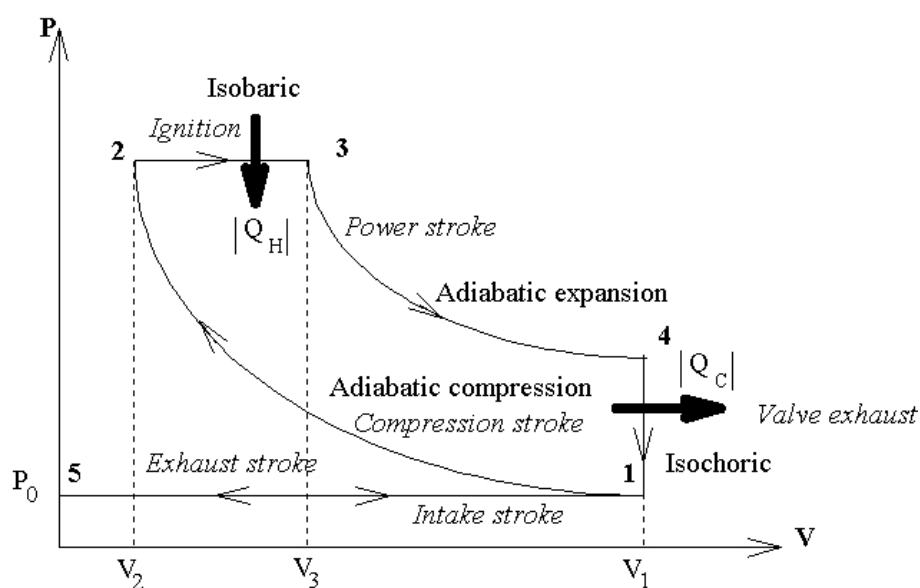
Le rendement thermique est compris entre 50 et 55%.

V.2.2 Cycle de Diésel

Cycle de Rudolf Diésel (1897).

La combustion s'effectue à pression constante.

Allure du cycle dans le diagramme (P, V) :



Données : le rapport volumétrique de compression : $\rho = V_1/V_2$ et le rapport des volumes dans la combustion : $\varepsilon = V_3/V_2 = T_3/T_2$.

V.2.2.1 Les différentes étapes du cycle

5 - 1	<i>Admission d'air <u>seul</u></i>
1 - 2	<i>Compression adiabatique réversible</i> $W^C = \Delta u_{12} = C_v(T_2 - T_1)$ $T_2 = \rho^{\gamma-1}T_1$ et $P_2 = \rho^\gamma P_1$
2 - 3	<i>Combustion isobare - injection de gazole</i> $q_{comb} = \Delta h_{23} = C_p(T_3 - T_2)$ travail de combustion : $W_{comb} = \Delta u_{23} - Q_{comb} = (C_p - C_v)(T_3 - T_2)$ $T_3 = \varepsilon \rho^{\gamma-1}T_1$ et $P_3 = \rho^\gamma P_1$
3 - 4	<i>Détente adiabatique réversible</i> $W^D = \Delta u_{34} = C_v(T_3 - T_4)$ $T_4 = \varepsilon^\gamma T_1$ et $P_4 = \varepsilon^\gamma P_1$
4 - 1 - 5	<i>Mise à l'atmosphère et Echappement</i>

V.2.2.2 Bilan du cycle

travail utile	$W_{utile} = W^D - W^C + W_{comb} = C_v T_1 [\gamma \rho^{\gamma-1} (\varepsilon - 1) - (\varepsilon^\gamma - 1)]$
chaleur de combustion	$q_{comb} = C_p T_1 \rho^{\gamma-1} (\varepsilon - 1)$
rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{q_{comb}} = 1 - \frac{\varepsilon^\gamma - 1}{\gamma \rho^{\gamma-1} (\varepsilon - 1)}$

Le rendement thermique décroît quand la charge du moteur augmente.

Application numérique avec $P_1=1$ bar, $T_1 = 55^\circ\text{C}$, $\gamma = 1,4$ et $\varepsilon = 2$.

ρ	T_2 ($^\circ\text{C}$)	T_3	T_4	P_2 (bar)	P_3	P_4	η_{th} (%)
18	769	1811	593	57,2	57,2	2,64	63,1
19	792	1857	593	61,7	61,7	2,64	63,9
20	814	1901	593	66,3	66,3	2,64	64,7
22	856	1986	593	75,7	75,7	2,64	66

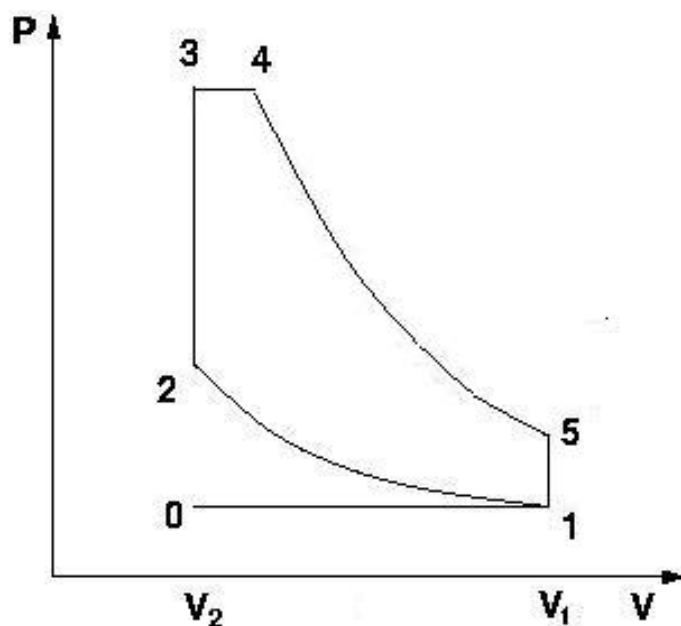
Les valeurs usuelles du taux de compression ρ sont entre 14 et 20. Celles du rapport des volumes dans la combustion ε entre 2 et 2,5.

Le rendement thermique est usuellement compris entre 60 et 65%.

V.2.3 Cycle mixte de Sabathé

C'est un cycle de Beau de Rochas combiné avec un cycle Diésel avec une combustion isochore et une combustion isobare.

Allure du cycle dans le diagramme (P, V) :



Données : le rapport volumétrique de compression : $\rho = V_1/V_2$, le rapport des pressions dans la combustion isochore : $\lambda = P_3/P_2 = T_3/T_2$ et le rapport des volumes dans la combustion isobare : $\varepsilon = V_4/V_3 = T_4/T_3$.

V.2.3.1 Les différentes étapes du cycle

0 - 1	<i>Admission</i>
1 - 2	<i>Compression adiabatique réversible</i> $W^C = \Delta u_{12} = C_v(T_2 - T_1)$ $T_2 = \rho^{\gamma-1}T_1$ et $P_2 = \rho^\gamma P_1$
2 - 3	<i>Combustion isochore</i> $q_{23} = \Delta u_{23} = C_v(T_3 - T_2)$ $T_3 = \lambda \rho^{\gamma-1}T_1$ et $P_3 = \lambda \rho^\gamma P_1$
3 - 4	<i>Combustion isobare</i> $q_{34} = \Delta h_{34} = C_p(T_4 - T_3)$ $W_{comb} = \Delta u_{34} - Q_{34} = (C_p - C_v)(T_4 - T_3)$ $T_4 = \varepsilon \lambda \rho^{\gamma-1}T_1$ et $P_4 = \lambda \rho^\gamma P_1$
4 - 5	<i>Détente adiabatique réversible</i> $W^D = \Delta u_{45} = C_v(T_5 - T_4)$ $T_5 = \lambda \varepsilon^\gamma T_1$ et $P_5 = \lambda \varepsilon^\gamma P_1$

V.2.3.2 Bilan du cycle

travail utile	$W_{utile} = C_v T_1 [\rho^{\gamma-1}(\lambda - 1) + 1 - \lambda \varepsilon^\gamma + \gamma \lambda \rho^{\gamma-1}(\varepsilon - 1)]$
chaleur de combustion	$q_{comb} = q_{23} + q_{34}$
rendement thermique	$\eta_{th} = 1 - \frac{\lambda \varepsilon^\gamma - 1}{\rho^{\gamma-1} [\lambda - 1 + \gamma \lambda (\varepsilon - 1)]}$

Les performances optimales du cycle de Sabathé sont obtenues pour $\varepsilon = 2$.

Application numérique avec $P_1=1$ bar, $T_1 = 55^\circ\text{C}$ et $\varepsilon = 2$.

ρ	λ	T_2 ($^\circ\text{C}$)	T_3	T_4	T_5	P_2 (bar)	P_3	P_5	η_{th} (%)
8	5,6	378	3375	7023	4345	15,9	89	14,1	45,3
10	5,3	428	3444	7160	4097	21,4	113,3	13,3	49,2
18	5	769	4938	10150	4055	57,2	286	13,2	65,1
20	5	814	5163	10598	4055	66,3	331,4	13,2	66,5

Comme pour le cycle Diésel, le rendement décroît quand la charge du moteur augmente.

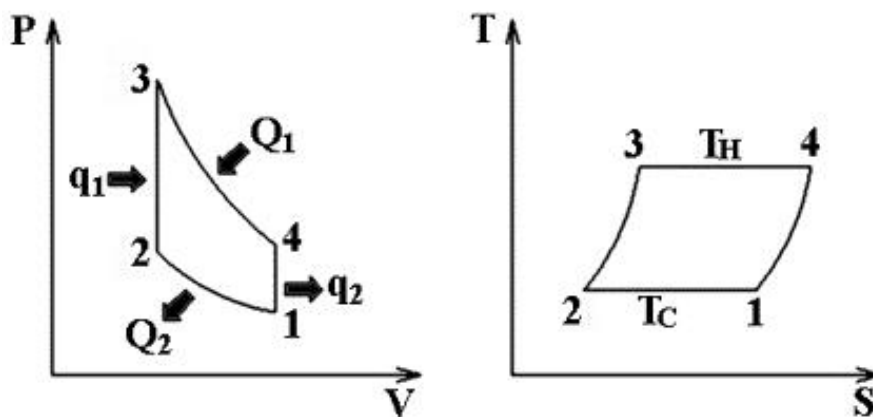
A même rapport volumétrique de compression, on a l'inégalité :

$$\eta_{th} \text{ Diésel} < \eta_{th} \text{ Sabathé} < \eta_{th} \text{ Beau de Rochas}$$

Les températures et pressions calculées à partir des cycles théoriques sont supérieures à la réalité. Qualitativement, les résultats sont convenables.

V.2.4 Cycle de Stirling

Le fluide évolue en vase clos. Le cycle se compose de 2 transformations isothermes et de 2 isochores. Allure du cycle dans le plan (P, V) :



On cherche à accumuler la quantité de chaleur extraite du fluide au cours de 4 - 1 (dans le régénérateur) pour la restituer au fluide au cours de 2 - 3. Le régénérateur est dit parfait si la totalité de la quantité de chaleur Q_{23} est récupérée sur la détente 4 - 1. Dans ce cas, on a :

$$Q_{23} = C_v(T_h - T_c)$$

En pratique, une partie seulement de Q_{23} est récupérée sur 4-1.

La détente isotherme 3 - 4 nécessite la fourniture de la quantité de chaleur Q_{34} au fluide. Il faut extraire la quantité de chaleur Q_{12} pour réaliser la détente 1 - 2.

V.2.4.1 Cycle à régénérateur parfait

Sur l'isotherme 1-2, $W_{12} = -Q_{12} = \int_1^2 -P dV = -rT_c \int_1^2 \frac{dV}{V} = rT_c \ln \rho$

Sur l'isotherme 3-4, $Q_{34} = -W_{34} = -rT_h \ln \rho$

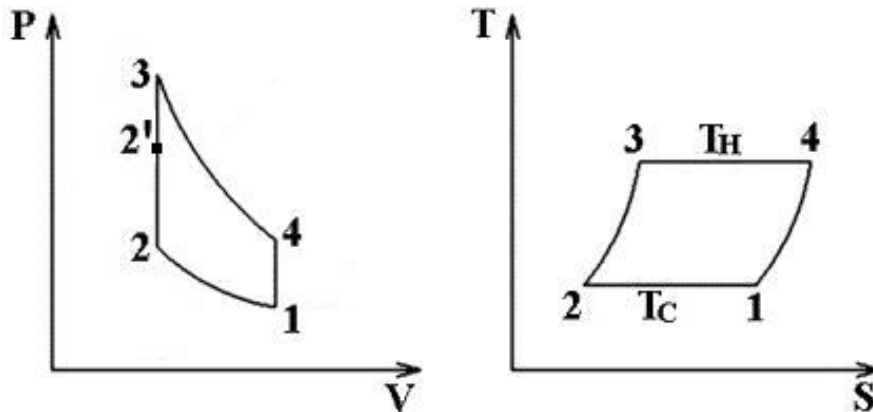
Sur les isochores 2-3 et 4-1, $W_{23} = W_{41} = 0$.

Le travail total au cours d'un cycle vaut donc : $W_{cycle} = W_{12} + W_{34} = -r(T_h - T_c) \ln \rho$

Le rendement théorique : $\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_{34}} = \frac{r(T_h - T_c) \ln \rho}{rT_h \ln \rho} = 1 - \frac{T_c}{T_h} = \eta_{Carnot}$

V.2.4.2 Cycle à régénérateur réel

En pratique, on ne récupère qu'une partie $Q_{22'}$ sur la quantité de chaleur libérée entre 4 et 1. On introduit e l'efficacité du régénérateur, défini par le rapport $Q_{22'}/Q_{23}$.



Le travail au cours d'un cycle : $W_{cycle} = -r(T_h - T_c) \ln \rho$

La chaleur Q fourni par le combustible : $Q = Q_{2'3} + Q_{34} = (1 - e)C_v(T_h - T_c) + rT_h \ln \rho$

Le rendement thermique : $\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q} = \frac{\eta_{Carnot} \ln \rho}{\ln \rho + \frac{1 - e}{\gamma - 1} \eta_{Carnot}}$

⇒ Nécessité d'un régénérateur de bonne efficacité pour tirer les avantages du cycle de Stirling.

COMPARAISON DE CYCLES

- Cycle de Carnot
 - 1-2 compression isotherme (avec refroidissement)
 - 2-3 compression isentropique
 - 3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)
 - 4-1 détente isentropique

- Cycle de Stirling
 - 1-2 compression isotherme (avec refroidissement)
 - 2-3 compression isochore
 - 3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)
 - 4-1 détente isochore

- Cycle de Ericsson
 - 1-2 compression isotherme (avec refroidissement)
 - 2-3 compression isobare
 - 3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)
 - 4-1 détente isobare

- Cycle de Beau de Rochas
 - 1-2 compression isentropique
 - 2-3 apport de chaleur isochore
 - 3-4 détente isentropique
 - 4-1 mise à l'atmosphère (avec refroidissement)

- Cycle de Diésel
 - 1-2 compression isentropique
 - 2-3 apport de chaleur isobare
 - 3-4 détente isentropique
 - 4-1 mise à l'atmosphère (avec refroidissement)

- Cycle de Sabathé
 - 1-2 compression isentropique
 - 2-3 apport de chaleur isochore
 - 3-4 apport de chaleur isobare
 - 4-5 détente isentropique
 - 5-1 mise à l'atmosphère (avec refroidissement)

Pour comparer les cycles, nous prendrons les conditions suivantes :

→ 1kg de fluide parfait.

→ $C_p = 1000 \text{ J/kg.K}$ $C_v = 713 \text{ J/kg.K}$ $\gamma = 1,4$.

→ Au point 1 : $T_1 = 300\text{K}$ $P_1 = 1 \text{ bar}$ $V_1 = 0,86\text{m}^3$

→ Rapport des volumes $\rho = \frac{V_1}{V_2} = 10$

→ Apport de chaleur $q_{23} = 1\,568\,600 \text{ J}$

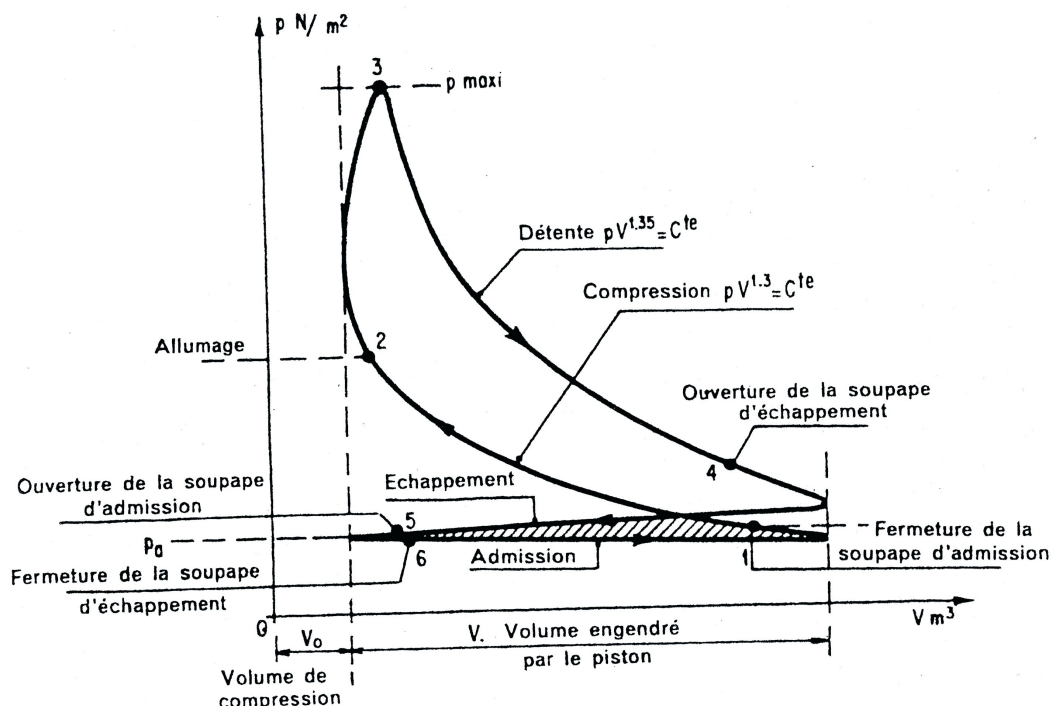
	CARNOT	STIRLING	ERICSSON	BEAU ROCHAS	DIESEL	SABATHE
P_2	10	10	10	25,12	25,12	25,12
T_2	300	300	300	754	754	754
V_2	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086
P_3	13932	83	10	98,4	25,12	43,4
T_3	2374	2500	2500	2953	2322	1303
V_3	$4,8 \cdot 10^{-4}$	0.086	0.717	0.086	0.265	0.086
P_4	1393,2	8,3	1	3,9	4,8	43,4
T_4	2374	2500	2500	1175	1448	2480
V_4	$4,8 \cdot 10^{-4}$	0.86	7,17	0.86	0.86	0.86
P_5	-	-	-	-	-	4,26
T_5	-	-	-	-	-	1277
V_5	-	-	-	-	-	0.86
$W_{cycle} \text{ (MJ)}$	1,370	1,370	1,370	0,95	0,748	0,875
η_{th}	0,874	0,874	0,874	0,602	0,477	0,558

V.3 ETUDE DES CYCLES REELS

Différences importantes par rapport au cycle théorique.

- temps de combustion non nul, autour de 1,5 ms.
- l'enceinte n'est pas adiabatique. Les parois sont isothermes au cours d'un cycle.
- mouvements des soupapes non instantanée.
- inertie des gaz.

Allure du cycle du gaz dans le plan (P, V) :



On introduit un **taux de remplissage** pour mesurer l'écart entre la masse théorique admissible dans la cylindre et la masse effectivement admise.

Ce taux est le rapport entre la masse (ou le volume) des gaz admis à la fermeture admission et la masse (ou le volume) théorique admissible, ceci dans les mêmes conditions T_{atm} et P_{atm} .

Pour les moteurs AC, le taux de remplissage est toujours inférieur à l'unité et varie avec les conditions de fonctionnement du moteur. Au ralenti, papillon fermé, il n'est que de 0,3 à 0,4. Il augmente avec le régime mais diminue ensuite aux grandes vitesses en raison de l'inertie des gaz et des frottements dans les canalisations. Il est maximum au ralenti en charge (papillon ouvert) et peut atteindre 0,8 à 0,9. Il peut dépasser largement l'unité s'il y a suralimentation (3 à 4 en F1).

Pour les moteurs Diésel, le remplissage est constant (sauf si suralimentation).

V.3.1 Les différents temps du cycle

Temps 1 : admission

L'admission est un temps complet de la marche du moteur : elle s'étale sur plus de 180° vilebrequin. Elle se produit alors que le piston descend du PMH au PMB , créant ainsi une dépression dans le cylindre et l'aspiration du mélange carburé. A cause de l'inertie des masses gazeuses admises, le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement : le taux de remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité.

Pour améliorer ce taux, une avance à l'ouverture de la soupape d'admission est effectuée avant le PMH ($AOA = \text{avance ouverture admission}$).

De même, à la fin du temps d'admission, un retard à la fermeture de la soupape d'admission est apportée après le PMB ($RFA = \text{retard fermeture admission}$). Il permet un meilleur remplissage du cylindre en bénéficiant de l'inertie des gaz.

Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend de la gamme du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes.

La quantité de mélange admis dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. Dans un moteur AC , la charge du moteur est donc une fonction croissante, mais non linéaire de la pression d'admission (appelée souvent dépression admission).

Temps 2 : Compression - allumage

La compression ne commence qu'à la fermeture de la soupape d'admission et se termine au moment de l'inflammation du combustible. La pression à la fin de la compression est inférieure à la valeur théorique.

Cette compression n'est pas adiabatique en raison des échanges de chaleur avec les parois ; elle est en fait polytropique de coefficient de l'ordre de 1,35 à 1,39.

L'étincelle est provoquée avec une avancée à l'allumage ($AA = \text{avance à l'allumage}$) avant le PMH (10 à 20° vilebrequin), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion pour que celle-ci soit à peu près terminée au voisinage du PMH .

Temps 3 : Combustion - détente

La combustion est essentielle ; c'est en effet d'elle que vont dépendre les fatigues mécaniques et thermiques du moteur et par suite sa longévité.

La combustion se développe et la pression croît rapidement pour atteindre normalement son maximum une dizaine de degrés après le PMH , atteignant des valeurs supérieures à 60 bar à pleine charge. Les gaz sont alors très chauds (1500 à 2000K, jusqu'à 3000K en F1) et les transferts thermiques vers les parois intenses.

La détente n'est pas adiabatique. Le coefficient polytropique est de l'ordre de 1,33. La pression et la température des gaz décroissent en même temps que du travail est fourni au piston.

A la fin de la détente, on apporte une avance à l'ouverture de la soupape d'échappement, peu avant le *PMB* ($AOE = \text{avance ouverture échappement}$), pour éviter les contrepressions à la remontée du piston et accélérer l'équilibre des pressions intérieure et extérieure au cylindre. Cette ouverture prématurée fait baisser la pression au *PMB* par rapport au diagramme théorique.

Remarque : si le mélange est pauvre, la combustion peut se prolonger et durer jusqu'à l'ouverture de la soupape d'admission, on a alors des retours de flamme au carburateur.

Temps 4 : Echappement

La phase d'échappement commence à l'*OE* et finit à la *FE* s'il n'y a pas de croisement de soupapes ou alors à l'*OA* s'il y a croisement (pour les moteurs suralimentés). Ce croisement est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime. Les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. La vitesse des gaz est importante, elle peut atteindre 700m/s.

A la fin du temps d'échappement on peut apporter un retard à la fermeture de l'échappement, après le *PMH* ($RFE = \text{retard fermeture échappement}$) pour chasser plus complètement les gaz brûlés en bénéficiant de l'inertie.

V.3.2 Grandeurs caractéristiques

- Le taux de remplissage ε_R . La masse admise par cycle $m_{cycle} = \varepsilon_R \rho (V_1 - V_2)$
où ρ est la masse volumique air+essence à l'admission et $V_1 - V_2$ est la cylindrée unitaire.
- le travail indiqué par cycle $W_i = \int_{cycle} -PdV = \text{Aire}(\text{cycle})$.
C'est le travail fourni par le gaz au cours d'un cycle. Pour prendre en compte les pertes mécaniques, on introduit un rendement mécanique η_m et un travail effectif par cycle :
 $W_{eff} = W_i \eta_m$.
- le rendement indiqué : $\eta_i = \frac{W_i}{W_{theo}} = \text{Aire}(\text{cycle réel}) / \text{Aire}(\text{cycle théorique})$.
Le travail du cycle théorique $W_{theo} = m_{cycle} W_{utile}$
Le rendement indiqué est compris entre 0,75 et 0,85.
- le rendement effectif : $\eta_{eff} = \eta_{th} \times \eta_i \times \eta_m$
 η_{th} rendement thermique = W_{utile} / Q_{comb}
 η_i rendement indiqué = W_i / W_{theo}
 η_m rendement mécanique W_{eff} / W_i

D'où $\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{P_{comb}}$ rapport puissance effective sur puissance de combustion.

$$P_{comb} = \text{débit de combustible} \times P_{ci}$$

Le rendement effectif d'un moteur essence $\sim 25\%$

Le rendement effectif d'un moteur Diésel $\sim 35\%$

- le nombre de cycle par seconde : X

soit n le nombre de cylindre, N le régime du moteur en tr/min et ω la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur ($= 2\pi N/60$).

$$\text{On a : } X = \frac{2Nn}{60 \times 4 \text{ temps}}$$

- La puissance effective $P_{eff} = W_{eff}X$ et la puissance indiquée $P_i = W_iX$.
- Le couple moteur $C = P_{eff}/\omega$

Remarque : le couple moteur Diésel $>$ couple moteur essence.

- La pression moyenne effective P_{me} : définie comme la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif. C'est l'énergie mécanique (travail) par litre de cylindrée.

$$P_{me} = W_{eff}/V_e \text{ où } V_e \text{ est le volume engendré par piston (=cylindrée unitaire).}$$

La P_{me} sert à exprimer le niveau de charge du moteur ; elle est inférieure à 2 bar à faible charge et varie de 8 à 12 bar à pleine admission en aspiration naturelle. La suralimentation peut accroître considérablement ce maximum (plus de 40 bar en F1).

Ordre de grandeur pour la pression moyenne effective :

Petits moteurs Diésel : 7 bar

Moteurs essence : 8 à 12 bar

Moteurs Diésel suralimenté : 12 à 18 bar

Moteurs Diésel industriels suralimentés : 15 à 25 bar

L'intérêt principal de la P_{me} est qu'elle permet de comparer le travail fourni par des moteurs de cylindrées différentes.

- La consommation spécifique effective $C_{se} = \frac{\dot{m}_{comb} \times 3600}{P_{eff}} = \frac{3600}{\eta_{eff} P_{ci}}$

D'une manière analogue, on peut définir des performances indiqués P_{mi} et C_{si} , qui correspondent à ce que l'on pourrait mesurer s'il n'y avait pas de pertes mécaniques dues aux frottements et à l'entraînement des accessoires.

$$P_{me} + P_{mf} = P_{mi} \text{ où } P_{mf} \text{ exprime la pression moyenne de frottement.}$$

$$C_{se} \times P_{me} = C_{si} \times P_{mi}.$$

Les pertes par frottement englobent à la fois les frottements réels (paliers, pistons-chemises) et le travail nécessaire pour entraîner les accessoires indispensables au fonctionnement du moteur (pompes, alternateur, etc.).

Les frottements augmentent significativement avec la cylindrée et le régime et relativement peu avec la charge.

Le régime de rotation a une influence déterminante sur les pertes par frottement, donc sur le travail effectif. Lorsque le régime croît, la part du travail effectif diminue et, pour une charge imposée constante, le rendement global décroît.

A un régime donné, le rendement se dégrade très rapidement lorsque la charge diminue. Cela traduit le fait que les frottements prennent alors une part de plus en plus importante du travail indiqué.

V.4 ETUDE DE LA COMBUSTION

Combinaison chimique entre certains éléments du combustible (C, H, O, S) avec l'oxygène de l'air en libérant des quantités de chaleur.

- proportion combustible/carburant.
- pollution → étude de la phase de combustion à haute température.
- propagation de la combustion.

Produits de combustion : $CO, CO_2, H_2O, SO_2, NO_x$

Pour les moteurs essences : le moteur est alimenté avec un mélange air-carburant généralement réalisé avant son introduction dans le cylindre (mélange préalable). La quantité d'air admise est modulée par un volet situé dans la tubulure d'admission (le papillon) et le carburant est dosé par un carburateur ou un système d'injection. En première approximation, le mélange air/essence vaporisé peut être considéré comme homogène au début de la combustion. Le moment d'allumage est contrôlable. Le moyen usuellement choisi est de provoquer une étincelle électrique en un point de la chambre.

La proportion entre le combustible et le comburant n'est pas indifférente et constitue **la richesse** du mélange carburé. Le travail produit est proportionnel à quantité de mélange introduite ; le niveau de charge du moteur est souvent caractérisé par son remplissage en air.

Pour les moteurs Diésel : le gasoil est introduit dans le cylindre au moment où la combustion doit se produire par une pompe d'injection + des injecteurs. Pulvérisation du carburant sous forme d'un jet non homogène.

La combustion s'effectue par autoinflammation lors de l'introduction d'un spray de carburant dans un air comprimé et chauffé du cylindre. Le moteur Diésel fonctionne à richesse variable et avec un remplissage constant (sauf dans le cas du fonctionnement avec un turbocompresseur). Le remplissage est important ce qui explique un fonctionnement en excès d'air du moteur Diésel et sa faible propension à générer des imbrûlés tels hydrocarbures et monoxyde de carbone.

V.4.1 Propriétés des combustibles commerciaux

V.4.1.1 L'essence

On définit un **indice d'octane**. Il caractérise la résistance à l'auto-inflammation détonante du combustible par rapport à un mélange de référence.

indice 100 : iso-octane C_8H_{18} . Il résiste très bien à la détonation.

indice 0 : heptane C_7H_{16} très détonant.

Un carburant d'indice x contient $x\%$ d'iso-octane et $(100 - x)\%$ d'heptane.

Indice d'octane usuelle : 95 à 98%. P_{ci} essence compris entre 47 et 48 MJ/kg.

Pour éviter l'auto-inflammation :

→ limiter le taux de compression.

→ refroidir la culasse.

V.4.1.2 Le gasoil

On définit un **indice de cétane**. Il compare l'inflammabilité du combustible par rapport à un mélange de référence.

indice 100 : cétane, bien inflammable.

indice 0 : α -méthylphtaline, peu inflammable.

Pour favoriser l'auto-inflammation :

→ éviter que la culasse soit froide (bougie préchauffage).

→ injection des gouttes gasoil les plus petites possibles.

P_{ci} gasoil autour de 44 MJ/kg

Remarque : P_{ci} hydrogène 119 MJ/kg et P_{ci} gaz naturel 50 MJ/kg

La vitesse de rotation du moteur est corrélée à la vitesse d'auto-inflammation des gouttes : plus les gouttes sont petites, plus le temps d'auto-inflammation est court, plus la vitesse de rotation peut être augmentée.

V.4.2 Le comburant

Sauf cas particulier, l'oxygène nécessaire à la combustion est apporté par l'air.

Composition simplifiée : 20,9% d' O_2 et 79,1% de $N_2 \Rightarrow \text{air} = O_2 + 3,78N_2$.

En plus, présence d'eau dans l'air sous forme de :

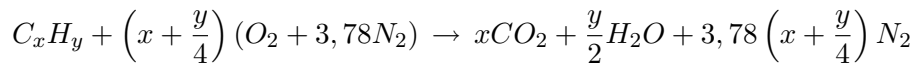
- vapeur et eau (air non saturé).

- gouttelettes (brouillard, pluie).

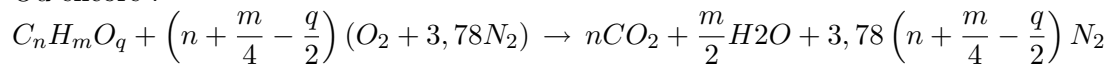
V.4.3 Les différents types de combustion

V.4.3.1 Combustion complète ou neutre

On appelle combustion complète la réaction qui transforme tout le carbone en CO_2 et tout l'hydrogène en eau avec la quantité d'air strictement nécessaire pour assurer la combustion complète (pas d'oxygène dans le gaz de combustion). Cette combustion n'est pas réalisable en pratique sauf en présence d'un excès d'air.



Ou encore :



Tous les composés sont gazeux. On appelle n_1 le nombre de mole des gaz réactifs et n_2 le nombre de mole des produits de combustion.

On constate que $n_2 > n_1$; ceci correspond à l'expansion moléculaire : à égalité de température, à volume constant, la pression est supérieure pour les produits de combustion que pour le mélange air-carburant.

On introduit le rapport de la masse de carburant sur la masse d'air dans le mélange initial :

$$F = \frac{\text{masse de carburant}}{\text{masse d'air}} = \left(\frac{m_c}{m_a}\right)$$

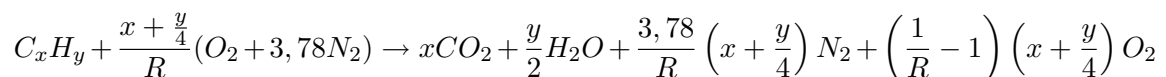
$$\text{Pour la combustion complète : } F = \left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{\text{stochio}} = \frac{12x + y}{\left(x + \frac{y}{4}\right) \times (32 + 3,78 \times 28)}$$

Exemple : pour l'essence représentée par l'octène C_8H_{16} , le rapport est égal à 0,0677 c'est-à-dire qu'il faut 67,7g de combustible pour 1kg d'air.

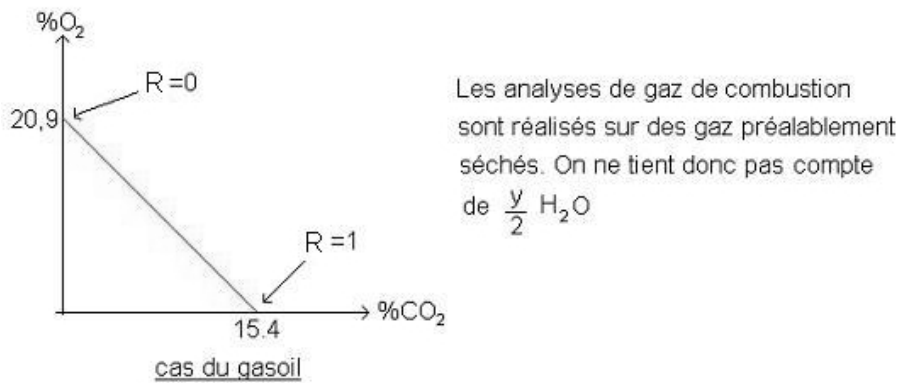
On définit la **richesse** d'un mélange air-carburant : $R = \frac{F}{F_C}$
($F \rightarrow$ mélange réel et $F_C \rightarrow$ mélange théorique)

- Pour $R > 1$, il y a un excès de carburant. On parle alors de **mélange riche**.
La combustion est dite réductrice et est incomplète.
Les produits de combustion sont : H_2O , CO_2 et CO .
- Pour $R < 1$, il y a un excès d'air. On parle alors de **mélange pauvre**.
La combustion est dite oxydante, les produits de combustion : H_2O , CO_2 et O_2 .

La réaction est alors de la forme :



On définit le pourcentage d'un gaz comme le rapport du nombre de mole de ce gaz présent dans les gaz de combustion avec le nombre de mole total des gaz de combustion. Les pourcentages de CO_2 et de O_2 sont reliés par la droite de Grebel lorsque la richesse varie entre 0 et 1 :



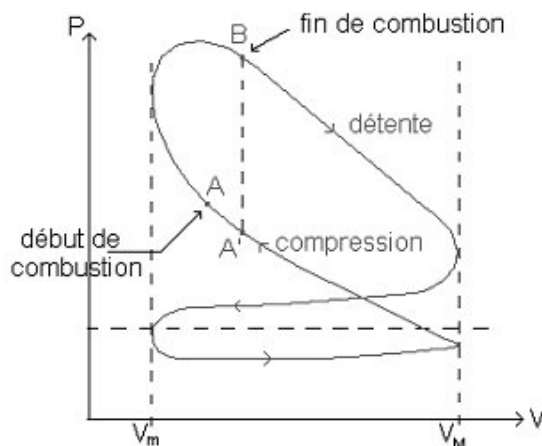
Remarque : En réalité, la droite de Grebel n'est pas tout à fait une droite. On observe une dérive car une partie du carbone n'est pas complètement oxydée → présence de CO dans les gaz d'échappement.

V.4.3.2 Combustion oxydo-réductrice

C'est une hybride des deux précédentes : bien que la quantité d'air soit théoriquement suffisante pour une combustion complète, on observe dans les produits de combustion : CO_2 , H_2O , N_2 , CO et O_2 .

Usuellement la richesse de fonctionnement d'un moteur type automobile varie entre 0,8 et 1,2. Les mélanges pauvres sont facteurs de bon rendements, mais leur richesse est limitée par l'apparition de ratés de combustion. Par contre les mélanges riches sont préconisés pour les fortes puissances, ils assurent un bon refroidissement et facilitent les démarrages à froid.

V.4.4 Rendement de combustion



Le premier principe appliqué entre A' et B donne : $W_{A'B} + Q_{comb} = \Delta U_{A'B}$.

On définit le rendement de combustion par : $\eta_c = \frac{Q_{comb}}{m_c P_{ci}}$

Au cours de l'expansion moléculaire lors de la combustion, une part de l'augmentation de pression ne résulte pas de l'apport énergétique du combustible. Ainsi, on définit un rendement corrigé :

$$\eta'_c = \eta_c \times \frac{\text{nombre de mole } n' \text{ après combustion}}{\text{nombre de mole } n \text{ avant combustion}}$$

Dans le cas des moteurs à essence, la vaporisation des combustibles est préalable à l'aspiration du mélange air-essence dans le cylindre et la quantité de chaleur nécessaire à la vaporisation du combustible n'est plus prélevée sur la combustion. Il faut tenir compte de la chaleur latente de vaporisation L_v du combustible.

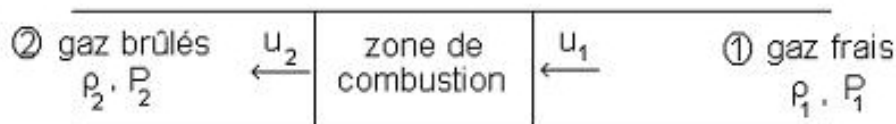
On définit un autre rendement corrigé :

$$\eta''_c = \eta_c \times \frac{\text{nombre de mole } n' \text{ après combustion}}{\text{nombre de mole } n \text{ avant combustion}} \times \frac{P_{ci} + L_v}{P_{ci}}$$

V.4.5 Propagation de la combustion

Hypothèses : propagation de la combustion dans un cylindre infini. Les gaz sont parfaits.

Le repère est lié à la zone de combustion. On note u la vitesse des gaz.



La conservation de la masse s'écrit : $q_m = \rho_1 u_1 S = \rho_2 u_2 S$

Le théorème de la quantité de mouvement donne : $q_m(u_2 - u_1) = (P_1 - P_2)S$

On en déduit : $\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{\rho_1 u_1}{P_1}(u_1 - u_2)$ soit encore $\frac{P_2}{P_1} = 1 + \gamma M_1^2 \left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2}\right)$

Avec M_1 le nombre de Mach en 1 ; ceci constitue la droite de Rayleigh.

D'autre part, le premier principe appliqué au fluide en écoulement donne :

$$W_i + q_e = h_2 - h_1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

où q_e est la quantité de chaleur libérée par la combustion par unité de masse de fluide traversant la zone de combustion. Dans notre cas, on néglige l'effet de la pesanteur et il n'y a pas de travail $W_i = 0$.

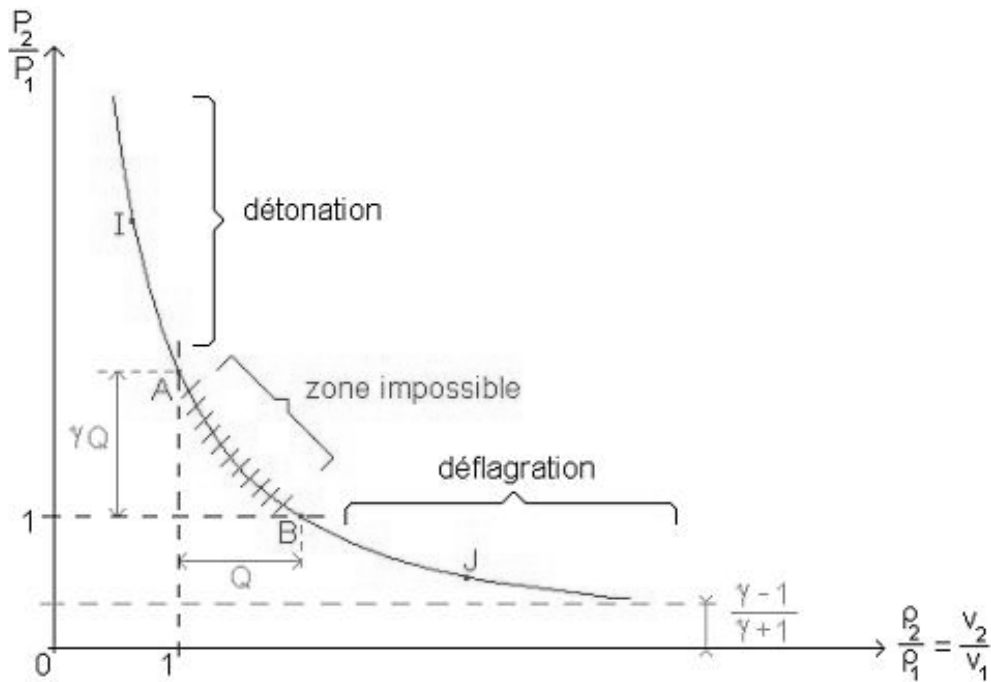
Il vient ainsi : $q_e = h_2 - h_1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ et de plus $h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1)$

Notons $Q = \frac{q_e}{C_p T_1}$; on en déduit donc : $Q = \frac{T_2}{T_1} - 1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2C_p T_1}$

Finalement, on aboutit à l'équation d'Hugoniot :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\frac{\gamma+1}{\gamma-1} - \frac{\rho_1}{\rho_2} + \frac{2\gamma}{\gamma-1} Q}{\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \times \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1}$$

Traçons maintenant la courbe $\frac{P_2}{P_1} = f\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)$ avec Q fixé (c'est une hyperbole).



Les différentes zones sont :

Entre l'infini et I	$M_1 > 1$ et $M_2 < 1$	zone de détonation forte
En I	$M_2 = 1$	
Entre I et A	$M_1 > 1$ et $M_2 > 1$	zone de détonation faible
En A	$M_2 \rightarrow \infty$	
Entre A et B		zone impossible
En B	$M_2 = 0$	
Entre B et J	$M_1 < 1$ et $M_2 < 1$	zone de déflagration faible
En J	$M_2 = 1$	
Entre J et l'infini	$M_1 < 1$ et $M_2 > 1$	zone de déflagration forte

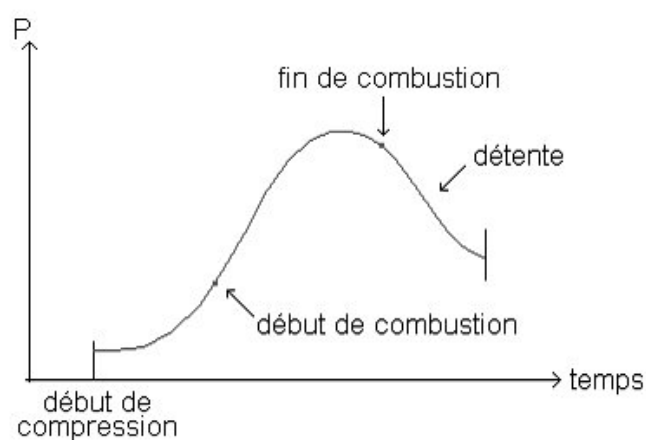
Les deux types de propagation de la combustion sont donc la détonation et la déflagration. Le rapport $\frac{P_2 - P_1}{V_1 - V_2}$ est du même signe que γM_1^2 c'est-à-dire positif.

On distingue alors deux cas :

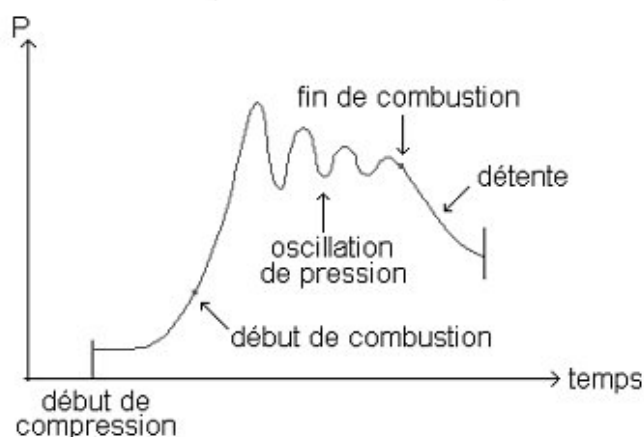
- si $P_2 > P_1$ alors $V_2 < V_1 \Rightarrow$ on parle de **combustion détonante**.
- si $P_2 < P_1$ alors $V_2 > V_1 \Rightarrow$ on parle de **combustion déflagrante**.

V.4.6 Application au cas de la combustion dans un moteur

Dans un moteur, les deux types de combustion peuvent se produire.



combustion déflagrante



combustion détonante

Pour la combustion détonante, la montée en pression est beaucoup plus rapide par rapport à la combustion déflagrante. De plus, il apparaît des oscillations de pression dues à la réflexion d'onde de choc. Ces oscillations de pression se traduisent par un bruit de cliquetis. De surcroît, la détonation induit des charges mécaniques et thermiques contribuant à un endommagement rapide du moteur.

Ainsi, il vaut mieux éviter ce type de combustion. Pour cela, il faut :

- éviter l'existence de points chauds.
- limiter le taux de compression.
- utiliser des carburants résistant bien à la détonation c'est-à-dire à indice d'octane élevé.

V.5 PREPARATION DU MELANGE ET INJECTION

V.5.1 Moteur essence

Le mélange est préparé avant l'entrée dans les cylindres. Certaines conditions sont à respecter :

- le carburant doit être vaporisé.
- la richesse du mélange doit être convenable à tous les régimes.
- le mélange doit être homogène.

On introduit : S la surface d'échange entre l'air et l'essence, P_{sat} la pression de vapeur saturante du carburant et P_{vap} la pression partielle de vapeur de carburant.

Le débit massique de carburant évaporé est proportionnel à $S \times (P_{sat} - P_{vap})$.

Pour favoriser l'évaporation du carburant c'est-à-dire augmenter ce débit, on peut soit augmenter P_{sat} soit la surface S .

Pour augmenter P_{sat} , il faut augmenter la température T du carburant. Mais, ceci induit une diminution de la masse volumique du carburant et de la masse d'air en évolution \Rightarrow le travail fourni diminue et la température maximum du cycle augmente. Ce procédé est donc à éviter.

Conclusion, il faut augmenter la surface S . Pour ce faire, il faut injecter l'essence sous forme de gouttelettes de diamètre aussi faible que possible. Ceci peut être réalisé par deux méthodes :

- **la carburation**
- **l'injection** (indirecte ou directe)

V.5.1.1 La carburation

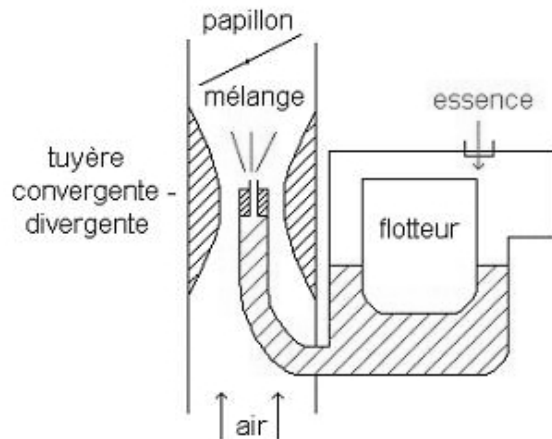
Le réglage de la puissance est obtenu par la fermeture du papillon du carburateur (schéma page suivante) ce qui entraîne des pertes de charge sur le circuit d'aspiration \Rightarrow dépression à l'admission du cylindre.

On a vu l'intérêt d'augmenter la surface d'échange air-essence c'est-à-dire d'avoir des gouttelettes de carburant de diamètre aussi faible que possible. Ce diamètre dépend de la vitesse relative de l'air par rapport aux gouttes au droit du gicleur d'un carburateur.

vitesse relative	diamètre des gouttes
20 m/s	$\simeq 1$ mm
100 m/s	$\simeq 0,1$ mm
140 m/s	$\simeq 1$ μ m

Nécessité de gicleurs auxiliaires (gicleurs de ralentissement) pour assurer une proportion convenable air/essence à tous les régimes.

Le carburateur ne permet pas de maîtriser complètement le rapport air/essence \Rightarrow tendance à l'utilisation de l'injection.



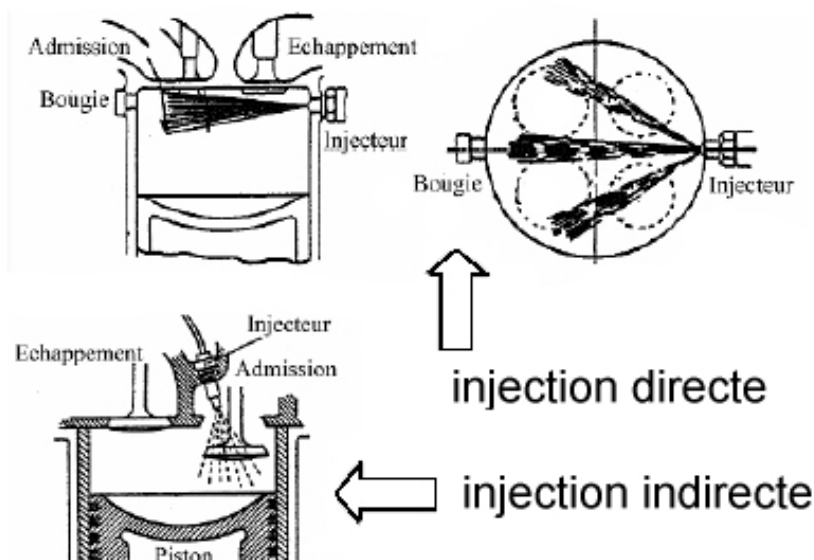
V.5.1.2 L'injection

L'alimentation par **injection indirecte** est réalisée en introduisant le carburant en jet liquide sous pression modérée (2 à 5 bar) dans la tubulure d'admission. L'injection peut être monopoint si elle se produit très en amont des cylindres ou multipoint lorsqu'il existe un injecteur par cylindre, placé très près de la chapelle d'admission.

Parmi les dispositifs les plus utilisés se distinguent :

- l'injection mécanique
souvent continue, avec le débit de carburant contrôlé par un piston doseur.
- l'injection électronique
les injecteurs sont électromagnétiques avec ouverture commandée par impulsions électriques

Dans tous les cas le système comporte une pompe électrique de mise en pression, un dispositif pour évaluer le débit d'air (plateau mobile, fil chaud, courbes programmée, etc.) et un calculateur électronique gérant les informations issues des différents capteurs (température d'admission, pression, etc.) et pilotant l'injection. Les fonctionnements particuliers (démarrage, transitoires, pleine charge, etc.) sont pris en compte par des corrections programmées électroniquement.



L'alimentation par **injection directe** d'essence sous haute pression dans le cylindre est de plus en plus pratiquée.

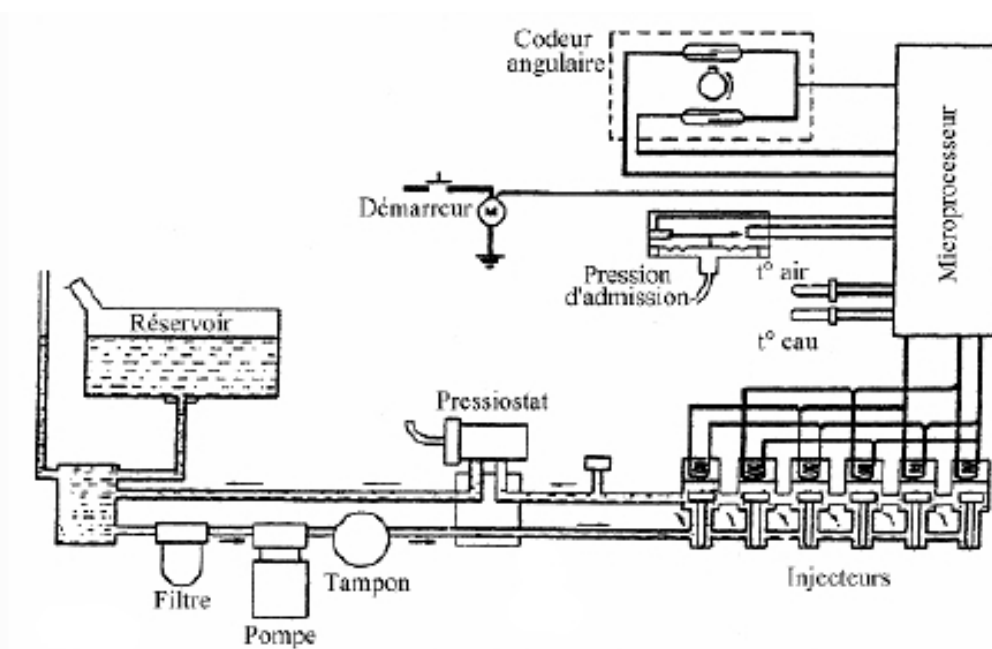


FIG. V.3 – Schéma système d'injection moteur essence

V.5.1.3 L'allumage

L'allumage du mélange carburé est provoqué par une étincelle électrique éclatant entre les électrodes d'une bougie. Un circuit spécial assure la mise en tension, la distribution entre les cylindres et la détermination de l'instant d'allumage.

Le circuit d'allumage se compose d'une bobine d'induction, d'un rupteur (les vis platinés) ou d'un transistor et d'un distributeur. Le rupteur provoque une interruption périodique du courant et crée ainsi des impulsions que la bobine transforme en haute tension (10 à 20 kV). Le distributeur dirige le courant haute tension vers les bougies d'allumage.

Cette technologie est maintenant supplantée par les allumeurs électroniques intégraux (AEI), pour lesquels un circuit électronique commandé par un calculateur génère les impulsions d'allumage. Ce système est d'une grande souplesse, car l'énergie et l'instant d'allumage peuvent être modulés en fonction d'un grand nombre de données (régime, température, cliquetis, etc.).

L'instant d'allumage détermine le calage de la combustion dans le cycle moteur et il est éminemment variable. Il doit tenir compte de la durée de combustion, qui elle-même dépend de nombreux paramètres, les principaux étant le régime et la charge. Pour réaliser cela, les systèmes moins évolués utilisent des procédés mécaniques (la correction centrifuge pour le régime et la capsule à dépression pour la charge). L'électronique permet de considérer beaucoup de paramètres (températures de l'air, angle de rotation...), mais aussi d'intégrer les lois d'avance finement optimisées.

V.5.2 Moteur Diésel

Le carburant est introduit dans le cylindre, en fin de compression, par des injecteurs. Une pompe d'injection à débit variable permet de réguler la puissance en faisant varier la quantité de carburant par cycle. Un moteur Diésel fonctionne à pleine admission quelque soit le régime.

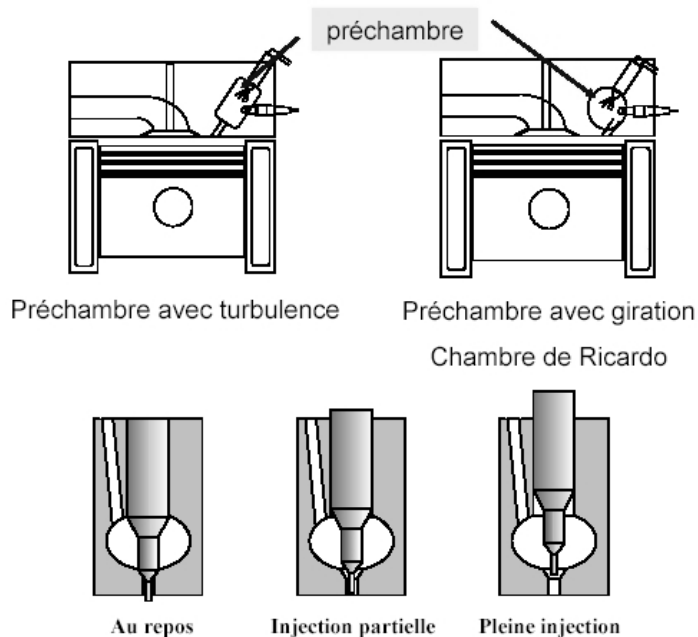
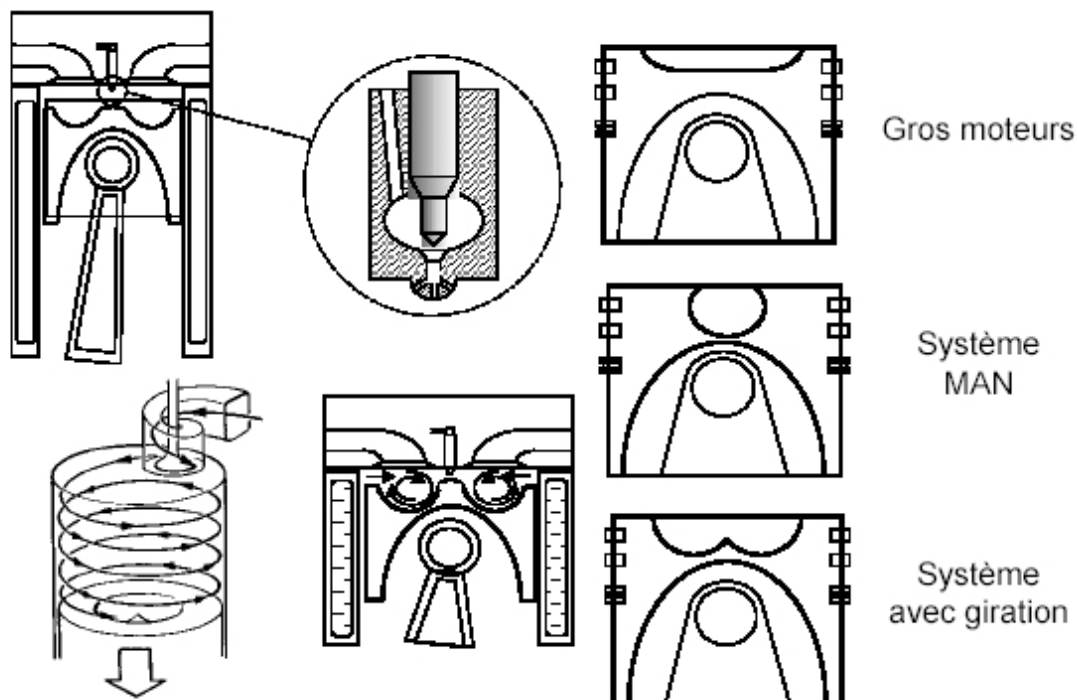


FIG. V.4 – Injection moteur Diésel

L'injection à haute pression permet d'avoir des gouttes de faible diamètre. Le schéma suivant donne des ordres de grandeur du diamètre des gouttes en fonction de la pression du carburant injecté.

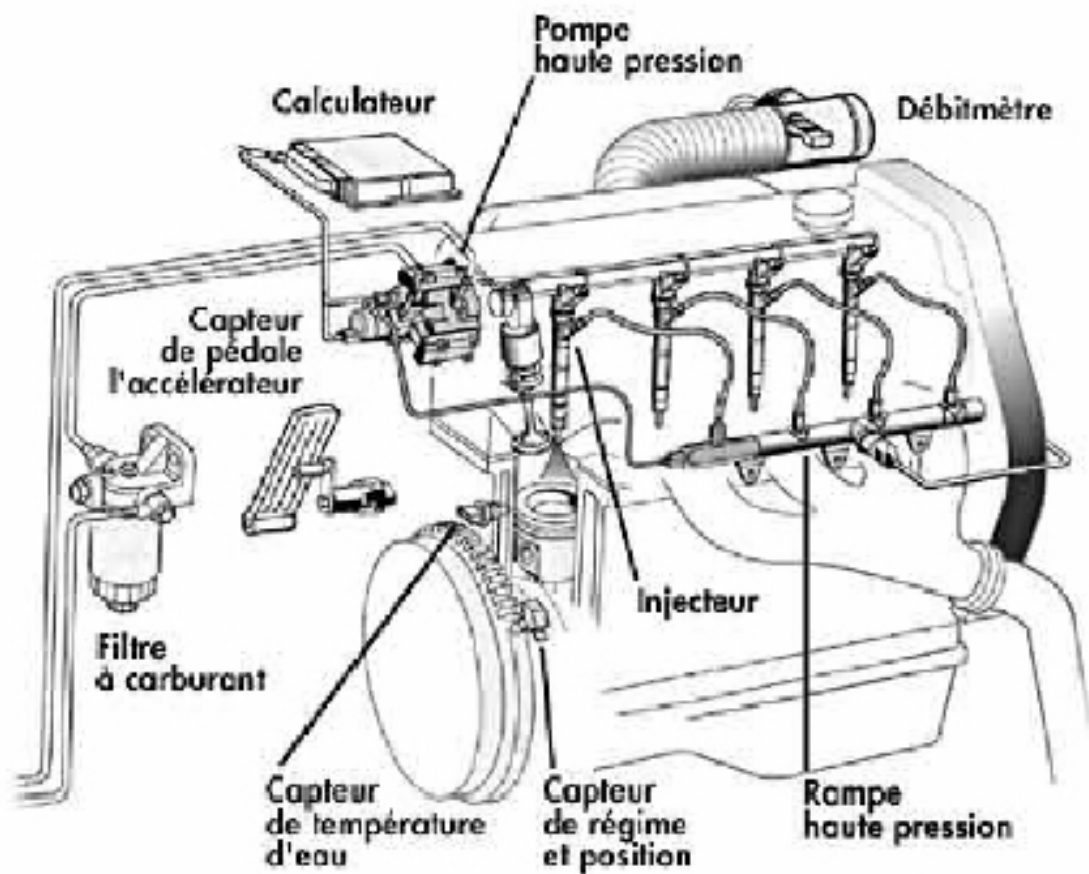
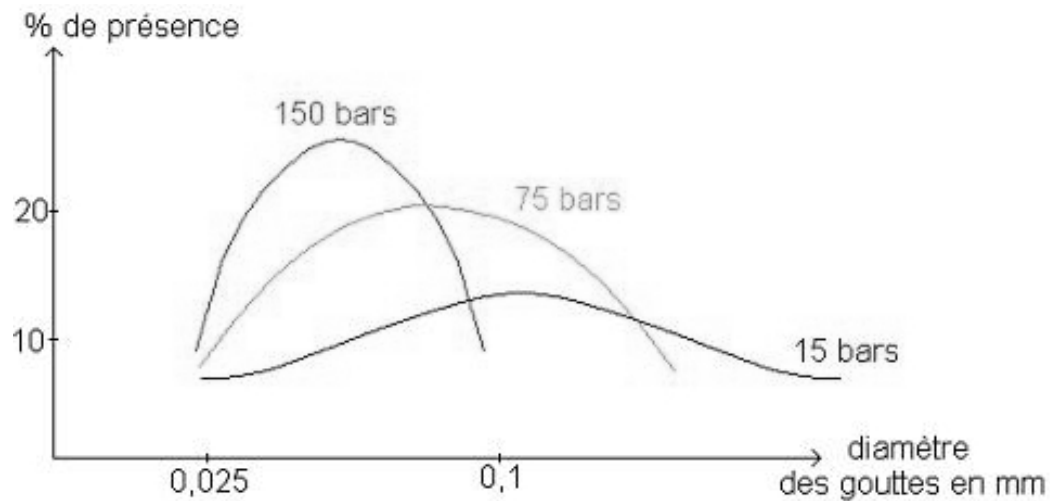
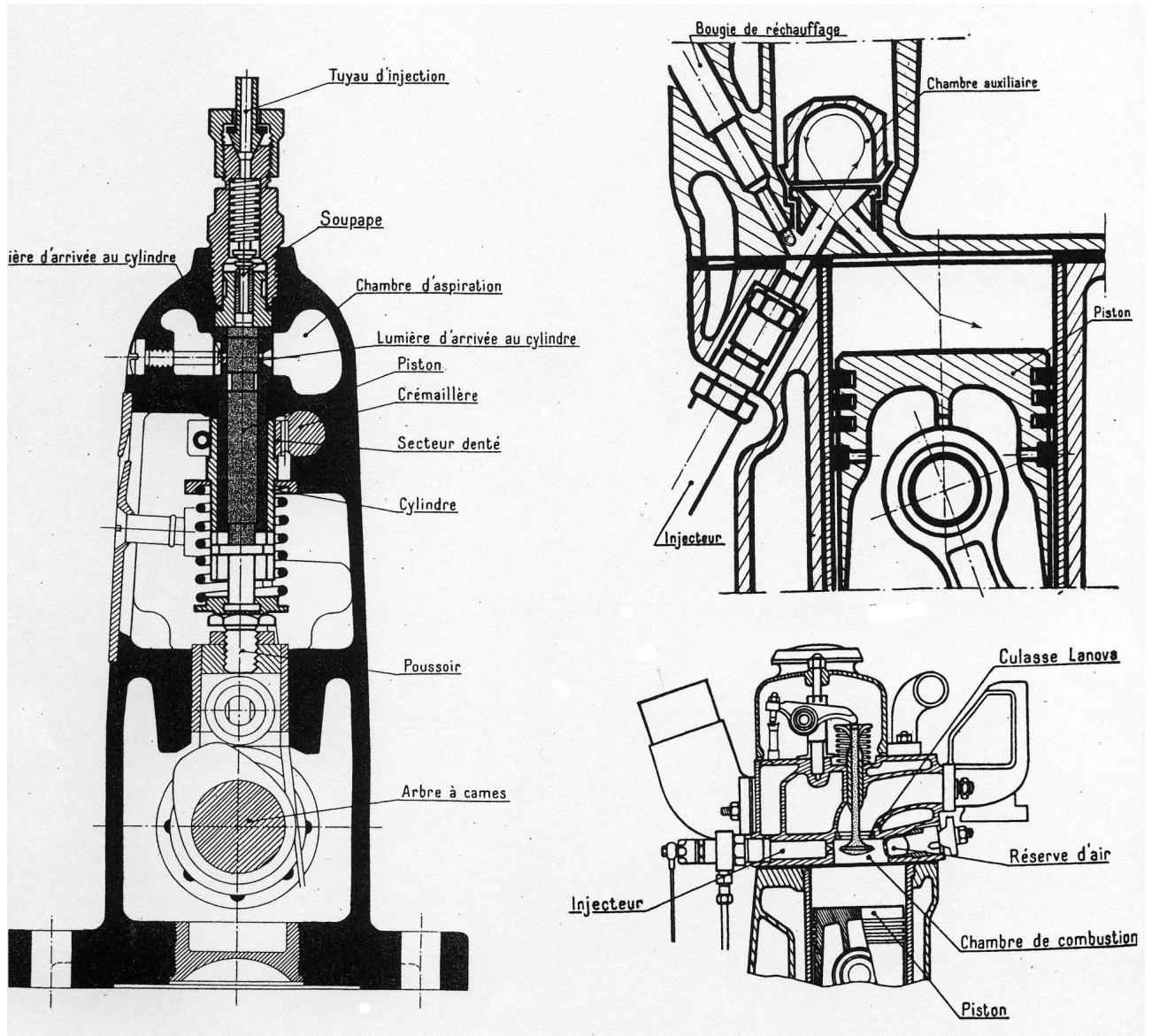
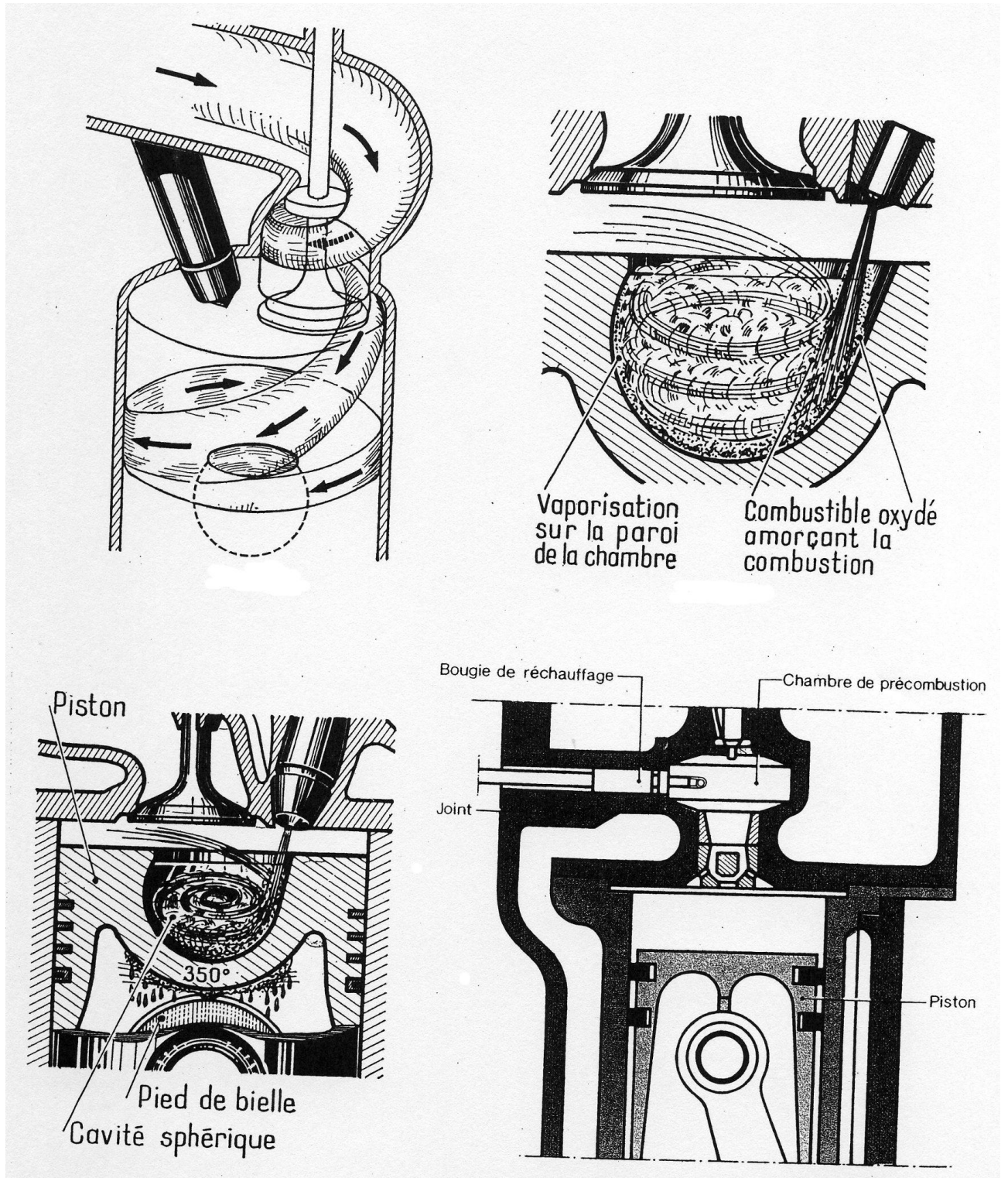


FIG. V.5 – Système common rail - moteur Diesel

INJECTION MOTEUR DIESEL - POMPE A INJECTION



INJECTION MOTEUR DIESEL



V.6 PARAMETRES ET REGLAGES DES MOTEURS AC

Ils concernent essentiellement le dimensionnement du moteur.

La **cylindrée** a une influence directe sur la quantité de travail fourni par le moteur, le couple et la puissance lui sont proportionnels. Le rendement thermodynamique s'améliore lorsque la cylindrée augmente, car les transferts thermiques deviennent proportionnellement plus faible.

Le **rapport volumétrique de compression** est déterminant pour le rendement, mais les effets de son accroissement sont très atténués au-dessus de la valeur 10. De plus, dès que ce rapport dépasse 12, les augmentations des niveaux de pression et de température entraînent de sérieuses limitations dues au cliquetis (combustion détonante).

Le **rapport course-alésage** doit être minimisé, si l'on désire augmenter le régime maximal du moteur en limitant la vitesse du piston. La tendance est de rendre inférieur à 1 (moteurs *carrés* et *super carrés*), afin de disposer d'une surface d'alésage suffisante pour accroître les dimensions des soupapes.

Le **nombre de soupapes** est facteur influant sur la puissance spécifique par modification de l'aptitude au remplissage du moteur (sa *perméabilité*).

Dans le domaine automobile, la multiplication des soupapes est un procédé en vogue car sans atteindre les gains possibles avec un compresseur, il permet une grande souplesse de fonctionnement sur toute la plage d'utilisation du moteur.

La **géométrie de la chambre de combustion** est importante pour la combustion et peut jouer en particulier sur la sensibilité au cliquetis. Elle constitue un moyen efficace pour maîtriser l'aérodynamique interne, donc la propagation de la flamme, et devient un paramètre déterminant pour certains modes de fonctionnement (mélanges pauvres).

Le **calage de la combustion** dans le cycle s'opère en modifiant l'avance à l'allumage. Le constructeur cherche à établir des courbes d'avance optimisées pour tous les points de fonctionnement, sous contraintes d'apparition du cliquetis et d'exigences de l'antipollution. Les moteurs évolués ont une détection du cliquetis (par mesure accélérométrique des vibrations).

Le contrôle des émissions de polluants essentiellement les oxydes d'azote et les imbrûlés, impose des dispositifs (recirculation des gaz d'échappement, mélanges pauvres) qui entraînent généralement des retards d'avance par rapport à l'optimum.

Le réglage de la **richesse du mélange carburé** (la carburation) est un moyen de contrôler le rendement et les émissions polluantes du moteur. Le rendement s'améliore lorsque le mélange s'appauvrit mais, arrivée à une certaine limite (*la limite pauvre*), la combustion devient erratique et entraînerait une rapide détérioration du rendement. Cette limite peut se manifester à la richesse 0,8 lorsqu'aucune précaution particulière n'a été prise et descendre au-dessous de

0,6 pour les moteurs étudiés spécialement. Les émissions d'oxyde d'azote étant maximales à 0,9 et celles d'imbrûlés augmentant rapidement lorsque la limite pauvre est atteinte, la marge est étroite pour la mise au point de moteurs à mélanges pauvres, dont les réglages doivent à la fois favoriser le rendement et réduire les émissions.

Le couple maximal ne pourra être atteint qu'en rétablissant une richesse de mélange carburé au moins égale à 1, qui sera même dépassée lors des enrichissements de pleine charge.

V.7 ASPECTS ENVIRONNEMENTAUX

V.7.1 Moteur essence

V.7.1.1 Les principaux polluants

- Monoxyde de carbone, CO
Hautement toxique, seuil de 30 ppm dans l'atmosphère.
Il se forme principalement en mélange riche.
- Oxydes d'azote, NO_x
Ils se forment en mélange sub-stoechiométrique.
Sont produits quand la température de combustion est élevée.
- Composés Organiques Volatiles, COV
Ce sont des hydrocarbures et dérivés oxydés (aldéhydes), ozone (toxique).
Ils se forment en mélange soit très pauvre ou soit très riche.
Ils sont responsables des odeurs d'échappement et du caractère irritant.

V.7.1.2 Les solutions pour réduire les émissions de polluants

- Contrôle de la richesse du mélange (utiliser un mélange très pauvre).
- Pot d'échappement catalytique (catalyseur : Pt , Rh , Pd).
- Optimisation des paramètres de conception et de réglage (rapport volumétrique, taux de remplissage, allumage, régime...).

V.7.2 Moteur Diésel

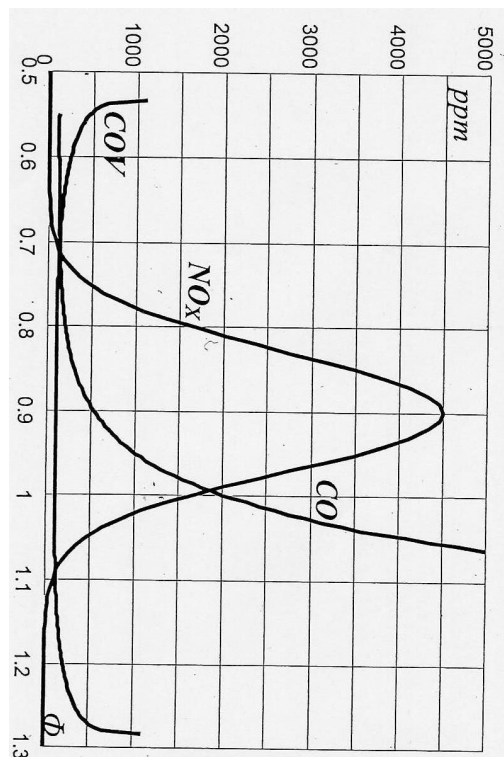
V.7.2.1 Les principaux polluants

- Monoxyde de carbone, CO (- que moteur essence)
Il se forme par déficit d'oxygène par effet des suies.
- Oxydes d'azote, NO_x (+ que moteur essence).
- Composés Organiques Volatiles, COV (- que moteur essence)
Ils se forment surtout au démarrage.

- Particules solides, suies
Elles sont obtenues par craquage thermique des gouttes de carburant non évaporées. → liées à la composition du carburant et à la pression d'injection.
- Dioxyde de soufre, SO_2
Il est dû à la présence de soufre dans le carburant et conduit à la production d'acide sulfurique (qu'on retrouve dans les pluies acides).

V.7.2.2 Les solutions pour réduire les émissions de polluants

- Pétrochimie (élaborer un carburant à faible teneur en soufre).
- Voie catalytique (catalyseur : Pt , Rh , Pd et absorbeur : sel de baryum).
- Filtre à particules (FAP).
- Recirculation contrôlée des gaz d'échappement, EGR (Dilution qui permet une baisse de la température de combustion).
- Optimisation des paramètres de conception et de réglage (combustion, formation du mélange, injection régime...).

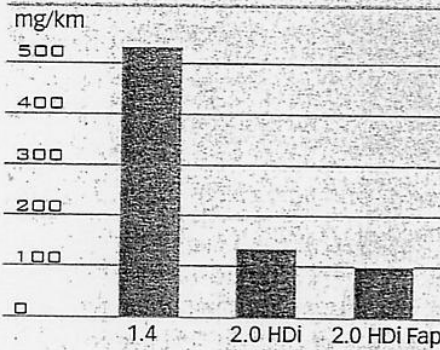


Evolution de la quantité de polluants rejetés pour un moteur essence en fonction de la richesse ϕ du mélange.

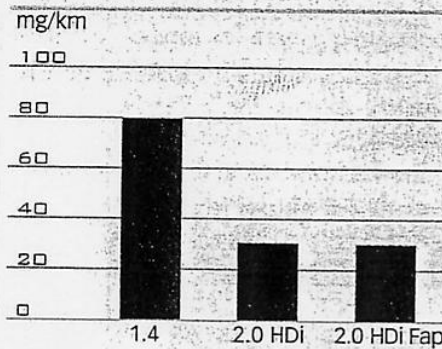
Essence, HDi et HDi Fap, comparatif par polluants

Comparaison des taux de polluants émis par trois véhicules récents de la gamme Peugeot 307 : la 1.4 (essence), la 2.0 HDi (diesel) et la 2.0 HDi Fap (diesel avec filtre à particules), de puissance proche (respectivement 90 ch, 90 ch et 110 ch).

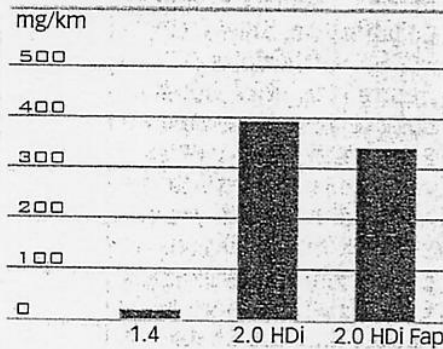
Taux de CO



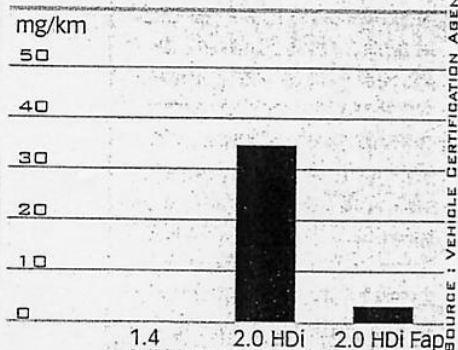
Taux de HC



Taux de NOx

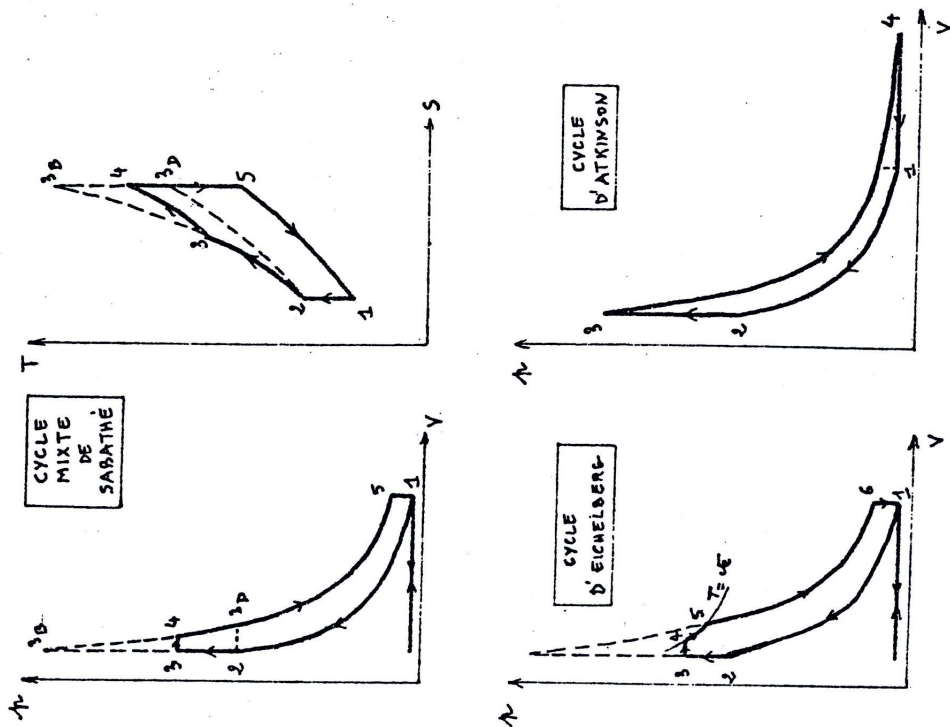
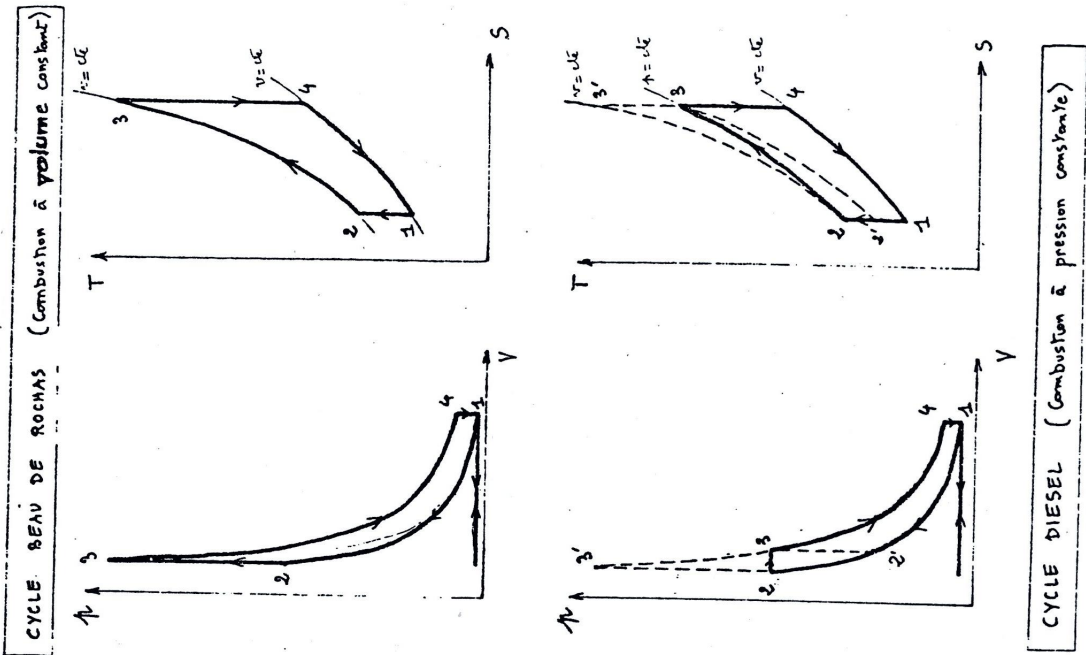


Taux de particules



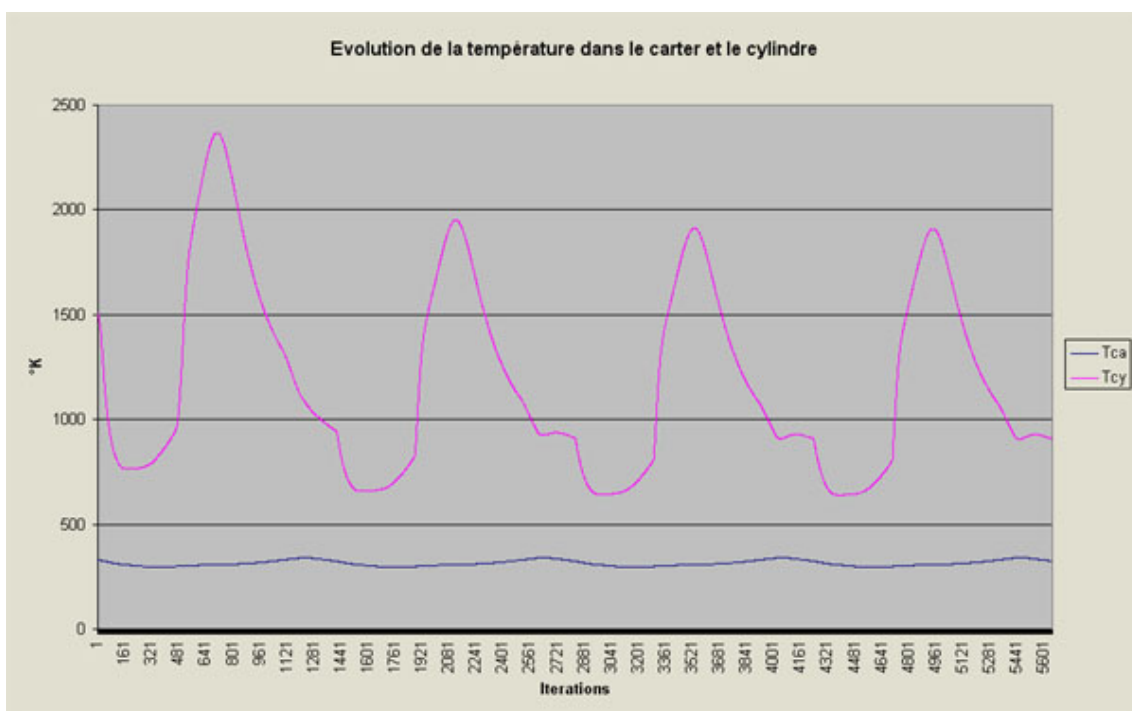
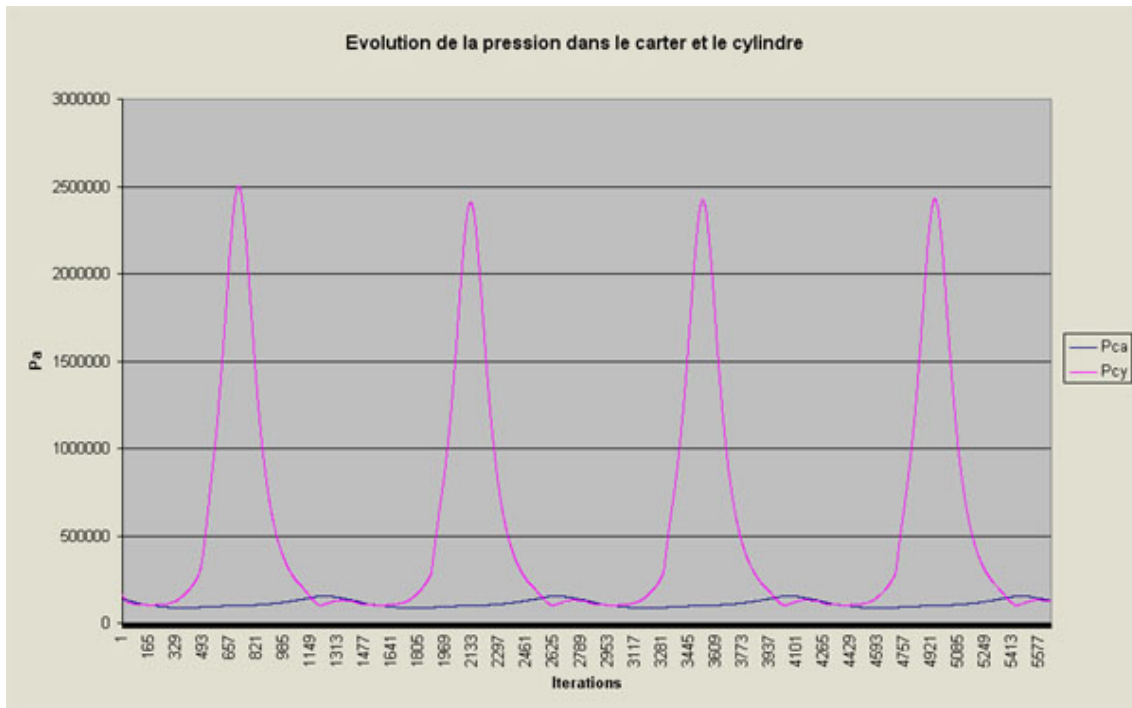
SOURCE : VEHICLE CERTIFICATION AGENCY

CYCLE THEORIQUE DES MOTEURS A CAPSULISME

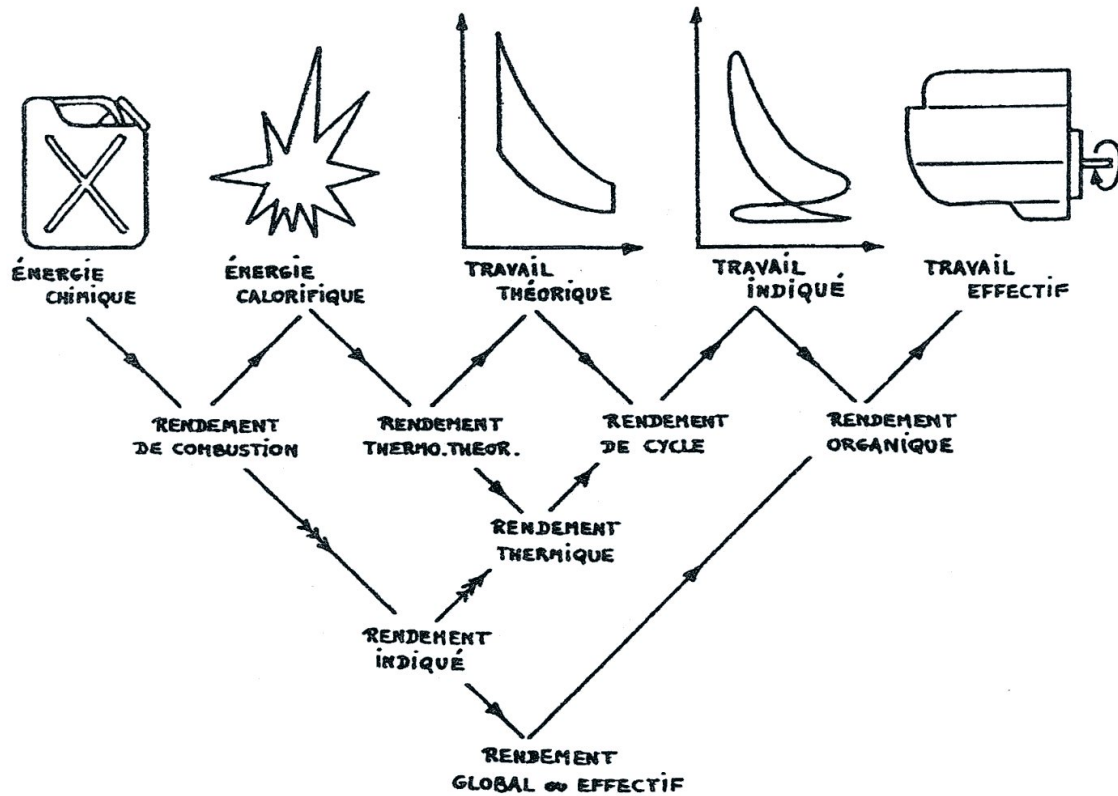


TEMPERATURE ET PRESSION DANS UN MOTEUR AC

Résultat de simulation numérique. Moteur en fonctionnement sans accout. La volume balayé par un piston est de 125 cm³.



CASCADE DE LA CONVERSION D'ENERGIE CHIMIQUE EN ENERGIE MECANIQUE



Le rendement effectif peut se décomposer en : $\eta_{eff} = \eta_{comb} \times \eta_{th} \times \eta_i \times \eta_{org}$

- η_{comb} est le rendement de combustion ; il est très élevé (98% pour Diésel, 97% pour essence) tant que la richesse est inférieure à l'unité.
- η_{th} est le rendement thermodynamique théorique (65% pour Diésel, 55% pour essence) ; il dépend du taux de compression.
- η_i est le rendement indiqué (80% pour Diésel, 70% pour essence). Il représente le caractère non-idéal du cycle moteur. Tout le travail des constructeurs consiste à s'approcher autant que possible du cycle thermodynamique idéal (AOA, AA...).
- η_{org} est le rendement organique ou mécanique (85% pour Diésel, 90% pour essence) ; il représente les pertes mécaniques et la consommation auxiliaire.

Moteur essence : $\eta_{eff} \sim 25\%$ et moteur Diésel : $\eta_{eff} \sim 35\%$

Remarque : si le rendement global des moteurs a peu évolué ces dernières années, c'est que chaque amélioration des trois premiers rendements était compensée par une dégradation équivalente du rendement organique due à l'apparition de nouveaux auxiliaires (climatisation...) et à l'augmentation du poids du véhicule.

RENDEMENT THERMIQUE ET RICHESSE

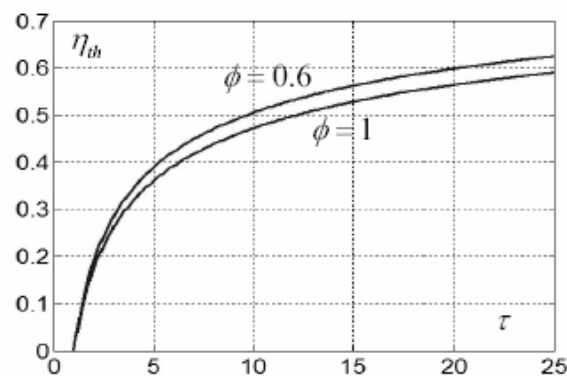
Moteur à allumage commandé :

ρ	richesse	η_{th}
9	1	0,456
10	1	0,471
10	0,6	0,505
11	0,6	0,519

Le rendement théorique fonction croissante du taux de compression et décroissante de la richesse.

Limitations :

- auto-allumage pour des taux de compression trop élevé
- problèmes de propagation de flamme pour des richesses trop faibles.



Moteur à allumage par compression :

ρ	richesse	η_{th}
17	0,6	0,578
17	0,5	0,588
17	0,4	0,599

Le rendement théorique augmente quand la richesse diminue. Limitations :

- le taux de compression doit être supérieur à 14
- le taux de compression doit être inférieur à 20
- la richesse est limitée supérieurement à 0,6

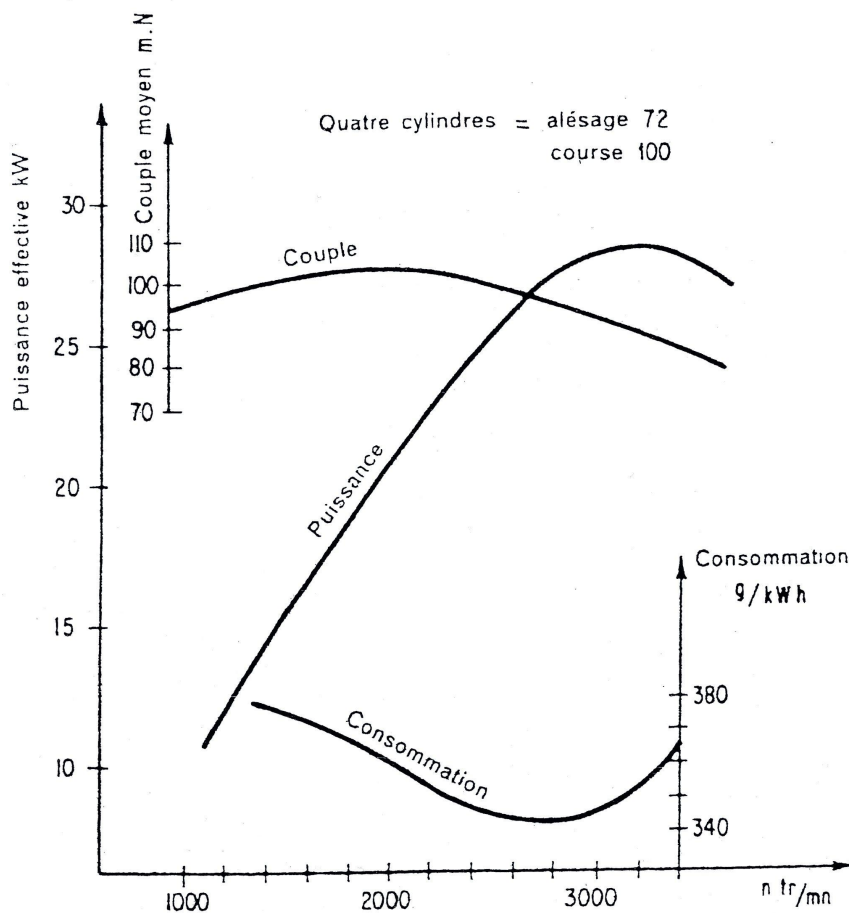
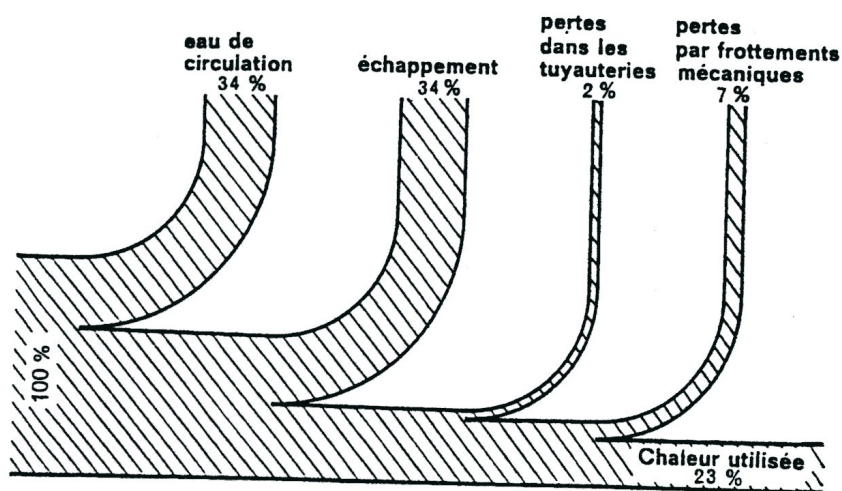


FIG. V.6 – Couple et puissance effective d'un moteur essence



Bilan thermique d'un moteur à explosion

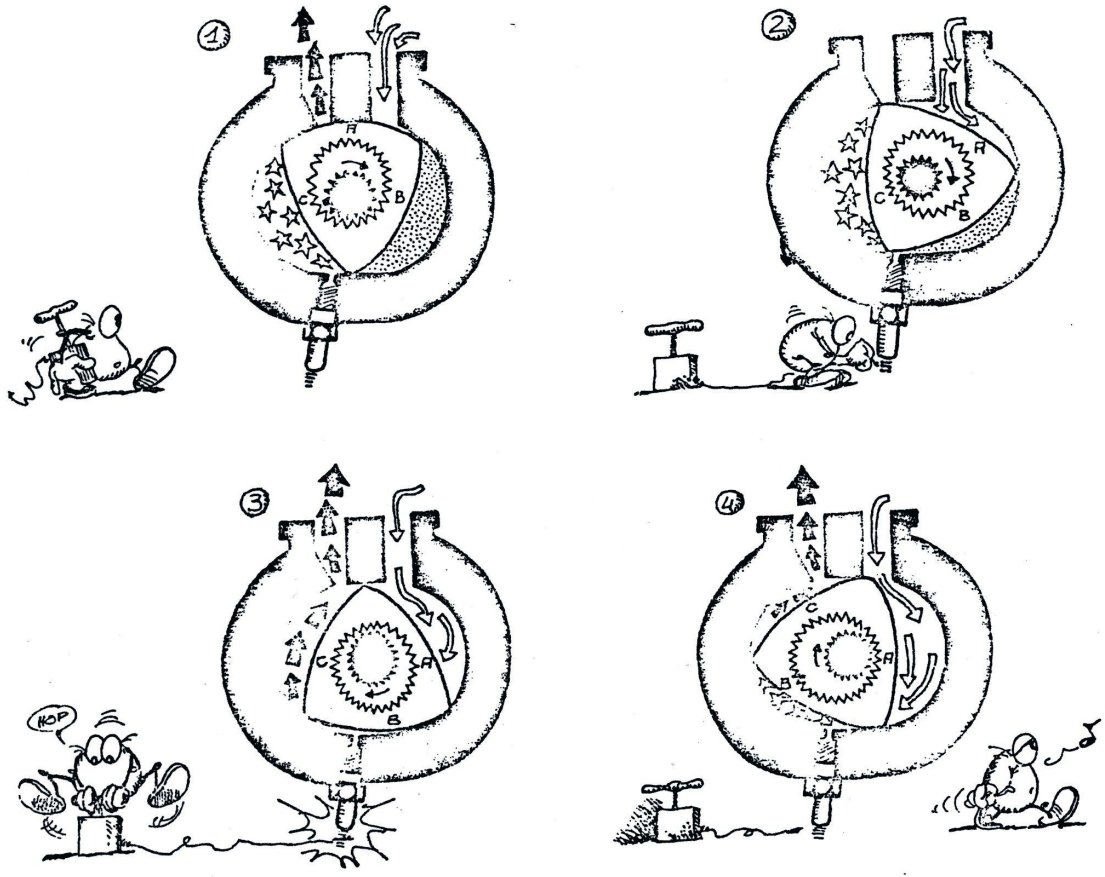
FIG. V.7 – Bilan thermique d'un moteur à capsulisme

PROPRIETES COMBUSTIBLES

	P_c^i (kJ/kg)	indice octane ou cétane
Méthane	50000	106
Ethane		106
Propane	46400	105,3
Butane	45700	95
Hydrogène	119000	
Gaz naturel	50000	130
GPL	45900	110
Kérosène	44000	
Essences	43500	95-98
Méthanol		
Ethanol		120
Gazole	42800	51
Ester végétal	41500	49
Fuel moyen	42000	
Fuel lourd	41000	
Charbon	24000	
Bois	12000	

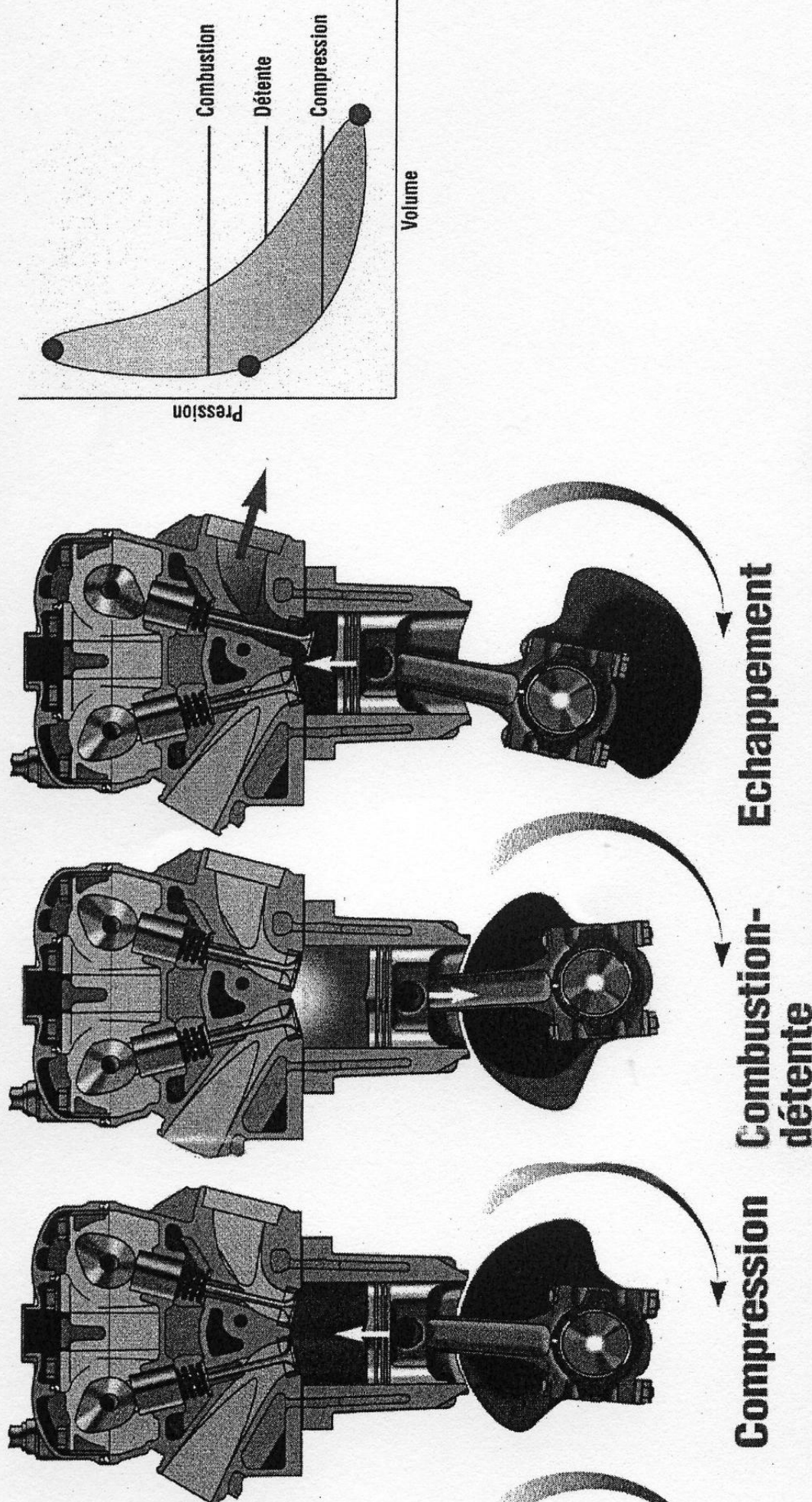
MOTEUR ROTATIF

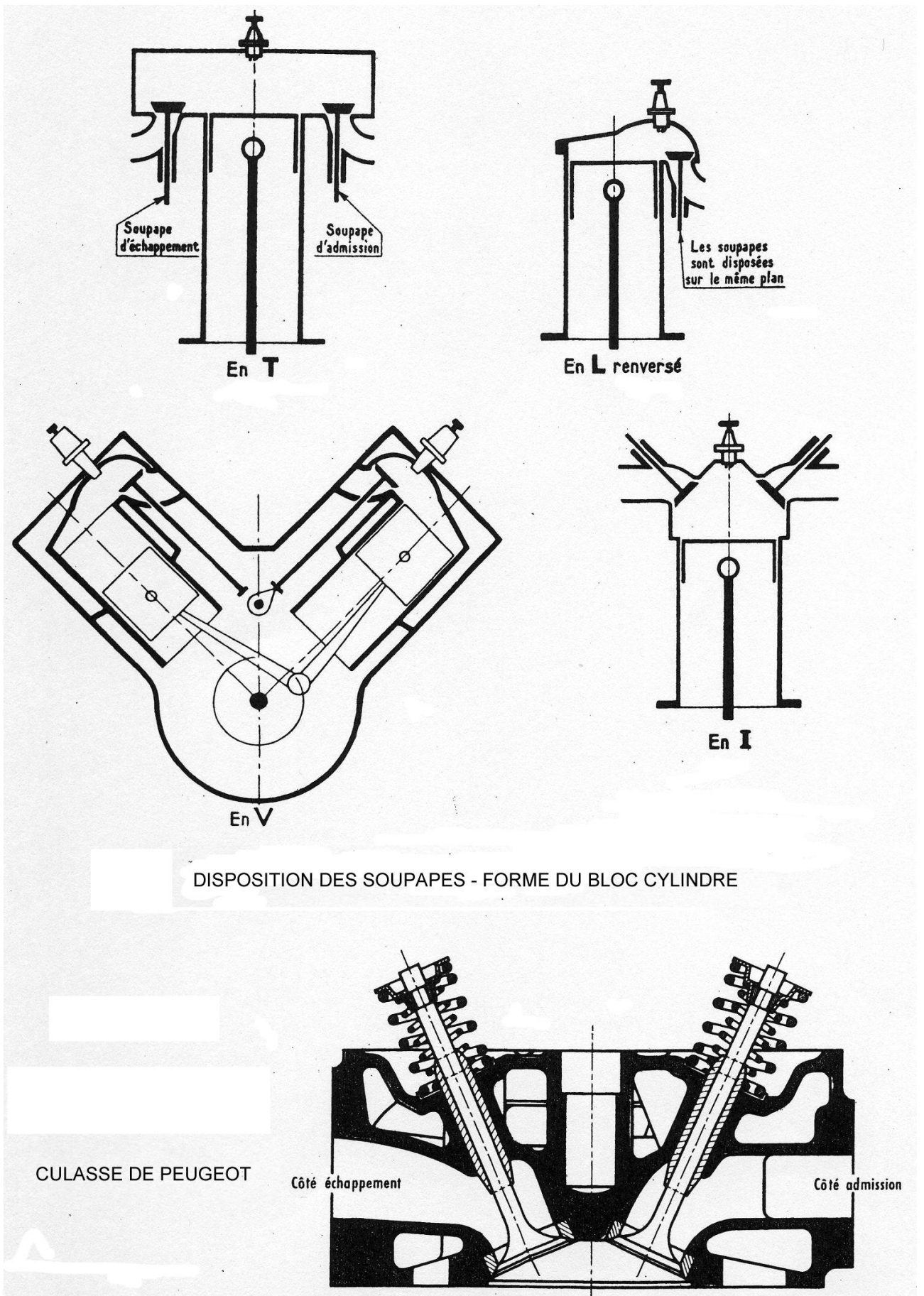
LE ROTATIF

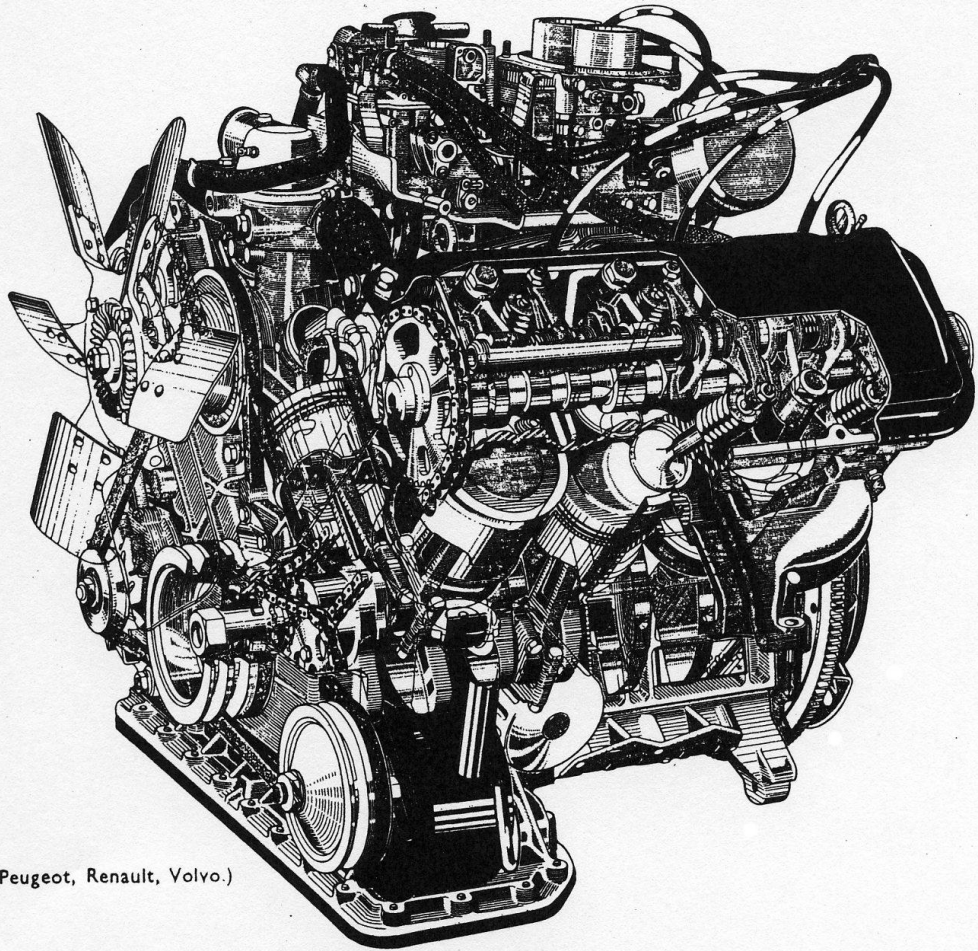


Moteur alternatif à combustion interne (4 temps)

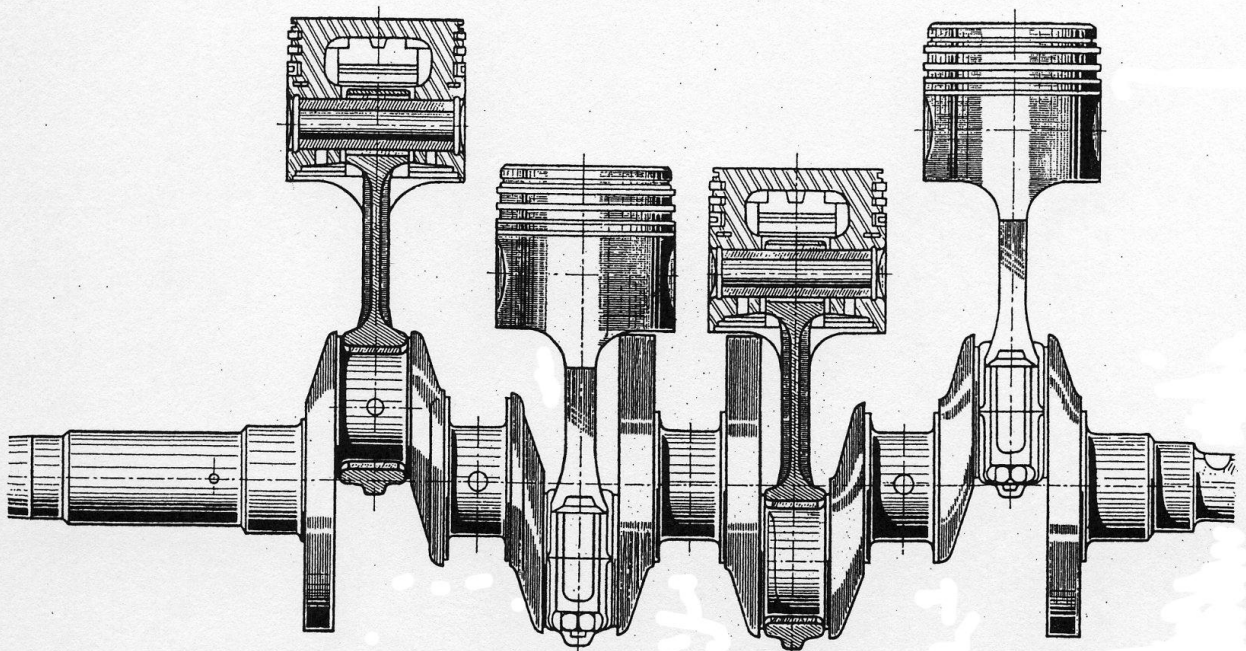
(Machine thermique à capsulisme en $f(t)$: Transvasement ou Vase-Clos)

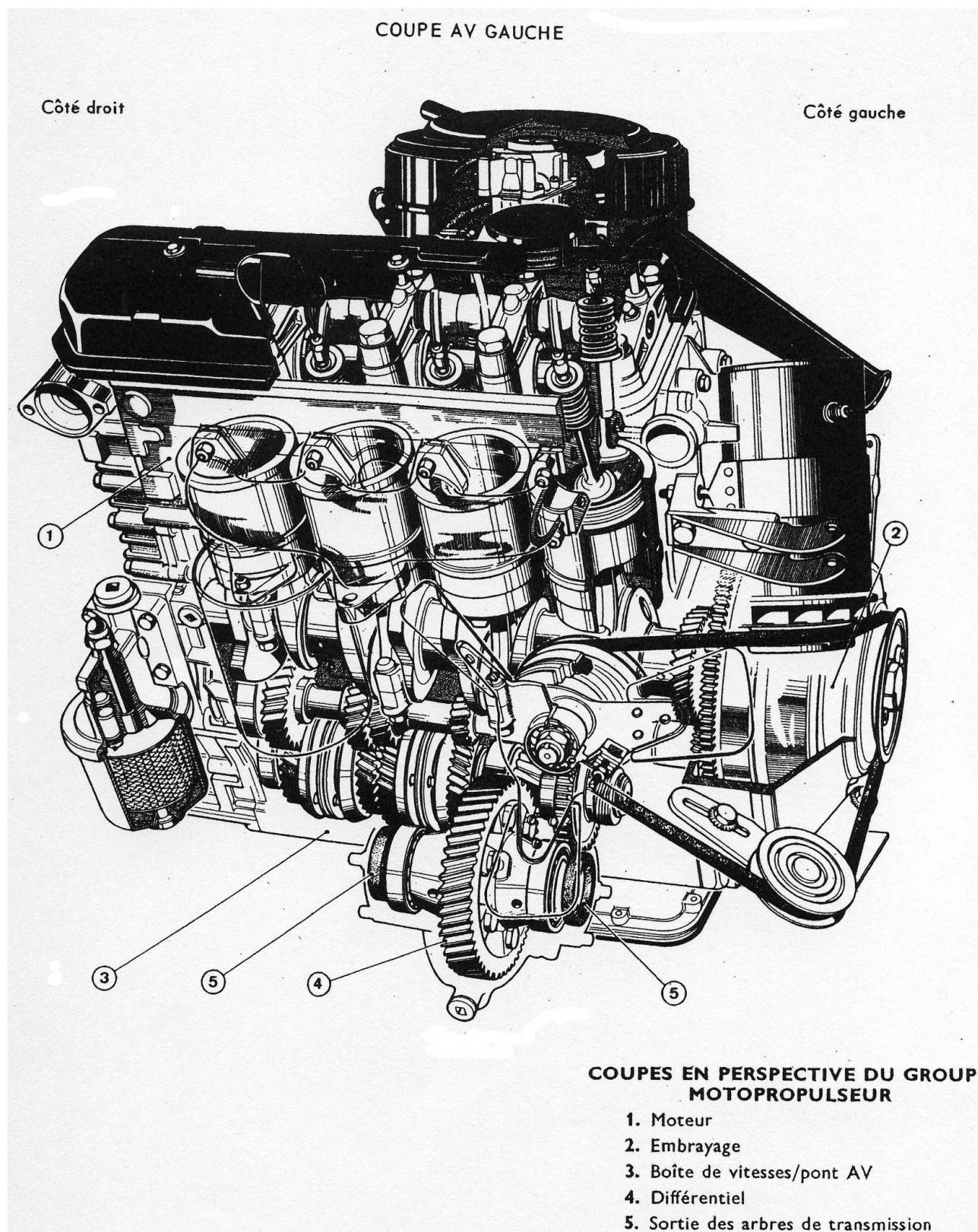






Moteur en V (Peugeot, Renault, Volvo.)





Chapitre VI

LES TURBINES A VAPEUR

VI.1 GENERALITES - PRINCIPE D'UNE CENTRALE

Un alternateur, une turbine et un fluide pour entraîner cette turbine sont les éléments principaux pour produire de l'électricité. Ce principe simple peut ensuite être décliné suivant le fluide utilisé, de l'eau pour les centrales hydrauliques, de la vapeur pour les centrales thermiques. Dans le cas de la vapeur, il reste à choisir le moyen qui permet de chauffer l'eau, en utilisant soit des combustibles fossiles (centrales thermiques), soit des réactions nucléaires (centrales nucléaires).

Toute la complexité technologique mise en oeuvre pour réaliser concrètement ces principes découle de la nécessité d'optimiser le cycle thermique et de construire des installations sûres.

Le fluide : vapeur d'eau, considérée comme un gaz réel (tables).

Cycles thermodynamiques étudiés : Rankine, Hirn, cycles améliorés avec resurchauffe et soutirages, cycles combinés turbine à gaz/turbine à vapeur.

VI.2 LE CYCLE DE RANKINE

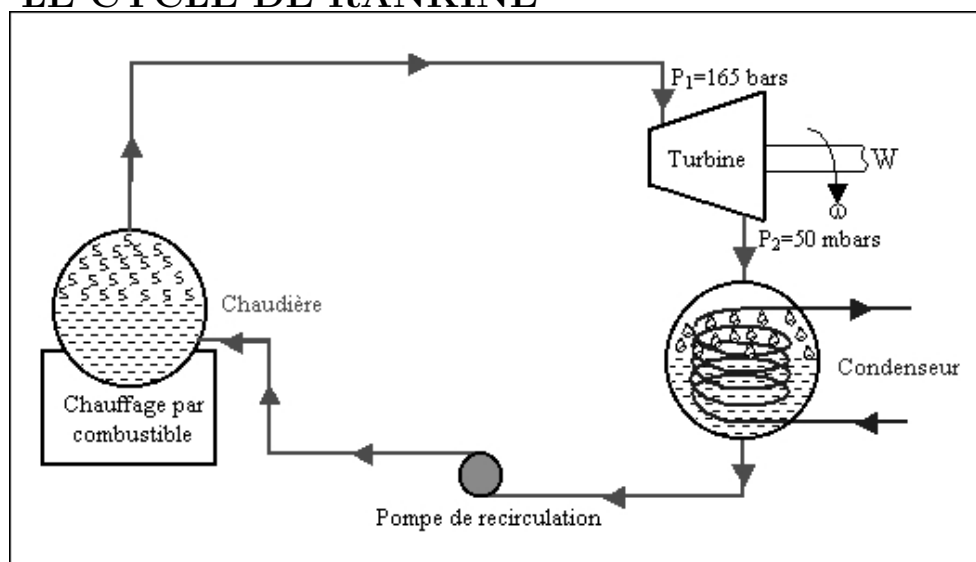
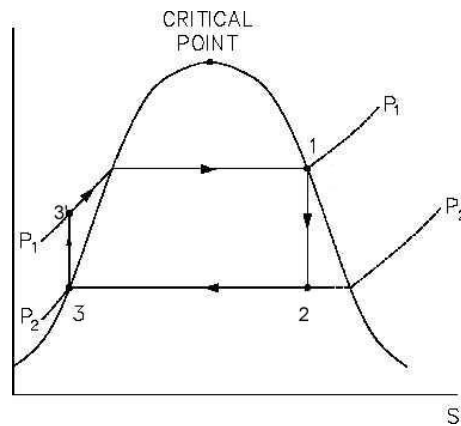


Diagramme (T,S) :



Le point 1 est sur la courbe de saturation. Le cycle s'effectue entre deux isobares HP et BP :

1 - 2	détente adiabatique (réversible ou non), de HP à BP, dans la turbine, $W^D = \Delta h_{12}$
2 - 3	condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide
3 - 3'	compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP $W_{pompe}^{is} = \int_3^{3'} V dP$
3' - 1	chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le générateur de vapeur (G.V.) $q_{3'1} = h_1 - h'_3$

Hypothèses usuelles : les points 3 et 3' sont confondus (mais à des pressions différentes).

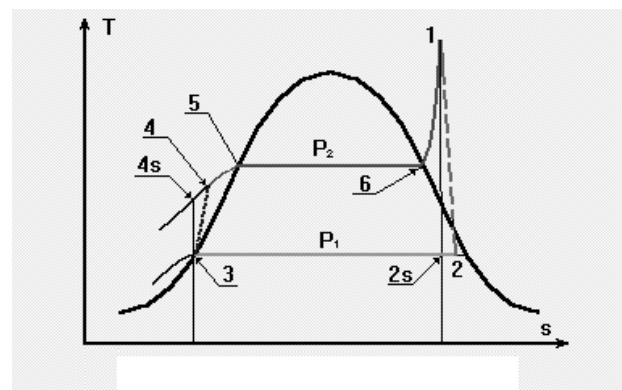
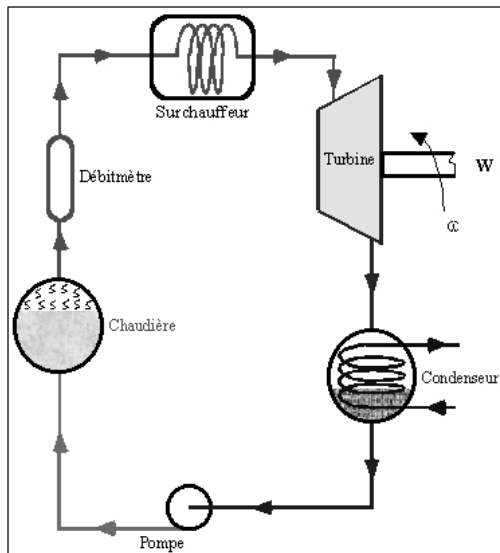
Le travail de la pompe est négligeable devant le travail de détente et l'apport de chaleur.

Bilan du cycle :

travail utile	$W_{utile} = W^D = h_1 - h_2$
chaleur dépensée	$q_{ch} = q_{3'1} = h_1 - h'_3 \simeq h_1 - h_3$
rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{q_{ch} + W_{pompe}} \simeq \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$

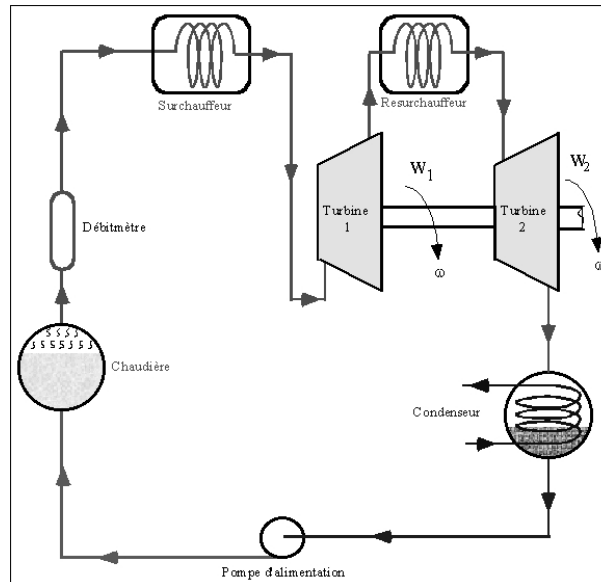
VI.3 LE CYCLE DE HIRN

Le point 1 n'est plus sur la courbe de saturation → vapeur surchauffée.



1 - 2	détente adiabatique irréversible, de HP à BP, dans la turbine, $W^D = \Delta h_{12}$ rendement isentropique de détente $\eta_{is}^D = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}}$
2 - 3	condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide
3 - 4	compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP W_{pompe} négligé ; $h_3 = h_4$
4 - 5 - 6	chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le G.V. $q_{46} = h_6 - h_4$
6 - 1	chauffage isobare de la vapeur, $q_{61} = h_1 - h_6$
rendement	$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{q_{46} + q_{61} + W_{pompe}} \simeq \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$

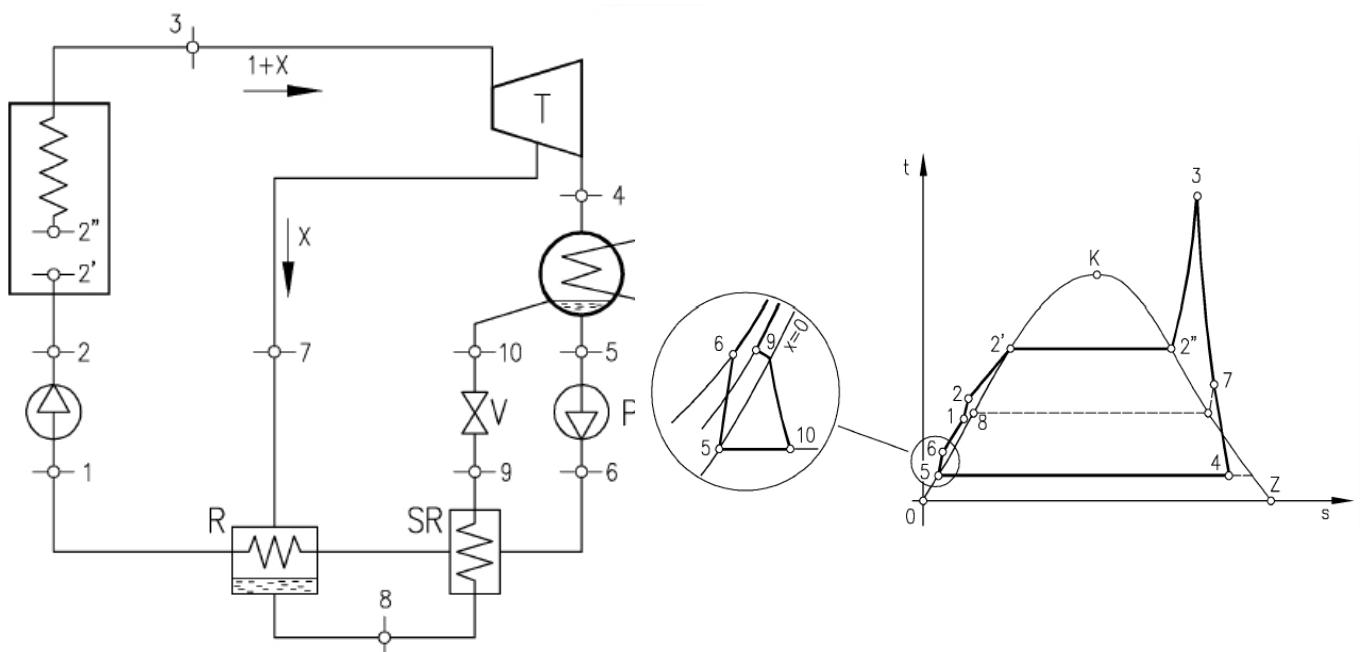
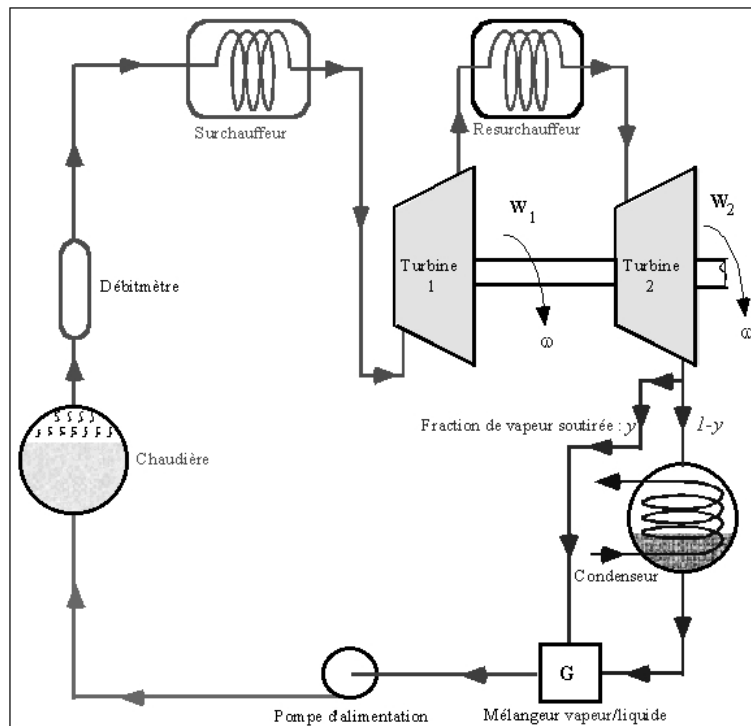
VI.4 CYCLE A RESURCHAUFFE



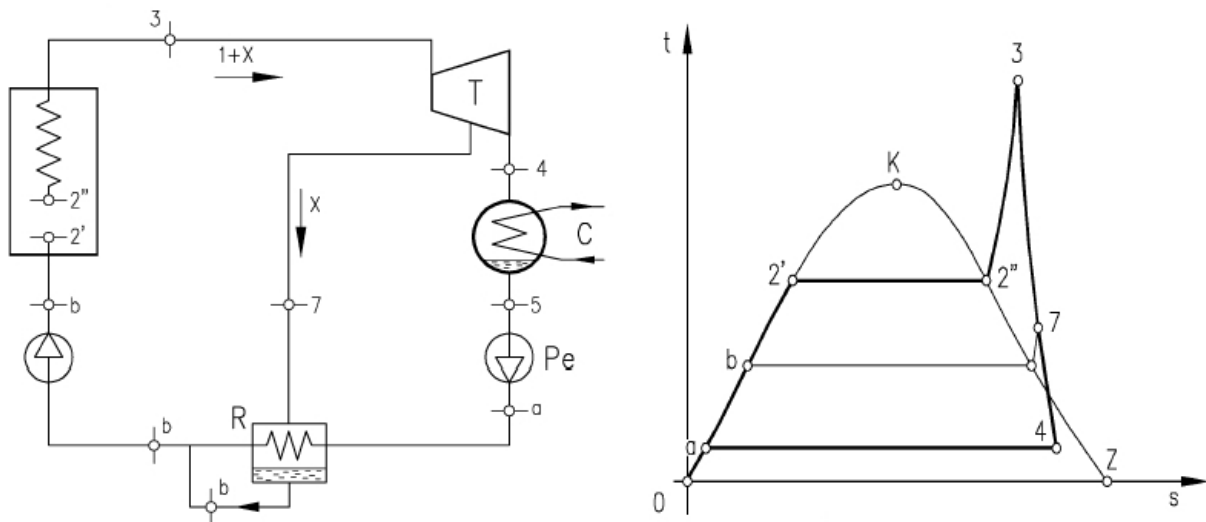
1 - 2	1ère détente adiabatique, de HP à MP, dans la turbine HP, $W_{12} = h_1 - h_2$
2 - 3	chauffage isobare de la vapeur, $q_{23} = h_3 - h_2$
3 - 4	2ème détente adiabatique, de MP à BP, dans la turbine BP, $W_{34} = h_3 - h_4$
4 - 5	condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide
5 - 6	compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP, W_{pompe} négligé
6 - 7	chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le GV, $q_{67} = h_7 - h_6$
7 - 1	chauffage isobare de la vapeur, $q_{71} = h_1 - h_7$
rendement	$\eta_{th} = \frac{W_{12} + W_{34}}{q_{23} + q_{67} + q_{71} + W_{pompe}} \simeq \frac{h_1 - h_2 + h_3 - h_4}{h_3 - h_2 + h_1 - h_5}$

VI.5 CYCLE A SOUTIRAGE

Tous les cycles de centrale sont à soutirage. Il peut y a voir 6 à 8 soutirages effectués.



Modélisation usuelle du cycle à soutirage :



Quantité initiale de fluide $(1 + x)$. Soutirage d'une fraction x . Le cycle de la partie non soutirée :

3 - 4	détente adiabatique, de HP à BP, dans la turbine, $W_{34} = h_3 - h_4$
4 - 5	condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide
5 - a	compression d'eau liquide, passage de BP à MP, hypothèse : $h_5 = h_a$
a - b	chauffage de l'eau dans le mélangeur au contact de la fraction x soutirée hypothèse : le point b est sur la courbe de saturation

Le cycle de la fraction x soutirée :

3 - 7	détente de la fraction x de vapeur, de HP à MP, dans la turbine, $W_{37} = x(h_3 - h_7)$
7 - b	condensation de la fraction x soutirée jusqu'à eau liquide, à la pression MP la quantité de chaleur nécessaire au changement de phase sert à chauffer l'eau de a à b

Fin du cycle pour la quantité $(1 + x)$ de fluide :

b - b	compression de la quantité $(1 + x)$ d'eau liquide, passage de MP à HP hypothèse : les points sont confondus et situés sur la courbe de saturation
b - 2'	chauffage isobare de la quantité $(1 + x)$ d'eau, $q_{b2'} = h'_2 - h_b$
2' - 2''	évaporation isobare et isotherme de la quantité $(1 + x)$ dans le GV, $q_{2'2''} = h'_2 - h''_2$
2'' - 3	chauffage isobare de la quantité $(1 + x)$ de vapeur, $q_{2''3} = h_3 - h''_2$
rendement	$\eta_{th} = \frac{W_{34} + W_{37}}{q_{b2'} + q_{2'2''} + q_{2''3} + W_{pompe1} + W_{pompe2}} \simeq \frac{h_3 - h_4 + x(h_3 - h_7)}{(1 + x)(h_3 - h_b)}$

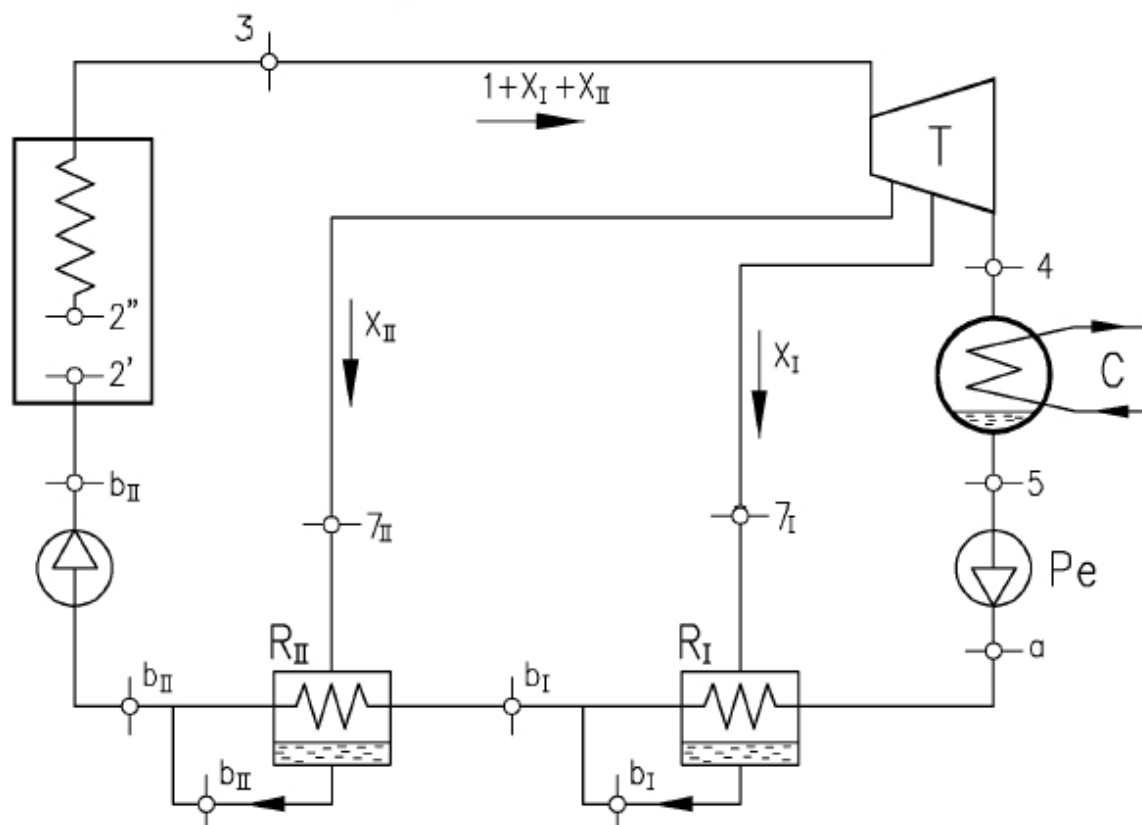


FIG. VI.1 – Cycle modélisé à deux soutirages

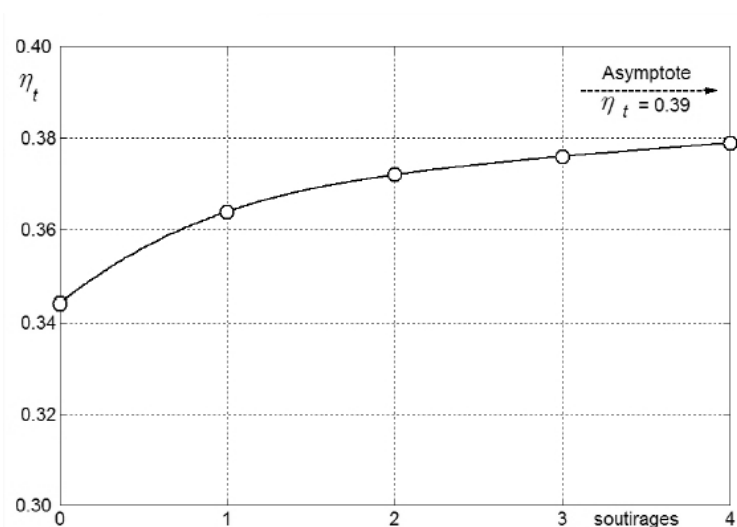


FIG. VI.2 – Evolution du rendement thermique en fonction du nombre de soutirage

VI.6 BILAN ENERGETIQUE D'INSTALLATIONS A VAPEUR

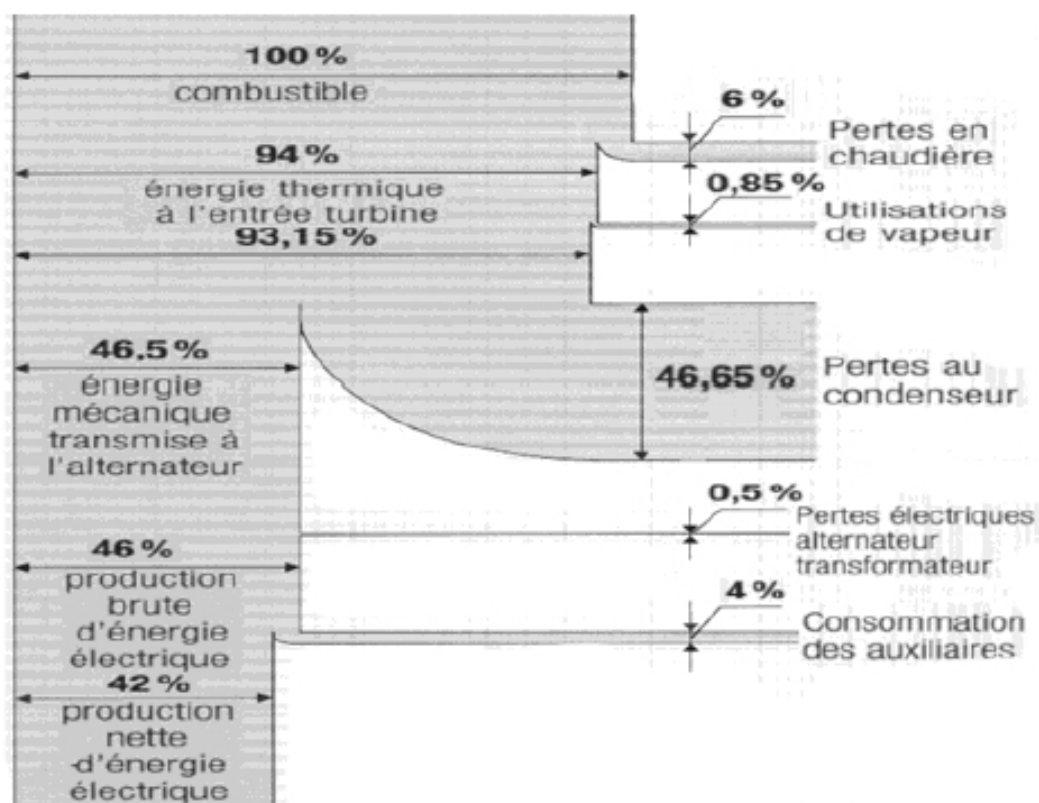


FIG. VI.3 – Bilan énergétique global d'une installation simple à vapeur

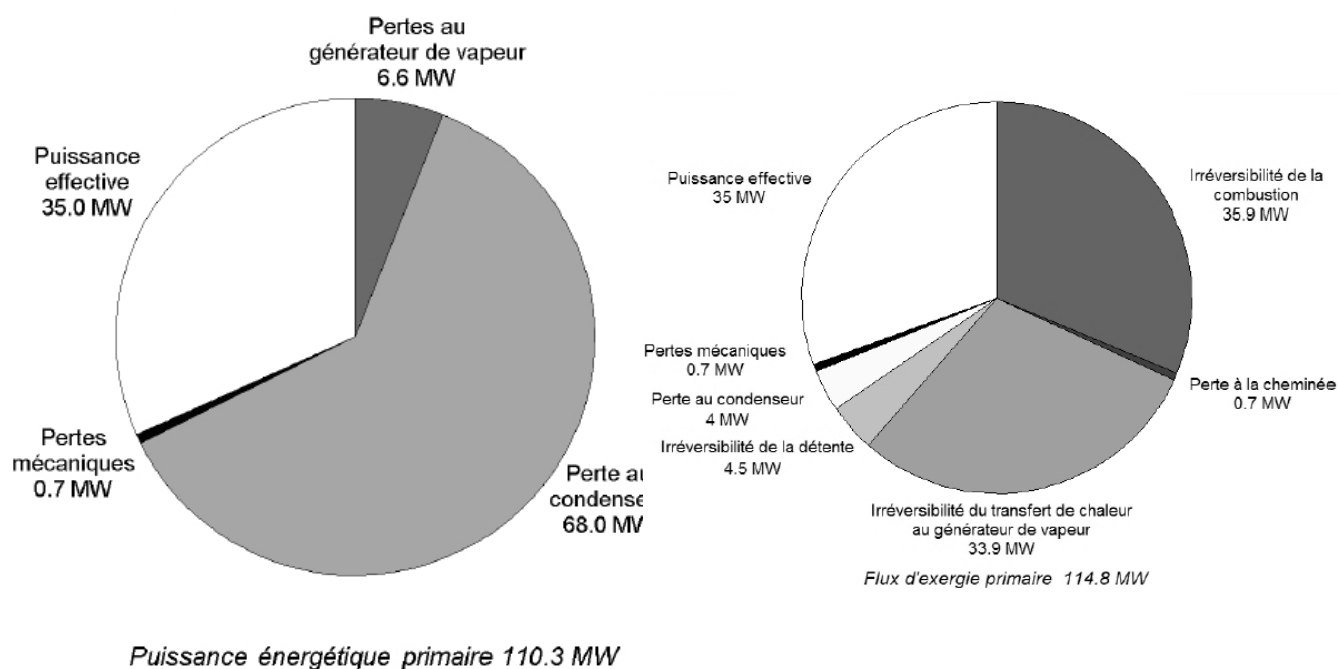


FIG. VI.4 – Bilan d’une installation à vapeur simple

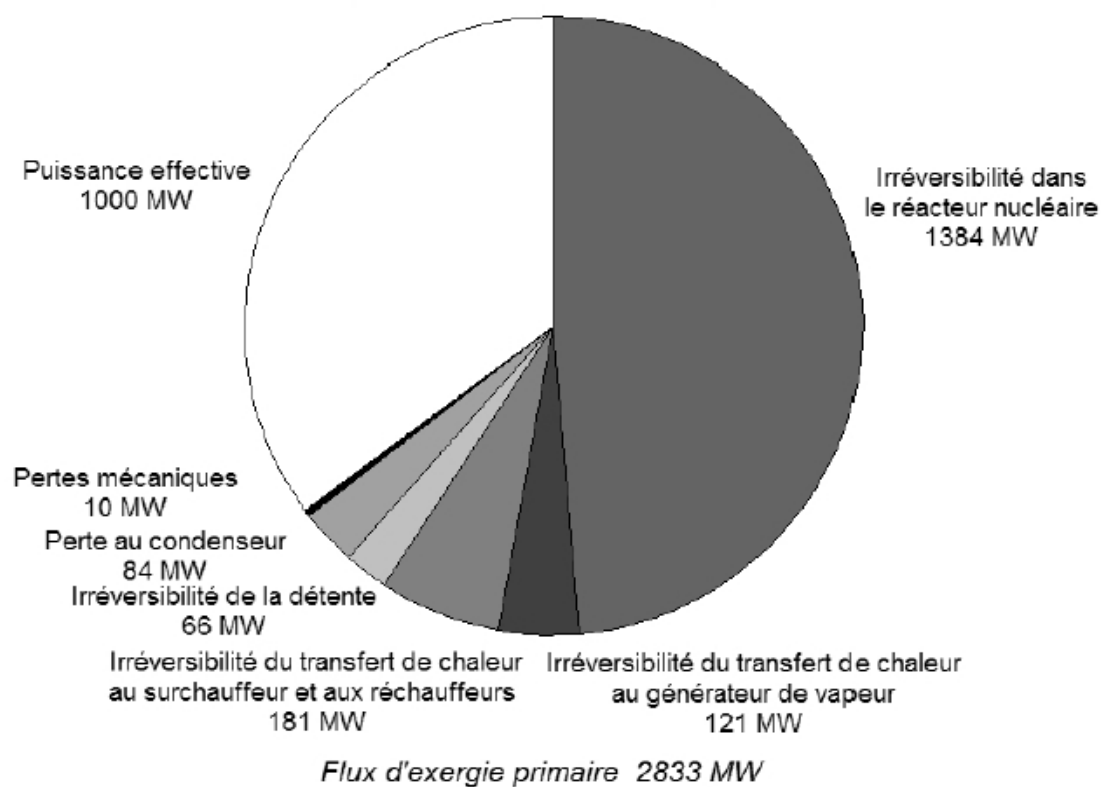


FIG. VI.5 – Bilan exergétique d’une centrale nucléaire REP

VI.7 EXEMPLES DE CYCLES COMPLEXES A VAPEUR

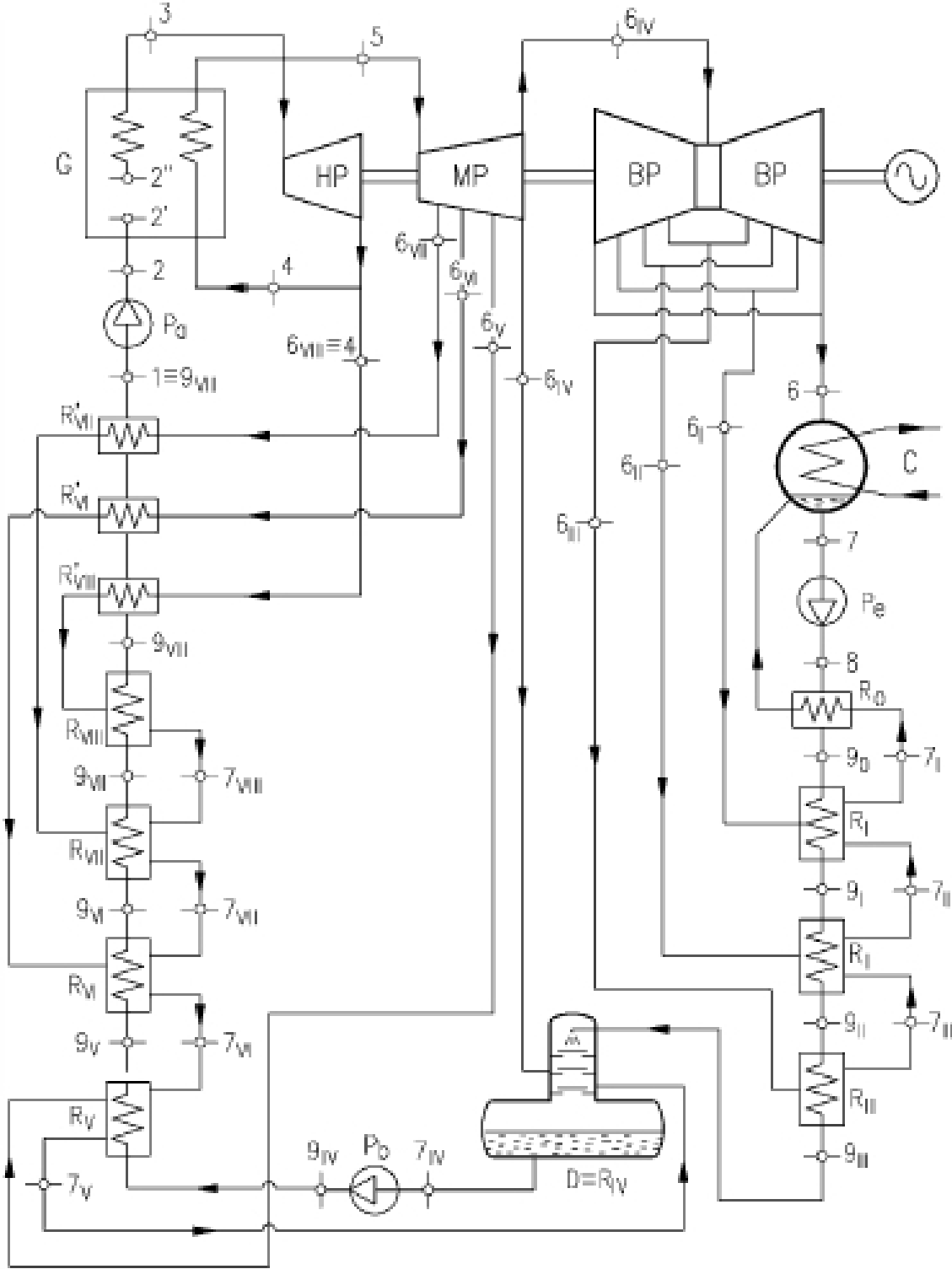


FIG. VI.6 – Cycle complexe d’une turbine à vapeur

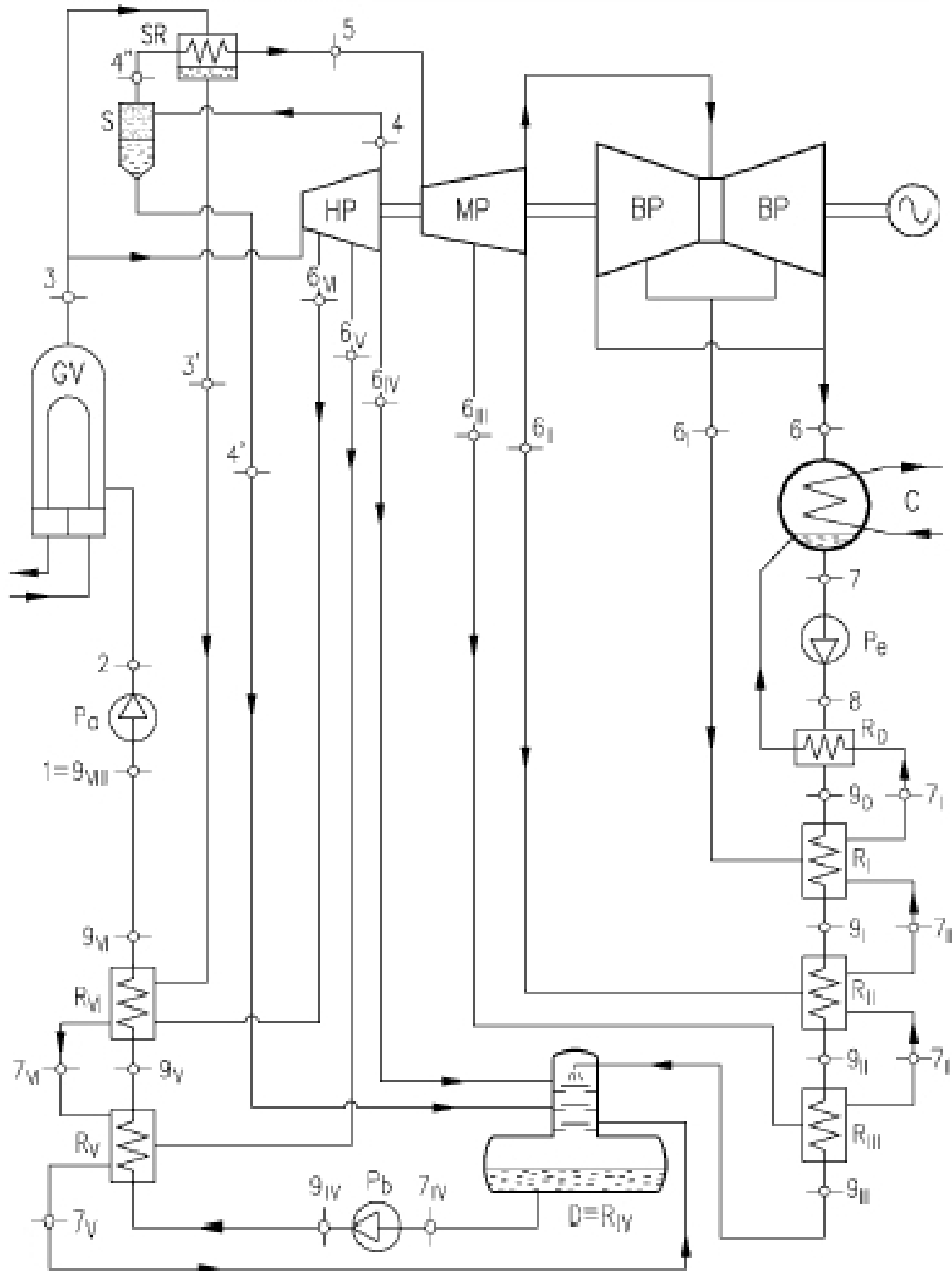
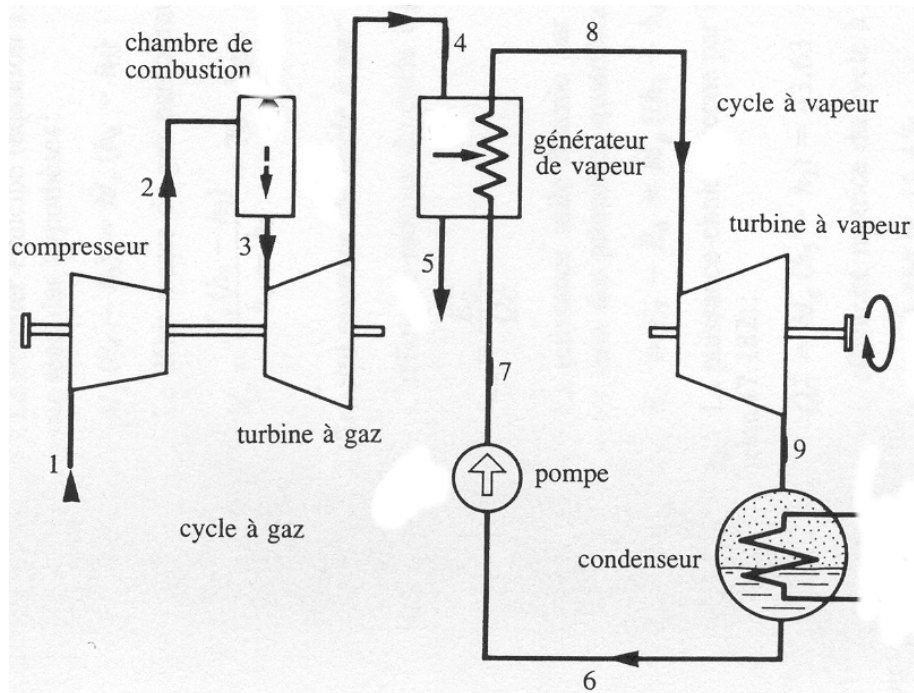


FIG. VI.7 – Cycle d'une centrale nucléaire REP

VI.8 CYCLES COMBINES TURBOMOTEUR/CYCLE VAPEUR

Valorisation des gaz chauds émis en sortie du turbomoteur pour alimenter un cycle à vapeur. Permet la production combinée d'électricité par le turbomoteur et par le cycle à vapeur.



Cycle turbomoteur, débit d'air \dot{m}_{air} , (le débit de combustible est négligé) :

1 - 2	compression adiabatique, $W_{12} = h_2 - h_1$
2 - 3	combustion isobare, $q_{23} = h_3 - h_2$
3 - 4	détente adiabatique, $W_{34} = h_3 - h_4$
rendements	$\eta_{th} = \frac{W_{34} - W_{12}}{q_{23}} = \frac{h_3 - h_4 - h_2 + h_1}{h_3 - h_2}$ $\eta_{ex} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot}}$

En sortie turbine du turbomoteur, la chaleur des gaz permet le chauffage et l'évaporation de l'eau du cycle vapeur. La température T_5 peut encore être élevé.

Cycle à vapeur, débit d'eau \dot{m}_{eau} :

8 - 9	détente adiabatique $W_{89} = h_8 - h_9$
9 - 6	condensation jusqu'à eau liquide
6 - 7	compression de l'eau dans la pompe, W_{pompe} négligé ; $h_6 = h_7$
7 - 8	chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le GV, $q_{78} = h_8 - h_7$
rendement	$\eta_{th} = \frac{W_{89}}{q_{78} + W_{pompe}} \simeq \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6}$
rendement global	$\eta_{global} = \frac{\dot{m}_{air}(W_{34} - W_{12}) + \dot{m}_{eau}W_{89}}{\dot{m}_{air}q_{23} + \dot{m}_{eau}W_{pompe}} \simeq \frac{\dot{m}_{air}(h_3 - h_4 - h_2 + h_1) + \dot{m}_{eau}(h_8 - h_9)}{\dot{m}_{air}(h_3 - h_2)}$

VI.9 LES CENTRALES THERMIQUES

Le combustible est le plus souvent un combustible fossile : charbon, fuel, gaz naturel.

Les puissances usuelles : de 50MW à 700MW.

Lorsque le combustible est du charbon, il est transformé au préalable dans des broyeurs en poussière. Mélangé à de l'air réchauffé, il est injecté ensuite par les brûleurs dans la chambre de combustion du GV. Les gaz de combustion passent par des dépoussiéreurs électrostatiques qui retiennent la quasi-totalité des cendres volantes.

Lorsque le combustible est du fioul, il est au préalable réchauffé pour accroître sa fluidité et injecté ensuite dans les brûleurs.

Les différents types de centrales thermiques :

Centrale à flamme : combustion d'un combustible fossile.

Centrale à cycles combinés avec turbomoteur.

Centrales thermiques solaires.

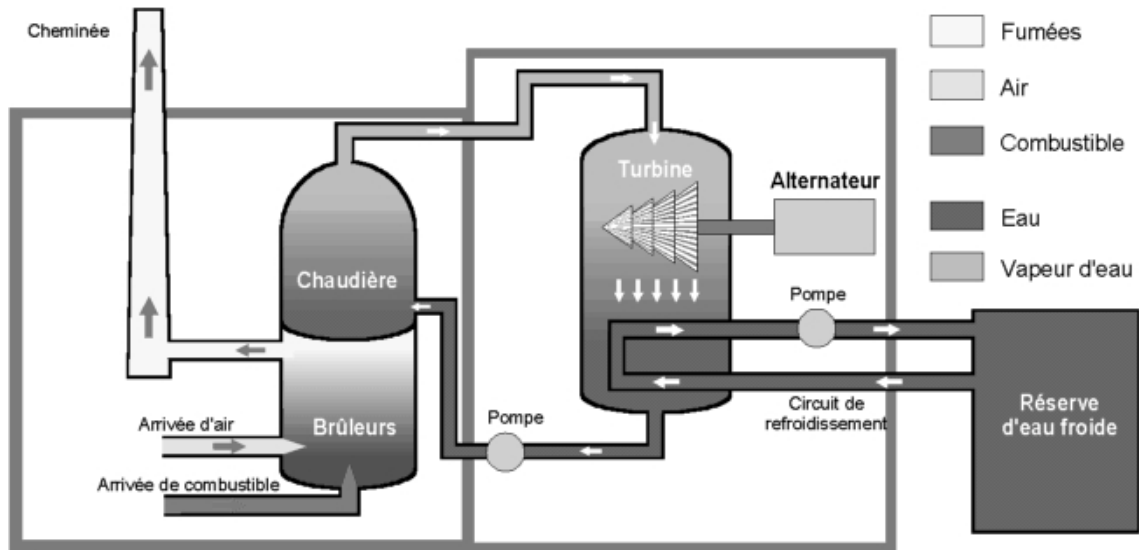
Quantité de combustible requise pour produire 1000kWh :

350 kg de charbon

250l de fioul

300 m³ de gaz naturel

4g d'uranium enrichi



VI.10 LES CENTRALES NUCLEAIRES

Les différents types de réacteurs nucléaires sont classés en **filères**. Un coeur de réacteur se caractérise par :

- le combustible dans lequel se produit la réaction de fission : uranium naturel, uranium enrichi en isotope U235 et/ou plutonium, voire thorium.
- le niveau d'énergie des neutrons provoquant les fissions : neutrons "thermiques" (2 km/s) ou "rapides" (20000 km/s).
- le fluide caloporteur qui transporte la chaleur hors du réacteur : eau ordinaire ou de l'eau lourde (enrichie en deutérium), un gaz (notamment du gaz carbonique ou de l'hélium) ou un métal liquide (essentiellement du sodium fondu).
- le modérateur qui permet de ralentir les neutrons : notamment graphite, eau ordinaire ou eau lourde ou aucun pour les réacteurs à neutrons rapides).

Les différents choix ne sont pas totalement indépendants. Par exemple seuls le graphite et l'eau lourde permettent d'utiliser l'uranium naturel. De nombreuses combinaisons ont fait l'objet d'études ou de réalisations expérimentales.

En France, la production électronucléaire est assurée par 58 unités de la filière Réacteur à Eau Pressurisée (REP), installés sur 20 sites. Les puissances : 900MW, 1300MW et 1450MW.

VI.10.1 Les différentes filières

La filière CANDU

La filière *CANDU* commercialisée par le Canada utilise de l'uranium naturel comme combustible, de l'eau lourde comme modérateur et de l'eau lourde sous pression comme fluide caloporteur.

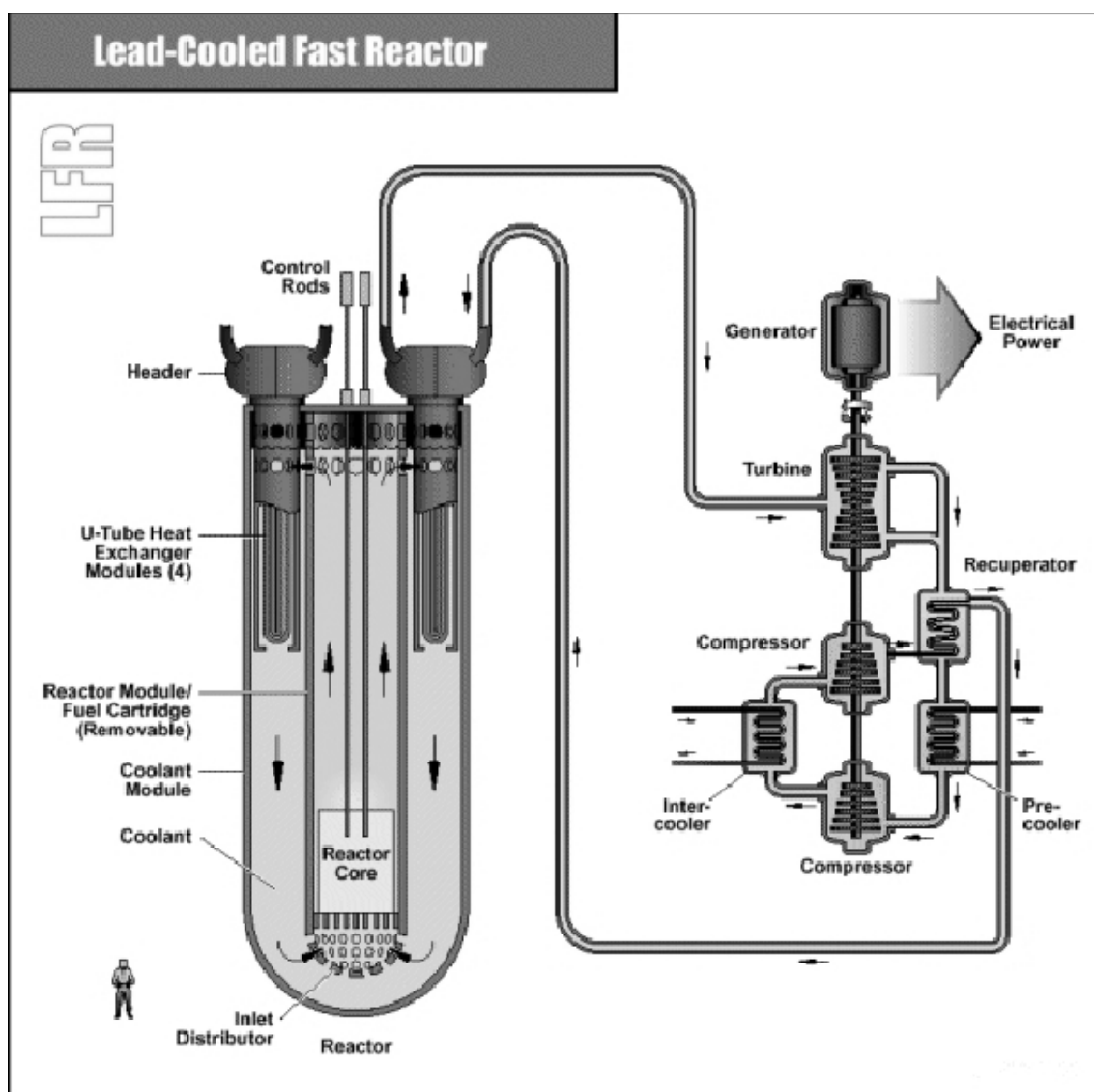
Les réacteurs à neutrons rapides RNR

Une autre filière a exploité la possibilité d'utiliser le plutonium comme combustible. Il s'agit de la filière des réacteurs à neutrons rapides, pour lesquels il n'y a pas de modérateur et le fluide caloporteur est soit un métal liquide (plomb ou sodium) soit un gaz (hélium).

- réacteur rapide refroidi au plomb, RNR-Pb

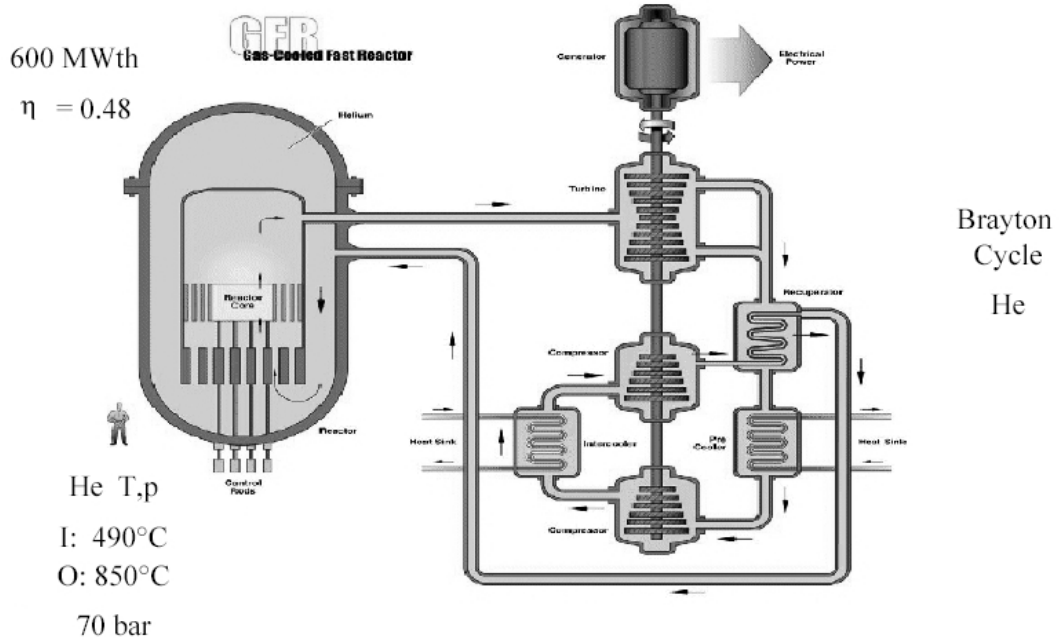
Le caloporteur est du plomb liquide ou un alliage au plomb (plomb-bismuth).

Terminologie anglo-saxonne : lead (alloy) cooled fast reactor, LFR.



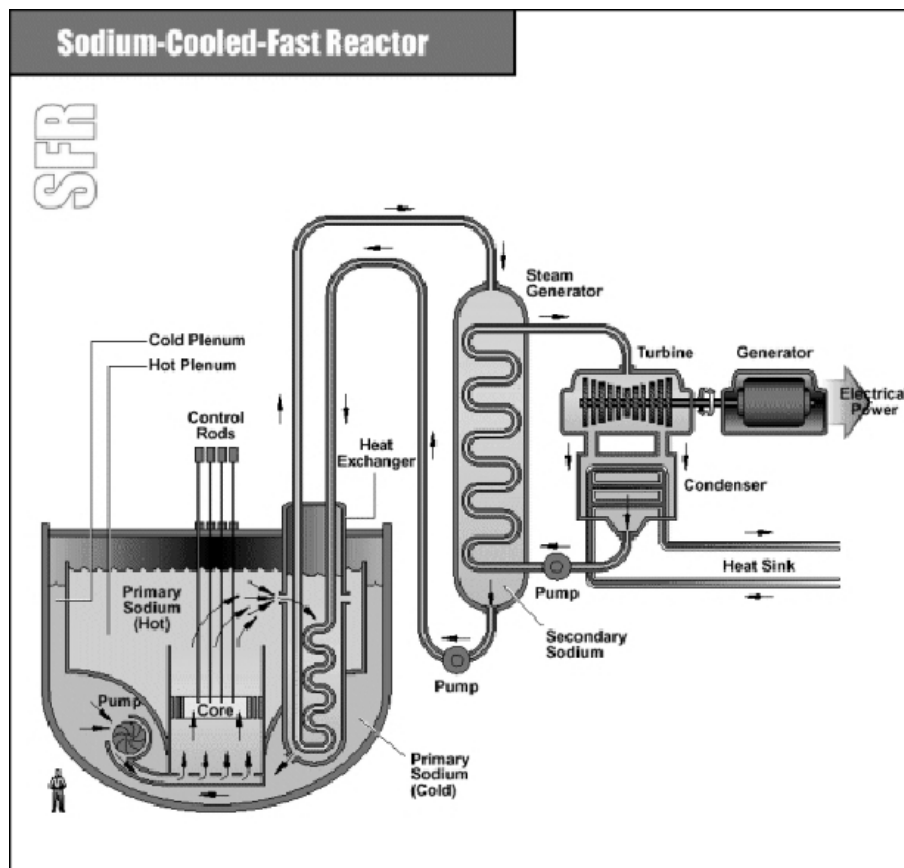
- réacteur rapide refroidi au gaz, RNR-G

Le caloporteur est du gaz, généralement de l'hélium. Le cycle fonctionne en circuit fermé. Terminologie anglo-saxonne : gas-cooled fast reactor. GFR.



- réacteur rapide refroidi au sodium, RNR-Na

Le caloporteur est du sodium liquide (sodium-cooled fast reactor, SFR).



Les réacteurs à eau, REP et REB

La filière à l'uranium enrichi et eau ordinaire (à la fois le modérateur et le caloporteur) est actuellement la plus répandue dans le monde. Elle utilise comme combustible de l'uranium enrichi à quelques % (2,5 à 5) en isotope fissile U^{235} , sous forme d'oxyde UO_2 , éventuellement mélangé à de l'oxyde de plutonium PuO_2 (combustible *MOX*).

Deux grands types de réacteur à eau :

- les réacteurs à eau bouillante (*REB* ou *BWR* Boiling Water Reactor)
Ils mettent en oeuvre une technique à cycle direct dans laquelle l'eau se vaporise dans le réacteur lui-même et va directement alimenter la turbine du groupe turbo-alternateur.
- les réacteurs à eau pressurisée (*REP* ou *PWR* Pressurized Water Reactor)
Ils utilisent de l'eau maintenue sous pression à l'état liquide, qui circule dans un circuit primaire et échange ses calories dans des générateurs de vapeur. Près de la moitié de l'électricité d'origine nucléaire est produite par ce type de réacteur.

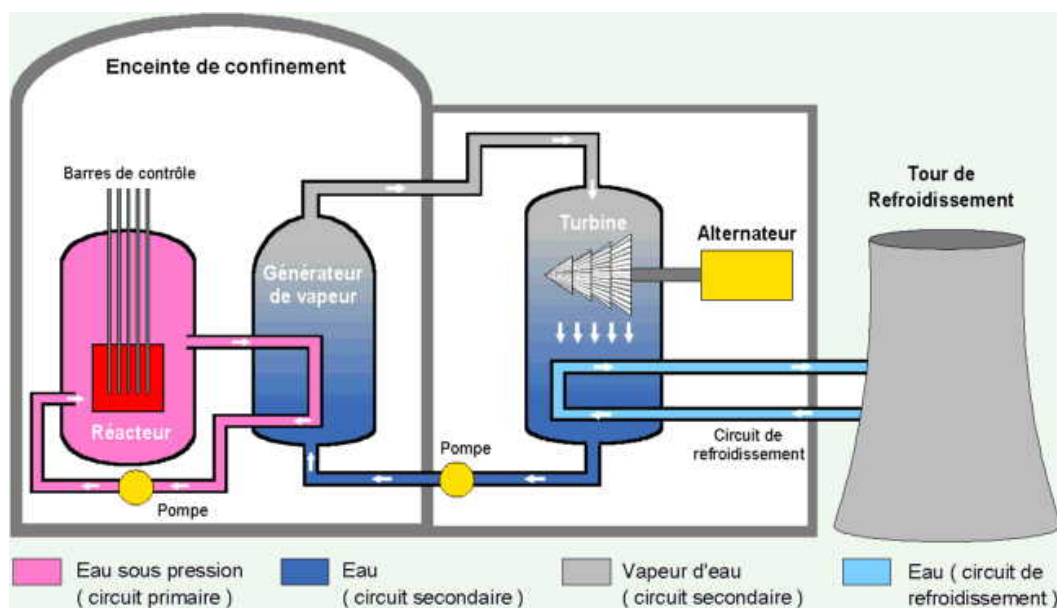


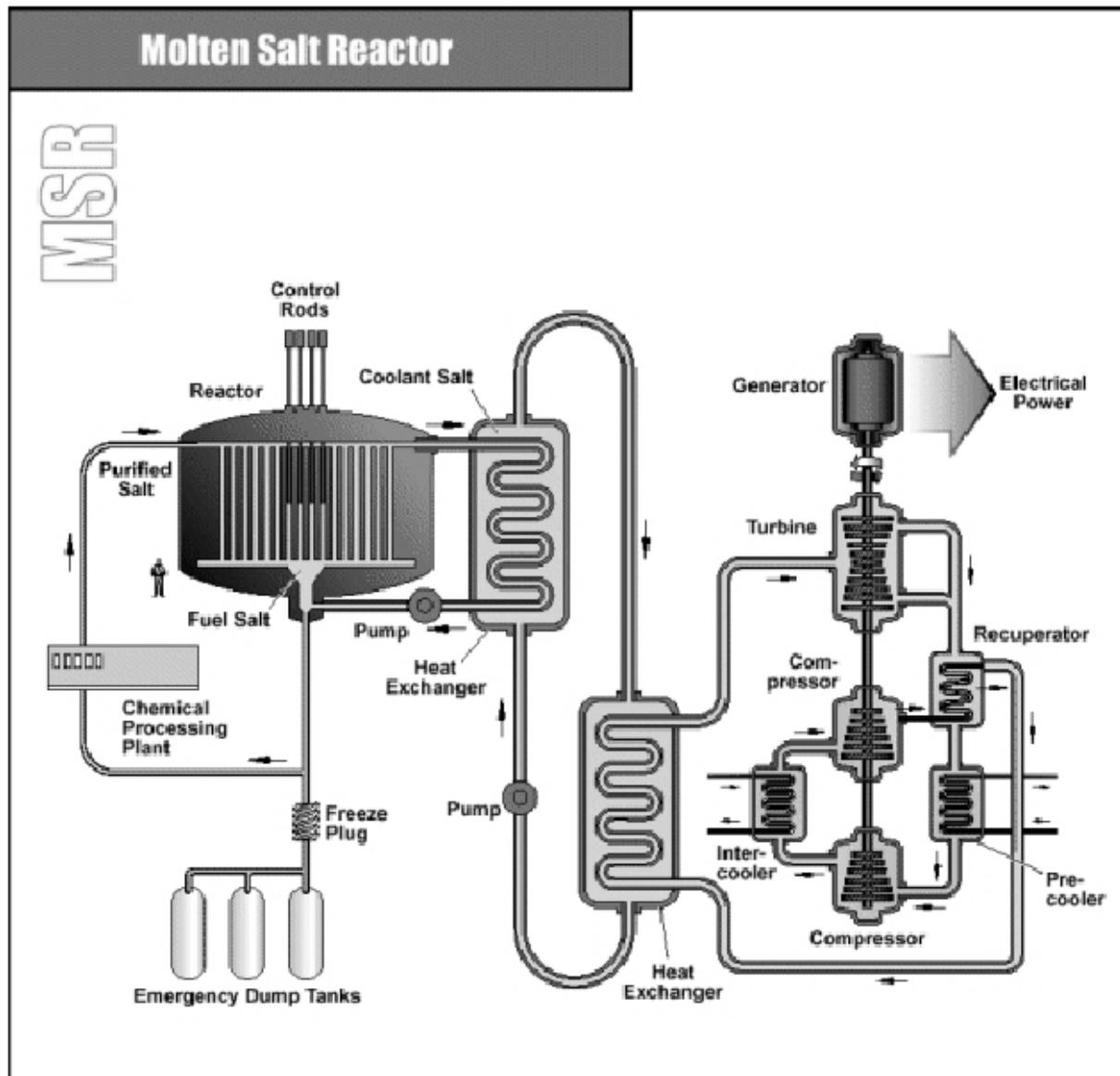
FIG. VI.8 – Schéma d'un réacteur de typer REP

A l'intérieur de cette filière, il existe différents modèles de réacteurs nucléaires :

- des réacteurs dont la conception des générateurs de vapeur (tubes verticaux simple passe et circulation forcée) permettent la production de vapeur surchauffée ; ce type a été commercialisé aux Etats-Unis.
- Les réacteurs de conception soviétique (*VVER*) dont une des caractéristiques est l'utilisation de générateurs de vapeur à tubes horizontaux.

Les réacteurs à sels fondus, RSF

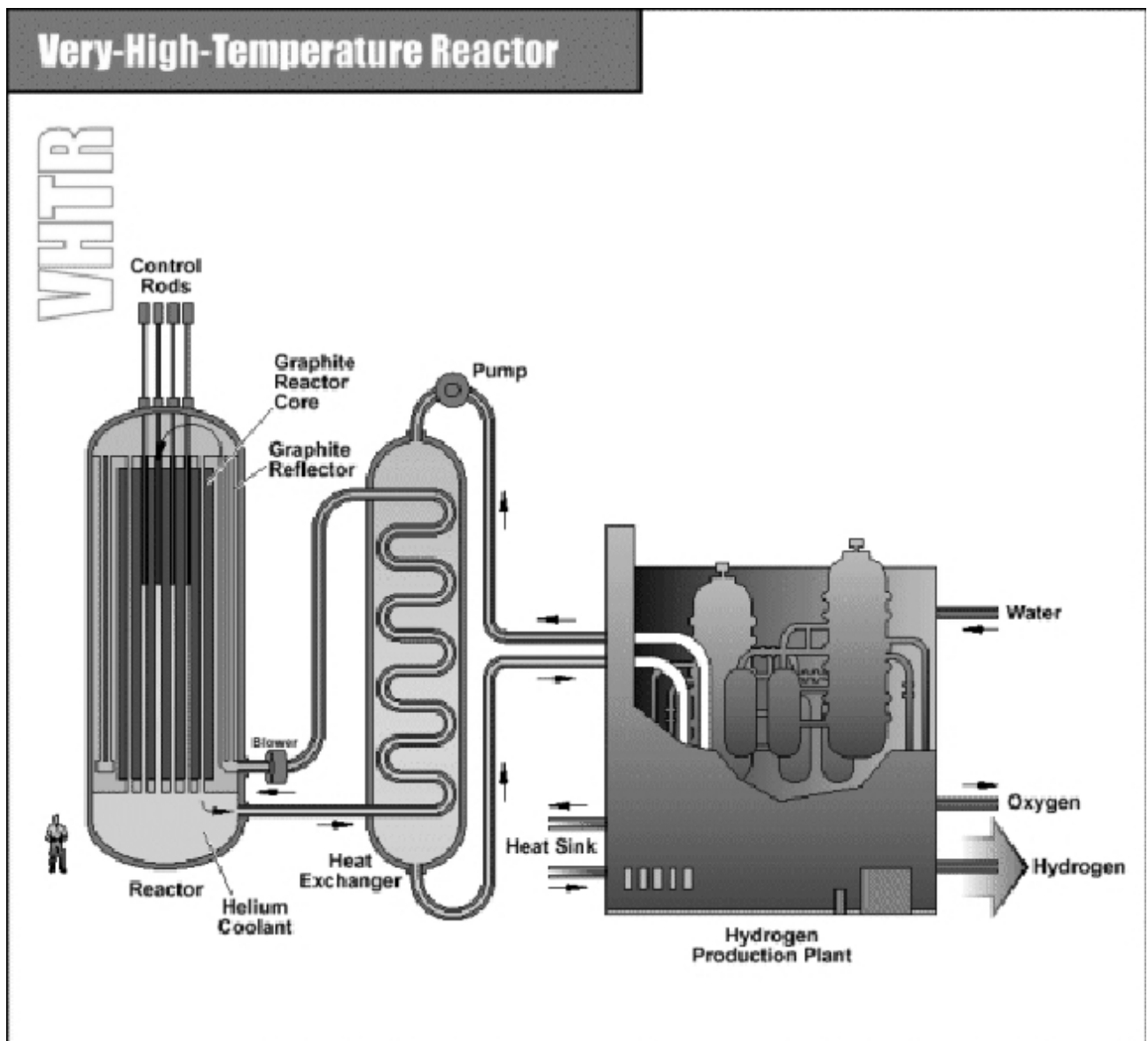
Réacteur dont le combustible, constitué de sels fondus, est liquide et fait office de caloporteur. Terminologie anglo-saxonne : molten salt reactor (MSR).



Réacteur à très haute température, RTHT

Réacteur à neutrons thermiques où le caloporteur est de l'hélium dont la température à la sortie du coeur est supérieure à 900°C. Le modérateur est du graphite.

Terminologie anglo-saxonne : very high temperature reactor (VHTR).

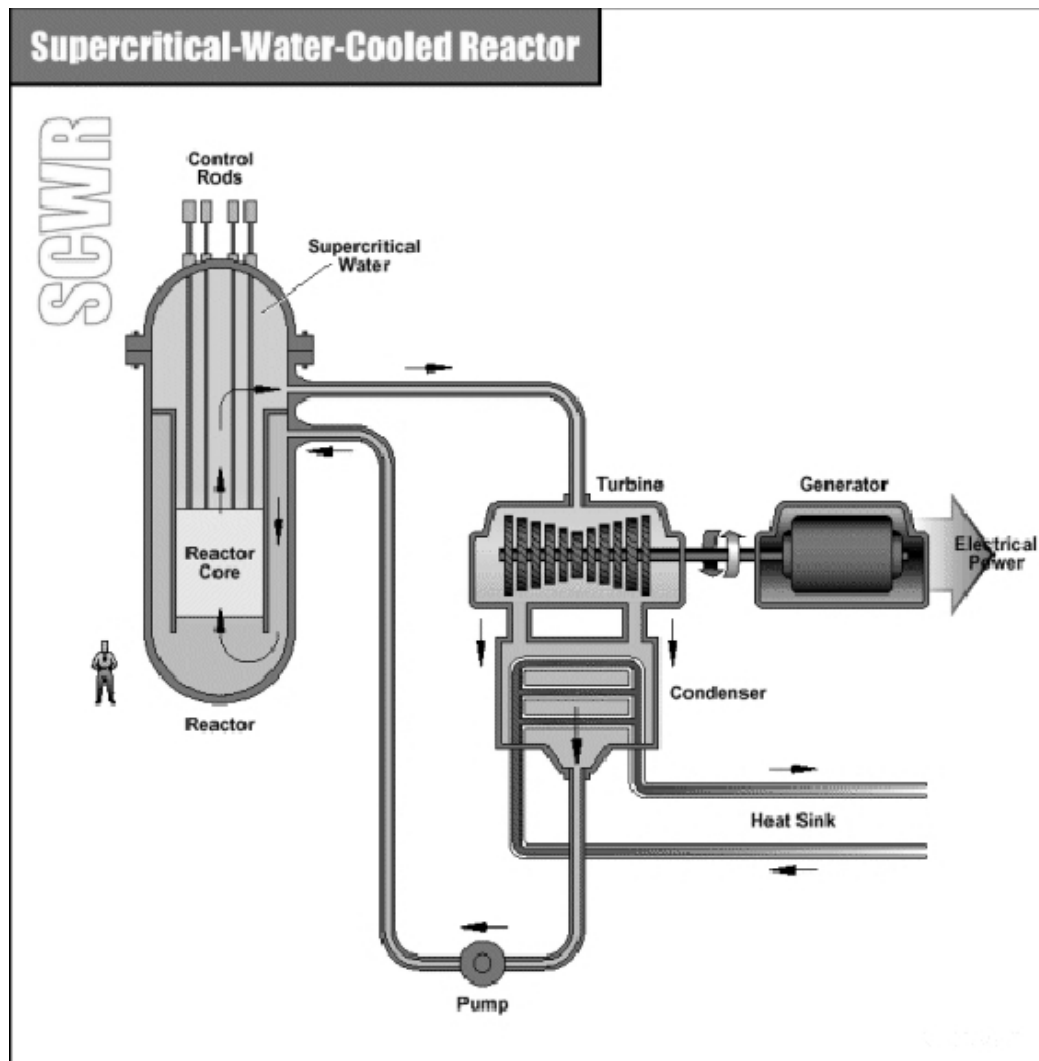


Réacteur refroidi à l'eau supercritique, RESC

Réacteur dont le caloporteur est de l'eau dans un état supercritique.

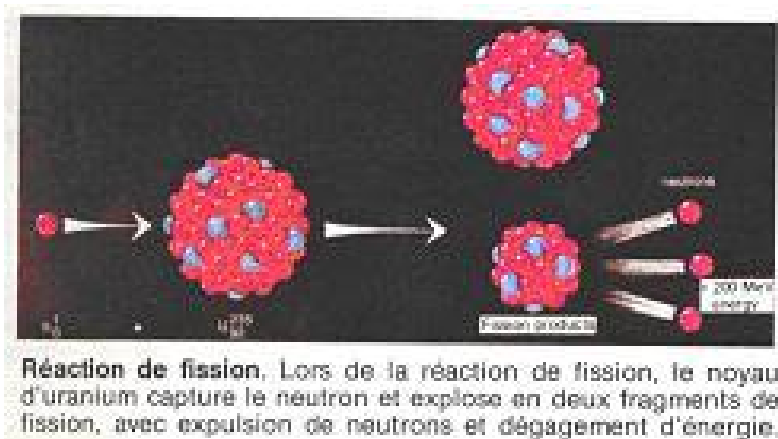
Note : L'état supercritique de l'eau est caractérisé par une température supérieure à 374°C et une pression supérieure à 22 MPa, soit environ 200 fois la pression atmosphérique.

Terminologie anglo-saxonne : supercritical water-cooled reactor (SWCR).



VI.10.2 La réaction de fission

La réaction nucléaire utilisée de manière industrielle est la réaction de fission. Cette réaction intervient quand un atome "lourd", bombardé par un neutron se scinde en deux atomes "plus légers". Elle s'accompagne aussi de la création de nouveaux neutrons "libres" qui pourront à leur tour impacter d'autres atomes "lourds" ainsi que de rayonnements. L'énergie cinétique des produits de fission et des neutrons, et l'énergie des rayonnements devront être récupérés pour fournir la chaleur nécessaire.



Sur ce schéma, chaque fission produit trois neutrons. On suppose que sur ces trois neutrons, un était perdu et que les deux autres avaient la possibilité d'impacter chacun un atome lourd. A chaque étape du processus, on constate que la population de neutrons et donc la puissance dégagée doublent. On parle alors de réaction en chaîne de coefficient de réactivité (noté K) égal à 2. Ce coefficient K (rapport des populations de neutrons entre deux générations) représente la vitesse à laquelle augmente la puissance.

Pour maîtriser la réaction il faut que ce coefficient soit égal à 1 (dans ce cas la puissance est constante). S'il est légèrement supérieur à 1 alors la puissance augmente ; s'il est inférieur à 1, la puissance diminue. La valeur typique dans un réacteur est 1,0001.

Les produits de fission résiduels sont naturellement radioactifs : ils produisent donc de la puissance (la puissance résiduelle) et constitueraient un danger s'ils étaient relâchés dans l'environnement.

VI.10.3 Principes de conception d'un réacteur REP : le N4

Nous présentons le modèle de *REP 'N4'* construit par Framatome pour EDF.

La centrale nucléaire est composée d'une chaudière (qui produit de la vapeur) et d'une partie conventionnelle constituée principalement par le groupe turbo-alternateur. Le principe général est le suivant :

- **Le coeur** où se produisent les réactions nucléaires ; la puissance dégagée sert à chauffer l'eau.
- **Un circuit primaire** où circule de l'eau liquide à haute pression entraînée par une pompe ; cette eau est maintenue en pression par un pressuriseur.
- La chaleur est ensuite utilisée pour faire de la vapeur par l'intermédiaire d'un **générateur de vapeur**.
- **Un circuit secondaire** où la vapeur générée sert à alimenter une turbine couplée à un alternateur.
- L'ensemble du circuit primaire est située dans une enceinte étanche.

Les centrales nucléaires doivent être conçues pour :

- Que la réactivité soit maîtrisée à tout instant.
- Que l'environnement soit protégé contre toute émission de produits radioactifs, que ce soit dans des situations normales ou des situations accidentelles.
- Que l'évacuation de la puissance résiduelle soit possible dans toutes les conditions.

VI.10.3.1 Les trois barrières

Il existe trois barrières pour éviter la dissémination des produits radioactifs dans l'environnement :

- La première est constituée d'un paroi étanche entourant le combustible nucléaire. Cette paroi assure que l'eau utilisée pour produire la vapeur ne puisse pas être contaminée par des produits de fission.
- La deuxième est constituée par l'enceinte étanche du circuit primaire.
- La troisième barrière est une enceinte de confinement en béton autour du circuit primaire, présente en cas de rupture des deux premières barrières.

a) La première barrière : le coeur

Elle est constituée de l'enveloppe qui contient le combustible nucléaire. Ce combustible se présente sous forme de crayons, constitués d'un tube en zircaloy (matériau transparent aux neutrons) obturé aux deux extrémités par des bouchons soudés à ce tube et contenant un empilement de pastilles d'oxyde d'uranium fritté (éventuellement mélangé à de l'oxyde de plutonium dans le combustible *MOX*). Ces pastilles sont comprimées par un ressort en acier qui aménage en partie supérieure du crayon une chambre d'expansion. Celle-ci permet de limiter la pression interne due au relâchement des gaz de fission. Les crayons sont initialement pressurisés à l'hélium afin de réduire les contraintes et la fatigue du gainage. Le choix de l'oxyde d'uranium est dicté principalement par son point de fusion élevé, son inertie chimique et son aptitude à retenir les gaz de fission. Les crayons combustibles sont réunis en assemblages constitués de 264 crayons assemblés en un réseau carré de 17×17 crayons.

Le coeur du réacteur est composé de 205 assemblages disposés verticalement. Chaque assemblage a une hauteur de l'ordre de 4,2m. Le squelette de l'assemblage est constitué par 24 tubes-guides qui permettent l'insertion des grappes de contrôle de la réactivité, des pièces d'extrémité inférieure et supérieure et de 7 grilles de maintien réparties sur toute la hauteur. Un tube central sert de canal à l'instrumentation du coeur. La pièce d'extrémité inférieure est une plaque d'acier épaisse servant de fond à l'assemblage, les crayons combustibles venant en butée contre elle. La pièce d'extrémité supérieure est munie de lames de ressort qui équilibrent la poussée hydrostatique en fonctionnement. Les grilles assurent le maintien mécanique des crayons et améliorent aussi le mélange du caloporteur (eau du circuit primaire) et l'évacuation de la puissance générée dans les crayons grâce à des ailettes.

b) La deuxième barrière : la circuit primaire

Nous détaillons ici les différents composants du circuit primaire.

b.1) la cuve du réacteur

C'est la pièce principale du circuit. Elle supporte le coeur par l'intermédiaire des équipements internes. La cuve est constituée de la cuve proprement dite et d'un couvercle amovible maintenu par une série de goujons bridant l'ensemble de ces deux pièces. Le corps de la cuve se compose d'une bride forgée, d'une virole monobloc portant les tubulures d'entrée et de sortie d'eau, d'autres viroles forgées et d'un fond hémisphérique. Toutes ces pièces élémentaires, en acier faiblement allié $Mn - Mo - Ni$, sont assemblées par soudure à pleine pénétration. La paroi interne de la cuve est revêtue par soudure d'un double dépôt d'acier inoxydable résistant à la corrosion.

Le fond de cuve est traversé de tubes en Inconel servant de manchettes de pénétration pour le passage de l'instrumentation de mesure de flux à l'intérieur du coeur. La calotte sphérique du couvercle est percée de trous servant à la mise en place des manchettes d'adaptation pour les mécanismes de contrôle et des colonnes d'instrumentation. La masse de la cuve vide avec couvercle et goujons est de 456 tonnes.

Les équipements internes de la cuve du réacteur comprennent des pièces en acier inoxydable ou en Inconel assurant le support du coeur (équilibrage des efforts mécaniques et hydrauliques, la canalisation et la répartition du caloporteur, le guidage mécanique des éléments mobiles).

Les équipements internes inférieurs, d'environ 115 tonnes, comprennent entre autre :

- L'enveloppe du coeur, constituée d'un anneau de retenue s'appuyant sur la cuve, d'une virole munie de quatre tubulures courtes pour la sortie du réfrigérant, et d'un fond épais sur lequel reposent tous les assemblages combustibles.
- Les plaques de cloisonnement, placées à l'intérieur de l'enveloppe du coeur, qui en épousent exactement la forme de manière à réduire les débits de caloporteur ne traversant pas le coeur. Elles sont fixées sur des plaques horizontales de renfort, elles-mêmes fixées sur l'enveloppe du coeur par des vis.

Les équipements internes supérieurs, d'environ 69 tonnes, comprennent entre autre :

- La plaque supérieure du coeur, qui appuie directement sur les assemblages combustibles, comporte de nombreux trous de diverses tailles assurant le centrage des éléments combustibles et le passage du caloporteur.
- La plaque-support des tubes-guides, maintenue en place par le couvercle de cuve et contribuant au maintien de l'enveloppe du coeur.
- Les tubes-guides des grappes de contrôle, permettant le guidage de celles-ci. Cet ensemble situé au-dessus de la plaque supérieure du coeur est percé de nombreux orifices permettant un écoulement transversal du fluide primaire.

Les grappes de contrôle permettent, conjointement avec le système de contrôle volumétrique et chimique, le réglage de la réactivité pendant le fonctionnement normal du réacteur et les variations de puissance depuis la puissance nulle jusqu'à la pleine charge. En outre, elles assurent la compensation des variations de réactivité au cours des transitoires normaux d'exploitation et surtout la protection du coeur en cas d'incidents ou d'accidents, en permettant l'arrêt des fissions nucléaires par leur insertion rapide dans le coeur lors d'un arrêt d'urgence du réacteur. Ces grappes sont constituées chacune d'un faisceau de 24 crayons absorbants.

b.2) Le pressuriseur

C'est un réservoir cylindrique vertical en tôle d'acier faiblement allié et revêtu intérieurement d'acier inoxydable. Ce composant permet de maintenir le circuit primaire à l'état liquide par une pression de 155 bars correspondant à l'équilibre eau-vapeur (à la température de 345°C) existant dans ce réservoir. Cette température y est contrôlée par chauffage dans la phase liquide inférieure grâce à) des cannes chauffantes implantées sur le fond inférieur, et par aspersion dans la phase vapeur supérieure grâce à une pomme montée en partie supérieure et reliée au côté froid du circuit primaire. Les organes de protection du circuit primaire contre les surpressions sont connectés au sommet du pressuriseur. Leur ouverture automatique permet de décharger de la vapeur dans un réservoir, lorsque la pression primaire dépasse un certain seuil.

b.3) Les pompes primaires

Le groupe moto-pompe primaire assure la circulation du fluide caloporteur à travers la cuve puis le générateur de vapeur. Le moteur d'entraînement est un moteur à induction. La pompe est de type hélicentrifuge, avec joint d'arbre à fuite contrôlée. L'aspiration se fait dans l'axe de la roue et le refoulement se fait dans le plan horizontal de la volute en acier inoxydable. L'étanchéité est assurée par plusieurs joints d'arbre placés en série. Un volant d'inertie est prévu pour augmenter l'inertie du mobile de façon à donner un temps de ralentissement suffisant pour assurer le refroidissement du coeur et le protéger en cas de perte d'alimentation électrique du moteur.

b.4) Le générateur de vapeur (GV)

C'est un vaporisateur tubulaire disposé verticalement, à circulation naturelle, avec séchage mécanique de la vapeur produite. La surface d'échange est de 7300 m². Le générateur de vapeur se compose de deux ensembles : l'ensemble vaporisateur et l'ensemble de séchage.

La partie inférieure du générateur, formant l'ensemble vaporisateur, est constituée par un faisceau de 5600 tubes en Inconel de diamètre externe 19,05 mm et d'épaisseur 1,09mm, disposé en U renversé et arrangés selon un pas triangulaire. Ces tubes baignent dans l'eau secondaire. L'eau primaire circule à l'intérieur des tubes et la vaporisation de l'eau secondaire se fait à l'extérieur. L'ensemble vaporisateur est contenu dans une virole cylindrique raccordée à une virole plus large contenant l'ensemble de séchage et supportant la tubulure de l'eau alimentaire. Cette eau alimentaire est mélangée à de l'eau à saturation rejetée par les équipements de séchage, et ce mélange est dirigé préférentiellement vers le bas de la partie descendante du faisceau tubulaire

contenant l'eau primaire déjà partiellement refroidie.

Au contraire, le bas de la partie ascendante du faisceau tubulaire, contenant l'eau primaire à la température de sortie de la cuve, est alimenté seulement par de l'eau à saturation rejetée par les équipements de séchage.

L'émulsion liquide-vapeur sortant en partie haute du faisceau tubulaire traverse d'abord les séparateurs à cyclone, où une grande partie du liquide est éliminée par centrifugation. La vapeur et le liquide résiduel passent ensuite à travers les sécheurs en étoile. La vapeur sortant du GV a une humidité maximum garantie de 0,25%. L'eau à saturation séparée de la vapeur d'eau par les séparateurs à cyclone et par les sécheurs en étoile est retournée vers le bas du GV, pour partie à saturation vers le côté chaud du faisceau tubulaire, et pour partie sous-saturée après mélange avec l'eau alimentaire vers le côté froid du faisceau tubulaire.

c) La troisième barrière

La troisième barrière est composée d'une enceinte de confinement en béton armé. Sur le N4, cette enceinte est constituée de deux enceintes en béton : la première est en béton précontraint et a une épaisseur de 1,2m ; la seconde d'une épaisseur de 0,55m est en béton armé. Un espace libre entre ces deux enceintes est constamment maintenu en dépression de manière à empêcher tout rejet à l'extérieur. L'enceinte de confinement est conçue pour pouvoir résister aux augmentations de pression qui pourraient être dues à des accidents de perte de réfrigérant primaire. La pression de conception est de l'ordre de 7 bars, soit 7 kg/cm^2 sur une enceinte cylindrique de 44m de diamètre et de 60m de haut.

VI.10.3.2 La partie conventionnelle

La partie "conventionnelle" d'une centrale nucléaire est constituée des équipements qui utilisent la vapeur produite par la chaudière nucléaire pour produire l'électricité. Ces équipements ne sont donc pas, en dehors de leur taille ou puissance, différents dans leur principe de ceux que l'on trouve dans les autres centrales thermiques de production d'électricité. Ces équipements comprennent principalement :

- La turbine, entraînée par la vapeur en provenance des générateurs de vapeur. Elle comprend un double corps haute pression et moyenne pression à simple flux et trois corps basse pression. Elle entraîne l'arbre à une vitesse de 1500 tours/minute.
- Le condenseur qui permet de condenser la vapeur une fois utilisée par la turbine et de mettre à nouveau à disposition l'eau obtenue pour les générateurs de vapeur. Il est constitué de plusieurs milliers de tubes. La vapeur y est refroidie et condensée à sa sortie du corps basse pression de la turbine par un circuit de refroidissement supplémentaire (l'eau brute pour des centrales proches d'une source d'eau froide, mer ou fleuve, ou par un circuit intermédiaire pour lequel l'évacuation de la chaleur est faite par l'intermédiaire des tours de refroidissement).
- L'alternateur, dont l'arbre est solidaire de celui de la turbine, produit l'électricité. Il est d'une puissance de 1530 MW et produit un courant de 400000 V. L'ensemble turbo-alternateur a une longueur de 70 mètres.

VI.10.3.3 Le fonctionnement normal

Nous donnons ici quelques idées sur les systèmes de contrôle utilisés ainsi que quelques valeurs des principales grandeurs physiques.

Le réacteur est à eau pressurisée, il faut donc que l'eau soit sous-saturée dans tout le circuit primaire. La pression primaire doit donc être maintenue au-dessus de la pression de saturation.

La température primaire est un compromis entre le rendement du cycle thermique que l'on veut obtenir (d'autant plus fort que la température est plus haute) et les possibilités technologiques. Une température moyenne de 300°C a été trouvée comme étant un bon compromis. Pour cette température, et pour produire la puissance voulue (1450MW électriques soit 4270 MW thermique), la température primaire varie de 330°C en branche chaude à 290°C en branche froide (le débit primaire est de l'ordre de 25000 m³/h par boucle). Pour assurer la sous-saturation, ces températures amènent à imposer une pression de l'ordre de 155 bars. La pression régnant dans la partie secondaire est proche de la pression de saturation de la branche froide du circuit primaire, soit de l'ordre de 72 bars.

Les deux systèmes de contrôle essentiels sont le contrôle de la température et celui de la pression. Le contrôle de la température se fait par l'intermédiaire des grappes de contrôle qui, agissant sur la puissance nucléaire, permettent de maintenir la température dans son domaine admissible. Le contrôle de la pression est dévolu au pressuriseur et plus particulièrement aux chauffelettes pour faire monter la pression et à l'aspersion pour la faire descendre.

Le principe de fonctionnement du pressuriseur, qui nécessite un niveau d'eau, conduit à disposer d'un système de contrôle de ce niveau (en particulier lors des phases de chauffage ou de refroidissement du circuit primaire). Ce rôle est dévolu à un système spécialisé, le système de contrôle volumétrique et chimique. Ce système injecte de l'eau borée dans le circuit primaire en cas de baisse du niveau pressuriseur et favorise la vidange du circuit primaire en cas de hausse du niveau.

Ce système est aussi utilisée pour contrôler la chimie de l'eau primaire, en particulier pour contrôler la concentration en bore. Cet élément, absorbant pour les neutrons, est utilisé pour contrôler la réactivité. Il permet de faire baisser la concentration du bore au fur et à mesure de l'épuisement du combustible. La quantité de matière fissile contenue dans le combustible est limitée. La production de puissance consomme ce combustible et produit inévitablement à son épuisement. Il faut donc renouveler régulièrement le combustible. Pour limiter les conséquences de cette opération (il faut arrêter la centrale) et pour exploiter au maximum le combustible, cette opération s'effectue tous les 12 ou 18 mois. A chaque opération, on ne remplace qu'un tiers ou un quart des assemblages.

VI.10.3.4 Les situations accidentelles

Les situations accidentelles sont définies comme étant la conséquence d'incidents mettant en cause les principes de conception tels qu'énoncés précédemment. Une recherche systématique d'accidents a été menée et des études détaillées de leurs conséquences potentielles ont été effectuées.

Pour chacun des types d'accident, une démarche de défense en profondeur a été appliquée pour limiter au maximum les risques. Cette démarche repose sur trois étapes principales et deux étapes complémentaires pour compléter la démarche de protection :

- La première consiste, après avoir évalué les causes possibles des accidents, de prendre les précautions nécessaires pour en limiter la probabilité. L'application de cette étape conduit par exemple à concevoir les tuyauteries primaires pour qu'elles puissent supporter des pressions très supérieures à la pression de fonctionnement. Elle conduit aussi à l'application de normes de qualité drastique lors de la fabrication des composants jusqu'à la mise en place de programmes de surveillance en exploitation. L'application de cette première étape minimise considérablement la probabilité d'occurrence des accidents.
- La deuxième étape consiste à se donner les moyens de contrôler le fonctionnement de l'installation pour prévenir toute dérive qui serait dommageable (ce rôle est par exemple dévolu aux systèmes de contrôle déjà évoqués précédemment) et de détecter tout élément ou composant défectueux.
- La troisième étape consiste à supposer que malgré les précautions prises, et pour des causes non identifiables, ces accidents peuvent se produire. Pour cela, il a été conçu des systèmes de sauvegarde.
Ces systèmes, qui n'interviennent pas durant le fonctionnement normal, sont activés lorsque le système de protection du réacteur détecte une situation anormale. Ces systèmes de sauvegarde sont des systèmes automatiques. Pour compléter la démarche de protection, on ajoute deux étapes supplémentaires.
- La quatrième (ou première complémentaire) conduit à supposer que certains des systèmes automatiques, malgré les règles de redondance, ne soient pas en mesure de remplir leur mission. Dans ce cas, on définit les actions manuelles qui doivent être exécutées par les opérateurs sur la base de procédures de conduite adaptées à chaque situation dégradée.
- La dernière étape concerne les mesures de protection de la population autour du site.

Les principaux types d'accidents qui peuvent survenir :

- Les accidents de refroidissement, qui peuvent conduire à des augmentations de réactivité dues à l'augmentation résultante de la densité d'eau. Ceci peut être causé par exemple par la rupture de tuyauterie vapeur.
- Les accidents de réchauffement, qui conduisent à une élévation de température du circuit primaire. Ils pourraient conduire à une augmentation excessive de la pression primaire et à des difficultés d'extraction de la puissance et donc à un endommagement du combustible.
- Les accidents de perte de réfrigérant primaire, qui conduiraient à vider la cuve de l'eau qui refroidit le combustible. Ce type d'accident est la conséquence d'une rupture de tuyauterie primaire ou de toute autre tuyauterie auxiliaire qui lui est connectée.

VI.10.4 Quelques mots sur les centrales *RNR* françaises

L'intérêt porté aux réacteurs à neutrons rapides (*RNR*) est venu de leur aptitude à utiliser plus complètement les capacités énergétiques de l'uranium (les réacteurs à neutrons lents n'utilisent que moins de 1% de l'uranium naturel). Dans ce but, les *RNR* ont été conçus et optimisés pour l'utilisation de combustible à base de plutonium (lui-même produit à partir de l'uranium), y compris celui issu d'autres réacteurs. De ce fait, ils peuvent être utilisés pour réguler les stocks de plutonium, soit en étant consommateur net de celui formé dans les réacteurs à neutrons lents (sous-génération), soit en produisant en sus (sur-génération) ou en équilibre (régénération). Les *RNR* peuvent aussi transmuter des produits de fission à vie longue (les actinides) et de participer ainsi à leur réduction.

En France, la voie des réacteurs à neutrons rapides a été explorée et a abouti à la construction de Phénix et Superphénix (le projet a été abandonné par la suite!).

Dans un réacteur nucléaire, les neutrons émis finissent tous par être absorbés par la matière, en modifiant les noyaux qui les absorbent. Le plus souvent l'absorption d'un neutron provoque un changement de nature du noyau : c'est une **transmutation** et le noyau ainsi transformé peut être stable ou radioactif. Une des plus intéressantes est celle qui transforme l'uranium 238 (99,3 % de l'uranium naturel) en plutonium. Ou bien l'absorption d'un neutron provoque la fracture du noyau en libérant de l'énergie : c'est **la fission**. Avec les neutrons lents cette fission n'est possible qu'avec quelques noyaux très particuliers, l'isotope 235 de l'uranium (très rare, 0,7% de l'uranium naturel), les isotopes 239 et 241 du plutonium. Par contre avec les neutrons rapides la fission est possible avec tous les noyaux lourds ; uranium, plutonium et autres corps du groupe des actinides.

Par transmutation de l'uranium, du plutonium se forme ainsi dans tous les réacteurs nucléaires (comme les *REP*). Dans les *RNR*, le bilan peut être ajusté pour être soit excédentaire, soit équilibré, soit déficitaire. Dans le premier cas, on parle de surgénérateurs ; dans le deuxième des régénérateurs et dans le troisième des sousgénérateurs.

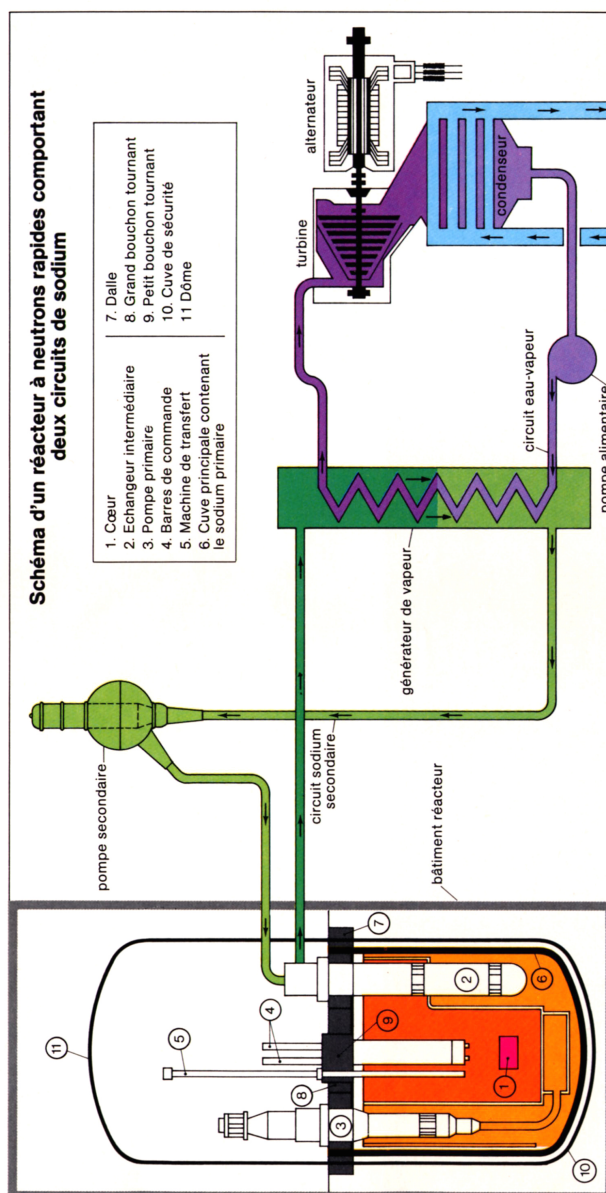
Lorsque les *RNR* sont surgénérateurs ou régénérateurs, la masse initiale de plutonium mise en pile ne s'épuise pas et le combustible peut être recyclé tout au long de la durée de vie de la centrale. La seule consommation effective sera donc de l'uranium 238, inutilisable par les autres filières. L'intérêt de ces réacteurs est donc de n'entraîner aucun besoin nouveau en uranium naturel et de valoriser complètement cette ressource. Ainsi les *RNR* si on les utilise en fonctionnement symbiotique avec les *REP*, peuvent permettre de réguler la masse de plutonium produit par ces derniers.

VI.10.4.1 Fonctionnement des *RNR* type Phénix

Les configurations initiales des coeurs de Phénix et Superphénix sont surgénératrices. Le coeur de Superphénix a les caractéristiques suivantes :

- des neutrons à grande énergie cinétique (vitesse de 20000 km/s).
- un haut flux de neutrons ($6 \cdot 10^{15}$ neutrons/cm²/s).
- un fort taux de combustion (70000 MW jours/tonne pour la partie fissile).

La figure suivante présente les différents circuits d'un réacteur à sodium.



a) Le circuit primaire

L'une des caractéristiques des *RNR* est que, pour fonctionner, les neutrons ne doivent pas être ralentis. Pour extraire la chaleur l'eau est donc exclue et il en est de même pour tout liquide

comportant de l'hydrogène. C'est le sodium fondu qui a été choisi. La température de fusion du sodium est de 98°C et sa température d'ébullition est de 883°C à la pression atmosphérique. Il en résulte la contrainte de ne jamais laisser refroidir le sodium à l'arrêt pour éviter qu'il gèle. Par contre le sodium liquide permet d'atteindre des températures élevées sans qu'il soit nécessaire de le mettre sous pression (comme cela se produit dans les *REP* pour empêcher l'ébullition de l'eau).

Le sodium s'échauffe à la traversée du cœur puis est refroidi dans les échangeurs. La circulation du sodium est assurée par des pompes mécaniques. Le sodium qui a traversé le cœur reste confiné dans une cuve qui contient à la fois le cœur, les pompes et les échangeurs de chaleur.

Rappelons que le sodium s'enflamme spontanément dans l'air à des températures supérieures à 200°C . Sa combustion est médiocre et se propage lentement. La détection rapide d'éventuelles fuites de sodium est donc de première importance.

Le tableau suivant donne les caractéristiques des circuits primaires de Phénix et Superphénix :

Caractéristiques	Phénix	Superphénix
cuve principale : hauteur (m)	11,80	17,26
diamètre (m)	12	21,05
épaisseur (mm)	15	25
toit de la cuve : diamètre (m)	15,10	25,70
hauteur (m)	1,50	2,90
dôme du réacteur : diamètre (m)	pas de dôme	25,70
hauteur (m)		18,20
température entrée du sodium dans le cœur ($^{\circ}\text{C}$)	400	395
température sortie du sodium dans le cœur ($^{\circ}\text{C}$)	560	545
masse de sodium dans la cuve (tonne)	850	3300
débit de sodium dans le cœur (kg/s)	3060	16400
nombre de pompes primaires	3	4

b) Les circuits secondaires

Au nombre de 4 dans Superphénix, les circuits secondaires permettent de transporter la chaleur produite par le cœur vers l'installation de production d'électricité (turbine à vapeur). Ils constituent une barrière entre le sodium radioactif du circuit primaire et l'eau des générateurs de vapeur.

Une boucle secondaire comporte un deuxième circuit sodium (sodium secondaire) dans lequel le sodium s'échauffe dans les échangeurs intermédiaires. Ce circuit rejoint le générateur de vapeur où il subit un refroidissement symétrique. Le circuit eau/vapeur qui alimente le turbo-alternateur est similaire à celui d'un *REP*.

Le tableau suivant donne les caractéristiques des circuits secondaires de Phénix et Superphénix :

Caractéristiques	Phénix	Superphénix
nombre de boucles secondaires	3	4
nombre d'échangeurs intermédiaires	6	8
nombre de tubes d'un échangeur	2279	5380
nombre de pompes secondaires	3	4
débit unitaire (kg/s)	737	3273
température entrée sodium secondaire (°c)	350	345
température sortie sodium secondaire (°c)	550	525
puissance thermique par boucle (MW)	186,3	750
température eau (°c)	246	235
pression eau (bar)	195	210
pression vapeur admission turbine (bar)	163	177
température vapeur surchauffée (°c)	512	487

VI.10.5 Les perspectives d'avenir

Réacteur de 3ème génération, l'EPR

Le problème de renouvellement des installations quand elles auront atteint leur limite d'âge et les problèmes liés à l'environnement ont conduit plusieurs acteurs de l'industrie nucléaire européens à travailler en commun pour développer un nouveau modèle de réacteur : *EPR* (European Pressurized Reactor) qui devrait prendre la relève. La philosophie de conception de l'*EPR* est orientée vers trois objectifs essentiels :

- Améliorer le niveau de sûreté par rapport aux installations existantes.
- Limiter les conséquences des accidents graves hypothétiques à l'intérieur de l'enceinte de confinement de l'installation.
- Maintenir des coûts concurrentiels.

Réacteur théorique sous-critique

Réacteur hybride proposé par le prix Nobel Carlo Robbia : réacteur nucléaire couplé avec un accélérateur de particules. Le réacteur est sous-critique, sa réactivité est inférieure à 1. Le complément de neutrons nécessaire est apportée par l'accélérateur de particules.

Réacteur de 4ème génération

Réacteur en étude avec mise en service vers 2040-2050, notamment les VHTR, RNR, GFR, SCWR.

Réacteur à fusion

Réacteur à fusion nucléaire en étude. Projet ITER.

VI.10.6 Les déchets nucléaires

Le combustible usé d'un gros réacteur REP de 1,3 GW électrique contient en décharge annuelle :

- 33 tonnes d'uranium enrichi à 0,9 %
- 360 kg de plutonium
- 1,2 tonne de produits de fission
- 27 kg d'actinides mineurs (14 kg de neptunium, 12 kg d'americanium et 1kg de curium)

Retraitement des déchets : étape alternative au stockage en état des combustibles usés. A leur arrivée au centre de retraitement, ceux-ci sont plongés dans une piscine, pour une durée de 2 ans minimum, pour permettre la poursuite de la désactivation. Les crayons sont ensuite coupés en petits morceaux et le combustible est dissout dans des solutions d'acide afin de séparer l'uranium, le plutonium et les déchets (produits de fission).

Sur 100 kg de combustible usé, on récupère :

- 96 kg d'uranium
- 1 kg de plutonium
- 3 kg de produits de fission (déchets ultimes à vie longue).

L'uranium et le plutonium peuvent être ensuite réintroduits dans le cycle du combustible ou être réutilisés pour des usages militaires.

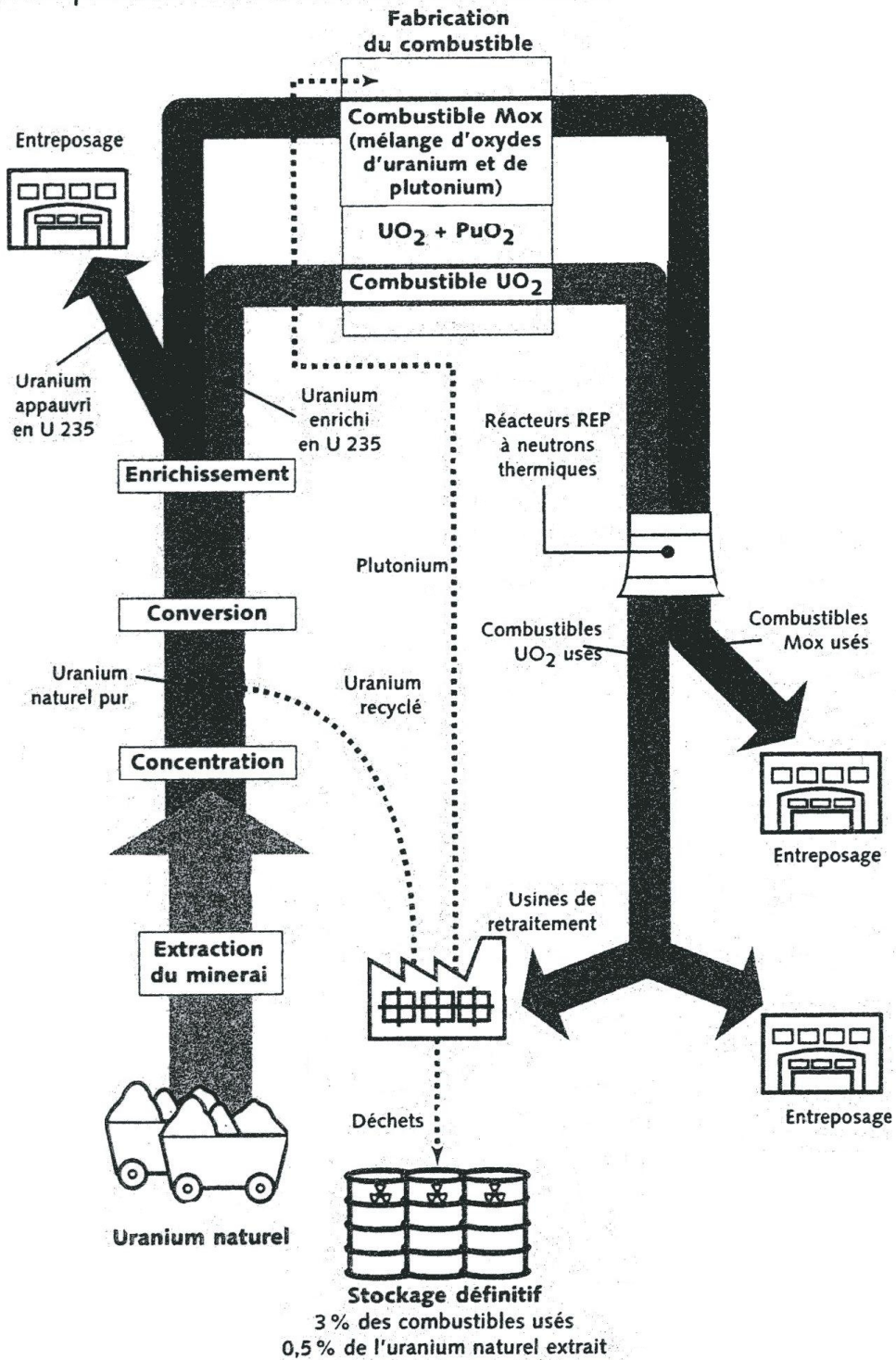
Certains pays n'ont pas opté pour le retraitement : Suède, Etats-Unis. D'autres ont une usine de retraitement : France (La Hague), Grande-Bretagne, Russie et Japon. D'autres font retraiter dans des pays qui possèdent une usine de retraitement : Allemagne, Suisse, Belgique.

On distingue trois types de déchets :

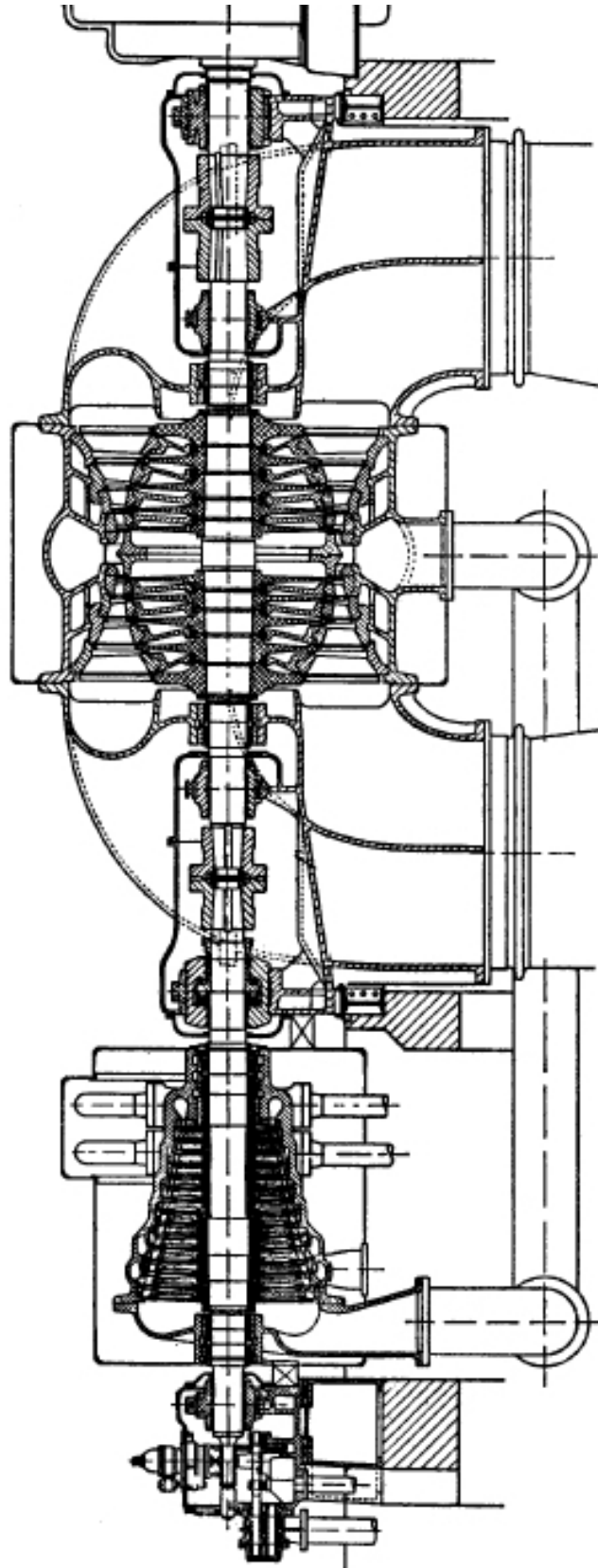
- les déchets de très faible activité
Proviennent des résidus de traitement des minerais, de ferrailles et de gravats d'atelier et représentent de gros volumes.
- les déchets de faible et moyenne activité
Déchets à vie courte : quelques dizaines d'années. Ils sont générés par l'exploitation et la maintenance des centrales nucléaires. Ils sont compactés et mis en fûts métalliques quand leur radioactivité est faible. Lorsque celle-ci est plus importante, les déchets sont enrobés dans du béton ou des résines et confinés dans des conteneurs en béton.
- les déchets à vie longue
Déchets hautement radioactifs à vie longue : quelques centaines d'années à plusieurs millions d'années. Ils sont constitués des gaines entourant le combustible, des combustibles usés quand ils ne sont pas retraités et des produits de fission. Ils sont conditionnés dans du béton et/ou vitrifiés. Dans de nombreux pays, ils sont stockés sur le lieu même de leur traitement avant de trouver une solution de stockage définitif.

La quantité annuelle de déchets industriels produits en France, par habitant, est de 2500 kg. Parmi ces déchets, 100 kg sont des déchets toxiques et seulement 1kg sont des déchets nucléaires. Dans ce kilo, 100g des déchets sont de moyenne activité et 10g sont de haute activité.

Cycle simplifié actuel du combustible nucléaire en France



TURBINE A VAPEUR



RÉACTEUR (puissance en MWe)	Mise en service	Autorisée jusqu'en...	Nbre de VD
BELLEVILLE-1 (1 300)	1988	2009	1
BELLEVILLE-2 (1 300)	1989	2009	1
BLAYAIS-1 (900)	1981	2012	2
BLAYAIS-2 (900)	1983	2013	2
BLAYAIS-3 (900)	1983	2004	1
BLAYAIS-4 (900)	1983	2005	1
BUGEY-2 (900)	1979	2010	2
BUGEY-3 (900)	1979	2012	2
BUGEY-4 (900)	1979	2011	2
BUGEY-5 (900)	1980	2011	2
CATTENOM-1 (1 300)	1987	2007	1
CATTENOM-2 (1 300)	1988	2008	1
CATTENOM-3 (1 300)	1991	2011	1
CATTENOM-4 (1 300)	1992	2013	1
CHINON B1 (900)	1984	2013	2
CHINON B2 (900)	1984	2006	1
CHINON B3 (900)	1987	2009	1
CHINON B4 (900)	1988	2010	1
CHOOZ A (300)	1967	Fermée(1991)	
CHOOZ B1 (1 450)	2000	2010	0
CHOOZ B2 (1 450)	2000	2010	0
CIVAUX-1 (1 450)	2002	2012	0
CIVAUX-2 (1 450)	2002	2012	0
CRUAS-1 (900)	1984	2005	1
CRUAS-2 (900)	1985	2007	1
CRUAS-3 (900)	1984	2004	1
CRUAS-4 (900)	1985	2006	1
DAMPIERRE-1 (900)	1980	2010	2
DAMPIERRE-2 (900)	1981	2012	2
DAMPIERRE-3 (900)	1981	2013	2
DAMPIERRE-4 (900)	1981	2004	1
FESSENHEIM-1 (900)	1977	2008	2
FESSENHEIM-2 (900)	1978	2010	2
FLAMANVILLE-1 (1300)	1986	2007	1
FLAMANVILLE-2 (1300)	1987	2008	1
GOLFECH-1 (1 300)	1991	2011	1
GOLFECH-2 (1 300)	1994	2004	0
GRAVELINES B1 (900)	1980	2011	2
GRAVELINES B2 (900)	1980	2012	2
GRAVELINES B3 (900)	1981	2011	2
GRAVELINES B4 (900)	1981	2013	2
GRAVELINES C5 (900)	1985	2006	1
GRAVELINES C6 (900)	1985	2007	1
NOGENT-1 (1 300)	1988	2008	1
NOGENT-2 (1 300)	1989	2009	1
PALUEL-1 (1 300)	1985	2006	1
PALUEL-2 (1 300)	1985	2005	1
PALUEL-3 (1 300)	1986	2007	1
PALUEL-4 (1 300)	1986	2008	1
PENLY-1 (1 300)	1990	2012	1
PENLY-2 (1 300)	1992	2004	0
SAINT-ALBAN-1 (1300)	1986	2007	1
SAINT-ALBAN-2 (1300)	1987	2008	1
ST LAURENT B1 (900)	1983	2005	1
ST LAURENT B2 (900)	1983	2004	1
TRICASTIN-1 (900)	1980	2008	2
TRICASTIN-2 (900)	1980	2010	2
TRICASTIN-3 (900)	1981	2012	2
TRICASTIN-4 (900)	1981	2004	1

SOURCES : EDF, A.I.E.A.

FILIERES	COMBUSTIBLE	MODERATEUR	CALOporteur	REMARQUES
UNGG Uranium Naturel Graphite-Gaz)	uranium naturel	graphite	gaz carbonique	la première développée en France et maintenant arrêtée
CANDU	uranium naturel	eau lourde	eau lourde sous pression	Canada
RBMK Reactor Bolchoe Molchnastie Kipiachie	uranium enrichi 1,8% U235	graphite	eau bouillante	Développée en ex-URSS 40% du parc soviétique (ex : Tchernobyl)
REB Réacteur à Eau Bouillante	uranium enrichi 3% d'U235	eau entrant en ébullition dans le coeur		USA, Japon, Suède BWR ou Boiling Water Reactor
REP Réacteur à Eau Pressurisée	uranium enrichi 3% d'U235	eau sous pression maintenue à l'état liquide		Filière la plus classique en Russie appelée VVER
RNR-Na Réacteur à Neutrons Rapides refroidi au sodium	uranium enrichi ou plutonium	aucun	sodium liquide	En France, Phénix et Superphénix maintenant arrêtés
RNR-G RNR refroidi au gaz	uranium enrichi ou plutonium	aucun	hélium	appelé aussi GFR Gas-cooled Fast Reactor
RNR-Pb RNR refroidi au plomb	uranium enrichi ou plutonium	aucun	plomb liquide	appelé aussi LFR Lead-cooled Fast Reactor
RSF Réacteur à Sels Fondus	sels fondus à la fois combustible et caloporteur			projet - appelé aussi MSR Molten Salt Reactor
RESC Réacteur à Eau Supercritique	uranium enrichi		eau supercritique	projet - appelé aussi SCWR Supercritical Water-cooled Reactor
RTHT Réacteur à Très Haute Température	uranium enrichi en U235	graphite	hélium	projet - appelé VHTR Very High Temperature Reactor

DIAGRAMME DE MOLLIER DE L'EAU

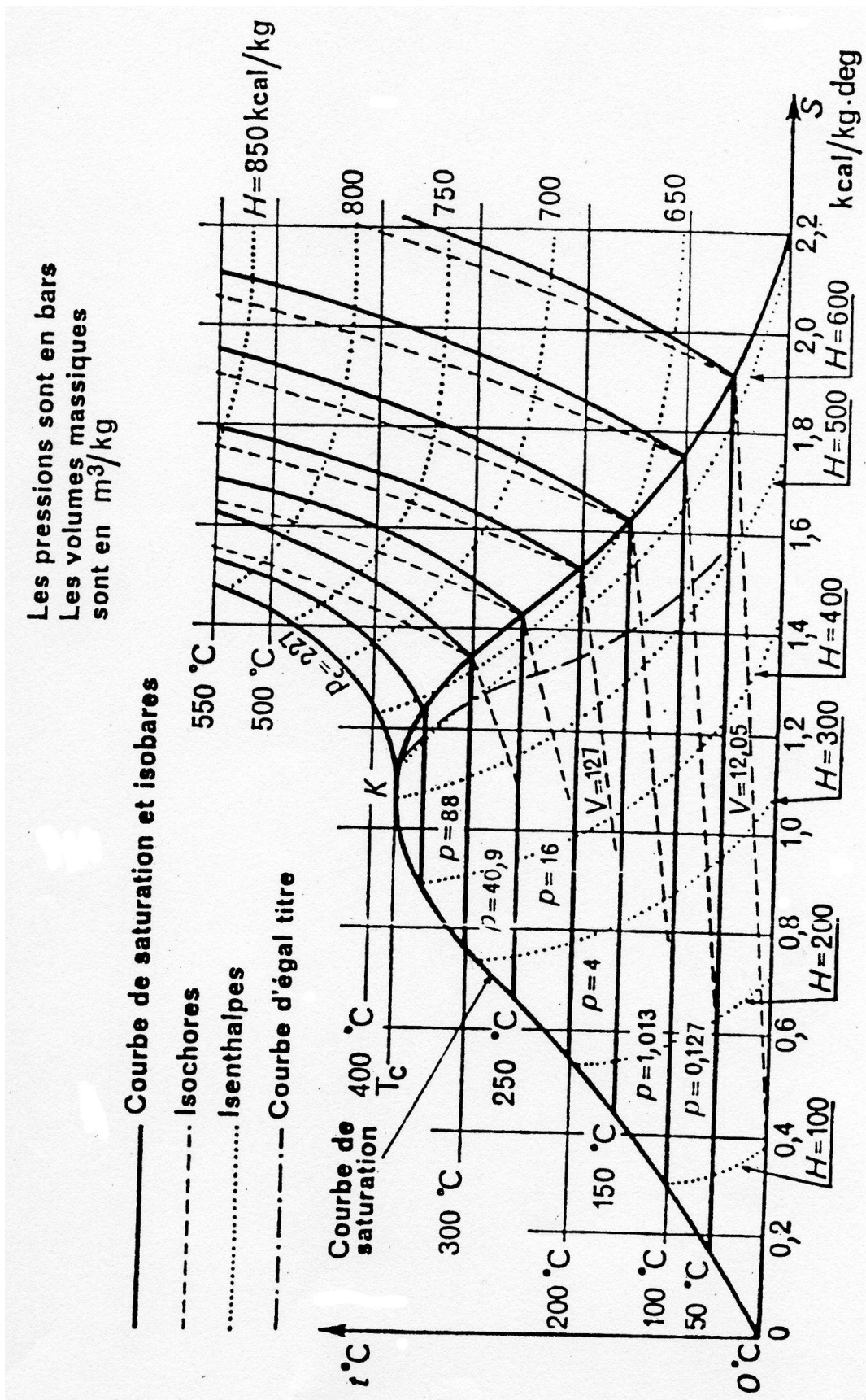
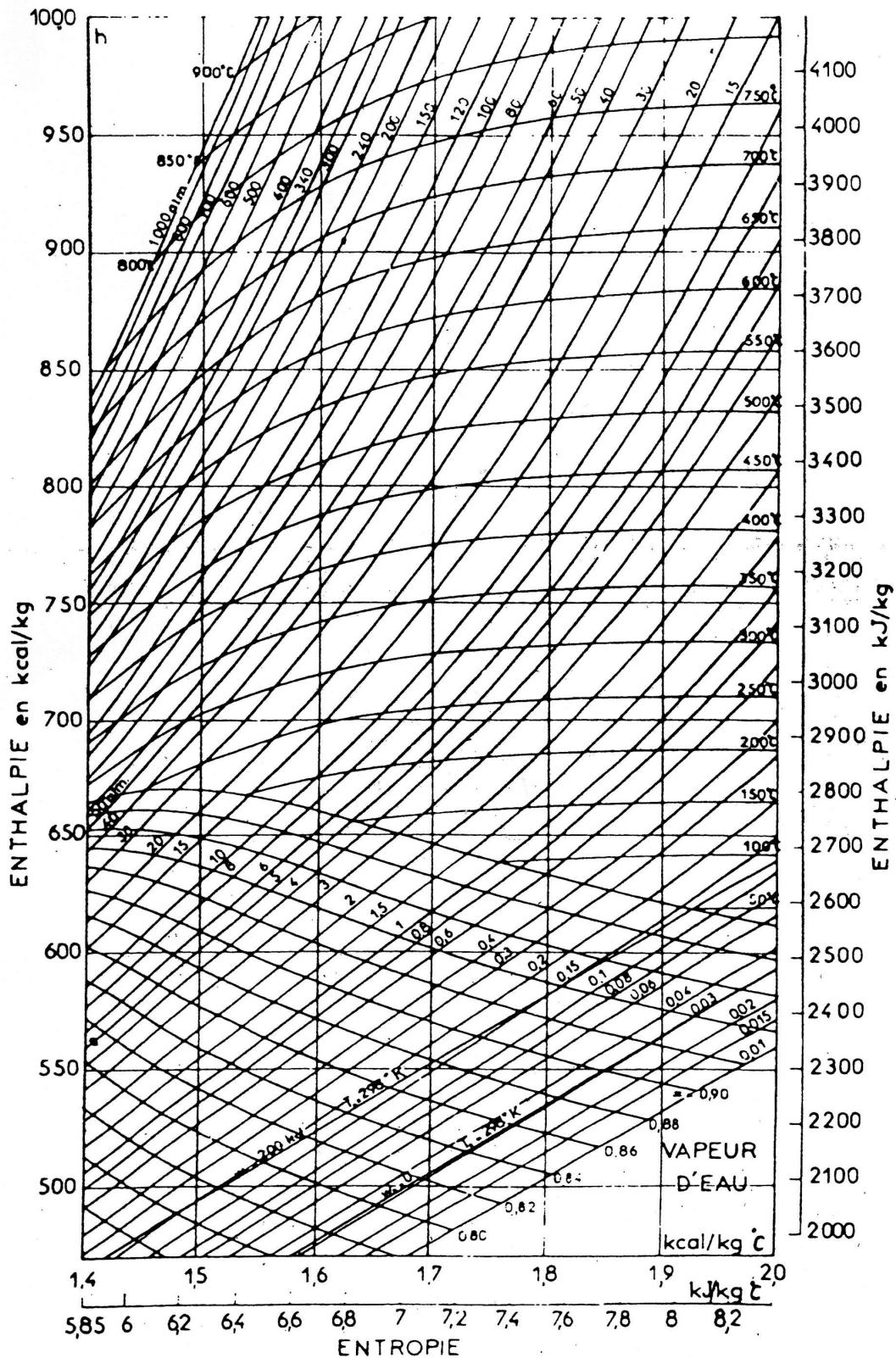


DIAGRAMME ENTHALPIQUE DE LA VAPEUR D'EAU



P	t	ϕ	ϕ'	ϕ''	K'	K''	F	K'	K''	F	a'	a''
bar	°C	m ³ /kg	m ³ /kg	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	m	m
0.010	6,9848	120,20	0,0010001	0,007739	20,34	2514,4	2485,0	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.015	13,036	87,98	0,0010006	0,011737	20,34	2470,7	2462,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.020	17,513	67,01	0,0010012	0,014904	20,34	2436,2	2431,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.025	21,096	54,26	0,0010020	0,018433	20,34	2411,7	2407,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.030	24,100	45,67	0,0010027	0,021900	20,34	2387,2	2382,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.035	26,694	39,48	0,0010033	0,025333	20,34	2362,7	2358,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.040	28,983	34,80	0,0010040	0,028733	20,34	2338,2	2333,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.045	31,035	31,14	0,0010046	0,032111	20,34	2313,7	2309,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.050	32,868	28,19	0,0010052	0,035477	20,34	2289,2	2284,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.055	34,605	25,74	0,0010058	0,038866	20,34	2264,7	2260,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.060	36,183	23,74	0,0010064	0,042212	20,34	2240,2	2235,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.065	37,651	22,02	0,0010069	0,045544	20,34	2215,7	2211,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.070	39,025	20,53	0,0010074	0,048871	20,34	2191,2	2186,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.075	40,316	19,24	0,0010079	0,052198	20,34	2166,7	2162,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.080	41,534	18,10	0,0010084	0,055523	20,34	2142,2	2137,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.085	42,689	17,10	0,0010089	0,058848	20,34	2117,7	2113,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.090	43,787	16,20	0,0010094	0,062171	20,34	2093,2	2088,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.095	44,833	15,40	0,0010098	0,065493	20,34	2068,7	2064,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.10	45,833	14,67	0,0010102	0,068814	20,34	2044,2	2039,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.11	47,710	13,82	0,0010111	0,072154	20,34	2019,7	2015,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.12	49,446	13,16	0,0010119	0,075509	20,34	1995,2	1990,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.13	51,062	12,57	0,0010126	0,078872	20,34	1970,7	1966,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.14	52,574	12,02	0,0010133	0,082235	20,34	1946,2	1941,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.15	53,997	11,50	0,0010140	0,085597	20,34	1921,7	1917,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.16	55,341	11,01	0,0010147	0,088958	20,34	1897,2	1892,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.17	56,615	10,54	0,0010154	0,092319	20,34	1872,7	1868,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.18	57,828	10,10	0,0010160	0,095679	20,34	1848,2	1843,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.19	58,982	9,67	0,0010166	0,099039	20,34	1823,7	1819,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.20	60,086	9,26	0,0010172	0,102399	20,34	1799,2	1794,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.21	61,143	8,87	0,0010178	0,105758	20,34	1774,7	1770,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.22	62,155	8,50	0,0010183	0,109117	20,34	1750,2	1745,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.23	63,139	8,15	0,0010189	0,112476	20,34	1725,7	1721,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.24	64,082	7,82	0,0010194	0,115834	20,34	1701,2	1696,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.25	64,992	7,50	0,0010199	0,119192	20,34	1676,7	1672,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.26	65,871	7,20	0,0010204	0,122550	20,34	1652,2	1647,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.27	66,722	6,92	0,0010209	0,125908	20,34	1627,7	1623,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.28	67,547	6,66	0,0010214	0,129266	20,34	1603,2	1598,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.29	68,347	6,41	0,0010219	0,132624	20,34	1578,7	1574,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.30	69,124	6,17	0,0010223	0,135981	20,34	1554,2	1549,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.32	70,615	5,82	0,0010232	0,142700	20,34	1509,7	1505,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.34	72,039	5,50	0,0010241	0,149419	20,34	1465,2	1460,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.36	73,374	5,20	0,0010249	0,156138	20,34	1420,7	1416,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.38	74,628	4,90	0,0010257	0,162857	20,34	1376,2	1371,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.40	75,886	4,62	0,0010265	0,169576	20,34	1331,7	1327,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.45	78,743	4,25	0,0010288	0,183111	20,34	1242,2	1237,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.50	81,345	3,80	0,0010301	0,196646	20,34	1152,7	1148,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.55	83,737	3,40	0,0010317	0,210181	20,34	1063,2	1058,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.60	85,934	3,03	0,0010333	0,223716	20,34	973,7	969,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.65	88,021	2,72	0,0010347	0,237251	20,34	884,2	879,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.70	89,939	2,45	0,0010361	0,250786	20,34	794,7	790,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.75	91,785	2,21	0,0010375	0,264321	20,34	705,2	700,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.80	93,512	2,07	0,0010387	0,277856	20,34	615,7	611,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.85	95,132	1,972	0,0010400	0,291391	20,34	526,2	521,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.90	96,713	1,866	0,0010412	0,304926	20,34	436,7	432,2	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191
0.95	98,204	1,777	0,0010423	0,318461	20,34	347,2	342,7	0,1060	8,9767	2029,5	2,0941	6,6191

Bibliographie

- [1] M. Bailly. *Thermodynamique technique*. Bordas, 1971.
- [2] R. Bidard and J. Bonnin. *Energétique et turbomachines*. Eyrolles, 1979.
- [3] L. Borel. *Thermodynamique et énergétique*. Presses Polytechniques Romandes, 1984.
- [4] V. Kirillin. *Thermodynamique technique*. Mir, 1976.
- [5] R. Vichnievsky. *Thermodynamique appliquée aux machines*. Masson, 1967.
- [6] B. Braquilanges and G. Robert. Fonctionnement des réacteurs à neutrons rapides. Technical report, Framatome, juin 1998.
- [7] J.L. Gandrille and A. Marincic. Les réacteurs à eau pressurisée. Technical report, Framatome, juin 1998.

Sites web :

<http://www.thermodynamique.org/>
<http://www.espace-eolien.fr/>
<http://www.energies-renouvelables.org/>
<http://www.observ-er.org/>
<http://www.eea.europa.eu/>
<http://www.global-chance.org/>
<http://www.agora21.org/>
<http://www.wwf.fr/>
<http://www.manicore.com/>
<http://www.negawatt.org/>
<http://www.novethic.fr/>
<http://www.iea.org/>
<http://www.worldenergy.org/>
<http://www.bp.com/>
<http://www.debat-energie.gouv.fr/>
<http://www.edf.fr/>
<http://www.cea.fr/>