

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60953-3

Première édition
First edition
2001-12

**Règles pour les essais thermiques de réception
des turbines à vapeur –**

**Partie 3:
Essais de vérification des performances
des turbines à vapeur renovées**

**Rules for steam turbine thermal
acceptance tests –**

**Part 3:
Thermal performance verification tests
of retrofitted steam turbines**



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 60953-3:2001

Numérotation des publications

Depuis le 1er janvier 1997, les publications de la CEI sont numérotées à partir de 60000. Ainsi, la CEI 34-1 devient la CEI 60034-1.

Editions consolidées

Les versions consolidées de certaines publications de la CEI incorporant les amendements sont disponibles. Par exemple, les numéros d'édition 1.0, 1.1 et 1.2 indiquent respectivement la publication de base, la publication de base incorporant l'amendement 1, et la publication de base incorporant les amendements 1 et 2.

Informations supplémentaires sur les publications de la CEI

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la CEI afin qu'il reflète l'état actuel de la technique. Des renseignements relatifs à cette publication, y compris sa validité, sont disponibles dans le Catalogue des publications de la CEI (voir ci-dessous) en plus des nouvelles éditions, amendements et corrigenda. Des informations sur les sujets à l'étude et l'avancement des travaux entrepris par le comité d'études qui a élaboré cette publication, ainsi que la liste des publications parues, sont également disponibles par l'intermédiaire de:

- **Site web de la CEI** (www.iec.ch)
- **Catalogue des publications de la CEI**

Le catalogue en ligne sur le site web de la CEI (www.iec.ch/catlg-f.htm) vous permet de faire des recherches en utilisant de nombreux critères, comprenant des recherches textuelles, par comité d'études ou date de publication. Des informations en ligne sont également disponibles sur les nouvelles publications, les publications remplacées ou retirées, ainsi que sur les corrigenda.

- **IEC Just Published**

Ce résumé des dernières publications parues (www.iec.ch/JP.htm) est aussi disponible par courrier électronique. Veuillez prendre contact avec le Service client (voir ci-dessous) pour plus d'informations.

- **Service clients**

Si vous avez des questions au sujet de cette publication ou avez besoin de renseignements supplémentaires, prenez contact avec le Service clients:

Email: custserv@iec.ch
Tél: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

Publication numbering

As from 1 January 1997 all IEC publications are issued with a designation in the 60000 series. For example, IEC 34-1 is now referred to as IEC 60034-1.

Consolidated editions

The IEC is now publishing consolidated versions of its publications. For example, edition numbers 1.0, 1.1 and 1.2 refer, respectively, to the base publication, the base publication incorporating amendment 1 and the base publication incorporating amendments 1 and 2.

Further information on IEC publications

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology. Information relating to this publication, including its validity, is available in the IEC Catalogue of publications (see below) in addition to new editions, amendments and corrigenda. Information on the subjects under consideration and work in progress undertaken by the technical committee which has prepared this publication, as well as the list of publications issued, is also available from the following:

- **IEC Web Site** (www.iec.ch)
- **Catalogue of IEC publications**

The on-line catalogue on the IEC web site (www.iec.ch/catlg-e.htm) enables you to search by a variety of criteria including text searches, technical committees and date of publication. On-line information is also available on recently issued publications, withdrawn and replaced publications, as well as corrigenda.

- **IEC Just Published**

This summary of recently issued publications (www.iec.ch/JP.htm) is also available by email. Please contact the Customer Service Centre (see below) for further information.

- **Customer Service Centre**

If you have any questions regarding this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre:

Email: custserv@iec.ch
Tel: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60953-3

Première édition
First edition
2001-12

**Règles pour les essais thermiques de réception
des turbines à vapeur –**

**Partie 3:
Essais de vérification des performances
des turbines à vapeur renovées**

**Rules for steam turbine thermal
acceptance tests –**

**Part 3:
Thermal performance verification tests
of retrofitted steam turbines**

© IEC 2001 Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

Aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'éditeur.

No part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from the publisher.

International Electrotechnical Commission
Telefax: +41 22 919 0300

3, rue de Varembé Geneva, Switzerland
e-mail: inmail@iec.ch IEC web site <http://www.iec.ch>



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE **XC**

Pour prix, voir catalogue en vigueur
For price, see current catalogue

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS.....	4
INTRODUCTION.....	6
1 Domaine d'application et objet.....	12
2 Unités, symboles, termes et définitions.....	14
3 Principes directeurs.....	30
4 Techniques de mesure et appareils de mesure.....	34
5 Dépouillement des essais.....	38
6 Correction des résultats d'essai et comparaison avec la garantie	48
 <i>Les annexes A à G sont données dans la CEI 60953-2</i>	
Annexe H (normative) Incertitude de mesure des résultats – application aux rénovations.....	52
Annexe I (informative) Calculs de rénovations – exemples numériques (fossiles et nucléaires).....	64
Annexe J (informative) Calcul de l'incertitude – exemples numériques (cycles fossiles et nucléaires).....	116
Annexe K (normative) Technique des traceurs – application aux rénovations.....	138
Annexe L (informative) Méthode de la variation des températures	146

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2001

CONTENTS

FOREWORD.....	5
INTRODUCTION.....	7
1 Scope and object.....	13
2 Units, symbols, terms and definitions.....	15
3 Guiding principles.....	31
4 Measuring techniques and measuring instruments.....	35
5 Evaluation of tests.....	39
6 Corrections of test results and comparison with guarantee	49
 <i>Annexes A to G are given in IEC 60953-2</i>	
Annex H (normative) Measuring uncertainty of results – retrofit application	53
Annex I (informative) Retrofit improvement calculation – numerical examples (fossil and nuclear)	65
Annex J (informative) Uncertainty calculation – numerical examples (fossil and nuclear)	117
Annex K (normative) Tracer technique – retrofit application	139
Annex L (informative) Temperature variation method	147

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2001

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

RÈGLES POUR LES ESSAIS THERMIQUES DE RÉCEPTION DES TURBINES À VAPEUR –

Partie 3: Essais de vérification des performances des turbines à vapeur rénovées

AVANT-PROPOS

- 1) La CEI (Commission Électrotechnique Internationale) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, la CEI, entre autres activités, publie des Normes internationales. Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec la CEI, participent également aux travaux. La CEI collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
- 2) Les décisions ou accords officiels de la CEI concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les documents produits se présentent sous la forme de recommandations internationales. Ils sont publiés comme normes, spécifications techniques, rapports techniques ou guides et agréés comme tels par les Comités nationaux.
- 4) Dans le but d'encourager l'unification internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent à appliquer de façon transparente, dans toute la mesure possible, les Normes internationales de la CEI dans leurs normes nationales et régionales. Toute divergence entre la norme de la CEI et la norme nationale ou régionale correspondante doit être indiquée en termes clairs dans cette dernière.
- 5) La CEI n'a fixé aucune procédure concernant le marquage comme indication d'approbation et sa responsabilité n'est pas engagée quand un matériel est déclaré conforme à l'une de ses normes.
- 6) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Norme internationale peuvent faire l'objet de droits de propriété intellectuelle ou de droits analogues. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme Internationale CEI 60953-3 a été préparée par le Comité d'études 5 de la CEI: Turbines à vapeur.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
5/130/FDIS	5/137/RVD

Le rapport de vote indiqué dans le tableau ci-dessus donne toute information sur le vote ayant abouti à l'approbation de cette norme

Cette publication a été rédigée selon les Directives ISO/CEI, Partie 3.

Cette norme doit être lue conjointement avec la CEI 60953-2. Elle utilise la même structure et complète la numérotation des articles de cette dernière, le cas échéant avec du texte complémentaire.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant 2010. A cette date, selon décision préalable du comité, la publication sera

- reconduite;
- supprimée;
- remplacée par une édition révisée, ou
- amendée

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

RULES FOR STEAM TURBINE THERMAL ACCEPTANCE TESTS –**Part 3: Thermal performance verification tests
of retrofitted steam turbines**

FOREWORD

- 1) The IEC (International Electrotechnical Commission) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of the IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, the IEC publishes International Standards. Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. The IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
- 2) The formal decisions or agreements of the IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested National Committees.
- 3) The documents produced have the form of recommendations for international use and are published in the form of standards, technical specifications, technical reports or guides, and they are accepted by the National Committees in that sense.
- 4) In order to promote international unification, IEC National Committees undertake to apply IEC International Standards transparently to the maximum extent possible in their national and regional standards. Any divergence between the IEC Standard and the corresponding national or regional standard shall be clearly indicated in the latter.
- 5) The IEC provides no marking procedure to indicate its approval and cannot be rendered responsible for any equipment declared to be in conformity with one of its standards.
- 6) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this International Standard may be the subject of patent rights. The IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

International Standard IEC 60953-3 has been prepared by IEC technical committee 5: Steam turbines.

The text of this standard is based on the following documents:

FDIS	Report on voting
5/130/FDIS	5/137/RVD

Full information on the voting for the approval of this standard can be found in the report on voting indicated in the above table.

This publication has been drafted in accordance with the ISO/IEC Directives, Part 3.

This standard should be read in conjunction with IEC 60953-2. It follows the same structure, extending the clause numbering where necessary with complementary text.

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until 2010. At this date, in accordance with the committee's decision, the publication will be

- reconfirmed;
- withdrawn;
- replaced by a revised edition, or
- amended.

INTRODUCTION

La rénovation d'une turbine à vapeur installée dans une centrale thermique existante s'accompagne fréquemment d'une amélioration des performances. La CEI 60953-1 et la CEI 60953-2 qui définissent les règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur de centrales thermiques neuves ne satisfont pas à toutes les exigences spécifiques aux projets de rénovation. Il a donc été nécessaire d'établir, à titre de directive additionnelle, un code pour rénovations (CR) destiné aux essais thermiques de réception des turbines à vapeur rénovées.

Un grand nombre de dispositions et de recommandations de la CEI 60953-1 et de la CEI 60953-2 restent cependant encore applicables aux rénovations; par conséquent, afin d'éviter un document répétitif et volumineux, seuls les ajouts spécifiques aux rénovations sont indiqués dans ce CR.

Cette partie de la CEI 60953 doit être lue conjointement avec la CEI 60953-2, et les mots "essais de vérification" seront lus en lieu et place de "essais de réception". La CEI 60953-2 constitue la norme de référence (NR). La structure et la numérotation des articles de la norme suivent celles de la CEI 60953-2. Un paragraphe présent dans la norme annule et remplace l'article équivalent de la norme de référence. La numérotation des paragraphes a été étendue pour chaque nouvelle inclusion. Les articles de la norme de référence ne requérant aucune modification n'ont pas été répétés ici, la numérotation suivant l'ordre chronologique.

La CEI 60953-2 a été utilisée comme référence plutôt que la CEI 60953-1, car elle a été jugée plus universelle et appropriée aux rénovations. Bien qu'il soit prévu d'appliquer cette norme à la rénovation des grandes turbines à vapeur à condensation, elle peut néanmoins être utilisée pour d'autres types et d'autres puissances de turbines, afin de définir les bases d'une procédure spécifique, avec l'accord des parties concernées.

Le fait que la CEI 60953-2 ait été privilégiée par rapport à la CEI 60953-1 ne signifie pas qu'une moindre précision ait été retenue. Les règles sont définies de manière à obtenir la précision d'essai appropriée pour le projet de rénovation et pour le type de garantie concerné. Dans certains cas, les règles plus strictes de la CEI 60953-1 sont nécessaires pour atteindre ces objectifs et cela est spécifié dans la norme.

Les règles données dans cette norme couvrent toutes les rénovations de turbines à vapeur. La rénovation de tout autre composant de la centrale (par exemple chaudière, réchauffeurs alimentaires, etc.) n'est pas traitée dans ce code, bien qu'elle puisse affecter le cycle thermodynamique.

L'objectif de ce CR est de traiter les projets de rénovation de turbines à vapeur qui ont une incidence sur le rendement de la centrale thermique et sont soumis à une garantie de performances. De nombreux cas différents peuvent d'être rencontrés: par exemple, le remplacement des organes d'admission vapeur, le remplacement partiel des aubages de la turbine d'un rotor d'un module complet, etc. Les valeurs de garantie dépendront de la rénovation considérée et seront soumises à l'approbation des parties signataires du contrat. Cette norme aide ces parties à déterminer les paramètres les mieux appropriés caractérisant la rénovation qui pourront être utilisés comme valeurs de garantie.

La grande difficulté dans les projets de rénovation consiste à sélectionner les paramètres à garantir. Bien que le constructeur original préconise généralement une garantie d'amélioration relative, un constructeur qui ne connaît pas nécessairement tous les détails des équipements installés peut préférer offrir une valeur de garantie absolue pour l'équipement rénové. Cette norme donne des directives sur les paramètres à garantir. Une fois les valeurs de garantie établies, elles peuvent être revues et réévaluées après un essai de performance avant rénovation. Cette norme fournit de telles règles nécessaires à la vérification des valeurs garanties.

La grande diversité des rénovations rend difficile à traiter de façon exhaustive l'ensemble des cas mais quelques exemples détaillés illustrent l'application de cette norme et sont présentés en annexes.

INTRODUCTION

Retrofitting steam turbines in an existing power plant frequently involves an improvement of performance. IEC 60953-1 and IEC 60953-2, which define the rules for steam turbine thermal acceptance tests of a new power plant, do not cater for all the requirements specific to retrofit projects. It has, therefore, been deemed necessary to draw up a supplementary retrofit code (RC) for guidance on the thermal acceptance tests of retrofitted steam turbines.

However, a large number of the provisions and recommendations of IEC 60953-1 and IEC 60953-2 are still applicable to retrofits and, therefore, in order to avoid a repetitive and bulky document, only the retrofit-specific addenda will be found in this RC.

This part of IEC 60953 shall be read in conjunction with IEC 60953-2, and the words 'verification test' should be read in place of 'acceptance test'. IEC 60953-2 is taken as a RS. The structure and clause numbering of this standard follow that of IEC 60953-2. Subclauses found in this standard supersede the whole of the equivalent subclause in the RS. Subclause numbering has been extended whenever new items have been included the numbering following on chronologically. The subclauses of the RS requiring no amendment have not been repeated here.

IEC 60953-2 has been used as reference rather than IEC 60953-1 since it is more versatile and appropriate to retrofits. Although this standard is intended to apply to the retrofit of large condensing steam turbines, it can nevertheless be used for other types and sizes of turbines to define the bases of a specific procedure to be agreed upon by the parties involved.

The fact that IEC 60953-2 has been given preference over IEC 60953-1 does not mean that a less accurate option has been taken. The rules it contains are defined so as to obtain the appropriate testing accuracy for the retrofit project and for the relevant type of guarantee. In some cases, the more stringent rules of IEC 60953-1 are needed to meet these objectives and this is indicated in this standard.

The rules given in this standard cover all hardware change in the steam turbine equipment. Changes to other hardware components (e.g. boiler, feedwater heaters, etc.) are not covered by this code although these changes may affect the thermodynamic cycle.

The purpose of this RC is to cover the retrofit of steam turbine components which influence the efficiency of the power plant and are subject to a performance guarantee. Many different situations are likely to be encountered: for example, the replacement of steam valves, the replacement of part of the turbine blading, of a rotor, of a complete module, etc. The guarantee values will depend on the retrofit considered and are subject to agreement between the parties involved in the contract. This standard helps the parties determine the most appropriate parameters that characterise the retrofit and that could be used as guaranteed values.

A major difficulty in retrofit projects is the choice of parameters to be guaranteed. Although the original manufacturer will generally favour a relative improvement guarantee, another vendor who does not necessarily know all the details of the equipment installed may prefer to have an absolute guarantee value for the retrofitted equipment. This standard gives guidance on the parameters to be guaranteed. Once the guaranteed values are established, they may need to be re-evaluated after a pre-retrofit performance test. This standard provides such rules required for the verification of the guaranteed values.

The many variations of retrofits possible make it difficult to cover all cases comprehensively but a few detailed examples illustrating the application of this standard are presented in the annexes.

Les différences majeures avec les articles principaux de la norme de référence sont présentées ci-dessous.

Article 1: Domaine d'application et objet

De par sa spécificité, cette norme a nécessité la définition de nouvelles options concernant les garanties. Il est possible de garantir des paramètres caractéristiques des équipements rénovés (rendement des corps de turbine, perte de charge dans les organes d'admission vapeur, etc.). La norme de référence définit des garanties absolues qui ne permettent pas de spécifier les améliorations entre l'équipement initial et l'équipement rénové, c'est pourquoi la notion de garantie relative est introduite dans cette norme.

Les dispositions contractuelles sont réexaminées, dans la mesure où elles peuvent varier d'un cas à l'autre, étant donné les nombreuses possibilités de rénovations. Ces dispositions seront soumises à l'approbation des parties concernées au moment où les garanties seront définies, c'est-à-dire au cours de l'élaboration du contrat, avant la réalisation des essais de vérification.

Article 2: Unités, symboles, termes et définitions

Toutes les unités, symboles, termes et définitions de la norme de référence sont applicables à ce CR. Cependant, ce CR inclut de nouveaux concepts et termes associés aux cas de rénovation – en particulier dans la définition des garanties qui peuvent être offertes –, soit en supplément, soit en lieu et place de ceux de la norme de référence. Une matrice directive a été également incluse pour permettre aux parties concernées de sélectionner les paramètres à garantir les mieux appropriés en fonction du projet.

Les garanties fournies par le constructeur peuvent être

a) Garanties de valeurs absolues

- Rendement thermique ou consommation spécifique de chaleur de l'installation;
- rendement thermodynamique ou consommation spécifique de vapeur ou puissance de la turbine à des conditions de débit vapeur spécifiées;
- débit principal de vapeur et/ou puissance maximale;
- rendement interne des différents corps de turbine.

b) Garanties de valeurs relatives

- Amélioration du rendement ou de la consommation spécifique de chaleur de l'installation;
- amélioration du rendement thermodynamique ou de la consommation spécifique de vapeur ou de la puissance;
- amélioration du débit principal de vapeur et/ou de la puissance maximale;
- amélioration du rendement interne des différents corps de turbine.

Article 3: Principes directeurs

La plupart des principes directeurs contenus dans la norme de référence sont également applicables aux cas de rénovation. Les modifications ou ajouts à cet article traitent principalement des dispositions à prendre lors de la réalisation des essais avant et après la rénovation et font mention de la référence à utiliser lorsqu'une garantie d'amélioration de performance est proposée.

Une attention particulière est portée aux problèmes d'isolement du cycle et aux déviations acceptables des quantités mesurées qui peuvent avoir une incidence majeure sur l'interprétation des résultats.

The main differences in the main clauses between this standard and the RS are listed below.

Clause 1: Scope and object

Specifically, this standard requires the definitions of new options regarding guarantees. It is possible to guarantee parameters typical of the retrofitted equipment (turbine cylinder efficiency, pressure drop in valve chest, etc.). The RS defines absolute guarantees that are not suitable for specifying improvements between initial and retrofitted equipment, and therefore, relative guarantee values are introduced in this standard.

This standard reviews the contractual provisions, which can vary from one case to another, on account of the wide range of feasible retrofits. These will be subject to an agreement between the parties involved at the time the guarantees are defined i.e. during the formulation of the contract prior to the performance of the verification tests.

Clause 2: Units, symbols, terms and definitions

All the units, symbols, terms and definitions of the RS apply to this RC. The RC, however, includes new concepts and terms associated with the retrofit situation, especially in the definition of guarantees which can be offered, either additionally or in lieu of those of the RS. A guide matrix has been included to allow the parties involved to choose the parameters to be guaranteed, as appropriate to the project.

The guarantees provided by the manufacturer can be

a) Guarantees of absolute values

- Turbine plant thermal efficiency or heat rate;
- turbine thermodynamic efficiency or steam rate or power output at specified steam flow conditions;
- main steam flow capacity and/or maximum power output;
- internal efficiency of turbine sections.

b) Guarantees of relative values

- Improvement of turbine plant thermal efficiency or heat rate;
- improvement of thermodynamic efficiency or steam rate or power output;
- improvement of main steam flow capacity and/or maximum power output;
- improvement of internal efficiency of turbine sections.

Clause 3: Guiding principles

The majority of the guiding principles contained in the RS are also applicable to the retrofit situation. Amendments or addenda to this clause mainly cover the precautions to be taken when tests are to be run before and after the retrofit, and address the reference to be taken when a guarantee on improvement in performance is offered.

Special attention is directed to the problems of isolation of the cycle, and allowable deviations of measured quantities which can greatly affect the interpretation of results.

Article 4: Techniques de mesure et appareils de mesure

Dans le cas de projets de rénovation, il est pratiquement impossible d'établir des règles strictes pour les techniques et les appareils de mesure. Les appareils seront choisis en fonction des exigences de l'installation et de la valeur de garantie à contrôler. Des directives sont données à l'annexe J sur la sensibilité des paramètres garantis à la précision des mesures individuelles de manière à pouvoir choisir les instruments les mieux appropriés.

Etant donné que le débit est l'une des mesures les plus importantes, la norme recommande d'installer des mesures de débit supplémentaires. Les méthodes qui permettent les mesures et les comparaisons simultanées des débits principaux sont souhaitables. L'application de méthodes de mesure du débit avec utilisation de traceurs peut représenter une alternative lorsque le démontage des débitmètres pour étalonnage s'avère difficile; cette méthode est expliquée à l'annexe K.

Article 5: Dépouillement des essais

La norme fournit des précisions sur le dépouillement des garanties supplémentaires applicables aux projets de rénovation. Des règles particulières sont également données pour tenir compte des fuites non identifiées dans les rénovations.

Article 6: Correction des résultats de l'essai et comparaison avec la garantie

Les méthodes de correction définies dans la norme de référence sont également applicables à cette norme, mais sont enrichies par des règles spécifiques gérant les nouveaux types de garantie. En ce qui concerne les essais différés, des recommandations sont données sur les problèmes de vieillissement.

Cet article traite également de la validation des valeurs de performance utilisées comme référence pour déterminer les garanties d'amélioration: une modification de la garantie est acceptable lorsque les essais avant rénovation ont révélé que l'état réel de la turbine était différent de l'état spécifié.

La rénovation de la turbine à vapeur, ou de toute partie de celle-ci, peut avoir des répercussions sur les autres composants de la centrale thermique (réchauffeurs alimentaires, condenseur, chaudière). Si la rénovation influe sur les conditions de fonctionnement d'équipements adjacents, il peut être demandé au constructeur d'en indiquer les conséquences.

Article 7: Incertitude de mesure

Cet article de la norme de référence est complété en annexes I et J par des dispositions relatives à des cas particuliers rencontrés dans des projets de rénovation. Devant la diversité des cas, il est recommandé d'effectuer un calcul de l'incertitude le plus tôt possible, de préférence avant de procéder à la rénovation, afin de définir l'instrumentation nécessaire pour les essais. Les exemples peuvent être utilisés comme bases de référence.

Annexes:

La norme CR comprend cinq nouvelles annexes (H à L) ajoutées aux sept autres existantes (A à G) de la CEI 60953-2.

L'annexe H traite des incertitudes dans les applications de rénovation et complète les informations données en annexe F de la CEI 60953-2.

Les annexes I et J donnent des exemples de calculs de performance et d'incertitude pour plusieurs applications de rénovation, dans des centrales thermiques conventionnelles et nucléaires.

L'annexe K considère spécifiquement les méthodes de mesure de débit par traceur dans les applications de rénovations.

L'annexe L présente un exemple de détermination du débit de fuites internes des turbines à corps combinés haute et moyenne pressions, par la "méthode de variation de température".

Clause 4: Measuring techniques and measuring instruments

In the case of retrofit projects, rigid rules cannot be formulated for measuring techniques and instruments. The instruments should be chosen to suit the requirements of the installation and the guarantee value to be verified. Guidance is given in annex J on the sensitivity of the parameters guaranteed to the accuracy of the individual measurements, so that the most appropriate choice of instrumentation can be made.

Since flow is among the most important measurements, this standard gives guidance on the necessity to fit additional flow-measuring devices. Methods which allow simultaneous measurement and comparison of primary flows are recommended. The use of flow measurement methods using tracers as an appropriate alternative for some applications where it is difficult to remove flow meters for conventional calibration is given in annex K.

Clause 5: Evaluation of tests

This standard gives details of the evaluation of additional guarantees applicable to retrofit projects. Specific rules are also given for unaccounted leakages in retrofit applications.

Clause 6: Correction of test results and comparison with guarantee

The methods of correction defined in the RS are also applicable to this standard but are supplemented by specific rules which apply to the new types of guarantee. For delayed testing, guidance is given on ageing considerations.

This clause also covers the validation of the performance values which are used as a reference for determining improvement guarantee values: an amendment to the guarantee value is acceptable when the pre-retrofit tests have revealed that the actual condition of the turbine undergoing retrofit is different from the specified condition.

The retrofit of the steam turbine, or any part of it, may have consequences on the balance of the plant (feedheaters, condenser, boiler). If the retrofit affects conditions beyond the interface, then the manufacturer may be required to indicate the consequences of the modification on adjacent equipment items.

Clause 7: Measuring uncertainty

This clause of the RS is supplemented by provisions for special cases encountered in retrofit projects in annexes I and J. Since these cases can be diverse, it is recommended that an uncertainty calculation be run as early as possible, preferably before proceeding with the retrofit, so as to be able to define what instrumentation is required for the tests. The examples can be used as reference bases.

Annexes:

In this standard, five new annexes (H to L) have been added to the seven existing ones (A to G) of IEC 60953-2.

Annex H deals with uncertainties for retrofit applications and completes the information given in annex F of IEC 60953-2.

Annex I and J give examples of performance and uncertainty calculations for several retrofit applications, within fossil-fuel and nuclear power plants.

Annex K relates specifically to the tracer technique method of measurement of flow for retrofit applications.

Annex L gives suggestions how to determine, for example, the inter- labyrinth flow of combined HP/IP turbines using the "temperature variation method".

RÈGLES POUR LES ESSAIS THERMIQUES DE RÉCEPTION DES TURBINES À VAPEUR –

Partie 3: Essais de vérification des performances des turbines à vapeur rénovées

1 Domaine d'application et objet

1.1 Domaine d'application

La présente partie de la CEI 60953-3, appelée aussi «code pour rénovations» (CR), constitue un guide additionnel pour les essais thermiques de vérification des turbines à vapeur rénovées.

Les règles établies dans cette norme suivent les directives données dans la CEI 60953-2, désignée ci-dessous sous l'appellation norme de référence (NR), mais contiennent des modifications et des ajouts concernant les garanties et leur vérification par des essais thermiques de réception réalisés sur les turbines à vapeur rénovées.

Cette norme présente des principes généraux pour la préparation, la réalisation, le dépouillement, la comparaison avec les valeurs garanties et la détermination des incertitudes de mesure des essais de vérification.

Cette norme n'est applicable que lorsque la rénovation implique le remplacement de tout ou partie de la turbine à vapeur. Corrélativement, toute modification du cycle ou toute rénovation d'un autre équipement de la centrale thermique (par exemple chaudière, réchauffeurs alimentaires, etc.) n'est pas couverte par cette norme.

1.2 Objet

L'objectif de cette norme est d'établir les paramètres de garantie appropriés, la méthode de vérification de ces garanties et de déterminer l'incertitude de mesure.

Les garanties et leurs dispositions seront formulées dans leur intégralité et sans contradiction (voir 2.4 et 2.5 de la CEI 60953-2). Les essais de vérification peuvent également inclure, si nécessaire, des mesures pour déterminer les corrections permettant de se ramener dans les conditions de la garantie et de vérifier les résultats.

1.3 Points à examiner dans le contrat

Certains points de ces règles sont à prendre en considération dès la phase initiale du contrat. Les déviations doivent être identifiées et un accord doit être obtenu entre les parties avant la signature du contrat. Ces points sont traités dans les paragraphes suivants:

RULES FOR STEAM TURBINE THERMAL ACCEPTANCE TESTS –

Part 3: Thermal performance verification tests of retrofitted steam turbines

1 Scope and object

1.1 Scope

This part of IEC 60953, also called "retrofit code" (RC), establishes a supplementary retrofit code for thermal verification tests of retrofitted steam turbines.

The rules given in this standard follow the guidance given in IEC 60953-2, hereinafter called the RS but contain amendments and supplements regarding guarantees and verification of the guarantees by thermal acceptance tests on retrofitted steam turbines.

General principles for the preparation, performance, evaluation, comparison with guaranteed values and the determination of the measurement uncertainties of verification tests are given in this standard.

This standard is applicable only when the retrofit involves some hardware change in the steam turbine equipment. Conversely, any modification on the cycle or any retrofit of other equipment of the power plant (e.g. boiler, feedwater heaters, etc.) is not covered by this standard.

1.2 Object

The purpose of this standard is to establish appropriate guaranteed parameters, to verify these guarantees and to determine measurement uncertainty.

The guarantees with their provisions should be formulated completely and without contradiction (see 2.4 and 2.5 of IEC 60953-2). The verification tests may also include such measurements as are necessary for corrections according to the conditions of the guarantee and checking of the results.

1.3 Matters to be considered in the contract

Some matters in these rules have to be considered at an early stage. Deviations shall be identified and agreement reached between the parties before signing the contract. Such matters are dealt with in the following subclauses:

Article (paragraphes)	Alinéas	Remarques
Introduction	5 et 7	Procédures particulières et valeurs garanties
1	2	Définition des garanties
2.5	Tous les alinéas	
2.5.1.1	2	
3.1	1 et 4	
3.2	4	
6.1.1	Dernier alinéa	
6.8	–	Comparaison de la garantie
6.9.1	–	Dégradation des performances des composants rénovés

1.4 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions valables pour la présente partie de la CEI 60953. Pour les références datées, les amendements ultérieurs ou les révisions de ces publications ne s'appliquent pas. Toutefois, les parties prenantes aux accords fondés sur la présente partie de la CEI 60953 sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des documents normatifs indiqués ci-après. Pour les références non datées, la dernière édition du document normatif en référence s'applique. Les membres de l'ISO et de la CEI possèdent le registre des Normes internationales en vigueur.

CEI 60953-1, *Règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur – Première partie: Méthode A – Haute précision pour turbines à vapeur à condensation de grande puissance*

CEI 60953-2, *Règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur – Partie 2: Méthode B – Précision de divers degrés pour multiples modèles et tailles de turbines*

2 Unités, symboles, termes et définitions

2.2.1 Symboles et unités pour la présente norme

Grandeur	Symbole	Unité	Exemples de multiples et de sous-multiples	Autres unités ISO
Rendement (total)	η	1		
Facteur de correction de l'humidité	WCF	1		
Pertes restantes (équivalent isentropique)	LL	J/kg	kJ/kg	
Capacité d'absorption de débit	FPC	m ²		
Soupapes ouvertes en grand	VWO			

Clause (subclause)	Paragraph	Remark
Introduction	5 and 7	Specific procedure and guarantee value
1	2	Guarantee definition
2.5	All paragraphs	
2.5.1.1	2	
3.1	1 and 4	
3.2	4	
6.1.1	Last paragraph	
6.8	–	Guarantee comparison
6.9.1	–	Deterioration of performance of retrofitted components

1.4 Normative references

The following normative documents contain provisions which, through reference in this text, constitute provisions of this part of IEC 60953. For dated references, subsequent amendments to, or revisions of, any of these publications do not apply. However parties to agreements based on this part of IEC 60953 are encouraged to investigate the possibility of applying the most recent editions of the normative documents indicated below. For undated references, the latest edition of the normative document referred to applies. Members of ISO and IEC maintain registers of currently valid International Standards.

IEC 60953-1, *Rules for steam turbine acceptance tests – Part 1: Method A – High accuracy for large condensing steam turbines*

IEC 60953-2, *Rules for steam turbine thermal acceptance tests – Part 2: Method B – Wide range of accuracy for various types and sizes of turbines*

2 Units, symbols, terms and definitions

2.2.1 Symbols and units for this standard

Quantity	Symbol	Unit	Examples of multiples and submultiples	Other ISO units
Efficiency (general)	η	1		
Wetness correction factor	WCF	1		
Leaving loss (isentropic equivalent)	LL	J/kg	kJ/kg	
Flow-passing-capacity	FPC	m ²		
Valves wide open	VWO			

2.3.1 Indices et exposants pour la présente norme

Grandeur	Indices	Position ou définition
Rendement	cyl	Rendement isentropique global ou total des corps (2.4.8.1, 2.4.8.2)
	cyl-dry	Rendement total sec du corps (2.4.8.2)
	cyl-wet	Rendement total humide du (I.1.1)
	cyl-HP	Rendement du corps HP (I.1.1)
	cyl-IP	Rendement du corps MP (I.1.1)
	cyl-LP	Rendement du corps BP (I.1.1)
Enthalpie	UEEP	Point final d'énergie utile (2.4.8.2)
	ELEP	Point final de la ligne de détente (I.1.1)
Chute d'enthalpie	s	Chute d'enthalpie isentropique entre l'admission et l'échappement du corps
	's	Chute correspondant à la partie de la détente dans la zone humide (I.1.1)
Performance du composant	tp	Conditions vapeur au point final (2.4.8.3))
	in	Conditions vapeur à l'entrée du composant (2.4.8.3)
	out	Conditions vapeur à la sortie du composant (2.4.8.3)
Débit massique ¹⁾	loss	Bilan des pertes (5.2.5)
	make-up	Bilan de l'appoint (5.2.5)
¹⁾ Certains indices de débit massique et d'enthalpie sont définis dans le texte lui-même (par exemple 5.2.5.1)		

2.3.2 Définitions utilisées dans la présente norme

Pour les besoins de cette partie de la CEI 60953, les définitions données dans la CEI 60953-2 et les définitions suivantes s'appliquent:

2.3.2.1

renovation turbine

modification de l'équipement turbine afin d'améliorer les performances thermiques

2.3.2.2

code pour Renovations (CR)

le code présenté dans cette norme pour les "Essais thermiques de vérification des performances des turbines à vapeur renovées"

2.3.2.3

norme de référence (NR)

la CEI 60953-2

2.3.2.4

garantie absolue

garantie de l'équipement renové, indépendamment de la performance de l'équipement original

2.3.2.5

garantie relative

garantie de l'amélioration due à l'équipement renové

2.3.1 Subscripts and superscripts for this standard

Quantity	Subscript	Position or definition
Efficiency	cyl	Global or overall cylinder isentropic efficiency (2.4.8.1, 2.4.8.2)
	cyl-dry	Overall cylinder efficiency on a dry basis (2.4.8.2)
	cyl-wet	Overall cylinder efficiency on a wet basis (I.1.1)
	cyl-HP	HP cylinder efficiency (I.1.1)
	cyl-IP	IP cylinder efficiency (I.1.1)
	cyl-LP	LP cylinder efficiency (I.1.1)
Enthalpy	UEEP	Useful energy end-point (2.4.8.2)
	ELEP	Expansion line end-point (I.1.1)
Enthalpy drop	s	Isentropic from cylinder inlet to outlet
	's	Refers to that part of the expansion in the wet region (I.1.1)
Component performance	tp	Steam conditions at terminal point (2.4.8.3)
	in	Steam condition at inlet to component (2.4.8.3)
	out	Steam condition at outlet from component (2.4.8.3)
Mass flow rate ¹⁾	loss	Mass flow balances (5.2.5)
	make-up	Mass flow balances (5.2.5)
¹⁾ Some mass flow rate and enthalpy subscripts are defined in the text itself (e.g. 5.2.5.1).		

2.3.2 Definitions for this standard

For the purpose of this part of IEC 60953-3, the definitions given in IEC 60953-2 and the following definitions apply.

2.3.2.1

turbine retrofit

change of turbine hardware to improve thermal performance

2.3.2.2

retrofit code (RC)

the code presented in this standard, for 'thermal performance verification tests of retrofitted steam turbines'

2.3.2.3

reference standard (RS)

IEC 60953-2

2.3.2.4

absolute guarantee

guarantee on the retrofitted equipment, independent of the performance of the original equipment

2.3.2.5

relative guarantee

guarantee on the improvement due to the retrofitted equipment

2.3.2.6

essai de base

essai complet réalisé avant l'émission de la spécification relative à la rénovation afin de définir le bilan thermodynamique de référence de la centrale thermique

NOTE Cet essai n'est pas traité dans la présente norme.

2.3.2.7

essai avant rénovation

essai réalisé avant les travaux de rénovation afin de définir les valeurs de référence pour les garanties relatives

2.3.2.8

essai après rénovation

essai qui, associé à l'essai avant rénovation, permet de vérifier les valeurs garanties relatives. Il utilise les mêmes instruments que l'essai avant rénovation

2.3.2.9

essai thermique de réception

essai complet réalisé conformément à une norme nationale ou internationale afin de déterminer la garantie de performance totale absolue de centrales thermiques neuves

NOTE Cet essai n'est pas traité dans la présente norme.

2.3.2.10

essai absolu après rénovation

essai après rénovation afin de vérifier la garantie absolue d'ensemble d'un composant

2.3.2.11

essais de vérification

tous types d'essais prévus pour vérifier les performances de l'équipement rénové. Ils peuvent être constitués soit d'essais avant et après rénovation, soit d'essais absolus après rénovation, soit d'essais thermiques de réception complets

2.3.2.12

tolérance d'essai

tolérance contractuelle agréée sur les valeurs de performance mesurées et corrigées pour compenser l'incertitude d'essai, le vieillissement et autres conditions spécifiques à un projet de rénovation particulier

2.3.2.13

puissance thermique

chaleur fournie au cycle par apports externes

2.4.8 Rendement du composant

La norme considère que la rénovation ne peut porter que sur des composants spécifiques, plutôt que sur la machine complète. C'est pourquoi, les valeurs garanties représentatives des modifications particulières de la turbine, telles que le rendement des corps et la perte de charge des composants, sont quelquefois plus appropriées. Les définitions caractéristiques des performances des composants sont données ci-dessous et des exemples sont présentés à l'annexe I.1.

2.4.8.1 Rendement isentropique du corps – détente en zone surchauffée

Le rendement isentropique du corps est le rapport de la chute d'enthalpie réelle sur la chute d'enthalpie idéale. Lorsque la vapeur est surchauffée à l'entrée (in) et à la sortie (out), les enthalpies correspondantes peuvent être déduites directement des mesures de pression et de température (voir figure 1).

2.3.2.6**baseline test**

full test conducted before the issue of the retrofit specification, in order to define the reference heat balance of the power plant

NOTE This test is not covered by this standard

2.3.2.7**pre-retrofit test**

test performed before the retrofit work in order to define the reference values for relative guarantees

2.3.2.8**post-retrofit test**

test associated with pre-retrofit test in order to verify the relative guaranteed values. It uses the same instrumentation as the pre-retrofit test

2.3.2.9**thermal acceptance test**

full test conducted according to any national or international standard in order to determine an absolute overall performance guarantee of new plants

NOTE This test is not covered by this standard.

2.3.2.10**absolute post-retrofit test**

test after retrofit in order to verify an absolute component or overall guarantee

2.3.2.11**verification tests**

all types of tests intended to verify the performances of the retrofitted equipment. They should be either pre-retrofit and post-retrofit tests, absolute post-retrofit tests or full thermal acceptance tests

2.3.2.12**test allowance**

agreed contract allowance on the measured and corrected performance value to allow for test uncertainty, ageing and other conditions which may be specific to a particular retrofit project

2.3.2.13**thermal power**

heat supply to the cycle from external sources

2.4.8 Component efficiency

This standard recognizes that it is likely that specific components rather than the complete machine will be retrofitted. Therefore, guarantee values relevant to the particular turbine modifications, such as cylinder efficiency and component pressure loss, are sometimes more appropriate. Typical definitions of component performance are given below and examples are presented in annex I.1.

2.4.8.1 Cylinder isentropic efficiency – expansion in superheated region

The cylinder isentropic efficiency gives, as reference, a measurable indication of the bulk efficiency of steam expansion in terms of the actual enthalpy drop compared with the ideal enthalpy drop. When the steam is superheated at inlet (in) and outlet (out), the corresponding enthalpies can be derived directly from pressure and temperature measurements (see figure 1).

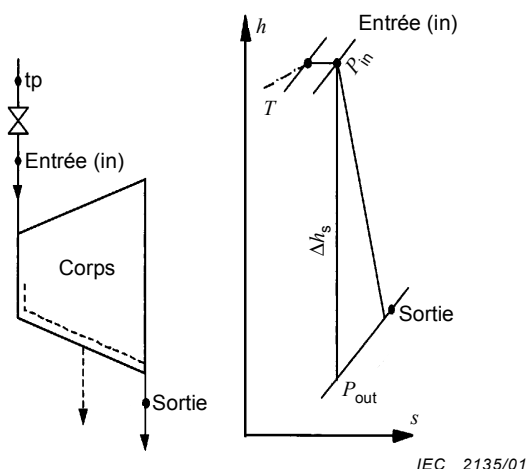


Figure 1 – Rendement isentropique du corps HP

Rendement isentropique du corps: $\eta_{cyl} = \frac{h_{in} - h_{out}}{\Delta h_s}$

Il est préférable d'utiliser comme condition d'entrée ("in") l'aval des vannes d'admission afin de différencier la perte de charge dans ces organes et le rendement du corps (voir 2.4.8.3). La condition de sortie ("out") inclut normalement le retour des fuites du piston d'équilibrage, là où les mesures sont effectuées, avant que le débit de vapeur à resurchauffer soit renvoyé à la chaudière.

Il convient d'apporter une attention particulière aux mesures de pression en aval des organes d'admission. Il est préférable de les effectuer dans les tuyauteries de liaison entre les organes et le corps de la turbine ou, si la turbine possède un tore d'admission, à l'entrée de celui-ci. Les mesures de pression dans les corps de vannes devront être évitées. Pour les cas où cette pression n'est pas mesurable, la garantie entre l'amont des vannes et l'aval de la turbine doit prendre en compte une perte de charge dans les organes mutuellement acceptée.

D'autres complications secondaires, telles que l'injection de vapeur de climatisation ou les fuites aux garnitures inter-corps, bien que normalement non comprises, peuvent, après accord, être incluses avec modification appropriée de la formule de rendement.

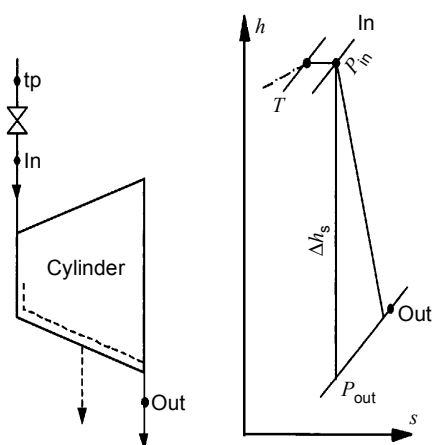
2.4.8.2 Rendement isentropique du corps – détente en zone humide

Pour les corps fonctionnant en zone humide, la détermination de l'enthalpie présente une difficulté majeure et des techniques particulières, telles que l'utilisation de traceur, doivent être appliquées. Le rendement isentropique du corps, η_{cyl} , est défini comme ci-dessus, mais inclut les effets implicites de l'humidité.

A titre d'information, le rendement sec représentant la qualité aérodynamique de la veine vapeur, peut être calculé par:

$$\eta_{cyl-dry} = \eta_{cyl} / \{(x_{in} + x_{out})/2\}.$$

Cette expression suppose que l'humidité dégrade le rendement de 1 % par 1 % (valeur habituelle donnée à titre indicatif). Le cas où l'état à l'entrée est sec et l'état à l'échappement humide est traité en I.1.1.



IEC 2135/01

Figure 1 – Isentropic efficiency of the HP cylinder

Cylinder isentropic efficiency: $\eta_{cyl} = \frac{h_{in} - h_{out}}{\Delta h_s}$

The condition at “in” is preferably after the inlet valves to distinguish between valve pressure loss (see 2.4.8.3) and cylinder efficiency. The condition at “out” usually includes returned and mixed ‘balance-piston’ leakage where measurements are taken before the bulk cold reheat steam is routed back to the boiler.

Special care should be paid to the pressure measurements downstream of the inlet valves. Preferably, the pressure should be measured in the inter-connection lines between the valves and the turbine body or, if the turbine has an inlet spiral, at the inlet of the spiral. Pressure measurements in the valve bodies should be avoided. For cases where it is not possible to measure the pressure after the valves the guarantee should be from before valves to turbine exhaust and an agreed pressure drop used through the valve.

Other small complications such as cooling – steam injection and inter-cylinder gland leakage, though usually not included, may, by agreement, be included with an appropriate modification of the efficiency formula.

2.4.8.2 Cylinder isentropic efficiency – expansion involving wet region

For cylinders operating in the wet region, the determination of enthalpy presents a major difficulty and special techniques such as tracers have to be applied. The cylinder isentropic efficiency, η_{cyl} , is defined as above but includes implicit wetness effects.

The efficiency on a dry basis, indicating the aerodynamic quality of the blade path, may, for information purposes, be represented by:

$$\eta_{cyl-dry} = \eta_{cyl} / \{(x_{in} + x_{out})/2\}.$$

This expression assumes, as is common, that the effect of moisture on section efficiency is 1 % efficiency per 1 % change in moisture content (for example only). The case where the inlet condition is dry and the outlet condition is wet is dealt with in I.1.1.1.

Pour les corps BP où la perte par vitesse restante LL (énergie cinétique essentiellement) a une valeur importante et où la détente de vapeur est partiellement en zone humide, un certain nombre de définitions peuvent s'appliquer (voir article I.1 et sa note en bas de page). Toutefois, le rendement global total, qui peut être déduit d'un bilan de puissance, est également donné par la formule suivante (voir figure 2):

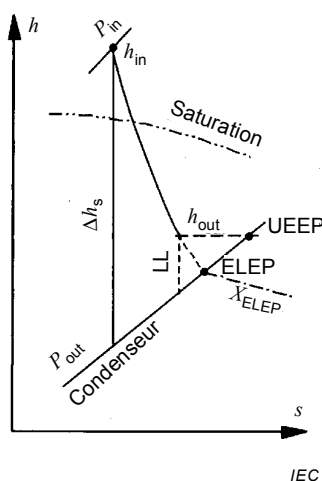


Figure 2 – Ligne de détente de la turbine BP

Rendement isentropique des corps: $\eta_{cyl} = \frac{h_{in} - h_{out}}{\Delta h_s}$

où " h_{out} " est appelée UEEP (point final d'énergie utile). Ce point, situé dans la zone humide, est donc couramment déduit d'un calcul de bilan de puissance. Les résultats de ce calcul devront être traités avec précaution, car toute perte non identifiée dans le cycle peut conduire à une valeur erronée trop faible du rendement BP.

La valeur de h_{out} est calculée par itération jusqu'à vérifier l'égalité:

somme des puissances internes des corps $\Sigma(HP+MP+BP)$ – pertes externes (mécaniques, électriques, etc.) = puissance de l'alternateur

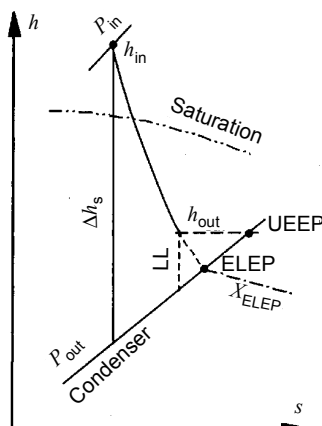
Un certain nombre d'autres définitions utiles relatives particulièrement à la turbine BP, dont l'humidité et les pertes par vitesse restante, sont données à l'article I.1 et en 5.2.5.1.

2.4.8.3 Pertes de charge dans les vannes et tuyauteries

Les pertes de charge dans les composants de transfert ont une incidence importante sur les performances totales de l'installation. Ces pertes devront être calculées pour les vannes en position grandes ouvertes et données en pourcentage de la pression d'entrée. Un exemple type est la rénovation des vannes et tuyauteries en amont du corps HP, schématisé en 2.4.8.1, où la pression chute de p_{tp} en amont des vannes à p_{in} au point de mesure à l'admission dans le corps, de sorte que:

$$\text{Pourcentage de perte de charge} = \frac{p_{tp} - p_{in}}{p_{tp}} \times \frac{100}{1}$$

For LP cylinders, where the leaving loss, LL (which is mainly kinetic energy), is a significant quantity and where the internal steam expansion is partly in the wet region, a number of definitions may apply (see clause I.1 and its footnote). However, the overall global efficiency, which can be deduced from a power balance, is again given by the following (see figure 2):



IEC 2136/01

Figure 2 – LP turbine expansion line

$$\text{Cylinder isentropic efficiency } \eta_{\text{cyl}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{\Delta h_s}$$

where ' h_{out} ' is called UEEP (useful energy end point). This point is in the wet region and is, therefore, usually deduced from a whole cycle power balance calculation. The results of this calculation should be treated with caution, since any undiscovered deficiency in any part of the test cycle may lead to a seriously low deduced value of LP efficiency.

Trial LP expansion lines down to iterative h_{out} values are used in the calculation until:

cylinder internal powers $\Sigma(\text{HP} + \text{IP} + \text{LP}) - \text{external losses (mechanical, electric, etc.)} = \text{generator output}$

A number of other useful definitions relating particularly to the LP turbine, including wetness and leaving losses, are given in clause I.1 and in 5.2.5.1.

2.4.8.3 Percentage pressure loss in valves and pipes

Pressure losses in transfer components have a significant effect on the overall turbine plant performance. The loss should be quoted for the component in the fully open position and given as a percentage drop compared with the inlet pressure. A typical example is retrofitting the valve system and loop pipes before the HP cylinder, shown in 2.4.8.1, where the pressure falls from p_{tp} , at the terminal point before the valve, to p_{in} , at the measuring point in the cylinder inlet pipes, such that :

$$\text{percentage pressure drop} = \frac{p_{\text{tp}} - p_{\text{in}}}{p_{\text{tp}}} \times \frac{100}{1}$$

2.4.8.4 Capacité d'absorption de débit (FPC)

L'augmentation de puissance résultant d'une amélioration du rendement des corps est généralement associée à une capacité constante d'absorption de débit par le corps inchangée.

La FPC peut être définie de la manière suivante:

$$FPC = \frac{\dot{m}_{in}}{\sqrt{p_{in}/v_{in}}} \frac{1}{\sqrt{1 - (p_{out}/p_{in})^2}}$$

Si, en variante, la rénovation implique à une variation de FPC l'incidence sur la puissance électrique totale doit être prise en compte par un nouveau calcul de bilan thermodynamique. Dans le cas d'une détente critique, l'expression ci-dessus se simplifie en:

$$FPC = \frac{\dot{m}_{in}}{\sqrt{p_{in}/v_{in}}}$$

D'autres méthodes de calcul de FPC peuvent être utilisées après accord entre les parties. Si la valeur de FPC après rénovation diffère de celle qui était prévue, aucune correction n'est autorisée pour ce paramètre.

2.5 Directive relative aux garanties

En général, le choix des valeurs à utiliser pour les garanties est dicté par la capacité à effectuer de façon précise les vérifications des performances absolues ou de leurs variations.

La rénovation d'une turbine à vapeur concerne souvent la modernisation d'au moins un composant ou un corps sur une ligne d'arbres, et il est donc important de distinguer la performance du composant de la performance totale. De plus, la rénovation d'une machine existante peut être entreprise soit par le constructeur d'origine de l'équipement (OEM), soit par tous les autres constructeurs. Tout constructeur d'équipement rénové connaît le rendement absolu du nouveau composant, mais il n'est pas sensé connaître les performances du composant à remplacer ou de l'équipement associé. Seul le constructeur d'origine est supposé connaître l'équipement existant et pouvoir proposer une garantie d'amélioration des performances. La question est donc de savoir s'il convient de donner des garanties de performance absolues ou relatives.

L'acheteur de l'équipement aura tendance à privilégier les garanties de performance de tout l'équipement, tandis que les constructeurs préféreront garantir leurs composants isolément. Le code propose dans le tableau 1 un guide pour choisir entre garanties totales et garanties de composant, garanties absolues ou relatives.

2.4.8.4 Flow-passing capacity (FPC) ¹⁾

The increase in output resulting from a cylinder efficiency improvement is usually associated with an unchanged (i.e. constant) flow-passing capacity.

The FPC can be defined as:

$$\text{FPC} = \frac{\dot{m}_{\text{in}}}{\sqrt{p_{\text{in}}/v_{\text{in}}}} \frac{1}{\sqrt{1 - (p_{\text{out}}/p_{\text{in}})^2}}$$

If, alternatively, the FPC is changed instead (or in addition), then the effect on the overall electrical output shall be taken into account by a heat balance calculation. For expansion beyond choked pressure ratio, the above expression simplifies to:

$$\text{FPC} = \frac{\dot{m}_{\text{in}}}{\sqrt{p_{\text{in}}/v_{\text{in}}}}$$

Other methods of calculating FPC can be used by agreement. If the FPC is not as intended then no correction will be allowed for the deviation.

2.5 Guidance on guarantees

In general, the appropriate figures to be used for guarantees are dictated by the ability to verify the actual performance or performance change accurately.

Retrofitting a steam turbine plant usually involves modernization of, at least, one component or cylinder in a complete machine; therefore, it is important to distinguish between the component and the overall performance effects. Additionally, retrofitting the existing machine may be undertaken either by the original equipment manufacturer (OEM) or by other manufacturers. All manufacturers of retrofit equipment are conversant with the absolute efficiency of their new components but it should not be assumed that they will know the performance of the component being replaced or the state of the associated plant. Only the OEM, should be expected to be knowledgeable about the existing equipment and to have confidence in the guarantee as an improvement in performance. The question, therefore, arises as to whether to give absolute or relative performance guarantees.

Since plant purchasers may also favour guarantees of overall plant performance whereas manufacturers prefer to guarantee their individual components, table 1 gives guidance on overall and component guarantees for either absolute or relative situations.

1) Also called "Swallowing capacity".

Tableau 1 – Différentes possibilités de garanties

Partie de la turbine	Détente sèche		Détente humide	
	Absolue	Relative	Absolue	Relative
Composant (η_{cyl} , ΔP)	2.5.1.1 (Recommandé)	2.5.2.1 (Recommandé)	2.5.1.1 (Déconseillé)	2.5.2.1 (Optionnel)
Global (consommation spécifique de chaleur ou puissance)	2.5.1.2 ¹⁾ (Optionnel)	2.5.2.1 ¹⁾ (Optionnel) 2.5.2.2 ²⁾ (Déconseillé)	2.5.1.2 ¹⁾ (Déconseillé) (sauf si toute la veine vapeur de la turbine est remplacée – alors «Déconseillé» devient «Recommandé»	2.5.2.1 ¹⁾ (Recommandé) 2.5.2.2 ³⁾ (Optionnel)
¹⁾ Dépend de l'acceptation des performances globales avant rénovation (doivent être vérifiées). ²⁾ Moins précis que 2.5.2.1 (Optionnel). ³⁾ Moins précis que 2.5.2.1 (Recommandé).				
NOTE Les paragraphes de ce tableau se réfèrent au texte suivant.				

La vérification d'une garantie de capacité d'absorption de débit (FPC) dépend de la précision de mesure des débits du cycle et requiert, par conséquent, des essais absolus.

Le type de performance considéré, globale ou du composant, absolue ou relative, doit être précisé dans la spécification d'appel d'offre et doit faire l'objet d'un accord entre les parties contractantes.

2.5.1 Garanties absolues

Ce CR prévoit deux types de garanties absolues et leurs vérifications.

2.5.1.1 Mesures directes de la performance absolue d'un composant remplacé

Si la performance est mesurable directement, comme pour les corps fonctionnant complètement en vapeur surchauffée et où le rendement isentropique peut être déterminé par des mesures de chute d'enthalpie, le rendement absolu du corps est alors une valeur de garantie appropriée.

L'influence du composant remplacé sur la performance globale de la centrale thermique peut alors être évaluée par calculs, pour information, et cette évaluation devra faire l'objet d'un accord dans le contrat. Une attention particulière doit être accordée aux influences de la modification du composant sur le cycle thermodynamique, comme des variations de pressions de soutirages, des différentes conditions aux réchauffeurs et des modifications de capacités d'absorption.

Il existe des cas où le rendement du composant remplacé sera déterminé indirectement à partir de la performance globale de la centrale (par exemple les corps travaillant partiellement en zone humide où l'enthalpie ne peut être mesurée) avec, pour conséquence, une perte inacceptable de précision. Dans ces cas, il est recommandé d'utiliser une garantie relative d'amélioration de l'ensemble de la centrale (voir 2.5.2).

2.5.1.2 Consommation spécifique de chaleur absolue après modifications

Dans ce cas, un essai unique de consommation de chaleur est recommandé après modifications, conformément à la CEI 60953-1. Dans certaines circonstances, pour de petites turbines à vapeur, la CEI 60953-2 peut également être employée. Aucun essai préliminaire n'est fait, mais les données nominales ou les essais de garantie antérieurs sont utilisés

Table 1 – Guarantee alternatives

Part of turbine	Dry expansion		Wet expansion	
	Absolute	Relative	Absolute	Relative
Component (η_{cyl} , ΔP)	2.5.1.1 (Recommended)	2.5.2.1 (Recommended)	2.5.1.1 (Discouraged)	2.5.2.1 (Optional)
Overall (heat rate or output)	2.5.1.2 ¹⁾ (Optional)	2.5.2.1 ¹⁾ (Optional) 2.5.2.2 ²⁾ (Discouraged)	2.5.1.2 ¹⁾ (Discouraged) (Except if full steampath for the complete turbine replaced – then "Discouraged" becomes "Recommended")	2.5.2.1 ¹⁾ (Recommended) 2.5.2.2 ³⁾ (Optional)
¹⁾ Depends on acceptance of nominal pre-retrofit overall performance (has to be checked). ²⁾ Less accurate than 2.5.2.1 (Optional). ³⁾ Less accurate than 2.5.2.1 (Recommended).				
NOTE Subclauses indicated in this table refer to the following text.				

The verification of a guarantee on flow-passing-capacity (FPC) depends on the accurate measurement of flows throughout the cycle and, therefore, requires absolute tests.

Considerations of component or overall and absolute or relative performance shall be brought out in the inquiry specification and an agreement shall be reached between parties to the contract.

2.5.1 Absolute guarantees

This RC provides for two types of absolute guarantees and verifications.

2.5.1.1 Direct measurement of absolute performance of replaced component

If the performance is directly measurable, as in the case of cylinders operating entirely in the superheated steam region where cylinder isentropic efficiency can be determined by enthalpy drop tests, then absolute cylinder efficiency is an appropriate figure for guarantee.

The effect of the replaced component on the overall plant performance may then be evaluated, for information purposes, by calculation and this should be agreed upon in the contract. Special care shall be exercised if the component affects the thermodynamic cycle of the plant. Instances of this include different extraction pressures, varied conditions at reheaters and changed swallowing capacities.

There are cases where the replaced component efficiency would have to be determined indirectly from the overall plant performance (e.g. cylinders operating partly in the wet region where enthalpy cannot be determined), with consequent unacceptable loss of accuracy. In such cases, it is recommended that the guarantee be given in terms of the improvement to the overall plant (see 2.5.2).

2.5.1.2 Absolute heat rate after modification

In this case a thermal acceptance test is recommended after modification, according to IEC 60953-1. In appropriate circumstances for small steam turbines also IEC 60953-2 can be permitted. No prior test is made, but previous design data or guarantee tests are used as the

pour variations du cycle ou du comportement d'un autre composant pendant l'essai. Une attention particulière est accordée aux défauts cachés d'installations anciennes qui peuvent conduire à la dégradation générale du cycle et à la déduction d'un niveau erroné trop bas du rendement de corps BP. Un nouvel essai de référence de l'installation complète avant rénovation peut permettre d'éviter ce genre de difficulté.

Cette garantie absolue peut être utilisée lorsque les modifications sont importantes et que l'installation est soumise à une révision exhaustive. Le fabricant prend dans ce cas des risques plus grands en supposant que le reste de l'installation est correctement modélisé.

2.5.2 Essais relatifs d'amélioration des performances

Le code prévoit deux types de garanties relatives particulièrement intéressantes pour les cas de rénovation.

2.5.2.1 Essais d'amélioration bénéficiant de la même instrumentation

Pour l'acheteur, l'intérêt d'une rénovation est représenté directement par la valeur de l'amélioration des performances (plutôt que par un niveau absolu de performance). Pour cette raison, la vérification de garantie d'amélioration peut être basée sur des essais avant et après rénovation utilisant de manière opportune les mêmes appareils de mesure, choisis conformément au code. Cela peut s'appliquer aussi bien à l'amélioration de composants qu'à celle de la consommation spécifique de chaleur globale.

La valeur garantie de l'amélioration repose sur une bonne connaissance de l'installation existante. Les garanties données sur la base de performances connues de l'installation existante (par exemple le bilan thermodynamique initial ou les essais de performance d'origine) sont soumises à toute confirmation ou modification en fonction de l'analyse des résultats des essais avant rénovation.

Pour que les essais globaux soient représentatifs de l'amélioration du ou des composants remplacés, le reste de l'installation devra idéalement ne pas être modifié entre les essais avant et après rénovation. S'ils sont réalisés de manière simple et sans perte de temps, ces essais présentent le double avantage de coûter moins cher et de réduire l'incertitude sur la mesure de l'amélioration en raison de l'utilisation des mêmes appareils. Toutefois, la qualité de l'instrumentation doit être choisie judicieusement en tenant compte du niveau d'amélioration attendu et de la précision souhaitée.

Les essais avant et après rénovation ont besoin d'être effectués dans des conditions de fonctionnement (par exemple puissance thermique, vannes grandes ouvertes ou puissance alternateur) similaires, de façon à minimiser les corrections de cycle. Par exemple, si l'on considère la rénovation d'un corps BP d'une centrale nucléaire, le fonctionnement à puissance thermique et position des vannes constants lors des essais avant et après rénovation simplifie la méthode de correction et souvent permet l'utilisation de la puissance aux bornes de l'alternateur comme mesure d'amélioration de la consommation spécifique de chaleur.

2.5.2.2 Amélioration déterminée à partir d'essais complets avant et après modification

Outre la vérification de l'amélioration des performances, le propriétaire de la centrale demande parfois de fournir les performances absolues de l'installation rénovée. Cela peut être obtenu en combinant un essai de performance complet avant rénovation et un essai complet après rénovation. C'est la méthode la plus complète et le propriétaire peut tirer bénéfice de la connaissance détaillée de l'équipement qui en résulte. Il existe cependant un inconvénient. Si l'essai de vérification après rénovation est sérieusement retardé, l'instrumentation ne pourra généralement pas être conservée et la précision sera réduite en conséquence. La durée et le coût des essais peuvent également être prohibitifs dans certains cas, en particulier si une grande précision est nécessaire pour vérifier une petite modification de garantie d'amplitude réduite.

basis to determine the guarantee value including provisions for correction due to cycle or other component performance variations on test, as necessary. Great care is required with the old condition of the associated plant which may hide overall cycle deficiencies and lead, for example, to deduction of an erroneously low level of LP cylinder efficiency. A new baseline test on the complete plant before retrofit can provide clarification on this point.

This alternative can be followed where the modifications are extensive and the plant is subject to thorough inspection. The contractor takes a greater risk in this case and shall satisfy himself that the basis is sound.

2.5.2 Relative tests of performance improvement

The code provides for two types of relative guarantees, particularly relevant to retrofit cases.

2.5.2.1 Improvement tests taking advantage of the same instrumentation

The value to the purchaser of carrying out a performance modernization is reflected directly in the actual improvement achieved (rather than in an absolute level). Therefore verification of guaranteed improvement can be based on pre-retrofit and post-retrofit test, together with the convenient use of the same measuring instruments applied in general accordance with the code. This can apply to both component and overall heat rate improvements.

The guaranteed figure of improvement is based on sound knowledge of the existing plant. Guarantees given on the basis of nominal performance of the existing plant (e.g. original heat balance diagram or original performance tests) are subject to confirmation and amendment as necessary, depending on the results of analysis of the pre-retrofit tests.

To use tests on the overall plant for the replaced component(s), the remainder of the plant should ideally be left in the same condition, from the pre-retrofit to post-retrofit test period. The testing, if done simply and without delay, has the advantage of being less costly, whilst the uncertainty in the improvement result will be reduced due to the use of the same instruments. However the quality of instrumentation shall be carefully selected to be commensurate with clear demonstration of the level of improvement expected.

The plant operating condition, e.g. thermal power, VWO or generator output, before and after, needs to be similar in order to reduce cycle corrections. For example, consider an LP retrofit of a nuclear unit; keeping the thermal reactor power and the valve setting constant for both pre-retrofit and post-retrofit tests simplifies the correction procedure and usually allows the generator power to be the measure of heat rate improvement.

2.5.2.2 Improvement determined from full tests before and after modification

In addition to the verification of performance improvement, the plant purchaser sometimes requires to establish the absolute performance of the modernized unit. This may be achieved by a combination of a full-code pre-retrofit test with a full-code post-retrofit test. This is the most comprehensive method and the operator can benefit from the resulting detailed knowledge of the plant's performance. However there is a possible drawback. If the verification full test is seriously delayed, this requires the replacement of instrumentation with a consequent loss of accuracy. The cost and time to carry out the tests may also be prohibitive in some cases, especially if high accuracy is required to determine a small guaranteed change.

3 Principes directeurs

3.1 Dispositions à prendre avant l'essai

Les parties concernées par les essais de vérification des performances de projets de rénovation doivent conclure un accord sur les procédures d'essai, la définition des garanties, le nombre, l'emplacement et la disposition des points de mesure et l'instrumentation, l'installation des vannes et tuyauteries et la précision de la mesure, sans oublier le coût de ces essais de vérification.

Des centrales anciennes peuvent être dans de très mauvaises conditions, spécialement en ce qui concerne les fuites dont l'importance ne fait que croître avec le temps. La programmation et la préparation des essais devront en tenir compte.

Les appareils de mesure doivent être choisis de façon à ce que la performance des composants, telle que définie dans le contrat, puisse être vérifiée.

On doit prendre en compte les éventuels besoins en prises de mesure additionnelles par rapport à celles prévues sur l'équipement d'origine. En effet, la rénovation de l'installation pouvant se limiter à un seul composant de la centrale, des points de mesure supplémentaires peuvent être nécessaires pour en évaluer les performances. D'autre part, il faut parfois également apporter des corrections à la performance de l'ensemble de la centrale pour prendre en compte des modifications d'autres équipements ne faisant pas partie du contrat de rénovation mais pouvant néanmoins influencer la performance du composant rénové (voir article I.2). Toutefois, les variations de paramètres directement liées à la rénovation ou au composant remplacé ne devront pas être pas sujettes à correction.

La liste ci-dessous précise les points devant faire l'objet d'un accord aussitôt que possible, de façon à disposer d'un délai suffisant pour réaliser toute modification d'appareil ou d'installation se révélant nécessaire.

Les points a) à g) de 3.1 et les points a) à j) de 3.2 de la NR s'appliquent.

Il est particulièrement important de vérifier si l'instrumentation a besoin ou non d'être étalonnée.

3.3.1 Délai pour la réalisation des essais de vérification

Si l'essai de vérification se limite à un essai après rénovation, il doit être réalisé aussitôt que possible après le premier recouplage du groupe et de préférence dans les huit semaines qui suivent.

Si la vérification des performances est basée sur des mesures comparatives réalisées avant et après la rénovation, l'essai antérieur doit être réalisé de préférence le plus tard possible avant l'arrêt pour rénovation et au plus tôt huit semaines avant. L'essai après rénovation doit être réalisé aussitôt que possible après le premier recouplage du groupe et, de préférence, dans les huit semaines qui suivent.

Il est également important d'observer des conditions de fonctionnement aussi voisines que possible entre les essais avant et après rénovation, afin de limiter les corrections (voir tableau 2). Certains cas peuvent se présenter où la précision et la cohérence des essais soient plus importantes que le délai.

3 Guiding principles

3.1 Advance planning for test

The parties to verification tests of retrofit projects under this standard shall reach an agreement concerning the testing procedure, the interpretation of guarantees, the number, location and arrangement of measuring points and devices, valves and piping arrangements as well as measurement accuracy, with due consideration given to the cost of the verification tests.

In planning the retrofit tests emphasis should be placed on the possibly poor condition of old plants especially with respect to leakages which may have developed over time. Preparations need to take this into account.

The instrumentation shall be selected in such a way that component performance, as defined in the contract, can be verified.

Consideration shall be given to the possible requirements for additional instrumentation tapping points over and above that supplied in the original construction contract. Since the nature of the plant retrofit may be limited to a single component within the power plant cycle, additional measurement points may be required to assess the component performance. Alternatively, corrections to the overall plant performance may be required for changes in other items of the plant which have an impact on the performance of the retrofit component but are not attributable to the retrofit contract (see clause 1.2). However, changes in the process directly related to the exchanged parts should not be corrected for.

The following is a list of typical items upon which an agreement should be reached as early as possible to give the maximum opportunity to make any instrument or plant changes that may be required:

Items a) through g) of 3.1 and a) through j) of 3.2 of the RS apply.

Special care shall be given to the instrumentation calibration requirements.

3.3.1 Time for verification tests

If the verification test is limited to a post-retrofit test, it shall be conducted as soon as possible after the first synchronization of the unit and preferably within eight weeks.

If the verification of performance is based upon comparative measurements before and after the retrofit, the pre-retrofit test shall preferably be conducted as late as possible before the retrofit outage but no sooner than eight weeks. The post-retrofit test shall be conducted as soon as possible after the first synchronization of the unit after the retrofit and preferably within eight weeks.

It is also important to keep changes in the operation parameters between pre- and post-retrofit tests at a minimum in order to limit corrections (see table 2). Situations may occur where accuracy and consistency in the tests are of greater importance than the timing.

Tableau 2 – Ecart et fluctuations maximum ¹⁾ admissibles des conditions de fonctionnement autour des valeurs spécifiées

Variable	A Ecart maximal entre la moyenne de l'essai et la valeur spécifiée	B ⁶⁾ Ecart maximal acceptable de la valeur moyenne entre les essais avant et après rénovation
Pression de la vapeur à l'admission	$\pm 5 \% ^{2)}$	$\pm 2,5 \% ^{2)}$
Température de la vapeur à l'admission	$\pm 15 \text{ K} ^{2)}$	$\pm 7,5 \text{ K} ^{2)}$
Titre de la vapeur	$\pm 0,005 \%$	$\pm 0,0025 \%$
Pression de la vapeur prélevée par soutirage (si régulée)	$\pm 5 \% ^{2)}$	$\pm 2,5 \% ^{2)}$
Pression d'échappement:		
- pour turbine avec réchauffage de l'eau alimentaire	Voir ⁴⁾	Voir ⁴⁾
- pour turbines à contre pression	$\pm 5 \% ^{2)}$	$\pm 2,5 \% ^{2)}$
- pour turbines à condensation	$\pm 10 \% ^{5) 7)}$	$\pm 5 \% ^{5) 7)}$ ou 0,3 kPa
Débit de vapeur prélevée	$\pm 10 \%$	$\pm 5 \%$
Température de resurchauffe	$\pm 15 \text{ K}$	$\pm 7,5 \text{ K}$
Chute isentropique d'enthalpie	$\pm 7 \%$	$\pm 3,5 \%$
Puissance ou débit de vapeur à l'admission	$\pm 5 \%$	$\pm 2,5 \%$
Débit de l'eau de refroidissement	$\pm 15 \%$	$\pm 7,5 \%$
Température d'entrée d'eau de refroidissement	$\pm 5 \text{ K} ^{8)}$	$\pm 2,0 \text{ K} ^{8)}$
Température finale de l'eau alimentaire	$\pm 10 \text{ K}$	$\pm 5 \text{ K}$
Vitesse de rotation	$\pm 2 \% ^{3)}$	$\pm 2 \% ^{3)}$
¹⁾ La fluctuation maximale d'une grandeur, durant chaque essai, ne devra pas être plus grande que la moitié de l'écart maximal admissible donné dans le tableau 2, colonne A, à l'exception de la puissance qui peut varier de $\pm 3 \%$. ²⁾ Tous ces éléments ne peuvent pas conduire à une variation de la chute enthalpique de plus de $\pm 7 \%$. ³⁾ Si cela est permis par les garanties techniques de la turbine. ⁴⁾ De petits écarts, par rapport aux valeurs prévues dans les pressions aux soutirages, ont généralement un effet négligeable sur les performances. Si des écarts excessifs sur les débits de vapeur soutirée venaient à se produire, laissant supposer un mauvais fonctionnement des réchauffeurs, les répercussions sur les performances globales pourraient être sérieuses et un accord devra être conclu sur les dispositions à prendre. ⁵⁾ Si la pression d'échappement pendant l'essai présente un écart plus important que la limite permise, la correction de la pression d'échappement devra être obtenue à partir soit d'essais, soit de calculs après accord entre les parties. ⁶⁾ La colonne B représente les écarts maximaux des paramètres qui restent similaires entre les essais avant et après rénovation. Pour les conditions de fonctionnement après rénovation fortement affectées par la rénovation de la centrale, on applique la colonne A. ⁷⁾ Si le condenseur n'est pas inclus dans la garantie. ⁸⁾ Si le condenseur est inclus dans la garantie.		

Par exemple, la puissance électrique d'une centrale thermique est très sensible aux variations de la pression à l'échappement. Dans les pays où la température d'eau de refroidissement varie fortement en fonction des saisons, des résultats plus précis seront obtenus en maintenant la pression à l'échappement à un niveau similaire, plutôt qu'en cherchant un délai court entre les essais avant et après rénovation.

Table 2 – Maximum deviations and fluctuations ¹⁾ in operating conditions from specified and relative datums

Variable	A Maximum permissible deviation of average of test from that specified	B ⁶⁾ Maximum permissible deviation of average of post-retrofit test from pre-retrofit test
Initial steam pressure	$\pm 5 \% ^{2)}$	$\pm 2,5 \% ^{2)}$
Initial steam temperature	$\pm 15 \text{ K} ^{2)}$	$\pm 7,5 \text{ K} ^{2)}$
Dryness fraction	$\pm 0,005 \%$	$\pm 0,0025 \%$
Extraction pressure (regulated)	$\pm 5 \% ^{2)}$	$\pm 2,5 \% ^{2)}$
Exhaust pressure:		
- for feed heating	See ⁴⁾	See ⁴⁾
- for back pressure turbines	$\pm 5 \% ^{2)}$	$\pm 2,5 \% ^{2)}$
- for condensing turbines	$\pm 10 \% ^{5) 7)}$	$\pm 5 \% ^{5) 7)}$ or 0,3 kPa
Extraction flow rate	$\pm 10 \%$	$\pm 5 \%$
Reheat temperature	$\pm 15 \text{ K}$	$\pm 7,5 \text{ K}$
Isentropic enthalpy drop	$\pm 7 \%$	$\pm 3,5 \%$
Initial steam flow	$\pm 5 \%$	$\pm 2,5 \%$
Cooling water flow	$\pm 15 \%$	$\pm 7,5 \%$
Cooling water inlet temperature	$\pm 5 \text{ K} ^{8)}$	$\pm 2,0 \text{ K} ^{8)}$
Final feed water temperature	$\pm 10 \text{ K} ^{8)}$	$\pm 5 \text{ K}$
Rotational speed	$\pm 2 \% ^{3)}$	$\pm 2 \% ^{3)}$
¹⁾ The maximum fluctuation of the variable permitted during each test should not be greater than half the permissible deviation given in table 2, column A except for the output which may vary $\pm 3 \%$. ²⁾ All these items may not lead to deviation of enthalpy drop by more than $\pm 7 \%$. ³⁾ If permitted by the technical guarantee of the turbine. ⁴⁾ Reasonably small deviations in the extraction pressures as compared with the design values normally have a negligible effect on the overall performance. Should there be disproportionately large deviations in the extraction steam flows suggesting malfunctioning of the heaters, the effect on the overall performance may be serious, and agreement should then be reached on the course to be followed. ⁵⁾ If the test exhaust pressure deviates beyond the permissible limit, the exhaust pressure correction should be derived from tests or calculation by agreement between the parties. ⁶⁾ Column B represents the maximum deviation for those variables which are required to be consistent between the pre- and post-retrofit tests. For the post-retrofit test conditions, which are expected to change as a result of the plant overhaul, column A applies. ⁷⁾ If condenser is not included in guarantee. ⁸⁾ If condenser is included in guarantee.		

One example might be the power output of a nuclear power plant being sensitive to variations of the exhaust pressure. In countries with seasonally varying cooling water conditions, more accurate results may be achieved by keeping deviations in the exhaust pressure small rather than reaching short elapsed time between pre- and post-retrofit tests.

3.4.4.4 Isolement du cycle

En raison du mauvais état des vannes en général, plus particulièrement dans les anciennes centrales, des efforts devront être faits pour évaluer les fuites au plus tôt avant l'essai. Une attention particulière devra être apportée aux vannes des circuits de contournement de la turbine, des circuits de démarrage, des purges des réchauffeurs, des purges de vapeur principale, etc., ainsi que de toute alimentation ou fourniture en vapeur auxiliaire.

Lorsque des problèmes d'isolement lors de l'essai avant rénovation restent non résolus et altèrent le cycle garanti, l'essai de vérification après rénovation peut être réalisé, après accord entre les parties, avec le même défaut d'isolement. Des corrections supplémentaires peuvent être également rendues nécessaires pour tenir compte des modifications éventuelles du cycle sur les performances garanties. Lorsque cela sera possible, les corrections devront être identifiées et devront faire l'objet d'un accord avant l'essai après rénovation.

3.6.1.1 Centrales fossiles

Dans la mesure du possible et afin d'assurer une cohérence entre les conditions d'essais avant et après rénovation, ceux-ci seront effectués avec les soupapes grandes ouvertes ou à un point de soupape dans le cas des machines à injection partielle. Des essais dans d'autres conditions peuvent être autorisés après accord réciproque.

3.6.1.2 Centrales nucléaires

Lorsque la puissance thermique du générateur de vapeur est limitée, par exemple dans une installation nucléaire, il est préférable de mener les essais avant et après rénovation à une puissance thermique constante. De cette manière, l'amélioration nette de la performance du cycle sera indiquée par la variation de la puissance électrique fournie.

4 Techniques de mesure et appareils de mesure

4.1.6 Cohérence entre les essais avant et après rénovation

Si les garanties sont basées sur la performance relative, vérifiée à partir d'essais avant et après rénovation réalisés sans délai, la répétabilité de chaque série d'essais est prépondérante et la précision de l'instrumentation peut revêtir une importance secondaire. Les fondements d'une telle procédure reposent sur la reproduction de l'instrumentation et du système d'acquisition de mesures dans chaque série d'essais de sorte que les erreurs systématiques soient virtuellement éliminées. C'est pourquoi, il est recommandé de laisser en place autant d'appareils de mesure que possible pour réduire les erreurs relatives. Cela s'applique en particulier à la mesure du débit principal. L'étalonnage, si besoin est, doit faire l'objet d'un accord mutuel (avant et/ou après les essais). Pour les essais relatifs, l'étalonnage des mesures du débit principal n'est normalement pas nécessaire.

La cohérence entre les essais peut également être obtenue en dupliquant un nombre suffisant d'appareils principaux afin de parer aux éventuelles défaillances. L'effet de celles-ci dans un groupe d'appareils redondants doit être pris en compte en calculant une moyenne pondérée fondée sur la dispersion observée sur les mesures de l'essai avant rénovation. De plus, lorsqu'un nouvel appareil est utilisé pour remplacer un appareil défectueux, l'incertitude doit être recalculée au moment du dépouillement des essais pour tenir compte de l'augmentation induite d'erreur systématique.

4.2.8 Détermination de la puissance électrique dans les essais avant et après rénovation

Si la précision exigée dans un essai de vérification relatif le permet, la mesure d'exploitation de la puissance du groupe peut être utilisée après accord entre les parties concernées par l'essai. L'indication fournie doit présenter une résolution suffisamment élevée, et le système de mesure doit avoir fait preuve d'une bonne répétabilité.

3.4.4.4 Isolation of the cycle

Due to the generally poor condition of valves, particularly in older plants, efforts should be made to assess the leakage at a suitable period of time prior to the test. Particular attention should be focused on primary flow device by-passes, start up by-passes, heater drains, main steam drains, etc., and any auxiliary steam supplies into or out of the cycle.

Where unresolved isolation problems exist on the pre-retrofit test, which alter the guarantee cycle, the test may proceed by agreement between the parties, by ensuring that the same isolation is applied to the verification tests. Additional corrections may need to be applied to the performance evaluation to take account of the effects of cycle changes from that guaranteed. Where possible, suitable corrections should be identified and agreed prior to the post-retrofit test.

3.6.1.1 Fossil plant

Wherever possible, in order to ensure consistency of conditions between pre- and post-retrofit tests, tests shall be conducted with the valves in a wide open condition, or at a valve point for nozzle governed machines. Tests under other specific conditions may be conducted, where mutually agreed.

3.6.1.2 Nuclear plant

Where the thermal power of the steam generator is limited, for example in a nuclear installation, it is preferable to conduct the pre- and post-retrofit tests at constant thermal power. In this way, the net improvement in cycle performance will be indicated by a change in the generated output.

4 Measuring techniques and measuring instruments

4.1.6 Consistency of pre- and post-retrofit tests

If guarantees are made on the basis of relative performance where verification is demonstrated on the basis of pre- and post-retrofit tests, carried out without delay, the repeatability of each test series is vital and best accuracy of the instrumentation may become of secondary importance. The fundamental basis of such a procedure requires replication of the instrumentation and data acquisition system in each test series so that the systematic errors are virtually eliminated. It is therefore required that as many instruments as possible be left installed to reduce the relative error. This applies particularly to the primary flow measurement device. It shall be mutually agreed when to effect calibration (before and/or after the tests). For relative testing the calibration of the primary flow measurements is normally not considered.

Consistency may also be achieved by the use of sufficient duplication of primary instruments to cover for instrument failures. The impact of such a failure in a group of duplicate instruments shall be considered by calculating a weighted mean, based upon the scatter observed in the pre-retrofit test data. Alternatively, if a new instrument is introduced to replace a failure, due consideration shall be given to the assessment of the test uncertainty due to the increased bias error.

4.2.8 Determination of electrical power of pre- and post-retrofit tests

If the required accuracy of a relative verification test allows it, by agreement between the parties to the test, permanent unit fiscal power metering may be used. The permanent instrumentation indication shall have sufficient resolution and the metering system shall have demonstrated repeatability.

En cas d'utilisation d'analyseurs de puissance numériques, il n'est pas nécessaire d'appliquer des corrections pour la charge des transformateurs de courant et de tension si la puissance du circuit est la même dans les essais avant et après rénovation. Cependant dans certains cas, la puissance du circuit peut revêtir une importance particulière. En particulier, lorsque des analyseurs de puissance d'impédance élevée sont connectés aux transformateurs d'essai, il peut être nécessaire d'ajouter une charge appropriée au circuit.

4.3.1 Détermination des débits à mesurer

Pour les essais de vérification des rénovations, les débits à mesurer peuvent être divisés en deux catégories.

- a) Débits principaux: Les débits qui sont directement proportionnels aux valeurs garanties et qui doivent être mesurés avec le degré de précision adéquat (voir 7.4 de la CEI 60953-2).

La pertinence de l'utilisation des mesures de débit existantes devra être considérée avant le début des essais. On procédera si nécessaire à l'amélioration ou au changement de l'instrumentation.

Dans certaines centrales anciennes, il est possible de vérifier la mesure du débit principal par des mesures de débit supplémentaires placées à différents endroits. Cependant, la mesure du débit principal prévaut en cas de discordance.

- b) Débits secondaires: Les débits qui sont nécessaires au fonctionnement de la centrale et qui doivent être pris en compte dans la détermination des valeurs des débits de vapeur vive et de vapeur resurchauffée de la turbine. Les débits secondaires doivent être mesurés lorsque leur effet est significatif et qu'ils sont mesurables. Dans le cas contraire, ces débits peuvent être déduits du bilan thermodynamique ou des valeurs de conception.

4.3.3.1 Emplacement d'une mesure du débit principal supplémentaire

Après accord entre les parties, une mesure de débit appropriée peut être ajoutée sur la ligne d'eau alimentaire haute pression en aval du dernier réchauffeur. Celle-ci permet d'accroître la précision et la confiance dans la vérification. Les détails de conception d'une tuyère de mesure à haute pression avec prise de pression au col sont donnés à l'annexe B de la CEI 60953-2. L'annexe I traite d'un exemple avec deux mesures de débit, à l'entrée de la bêche dégazante et à la sortie du dernier réchauffeur.

4.3.4.1 Mesures de pression différentielle lors des essais avant et après rénovation

Lorsque la répétitivité de séries d'essais est requise, il est recommandé d'utiliser des transmetteurs de pression électronique. Ils doivent avoir démontré une bonne répétitivité dans le temps et être d'une précision adéquate. Pour décroître davantage l'incertitude de mesure, il est suggéré de monter des transmetteurs redondants sur chaque paire de prises de mesure.

4.4.5.1 Etalonnage des transmetteurs de pression différentielle pour la mesure du débit principal

Lorsque la mesure du débit principal est située dans la partie basse pression du circuit d'eau alimentaire, le transmetteur peut être étalonné en ouvrant l'orifice basse pression vers l'atmosphère et en appliquant différentes pressions sur l'orifice situé du côté haute pression de l'appareil. Le transmetteur doit de plus avoir démontré son insensibilité aux faibles augmentations de la pression statique du circuit.

When using digital test power analysers, corrections for the burden of current and voltage transformers need not be applied if the circuit load is the same in pre- and post-retrofit tests. Due consideration, however, shall be given to the circuit load, particularly where high impedance power analysers are connected to dedicated test transformers, a suitable load may be added to the circuit.

4.3.1 Determination of flows to be measured

For retrofit verification tests, the flows to be measured can be divided into two categories.

- a) Primary flows: Flows which are directly proportional to the guarantee values and which shall be measured with the corresponding degree of precision (see 7.4 of IEC 60953-2).

The adequacy of existing flow measurement device should be assessed in advance of any test, and improved or modified devices installed if necessary.

In some cases of old plants, it is possible to check the errors in the primary flow measurement by additional flow measurements in two or more different locations. However, the primary flow measurement takes precedence in the event of discrepancy.

- b) Secondary flows: Flows which are necessary for the operation of the plant and which shall be taken into account in the adjustment of the measured values of the primary flows, in order to determine turbine initial steam and reheat steam flows. Secondary flows shall be measured where their impact is significant and it is practical to measure. Alternatively, the flows may be calculated by heat balance or from design values.

4.3.3.1 Location of an additional primary flow device

By agreement between the parties to the test, a suitable flow device may be added in the high pressure feedwater line after the final feedwater heater. This would give greater accuracy and confidence in the verification. Design details of a high pressure throat tapped nozzle are given in annex B of IEC 60953-2. An example with flow metering at both deaerator inlet and final feedwater is given in annex I.

4.3.4.1 Differential pressure measurements for pre- and post-retrofit tests

Where repeatability of test series is required, the use of electronic pressure transmitters is recommended. They shall have demonstrated long-term repeatability and be of suitable accuracy. To further reduce measurement uncertainty it is suggested that duplicate transmitters be fitted to each pair of device tapings.

4.4.5.1 Calibration of primary flow differential pressure transmitters

When the primary flow device is located in the low pressure part of the feed water system, the transmitter may be calibrated with the low pressure port open to atmosphere and by simultaneously applying a high pressure source to the high pressure side of the device. The transmitter, however, shall be demonstrated as being insensitive to small increases in line static pressure.

Lorsque l'emplacement de la mesure du débit principal est tel que la pression au niveau du transmetteur est beaucoup plus élevée que la pression atmosphérique, l'étalonnage doit être effectué à la pression de travail, sauf s'il est prouvé que les transmetteurs sont parfaitement insensibles à la forte pression statique du circuit. Cet étalonnage peut être effectué en utilisant un appareil de mesure approprié à poids mort et à double piston.

4.7.7 Utilisation des traceurs dans les applications de rénovation

Parfois, les débits principaux et/ou secondaires ne peuvent pas être mesurés avec la précision requise, en raison d'équipements de mesure inexistants ou imprécis. Dans de tels cas, les mesures à l'aide de traceurs offrent une alternative intéressante (voir l'annexe K).

5 Dépouillement des essais

5.1 Préparation du dépouillement

Le dépouillement des résultats d'essais met en œuvre une série d'activités dont chacune contribue à la précision du résultat final. Dans le cas d'une rénovation ou d'une amélioration est garantie, la valeur garantie est déterminée comme étant un écart entre les essais avant et après rénovation. Les mesures effectuées lors de ces deux essais doivent donc être utilisées pour calculer l'amélioration de performance de la turbine, en tenant compte de façon appropriée de tous les facteurs d'influence. Le maintien des conditions de fonctionnement de l'essai après rénovation aussi proches que possible de celles de l'essai antérieur limite les incertitudes et simplifie le dépouillement. L'isolement du cycle et les fuites sont parmi les facteurs les plus importants. L'incertitude de mesure des résultats d'essais doit être également déterminée (voir l'article 7 de la NR et les annexes H et J de cette norme).

A partir des relevés des appareils de mesure faits au cours de chacun des essais, les résultats sont calculés selon 2.4 de la NR.

Avant de dépouiller les résultats, une période d'essai officielle doit être sélectionnée, située dans l'intervalle de temps pendant lequel les lectures d'essai ont été effectuées. Cette période doit être d'une durée au moins égale à celle définie en 3.8.3 de la NR. Pendant cette période, pour des essais absolus, les dispositions de 3.8.1 et de 3.8.2 de la NR doivent être respectées. Pour les essais relatifs, le tableau 2 et 3.3.1 de cette norme doivent être respectés. Les relevés de tous les appareils de mesure, y compris des intégrateurs et les mesures de temps correspondantes, doivent être disponibles sur toute la période d'essai retenue (voir 5.2.1 de la NR).

Dans le cas d'une perturbation pendant l'essai, toutes les lectures effectuées durant la période perturbée peuvent être éliminées. Cette suppression nécessite néanmoins que des conditions de stabilité identiques existent avant et après la perturbation. Si les deux périodes sont dépouillées séparément, l'incertitude des résultats de l'essai ne doit pas être divisée par $\sqrt{n}$, n étant le nombre d'intervalles d'essai. Toutefois, un essai peut être divisé en plusieurs intervalles de temps qui seront dépouillés séparément. Cependant, deux essais ne peuvent être considérés comme distincts que si l'isolement du cycle a été rompu puis rétabli entre les essais.

Dans le cas d'une panne temporaire d'un appareil de mesure en cours d'essai, les lectures de l'appareil défectueux peuvent être, après accord mutuel, remplacées par celles d'autres appareils appropriés ou, si les conditions de fonctionnement de la centrale sont suffisamment stables, par une interpolation entre les lectures avant et après la panne de l'appareil. Par exemple, la température de vapeur vive en amont de la turbine peut être calculée à partir de la température de vapeur à la sortie de la chaudière compte tenu de l'écart pratiquement constant entre ces valeurs (voir 3.8.7 de la NR).

When the location of the primary flow device is such that the working pressure of the transmitter is significantly higher than atmospheric pressure, calibration shall be conducted at the working pressure, unless the transmitters have been demonstrated as being independent of high line static pressure. This technique can be achieved by the use of a suitable dual piston dead weight tester.

4.7.7 Use of tracer techniques in retrofit applications

Sometimes the primary and/or secondary flows cannot be measured accurately enough, due to missing or inaccurate flow devices. In such cases, the tracer technique offers a practical alternative (see annex K).

5 Evaluation of tests

5.1 Preparation of evaluation

The evaluation of test results involves a chain of activities all of which contribute to the accuracy of the final result. In the retrofit situation where an improvement has been guaranteed, the guarantee value is determined as being the difference between pre-retrofit test and post-retrofit test measurements. The measurements for both the pre-retrofit test and the post-retrofit test shall be used to calculate the improvement of the turbine performance, due consideration being given to all influencing factors. Keeping the pre- and post-retrofit test operational conditions as close as possible reduces correction uncertainties and simplifies the evaluation. Among the most important factors are cycle isolation and leakage. The measuring uncertainty of the test results shall also be determined (see clause 7 of the RS and annexes H and J of this standard).

From the instrument readings taken during the test, results are calculated in accordance with 2.4 of the RS.

Prior to evaluating the measurements, a time interval which shall constitute the official test period shall be selected from the overall period during which test readings have been taken. This interval shall be equal to at least the period laid down in 3.8.3 of the RS. During this period, for absolute tests, the provisions of 3.8.1 and 3.8.2 of the RS shall be satisfied. For relative tests, table 2 and 3.3.1 of this standard shall apply. Readings of all instruments, including integrating instruments, and corresponding time measurements shall be available for the start and the end of the selected test period (see 5.2.1 of the RS).

In the event of a disturbance occurring during the test, all readings during the disturbed period may be discarded. In doing so, however, evidence shall be provided that, before and after the disturbance, essentially the same steady state conditions existed. If the periods before and after the disturbance are evaluated separately, then the uncertainty of the test results shall not be divided by $\sqrt{n}$, n being the number of test intervals. However, a test may be divided into several test intervals which shall be evaluated separately. However, tests can only be declared as separate if the cycle isolation has been broken and re-established between the tests.

In the event of temporary failure of a measuring instrument during the test, the lost instrument readings may, by mutual agreement, be either construed from other suitable instrument readings or, provided plant operating conditions are adequately stable, they can be replaced by the mean of the instrument readings prior to the start and after the end of the instrument failure. For example the live steam temperature ahead of the turbine can be calculated from the live steam temperature at the boiler outlet, on the basis of the more or less constant difference between the values (see 3.8.7 of the RS).

5.2.2 Correction et conversion des moyennes de lecture

NOTE Remplacer le point d) de la NR par le nouveau texte suivant:

- d) pour toutes les influences supplémentaires (par exemple colonnes d'eau), se référer à 4.4.7 de la NR. L'importance de ces corrections est particulièrement sensible lorsque la pression est basse.

5.2.3.4 Fuites

Dans la mesure du possible, les fuites doivent être localisées et éliminées avant l'essai. Si l'on ne peut éliminer une fuite identifiée, son débit doit être mesuré ou estimé, et pris en compte dans le calcul des débits principaux ou secondaires. Les fuites non identifiées affectant le fluide de travail doivent également être estimées en débit et position, de façon à pouvoir être prises en compte, si cela est jugé nécessaire, dans le calcul des débits principaux ou secondaires.

Les fuites non identifiées pendant l'essai, exprimées en pour-cent du débit de vapeur principal à pleine charge, ne doivent pas dépasser

0,6 %

De plus, l'écart entre les fuites non identifiées dans les essais avant et après rénovation ne doit pas dépasser

0,2 %

du débit de vapeur principal à pleine charge, sauf accord contraire. Il est recommandé de réaliser un essai préliminaire, avant l'essai officiel avant rénovation, afin de déterminer le niveau de fuites non identifiables.

Les fuites doivent être, si possible, estimées et prises en compte dans le bilan de débit masse.

Les fuites non identifiées doivent être réparties conformément au tableau 3. Les chiffres donnés dans ce tableau peuvent être modifiés après accord mutuel.

Tableau 3 – Répartition des fuites non identifiées

Pourcentage de fuites non localisées à attribuer à	Centrale thermique conventionnelle	Centrale thermique nucléaire
Tuyauteries d'admission vapeur et générateur de vapeur (y compris contournement turbine)	60 %	30 %
Turbine à vapeur	40 %	70 %

On peut admettre que pour les fuites attribuées à une turbine à vapeur à resurchauffe, la moitié se produit avant la resurchauffe et l'autre moitié après (cette deuxième partie se répartissant elle-même pour moitié entre la resurchauffe et la liaison MP BP).

5.2.4 Propriétés thermodynamiques de la vapeur et de l'eau

L'origine des propriétés de la vapeur utilisées pour les garanties et le calcul des résultats d'essai doit faire l'objet d'un accord entre l'acheteur et le fournisseur, et être déclarée dans le contrat.

5.2.2 Correction and conversion of averaged readings

NOTE Replace the existing item d) of RS by the following text.

- d) any additional influences (e.g. water legs) (see 4.4.7 in the RS). The importance of these corrections is emphasised at lower pressure levels.

5.2.3.4 Leakages

Leakages shall, as far as is practicable, be identified and eliminated before the test. If any identified leakages cannot be eliminated, their flow rates shall be measured or estimated. These estimates shall be included in the main or secondary flow rate calculations. Unidentified leakages, which result in a loss of working fluid, shall also have their flow rate(s) and position(s) estimated and included, if considered necessary, in the main or secondary flow rate calculations.

The unaccounted leakage during the test(s), expressed in per cent of full load main steam flow, shall not exceed

0,6 %

In addition, the difference between the unaccounted leakages of pre- and post-retrofit tests shall not exceed

0,2 %

of the full load main steam flow, unless otherwise agreed. It is recommended that a preliminary test be performed prior to the pre-retrofit test to determine the actual unaccounted leakages.

Leakages shall, if possible, be estimated and allowed for in the mass flow balance.

Unaccounted leakages shall be apportioned in accordance with table 3. The figures given in table 3 may be changed, if mutually agreed.

Table 3 – Apportionment of unaccounted leakages

Percentage of non-localized leakage to be attributed to	Conventional power station	Nuclear power station
Inlet steam piping and steam generator (including by-pass station)	60 %	30 %
Steam turbine	40 %	70 %

It may be assumed that, of the leakage attributed to a steam turbine with reheat, half occurs before the reheat stage and half after (the second half equally occurring in hot reheat and crossover).

5.2.4 Thermodynamic properties of steam and water

The source of steam properties used for guarantees and the computation of test results shall be agreed by the purchaser and the supplier, and stated in the contract.

Il est recommandé que les propriétés soient tirées de la formulation industrielle (1997) de l'Association internationale pour les propriétés de l'eau et de la vapeur (IAPWS-IF97) ou des tableaux et diagrammes qui en émanent. IAPWS-IF97 a remplacé la formulation IFC 1967 pour utilisation industrielle.

Pour toute comparaison avec des résultats antérieurs, il est nécessaire d'utiliser des propriétés provenant de la même source afin d'avoir des informations significatives.

5.2.5 Calcul des résultats d'essai

La rénovation d'une centrale thermique peut concerner de nombreux composants très divers, tels que les vannes, les pompes, les réchauffeurs, etc. Cependant, les composants qui importent dans cette norme sont ceux de la turbine. Suivant la partie à rénover, HP, MP ou BP, et le type de garantie, l'étendue de l'instrumentation sera différente (voir article 4). C'est pourquoi cette norme n'impose pas d'emplacements spécifiques pour la mesure des débits. Néanmoins, le nombre des mesures de débit doit être cohérent avec la garantie et la précision demandée. Voir l'annexe J.

La détermination des rendements isentropiques des turbines HP et MP (cas des corps travaillant en vapeur surchauffée) ne nécessite pas la mesure du débit, mais uniquement de la température et de la pression.

La consommation spécifique de chaleur et le rendement de la turbine BP sont plus compliqués à déterminer et nécessitent toujours des mesures de débit. La procédure d'évaluation peut se scinder en deux phases:

- bilans de débit masse pour des volumes de référence définis;
- bilans d'énergie pour ces volumes de référence

Il est souvent possible de déterminer un débit masse (par exemple le débit de vapeur vive) par plusieurs méthodes, en faisant des bilans de débit sur différentes parties du système. De plus, des débits importants, tels que le débit d'eau alimentaire, peuvent être obtenus à partir de plusieurs mesures indépendantes de débits en différents emplacements du cycle. La valeur moyenne pondérée du débit d'eau alimentaire et l'incertitude peuvent être calculées en utilisant les équations (H.7) à (H.10).

L'accord des parties contractantes sur les bilans de débit est une condition préalable nécessaire pour pouvoir calculer les bilans d'énergie. Cela est particulièrement vrai lorsque deux mesures de débit sont utilisées (voir la figure J.1), à savoir

- eau alimentaire mesurée directement à l'entrée de la chaudière;
- eau alimentaire déterminée indirectement à partir de la mesure des débits des condensats et de bilans thermodynamiques.

Si l'écart entre les deux débits d'eau alimentaire est supérieur à 0,5 %, la cause doit en être recherchée.

Pour établir les équations du bilan de débit, certains débits auxiliaires doivent être mesurés ainsi que toute variation du contenu des réservoirs et autres espaces de stockage dans le circuit eau/vapeur.

La somme algébrique des variations de niveau (convertis en kg/s) des réservoirs et autres espaces de stockage du circuit pendant la période d'essai doit être considérée comme étant égale aux fuites du circuit, à condition qu'aucune eau d'appoint ne soit injectée dans le circuit pendant les essais et qu'aucun débit ne soit délibérément prélevé du circuit. On obtient alors:

It is recommended that the properties should be obtained from the International Association for the Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam (IAPWS-IF97) or tables and charts derived from IAPWS-IF97. IAPWS-IF97 has superseded the 1967 IFC Formulation for Industrial Use.

For any comparison with previous results, it is necessary to use properties from the same source to obtain meaningful information.

5.2.5 Calculation of test results

When retrofitting power plants, a large number of components may be involved, e.g. valves, pumps, heat exchangers, etc. However, the most important components considered in this standard are the turbine parts. Depending on the specific retrofitted turbine component HP, IP or LP and the guaranteed value, the scope of instrumentation will be different (see clause 4). Therefore, this standard does not require specific locations for measuring flows. Nevertheless, the number of flow measurements shall be consistent with the guarantee and required accuracy (see annex J).

The determination of isentropic efficiencies of HP and IP turbines (non-wet cylinders) does not involve any flow measurements but only temperature and pressure measurements.

The determination of heat rate and LP turbine efficiency is more complicated and always involves flow measurements. The evaluation procedure can be divided into two steps:

- flow balances of defined reference volumes;
- energy balances of defined reference volumes.

It is often possible to establish a particular mass flow (e.g. live steam flow) by several methods, by means of mass flow balances over different parts of the system. Additionally, important mass flows (e.g. feedwater flow) can be determined from a number of independently measured mass flows at different locations of the cycle. Using equations (H.7) to (H.10), the weighted mean value and the uncertainty of the feedwater flow can be determined.

The agreement of flow balances is a necessary pre-condition to the calculation of energy balances. In particular when two flow measurements are used (see figure J.1) i.e.

- feedwater directly measured before the boiler;
- feedwater indirectly determined from the main condensate flow measurements and heat balances.

The cause has to be investigated if the difference of the feedwater flows are greater than 0,5 %.

To set up mass flow balance equations, certain auxiliary flows shall be measured and also any variation in the contents of tanks and other storage spaces in the steam/water circuit.

The algebraic sum of the level drops (kg/s) of tanks and other storage spaces in the circuit, during the test period, shall be considered to be equal to the losses from the circuit, provided that no make-up water is fed into the circuit during the tests and no working medium is deliberately removed from the circuit. This yields

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (1)$$

où

$\dot{m}_{\text{loss}}$ est la somme des débits de fuite;

$\dot{m}_i$ est la variation de niveau (convertie en kg/s) du réservoir i .

Si une eau d'appoint ($\dot{m}_{\text{make-up}}$) est ajoutée dans le circuit, l'équation (1) devient l'équation (2):

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i + \dot{m}_{\text{make-up}} \quad (2)$$

Les résultats d'essai fournissent la base de comparaison avec les garanties. Ils dépendent des conditions d'essai aux limites de l'équipement (conditions de vapeur vive, de vapeur resurchauffée, pression d'échappement de la turbine, etc.) pour lesquelles ils ont été obtenus. Avant que les résultats d'essai ne soient pris en compte et utilisés pour la comparaison des garanties, il est primordial de les corriger de manière appropriée pour les ramener dans les conditions de la garantie (voir l'article 6).

Les rendements thermiques ou thermodynamiques, la capacité d'absorption débit de vapeur et la puissance doivent être calculés conformément à la définition des valeurs garanties (voir 2.4 de la NR).

Une valeur unique doit être établie pour chacune des variables, comme le décrivent 5.1 et 5.2 de la NR. Seule cette valeur doit être utilisée pour les évaluations ultérieures.

Pour la détermination de l'incertitude de mesure, se référer à l'annexe H.

5.2.5.1 Rendements de turbine BP

Contrairement à la plupart des rendements des turbines HP et MP, le rendement d'une turbine BP ne peut pas être déterminé par mesure directe de la pression et de la température, en raison du point final de la ligne de détente en zone humide.

La manière de résoudre le problème est d'utiliser une combinaison entre bilans thermodynamiques et bilans de débit au moyen desquels la puissance mécanique fournie par les turbines HP et MP peut être déterminée. La puissance interne de la turbine BP est

$$P_{\text{LP}} = P_i - P_{\text{HP}} - P_{\text{IP}} \quad (3)$$

et

$$\dot{m}_{\text{in}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{ei} + \dot{m}_4 \quad (4)$$

$$P_{\text{LP}} = \sum_{i=1}^N [\dot{m}_{ei} \times \Delta h_{ei}] + \dot{m}_4 \times \Delta h_{\text{UEEP}} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (1)$$

where

$\dot{m}_{\text{loss}}$ is the sum of flow losses;

$\dot{m}_i$ is the level drop (kg/s) of tank i .

If make-up water ($\dot{m}_{\text{make-up}}$) is fed to the circuit, equation (1) becomes equation (2):

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i + \dot{m}_{\text{make-up}} \quad (2)$$

The test results provide the basis for comparison with the guarantees. They depend on the test boundary conditions (live steam condition, reheat steam condition, turbine exhaust pressure, etc.) under which they were determined. Before the test results are assessed and used for guarantee comparison, it is essential that they are satisfactorily corrected to guarantee conditions (see clause 6).

The thermal and/or thermodynamic efficiency, the initial steam flow capacity and the output shall be calculated in accordance with the definition of the guarantee values (see 2.4 of the RS).

A definitive value shall be established for each variable as described in 5.1 and 5.2 of the RS. This value shall be used exclusively in further evaluation.

For the determination of measuring uncertainty (see annex H).

5.2.5.1 LP turbine efficiencies

Unlike most HP and IP turbine efficiency, the LP turbine efficiency cannot be determined by direct pressure and temperature measurements because of the wet expansion line end point.

The approach to solve the problem is to use a combination of flow and heat balances by which the shaft load of the HP and IP turbines can be determined. The internal load of the LP turbine is

$$P_{\text{LP}} = P_i - P_{\text{HP}} - P_{\text{IP}} \quad (3)$$

and

$$\dot{m}_{\text{in}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{ei} + \dot{m}_4 \quad (4)$$

$$P_{\text{LP}} = \sum_{i=1}^N [\dot{m}_{ei} \times \Delta h_{ei}] + \dot{m}_4 \times \Delta h_{\text{UEEP}} \quad (5)$$

où

P_i est la puissance interne produite par la détente de la vapeur;

P_{HP} est la puissance fournie par la turbine HP;

P_{IP} est la puissance fournie par la turbine MP;

P_{LP} est la puissance fournie par la turbine BP;

$\dot{m}_{in}$ est le débit masse à l'admission BP;

h_{in} est l'enthalpie à l'admission BP;

$\dot{m}_{ei}$ est le débit extrait au soutirage i ;

$\Delta h_{ei} = h_{in} - h_{ei}$ est la chute d'enthalpie entre l'admission BP et le soutirage i ;

N est le nombre de soutirages;

$\dot{m}_4$ est le débit à l'échappement de la turbine;

h_{UEEP} est le point terminal d'énergie utile (UEEP);

$\Delta h_{UEEP} = h_{in} - h_{UEEP}$ est la chute d'enthalpie entre l'admission BP et l'échappement.

Deux rendements isentropiques de la turbine BP peuvent être définis par:

$$\eta_{UEEP} = \frac{h_{in} - h_{UEEP}}{\Delta h_s} \quad (6)$$

$$\eta_{ELEP} = \frac{h_{in} - h_{ELEP}}{\Delta h_s} \quad (7)$$

$$h_{UEEP} - h_{ELEP} \text{ est la perte par vitesse restante} \quad (8)$$

où

h_{ELEP} est l'enthalpie du point final de la ligne de détente (ELEP).

L'application de l'équation (5) demande une procédure itérative sur le rendement isentropique jusqu'à ce que la puissance interne calculée coïncide avec celle fournie par l'équation (5). Pendant cette procédure, il est essentiel de prendre en compte les enthalpies de soutirage mesurées. Les enthalpies des soutirages situés en zone humide ne pouvant pas être mesurées directement, elles seront incluses dans la boucle d'itération. Cette procédure demande une instrumentation importante (voir la figure 2 de la NR) afin d'obtenir une précision acceptable. Voir également 2.4.8.

Le résultat de l'équation (5) dépend fortement de la qualité du cycle eau/vapeur. Les turbines à vapeur montées en double ligne d'arbres avec alternateur BP séparé sont des cas plus simples à traiter. Au contraire, les turbines à vapeur comportant des corps HP/MP combinés correspondent à des cas plus compliqués en raison des fuites internes entre les corps HP et MP, qui ne peuvent pas être mesurées mais peuvent conduire à des imprécisions importantes dans le calcul des puissances internes HP et MP. Dans la plupart des cas, la méthode dite de 'variation de la température' offre une possibilité de déterminer ces fuites internes (voir annexe L).

where

P_i is the internal power produced by the expansion of the steam;

P_{HP} is the power of the HP turbine;

P_{IP} is the power of the IP turbine;

P_{LP} is the power of the LP turbine;

$\dot{m}_{in}$ is the mass flow at LP inlet;

h_{in} is the enthalpy at LP inlet;

$\dot{m}_{ei}$ is the mass flow at extraction i ;

$\Delta h_{ei} = h_{in} - h_{ei}$ is the enthalpy drop from LP inlet to extraction i ;

N is the number of extractions;

$\dot{m}_4$ is the exhaust flow;

h_{UEEP} is the useful energy end point (UEEP);

$\Delta h_{UEEP} = h_{in} - h_{UEEP}$ is the enthalpy drop from LP inlet to exhaust.

Two isentropic efficiencies of the LP turbine may be defined as:

$$\eta_{UEEP} = \frac{h_{in} - h_{UEEP}}{\Delta h_s} \quad (6)$$

$$\eta_{ELEP} = \frac{h_{in} - h_{ELEP}}{\Delta h_s} \quad (7)$$

$$h_{UEEP} - h_{ELEP} \text{ is the exhaust loss (non recoverable)} \quad (8)$$

where

h_{ELEP} is the enthalpy of the expansion line end point (ELEP).

The application of equation (5) requires an iterative procedure by which an assumed isentropic efficiency is changed until the calculated internal load agrees with that of equation (5). During the procedure it is essential that the measured extraction enthalpies are considered. The enthalpy of the lowest extractions cannot be directly determined (wet region). Therefore they have to be included in the iteration loop. This procedure requires extensive instrumentation (see figure 2 of the RS) to give acceptable accuracy. See also 2.4.8.

The result of equation (5) is strongly affected by the steam/water cycle. Therefore, steam turbines in cross-compound having a separately driven LP generator result in a simplification. Conversely, steam turbines designed with combined HP/IP turbines lead to a complication due to the existence of internal leakage flows between the HP and IP turbines which cannot be measured directly, but can result in significant inaccuracies in calculated HP and IP internal powers. In most cases the temperature variation method offers a possibility to determine internal leakages (see annex L).

L'application de la méthode décrite ci-dessus utilisant le bilan de puissance est rendue plus difficile pour la majorité des centrales nucléaires en raison de l'humidité régnant dans les corps HP et BP. Les techniques utilisant des traceurs sont nécessaires pour déterminer l'humidité – et par suite les enthalpies – de façon à évaluer la part de puissance fournie par chacune des détentes HP et BP.

6 Correction des résultats d'essai et comparaison avec la garantie

6.1.1 Valeurs garanties et conditions garanties spécifiques aux rénovations

En complément à l'ensemble des corrections traitées par la norme de référence et qui restent applicables aux rénovations, ce code supplémentaire pour la vérification des performances de turbines rénovées autorise certains ajustements liés à d'éventuelles circonstances spéciales lors des essais avant et après rénovation, telles que

- la variation des performances d'un composant qui n'est pas remplacé;
- la variation des conditions autour du composant en question, non justifiée par la rénovation.

Par exemple, si le corps BP est rénové et que, simultanément, une maintenance est effectuée sur les corps HP ou MP, la comparaison entre les essais avant et après rénovation peut être faussée. A titre préventif, il faudra réaliser un essai de chute enthalpique (ou autre), au moment des essais avant et après rénovation, afin de détecter toute dérive ou modification du rendement des composants non rénovés, puis appliquer une correction convenable pour se replacer dans les conditions de référence avant rénovation. Ces corrections peuvent être effectuées soit en utilisant des courbes ou facteurs de correction, soit à l'aide d'une modélisation complète par ordinateur.

Pour les garanties d'amélioration de performance des composants, les essais devront être réalisés de sorte que les conditions d'environnement soient aussi proche que possible entre l'essai avant et l'essai après rénovation. Par exemple, toute variation, non liée à la rénovation, du ratio de pression d'un corps, de la capacité d'absorption de débit des corps HP/MP ou des pourcentages de débits prélevés ou injectés signifient généralement que des corrections sont nécessaires.

Un amendement de la valeur même de garantie d'amélioration de consommation spécifique de chaleur est également admissible, s'il est établi par l'essai avant rénovation que la valeur de référence spécifiée n'était pas correcte. Cet amendement doit faire partie intégrante de la procédure d'essai et la nouvelle garantie d'amélioration doit être agréée de préférence avant l'arrêt pour rénovation.

En général, les corrections admissibles sont relatives aux conditions thermodynamiques autour du composant modifié. Celles-ci incluent la puissance de la chaudière, etc., mais, dans de nombreux cas, la rénovation modifie les performances des équipements associés et les corrections ne devraient pas être permises pour en tenir compte. Si, par exemple, le composant rénové change les conditions de fonctionnement des resurchauffeurs, leur débit de désurchauffe peut alors en être affecté. Il est souhaitable de déterminer cette variation et de l'utiliser pour corriger la référence. Des considérations similaires s'appliquent au poste de condensation et au poste de réchauffage alimentaire.

Les fuites peuvent être importantes dans la centrale à rénover et leur effet sur les essais avant et après rénovation doit être étudié attentivement (voir 5.2.3.4).

Si le composant rénové ne représente qu'une toute petite partie de l'installation mais a une influence sur de nombreux autres équipements, le nombre de corrections peut alors être très grand. Dans ce cas, il est recommandé d'établir un modèle de calcul sur ordinateur pour traiter l'ensemble des corrections simultanément.

The application of the power balance process for most nuclear plants is further complicated by wetness in both HP and LP cylinders. Tracer techniques are required to determine the wetness (and hence enthalpies) to determine the proportion of power between HP and LP expansions.

6 Corrections of test results and comparison with guarantee

6.1.1 Guarantee values and guarantee conditions specific to retrofits

In addition to the overall corrections covered by the RS which remain valid, this supplementary guidance on retrofit verification allows adjustment, permissible as a result of the special circumstances of pre- and post-retrofit testing, such as:

- observed variation in performance of those components which are not replaced,
- independently changed boundary conditions around the subject component.

For example, if the LP cylinder is retrofitted, but at the same time maintenance is carried out on the HP or IP cylinder, then the pre- to post-retrofit test result may become distorted. As a precaution, an enthalpy drop (or other) test should be carried out, pre- to post-retrofit, to detect drift or step change on the non-retrofitted components and then suitable correction applied to compensate back to the pre-retrofit test baseline. Such corrections can be made on the basis of correction curves/factors or by full computer modelling.

For guarantees of component performance improvement, the tests should be carried out in such a way that the surrounding boundary conditions are repeated, pre- to post-retrofit test, as closely as possible. For example, independent deviations in cylinder pressure-ratio, flow-passing capacity of HP/IP turbine, or bled/injected flow proportions could mean that correction factors are required.

An amendment of the guaranteed heat rate improvement figure itself is also permissible, if it is established by pre-retrofit test that the nominal assumed baseline value is not correct. This shall be part of the agreed test procedure, applied on a pro-rata basis, and the amended guaranteed improvement figure shall be acknowledged before the retrofit outage commences.

In general, the corrections allowed are determined by the thermodynamic boundary surrounding the modified plant. These include boiler outputs etc., but in many cases the modification alters the performance of the associated plant and, in these cases, corrections should not be allowed. If, for example, the retrofitted plant changes the conditions of the reheaters, then reheater spray may be affected. This change would need to be determined and may be used as the unity correction point. Similar considerations apply to the condensing and feedheating plant.

Leakages may be significant in the old plant and their effects on retrofit tests have to be considered thoroughly (see 5.2.3.4).

If the modified plant is a small section of the total system but has an influence on many other components, then the number of corrections may be very large. In this case, it may be convenient to set up a computer model to handle the multiple corrections simultaneously.

Des courbes de correction standard pour les différents paramètres du cycle sont données à l'annexe E de la NR. Cependant, les courbes ou formules de correction spécifiques au cycle concerné, devront être préparées de préférence par le constructeur. Le client se réserve le droit de vérifier qu'elles s'appliquent bien au cycle considéré. Les courbes de correction doivent faire l'objet d'un accord avant d'effectuer les essais.

En général, les conséquences de la rénovation sur le reste de l'équipement devront être définies et acceptées avant la signature du contrat.

6.8 Comparaison avec la garantie

La garantie de performance de la rénovation spécifiée au contrat doit définir clairement et sans ambiguïté les conditions d'essai de vérification après rénovation. Le contrat est considéré comme respecté si la valeur d'essai dûment corrigée n'est pas inférieure de plus de la tolérance autorisée à la valeur garantie du contrat. Cette tolérance doit être établie en tenant compte du niveau de performance le plus probable et n'est pas nécessairement égale à l'incertitude de mesure totale. Cependant, si la tolérance n'est pas spécifiée au contrat, sa valeur maximale admissible doit être égale à l'incertitude de l'essai calculée selon le code et la valeur retenue doit faire l'objet d'un accord entre les parties.

6.9.1 Dégradation de la performance des composants rénovés

Il y a lieu d'accorder une attention particulière à la dégradation des performances dans les rénovations, car un nouveau composant sera généralement installé dans une centrale ancienne et sera donc soumis à des effets de détérioration anormaux. En particulier, une tolérance pour vieillissement doit être considérée et faire l'objet d'un accord entre les parties contractantes. Dans les cas de garantie d'amélioration de performance, l'essai avant rénovation doit être réalisé juste avant l'arrêt pour intervention afin de minimiser la dérive des appareils de mesure entre les essais avant et après rénovation. Les essais de chute enthalpique, destinés à vérifier le rendement des corps, peuvent être effectués sans préparation importante et devront être réalisés au plus tôt.

Si, de façon inévitable, les essais ne peuvent être effectués dans les huit semaines suivant la date de remise en service, le tableau de référence en 6.9 de la NR sur les centrales thermiques fossiles peut être utilisé pour fixer une tolérance sur cette date. La contribution de chaque composant à la dégradation de la consommation spécifique de chaleur dépendra du cycle concerné et devra faire l'objet d'un accord entre les parties avant l'essai. Les valeurs types pour un cycle à resurchauffe sont

HP: 0,44

MP: 0,28

BP: 0,28

Ces valeurs représentent l'effet sur la consommation spécifique de chaleur du vieillissement de la partie rénovée seule. C'est-à-dire, si seul le corps HP est rénové, la tolérance maximale sera égale à 44 % de la valeur donnée par la NR. On peut également obtenir une valeur du facteur d'influence en utilisant le rapport: variation de la consommation spécifique de chaleur sur variation du rendement du corps (voir les exemples en I.1.2.2). Pour tous autres cas de figures ou de cycles, le pourcentage de contribution de chaque corps devra être recalculé et fera l'objet d'un accord entre les parties avant l'essai.

Standard correction formulations for cycle parameters are given in annex E of the RS. However, specific correction curves or formulations particular to the cycle involved should preferably be prepared by the manufacturer. The purchaser can reserve the right to check that these apply to the specific cycle under consideration. Correction curves shall be agreed upon before any test is performed.

In general, the consequences on balance of plant of the turbine retrofit should be agreed at the contract stage.

6.8 Guarantee comparison

The guarantee on retrofit performance given in the contract shall clearly and unambiguously state the conditions that should exist after the retrofit verification tests. The contract shall be considered fulfilled if the fully corrected test value, including any agreed allowance, does not fall short of the guaranteed value given in the contract. In establishing the agreed allowance, cognizance shall be taken of the most probable performance level and the allowance will not necessarily be equal to the overall measurement uncertainty. However, if the allowance is not stipulated in the contract, the maximum allowance shall be assumed to be equal to the test uncertainty calculated according to the code and the actual value shall be agreed between the parties.

6.9.1 Deterioration of performance of retrofitted components

Due consideration shall be given to retrofit aspects of deterioration since a new component is likely to be placed in an old plant and therefore subjected to abnormal deterioration effects. The "extent of ageing" allowance shall, in particular, be addressed and agreed between the parties to the contract. In cases where the guarantee is for a performance improvement, the pre-retrofit test shall be carried out just prior to the retrofit outage to minimize test instrument drift pre- to post-measurement. Enthalpy drop tests intended to verify cylinder efficiency, which can be carried out without extensive preparation, should be carried out promptly.

If there is an unavoidable delay in testing beyond eight weeks from the date of return to service, the guidance table in 6.9 of the RS for heat rate deterioration in fossil fired plants may be used to make allowance for such a delay. The contribution of each component efficiency deterioration on heat rate should, in each cycle, be agreed by the parties before the test. Typical values for a reheat cycle are

HP: 0,44

IP: 0,28

LP: 0,28

These values represent the effect on heat rate applied only to those cylinders which are retrofitted (i.e. if only the HP cylinder is retrofitted, the effect will be 44 % of the deterioration rate given in RS). Guidance on the corresponding effect on cylinder efficiency may be obtained by dividing by the heat rate/cylinder efficiency influence factor (see examples in I.1.2.2). For other arrangements and cycles, the cylinder contributing proportions should be recalculated and agreed by the parties before the test.

Annexe H (normative)

Incertitude de mesure des résultats – application aux rénovations ¹⁾

Lorsque l'on introduit des essais avant et après rénovation pour vérifier les garanties il y a lieu de considérer avec attention deux types d'erreurs, soient les erreurs de parallaxe et les erreurs aléatoires. Lorsque la garantie est relative et non absolue, l'importance des erreurs de parallaxe est considérablement réduite. Cette annexe recommande des méthodes et des formules applicables aux rénovations.

Le résultat calculé de l'essai est fondé sur les erreurs des instruments de mesure (erreurs de lecture, erreurs d'intégration, etc.). La précision dans la détermination des propriétés physiques telles que la température et la pression peut être augmentée en répétant les mesures et en calculant la valeur moyenne par des méthodes statistiques. Cette règle est valable uniquement si les erreurs sont réparties de façon aléatoire.

Les lectures répétées en un point de mesure présentent généralement une répartition gaussienne. Cependant, comme il n'est pas possible pratiquement de procéder à un nombre infini de lectures, celle-ci se résume à une distribution en t de type Student. La valeur moyenne estimée et la déviation standard sont donc respectivement les suivantes:

$$\bar{\chi} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \chi_i \quad (\text{H.1})$$

$$s = \left[\frac{\sum_{i=1}^N (\chi_i - \bar{\chi})^2}{N - 1} \right]^{1/2} \quad (\text{H.2})$$

où

s est l'écart type;

χ_i est la lecture de la variable χ ;

$\bar{\chi}$ est la valeur moyenne de la variable χ ;

N est le nombre de lectures.

L'intervalle de confiance V d'une valeur mesurée (χ_i) et celui de la valeur moyenne ($\bar{\chi}$) sont donnés respectivement comme suit, à partir de la distribution de Student:

$$V_{\chi_i} = \pm t \times s \quad (\text{H.3})$$

et

$$V_{\bar{\chi}} = \pm \frac{t \times s}{\sqrt{N}} \quad (\text{H.4})$$

¹⁾ Voir 7.1 et l'annexe F de la NR.

Annex H (normative)

Measuring uncertainty of results – retrofit application ¹⁾

Pre- and post-retrofit testing to verifying guarantees focuses interest on bias and random errors. Since the guarantee is relative and not absolute, the importance of the bias errors is strongly reduced. This annex recommends methods and formulae specific to the retrofit situation.

The calculated result of the test is based on instrumentation errors (reading errors, integration errors, etc.). Accuracy in the determination of physical properties such as temperature and pressure can be increased by repeating the measurement and calculating the mean value using statistical means. This statement is valid only if the errors are randomly distributed.

The distribution of repeat readings of a single measuring point is mostly of a Gaussian type. However, for practical reasons, it is not possible to take an infinite number of readings. Therefore, Gaussian distribution converts into the Student distribution (*t*-distribution) for a finite number of readings. Hence, the estimated mean value and standard deviation are as follows:

$$\bar{\chi} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \chi_i \quad (\text{H.1})$$

$$s = \left[\frac{\sum_{i=1}^N (\chi_i - \bar{\chi})^2}{N - 1} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{H.2})$$

where

s is the standard deviation;

χ_i is the reading of the variable χ ;

$\bar{\chi}$ is the mean value of the variable χ ;

N is the number of readings.

The confidence interval V of a measured value (χ_i) and that of the mean value ($\bar{\chi}$) are given respectively from the Student distribution as:

$$V_{\chi_i} = \pm t \times s \quad (\text{H.3})$$

and

$$V_{\bar{\chi}} = \pm \frac{t \times s}{\sqrt{N}} \quad (\text{H.4})$$

¹⁾ See 7.1 and annex F of the RS.

Le facteur de Student t est fonction du nombre de lectures et du niveau de confiance P (voir tableau H.1).

Tableau H.1 – Facteurs de Student t pour différents nombres de lectures (N) et niveaux de confiance P

$k = N - 1$	$P = 95 \%$	$P = 99 \%$
1	12,71	63,66
3	3,18	5,84
5	2,57	4,03
8	2,31	3,36
15	2,13	2,95
30	2,04	2,75
50	2,01	2,68
100	1,984	2,626
∞	1,960	2,576

Il existe un certain nombre de sources indépendantes d'erreurs réparties de façon aléatoire, chacune d'entre elles avec son propre intervalle de confiance:

- a) intervalle de confiance V_A de l'erreur de lecture;
- b) intervalle de confiance V_I de l'erreur d'intégration;
- c) intervalle de confiance V_S de l'imprécision d'un groupe d'appareils ou de l'erreur connue (classe de qualité G) d'un appareil particulier;
- d) intervalle de confiance V_R due aux fluctuations du cycle.

L'intervalle de confiance de l'erreur totale d'une variable particulière (incertitude de mesure) est donné par l'équation suivante:

$$V = [V_A^2 + V_I^2 + V_S^2 + V_R^2]^{1/2} \quad (\text{H.5})$$

où V_S est remplacé par V_G lorsque la classe de précision d'un appareil particulier est connue.

Lorsque des systèmes modernes d'acquisition des données de haute précision sont utilisés, l'erreur de lecture est très faible et peut être négligée.

De façon pratique, l'incertitude totale peut être divisée en deux types d'erreurs, soit l'erreur systématique de la chaîne de mesure entre l'appareil et la valeur calculée, et l'erreur aléatoire due aux fluctuations. Ainsi:

$$V_{\text{tot}} = [V_{\text{sys}}^2 + V_{\text{ran}}^2]^{1/2} \quad (\text{H.6})$$

où

V_{sys} est l'erreur systématique;

V_{ran} est l'erreur aléatoire.

The Student factor t is a function of the number of readings and of the confidence level P (see table H.1).

Table H.1 – Student factors t for different number of readings (N) and of confidence P

$k = N - 1$	$P = 95 \%$	$P = 99 \%$
1	12,71	63,66
3	3,18	5,84
5	2,57	4,03
8	2,31	3,36
15	2,13	2,95
30	2,04	2,75
50	2,01	2,68
100	1,984	2,626
∞	1,960	2,576

There are a number of different independent sources of randomly distributed errors, each of them with its own confidence interval:

- a) confidence interval V_A of reading error;
- b) confidence interval V_I of integration error;
- c) confidence interval V_S of error of a group of instruments or known error (quality class G) of a particular instrument;
- d) confidence interval V_R due to fluctuations of the cycle.

The confidence interval of the overall error of a particular variable (measuring uncertainty) is given by the following equation:

$$V = [V_A^2 + V_I^2 + V_S^2 + V_R^2]^{1/2} \quad (\text{H.5})$$

where V_S is replaced by V_G when the accuracy class of a particular instrument is known.

When highly accurate modern data acquisition systems are used, the reading error is very small and can be neglected.

For practical use total uncertainty may be divided into two types of errors, the systematic error of the measuring chain from the instrument to the calculated value and random error due to fluctuations. Thus:

$$V_{\text{tot}} = [V_{\text{sys}}^2 + V_{\text{ran}}^2]^{1/2} \quad (\text{H.6})$$

where

V_{sys} is the systematic error;

V_{ran} is the random error.

A titre d'exemple, la valeur moyenne et l'intervalle de confiance du débit masse total sont calculés par les formules ci-dessous, en supposant que chacune des mesures de débit sont indépendantes les unes des autres. Deux cas sont envisagés, respectivement pour des mesures installées en parallèle ou en série.

Pour des débits de masses mesurés en parallèle, la valeur moyenne $\bar{\dot{m}}$ et l'intervalle de confiance $V_{\bar{\dot{m}}}$ sont les suivantes:

$$\bar{\dot{m}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (\text{H.7})$$

$$V_{\bar{\dot{m}}} = \left[\sum_{i=1}^N V_{\dot{m}_i}^2 \right]^{1/2} \quad (\text{H.8})$$

De même, on obtient pour les débits de masse mesurés en série:

$$\bar{\dot{m}} = \frac{\sum_{i=1}^N (\dot{m}_i \times \gamma_i)}{\sum_{i=1}^N \gamma_i}; \quad \gamma_i = \frac{1}{V_{\dot{m}_i}^2} \quad (\text{H.9})$$

$$V_{\bar{\dot{m}}} = \frac{1}{\sqrt{\sum \gamma_i}} \quad (\text{H.10})$$

où

- $\dot{m}_i$ est le débit de masse i ;
- $V_{\dot{m}_i}$ est l'intervalle de confiance du débit de masse i ;
- $\bar{\dot{m}}$ est la valeur moyenne du débit de masse total;
- $V_{\bar{\dot{m}}}$ est l'intervalle de confiance du débit de masse total.

Les résultats d'essai (par exemple le débit de masse, la consommation spécifique de chaleur et les rendements isentropiques) sont calculés d'une part à partir des variables mesurées, d'autre part à l'aide des tables de propriétés physiques et de coefficients. Généralement, le résultat final est défini par la formule suivante (voir l'annexe F du NR):

$$y = F(\chi_i, b_k, c_m) \quad (\text{H.11})$$

où (voir également H.12)

- N_χ est le nombre des variables mesurées χ_i ;
- N_b est le nombre des propriétés physiques b_k ;
- N_c est le nombre des coefficients c_m .

As a demonstration the mean value and the confidence interval of the total mass flow are calculated with the following formulae, where the separate measurements of mass flow rate are independent of each other and are in parallel or in series respectively.

For mass flows measured in parallel, the mean value $\bar{m}$ and the confidence interval $V_{\bar{m}}$ are as follows:

$$\bar{m} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (\text{H.7})$$

$$V_{\bar{m}} = \left[\sum_{i=1}^N V_{\dot{m}_i}^2 \right]^{1/2} \quad (\text{H.8})$$

Similarly, it yields for mass flows measured in series:

$$\bar{m} = \frac{\sum_{i=1}^N (\dot{m}_i \times \gamma_i)}{\sum_{i=1}^N \gamma_i}; \quad \gamma_i = \frac{1}{V_{\dot{m}_i}^2} \quad (\text{H.9})$$

$$V_{\bar{m}} = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^N \gamma_i}} \quad (\text{H.10})$$

where

- $\dot{m}_i$ is the single mass flow i ;
- $V_{\dot{m}_i}$ is the confidence interval of the single mass flow i ;
- $\bar{m}$ is the mean value of the total mass flow;
- $V_{\bar{m}}$ is the confidence interval of the total mass flow.

The test results (e.g. mass flow, specific heat consumption and isentropic efficiencies) are calculated from measured variables, and from physical properties and coefficients. Generally, a final result y is defined from the following formula (see annex F of the RS):

$$y = F(\chi_i, b_k, c_m) \quad (\text{H.11})$$

where (see also H.12)

- N_χ is the number of measured variables χ_i ;
- N_b is the number of physical properties b_k ;
- N_c is the number of coefficients c_m .

Selon la loi de propagation des erreurs, l'intervalle de confiance du résultat est donné par:

$$V_y = \left[\sum_{i=1}^{N_x} \left[\frac{\partial y}{\partial \chi_i} \times V_{\chi_i} \right]^2 + \sum_{k=1}^{N_b} \left[\frac{\partial y}{\partial b_k} \times V_{b_k} \right]^2 + \sum_{m=1}^{N_c} \left[\frac{\partial y}{\partial c_m} \times V_{c_m} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (\text{H.12})$$

où

V_{χ_i} est l'intervalle de confiance de la variable mesurée χ_i ;

V_{b_k} est l'intervalle de confiance de la propriété physique b_k ;

V_{c_m} est l'intervalle de confiance du coefficient c_m .

Les dérivées partielles de l'équation H.12 peuvent être remplacées par des quotients différentiels correctement définis et calculés numériquement.

En théorie, la loi de la propagation des erreurs (équation H.12) ne peut s'appliquer que lorsque toutes les variables sont réellement indépendantes les unes des autres. Dans la pratique, la valeur des caractéristiques physiques et des coefficients dépend souvent de la variable mesurée. Dans ce cas, la corrélation entre la variable mesurée et les caractéristiques physiques et coefficients doit être introduite dans l'équation H.12 avant l'application de la loi de propagation des erreurs.

Cependant, l'effet d'interdépendance des variables peut être ignoré si cela simplifie considérablement le dépouillement de l'essai, et si cela n'a pas d'influence significative sur la valeur calculée de l'incertitude de mesure.

Dans la plupart des cas, et en particulier lorsque l'on traite une situation de rénovation, il peut être extrêmement difficile d'exprimer les paramètres calculés de façon analytique. C'est pourquoi il est recommandé de déterminer les quotients différentiels par des moyens numériques.

On fait l'hypothèse que tout paramètre dépendant (par exemple la consommation spécifique de chaleur (f_1), le rendement de la turbine BP (f_2), etc.) est fonction d'un certain nombre de paramètres indépendants $\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N$. On a donc:

$$\begin{aligned} f_1 &= f_1 \left(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N \right) \\ f_2 &= f_2 \left(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N \right) \\ &\dots \\ f_L &= f_L \left(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N \right) \end{aligned} \quad (\text{H.13})$$

Les quotients différentiels (facteurs de sensibilité) sont définis comme les dérivées partielles de la fonction $f_1, f_2, \dots, f_L$. Les quotients différentiels peuvent être présentés dans une matrice (voir tableau H.2).

According to the law of propagation of errors, the confidence interval of the result is given by:

$$V_y = \left[\sum_{i=1}^{N_x} \left[\frac{\partial y}{\partial \chi_i} \times V_{\chi_i} \right]^2 + \sum_{k=1}^{N_b} \left[\frac{\partial y}{\partial b_k} \times V_{b_k} \right]^2 + \sum_{m=1}^{N_c} \left[\frac{\partial y}{\partial c_m} \times V_{c_m} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (\text{H.12})$$

where

V_{χ_i} is the confidence interval of the measured variable χ_i ;

V_{b_k} is the confidence interval of the physical property b_k ;

V_{c_m} is the confidence interval of the coefficient c_m .

The partial differential quotients in equation H.12 may be replaced by properly defined and numerically calculated difference quotients.

Strictly speaking, the error propagation law H.12 can only be applied when all the variables are truly independent of each other. In most practical cases, the values of the physical properties and coefficients depend on the values of the measured variables. In this case, the interrelationship between measured variables and physical properties and coefficients shall be introduced into equation H.12 prior to the application of the error propagation law.

However, the effect of interdependence of the variables may be disregarded if this greatly simplifies the evaluation of the test, and if this has no significant effect on the calculated value of measuring uncertainty.

In most cases and in particular when dealing with a retrofit situation, it may be extremely difficult to express the calculated parameters as an analytical function. Therefore, it is recommended to determine the difference quotients by numerical means.

It is assumed that every dependent parameter (e.g. heat rate (f_1), LP turbine efficiency (f_2), etc.) is a function of a number of independent parameters $\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N$. Hence:

$$\begin{aligned} f_1 &= f_1 \left(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N \right) \\ f_2 &= f_2 \left(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N \right) \\ &\dots \\ f_L &= f_L \left(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_N \right) \end{aligned} \quad (\text{H.13})$$

The difference quotients (sensitivity factors) are defined as the partial derivatives of the function $f_1, f_2, \dots, f_L$. The difference quotients can be presented in a matrix (see table H.2).

Table H.2 – Présentation générale des quotients différentiels

	f_1	f_2	...	f_L
χ_1	$\frac{\delta f_1}{\delta \chi_1}$	$\frac{\delta f_2}{\delta \chi_1}$	...	$\frac{\delta f_L}{\delta \chi_1}$
χ_2	$\frac{\delta f_1}{\delta \chi_2}$	$\frac{\delta f_2}{\delta \chi_2}$	...	$\frac{\delta f_L}{\delta \chi_2}$
...	...	...	...	...
χ_N	$\frac{\delta f_1}{\delta \chi_N}$	$\frac{\delta f_2}{\delta \chi_N}$	...	$\frac{\delta f_L}{\delta \chi_N}$

Si une variable particulière χ est mesurée simultanément par plusieurs appareils indépendants, une valeur moyenne pondérée et un intervalle de confiance peuvent être déterminés par les équations (H.9) et (H.10) où

$\bar{\chi}$ est la valeur moyenne pondérée de la variable χ ;

$V_{\bar{\chi}}$ est l'intervalle de confiance pour la valeur moyenne pondérée.

Si une garantie absolue est considérée pour la rénovation, la procédure de calcul de l'incertitude du résultat est directement applicable (par exemple voir les formules H.16 et H.17, $V_{\text{pro}} = 0$ et V_{post} comme en H.17). Au contraire, si la garantie est donnée comme une amélioration (garantie relative), la procédure complète doit être adoptée. Lorsque l'on ne considère que l'incertitude relative et non l'incertitude absolue, les erreurs de parallaxe deviennent insignifiantes. Théoriquement, elles devraient disparaître, mais pratiquement elles subsistent pour différentes raisons, telles que

- le remplacement de certains appareils de mesure;
- le temps écoulé entre les essais avant et après rénovation;
- le nouvel étalonnage éventuel des appareils entre les essais.

En conséquence, l'influence de l'erreur de parallaxe de chacun des appareils de mesure doit être considérée. L'intervalle de confiance de la valeur de l'amélioration peut alors s'écrire:

$$V_{\text{imp}} = \left[\sum_{i=1}^N \varepsilon_i \times (V_{\text{sys,pre}}^2 + V_{\text{sys,post}}^2)_i + \sum_{i=1}^N (V_{\text{ran,pre}}^2 + V_{\text{ran,post}}^2)_i \right]^{1/2} \quad (\text{H.14})$$

où

i est le paramètre i ;

N est le nombre de paramètres;

$V_{\text{sys,pre}}$ est l'intervalle de confiance systématique à l'essai avant rénovation;

$V_{\text{ran,pre}}$ est l'intervalle de confiance aléatoire à l'essai avant rénovation;

Table H.2 – General presentation of the different quotients

	f_1	f_2	...	f_L
χ_1	$\frac{\delta f_1}{\delta \chi_1}$	$\frac{\delta f_2}{\delta \chi_1}$	...	$\frac{\delta f_L}{\delta \chi_1}$
χ_2	$\frac{\delta f_1}{\delta \chi_2}$	$\frac{\delta f_2}{\delta \chi_2}$	...	$\frac{\delta f_L}{\delta \chi_2}$
...	...	...	...	...
χ_N	$\frac{\delta f_1}{\delta \chi_N}$	$\frac{\delta f_2}{\delta \chi_N}$	...	$\frac{\delta f_L}{\delta \chi_N}$

If a particular variable χ is measured simultaneously by several independent instruments, a weighted mean value and a confidence interval can be determined according to equations (H.9) and (H.10) where:

$\bar{\chi}$ is the weighted mean value of the variable χ ;

$V_{\bar{\chi}}$ is the confidence interval at the weighted mean value.

If an absolute guarantee for the retrofit is given, the procedure to calculate the uncertainty of the result is straightforward (e.g. see formulae H.16 and H.17, $V_{\text{pre}} = 0$ and V_{post} as H.17). However, if the guarantee is given as an improvement (relative guarantee) the full procedure shall be adopted. When considering only the relative and not the absolute uncertainty, the bias errors become insignificant. Ideally they should disappear but practically this cannot be achieved due to a number of causes such as:

- number of instruments being exchanged;
- elapsed time between pre- and post-retrofit tests;
- change between pre- and post-retrofit test calibrations.

Therefore, the influence of the bias error of each single instrument shall be considered. Thus, the confidence interval of the improvement can be written:

$$V_{\text{imp}} = \left[\sum_{i=1}^N \varepsilon_i \times (V_{\text{sys,pre}}^2 + V_{\text{sys,post}}^2)_i + \sum_{i=1}^N (V_{\text{ran,pre}}^2 + V_{\text{ran,post}}^2)_i \right]^{1/2} \quad (\text{H.14})$$

where

i is the parameter i ;

N is the number of parameters;

$V_{\text{sys,pre}}$ is the systematic confidence interval at pre-retrofit test;

$V_{\text{ran,pre}}$ is the random confidence interval at pre-retrofit test;

$V_{\text{sys,post}}$ est l'intervalle de confiance systématique à l'essai après rénovation;

$V_{\text{ran,post}}$ est l'intervalle de confiance aléatoire à l'essai après rénovation;

ε_i est la fraction de l'influence de l'erreur systématique des essais avant sur les essais après rénovation;

$\varepsilon_i = 0$ pour une influence de 0 %;

$\varepsilon_i = 1$ pour une influence de 100 %.

Si les mesures sont effectuées à l'aide d'instruments complètement différents, installés séparément pour les essais avant et après rénovation, elles peuvent être considérées comme indépendantes. En conséquence, l'intervalle de confiance de l'amélioration ($\varepsilon_i = 1$) est donné par:

$$V_{\text{imp}} = [V_{\text{pre}}^2 + V_{\text{post}}^2]^{1/2} \quad (\text{H.15})$$

où

$$V_{\text{pre}} = \left[\sum_{i=1}^N (V_{\text{sys,pre}}^2 + V_{\text{ran,pre}}^2) \right]^{1/2} \quad (\text{H.16})$$

$$V_{\text{post}} = \left[\sum_{i=1}^N (V_{\text{sys,post}}^2 + V_{\text{ran,post}}^2) \right]^{1/2} \quad (\text{H.17})$$

Pour des essais avant et après rénovation indépendants, les intervalles de confiance sont donnés par les équations H.16 et H.17.

Au contraire, si ces essais sont réalisés rigoureusement avec les mêmes instruments, et s'ils n'ont pas été déplacés entre les essais, l'erreur systématique disparaît et l'équation H.14 devient ($\varepsilon_i = 0$):

$$V_{\text{imp}} = \left[\sum_{i=1}^N (V_{\text{ran,pre}}^2 + V_{\text{ran,post}}^2) \right]^{1/2} \quad (\text{H.18})$$

En pratique, la valeur de ε_i est estimée en fonction des facteurs mentionnés plus haut.

- $V_{\text{sys,post}}$ is the systematic confidence interval at post-retrofit test;
- $V_{\text{ran,post}}$ is the random confidence interval at post-retrofit test;
- ε_i is the fraction of systematic error influence from pre- and post-retrofit tests;
- $\varepsilon_i = 0$ is the 0 % influence;
- $\varepsilon_i = 1$ is the 100 % influence.

If the measurements are taken with completely different instruments which are separately installed for the pre- and post-retrofit tests, they can be considered as independent. Hence, the confidence interval of the improvement ($\varepsilon_i = 1$) is:

$$V_{\text{imp}} = [V_{\text{pre}}^2 + V_{\text{post}}^2]^{1/2} \quad (\text{H.15})$$

where

$$V_{\text{pre}} = \left[\sum_{i=1}^N (V_{\text{sys,pre}}^2 + V_{\text{ran,pre}}^2)_i \right]^{1/2} \quad (\text{H.16})$$

$$V_{\text{post}} = \left[\sum_{i=1}^N (V_{\text{sys,post}}^2 + V_{\text{ran,post}}^2)_i \right]^{1/2} \quad (\text{H.17})$$

For separate pre- and post-retrofit tests, the confidence intervals are according to formulae H.16 and H.17.

If, however, these tests are carried out with exactly the same instrumentation without the instrumentation being moved between the tests, the systematic error will disappear and equation H.14 becomes ($\varepsilon_i = 0$):

$$V_{\text{imp}} = \left[\sum_{i=1}^N (V_{\text{ran,pre}}^2 + V_{\text{ran,post}}^2)_i \right]^{1/2} \quad (\text{H.18})$$

In practice, the value of ε_i shall be determined in respect to the factors mentioned above.

Annexe I (informative)

Calculs de rénovations – exemples numériques (fossiles et nucléaires)

I.0 Introduction

Deux exemples de calcul sont considérés. Ce sont des cas typiques correspondant chacun à une application pratique particulière et ne peuvent faire office de directive.

- I.1: Une centrale fossile avec turbine à resurchauffe et garantie de performance après rénovation. Les garanties données sont fondées sur les recommandations «(Recommandé)» du tableau 1 du CR. Pour la rénovation du corps HP de la turbine, travaillant en vapeur sèche, l'exemple considère les deux possibilités de garanties, relative et absolue, du rendement du corps. Pour la rénovation du corps BP, travaillant partiellement en zone humide, seule la garantie relative sur la consommation spécifique de chaleur est traitée. Dans ce dernier cas, la garantie d'amélioration est basée à l'origine sur un bilan thermodynamique nominal, puis est amendée suite aux observations faites pendant l'essai avant rénovation, l'essai après rénovation permettant ensuite la vérification finale de l'amélioration réelle.
- I.2: L'îlot conventionnel d'une centrale nucléaire REP. Un bilan thermodynamique de référence est supposé représenter l'essai avant rénovation; une garantie d'amélioration des performances est donnée sous la forme d'un nouveau bilan thermodynamique contractuel. Les résultats d'essais sont également donnés dans un bilan thermodynamique expérimental.

Deux rénovations différentes sont traitées pour chacun des deux types de centrales.

I.1 Exemple de rénovation d'une turbine à vapeur de centrale fossile

I.1.1 Généralités

L'exemple traite d'un cycle conventionnel à simple resurchauffe et réchauffage alimentaire, équipé d'un groupe turbine – alternateur de 500 MW de puissance nominale à 3 000 tr/min. Les corps HP, MP et BP de la turbine sont accouplés sur la même ligne d'arbre. La pression de vapeur nominale est de 160 bar, les températures de vapeur vive et vapeur resurchauffée sont de 540 °C et la pression au condenseur est de 0,050 bar. La turbine possède deux corps BP double flux offrant une section frontale totale d'échappement de 31,67 m².

La figure I.1.1 est une représentation simplifiée du cycle, avec un nombre de réchauffeurs réduit et sans fuite aux garnitures d'étanchéité, de façon à permettre une meilleure compréhension des principes concernés. Cette figure représente le bilan thermodynamique original (ce pourrait être le bilan résultant des essais de réception du matériel original) qui sera pris comme référence de l'amélioration. Les courbes correspondantes de correction de la consommation spécifique de chaleur sont données à la figure I.1.2. Elles supposent une ouverture constante des soupapes de réglage.

Les corrections de la figure I.1.2 sont des courbes typiques qui devront normalement être refaites pour chaque application spécifique. L'exemple traite tout d'abord la rénovation du corps HP (I.1.2) – il peut être considéré comme représentatif de la rénovation du corps MP également – puis la rénovation du corps BP (I.1.3). Dans les deux cas, on ne considère que le groupe turbine-alternateur. L'effet du comportement des matériels associés sur les performances globales est également examiné (I.1.4). Les rendements de référence sont déterminés de la façon suivante à partir du bilan thermodynamique original (voir figure I.0.1):

Annex I (informative)

Retrofit improvement calculation – numerical examples (fossil and nuclear)

I.0 Introduction

Two examples of calculations are reviewed each applying to a particular case of practical application and are not intended to give general direction:

- I.1: A fossil-fired reheat turbine plant with retrofitting guarantee of performance. The guarantees given are based on the recommendation "(Recommended)" of table 1 of RC. For HP cylinder retrofit functioning in the dry region, both absolute and relative guarantees of cylinder efficiency are illustrated. For LP cylinder retrofit, functioning partially in the wet region, the relative guarantee on heat rate is reviewed. In the case of relative guarantee, the improvement is based initially on a nominal heat balance diagram and is followed by guarantee amendment at the pre-retrofit test check point with final verification of actual improvement achieved during the post-retrofit test.
- I.2: Pressurized water reactor (PWR) nuclear turbine island. The baseline is taken as the pre-retrofit test heat balance diagram leading to guarantee of performance improvement in the form of a contract guarantee heat balance. The post-retrofit results are also given in a test heat balance diagram.

Two separate retrofit modifications are given for each type of plant.

I.1 Example of retrofitting a fossil-fired reheat turbine

I.1.1 General

The example relates to a conventional single-reheat regenerative feed-heating cycle using a 500 MW nominal output 3 000 rev/min turbine – generator configured with HP, IP and LP cylinders in tandem. The design steam conditions are 160 bar with live and reheat steam at 540 °C and a condenser pressure of 0,050 bar. The LP turbine has two double flow cylinders with a total exhaust annulus area of 31,67 m².

The cycle arrangement, shown in figure I.1.1, has a simplified configuration with few feedheaters and no gland leakages to allow easier understanding of the principles involved. Figure I.1.1 represents the original heat balance diagram (or could be the original acceptance test diagram) to be taken as the baseline. The corresponding heat rate correction factors at constant control valve position are given in figure I.1.2.

These are typical as shown in figure I.1.2 and would have to be produced specifically for each particular retrofit test procedure. The subjects of this example are HP cylinder retrofit (I.1.2 – and this may be taken as typical of the IP cylinder also) and LP cylinder retrofit (I.1.3), both considered strictly from the turbine-generator point of view. The effect of associated plant duty on overall performance is also examined (I.1.4). The baseline efficiencies from the original heat balance are derived as follows (see figure I.0.1):

a) Corps HP

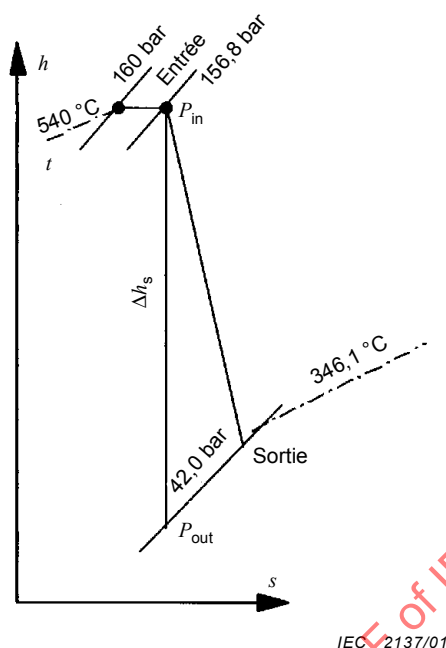


Figure I.0.1 – Ligne de détente HP

De la figure I.1.1, on tire $t_{tp} = 540\text{ °C}$, $p_{tp} = 160\text{ bar}$; les tableaux relatifs à la vapeur donnent $h = 3\,410,34\text{ kJ/kg}$.

A partir de $h_{in} = 3\,410,34\text{ kJ/kg}$ et $p_{in} = 156,8\text{ bar}$, l'entropie à l'entrée (in) est de $6,456\,5\text{ kJ/kg °K}$.

Si l'on considère donc la détente isentropique jusqu'à $42,0\text{ bar}$, $\Delta h_s = 382,49\text{ kJ/kg}$.

Le point final de la détente réelle, h_{out} , obtenu à partir de $p = 42,0\text{ bar}$ et $t = 346,1\text{ °C}$ est $h_{out} = 3\,080,5\text{ kJ/kg}$.

D'où l'on déduit le rendement de référence du corps HP:

$$\eta_{cyl-HP} = \frac{3\,410,3 - 3\,080,5}{382,49} = 86,23\text{ \%}.$$

Incidentement, des calculs similaires pour le corps MP de la turbine donnent:

$$\eta_{cyl-IP} = 89,87\text{ \%}.$$

b) Corps BP

Pour les corps BP, où les pertes restantes LL (qui sont principalement de l'énergie cinétique) sont relativement significatives et où la détente de la vapeur se produit partiellement en zone humide, les définitions suivantes sont généralement utilisées dans l'industrie des turbines à vapeur (voir figure I.0.2).

a) HP cylinder

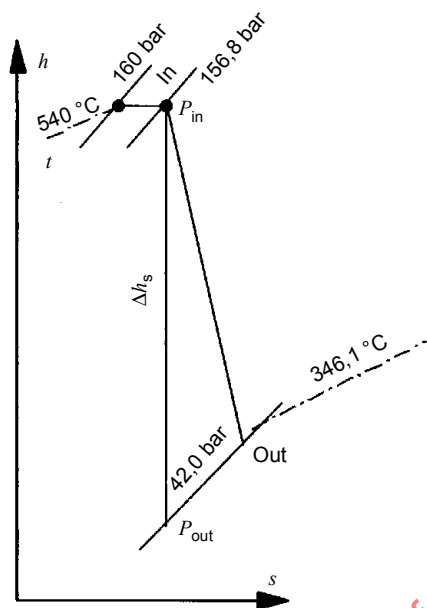


Figure I.0.1 – HP cylinder expansion

From figure I.1.1, $t_{tp} = 540\text{ °C}$, $p_{tp} = 160\text{ bar}$, steam tables give $h = 3\,410,34\text{ kJ/kg}$.

From $h_{in} = 3\,410,34\text{ kJ/kg}$ and $p_{in} = 156,8\text{ bar}$, the entropy at in is $6,456\,5\text{ kJ/kg °K}$

Therefore, for isentropic expansion down to $42,0\text{ bar}$, $\Delta h_s = 382,49\text{ kJ/kg}$.

The actual expansion end point, h_{out} , from $p = 42,0\text{ bar}$ and $t = 346,1\text{ °C}$ is $h_{out} = 3\,080,5\text{ kJ/kg}$.

Therefore, baseline efficiency of HP cylinder is:

$$\eta_{\text{cyl-HP}} = \frac{3\,410,3 - 3\,080,5}{382,49} = 86,23\text{ \%}.$$

Incidentally similar calculations give the value for the IP cylinder as:

$$\eta_{\text{cyl-IP}} = 89,87\text{ \%}.$$

b) LP cylinder

For LP cylinders, where the leaving loss LL (which is mainly kinetic energy) is a significant quantity and where the internal steam expansion occurs partly in the wet region, the following treatment gives several useful definitions applied in the industry (see figure I.0.2).

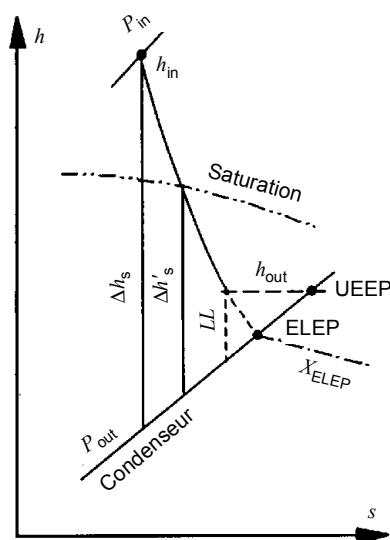


Figure I.0.2 – Ligne de détente BP

Comme précédemment, $\eta_{cyl} = \frac{h_{in} - h_{out}}{\Delta h_s}$; ce rendement de corps est une valeur globale, où

h_{out} est appelé UEEP (point final d'énergie utile). Ce point se situe dans la zone humide et se déduit normalement d'un calcul de bilan de puissance du cycle complet (voir 5.2.5.1).

La valeur de h_{out} est calculée de façon itérative jusqu'à obtenir l'égalité:

puissance mécanique interne totale $\Sigma(HP+MP+BP)$ – pertes externes (mécaniques, électriques, etc.) = puissance aux bornes de l'alternateur.

A partir de la figure I.1.1, on peut faire le bilan de puissance suivant:

Puissance de l'alternateur	500 000 kW
Pertes externes:	
– mécaniques	+ 2 000 kW
– électriques	+ 7 614 kW
HP: $402,203 \times (3\,410,3 - 3\,080,5)$	– 132 646 kW
MP: $359,791 \times 3\,538,0 - 25,501 \times 3\,293,8 - 334,290 \times 3\,005,8$	– 184 136 kW
BP: $309,914 \times 3\,005,8 - 21,226 \times 2\,760,5 - 16,376 \times 2\,534,5 - 272,312 \times h_{out}$	192 832 kW

D'où l'on déduit $h_{out} = 2\,345,2$ kJ/kg = h_{UEEP} .

A partir du point d'entrée $p_{in} = 4,975$ bar, $h_{in} = 3\,005,8$ kJ/kg la chute isentropique jusqu'à $p_{out} = 0,050$ bar est déduite des tableaux relatifs à la vapeur:

$$\Delta h_s = 761,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{et d'où le rendement du corps BP est } \eta_{cyl-LP} = \frac{3\,005,8 - 2\,345,2}{761,8} = 86,7 \%$$

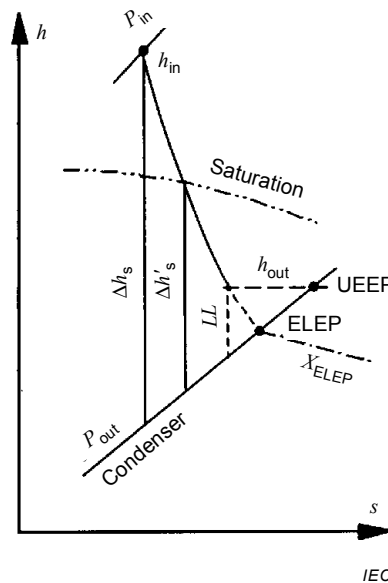


Figure I.0.2 – LP cylinder expansion

Again, $\eta_{\text{cyl}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{\Delta h_s}$, an overall global value, where h_{out} is called UEEP (useful energy end point). This point is situated in the wet region and is therefore usually deduced from a whole cycle power balance calculation (see 5.2.5.1).

Trial LP expansion lines are input down to iterative h_{out} values until:

cylinder expansion power $\Sigma(\text{HP} + \text{IP} + \text{LP}) - \text{external losses (mechanical, electrical, etc.)} = \text{generator power}$.

From figure I.1.1, the power balance gives:

Generator output	500 000 kW
External losses:	
– mechanical	+ 2 000 kW
– electrical	+ 7 614 kW
HP: $402,203 \times (3\,410,3 - 3\,080,5)$	– 132 646 kW
IP: $359,791 \times 3\,538,0 - 25,501 \times 3\,293,8 - 334,290 \times 3\,005,8$	– 184 136 kW
LP: $309,914 \times 3\,005,8 - 21,226 \times 2\,760,5 - 16,376 \times 2\,534,5 - 272,312 \times h_{\text{out}}$	192 832 kW

Hence $h_{\text{out}} = 2\,345,2 \text{ kJ/kg} = h_{\text{UEEP}}$.

From steam tables from $p_{\text{in}} = 4,975 \text{ bar}$, $h_{\text{in}} = 3\,005,8 \text{ kJ/kg}$ isentropically to 0,050 bar:

$$\Delta h_s = 761,8 \text{ kJ/kg}$$

and hence the LP efficiency is $\eta_{\text{cyl-LP}} = \frac{3\,005,8 - 2\,345,2}{761,8} = 86,7 \%$

Les résultats de ce processus de calcul devront être traités avec précaution; en effet, toute déficience non identifiée dans le cycle peut conduire à une valeur erronée du rendement BP.

Le point final fictif de la ligne de détente (ELEP) peut être obtenu à partir de la différence ($h_{UEEP} - h_{ELEP}$) déterminée de préférence à l'aide de la courbe de vitesse restante fournie par le constructeur (qui comprend en général les effets de sortie de corps en plus des pertes d'énergie cinétique). Cette différence peut être vérifiée ou alternativement calculée par la relation suivante:

$$h_{UEEP} - h_{ELEP} = (\text{énergie cinétique de sortie, LL}) \times (\text{rendement humide à l'échappement}).$$

On peut alors calculer le rendement statique humide du corps BP:

$$\eta_{\text{cyl-LP-wet}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{ELEP}}}{\Delta h_s}$$

Pour l'exemple considéré, la courbe de perte isentropique par vitesse restante (figure I.1.6) donne, pour une vitesse axiale frontale d'échappement de 219 m/s $\left(c_z = \frac{272,312 \times 25,4}{31,67} \right)$, une perte par vitesse restante LL = 25,1 ²⁾ kJ/kg.

(Cela est le résultat après la dernière itération, par exemple le volume spécifique 25,4 correspond par exemple à la valeur finalement obtenue pour ELEP.)

On calcule donc $h_{UEEP} - h_{ELEP} = 25,1 \times 0,86$ (rendement humide) = 21,5 kJ/kg.

où 0,86 est une valeur typique pour un dernier étage; il est normalement donné avec la courbe de perte par vitesse restante fournie par le constructeur.

- 2) La valeur de 25,1 peut être vérifiée de deux façons: soit, en première approximation, par simple comparaison avec l'énergie cinétique apparente de sortie = $(219^2)/2\ 000 = 24\text{ kJ/kg}$, soit à partir du triangle des vitesses en tenant compte de la déviation supersonique:

Vitesse des ailettes mobiles $U = 414$ m/s au diamètre moyen.

$$\text{Vitesse de la vapeur relative aux ailettes} = a \times \sqrt{\frac{2}{k-1}} \times \sqrt{\left(\frac{k+1}{2} \right) \times \left(\frac{c_z}{a \times \sin \beta} \right)^\lambda - 1}$$

où a est la vitesse du son (381 m/s), $k = 1,125$ (valeur moyenne), $\lambda = 2(k-1)/(k+1)$, $\sin \beta$ obtenu à partir de la figure E9, 0,395 dans l'exemple (voir la NR).

$$\text{Vitesse de la vapeur relative aux ailettes} = 1\ 524 \sqrt{\left(\frac{1,674}{0,395} \times \frac{219}{381} \right)^{0,1176} - 1} = 506,3 \text{ m/s}$$

où 381 représente la vitesse du son, 0,395 le sinus de l'angle de l'ailette mobile, 1524, 1,674 et 0,1176 des valeurs constantes.

L'angle de sortie du jet de vapeur est donné par $\sin^{-1} (219/506,3) = 25,6$.

$$\text{Vitesse de sortie absolue} = \sqrt{414^2 + 506,3^2 - 2 \times 414 \times 506,3 \times \cos 25,6} = 223 \text{ m/s}$$

d'où la perte par vitesse restante = $(223)^2/2\ 000 = 25 \text{ kJ/kg}$.

The results of this process should be treated with caution, since any undiscovered deficiency in any part of the test cycle may lead to errors in the deduced value of the LP efficiency.

The fictitious expansion line end point (ELEP) may be deduced from $(h_{UEEP} - h_{ELEP})$ obtained preferably from a manufacturer's curve of leaving loss (which includes the effects of casing and turn-up loss in addition to the main loss of kinetic energy). This can be checked or even provided by the following relationship:

$$h_{UEEP} - h_{ELEP} = (\text{leaving kinetic energy, LL}) \times (\text{wet efficiency at exhaust}).$$

Then the static wet efficiency of the LP cylinder is:

$$\eta_{\text{cyl-LP,wet}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{ELEP}}}{\Delta h_s}$$

From the isentropic leaving loss curve (figure I.1.6) at exhaust annulus axial velocity

$$219 \text{ m/s} \left(c_z = \frac{272,312 \times 25,4}{31,67} \right) \text{ for the example case LL} = 25,1 \text{ kJ/kg.}$$

(This is the value after the final iteration, e.g. 25,4 is the specific volume of the finally determined ELEP.)

$$\text{Therefore, } h_{UEEP} - h_{ELEP} = 25,1 \times 0,86 (\text{wet efficiency}) = 21,5 \text{ kJ/kg}$$

where 0,86 is a typical value for the last stage, usually given in the manufacturer's leaving loss curve.

- 2) This may be checked against the loss of the kinetic energy, either by simple kinetic energy = $(219^2)/2 \cdot 000 = 24 \text{ kJ/kg}$ compared to 25,1 or from velocity triangle, with supersonic deviation:

Blade speed $U = 414 \text{ m/s}$ at mean diameter.

$$\text{Steam velocity relative to blade} = a \times \sqrt{\frac{2}{k-1}} \times \left[\left(\frac{k+1}{2} \right) \times \left(\frac{c_z}{a \times \sin \beta} \right)^\lambda - 1 \right]$$

where a is the sonic velocity (381 m/s), $k = 1,125$ typically, $\lambda = 2(k-1)/(k+1)$, $\sin \beta$ from figure E9, typically 0,395 (see the RS).

$$\text{Steam velocity relative to blade} = 1\,524 \sqrt{\left(\frac{1,674}{0,395} \times \frac{219}{381} \right)^{0,1176} - 1} = 506,3 \text{ m/s}$$

where 381 is the sonic velocity, $\sin(\text{blade angle}) = 0,395$, 1 524, 1,674 and 0,1176 are constants.

$$\text{Fluid angle} = \sin^{-1}(219/506,3) = 25,6.$$

$$\text{Absolute exhaust velocity} = \sqrt{414^2 + 506,3^2 - 2 \times 414 \times 506,3 \times \cos 25,6} = 223 \text{ m/s}$$

$$\text{hence leaving energy} = (223^2)/2 \cdot 000 = 25 \text{ kJ/kg.}$$

D'où l'on déduit $h_{\text{ELEP}} = 2\,345,2 - 21,5 = 2\,323,7$ kJ/kg,

et le rendement statique humide BP: $\eta_{\text{cyl-LP,wet}} = \frac{3005,8 - 2323,7}{761,8} = 89,5 \%$.

Le rendement statique sec donne une indication de la qualité aérodynamique interne et ne varie pas en fonction des niveaux d'humidité et de pertes de sortie. Il est donné par:

$$\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = \eta_{\text{cyl-LP,wet}} / \text{WCF}$$

où le facteur de correction d'humidité $\text{WCF} = 1 - \left(\frac{1 - X_{\text{ELEP}}}{2} \right) \frac{\Delta h'_s}{\Delta h_s}$

Pour $h_{\text{ELEP}} = 2\,323,7$ kJ/kg et $p = 0,050$ bar, $X_{\text{ELEP}} = 0,902$. Et d'après les tables de la vapeur, la partie de la détente en zone humide est $\Delta h'_s = 382,0$ kJ/kg.

$\text{WCF} = 1 - \left(\frac{1 - 0,902}{2} \right) \frac{382,0}{761,8} = 0,9754$ (ce coefficient repose sur un abattement de rendement de 1 % par 1 % de variation d'humidité).

Par conséquent, $\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = 89,5 / 0,9754 = 91,8 \%$

Les extractions d'eau en cours de détente, le cas échéant, doivent être décomptées avant de pouvoir comparer les rendements.

I.1.2 Rénovation du corps HP

I.1.2.1 Garantie absolue

Dans l'exemple, le constructeur garantit un rendement de 90,0 % pour le corps HP rénové. L'analyse faite en I.1.1 n'a aucune utilité dans le cas de cette garantie absolue (elle sert uniquement à faire le bilan des puissances pour en déduire le rendement du corps BP). L'essai absolu du corps HP rénové est présenté par le bilan thermodynamique de la figure I.1.4 dans lequel la valeur importante est la chute enthalpique dans le corps. Le rendement HP expérimental obtenu à partir de ces valeurs est

$$(3\,410,3 - 3\,065,9) / 3\,82,5 = 90,0 \%$$

et la garantie absolue est respectée.

I.1.2.2 Garantie relative

Dans ce second exemple, le constructeur garantit l'amélioration du rendement du corps de turbine attendue par la rénovation, afin de démontrer l'avantage d'un tel investissement.

La garantie préliminaire d'amélioration du rendement HP, donnée par rapport à la référence de 86,23 % est de 3,77 %. Ce qui correspond à un rendement du nouveau corps estimé par le constructeur de 90,0 %.

Les essais avant rénovation (avec les instruments représentés sur la figure J.1) sont reportés dans le bilan de la figure I.1.3; pour une raison indéterminée, le rendement réel du corps, 84 %, est moins bon que la référence (calculé par la méthode décrite en I.1.1 à partir d'essais de chute enthalpique). La garantie d'amélioration est donc modifiée pour arriver à 6,0 % (90,0 – 84,0) afin de refléter la situation réelle.

Hence, $h_{\text{ELEP}} = 2\,345,2 - 21,5 = 2\,323,7 \text{ kJ/kg}$,

and LP efficiency: $\eta_{\text{cyl-HP,wet}} = \frac{3\,005 - 2\,323,7}{761,8} = 89,5 \%$

The corresponding dry-basis efficiency, which gives an indication of the internal aerodynamic quality and is largely invariant with wetness and LL levels in particular applications, is given by:

$$\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = \eta_{\text{cyl-LP,wet}} / \text{WCF}$$

where the wetness correction factor $\text{WCF} = 1 - \left(\frac{1 - X_{\text{ELEP}}}{2} \right) \frac{\Delta h'_s}{\Delta h_s}$

For the case with $h_{\text{ELEP}} = 2\,323,7 \text{ kJ/kg}$ at $p = 0,050 \text{ bar}$, $X_{\text{ELEP}} = 0,902$ and from steam tables, that part of the expansion in the wet region $\Delta h'_s = 382,0 \text{ kJ/kg}$

$\text{WCF} = 1 - \left(\frac{1 - 0,902}{2} \right) \frac{382,0}{761,8} = 0,9754$ (based on the rule of 1 % efficiency change for 1 % moisture change).

Therefore, $\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = 89,5 / 0,9754 = 91,8 \%$

Moisture extraction, if present in the expansion, shall be accounted for before efficiencies can be compared.

I.1.2 HP cylinder retrofitting

I.1.2.1 Absolute guarantee

In this example, the manufacturer's guarantee is for a retrofitted HP cylinder efficiency of 90,0 %. The baseline analysis of I.1.1. has no direct input to this absolute HP guarantee (but only to the power balance for the derivation of the LP efficiency). The absolute test for the HP is illustrated in figure I.1.4 for which the relevant figures appear as the enthalpy drop across the cylinder. The indication from these figures is a test HP efficiency of

$$(3\,410,3 - 3\,065,9) / 382,5 = 90,0 \%$$

and the absolute guarantee is met.

I.1.2.2 Relative guarantee

In this second example, the manufacturer's guarantee is for the actual cylinder efficiency improvement pre- to post-retrofit test to demonstrate the benefit arising from the retrofit investment.

The preliminary guarantee on HP efficiency improvement, given against the baseline figure of 86,23 %, is 3,77 percentage points. This corresponds to the manufacturers prediction of 90,0 % for the new cylinder.

The pre-retrofit tests (with instrumentation shown in figure J.1) illustrated in figure I.1.3, shows for whatever reason an actual worse performance at 84,0 % than the original baseline (calculated by the method of I.1.1 from enthalpy drop tests). The guaranteed improvement is, therefore, amended to become 6,0 % percentage points (90,0 – 84,0) to reflect the actual situation.

Les essais après rénovation sont effectués pour vérifier la garantie; ils sont présentés à la figure I.1.4. Le rendement du corps HP, calculé à partir des conditions thermodynamiques d'entrée et de sortie est de 90,0 %. Cela correspond à une augmentation de 90,0 – 84,0 = 6,0 % qui confirme l'amélioration garantie. (Le gain en consommation spécifique de chaleur correspondant à cette amélioration de rendement du corps HP est, d'après le bilan thermodynamique, de 0,9 %. Le facteur d'influence décrit en 6.9.1 est donc de 0,9/6,0 = 0,15.) Des marges appropriées sont appliquées aux résultats d'essai, s'ils ont fait l'objet d'un accord contractuel.

Si l'essai après rénovation a été réalisé quatre mois après le couplage seulement, la NR stipule en 6.9 une valeur totale de vieillissement de $(4 - 2) \times 0,1 \times \sqrt{150/500} = 0,11$ % sur la consommation spécifique de chaleur. Pour la rénovation du corps HP, seuls 44 % (voir 6.9.1) sont applicables (= 0,048 % sur la consommation spécifique de chaleur, ce qui conduit à une marge due au vieillissement de 0,048/0,15 = 0,32 % sur le rendement du corps).

I.1.3 Rénovation du corps BP avec garantie relative sur la consommation spécifique de chaleur (traité séparément du cas HP)

La garantie initiale d'amélioration de la consommation spécifique de chaleur, donnée en supposant que le corps BP fournit les performances décrites par le bilan thermodynamique de référence (figure I.1.1) est de 0,93 %. Le constructeur prévoit une amélioration du rendement sec du corps BP ($\eta_{\text{CYL-HP,dry}}$) de 91,8 % à 94,0 %. Le facteur d'influence est de 0,93/(94,0 – 91,8), soit 0,42. En raison de doutes sur l'état réel des performances de référence, l'accord contractuel de garantie inclut la disposition selon laquelle l'essai avant rénovation vérifiera la valeur de $\eta_{\text{CYL-LP,dry}}$, et si celle-ci est différente de 91,8 %, la garantie sera modifiée au prorata de l'écart.

Dans l'exemple, cet accord stipule que si l'essai avant rénovation fait apparaître un rendement de corps $\eta_{\text{CYL-LP,dry}} = 88$ %, alors la garantie d'amélioration de consommation sera portée à 2,52 %³⁾, et au prorata pour les autres valeurs. Le dépouillement de l'essai avant rénovation représenté par le bilan (figure I.1.3) montre que le rendement BP réel est plus faible que la valeur de référence ($\eta_{\text{CYL-LP,dry}}$ mesuré avant rénovation = 89,0 %). La garantie d'amélioration de la consommation spécifique de chaleur est donc modifiée de la façon suivante

$$0,93 + \left(\frac{91,8 - 89,0}{91,8 - 88,0} \right) \times (2,52 - 0,93) = 2,10 \%$$

Les essais après rénovation sont réalisés (avec les instruments montrés à la figure J.1) pour vérifier la garantie; ils sont représentés par le bilan de la figure I.1.5. La consommation spécifique de chaleur après rénovation, calculée à partir d'un essai sur le cycle complet, correctement corrigée selon les conditions de fonctionnement contractuelles, conduit à une amélioration de consommation de $\left(\frac{8\,047 - 7\,881}{8\,047} \right) = 2,1$ %, confirmant ainsi la nouvelle garantie donnée après les essais avant rénovation.

Des marges appropriées sont appliquées aux résultats d'essai lorsqu'elles ont fait l'objet d'un accord contractuel.

³⁾ Cette valeur est justifiée par la formule $(94,0 - 88,0) \times 0,42$.

Post-retrofit tests are carried out to verify the guarantee and these are illustrated in figure I.1.4. The HP cylinder efficiency calculated from the inlet and outlet conditions is 90,0 %, corresponding to an increase of 90,0 % – 84,0 % = 6,0 %, thereby confirming the guaranteed improvement basis. (The corresponding heat rate improvement from the heat balance calculation is 0,9 % leading to an associated influence factor (see 6.9.1) of $0,9/6,0 = 0,15$.) Appropriate allowances are applied to the test results, if they have been agreed in the contract.

If the post-retrofit test has been carried out only four months after synchronization, RS (6.9) gives an overall ageing value of $(4 - 2) \times 0,1 \times \sqrt{150/500} = 0,11$ % heat rate. For the retrofit, only 44 % (see 6.9.1) is applicable (= 0,048 % heat rate and a corresponding cylinder efficiency ageing allowance of $0,048/0,15 = 0,32$ % points).

I.1.3 LP cylinder retrofitting with relative guarantee on heat rate (treated separately from the HP case)

The preliminary guarantee on heat rate improvement, given against the LP performance implicit in the baseline heat balance diagram (figure I.1.1), is 0,93 %. LP performance $\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = 91,8$ % is improved to the manufacturer prediction of 94,0 %. The influence factor is $0,93/(94,0 - 91,8) = 0,42$. Because of uncertainties on the status of the baseline performance, the guarantee agreement includes the provision that the pre-retrofit test will check the value of $\eta_{\text{cyl-LP,dry}}$ and if different from 91,8 %, the guarantee will be amended pro-rata with the discrepancy.

The pro-rata agreement stipulates that, for example, if the pre-retrofit test indicates $\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = 88$ %, then the guarantee will become 2,52 %³⁾ and pro-rata. In this event, analysis of the pre-retrofit test (figure I.1.3) indicates that the actual LP efficiency is lower than the baseline figure (pre-retrofit $\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = 89,0$ %). The guarantee is, therefore, amended to become a heat rate improvement of

$$0,93 + \left(\frac{91,8 - 89,0}{91,8 - 88,0} \right) \times (2,52 - 0,93) = 2,10 \%$$

Post-retrofit tests are carried out (with instrumentation as shown in figure J.1) to verify the guarantee and these are illustrated in figure I.1.5. The heat rate improvement calculated from a full heat rate test, properly corrected to contract operating conditions, is $\left(\frac{8\,047 - 7\,881}{8\,047} \right) = 2,1$ %, thereby confirming the guarantee as amended at the time of the pre-retrofit test.

Appropriate allowances are applied to the test results, if they have been agreed in the contract.

³⁾ This value is justified by the formula $(94,0 - 88,0) \times 0,42$.

I.1.4 Effet de la rénovation sur les performances des équipements environnant la turbine

Les exemples traités en I.1.2 et I.1.3 s'appliquent aux performances du groupe turbine-alternateur seul. Cependant, l'amélioration des corps de turbine a un effet secondaire sur le fonctionnement des composants environnants et sur la performance totale du groupe. Les deux exemples ci-dessous illustrent comment ces effets peuvent être pris en compte à l'aide des courbes de correction (figure I.1.2).

- a) Effet du rendement du corps HP amélioré sur la chaleur supplémentaire fournie par le resurchauffeur et sur l'injection d'eau de désurchauffe.

On admet, à titre d'exemple, que la quantité d'eau injectée dans le resurchauffeur est de 3 % du débit total admission turbine. La dégradation correspondante sur la consommation spécifique de chaleur est de 0,55 % (figure I.1.2). L'amélioration de rendement du corps HP de la valeur illustrée en I.1.2 réduit la température à l'échappement HP de 9 °C et, pour une température de resurchauffe constante de 540 °C, nécessite la fourniture d'une quantité de chaleur supplémentaire par le resurchauffeur. L'injection d'eau de désurchauffe sera réduite à 2,4 % et le débit total du cycle augmenté de 0,44 %, conduisant ainsi à une amélioration supplémentaire de consommation spécifique de chaleur de 0,11 %, à ajouter au gain du groupe turbine-alternateur de 0,90 %.

- b) Effet du rendement BP amélioré sur la réduction de la quantité de chaleur rejetée au condenseur et gain résultant de l'amélioration de la pression au condenseur.

La quantité de chaleur rejetée au condenseur passe de 100 % avant rénovation à 98 % après rénovation. Pour des conditions d'eau de refroidissement constantes, cette réduction améliore le vide de 1 mbar. L'amélioration correspondante sur la consommation spécifique de chaleur est de 0,08 % (figure I.1.2) à ajouter au gain directement lié au groupe turbine-alternateur de 2,10 %.

Les cas a) et b) ci-dessus illustrent l'importance d'avoir des limites clairement définies dans le contrat de garantie. Dans les deux exemples, les garanties concernent strictement la turbine: d'une part 6 % d'amélioration du rendement HP (avec une amélioration de consommation spécifique de chaleur correspondante de 0,9 %), d'autre part l'amélioration de la consommation spécifique de chaleur de 2,10 % provenant de la rénovation du module BP. Au moment de la signature du contrat, les parties peuvent prévoir d'inclure dans les garanties les effets des composants externes: en incluant l'effet de l'eau de désurchauffe, l'amélioration de consommation due à la rénovation du corps HP peut être portée à 1,01 % ($= 0,90 + 0,11$); en incluant l'effet de vide sur le condenseur, l'amélioration de la consommation due à la rénovation du corps BP peut être portée à 2,18 % ($= 2,10 + 0,08$).

I.1.4 Effect of retrofit on associated plant performance

The examples given in I.1.2 and I.1.3 apply to the turbine-generator performance only. However, improvements in the turbine cylinders have a secondary effect on associated component duty and on the overall plant performance. The two examples below serve to illustrate how these effects may be taken into account with the aid of the correction curves (figure I.1.2).

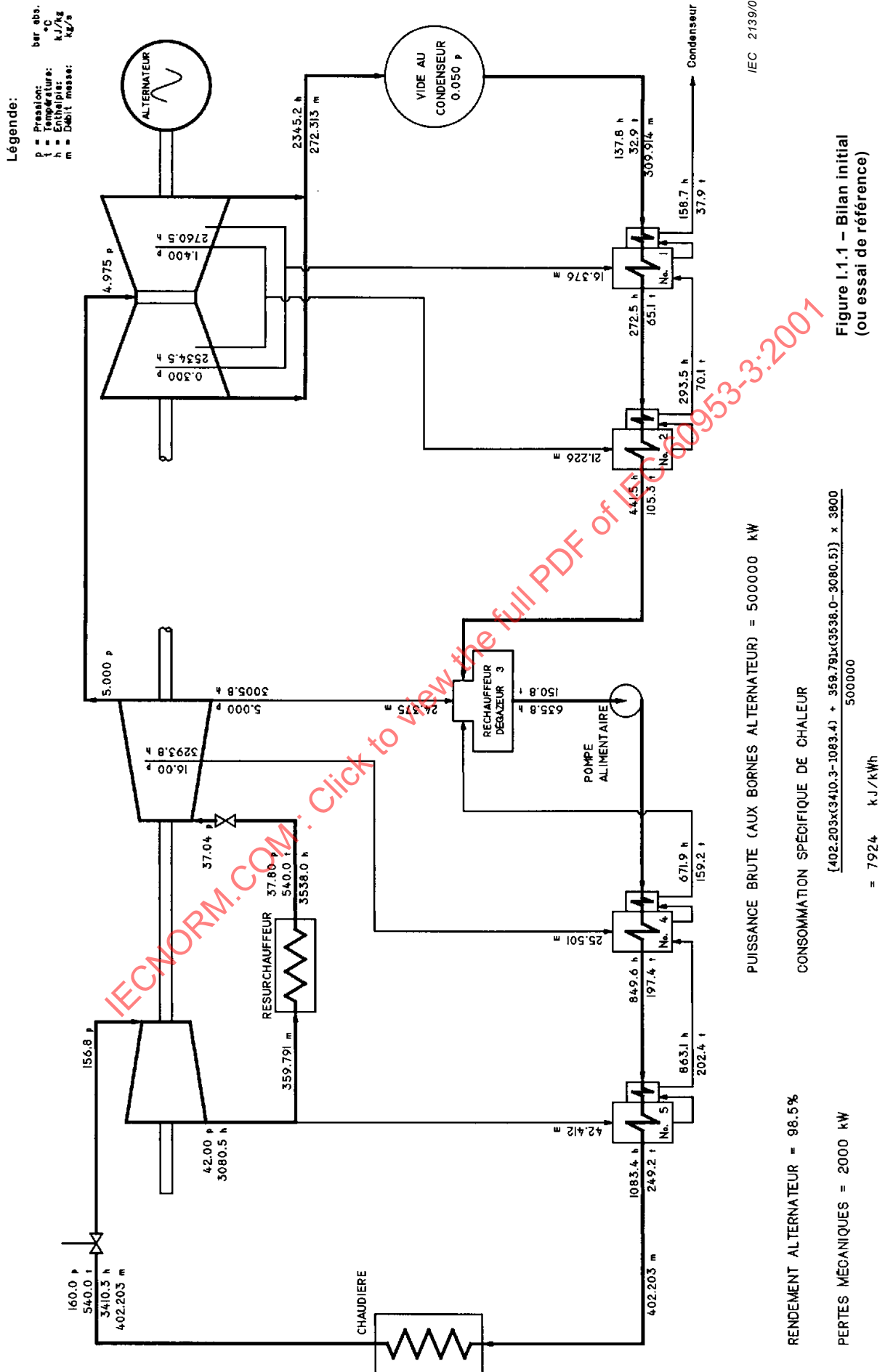
- a) Effect of improved HP cylinder efficiency on heat added in the reheater and its effect on attemperator spray.

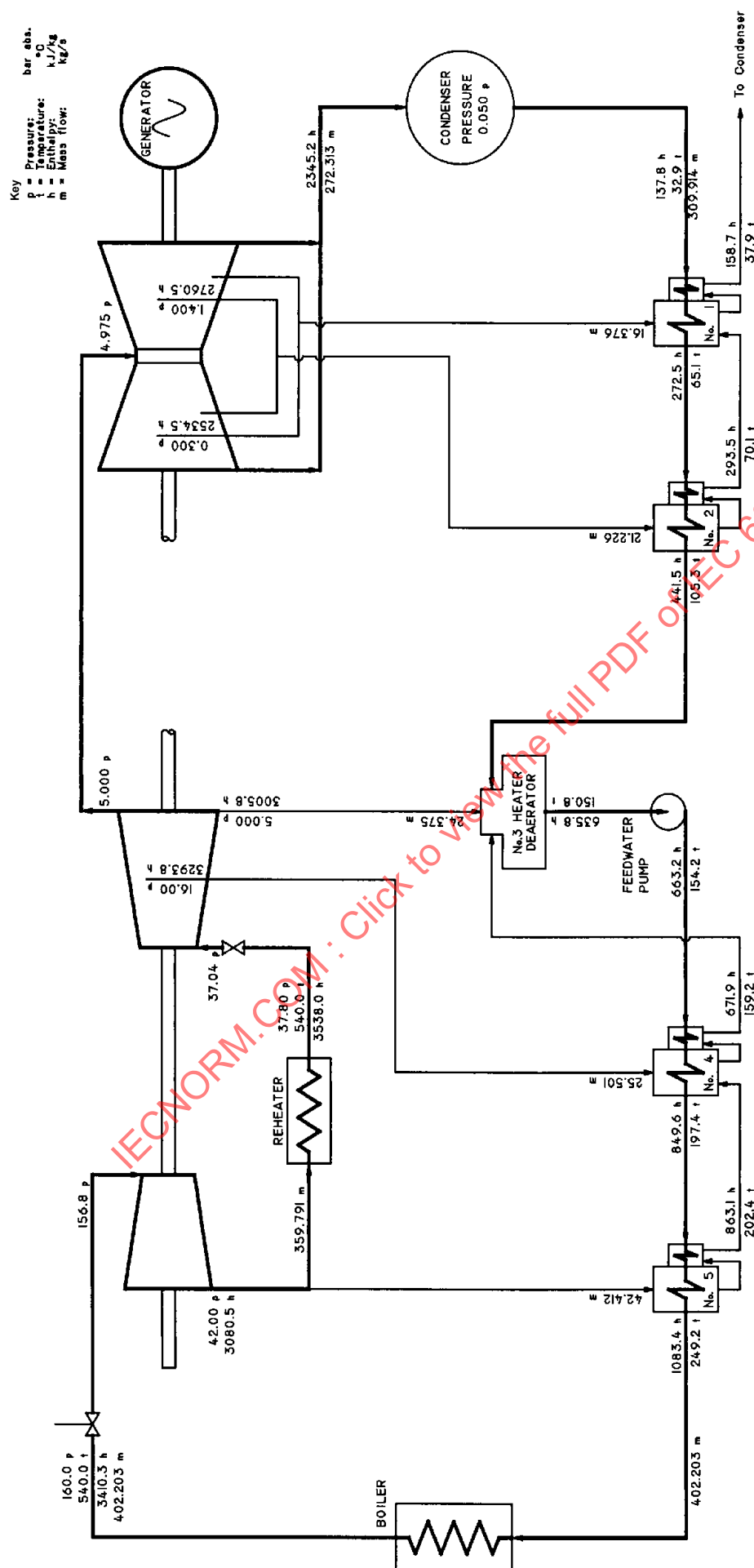
Assume that, in a practical case, the reheater spray quantity pre-retrofit is 3 % of TSV flow. The corresponding worsening on heat rate due to its presence is 0,55 % (figure I.1.2). An improvement of HP cylinder efficiency of the magnitude illustrated in I.1.2 reduces the HP exhaust temperature by 9 °C and thereby increases the heat added by the reheater in maintaining 540 °C reheat temperature. The attemperator spray will fall to 2,4 % with an associated thermodynamic heat rate effect of 0,44 % thus giving an additional benefit to the heat rate of 0,11 %, over and above the turbine generator gain of 0,90 %.

- b) Effect of improved LP efficiency in reducing condenser heat rejection duty and consequent secondary gain due to improved condenser pressure.

The reduced heat rejection (100 % to 98 %) to the condenser from pre- to post-retrofit with constant cooling water conditions will improve the vacuum by 1 mbar. The corresponding improvement in heat rate will be about 0,08 % (figure I.1.2) to be added to the direct turbine-generator gain of 2,1 %.

Cases a) and b) above illustrate the importance of defining boundaries in the contract guarantee. In the examples the guarantees have been strictly turbine based at 6 % HP cylinder improvement (with corresponding heat rate of 0,9 %) and 2,10 % heat rate improvement from the LP retrofit. By agreement at the contract stage the guarantees can include the external component effect for the HP (with reheat spray) of 1,01 % (= 0,90 + 0,11) and for the LP (including condenser effect) of 2,18 % (= 2,10 + 0,08).





IEC 2139/01

GROSS OUTPUT (AT GENERATOR TERMINALS) = 500000 kW

GENERATOR EFFICIENCY = 98.5%

$$\begin{aligned} \text{HEAT RATE} &= \frac{\{402.203 \times (3410.3 - 1083.4) + 358.791 \times (3538.0 - 3080.5)\} \times 3600}{500000} \\ &= 7924 \text{ kJ/kWh} \end{aligned}$$

MECHANICAL LOSSES = 2000 kW

Figure I.1.1 – Original heat balance diagram (or baseline test)

Les ordonnées sont les coefficients multiplicatifs à appliquer à la consommation spécifique de chaleur mesurée lors de l'essai afin d'obtenir la consommation aux conditions spécifiées

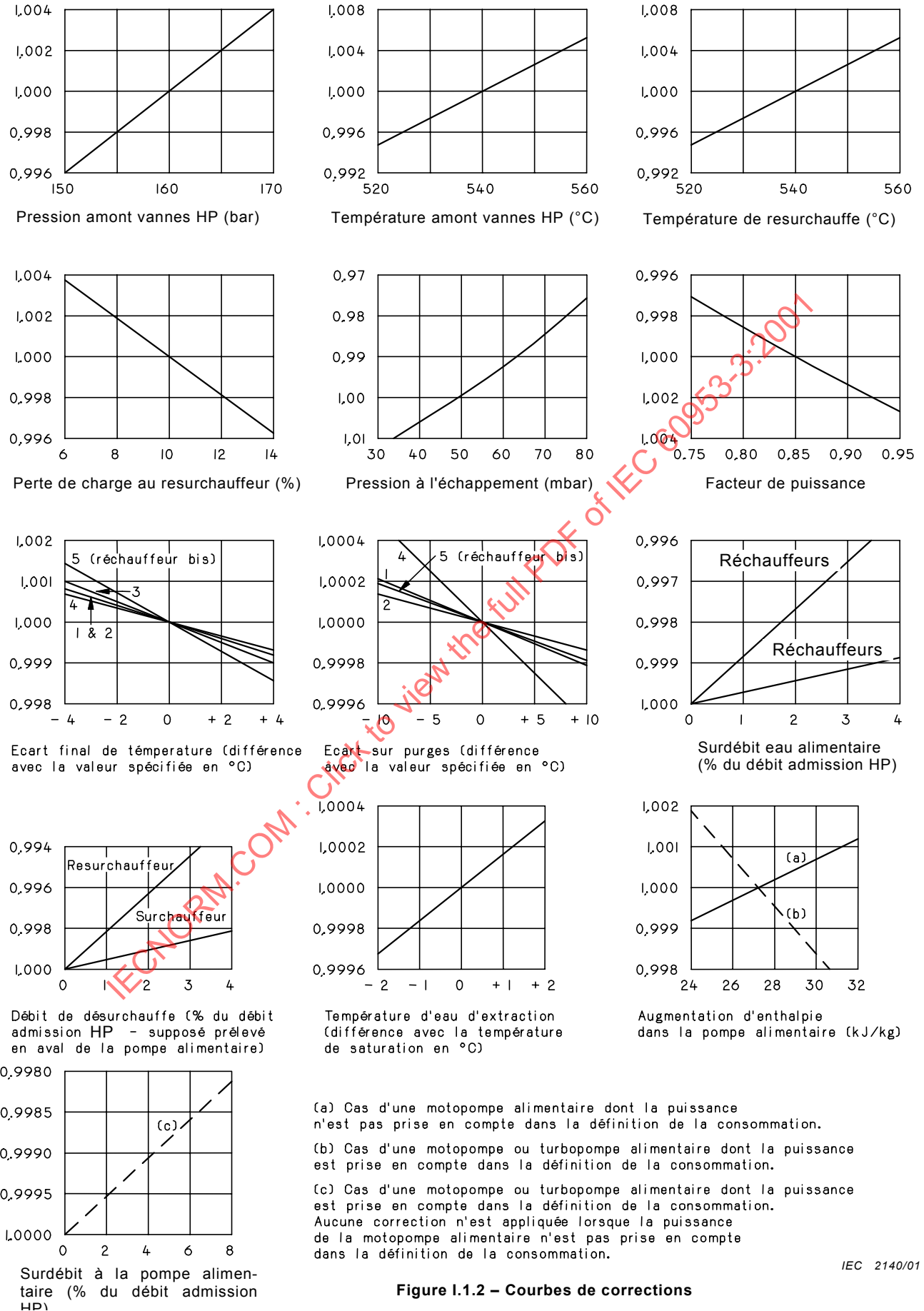


Figure I.1.2 – Courbes de corrections

Ordinates are multiplication factors to be applied to the test heat rate to give heat rate under specified conditions

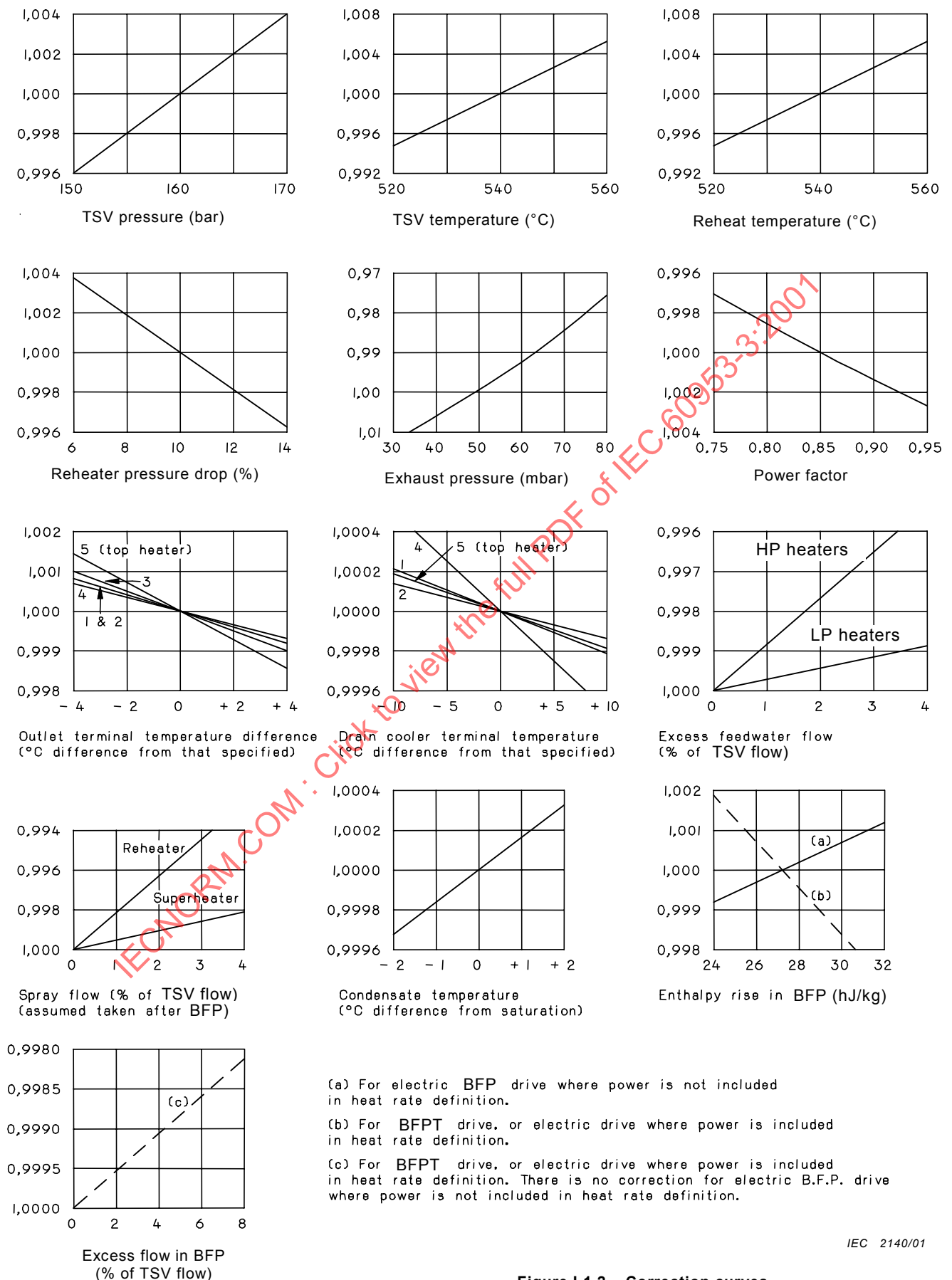
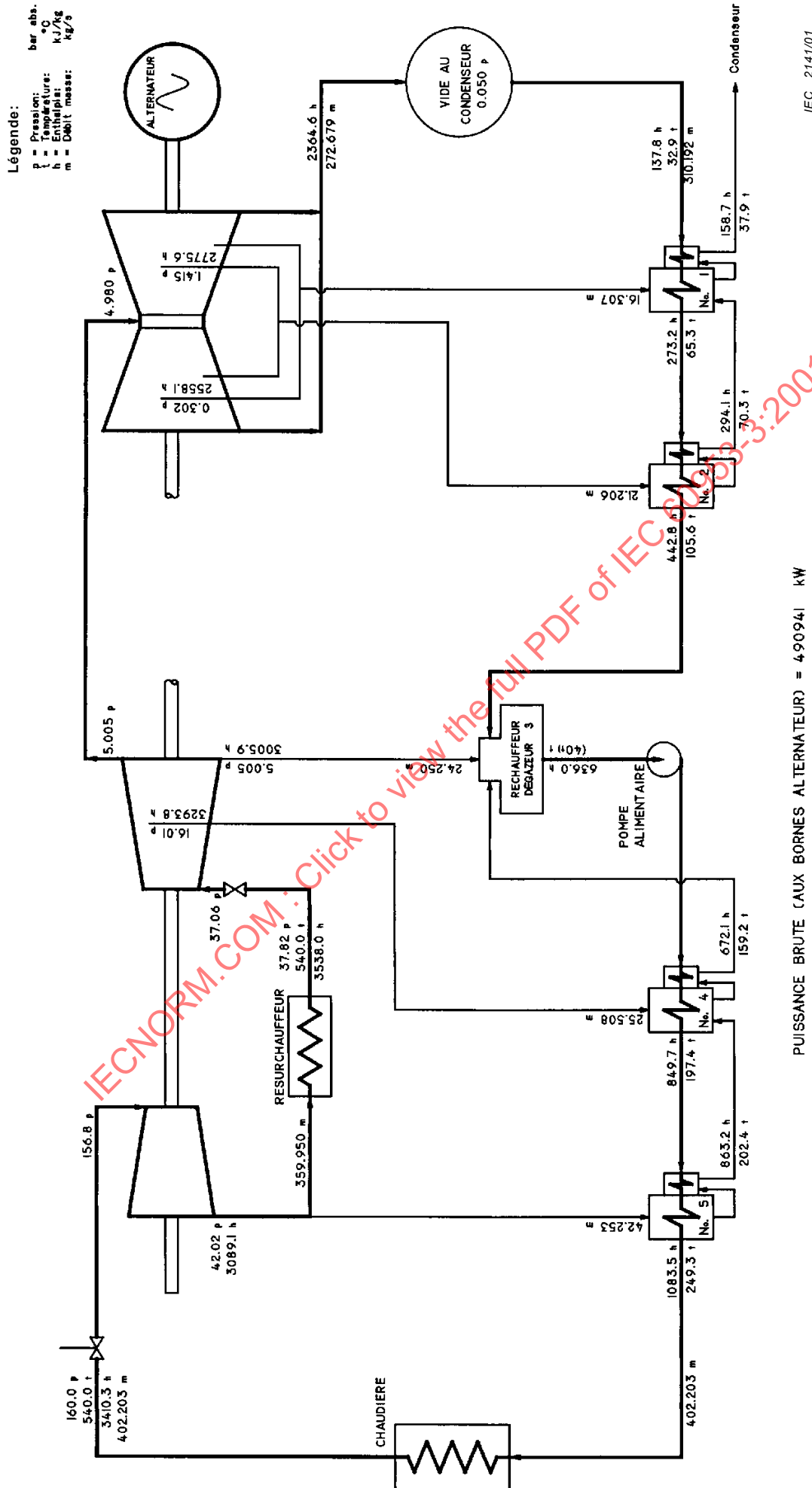


Figure I.1.2 - Correction curves



PUISSANCE BRUTE (AUX BORNES ALTERNATEUR) = 490941 kW

CONSUMATION SPECIFIQUE DE CHAULEUR

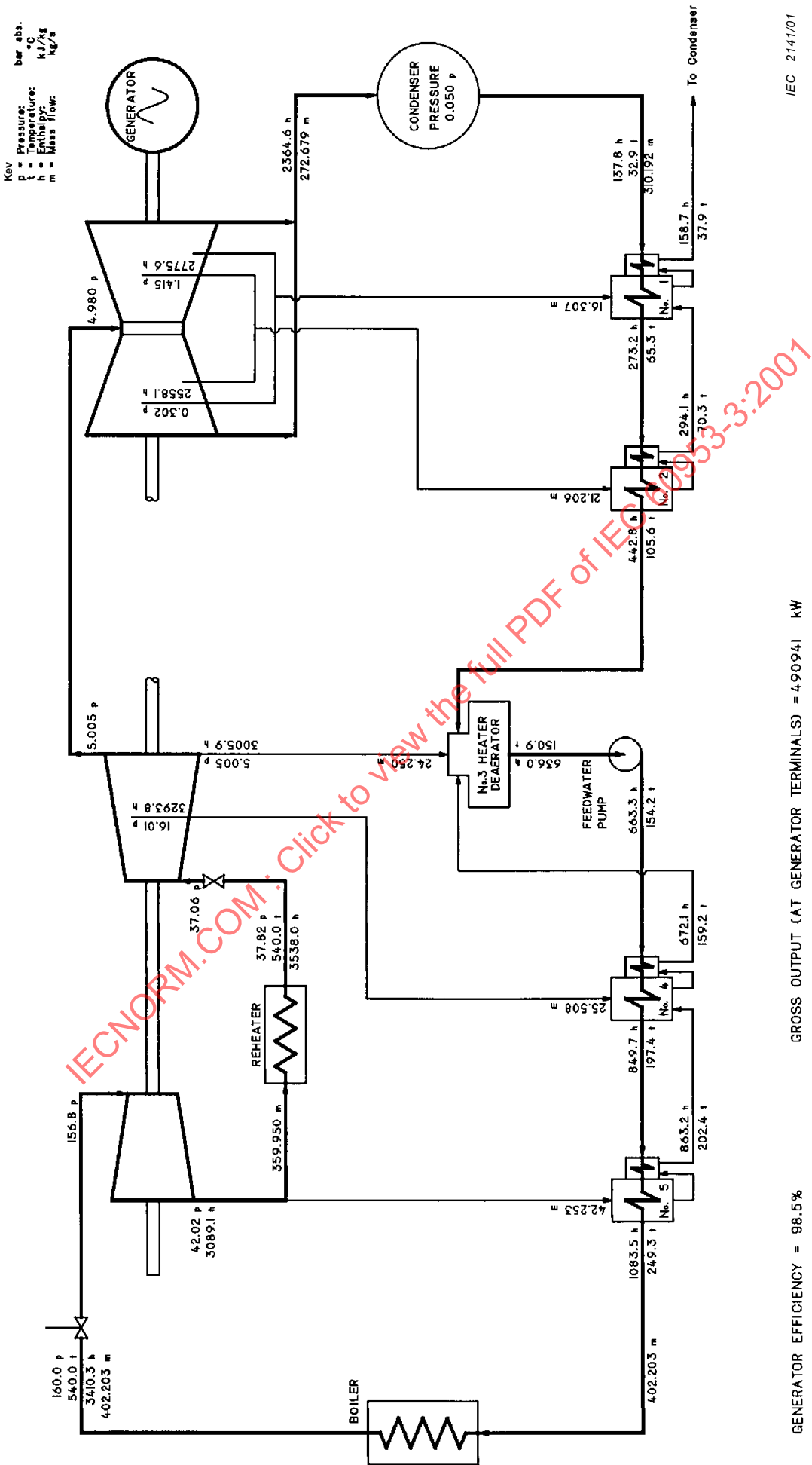
$$\frac{(402.203 \times (3410.3 - 1083.5) + 358.950 \times (3538.0 - 3088.1)) \times 3600}{490941}$$

$$= 804.7 \text{ kJ/kWh}$$

RENDMENT ALTERNATEUR = 98.5%

PERTES MECANIQUES = 2000 kW

IEC 2141/01



IEC 2141/01

Figure I.1.3 – Pre-retrofit test

GENERATOR EFFICIENCY = 98.5%

GROSS OUTPUT (AT GENERATOR TERMINALS) = 490941 kW

$$\text{HEAT RATE} = \frac{[402.203 \times (3410.3 - 1083.5) + 359.950 \times (3538.0 - 3089.1)] \times 3600}{490941}$$

MECHANICAL LOSSES = 2000 kW

= 8047 kJ/kWh

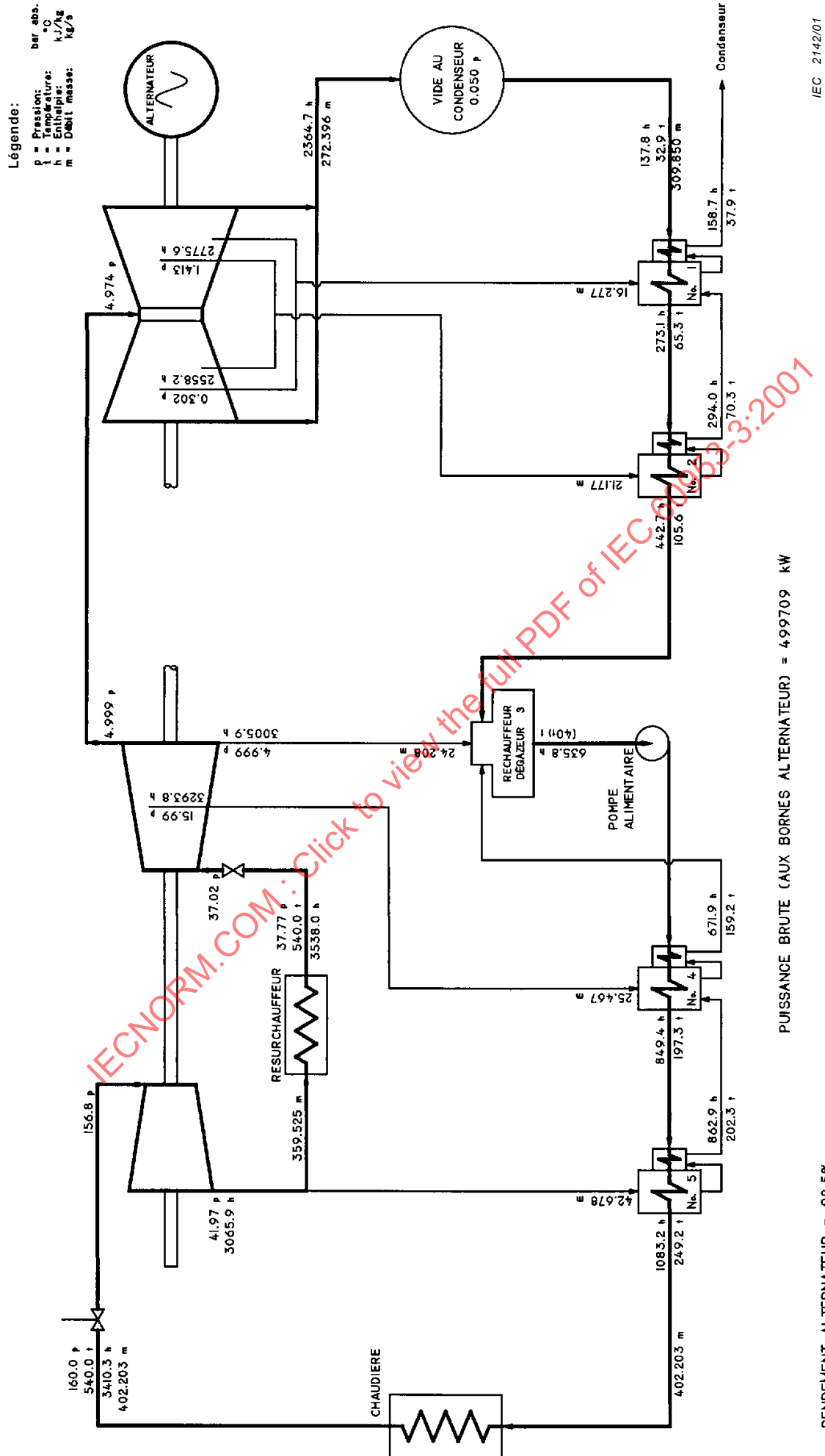
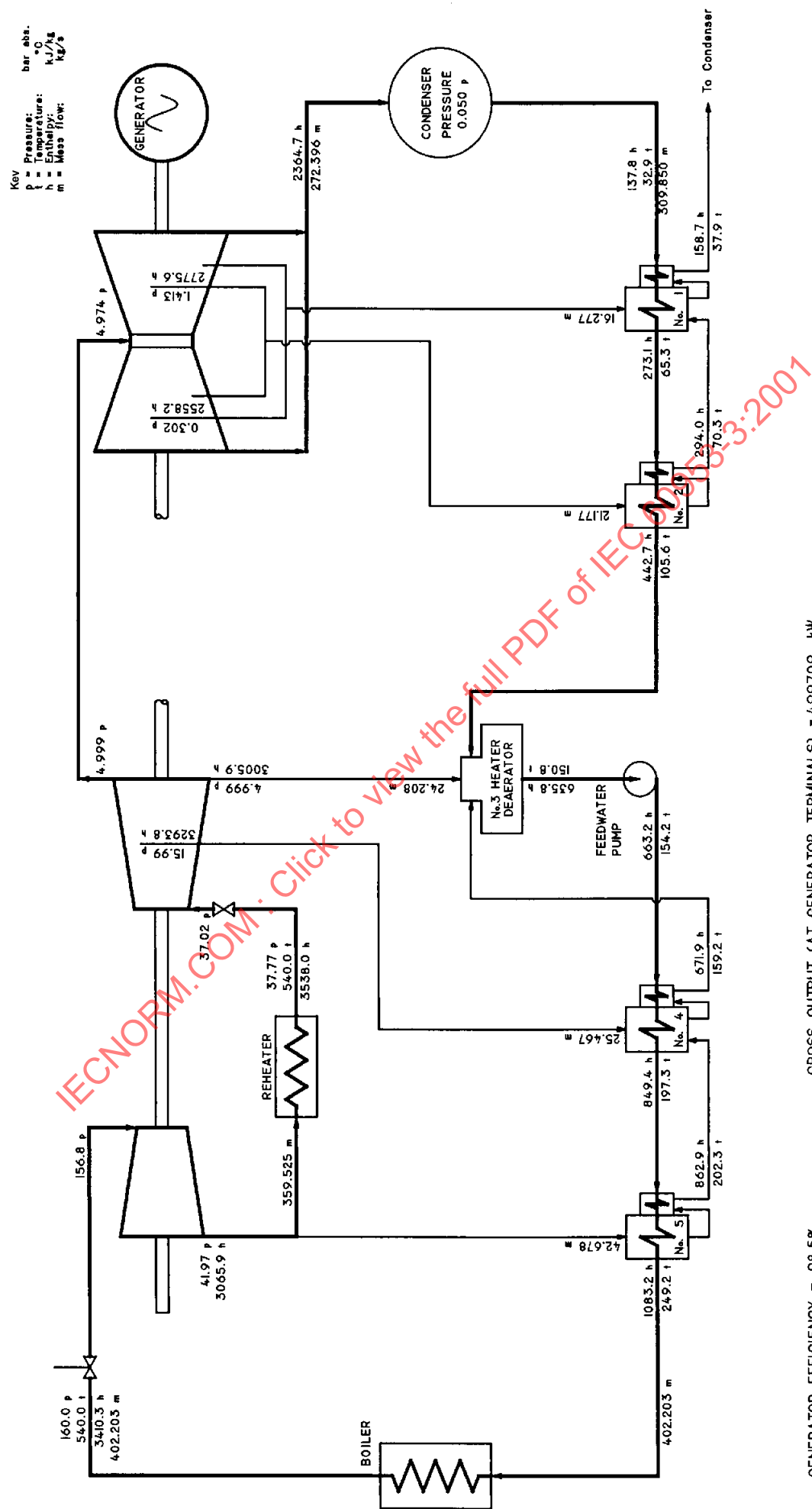


Figure I.1.4 – Essai après rénovation:
après remplacement du corps HP



GENERATOR EFFICIENCY = 98.5%

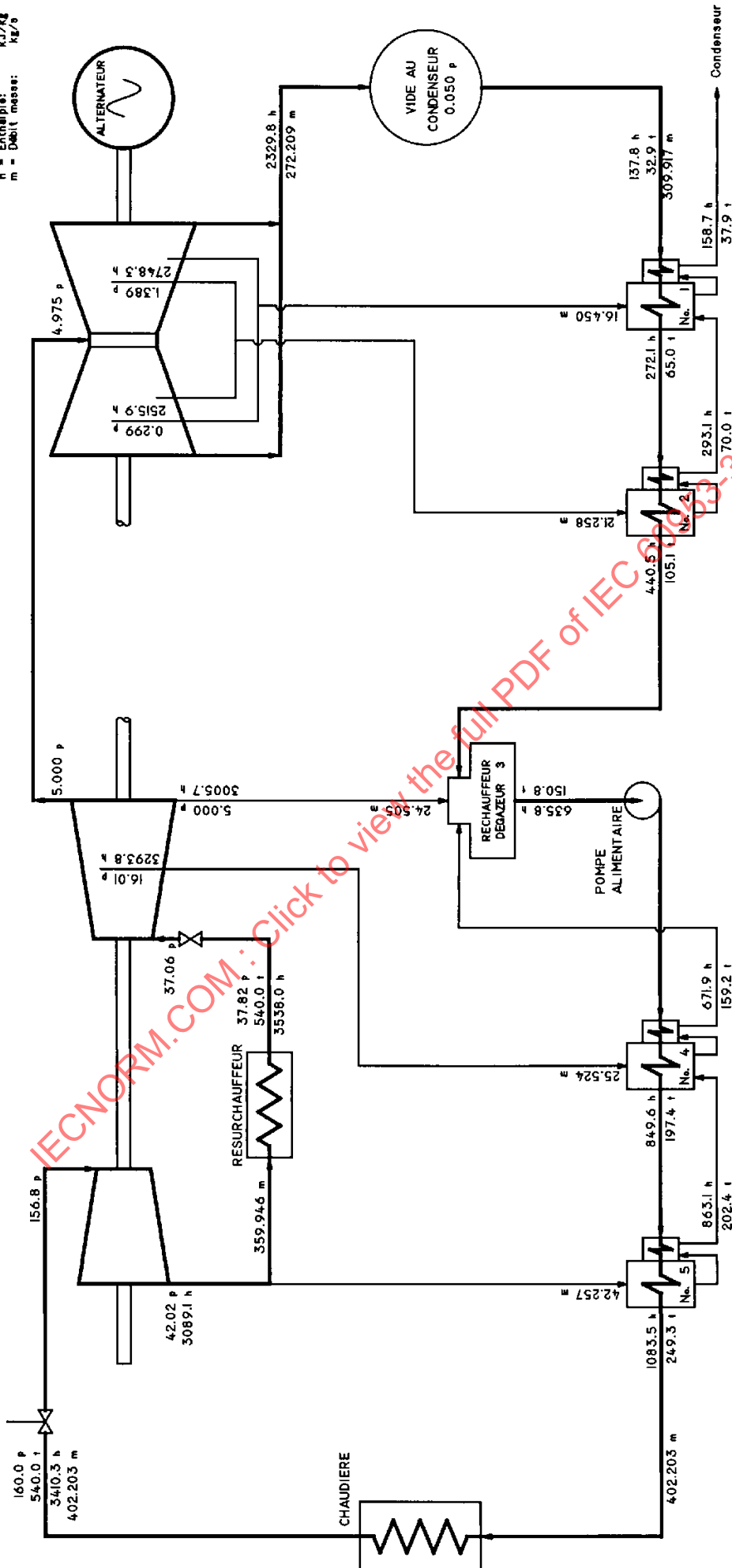
MECHANICAL LOSSES = 2000 kW

GROSS OUTPUT (AT GENERATOR TERMINALS) = 499709 kW

$$\text{HEAT RATE} = \frac{(402.203 \times (3410.3 - 1083.2) + 359.525 \times (3538.0 - 3086.9)) \times 3600}{499709} = 7966 \text{ kJ/kWh}$$

Figure I.1.4 – Post-retrofit test:
HP cylinder replaced

Légende:
 p = Pression: bar abs.
 t = Température: °C
 h = Enthalpie: kJ/kg
 m = Débit masse: kg/s



IEC 2143/01

Figure I.1.5 – Bilan après rénovation:
 après remplacement du corps BP

PUISANCE BRUTE (AUX BORNES ALTERNATEUR) = 501311 kW

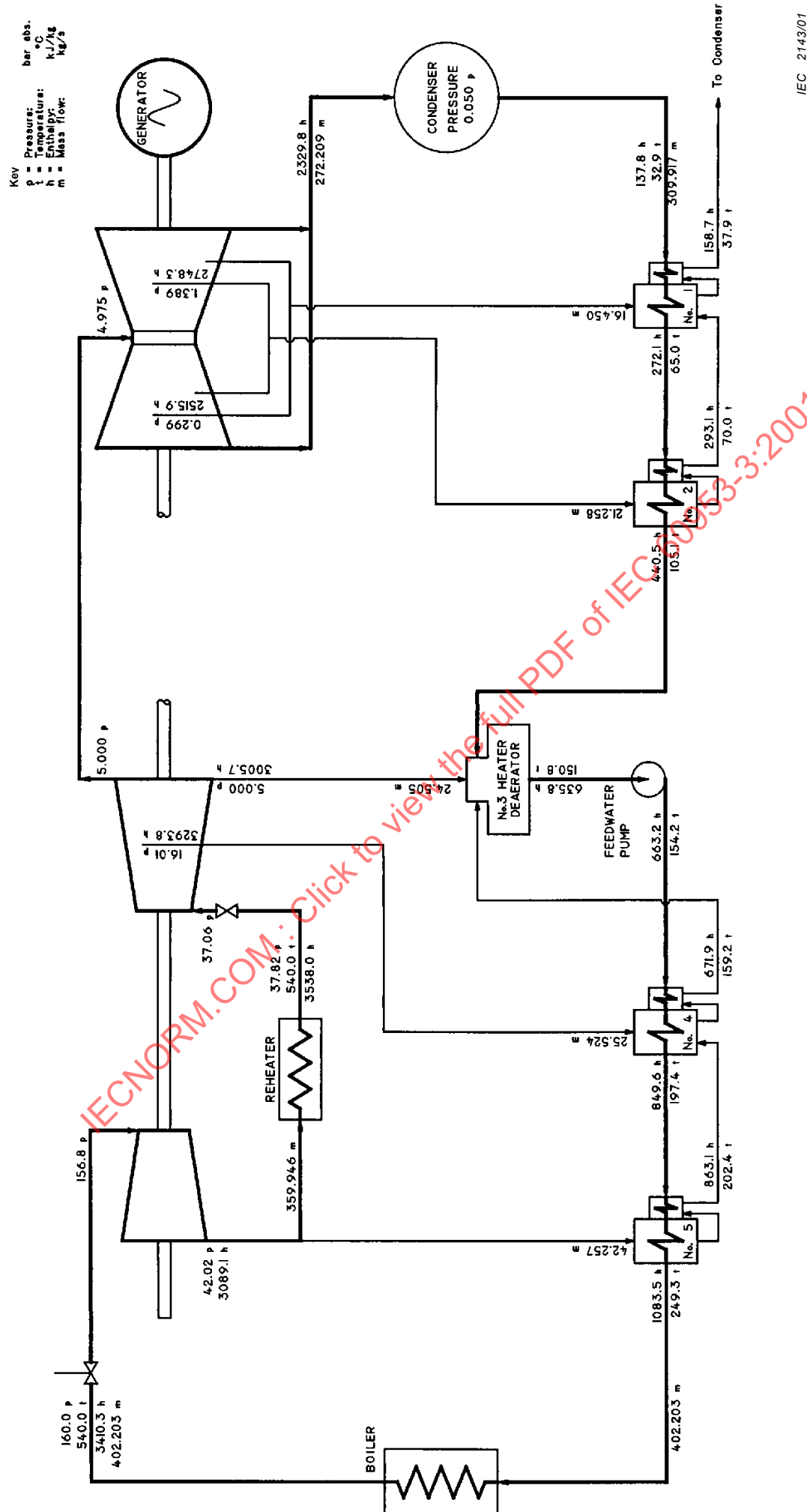
CONSUMATION SPECIFIQUE DE CHALEUR

$$\frac{[402.203 \times (3410.3 - 1083.5) + 359.946 \times (3538.0 - 3089.1)] \times 3600}{501311}$$

$$= 7881 \text{ kJ/kWh}$$

RENDMENT ALTERNATEUR = 98.5%

PERTES MECANIQUES = 2000 kW



IEC 2143/01

Figure I.1.5 – Post-retrofit test:
LP cylinder replaced

GROSS OUTPUT (AT GENERATOR TERMINALS) = 501311 kW

$$\text{HEAT RATE} = \frac{(402.203 \times (3410.3 - 1083.5) + 359.948 \times (3538.0 - 3088.1)) \times 3600}{501311} = 7881 \text{ kJ/kWh}$$

GENERATOR EFFICIENCY = 98.5%

MECHANICAL LOSSES = 2000 kW

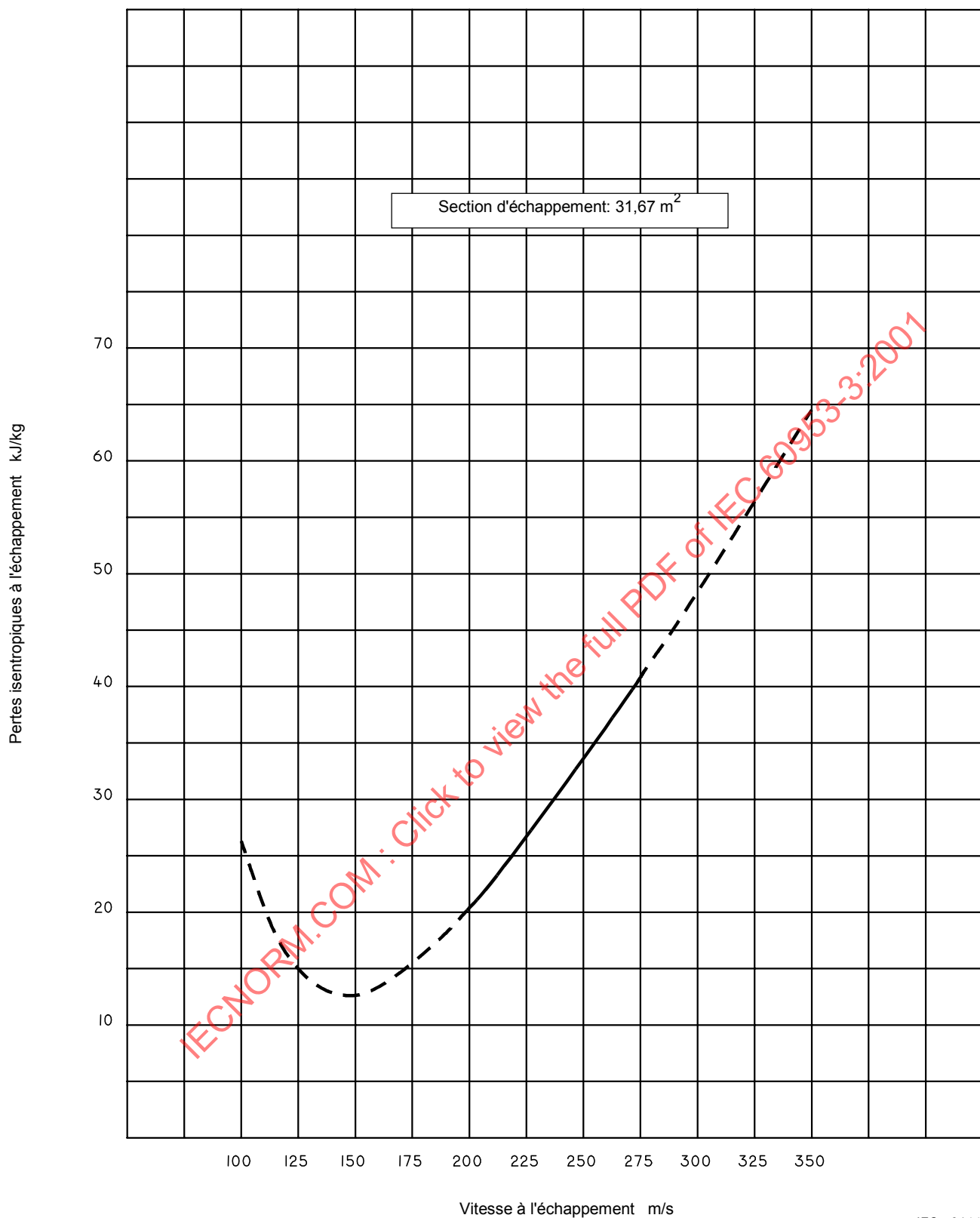
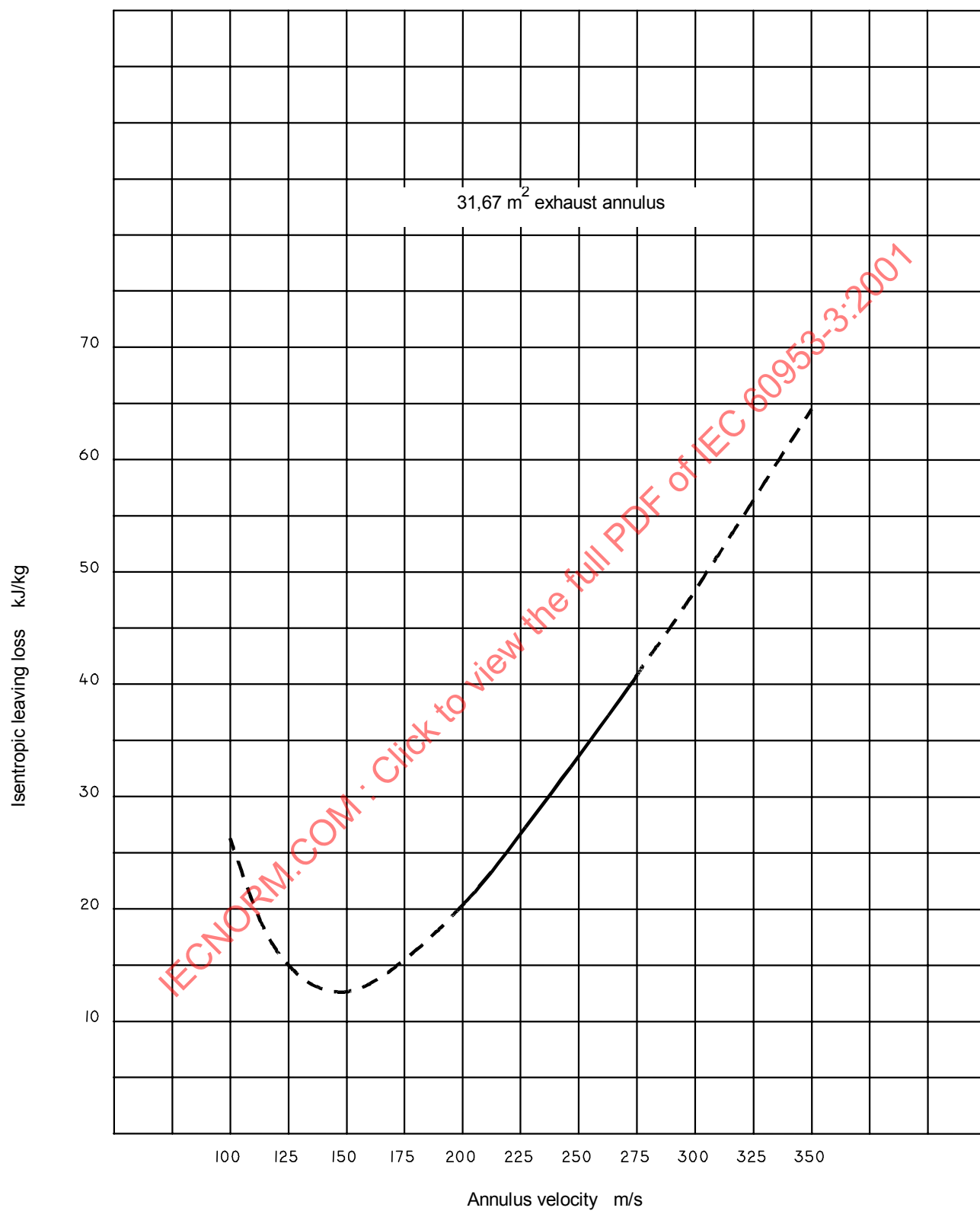


Figure I.1.6 – Pertes de sortie



IEC 2144/01

Figure I.1.6 – Leaving loss curve

I.2 Exemple de rénovation d'une turbine nucléaire

I.2.1 Généralités

Cet exemple se réfère à une centrale thermique nucléaire équipée d'un groupe turbo-alternateur de 950 MW à 1 500 tr/min, composé de corps HP et BP accouplés sur la même ligne d'arbre. Les conditions nominales de la vapeur vive se situent entre 57 bar et 58 bar, sur la ligne de saturation sèche. Le cycle inclut une fonction séchage de la vapeur et une simple surchauffe. La pression nominale au condenseur est de 0,075 bar. La turbine BP a deux corps double flux, offrant une section frontale totale à l'échappement de 74,7 m².

L'îlot nucléaire est composé d'un réacteur à eau pressurisée à trois boucles. Le schéma du cycle, figure I.2.9, est une représentation simplifiée de la centrale. A l'exception de la bêche alimentaire, chaque réchauffeur correspond en réalité à deux appareils en parallèle. Il en est de même pour la pompe de reprise des condensats, le sécheur-surchauffeur et la pompe alimentaire principale. Aucune fuite n'est prise en compte dans le cycle afin de faciliter la compréhension des principes concernés.

Le sujet traité dans cet exemple est la rénovation du corps HP de la turbine. Avant cette rénovation, la capacité (FPC) d'absorption de la turbine est supérieure à la quantité de vapeur vive fournie par les générateurs de vapeur. Le laminage dans les organes d'admission de la turbine est très élevé (environ 14 bar), ce qui occasionne un fonctionnement non optimisé de la centrale. La rénovation consiste à modifier la veine vapeur HP afin de réduire les pertes par laminage en réduisant la capacité d'absorption du corps HP. La nouvelle veine vapeur doit également apporter une amélioration du rendement interne de la turbine.

En plus de la rénovation HP réalisée par le constructeur, l'acheteur a décidé de modifier les caractéristiques des générateurs de vapeur. Le constructeur n'était pas informé de cette modification lorsqu'il a établi les garanties et les conséquences de celle-ci n'ont pas été incluses dans le bilan thermodynamique contractuel.

I.2.2 Scénario de la rénovation et procédure d'essai

L'exemple traite d'une amélioration de la consommation spécifique de chaleur qui est vérifiée par des essais avant et après rénovation. L'ensemble du scénario de la rénovation est détaillé dans les étapes suivantes.

– **Etape 1:** L'acheteur établit un bilan thermodynamique de base, issu d'un essai de référence (figure I.2.9). Il spécifie également le but de la rénovation et les nouvelles conditions de fonctionnement escomptées qui doivent être utilisées comme conditions de garantie (paramètres des générateurs de vapeur, pression au condenseur, etc.).

– **Etape 2:** Le constructeur établit un bilan thermodynamique de garantie (figure I.2.10). Dans son bilan, il intègre le composant rénové dans la centrale complète, considérant que les autres composants décrits dans le bilan thermodynamique de base restent inchangés. Dans l'exemple présenté, le constructeur a fait une modélisation de l'ensemble des appareils afin de prendre en compte l'incidence du changement de puissance sur les caractéristiques thermiques de ces équipements. Un contrat est signé, fondé sur le bilan thermodynamique de la figure I.2.10.

– **Etape 3:** Un essai avant rénovation confirme le bilan thermodynamique de base (figure I.2.9). Aucune correction de la garantie n'est nécessaire.

– **Etape 4:** La rénovation est réalisée par le constructeur. Dans l'exemple présenté, l'acheteur a également procédé, pendant la rénovation, à la modification des générateurs de vapeur, inconnue du constructeur au moment où il établissait le bilan thermodynamique de garantie.

I.2 Example of retrofitting a nuclear turbine

I.2.1 General

This example relates to a nuclear power plant using a 950 MW output 1 500 rev./min turbine generator configured with HP and LP cylinders in tandem. The live steam design condition is between 57-58 bar dry saturation. The cycle includes moisture separation and single reheat. The condenser design pressure is 0,075 bar. The LP turbine has two double flow cylinders with a total exhaust annulus area of 74,7 m².

The nuclear island is a pressurized water reactor type with three loops. The cycle arrangement, shown in figure I.2.9, is a simplified representation of the plant. Each feedheater represents two feedheaters in parallel, except for the feedwater tank; similarly for the condensate pump, the moisture separator reheater and the main feed water pump. No leakages are considered in the cycle to allow easier understanding of the principles involved.

The subject of this example is a HP cylinder retrofit. Before retrofit, the FPC of the turbine does not match and has overcapacity, relative to the nuclear steam supply system. The throttling is very high (about 14 bar) and this gives inefficient operation of the plant. The retrofit consists of modifying the HP steam path in order to reduce the throttling losses by adapting the FPC of the HP cylinder. The new steam path shall also provide additional improvement in internal efficiency.

Subsequent to this HP retrofit by the manufacturer, the purchaser has proceeded to modify the steam generator's characteristics. The manufacturer was not informed of this modification when establishing the guarantees and therefore its consequences are not included in the contractual heat balance.

I.2.2 Retrofit scenario and testing procedure

The example considers an improvement of the heat rate, which is verified through pre-test and post-test. The whole retrofit scenario is detailed in the following steps.

– **Step 1:** The purchaser issues a baseline heat balance, established from a baseline test (figure I.2.9). He also specifies the purpose of the retrofit and the expected new operating conditions which shall be used as guarantee conditions (steam generator parameters, condenser pressure, etc.).

– **Step 2:** The manufacturer issues a guaranteed heat balance (figure I.2.10). When doing so, he integrates the new component into the whole plant, considering that the other components described in the baseline heat balance remain unchanged. In this example, the manufacturer has modelled these other items of equipment in order to take into account the influence of the change of duty on the thermal characteristics of these components. A contract is signed, based on the heat balance figure I.2.10.

– **Step 3:** A pre-test confirms the baseline heat balance (figure I.2.9). No adjustment of guarantee is required.

– **Step 4:** Retrofit is performed by the manufacturer. In this example, the purchaser has also proceeded, during the retrofit, with another modification that was not known by the manufacturer when he established the guaranteed heat balance.

– **Etape 5:** L'essai postérieur à la rénovation est réalisé. Les conditions de fonctionnement apparaissent très différentes de celles du bilan thermodynamique de garantie, en raison principalement des changements opérés par l'acheteur qui n'avaient pas été inclus dans le bilan thermodynamique de garantie (voir I.2.1).

– **Etape 6:** L'acheteur invite le constructeur à recalculer un bilan thermodynamique après essai (figure I.2.11) avec prise en compte des nouvelles conditions de fonctionnement, en utilisant le même modèle de calcul que pour le bilan thermodynamique de garantie contractuelle. A l'aide des courbes de correction données par le constructeur en même temps que le bilan thermodynamique garanti, l'acheteur est en mesure de vérifier que ce nouveau bilan après essai est dérivé du bilan original garanti.

– **Etape 7:** La comparaison des résultats d'essai est faite avec le bilan thermodynamique après essai et les corrections sont appliquées en fonction de ces paramètres mesurés, lorsqu'ils diffèrent des valeurs de ce bilan.

I.2.3 Courbes de correction

Les courbes de correction sont présentées par le constructeur avec le bilan thermodynamique garanti. Toutes ces courbes de correction sont déterminées par calcul. Les paramètres autres que ceux modifiés pour le calcul sont considérés comme constants. A la demande de l'acheteur et en raison du mode de fonctionnement de cette centrale nucléaire, toutes les courbes (à l'exception de celle de la puissance thermique, figure I.2.8) supposent une puissance thermique constante à la sortie des générateurs de vapeur, et donc intègrent les pertes par laminage dans les organes d'admission de la turbine. La consommation spécifique de chaleur corrigée est obtenue en multipliant la consommation spécifique de chaleur mesurée par les facteurs de correction.

En principe, seuls trois paramètres devront être sujets à correction lorsque la turbine seule est modifiée: la puissance thermique, la pression à l'admission vapeur et la pression au condenseur. En réalité, cependant, les corrections doivent pouvoir être faites pour tous les paramètres, afin de tenir compte des modifications des autres composants, voulues ou non, qui ont une incidence sur le cycle thermodynamique. Par conséquent, dans l'exemple présenté, les courbes de correction sont également données pour les variations des caractéristiques des générateurs de vapeur et du sècheur-surchauffeur. Afin de simplifier l'exemple, aucune courbe de correction n'est donnée pour les variations des caractéristiques du poste de réchauffage de l'eau alimentaire.

Le constructeur a fourni les courbes de correction de consommation spécifique de chaleur suivantes:

- correction en fonction de la pression de vapeur principale (figure I.2.1);
- correction en fonction de la puissance thermique (figure I.2.2);
- correction en fonction de la pression au condenseur (figure I.2.3);
- correction en fonction de la qualité de vapeur vive (figure I.2.4);
- correction en fonction de la perte de charge de la vapeur principale dans les sècheurs-surchauffeurs; (figure I.2.5)
- correction en fonction de la température de la vapeur surchauffée (figure I.2.6);
- correction en fonction de la qualité de la vapeur à la sortie du sècheur (figure I.2.7).

L'acheteur peut être également amené à fournir des courbes sur les caractéristiques des équipements ne faisant pas partie de la rénovation. Dans cet exemple, les générateurs de vapeur sont caractérisés par la courbe suivante:

- courbe de la pression de vapeur vive en fonction de la charge thermique (figure I.2.8).

– **Step 5:** The retrofit post-test is performed. The operating conditions appear to be very different from those of the guaranteed heat balance, mainly due to the purchaser's changes which were not included in the guaranteed heat balance (see I.2.1).

– **Step 6:** The purchaser invites the manufacturer to re-calculate a post-test heat balance (figure I.2.11) considering the new operating conditions and using the same calculation model as for the contractual guaranteed heat balance. By means of the correction curves given by the supplier with the guaranteed heat balance, the purchaser is able to verify that this new post-test heat balance is derived from the original guaranteed heat balance.

– **Step 7:** Comparison of the test results is made with the post-test heat balance and corrections are applied for those measured parameters which differ from the values of this heat balance.

I.2.3 Correction curves

The correction curves are submitted by the manufacturer with the guaranteed heat balance. All such correction curves are obtained by calculation. The parameters other than those modified for the calculation are assumed constant. At the purchaser's request and depending on the operating mode of this nuclear power plant, all the curves (except the thermal power curve, figure I.2.8) assume constant thermal power at steam generator output and therefore include the variation of the throttling losses in the main steam valves at turbine inlet. The corrected heat rate is obtained by multiplying the measured heat rate by the correction factors.

In principle, only three parameters should be liable for corrections provided only the turbine has been changed: thermal power, steam inlet pressure and condenser pressure. In reality, however, it shall be possible to make corrections for every parameter change in order to take into account any modification of other components, voluntarily or not, that has an impact on the thermal cycle. In this example, correction curves are therefore given for changes in the steam generator and moisture separator reheater characteristics. In order to simplify this example, no correction curves are given for changes in the feedheating plant characteristics.

The following heat rate correction curves are given by the manufacturer :

- correction for main steam pressure (figure I.2.1);
- correction for thermal power (figure I.2.2);
- correction for condenser pressure (figure I.2.3);
- correction for the quality of live steam (figure I.2.4);
- correction for main steam pressure drop in the moisture separator reheaters (MSRs) (figure I.2.5);
- correction for temperature of the reheat steam (figure I.2.6);
- correction for quality of steam at outlet of the moisture separator (figure I.2.7).

Furthermore, the purchaser may supply curves showing the operating characteristics of equipment not included in the retrofit. For this example, the steam generator is characterized by the following curve:

- curve of the live steam pressure as a function of the thermal load (figure I.2.8).

I.2.4 Application des courbes de correction

Pour les calculs, le rendement de l'alternateur est supposé constant et égal à 0,989 et le facteur de puissance constant.

I.2.4.1 Vérification du bilan thermodynamique calculé après essai

L'essai après rénovation ayant été réalisé dans des conditions de fonctionnement très différentes de celles du bilan thermodynamique garanti (puissance thermique, pression vapeur, pression d'échappement différentes), le constructeur a été invité à recalculer un bilan thermodynamique après essai (figure I.2.11) qui sera utilisé pour établir des comparaisons entre les valeurs mesurées et les valeurs garanties.

En pratique, ce nouveau bilan thermodynamique remplace le bilan garanti. L'acheteur a la possibilité de vérifier que le niveau de performance de ce nouveau bilan thermodynamique est le même que le bilan contractuel en utilisant les courbes de correction données par le constructeur. Les paramètres principaux sont résumés dans le tableau I.2.1.

Tableau I.2.1 – Paramètres principaux des bilans thermodynamiques (figures I.2.9 à I.2.11)

Paramètres principaux du bilan thermodynamique de base (figure I.2.9)						
Puissance thermique	Pression vapeur vive	Titre vapeur vive	Pression de l'échappement	Puissance turbine	Puissance alternateur	Consommation spécifique de chaleur
MW	bar		mbar	MW	MW	kJ/kWh
2 785	57,76	0,9960	75	925,10	914,925	10 958,3
Paramètres principaux du bilan thermodynamique garanti (figure I.2.10)						
Puissance thermique	Pression vapeur vive	Titre vapeur vive	Pression de l'échappement	Puissance turbine	Puissance alternateur	Consommation spécifique de chaleur
MW	bar		mbar	MW	MW	kJ/kWh
2 785	57,72	0,9960	75	954,14	943,640	10 624,8
Paramètres principaux du bilan thermodynamique après essai (figure I.2.11) (dans les conditions d'essai)						
Puissance thermique	Pression vapeur vive	Titre vapeur vive	Pression de l'échappement	Puissance turbine	Puissance alternateur	Consommation spécifique de chaleur
MW	bar		mbar	MW	MW	kJ/kWh
2 730	60,11	0,9970	85	925,60	915,420	10 736,0

Les facteurs de correction sont déterminés à partir des courbes de correction afin de comparer le nouveau bilan thermodynamique après essai au bilan thermodynamique de garantie contractuelle.

La figure I.2.8 (courbe de la pression de vapeur vive en fonction de la puissance thermique) montre que la pression en amont des vannes principales de la turbine est trop élevée: à la charge thermique de 2 730 MW, la pression devra être de 58,05 bar et non de 60,11 bar. Une correction de ce paramètre est donc nécessaire. La courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur étant donnée pour la puissance thermique nominale, il convient d'évaluer la pression qui serait atteinte à la puissance nominale avec la turbine rénovée. Dans ce but, la pente de la courbe ci-dessus est supposée constante et la pression estimée est de:

$$60,11 - (58,05 - 57,72) = 59,78 \quad \text{bar.}$$

Toutes les comparaisons entre la figure I.2.10 (bilan thermodynamique garanti) et la figure I.2.11 (bilan thermodynamique après essai) sont résumées dans le tableau I.2.2 suivant.

I.2.4 Application of correction curves

For the calculations, a constant efficiency of the generator equal to 0,989 and a constant power factor are supposed.

I.2.4.1 Verification of the post-test calculated heat balance

Since the post-test has been conducted at operating conditions which are very different from the guaranteed heat balance (different thermal power, steam pressure, exhaust pressure), the manufacturer has been invited to re-calculate a post-test heat balance (figure I.2.11) that will be used for comparisons between the measured and the guaranteed values.

This new heat balance actually replaces the guaranteed heat balance. The purchaser shall have the possibility to check that the performance level of this new heat balance is the same as the contractual one. For this purpose, the correction curves given by the manufacturer are used. The main parameters are summarized in table I.2.1.

Table I.2.1 – Main parameters of the heat balances (figures I.2.9 to I.2.11)

Main parameters of the base line heat balance (figure I.2.9)						
Thermal power MW	Live steam pressure bar	Quality of the live steam	Exhaust pressure mbar	Turbine power MW	Generator power MW	Heat rate kJ/kWh
2 785	57,76	0,996 0	75	925,10	914,925	10 958,3
Main parameters of the guaranteed heat balance (figure I.2.10)						
Thermal power MW	Live steam pressure bar	Quality of the live steam	Exhaust pressure mbar	Turbine power MW	Generator power MW	Heat rate kJ/kWh
2 785	57,72	0,996 0	75	954,14	943,640	10 624,8
Main parameters of the post-test heat balance (figure I.2.11) (at test conditions)						
Thermal power MW	Live steam pressure bar	Quality of the live steam	Exhaust pressure mbar	Turbine power MW	Generator power MW	Heat rate kJ/kWh
2 730	60,11	0,997 0	85	925,60	915,420	10 736,0

The correction factors are determined from the correction curves in order to compare the new post-test heat balance with the contractual guaranteed heat balance.

Figure I.2.8 (curve of live steam pressure as a function of thermal power) shows that the pressure before the main turbine valves is higher than it should be : at 2 730 MW thermal load, the pressure should have been 58,05 bar and not 60,11 bar. So a correction of this parameter is required. Since the heat rate correction curve is given at nominal thermal power, it is necessary to evaluate the pressure which would be reached at this nominal power. For this purpose, the slope of the above curve is assumed constant and the estimated pressure is:

$$60,11 - (58,05 - 57,72) = 59,78 \quad \text{bar}$$

All comparisons between figure I.2.10 (guaranteed heat balance) and figure I.2.11 (post-test heat balance) are summarized in the following table I.2.2.

Tableau I.2.2 – Comparaison entre le bilan thermodynamique après essai et le bilan garanti

Paramètres	Valeur des paramètres	Facteur de correction	Référence
Titre vapeur vive Facteur de correction	0,997 00 –	– 1,000 10	Figure I.2.4
Puissance thermique Facteur de correction	0,980 25 –	– 0,997 20	Figure I.2.2
Pression d'échappement Facteur de correction	85 mbar –	– 0,992 70	Figure I.2.3
Pression vapeur vive Facteur de correction	1,036 –	– 0,999 67	Figure I.2.1
Facteur de correction total		0,989 69	
Consommation spécifique de chaleur après essai – kJ/kWh		10 736	
Consommation spécifique de chaleur corrigée – kJ/kWh		10 625	
Consommation spécifique de chaleur garantie – kJ/kWh		10 624,8	

La consommation spécifique de chaleur est de 10 624,8 kJ/kWh. Dans l'exemple présenté ici, le bilan thermodynamique recalculé après rénovation a le même niveau de performance que le bilan thermodynamique initial garanti. Par conséquent, il peut être utilisé pour vérifier les valeurs mesurées.

I.2.5 Comparaison entre les valeurs mesurées et les valeurs garanties

Le tableau I.2.3 présente les valeurs mesurées des paramètres principaux et les valeurs calculées correspondantes à partir du bilan thermodynamique après essai.

Tableau I.2.3 – Valeurs mesurées et valeurs calculées à partir du bilan après essai

Paramètre principal	Unité	Valeur mesurée	Valeur calculée
Pression admission vapeur vive ¹⁾	bar	60,11	60,11
Titre vapeur vive ¹⁾		0,9983	0,9983
Charge thermique ¹⁾	MW	2 730	2 730
Pression d'échappement ¹⁾	mbar	85	85
Perte de charge dans les S-S	bar	0,459	0,388
Température vapeur surchauffée	°C	257,87	259,74
Titre vapeur sortie sécheur		0,9907	0,9947
Température finale eau alimentaire	°C	221,7	221,6
Débit vapeur à la turbopompe alimentaire (TPA)	kg/s	21,93	21,89
Consommation spécifique de chaleur après rénovation	kJ/kWh	10 761	10 736
¹⁾ Conditions externes de la turbine utilisées pour le calcul du bilan thermodynamique après rénovation.			

Dans l'exemple présenté, l'essai après rénovation ne fait apparaître aucune variation des caractéristiques des réchauffeurs d'eau alimentaire (écarts terminaux de température, écarts sur purges, pertes de charge dans les soutirages) entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées.

Table I.2.2 – Comparison between guaranteed and post-test re-calculated heat balance

Parameters	Parameter value	Correction factor	Reference
Quality of the live steam Correction factor	0,997 00 –	– 1,000 10	Figure I.2.4
Thermal power ratio Correction factor	0,980 25 –	– 0,997 20	Figure I.2.2
Exhaust pressure Correction factor	85 mbar –	– 0,992 70	Figure I.2.3
Live steam pressure ratio Correction factor	1,036 –	– 0,999 67	Figure I.2.1
Total correction factor		0,989 69	
Post-test re-calculated heat rate – kJ/kWh		10 736	
Heat rate corrected – kJ/kWh		10 625	
Guaranteed heat rate – kJ/kWh		10 624,8	

The contractual heat rate is 10 624,8 kJ/kWh. In this example, the re-calculated post-retrofit heat balance has the same performance level as the contractual guaranteed heat balance and, therefore, this procedure can be used for the verification of the measured values.

I.2.5 Comparison of the measured values to the guarantees

Table I.2.3 gives the measured values for the main parameters and the corresponding calculated values from the post retrofit heat balance.

Table I.2.3 – Measured and corresponding calculated values from the post-test

Main parameter	Unit	Measured value	Calculated value
Main steam inlet pressure ¹⁾	bar	60,11	60,11
Quality of live steam ¹⁾ *	–	0,9983	0,9983
Thermal load ¹⁾	MW	2 730	2 730
Exhaust pressure ¹⁾	mbar	85	85
Pressure drop in the MSRs	bar	0,459	0,388
Reheat steam temperature	°C	257,87	259,74
Steam quality at MS outlet	–	0,9907	0,9947
Final feedwater temperature	°C	221,7	221,6
Steam flow to feedwater pump turbine (FPT)	kg/s	21,93	21,89
Post-test heat rate	kJ/kWh	10 761	10 736
¹⁾ Turbine external conditions used for the calculation of the post-retrofit heat balance.			

In this example, the post-test also shows no difference in the characteristics of the feed-heaters (TTDs (terminal temperature difference), DCAs (drain cooler approach temperature), extraction pressure drops) between the measured and the calculated values.

Le tableau I.2.3 montre que certaines valeurs mesurées diffèrent de celles calculées. Le cycle a été modifié de façon imprévue. Dans cet exemple, cela pourrait s'expliquer par un dysfonctionnement des sècheurs-surchauffeurs. Le constructeur du corps HP rénové est en droit de corriger la consommation spécifique de chaleur mesurée pour tenir compte de ces différences. Les corrections sont faites dans le tableau I.2.4.

Tableau I.2.4 – Corrections dues aux écarts entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées (à partir du bilan thermodynamique recalculé après essai, figure I.2.11)

Paramètres	Unités	Valeur/variation des paramètres	Facteur de correction	Référence
Variation de la perte de charge dans le sècheur-surchauffeur	bar	0,07	–	Figure I.2.5
Facteur de correction		–	0,999 30	
Variation de température de la vapeur surchauffée à la sortie du sècheur-surchauffeur	K	–1,87	–	Figure I.2.6
Facteur de correction		–	0,999 82	
Titre vapeur à la sortie du sècheur		0,990 7	–	Figure I.2.7
Facteur de correction		–	0,9985	
Facteur de correction total			0,9976	
Consommation spécifique de chaleur mesurée après rénovation	kJ/kWh		10 761	
Consommation spécifique de chaleur corrigée	kJ/kWh		10 735,4	
Consommation spécifique de chaleur du bilan recalculé après rénovation	kJ/kWh		10 736	

La consommation spécifique de chaleur corrigée est identique à celle recalculée après rénovation. La consommation spécifique de chaleur mesurée, corrigée pour prendre en compte les nouvelles conditions de fonctionnement (correction par la méthode du bilan thermodynamique) ainsi que tout fonctionnement anormal d'un composant ne faisant pas l'objet de la rénovation (correction par les courbes de correction) peut être déclarée conforme à la consommation spécifique de chaleur garantie. Un résumé des corrections est donné dans le tableau I.2.5.

La consommation spécifique de chaleur mesurée peut également être corrigée et comparée directement à la consommation spécifique de chaleur garantie (10 624,8 kJ/kWh):

$$10\,761 \times 0,997\,6 \times 0,989\,69 = 10\,625 \text{ kJ/kWh}$$

From the above table, it can be seen that some of the measured values differ from the calculated ones. This means that something has changed within the cycle that was not foreseen. In this example the differences could be explained by some malfunctions of the moisture separator reheaters. The manufacturer of the retrofitted HP is allowed to correct the measured heat rate to allow for these deviations. The corrections are made in table I.2.4

**Table I.2.4 – Corrections due to differences between measured and calculated values
(from post re-calculated heat balance, figure I.2.11)**

Parameters	Unit	Parameter deviation/value	Correction factor	Reference
Pressure drop deviation in the MSR	bar	0,07	–	Figure I.2.5
Correction factor		–	0,999 30	
Temperature deviation at MSRs outlet	K	–1,87	–	Figure I.2.6
Correction factor		–	0,999 82	
Steam quality at MS outlet		0,990 7	–	Figure I.2.7
Correction factor		–	0,998 5	
Total correction factor			0,997 6	
Post-test measured heat rate	kJ/kWh		10 761	
Corrected heat rate	kJ/kWh		10 735,4	
Post-test re-calculated heat rate	kJ/kWh		10 736	

The corrected heat rate is identical to the post-retrofit re-calculated heat rate. This demonstrates that the measured heat rate, corrected to take into account the new operating conditions (heat balance method) and for any abnormal operation of components outside the retrofit scope (by correction curves) can be declared compliant with the guaranteed heat rate. A summary of the corrections is made in table I.2.5.

The measured heat rate can, of course, be corrected and compared directly with the guaranteed heat rate (10 624,8 kJ/kWh):

$$10\,761 \times 0,997\,6 \times 0,989\,69 = 10\,625 \text{ kJ/kWh}$$

Tableau I.2.5 – Récapitulatif des corrections

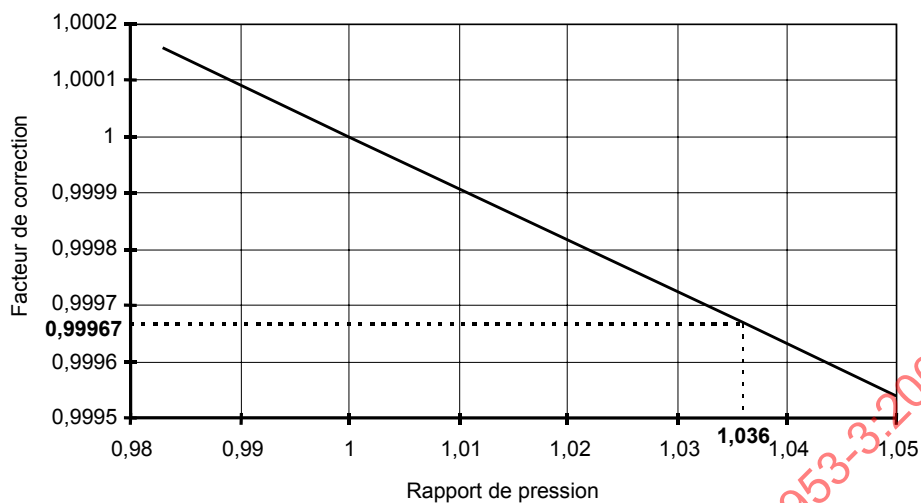
Paramètres	Unités	Valeurs	Commentaires
Consommation spécifique de chaleur mesurée	kJ/kWh	10 761	Valeur mesurée
Facteur de correction		0,997 60	Correction d'après le tableau I.2.4 due aux différences de conditions externes entre les valeurs mesurées et celles du bilan thermodynamique recalculé après rénovation (figure I.2.11)
Consommation spécifique de chaleur corrigée	kJ/kWh	10 735,4	
Facteur de correction		0,989 69	Correction d'après le tableau I.2.2 due aux différences entre les valeurs du bilan garanti (figure I.2.10) et celles du bilan recalculé après rénovation (figure I.2.11)
Consommation spécifique de chaleur corrigée	kJ/kWh	10 625	
Consommation spécifique de chaleur garantie	kJ/kWh	10 625	D'après la figure I.2.10

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2001

Table I.2.5 – Summary of corrections

Parameters	Unit	Value	Comment
Measured heat rate	kJ/kWh	10 761	As measured
Correction factor		0,997 60	Correction according to table I.2.4 due to difference between measured values and those of the post-test re-calculated heat balance (see figure I.2.11)
Corrected heat rate	kJ/kWh	10 735,4	
Correction factor		0,989 69	Correction according to table I.2.2 due to difference between the guaranteed (figure I.2.10) and the post-test re-calculated (figure I.2.11) heat balances
Corrected heat rate	kJ/kWh	10 625	
Guaranteed heat rate	kJ/kWh	10 625	According to figure I.2.10

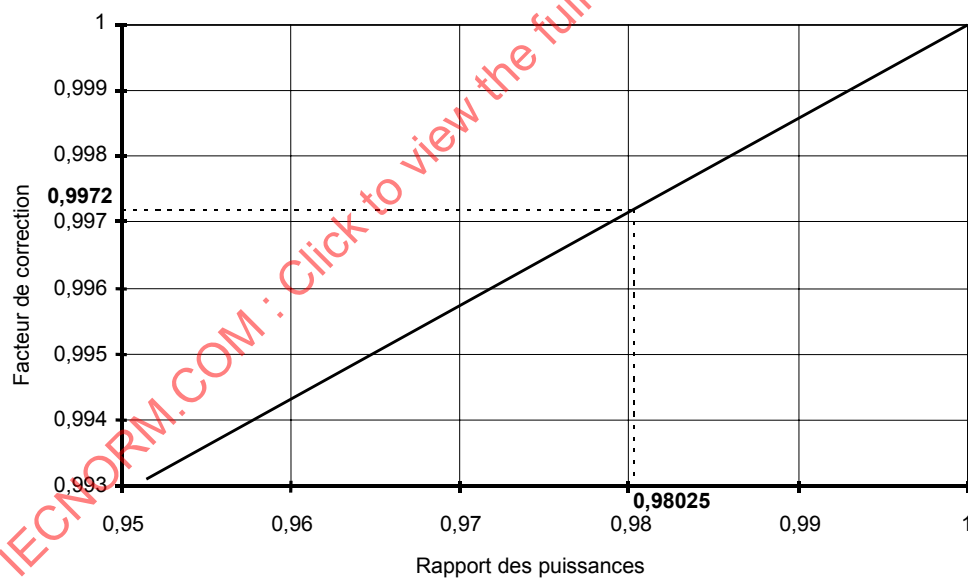
IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2001



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC 2145/01

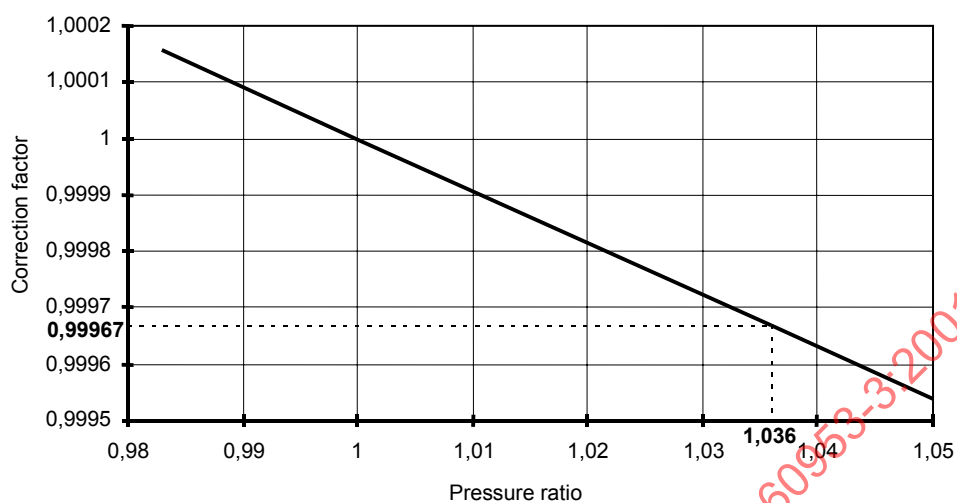
Figure I.2.1 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la pression de vapeur vive



Puissance thermique nominale: 2 785 MW

IEC 2146/01

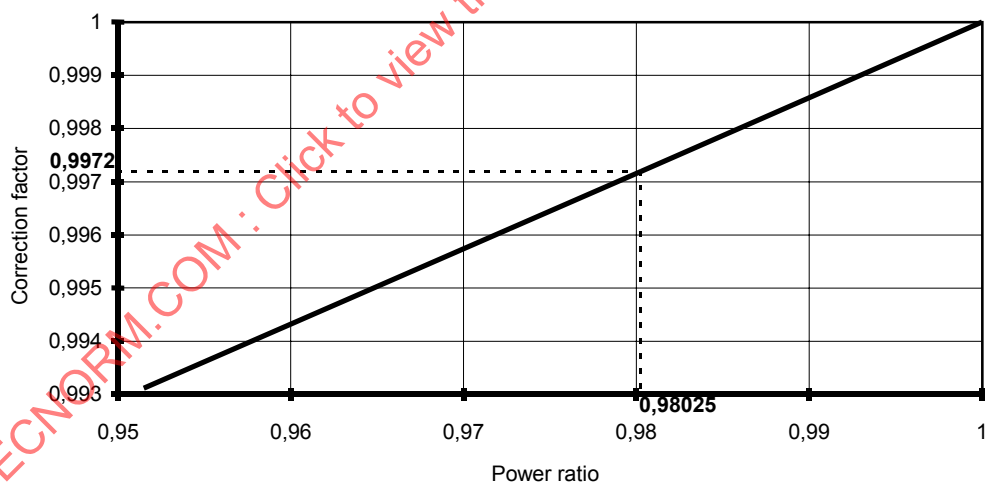
Figure I.2.2 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la puissance thermique



Constant thermal power: 2 785 MW

IEC 2145/01

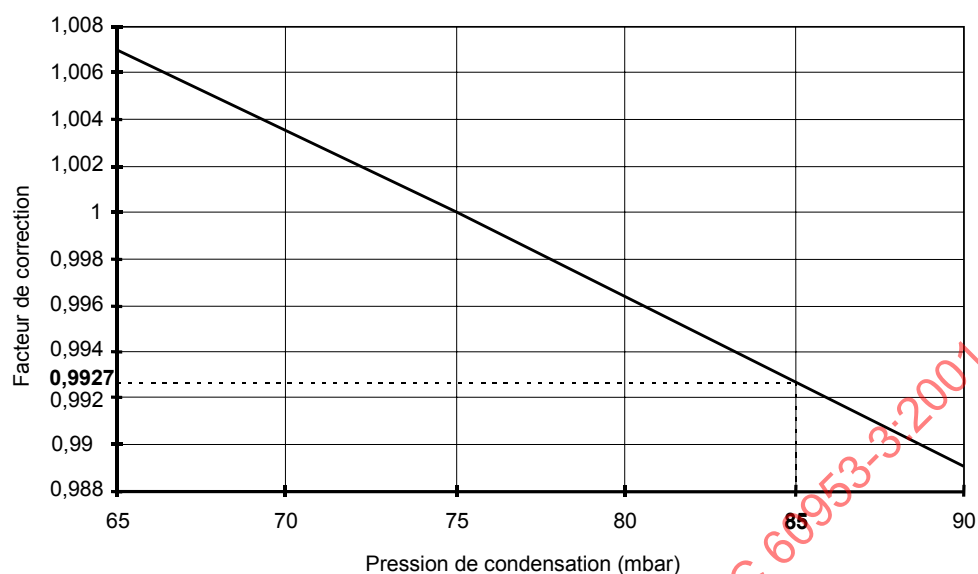
Figure I.2.1 – Correction curve of heat rate due to live steam pressure



Nominal thermal power: 2 785 MW

IEC 2146/01

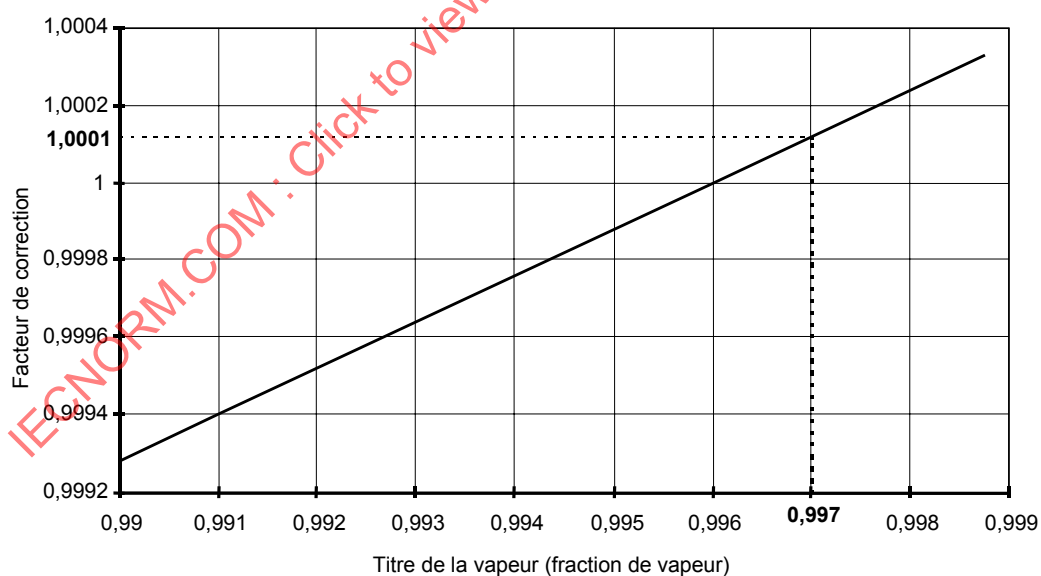
Figure I.2.2 – Correction curve of heat rate due to thermal power



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC 2147/01

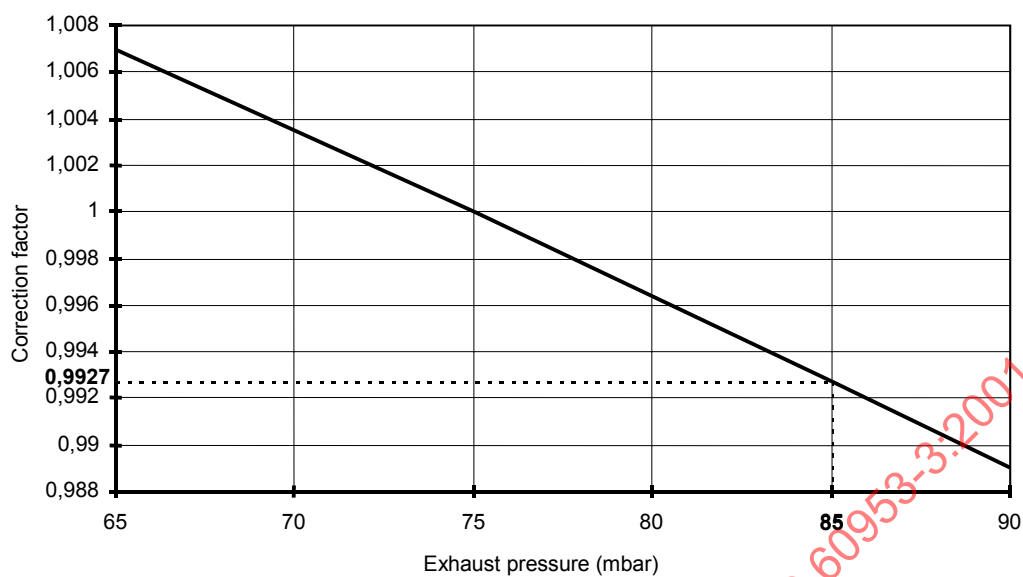
Figure I.2.3 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la pression d'échappement



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC 2148/01

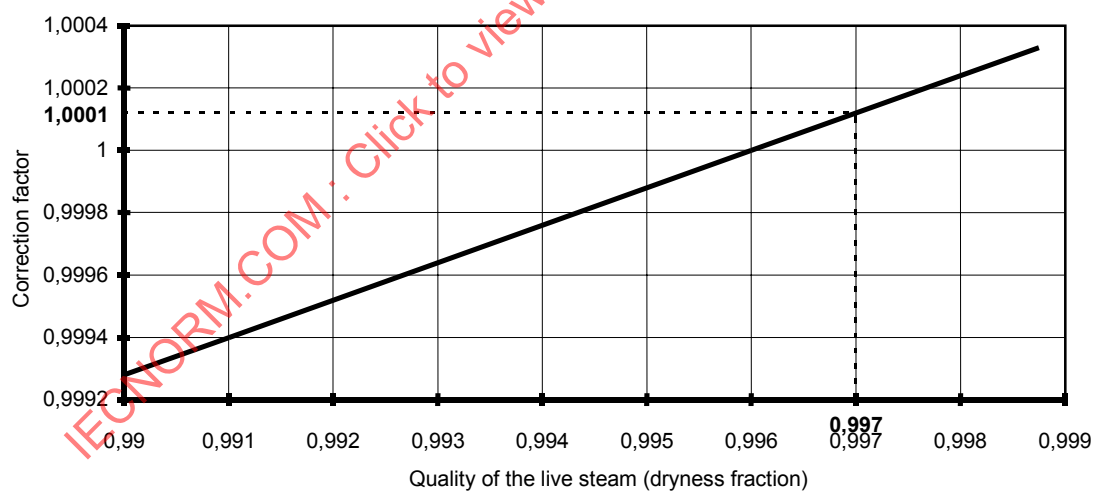
Figure I.2.4 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due au titre de la vapeur vive



Constant thermal power: 2 785 MW

IEC 2147/01

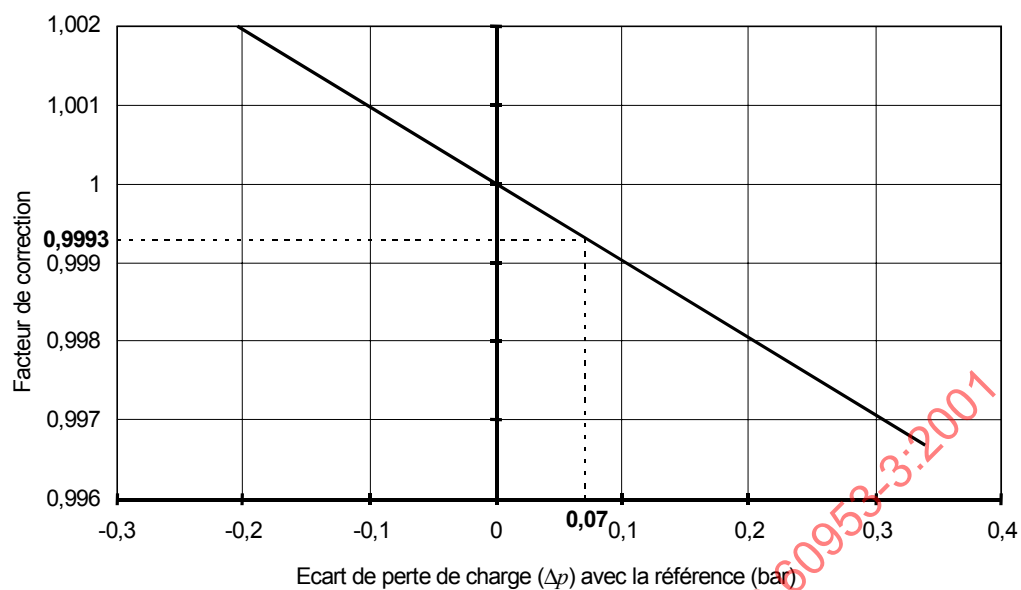
Figure I.2.3 – Correction curve of heat rate due to exhaust pressure



Constant thermal power: 2 785 MW

IEC 2148/01

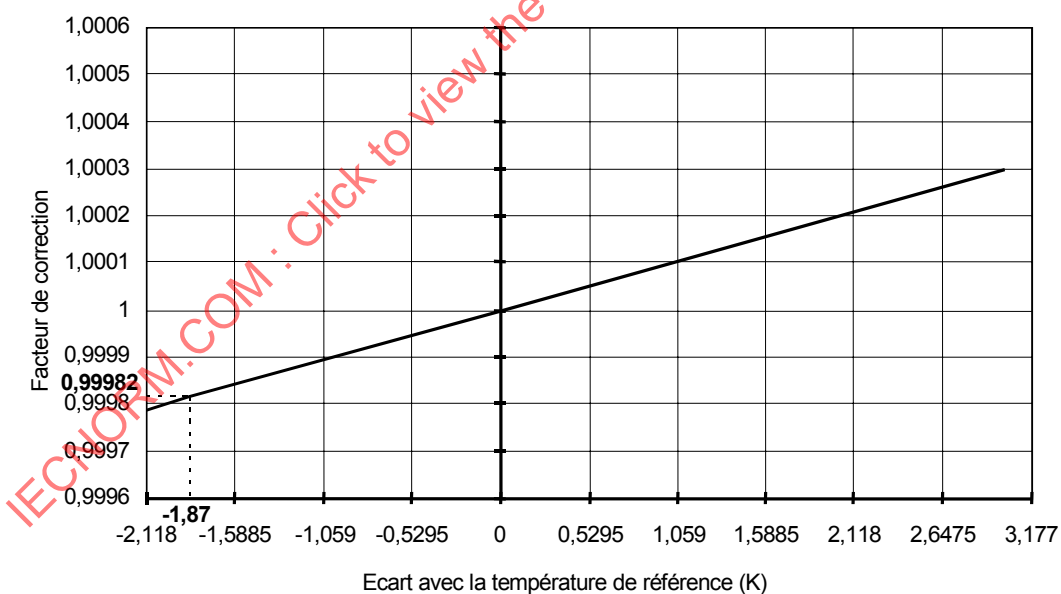
Figure I.2.4 – Correction curve of heat rate due to quality of live steam



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC 2149/01

Figure I.2.5 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur pour le Δp des sécheurs-surchauffeurs



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC 2150/01

Figure I.2.6 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la température de vapeur de resurchauffe

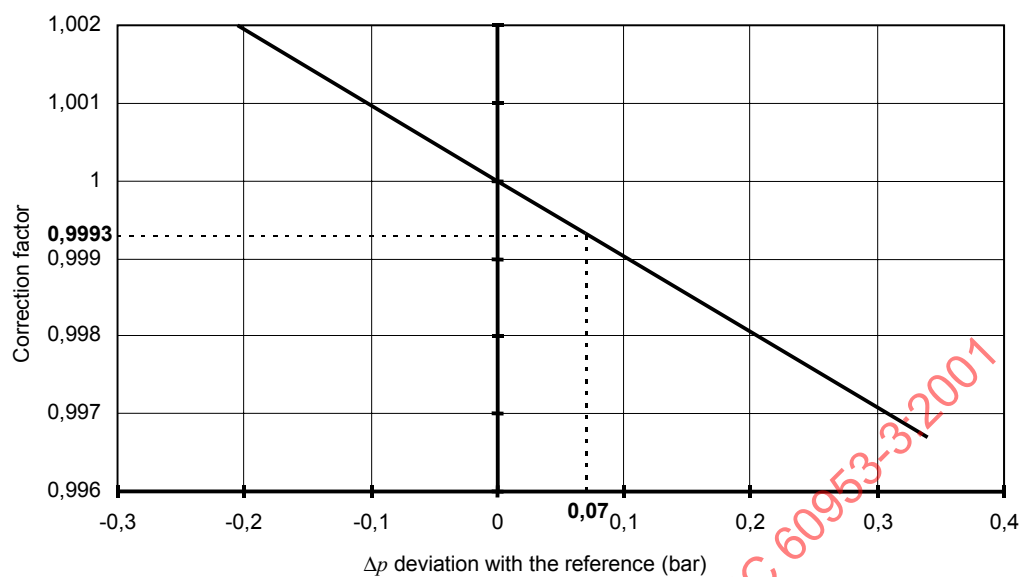


Figure I.2.5 – Correction curve of heat rate for Δp of the moisture separator/reheaters

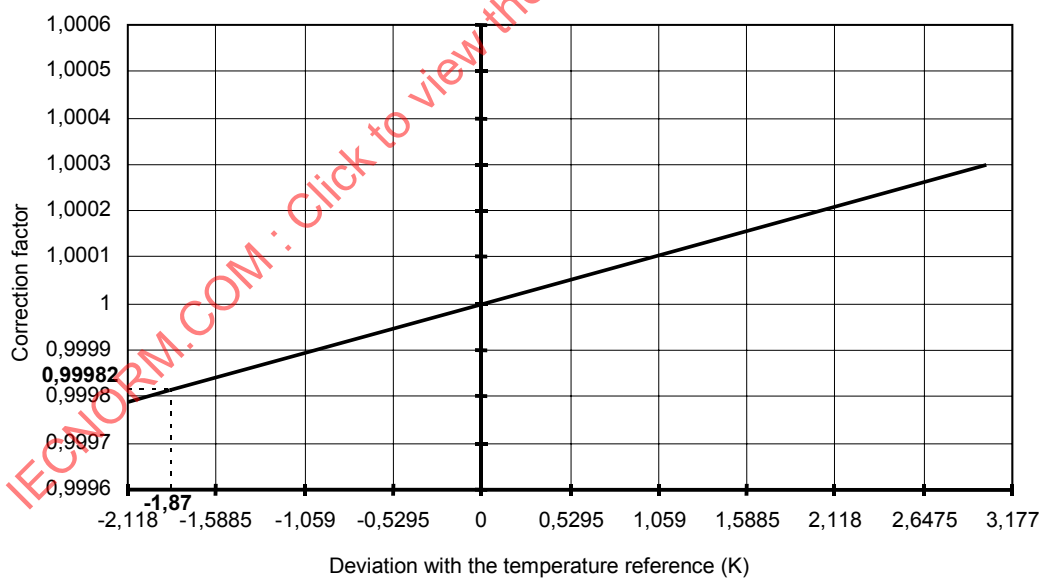
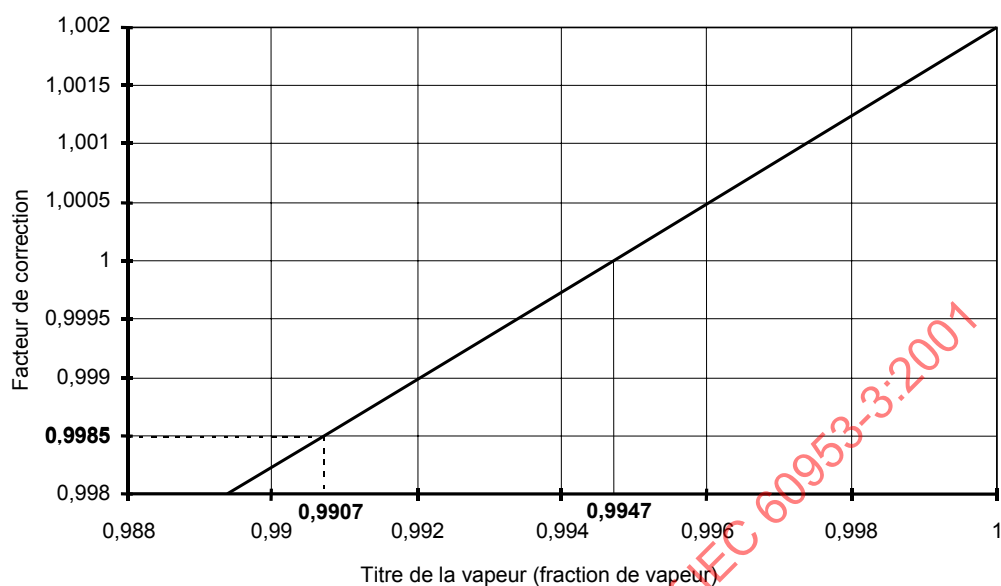


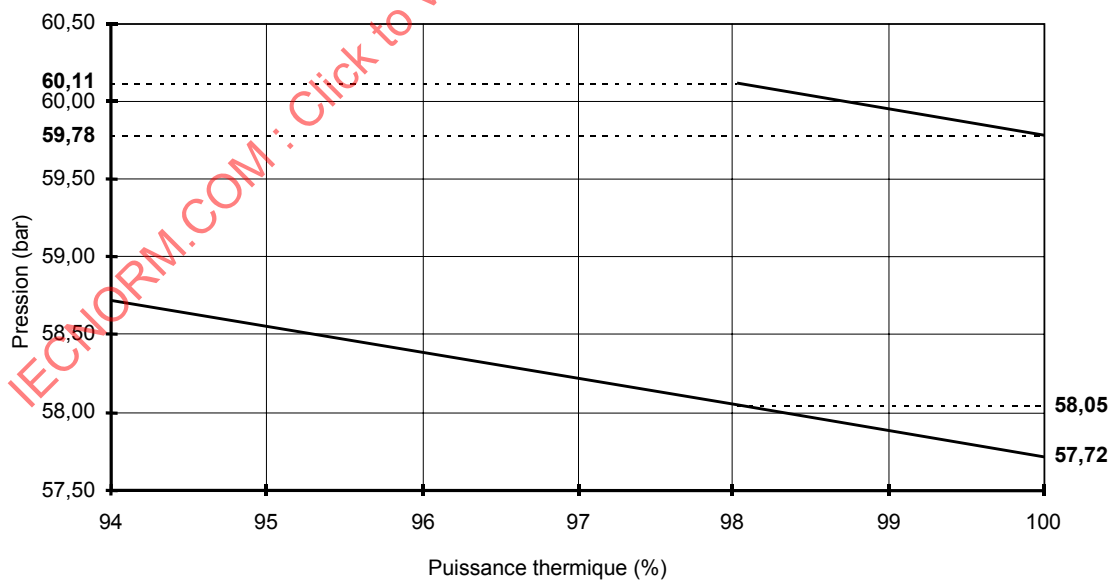
Figure I.2.6 – Correction curve of heat rate due to temperature of the reheat steam



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC 2151/01

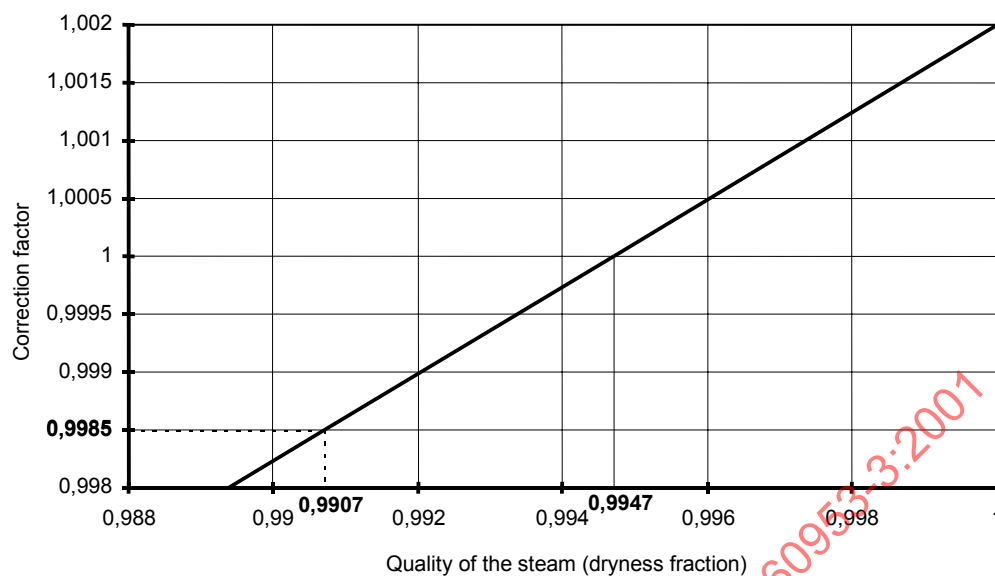
Figure I.2.7 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la qualité de la vapeur en aval du sécheur



Puissance thermique nominale: 2 785 MW

IEC 2152/01

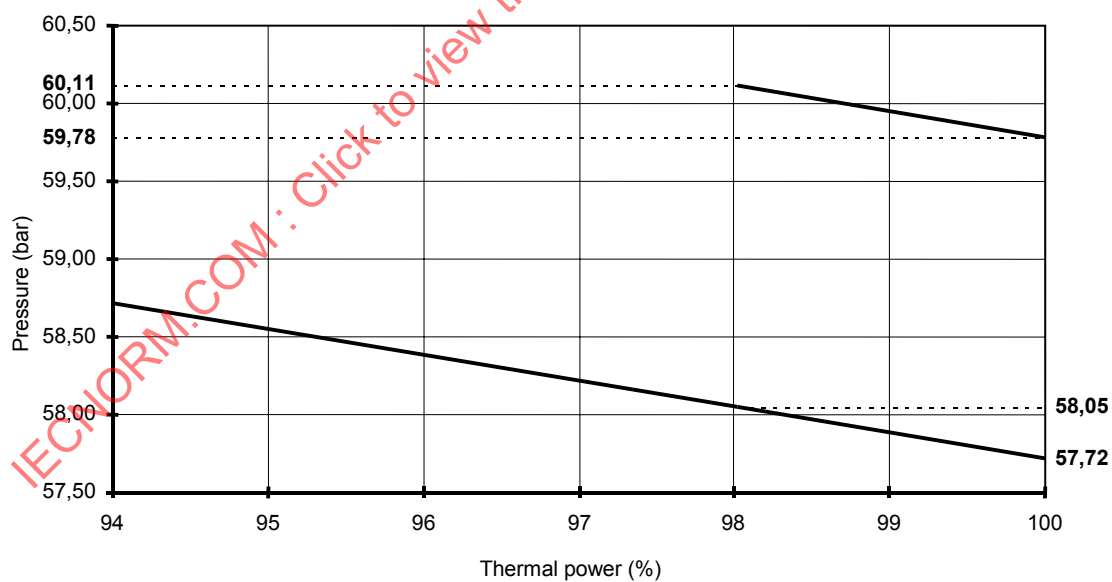
Figure I.2.8 – Courbe de la pression de vapeur vive en amont des vannes de la turbine en fonction d'une puissance thermique



Constant thermal power: 2 785 MW

IEC 2151/01

Figure I.2.7 – Correction curve of heat rate due to quality of steam after the moisture separator



Nominal thermal power: 2 785 MW

IEC 2152/01

Figure I.2.8 – Curve of live steam pressure before the valves of the turbine as a function of thermal power

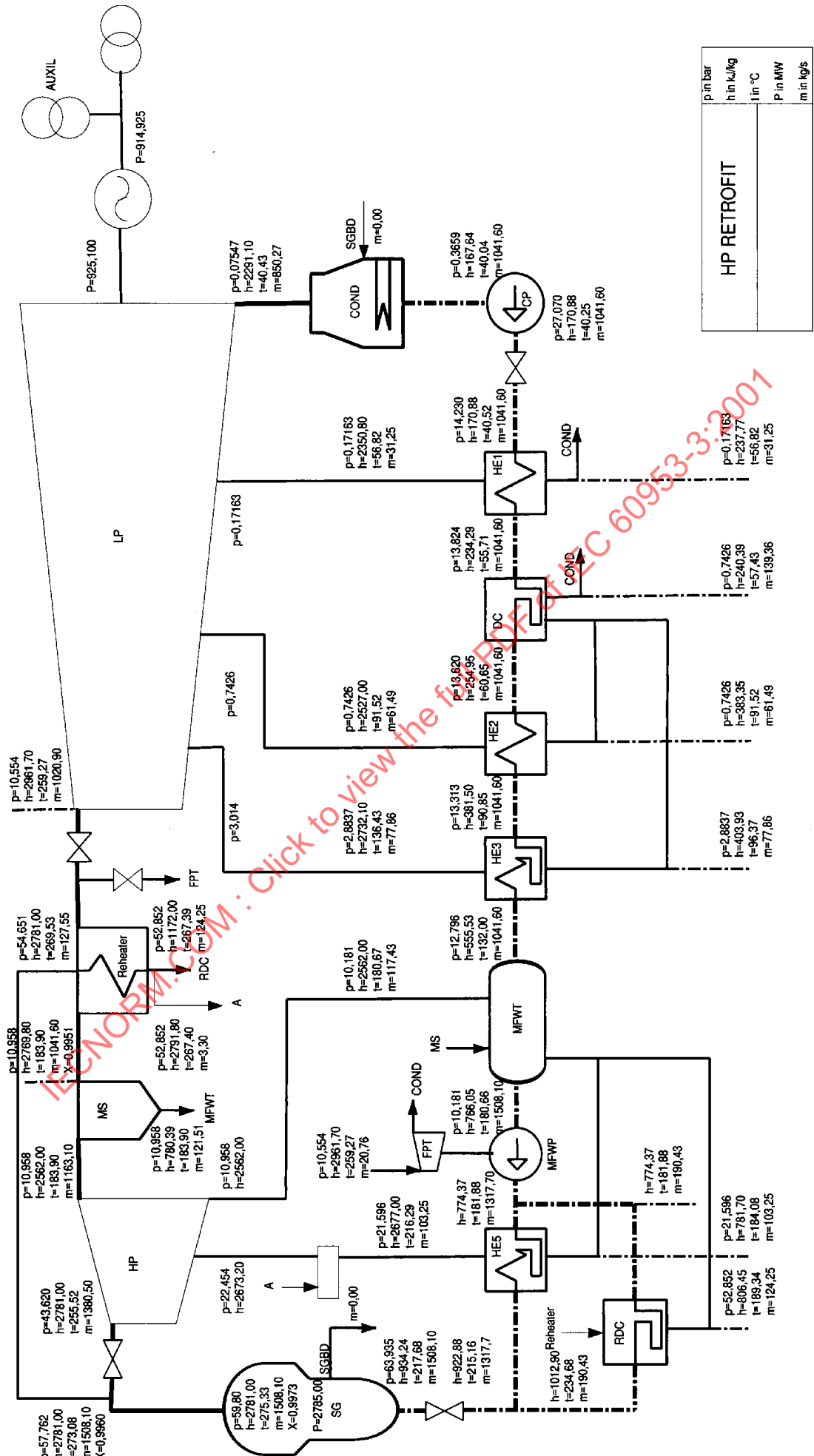


Figure I.2.9 – Bilan thermodynamique de base

IEC 2153/01

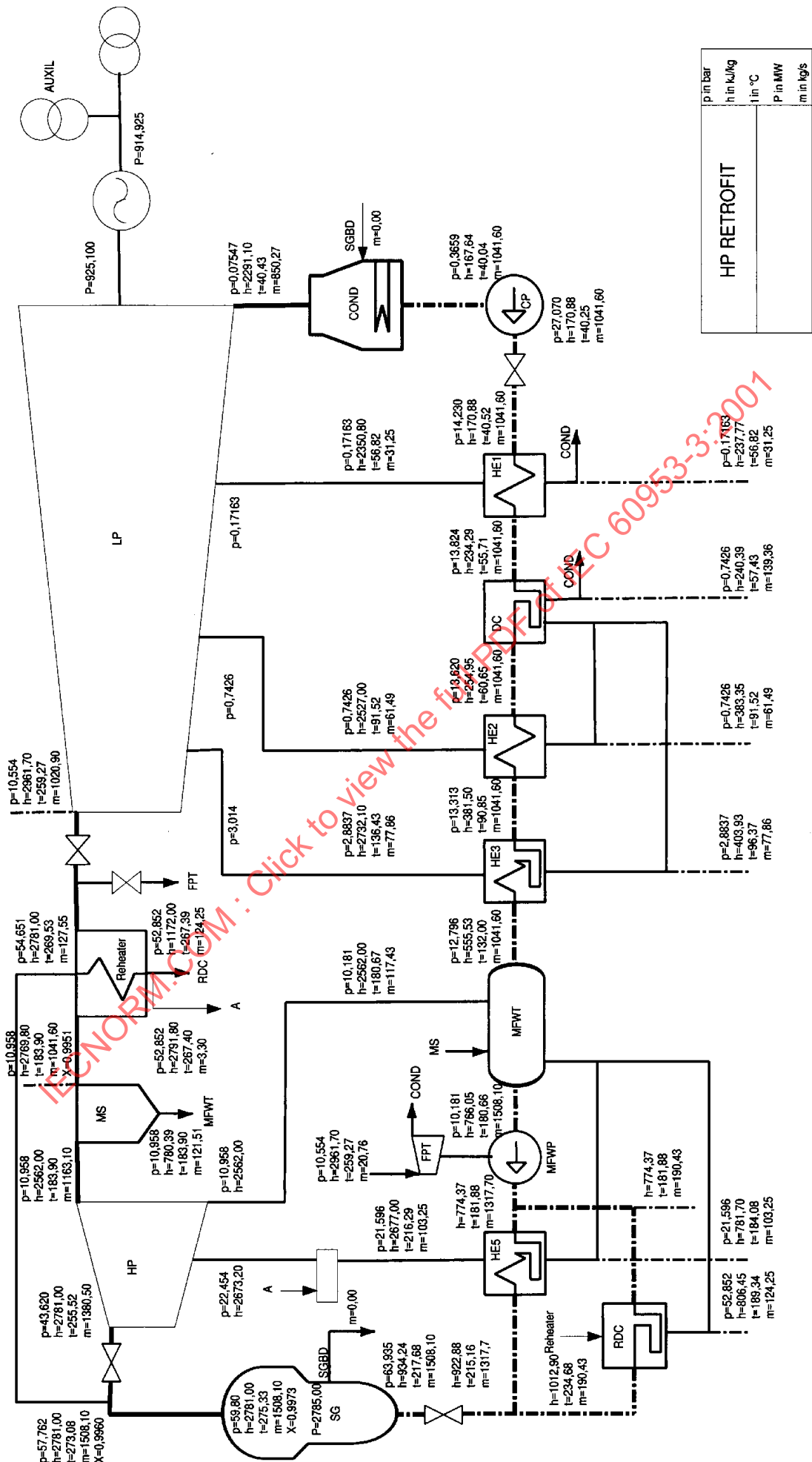
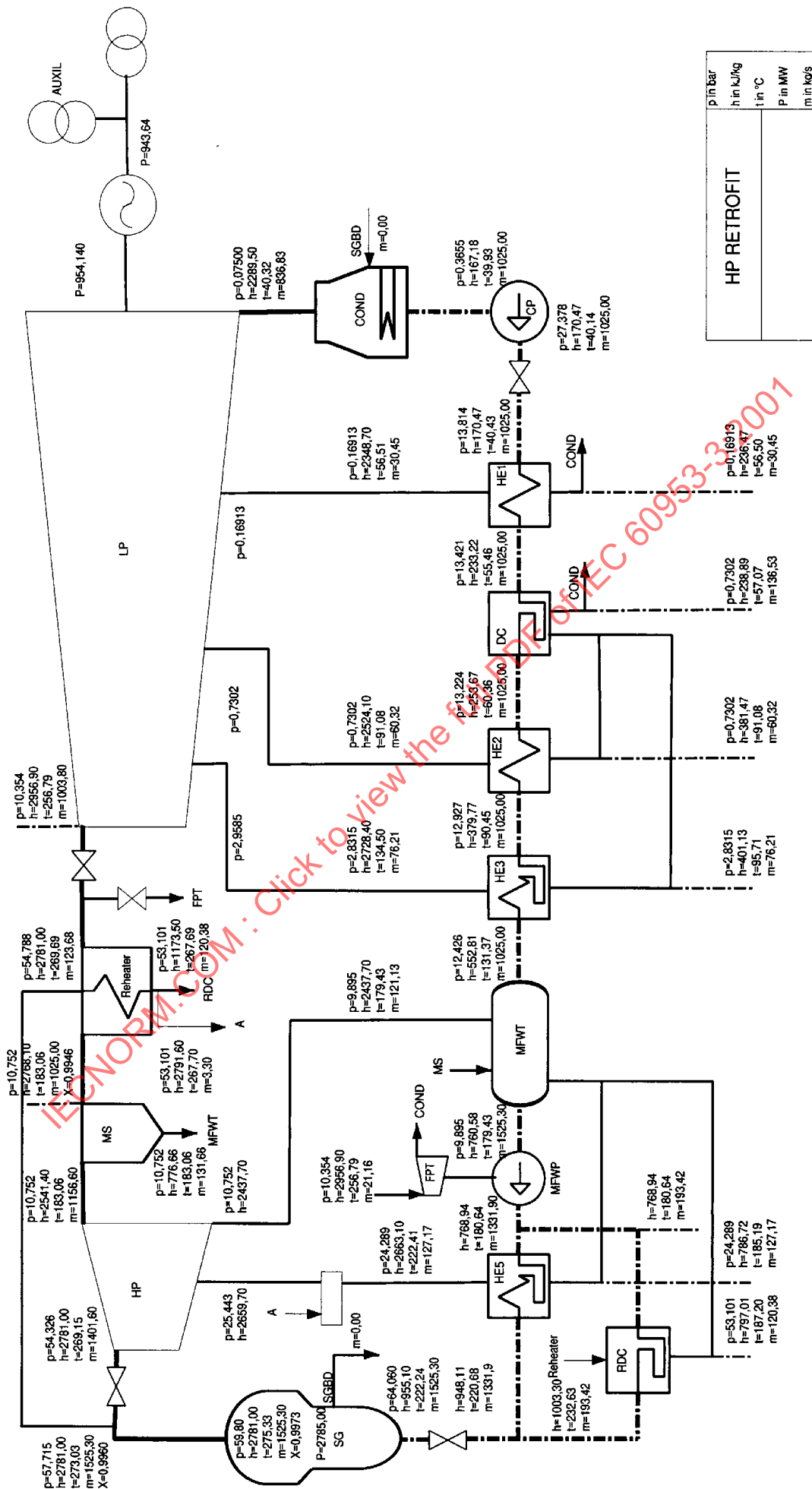


Figure I.2.9 – Baseline heat balance



IEC 2154/01

Figure I.2.10 – Bilan thermodynamique garanti

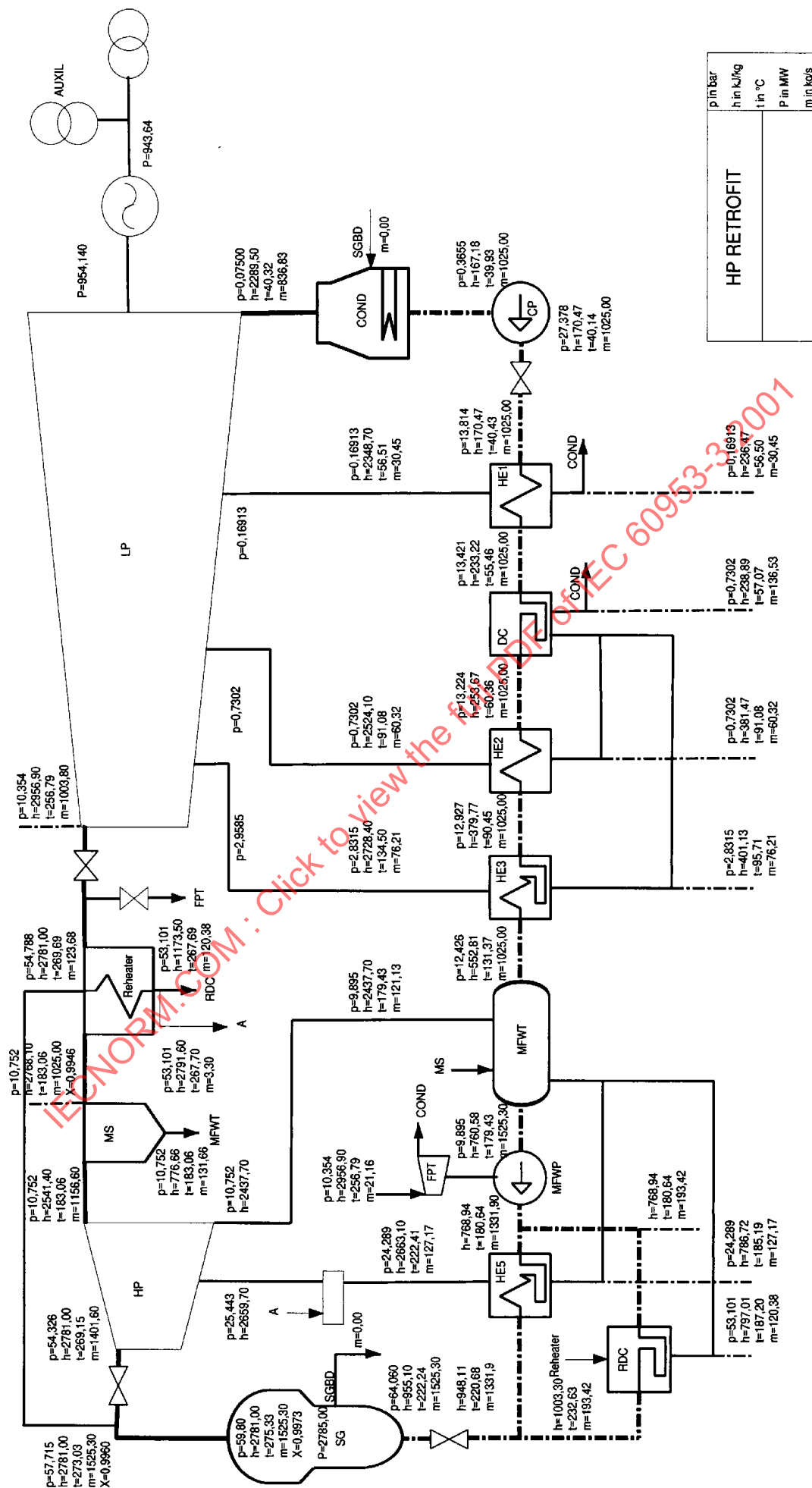


Figure I.2.10 – Guarantee heat balance

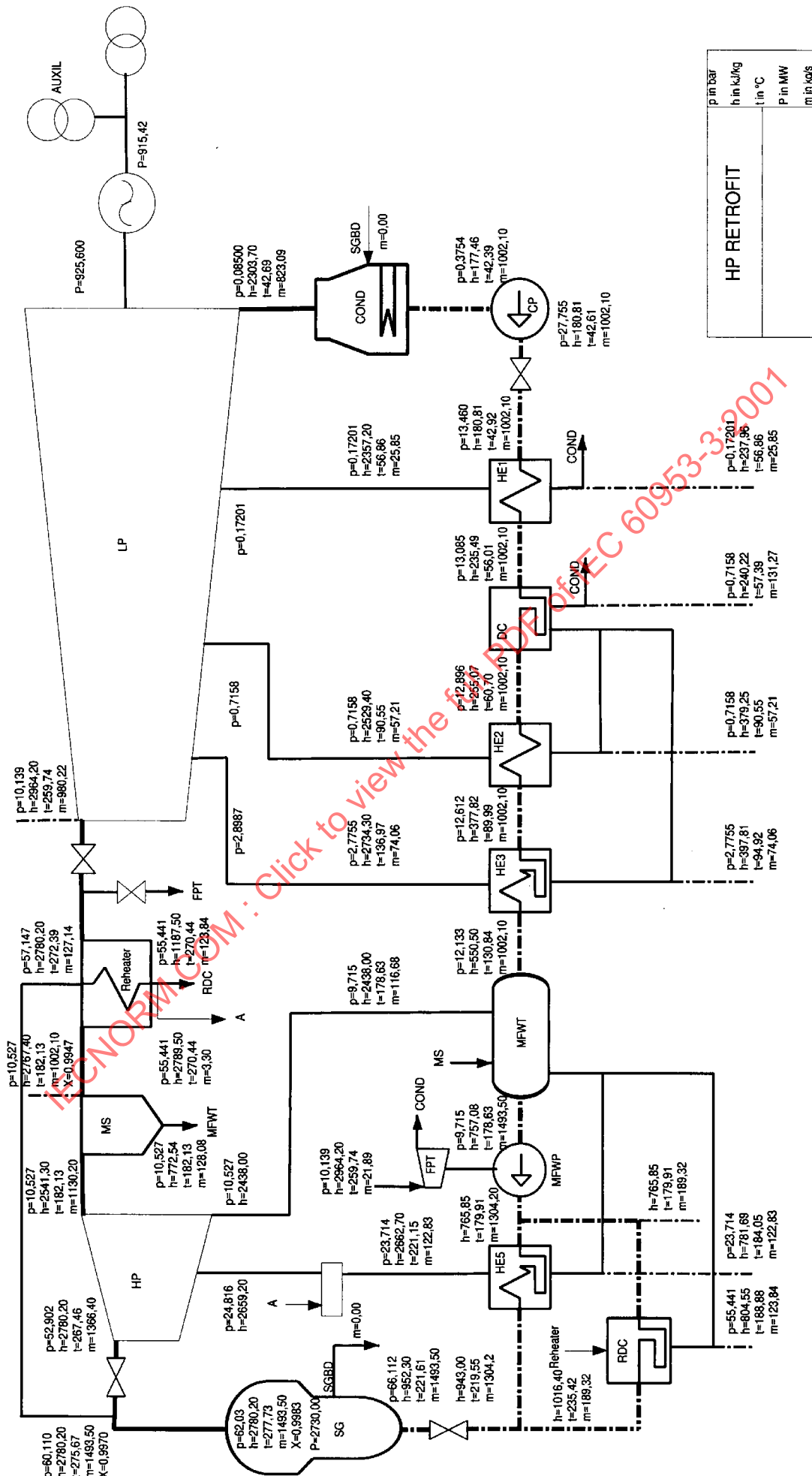


Figure I.2.11 – Bilan thermodynamique recalculé après rénovation

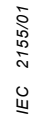


Figure I.2.11 – Post-retrofit test re-calculated heat balance

Annexe J (informative)

Calcul de l'incertitude – exemples numériques (cycles fossiles et nucléaires)

J.0 Général

L'annexe H définit des directives théoriques relatives à la détermination des incertitudes de mesure des résultats. Dans un but de clarification, cette annexe considère deux applications numériques – un exemple fossile et un exemple nucléaire. Les valeurs qui en découlent et qui apparaissent dans le CR correspondent à un cas particulier d'essai. Elles ne peuvent pas être utilisées comme valeurs de référence et il est important de traiter chaque application avec sa propre spécificité.

Les chiffres du tableau J.1 sont des valeurs courantes destinées à illustrer les exemples présentés. Pour une application réelle, les erreurs systématiques et les erreurs aléatoires doivent être évaluées spécifiquement. Les valeurs intègrent la chaîne de mesure complète.

**Tableau J.1 – Valeurs courantes de l'incertitude totale de mesure
pour la pression et la température**

Paramètre	Incertainitude		Commentaires
	Systématique	Aléatoire	
Pression	0,3 %	0,1 %	A l'exclusion de la pression d'échappement
Pression	0,9 %	0,3 %	Pression d'échappement
Température	0,3 %	0,1 %	>100 °C
Température	0,2 K	0,1 K	<100 °C

Les prises de pression sont normalement installées en des emplacements où prévaut un profil de vitesse modérée. Cette condition n'est pas respectée à la sortie du corps BP où est mesurée la pression d'échappement. Bien que cette mesure soit faite en de multiples emplacements à l'aide de plaques guides, les erreurs systématiques et aléatoires sont plus élevées de façon à tenir compte de conditions d'écoulement moins uniformes.

Les erreurs systématiques et aléatoires sont de natures différentes. L'erreur systématique exprime un écart constant entre la valeur réelle et la valeur mesurée, tandis que l'erreur aléatoire traduit les fluctuations. L'incertitude peut être réduite en introduisant des mesures multiples (voir formule H.10). Par ailleurs, dans le cas d'une rénovation où l'amélioration est garantie, les erreurs systématiques deviennent moins importantes.

Pour simplifier, les figures J.1 et J.2 montrent l'emplacement des appareils de mesure et non leur multiplicité, alors que les tableaux J.3 et J.5 précisent également le nombre de capteurs.

J.1 Cas d'une turbine pour cycle fossile

Un bilan thermodynamique original a été pris comme référence, sur laquelle une instrumentation de mesure a été définie (voir figure J.1 et tableau J.3).

Annex J (informative)

Uncertainty calculation – numerical examples (fossil and nuclear)

J.0 General

In annex H, theoretical guidelines are given on how to determine the measurement uncertainties of the results. For clarification this annex deals with two numerical examples – a fossil one and a nuclear one. The values and derived results given below are only test cases. It is important to assess each application in its own right and not to take the values for guidance as typical.

The values used in table J.1 are typical values for the purpose of the examples. In real cases both systematic and random errors have to be assessed for a specific application. The given values include the complete measuring chain.

Table J.1 – Typical total measuring point uncertainty for pressure and temperature

Parameter	Uncertainty		Comment
	Systematic	Random	
Pressure	0,3 %	0,1 %	Excluding exhaust pressure
Pressure	0,9 %	0,3 %	Exhaust pressure
Temperature	0,3 %	0,1 %	> 100 °C
Temperature	0,2 K	0,1 K	< 100 °C

Pressure taps are normally installed at locations where a moderate velocity profile is prevalent. The exhaust pressure is measured at the LP exhaust where the velocities are high and the measurements therefore less accurate. Although the pressure is measured at multiple locations using guide plates, the higher value of the systematic and random errors allows for less uniform conditions.

The systematic and random errors are by nature different. The systematic error expresses the constant difference between the true value and the measured one, whereas the random error accounts for fluctuations. The uncertainty can be reduced by introducing multiple measurements (see formula (H.10)). In the retrofit situation which guarantees an improvement, the systematic errors become less important.

For simplification, figures J.1 and J.2 show only the location of the instruments and not the multiple instrumentation, whereas tables J.3 and J.5 show both.

J.1 Fossil case study

An original heat balance was taken as a basis from which a structure with an assumed scope of instrumentation was derived (see figure J.1 and table J.3).

Cette instrumentation peut être considérée comme réaliste pour une centrale thermique de ce type. Elle est de plus conforme à la figure 2 de la NR. Pour obtenir une précision plus élevée, certaines mesures sont effectuées en double. L'instrumentation est suffisante pour déterminer les paramètres suivants:

- consommation spécifique de chaleur corrigée;
- rendement isentropique HP;
- rendement isentropique MP;
- rendement isentropique BP.

Remarques sur l'instrumentation:

a) *Débits*

Afin de déterminer le débit d'eau alimentaire à l'entrée de la chaudière, deux mesures de débit normalisées sont utilisées: une tuyère placée directement en amont de la chaudière et un orifice calibré placé en amont de la bêche alimentaire. Le débit de désurchauffe du resurchauffeur est également déterminé par un orifice calibré.

b) *Températures*

Les températures d'eau alimentaire au niveau des réchauffeurs HP sont doublées afin d'augmenter la précision du calcul des débits d'extraction (à partir de bilans thermodynamiques).

c) *Pressions*

Plus spécifiquement, la pression d'échappement est mesurée en huit points dans chaque corps BP double flux. L'exemple se composant de deux turbines BP double flux, ce sont donc 16 valeurs qui sont mesurées à l'aide de plaques guides. La pression d'échappement peut également, après accord entre les parties, être mesurée par les prises de pression existant dans l'installation.

J.1.1 Evaluation

Il est recommandé d'utiliser un logiciel de calcul pour évaluer les paramètres. Pour cet exemple d'évaluation, on devra utiliser le bilan thermodynamique de la figure I.1.1.

a) *Etape 1*

Déterminer le débit d'eau alimentaire à l'entrée de la chaudière en appliquant les formules (H.9) et (H.10). C'est un calcul itératif sur les réchauffeurs HP, la pompe et la bêche alimentaires. A chaque itération, on calcule les débits soutirés ainsi que le débit pondéré d'eau alimentaire. On arrête l'itération lorsque la différence entre deux calculs de débits consécutifs est inférieure à 0,005 %.

b) *Etape 2*

Comme les corps HP et MP de la turbine fonctionnent en zone surchauffée, la puissance de la ligne d'arbre peut être déterminée directement à partir des mesures de température et de pression. La puissance interne BP est déduite par la formule (3) du CR.

c) *Etape 3*

L'utilisation des formules (4) et (5) permet de déterminer h_{UEEP} , puis le rendement isentropique BP. Après vérification du calcul par comparaison avec le bilan thermodynamique, les facteurs de sensibilité sont obtenus à l'aide de la formule (H.13) et du tableau (H.2). Les résultats sont présentés dans une table de calcul (voir tableau J.3), avec laquelle on peut considérer les deux cas ci-après. Le calcul suppose les corrections de consommation spécifique de chaleur faites à partir des courbes de correction de la figure I.1.2 pour la vapeur vive (p/t), la vapeur resurchauffée (t), la perte de charge du resurchauffeur et la pression d'échappement. Deux cas sont considérés afin d'illustrer la procédure.

The scope of instrumentation is considered to be realistic for a fossil plant of this kind and agrees with figure 2 of the RS. For higher accuracy some measurements are doubled. The instrumentation is sufficient to determine the following parameters:

- corrected heat rate;
- HP isentropic efficiency;
- IP isentropic efficiency;
- LP isentropic efficiency.

Remarks on instrumentation:

a) *Flows*

To determine the feedwater flow to the boiler, two standard flow devices are used: a nozzle placed directly in front of the boiler and an orifice placed in front of the feedwater tank. The reheater spray flow is also determined by a standard orifice.

b) *Temperatures*

The feedwater temperatures of the HP feedwater heaters are doubled to increase the accuracy of the extraction flows (from heat balances).

c) *Pressures*

The exhaust pressure in particular is measured eight times per LP double flow casing. The example contains two double flow LP turbines, therefore all 16 pressures are measured using guide plates. By agreement the exhaust pressure may also be determined by existing pressure taps.

J.1.1 Evaluation

It is recommended to set up a computer code for the evaluation of the parameters to be calculated. As a test case, the heat balance of figure I.1.1 should be used.

a) *Step 1*

Determine the feedwater flow to the boiler by applying formulae (H.9) and (H.10). This calculation requires a loop including the HP feedwater heaters, the feedwater pump and the feedwater tank. For every loop the extraction flows are determined and so is the weighted feedwater flow. The iteration is stopped when the difference between two sequential flow calculations is less than 0,005 %.

b) *Step 2*

As both the HP and IP turbines operate in the superheated region, the shaft load may be derived directly from the temperature and pressure measurements. The LP internal load is derived from formula (3) of the RC.

c) *Step 3*

Using formulae (4) and (5) the h_{UEEP} may be determined and hence the LP isentropic efficiency. After checking the calculation against the heat balance, the sensitivity factors are determined according to formula (H.13) and table (H.2). The result may be presented in a calculated table (see table J.3) from which two cases may be derived. The calculation assumes corrections of the heat rate (from correction curves) according to figure I.1.2 for live steam (p/t), reheat steam (r), reheater pressure drop and exhaust pressure. Two cases are considered to illustrate the procedure.

– Cas 1

Les incertitudes d'un essai de performance absolu, où les erreurs systématiques et aléatoires coexistent, sont données au tableau J.2. Ce tableau donne le résultat pour trois niveaux d'incertitude systématiques différents sur la mesure du débit (voir la formule (H.17)).

Tableau J.2 – Pourcentage d'incertitude sur les résultats calculés pour différentes valeurs d'incertitudes sur la mesure de débit dans le cas d'une centrale thermique fossile

Paramètre	Trois niveaux d'incertitude systématique sur la mesure de débit, en pour-cent (tous les $\varepsilon_i = 1$)		
	0,50	0,75	1,00
Consommation spécifique de chaleur (corrigée)	0,55	0,70	0,86
Rendement isentropique HP	0,76	0,76	0,76
Rendement isentropique MP	0,25	0,25	0,25
Rendement isentropique BP	1,47	1,89	2,34

– Cas 2

Les incertitudes absolues sur une amélioration entre deux essais où les erreurs systématiques peuvent être exclues sont conformes à la formule H.18:

Cas idéal où tous les $\varepsilon_i = 0$

Consommation spécifique de chaleur (corrigée) $\pm 0,129 \times \sqrt{2} = \pm 0,18 \%$

Rendement isentropique HP $\pm 0,240 \times \sqrt{2} = \pm 0,34 \%$

Rendement isentropique MP $\pm 0,078 \times \sqrt{2} = \pm 0,11 \%$

Rendement isentropique BP $\pm 0,376 \times \sqrt{2} = \pm 0,53 \%$

Si, pour une raison quelconque, l'erreur systématique d'un appareil ne reste pas constante entre les essais avant et les essais après rénovation, une valeur ε_i comprise entre 1 et 0 peut être introduite.

– Case 1

The uncertainties of an absolute test where both systematic and random errors occur are given in table J.2. This table gives the result for three different accuracy levels (systematic) of the flow measurements (see formula (H.17)).

Table J.2 – Uncertainty percentage of calculated results at different flow measurement uncertainty levels for a fossil plant

Parameter	Three uncertainty (systematic) levels of flow measurements, in percent (where all $\varepsilon_i = 1$)		
	0,50	0,75	1,00
Heat rate (corrected)	0,55	0,70	0,86
HP isentropic efficiency	0,76	0,76	0,76
IP isentropic efficiency	0,25	0,25	0,25
LP isentropic efficiency	1,47	1,89	2,34

– Case 2

The absolute uncertainties of the improvement between two tests where systematic errors may be excluded are in accordance with formula H18:

Ideal case, all $\varepsilon_i = 0$

Heat rate (corrected) $\pm 0,129 \times \sqrt{2} = \pm 0,18 \%$

HP isentropic efficiency $\pm 0,240 \times \sqrt{2} = \pm 0,34 \%$

IP isentropic efficiency $\pm 0,078 \times \sqrt{2} = \pm 0,11 \%$

LP isentropic efficiency $\pm 0,376 \times \sqrt{2} = \pm 0,53 \%$

If, for some reason, the systematic error of any instrument does not remain constant between the pre- and post-retrofit tests, the value ε_i (between 1 and 0) may be introduced.

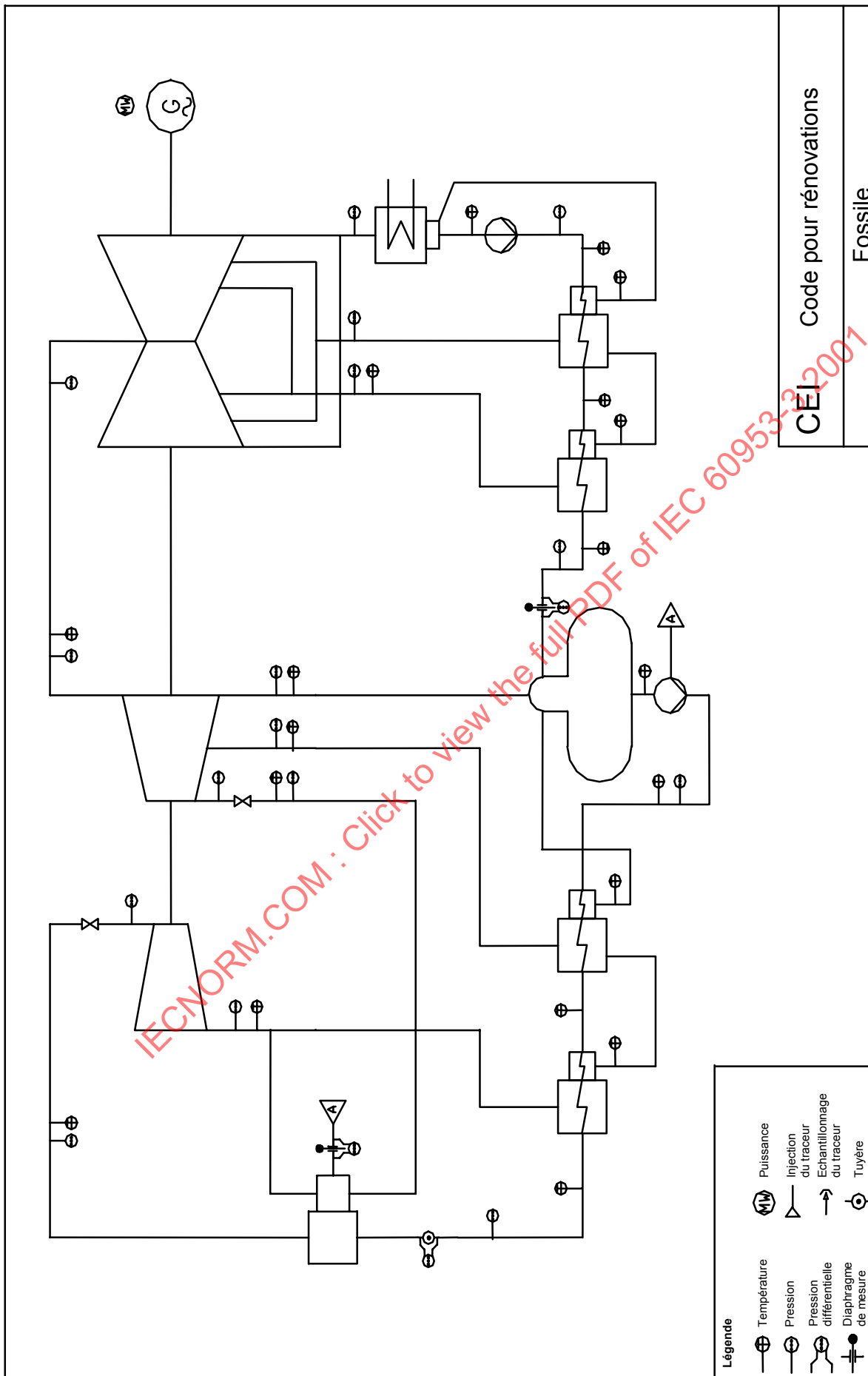
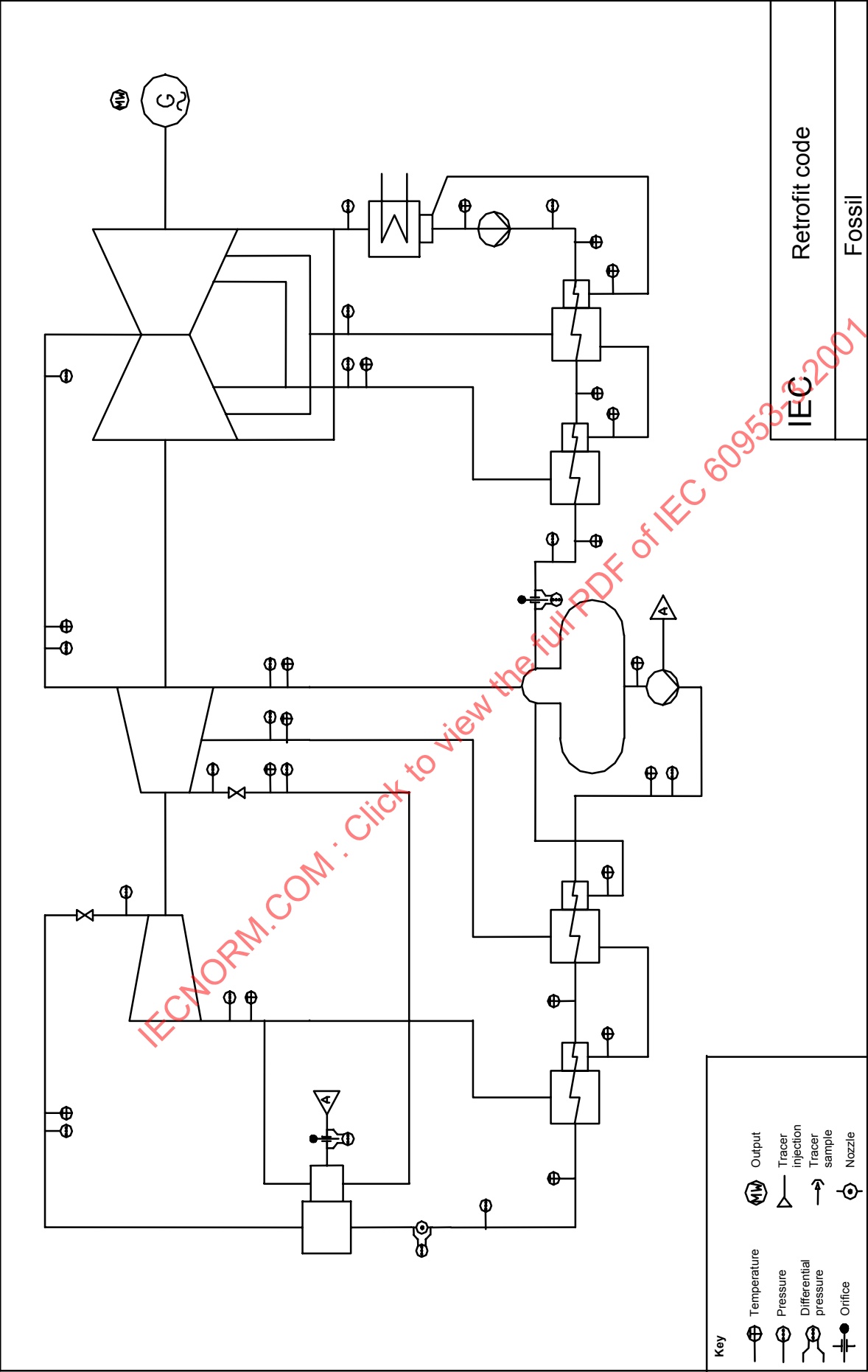


Figure J.1 – Instrumentation pour une centrale fossile

IEC 2156/01



IEC 2156/01

Figure J.1 – Instrumentation for a fossil plant

Tableau J.3 – Incertitudes pour une centrale à combustible fossile

CEI - EXEMPLE D'UNE CENTRALE FOSSILE																	
Légende t = température [°C] x = qualité de la vapeur [-] p = pression [bar] m = débit de masse [kg/s] P = puissance alternateur [kW]				Incertitude totale au point de mesures		Consommation spécifique de chaleur corrigée			HP			MP			BP		
									Rendement global			Rendement global			Rendement global		
									Sensibilité	Systématique	Aléatoire	Sensibilité	Systématique	Aléatoire	Sensibilité	Systématique	Aléatoire
Paramètre				Nb de mesures	% ±	%/%	% ±	%/%	% ±	%/%	% ±	%/%	% ±	%/%	% ±	%/%	
p	Vapeur vive amont vannes HP			2	0.3	0.1	0.0014	0.000	0.000	1.0436	0.221	0.074	0	0	0.3677	0.078	0.026
p	Echappement HP			2	0.3	0.1	0.0408	0.009	0.003	0.9708	0.206	0.069	0	0	0.2214	0.047	0.016
p	Vapeur vive après vannes HP			1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0193	0.006	0.002
p	Aval resurchauffe			2	0.3	0.1	0.0666	0.014	0.005	0	0	0	0.4142	0.088	0.0676	0.014	0.005
p	Soutirage 4 sur corps MP			1	0.3	0.1	0.0003	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0.0070	0.002	0.001
p	Soutirage 3 sur corps MP			1	0.3	0.1	0.0002	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0.0045	0.001	0.000
p	Echappement turbine MP			2	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0.4193	0.089	0.0164	0.003	0.001
p	Admission BP			1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1733	0.052	0.017
p	Soutirage 2 sur corps BP			1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0104	0.003	0.001
p	Soutirage 1 sur corps BP			1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0032	0.001	0.000
p	Echappement BP			16	0.9	0.3	0.0400	0.009	0.003	0	0	0	0	0	0.1435	0.032	0.011
p	Eau d'extraction amont réchauffeur 1			1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0124	0.004	0.001
p	Eau d'extraction aval réchauffeur 2			1	0.3	0.1	0.0001	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0.0122	0.004	0.001
p	Aval pompe alimentaire			1	0.3	0.1	0.0025	0.001	0.000	0	0	0	0	0	0.0212	0.006	0.002
p	Eau alimentaire aval réchauffeur 5			1	0.3	0.1	0.0004	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0.0184	0.006	0.002
t	Vapeur vive amont vannes HP			4	0.3	0.1	0.6764	0.101	0.034	3.4097	0.511	0.170	0	0	3.2145	0.482	0.161
t	Aval resurchauffe			4	0.3	0.1	0.5364	0.080	0.027	0	0	0	0.7677	0.115	1.1998	0.180	0.060
t	Vapeur à resurchauffe aval HP			4	0.3	0.1	0.3050	0.046	0.015	2.6994	0.405	0.135	0	0	1.9036	0.286	0.095
t	Soutirage 4 sur corps MP			1	0.3	0.1	0.0117	0.004	0.001	0	0	0	0	0	0.0789	0.024	0.008
t	Soutirage 3 sur corps MP			1	0.3	0.1	0.0078	0.002	0.001	0	0	0	0	0	0.0534	0.016	0.005
t	Echappement MP			4	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	1.0577	0.159	0.5032	0.075	0.025
t	Soutirage 2 sur corps BP			1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0256	0.008	0.003
t	Aval pompe d'extraction			1	0.61	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0205	0.012	0.006
t	Purges du réchauffeur 1			1	0.53	0.26	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0022	0.001	0.001
t	Eau d'extraction aval réchauffeur 1			1	0.31	0.15	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0472	0.014	0.007

Table J.3 – Uncertainty of a fossil plant

IEC FOSSIL EXAMPLE																
key t = temperature [°C] x = steam quality [-] p = pressure [bar] m = mass flow rate [kg/s] P = generator output [kW]	Parameter	Total measurement point uncertainty			Corrected heat rate			HP ETA - global			IP ETA - global			LP ETA - global		
		Multiple	Systematic	Random	Sensi- tivity	Systematic	Random	Sensi- tivity	Systematic	Random	Sensi- tivity	Systematic	Random	Sensi- tivity	Systematic	Random
			% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±	% ±
p	Live steam before MSV	2	0.3	0.1	0.0014	0.000	0.000	1.0436	0.221	0.074	0	0	0	0.3677	0.078	0.026
p	HP turbine exhaust	2	0.3	0.1	0.0408	0.009	0.003	0.9708	0.206	0.069	0	0	0	0.2214	0.047	0.016
p	Live steam after MSV	1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0193	0.006	0.002
p	After reheat	2	0.3	0.1	0.0666	0.014	0.005	0	0	0	0.4142	0.088	0.029	0.0676	0.014	0.005
p	Extraction 4 after IP turbine	1	0.3	0.1	0.0003	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0	0.0070	0.002	0.001
p	Extraction 3 after IP turbine	1	0.3	0.1	0.0002	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0	0.0045	0.001	0.000
p	IP turbine exhaust	2	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0.4193	0.089	0.030	0.0164	0.003	0.001
p	Before LP turbine	1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1733	0.052	0.017
p	Extraction 2 after LP turbine	1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0104	0.003	0.001
p	Extraction 1 after LP turbine	1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0032	0.001	0.000
p	LP turbine exhaust	16	0.9	0.3	0.0400	0.009	0.003	0	0	0	0	0	0	0.1435	0.032	0.011
p	Condensate before LP heaters	1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0124	0.004	0.001
p	Condensate after heater 2	1	0.3	0.1	0.0001	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0	0.0122	0.004	0.001
p	After feedwater pump	1	0.3	0.1	0.0025	0.001	0.000	0	0	0	0	0	0	0.0212	0.006	0.002
p	Feed water after heater 5	1	0.3	0.1	0.0004	0.000	0.000	0	0	0	0	0	0	0.0184	0.006	0.002
t	Live steam before MSV	4	0.3	0.1	0.6764	0.101	0.034	3.4097	0.511	0.170	0	0	0	3.2145	0.482	0.161
t	After reheat	4	0.3	0.1	0.5364	0.080	0.027	0	0	0	0.7677	0.115	0.038	1.1998	0.180	0.060
t	Cold reheat after HP turbine	4	0.3	0.1	0.3050	0.046	0.015	2.6994	0.405	0.135	0	0	0	1.9036	0.286	0.095
t	Extraction 4 after IP turbine	1	0.3	0.1	0.0117	0.004	0.001	0	0	0	0	0	0	0.0789	0.024	0.008
t	Extraction 3 after IP turbine	1	0.3	0.1	0.0078	0.002	0.001	0	0	0	0	0	0	0.0534	0.016	0.005
t	IP exhaust	4	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	1.0577	0.159	0.053	0.5032	0.075	0.025
t	Extraction 2 after LP turbine	1	0.3	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0256	0.008	0.003
t	After condenser pump	1	0.61	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0205	0.012	0.006
t	Drain after heater 1	1	0.53	0.26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0022	0.001	0.001
t	Condensate after heater 1	1	0.31	0.15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0472	0.014	0.007

