

**RECOMMENDATIONS**

**RECOMMANDATIONS**

**FOR GAS TURBINE**

**POUR LES ESSAIS DE RÉCEPTION**

**ACCEPTANCE TESTS**

**DES TURBINES A GAZ**

**C I M A C**

*INTERNATIONAL CONGRESS  
ON COMBUSTION ENGINES*

*CONGRÈS INTERNATIONAL  
DES MACHINES A COMBUSTION*

**10, AVENUE HOCHÉ • 75 - PARIS (8<sup>e</sup>)**

**THE CIMAC CONSISTS  
OF THE FOLLOWING MEMBER ASSOCIATIONS**

**LE CIMAC EST CONSTITUÉ  
PAR LES ASSOCIATIONS MEMBRES SUIVANTES**

GERMANY - ALLEMAGNE	INTERNATIONALER VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN KONGRESS - CIMAC 6000 Frankfurt/Main - Niederrad 1 - Lyoner Strasse Postfach 109
AUSTRIA - AUTRICHE	FACHVERBAND DER MASCHINEN- UND STAHL- UND EISENBAUINDUSTRIE OESTERREICHS Wien 1 - Bauernmarkt 13
BELGIUM - BELGIQUE	FABRIMÉTAL - GROUPE 9 21, rue des Drapiers - Bruxelles 5
DENMARK - DANEMARK	DANISH NATIONAL COMMITTEE OF CIMAC 34, Norrevoldgade - Kobenhavn K
SPAIN - ESPAGNE	SOCIEDAD DE TECNICOS DE AUTOMOCION Avda Generalísimo Franco, 999 - Barcelona 14
FINLAND - FINLANDE	FINNISH NATIONAL COMMITTEE OF CIMAC Association of Finnish Metal and Engineering Industries Eteläranta 10 - Helsinki 13
FRANCE - FRANCE	SYNDICAT DES CONSTRUCTEURS DE MOTEURS A COMBUSTION INTERNE 10, avenue Hoche - 75-Paris (8 <sup>e</sup> )
GREAT BRITAIN GRANDE-BRETAGNE	BRITISH NATIONAL COMMITTEE OF CIMAC 6, Grafton Street - London W. 1
ITALY - ITALIE	A. N. I. M. A. Piazza Diaz 2 - Milano
JAPAN - JAPON	JAPAN FEDERATION OF COMBUSTION ENGINE MAKERS' ASSOCIATIONS c/o Seisan Gijutsu Kyokai Mitsuibussan Bldg - 1-Chome, Nishi Shinbashi, Minato-ku - Tokyo
NORWAY - NORVÈGE	STUDIEGRUPPEN FOR FORBRENNINGSMASKINER - I NORGES INDUSTRIFORBUND Drammensveien 40 - Postboks 2435 Solli - Oslo 2
NETHERLANDS - PAYS-BAS	VERENIGING VAN METAAL INDUSTRIEEN Nassaulaan 13 - 'S-Gravenhage
SWEDEN - SUÈDE	ASSOCIATION OF SWEDISH COMBUSTION ENGINE BUILDERS Långåsliden 23 - Göteborg 8
SWITZERLAND - SUISSE	SOCIÉTÉ SUISSE DES CONSTRUCTEURS DE MACHINES Case Postale Kirchenweg 4 - 8032 Zurich
U. S. A. - U. S. A.	U. S. NATIONAL COMMITTEE CIMAC 214 Midvale Street - Falls Church (Virginia 22046)

**GENERAL SECRETARIAT OF CIMAC • SecrÉTARIAT GÉNÉRAL DU CIMAC • 10 AVENUE HOCHÉ, PARIS (8<sup>e</sup>)**

*Le présent document a été étudié par le Groupe de Travail "Turbines à Gaz" et approuvé par le Comité Permanent le 20 octobre 1967.*

*This document has been elaborated by the Working Group "Gas Turbines" and approved by the Permanent Committee on 20th October 1967.*

## WORKING GROUP «GAS TURBINES» • GROUPE DE TRAVAIL «TURBINES A GAZ»

### GERMANY - ALLEMAGNE

**Mr. RUNTE**

Director of the Sales Department for Steam Turbines, Gas Turbines and Compressors, Brown Boveri Co., Mannheim.

**Dr. GASSERT**

Director of the Department for Gas Turbines and Compressors, Brown Boveri Co., Mannheim.

### BELGIUM - BELGIQUE

**Prof. A. JAUMOTTE \***

Président du Comité, Université de Bruxelles.

**Mr. J.-L. GUIETTE \***

Secrétaire du Comité, ACEC, Gent.

### SPAIN - ESPAGNE

**Prof. S. TARIFA**

School for Aeronautical Engineers, Madrid.

### FRANCE - FRANCE

**Dr. P. CHAMBADAL**

Conseiller scientifique, Électricité de France, Paris.

**Mr. J. PATARY \***

Chef de la Division "Essais", Service de la Production Thermique, Électricité de France, Paris.

### GREAT BRITAIN - GRANDE-BRETAGNE

**Dr. W. RIZK \***

Chief Engineer, Gas Turbine Division, The English Electric Company Ltd., Whetstone, Leicester, England.

### ITALY - ITALIE

**Dr. A. CONGIU \***

Vice-Direttore S. P. A. Fiat Grandi Motori, Torino.

### SWEDEN - SUÈDE

**Prof. C. ALLANDER**

The Royal Institute of Technology Stockholm.

### SWITZERLAND - SUISSE

**Mr. E.-J. MEIER \***

Chief Engineer, Escher Wyss S. A., Zurich.

### U. S. A. - U. S. A.

**Mr. H.-T. HOLZWARTH**

Brown Boveri Corp., New York.

---

\* Member of General Committee for establishment of recommendations "Gas Turbines".  
Membre du Comité de Rédaction des recommandations "Turbines à Gaz".

# CONTENTS

## **SECTION 0 - UNITS ADOPTED**

## **SECTION 1 - OBJECT AND SCOPE**

- 1.1 - Purpose
- 1.2 - CIMAC acceptance requirements
- 1.3 - Extent of Code
- 1.4 - Compulsory tests
- 1.5 - Optional tests

## **SECTION 2 - GENERAL DEFINITIONS AND DESCRIPTION OF TERMS**

- 2.1 - Gas turbine
- 2.2 - Standard reference conditions
- 2.3 - Power
- 2.4 - Thermal efficiency
- 2.5 - Cycle Nomenclature

## **SECTION 3 - PREPARATION FOR TESTS**

- 3.1 - Timing of tests
- 3.2 - Use of valves
- 3.3 - Data
- 3.4 - Preliminary tests

## **SECTION 4 - OPERATING CONDITIONS FOR THE TEST**

- 4.1 - General
- 4.2 - Operating Conditions

## **SECTION 5 - INSTRUMENTS AND METHOD OF MEASUREMENTS**

- 5.1 - Agreements
- 5.2 - Check list of necessary instruments
- 5.3 - Power measurements
- 5.4 - Fuel measurements
- 5.5 - Temperature measurements
- 5.6 - Pressure measurements
- 5.7 - Flow measurements
- 5.8 - Noise, etc.

## **SECTION 6 - METHOD OF TESTING**

- 6.1 - Compulsory tests
- 6.2 - Optional tests

## **SECTION 7 - COMPUTATION OF RESULTS**

- 7.1 - Power output
- 7.2 - Heat consumption and thermal efficiency
- 7.3 - Corrections of test results to reference conditions
- 7.4 - Evaluation of test results
- 7.5 - Power output indirect method
- 7.6 - Turbine inlet temperature

## **SECTION 8 - REPORT OF TESTS**

- 8.1 - Scope
- 8.2 - Title page-details
- 8.3 - Table of contents
- 8.4 - Summary
- 8.5 - Detailed report-contents

# **TABLE DES MATIÈRES**

## **SECTION 0 - UNITÉS ADOPTÉES**

## **SECTION 1 - OBJET ET DOMAINE D'APPLICATION**

- 1.1** - But du Code
- 1.2** - Exigences de réception CIMAC
- 1.3** - Domaine d'application
- 1.4** - Essais obligatoires
- 1.5** - Essais facultatifs

## **SECTION 2 - DÉFINITIONS GÉNÉRALES ET SIGNIFICATION DES TERMES**

- 2.1** - Turbine à gaz
- 2.2** - Conditions standard de référence
- 2.3** - Puissance
- 2.4** - Rendement thermique
- 2.5** - Description, repères du cycle

## **SECTION 3 - PRÉPARATION DES ESSAIS**

- 3.1** - Moment des essais
- 3.2** - Position des vannes
- 3.3** - Dimensions
- 3.4** - Essais préliminaires

## **SECTION 4 - CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT PENDANT LES ESSAIS**

- 4.1** - Généralités
- 4.2** - Conditions de fonctionnement

## **SECTION 5 - INSTRUMENTS ET MÉTHODES DE MESURE**

- 5.1** - Accords
- 5.2** - Liste des instruments et appareils de mesure nécessaires
- 5.3** - Mesures de puissance
- 5.4** - Mesures concernant le combustible
- 5.5** - Mesures de température
- 5.6** - Mesures de pression
- 5.7** - Mesures de débit
- 5.8** - Bruits, etc.

## **SECTION 6 - MÉTHODE D'EXÉCUTION DES ESSAIS**

- 6.1** - Essais obligatoires
- 6.2** - Essais facultatifs

## **SECTION 7 - CALCULS DES RÉSULTATS**

- 7.1** - Puissance fournie
- 7.2** - Consommation de chaleur et rendement
- 7.3** - Corrections des résultats d'essai pour les ramener aux conditions de référence
- 7.4** - Calcul des résultats d'essai
- 7.5** - Puissance, méthodes indirectes
- 7.6** - Température d'entrée à la turbine

## **SECTION 8 - RAPPORT D'ESSAIS**

- 8.1** - But du rapport
- 8.2** - Page d'en-tête
- 8.3** - Table des matières
- 8.4** - Sommaire
- 8.5** - Rapport détaillé

## SECTION 0 - UNITS ADOPTED

The system of units to be used is the MKS system of which the fundamental units are :

Length . . . . .	metre, m
Mass . . . . .	kilogramme-mass, kg
Time . . . . .	second, s

Among the derived units are :

Force . . . . .	Newton, N
Energy. . . . .	Joule, J or a multiple, kilojoule, kJ
Power . . . . .	Watt, W or a multiple, kilowatt, kW
Pressure. . . . .	Pascal Pa or Newton per square metre N/m <sup>2</sup> or a multiple, the bar = 10 <sup>5</sup> N/m <sup>2</sup>
Kinematic viscosity . . . . .	square metre per second, m <sup>2</sup> /s

The heat quantities are directly expressed as the mechanical equivalent J (or kJ) ; temperatures are expressed in terms of the absolute scale (° K).

$$T (° K) = t (° C) + 273.15$$

The other usual units of pressure or energy will be expressed in terms of the above units as follows :

1 bar =	750.062 mmHg
	0.986923 atm
	1.019716 kp/cm <sup>2</sup> *
	14.504 psi
1 kJ =	2.7778 10 <sup>-4</sup> kWh
	3.7764 10 <sup>-4</sup> chh
	101.9716 kpm
	0.238846 kcal IT **
	3.7251 10 <sup>-4</sup> HP h
	0.948047 B. t. u.

\* kp = kilogramme-weight.

\*\* kcal IT = International kilocalorie.

## SECTION 0 - UNITÉS UTILISÉES

Le système d'unités utilisé exclusivement est le système MKS dont les unités fondamentales sont :

Pour la longueur . . . . .	le mètre, m
Pour la masse . . . . .	le kilogramme-masse, kg
Pour le temps . . . . .	la seconde, s

et parmi les unités dérivées :

Pour la force . . . . .	le Newton, N
Pour l'énergie . . . . .	le Joule, J ou un multiple, le kilojoule kJ
Pour la puissance . . . . .	le Watt, W ou un multiple, le kilowatt, kW
Pour la pression . . . . .	le Pascal Pa ou Newton par mètre carré N/m <sup>2</sup> ou un multiple, le bar = 10 <sup>5</sup> N/m <sup>2</sup>
Pour la viscosité cinématique . . . . .	le mètre carré par seconde = m <sup>2</sup> /s

Les quantités de chaleur sont exprimées directement en équivalent mécanique, c'est-à-dire en J (ou en kJ); les températures sont mesurées dans l'échelle thermodynamique ou absolue (° K).  
On a :

$$T (° K) = t (° C) + 273,15$$

Nous rappelons ci-dessous la correspondance entre les unités de pression et de travail définies ci-dessus et d'autres unités usuelles :

$$1 \text{ bar} = \begin{cases} 750,062 \text{ mmHg} \\ 0,986923 \text{ atm} \\ 1,019716 \text{ kp/cm}^2* \\ 14,504 \text{ psi} \end{cases}$$

$$1 \text{ kJ} = \begin{cases} 2,7778 \cdot 10^{-4} \text{ kWh} \\ 3,7764 \cdot 10^{-4} \text{ chh} \\ 101,9716 \text{ kpm} \\ 0,238846 \text{ kcal IT} ** \\ 3,7251 \cdot 10^{-4} \text{ HP h} \\ 0,948047 \text{ B. t. u.} \end{cases}$$

\* kp = kilogramme-poids.

\*\* kcal IT = kilocalorie internationale.

## SECTION 1 - OBJECT AND SCOPE

- 1.1** The purpose of this code is to provide standard procedures and rules for the conduct and reporting of acceptance tests in order to determine : power, thermal efficiency and other performance characteristics of gas turbine power plants. The code defines standard conditions which shall be used if no other conditions are agreed at the time of purchase. The code also provides methods for correcting results obtained under test conditions to standard or other specified conditions. This code is not intended to provide a basis for the conduct of test work generally aimed at development or research.
- 1.2** The CIMAC acceptance requirements will have been satisfied if the compulsory tests outlined in § 1.4 have been fulfilled under the procedures laid down.  
| Optional tests may, however, be included but shall not be considered necessary unless specifically agreed upon by the parties to the test at the time of the purchase.
- 1.3** This code is established for open cycle gas turbine power plants using a normal combustion system. It has been extended to include also closed and semi-closed cycle gas turbine power plants. In cases of gas turbines using free piston gasifiers or special heat sources (e. g. chemical process, nuclear reactors, furnace for a supercharged boiler) this code may be used as a basis but will require to be suitably modified.

### 1.4 COMPULSORY TESTS

The primary object of the acceptance tests will be to determine :

- a) Power under specified operating conditions (gas power if only gas generator is supplied) ;
- b) Thermal efficiency, heat rate or specific fuel consumption under specified operating conditions ;
- c) Adequacy of essential protective devices as defined in § 6.1.3.

### 1.5 OPTIONAL TESTS

| Optional tests may also be included provided that these are specifically agreed upon by both parties at the time of purchase. Such tests may include any of the following items :

- a) Performance of the governing system and protective systems as given in § 6.2.1 and § 6.2.2 ;
- b) Handling characteristics (e. g. starting characteristics, time of loading) ;
- c) Amplitude and frequency of vibration ;
- d) Stack emission ;
- e) Waste heat recovery evaluation ;
- f) Noise level.

## SECTION 2 - GENERAL DEFINITIONS AND DESCRIPTION OF TERMS

### 2.1 GAS TURBINE

A machine which converts thermal energy into mechanical work ; it consists of one or several rotating compressors, thermal device (s) which heats the working fluid, one or several turbines, a control system and essential auxiliary equipment. Any heat exchangers (waste heat recovery heat exchanger excluded) in the main working fluid circuit shall be considered to be part of the gas turbine.

| Points on which an agreement between parties to the test are to be reached at the time of the purchase or prior to the test are indicated by a vertical line in the margin.



## SECTION 1 - OBJET ET DOMAINE D'APPLICATION

**1.1** Le but de ce code est de fournir des directives et des règles standard pour l'exécution des essais de réception et l'établissement du compte rendu d'essais correspondant visant à la détermination de la puissance, du rendement thermique et d'autres caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz. Le code définit des conditions standard qui seront utilisées, à moins qu'on ne se soit mis d'accord sur d'autres conditions au moment de la commande. Le code fournit également une méthode permettant de ramener aux conditions standard ou aux conditions spécifiées les résultats obtenus dans les conditions de fonctionnement réalisées en cours d'essais. Ce code n'a pas pour objet de fournir des règles pour la conduite d'essais entrant dans un programme de recherches ou d'investigations.

**1.2** Les essais de réception satisferont aux règles CIMAC si les essais obligatoires décrits au § 1.4 ont été effectués suivant les prescriptions données dans ce code.

Des essais facultatifs peuvent cependant être effectués mais ne seront considérés comme nécessaires que dans la mesure où ils auront donné lieu à un accord entre les parties lors de la commande.

**1.3** Ce code a été établi pour des turbines à gaz à cycle ouvert utilisant un équipement de combustion normal. Il a été étendu afin d'être applicable aux machines à cycles fermé ou semi-fermé. Dans le cas de turbines à gaz utilisant des générateurs de gaz à pistons libres ou une source de chaleur particulière (par exemple : un processus chimique, un réacteur nucléaire, le foyer d'une chaudière suralimentée), le code pourra être utilisé comme une base de départ mais devra être adapté.

### 1.4 ESSAIS OBLIGATOIRES

L'objet principal des essais de réception sera la détermination :

- a) De la puissance dans les conditions de marche spécifiées (puissance dans les gaz lorsque la fourniture ne comporte qu'un générateur de gaz) ;
- b) Du rendement thermique, des consommations spécifiques de chaleur ou de combustible dans les conditions de marche spécifiées ;
- c) Du bon fonctionnement des appareils de protection essentiels tels que définis au § 6.1.3.

### 1.5 ESSAIS FACULTATIFS

Il peut être procédé en outre à des essais facultatifs dans la mesure où ils ont fait l'objet d'un accord entre les parties lors de la commande. Ces essais peuvent porter sur un ou plusieurs des contrôles suivants :

- a) Caractéristiques de fonctionnement de la régulation et des appareils de protection mentionnés aux § 6.2.1 et 6.2.2 ;
- b) Souplesse de conduite (c'est-à-dire vitesse de démarrage, temps de prise de charge, etc.) ;
- c) Amplitude et fréquence de vibrations ;
- d) Émission de fumées ;
- e) Détermination de la chaleur récupérable ;
- f) Niveau de bruit.

## SECTION 2 - DÉFINITIONS GÉNÉRALES ET SIGNIFICATION DES TERMES

### 2.1 TURBINE A GAZ

C'est une machine transformant de l'énergie thermique en énergie mécanique. Elle comprend un ou plusieurs compresseurs rotatifs, un ou plusieurs dispositifs thermiques réchauffant le fluide moteur, une ou plusieurs turbines, un système de régulation et les dispositifs auxiliaires essentiels. Tout échangeur de chaleur (chaudières de récupération exclues) se trouvant dans le circuit principal du fluide moteur sera considéré comme faisant partie de la turbine à gaz.

Les points au sujet desquels un accord doit être réalisé entre les parties lors de la commande ou avant les essais sont repérés par un trait vertical dans la marge.

## 2.2 CIMAC STANDARD REFERENCE CONDITIONS

In cases where power, efficiency, heat rate or specific consumption refer to standard conditions, such conditions shall be based on :

a) For the intake air at the compressor flange (alternatively compressor intake flare) as detailed in § 5.6.2, see also fig. 2.1, station 2 :

- A total pressure of 1.013 bar (760 mm Hg) ;
- A total temperature of 15° C ;
- A relative humidity of 60 %.

b) For the exhaust at turbine exhaust flange (or recuperator outlet flange if recuperative cycle is used) :

- A total pressure of 1.013 bar (760 mm Hg).

An inlet water temperature of 15° C shall apply if cooling of the working fluid is used. Except in the case where intercooling is involved or where water spray coolers are used, the effect of humidity may generally be ignored.

In the case for the closed cycle the standard conditions for the air heater shall be 15° C and 1.013 bar for the ambient atmospheric air.

**2.3** Power may be expressed in terms of output shaft power at the turbine coupling, electrical power at the generator terminals or gas power in case of a turbine producing gas or compressed air (bleed air from a circuit compressor).

**2.4** Thermal efficiency or specific consumption of heat shall be based on the lower calorific value at constant pressure of the fuel for either liquid, gaseous or solid fuel.

The calorific value used shall be based on a pressure of 1.013 bar and a temperature of 25° C. Sensible heat above 25° C shall be taken into account.

## 2.5 CYCLE NOMENCLATURE

Fig. 2.1 shows the basic nomenclature used in this code. The station numbers refer to locations. Ambient air conditions are read at Station 1. Air conditions at the inlet of the compressor and leaving the compressor section are read at Stations 2 and 3, respectively. In the event that there is more than one compressor section, the location for reading air conditions at the exit of the first compressor section is designated as Station 2.1 and the inlet of the second compressor section as Station 2.2. Station 4 is the entrance to the heat source (after recuperation if any). Station 5 is the exit from the heat source, and the inlet to the turbine is Station 6. If there should be more than one turbine, the exit conditions from the first turbine would be read at 6.1 and the entrance conditions to the second turbine at 6.2, etc. However, if a reheater were used in the cycle, then it would be 6.1 for the exit from the first turbine stage, 6.2 into the reheater, 6.3 out of the reheater, and 6.4 at the entrance of the second turbine. Exhaust gas conditions leaving the turbine are taken at 7 and leaving the stack at 8. In the event that heat recovery equipment is employed in the cycle, the entrance conditions to this equipment would be read at 7.1 and the exit conditions at 7.2, etc.

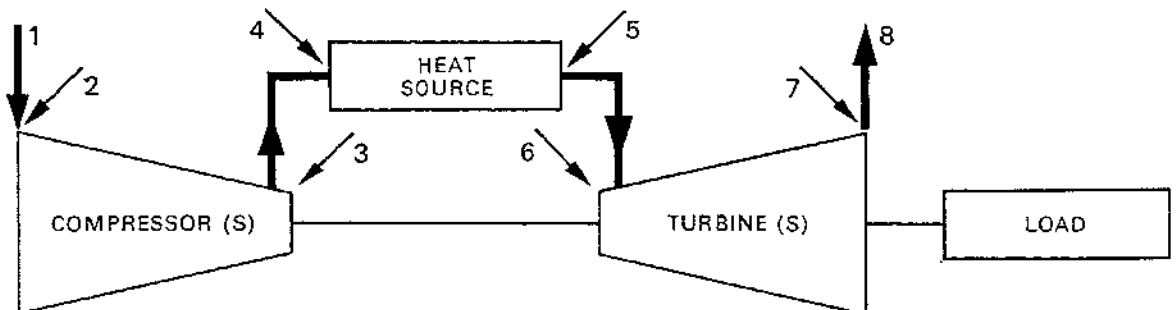


Fig. 2.1. — Basic cycle nomenclature

## 2.2 CONDITIONS STANDARD DE RÉFÉRENCE CIMAC

Au cas où la puissance, le rendement, la consommation de chaleur ou la consommation spécifique se rapportent aux conditions standard, ces conditions seront basées :

a) Pour l'air, au droit de la bride d'entrée du compresseur (éventuellement en amont de la tuyère d'aspiration), comme indiqué au § 5.6.2, voir aussi fig. 2.1, section 2 :

- Une température totale de 15° C ;
- Une pression totale de 1,013 bar (760 mm Hg) ;
- Une humidité relative de 60 %.

b) Pour les gaz d'échappement, au droit de la bride de sortie de la turbine (ou de la bride de sortie du récupérateur s'il existe) :

- Une pression totale de 1,013 bar (760 mm Hg).

Si le fluide moteur est refroidi à l'eau, la température standard de l'eau sera de 15° C.

Les effets de l'humidité pourront en général être négligés, à l'exception des cas où il y a réfrigération intermédiaire ou s'il y a réfrigération par évaporation d'eau.

Pour les installations à cycle fermé, les conditions standard pour le réchauffeur d'air sont 15° C et 1,013 bar et se rapportent à l'air ambiant.

**2.3** La puissance considérée sera, suivant les cas, la puissance au manchon d'accouplement de la turbine, la puissance électrique aux bornes de l'alternateur, ou la puissance dans les gaz pour une turbine produisant des gaz ou de l'air comprimé (air prélevé sur un compresseur du groupe à gaz).

**2.4** Le rendement thermique ou la consommation spécifique de chaleur seront rapportés au pouvoir calorifique inférieur à pression constante, et ceci quel que soit le combustible : liquide, gazeux ou solide.

Le pouvoir calorifique sera rapporté à 1,013 bar et 25° C. Il sera tenu compte de la chaleur sensible du combustible au-dessus de 25° C.

## 2.5 REPÈRES DU CYCLE

La figure 2.1 montre la numérotation utilisée dans le présent code. Les numéros se rapportent à des sections de mesure. Les conditions ambiantes sont mesurées en (1).

Les caractéristiques de l'air à l'entrée et à la sortie de l'ensemble du ou des compresseurs sont mesurées respectivement en (2) et (3). Dans le cas où l'installation comporte plusieurs compresseurs, le point de mesure de l'état de l'air à la sortie du premier compresseur sera repéré (2.1) et l'état de l'air à l'entrée du second compresseur sera repéré par (2.2). La section de mesure (4) correspond à l'entrée à la source de chaleur (après le récupérateur de chaleur s'il existe), la section (5) correspond à la sortie de la source de chaleur et l'entrée dans la turbine est repérée par (6). Si l'installation comporte plusieurs corps de turbines, la sortie de la première turbine sera repérée par (6.1), l'entrée dans la seconde turbine étant repérée par (6.2). Au cas où le cycle comporterait un réchauffage du fluide moteur entre deux turbines, si ce réchauffage se situe entre la première et la seconde turbine, par exemple, la sortie de la première turbine serait désignée par (6.1), (6.2) indiquerait l'entrée dans le réchauffeur, (6.3) en serait la sortie et (6.4) l'entrée dans la seconde turbine. Les caractéristiques du gaz à la sortie de la turbine sont mesurées en (7) et à la sortie de la cheminée en (8). Pour des installations avec récupération de chaleur, les caractéristiques à l'entrée du récupérateur seront mesurées en (7.1) et celles à la sortie en (7.2).

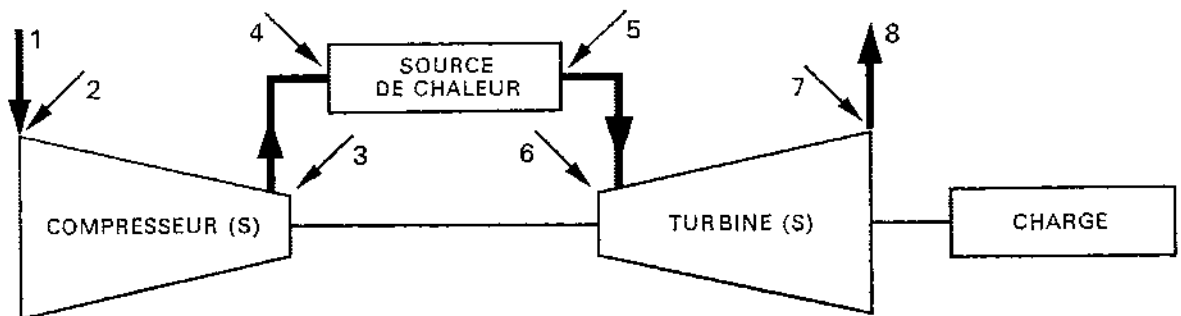


Fig. 2.1. — Schéma indiquant l'emplacement des points de mesure pour essais d'une turbine à gaz

In addition to the above nomenclature, the following letters designate the type of fluid in various parts of the cycle :

*f* = fuel ;

*g* = gas after the heat source ;

*a* = air (or other working fluid) ;

*w* = water ;

*b* = lubricating fluid.

As an example in the use of the foregoing nomenclature the temperature of the fuel at the entrance to the heat source would be designated as *tr<sub>f</sub>*.

It is recognized that many different systems of station location designators are in use in lieu of that shown in fig. 2.1.

## SECTION 3 - PREPARATIONS FOR TESTS

- 3.1** Unless otherwise agreed upon by both parties, the acceptance tests shall be carried out immediately after the completion of the setting up period by the manufacturer and in any event within a period of three months. In any case, before the test, the machine shall be placed at the disposal of the manufacturer for examination and cleaning.
- 3.2** If pipes or ducts are fitted for the purpose of by-passing any component or if bleed-off is used for any service, any valves in such ducts or pipes will be set so as to produce conditions specified in the guarantee.
- 3.3** Dimensions and physical conditions of parts of the gas turbine required for calculations or other special purposes of the tests should be determined and recorded prior to the tests. Serial numbers and data on nameplates should be recorded to identify the gas turbine engine auxiliary equipment tested.
- 3.4** Preliminary tests may be run for the purpose of :
- a) Determining whether the gas turbine and associated plant are in a suitable condition for the conduct of an acceptance test ;
  - b) Checking instrumentation ;
  - c) Familiarization with test procedure.
- After a preliminary test is made, it may, by agreement between the purchaser and contractor, be deemed an acceptance test.

## SECTION 4 - OPERATING CONDITIONS FOR THE TEST

### 4.1 GENERAL

- 4.1.1** Every reasonable effort shall be made to run the test as close as possible to the reference operating conditions (standard conditions or other specified conditions agreed at the time of purchase). Fuel employed for test shall, whenever possible, be such as specified in the guarantee or substantially similar to it in properties. In case this is not possible, prior agreement shall be reached between the parties to the test as to the fuel to be used at an acceptance test and as to the interpretation of the results.
- 4.1.2** For convenience, thermal efficiency tests in dual fuel installations may be carried out with one fuel only, but only after agreement between the parties to the test.
- 4.1.3** Special adjustments inappropriate for normal engine operation require written agreement.

Les lettres suivantes servent à repérer les différents fluides intervenant dans l'installation :

*f* = combustible ;

*g* = gaz après la source de chaleur ;

*a* = air (ou fluide moteur) ;

*w* = eau ;

*b* = huile de graissage.

Par exemple, la température du combustible à l'entrée de la source de chaleur s'écrira *t<sub>f4</sub>*.

Il est admis toutefois d'utiliser des repères différents de ceux mentionnés figure 2.1.

## SECTION 3 - PRÉPARATION DES ESSAIS

- 3.1** Sauf accord spécial entre les parties, les essais de réception sont exécutés immédiatement après la période de mise au point déterminée par le constructeur et, en tout cas, dans les trois mois qui suivent. Dans tous les cas, avant les essais, le groupe à gaz sera mis à la disposition du constructeur pour examen et nettoyage.
- 3.2** Lorsque des tuyauteries ou des conduits sont installés afin de contourner un élément, ou si de l'air comprimé est prélevé, toutes les vannes situées sur ces circuits seront mises dans les positions réalisant les conditions spécifiées au contrat.
- 3.3** Les dimensions ou les états physiques de certaines parties devant être connus pour permettre les calculs ou pour toute autre raison se rapportant aux essais, seront déterminés avant les essais. Les numéros de série et caractéristiques se trouvant sur les plaques signalétiques seront relevés afin d'identifier la turbine à gaz essayée et ses équipements auxiliaires.
- 3.4** Il peut être procédé à des essais préliminaires pour les raisons suivantes :
- a) Vérifier que l'installation est dans les conditions requises pour effectuer les essais de réception ;
  - b) Vérifier le bon fonctionnement des instruments de mesure ;
  - c) Familiariser le personnel à la pratique des essais.
- Des essais préliminaires peuvent, après accord entre les parties, être retenus comme essais de réception.

## SECTION 4 - CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT PENDANT LES ESSAIS

### 4.1 GÉNÉRALITÉS

- 4.1.1** Les essais seront exécutés dans des conditions aussi proches que possible des conditions de référence (conditions standard ou toutes autres conditions spécifiées au contrat au moment de l'achat). Le combustible utilisé sera, dans la mesure du possible, celui spécifié dans les garanties. Si un combustible différent est utilisé, ses caractéristiques doivent être similaires à celles du combustible spécifié. Si cela n'est pas possible, les parties devront convenir du combustible utilisé et se mettre d'accord sur l'interprétation des résultats.
- 4.1.2** Pour des raisons de facilité, dans les machines à deux combustibles, les essais peuvent être exécutés avec un seul combustible, après accord entre les parties.
- 4.1.3** Des réglages non conformes à ceux correspondant au fonctionnement normal de l'installation nécessitent un accord entre les parties.

4.1.4 The test observation records will be entered on carefully prepared forms which constitute original logsheets to be authenticated by the observer's signature. The original sheets and recorded charts should be such as to permit fac-simile reproduction as, for example, by carbon copies or by photocopying process.

Hand copying is not permissible. For the acceptance tests, a complete set of unaltered logsheets and recorded charts will become the property of the parties to the test. The observations shall include the date and time of day. They shall be the actual readings without application of any instrument corrections. The logsheets and any recorded charts should constitute a complete record.

4.1.5 If, during the conduct of a test, or during the subsequent analysis or interpretation of the observed data, an obvious inconsistency is found which affects the validity of the results, it is permissible for the parties to adjust or eliminate the inconsistency by mutual agreement.

**4.2 OPERATING CONDITIONS**

4.2.1 Certain tests, as for example 1.4 *a, b*, and 1.5 *c, d, e, f*, will normally be carried out at steady state conditions.

4.2.2 Preparatory to any test, the gas turbine power plant shall be run until steady state conditions have been established. Steady state is achieved when the key parameters associated with the test objectives, have been stabilized.

Stability will be achieved when continuous monitoring indicates that readings have been within the maximum permissible variation in accordance with the succeeding paragraph and Table I for a period of time which is agreed upon by the parties to the test.

TABLE I  
MAXIMUM PERMISSIBLE VARIATIONS IN OPERATING CONDITIONS

Variable	Variation of any observation from Reported Average Operating condition during a test run
1. Rotative speed of output shaft . . . . .	± 1 %
2. Barometric pressure at site . . . . .	± 1 %
3. Temperature of working fluid at compressor inlet . . . . .	± 2° C
4. Calorific value liquid fuel per kg (high and low heat values). . . . .	± 2 %
5. Calorific value gaseous fuel, per cubic meter (high and low-heat values from continuous calorimeters) * . . . . .	± 2 %
6. Pressure of gaseous fuel as supplied to the plant * . . . . .	± 1 % of absolute equivalent of average pressure
7. Temperature of fuel as supplied to plant * . . . . .	± 3° C
8. Exhaust back pressure . . . . .	± 1 % of absolute equivalent of average pressure
9. Working fluid inlet pressure . . . . .	± 1 % of absolute equivalent of average pressure
10. Coolant temperature : inlet ** . . . . .	± 3° C
11. Coolant temperature : rise ** . . . . .	± 2° C

\* For gaseous fuels other than natural gas, the allowable variation should be specified by prior agreement.  
 \*\* Applicable where precoolers, intercoolers or aftercoolers are used.

4.1.4 Les relevés effectués pendant les essais seront consignés sur des feuilles d'essais soigneusement préparées qui constitueront l'original des feuilles de mesure authentifiées par la signature de l'opérateur. Ces feuilles originales et les enregistrements devront permettre la reproduction par exemple par copies au carbone ou par un procédé de photocopie.

La copie manuscrite de ces documents n'est pas autorisée. Pour les essais de réception, un jeu complet de feuilles de relevés non modifiées et d'enregistrements deviendra la propriété de chacune des parties. Elles doivent correspondre aux lectures réelles, sans application de corrections. Elles doivent comporter la date et l'heure d'exécution de l'essai. Les feuilles de mesure et les enregistrements devront constituer un recueil complet des relevés d'essais.

4.1.5 Si pendant les essais ou lors du dépouillement et de l'interprétation des mesures, apparaît une incohérence évidente qui affecte la validité des résultats, les parties peuvent se mettre d'accord afin de corriger ou d'éliminer cette incohérence.

## 4.2 CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT

4.2.1 Certains essais comme par exemple 1.4 a, b, et 1.5 c, d, e, f, doivent normalement être effectués en régime stable.

4.2.2 Avant chaque essai, la turbine à gaz fonctionnera jusqu'à ce que des conditions de fonctionnement stables soient atteintes. Le régime stable est atteint lorsque les paramètres essentiels pour les essais en cours ont été stabilisés.

Un paramètre est dit stable lorsque le relevé continu de ce paramètre donne des valeurs dont les variations sont dans les limites admises indiquées au paragraphe suivant et au tableau I pendant une durée sur laquelle les parties se seront mises d'accord.

TABLEAU I

### VARIATIONS MAXIMALES ADMISSIBLES DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT

Paramètre considéré	Variation de chaque lecture par rapport à la moyenne de ces lectures pendant l'essai
1. Vitesse de rotation de la turbine de puissance. . . . .	$\pm 1 \%$
2. Pression atmosphérique au lieu d'essai. . . . .	$\pm 1 \%$
3. Température du fluide moteur à l'entrée du compresseur. . . . .	$\pm 2^\circ \text{C}$
4. Pouvoir calorifique du combustible liquide par kilogramme (pouvoir calorifique supérieur et inférieur). . . . .	$\pm 2 \%$
5. Pouvoir calorifique du combustible gazeux par mètre cube normal (pouvoir calorifique supérieur et inférieur provenant d'un calorimètre continu) * . . . . .	$\pm 2 \%$
6. Pression du combustible gazeux tel qu'il est fourni à l'installation * . . . . .	$\pm 1 \%$
7. Température du combustible tel qu'il est fourni à l'installation *. . . . .	$\pm 3^\circ \text{C}$
8. Pression d'échappement des gaz . . . . .	$\pm 1 \%$
9. Pression d'entrée du fluide moteur. . . . .	$\pm 1 \%$
10. Température du fluide de réfrigération à l'entrée ** . . . . .	$\pm 3^\circ \text{C}$
11. Échauffement du fluide de réfrigération ** . . . . .	$\pm 2^\circ \text{C}$

\* Pour des combustibles gazeux autres que le gaz naturel, les variations maximales admises doivent être définies par un accord préalable.

\*\* Applicable pour les installations avec prérefroidisseur, échangeur intermédiaire ou refroidisseur final.

4.2.3 In determining the rated performance under any stated condition, evaluation of power and efficiency shall be carried out three times consecutively; the duration of each test being not less than 5 minutes and not longer than 20 minutes (i. e. a total period of not less than 15 nor longer than 60 minutes). If the fuel flow is measured by weighing, the test period could be longer than 20 minutes in order to achieve adequate accuracy. During any evaluation the load will be held steady within  $\pm 1\%$  while readings are taken. If this is not possible, at least five sets of readings spread over the period as stated above shall be taken for each evaluation and the results averaged. Where the maximum fluctuation in load exceeds  $\pm 2\%$ , the test shall be accepted only by mutual agreement.

Each observation of an operating condition during the period of the test overall shall not vary from the reported average for that operating condition by more than the amount shown in Table I except by written agreement between the parties to the test.

4.2.4 **Note :** If the variations to be measured are rapid and irregular, use of suitable recording instruments is to be preferred to directly observed readings. In cases which require each set of observations to be used for calculating a result and where results are then averaged, simultaneous readings or recordings are required. If observations are made to determine rates by sums or differences, the exact time of making the observations is necessary.

## SECTION 5 - INSTRUMENTS AND METHOD OF MEASUREMENTS

5.1 This section describes the instruments, method and precautions that shall be employed in testing gas turbine power plants and components under this code. In any case, where there is no specification in this section about the instruments used and the method of measurement, these are subject to agreement by the parties to the test.

### 5.2 CHECK LIST OF INSTRUMENTS AND APPARATUS FOR COMPULSORY TESTS :

- a) Instruments to measure output.
- b) Apparatus for measuring fuel consumption or heat supply.
- c) Apparatus for determining the calorific value of the fuel and the ash content and composition. Alternatively samples will be taken for tests in a laboratory agreed upon by both parties.
- d) Instruments for determining the specific gravity of the fuel; alternatively samples will be taken for tests in a laboratory agreed upon by both parties.
- e) Manometers or pressure gauges for determining pressures and pressure differences at appropriate points (for pressure measurements affecting performance evaluation, liquid manometers are preferred).
- f) Barometer.
- g) Instruments needed for the indirect determination of the turbine inlet gas temperature (except in the case of closed cycle turbines).
- h) Instrument (s) for determining the temperature at compressor inlet.
- i) Thermometers for determining the temperature of fuel in measuring tanks and circulating water at coolers.
- j) Rotative indicators and manual or electronic revolution counters.
- k) Master clock with synchronized signalling system, or, if this is not possible, synchronized watches or clocks.
- l) Instruments for determining atmospheric humidity.

### 5.3 POWER MEASUREMENT

#### 5.3.1 Power measurement, mechanical

##### 5.3.1.1 Torque measurement

Either of the following types of apparatus may be used to measure torques used in the derivation of the mechanical outputs of gas turbines.

Absorption dynamometers (mechanical, electrical or any fluid types, or a combination of any of these) (1);

Shaft torque meter (2).



- 4.2.3 Lors du contrôle des performances, dans des conditions stables quelconques, la détermination de la puissance et du rendement sera effectuée trois fois consécutives. La durée de chaque essai ne sera pas inférieure à 5 minutes et ne dépassera pas 20 minutes (c'est-à-dire une période totale comprise entre 15 et 60 minutes). Si la quantité de combustible consommée est mesurée par pesée, la durée d'essai pourra être supérieure à 20 minutes afin d'atteindre la précision requise. Lors de chaque série de relevés, la charge sera maintenue constante à  $\pm 1\%$  près pendant l'exécution des mesures. Si cela n'est pas possible, au moins cinq séries de relevés seront effectuées pendant la période susmentionnée et on fera la moyenne des résultats obtenus. Si les fluctuations maximales de charge dépassent 2 %, les essais ne seront acceptés que par accord entre les parties.
- Pendant la période d'essai, toute lecture d'une grandeur caractéristique de fonctionnement ne différera pas de la moyenne des mesures de cette grandeur de plus de la valeur indiquée au tableau I, à moins d'un accord écrit entre les parties.
- 4.2.4 **Nota** : Si les grandeurs à mesurer subissent des variations rapides et irrégulières, l'utilisation d'un enregistreur adéquat doit être préférée à la mesure directe. Il est nécessaire d'exécuter des mesures simultanées ou des enregistrements dans les cas où chaque série de lectures est utilisée pour le calcul des résultats, et où l'on fait la moyenne de ces résultats. Lorsque les mesures doivent servir au calcul de sommes ou de différences, l'heure exacte des mesures doit être connue.

## SECTION 5 - INSTRUMENTS ET MÉTHODES DE MESURE

- 5.1 Cette section indique les instruments de mesure, méthodes de mesure et précautions à prendre lors des essais d'une installation à turbine à gaz et de ses accessoires tels qu'ils sont décrits dans ce code. Dans tous les cas où aucune précision n'est donnée dans cette section concernant les appareils ou les méthodes de mesure, ceux-ci doivent faire l'objet d'un accord entre les parties.

### 5.2 LISTE DES INSTRUMENTS ET APPAREILS DE MESURE NÉCESSAIRES A LA RÉALISATION DES ESSAIS OBLIGATOIRES

- a) Instruments mesurant la puissance.
- b) Appareils mesurant la consommation de combustible ou l'apport de chaleur.
- c) Appareils permettant la détermination du pouvoir calorifique, la teneur en cendres et la composition du combustible.  
En variante, des échantillons de combustible peuvent être prélevés et les analyses effectuées dans un laboratoire agréé par les parties.
- d) Appareils permettant la détermination de la masse volumique du combustible.  
En variante, des échantillons de combustible peuvent être prélevés et les contrôles effectués dans un laboratoire agréé par les parties.
- e) Manomètres pour la mesure de pressions et de pressions différentielles en des points de mesure appropriés (pour les mesures de pression affectant la détermination des performances, des manomètres à liquide seront utilisés de préférence.)
- f) Baromètre.
- g) Instruments de mesure nécessaires à la détermination indirecte de la température d'entrée des gaz à la turbine (excepté pour les turbines à cycle fermé).
- h) Instruments de mesure permettant la détermination de la température d'entrée au compresseur.
- i) Thermomètres pour la mesure des températures du combustible dans les réservoirs de mesure et de l'eau de circulation dans les échangeurs refroidisseurs.
- j) Indicateurs de vitesse de rotation et compte-tours manuels ou électroniques.
- k) Horloge mère avec système de signalisation synchronisé ou, si cela n'est pas possible, montres ou horloges synchronisées.
- l) Instruments de mesure de l'humidité atmosphérique.

### 5.3 MESURES DE PUISSANCE

#### 5.3.1 Mesures de puissance mécanique

##### 5.3.1.1 Mesures de couple

Pour la détermination de la puissance mécanique fournie par la turbine à gaz, l'un des appareils suivants peut servir à la détermination du couple :

Frein dynamométrique du type mécanique, électrique, à fluides divers ou toute combinaison de ceux-ci (1) ;

Torsiomètre (2).

### (1) Absorption dynamometer

The dynamometer selected should be sized so that the minimum load condition at any speed is 20 % or more of its normal maximum rated torque. Absorption dynamometers shall be so constructed that the cooling fluid enters and leaves in a plane through the axis so as to avoid tangential velocity components. Similar precautions shall also be taken regarding external windage. Hose connections, if used shall impose no sensible tangential restraint. Dashpots, if used for damping oscillations, shall be demonstrated to impose equal resistance to motion in either direction. Effective radius arms of dynamometers shall be measured within an error not exceeding  $\pm 0.1\%$ . A manufacturer's certificate may be accepted as sufficient evidence.

The force measuring device shall be checked against certified weights in the directions of both increasing and decreasing load. The positive or negative error of the force measuring device shall not exceed 0.1 % of the maximum load to be read in the test. The average of increasing and decreasing loadings shall be accepted as the calibration only if the difference remains within 0.3 % of the maximum test load.

Before and after acceptance tests, dynamometers shall be carefully examined and any unbalance of arms determined. Tests would be considered unsatisfactory should there be irregularities in the operation of the dynamometer, for example, a periodic surging of load, such as might be due to the action of water in the dynamometer, or some resonant condition that produces pulsations of indicated torque in excess of  $\pm 2\%$ .

### (2) Shaft torque meter

The scale of the torsional member of a shaft torque meter shall be calibrated before the test series. If the system is affected by temperatures, it shall be recalibrated after the test at the temperature experienced during the test. Calibration shall be performed with the torsion indicating means undisturbed from pre-test through post-test determination. In any case observations shall be taken with a series of increasing loadings to a value above maximum test readings, followed by a series of decreasing loadings. Loadings shall always progress in one direction except at maximum value. The average of increasing and decreasing loadings shall be accepted as the calibration only if the difference remains within 1.0 % of the maximum test load.

Dynamometer readings shall be taken with sufficient frequency that the average of all readings will not differ from the average of alternate readings (average value of even and uneven readings) by more than 0.2 %.

#### 5.3.1.2 *Speed measurement*

An instrument of the speed indicating type may be used for initial setting of the test speed and for checking constancy of speed during test periods. Each shaft of a multi-shaft engine shall be equipped with a speed indicating device.

For checking constancy of speed during test periods, suppressed range recording tachometers are recommended for visual read out as well as record. Periodic cross checking with extremely accurate electronic pulse type counter speed indicators can improve attainable accuracies of such recorders.

Either positively driven or no-contact type tachometers should be used for all speeds. Hand-held tachometers are not recommended because of the possibility of slip.

When mean rotative speed influences test results, an integrating type revolution counter positively driven from the shaft, shall be used. Counting and time accuracy shall be such that error in mean speed shall not exceed  $\pm 0.25\%$ . Whenever electronic type pulse counters are used for primary object determinations, readings shall be taken with sufficient frequency so that the average of all readings will not differ from the average of alternate readings by more than 0.25%.

#### 5.3.2 **Power measurement, electrical**

Shall be performed in accordance with International Electrotechnical Commission recommendation n° 46, 1962, "Recommendation for steam turbines", part 2, "Rules for acceptance test", § 29-33.

#### 5.3.3 **Power measurement - other cases**

Where output is in a form which is not electrical and when it is not practicable to measure the output on the shaft itself (e. g. pumps, compressors, etc.), reference should be made to the appropriate standard of testing the driven machine. Such standards may be used only after mutual agreement by the parties involved.

### (1) Frein dynamométrique

Le dynamomètre sera choisi de façon que le couple minimal à mesurer, quelle que soit la vitesse, représente au moins 20 % de son couple nominal. Le frein dynamométrique sera construit de telle façon que le fluide de réfrigération y entre et en sorte dans un plan passant par son axe afin d'éviter les composantes de vitesse tangentielles. Des précautions semblables seront prises concernant la ventilation extérieure. Les conduites flexibles n'introduiront pas d'efforts tangentiels sensibles. Si des amortisseurs (dash pots) sont utilisés afin de réduire les oscillations, on doit s'assurer qu'ils opposent des résistances identiques aux déplacements dans les deux directions. Le bras de levier effectif au dynamomètre sera mesuré avec une erreur ne dépassant pas  $\pm 0,1$  %. Un certificat du constructeur peut être accepté.

Le dispositif de mesure de force sera vérifié avec des poids certifiés en augmentant puis en diminuant la charge. L'erreur, positive ou négative, ne dépassera pas 0,1 % de la charge maximale mesurée pendant les essais.

La moyenne des valeurs détenues en charge croissante et décroissante peut être acceptée pour étalonnage, à condition que la différence reste inférieure à 0,3 % de la charge maximale durant les essais.

Avant et après les essais de réception, le dynamomètre sera examiné soigneusement et tout déséquilibre dans les bras sera déterminé. Les essais ne seront pas acceptables si le dynamomètre présente un fonctionnement irrégulier tel que pompage cyclique de la charge qui peut apparaître sous l'effet de l'eau ou des conditions de résonance produisant des oscillations de couple dépassant  $\pm 2$  %.

### (2) Torsiomètre

Le torsiomètre sera étalonné avant les essais. Si le système est sensible à la température, il sera réétalonné, après les essais, à la température atteinte pendant ceux-ci. L'étalonnage sera effectué sans que le dispositif de mesure du couple soit modifié entre l'étalonnage, les essais et le réétalonnage éventuel. En tout cas, l'étalonnage sera effectué avec une série croissante de charges jusqu'à une valeur supérieure à la valeur maximale relevée pendant les essais, suivie d'une série décroissante de charges. Les charges seront toujours modifiées dans le même sens, sauf à la valeur maximale. La moyenne des valeurs obtenues en charge croissante et décroissante peut être acceptée pour étalonnage, à condition que la différence reste inférieure à 1,0 % de la charge maximale durant les essais.

Les mesures au dynamomètre ou au torsiomètre seront prises à une cadence telle que la moyenne de toutes les mesures ne diffère pas des moyennes des mesures paires et impaires de plus de 0,2 %.

#### 5.3.1.2 Mesures de vitesse de rotation

Un tachymètre peut être utilisé pour le réglage de la machine et afin de vérifier la constance de la vitesse pendant la période d'essai. Chaque arbre d'une machine à plusieurs arbres sera pourvu d'un indicateur de vitesse.

Pour vérifier la constance de la vitesse pendant la période d'essai, des tachymètres enregistreurs sans échelle sont recommandés, tant pour la mesure que pour l'enregistrement. Grâce à une vérification périodique à l'aide de compteurs d'impulsions électroniques de haute précision, ces appareils donnent une précision élevée.

Des tachymètres entraînés réellement ou des tachymètres sans contact doivent être utilisés pour la mesure de chaque vitesse de rotation. Les tachymètres tenus à la main ne sont pas recommandés à cause de la possibilité de glissement.

Lorsque la vitesse moyenne de rotation influence les résultats des essais, un compte-tours intégrateur entraîné par l'arbre devra être utilisé. Le comptage et la mesure du temps de comptage devront avoir une précision telle que l'erreur sur la vitesse moyenne ne dépasse pas  $\pm 0,25$  %. Lorsque des compteurs d'impulsions électroniques sont utilisés pour la détermination de la puissance et du rendement, la cadence des mesures sera telle que la moyenne de toutes les mesures ne diffère pas des moyennes des mesures paires et impaires de plus de 0,25 %.

#### 5.3.2 Mesures de puissance électrique

Ces essais seront effectués en accord avec les recommandations de la Commission Électrotechnique Internationale, publication n° 46, de 1962, « Recommandations concernant les turbines à vapeur », deuxième partie, « Règles pour les essais de réception », § 29 à 33.

#### 5.3.3 Mesures de puissance dans les autres cas

Lorsque la puissance fournie n'est pas électrique et lorsqu'il n'est pas possible de la mesurer au manchon d'accouplement lui-même (par exemple : pompes, compresseurs, etc.), on se référera à un code d'essai approprié se rapportant à la machine entraînée. L'utilisation de tels codes d'essais ne se fera qu'après accord entre les parties.

### 5.3.4 Power output determined by thermodynamic computations

When it is not possible to measure shaft power by the previously stated means (§ 5.3.1, 2, 3) it may, under limited conditions, with a probable error of  $\pm 5\%$  be computed from measured values of working fluid mass flow, air and gas temperature, heat consumption, bearing friction loss, and casing heat loss. This method may be used in the event that similar measurements on the load device are not practical for reasons such as :

- a) Insufficient knowledge of working properties in the driven machine;
- b) Temperature rise of load device too small to measure;
- c) Load device involves several fluid streams, extraction, etc.

The thermodynamic calculation procedure to be used is described in § 7.5.

### 5.3.5 Power measurement - Gas generator

The power of a gas generator can be determined by replacing the power turbine by a nozzle of equivalent opening at full load. The power is defined as that produced by an isentropic expansion from measured conditions at generator outlet (total pressure and temperature) to the ambient atmospheric pressure.

## 5.4 FUEL MEASUREMENTS

### 5.4.1 Liquid fuel measurements

#### 5.4.1.1 Liquid fuel characteristics

Parties to the test shall agree upon the fuel sampling method.

Fuel characteristics shall include the determination of :

- a) Density (mass per unit volume) (1);
- b) Calorific value (2);
- c) Viscosity where applicable;
- d) Temperature if additional heating is required.

(1) Density may be obtained by hydrometer or by direct weighing means.

(2) Calorific value may be obtained by either of the following two methods :

– The higher calorific value at constant volume may be determined by means of a bomb calorimeter, and the lower calorific value at constant volume determined by deducting the latent heat of the calculated amount of water vapor produced from the measured hydrogen content of the fuel. Then the lower calorific value at constant pressure is deduced by calculation. The foregoing determination should be done by a physical or chemical laboratory agreed upon by both parties.

– When it is not possible to run a bomb calorimeter test and when agreed upon by both parties, the lower calorific value at constant pressure can be estimated from measured density (hydrometer) with the curve shown in fig. 5.1. The accuracy is estimated to be within  $\pm 1\%$  depending on fuel properties.

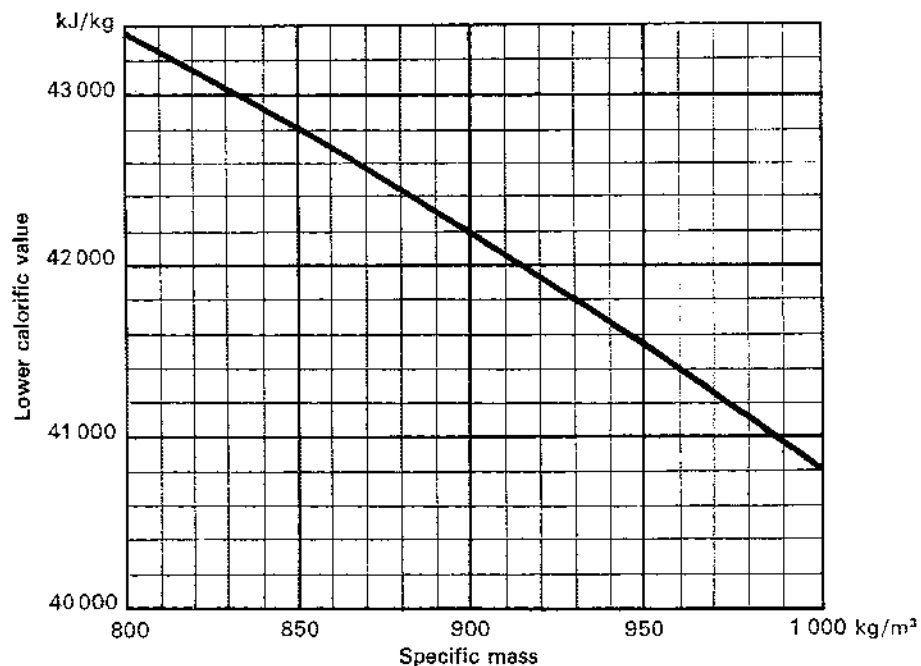


Fig. 5.1. — Lower heat calorific value of liquid fuels as a function of specific mass.

### 5.3.4 Détermination de la puissance par calculs thermodynamiques

Lorsque les méthodes de détermination de la puissance indiquées précédemment (§ 5.3.1, § 5.3.2 et § 5.3.3) ne peuvent être utilisées, il est possible de déterminer celle-ci, avec une erreur probable de  $\pm 5\%$ , par la mesure du débit de fluide moteur, de la température de l'air et du gaz, de la consommation de chaleur, des pertes par frottement dans les paliers et des pertes de chaleur par le corps de la machine. Cette méthode peut être utilisée lorsque des mesures des grandeurs nécessaires ne peuvent être effectuées sur la machine entraînée et ceci pour des raisons telles que :

- a) La connaissance insuffisante des propriétés du fluide utilisé dans la machine réceptrice;
- b) Une élévation de température, dans la machine réceptrice, trop faible pour être mesurée;
- c) L'emploi, dans la machine réceptrice, de différents flux de fluides, d'extraction, etc.

Les calculs thermodynamiques sont décrits au § 7.5.

### 5.3.5 Mesure de puissance d'un générateur de gaz

La puissance d'un générateur de gaz peut être déterminée en remplaçant la turbine de puissance par une tuyère de section (ouverture) équivalente à celle de la turbine à pleine charge. La puissance est définie comme celle résultant d'une détente isentropique depuis les conditions mesurées à la sortie du générateur (pression et température totales) jusqu'à la pression atmosphérique.

## 5.4 MESURES CONCERNANT LE COMBUSTIBLE

### 5.4.1 Combustible liquide

#### 5.4.1.1 Caractéristiques du combustible liquide

Les parties se mettront d'accord sur la procédure d'échantillonnage du combustible.

Les caractéristiques du combustible à déterminer sont :

- a) La masse volumique (masse par unité de volume) (1);
- b) Le pouvoir calorifique (2);
- c) La viscosité si nécessaire;
- d) La température si un réchauffage est nécessaire.

(1) La masse volumique sera déterminée à l'aide d'un hydromètre ou par pesée.

(2) Le pouvoir calorifique sera déterminé par une des méthodes suivantes :

— Le pouvoir calorifique supérieur à volume constant peut être déterminé à l'aide d'une bombe calorimétrique. Le pouvoir calorifique inférieur à volume constant en sera déduit par soustraction de la chaleur latente de la quantité de vapeur d'eau calculée à partir de la mesure de la teneur en hydrogène du combustible. Le pouvoir calorifique inférieur à pression constante en sera déduit par calcul. La détermination précédente devra être exécutée par un laboratoire de chimie ou de physique agréé par les parties.

— Lorsqu'il n'est pas possible d'utiliser la détermination par bombe calorimétrique, et par accord entre les parties, le pouvoir calorifique à pression constante pourra être déterminé à partir de la mesure de la masse volumique (hydromètre) à l'aide de la courbe de la figure 5.1. Le pouvoir calorifique est alors estimé avec une précision de l'ordre de  $\pm 1\%$ , dépendant des propriétés du combustible.

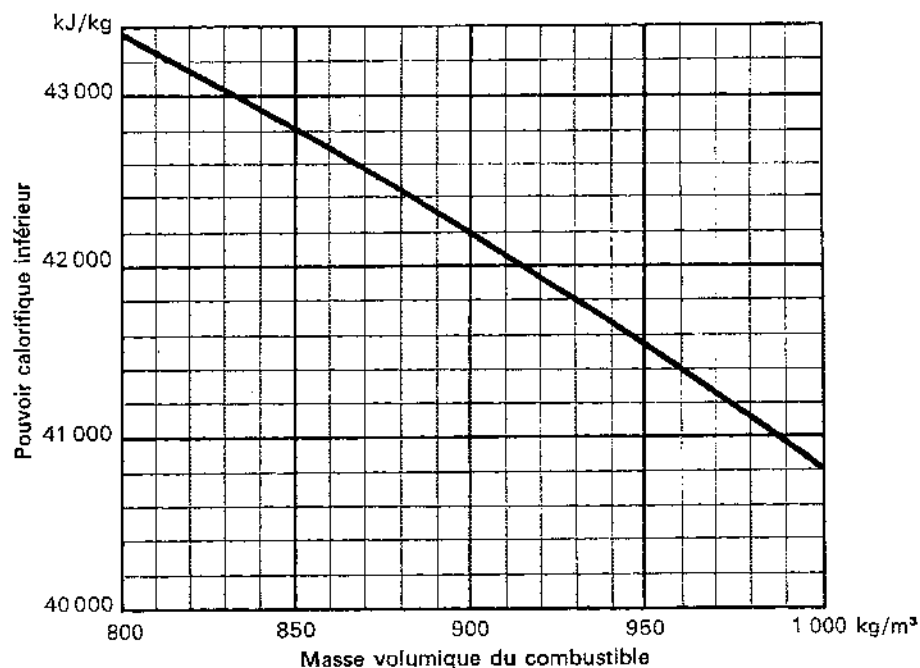


Fig. 5.1. — Pouvoir calorifique inférieur d'un combustible liquide en fonction de sa masse volumique.

In each case adjustment shall be made for sensible heat of the fuel above 25° C (in accordance with § 2.4). In the absence of specific measurements the following heat content may be taken for the fuels :

- For gas oil viscosity <math> < 9.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{s}^{-1}</math> at 20° C : 1.88 kJ/kg° C ;
- For light fuel oil viscosity <math> < 49.10^{-4} \text{ m}^2\text{s}^{-1}</math> at 20° C : 1.76 kJ/kg° C ;
- For medium fuel oil viscosity <math> < 110.10^{-4} \text{ m}^2\text{s}^{-1}</math> at 50° C : 1.63 kJ/kg° C ;
- For heavy or extra heavy fuel oil <math> < 380.10^{-4} \text{ m}^2\text{s}^{-1}</math> at 50° C : 1.59 kJ/kg° C .

#### 5.4.1.2 *Flow measurements*

The accurate measurement of fuel flow to the gas turbine is necessary to determine gas turbine power plant heat rate. This code recommends the use of flow nozzles, orifices, Venturi meters, liquid meters or direct weighing means. When nozzles, orifices or Venturi meters are used, they shall be constructed, arranged and instrumented in accordance with a recognized standard e.g. ISO-R.541. In any case the fuel flow measuring device shall be suitably calibrated to ensure that the maximum error is less than  $\pm 0.5\%$ .

Calibrated volumetric measuring tanks may also be used provided it could be demonstrated that an accuracy of measurement of  $\pm 0.5\%$  is obtainable.

A weigh tank system shall be free upon its pivot and unconstrained by any external force such as might be applied by unsuitably designed or unsuitably placed pipe connections. It should be calibrated before the test by adding known weights to the tank structure and plotting curves with load increasing and load decreasing. It is necessary to establish the reason for any difference between these two curves before the test proceeds. The overall error of measurement shall not exceed  $\pm 0.5\%$  of the measured quantity.

Any spill or leakage from control valves or burners shall either be reintroduced into the fuel system on the engine side of the measuring means or its quantity shall be separately measured and deducted. If liquid meters such as positive displacement or turbo-types of demonstrated accuracy and reliability are used, the viscosity of the fuel at the meter shall lie within the range stipulated by the manufacturer of the meter.

#### 5.4.2 **Gaseous fuel measurements**

##### 5.4.2.1 *Gaseous fuel characteristics*

Gaseous fuel characteristics shall include the determination of :

- a) Density (mass per unit volume) (1) ;
- b) Calorific value (2) ;
- c) Dust content where applicable (3) ;
- d) Temperature.

(1) and (2)

Upon agreement between the parties to the test, calorific value and density may be calculated or taken from records of the gas supplier provided the dates and times of the records are concurrent with test dates and times, and the basis of the values selected are completely described in the test reports.

For blast furnace or refinery gas and other gases, the composition of which varies continuously, sampling shall be carried out with such frequency during the period of the test that a fair and representative calorific value of the gas is obtained by averaging the results. When possible, it is recommended that continuous recording calorimeter and density meter operate during the test.

(2) Calorific value

The lower calorific value of gaseous fuel may be determined by computation using the individual calorific values at constant pressure of the component gases and their proportions in the fuel. Alternatively a Junkers calorimeter or any other type of demonstrable accuracy may be used.

The method to be used has to be previously agreed upon by both parties. In any case adjustment shall be made for sensible heat of the fuel above 25° C (in accordance with § 2.4).

(3) Dust content

In certain gaseous fuels such as blast furnace gas, dust will be of importance ; it has to be measured. Dust content may have an influence on measurements of gas mass flow. However, owing to the wide range of dust characteristics, loadings, etc., the parties shall agree previously on the procedure to be used by a qualified person experienced in this class of work.

Dans chaque cas, au-dessus de 25° C, on fera les corrections de chaleur sensible du combustible. En l'absence de mesures spécifiques, on peut employer les valeurs suivantes pour les chaleurs massiques du combustible :

- Pour du gas-oil de viscosité <  $9,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  à 20° C : 1,88 kJ/kg° C ;
- Pour du fuel-oil léger de viscosité <  $49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  à 20° C : 1,76 kJ/kg° C ;
- Pour du fuel-oil moyen de viscosité <  $110 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  à 50° C : 1,63 kJ/kg° C ;
- Pour du fuel-oil lourd ou extra-lourd <  $380 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  à 50° C : 1,59 kJ/kg° C.

#### 5.4.1.2 Mesures de débit

Il est nécessaire de mesurer avec précision le débit de combustible pénétrant dans l'installation afin de déterminer la consommation spécifique de la turbine. Le présent code recommande l'emploi de tuyères, de diaphragmes, de tubes de Venturi, de compteurs ou encore la pesée directe.

Lorsqu'on utilise des tuyères, diaphragmes ou tubes de Venturi, ceux-ci seront construits, montés et équipés d'instruments de mesure en accord avec des règles admises, par exemple ISO - R. 541. En tout cas, le dispositif de mesure du débit de combustible sera étalonné de façon à limiter l'erreur maximale à  $\pm 0,5\%$ .

Des réservoirs de mesure étalonnés peuvent être utilisés également, pourvu qu'il soit possible de démontrer que la précision de  $\pm 0,5\%$  est assurée.

Un bac de pesée doit pivoter librement ; il ne doit pas être soumis à des forces extérieures telles que celles qui pourraient être appliquées du fait de tuyauteries mal conçues ou mal installées.

Ce réservoir doit être étalonné avant l'essai en y ajoutant des poids croissants puis décroissants, et en portant les résultats sur un graphique. Il est nécessaire de déterminer les raisons de toute différence entre ces deux courbes avant de passer à l'essai. L'erreur globale de mesure ne devra pas dépasser 0,5 % de la quantité mesurée.

Toute fuite provenant des vannes de régulation ou des brûleurs sera soit introduite en aval du système de mesure du débit de combustible, soit mesurée séparément et déduite du débit mesuré. Si l'on emploie des débitmètres volumétriques ou à turbine, de précision et de fiabilité connues, la viscosité du combustible à l'appareil de mesure devra se trouver dans les limites exigées par le constructeur de cet appareil.

### 5.4.2 Combustible gazeux

#### 5.4.2.1 Caractéristiques du combustible gazeux

Les caractéristiques du combustible gazeux à déterminer sont :

- a) La masse volumique (1) ;
- b) Le pouvoir calorifique (2) ;
- c) La teneur en poussières le cas échéant (3) ;
- d) La température.

(1) et (2) :

Après accord entre les parties, le pouvoir calorifique et la masse volumique peuvent être calculés à partir des valeurs relevées par le fournisseur du combustible, à condition que les dates et heures des relevés coïncident avec les dates et heures de l'essai et que l'origine des valeurs utilisées soit complètement décrite dans le rapport d'essai.

Pour les gaz de haut fourneau ou de raffinerie et pour les autres gaz dont la composition varie continuellement, on prélèvera des échantillons pendant toute la durée des essais, à une fréquence telle que la moyenne des résultats représente le pouvoir calorifique réel moyen. Dans la mesure du possible, l'emploi d'un calorimètre et d'un densimètre continu est recommandé pendant toute la durée de l'essai.

(2) Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique inférieur du combustible gazeux peut être déterminé par calcul en utilisant les pouvoirs calorifiques à pression constante des constituants et leur proportion dans le combustible. Un calorimètre de Junkers ou tout autre type de précision éprouvé peut également être utilisé.

Les parties devront s'entendre au préalable sur la méthode employée. En tout cas, il faudra effectuer la correction de chaleur sensible pour les températures supérieures à 25° C (voir § 2.4).

(3) Teneur en poussières

Dans certains gaz combustibles tels que les gaz de haut fourneau, la quantité de poussières peut être importante ; elle doit être mesurée. Les poussières peuvent avoir une influence sur la mesure du débit massique du gaz. Cependant, en raison de la grande variété de poussières, de concentration, etc., les parties s'accorderont au préalable sur le processus de la mesure qui devra être confié à un opérateur qualifié ayant l'expérience de ce genre de travail.

#### 5.4.2.2 *Flow measurements*

Gas fuel consumption quantities may be determined by means of either a positive displacement volumetric meter or a turbine type flow meter. Fuel meters must be individually calibrated to reduce the maximum error in fuel consumption to  $\pm 1.0\%$ .

In the event of such method not being practicable gas consumption may be determined from flow measurements by means of nozzles, orifices or Venturi meters, which shall be constructed, arranged and instrumented in accordance with a recognized standard, e. g. ISO - R. 541. If the gas has a high dust content, the dust can introduce errors in the flow measurements.

#### 5.4.3 **Solid fuel measurements** (especially for closed cycle installations)

According to national or ISO boiler specification.

### 5.5 **TEMPERATURE MEASUREMENTS**

#### 5.5.0 **General**

Each temperature measuring device shall be calibrated or compared with an instrument certified by a recognized authority.

Recommended instruments for measuring temperatures directly are :

- a) Mercury-in-glass thermometers ;
- b) Suitable thermocouples with potentiometer or equivalent means ;
- c) Resistance thermometers.

When the dynamic component of temperature exceeds  $0.5^{\circ}\text{C}$ , a stagnation (total temperature) type thermometer shall be used or alternatively the appropriate correction shall be applied to the measurement made with a normal thermometer.

#### 5.5.1 **Compressor inlet temperature**

Compressor inlet temperature shall be measured to an accuracy such that the probable error will not exceed  $1.0^{\circ}\text{C}$ . The instrument used shall have a sensitivity of  $0.2^{\circ}\text{C}$  and an accuracy of  $0.5^{\circ}\text{C}$ .

Generally two sensors shall be used and readings taken simultaneously to give a mean value.

If, for any reason, the parties decide to take the measurements at a location different from that stated in § 2.2, an agreement shall be reached regarding the corrections to be applied.

#### 5.5.2 **Turbine outlet temperature**

The instrument used shall have a sensitivity equal to or better than  $1.0^{\circ}\text{C}$  and an accuracy equal to or better than  $3^{\circ}\text{C}$ . The casing and the duct between the turbine exhaust flange and the measuring station shall be well insulated.

The location of the measuring station shall be selected to minimize velocity and temperature gradients. Four sensors shall be located at centres of equal areas. For the closed cycle turbine two sensors can be sufficient.

The exhaust temperature will be taken as the mean value of the four measurements (if, for practical reasons, it is necessary to place the sensors close to or at the turbine exhaust flange, more than four sensors may be required to give adequate accuracy. In this event, the number and position of sensors shall be subject to special agreement by the parties concerned).

Each temperature sensor shall be shielded to minimize radiation error if exposed to radiation over a significant angle from parts at a temperature which differs from gas temperature by more than  $15^{\circ}\text{C}$ .

#### 5.5.3 **Turbine inlet temperature**

Except for special cases e. g. closed cycle, direct measurement of mean turbine inlet temperature is very difficult. It is generally necessary to determine the latter by indirect means. Such as those given in § 7.6... For the closed cycle installations two sensors can be used.

#### 5.5.4 **Combustion chamber air inlet temperature**

It may be necessary (§ 7.6) to determine the mean total temperature at inlet to the combustion chamber and estimate the temperature rise therein. Methods for measurement of the mean total temperature at entry to the combustion chamber will vary according to the detailed design of the machine. Necessary precautions will be taken into account against radiation (§ 5.5.2).



#### 5.4.2.2 *Mesure de débit*

La consommation de combustible peut être déterminée à l'aide de compteurs volumétriques ou de débitmètres à turbine. Les débitmètres devront être étalonnés individuellement de manière à réduire l'erreur maximale sur la consommation de combustible à  $\pm 1,0\%$ .

Après accord entre les parties, la consommation de gaz peut être déterminée par des mesures de débit de tuyères, diaphragmes ou tubes de Venturi, ceux-ci étant construits, montés et utilisés en accord avec les règles concernant les mesures de débit (ISO-R. 541 par exemple). Si le gaz combustible contient beaucoup de poussières, celles-ci peuvent introduire des erreurs dans les mesures de débit.

#### 5.4.3 **Combustibles solides** (spécialement pour installation en circuit fermé)

On se rapportera aux normes nationales ou « ISO » pour les essais de chaudières.

### 5.5 **MESURES DE TEMPÉRATURES**

#### 5.5.0 **Généralités**

Chaque appareil de mesure de température sera étalonné ou comparé à un instrument de précision garanti par un organisme reconnu.

Les instruments recommandés pour la détermination directe de températures sont :

- a) Les thermomètres à mercure;
- b) Les thermocouples avec potentiomètre ou dispositif équivalent;
- c) Les thermomètres à résistance.

Lorsque la composante dynamique de la température dépasse  $0,5^{\circ}\text{C}$ , on utilisera un appareil donnant la température d'arrêt (totale) ou on effectuera la correction adéquate.

#### 5.5.1 **Température à l'entrée du compresseur**

La température à l'entrée du compresseur sera déterminée avec une précision telle que l'erreur probable ne dépasse pas  $1,0^{\circ}\text{C}$ .

L'instrument de mesure utilisé devra posséder une sensibilité de  $0,2^{\circ}\text{C}$  et une précision de  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Généralement, deux sondes seront utilisées et on fera la moyenne des lectures effectuées simultanément.

Si, pour une raison quelconque, les parties décident d'effectuer les mesures dans une région différente de celle spécifiée au § 2.2, elles devront s'accorder sur les corrections à appliquer.

#### 5.5.2 **Température à la sortie de la turbine**

L'appareil utilisé devra avoir une sensibilité égale à ou meilleure que  $1,0^{\circ}\text{C}$  et une précision égale à ou meilleure que  $3^{\circ}\text{C}$ . L'enveloppe et la conduite entre la bride de sortie de la turbine et la sonde de température seront bien isolées thermiquement.

L'endroit où se trouvera la sonde sera choisi afin de minimiser les gradients de vitesse et de température. Quatre sondes seront placées au centre des surfaces égales. Pour les turbines à cycle fermé, deux sondes suffisent.

La température à la sortie de la turbine sera déduite de la moyenne des valeurs des quatre mesures (si pour des raisons pratiques il est nécessaire de placer les sondes à proximité ou dans la bride de sortie de la turbine, plus de 4 sondes peuvent être nécessaires pour atteindre la précision requise. Dans ce cas, la position et le nombre des sondes feront l'objet d'un accord entre les parties).

Chaque sonde sera protégée pour minimiser l'erreur due aux radiations si la sonde est exposée sous un angle important aux radiations d'éléments portés à une température qui diffère de celle du gaz de plus de  $15^{\circ}\text{C}$ .

#### 5.5.3 **Température à l'entrée de la turbine**

Excepté dans des cas particuliers comme les turbines en cycle fermé, la mesure directe de la température moyenne à l'entrée de la turbine est très difficile. Il est généralement nécessaire de la déterminer par des moyens indirects, tels que ceux décrits au § 7.6. Pour les installations à cycle fermé, deux sondes suffisent.

#### 5.5.4 **Température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion**

Il peut être nécessaire (§ 7.6) de déterminer la température totale moyenne à l'entrée de la chambre de combustion et d'estimer l'élévation de température dans celle-ci. Les méthodes de mesure de la température moyenne à l'entrée de la chambre de combustion varieront suivant la conception de la machine. Les précautions requises seront prises contre le rayonnement, etc. (§ 5.5.2).

5.5.5 **Fuel temperature** : to be measured at the entrance of the control volume (§ 7.5.1 and fig. 7.1).

5.5.6 Where compulsory test requires measurement of heat rejection from lubricant coolers, inter-coolers and vents — as in the case of indirect measurements of mechanical power, the accuracy of temperature and flow measurements should permit determination of heat rejection with a probable error no greater than 10 %.

Where such measurements are not required for compulsory test, the measurement accuracy and the means of measurement shall be determined by mutual agreement of the parties concerned.

## 5.6 PRESSURE MEASUREMENTS

### 5.6.0 General

Manometers (U-tube or single leg), deadweight gauges, Bourdon or other elastic type gauges shall be used. The Bourdon or other elastic type gauges shall be calibrated against deadweight gauges.

For the U-tube or single leg type manometer attention is drawn to possible dimensional changes of scale.

Connecting piping shall be demonstrated leak free under working conditions. If pressure is fluctuating, a suitable mean of damping should be used in the connecting tubes.

### 5.6.1 Barometric pressure

Barometric pressure shall be determined by any suitable means providing an accuracy of 0.25 mmHg. Barometric pressure given by a recognized local authority can be used after altitude correction has been made.

### 5.6.2 Compressor inlet pressure

Compressor inlet pressure is defined as the total pressure prevailing at compressor inlet. It is an absolute pressure based on the algebraic sum of the barometric pressure, the gauge static pressure and the velocity pressure when the quantities are measured and evaluated separately. The velocity pressure is usually calculated using the mean velocity in the section where static pressures are measured. This mean velocity is computed from the area of this section and the rated flow.

If no inlet duct, silencer or filter is used, inlet pressure shall be taken as barometric pressure.

Where the mean velocity at the compressor flange or in the vicinity of the compressor inlet flare (if applicable) is below 20 m/s, static pressure may be measured at one station only. In the event of the velocity being higher than 20 m/s, static pressure shall be taken as the arithmetic average of the readings at four stations, placed as near symmetrically as possible in a plane normal to the mean flow.

Such measurements shall be taken by means of liquid manometers. For closed cycle installations the procedure for measuring compressor inlet pressure shall be the same as that specified for compressor outlet pressure (§ 5.6.4).

### 5.6.3 Turbine outlet pressure

Turbine outlet pressure is defined as the total pressure prevailing at turbine exhaust flange (or regenerator outlet flange if regenerative cycle is used), and is obtained in the same manner as for the compressor inlet pressure.

The static pressure shall be taken as the arithmetic average of the measurements at four stations placed as near symmetrically as possible in the section.

If no outlet duct is used, outlet static pressure shall be taken as barometric pressure.

### 5.6.4 Compressor outlet pressure and turbine inlet pressure

If turbine inlet temperature is determined by indirect means, it may be necessary to measure the compressor outlet pressure or if practicable the turbine inlet pressure.

Static pressure shall be taken as the arithmetic average of the measurements at four stations placed as near symmetrically as possible in the exhaust section of the compressor or the inlet section of the turbine. Velocity pressure shall be computed from the estimated mean velocity in the relevant section.

5.5.5 **Température du combustible** : Elle doit être mesurée à l'entrée du volume de contrôle (voir § 7.5.1 et fig. 7.1).

5.5.6 Lorsque les essais obligatoires requièrent la mesure de la quantité de chaleur extraite par les réfrigérants d'huile, les réfrigérants intermédiaires et en général toute extraction de fluide comme c'est le cas lors des déterminations indirectes de puissance mécanique, la précision des mesures de température et de débit devra permettre la détermination de la chaleur extraite avec une erreur probable inférieure à 10 %.

Lorsque de telles déterminations ne sont pas exigées par l'essai obligatoire, la précision des mesures et les moyens de mesure seront définis d'un commun accord par les parties.

## 5.6 MESURES DE PRESSION

### 5.6.0 Généralités

On utilisera des manomètres à colonnes liquides (en U ou à une branche), des manomètres à poids mort, des manomètres de Bourdon ou tout autre type de manomètre à élément déformable. Pour les manomètres à tube en U ou pour les manomètres à une colonne de liquide, il faut prendre garde aux changements possibles de longueur de la partie graduée.

On fera la vérification de l'étanchéité des tuyauteries de liaison dans les conditions de fonctionnement correspondant à celles de l'essai. Si une pression fluctue, on utilisera un dispositif d'amortissement adéquat placé dans les tuyauteries de raccordement.

### 5.6.1 Pression atmosphérique

La pression atmosphérique sera déterminée à l'aide de n'importe quelle méthode donnant une précision de 0,25 mm Hg. La pression atmosphérique communiquée par un organisme local agréé peut être utilisée après y avoir apporté la correction d'altitude.

### 5.6.2 Pression d'entrée au compresseur

La pression d'entrée au compresseur est définie comme la pression totale régnant à l'entrée du compresseur. C'est la pression absolue, somme algébrique de la pression atmosphérique, de la pression statique effective et de la pression dynamique lorsque ces quantités sont mesurées séparément. La pression dynamique est en général calculée à partir de la vitesse moyenne dans la section de mesure de la pression statique. La vitesse moyenne est déterminée à partir de la surface de cette section et du débit lors de l'essai.

S'il n'y a pas de conduite d'entrée, de silencieux ou de filtre, la pression d'entrée sera égale à la pression atmosphérique.

Si la vitesse moyenne au droit de la bride d'entrée du compresseur ou en amont de la tuyère d'aspiration, est inférieure à 20 m/s, la pression statique peut n'être mesurée qu'en un point. Lorsque la vitesse est supérieure à 20 m/s, la pression statique sera la moyenne des mesures prises en quatre points placés aussi symétriquement que possible, dans un plan perpendiculaire à l'écoulement moyen. Ces mesures seront réalisées à l'aide de manomètres à liquide.

Pour les installations à cycle fermé, la méthode de mesure de la pression d'entrée au compresseur sera la même que celle spécifiée pour la pression à la sortie du compresseur (§ 5.6.4).

### 5.6.3 Pression de sortie de la turbine

La pression de sortie de la turbine est définie comme étant la pression totale régnant au droit de la bride de sortie de la turbine (ou de la bride de sortie du récupérateur s'il existe). La méthode de détermination de cette pression sera la même que celle utilisée pour la pression d'entrée au compresseur. La pression statique sera la moyenne arithmétique des mesures effectuées en quatre points placés aussi symétriquement que possible dans cette section.

S'il n'y a pas de conduite d'échappement, la pression statique de sortie est la pression atmosphérique.

### 5.6.4 Pression de sortie du compresseur et pression d'entrée à la turbine

Lorsque la température d'entrée de la turbine est déterminée par une méthode indirecte, il peut être nécessaire de mesurer la pression à la sortie du compresseur ou si possible la pression à l'entrée de la turbine.

La pression statique sera la moyenne arithmétique de la mesure en quatre points placés aussi symétriquement que possible dans la section de sortie du compresseur ou dans la section d'entrée dans la turbine. La pression dynamique sera calculée à partir de la vitesse moyenne dans la section considérée.

## **5.7 FLOW MEASUREMENTS**

### **5.7.1 Working fluid**

Where compulsory test requires the measurement of the rate of flow of the working fluid, as in the thermodynamic calculation of the power output, this shall be carried out with nozzles or orifices constructed, arranged and instrumented in accordance with a recognized standard (e. g. ISO - R. 541). When it is not possible to use standardized nozzles or orifices, Pitot probes or other velocity probes when agreed by both parties can be used for flow measurement. In this case, detailed determinations of velocity profiles at the measuring station are required. The accuracy of the manometers used shall be within  $\pm 0.5\%$  of the differential pressure reading. If it is necessary to estimate the mass flow at a point in the cycle other than that at which measurements can be made, allowance shall be made, if relevant for cooling air bleed, blow off, gland losses, fuel input, water drained from intercoolers, etc.

### **5.7.2 Fuel flow**

§ 5.4.1.2 and § 5.4.2.2.

### **5.7.3 Secondary flows**

If required, the measurement of coolant, oil and other secondary flows may be accomplished by one of the following methods :

- Standard nozzle or orifice ;
- Positive displacement meter ;
- Weir-notch method ;

Other agreed method such as direct weighing, use of volumetric tanks, etc.

## **5.8 MEASUREMENTS CONCERNING GOVERNING, NOISE, ETC. (§ 6)**

# **SECTION 6 - METHOD OF TESTING**

## **6.1 COMPULSORY TESTS**

### **6.1.1 Power determination (§ 5.3)**

The power absorbed by the separately driven auxiliaries shall be taken into account (§ 7.1.1).

### **6.1.2 Thermal efficiency, heat rates or specific fuel consumption (§ 5.3 and § 5.4)**

### **6.1.3 Essential protective devices**

#### **6.1.3.1 Emergency overspeed trip**

No adjustment of the emergency overspeed trip setting shall be permitted during the acceptance test.

The speed at which the overspeed trip operates can be determined when the turbine is running without load. This may be carried out by adjusting the governor setting or linkage to bring the turbine slowly to sufficient speed. The speed shall be caused to increase at a rate no higher than 1 per cent per 5 seconds. The speed shall be measured with an error not exceeding  $\pm 0.25\%$ . During any emergency governor test, precautions shall be taken to ensure that the turbine will not exceed the maximum safe speed stated by the manufacturer.

#### **6.1.3.2 Flame failure trip if installed**

Owing to the different types of flame failure protective devices, no universally applicable method can be specified. If, however, a direct flame viewing device is used, flame illumination may be interrupted artificially.

## **5.7 MESURES DE DÉBIT**

### **5.7.1 Fluide moteur**

Lorsque les essais obligatoires exigent la détermination du débit du fluide moteur, comme c'est le cas pour le calcul thermodynamique de la puissance à la sortie, celle-ci sera effectuée à l'aide de tuyères ou de diaphragmes construits, installés et exploités en accord avec les spécifications internationales (par exemple ISO - R. 541). Quand il n'est pas possible d'utiliser des tuyères ou diaphragmes normalisés, on peut utiliser pour la mesure de débit des sondes de Pitot ou tout autre procédé de mesure de vitesse admis par les parties. Dans ce cas, des déterminations précises des profils de vitesse dans les sections de mesure sont exigées. La précision des manomètres utilisés doit être de  $\pm 0,5\%$  de la différence de pression mesurée.

S'il est nécessaire d'estimer le débit massique en un point du cycle autre que celui où les mesures peuvent être faites, il faudra éventuellement tenir compte des prélèvements d'air de refroidissement, débits de décharge, fuites par les garnitures, débit de combustible, extraction d'eau aux réfrigérants intermédiaires, etc.

### **5.7.2 Débit de combustible**

§ 5.4.1.2 et § 5.4.2.2.

### **5.7.3 Débits secondaires**

Si nécessaire, la mesure de débits secondaires de fluide de refroidissement, d'huile ou autres peut être effectuée suivant une des méthodes suivantes :

- Tuyère ou diaphragme normalisés;
- Débitmètre à déplacement;
- Déversoir;
- ou tout autre méthode agréée telle que la pesée directe, l'emploi de réservoirs volumétriques, etc.

## **5.8 MESURES CONCERNANT LA RÉGULATION, LE BRUIT, ETC. (§ 6)**

# **SECTION 6 - MÉTHODES D'EXÉCUTION DES ESSAIS**

## **6.1 ESSAIS OBLIGATOIRES**

### **6.1.1 Détermination de la puissance fournie (§ 5.3)**

On prendra en considération la puissance des auxiliaires entraînés séparément (§ 7.1.1).

### **6.1.2 Détermination du rendement thermique, de la consommation calorifique ou de la consommation spécifique de combustible (§ 5.3 et § 5.4)**

### **6.1.3 Essais des appareils de protection essentiels**

#### **6.1.3.1 Déclencheur de survitesse**

Aucun ajustement du déclencheur de survitesse ne sera admis pendant l'essai de réception.

La vitesse à laquelle fonctionne le déclencheur de survitesse peut être déterminée lorsque la turbine fonctionne à vide. Ceci peut être effectué en ajustant la valeur de consigne du régulateur ou en modifiant le tringlage afin d'accélérer progressivement la turbine jusqu'à une vitesse suffisante. L'accroissement de vitesse ne dépassera pas 1 % par 5 secondes. La mesure de vitesse se fera avec une erreur inférieure à  $\pm 0,25\%$ .

Pendant l'essai du déclencheur de survitesse, des précautions seront prises afin que la vitesse de la turbine ne dépasse pas la vitesse maximale permise par le constructeur.

#### **6.1.3.2 Dispositif de protection contre l'extinction de flamme s'il existe**

Vu la grande diversité des dispositifs de protection contre l'extinction de flamme, il n'est pas possible de spécifier une méthode générale. Toutefois, si un appareil de détection directe est utilisé, le rayonnement de la flamme peut être interrompu artificiellement.

## 6.2 OPTIONAL TESTS

### 6.2.1 Governing system

#### 6.2.1.1 *Constant speed regulation*

During these tests, the only governor adjustment shall be that initially required for establishing rated speed at corresponding rated power outputs. Under these conditions and depending upon agreements between the parties to the test on the purpose and nature of testing, one or more items from the following subdivisions may be determined.

a) Maximum and minimum manually or remotely adjustable sustained governed speeds at no load.

b) Permanent and momentary speed variation

The speed variation test is accomplished with the turbine working at rated speed under specified operating conditions by rejecting instantaneously "rated full load" and noting the maximum transient and permanent speed rise. The (average) droop in per cent is expressed as the ratio of the permanent speed rise and the speed at rated load. The maximum transient speed may be expressed as a percentage of the rated speed.

Stabilization time is defined as the interval between the instant of rejecting load and the instant when the speed remains within 0.5 % of the permanent no-load speed.

In applications where sudden load acceptance is important, the transient minimum speed reached shall be measured together with the recovery time defined as the difference between the instant of load application and the moment when a difference of no more than 0.5 % of the permanent speed is attained.

c) Dead band

The dead band is the total magnitude of the change in steady state speed within which there is no resulting measurable change in the position of the fuel control valve. It is a measure of the insensitivity of the speed governor and is expressed in per cent of rated speed.

#### 6.2.1.2 *Variable speed regulation*

a) General stability of governed speed control at given settings including idling settings within the region of operation as given in § 6.2.1.2 b.

Stability can be defined as a condition where no sustained oscillations or fluctuations occur in load or speed owing to causes within the control of the governor control loop.

b) Maximum and minimum manually or remotely adjustable sustained governed speed, at an appropriate load.

c) Maximum momentary increase in governed speed above rated speed when the fuel control setting or gas regulating valve is suddenly shifted from idling to rated speed position under conditions of no load.

d) Maximum momentary decrease in governed speed below idling no-load speed when the fuel nozzle or gas regulating valve is suddenly shifted from rated speed position at steady-state rated power output to idling no-load setting.

e) Dead band.

§ 6.2.1.1 c

#### 6.2.1.3 *Temperature control*

If temperature regulation is specified, the effectiveness of the system shall be checked by determining the specific limits of gas turbine exhaust or turbine inlet temperature at specified loads or of other limiting temperatures.

### 6.2.2 Protective devices

#### 6.2.2.1 *Low lubricating oil pressure*

Where there is a main shaft driven pump, the output of this shaft driven pump may be decreased by reducing the speed of the machine until the pressure reaches the initiating level. It may be necessary to inhibit the starting of the main standby pump (s) to reach the lower alarm-tripping levels. If no engine driven pump is provided, pressure should be decreased by shutting down the main oil pump (s).

Alternatively, the complete system may be tested by artificially subjecting the sensing device to a reduction of input pressure whilst the machine is in operation.

## 6.2 ESSAIS FACULTATIFS

### 6.2.1 Système de régulation

#### 6.2.1.1 *Système à vitesse constante*

Pendant ces essais, le seul ajustement admis sera celui requis pour l'établissement de la vitesse aux régimes de puissance correspondants. Dans ces conditions, et suite aux accords passés entre les parties en ce qui concerne les buts et la nature des essais, l'un ou plusieurs des points de la liste qui suit peuvent faire l'objet d'essais.

- a) Vitesses de régime maximale et minimale à vide, ajustables manuellement ou à distance.
- b) Variations de vitesse transitoire et permanente

L'essai de variation de vitesse est effectué sur la turbine fonctionnant à la vitesse nominale dans les conditions spécifiées en réalisant un délestage instantané de la puissance nominale et notant la vitesse transitoire maximale et l'accroissement de vitesse permanent. Le statisme (moyen), en pour-cent, est le rapport de l'accroissement permanent de vitesse à la vitesse à la puissance nominale.

La vitesse maximale transitoire peut s'exprimer en pour-cent de la vitesse nominale.

Le temps de stabilisation est défini comme l'intervalle de temps compris entre le moment du délestage et le moment où la vitesse ne s'écarte plus de la vitesse permanente à vide de plus de 0,5 %. Dans les installations où la prise de charge brutale est importante, on pourra mesurer la vitesse transitoire minimale atteinte, ainsi que le temps de récupération défini comme étant la différence entre le moment où la charge est appliquée et le moment où la vitesse cesse de s'écarter de plus de 0,5 % de la vitesse de régime.

- c) Insensibilité

L'insensibilité est la différence maximale entre deux vitesses de régime n'entraînant pas de changement mesurable de la position de la vanne de combustible. Cette insensibilité du régulateur s'exprime en pour-cent de la vitesse de régime.

#### 6.2.1.2 *Régulation à vitesse variable*

- a) Stabilité générale de la vitesse pour divers réglages, les réglages de ralenti compris, dans la zone de fonctionnement définie au § 6.2.1.2 b).

La stabilité peut être définie comme étant la condition où il n'y a ni oscillations, ni fluctuations de charge ou de vitesse dues à des causes intérieures à la boucle de régulation.

- b) Vitesses réglées maximale et minimale ajustées manuellement ou à distance pour une charge appropriée.

c) Augmentation de la vitesse maximale transitoire par rapport à la vitesse nominale, lorsque la position du régulateur de combustible ou de la vanne de réglage du combustible gazeux est brutalement décalée de la position de ralenti à la position de vitesse nominale, la machine n'étant pas chargée.

d) Diminution de la vitesse maximale par rapport à la vitesse de ralenti sans charge lorsque la position du régulateur de combustible ou de la vanne de réglage de combustible est soudain décalée de la position de vitesse de régime à la puissance nominale, à la position de ralenti à vide.

- e) Insensibilité

§ 6.2.1.1 c)

#### 6.2.1.3 *Régulation de température*

Si la régulation de température fait l'objet de spécifications, l'efficacité de cette régulation sera vérifiée en contrôlant les limites de température à la sortie ou à l'entrée de la turbine à gaz (ou toute autre température limite) pour des charges déterminées.

### 6.2.2 Dispositifs de protection

#### 6.2.2.1 *Manque de pression d'huile de graissage*

Lorsqu'il y a une pompe principale entraînée par l'arbre, le débit de celle-ci peut être diminué en réduisant la vitesse de la machine jusqu'à ce que la pression atteigne le seuil de fonctionnement du détecteur. Il peut être nécessaire d'empêcher le démarrage de la ou des pompes principales de secours pour atteindre le niveau le plus bas d'alarme ou de déclenchement. S'il n'y a pas de pompe entraînée par l'arbre, la pression sera réduite en arrêtant la ou les pompes à huile principales.

En variante, l'ensemble du dispositif de protection pourra être essayé en soumettant artificiellement le capteur à une pression réduite pendant que la machine est en fonctionnement.

### 6.2.2.2 *High lubricating oil temperature*

The cooling of the lubricating oil may be inhibited until the initiating temperature is reached. Alternatively, the complete system may be tested by subjecting the sensing head to required temperature limits using external means.

### 6.2.2.3 *High bearing metal temperature*

Because of the different means of sensing temperature it is not possible to be specific. It is preferable to increase the temperature either by injecting the required signal or by removing the sensing head and applying heat to it externally until the actual set temperature is reached. If this is not possible, the trip should be proved by lowering the setting to coincide with the actual running temperature.

In the latter case it is essential to prove that the tripping device operates satisfactorily on the bench when the actual "as set" temperature is reached.

### 6.2.2.4 *Fuel supply pressure*

The supply pressure may be changed by adjustment to the appropriate valves until it is at the tripping level.

### 6.2.2.5 *Turbine overtemperature*

Because of the different means of sensing temperature, it is not possible to be specific. It is preferable to simulate the increase in temperature, e. g. by reducing the appropriate pneumatic signal or by injecting the required voltage signal. If this is not possible, the trip should be operated by lowering the setting to coincide with the running temperature.

In the latter case it is essential that the tripping device operates satisfactorily on the bench when the actual "as set" temperature is reached.

## 6.2.3 **Handling characteristics**

### 6.2.3.1 *Starting sequence*

Determination of the starting sequence will require a test log with notations concerning times of significant events in the starting cycle. A stop watch or conventional synchronous-motor clock should provide adequate accuracy. For either manual or automatic starting sequence, parties to the test shall reach prior agreement on the method of indicating significant events in the starting sequence. A typical starting test log could consist of recording the time and the speed at which significant events occur such as initial start signal, light-up, starter-off, and attainment of idling speed.

### 6.2.3.2 *Starting reliability*

Starting reliability shall have been attained when 10 consecutive successful starts are performed in accordance with operating instructions supplied with the unit. Test runs during the normal course of commissioning may be taken into account provided the runs are consecutive. The test log will record the total number of consecutive attempts to start, with indication of events, and will identify the successful starts among the attempts. Where possible, the machine condition prior to starts will be varied to include starts after long shut down periods and starts immediately after stopping.

### 6.2.3.3 *Special starting characteristics*

Subject to agreement by the parties to the test, determination of starting characteristics may be extended to include test of one or more of the following :

- a) Black start — no available power external to the installation ;
- b) Remote start i. e. by cable, pilot wire, microwave or carrier current ;
- c) Emergency start ;
- d) Dead load pick-up ;
- e) Alternate fuel start on dual fuel machines ;
- f) Starting power requirements ;
- g) Minimum self-sustaining speed determination ;
- h) Starting fuel consumption.



### 6.2.2.2 *Excès de température d'huile de graissage*

Le refroidissement de l'huile de graissage peut être supprimé jusqu'à ce que le seuil de fonctionnement du détecteur soit atteint. En variante, le dispositif de protection peut être essayé en soumettant le capteur aux températures limites requises en utilisant des moyens extérieurs.

### 6.2.2.3 *Excès de température au métal des coussinets*

Il n'est pas possible de donner une méthode d'essai précise en raison de la multiplicité des moyens existants pour la mesure de la température. Il est préférable d'augmenter artificiellement la température, soit en injectant le signal requis, soit en retirant le capteur et en l'échauffant jusqu'à ce que le seuil de fonctionnement soit atteint. Si cela n'est pas possible, la valeur de consigne devra être abaissée jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur de fonctionnement. Dans ce dernier cas, il est essentiel de faire apparaître, par des essais au banc, que le dispositif complet de protection fonctionne de manière satisfaisante lorsque la température de consigne normale est atteinte.

### 6.2.2.4 *Pression anormale d'alimentation en combustible*

La pression d'alimentation peut être modifiée en ajustant les vannes appropriées jusqu'à ce que le seuil de fonctionnement du dispositif soit atteint.

### 6.2.2.5 *Excès de température des gaz à la turbine*

Il n'est pas possible de donner une méthode d'essai précise en raison de la multiplicité des moyens de mesure de température existants. Il est préférable de simuler l'accroissement de température en réduisant le signal pneumatique approprié ou en injectant le signal électrique requis. Si cela n'est pas possible, le déclenchement sera provoqué en abaissant le seuil de fonctionnement jusqu'à ce qu'il coïncide avec la température de fonctionnement de la turbine à gaz. Dans ce dernier cas, il est essentiel de mettre en évidence par des essais au banc que le système complet fonctionne de manière satisfaisante lorsque la température atteint la température de consigne normale.

## 6.2.3 **Caractéristiques de conduite**

### 6.2.3.1 *Séquence de démarrage*

La détermination de la séquence de démarrage requiert un relevé comprenant l'indication des moments où des faits significatifs se sont produits pendant le cycle de démarrage. Un chronomètre ou un chronomètre synchrone fournira une précision suffisante. Tant pour les démarrages manuels que pour les démarrages automatiques, les parties se mettront d'accord au préalable, sur la façon d'indiquer les phases les plus significatives de la séquence de démarrage. Un relevé typique d'essai de démarrage indiquera le moment et la vitesse auxquels se passent les événements significatifs tels que : impulsion initiale de démarrage, allumage, arrêt du démarreur, moment où la vitesse de ralenti est atteinte, etc.

### 6.2.3.2 *Fiabilité du démarrage*

La fiabilité du démarrage sera vérifiée en procédant à 10 démarrages réussis consécutifs, effectués en respectant les instructions de fonctionnement fournies avec l'unité. Cette vérification peut être faite en profitant des démarrages effectués pour les besoins de la mise au point ou de l'exploitation, pourvu qu'ils soient consécutifs. Les relevés mentionneront le nombre total des essais de démarrages consécutifs avec l'indication des opérations successives et l'identification des démarrages réussis parmi les tentatives entreprises.

Dans la mesure du possible, l'état de la machine avant démarrage sera différent d'un essai à l'autre afin d'inclure des démarrages faisant suite à une longue période d'arrêt et des démarrages entrepris peu après un arrêt.

### 6.2.3.3 *Caractéristiques particulières de démarrage*

Par accord entre les parties, la détermination des caractéristiques de démarrage peut inclure des essais portant sur une ou plusieurs des caractéristiques suivantes :

- a) Démarrage autonome sans puissance extérieure disponible ;
- b) Démarrage par commande à distance, c'est-à-dire par câble, fil pilote, ondes courtes ou courant porteur ;
- c) Démarrage rapide en secours ;
- d) Reprise d'une charge sur réseau isolé sans tension ;
- e) Démarrage avec l'autre combustible pour les machines à deux combustibles ;
- f) Puissance nécessaire au démarrage ;
- g) Détermination de la vitesse minimale de fonctionnement autonome ;
- h) Consommation de combustible de démarrage.

#### 6.2.3.4 Normal load pick-up

The capability and reliability of load pick-up shall be proved with a minimum of 2 and a maximum of 5 tests of which at least one must be made from cold. These tests may be performed as part of any of the successful starts in § 6.2.3.2. These tests must be done in accordance with the operating instructions.

#### 6.2.4 Amplitude of vibration

Test methods are subject to agreement between the parties to the test in particular with regard to the following points :

- a) Location of measurement : vibration of bearing casings or displacement of shaft (s) ;
- b) Instrumentation : use of pick-ups measuring acceleration or displacement speed or displacement itself.

#### 6.2.5 Stack emission

Test shall be carried in accordance with national requirements for smoke emission.

#### 6.2.6 Exhaust mass flow and temperature (for waste heat recovery evaluation)

Exhaust mass flow is determined either by direct measurement of airflow and fuel-flow in accordance with § 5.7 or by indirect means (heat balance, § 7.5). Turbine outlet temperature is determined according to § 5.5.2.

#### 6.2.7 Noise level

Test methods are subject to agreement between parties to the test in particular with regard to the following points :

- Location of measuring points ;
- Instrumentation ;
- Correction for background noise.

## SECTION 7 - COMPUTATION OF RESULTS

In computing results of tests for power and thermal efficiency, the determination may be made with averaged or integrated values of observations made during a single test run, after applying corrections for instruments, etc., as presented in this code.

### 7.1 POWER OUTPUT

#### 7.1.1 Net shaft power output : mechanical

When the torque is measured at the power take-off connection, the gross shaft mechanical power output is given by the formula :

$$P_g = M\omega$$

where :

$P_g$  = gross shaft power output, kW ;

$M$  = torque, kNm ;

$\omega$  = angular velocity,  $s^{-1} = 2\pi \frac{n}{60}$  ;

$n$  = speed, rpm.

Item in this equation will be measured in accordance with § 5.3. If separately driven auxiliaries or other accessories requiring power are included with the engine assembly, a correction shall be made to obtain net shaft power. Charges and credits are calculated on the basis of net shaft power output of the auxiliaries except when these are driven electrically, in which case the measured electrical input shall be used. With regard to the auxiliaries, which are not continuously in use during normal operation, the power they absorb will not be taken into account (i. e. air compressor for starting, auxiliary oil-pump, etc.), except for the charging compressor in a closed cycle turbine, in which case absorbed power shall be taken into account.

#### 6.2.3.4 *Prise de charge normale*

La capacité et la fiabilité de prise en charge seront mises en évidence avec un minimum de 2 et un maximum de 5 essais dont au moins un sera effectué à partir de l'état froid de la machine. Ces essais peuvent être effectués à la suite des essais réussis de démarrage du § 6.2.3.2. Ces essais seront effectués en conformité avec les consignes d'exploitation.

#### 6.2.4 **Amplitude des vibrations**

Les méthodes adoptées doivent faire l'objet d'un accord entre les parties, en particulier en ce qui concerne les points suivants :

- a) Emplacement des mesures : vibration des paliers ou déplacement du ou des arbres ;
- b) Appareillage : utilisation de capteurs mesurant l'accélération, la vitesse de déplacement ou le déplacement proprement dit.

#### 6.2.5 **Émission des fumées**

Le contrôle sera exécuté en accord avec les règles nationales de détermination de l'émission de fumées.

#### 6.2.6 **Débit et température des gaz d'échappement** (pour la détermination de la récupération de chaleur)

Le débit de gaz peut être déterminé soit par mesure directe du débit d'air et du débit de combustible en accord avec le § 5.7, soit par détermination indirecte (bilan thermique, § 7.5).

La température des gaz à la sortie de la turbine sera déterminée en accord avec le § 5.5.2.

#### 6.2.7 **Niveau de bruit**

Les parties conviendront des méthodes d'essais, en particulier en ce qui concerne :

- Le choix des points de mesure ;
- L'appareillage de mesure ;
- Les corrections pour bruit de fond.

## SECTION 7 - CALCULS DES RÉSULTATS

Le calcul des résultats d'essais de puissance et de rendement se fera à l'aide des valeurs (moyennes ou intégrées) des lectures effectuées pendant un essai unique, après y avoir apporté les corrections d'instruments, etc., telles que décrites dans ce code.

### 7.1 **PUISSANCE FOURNIE**

#### 7.1.1 **Puissance nette mécanique**

Lorsque le couple est mesuré au manchon d'accouplement, la puissance brute mécanique est donnée par la formule :

$$P_g = M\omega$$

où :

$P_g$  = puissance brute sur l'arbre, kW ;

$M$  = couple, kNm ;

$\omega$  = vitesse angulaire,  $s^{-1} = 2\pi \frac{n}{60}$  ;

$n$  = vitesse de rotation, tours/minute.

Les grandeurs figurant dans cette équation seront mesurées en accord avec le § 5.3. Si des auxiliaires alimentés séparément ou d'autres accessoires requérant de la puissance font partie de la machine, il faudra appliquer une correction afin d'obtenir la puissance nette au manchon d'accouplement. Les débits et crédits seront calculés à partir des puissances nettes au manchon des accessoires, sauf si ces derniers sont entraînés électriquement. Dans ce cas, on utilisera la puissance électrique mesurée. On ne tiendra pas compte de la puissance prise par les auxiliaires qui ne sont pas en fonctionnement continu lors de la marche normale de la machine (c'est-à-dire compresseur d'air de démarrage, pompe à huile auxiliaire, etc.). Ceci ne s'applique pas au cas du compresseur d'alimentation des installations en circuit fermé ; dans ce cas on tiendra compte de la puissance moyenne absorbée.

Charges and credits may be made as in the following example.

<b>Charges</b> (Deduct from measured gross shaft output)	<b>Credits</b> (Add to measured gross shaft output)
1. Separately driven fuel, lubricating or water pump, which is part of the engine assembly.	1. Air bleed for station auxiliary supply or chemical process that is not part of engine assembly.
2. Separately driven compressors such as charging compressors for closed cycle or super-charging compressors for open cycle.	2. Auxiliary electric generator driven by engine but forming no part of engine assembly.
3. Separately driven fuel gas booster compressor when it is part of the engine assembly.	3. Mechanical or hydraulic auxiliary drive but forming no part of engine assembly.
4. Separately driven fans for cooling purposes including cooling tower if used.	
5. External power for heating fuel.	

### 7.1.2 Net power output electrical

Where power output is determined from electrical measurements of an engine driven generator unit, the measured power output, electrical, at the generator terminals will be the resultant sum of the electrical power output measurements plus cable or other losses between the generator terminals and switchboard, if any, less that portion of separately supplied excitation power and or generator ventilation power as indicated in § 5.3.2.

If separately driven auxiliaries or other accessories requiring power are included with the engine assembly, charges and credits are calculated following the procedure given in § 7.1.1.

### 7.1.3 Conversion from electrical to mechanical power outputs

In order to convert electrical power output, to mechanical power output at the output shaft connection, the net electrical power output, is divided by the product of the efficiencies of the generator and of the main transmission gearing when used. The generator and gear efficiencies may be determined at the relevant conditions of load and power factor from performance information furnished by their respective manufacturers. On the basis of this information, curves of generator and gear efficiencies shall be plotted against electrical power output.

In the event that performance information is not available for the generator, its losses may be determined in accordance with the I. E. C. standard publication 34-2 "Recommendation on determination of efficiency of rotating electrical machinery".

## 7.2 HEAT CONSUMPTION AND THERMAL EFFICIENCY

### 7.2.1 Heat consumption

The rate of heat consumption is determined by the equation :

$$q = \frac{w (Q_{10} + h_f - h_0)}{t_d} = W (Q_{10} + h_f - h_0)$$

where :

$q$  = rate of heat consumption, kW ;

$t_d$  = duration of test, s ;

$w$  = mass of fuel used during period  $t_d$ , kg ;

$Q_{10}$  = low calorific value at constant pressure, kJ/kg ;

$W$  = rate of fuel consumption =  $\frac{w}{t_d}$ , kg/s ;

$h_f$  = enthalpy of the fuel at the temperature  $t_f$ , kJ/kg ;

$h_0$  = enthalpy of the fuel at 25° C, kJ/kg.

Les augmentations et diminutions de puissance seront faites par exemple de la façon suivante :

**Débts**  
(puissance auxiliaire à déduire  
de la puissance brute au manchon mesurée)

1. Pompe à combustible, à huile ou à eau entraînée séparément et faisant partie de la machine.
2. Compresseurs entraînés séparément tels que compresseurs d'alimentation pour les turbines en circuit fermé ou compresseurs de suralimentation pour cycle ouvert.
3. Compresseur d'alimentation en gaz à entraînement séparé s'il fait partie de l'installation.
4. Ventilateurs entraînés séparément et utilisés pour le refroidissement, le cas échéant pour les tours de réfrigération.
5. Puissance extérieure pour le chauffage du combustible.

**Crédits**  
(puissance auxiliaire à ajouter  
à la puissance brute au manchon mesurée)

1. Prélèvement d'air comprimé pour l'alimentation d'auxiliaires ou pour processus chimique ne faisant pas partie de la machine.
2. Génératrice électrique auxiliaire entraînée par la machine mais n'en faisant pas partie.
3. Accessoires entraînés mécaniquement ou hydrauliquement mais ne faisant pas partie de la machine.

### 7.1.2 Puissance nette électrique

Lorsque la puissance est déterminée à partir de mesures électriques effectuées sur un alternateur (ou une génératrice) entraîné par la machine, la puissance électrique aux bornes de l'alternateur sera la somme de la puissance électrique mesurée plus (le cas échéant) les pertes de ligne ou autres entre l'alternateur et le poste de mesure, moins la part de puissance d'excitation et (ou) de ventilation fournies séparément comme indiqué au § 5.3.2.

Si des auxiliaires ou d'autres accessoires requérant de la puissance, entraînés séparément, sont inclus dans la machine, les débits et crédits sont calculés en accord avec la procédure décrite au § 7.1.1.

### 7.1.3 Conversion de la puissance électrique en puissance mécanique

Afin de convertir la puissance électrique en puissance mécanique, au manchon d'accouplement, la puissance nette électrique sera divisée par le produit des rendements de l'alternateur et du réducteur de vitesse le cas échéant. Les rendements de l'alternateur et du réducteur seront déterminés à partir des caractéristiques fournies par le constructeur pour les conditions adéquates de charge et de facteur de puissance. Ces informations serviront de base à la détermination de courbes de rendement de l'alternateur et du réducteur en fonction de la puissance électrique.

Au cas où les informations concernant le rendement de l'alternateur ne sont pas disponibles, les pertes de celui-ci peuvent être déterminées en accord avec la norme C. E. I., publication 34-2 « Recommandation pour la détermination du rendement d'une machine électrique tournante ».

## 7.2 CONSOMMATION DE CHALEUR ET RENDEMENT

### 7.2.1 Consommation

La consommation de chaleur est déterminée par l'équation :

$$q = \frac{w (Q_{10} + h_f - h_0)}{t_d} = W (Q_{10} + h_f - h_0)$$

où :

$q$  = consommation de chaleur, kW;

$t_d$  = durée de l'essai, s;

$w$  = masse de combustible utilisée pendant l'essai, kg;

$Q_{10}$  = pouvoir calorifique inférieur à pression constante kJ/kg;

$W$  = consommation de combustible =  $\frac{w}{t_d}$ , kg/s;

$h_f$  = enthalpie du combustible à la température  $t_{f4}$ , kJ/kg;

$h_0$  = enthalpie du combustible à 25° C, kJ/kg.

### 7.2.2 Thermal efficiency

The thermal efficiency of the engine based on net shaft power output may be computed from :

$$\eta = \frac{P}{q}$$

where :

$\eta$  = thermal efficiency;

P = net shaft output, kW;

q = heat consumption rate, kW.

### 7.2.3 Heat rate

The heat rate may be computed from :

$$q_p = \frac{q}{P} = \frac{1}{\eta}$$

where :

$q_p$  = heat rate, kW heat/kW power;

q = heat consumption rate, kW;

P = net shaft power output, kW.

## 7.3 CORRECTIONS OF TEST RESULTS TO REFERENCE CONDITIONS

7.3.1 The primary object of this code is stated in § 1.1. The preferred approach in conducting tests is to run at the reference conditions of compressor inlet (temperature, pressure, and relative humidity), and at the standard exhaust as defined in § 2.2 a. It is recognized however that this may not always be possible; the test may have to be run at some other conditions and the results corrected to reference conditions to facilitate comparison of power and thermal efficiency.

7.3.2 The basic approach for conducting the test is to operate the gas turbine engine at the same aerodynamic conditions for the actual compressor inlet conditions as would occur if the gas turbine engine were operating at rated load at reference conditions. This will result in both the compressor and turbine being at the correct point on their efficiency maps. To duplicate these conditions, actual turbine exhaust temperature and speed will be lower than reference if the compressor inlet temperature is lower than the reference condition. Conversely, it would be necessary to run above reference exhaust temperature and speed if the compressor inlet temperature exceeded the reference value. Therefore from a practical standpoint, the performance test must be run when ambient conditions allow the test to be conducted at a compressor inlet temperature equal to, or lower than, the reference conditions. For example this may necessitate running the test at night during hot weather.

In practice, the above principles are subject to the limitations associated with the type of machine used (§ 7.3.4).

### 7.3.3 Variable speed turbines

In case of an installation involving variable speed characteristics, such as mechanical drive, the corrections will be made as follows :

a) Determination of output shaft test speed :

$$n_t = n\sqrt{\theta}$$

where :

$n_t$  = test speed ;

n = reference speed ;

$\theta$  = ratio of the absolute test ambient temperature to the absolute reference ambient temperature.

### 7.2.2 Rendement thermique

Le rendement thermique de la machine, basé sur la puissance nette, sera calculé à partir de :

$$\eta = \frac{P}{q}$$

où :

$\eta$  = rendement thermique ;

$P$  = puissance nette au manchon, kW ;

$q$  = consommation de chaleur, kW.

### 7.2.3 Consommation spécifique de chaleur

La consommation spécifique de chaleur se déduira de :

$$q_p = \frac{q}{P} = \frac{1}{\eta}$$

où :

$q_p$  = consommation spécifique de chaleur, kW thermique/kW puissance ;

$q$  = consommation de chaleur, kW ;

$P$  = puissance nette au manchon, kW.

## 7.3 CORRECTIONS DES RÉSULTATS D'ESSAI POUR LES RAMENER AUX CONDITIONS DE RÉFÉRENCE

7.3.1 L'objet principal de ce code est donné au § 1.1. Il est recommandé de mener les essais dans les conditions standard à l'entrée du compresseur (température, pression et humidité relative) et dans les conditions standard à l'échappement telles que définies au § 2.2 a. Il est cependant admis que cela n'est pas toujours possible ; l'essai doit parfois être effectué dans d'autres conditions et les résultats devront être ramenés aux conditions standard ou aux conditions spécifiées afin de faciliter la comparaison de la puissance et du rendement avec les valeurs prévues.

7.3.2 Les principes qui président à la conduite de l'essai, consistent à faire fonctionner la turbine aux mêmes conditions aérodynamiques pour les conditions réelles de l'essai à l'entrée du compresseur que celles existant dans la machine lorsque celle-ci fonctionne à sa puissance nominale aux conditions de référence. Ceci permettra au compresseur et à la turbine de fonctionner à leur point correct de fonctionnement sur leurs courbes de rendements. Afin de reproduire ces conditions, la température à l'échappement de la turbine et la vitesse de rotation de la turbine seront inférieures à celles des conditions de référence si la température à l'entrée du compresseur est inférieure à la température de référence.

Inversement, il faudra faire fonctionner la machine à une vitesse et une température d'échappement à la turbine supérieures à celles des conditions de référence si la température à l'entrée du compresseur est supérieure à la température de référence. C'est pourquoi, d'un point de vue pratique, si les conditions ambiantes le permettent, les essais de performance devront s'effectuer avec une température d'entrée au compresseur égale ou inférieure aux conditions standard. Ceci peut nécessiter par exemple de faire les essais la nuit par temps chaud.

En pratique, les principes mentionnés ci-dessus sont sujets à des limitations qui sont fonctions du type de machine utilisé (§ 7.3.4).

### 7.3.3 Machines à vitesse variable

Dans le cas d'installations fonctionnant à vitesse variable, telles que les turbines assurant l'entraînement d'appareils mécaniques, les corrections se feront de la façon suivante :

a) Détermination de la vitesse au manchon d'accouplement :

$$n_t = n\sqrt{\theta}$$

où :

$n_t$  = vitesse d'essai ;

$n$  = vitesse de référence ;

$\theta$  = rapport de la température absolue ambiante d'essai à la température absolue ambiante de référence.

b) Determination of the test temperature \* :

$$T_t = T \theta$$

where :

$T_t$  = absolute test temperature ;

$T$  = absolute temperature for the reference conditions.

c) Having operated the gas turbine at the test speed and the test temperature as calculated in a and b the net shaft output  $P_t$  may be determined from the measured gross test shaft output.

The corrected net output will then be given by :

$$P_c = \frac{P_t}{\delta \sqrt{\theta}}^{**}$$

where :

$P_c$  = net shaft output (corrected) ;

$P_t$  = net test shaft output ;

$\delta$  = ratio of the test ambient absolute pressure to the reference ambient absolute pressure.

d) If the corrected power calculated in c is equal to, or greater than, the specified power (including any appropriate corrections such as for exhaust back pressure) then the engine meets the specified power requirement.

Parties to the test must agree, prior to the test, on the correction to be applied to the output and thermal efficiency in the event that back pressure is different from the reference value.

e) The thermal efficiency is calculated as follows :

$$\eta_T = \frac{P_t}{W (Q_{10} + h_f - h_0)}^{***}$$

where :

$W$  = measured rate of fuel consumption, kg/s ;

$Q_{10}$  = lower calorific value, kJ/kg.

### 7.3.4 Constant speed turbines

Correction of test load and thermal efficiency for generator drive or other constant speed applications is less straightforward since it is normally impossible to operate at the same aerodynamic conditions. Therefore, the gas turbine engine will be operating at off design point whenever the compressor inlet conditions are different than the reference conditions. Every effort should be made to run the test at reference conditions. If this is not feasible, then the test will have to be based on proper correction curves.

The parties to the test should agree in writing on the curves to be used and the correction procedure prior to the test \*\*\*\*.

### 7.3.5 Humidity

Except in the case of intercooling or where water spray coolers are used (§ 2.2), humidity variation does have negligible effects on gas turbine engine power output, fuel consumption, and temperatures, but serious errors will be involved if humidity is not accounted for in heat balance calculation.

---

\* This will be the specified control temperature which may be either the turbine inlet or exhaust temperature.

\*\* This relation assumes that the thermodynamic properties of the working fluids are independent of compressor inlet temperature, which is not precisely correct, however, the magnitude of the error is compatible with limits contained in this code.

\*\*\* This relation assumes that there is no correction to be made to convert test thermal efficiency to the value at reference conditions because the operating conditions have been chosen such as to obey similarity rules.

\*\*\*\* The indicated method of calculation takes into account the effect of pressure drop before compressor inlet.



b) Détermination de la température d'essai \* :

$$T_t = T_\theta$$

où :

$T_t$  = température absolue d'essai;

$T$  = température absolue aux conditions de référence.

c) Ayant fait fonctionner la turbine à gaz à la vitesse d'essai et à la température d'essai (ces deux grandeurs étant calculées par les formules indiquées ci-dessus en a et b), la puissance nette  $P_t$  peut être déterminée à partir de la puissance brute mesurée.

La puissance nette corrigée sera alors donnée par :

$$P_c = \frac{P_t}{\delta \sqrt{\theta}} **$$

où :

$P_c$  = puissance nette au manchon (corrigée);

$P_t$  = puissance nette au manchon relevée à l'essai;

$\delta$  = rapport de la valeur absolue de la pression ambiante relevée à l'essai, à la valeur absolue de la pression ambiante de référence.

d) Si la puissance corrigée calculée en c est égale ou supérieure à la puissance spécifiée (compte tenu des corrections éventuelles pour la pression d'échappement), la machine atteint la puissance requise.

Les parties devront se mettre d'accord, avant l'essai, concernant la correction à appliquer à la puissance et au rendement thermique lorsque la pression d'échappement de l'essai est différente de la valeur de référence.

e) Le rendement thermique est calculé de la façon suivante :

$$\eta_T = \frac{P_t}{W (Q_{i0} + h_f - h_0)} ***$$

où :

$W$  = débit de combustible, kg/s;

$Q_{i0}$  = pouvoir calorifique inférieur, kJ/kg.

### 7.3.4 Machines à vitesse constante

Comme il n'est pas possible de faire fonctionner une machine à vitesse constante à des conditions aérodynamiques identiques si les conditions ambiantes ne sont pas les conditions de référence, les corrections des essais de puissance et de rendement sont plus difficiles à appliquer que dans le cas précédent. C'est pourquoi une turbine à gaz ne fonctionnera pas à son point d'adaptation si les conditions d'essais sont différentes des conditions de référence. On tâchera autant que possible d'effectuer les essais aux conditions de référence. Si cela n'est pas possible, les essais seront corrigés à l'aide de courbes appropriées.

Les parties se mettront d'accord par écrit avant les essais au sujet des courbes à utiliser et de la méthode de correction à adopter \*\*\*\*.

### 7.3.5 Humidité

Sauf dans le cas de machines à réfrigération intermédiaire ou à réfrigération par évaporation (§ 2.2), les variations d'humidité ont des effets négligeables sur la puissance fournie par une turbine à gaz, sur le rendement et sur les températures. Cependant, des erreurs importantes peuvent s'introduire de ce fait dans le bilan thermique s'il n'est pas tenu compte de l'humidité.

- 
- \* Il s'agit de la température de réglage spécifiée, qui peut être soit la température à l'entrée, soit la température à la sortie de la turbine.
  - \*\* Cette relation suppose que les propriétés thermodynamiques du fluide moteur sont indépendantes de la température à l'entrée du compresseur; cela n'est pas parfaitement exact, cependant l'ordre de grandeur de l'erreur commise est compatible avec les tolérances admises dans ce code.
  - \*\*\* Cette relation suppose qu'aucune correction n'est appliquée pour passer du rendement thermique d'essai au rendement thermique aux conditions de référence, car les conditions de fonctionnement ont été prises en similitude avec les conditions de référence.
  - \*\*\*\* La méthode de calcul indiquée tient compte des effets d'une éventuelle perte de charge avant l'entrée au compresseur.

## 7.4 EVALUATION OF TEST RESULTS

Power and thermal efficiency shall be obtained by averaging the corrected values obtained in accordance with § 4.2.3.

If a variable speed gas turbine is tested to determine thermal efficiency and the maximum power outputs that can be sustained at various speeds, curves of efficiency versus net shaft power output shall be plotted with output speed as a parameter. From this, curves may be obtained of thermal efficiency and maximum shaft output as a function of speed.

## 7.5 POWER OUTPUT INDIRECT METHOD

7.5.1 When power output is to be determined by thermodynamic computations, the heat balance equation must first be written for a well established "control volume", see figure 7.1, including the gas turbine, in a manner convenient for defining all quantities of heat and energy entering and leaving this control volume.

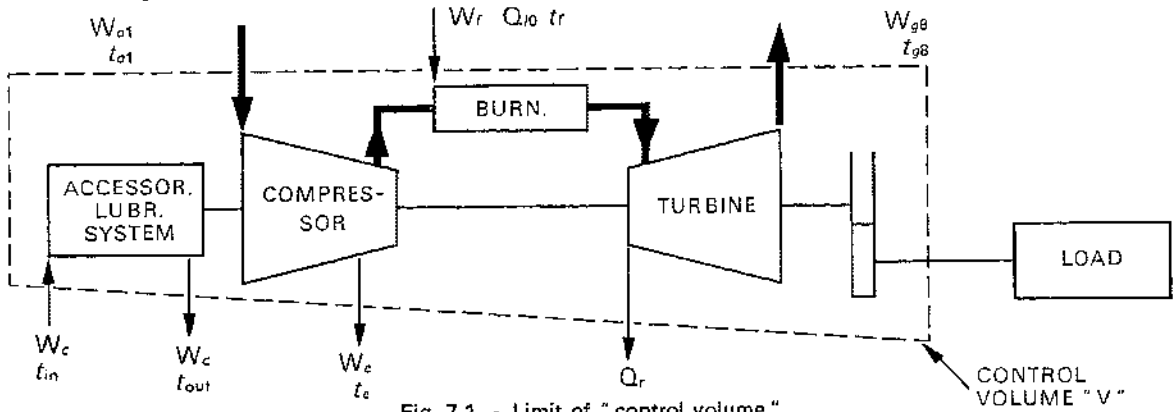


Fig. 7.1. - Limit of "control volume"

One of these quantities will be the power output, the quantity to be indirectly determined by this method. This heat balance equation becomes :

$$W_{a1} (h_{a1} - h_{a0}) + W_f Q_{f0} \tau_B + W_f (h_f - h_0) = W_{g8} (h_{g8} - h_{g0}) + W_e (h_e - h_{a0}) + Q_r + Q_m + P_{sh} \quad (7.1)$$

where :

$W_{a1}$  = air entering mass flow, kg/s;

$W_f$  = fuel entering mass flow, kg/s;

$W_{g8}$  = weight of exhaust gases leaving, kg/s;

$W_e$  = leakage mass flow sealing or extracted gas leaving control volume, kg/s;

$W_c$  = weight of lubricating flow, kg/s;

$h_{a1}$  = enthalpy of air entering at  $t_1$ , kJ/kg;

$h_{a0}$  = enthalpy of air at reference temperature, kJ/kg;

$h_e$  = enthalpy of leakage air leaving at  $t_e$ , kJ/kg;

$h_{g8}$  = enthalpy of exhaust gases leaving at  $t_8$ , kJ/kg;

$h_{g0}$  = enthalpy of combustion products at reference temperature, kJ/kg;

$h_f$  = enthalpy of the fuel at temperature  $t_{f1}$ , kJ/kg;

$h_0$  = enthalpy of the fuel at 25° C, kJ/kg;

$Q_r$  = radiation and convection heat leaving, kW;

$Q_m$  = mechanical losses, kW =  $W_c C_{pc} (t_{out} - t_{in})$ ;

$P_{sh}$  = power output, kW;

$Q_{f0}$  = lower calorific value of fuel at 25° C, kJ/kg;

$\tau_B$  = combustion chamber efficiency = 0.98 (§ 7.5.8);

$$t_{a1} = \frac{1}{W_{a1}} \int_V t_{a1} \cdot dW_{a1} = \text{flow weighted average temperature, } ^\circ \text{K};$$

$$t_{g8} = \frac{1}{W_{g8}} \int_V t_{g8} \cdot dW_{g8} = \text{flow weighted average temperature, } ^\circ \text{K};$$

$t_{in}$  = inlet temperature of lubricating flow, ° K;

$t_{out}$  = outlet temperature of lubricating flow, ° K.

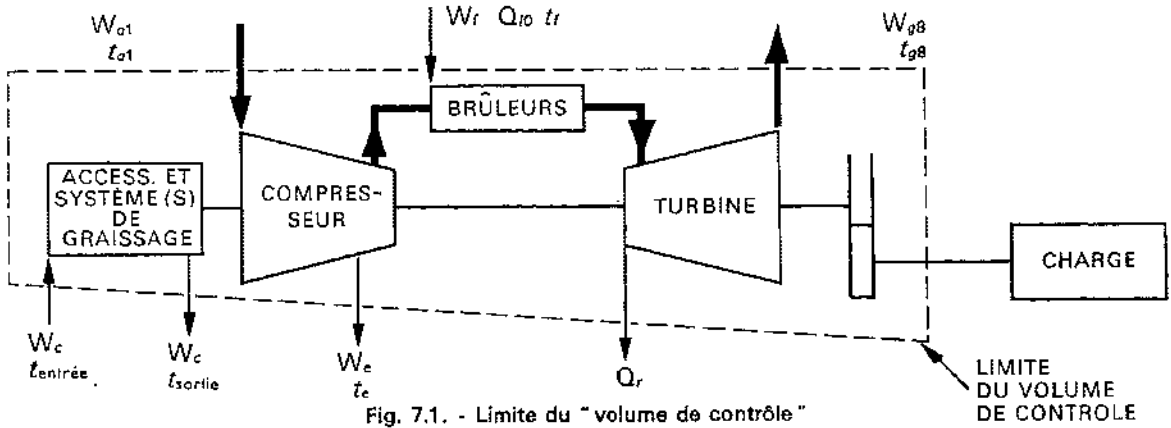
**Note** : Humidity should be taken into account in computing the enthalpy of air or gases where necessary (§ 7.3.5).

## 7.4 CALCUL DES RÉSULTATS D'ESSAI

La puissance et le rendement thermique seront obtenus en effectuant la moyenne des valeurs corrigées obtenues en accord avec le § 4.2.3. Si l'on essaie une turbine à gaz à vitesse variable afin de déterminer le rendement thermique et la puissance maximale qu'elle peut fournir à différentes vitesses, on tracera des courbes de rendement en fonction de la puissance nette au manchon avec la vitesse comme paramètre. De celles-ci on déduira les courbes de rendement thermique et de puissance maximale en fonction de la vitesse.

## 7.5 PUISSANCE, MÉTHODE INDIRECTE

7.5.1 Lorsque la puissance doit être déterminée par des calculs thermodynamiques, l'équation du bilan thermique doit être écrite pour un « volume de contrôle » bien défini, voir figure 7.1. Celui-ci inclura la turbine à gaz d'une manière permettant la définition aisée de toutes les quantités de chaleur entrant et sortant du volume de contrôle.



L'une de ces quantités sera la puissance, grandeur faisant l'objet de la détermination indirecte par cette méthode.

Le bilan thermique s'écrit :

$$W_{a1} (h_{a1} - h_{a0}) + W_f Q_{10} \eta_B + W_f (h_f - h_0) = W_{g8} (h_{g8} - h_{g0}) + W_e (h_e - h_{a0}) + Q_r + Q_m + P_{sh} \quad (7.1)$$

où :

$W_{a1}$  = débit en masse d'air entrant, kg/s ;

$W_f$  = débit en masse du combustible introduit, kg/s ;

$W_{g8}$  = débit en masse de gaz d'échappement, kg/s ;

$W_e$  = débit en masse de fuite ou de prélèvement quittant le « volume de contrôle », kg/s ;

$W_c$  = débit en masse de fluide de réfrigération dans le réfrigérant d'huile, kg/s ;

$h_{a1}$  = enthalpie de l'air entrant à  $t_{a1}$ , kJ/kg ;

$h_{a0}$  = enthalpie de l'air à la température de référence, kJ/kg ;

$h_e$  = enthalpie de l'air de fuite quittant à  $t_e$ , kJ/kg ;

$h_{g8}$  = enthalpie des gaz d'échappement quittant à  $t_{g8}$ , kJ/kg ;

$h_{g0}$  = enthalpie des produits de la combustion à la température de référence, kJ/kg ;

$h_f$  = enthalpie du combustible à la température  $t_{fA}$ , kJ/kg ;

$h_0$  = enthalpie du combustible à 25° C, kJ/kg ;

$Q_r$  = perte de chaleur par rayonnement et par convection, kW ;

$Q_m$  = pertes mécaniques, kW =  $W_c C_{pc} (t_{sortie} - t_{entrée})$  ;

$P_{sh}$  = puissance, kW ;

$Q_{10}$  = pouvoir calorifique inférieur à 25° C, kJ/kg ;

$\eta_B$  = rendement de la chambre de combustion = 0,98 (§ 7.5.8) ;

$$t_{a1} = \frac{1}{W_{a1}} \int_V t_{a1} \cdot dW_{a1} = \text{température moyenne du débit en masse, } ^\circ \text{K ;}$$

$$t_{g8} = \frac{1}{W_{g8}} \int_V t_{g8} \cdot dW_{g8} = \text{température moyenne du débit en masse, } ^\circ \text{K ;}$$

$t_{entrée}$  = température d'entrée du fluide de réfrigération, ° K ;

$t_{sortie}$  = température de sortie du fluide de réfrigération, ° K.

**Note** : Lorsque nécessaire, il faudra tenir compte de l'humidité lors du calcul de l'enthalpie de l'air ou des gaz (§ 7.3.5).

- 7.5.2 The exhaust flow  $W_{g8}$  can be indirectly determined from mass balance for the same control volume i. e. :

$$W_{g8} = W_{a1} + W_f - W_e \quad (7.2)$$

- 7.5.3 The variables of major importance in equation (7.1) and (7.2) are to be determined as described in Section 5 of this code. Since the power output typically will be 1/3 to 1/5 of the heat consumption, the expected error in output expressed as a percentage of output cannot be less than 3 to 5 times the expected error in heat consumption, expressed as a percentage of the heat consumption.

- 7.5.4 Restrictions are placed on the size of the terms in equation (7.1) which are normally of minor importance (§ 7.5.5, § 7.5.6 and § 7.5.7). In the event these terms exceed the limiting values indicated improved measurement methods must be devised to preserve the over-all accuracy of this indirect power measurement.

- 7.5.5 The term in equation (7.1) representing radiation and convection losses will be evaluated using the mean external temperature of the exposed surfaces and the temperature of the surrounding ambient air. These losses must not exceed 2 % of the heat consumption \*.

- 7.5.6 Leakage of air and combustion products must be measured or reliably estimated. This will include auxiliary vents, such as oil tank vapor extractor, shaft packing flows and cooling and sealing air not mixed with either lubricating oil drain or turbine exhaust flow, and casing leakage flow. The total of such measured and estimated leakage flows must not exceed 1 % of the compressor inlet flow \*.

In the case of small gas turbines particularly those with regenerators, the subject of air or gas leakage as well as power required to drive the regenerator assumes particular importance. External leakage flows may exceed 1 % and special care is needed in computing these leakages.

- 7.5.7 Mechanical and auxiliary power losses include only energy leaving the control volume. Many gas turbine arrangements require only the measurement of heat rejection to the lubricating oil cooler such as :

$$W_c C_{pc} (t_{out} - t_{in})$$

where :

$W_c$  = lubricating oil cooler coolant flow, kg/sec ;

$t_{out} - t_{in}$  = temperature rise of coolant through the oil cooler ° K ;

$C_{pc}$  = specific heat of coolant kJ/kg ° K.

That portion of the loss not subject to precise measurement must not exceed 2 % of the heat consumption \*.

- 7.5.8 The term in equation (7.1) representing combustion chamber efficiency must be assumed, or based on test results of a similar gas turbine combustion system. The chemical constituents of the exhaust gas, indicating a specific amount of incomplete combustion, will be measured in the event a combustion chamber efficiency less than 0.98 is used in equation (7.1).

- 7.5.9 Enthalpy of air and of products of combustion shall be evaluated using " Gas Tables " e. g. by Keenan and Kaye \*\*. Some optional tests may require additional enthalpy corrections to account for the effect of high specific humidity or for unusual chemical composition of the fuel.

- 7.5.10 The shaft power output may not be adjusted by the charges or credits as described in § 7.1.1 because these quantities must be incorporated in the heat balance equation (7.1).

\* The purpose of specifying this limit is to obtain adequate accuracy when the indirect method of power determination is used.

\*\* G. H. Keenan and J. Kaye. Gas tables — John Wiley and Sons — New York 1948.

7.5.2 Le débit en masse de gaz d'échappement  $W_{g8}$  peut être déterminé par la formule de la conservation du débit pour le même volume de contrôle, qui s'écrit :

$$W_{g8} = W_{a1} + W_f - W_e \quad (7.2)$$

7.5.3 Les variables les plus importantes des équations (7.1) et (7.2) doivent être déterminées en accord avec la section 5 de ce code. Comme la puissance fournie sera de l'ordre de 1/3 à 1/5 de la consommation de chaleur, l'erreur sur la puissance exprimée en pour-cent de celle-ci ne pourra être inférieure de 3 à 5 fois l'erreur probable sur la consommation de chaleur, cette erreur étant exprimée en pour-cent de la consommation de chaleur.

7.5.4 Des valeurs limites sont données aux § 7.5.5, § 7.5.6 et § 7.5.7 en ce qui concerne les termes les moins importants figurant dans l'équation 7.1. Toutefois, si ces termes dépassaient les limites indiquées, il faudrait prévoir des méthodes de mesure améliorées afin de conserver la précision globale de la détermination indirecte de la puissance.

7.5.5 Le terme de l'équation (7.1) représentant les pertes par rayonnement et par convection sera estimé en utilisant la température moyenne extérieure des surfaces exposées et la température de l'air ambiant entourant la machine. Ces pertes ne doivent dépasser 2 % de la consommation de chaleur\*.

7.5.6 Les fuites d'air ou de gaz doivent être mesurées ou estimées par un moyen adéquat. On inclura les écoulements auxiliaires tels que extraction de vapeur au réservoir d'huile, les fuites par les garnitures d'étanchéité d'arbres, l'air de refroidissement ou d'étanchéité ne se mélangeant ni aux écoulements d'huile de lubrification ni au débit de gaz d'échappement et les fuites par les joints du corps de la machine. La somme de ces débits de fuite mesurés ou estimés ne dépassera pas 1 % du débit d'air à l'entrée du compresseur\*.

Dans le cas de petites turbines à gaz, en particulier celles avec récupérateur tournant, les pertes par fuite d'air et de gaz ainsi que la puissance d'entraînement du récupérateur ont une grande importance. Les débits de fuite vers l'extérieur peuvent dépasser 1 % et leur détermination devra se faire avec grand soin.

7.5.7 Les pertes mécaniques et auxiliaires ne comprennent que celles entraînant une dissipation d'énergie vers l'extérieur du système essayé. De nombreuses installations de turbine à gaz ne nécessitent que la mesure de la chaleur évacuée au réfrigérant d'huile :

$$W_c C_{pc} (t_{\text{sortie}} - t_{\text{entrée}})$$

où :

$W_c$  = débit en masse de liquide de réfrigération dans le réfrigérant d'huile, kg/s;

$t_{\text{sortie}} - t_{\text{entrée}}$  = élévation de température du fluide de réfrigération au travers du réfrigérant, ° K;

$C_{pc}$  = chaleur massique du liquide de réfrigération, kJ/kg° K.

La fraction de ces pertes qui ne peut être mesurée avec précision ne dépassera pas 2 % de la consommation de chaleur\*.

7.5.8 Le terme de l'équation (7.1) représentant le rendement des chambres de combustion, sera estimé a priori ou obtenu à partir d'essais effectués sur un système de combustion semblable à celui utilisé dans la machine.

Si le rendement de la chambre de combustion utilisé dans l'équation (7.1) est inférieur à 0,98, il faudra procéder à l'analyse chimique des gaz d'échappement afin de déterminer la quantité d'imbrûlés.

7.5.9 L'enthalpie de l'air et des produits de combustion sera évaluée en utilisant des tables de propriétés thermodynamiques des gaz, par exemple celles de Keenan and Kaye\*\*. Certains essais facultatifs peuvent nécessiter des corrections d'enthalpie complémentaires afin de tenir compte du taux élevé d'humidité ou d'une composition inhabituelle du combustible.

7.5.10 La puissance au manchon d'accouplement ne doit pas être corrigée des débits et crédits tels qu'ils sont décrits au § 7.1.1, car ces quantités interviennent dans l'équation du bilan thermique (7.1).

\* Cette limite est donnée uniquement afin d'obtenir une précision suffisante lorsque la puissance est déterminée par la mesure indirecte.

\*\* G. H. Keenan and J. Kaye. Gas tables — John Wiley and Sons — New York 1948.

- 7.5.11 When the load of a gas turbine is a compressor, the shaft power output may be determined by a heat balance of driven compressor as follows :

$$P = W_g (h_{out} - h_{in}) + Q_r + Q_m \quad (7.3)$$

where :

$P$  = power input to load device, kW;

$W_g$  = mass flow of gas entering load device, kg/s;

$h_{in}$  = enthalpy of gas entering at  $t_{in}$ ,  $P_{in}$ , kJ/kg;

$h_{out}$  = enthalpy of gas leaving at  $t_{out}$ ,  $P_{out}$ , kJ/kg;

$Q_r$  = radiation and convection heat loss from casing, kW;

$Q_m$  = mechanical losses of the driven compressor, excluding the losses of speed changing if used, kW.

The terms in equation (7.3) are to be determined as detailed in the relevant National Test Code for the Compressors and Exhausters.

- 7.5.12 When a heat balance of the driven load is not practicable and a separate power turbine is used, power output may be computed from measured values of the power turbine gas flow, inlet and outlet temperature as follows :

$$P = W_{g7} (h_{g6.2} - h_{g7}) - Q_r - Q_m \quad (7.4)$$

where :

$P$  = power input to load device, kW;

$W_{g7}$  = mass flow of gas leaving turbine, kg/s;

$h_{g6.2}$  = enthalpy of gas entering power turbine at  $t_{6.2}$ , kJ/kg;

$h_{g7}$  = enthalpy of gas leaving turbine at  $t_7$ , kJ/kg;

$Q_m$  = mechanical losses of power turbine inclusive of speed changing gears if used, kW;

$Q_r$  = radiation and convection heat loss from power turbine casing between temperature measuring stations  $t_{6.2}$  and  $t_7$ , kW.

Where required adjustments for charges and credits will be made as in § 7.1.1.

## 7.6 TURBINE INLET TEMPERATURE

- 7.6.1 Turbine inlet temperature can be determined by using the heat balance of the combustion chamber inclusive of ducting associated with it. Thus :

$$W_a (h_{a4} - h_{a0}) + W_f Q_{10} \eta_B + W_f (h_f - h_0) = W_g (h_{g6} - h_{g0}) + Q_r \quad (7.5)$$

where :

$W_g = W_a + W_f$ ;

$W_g$  = mass of gas leaving the combustion chamber, kg/s;

$W_a$  = mass of air entering in the combustion chamber kg/s;

$W_f$  = mass fuel entering mass flow, kg/s;

$h_{a4}$  = enthalpy at compressor outlet or after heat exchanger if any (kJ/kg);

$h_{a0}$  = enthalpy of air at reference temperature, kJ/kg;

$h_{g6}$  = mean enthalpy at entrance to turbine kJ/kg.

The enthalpy,  $h_{g6}$ , may be calculated using the above equation provided that combustion efficiency ( $\eta_B$ ) is known and radiation losses  $Q_r$  are estimated. Mass flows ( $W_f$ ,  $W_a$  or  $W_g$ ) and temperatures ( $t_f$  and  $t_{a4}$ ) will be measured directly.

Having determined  $h_{g6}$ , the turbine inlet temperature,  $t_{g6}$ , may be obtained from "Gas Tables" e. g. Keenan and Kaye.

- 7.6.2 Where direct measurement of air or gas mass flows is not practicable, shaft output measured ( $P_{sh}$ ) may be used to determine these flows indirectly by reference to equation (7.1). The turbine inlet temperature may then be obtained in the manner described in § 7.6.1.

7.5.11 Lorsque la turbine à gaz entraîne un compresseur, la puissance au manchon peut être déterminée par un bilan thermique du compresseur entraîné :

$$P = W_g (h_{out} - h_{in}) + Q_r + Q_m \quad (7.3)$$

où :

$P$  = puissance absorbée par la charge, kW ;

$W_g$  = débit en masse du gaz entrant dans le compresseur, kg/s ;

$h_{in}$  = enthalpie du gaz entrant à  $t_{in}$ ,  $P_{in}$ , kJ/kg ;

$h_{out}$  = enthalpie du gaz sortant à  $t_{out}$ ,  $P_{out}$ , kJ/kg ;

$Q_r$  = pertes par rayonnement et convection du corps, kW ;

$Q_m$  = pertes mécaniques du compresseur entraîné, à l'exclusion des pertes dans le réducteur le cas échéant, kW.

Les termes de l'équation (7.3) doivent être déterminés en accord avec les codes d'essais nationaux pour compresseurs et soufflantes.

7.5.12 Lorsqu'il n'est pas possible de faire un bilan thermique sur la charge entraînée et s'il est fait usage d'une turbine de puissance séparée, la puissance fournie peut être calculée comme suit à partir des mesures du débit de gaz dans la turbine de puissance et des températures de gaz à l'entrée et à la sortie :

$$P = W_{g7} (h_{g6.2} - h_{g7}) - Q_r - Q_m \quad (7.4)$$

où :

$P$  = puissance fournie à l'appareil entraîné, kW ;

$W_{g7}$  = débit en masse de gaz quittant la turbine kg/s ;

$h_{g6.2}$  = enthalpie des gaz entrant dans la turbine de puissance à  $t_{6.2}$ , kJ/kg ;

$h_{g7}$  = enthalpie des gaz quittant la turbine à  $t_7$ , kJ/kg ;

$Q_m$  = pertes mécaniques de la turbine de puissance, compte tenu des pertes dans le réducteur le cas échéant, kW ;

$Q_r$  = pertes par rayonnement et convection du corps de la turbine de puissance entre les sections de mesure de  $t_{6.2}$  et  $t_7$ , kW.

Le cas échéant on apportera les corrections de puissance telles qu'elles sont décrites au § 7.1.1.

## 7.6 TEMPÉRATURE D'ENTRÉE A LA TURBINE

7.6.1 La température d'entrée à la turbine peut être déterminée en effectuant le bilan thermique de la chambre de combustion et des conduits en faisant partie. Donc :

$$W_a (h_{a4} - h_{a0}) + W_f Q_{10} \eta_B + W_f (h_f - h_0) = W_g (h_{g6} - h_{g0}) + Q_r \quad (7.5)$$

où :

$W_g = W_a + W_f$  ;

$W_g$  = débit en masse de gaz quittant la chambre de combustion, kg/s ;

$W_a$  = débit en masse d'air entrant dans la chambre de combustion, kg/s ;

$W_f$  = débit en masse de combustible entrant dans la chambre de combustion, kg/s ;

$h_{a4}$  = enthalpie de l'air à la sortie du compresseur ou de l'échangeur le cas échéant, kJ/kg ;

$h_{a0}$  = enthalpie de l'air à la température de référence, kJ/kg ;

$h_{g6}$  = enthalpie moyenne du gaz à l'entrée de la turbine, kJ/kg.

L'enthalpie  $h_{g6}$  peut être calculée en utilisant la formule ci-dessus pour autant que le rendement de combustion ( $\eta_B$ ) soit connu et que les pertes par rayonnement  $Q_r$  puissent être évaluées. Les débits en masse ( $W_f$ ,  $W_a$  ou  $W_g$ ), ainsi que les températures ( $t_f$  et  $t_{a4}$ ), seront mesurés directement.

Ayant déterminé  $h_{g6}$ , on obtiendra la température à l'entrée de la turbine à l'aide de tables de propriétés thermodynamiques des gaz telles que celles de Keenan and Kaye.

7.6.2 Lorsque la mesure directe du débit en masse d'air ou de gaz n'est pas réalisable, la puissance au manchon ( $P_{st}$ ) peut servir à la détermination indirecte de ces débits par l'application de la formule (7.1). On déterminera alors la température à l'entrée de la turbine de la façon indiquée au § 7.6.1.

- 7.6.3 In the case of a gas generator (or of the free shaft of a two line compound cycle) enthalpy of gas at inlet to the free shaft turbine can be determined using the power balance between the compressor and its turbine :

$$W_s (h_{s3} - h_{s1}) = W_g (h_{g6} - h_{g6.1}) - Q_m \quad (7.6)$$

(suffix 6.1 refers to the free shaft compressor turbine outlet conditions).

Where :

$$W_g = W_s + W_f - W_e;$$

$Q_m$  = mechanical losses of free shaft compressor turbine (kW).

Hence :

$$h_{g6} = \frac{1}{1 + \frac{W_f - W_e}{W_s}} \left[ (h_{s3} - h_{s1}) + \frac{Q_m}{W_s} \right] + h_{g6.1} \quad (7.7)$$

$h_{s3}$ ,  $h_{s1}$ ,  $h_{g6.1}$  will be determined from a direct measurement of the temperature. Only first order approximations are acceptable for :

$$\frac{W_f - W_e}{W_s} \text{ and } \frac{Q_m}{W_s}$$

having determined  $h_{g6}$ , turbine inlet temperature may be obtained from the " Gas Tables ", e. g. Keenan and Kaye.

#### 7.6.4 Other methods

- 7.6.4.1 Other methods for the indirect determination of air or gas mass flow may be used e. g. by using fuel and exhaust gas analysis and thus air-fuel ratio. However, attention is drawn to the importance of using means for obtaining the required degree of accuracy for the exhaust gas analysis.

- 7.6.4.2 In certain cases and provided that agreement is made between the parties, regarding turbine efficiencies (polytropic or isentropic), turbine inlet temperature may be determined from pressure measurements at inlet and outlet of the turbine and of temperature measurements at turbine outlet.

- 7.6.4.3 Turbine inlet temperature may also be determined by measuring total work done (useful work plus compressor work) and adding the corresponding temperature difference to the measured mean exhaust temperature.

## SECTION 8 - REPORT OF TESTS

- 8.1 The report shall present sufficient information to demonstrate that all objectives of the tests have been attained. The form of the reports shall follow the general outline given in the following paragraphs.

- 8.2 The title page shall present the following information :

- a) Report number (optional);
- b) Date (s) of test;
- c) Title of the test;
- d) Location of test;
- e) Owner (purchaser);
- f) Manufacturer's name, engine designation and unit identification;
- g) Authority or person conducting the test;
- h) Author (s) of report;
- i) Date of report.



7.6.3 Lorsque l'installation comprend un générateur de gaz à ligne d'arbre indépendante (ou s'il s'agit d'une machine à deux lignes d'arbre), l'enthalpie du gaz à l'entrée de la turbine de la ligne d'arbre indépendante peut être déterminée en comparant la puissance absorbée par le compresseur et la puissance fournie par la turbine. Ce bilan de puissance s'écrit :

$$W_a (h_{a3} - h_{a1}) = W_g (h_{g6} - h_{g6.1}) - Q_m \quad (7.6)$$

(l'indice 6.1 se rapporte aux conditions des gaz à la sortie de la turbine entraînant le compresseur).

où :

$$W_g = W_a + W_f - W_e;$$

$Q_m$  = pertes mécaniques de la ligne d'arbre indépendante (kW).

Il en résulte :

$$h_{g6} = \frac{1}{1 + \frac{W_f - W_e}{W_a}} \left[ (h_{a3} - h_{a1}) + \frac{Q_m}{W_a} \right] + h_{g6.1} \quad (7.7)$$

On déterminera  $h_{a3}$ ,  $h_{a1}$  et  $h_{g6.1}$  d'après la mesure directe des températures. Des approximations du premier ordre sont acceptables pour les valeurs de

$$\frac{W_f - W_e}{W_a} \text{ et } \frac{Q_m}{W_a}$$

Ayant déterminé  $h_{g6}$ , on obtiendra la température à l'entrée de la turbine à l'aide de tables de propriétés thermodynamiques des gaz telles que celles de Keenan and Kaye.

#### 7.6.4 Autres méthodes

7.6.4.1 D'autres méthodes de détermination indirecte du débit d'air ou de gaz peuvent être utilisées. On pourra, par exemple, utiliser les analyses du combustible et des gaz d'échappement afin d'obtenir le rapport du débit d'air au débit de combustible. Il est cependant nécessaire d'attirer l'attention sur les méthodes particulières à utiliser afin d'obtenir le degré de précision requis pour l'analyse des gaz d'échappement.

##### 7.6.4.2

Dans certains cas, après accord des parties concernant le rendement (polytropique ou isentropique) de la turbine, la température à l'entrée de la turbine pourra être déterminée à partir des mesures de pression à l'entrée et à la sortie de la turbine, ainsi que la mesure de la température à la sortie de la turbine.

7.6.4.3 La température d'entrée à la turbine peut également être déterminée en mesurant la puissance totale (puissance utile plus puissance absorbée par le compresseur) et en ajoutant la différence de température en résultant à la température moyenne de sortie de la turbine.

## SECTION 8 - RAPPORT D'ESSAIS

8.1 Le rapport fournira suffisamment d'informations pour mettre en évidence que les objectifs des essais ont été atteints. La forme du rapport sera en accord avec les directives générales développées aux paragraphes suivants.

8.2 La page d'en-tête donnera les informations suivantes :

- a) Numéro du rapport (facultatif) ;
- b) Date (s) de l'essai ;
- c) Titre de l'essai ;
- d) Lieu de l'essai ;
- e) Propriétaire (acheteur) ;
- f) Nom du constructeur, désignation de la machine et identification de l'unité ;
- g) Organisme ou personne responsable des essais ;
- h) Nom de l'auteur du rapport ;
- i) Date du rapport.

- 8.3** The table of contents shall list the major subdivisions of the report.
- 8.4** The summary shall present briefly the object, results and conclusions of the test.
- 8.5** The detailed report shall include the following ;
- a)* Object of tests, guarantees, and stipulated agreements;
  - b)* Schematic diagram of the cycle;
  - c)* A brief history of the operation of the unit since initial start-up;
  - d)* Description of test, arrangements, equipment, instruments and their location and operating conditions;
  - e)* Summary of relevant measurements and observations;
  - f)* Brief reference to method of calculation;
  - g)* Essential calibration curves of instruments and apparatus used in the test;
  - h)* Correction factors to be applied because of deviations, if any, of test conditions from those specified;
  - i)* Special agreements made regarding agreed tolerances and errors;
  - j)* Test results corrected to specified conditions if test operating conditions have deviated from those specified;
  - k)* Tabular and graphical presentation of the test results;
  - l)* Discussion of the test, its results and conclusions.
-

**8.3** La table des matières contiendra la liste des subdivisions majeures du rapport.

**8.4** Le sommaire indiquera brièvement l'objet, les résultats et les conclusions de l'essai.

**8.5** Le rapport détaillé traitera des points suivants :

- a)* Objet des essais, garanties et accords entre les parties;
  - b)* Schéma du cycle, avec indication des caractéristiques de fonctionnement thermodynamique;
  - c)* Bref historique du fonctionnement de l'unité depuis sa mise en service;
  - d)* Description des essais, des aménagements, de l'équipement, des instruments et de leur emplacement, et des conditions de fonctionnement;
  - e)* Résumé des mesures et observations importantes;
  - f)* Indication succincte concernant les méthodes de calcul;
  - g)* Courbes d'étalonnage essentielles des instruments utilisés pendant les essais;
  - h)* Facteurs de correction devant être appliqués, le cas échéant, à cause de différences entre les conditions de fonctionnement et les conditions spécifiées;
  - i)* Accords particuliers au sujet des tolérances et des erreurs;
  - j)* Résultats d'essai ramenés aux conditions spécifiées si les conditions d'essai étaient différentes des conditions spécifiées;
  - k)* Représentation des résultats d'essais sous forme de tableaux et de graphiques;
  - l)* Discussion de l'essai, ses résultats et ses conclusions.
-