

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

**Rules for steam turbine thermal acceptance tests –
Part 3: Thermal performance verification tests of retrofitted steam turbines**

**Règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur –
Partie 3: Essais de vérification des performances thermiques des turbines à
vapeur rénovées**



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2022 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, 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 either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester. If you have any questions about IEC copyright or have an enquiry about obtaining additional rights to this publication, please contact the address below or your local IEC member National Committee for further information.

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, 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'IEC ou du Comité national de l'IEC du pays du demandeur. Si vous avez des questions sur le copyright de l'IEC ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de l'IEC de votre pays de résidence.

IEC Secretariat
3, rue de Varembe
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

Tel.: +41 22 919 02 11
info@iec.ch
www.iec.ch

About the IEC

The International Electrotechnical Commission (IEC) is the leading global organization that prepares and publishes International Standards for all electrical, electronic and related technologies.

About IEC publications

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC. Please make sure that you have the latest edition, a corrigendum or an amendment might have been published.

IEC publications search - webstore.iec.ch/advsearchform

The advanced search enables to find IEC publications by a variety of criteria (reference number, text, technical committee, ...). It also gives information on projects, replaced and withdrawn publications.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

Stay up to date on all new IEC publications. Just Published details all new publications released. Available online and once a month by email.

IEC Customer Service Centre - webstore.iec.ch/csc

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre: sales@iec.ch.

IEC Products & Services Portal - products.iec.ch

Discover our powerful search engine and read freely all the publications previews. With a subscription you will always have access to up to date content tailored to your needs.

Electropedia - www.electropedia.org

The world's leading online dictionary on electrotechnology, containing more than 22 300 terminological entries in English and French, with equivalent terms in 19 additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary (IEV) online.

A propos de l'IEC

La Commission Electrotechnique Internationale (IEC) est la première organisation mondiale qui élabore et publie des Normes internationales pour tout ce qui a trait à l'électricité, à l'électronique et aux technologies apparentées.

A propos des publications IEC

Le contenu technique des publications IEC est constamment revu. Veuillez vous assurer que vous possédez l'édition la plus récente, un corrigendum ou amendement peut avoir été publié.

Recherche de publications IEC -

webstore.iec.ch/advsearchform

La recherche avancée permet de trouver des publications IEC en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études, ...). Elle donne aussi des informations sur les projets et les publications remplacées ou retirées.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

Restez informé sur les nouvelles publications IEC. Just Published détaille les nouvelles publications parues. Disponible en ligne et une fois par mois par email.

Service Clients - webstore.iec.ch/csc

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions contactez-nous: sales@iec.ch.

IEC Products & Services Portal - products.iec.ch

Découvrez notre puissant moteur de recherche et consultez gratuitement tous les aperçus des publications. Avec un abonnement, vous aurez toujours accès à un contenu à jour adapté à vos besoins.

Electropedia - www.electropedia.org

Le premier dictionnaire d'électrotechnologie en ligne au monde, avec plus de 22 300 articles terminologiques en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans 19 langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International (IEV) en ligne.

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

**Rules for steam turbine thermal acceptance tests –
Part 3: Thermal performance verification tests of retrofitted steam turbines**

**Règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur –
Partie 3: Essais de vérification des performances thermiques des turbines à
vapeur rénovées**

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

ICS 27.040

ISBN 978-2-8322-3974-2

**Warning! Make sure that you obtained this publication from an authorized distributor.
Attention! Veuillez vous assurer que vous avez obtenu cette publication via un distributeur agréé.**

CONTENTS

FOREWORD.....	8
INTRODUCTION.....	10
1 Scope.....	13
1.1 General.....	13
1.2 Object.....	13
1.3 Matters to be considered in the contract	13
2 Normative references	13
3 Units, symbols, terms and definitions.....	14
3.1 General.....	14
3.2 Symbols, units	14
3.3 Subscripts, superscripts and definitions	14
3.4 Guarantee parameters	16
3.4.1 Guidance on guarantee parameters	16
3.4.2 Thermal efficiency	16
3.4.3 Heat rate	16
3.4.4 Thermodynamic efficiency	16
3.4.5 Steam rate.....	16
3.4.6 Main steam flow capacity.....	16
3.4.7 Power output	16
3.4.8 Guarantee values for extraction and mixed-pressure turbines.....	16
3.4.9 Thermal Load Capacity (for Nuclear applications).....	16
3.5 Additional guarantee parameters	16
3.5.1 General	16
3.5.2 Cylinder isentropic efficiency – expansion in superheated region.....	16
3.5.3 Cylinder isentropic efficiency – expansion involving wet region.....	17
3.5.4 Pressure loss.....	19
3.5.5 Flow-passing capacity (FPC)	19
4 Guiding principles.....	19
4.1 Advance planning for test.....	19
4.2 Preparatory agreements and arrangements for tests	20
4.3 Planning of the test.....	20
4.3.1 Time for verification tests.....	20
4.3.2 Direction of acceptance tests.....	21
4.4 Preparation of the tests.....	21
4.4.1 Condition of the plant.....	21
4.4.2 Condition of the steam turbine	22
4.4.3 Condition of the condenser	22
4.4.4 Isolation of the cycle.....	22
4.4.5 Checks for leakage of condenser and feed water heaters	22
4.4.6 Cleanliness of the steam strainers	22
4.4.7 Checking of the test measuring equipment	22
4.5 Comparison measurements.....	22
4.6 Settings for test	23
4.6.1 Load settings.....	23
4.6.2 Special settings	23
4.7 Preliminary tests	23
4.8 Acceptance tests	23

4.8.1	Constancy of test conditions	23
4.8.2	Maximum deviation and fluctuation in test conditions	23
4.8.3	Duration of test runs and frequency of reading	23
4.8.4	Reading of integrating measuring instruments	23
4.8.5	Alternative methods	23
4.8.6	Recording of tests	23
4.8.7	Additional measurement	23
4.8.8	Preliminary calculations	23
4.8.9	Consistency and number of tests	24
4.9	Repetition of acceptance tests	24
4.10	Guidance on retrofit guarantees	24
4.10.1	General	24
4.10.2	Absolute guarantees	25
4.10.3	Relative guarantees	26
5	Measuring techniques and measuring instruments	27
5.1	Overview	27
5.1.1	Instrument accuracy requirements	27
5.1.2	Measuring instruments	27
5.1.3	Measuring uncertainty	27
5.1.4	Calibration of instruments	27
5.1.5	Alternative instrumentation	27
5.1.6	Consistency of pre- and post-retrofit tests	27
5.2	Measurement of power	27
5.2.1	Determination of mechanical turbine output	27
5.2.2	Measurement of boiler feed pump power	27
5.2.3	Determination of electrical power of a turbine generator	28
5.2.4	Measurement of electrical power	28
5.2.5	Electrical instrument connections	28
5.2.6	Electrical instruments	28
5.2.7	Instrument transformers	28
5.2.8	Determination of electrical power of pre- and post-retrofit tests	28
5.3	Flow measurement	28
5.3.1	Determination of flows to be measured	28
5.3.2	Measurement of primary flow	29
5.3.3	Installation and location of flow measuring devices	29
5.3.4	Calibration of primary flow devices for water flow	29
5.3.5	Inspection of flow measuring devices	29
5.3.6	Differential pressure measurements	30
5.3.7	Water flow fluctuation	30
5.3.8	Secondary flow measurements	30
5.3.9	Occasional secondary flows	31
5.3.10	Density of water and steam	31
5.3.11	Determination of cooling water flow of condenser	31
5.4	Pressure measurement (excluding condensing turbine exhaust pressure)	31
5.4.1	Pressures to be measured	31
5.4.2	Instruments	31
5.4.3	Main pressure measurements	31
5.4.4	Pressure tapping holes and connecting lines	31
5.4.5	Shut-off valves	32

5.4.6	Calibration of pressure measuring devices.....	32
5.4.7	Atmospheric pressure	32
5.4.8	Correction of readings	32
5.5	Condensing turbine exhaust pressure measurement	32
5.5.1	General	32
5.5.2	Plane of measurement.....	32
5.5.3	Pressure taps	32
5.5.4	Manifolds.....	32
5.5.5	Connecting lines.....	32
5.5.6	Instruments	32
5.5.7	Calibration	32
5.6	Temperature measurement	33
5.6.1	Points of temperature measurement	33
5.6.2	Instruments	33
5.6.3	Main temperature measurements.....	33
5.6.4	Feed train temperature measurements (including bled steam)	33
5.6.5	Condenser cooling water temperature measurement	33
5.6.6	Thermometer wells	33
5.6.7	Precautions to be observed in the measurement of temperature	33
5.7	Steam quality determination.....	33
5.7.1	General	33
5.7.2	Tracer technique.....	33
5.7.3	Condensing method.....	33
5.7.4	Constant rate injection method.....	33
5.7.5	Extraction enthalpy determined by constant rate injection method	33
5.7.6	Tracers and their use.....	34
5.7.7	Use of tracer techniques in retrofit applications	34
5.8	Time measurement	34
5.9	Speed measurement.....	34
6	Evaluation of tests	34
6.1	Preparation of evaluation	34
6.2	Computation of results	35
6.2.1	Calculation of average values of instrument readings	35
6.2.2	Correction and conversion of averaged readings	35
6.2.3	Checking of measured data	35
6.2.4	Thermodynamic properties of steam and water	36
6.2.5	Calculation of test results	36
7	Corrections of test results and comparison with guarantee	39
7.1	Guarantee values and guarantee conditions	39
7.1.1	Guarantee values and guarantee conditions specific to retrofits.....	39
7.2	Correction of initial steam flow capacity	40
7.3	Correction of output	40
7.3.1	Correction of maximum output	40
7.3.2	Correction of Output with specified initial steam flow	40
7.4	Correction of the thermal performance	40
7.5	Definition and application of correction values	40
7.6	Correction methods.....	40
7.6.1	General	40
7.6.2	Correction by heat balance calculation	40

7.6.3	Correction by use of correction curves prepared by the manufacturer	41
7.6.4	Tests to determine correction values	41
7.7	Variables to be considered in the correction of specific turbine cycles	41
7.7.1	Scope of corrections	41
7.7.2	Turbines with regenerative feed-water heating	41
7.7.3	Turbines which have no provision for the addition or extraction of steam after partial expansion	41
7.7.4	Turbines with steam extraction for purposes other than feed-water heating (extraction turbines)	41
7.7.5	Other types of turbine	41
7.8	Guarantee comparison	41
7.8.1	Tolerance and weighting	41
7.8.2	Guarantee comparison with locus curve	41
7.8.3	Guarantee comparison with guarantee point	41
7.8.4	Guarantee comparison for turbines with throttle governing	41
7.8.5	Guarantee comparison for extraction turbines	41
7.8.6	Additional consideration for retrofit guarantee comparison	42
7.9	Deterioration of turbine performance (ageing)	42
7.9.1	Timing to minimise deterioration	42
7.9.2	Correction with comparison tests	42
7.9.3	Correction without comparison tests	42
7.9.4	Deterioration of performance of retrofitted components	42
8	Measuring uncertainty	43
8.1	General	43
8.2	Determination of measuring uncertainty of steam and water properties	43
8.2.1	Pressure	43
8.2.2	Temperature	43
8.2.3	Enthalpy and enthalpy difference	43
8.3	Calculation of measuring uncertainty of output	43
8.3.1	Electrical measurement	43
8.3.2	Mechanical measurement	43
8.3.3	Additional uncertainty allowance because of unsteady load conditions	43
8.4	Determination of measuring uncertainty of mass flow	44
8.4.1	Measuring uncertainty of mass flow measurements	44
8.4.2	Measuring uncertainty of multiple measurements of primary flow	44
8.4.3	Uncertainty allowance for cycle imperfections	44
8.5	Calculation of measuring uncertainty of results	44
8.5.1	General	44
8.5.2	Measuring uncertainty of thermal efficiency	44
8.5.3	Measuring uncertainty of thermodynamic efficiency	44
8.5.4	Uncertainty of corrections	44
8.5.5	Guiding values for the measuring uncertainty of results	44
8.6	Example uncertainty calculation	44
Annex A (normative)	Feedwater heater leakage and condenser leakage tests	45
A.1	Feedwater heater leakage tests	45
A.2	Condenser leakage tests	45
Annex B (normative)	Evaluation of multiple measurements, compatibility	46
Annex C (normative)	Mass flow balances	47
C.1	General	47

C.2	Flows for further evaluations (informative)	47
Annex D (informative)	Short-statistical definition of measuring uncertainty and error propagation in acceptance test	48
Annex E (informative)	Temperature variation method	49
E.1	Description of the problem	49
E.2	Possibility to determine the leakage flow	49
E.3	Applied example	49
Annex F (normative)	Measuring uncertainty of results – retrofit application	50
Annex G (informative)	Retrofit improvement calculation – numerical examples (fossil and nuclear)	53
G.1	General	53
G.2	Example of retrofitting a fossil-fired reheat turbine	53
G.2.1	General	53
G.2.2	HP cylinder retrofitting	57
G.2.3	LP cylinder retrofitting with relative guarantee on heat rate (treated separately from the HP case)	58
G.2.4	Effect of retrofit on associated plant performance	59
G.3	Example of retrofitting a nuclear turbine	65
G.3.1	General	65
G.3.2	Retrofit scenario and testing procedure	66
G.3.3	Correction curves	66
G.3.4	Application of correction curves	67
G.3.5	Comparison of the measured values to the guarantees	69
Annex H (informative)	Uncertainty calculation – numerical examples (fossil and nuclear)	78
H.1	General	78
H.2	Fossil case study	78
H.2.1	General	78
H.2.2	Evaluation	79
H.3	Nuclear case study	90
H.3.1	General	90
H.3.2	Evaluation	90
Figure 1	Isentropic efficiency of the HP cylinder	17
Figure 2	LP turbine expansion line	18
Figure G.1	HP cylinder expansion	54
Figure G.2	LP cylinder expansion	55
Figure G.3	Original heat balance diagram (or base line)	60
Figure G.4	Correction curves	61
Figure G.5	Pre-retrofit test	62
Figure G.6	Pre-retrofit test: HP cylinder replaced	63
Figure G.7	Pre-retrofit test: LP cylinder replaced	64
Figure G.8	Leaving loss curve	65
Figure G.9	Correction curve of heat rate due to live steam pressure	70
Figure G.10	Correction curve of heat rate due to thermal power	71
Figure G.11	Correction curve of heat rate due to exhaust pressure	71
Figure G.12	Correction curve of heat rate due to quality of live steam	72

Figure G.13 – Correction curve of heat rate for Δp of the moisture separator/reheaters	72
Figure G.14 – Correction curve of heat rate due to temperature of the reheat steam	73
Figure G.15 – Correction curve of heat rate due to quality of steam after the moisture separator	73
Figure G.16 – Curve of live steam pressure before the valves of the turbine as a function of thermal power	74
Figure G.17 – Baseline heat balance	75
Figure G.18 – Guarantee heat balance	76
Figure G.19 – Post-retrofit test re-calculated heat balance	77
Figure H.1 – Instrumentation for a fossil plant	81
Figure H.2 – Instrumentation for a nuclear plant	92
Table 1 – Maximum deviations and fluctuations in operating conditions from specified and relative data	21
Table 2 – Guarantee alternatives	25
Table 3 – Apportionment of unaccounted leakages	36
Table 4 – Typical effects of cylinder efficiency on heat rate	43
Table G.1 – Main parameters of the heat balances (Figure G.17 to Figure G.19)	68
Table G.2 – Comparison between guaranteed and post-test re-calculated heat balance	68
Table G.3 – Measured and corresponding calculated values from the post-test	69
Table G.4 – Corrections due to differences between measured and calculated values (from post re-calculated heat balance, Figure G.19)	69
Table G.5 – Summary of corrections	70
Table H.1 – Assumed total measured variable uncertainty for pressure, temperature and generator output	78
Table H.2 – Uncertainty percentage of calculated results at different flow measurement uncertainty levels for a fossil plant	80
Table H.3 – Uncertainty percentage of calculated results at different correlation levels for a fossil plant	80
Table H.4 – Heat Rate uncertainty of a fossil plant	82
Table H.5 – HP isentropic efficiency uncertainty of a fossil plant	84
Table H.6 – IP isentropic efficiency uncertainty of a fossil plant	86
Table H.7 – LP isentropic efficiency uncertainty of a fossil plant	88
Table H.8 – Uncertainty percentage of calculated results at different flow measurement uncertainty levels for a nuclear plant	91
Table H.9 – Uncertainty percentage of calculated results at different correlation levels for a nuclear plant	91
Table H.10 – Heat Rate uncertainty of a nuclear plant	93
Table H.11 – HP isentropic efficiency uncertainty of a nuclear plant	95
Table H.12 – LP isentropic efficiency uncertainty of a nuclear plant	97

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

RULES FOR STEAM TURBINE THERMAL ACCEPTANCE TESTS –

Part 3: Thermal performance verification tests of retrofitted steam turbines

FOREWORD

- 1) The International Electrotechnical Commission (IEC) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of 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, IEC publishes International Standards, Technical Specifications, Technical Reports, Publicly Available Specifications (PAS) and Guides (hereafter referred to as "IEC Publication(s)"). 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. 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 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 IEC National Committees.
- 3) IEC Publications have the form of recommendations for international use and are accepted by IEC National Committees in that sense. While all reasonable efforts are made to ensure that the technical content of IEC Publications is accurate, IEC cannot be held responsible for the way in which they are used or for any misinterpretation by any end user.
- 4) In order to promote international uniformity, IEC National Committees undertake to apply IEC Publications transparently to the maximum extent possible in their national and regional publications. Any divergence between any IEC Publication and the corresponding national or regional publication shall be clearly indicated in the latter.
- 5) IEC itself does not provide any attestation of conformity. Independent certification bodies provide conformity assessment services and, in some areas, access to IEC marks of conformity. IEC is not responsible for any services carried out by independent certification bodies.
- 6) All users should ensure that they have the latest edition of this publication.
- 7) No liability shall attach to IEC or its directors, employees, servants or agents including individual experts and members of its technical committees and IEC National Committees for any personal injury, property damage or other damage of any nature whatsoever, whether direct or indirect, or for costs (including legal fees) and expenses arising out of the publication, use of, or reliance upon, this IEC Publication or any other IEC Publications.
- 8) Attention is drawn to the Normative references cited in this publication. Use of the referenced publications is indispensable for the correct application of this publication.
- 9) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this IEC Publication may be the subject of patent rights. IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

IEC 60953-3 has been prepared by subcommittee WG11/MT14: Thermal Acceptance Test, of IEC technical committee 5: Steam turbines. It is an International Standard.

This second edition cancels and replaces the first edition published in 2001. This edition constitutes a technical revision.

This edition includes the following significant technical changes with respect to the previous edition:

- a) The Reference Standard has changed from IEC 60953-2 to IEC 60953-0 and therefore all changes made in IEC 60953-0 are relevant to this revised Supplementary Standard;
- b) Further detailed guidance is given for guarantee types in Clause 4.10;
- c) Annex H – Measuring uncertainty of results has been revised to more closely align with the ISO/IEC Guide 98: Uncertainty of measurement;
- d) Annex K – Tracer technique has been deleted;
- e) Annex L – Temperature variation method has been moved to IEC 60953-0.

The text of this International Standard is based on the following documents:

Draft	Report on voting
5/249/FDIS	5/252/RVD

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

The language used for the development of this International Standard is English.

This part of IEC 60953 is to be read in conjunction with IEC 60953-0, and the words 'verification test' are to be read in place of 'acceptance test'. IEC 60953-0 is taken as a Reference Standard.

A list of all parts in the IEC 60953 series, published under the general title *Rules for steam turbine thermal acceptance tests*, can be found on the IEC website.

This document was drafted in accordance with ISO/IEC Directives, Part 2, and developed in accordance with ISO/IEC Directives, Part 1 and ISO/IEC Directives, IEC Supplement, available at www.iec.ch/members_experts/refdocs. The main document types developed by IEC are described in greater detail at www.iec.ch/standardsdev/publications.

The committee has decided that the contents of this document will remain unchanged until the stability date indicated on the IEC website under webstore.iec.ch in the data related to the specific document. At this date, the document will be

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

INTRODUCTION

Retrofitting steam turbines in an existing power plant frequently involves an improvement of performance. IEC 60953-0, which defines the rules for steam turbine thermal acceptance tests in power plants, does not cater for all the requirements specific to retrofit projects. It has, therefore, been deemed necessary to draw up a Supplementary Standard (this document) for guidance on the thermal acceptance tests of retrofitted steam turbines.

However, a large number of the provisions and recommendations of IEC 60953-0 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 document.

Although this document 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 basis of a specific procedure to be agreed upon by the parties involved.

The rules given in this document 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 document, although these changes may affect the thermodynamic cycle.

The purpose of this document 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 document 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 document 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 document provides such rules required for the verification of the guaranteed values.

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

The structure and clause numbering of this document follow that of IEC 60953-0. Subclauses found in this document supersede the whole of the equivalent subclause in IEC 60953-0. Subclause numbering has been extended whenever new items have been included.

The main differences between this document and IEC 60953-0 are listed below.

Clause 1: Scope

Specifically, this document 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.). IEC 60953-0 defines absolute guarantees that are not suitable for specifying improvements between initial and retrofitted equipment, and therefore, relative guarantee values are introduced in this document.

This document 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 3: Units, symbols, terms and definitions

This document includes new concepts and terms associated with the retrofit situation

Clause 4: Guidance on guarantees

This document includes the definition of guarantees which can be offered, either additionally or in lieu of those of IEC 60953-0. 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 thermal efficiency or heat rate;
- turbine thermodynamic efficiency or steam rate or power output at specified steam flow conditions;
- main steam flow-passing capacity and/or maximum power output;
- internal efficiency of turbine sections.

b) Guarantees of relative values

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

Clause 4: Guiding principles

The majority of the guiding principles contained in IEC 60953-0 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.

Clause 5: Measuring techniques and measuring instruments

In the case of retrofit projects, rigid rules cannot be formulated for measuring techniques and instruments. The instruments are to be chosen to suit the requirements of the installation and the guarantee value to be verified. Guidance is given in Annex H 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 document gives guidance on the necessity to fit additional flow-measuring devices. Methods which allow simultaneous measurement and comparison of primary flows are recommended in this document. The use of flow measurement methods using tracers can be an alternative if the method has shown to be reliable and has been agreed by the parties to the test.

Clause 6: Evaluation of tests

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

Clause 7: Correction of test results and comparison with guarantee

The methods of correction defined in IEC 60953-0 are also applicable to this document 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 8: Measuring uncertainty

This clause of IEC 60953-0 is supplemented by provisions for special cases encountered in retrofit projects in Annex G and Annex H. The examples can be used as reference basis.

Annexes:

Annexes A to E of IEC 60953-0:2022 apply.

In this document, three new annexes (Annex F to Annex H) are added.

Annex F deals with uncertainties for retrofit applications and completes the information given in Annex D of IEC 60953-0:2022.

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

Matters to be considered in the contract:

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

Clause (subclause)	Paragraph	Remark
Introduction	6	Specific procedure and guarantee value
1.2	2	Guarantee definition
4.10	All paragraphs	
4.1	1 and 4	
4.3.1	3	
7.1.1	Last paragraph	
7.3	–	Guarantee comparison
7.9.4	–	Deterioration of performance of retrofitted components

RULES FOR STEAM TURBINE THERMAL ACCEPTANCE TESTS –

Part 3: Thermal performance verification tests of retrofitted steam turbines

1 Scope

1.1 General

This part of IEC 60953 establishes a Supplementary Standard for thermal verification tests of retrofitted steam turbines.

The rules given in this document follow the guidance given in IEC 60953-0, 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 document.

This document 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 document.

1.2 Object

The purpose of this document 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 3.4 of IEC 60953-0:2022 and 3.5 of this document). 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

Subclause 1.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

2 Normative references

The following documents are referred to in the text in such a way that some or all of their content constitutes requirements of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

IEC 60953-0:2022, *Rules for steam turbine thermal acceptance tests – Part 0: Wide range of accuracy for various types and sizes of turbines.*

3 Units, symbols, terms and definitions

For the purposes of this document following units, symbols, terms and definitions apply.

ISO and IEC maintain terminology databases for use in standardization at the following addresses:

- IEC Electropedia: available at <https://www.electropedia.org/>
- ISO Online browsing platform: available at <https://www.iso.org/obp>

3.1 General

Subclause 3.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.2 Symbols, units

Subclause 3.2 of IEC 60953-0:2022 applies in addition to the content of the following table:

Quantity	Symbol	Unit	Examples of multiples and submultiples	Other ISO units
Efficiency (general)		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			

3.3 Subscripts, superscripts and definitions

Subclause 3.3 of IEC 60953-0:2022 applies in addition to the content of the following table and the following terms and definitions:

Quantity	Subscript / superscript	Position or definition
Efficiency	cyl	Global or overall cylinder isentropic efficiency (3.5.2, 3.5.3)
	cyl-dry	Overall cylinder isentropic efficiency on a dry basis (3.5.2)
	cyl-wet	Overall cylinder isentropic efficiency on a wet basis (3.5.3)
	cyl-HP	HP cylinder isentropic efficiency (G.2)
	cyl-IP	IP cylinder isentropic efficiency (G.2)
	cyl-LP	LP cylinder isentropic efficiency (G.2)
Enthalpy	UEEP	Useful energy end-point (3.5.3)
	ELEP	Expansion line end-point (6.2.5.2)
Enthalpy drop	s	Isentropic from cylinder inlet to outlet
	's	Refers to that part of the expansion in the wet region (G.2)
Component performance	tp	Steam conditions at terminal point (3.5.3)
	in	Steam condition at inlet to component (3.5.2, 3.5.3)
	out	Steam condition at outlet from component (3.5.2, 3.5.3)
Mass flow rate ^{a)}	loss	Mass flow balances (6.2.5)
	make-up	Mass flow balances (6.2.5)

^{a)} Some mass flow rate and enthalpy subscripts are defined in the text itself (e.g. 6.2.5.2).

3.3.1**turbine retrofit**

change of turbine hardware to improve thermal performance

3.3.2**absolute guarantee**

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

3.3.3**relative guarantee**

guarantee on the improvement due to the retrofitted equipment

3.3.4**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 1 to entry: A baseline test is not covered by this document.

3.3.5**pre-retrofit test**

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

3.3.6**post-retrofit test**

test associated with pre-retrofit test in order to verify the relative guaranteed values

Note 1 to entry: A post-retrofit test uses the same instrumentation as the pre-retrofit test.

3.3.7**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 1 to entry: A thermal acceptance test is not covered by this document.

3.3.8**absolute post-retrofit test**

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

3.3.9**verification test**

any types of test intended to verify the performances of the retrofitted equipment

Note 1 to entry: A verification test should be either a pre-retrofit and post-retrofit test, absolute post-retrofit test or full thermal acceptance test.

3.3.10**allowance**

agreed allowance to be considered in the evaluation of the test result

Note 1 to entry: An allowance may include test tolerance for measurement uncertainty, ageing and other conditions which may be specific to a particular retrofit project. It is recommended that any such allowance is agreed to in the contract.

3.3.11**thermal power**

heat supply to the cycle from external sources

3.4 Guarantee parameters

3.4.1 Guidance on guarantee parameters

Subclause 3.4.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.2 Thermal efficiency

Subclause 3.4.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.3 Heat rate

Subclause 3.4.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.4 Thermodynamic efficiency

Subclause 3.4.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.5 Steam rate

Subclause 3.4.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.6 Main steam flow capacity

Subclause 3.4.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.7 Power output

Subclause 3.4.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.8 Guarantee values for extraction and mixed-pressure turbines¹

Subclause 3.4.8 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.4.9 Thermal Load Capacity (for Nuclear applications)

Subclause 3.4.9 of IEC 60953-0:2022 applies.

3.5 Additional guarantee parameters

3.5.1 General

This document 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 Clause G.2.

3.5.2 Cylinder isentropic efficiency – expansion in superheated region

The cylinder isentropic efficiency η_{cyl} 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).

¹ Mixed pressure turbines – several inlets at different pressures during the expansion.

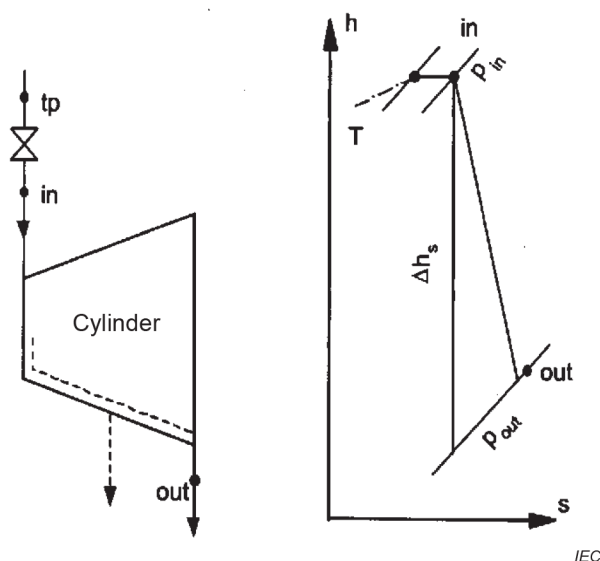


Figure 1 – Isentropic efficiency of the HP cylinder

$$\text{Cylinder isentropic efficiency: } \eta_{\text{cyl}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{\Delta h_s} \quad (1)$$

The condition at "in" is preferably after the inlet valves to distinguish between valve pressure loss (see 3.5.4) 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.

3.5.3 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 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:

$$\eta_{\text{cyl-dry}} = \frac{\eta_{\text{cyl-wet}}}{WCF} \quad (2)$$

Where inlet and outlet are both wet:

$$WCF = 1 - \frac{(x_{in} - x_{out})}{2} \quad (3)$$

Where inlet is dry and outlet is wet:

$$WCF = 1 - \frac{(1 - x_{\text{out}})}{2} \cdot \frac{(h_{\text{sat}} - h_{\text{out}})}{(h_{\text{in}} - h_{\text{out}})} \quad (4)$$

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 G.2).

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 G.2 and its footnote). However, the basic efficiency, which can be deduced from a power balance, is again given by the following (see Figure 2):

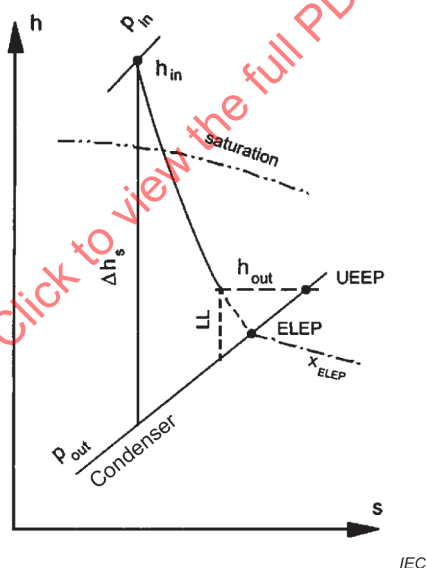


Figure 2 – LP turbine expansion line

$$\text{Cylinder isentropic efficiency: } \eta_{\text{cyl}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{\Delta h_s} \quad (5)$$

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

A number of other useful definitions relating particularly to the LP turbine, including wetness and leaving losses, are given in Clause G.2 and in 6.2.5.2.

3.5.4 Pressure loss

Pressure losses in transfer components like valves and pipes 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 3.5.2, 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:

$$\text{percentage pressure loss} = \frac{p_{tp} - p_{in}}{p_{tp}} \cdot 100 \quad (6)$$

3.5.5 Flow-passing capacity (FPC)

The FPC (also called swallowing capacity) can be defined as:

$$\text{FPC} = \frac{\dot{m}_{in}}{\sqrt{p_{in} / v_{in}}} \frac{1}{\sqrt{1 - (p_{out} / p_{in})^2}} \quad (7)$$

For expansion beyond choked pressure ratio, the above expression simplifies to:

$$\text{FPC} = \frac{\dot{m}_{in}}{\sqrt{p_{in} / v_{in}}} \quad (8)$$

Other methods of calculating FPC can be used by agreement.

4 Guiding principles

4.1 Advance planning for test

The parties to verification tests of retrofit projects under this document 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 that 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. It is recommended that an uncertainty calculation is made as early as possible to support the definition of the instrumentation required for the tests.

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 G.3). 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 are required:

Items a) to h) of 4.1 of IEC 60953-0:2022 apply. See also Annex E.

Instrumentation calibration requirements shall be defined during the planning stage.

4.2 Preparatory agreements and arrangements for tests

Subclause 4.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.3 Planning of the test

4.3.1 Time for verification tests

If the verification test is limited to a post-retrofit test, it shall be conducted as soon as possible but not later than eight weeks after the first synchronization of the unit.

If the verification of performance is based upon comparative measurements before and after the retrofit, the pre-retrofit test shall be conducted as late as possible but not sooner than eight weeks before the retrofit outage. The post-retrofit test shall be conducted as soon as possible but not later than eight weeks after the first synchronization of the unit.

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 1). Situations can occur where accuracy and consistency in the tests are of greater importance than the timing.

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 within the limits defined in Table 1 rather than minimising the elapsed time between pre- and post-retrofit tests.

Table 1 – Maximum deviations and fluctuations² in operating conditions from specified and relative data

Variable	A Maximum permissible deviation of average of test from that specified	B ^{d)} Maximum permissible deviation of average of post-retrofit test from pre-retrofit test
Initial steam pressure	± 5 % ^{a)}	± 2,5 % ^{a)}
Initial steam temperature	± 15 K ^{a)}	± 7,5 K ^{a)}
Dryness fraction	± 0,005 %	± 0,0025 %
Extraction pressure		
– regulated process	± 5 % ^{a)}	± 2,5 % ^{a)}
– for feed heating	See ^{b)}	See ^{b)}
Exhaust pressure:		
– for back pressure turbines	± 5 % ^{a)}	± 2,5 % ^{a)}
– for condensing turbines	±25 % or ±1,0 kPa whichever is larger ^{e)} f)	± 5 % or ± 0,3 kPa whichever is larger ^{e)} f)
Extraction flow rate (regulated, feed heating)	± 10 %	± 5 %
Reheat temperature	± 15 K	± 7,5 K
Isentropic enthalpy drop	± 7 %	± 3,5 %
Initial steam flow	± 5 %	± 2,5 %
Cooling water flow	± 15 % ^{g)}	± 7,5 % ^{g)}
Cooling water inlet temperature	± 5 K ^{g)}	± 2,0 K ^{g)}
Final feed water temperature	± 10 K	± 5 K
Rotational speed	± 2 % ^{c)}	± 2 % ^{c)}
^{a)} All these items may not lead to deviation of enthalpy drop by more than 7 %. ^{b)} For deviations in extraction pressures of components out of scope of the retrofit, corrections shall be applied. ^{c)} If permitted by the technical guarantee of the turbine. ^{d)} 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. ^{e)} 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. ^{f)} If condenser is not included in guarantee. ^{g)} If condenser is included in guarantee.		

4.3.2 Direction of acceptance tests

Subclause 4.3.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4 Preparation of the tests

4.4.1 Condition of the plant

Subclause 4.4.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

² The maximum fluctuation of the variable permitted during each test should not be greater than half the permissible deviation given in Table 1, column A.
Fluctuation is defined as the difference between the maximum reading or minimum reading and the average of the test.

4.4.2 Condition of the steam turbine

Subclause 4.4.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4.3 Condition of the condenser

Subclause 4.4.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4.4 Isolation of the cycle

4.4.4.1 General

Subclause 4.4.4.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4.4.2 Isolation of equipment and flows

Subclause 4.4.4.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4.4.3 Flows which shall be determined if not isolated

Subclause 4.4.4.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4.4.4 Suggested methods and/ or devices for isolating equipment from turbine feedwater cycle

Subclause 4.4.4.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4.4.5 Retrofit considerations for 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.

4.4.5 Checks for leakage of condenser and feed water heaters

Subclause 4.4.5 of IEC 60953-0:2022 applies. See also Annex A.

4.4.6 Cleanliness of the steam strainers

Subclause 4.4.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.4.7 Checking of the test measuring equipment

Subclause 4.4.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.5 Comparison measurements

Subclause 4.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.6 Settings for test

4.6.1 Load settings

Subclause 4.6.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.6.1.1 Fossil Plants

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.

4.6.1.2 Nuclear Plants

Where the thermal power of the steam generator is limited, 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.

4.6.2 Special settings

Subclause 4.6.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.7 Preliminary tests

Subclause 4.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8 Acceptance tests

4.8.1 Constancy of test conditions

Subclause 4.8.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.2 Maximum deviation and fluctuation in test conditions

Subclause 4.8.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.3 Duration of test runs and frequency of reading

Subclause 4.8.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.4 Reading of integrating measuring instruments

Subclause 4.8.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.5 Alternative methods

Subclause 4.8.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.6 Recording of tests

Subclause 4.8.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.7 Additional measurement

Subclause 4.8.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.8 Preliminary calculations

Subclause 4.8.8 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.8.9 Consistency and number of tests

Subclause 4.8.9 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.9 Repetition of acceptance tests

Subclause 4.9 of IEC 60953-0:2022 applies.

4.10 Guidance on retrofit guarantees

4.10.1 General

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 can also favour guarantees of overall plant performance whereas manufacturers prefer to guarantee their individual components, Table 2 gives guidance on overall and component guarantees for either absolute or relative situations.

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.

This document describes two types of absolute guarantees and two types of relative guarantees.

For relative guarantees, it is necessary to use identical thermodynamic properties for pre- and post-retrofit test.

Table 2 – Guarantee alternatives

Scope of Retrofit expansion condition	Cylinder Efficiency Guarantee (η_{cyl})		Cycle Efficiency Guarantee (Heat Rate or Power ^{d)})	
	Absolute	Relative	Absolute	Relative
Turbine Cylinder dry expansion	Recommended 4.10.2.1	Optional ^{a)} 4.10.3.1	Discouraged ^{b)}	Discouraged ^{b)}
Turbine Cylinder wet expansion with dry cylinders (not in scope of retrofit) on same shaftline ^{e)}	Discouraged ^{c)}	Discouraged ^{c)}	Recommended 4.10.2.2	Optional ^{a)} 4.10.3
Turbine Cylinder wet expansion with wet cylinders (not in scope of retrofit) on same shaftline ^{f)}	Discouraged ^{c)}	Discouraged ^{c)}	Optional 4.10.2.2	Recommended 4.10.3
Full Shaftline all expansion conditions	Discouraged	Discouraged	Recommended 4.10.2.2	Optional ^{a)} 4.10.3
^{a)} Where the baseline performance is known with sufficient confidence. ^{b)} Due to the increased uncertainty for the determination of any associated wet expansion on the same shaftline not in scope of retrofit. Can be applied if required commercially. ^{c)} Due to the increased uncertainty for the determination of wet expansion in scope of retrofit. ^{d)} Power output at a specified steam flow. A relative power output guarantee, resulting from a cylinder efficiency improvement is associated with an unchanged flow-passing capacity. A relative power output guarantee, resulting from a cylinder efficiency improvement and increased steam flow is associated with defined flow-passing capacities. ^{e)} e.g. Retrofit of LP turbine for condensing turbine unit ^{f)} e.g. Retrofit of HP turbine for nuclear turbine unit				

In addition to the efficiency guarantees given above, capacity can also be guaranteed. This could be either flow-passing capacity or maximum power output.

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.

4.10.2 Absolute guarantees

4.10.2.1 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 4.10.3).

4.10.2.2 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, IEC 60953-0 can also be permitted. No prior test is made, but previous design data or guarantee tests are used as the 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 can 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 take responsibility to ensure that the basis is sound.

4.10.3 Relative guarantees

4.10.3.1 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 this document. 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 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 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.

4.10.3.2 Improvement determined from full tests before and after modification

In addition to the verification of performance improvement, the plant purchaser sometimes requires establishing the absolute performance of the modernized unit. This can be achieved by a combination of a full-IEC 60953-3 pre-retrofit test with a full-IEC 60953-3 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 delayed to an extent that requires the replacement of instrumentation, there will be a consequent loss of accuracy. The cost and time to carry out the tests can also be prohibitive in some cases, especially if high accuracy is required to determine a small, guaranteed change.

5 Measuring techniques and measuring instruments

5.1 Overview

5.1.1 Instrument accuracy requirements

Subclause 5.1.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.1.2 Measuring instruments

Subclause 5.1.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.1.3 Measuring uncertainty

Subclause 5.1.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.1.4 Calibration of instruments

Subclause 5.1.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.1.5 Alternative instrumentation

Subclause 5.1.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.1.6 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 eliminated as far as possible where the integrity of the instrument can be maintained. 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. In order to safeguard the integrity of the temporary installed instruments, consideration shall be given to protect the instrument if it remains on the plant. If this cannot be guaranteed, then the instrument should be carefully removed and stored in a safe location and re-installed in exactly the same position for the post test. 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 can 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.

5.2 Measurement of power

5.2.1 Determination of mechanical turbine output

Subclause 5.2.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.2.2 Measurement of boiler feed pump power

Subclause 5.2.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.2.3 Determination of electrical power of a turbine generator

Subclause 5.2.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.2.4 Measurement of electrical power

Subclause 5.2.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.2.5 Electrical instrument connections

Subclause 5.2.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.2.6 Electrical instruments

Subclause 5.2.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.2.7 Instrument transformers

Subclause 5.2.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.2.8 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 acceptable resolution and the metering system shall have demonstrated repeatability.

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. Where high impedance power analysers are connected to dedicated test transformers the circuit load shall be assessed and when necessary an additional load shall be added to the circuit.

5.3 Flow measurement

5.3.1 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 that are directly proportional to the guarantee values and which shall be measured with the corresponding degree of precision (see 8.4 of IEC 60953-0:2022).

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. The compatibility of the flow measurements shall be verified in accordance with IEC 60953-0:2022, 6.2.3.2, and IEC 60953-0:2022, Annex B.

- b) Secondary flows: Flows that 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 should 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.

5.3.2 Measurement of primary flow

5.3.2.1 General

Subclause 5.3.2.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.2.2 Differential pressure devices for measuring primary water or steam flow

Subclause 5.3.2.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.2.3 Ultrasonic transit-time meters for primary water flow measuring

Subclause 5.3.2.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.3 Installation and location of flow measuring devices

5.3.3.1 Installation and location of differential pressure devices

Subclause 5.3.3.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.3.2 Installation and location of ultrasonic flow meters

Subclause 5.3.3.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.3.3 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. An example with flow metering at both deaerator inlet and final feedwater is given in Annex H.

5.3.4 Calibration of primary flow devices for water flow

5.3.4.1 General

Subclause 5.3.4.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.4.2 Calibration of differential pressure devices for water flow

Subclause 5.3.4.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.4.3 Calibration of ultrasonic flow meters

Subclause 5.3.4.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.5 Inspection of flow measuring devices

5.3.5.1 Inspection of differential pressure devices

Subclause 5.3.5.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.5.2 Inspection of ultrasonic flow meters

5.3.5.2.1 Zero flow checks

Subclause 5.3.5.2.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.5.2.2 Visual inspection

Subclause 5.3.5.2.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.6 Differential pressure measurements

5.3.6.1 General

Subclause 5.3.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.6.2 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.

5.3.7 Water flow fluctuation

Subclause 5.3.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8 Secondary flow measurements

5.3.8.1 General

Subclause 5.3.8.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.2 Extraction steam flows to feed heaters

Subclause 5.3.8.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.3 HP heater drains

Subclause 5.3.8.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.4 Moisture separator and reheater drains

Subclause 5.3.8.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.5 Boiler feed pump turbine steam supply

Subclause 5.3.8.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.6 Turbine gland leakages

Subclause 5.3.8.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.7 Desuperheating spray water flow

Subclause 5.3.8.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.8 Boiler feed pump gland sealing and balance water flow

Subclause 5.3.8.8 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.9 Stored water changes

Subclause 5.3.8.9 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.8.10 Leakage determination

Subclause 5.3.8.10 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.9 Occasional secondary flows

5.3.9.1 General

Subclause 5.3.9.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.9.2 Ejector steam

Subclause 5.3.9.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.9.3 Make-up flow

Subclause 5.3.9.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.9.4 Water seals

Subclause 5.3.9.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.9.5 Auxiliary exhaust steam

Subclause 5.3.9.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.10 Density of water and steam

Subclause 5.3.10 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.3.11 Determination of cooling water flow of condenser

Subclause 5.3.11 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4 Pressure measurement (excluding condensing turbine exhaust pressure)

5.4.1 Pressures to be measured

Subclause 5.4.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.2 Instruments

5.4.2.1 General

Subclause 5.4.2.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.2.2 Transducers

Subclause 5.4.2.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.3 Main pressure measurements

Subclause 5.4.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.4 Pressure tapping holes and connecting lines

5.4.4.1 General

Subclause 5.4.4.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.4.2 For pressures always above atmospheric pressure

Subclause 5.4.4.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.4.3 For pressures around atmospheric pressure

Subclause 5.4.4.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.4.4 For pressures always below atmospheric pressure

Subclause 5.4.4.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.5 Shut-off valves

Subclause 5.4.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.6 Calibration of pressure measuring devices

Subclause 5.4.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.7 Atmospheric pressure

Subclause 5.4.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.8 Correction of readings

5.4.8.1 General

Subclause 5.4.8.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.4.8.2 Corrections for the water head

Subclause 5.4.8.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.5 Condensing turbine exhaust pressure measurement

5.5.1 General

Subclause 5.5.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.5.2 Plane of measurement

Subclause 5.5.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.5.3 Pressure taps

Subclause 5.5.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.5.4 Manifolds

Subclause 5.5.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.5.5 Connecting lines

Subclause 5.5.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.5.6 Instruments

Subclause 5.5.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.5.7 Calibration

Subclause 5.5.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.6 Temperature measurement

5.6.1 Points of temperature measurement

Subclause 5.6.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.6.2 Instruments

Subclause 5.6.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.6.3 Main temperature measurements

Subclause 5.6.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.6.4 Feed train temperature measurements (including bled steam)

Subclause 5.6.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.6.5 Condenser cooling water temperature measurement

Subclause 5.6.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.6.6 Thermometer wells

Subclause 5.6.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.6.7 Precautions to be observed in the measurement of temperature

Subclause 5.6.7 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7 Steam quality determination

5.7.1 General

Subclause 5.7.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.2 Tracer technique

Subclause 5.7.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.3 Condensing method

Subclause 5.7.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.4 Constant rate injection method

Subclause 5.7.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.5 Extraction enthalpy determined by constant rate injection method

5.7.5.1 General

Subclause 5.7.5.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.5.2 Injection points

Subclause 5.7.5.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.5.3 Sampling points

Subclause 5.7.5.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.5.4 Sampling flow rates

Subclause 5.7.5.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.6 Tracers and their use

5.7.6.1 General

Subclause 5.7.6.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.6.2 Radioactive tracers

Subclause 5.7.6.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.6.3 Non-radioactive tracer

Subclause 5.7.6.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.7.7 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 an alternative. This method may be used with detailed consideration and agreement between the parties.

5.8 Time measurement

Subclause 5.8 of IEC 60953-0:2022 applies.

5.9 Speed measurement

Subclause 5.9 of IEC 60953-0:2022 applies.

6 Evaluation of tests

6.1 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 8 of IEC 60953-0:2022 and Annex F and Annex H of this document).

From the instrument readings taken during the test, results are calculated in accordance with the definition of the guarantee parameter in 3.4 of IEC 60953-0:2022 and 3.5 of this document.

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 4.8.3 of IEC 60953-0:2022. During this period, for absolute tests, the provisions of 4.8.1 and 4.8.2 of IEC 60953-0:2022 shall be satisfied. For relative tests, Table 1 and 4.3.1 of this document 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 6.2.1 of IEC 60953-0:2022).

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 4.8.7 of IEC 60953-0:2022).

6.2 Computation of results

6.2.1 Calculation of average values of instrument readings

Subclause 6.2.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

6.2.2 Correction and conversion of averaged readings

Subclause 6.2.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

6.2.3 Checking of measured data

6.2.3.1 Compatibility

Subclause 6.2.3.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

6.2.3.2 Evaluation of multiple measurements

Subclause 6.2.3.2 of IEC 60953-0:2022 applies. See also Annex B.

6.2.3.3 Mass flow balances

Subclause 6.2.3.3 of IEC 60953-0:2022 applies. See also Annex C.

6.2.3.4 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.

The total unaccounted leakage during the test expressed in percent of full load initial steam flow shall not exceed the value of 0,4 times the relative measuring uncertainty of the test result expressed as a percentage. The maximum permissible leakage value is 0,6 % of the full load steam flow. In the case of a relative guarantee, the uncertainty for the calculation of the allowable unaccounted-for leakage shall be the uncertainty of the pre- or post-test result expressed as a percentage. If this criterion is not met, the test can be accepted only by mutual agreement of the parties to the test.

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 determined and allowed for in the mass flow balance.

The unaccounted-for leakages shall be apportioned in accordance with Table 3 and shall be included in the main or secondary flow rate calculations. The figures proposed in Table 3 may be changed according to observations.

Table 3 – Apportionment of unaccounted leakages

Percentage of unaccounted for leakage to be attributed to:	Conventional power station	Nuclear power station
Steam generator	40 %	0 %
inlet steam piping (including by-pass station)	20 %	30 %
HP Steam turbine with associated steam extractions and reheater system	40 %	70 %

6.2.4 Thermodynamic properties of steam and water

Subclause 6.2.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

6.2.5 Calculation of test results

6.2.5.1 General

When retrofitting power plants, a large number of components may be involved (e.g. valves, pumps, heat exchangers). However, the most important components considered in this document 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 5). Therefore, this document 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 H).

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 of IEC 60953-0:2022, Annex B and IEC 60953-0:2022, Annex C, 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 H.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:

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (9)$$

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 (9) becomes Equation (10):

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i + \dot{m}_{\text{make-up}} \quad (10)$$

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 7).

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 3.4 of IEC 60953-0:2022).

A definitive value shall be established for each variable as described in 6.1 and 6.2 of IEC 60953-0:2022. This value shall be used exclusively in further evaluation.

For the determination of measuring uncertainty (see Annex F).

6.2.5.2 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

$$P_{LP} = P_i - P_{HP} - P_{IP} \quad (11)$$

and

$$\dot{m}_{in} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{ei} + \dot{m}_4 \quad (12)$$

$$P_{LP} = \sum_{i=1}^N [\dot{m}_{ei} \times \Delta h_{ei}] + \dot{m}_4 \times \Delta h_{UEEP} \quad (13)$$

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:

$$\eta_{UEEP} = \frac{h_{in} - h_{UEEP}}{\Delta h_s} \quad (14)$$

$$\eta_{ELEP} = \frac{h_{in} - h_{ELEP}}{\Delta h_s} \quad (15)$$

$$h_{UEEP} - h_{ELEP} \text{ is the exhaust loss (non-recoverable)} \quad (16)$$

where

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

The application of Equation (13) requires an iterative procedure by which an assumed isentropic efficiency is changed until the calculated internal load agrees with that of Equation (13). 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 IEC 60953-0:2022) to give acceptable accuracy. See also 3.4.

The result of Equation (13) 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 IEC 60953-0:2022, Annex E).

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.

7 Corrections of test results and comparison with guarantee

7.1 Guarantee values and guarantee conditions

Subclause 7.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.1.1 Guarantee values and guarantee conditions specific to retrofits

In addition to the overall corrections covered by IEC 60953-0 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 can 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.

Unless otherwise stated in the contract, an amendment of the guaranteed heat rate improvement figure itself is 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 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 6.2.3.4).

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 can be very large. In this case, it can be convenient to set up a computer model to handle the multiple corrections simultaneously.

Specific correction curves or formulations particular to the cycle involved should 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.

7.2 Correction of initial steam flow capacity

Subclause 7.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.3 Correction of output

7.3.1 Correction of maximum output

Subclause 7.3.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.3.2 Correction of Output with specified initial steam flow

Subclause 7.3.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.4 Correction of the thermal performance

Subclause 7.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.5 Definition and application of correction values

Subclause 7.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.6 Correction methods

7.6.1 General

Subclause 7.6.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.6.2 Correction by heat balance calculation

Subclause 7.6.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.6.3 Correction by use of correction curves prepared by the manufacturer

Subclause 7.6.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.6.4 Tests to determine correction values

Subclause 7.6.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.7 Variables to be considered in the correction of specific turbine cycles**7.7.1 Scope of corrections**

Subclause 7.7.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.7.2 Turbines with regenerative feed-water heating

Subclause 7.7.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.7.3 Turbines which have no provision for the addition or extraction of steam after partial expansion

Subclause 7.7.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.7.4 Turbines with steam extraction for purposes other than feed-water heating (extraction turbines)

Subclause 7.7.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.7.5 Other types of turbine

Subclause 7.7.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.8 Guarantee comparison**7.8.1 Tolerance and weighting**

Subclause 7.8.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.8.2 Guarantee comparison with locus curve

Subclause 7.8.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.8.3 Guarantee comparison with guarantee point

Subclause 7.8.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.8.4 Guarantee comparison for turbines with throttle governing

Subclause 7.8.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.8.5 Guarantee comparison for extraction turbines

Subclause 7.8.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.8.6 Additional consideration for retrofit 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 in accordance with this document and the actual value shall be agreed between the parties.

7.9 Deterioration of turbine performance (ageing)

7.9.1 Timing to minimise deterioration

Subclause 7.9.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.9.2 Correction with comparison tests

Subclause 7.9.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.9.3 Correction without comparison tests

Subclause 7.9.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

7.9.4 Deterioration of performance of retrofitted components

Retrofit aspects shall be considered in the determination of correction for 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. The timing shall comply as a minimum with 4.3.1.

If there is an unavoidable delay in testing beyond eight weeks from the date of return to service, the guidance table in 7.9.3 of IEC 60953-0:2022 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. Example cylinder heat rate contribution values using typical efficiency ratios and cycle specific sensitivities for a reheat cycle are given in Table 4 below.

Table 4 – Typical effects of cylinder efficiency on heat rate

	$\Delta\eta$ ratio from IEC 60953-0	$\Delta\eta$	Cycle-specific sensitivity	ΔHR	ΔHR contribution
HP	4/7	0,80 %	0,15 $\frac{\% \text{ change in } HR}{1\% \text{ change in } \eta_{cyl}}$	0,120 %	0,44
IP	2/7	0,40 %	0,19 $\frac{\% \text{ change in } HR}{1\% \text{ change in } \eta_{cyl}}$	0,076 %	0,28
LP	1/7	0,20 %	0,38 $\frac{\% \text{ change in } HR}{1\% \text{ change in } \eta_{cyl}}$	0,076 %	0,28
a Cycle-specific sensitivity is the relative change in heat rate resulting from a relative change in cylinder efficiency.					

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 IEC 60953-0). Guidance on the corresponding effect on cylinder efficiency may be obtained by dividing by the heat rate/cylinder efficiency influence factor (see examples in G.2.2.2). For other arrangements and cycles, the cylinder contributing proportions should be recalculated and agreed by the parties before the test.

8 Measuring uncertainty

8.1 General

Subclause 8.1 of IEC 60953-0:2022 applies. See also Annex D.

8.2 Determination of measuring uncertainty of steam and water properties

8.2.1 Pressure

Subclause 8.2.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.2.2 Temperature

Subclause 8.2.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.2.3 Enthalpy and enthalpy difference

Subclause 8.2.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.3 Calculation of measuring uncertainty of output

8.3.1 Electrical measurement

Subclause 8.3.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.3.2 Mechanical measurement

Subclause 8.3.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.3.3 Additional uncertainty allowance because of unsteady load conditions

Subclause 8.3.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.4 Determination of measuring uncertainty of mass flow

8.4.1 Measuring uncertainty of mass flow measurements

Subclause 8.4.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.4.2 Measuring uncertainty of multiple measurements of primary flow

Subclause 8.4.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.4.3 Uncertainty allowance for cycle imperfections

Subclause 8.4.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.5 Calculation of measuring uncertainty of results

8.5.1 General

Subclause 8.5.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.5.2 Measuring uncertainty of thermal efficiency

Subclause 8.5.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.5.3 Measuring uncertainty of thermodynamic efficiency

Subclause 8.5.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.5.4 Uncertainty of corrections

Subclause 8.5.4 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.5.5 Guiding values for the measuring uncertainty of results

Subclause 8.5.5 of IEC 60953-0:2022 applies.

8.6 Example uncertainty calculation

Subclause 8.6 of IEC 60953-0:2022 applies.

Annex A (normative)

Feedwater heater leakage and condenser leakage tests

A.1 Feedwater heater leakage tests

Clause A.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

A.2 Condenser leakage tests

Clause A.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annex B
(normative)

Evaluation of multiple measurements, compatibility

Annex B of IEC 60953-0:2022 applies.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annex C (normative)

Mass flow balances

C.1 General

Clause C.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

C.2 Flows for further evaluations (informative)

Clause C.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annex D
(informative)

**Short-statistical definition of measuring uncertainty
and error propagation in acceptance test**

Annex D of IEC 60953-0:2022 applies.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annex E (informative)

Temperature variation method

E.1 Description of the problem

Clause E.1 of IEC 60953-0:2022 applies.

E.2 Possibility to determine the leakage flow

Clause E.2 of IEC 60953-0:2022 applies.

E.3 Applied example

Clause E.3 of IEC 60953-0:2022 applies.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annex F (normative)

Measuring uncertainty of results – retrofit application³

For the retrofit application, guarantees can be absolute or relative. Where the retrofit guarantee is absolute, then the uncertainty is assessed as described in IEC 60953-0. Where the retrofit guarantee is relative and is verified with pre- and post-retrofit testing, then further consideration is given to the systematic and random errors. Since the guarantee is relative, the impact of the systematic errors is reduced. This annex recommends methods and formulae specific to the retrofit situation with a relative (improvement) guarantee.

For relative guarantees, the systematic errors of the result will be reduced. Ideally, they should disappear, but practically this cannot be achieved due to several causes such as:

- number of instruments being exchanged;
- elapsed time between pre- and post-retrofit tests;
- change between pre- and post-retrofit test calibrations;
- possible offsets (drifts) of same instrumentation between the pre- and post-retrofit tests.

Therefore, the directional influence of the systematic error of the pre- and post-test shall be considered. The confidence interval for correlated variables $V_C(y)$ shall be calculated as per Equation (F.1).

$$V_C(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 V^2(\bar{x}_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} * \frac{\partial f}{\partial x_j} * r(\bar{x}_i, \bar{x}_j) * V(\bar{x}_i) * V(\bar{x}_j)} \quad (\text{F.1})$$

With:

$r(\bar{x}_i, \bar{x}_j)$ = correlation coefficient between $\bar{x}_i$ and $\bar{x}_j$

$-1 \leq r(\bar{x}_i, \bar{x}_j) \leq +1$ (or $r(\bar{x}_i, \bar{x}_j) = 0$ for independent relation between $\bar{x}_i$ and $\bar{x}_j$)

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 $x_1, x_2, \dots, x_N$. Hence:

$$f_1 = f_1(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{F.2})$$

$$f_2 = f_2(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{F.3})$$

...

$$f_L = f_L(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{F.4})$$

³ See 8.1 and Annex D of IEC 60953-0:2022. Annex F deals with uncertainties for retrofit applications and completes the information given in Annex D of IEC 60953-0:2022.

The individual difference quotients (sensitivity factors) for each parameter x_N are defined as the partial derivatives $\frac{\partial f_L}{\partial x_N}$ of each function $f_1, f_2, \dots, f_L$. If a particular variable is measured simultaneously by several independent instruments (e.g. throttle steam flow by means of several flow balances), an uncertainty weighted mean value and a confidence interval can be determined according to 6.2.3.2 and 8.1 of IEC 60953-0:2022, where:

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

V_x is the confidence interval at the weighted mean value.

Considering the degree of correlation of the systematic error of each variable for the pre- and post-test and assuming the variables being independent within each test, the confidence interval of the relative (improvement) guarantee (e.g. delta Heat Rate) can be written as:

$$V_{\Delta HR} = \pm \sqrt{A + B + C} \quad (F.5)$$

With:

$$A = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Pre}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Post}}^2 \right] \quad (F.6)$$

$$B = \sum_{i=1}^N 2 \cdot r(\bar{x}_{i, \text{Pre}}, \bar{x}_{i, \text{Post}}) \cdot \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Pre}} \cdot \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Post}} \quad (F.7)$$

$$C = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{ran}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Pre}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{ran}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Post}}^2 \right] \quad (F.8)$$

where:

$\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i}$	is the variable sensitivity factor on delta heat rate;
$r(\bar{x}_{i, \text{Pre}}, \bar{x}_{i, \text{Post}})$	= correlation coefficient of variable $\bar{x}_i$ for pre- and post-test $-1 \leq r(\bar{x}_{i, \text{Pre}}, \bar{x}_{i, \text{Post}}) \leq +1$ (or $r(\bar{x}_{i, \text{Pre}}, \bar{x}_{i, \text{Post}}) = 0$ for independent relation of variable $\bar{x}_i$ for pre- and post-test);
V_{sys}	is the systematic confidence interval for the variable;
V_{ran}	is the random confidence interval for the variable;
Pre	is the pre retrofit test condition;
Post	is the post retrofit test condition.

The correlation coefficient r represents the correlation between pre- and post-test of the systematic error for the variable considered.

The partial differential quotients in equations (F.6) to (F.8) may be replaced by properly defined and numerically calculated difference quotients.

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

Strictly speaking, the error propagation law 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 equations (F.6) to (F.8) 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 the measuring uncertainty.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annex G (informative)

Retrofit improvement calculation – numerical examples (fossil and nuclear)

G.1 General

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

- A fossil-fired reheat turbine plant with retrofitting guarantee of performance (Clause G.2). The guarantees given are based on the recommendation "(Recommended)" of Table 2. 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.
- Pressurized water reactor (PWR) nuclear turbine island (Clause G.3). 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.

G.2 Example of retrofitting a fossil-fired reheat turbine

G.2.1 General

The example relates to a conventional single-reheat regenerative feed-heating cycle using a 500 MW nominal output, 3 000 r/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 G.3, has a simplified configuration with few feedheaters and no gland leakages to allow easier understanding of the principles involved. Figure G.3 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 G.4.

These are typical as shown in Figure G.4 and would have to be produced specifically for each particular retrofit test procedure. The subjects of this example are HP cylinder retrofit (G.2.2 – and this can be taken as typical of the IP cylinder also) and LP cylinder retrofit (G.2.3), both considered strictly from the turbine-generator point of view. The effect of associated plant duty on overall performance is also examined (G.2.4). The baseline efficiencies from the original heat balance are derived as follows (see Figure G.1):

a) HP cylinder

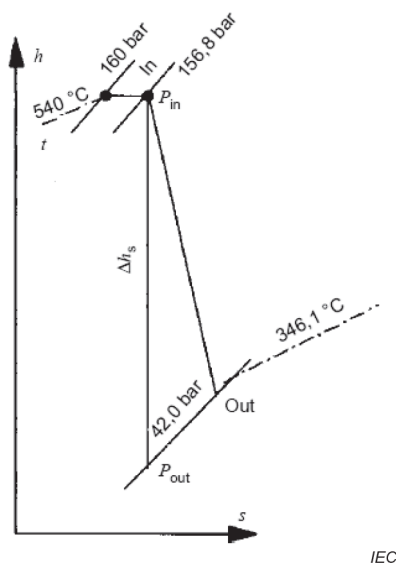


Figure G.1 – HP cylinder expansion

From Figure G.1, $t_{tp} = 540\text{ °C}$, $p_{tp} = 160\text{ bar}$, steam tables give $h_{in} = 3\,410,34\text{ kJ/kg}$. 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 $p_{out} = 42,0\text{ bar}$ and $t_{out} = 346,1\text{ °C}$ is $h_{out} = 3\,080,5\text{ kJ/kg}$.

Therefore, baseline efficiency of HP cylinder is:

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

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

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

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 G.2).

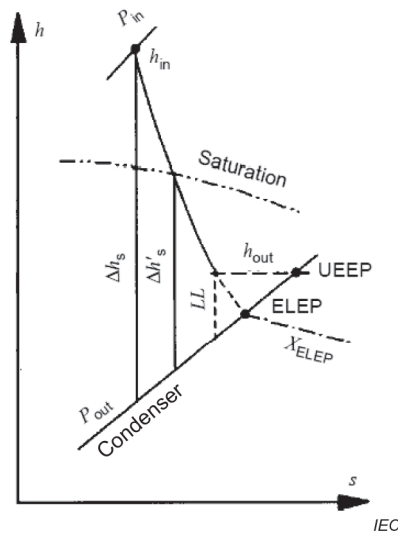


Figure G.2 – LP cylinder expansion

Again, $\eta_{\text{cyl-HP}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{\Delta h_s}$, an overall global value, where h_{out} is called UEEP (useful energy endpoint). This point is situated in the wet region and is therefore usually deduced from a whole cycle power balance calculation (see 6.2.5.2).

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 G.3, the power balance gives:

Generator output	500 000 kW
External losses:	
– mechanical	+ 2 000 kW
– electrical	+ 7 614 kW
HP: $402,203 \text{ kg/s} \times (3\,410,3 \text{ kJ/kg} - 3\,080,5 \text{ kJ/kg})$	– 132 646 kW
IP: $359,791 \text{ kg/s} \times 3\,538,0 \text{ kJ/kg} - 25,501 \text{ kg/s} \times 3\,293,8 \text{ kJ/kg} - 334,290 \text{ kg/s} \times 3\,005,8 \text{ kJ/kg}$	– 184 136 kW
LP: $309,914 \text{ kg/s} \times 3\,005,8 \text{ kJ/kg} - 21,226 \text{ kg/s} \times 2\,760,5 \text{ kJ/kg} - 16,376 \text{ kg/s} \times 2\,534,5 \text{ kJ/kg} - 272,31 \text{ kg/s} \times h_{\text{out}}$	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 $\eta_{\text{cyl-LP,UEEP}} = \frac{3\,005,8 - 2\,345,2}{761,8} = 86,7\%$.

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

The fictitious expansion line end point (ELEP) can be deduced from $(h_{\text{UEEP}} - h_{\text{ELEP}})$, 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:

$$h_{\text{UEEP}} - h_{\text{ELEP}} = (\text{leaving kinetic energy, LL}) \times (\text{wet efficiency at exhaust}) \quad (\text{G.1})$$

Then the static wet efficiency of the LP cylinder is:

$$\eta_{\text{cyl-LP,ELEP}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{ELEP}}}{\Delta h_{\text{s}}} \quad (\text{G.2})$$

From the isentropic leaving loss curve (Figure G.8) at exhaust annulus axial velocity

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

⁴ This can be checked against the loss of the kinetic energy, either by simple kinetic energy = $(219^2)/2\,000 = 24 \text{ kJ/kg}$ compared to $25,1 \text{ kJ/kg}$, or from a velocity triangle, with supersonic deviation:
Blade speed $U = 414 \text{ m/s}$ at mean diameter.

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

where

a is the sonic velocity (381 m/s),

$k = 1,125$, typically,

$\lambda = 2(k-1)/(k+1)$,

$\sin \beta = \frac{\text{last stage bucket throat area}}{\text{last stage bucket annulus area}}$, typically 0,395.

$$\text{Steam velocity relative to blade} = 1524 \times \sqrt{\left(\frac{1,674}{0,395}\right) \times \left(\frac{219}{381}\right)^{0,1176} - 1} = 506,3 \text{ m/s}$$

where in this example

$a = 381 \text{ m/s}$

$k = 1,125$,

$\lambda = 0,1176$,

$\sin \beta = 0,395$.

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

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

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

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

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

where 0,86 is a typical value for the last stage, usually given in the manufacturer's leaving loss curve. The definition for the leaving energy above is commonly used. Other definitions are possible; however, it is important that the method for test assessment is consistent with the method for guarantee calculation.

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

and LP efficiency: $\eta_{\text{cyl-LP,wet}} = \frac{3005 - 2323,7}{761,8} = 89,5 \%$

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:

$$\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = \frac{\eta_{\text{cyl-LP,wet}}}{WCF} \quad (\text{G.3})$$

$$\text{where the wetness correction factor } WCF = 1 - \left(\frac{1 - X_{\text{ELEP}}}{2} \right) \frac{\Delta h'_s}{\Delta h_s} \quad (\text{G.4})$$

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

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

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

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

G.2.2 HP cylinder retrofitting

G.2.2.1 Absolute guarantee

In this example, the manufacturer's guarantee is for a retrofitted HP cylinder efficiency of 90,0 %. The baseline analysis of Clause G.2 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 G.6 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.

G.2.2.2 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 manufacturer's prediction of 90,0 % for the new cylinder.

The pre-retrofit tests (with instrumentation shown in Figure H.1) illustrated in Figure G.5, shows for whatever reason an actual worse performance at 84,0 % than the original baseline (calculated by the method of Clause G.2 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.

Post-retrofit tests are carried out to verify the guarantee and these are illustrated in figure G.2.4. 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 %-Points, 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 7.9.4) 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, 7.9 of IEC 60953-0:2022 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 7.9.4) is applicable (= 0,048 % heat rate and a corresponding cylinder efficiency ageing allowance of $0,048 / 0,15 = 0,32$ %-points).

G.2.3 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 G.3), 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 %⁵ and pro-rata. In this event, analysis of the pre-retrofit test (Figure G.5) 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

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

⁵ This value is justified by the formula $(94,0 - 88,0) \times 0,42$.

Post-retrofit tests are carried out (with instrumentation as shown in Figure H.1) to verify the guarantee and these are illustrated in Figure G.7. The heat rate improvement calculated from a full heat rate test, properly corrected to contract operating conditions, is $\left(\frac{8\,047 - 7\,881}{8\,047}\right) = 2,10\%$, 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.

G.2.4 Effect of retrofit on associated plant performance

The examples given in G.2.2 and G.2.3 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 G.4).

- 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 Turbine Stop Valve (TSV) flow. The corresponding worsening on heat rate due to its presence is 0,55 % (see Figure G.4). An improvement of HP cylinder efficiency of the magnitude illustrated in G.2.2 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 G.4) 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).

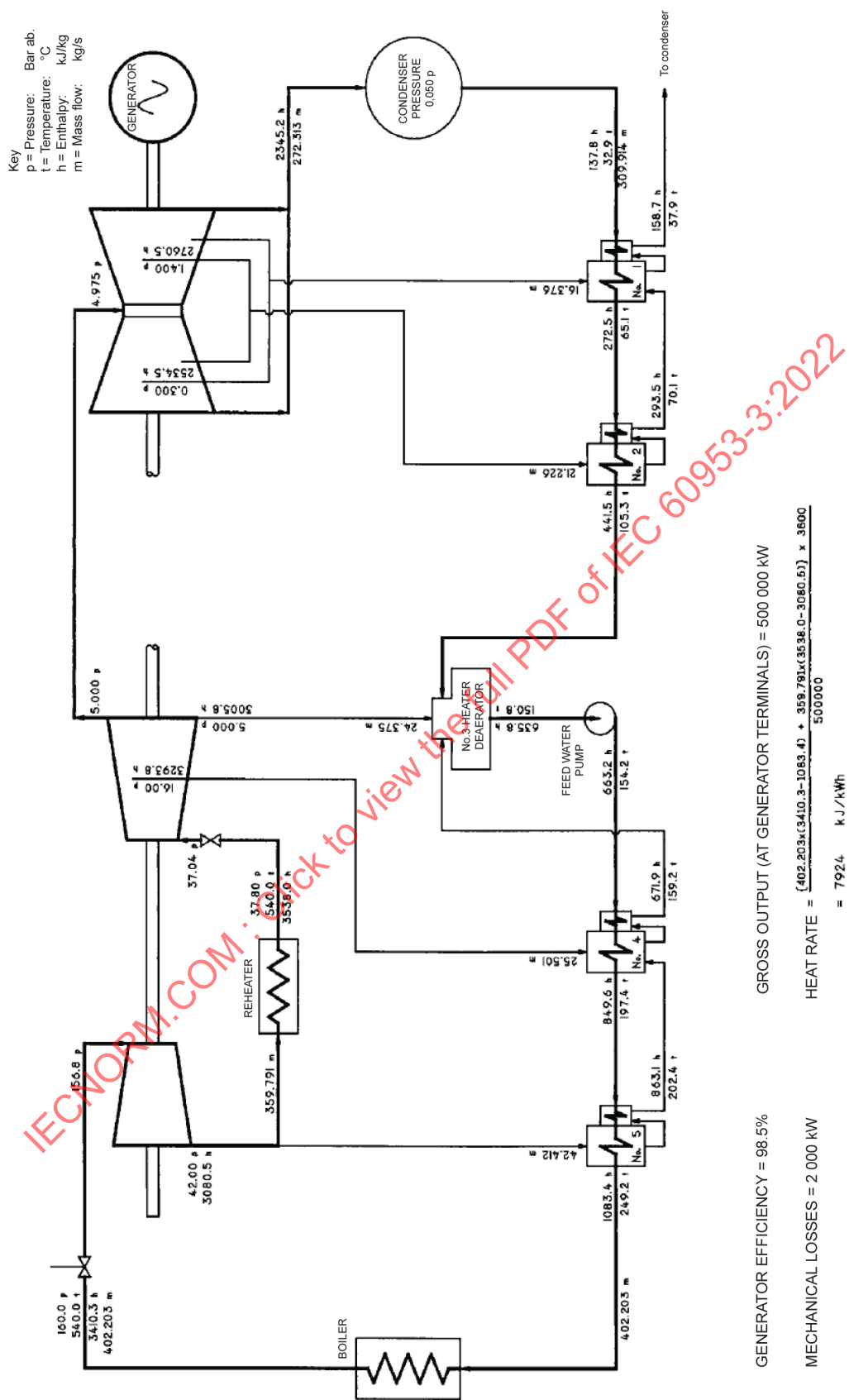
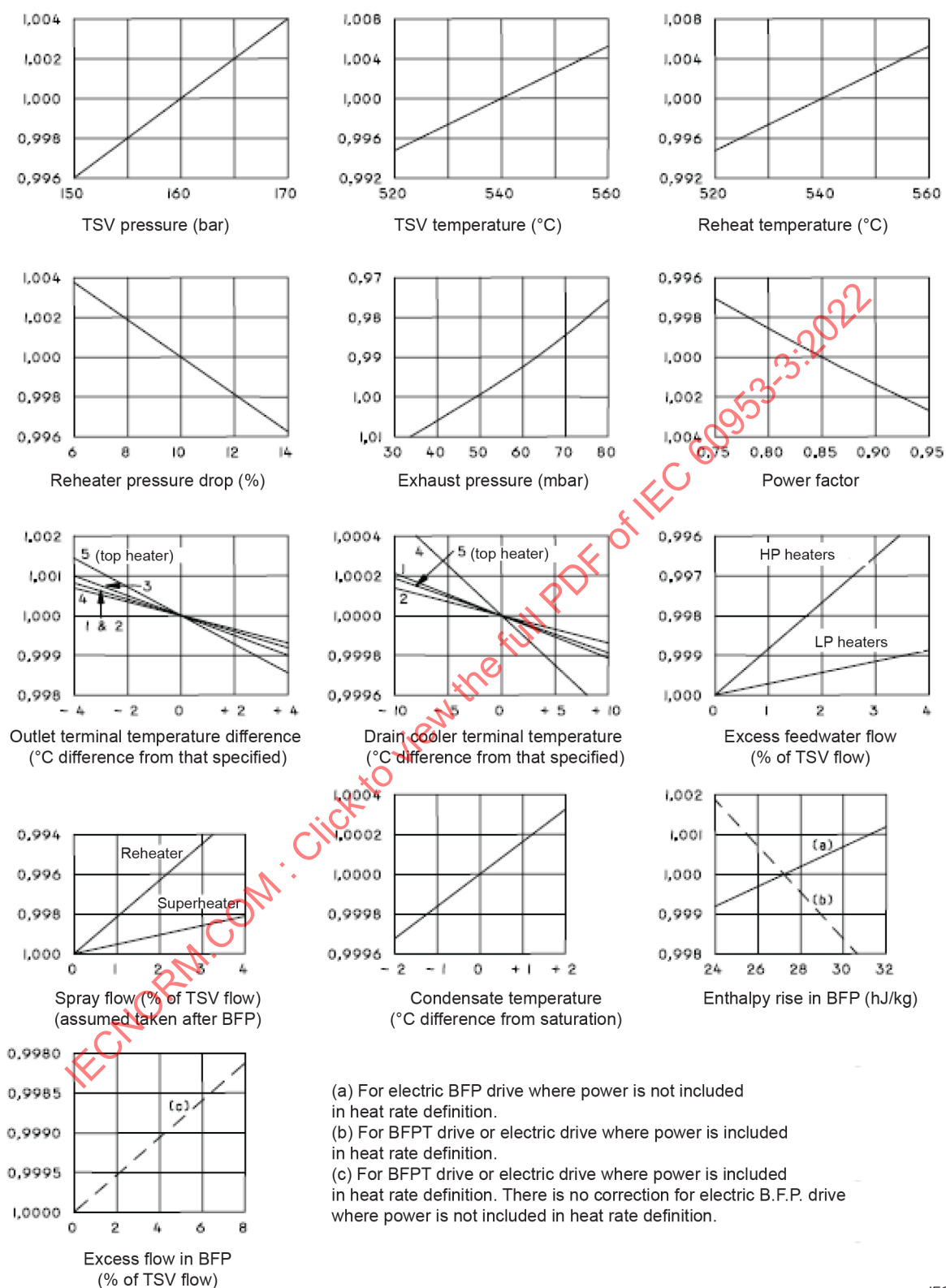


Figure G.3 – Original heat balance diagram (or base line)

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



IEC

Figure G.4 – Correction curves

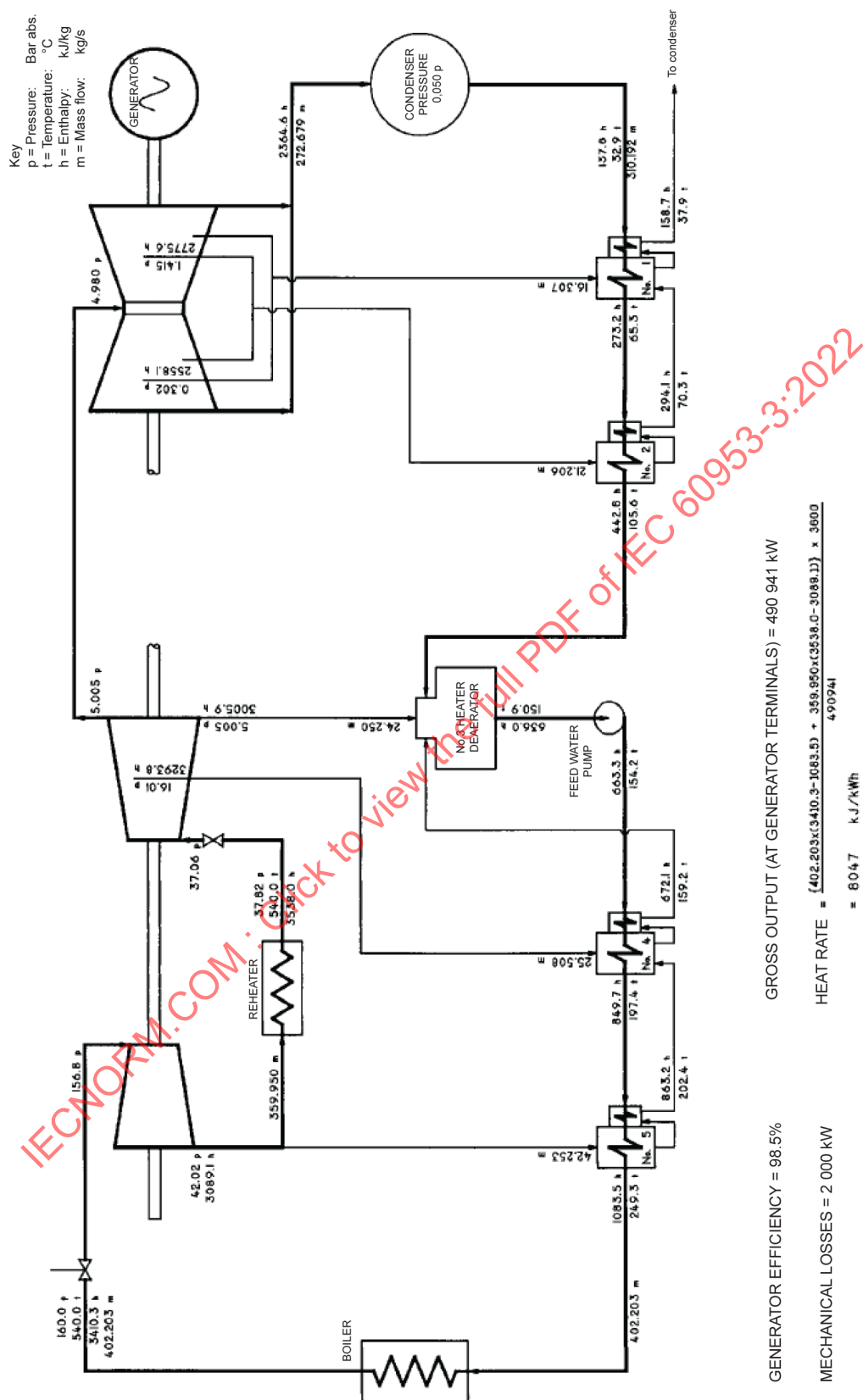


Figure G.5 – Pre-retrofit test

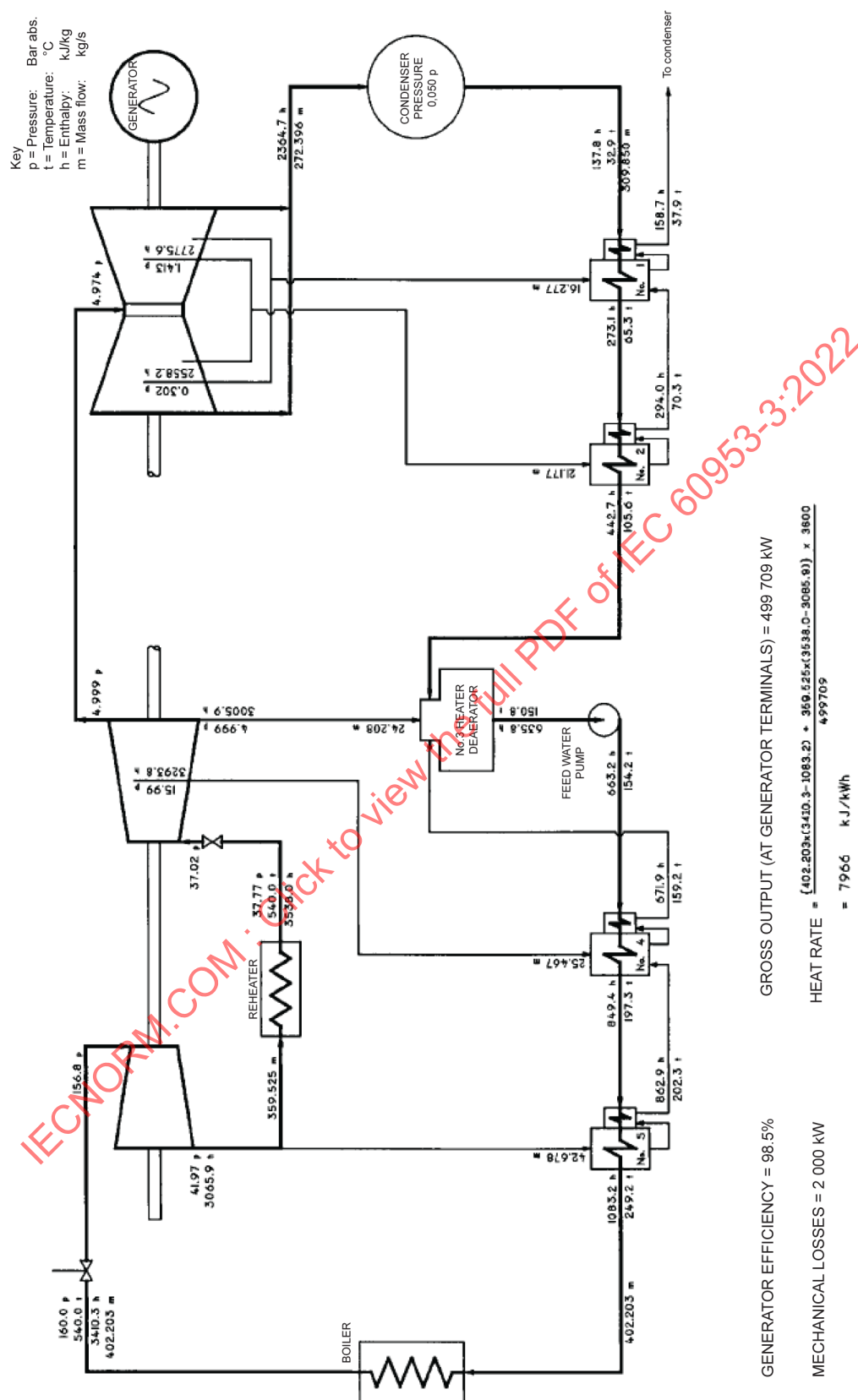


Figure G.6 – Pre-retrofit test: HP cylinder replaced

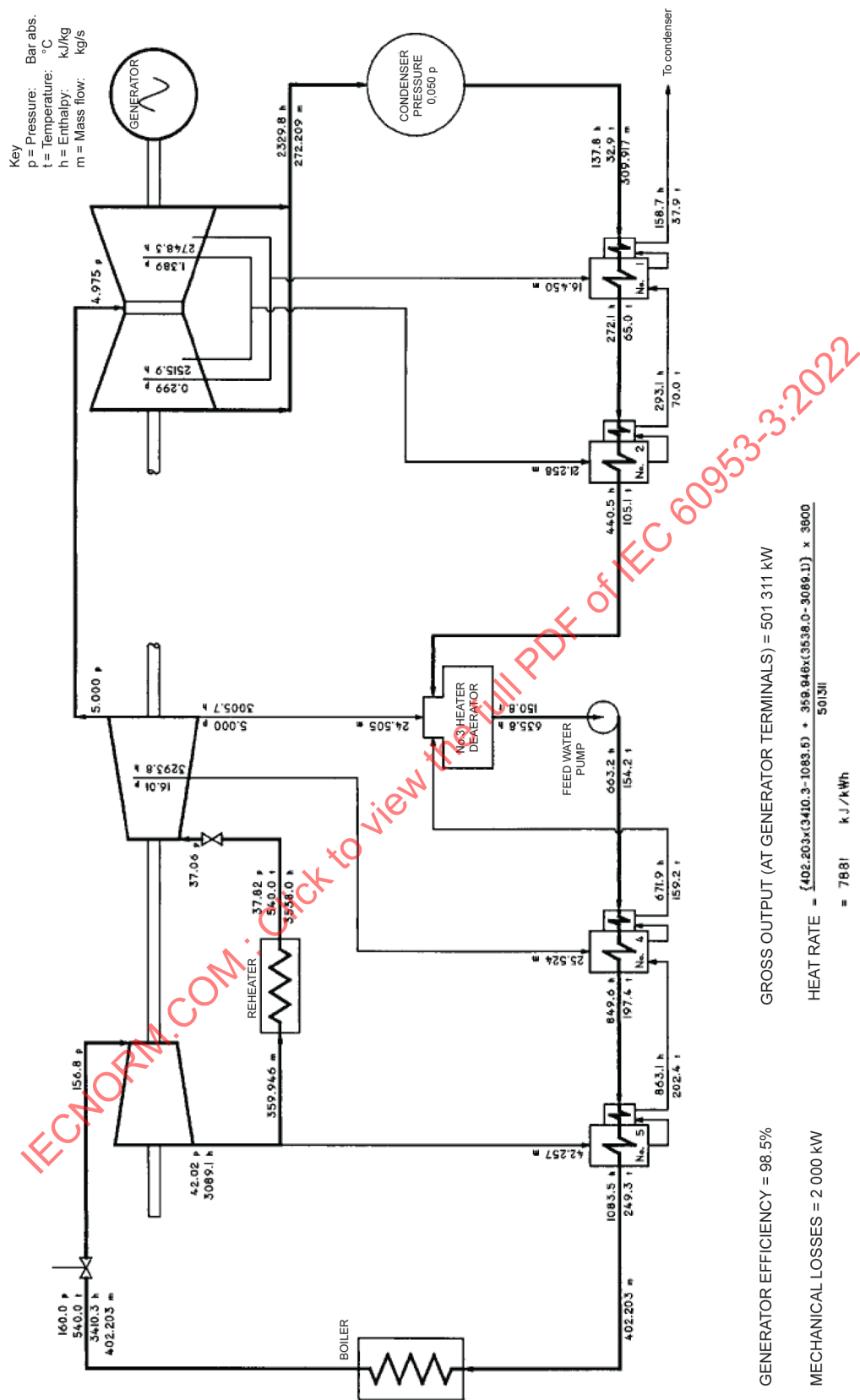
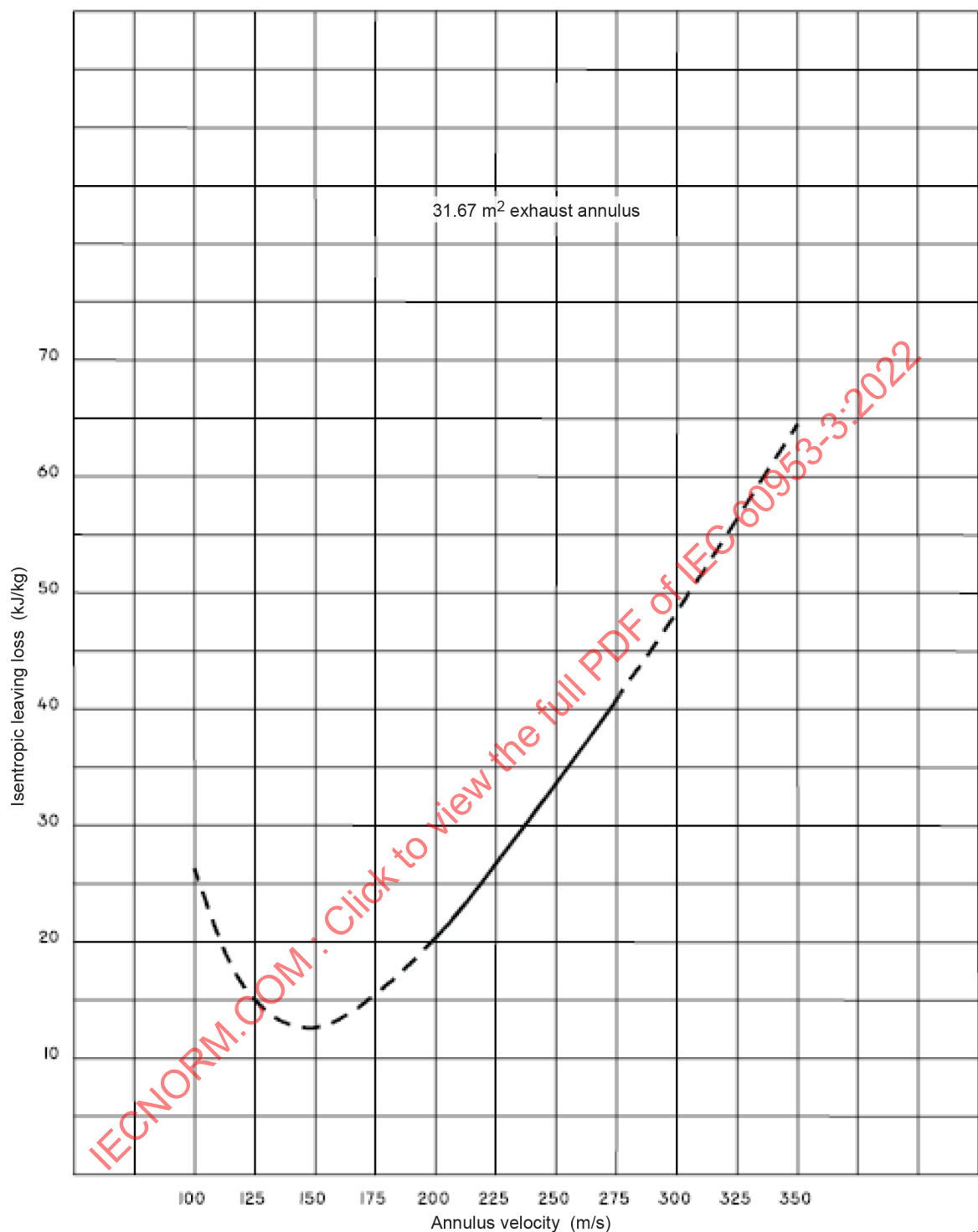


Figure G.7 – Pre-retrofit test: LP cylinder replaced



IEC

Figure G.8 – Leaving loss curve

G.3 Example of retrofitting a nuclear turbine

G.3.1 General

This example relates to a nuclear power plant using a 950 MW output 1 500 r/min turbine generator configured with HP and LP cylinders in tandem. The live steam design condition is between 57 bar to 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 G.17, 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.

G.3.2 Retrofit scenario and testing procedure

This 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: A baseline heat balance established from a baseline test (Figure G.17), the definition of the purpose of the retrofit and the expected new operating conditions which shall be used as guarantee conditions (steam generator parameters, condenser pressure, etc.) are specified.
- Step 2: The designer issues a guaranteed heat balance (Figure G.18). When doing so, the designer 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 designer 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 G.18.
- Step 3: A pre-test confirms the baseline heat balance (Figure G.17). No adjustment of guarantee is required.
- Step 4: Retrofit is performed. In this example, another modification was made during the retrofit that was not considered in the guaranteed heat balance.
- 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 changes which were not included in the guaranteed heat balance (see G.3.1).
- Step 6: The post-test heat balance (Figure G.19) is re-calculated considering the new operating conditions and using the same calculation model as for the contractual guaranteed heat balance. By means of the correction curves with the guaranteed heat balance, it is verified 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.

G.3.3 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 G.16) 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 G.9);
- correction for thermal power (Figure G.10);
- correction for condenser pressure (Figure G.11);
- correction for the quality of live steam (Figure G.12);
- correction for main steam pressure drop in the moisture separator reheaters (MSRs) (Figure G.13);
- correction for temperature of the reheat steam (Figure G.14);
- correction for quality of steam at outlet of the moisture separator (Figure G.15).

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 G.16).

All correction curves and correction values shown within this annex are exemplary only. Project-specific curves shall be prepared and will have different shape and possibly different orientation.

G.3.4 Application of correction curves

G.3.4.1 General

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

G.3.4.2 Verification of the post-test calculated heat balance

Since the post-test has been conducted at operating conditions that 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 G.19) that will be used for comparisons between the measured and the guaranteed values.

This new heat balance 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 G.1.

Table G.1 – Main parameters of the heat balances (Figure G.17 to Figure G.19)

Main parameters of the base line heat balance (Figure G.17)						
Thermal power	Live steam pressure	Quality of the live steam	Exhaust pressure	Turbine power	Generator power	Heat rate
MW	bar	-	m bar	MW	MW	kJ/kW h
2 785	57,76	0,996 0	75	925,10	914,925	10 958,3
Main parameters of the guaranteed heat balance (Figure G.18)						
Thermal power	Live steam pressure	Quality of the live steam	Exhaust pressure	Turbine power	Generator power	Heat rate
MW	bar	-	m bar	MW	MW	kJ/kW h
2 785	57,72	0,996 0	75	954,14	943,640	10 624,8
Main parameters of the post-test heat balance (Figure G.19) (at test conditions)						
Thermal power	Live steam pressure	Quality of the live steam	Exhaust pressure	Turbine power	Generator power	Heat rate
MW	bar	-	m bar	MW	MW	kJ/kW h
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 G.16 (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:

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

All comparisons between Figure G.18 (guaranteed heat balance) and Figure G.19 (post-test heat balance) are summarized in the following Table G.2.

Table G.2 – Comparison between guaranteed and post-test re-calculated heat balance

Parameters	Parameter value	Correction factor	Reference
Quality of the live steam	0,997 00	–	Figure G.12
Correction factor	–	1,000 10	
Thermal power ratio	0,980 25	–	Figure G.10
Correction factor	–	0,997 20	
Exhaust pressure	85 m bar	–	Figure G.11
Correction factor	–	0,992 70	
Live steam pressure ratio	1,036	–	Figure G.9
Correction factor	–	0,999 67	
Total correction factor		0,989 69	
Post-test re-calculated heat rate – kJ/kW h		10 736	
Heat rate corrected – kJ/kW h		10 625	
Guaranteed heat rate – kJ/kW h		10 624,8	

The contractual heat rate is 10 624,8 kJ/kW h. 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.

G.3.5 Comparison of the measured values to the guarantees

Table G.3 gives the measured values for the main parameters and the corresponding calculated values from the post retrofit heat balance.

Table G.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⁾	–	0,998 3	0,998 3
Thermal load ¹⁾	MW	2 730	2 730
Exhaust pressure ¹⁾	m bar	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	–	0,990 7	0,994 7
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/kW h	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.

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 G.4.

Table G.4 – Corrections due to differences between measured and calculated values (from post re-calculated heat balance, Figure G.19)

Parameters	Unit	Parameter deviation/value	Correction factor	Reference
Pressure drop deviation in the MSR	bar	0,07	–	Figure G.13
Correction factor		–	0,999 30	
Temperature deviation at MSR outlet	K	–1,87	–	Figure G.14
Correction factor		–	0,999 82	
Steam quality at MS outlet	–	0,990 7	–	Figure G.15
Correction factor		–	0,998 5	
Total correction factor			0,997 6	
Post-test measured heat rate	kJ/kW h		10 761	
Corrected heat rate	kJ/kW h		10 735,4	
Post-test re-calculated heat rate	kJ/kW h		10 736	

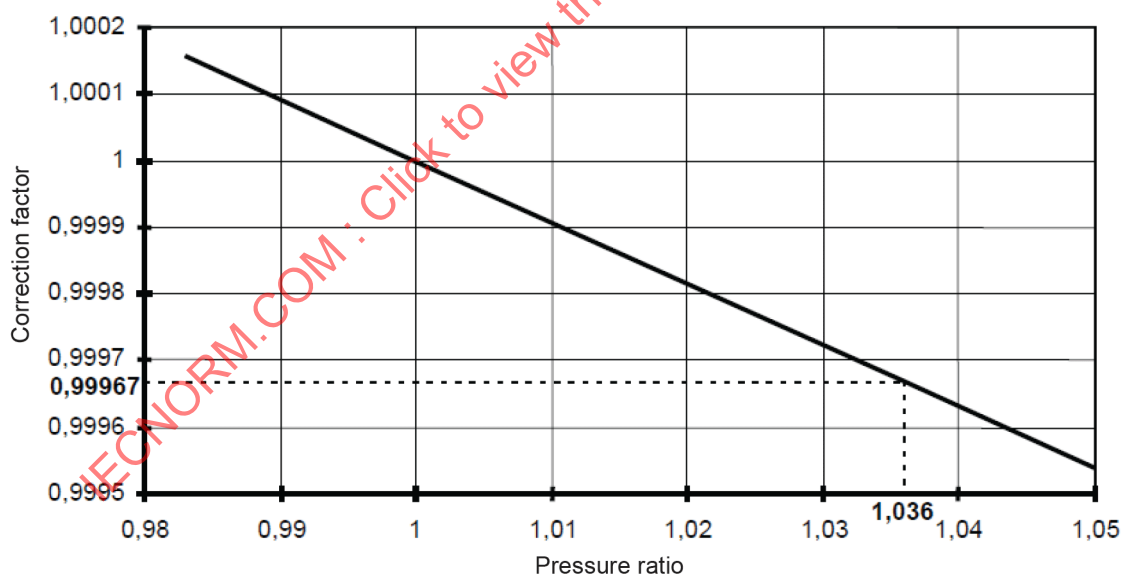
The corrected heat rate is identical to the post-retrofit re-calculated heat rate. This demonstrates that the measured heat rate, corrected to take into account the new operating conditions (heat balance method) and for any abnormal operation of components outside the retrofit scope (by correction curves) can be declared compliant with the guaranteed heat rate. A summary of the corrections is made in Table G.5.

The measured heat rate can, of course, be corrected and compared directly with the guaranteed heat rate (10 624,8 kJ/kW h):

$$10\,761 \times 0,997\,6 \times 0,989\,69 = 10\,625 \text{ kJ/kW h}$$

Table G.5 – Summary of corrections

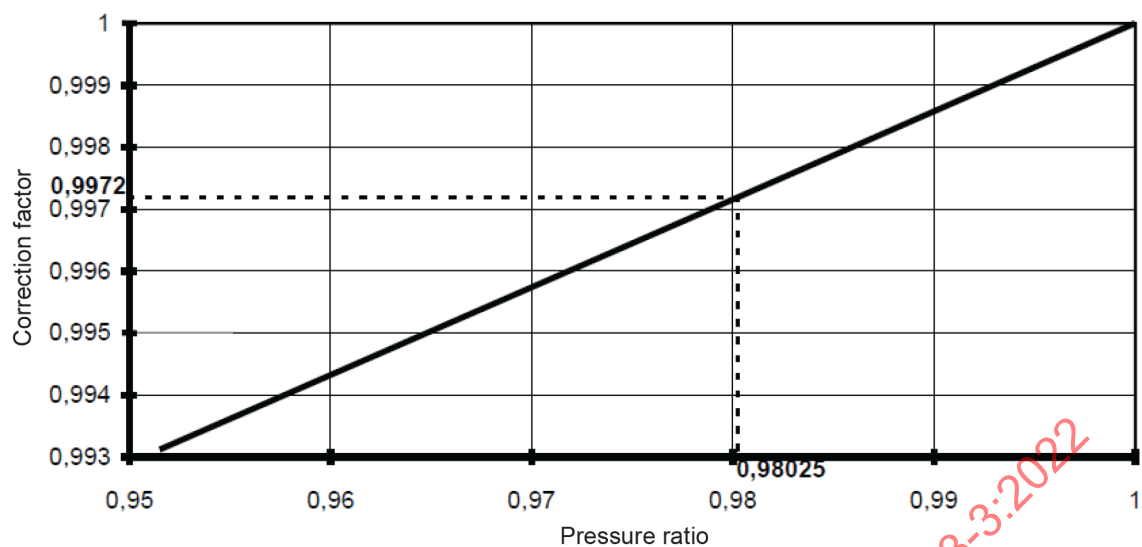
Parameters	Unit	Value	Comment
Measured heat rate	kJ/kW h	10 761	As measured
Correction factor		0,997 60	Correction in accordance with Table G.4 due to difference between measured values and those of the post-test re-calculated heat balance (see Figure G.19)
Corrected heat rate	kJ/kW h	10 735,4	
Correction factor		0,989 69	Correction in accordance with Table G.2 due to difference between the guaranteed (Figure G.18) and the post-test re-calculated (Figure G.19) heat balances
Corrected heat rate	kJ/kW h	10 625	
Guaranteed heat rate	kJ/kW h	10 625	According to Figure G.18



Constant thermal power: 2 785 MW

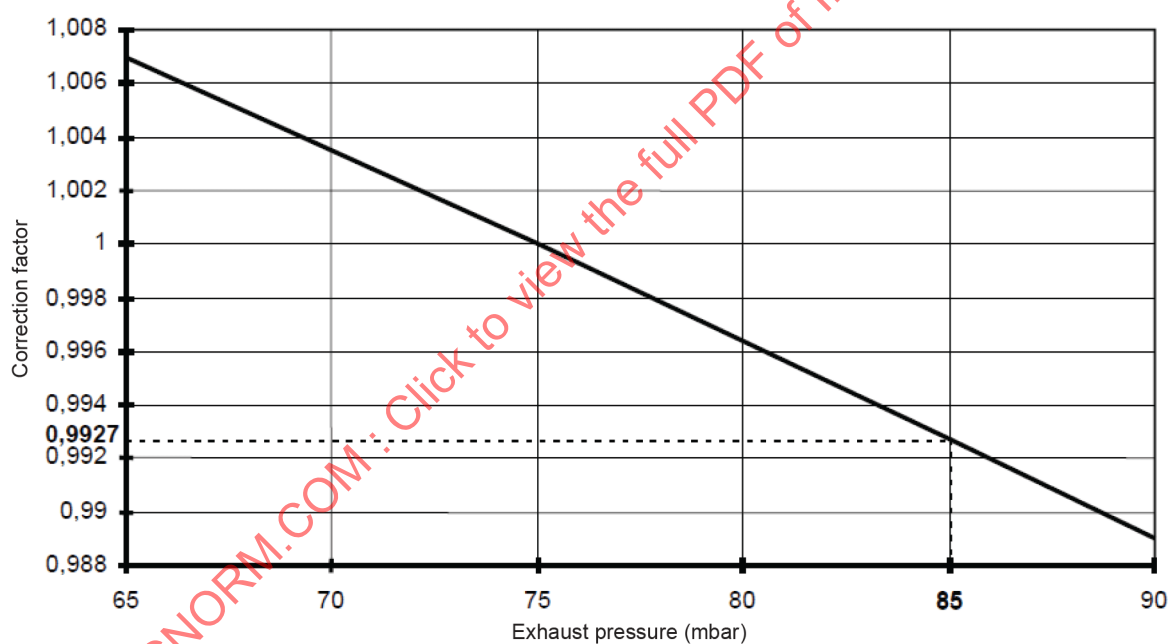
IEC

Figure G.9 – Correction curve of heat rate due to live steam pressure



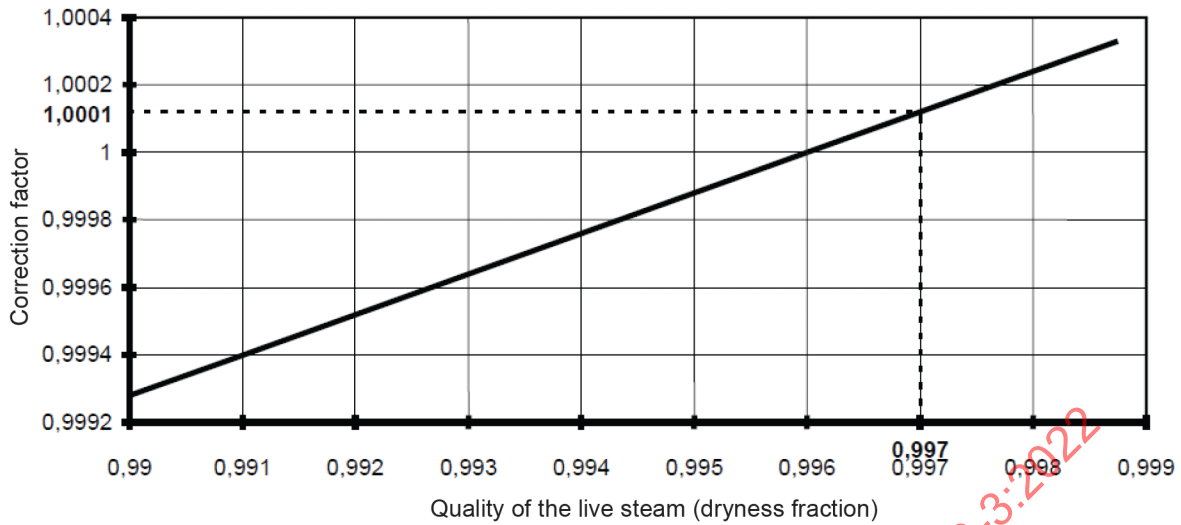
IEC

Figure G.10 – Correction curve of heat rate due to thermal power



IEC

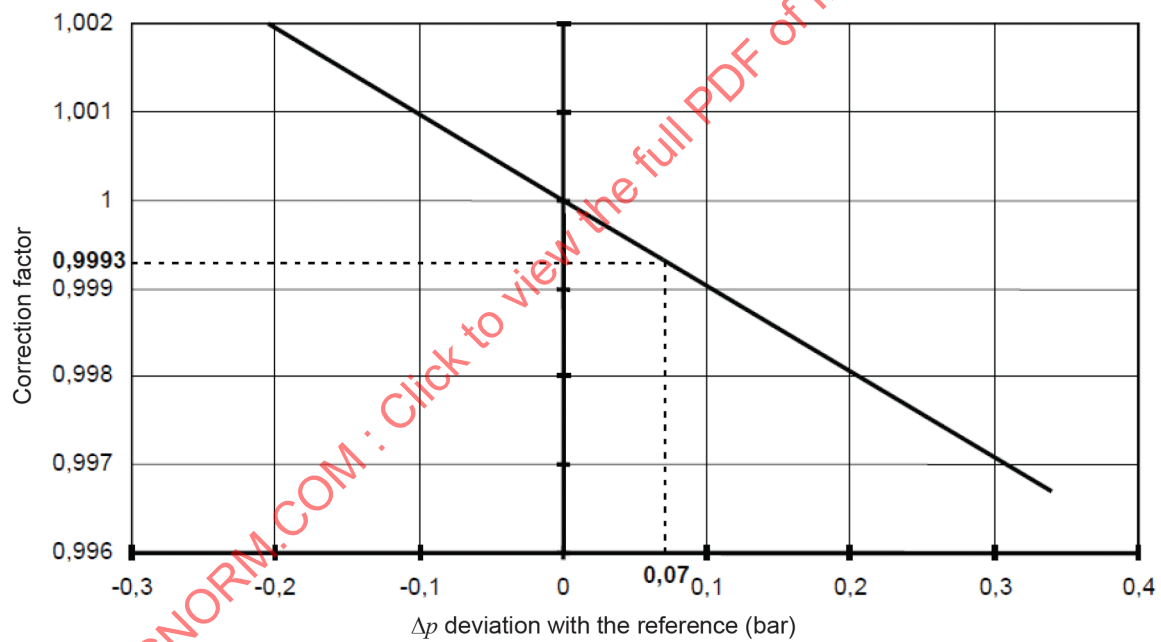
Figure G.11 – Correction curve of heat rate due to exhaust pressure



Constant thermal power: 2 785 MW

IEC

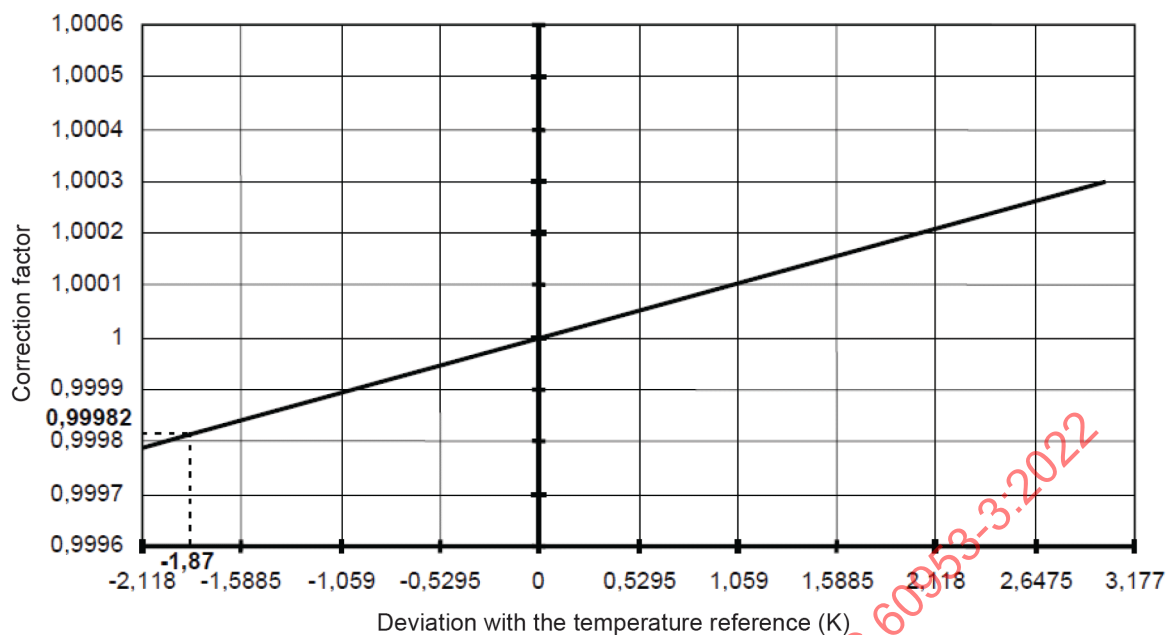
Figure G.12 – Correction curve of heat rate due to quality of live steam



Constant thermal power: 2 785 MW

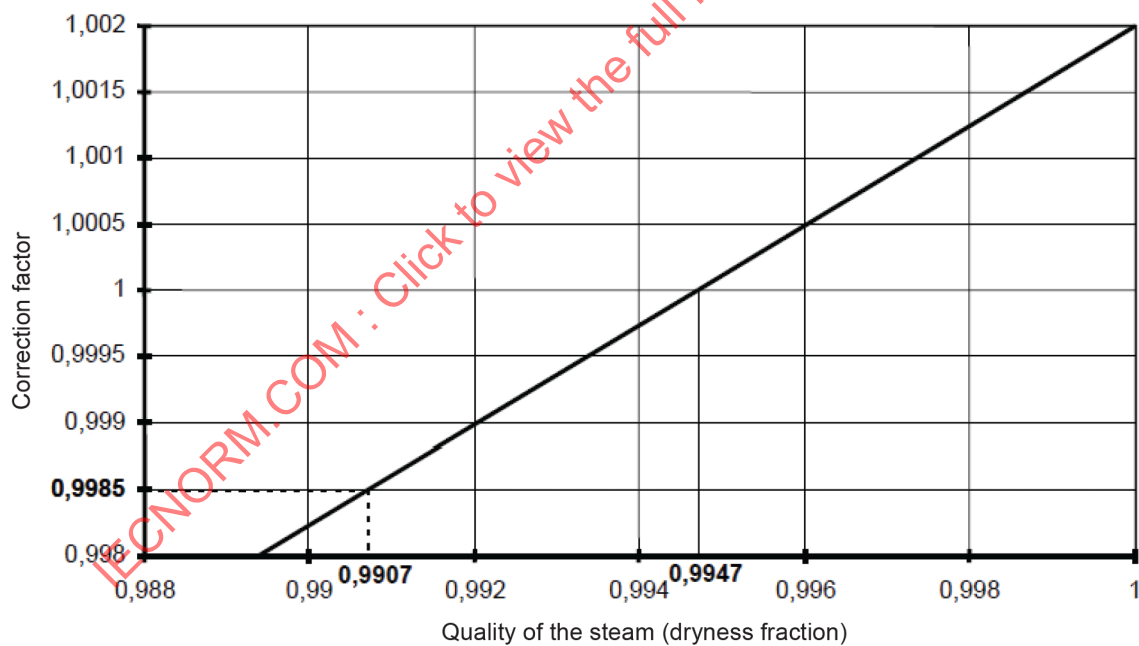
IEC

Figure G.13 – Correction curve of heat rate for Δp of the moisture separator/reheaters



IEC

Figure G.14 – Correction curve of heat rate due to temperature of the reheat steam



IEC

Figure G.15 – Correction curve of heat rate due to quality of steam after the moisture separator

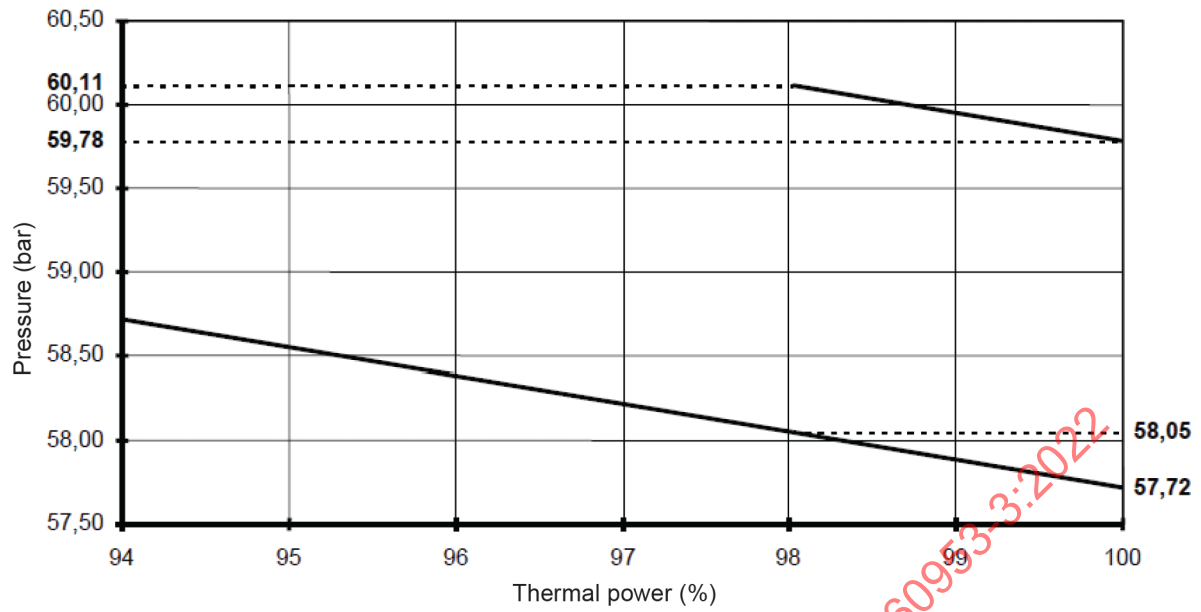
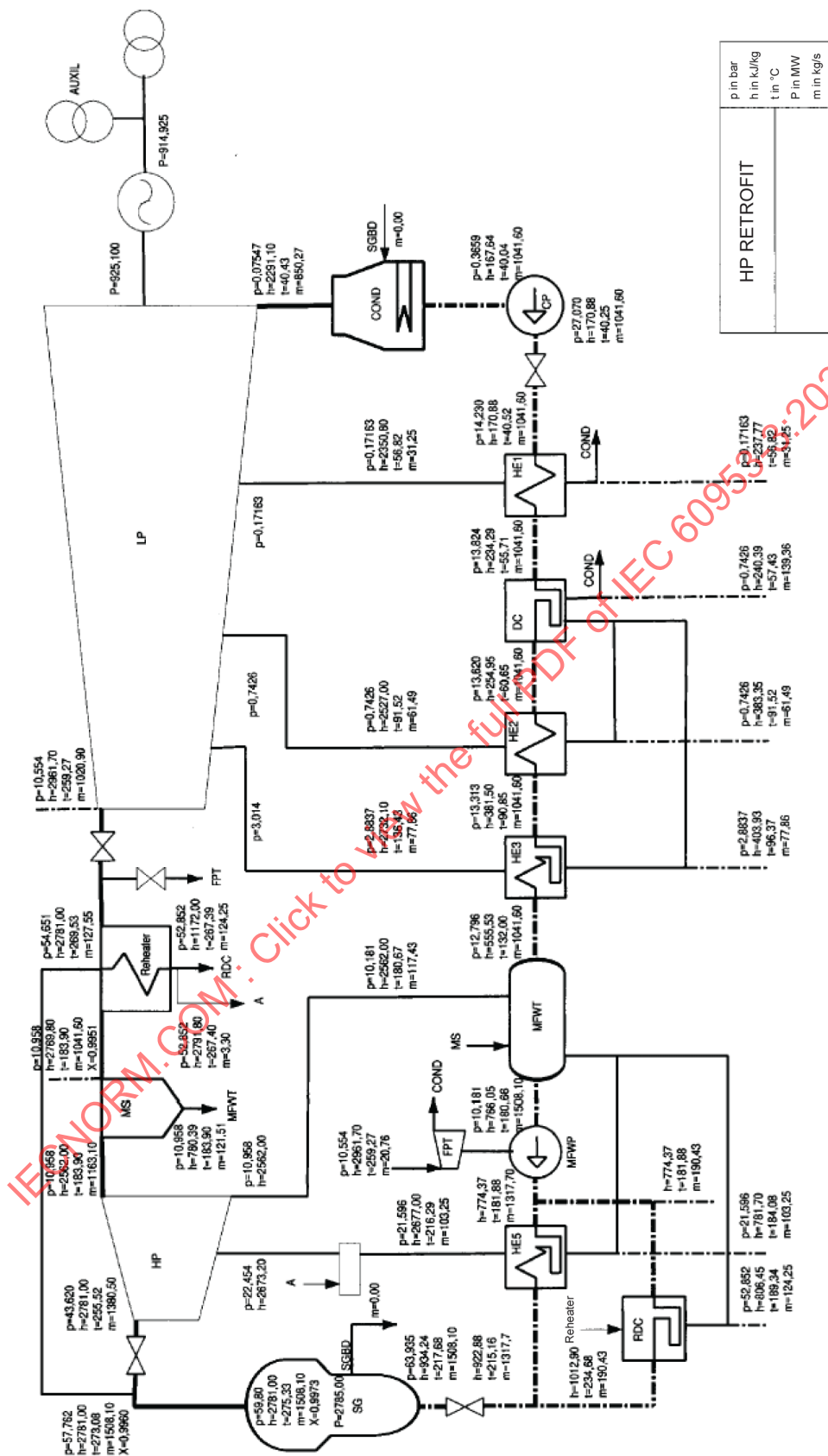


Figure G.16 – Curve of live steam pressure before the valves of the turbine as a function of thermal power



IEC

Figure G.17 – Baseline heat balance



Figure G.18 – Guarantee heat balance



Figure G.19 – Post-retrofit test re-calculated heat balance

Annex H (informative)

Uncertainty calculation – numerical examples (fossil and nuclear)

H.1 General

In Annex F, theoretical guidelines are given on how to determine the measurement uncertainties of the results. For clarification, this annex deals with two numerical examples – one fossil and one nuclear. The values and derived results given below are only test cases. It is important to assess each application and not to take the values for guidance as typical.

The values used in Table H.1 are typical values for the purpose of the examples. In real cases, both systematic and random errors shall be assessed for a specific application. The values include the complete measuring chain and account for multiple instruments.

**Table H.1 – Assumed total measured variable uncertainty
for pressure, temperature and generator output**

Parameter	Uncertainty		Comment
	Systematic	Random	
Pressure	0,2 %	0,1 %	Excluding exhaust pressure
Pressure	0,6 %	0,3 %	Exhaust pressure
Temperature	0,2 %	0,1 %	
Generator output	0,30 %	0,05 %	

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. Further, the actual LP exhaust pressure does not have the same value over the exhaust area but has a specific distribution. 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 IEC 60953-0:2022, Formulae (24) and (35)). In retrofit situations with relative guarantees, systematic errors become less important.

For simplification, Figure H.1 and Figure H.2 show only the location of the instruments and not the multiple instrumentation, whereas Table H.4 and Table H.10 show both.

H.2 Fossil case study

H.2.1 General

An original heat balance was taken as a basis from which a structure with an assumed scope of instrumentation was derived (see Figure H.1 and Table H.4).

The scope of instrumentation is considered to be realistic for a fossil plant of this kind and agrees with Figure 2 of IEC 60953-0:2022. 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.

H.2.2 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 G.3 should be used.

a) Step 1

Determine the mean weighted feedwater flow to the boiler by applying Formulae (24), (25) and (35) of IEC 60953-0:2022. 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 mean 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 (11) of this document.

c) Step 3

Using Formulae (12) and (13) 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 Formulae (F.2), (F.3) and (F.4). The result may be presented in a calculated table (see Table H.4) from which two cases may be derived. The calculation assumes corrections of the heat rate (from correction curves) according to Figure G.4 for live steam (p / t), reheat steam (t), reheater pressure drop, and exhaust pressure. Two cases are considered to illustrate the procedure.

– Case 1

The uncertainties of an absolute test where both systematic and random errors occur are given in Table H.2. This table gives the result for three different accuracy levels (systematic) of the flow measurements (see Formula (F.5) used for a single test.).

Table H.2 – Uncertainty percentage of calculated results at different flow measurement uncertainty levels for a fossil plant

Parameter	Three uncertainty (systematic) levels of flow measurements		
	0,50	0,75 ^{a)}	1,00 ^{a)}
Heat rate (corrected)	0,592 %	0,734 %	0,889 %
HP isentropic efficiency	1,023 %	1,023 %	1,023 %
IP isentropic efficiency	0,321 %	0,321 %	0,321 %
LP isentropic efficiency	1,689 %	2,077 %	2,503 %
a) Example calculations in Table H.4 to Table H.7 are based on flow measurement uncertainty levels of 0,75 (pre-test) and 1,00 (post-test).			

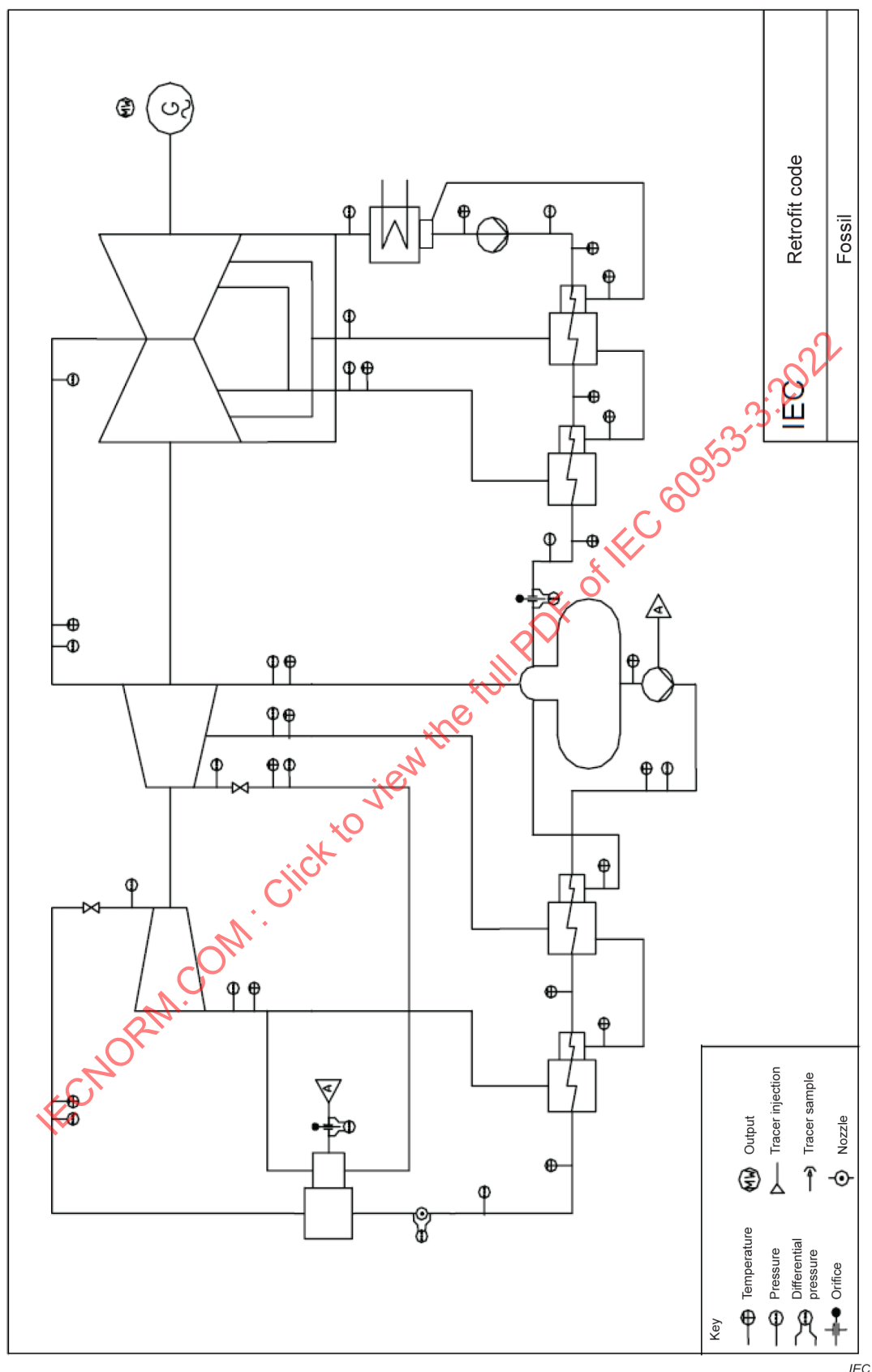
– Case 2

The uncertainty of the improvement between two tests (where systematic errors may be reduced according to the applicable correlation coefficient, see Table H.3) are calculated in accordance with Formula (F.5) and with 0,75 pre-test flow measurement uncertainty level, and 1,00 post-test flow measurement uncertainty level.

Table H.3 – Uncertainty percentage of calculated results at different correlation levels for a fossil plant

Parameter	Assumptions for three levels for correlation coefficient r		
	0,0	0,7 ^{a)}	1,0
Delta Heat rate (corrected)	1,141 %	0,665 %	0,207 %
Delta HP isentropic efficiency	1,447 %	0,960 %	0,647 %
Delta IP isentropic efficiency	0,453 %	0,301 %	0,203 %
Delta LP isentropic efficiency	3,219 %	1,902 %	0,853 %
a) Example calculations in Table H.4 to Table H.7 are based on a correlation coefficient r arbitrarily set to 0,7 (not normative).			

To best possible estimate the value of the correlation coefficient r , engineering judgement shall be used.



IEC

Figure H.1 – Instrumentation for a fossil plant

Table H.4 – Heat Rate uncertainty of a fossil plant

IEC FOSSIL EXAMPLE												
		Pre Test				Post Test				Post - Pre DELTA		
		Total parameter uncertainty		Corrected heat rate		Total parameter uncertainty		Corrected heat rate		pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
		Systematic %±	Random %±	Systematic %/°	Random %±	Systematic %±	Random %±	Systematic %/°	Random %±			
t = temperature [°C]		0,20%	0,10%			0,20%	0,10%					
p = pressure [bar] (except LP exhaust pressure)		0,20%	0,10%			0,20%	0,10%					
m = mass flow rate [kg/s]		0,75%	0,15%			1,00%	0,15%					
P = generator output [kW]		0,30%	0,05%			0,30%	0,05%					
CL = unaccounted Cycle Losses [kg/s]		10%	10%			10%	10%					
Parameter		Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/°	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/°	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/°	Systematic %±	Random %±
p	Live steam before MSV	0,20	0,10	-0,001 4	0,000	0,000	0,000	0,20	0,10	0,001 4	0,000	0,000
p	HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0,20	0,10	-0,040 8	-0,008	-0,004		0,20	0,10	0,040 8	0,008	0,004
p	Live steam after MSV	0,20	0,10					0,20	0,10			
p	After reheat / hot reheat	0,20	0,10	-0,066 6	-0,013	-0,007	0,000	0,20	0,10	0,066 6	0,013	0,007
p	Extraction 4 after IP turbine	0,20	0,10	-0,000 3	0,000	0,000	0,000	0,20	0,10	0,000 3	0,000	0,000
p	Extraction 3 after IP turbine	0,20	0,10	-0,000 2	0,000	0,000	0,000	0,20	0,10	0,000 2	0,000	0,000
p	IP exhaust (cross over)	0,20	0,10					0,20	0,10			
p	Before LP turbine (cross over)	0,20	0,10					0,20	0,10			
p	Extraction 2 after LP turbine	0,20	0,10					0,20	0,10			
p	Extraction 1 after LP turbine	0,20	0,10					0,20	0,10			
p	LP turbine exhaust	0,60	0,30	-0,040 0	-0,024	-0,012	0,000	0,60	0,30	0,040 0	0,024	0,012
p	Condensate before LP heaters	0,20	0,10					0,20	0,10			
p	Condensate after heater 2	0,20	0,10	-0,000 1	0,000	0,000	0,000	0,20	0,10	0,000 1	0,000	0,000
p	After feedwater pump	0,20	0,10	-0,002 5	-0,001	0,000	0,000	0,20	0,10	0,002 5	0,001	0,000
p	Feed water after heater 5	0,20	0,10	-0,000 4	0,000	0,000	0,000	0,20	0,10	0,000 4	0,000	0,000

Parameter	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
t Live steam before MSV	0,20	0,10	-0,676 4	-0,135	-0,068	0,20	0,20	0,10	0,068	0,70	0,142
t HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0,20	0,10	-0,305 0	-0,061	-0,031	0,20	0,20	0,10	0,031	0,70	0,064
t After reheat / hot reheat	0,20	0,10	-0,536 4	-0,107	-0,054	0,20	0,20	0,10	0,054	0,70	0,113
t Extraction 4 after IP turbine	0,20	0,10	-0,011 7	-0,002	-0,001	0,20	0,20	0,10	0,002	0,70	0,002
t Extraction 3 after IP turbine	0,20	0,10	-0,007 8	-0,002	-0,001	0,20	0,20	0,10	0,002	0,70	0,002
t IP exhaust (cross over)	0,20	0,10				0,20	0,20	0,10		0,70	
t Extraction 2 after LP turbine	0,20	0,10				0,20	0,20	0,10		0,70	
t After condenser pump	0,20	0,10				0,20	0,20	0,10		0,70	
t Drain after heater 1	0,20	0,10				0,20	0,20	0,10		0,70	
t Condensate after heater 1	0,20	0,10				0,20	0,20	0,10		0,70	
t Condensate after heater 2	0,20	0,10	-0,078 8	-0,016	-0,008	0,20	0,20	0,10	0,008	0,70	0,017
t Drain after heater 2	0,20	0,10				0,20	0,20	0,10		0,70	
t After deaerator before FWP	0,20	0,10	-0,150 9	-0,030	-0,015	0,20	0,20	0,10	0,015	0,70	0,032
t After FWP before heater 4	0,20	0,10	-0,134 2	-0,027	-0,013	0,20	0,20	0,10	0,013	0,70	0,028
t Feedwater after heater 4	0,20	0,10	-0,048 3	-0,010	-0,005	0,20	0,20	0,10	0,005	0,70	0,010
t Drain after heater 4	0,20	0,10	-0,002 9	-0,001	0,000	0,20	0,20	0,10	0,001	0,70	0,001
t Feedwater after heater 5	0,20	0,10	-0,253 0	-0,051	-0,025	0,20	0,20	0,10	0,025	0,70	0,053
t Drain after heater 5	0,20	0,10	-0,005 4	-0,001	-0,001	0,20	0,20	0,10	0,001	0,70	0,001
m Main feedwater flow to boiler ¹⁾	0,88	0,15	-0,545 4	-0,477	-0,082	1,10	1,10	0,15	0,600	0,082	0,447
m Condensate before deaerator ¹⁾	0,88	0,15	-0,454 6	-0,398	-0,068	1,10	1,10	0,15	0,500	0,068	0,373
m Reheater spray flow (closed)	0,75	0,15				1,00	1,00	0,15			
P Generator output power	0,30	0,05	-1,000 1	-0,300	-0,050	0,30	0,30	0,05	1,000 1	0,050	0,243
CL Unaccounted Cycle leakage [in %-LS Flow]	0,025	0,025	-0,677 5	-0,017	0,017	0,020	0,020	0,020	0,677 5	0,014	0,025
Total root-square sum				0,718	0,154				0,860	0,154	
Overall uncertainty (root-square sum of systematic and random)				0,734					0,873		0,665

¹⁾ The unaccounted leakage is found to be: 0,25% LS-flow.
50% of this number is added arithmetically to the primary flow uncertainty according to 8.4.3 and 6.2.3.4.
Where superheater and reheater attemperator spray flows are in service, their effect shall be accounted for.
NOTE The influence of errors in the correction curves has not been considered in this example.

r to be determined by user.
In this example r is set arbitrarily (not normative).

Table H.5 – HP isentropic efficiency uncertainty of a fossil plant

IEC FOSSIL EXAMPLE													
Pre Test				Post Test						Post - Pre DELTA			
	Total parameter uncertainty		HP ETA-global Pre Test		Sensitivity %/°	Systematic %±	Random %±	HP ETA-global Post Test		pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±	
	Systematic	Random	Systematic	Random				Systematic	Random				
t = temperature [°C]	0,20%	0,10%						0,20%	0,10%				
p = pressure [bar] (except LP exhaust pressure)	0,20%	0,10%						0,20%	0,10%				
m = mass flow rate [kg/s]	0,75%	0,15%						1,00%	0,15%				
P = generator output [kW]	0,30%	0,05%						0,30%	0,05%				
CL = unaccounted Cycle Losses [kg/s]	10%	10%						10%	10%				
Parameter	%±	Random %±	Sensitivity %/°	Systematic %±	Random %±	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/°	Systematic %±	Random %±	pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
p Live steam before MSV	0,20	0,10	-1,043 6	-0,209	-0,104	0,20	0,10	1,043 6	0,209	0,104	0,70	-0,061	0,219
p HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0,20	0,10	-0,970 8	-0,194	-0,097	0,20	0,10	0,970 8	0,194	0,097	0,70	-0,053	0,204
p Live steam after MSV	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p After reheat / hot reheat	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Extraction 4 after IP turbine	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Extraction 3 after IP turbine	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p IP exhaust (cross over)	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Before LP turbine (cross over)	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Extraction 2 after LP turbine	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Extraction 1 after LP h1rbine	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p LP turbine exhaust	0,60	0,30				0,60	0,30				0,70		
p Condensate before LP heaters	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Condensate after heater 2	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p After feedwater pump	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Feed water after heater 5	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		

Parameter	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
t Live steam before MSV	0,20	0,10	-3,409 7	-0,682	-0,341	0,10	0,20	0,10	0,70	-0,651	0,715
t HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0,20	0,10	-2,699 4	-0,540	-0,270	0,10	0,20	0,10	0,70	-0,408	0,566
t After reheat / hot reheat	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Extraction 4 after IP turbine	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Extraction 3 after IP turbine	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t IP exhaust (cross over)	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Extraction 2 after LP turbine	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t After condenser pump	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Drain after heater 1	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Condensate after heater 1	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Condensate after heater 2	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Drain after heater 2	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t After deaerator before FWP	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t After FWP before heater 4	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Feedwater after heater 4	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Drain after heater 4	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Feedwater after heater 5	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
t Drain after heater 5	0,20	0,10				0,10	0,20	0,10	0,70		
m Main feedwater flow to boiler ¹⁾	0,88	0,15				0,15	1,10	0,15	0,70		
m Condensate before deaerator ¹⁾	0,88	0,15				0,15	1,10	0,15	0,70		
m Reheater spray flow (closed)	0,75	0,15				0,15	1,00	0,15	0,70		
P Generator output power	0,30	0,05				0,05	0,30	0,05	0,70		
CL unaccounted Cycle leakage [in %-LS Flow]	0,025	0,025				0,025	0,020	0,020	0,70		
Total root-square sum				0,915	0,458						
Overall uncertainty (root-square sum of systematic and random)				0,915	0,458						
¹⁾ The unaccounted leakage is found to be: 0,25% LS-flow. 50% of this number is added arithmetically to the primary flow uncertainty according to 8.4.3 and 6.2.3.4. Where superheater and reheater attemperator spray flows are in service, their effect shall be accounted for. NOTE The influence of errors in the correction curves has not been considered in this example.											
										r to be determined by user. In this example r is set arbitrarily (not normative).	
										0,960	

Table H.6 – IP isentropic efficiency uncertainty of a fossil plant

IEC FOSSIL EXAMPLE	Pre Test			Post Test			Post - Pre DELTA		
	Total parameter uncertainty		IP ETA-global Pre Test	Total parameter uncertainty		IP ETA-global Post Test	pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
	Systematic	Random		Systematic	Random				
t = temperature [°C]	0,20%	0,10%	IP ETA-global Pre Test	0,20%	0,10%	IP ETA-global Post Test	0,70	-	delta IP ETA-global [in %-ETA-global] Post - Pre DELTA
p = pressure [bar] (except LP exhaust pressure)	0,20%	0,10%		0,20%	0,10%				
m = mass flow rate [kg/s]	0,75%	0,15%		1,00%	0,15%				
P = generator output [kW]	0,30%	0,05%		0,30%	0,05%				
CL = unaccounted Cycle Losses [kg/s]	10%	10%		10%	10%				
Parameter	Systematic	Random	Sensitivity	Systematic	Random	Sensitivity	Random	Sum	
p Live steam before MSV	0,20	0,10	%/°	%±	%±	%/°	%±	0,70	
p HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0,20	0,10						0,70	
p Live steam after MSV	0,20	0,10						0,70	
p After reheat / hot reheat	0,20	0,10	-0,414 2	-0,083	-0,041	0,414 2	0,083	0,70	0,087
p Extraction 4 after IP turbine	0,20	0,10						0,70	
p Extraction 3 after IP turbine	0,20	0,10						0,70	
p IP exhaust (cross over)	0,20	0,10	-0,419 3	-0,084	-0,042	0,419 3	0,084	0,70	0,088
p Before LP turbine (cross over)	0,20	0,10						0,70	
p Extraction 2 after LP turbine	0,20	0,10						0,70	
p Extraction 1 after LP h1rbine	0,20	0,10						0,70	
p LP turbine exhaust	0,60	0,30						0,70	
p Condensate before LP heaters	0,20	0,10						0,70	
p Condensate after heater 2	0,20	0,10						0,70	
p After feedwater pump	0,20	0,10						0,70	
p Feed water after heater 5	0,20	0,10						0,70	

Parameter	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	pre - post correlation r -	Correlated systematic contribution %	Sum %±
t Live steam before MSV	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t After reheat / hot reheat	0.20	0.10	-0.767 7	-0.154	-0.077		0.20	0.10	0.70	-0.033	0.161
t Extraction 4 after IP turbine	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Extraction 3 after IP turbine	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t IP exhaust (cross over)	0.20	0.10	-1.057 7	-0.212	-0.106		0.20	0.10	0.70	-0.063	0.222
t Extraction 2 after LP turbine	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t After condenser pump	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Drain after heater 1	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Condensate after heater 1	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Condensate after heater 2	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Drain after heater 2	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t After deaerator before FWP	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t After FWP before heater 4	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Feedwater after heater 4	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Drain after heater 4	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Feedwater after heater 5	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
t Drain after heater 5	0.20	0.10					0.20	0.10	0.70		
m Main feedwater flow to boiler ¹⁾	0.88	0.15					1.10	0.15	0.70		
m Condensate before deaerator ¹⁾	0.88	0.15					1.10	0.15	0.70		
m Reheater spray flow (closed)	0.75	0.15					1.00	0.15	0.70		
P Generator output power	0.30	0.05					0.30	0.05	0.70		
CL unaccounted Cycle leakage [in %LS Flow]	0.025	0.025					0.020	0.020	0.70		
Total root-square sum				0.287	0.143		0.287	0.143			
Overall uncertainty (root-square sum of systematic and random)				0.321	0.143		0.321	0.143			0.301

¹⁾ The unaccounted leakage is found to be: 0.25% LS-flow.
50% of this number is added arithmetically to the primary flow uncertainty according to 8.4.3 and 6.2.3.4.
Where superheater and reheater attemperator spray flows are in service, their effect shall be accounted for.
NOTE The influence of errors in the correction curves has not been considered in this example

Table H.7 – LP isentropic efficiency uncertainty of a fossil plant

IEC FOSSIL EXAMPLE										Pre Test				Post Test				Post - Pre DELTA			
	Parameter	Total parameter uncertainty				LP ETA-global Pre Test				Total parameter uncertainty				LP ETA-global Post Test				pre - post correlation r -	Correlated systematic contribution %	Sum %	±%
		Systematic		Random		Systematic		Random		Systematic		Random		Systematic		Random					
		%±	%±	%/%	%±	%±	%±	%/%	%±	%±	%±	%/%	%±	%±	%±	%±	%±				
	p Live steam before MSV	0,20	0,10	-0,367 7	-0,074	-0,037	0,20	0,10	0,367 7	0,074	0,037	0,70	-0,008	0,077							
	p HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0,20	0,10	-0,221 4	-0,044	-0,022	0,20	0,10	0,221 4	0,044	0,022	0,70	-0,003	0,046							
	p Live steam after MSV	0,20	0,10	-0,019 3	-0,004	-0,002	0,20	0,10	0,019 3	0,004	0,002	0,70	0,000	0,004							
	p After reheat / hot reheat	0,20	0,10	-0,067 6	-0,014	-0,007	0,20	0,10	0,067 6	0,014	0,007	0,70	0,000	0,014							
	p Extraction 4 after IP turbine	0,20	0,10	-0,007 0	-0,001	-0,001	0,20	0,10	0,007 0	0,001	0,001	0,70	0,000	0,001							
	p Extraction 3 after IP turbine	0,20	0,10	-0,004 5	-0,001	0,000	0,20	0,10	0,004 5	0,001	0,000	0,70	0,000	0,001							
	p IP exhaust (cross over)	0,20	0,10	-0,016 4	-0,003	-0,002	0,20	0,10	0,016 4	0,003	0,002	0,70	0,000	0,003							
	p Before LP turbine (cross over)	0,20	0,10	-0,173 3	-0,035	-0,017	0,20	0,10	0,173 3	0,035	0,017	0,70	-0,002	0,036							
	p Extraction 2 after LP turbine	0,20	0,10	-0,010 4	-0,002	-0,001	0,20	0,10	0,010 4	0,002	0,001	0,70	0,000	0,002							
	p Extraction 1 after LP turbine	0,20	0,10	-0,003 2	-0,001	0,000	0,20	0,10	0,003 2	0,001	0,000	0,70	0,000	0,001							
	p LP turbine exhaust	0,60	0,30	-0,143 5	-0,086	0,043	0,60	0,30	0,143 5	0,086	0,043	0,70	-0,010	0,090							
	p Condensate before LP heaters	0,20	0,10	-0,012 4	-0,002	-0,001	0,20	0,10	0,012 4	0,002	0,001	0,70	0,000	0,003							
	p Condensate after heater 2	0,20	0,10	-0,012 2	-0,002	-0,001	0,20	0,10	0,012 2	0,002	0,001	0,70	0,000	0,003							
	p After feedwater pump	0,20	0,10	-0,021 2	-0,004	-0,002	0,20	0,10	0,021 2	0,004	0,002	0,70	0,000	0,004							
	p Feed water after heater 5	0,20	0,10	-0,018 4	-0,004	-0,002	0,20	0,10	0,018 4	0,004	0,002	0,70	0,000	0,004							

Parameter	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
t Live steam before MSV	0,20	0,10	-3,214 5	-0,643	-0,321	0,20	0,10	3,214 5	0,321	-0,579	0,674
t HP turbine exhaust / Cold reheat after HP turbine	0,20	0,10	-1,903 6	-0,381	-0,190	0,20	0,10	1,903 6	0,190	-0,203	0,399
t After reheat / hot reheat	0,20	0,10	-1,199 8	-0,240	-0,120	0,20	0,10	1,199 8	0,240	-0,081	0,252
t Extraction 4 after IP turbine	0,20	0,10	-0,078 9	-0,016	-0,008	0,20	0,10	0,078 9	0,016	0,000	0,017
t Extraction 3 after IP turbine	0,20	0,10	-0,053 4	-0,011	-0,005	0,20	0,10	0,053 4	0,011	0,000	0,011
t IP exhaust (cross over)	0,20	0,10	-0,503 2	-0,101	-0,050	0,20	0,10	0,503 2	0,101	-0,014	0,106
t Extraction 2 after LP turbine	0,20	0,10	-0,025 6	-0,005	-0,003	0,20	0,10	0,025 6	0,005	0,000	0,005
t After condenser pump	0,20	0,10	-0,020 5	-0,004	-0,002	0,20	0,10	0,020 5	0,004	0,000	0,004
t Drain after heater 1	0,20	0,10	-0,002 2	0,000	0,000	0,20	0,10	0,002 2	0,000	0,000	0,000
t Condensate after heater 1	0,20	0,10	-0,047 2	-0,009	-0,005	0,20	0,10	0,047 2	0,009	0,000	0,010
t Condensate after heater 2	0,20	0,10	-0,130 7	-0,026	-0,013	0,20	0,10	0,130 7	0,026	-0,001	0,027
t Drain after heater 2	0,20	0,10	-0,005 7	-0,001	-0,001	0,20	0,10	0,005 7	0,001	0,000	0,001
t After deaerator before FWP	0,20	0,10	-0,054 0	-0,011	-0,005	0,20	0,10	0,054 0	0,011	0,000	0,011
t After FWP before heater 4	0,20	0,10	-0,131 4	-0,026	-0,013	0,20	0,10	0,131 4	0,026	-0,001	0,028
t Feedwater after heater 4	0,20	0,10	-0,238 1	-0,048	-0,024	0,20	0,10	0,238 1	0,048	-0,003	0,050
t Drain after heater 4	0,20	0,10	-0,015 6	-0,003	-0,002	0,20	0,10	0,015 6	0,003	0,000	0,003
t Feedwater after heater 5	0,20	0,10	-0,493 8	-0,099	-0,049	0,20	0,10	0,493 8	0,099	-0,014	0,104
t Drain after heater 5	0,20	0,10	-0,008 1	-0,002	-0,001	0,20	0,10	0,008 1	0,002	0,000	0,002
m Main feedwater flow to boiler ¹⁾	0,88	0,15	-1,588 9	-1,390	-0,238	1,10	0,15	1,588 9	1,748	-3,402	1,304
m Condensate before deaerator ¹⁾	0,88	0,15	-1,173 2	-1,027	-0,176	1,10	0,15	1,173 2	1,291	-1,855	0,963
m Reheater spray flow (closed)	0,75	0,15				1,00	0,15				
P Generator output power	0,30	0,05	-2,119 6	-0,636	-0,106	0,30	0,05	2,119 6	0,636	-0,566	0,515
CL unaccounted Cycle leakage [in %-LS Flow]	0,025	0,025	-1,973 6	-0,049	-0,049	0,020	0,020	1,973 6	0,039	-0,003	0,073
Total root-square sum				2,012	0,515				2,405		
Overall uncertainty (root-square sum of systematic and random)				2,077					2,459		1,902

¹⁾ The unaccounted leakage is found to be: 0,25% LS-flow.
50% of this number is added arithmetically to the primary flow uncertainty according to 8.4.3 and 6.2.3.4.
Where superheater and reheater attemperator spray flows are in service, their effect shall be accounted for.
NOTE The influence of errors in the correction curves has not been considered in this example.

0,20% LS-flow.

r to be determined by user.
In this example r is set arbitrarily (not normative).

H.3 Nuclear case study

H.3.1 General

Similar to the fossil case, an original heat balance was considered from which a structure with an assumed scope of instrumentation was derived (see Figure H.2 and Table H.10). The instrumentation agrees with that of Figure 3 of IEC 60953-0:2022. It has been chosen to make the determination of the following parameters possible:

- corrected heat rate (similar to power output at defined reactor load);
- HP isentropic efficiency;
- LP isentropic efficiency.

Remarks on instrumentation:

a) Flows

The feedwater flow is determined by three orifices in parallel lines before the reactor. To determine the drains from the LP heaters and the steam flow to the feedwater pump turbine, standard orifices are installed. All other required flows are determined by means of a tracer technique (see 5.7.2 of the IEC 60953-0:2022):

- drains from the HP heaters;
- drains from the moisture separators;
- drains from the superheater;
- fraction of water in the extraction 4 line to the deaerator.

b) Temperatures

To increase accuracy, the temperature measurement is doubled before the LP turbine inlet.

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.

H.3.2 Evaluation

Similar to the fossil cycle, 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 G.17 should be used.

a) Step 1

To determine the extraction steam flow and the condensate flow to the deaerator, an iteration loop around the deaerator has been considered. Convergence is reached when the difference between two sequential values of the condensate flow is less than 0,005 %.

b) Step 2

When determining the HP efficiency and internal load, start the calculation of the steam quality at the HP exhaust by applying an energy balance around the moisture separator and the superheater. As the steam flow is known at the HP exhaust, the steam quality may be determined easily.

c) Step 3

Using Formulas (12) and (13), the h_{UEEP} may be determined and hence the LP isentropic efficiency.

After checking the calculation against the heat balance, the sensitivity factors according to Formulae (F.2), (F.3) and (F.4) are determined. The result may be presented in a calculated table (see Table H.10), from which two cases may be derived. The calculation assumes corrections of the heat rate (from correction curves) according to Figure G.9 to Figure G.16. Two cases are considered to illustrate the procedure.

– Case 1

The uncertainties of an absolute test where both systematic and random errors occur are given in Table H.8.

Table H.8 – Uncertainty percentage of calculated results at different flow measurement uncertainty levels for a nuclear plant

Parameter	Three uncertainty (systematic) levels of flow measurements in percent		
	Orifice: 0,50 Tracer: 0,30	Orifice: 0,75 ^{a)} Tracer: 0,55	Orifice: 1,00 ^{a)} Tracer: 0,80
Heat rate (corrected)	0,845 %	1,117 %	1,399 %
HP isentropic efficiency	1,675 %	2,175 %	2,718 %
LP isentropic efficiency	1,161 %	1,229 %	1,326 %
^{a)} Example calculations in Table H.10 to Table H.12 are based on flow measurement uncertainty levels of 0,75 (pre-test) and 1,00 (post-test).			

– Case 2

The uncertainty of the improvement between two tests (where systematic errors may be reduced according to the applicable correlation coefficient see Table H.9) are calculated in accordance with Formula (F.5) and with 0,75 pre-test flow measurement uncertainty level, 1,00 post-test flow measurement uncertainty level.

Table H.9 – Uncertainty percentage of calculated results at different correlation levels for a nuclear plant

Parameter	Assumptions for three levels for correlation coefficient r		
	0,0	0,7 ^{a)}	1,0
Delta Heat rate (corrected)	1,768 %	1,022 %	0,389 %
Delta HP isentropic efficiency	3,447 %	2,019 %	0,856 %
Delta LP isentropic efficiency	1,808 %	1,128 %	0,645 %
^{a)} Example calculations in Table H.10 to Table H.12 are based on a correlation coefficient arbitrarily set to 0,7 (not normative).			

To best possible estimate the value of the correlation coefficient r , engineering judgement shall be used.

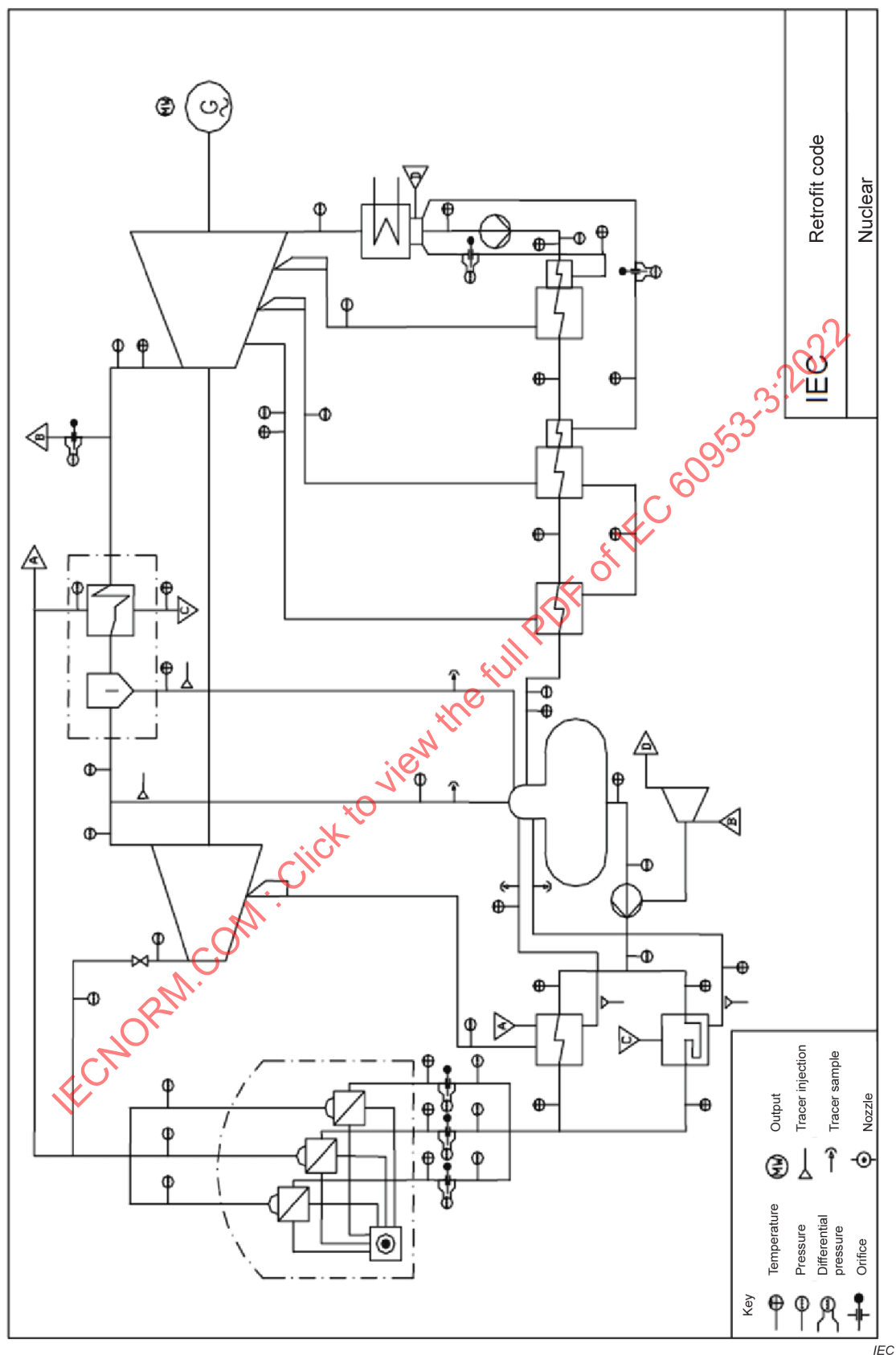


Figure H.2 – Instrumentation for a nuclear plant

Table H.10 – Heat Rate uncertainty of a nuclear plant

IEC NUCLEAR EXAMPLE										Pre Test				Post Test				Post - Pre DELTA											
										Total parameter uncertainty				Corrected heat rate				Corrected heat rate				delta Corrected heat rate							
										Systematic		Random		Systematic		Random		Systematic		Random		Systematic		Random		pre - post correlation		Sum	
										%±		%±		%/±	%±	%/±	%±	%/±	%±	%/±	%±	%/±	%±	%/±	r	%	%±		
t = temperature [°C]										0,20%	0,10%			-0,034 3	-0,007	-0,003	0,20	0,10	0,034 3	0,007	0,003	0,70	0,000	0,007					
x = steam content [-]										0,10%	0,01%			-0,009 2	-0,002	-0,001	0,20	0,10	0,009 2	0,002	0,001	0,70	0,000	0,002					
p = pressure [bar] (except LP exhaust pressure)										0,20%	0,10%						0,20	0,10											
m = mass flow rate [kg/s]										0,75%	0,15%						0,20	0,10											
P = generator output [kW]										0,30%	0,05%						0,20	0,10											
CL = unaccounted Cycle Losses [kg/s]										10%	10%						0,20	0,10											
Parameter										Systematic	Random	Sensitivity	Systematic	Random		Systematic	Random	Sensitivity	Systematic	Random		pre - post correlation	Sum						
p Live steam after reactor										0,20	0,10	-0,034 3	-0,007	-0,003	0,20	0,10	0,034 3	0,007	0,003	0,70	0,000	0,007							
p Live steam before HP turbine										0,20	0,10	-0,009 2	-0,002	-0,001	0,20	0,10	0,009 2	0,002	0,001	0,70	0,000	0,002							
p Before reaction blading										0,20	0,10				0,20	0,10													
p HP exhaust										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Before moisture separator										0,20	0,10	-0,108 1	-0,022	-0,011	0,20	0,10	0,108 1	0,022	0,011	0,70	-0,001	0,023							
p Working steam before reheater										0,20	0,10				0,20	0,10													
p LP turbine inlet										0,20	0,10	-0,091 0	-0,018	-0,009	0,20	0,10	0,091 0	0,018	0,009	0,70	0,000	0,019							
p LP turbine exhaust										0,60	0,30	-0,054 9	-0,033	-0,016	0,60	0,30	0,054 9	0,033	0,016	0,70	-0,002	0,035							
p Extr 5										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Extr 4										0,20	0,10	-0,000 1	0,000	0,000	0,20	0,10	0,000 1	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000							
p Extr 3										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Extr 2										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Extr 1										0,20	0,10				0,20	0,10													
p After condensate pump										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Condensate before deaerator										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Condensate before FWP										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Feedwater after FWP										0,20	0,10				0,20	0,10													
p Final feedwater										0,20	0,10	-0,001 2	0,000	0,000	0,20	0,10	0,001 2	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000							
x Steam quality live steam										0,10	0,01	-1,055 4	-0,106	-0,011	0,10	0,01	1,055 4	0,106	0,011	0,70	-0,016	0,083							

Parameter	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
x Steam quality live steam	0.10	0.01	-1,055 4	-0.106	-0.011	0.10	0.01	1,055 4	0.106	0.011	0.70	-0.016	0.083	0.083
t Drain moisture separator	0.20	0.10	-0.001 4	0.000	0.000	0.20	0.10	0.001 4	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000	0.000
t Drain reheater	0.20	0.10	-0.031 6	-0.006	-0.003	0.20	0.10	0.031 6	0.006	0.003	0.70	0.000	0.000	0.007
t LP turbine inlet	0.20	0.10	-0.136 0	-0.027	-0.014	0.20	0.10	0.136 0	0.027	-0.014	0.70	-0.001	-0.001	0.029
t Extr 3	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Hotwell	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t After condensate pump	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Condensate after heater 1	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Condensate after heater 2	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Condensate before deaerator	0.20	0.10	-0.009 4	-0.002	-0.001	0.20	0.10	0.009 4	0.002	0.001	0.70	0.000	0.000	0.002
t Drain heater 1	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Drain heater 2	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Drain heater 3	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Condensate before FWP	0.20	0.10	-0.019 9	-0.004	-0.002	0.20	0.10	0.019 9	0.004	0.002	0.70	0.000	0.000	0.004
t Feedwater before heater 5	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Feedwater before water heater	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Feedwater after heater 5	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Feedwater after water heater	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70			
t Drain heater 5	0.20	0.10	-0.001 4	0.000	0.000	0.20	0.10	0.001 4	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000	0.000
t Drain water heater	0.20	0.10	-0.001 7	0.000	0.000	0.20	0.10	0.001 7	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000	0.000
t Final feedwater	0.20	0.10	-0.614 9	-0.123	-0.061	0.20	0.10	0.614 9	0.123	0.061	0.70	-0.021	-0.021	0.129
m Boiler blow down (closed)	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70			
m Purge steam	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70			
m Drain moisture separator	0.55	0.15	-0.003 4	-0.002	-0.001	0.80	0.15	0.003 4	0.003	0.001	0.70	0.000	0.000	0.002
m Steam to FWPT	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70			
m Drain heater 1	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70			
m Drain heater 2	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70			
m Drain heater 5	0.55	0.15	-0.003 3	-0.002	0.000	0.80	0.15	0.003 3	0.003	0.000	0.70	0.000	0.000	0.002
m Drain water heater	0.55	0.15	-0.041 2	-0.023	-0.006	0.80	0.15	0.041 2	0.033	0.006	0.70	-0.001	-0.001	0.025
m Final feedwater flow ¹⁾	0.88	0.15	1.192 1	-1.043	-0.179	1.10	0.15	1.192 1	1.311	0.179	0.70	-1.915	-1.915	0.978
m Water in extr 4	0.55	0.15	-0.000 6	0.000	0.000	0.80	0.15	0.000 6	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000	0.000
P Generator output	0.30	0.05	-0.996 5	-0.299	-0.050	0.30	0.05	0.996 5	0.299	0.050	0.70	-0.125	-0.125	0.242
CL unaccounted Cycle leakage [in %LS Flow]	0.025	0.025	-0.914 9	-0.023	-0.023	0.020	0.020	0.914 9	0.018	0.018	0.70	-0.001	-0.001	0.034
Total root-square sum				1.099	0.199				1.356	0.199				
Overall uncertainty (root-square sum of systematic and random)				1.117					1.371					1.022
r to be determined by user. In this example r is set arbitrarily (not normative).														

¹⁾ The unaccounted leakage is found to be: 0.25% LS-flow.
50% of this number is added arithmetically to the primary flow uncertainty according to 8.4.3 and 6.2.3.4.
Where boiler blow down is in service, its effect shall be accounted for.
NOTE: The influence of errors in the correction curves has not been considered in this example.

r to be determined by user.
In this example r is set arbitrarily (not normative).

Table H.11 – HP isentropic efficiency uncertainty of a nuclear plant

IEC NUCLEAR EXAMPLE												
		Pre Test				Post Test				Post - Pre DELTA		
		Total parameter uncertainty		HP ETA-global		Total parameter uncertainty		HP ETA-global		pre - post correlation r	Correlated systematic contribution %	Sum %±
		Systematic	Random	Systematic	Random	Systematic	Random	Systematic	Random			
t = temperature [°C]		0,20%	0,10%			0,20%	0,10%					
x = steam content [-]		0,10%	0,01%			0,10%	0,01%					
p = pressure [bar] (except LP exhaust pressure)		0,20%	0,10%			0,20%	0,10%					
m = mass flow rate [kg/s]		0,75%	0,15%			1,00%	0,15%					
P = generator output [kW]		0,30%	0,05%			0,30%	0,05%					
CL = unaccounted Cycle Losses [kg/s]		10%	10%			10%	10%					
Parameter		Systematic	Random	Sensitivity	Systematic	Random	Sensitivity	Systematic	Random			
		%±	%±	%/%	%±	%±	%/%	%±	%±	%±	%	%±
p	Live steam after reactor	0,20	0,10	-0,2535	-0,051	0,20	0,10	0,2535	0,051	0,025	0,70	0,053
p	Live steam before HP turbine	0,20	0,10			0,20	0,10				0,70	
p	Before reaction blading	0,20	0,10	-0,6446	-0,129	0,20	0,10	0,6446	0,129	0,064	0,70	0,135
p	HP exhaust	0,20	0,10	-0,6852	-0,137	0,20	0,10	0,6852	0,137	0,069	0,70	0,144
p	Before moisture separator	0,20	0,10	-0,0002	0,000	0,20	0,10	0,0002	0,000	0,000	0,70	0,000
p	Working steam before reheater	0,20	0,10	-0,0009	0,000	0,20	0,10	0,0009	0,000	0,000	0,70	0,000
p	LP turbine inlet	0,20	0,10	-0,1372	-0,027	0,20	0,10	0,1372	0,027	0,014	0,70	0,029
p	LP turbine exhaust	0,60	0,30			0,60	0,30				0,70	
p	Extr 5	0,20	0,10	-0,9565	-0,191	0,20	0,10	0,9565	0,191	0,096	0,70	0,201
p	Extr 4	0,20	0,10	-0,0265	-0,005	0,20	0,10	0,0265	0,005	0,003	0,70	0,006
p	Extr 3	0,20	0,10			0,20	0,10				0,70	
p	Extr 2	0,20	0,10			0,20	0,10				0,70	
p	Extr 1	0,20	0,10			0,20	0,10				0,70	
p	After condensate pump	0,20	0,10			0,20	0,10				0,70	
p	Condensate before deaerator	0,20	0,10	-0,0003	0,000	0,20	0,10	0,0003	0,000	0,000	0,70	0,000
p	Condensate before FWP	0,20	0,10			0,20	0,10				0,70	
p	Feedwater after FWP	0,20	0,10	-0,0007	0,000	0,20	0,10	0,0007	0,000	0,000	0,70	0,000
p	Final feedwater	0,20	0,10	-0,0112	-0,002	0,20	0,10	0,0112	0,002	0,001	0,70	0,002
x	Steam quality live steam	0,10	0,01	-7,1940	-0,719	0,10	0,01	7,1940	0,719	0,072	0,70	-0,725
												0,566

Parameter	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	pre - post correlation r -	Correlated systematic contribution %	Sum %±
x Steam quality live steam	0.10	0.01	-7.1940	-0.719	-0.072	0.10	0.01	7.1940	0.719	0.072	0.70	-0.725	0.566
t Drain moisture separator	0.20	0.10	-0.3507	-0.070	-0.035	0.20	0.10	0.3507	0.070	0.035	0.70	-0.007	0.074
t Drain reheater	0.20	0.10	-0.6156	-0.123	-0.062	0.20	0.10	0.6156	0.123	0.062	0.70	-0.021	0.129
t LP turbine inlet	0.20	0.10	-2.1423	-0.428	-0.214	0.20	0.10	2.1423	0.428	0.214	0.70	-0.257	0.449
t Extr 3	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t Hotwell	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t After condensate pump	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t Condensate after heater 1	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t Condensate after heater 2	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t Condensate before deaerator	0.20	0.10	-0.1700	-0.034	-0.017	0.20	0.10	0.1700	0.034	0.017	0.70	-0.002	0.036
t Drain heater 1	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t Drain heater 2	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t Drain heater 3	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
t Condensate before FWP	0.20	0.10	-0.3714	-0.074	-0.037	0.20	0.10	0.3714	0.074	0.037	0.70	-0.008	0.078
t Feedwater before heater 5	0.20	0.10	-0.0020	0.000	0.000	0.20	0.10	0.0020	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000
t Feedwater before water heater	0.20	0.10	-0.0009	0.000	0.000	0.20	0.10	0.0009	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000
t Feedwater after heater 5	0.20	0.10	-0.0010	0.000	0.000	0.20	0.10	0.0010	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000
t Feedwater after water heater	0.20	0.10	-0.0092	-0.002	-0.001	0.20	0.10	0.0092	0.002	0.001	0.70	0.000	0.002
t Drain heater 5	0.20	0.10	-0.0189	-0.004	-0.002	0.20	0.10	0.0189	0.004	0.002	0.70	0.000	0.004
t Drain water heater	0.20	0.10	-0.0223	-0.004	-0.002	0.20	0.10	0.0223	0.004	0.002	0.70	0.000	0.005
t Final feedwater	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70		
m Boiler blow down (closed)	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70		
m Purge steam	0.75	0.15	-0.0002	0.000	0.000	1.00	0.15	0.0002	0.000	0.000	0.70	0.000	0.000
m Drain moisture separator	0.55	0.15	-0.8653	-0.476	-0.130	0.80	0.15	0.8653	0.692	0.130	0.70	-0.461	0.527
m Steam to FWPT	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70		
m Drain heater 1	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70		
m Drain heater 2	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70		
m Drain heater 5	0.55	0.15	-0.1502	-0.083	-0.023	0.80	0.15	0.1502	0.120	0.023	0.70	-0.014	0.092
m Drain water heater	0.55	0.15	-0.9143	-0.503	-0.137	0.80	0.15	0.9143	0.731	0.137	0.70	-0.515	0.557
m Final feedwater flow ¹⁾	0.88	0.15	-2.0517	-1.795	-0.308	1.10	0.15	2.0517	2.257	0.308	0.70	-5.672	1.683
m Water in extr 4	0.55	0.15	-0.1502	-0.083	-0.023	0.80	0.15	0.1502	0.120	0.023	0.70	-0.014	0.092
P Generator output	0.30	0.05				0.30	0.05				0.70		
CL Unaccounted Cycle leakage [in % LS Flow]	0.025	-0.025	-1.5747	-0.039	-0.039	0.020	0.020	1.5747	0.031	0.031	0.70	-0.002	0.058
Total root-square sum				2.126	0.458				2.635	0.457			
Overall uncertainty (root-square sum of systematic and random)				2.175					2.674				2.019

¹⁾ The unaccounted leakage is found to be:
50% of this number is added arithmetically to the
primary flow uncertainty according to 8.4.3 and 6.2.3.4.
Where boiler blow down is in service, its effect shall be accounted for.

NOTE: The influence of errors in the correlation coefficients are not been considered in this example.

Table H.12 – LP isentropic efficiency uncertainty of a nuclear plant

IEC NUCLEAR EXAMPLE													
Pre Test													
	Total parameter uncertainty				LP ETA-global				LP ETA-global				Pre - Pre DELTA
	Systematic	Random			Systematic	Random			Systematic	Random			
t = temperature [°C]	0,20%	0,10%							0,20%	0,10%			
x = steam content [-]	0,10%	0,01%							0,10%	0,01%			
p = pressure [bar] (except LP exhaust pressure)	0,20%	0,10%							0,20%	0,10%			
m = mass flow rate [kg/s]	0,75%	0,15%							1,00%	0,15%			
P = generator output [kW]	0,30%	0,05%							0,30%	0,05%			
CL = unaccounted Cycle Losses [kg/s]	10%	10%							10%	10%			
Post Test													
Parameter	Systematic				Random				pre - post correlation				Sum
	%±	%/±	%/±	%/±	%±	%/±	%/±	%±	%/±	%/±	%±	%	
p Live steam after reactor	0,20	0,10	-0,1463	-0,0293	-0,0146	0,20	0,10	0,146 3	0,029	0,015	0,70	-0,001	0,031
p Live steam before HP turbine	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Before reaction blading	0,20	0,10	-0,0023	-0,0005	-0,0002	0,20	0,10	0,002 3	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000
p HP exhaust	0,20	0,10	-0,0002	0,0000	0,0000	0,20	0,10	0,000 2	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000
p Before moisture separator	0,20	0,10	-1,4713	-0,2943	-0,1471	0,20	0,10	1,471 3	0,294	0,147	0,70	-0,121	0,309
p Working steam before reheater	0,20	0,10	-0,0005	-0,0001	-0,0001	0,20	0,10	0,000 5	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000
p LP turbine inlet	0,20	0,10	-0,2002	-0,0400	-0,0200	0,20	0,10	0,200 2	0,040	0,020	0,70	-0,002	0,042
p LP turbine exhaust	0,60	0,30	-0,1448	-0,0869	-0,0434	0,60	0,30	0,144 8	0,087	0,043	0,70	-0,011	0,091
p Extr 5	0,20	0,10	-0,4570	-0,0914	-0,0457	0,20	0,10	0,457 0	0,091	0,046	0,70	-0,012	0,096
p Extr 4	0,20	0,10	-0,0109	-0,0022	-0,0011	0,20	0,10	0,010 9	0,002	0,001	0,70	0,000	0,002
p Extr 3	0,20	0,10	-2,0302	-0,4060	-0,2030	0,20	0,10	2,030 2	0,406	0,203	0,70	-0,231	0,426
p Extr 2	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Extr 1	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p After condensate pump	0,20	0,10	-0,0022	-0,0004	-0,0002	0,20	0,10	0,002 2	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000
p Condensate before deaerator	0,20	0,10	-0,0014	-0,0003	-0,0001	0,20	0,10	0,001 4	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000
p Condensate before FWP	0,20	0,10				0,20	0,10				0,70		
p Feedwater after FWP	0,20	0,10	-0,0081	-0,0016	-0,0008	0,20	0,10	0,008 1	0,002	0,001	0,70	0,000	0,002
p Final feedwater	0,20	0,10	-0,0005	-0,0001	-0,0001	0,20	0,10	0,000 5	0,000	0,000	0,70	0,000	0,000
x Steam quality live steam	0,10	0,01	-4,0899	-0,4090	-0,0409	0,10	0,01	4,089 9	0,409	0,041	0,70	-0,234	0,322

Parameter	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Systematic %±	Random %±	Sensitivity %/%	Systematic %±	Random %±	Correlated systematic contribution %	Sum %±
x Steam quality live steam	0.10	0.01	-4.0899	-0.4090	-0.0409	0.10	0.01	4.089 9	0.409	0.041	0.70	0.322
t Drain moisture separator	0.20	0.10	-0.1468	-0.0294	-0.0147	0.20	0.10	0.146 8	0.029	0.015	0.70	0.031
t Drain reheater	0.20	0.10	-0.1109	-0.0222	-0.0111	0.20	0.10	0.110 9	0.022	0.011	0.70	0.023
t LP turbine inlet	0.20	0.10	-0.5551	-0.1110	-0.0555	0.20	0.10	0.555 1	0.111	0.056	0.70	0.116
t Extr 3	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70	
t Hotwell	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70	
t After condensate pump	0.20	0.10	-0.3034	-0.0607	-0.0303	0.20	0.10	0.303 4	0.061	0.030	0.70	0.064
t Condensate after heater 1	0.20	0.10	-0.4155	-0.0831	-0.0416	0.20	0.10	0.415 5	0.083	0.042	0.70	0.087
t Condensate after heater 2	0.20	0.10	-0.9358	-0.1872	-0.0936	0.20	0.10	0.935 8	0.187	0.094	0.70	0.196
t Condensate before deaerator	0.20	0.10	-0.0126	-0.0025	-0.0013	0.20	0.10	0.012 6	0.003	0.001	0.70	0.003
t Drain heater 1	0.20	0.10	-0.0561	-0.0112	-0.0056	0.20	0.10	0.056 1	0.011	0.006	0.70	0.012
t Drain heater 2	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70	
t Drain heater 3	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70	
t Condensate before FWP	0.20	0.10	-0.1074	-0.0215	-0.0107	0.20	0.10	0.107 4	0.021	0.011	0.70	0.023
t Feedwater before heater 5	0.20	0.10	-1.7953	-0.3591	-0.1795	0.20	0.10	1.795 3	0.359	0.180	0.70	0.377
t Feedwater before water heater	0.20	0.10	-1.8732	-0.3746	-0.1873	0.20	0.10	1.873 2	0.375	0.187	0.70	0.393
t Feedwater after heater 5	0.20	0.10	-1.2018	-0.2404	-0.1202	0.20	0.10	1.201 8	0.240	0.120	0.70	0.252
t Feedwater after water heater	0.20	0.10	-0.2083	-0.0417	-0.0208	0.20	0.10	0.208 3	0.042	0.021	0.70	0.044
t Drain heater 5	0.20	0.10	-0.1361	-0.0272	-0.0136	0.20	0.10	0.136 1	0.027	0.014	0.70	0.029
t Drain water heater	0.20	0.10	-0.0992	-0.0198	-0.0099	0.20	0.10	0.099 2	0.020	0.010	0.70	0.021
t Final feedwater	0.20	0.10				0.20	0.10				0.70	
m Boiler blow down (closed)	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70	
m Purge steam	0.75	0.15				1.00	0.15				0.70	
m Drain moisture separator	0.55	0.15	-0.3616	-0.1989	-0.0542	0.80	0.15	0.361 6	0.289	0.054	0.70	0.220
m Steam to FWPT	0.75	0.15	-0.0243	-0.0036	-0.0012	1.00	0.15	0.024 3	0.024	0.004	0.70	0.018
m Drain heater 1	0.75	0.15	-0.1085	-0.0814	-0.0163	1.00	0.15	0.108 5	0.109	0.016	0.70	0.081
m Drain heater 2	0.75	0.15	-0.4780	-0.3585	-0.0717	1.00	0.15	0.478 0	0.478	0.072	0.70	0.357
m Drain heater 5	0.55	0.15	-0.3462	-0.1915	-0.0522	0.80	0.15	0.346 2	0.279	0.052	0.70	0.212
m Drain water heater	0.55	0.15	-0.3802	-0.2091	-0.0570	0.80	0.15	0.380 2	0.304	0.057	0.70	0.232
m Final feedwater flow ¹⁾	0.88	0.15	-0.1002	-0.0877	-0.0150	1.10	0.15	0.100 2	0.110	0.015	0.70	0.082
m Water in extr 4	0.55	0.15	-0.0628	-0.0345	-0.0094	0.80	0.15	0.062 8	0.050	0.009	0.70	0.038
P Generator output	0.30	0.05	-1.6078	-0.4823	-0.0804	0.30	0.05	1.607 8	0.482	0.080	0.70	0.391
QL unaccounted Cycle leakage [in %-LS Flow]	0.025	-0.025	-0.076 9	-0.002	-0.002	0.020	0.020	0.076 9	0.002	0.002	0.70	0.003
Total root-square sum				1.151	0.433				1.253	0.433		
Overall uncertainty (root-square sum of systematic and random)				1.229					1.325			1.128

¹⁾ The unaccounted leakage is found to be:
50% of this number is added arithmetically to the
primary flow uncertainty according to 8.4.3 and 6.2.3.4.
Where boiler blow down is in service, its effect shall be accounted for.

NOTE: The influence of errors in the correction curves has not been considered in this example

0.25% LS-flow.
0.20% LS-flow.

r to be determined by user.
In this example r is set arbitrarily (not
normative).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	107
INTRODUCTION.....	109
1 Domaine d'application	113
1.1 Généralités	113
1.2 Objet.....	113
1.3 Points à examiner dans le contrat	113
2 Références normatives	113
3 Unités, symboles, termes et définitions.....	114
3.1 Généralités	114
3.2 Symboles et unités.....	114
3.3 Indices, exposants et définitions	114
3.4 Paramètres garantis.....	116
3.4.1 Recommandations relatives aux paramètres garantis	116
3.4.2 Rendement thermique	116
3.4.3 Consommation spécifique de chaleur.....	116
3.4.4 Rendement thermodynamique	116
3.4.5 Consommation spécifique de vapeur	116
3.4.6 Débit de vapeur principal	116
3.4.7 Puissance électrique fournie.....	116
3.4.8 Valeurs garanties pour les turbines à prélèvements et à pression mixte.....	116
3.4.9 Capacité de charge thermique (pour applications nucléaires)	116
3.5 Paramètres garantis supplémentaires.....	117
3.5.1 Généralités	117
3.5.2 Rendement isentropique du corps – détente en zone surchauffée.....	117
3.5.3 Rendement isentropique du corps – détente en zone humide	118
3.5.4 Perte de charge	119
3.5.5 Capacité d'absorption de débit (FPC, <i>Flow-Passing Capacity</i>)	120
4 Principes directeurs	120
4.1 Dispositions à prendre avant l'essai	120
4.2 Accords et dispositions préparatoires en vue des essais.....	121
4.3 Planification de l'essai	121
4.3.1 Délai pour la réalisation des essais de vérification	121
4.3.2 Réalisation des essais de réception.....	122
4.4 Préparation des essais	122
4.4.1 Etat de l'installation	122
4.4.2 Etat de la turbine à vapeur.....	122
4.4.3 Etat du condenseur.....	122
4.4.4 Isolement du cycle	122
4.4.5 Vérifications de la fuite des réchauffeurs de condenseur et d'eau alimentaire.....	123
4.4.6 Propreté des filtres à vapeur.....	123
4.4.7 Contrôle des instruments de mesure utilisés pendant l'essai.....	123
4.5 Mesures comparatives	123
4.6 Paramétrages en vue de l'essai	123
4.6.1 Paramètres de charge	123
4.6.2 Paramètres spéciaux	124
4.7 Essais préliminaires.....	124

4.8	Essais de réception	124
4.8.1	Constance des conditions d'essai	124
4.8.2	Ecart maximal et fluctuation maximale des conditions d'essai	124
4.8.3	Durée des essais et fréquence des relevés	124
4.8.4	Lecture de l'intégration des appareils de mesure	124
4.8.5	Autres méthodes	124
4.8.6	Enregistrement des essais	124
4.8.7	Mesurage supplémentaire	124
4.8.8	Calculs préliminaires	124
4.8.9	Cohérence et nombre d'essais	124
4.9	Répétition des essais de réception	124
4.10	Recommandations relatives aux garanties de rénovation	124
4.10.1	Généralités	124
4.10.2	Garanties absolues	126
4.10.3	Garanties relatives	127
5	Techniques de mesure et appareils de mesure	128
5.1	Vue d'ensemble	128
5.1.1	Exigences de précision des appareils	128
5.1.2	Appareils de mesure	128
5.1.3	Incertitude de mesure	128
5.1.4	Etalonnage des appareils	128
5.1.5	Autres instruments	128
5.1.6	Cohérence entre les essais avant et après rénovation	128
5.2	Mesurage de la puissance	129
5.2.1	Détermination de la puissance mécanique en sortie de turbine	129
5.2.2	Mesurage de la puissance de la pompe d'alimentation de la chaudière	129
5.2.3	Détermination de la puissance électrique d'un groupe turboalternateur	129
5.2.4	Mesurage de la puissance électrique	129
5.2.5	Branchements électriques des appareils	129
5.2.6	Appareils électriques	129
5.2.7	Transformateurs de mesure	129
5.2.8	Détermination de la puissance électrique lors des essais avant et après rénovation	129
5.3	Mesurage du débit	130
5.3.1	Détermination des débits à mesurer	130
5.3.2	Mesurage du débit principal	130
5.3.3	Installation et emplacement des débitmètres	130
5.3.4	Etalonnage des dispositifs de mesure du débit principal pour le débit d'eau	131
5.3.5	Examen des débitmètres	131
5.3.6	Mesurages de pression différentielle	131
5.3.7	Fluctuation du débit d'eau	131
5.3.8	Mesurage des débits secondaires	131
5.3.9	Débits secondaires occasionnels	132
5.3.10	Masse volumique de l'eau et de la vapeur	133
5.3.11	Détermination du débit d'eau de refroidissement du condenseur	133
5.4	Mesurage de la pression (à l'exclusion de la pression d'échappement des turbines à condensation)	133
5.4.1	Pressions à mesurer	133

5.4.2	Appareils	133
5.4.3	Mesurages de la pression principale	133
5.4.4	Pression des orifices de soutirage et des conduites de raccordement	133
5.4.5	Vannes d'arrêt	133
5.4.6	Etalonnage des dispositifs de mesure de la pression	133
5.4.7	Pression atmosphérique	133
5.4.8	Correction des relevés	134
5.5	Mesurage de la pression d'échappement d'une turbine à condensation	134
5.5.1	Généralités	134
5.5.2	Plan de mesure	134
5.5.3	Prises de pression	134
5.5.4	Distributeurs	134
5.5.5	Conduites de raccordement	134
5.5.6	Appareils	134
5.5.7	Etalonnage	134
5.6	Mesurage de la température	134
5.6.1	Points de mesure de la température	134
5.6.2	Appareils	134
5.6.3	Mesurages de la température principale	134
5.6.4	Mesurages de la température du train d'alimentation (y compris la vapeur soutirée)	134
5.6.5	Mesurage de la température de l'eau de refroidissement du condenseur	135
5.6.6	Sondes thermométriques	135
5.6.7	Précautions à prendre lors des mesurages de la température	135
5.7	Détermination du titre de la vapeur	135
5.7.1	Généralités	135
5.7.2	Technique des traceurs	135
5.7.3	Méthode de la condensation	135
5.7.4	Méthode d'injection à vitesse constante	135
5.7.5	Enthalpie au soutirage, déterminée par méthode d'injection à vitesse constante	135
5.7.6	Les traceurs et leur utilisation	135
5.7.7	Utilisation des traceurs dans les applications de rénovation	136
5.8	Mesurage du temps	136
5.9	Mesurage de la vitesse	136
6	Evaluation des essais	136
6.1	Préparation de l'évaluation	136
6.2	Calcul des résultats	137
6.2.1	Calcul des valeurs moyennes des relevés effectués avec les appareils de mesure	137
6.2.2	Correction et conversion des moyennes relevées	137
6.2.3	Vérification des données mesurées	137
6.2.4	Propriétés thermodynamiques de la vapeur et de l'eau	138
6.2.5	Calcul des résultats d'essais	138
7	Correction des résultats d'essais et comparaison à la garantie	141
7.1	Valeurs garanties et conditions de garantie	141
7.1.1	Valeurs garanties et conditions de garantie spécifiques des rénovations	141
7.2	Correction du débit de vapeur initial	142
7.3	Correction de la puissance fournie	142

7.3.1	Correction de la puissance maximale fournie	142
7.3.2	Correction de la puissance fournie avec le débit de vapeur initial spécifié	142
7.4	Correction des performances thermiques	142
7.5	Définition et application des valeurs de correction	142
7.6	Méthodes de correction	142
7.6.1	Généralités	142
7.6.2	Correction par calcul du bilan thermodynamique	143
7.6.3	Correction à l'aide de courbes de correction élaborées par le constructeur	143
7.6.4	Essais pour déterminer les valeurs de correction	143
7.7	Variables à prendre en compte dans la correction de cycles de turbine spécifiques	143
7.7.1	Domaine d'application des corrections	143
7.7.2	Turbines avec réchauffage de l'eau alimentaire	143
7.7.3	Turbines qui n'ont pas de dispositions pour l'ajout ou le soutirage de vapeur après une détente partielle	143
7.7.4	Turbines à soutirage de vapeur pour des usages autres que le réchauffage de l'eau alimentaire (turbines à prélèvements)	143
7.7.5	Autres types de turbines	143
7.8	Comparaison à la garantie	143
7.8.1	Tolérance et pondération	143
7.8.2	Comparaison à la garantie à l'aide d'une courbe de points réels	143
7.8.3	Comparaison à la garantie à l'aide d'un point garanti	143
7.8.4	Comparaison à la garantie pour les turbines avec réglage par étranglement de la vapeur	143
7.8.5	Comparaison à la garantie pour les turbines à prélèvements	143
7.8.6	Mesure supplémentaire pour la comparaison à la garantie de la rénovation	144
7.9	Dégradation des performances de la turbine (vieillesse)	144
7.9.1	Délai pour réduire le plus possible la dégradation	144
7.9.2	Correction avec essais de comparaison	144
7.9.3	Correction sans essais de comparaison	144
7.9.4	Dégradation des performances des composants rénovés	144
8	Incertitude de mesure	145
8.1	Généralités	145
8.2	Détermination de l'incertitude de mesure des propriétés de vapeur et d'eau	145
8.2.1	Pression	145
8.2.2	Température	145
8.2.3	Enthalpie et différence d'enthalpie	145
8.3	Calcul de l'incertitude de mesure de la puissance fournie	145
8.3.1	Mesurage électrique	145
8.3.2	Mesurage mécanique	145
8.3.3	Marge d'incertitude supplémentaire en raison de conditions de charge instables	146
8.4	Détermination de l'incertitude de mesure du débit massique	146
8.4.1	Mesurage de l'incertitude relative aux mesures du débit massique	146
8.4.2	Mesurage de l'incertitude relative à plusieurs mesurages du débit principal	146
8.4.3	Marge d'incertitude pour les imperfections du cycle	146
8.5	Calcul de l'incertitude de mesure des résultats	146

8.5.1	Généralités	146
8.5.2	Mesurage de l'incertitude sur le rendement thermique	146
8.5.3	Mesurage de l'incertitude relative au rendement thermodynamique	146
8.5.4	Incertaince sur les corrections	146
8.5.5	Valeurs indicatives pour l'incertitude de mesure des résultats	146
8.6	Exemple de calcul d'incertitude	146
Annexe A (normative) Essais de fuites des réchauffeurs d'eau alimentaire et de fuites du condenseur		147
A.1	Essais de fuites des réchauffeurs d'eau alimentaire	147
A.2	Essais de fuites du condenseur	147
Annexe B (normative) Evaluation de mesures multiples – Compatibilité		148
Annexe C (normative) Bilans de débits massiques		149
C.1	Généralités	149
C.2	Débits pour évaluations complémentaires (informatif)	149
Annexe D (informative) Définition statistique courte de la mesure de l'incertitude et de la propagation des erreurs lors des essais de réception		150
Annexe E (informative) Méthode de la variation des températures		151
E.1	Description du problème	151
E.2	Possibilité de déterminer le débit de fuite	151
E.3	Exemple appliqué	151
Annexe F (normative) Incertitude de mesure des résultats – Application aux rénovations		152
Annexe G (informative) Calculs de rénovations – Exemples numériques (centrales conventionnelle et nucléaire)		155
G.1	Généralités	155
G.2	Exemple de rénovation d'une turbine conventionnelle à resurchauffe	155
G.2.1	Généralités	155
G.2.2	Rénovation du corps HP	160
G.2.3	Rénovation du corps BP avec garantie relative sur la consommation spécifique de chaleur (traité séparément du cas HP)	160
G.2.4	Effet de la rénovation sur les performances des équipements associés	161
G.3	Exemple de rénovation d'une turbine nucléaire	169
G.3.1	Généralités	169
G.3.2	Scénario de la rénovation et procédure d'essai	169
G.3.3	Courbes de correction	170
G.3.4	Application des courbes de correction	170
G.3.5	Comparaison entre les valeurs mesurées et les valeurs garanties	172
Annexe H (informative) Calculs d'incertitude – Exemples numériques (centrales conventionnelle et nucléaire)		182
H.1	Généralités	182
H.2	Etude de cas d'une centrale conventionnelle	183
H.2.1	Généralités	183
H.2.2	Evaluation	183
H.3	Etude de cas d'une centrale nucléaire	210
H.3.1	Généralités	210
H.3.2	Evaluation	210

Figure 1 – Rendement isentropique du corps HP 117

Figure 2 – Ligne de détente de la turbine BP 119

Figure G.1 – Ligne de détente du corps HP	156
Figure G.2 – Ligne de détente du corps LP	157
Figure G.3 – Diagramme du bilan thermodynamique d'origine (ou référence).....	163
Figure G.4 – Courbes de correction	164
Figure G.5 – Essai avant rénovation	165
Figure G.6 – Essai avant rénovation: après remplacement du corps HP.....	166
Figure G.7 – Essai avant rénovation: après remplacement du corps BP	167
Figure G.8 – Courbe de pertes restantes	168
Figure G.9 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la pression de vapeur vive	174
Figure G.10 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la puissance thermique	175
Figure G.11 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la pression d'échappement	175
Figure G.12 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due au titre de la vapeur vive	176
Figure G.13 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur pour le Δp des sècheurs-surchauffeurs	176
Figure G.14 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la température de vapeur surchauffée.....	177
Figure G.15 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la qualité de la vapeur en aval du sècheur	177
Figure G.16 – Courbe de la pression de vapeur vive en amont des vannes de la turbine en fonction de la puissance thermique	178
Figure G.17 – Bilan thermodynamique de référence.....	179
Figure G.18 – Bilan thermodynamique garanti	180
Figure G.19 – Bilan thermodynamique recalculé lors de l'essai après rénovation	181
Figure H.1 – Instrumentation pour une centrale conventionnelle	186
Figure H.2 – Instrumentation pour une centrale nucléaire	212
Tableau 1 – Ecart et fluctuations maximaux admissibles en conditions d'exploitation par rapport aux données spécifiées et relatives	121
Tableau 2 – Différentes possibilités de garanties	126
Tableau 3 – Répartition des fuites non comptabilisées.....	138
Tableau 4 – Effets types du rendement des corps sur la consommation spécifique de chaleur	145
Tableau G.1 – Paramètres principaux des bilans thermodynamiques (Figure G.17 à Figure G.19).....	171
Tableau G.2 – Comparaison entre le bilan thermodynamique recalculé après rénovation et le bilan garanti.....	172
Tableau G.3 – Valeurs mesurées et valeurs calculées correspondantes à partir du bilan après rénovation	172
Tableau G.4 – Corrections dues aux écarts entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées (à partir du bilan thermodynamique recalculé après rénovation, Figure G.19).....	173
Tableau G.5 – Récapitulatif des corrections.....	174
Tableau H.1 – Hypothèse d'incertitude variable totale mesurée pour la pression, la température et la puissance de l'alternateur.....	182

Tableau H.2 – Pourcentage d'incertitude sur les résultats calculés pour différents niveaux d'incertitude sur les mesures de débit dans le cas d'une centrale conventionnelle.....	184
Tableau H.3 – Pourcentage d'incertitude sur les résultats calculés pour différents niveaux de corrélation dans le cas d'une centrale conventionnelle	185
Tableau H.4 – Incertitude sur la consommation spécifique de chaleur d'une centrale conventionnelle.....	187
Tableau H.5 – Incertitude sur le rendement isentropique du corps HP d'une centrale conventionnelle.....	192
Tableau H.6 – Incertitude sur le rendement isentropique du corps IP d'une centrale conventionnelle.....	198
Tableau H.7 – Incertitude sur le rendement isentropique du corps LP d'une centrale conventionnelle.....	204
Tableau H.8 – Pourcentage d'incertitude sur les résultats calculés pour différents niveaux d'incertitude sur la mesure de débit dans le cas d'une centrale nucléaire.....	211
Tableau H.9 – Pourcentage d'incertitude sur les résultats calculés pour différents niveaux de corrélation dans le cas d'une centrale nucléaire	211
Tableau H.10 – Incertitude sur la consommation spécifique de chaleur d'une centrale nucléaire.....	213
Tableau H.11 – Incertitude sur le rendement isentropique du corps HP d'une centrale nucléaire.....	219
Tableau H.12 – Incertitude sur le rendement isentropique du corps LP d'une centrale nucléaire.....	225

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

**RÈGLES POUR LES ESSAIS THERMIQUES
DE RÉCEPTION DES TURBINES À VAPEUR –****Partie 3: Essais de vérification des performances thermiques
des turbines à vapeur rénovées****AVANT-PROPOS**

- 1) La Commission Electrotechnique Internationale (IEC) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de l'IEC). L'IEC 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, l'IEC – entre autres activités – publie des Normes internationales, des Spécifications techniques, des Rapports techniques, des Spécifications accessibles au public (PAS) et des Guides (ci-après dénommés "Publication(s) de l'IEC"). 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 l'IEC, participent également aux travaux. L'IEC 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 l'IEC concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de l'IEC intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de l'IEC se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de l'IEC. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que l'IEC s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; l'IEC ne peut pas être tenue responsable de l'éventuelle mauvaise utilisation ou interprétation qui en est faite par un quelconque utilisateur final.
- 4) Dans le but d'encourager l'uniformité internationale, les Comités nationaux de l'IEC s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de l'IEC dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de l'IEC et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) L'IEC elle-même ne fournit aucune attestation de conformité. Des organismes de certification indépendants fournissent des services d'évaluation de conformité et, dans certains secteurs, accèdent aux marques de conformité de l'IEC. L'IEC n'est responsable d'aucun des services effectués par les organismes de certification indépendants.
- 6) Tous les utilisateurs doivent s'assurer qu'ils sont en possession de la dernière édition de cette publication.
- 7) Aucune responsabilité ne doit être imputée à l'IEC, à ses administrateurs, employés, auxiliaires ou mandataires, y compris ses experts particuliers et les membres de ses comités d'études et des Comités nationaux de l'IEC, pour tout préjudice causé en cas de dommages corporels et matériels, ou de tout autre dommage de quelque nature que ce soit, directe ou indirecte, ou pour supporter les coûts (y compris les frais de justice) et les dépenses découlant de la publication ou de l'utilisation de cette Publication de l'IEC ou de toute autre Publication de l'IEC, ou au crédit qui lui est accordé.
- 8) L'attention est attirée sur les références normatives citées dans cette publication. L'utilisation de publications référencées est obligatoire pour une application correcte de la présente publication.
- 9) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Publication de l'IEC peuvent faire l'objet de droits de brevet. L'IEC ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de brevets.

L'IEC 60953-3 a été établie par le sous-comité WG11/MT14: Essai thermique de réception, du comité d'études 5 de l'IEC: Turbines à vapeur. Il s'agit d'une Norme internationale.

Cette deuxième édition annule et remplace la première édition parue en 2001. Cette édition constitue une révision technique.

Cette édition inclut les modifications techniques majeures suivantes par rapport à l'édition précédente:

- a) la norme de référence IEC 60953-2 a été remplacée par l'IEC 60953-0; toutes les modifications apportées à l'IEC 60953-0 sont donc pertinentes pour la présente norme supplémentaire révisée;

- b) des recommandations plus précises sont fournies pour les types de garanties en 4.10;
- c) à l'Annexe H, le mesurage de l'incertitude des résultats a été révisé pour s'aligner davantage sur le Guide 98 de l'ISO/IEC: Incertitude de mesure;
- d) à l'Annexe K, la technique de mesure par traceurs a été supprimée;
- e) à l'Annexe L, la méthode par la variation des températures a été déplacée dans l'IEC 60953-0.

Le texte de cette Norme internationale est issu des documents suivants:

Projet	Rapport de vote
5/249/FDIS	5/252/RVD

Le rapport de vote indiqué dans le tableau ci-dessus donne toute information sur le vote ayant abouti à son approbation.

La langue employée pour l'élaboration de cette Norme internationale est l'anglais.

La présente partie de l'IEC 60953 doit être lue conjointement avec l'IEC 60953-0, et le terme "essai de vérification" doit être lu en lieu et place du terme "essai de réception". L'IEC 60953-0 constitue la norme de référence.

Une liste de toutes les parties de la série IEC 60953, publiées sous le titre général *Règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur*, se trouve sur le site web de l'IEC.

Le présent document a été rédigé selon les Directives ISO/IEC, Partie 2, il a été développé selon les Directives ISO/IEC, Partie 1 et les Directives ISO/IEC, Supplément IEC, disponibles sous www.iec.ch/members_experts/refdocs. Les principaux types de documents développés par l'IEC sont décrits plus en détail sous www.iec.ch/standardsdev/publications.

Le comité a décidé que le contenu du présent document ne sera pas modifié avant la date de stabilité indiquée sur le site web de l'IEC sous webstore.iec.ch dans les données relatives au document recherché. A cette date, le document sera

- reconduit,
- supprimé,
- remplacé par une édition révisée, ou
- amendé.

INTRODUCTION

La rénovation d'une turbine à vapeur installée dans une centrale thermique existante s'accompagne fréquemment d'une amélioration des performances. L'IEC 60953-0, qui définit les règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur de centrales thermiques, ne satisfait pas à l'ensemble des exigences spécifiques des projets de rénovation. Par conséquent, l'élaboration d'une norme supplémentaire (le présent document) a été jugée nécessaire afin de fournir des recommandations relatives aux essais thermiques de réception des turbines à vapeur rénovées.

Néanmoins, plusieurs dispositions et recommandations de l'IEC 60953-0 continuent à s'appliquer aux rénovations. Afin d'éviter un document redondant et volumineux, seuls les addenda spécifiques des rénovations sont donc indiqués dans le présent document.

Même s'il est prévu d'appliquer le présent document à la rénovation des turbines à vapeur à condensation de puissance élevée, celui-ci peut néanmoins être utilisé pour d'autres types et puissances de turbines afin de définir les principes de base d'une procédure spécifique, avec l'accord des parties concernées.

Les règles établies dans le présent document couvrent l'ensemble des 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 le présent document, même si celui-ci peut avoir une incidence sur le cycle thermodynamique.

L'objectif du présent document 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. Différents cas peuvent être rencontrés, par exemple le remplacement des organes d'admission de la vapeur, le remplacement partiel des aubes de la turbine d'un rotor, d'un module complet, etc. Les valeurs de garantie dépendent de la rénovation examinée et sont soumises à l'approbation des parties signataires du contrat. Le présent document aide ces parties à déterminer les paramètres les plus appropriés qui caractérisent la rénovation et qui peuvent être utilisés comme valeurs de garantie.

La difficulté principale des projets de rénovation consiste à choisir les paramètres à garantir. Même si le constructeur d'origine privilégie généralement une garantie d'amélioration relative, un autre constructeur qui ne connaît pas nécessairement tous les détails des équipements installés peut préférer offrir une valeur de garantie absolue pour l'équipement rénové. Le présent document donne des recommandations relatives aux paramètres à garantir. Lorsque les valeurs de garantie sont établies, celles-ci peuvent nécessiter une réévaluation à l'issue d'un essai de performance avant rénovation. Le présent document fournit de telles règles exigées pour la vérification des valeurs garanties.

La variété des rénovations possibles rend difficile le traitement de l'ensemble des cas, mais quelques exemples détaillés présentent l'application de ce document et sont fournis dans les annexes.

La structure et la numérotation des articles du présent document suivent celles de l'IEC 60953-0. Chacun des paragraphes du présent document annule et remplace le paragraphe équivalent de l'IEC 60953-0. La numérotation des paragraphes a été étendue afin d'inclure les ajouts.

Les principales différences entre le présent document et l'IEC 60953-0 sont répertoriées ci-dessous.

Article 1: Domaine d'application

En raison de sa spécificité, le présent document a nécessité la définition de nouvelles options qui concernent les garanties. Il est possible d'assurer des paramètres caractéristiques de l'équipement rénové (rendement des corps de turbine, perte de charge dans les organes d'admission de la vapeur, etc.). L'IEC 60953-0 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 le présent document.

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

Article 3: Unités, symboles, termes et définitions

Le présent document inclut de nouveaux concepts et termes associés aux cas de rénovation.

Article 4: Recommandations relatives aux garanties

Le présent document définit les garanties qui peuvent être offertes, soit en supplément, soit en lieu et place de ceux de l'IEC 60953-0. Une matrice directive a été également incluse pour permettre aux parties concernées de choisir les paramètres à garantir, qui sont les plus appropriés en fonction du projet.

Les garanties fournies par le constructeur peuvent être:

- a) des garanties de valeurs absolues:
 - rendement thermique ou consommation spécifique de chaleur de la turbine;
 - rendement thermodynamique, consommation spécifique de vapeur ou puissance de la turbine à des conditions de débit de vapeur spécifiées;
 - débit de vapeur principal et/ou puissance maximale;
 - rendement interne des différents corps de turbine;
- b) des garanties de valeurs relatives:
 - amélioration du rendement thermique ou de la consommation spécifique de chaleur de la turbine;
 - amélioration du rendement thermodynamique, de la consommation spécifique de vapeur ou de la puissance à un débit de vapeur spécifié;
 - amélioration de la capacité d'absorption de débit de vapeur principal et/ou de la puissance maximale;
 - amélioration du rendement interne des différents corps de turbine.

Article 4: Principes directeurs

La plupart des principes directeurs contenus dans l'IEC 60953-0 sont également applicables aux cas de rénovation. Les modifications ou addenda à cet article concernent principalement les précautions à prendre lorsque les essais doivent être effectués 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 écarts acceptables des grandeurs mesurées qui peuvent avoir une incidence majeure sur l'interprétation des résultats.

Article 5: Techniques de mesure et appareils de mesure

Dans le cas de projets de rénovation, des règles strictes ne peuvent pas être établies pour les techniques et les appareils de mesure. Les appareils doivent être choisis en fonction des exigences de l'installation et de la valeur de garantie à vérifier. L'Annexe H fournit des recommandations sur la sensibilité des paramètres garantis à la précision des mesures individuelles de manière à pouvoir choisir les instruments les plus appropriés.

Etant donné que le débit est l'une des mesures les plus importantes, le présent document fournit des recommandations relatives à l'installation des dispositifs de mesure de débit supplémentaires. Il est recommandé d'utiliser des méthodes du présent document, qui permettent de réaliser simultanément des mesurages et des comparaisons des débits principaux. L'application de méthodes de mesure du débit à l'aide de traceurs peut constituer une variante si la méthode s'est avérée fiable et a été approuvée par les parties concernées par l'essai.

Article 6: Evaluation des essais

Le présent document fournit des précisions sur l'évaluation des garanties supplémentaires applicables aux projets de rénovation. Des règles particulières sont également données pour tenir compte des fuites non comptabilisées dans les rénovations.

Article 7: Correction des résultats d'essais et comparaison à la garantie

Les méthodes de correction définies dans l'IEC 60953-0 sont également applicables au présent document, mais elles sont enrichies par des règles spécifiques qui gèrent les nouveaux types de garanties. En ce qui concerne les essais différés, des recommandations sont données sur les problèmes de vieillissement.

Le présent article traite également de la validation des valeurs de performance utilisées comme référence pour déterminer les garanties d'amélioration: un amendement 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 a une incidence sur les conditions de fonctionnement d'équipements adjacents, il peut être demandé au constructeur d'indiquer les conséquences de ces modifications.

Article 8: Incertitude de mesure

L'article de l'IEC 60953-0 est complété par des dispositions relatives aux cas particuliers rencontrés dans le cadre de projets de rénovation à l'Annexe G et à l'Annexe H. Les exemples peuvent être utilisés comme base de référence.

Annexes:

Les Annexes A à E de l'IEC 60953-0:2022 s'appliquent.

Le présent document contient trois nouvelles annexes (Annexe F à Annexe H).

L'Annexe F traite des incertitudes dans les applications de rénovation et complète les informations données dans l'Annexe D de l'IEC 60953-0:2022.

L'Annexe G et l'Annexe H donnent des exemples de calculs de performances et d'incertitude pour plusieurs applications de rénovation, dans des centrales thermiques conventionnelles et nucléaires.

Points à examiner dans le contrat:

Certains points de ces règles doivent être examinés dès la phase initiale du contrat. Les écarts doivent être identifiés et faire l'objet d'un accord entre les parties avant la signature du contrat. Ces points sont traités dans les paragraphes suivants:

Article (paragraphe)	Alinéa	Remarques
Introduction	6	Procédures particulières et valeurs garanties
1.2	2	Définition des garanties
4.10	Tous les alinéas	
4.1	1 et 4	
4.3.1	3	
7.1.1	Dernier alinéa	
7.3	–	Comparaison à la garantie
7.9.4	–	Dégradation des performances des composants rénovés

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

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

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

1 Domaine d'application

1.1 Généralités

La présente partie de l'IEC 60953 établit une norme supplémentaire pour les essais de vérification thermique des turbines à vapeur rénovées.

Les règles établies dans le présent document suivent les recommandations de l'IEC 60953-0, mais contiennent des amendements et des ajouts qui concernent les garanties et leur vérification par des essais thermiques de réception réalisés sur les turbines à vapeur rénovées.

Le présent document établit les principes généraux pour la préparation, la réalisation, l'évaluation, la comparaison par rapport aux valeurs garanties et la détermination des incertitudes de mesure lors des essais de vérification.

Le présent document ne s'applique que lorsque la rénovation implique le remplacement de tout ou partie de la turbine à vapeur. Réciproquement, 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 le présent document.

1.2 Objet

L'objectif du présent document est d'établir les paramètres de garantie appropriés, de définir la méthode de vérification de ces garanties et de déterminer l'incertitude de mesure.

Il convient de formuler les garanties et leurs dispositions dans leur intégralité et sans contradictions (voir 3.4 de l'IEC 60953-0:2022 et 3.5 du présent document). Les essais de vérification peuvent également inclure, si nécessaire, des mesurages pour appliquer les corrections conformément aux conditions de la garantie et vérifier les résultats.

1.3 Points à examiner dans le contrat

Le 1.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

2 Références normatives

Les documents suivants sont cités dans le texte de sorte qu'ils constituent, pour tout ou partie de leur contenu, des exigences du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

IEC 60953-0:2022, *Règles pour les essais thermiques de réception des turbines à vapeur – Partie 0: Plage de précision étendue pour différents types et dimensions de turbines*

3 Unités, symboles, termes et définitions

Pour les besoins du présent document, les unités, symboles, termes et définitions suivants s'appliquent.

L'ISO et l'IEC tiennent à jour des bases de données terminologiques destinées à être utilisées en normalisation, consultables aux adresses suivantes:

- IEC Electropedia: disponible à l'adresse <http://www.electropedia.org/>
- ISO Online browsing platform: disponible à l'adresse <https://www.iso.org/obp>

3.1 Généralités

Le 3.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.2 Symboles et unités

Le 3.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique, ainsi que le contenu du tableau suivant:

Grandeur	Symbole	Unité	Exemples de multiples et sous-multiples	Autres unités ISO
Rendement (total)		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		
Vannes complètement ouvertes	VWO			

3.3 Indices, exposants et définitions

Le 3.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique, ainsi que le contenu du tableau suivant et les termes et définitions suivants:

Grandeur	Indice/exposant	Position ou définition
Rendement	cyl	Rendement isentropique global ou total du corps (3.5.2, 3.5.3)
	cyl-dry	Rendement isentropique global sec du corps (3.5.2)
	cyl-wet	Rendement isentropique global humide du corps (3.5.3)
	cyl-HP	Rendement isentropique du corps HP (G.2)
	cyl-MP	Rendement isentropique du corps IP (G.2)
	cyl-BP	Rendement isentropique du corps LP (G.2)
Enthalpie	UEEP	Point final d'énergie utile (3.5.3)
	ELEP	Point final de la ligne de détente (6.2.5.2)
Chute d'enthalpie	s	Chute d'enthalpie isentropique entre l'admission et l'échappement du corps
	's	Chute qui correspond à la partie de la détente qui se produit en zone humide (G.2)
Performance du composant	tp	Conditions de vapeur au point final (3.5.3)
	in	Conditions de vapeur à l'entrée du composant (3.5.2, 3.5.3)
	out	Conditions de vapeur à la sortie du composant (3.5.2, 3.5.3)

Grandeur	Indice/exposant	Position ou définition
Débit massique ^{a)}	loss	Bilans des débits massiques (6.2.5)
	make-up	Bilans des débits massiques (6.2.5)
^{a)} Certains indices de débit massique et d'enthalpie sont définis dans le texte lui-même (par exemple 6.2.5.2).		

3.3.1**rénovation de la turbine**

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

3.3.2**garantie absolue**

garantie de l'équipement rénové, indépendamment de la performance de l'équipement d'origine

3.3.3**garantie relative**

garantie de l'amélioration due à l'équipement rénové

3.3.4**essai de référence**

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 1 à l'article: L'essai de référence n'est pas traité dans le présent document.

3.3.5**essai avant rénovation**

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

3.3.6**essai après rénovation**

essai associé à l'essai avant rénovation afin de vérifier les valeurs garanties relatives

Note 1 à l'article: L'essai après rénovation utilise les mêmes instruments que l'essai avant rénovation.

3.3.7**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 1 à l'article: L'essai thermique de réception n'est pas traité dans le présent document.

3.3.8**essai absolu après rénovation**

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

3.3.9**essai de vérification**

tout type d'essai prévu pour vérifier les performances de l'équipement rénové

Note 1 à l'article: Il convient de réaliser un essai de vérification avant et après rénovation, un essai absolu après rénovation ou un essai thermique de réception complet.

3.3.10

tolérance

tolérance fixée par accord à prendre en compte dans l'évaluation du résultat de l'essai

Note 1 à l'article: Une tolérance peut comprendre la tolérance sur l'essai pour l'incertitude de mesure, le vieillissement et d'autres conditions qui peuvent être spécifiques d'un projet de rénovation particulier. Il est recommandé qu'une telle tolérance soit fixée par accord dans le contrat.

3.3.11

puissance thermique

apport de chaleur fourni au cycle par des sources externes

3.4 Paramètres garantis

3.4.1 Recommandations relatives aux paramètres garantis

Le 3.4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.2 Rendement thermique

Le 3.4.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.3 Consommation spécifique de chaleur

Le 3.4.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.4 Rendement thermodynamique

Le 3.4.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.5 Consommation spécifique de vapeur

Le 3.4.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.6 Débit de vapeur principal

Le 3.4.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.7 Puissance électrique fournie

Le 3.4.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.8 Valeurs garanties pour les turbines à prélèvements et à pression mixte¹

Le 3.4.8 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

3.4.9 Capacité de charge thermique (pour applications nucléaires)

Le 3.4.9 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

¹ Turbines à pression mixte – plusieurs entrées à différentes pressions pendant la détente.

3.5 Paramètres garantis supplémentaires

3.5.1 Généralités

Le présent document admet que la rénovation peut ne porter que sur des composants spécifiques, plutôt que sur la machine complète. Par conséquent, 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 fournis à l'Article G.2.

3.5.2 Rendement isentropique du corps – détente en zone surchauffée

Le rendement isentropique du corps η_{cyl} 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 à partir des pressions et températures mesurées (voir Figure 1).

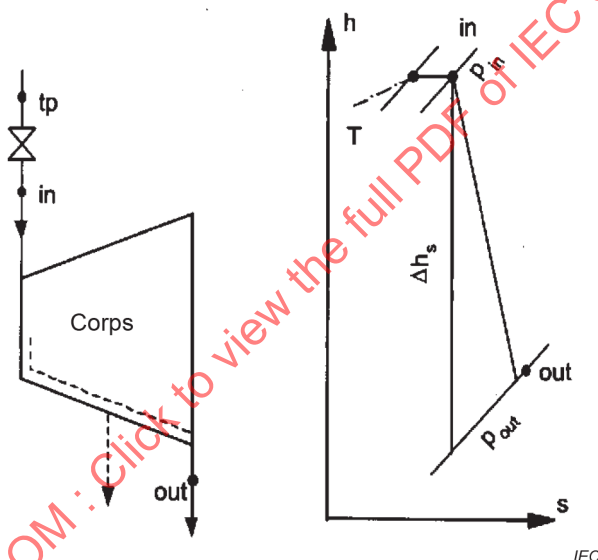


Figure 1 – Rendement isentropique du corps HP

$$\text{Rendement isentropique du corps: } \eta_{cyl} = \frac{h_{in} - h_{out}}{\Delta h_s} \quad (1)$$

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 3.5.4). 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 vannes d'admission. Il convient préférentiellement de les effectuer dans les conduites 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. Il convient d'éviter les mesures de pression dans les corps de vannes. Lorsque cette pression ne peut pas être mesurée en aval des vannes, il convient que la garantie entre l'amont des vannes et l'aval de la turbine prenne 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 intercorps, même si celles-ci ne sont normalement pas incluses, peuvent après accord être incluses avec modification appropriée de la formule de rendement.

3.5.3 Rendement isentropique du corps – détente en zone humide

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

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

$$\eta_{cyl-dry} = \frac{\eta_{cyl-wet}}{WCF} \quad (2)$$

Lorsque l'entrée et la sortie sont toutes les deux humides:

$$WCF = 1 - \frac{(x_{in} - x_{out})}{2} \quad (3)$$

Lorsque l'entrée est sèche alors que la sortie est humide:

$$WCF = 1 - \frac{(1 - x_{out})}{2} \cdot \frac{(h_{sat} - h_{out})}{(h_{in} - h_{out})} \quad (4)$$

Cette expression admet par hypothèse 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 est humide est traité à l'Article G.2).

Pour les corps BP, dans lesquels les pertes restantes LL (constituées essentiellement d'énergie cinétique) sont relativement significatives et dans lesquels la détente interne de vapeur se produit partiellement en zone humide, un certain nombre de définitions peuvent s'appliquer (voir Article G.2 et sa note de bas de page). Toutefois, le rendement de base, qui peut être déduit à partir d'un bilan de puissance, est également donné par la formule suivante (voir Figure 2):

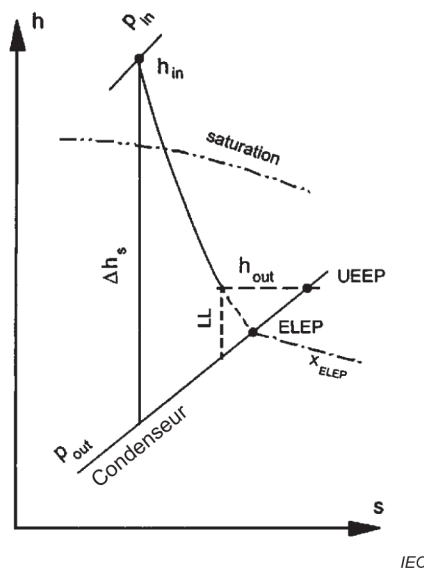


Figure 2 – Ligne de détente de la turbine BP

$$\text{Rendement isentropique du corps: } \eta_{\text{cyl}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{\Delta h_s} \quad (5)$$

où " h_{out} " est appelé point final d'énergie utile (UEEP, *Useful Energy End Point*). Ce point se situe dans la zone humide et est donc généralement déduit à partir d'un calcul du bilan de puissance du cycle complet. Il convient de traiter les résultats de ce calcul avec précaution, car toute anomalie non identifiée dans une partie du cycle d'essai peut conduire à une valeur erronée trop faible du rendement du corps BP.

Les valeurs de h_{out} sont calculées par itération sur les lignes de détente BP, jusqu'à vérifier l'égalité:

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

D'autres définitions utiles relatives à la turbine BP, y compris l'humidité et les pertes restantes, sont données à l'Article G.2 et en 6.2.5.2.

3.5.4 Perte de charge

Les pertes de charge dans les composants de transfert, par exemple les vannes et les conduites, ont une incidence importante sur la performance globale de l'installation à turbine. Il convient de calculer ces pertes pour les vannes complètement ouvertes et de les exprimer en pourcentage de la pression d'admission.

Un exemple type est la rénovation des vannes et conduites en amont du corps HP, comme cela est indiqué en 3.5.2, où la pression chute de p_{tp} en amont de la vanne à p_{in} , au point de mesure à l'admission dans le corps, de telle manière que:

$$\text{pourcentage de perte de charge} = \frac{p_{\text{tp}} - p_{\text{in}}}{p_{\text{tp}}} \cdot 100 \quad (6)$$

3.5.5 Capacité d'absorption de débit (FPC, *Flow-Passing Capacity*)

La FPC (également appelée "capacité d'absorption") peut être définie de la manière suivante:

$$FPC = \frac{\dot{m}_{in}}{\sqrt{p_{in} / v_{in}}} \frac{1}{\sqrt{1 - (p_{out} / p_{in})^2}} \quad (7)$$

Dans le cas d'un ratio de pression critique, l'expression ci-dessus se simplifie en:

$$FPC = \frac{\dot{m}_{in}}{\sqrt{p_{in} / v_{in}}} \quad (8)$$

D'autres méthodes de calcul de la FPC peuvent être utilisées après accord entre les parties.

4 Principes directeurs

4.1 Dispositions à prendre avant l'essai

Les parties concernées par les essais de vérification de projets de rénovation dans le cadre du présent document doivent établir par accord les procédures d'essai, la définition des garanties, le nombre, l'emplacement et la disposition des points et dispositifs de mesure, l'installation des vannes et conduites, ainsi que la précision des mesures, sans oublier le coût de ces essais de vérification.

Au stade de la planification, il convient de considérer la pertinence des essais de rénovation en fonction des conditions très vétustes des anciennes centrales, notamment en ce qui concerne les fuites qui ont pu se développer dans le temps. La programmation et la préparation des essais doivent en tenir compte.

Les instruments doivent être choisis de façon que la performance des composants, définie dans le contrat, puisse être vérifiée. Il est recommandé d'effectuer un calcul d'incertitude le plus tôt possible afin de déterminer les instruments nécessaires pour les essais.

Les éventuelles exigences relatives aux prises de mesure supplémentaires doivent être examinées par rapport à celles prévues dans le contrat de construction d'origine. En effet, comme la rénovation de l'installation peut se limiter à un seul composant de la centrale, des points de mesure supplémentaires peuvent être exigés pour évaluer leurs performances. D'autre part, la performance globale de la centrale peut parfois nécessiter des corrections afin de prendre en compte les modifications apportées à d'autres équipements qui ne font pas partie du contrat de rénovation, mais qui peuvent néanmoins influencer la performance du composant rénové (voir Article G.3). Toutefois, il convient de ne pas corriger les variations de paramètres directement liées aux composants remplacés.

La liste ci-dessous établit les points types qu'il convient de fixer par accord le plus tôt possible, de façon à disposer d'un délai suffisant pour réaliser toute modification d'appareil ou d'installation nécessaire:

les points a) à h) du 4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'appliquent. Voir aussi Annexe E.

Les exigences d'étalonnage des instruments doivent être définies lors de la phase de planification.

4.2 Accords et dispositions préparatoires en vue des essais

Le 4.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.3 Planification de l'essai

4.3.1 Délai pour la réalisation des essais de vérification

Si l'essai de vérification se limite à un essai après rénovation, celui-ci doit être réalisé le plus tôt possible après le premier recouplage du groupe, mais pas plus de huit semaines après.

Si la vérification des performances repose sur des mesurages comparatifs réalisés avant et après rénovation, l'essai avant rénovation doit être réalisé le plus tard possible avant l'arrêt pour rénovation, mais pas plus de huit semaines avant. L'essai après rénovation doit être réalisé le plus tôt possible après le premier recouplage du groupe, mais pas plus de huit semaines après.

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 1). Certains cas peuvent se présenter où la précision et la cohérence des essais sont plus importantes que le délai.

Par exemple, la puissance électrique d'une centrale thermique est très sensible aux variations de la pression d'échappement. Dans les pays où la température d'eau de refroidissement varie fortement en fonction des saisons, des résultats plus exacts peuvent être obtenus en maintenant la pression d'échappement à un niveau similaire, dans les limites définies dans le Tableau 1, plutôt qu'en réduisant le plus possible le délai entre les essais avant et après rénovation.

Tableau 1 – Ecarts et fluctuations maximaux² admissibles en conditions d'exploitation par rapport aux données spécifiées et relatives

Variable	A Ecart maximal admissible entre la moyenne de l'essai et la valeur spécifiée	B ^{d)} Ecart maximal admissible de la valeur moyenne entre les essais avant et après rénovation
Pression de la vapeur à l'admission	±5 % ^{a)}	±2,5 % ^{a)}
Température de la vapeur à l'admission	±15 K ^{a)}	±7,5 K ^{a)}
Titre de siccité	±0,005 %	±0,002 5 %
Pression de soufflage: – processus régulé	±5 % ^{a)}	±2,5 % ^{a)}
– pour turbine avec réchauffage de l'eau alimentaire	Voir ^{b)}	Voir ^{b)}
Pression d'échappement: – pour turbines à contre-pression	±5 % ^{a)}	±2,5 % ^{a)}
– pour turbines à condensation	±25 % ou ±1,0 kPa si cette valeur est plus élevée ^{e)f)}	±5 % ou ±0,3 kPa si cette valeur est plus élevée ^{e)f)}
Débit de vapeur soutirée (régulé, réchauffage de l'eau alimentaire)	±10 %	±5 %

² Il convient que la fluctuation maximale admise d'une grandeur, durant chaque essai, ne soit pas supérieure à la moitié de l'écart maximal admissible donné dans le Tableau 1, colonne A.
La fluctuation est définie comme la différence entre le relevé maximal ou le relevé minimal et la moyenne de l'essai.

Variable	A Ecart maximal admissible entre la moyenne de l'essai et la valeur spécifiée	B ^{d)} Ecart maximal admissible de la valeur moyenne entre les essais avant et après rénovation
Température de vapeur resurchauffée	±15 K	±7,5 K
Chute isentropique d'enthalpie	±7 %	±3,5 %
Débit de vapeur initial	±5 %	±2,5 %
Débit de l'eau de refroidissement	±15 % ^{g)}	±7,5 % ^{g)}
Température d'entrée de l'eau de refroidissement	±5 K ^{g)}	±2,0 K ^{g)}
Température de l'eau alimentaire finale	±10 K	±5 K
Vitesse de rotation	±2 % ^{c)}	±2 % ^{c)}
^{a)} Tous ces éléments peuvent ne pas conduire à un écart de la chute enthalpique de plus de 7 %. ^{b)} Pour les écarts entre les pressions de soutirage des composants non concernés par la rénovation, des corrections doivent être appliquées. ^{c)} Si cela est admis par les garanties techniques de la turbine. ^{d)} La colonne B représente les écarts maximaux des paramètres qui doivent rester cohérents entre les essais avant et après rénovation. Pour les conditions de fonctionnement après rénovation qui sont présumées être fortement compromises par la rénovation de la centrale, la colonne A s'applique. ^{e)} Si la pression d'échappement pendant l'essai présente un écart plus important que la limite permise, il convient que la correction de la pression d'échappement soit obtenue à partir d'essais ou de calculs effectués d'un commun accord entre les parties. ^{f)} Si le condenseur n'est pas inclus dans la garantie. ^{g)} Si le condenseur est inclus dans la garantie.		

4.3.2 Réalisation des essais de réception

Le 4.3.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4 Préparation des essais

4.4.1 Etat de l'installation

Le 4.4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.2 Etat de la turbine à vapeur

Le 4.4.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.3 Etat du condenseur

Le 4.4.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.4 Isolement du cycle

4.4.4.1 Généralités

Le 4.4.4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.4.2 Isolement des équipements et des flux

Le 4.4.4.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.4.3 Flux qui doivent être déterminés si l'installation n'est pas isolée

Le 4.4.4.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.4.4 Méthodes et/ou dispositifs suggérés pour isoler l'équipement du cycle d'eau alimentaire de la turbine

Le 4.4.4.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.4.5 Mesures de rénovation pour l'isolement du cycle

En raison du mauvais état des vannes en général, plus particulièrement dans les anciennes centrales, il convient d'évaluer les fuites relativement tôt avant l'essai. Il convient d'accorder une attention particulière 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, les essais de vérification peuvent être réalisés avec le même défaut d'isolement par accord entre les parties. Il peut être nécessaire d'appliquer des corrections supplémentaires afin de tenir compte des modifications éventuelles du cycle sur les performances garanties. Lorsque cela est possible, il convient d'identifier les corrections et de les fixer par accord avant l'essai après rénovation.

4.4.5 Vérifications de la fuite des réchauffeurs de condenseur et d'eau alimentaire

Le 4.4.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique. Voir aussi Annexe A.

4.4.6 Propreté des filtres à vapeur

Le 4.4.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.4.7 Contrôle des instruments de mesure utilisés pendant l'essai

Le 4.4.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.5 Mesures comparatives

Le 4.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.6 Paramétrages en vue de l'essai

4.6.1 Paramètres de charge

Le 4.6.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.6.1.1 Centrales conventionnelles

Dans la mesure du possible et afin d'assurer la cohérence entre les conditions des essais avant et après rénovation, ceux-ci doivent être effectués avec les vannes complètement ouvertes ou à un point de vanne dans le cas des machines à injection partielle. Des essais dans d'autres conditions peuvent être autorisés sous réserve d'un accord mutuel.

4.6.1.2 Centrales thermiques nucléaires

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

4.6.2 Paramètres spéciaux

Le 4.6.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.7 Essais préliminaires

Le 4.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8 Essais de réception

4.8.1 Constance des conditions d'essai

Le 4.8.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.2 Ecart maximal et fluctuation maximale des conditions d'essai

Le 4.8.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.3 Durée des essais et fréquence des relevés

Le 4.8.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.4 Lecture de l'intégration des appareils de mesure

Le 4.8.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.5 Autres méthodes

Le 4.8.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.6 Enregistrement des essais

Le 4.8.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.7 Mesurage supplémentaire

Le 4.8.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.8 Calculs préliminaires

Le 4.8.8 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.8.9 Cohérence et nombre d'essais

Le 4.8.9 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.9 Répétition des essais de réception

Le 4.9 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

4.10 Recommandations relatives aux garanties de rénovation

4.10.1 Généralités

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

La rénovation d'une installation à turbine à vapeur concerne souvent la modernisation d'au moins un composant ou un corps sur une ligne d'arbre, et il est donc important de distinguer la performance du composant de la performance globale. De plus, la rénovation d'une machine existante peut être entreprise soit par le constructeur d'origine de l'équipement (OEM, *Original Equipment Manufacturer*), soit par les autres constructeurs. Tout constructeur d'équipement rénové connaît le rendement absolu des nouveaux composants, mais il convient de retenir l'hypothèse qu'il n'ait aucune connaissance des performances du composant à remplacer ou de l'état des équipements associés. Il convient que seul le constructeur d'origine soit présumé connaître l'équipement existant et 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 peut privilégier les garanties de performance globale de la centrale, tandis que les constructeurs préfèrent garantir leurs composants isolément. Le Tableau 2 donne des recommandations relatives aux garanties totales et aux garanties des composants, qu'il s'agisse de garanties absolues ou relatives.

Le type de performance pris en compte (performance 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.

Le présent document décrit deux types de garanties absolues et deux types de garanties relatives.

En ce qui concerne les garanties relatives, il est nécessaire d'utiliser des propriétés thermodynamiques identiques pour les essais avant et après rénovation.

Tableau 2 – Différentes possibilités de garanties

Objet de la rénovation type de détente	Garantie de rendement du corps (η_{cyl})		Garantie de rendement du cycle (consommation spécifique de chaleur ou puissance ^{d)})	
	Absolue	Relative	Absolue	Relative
Corps de turbine détente sèche	Recommandée 4.10.2.1	Facultative ^{a)} 4.10.3.1	Déconseillée ^{b)}	Déconseillée ^{b)}
Corps de turbine détente humide avec corps secs (non concernés par la rénovation) sur la même ligne d'arbre ^{e)}	Déconseillée ^{c)}	Déconseillée ^{c)}	Recommandée 4.10.2.2	Facultative ^{a)} 4.10.3
Corps de turbine détente humide avec corps humides (non concernés par la rénovation) sur la même ligne d'arbre ^{f)}	Déconseillée ^{c)}	Déconseillée ^{c)}	Facultative 4.10.2.2	Recommandée 4.10.3
Ligne d'arbre complète tous types de détentes	Déconseillée	Déconseillée	Recommandée 4.10.2.2	Facultative ^{a)} 4.10.3
^{a)} Lorsque les performances de référence sont connues avec un niveau de confiance suffisant. ^{b)} En raison de l'incertitude accrue sur la détermination d'une détente humide associée sur la même ligne d'arbre qui n'entre pas dans le champ d'application de la rénovation. Peut être appliquée si cela est exigé commercialement. ^{c)} En raison de l'incertitude accrue sur la détermination d'une détente humide qui entre dans le champ d'application de la rénovation. ^{d)} Puissance à un débit de vapeur spécifié. Une garantie de puissance relative, qui résulte d'une amélioration du rendement des corps, est associée à une capacité d'absorption de débit inchangée. Une garantie de puissance relative, qui résulte d'une amélioration du rendement des corps et d'un débit de vapeur accru, est associée à des capacités d'absorption de débit définies. ^{e)} Par exemple, rénovation d'une turbine BP d'une unité de turbines à condensation. ^{f)} Par exemple, rénovation d'une turbine HP d'une unité nucléaire.				

Outre les garanties d'efficacité données ci-dessus, la capacité peut également être garantie. Il peut s'agir de la capacité d'absorption de débit ou de la puissance maximale.

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

4.10.2 Garanties absolues

4.10.2.1 Mesurage direct de la performance absolue d'un composant remplacé

Si la performance est mesurable directement, comme pour les corps qui fonctionnent complètement en vapeur surchauffée et où le rendement isentropique des corps peut être déterminé par des essais 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 peut alors être évaluée à des fins d'information par calcul, et il convient que cela fasse l'objet d'un accord dans le contrat. Une attention particulière doit être accordée si le composant a une incidence sur le cycle thermodynamique de l'installation. Des exemples en sont les pressions de soutirage différentes, des conditions différentes à l'entrée des réchauffeurs et des capacités d'absorption modifiées.

Il existe des cas où le rendement du composant remplacé est déterminé indirectement à partir de la performance globale de la centrale (par exemple, les corps qui fonctionnent partiellement en zone humide, où l'enthalpie ne peut pas être déterminée) avec pour conséquence une perte de précision inacceptable. Dans de tels cas, il est recommandé d'utiliser une garantie relative d'amélioration globale de la centrale (voir 4.10.3).

4.10.2.2 Consommation spécifique de chaleur absolue après modification

Dans ce cas, un essai thermique de réception est recommandé après modifications, conformément à l'IEC 60953-1. Dans certaines circonstances, pour les turbines à vapeur de faible puissance, l'IEC 60953-0 peut également être admise. Aucun essai préalable n'est effectué, mais les données nominales ou les essais de garantie antérieurs sont utilisés comme base pour déterminer la valeur garantie, ainsi que les courbes de correction pour les variations de cycle ou de performances d'un autre composant pendant l'essai, si nécessaire. Une attention particulière est accordée aux défauts cachés d'installations anciennes qui peuvent conduire à une dégradation générale du cycle et à la déduction d'un niveau erroné faible du rendement du corps BP. Un nouvel essai de référence de l'installation complète avant rénovation peut permettre d'éviter ce type de difficulté.

Cette garantie absolue peut être utilisée lorsque les modifications sont importantes et que l'installation est soumise à une révision exhaustive. Le constructeur prend dans ce cas un risque plus grand et doit s'assurer que le reste de l'installation est correctement modélisé.

4.10.3 Garanties relatives

4.10.3.1 Essais d'amélioration qui bénéficient 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 reposer sur des essais avant et après rénovation qui utilisent de manière opportune les mêmes appareils de mesure, choisis conformément au présent document. 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 sont soumises à une confirmation ou à un amendement en fonction de l'analyse des résultats des essais avant rénovation.

Pour que les essais à l'échelle de la centrale soient représentatifs de l'amélioration du ou des composants remplacés, il convient idéalement de ne pas modifier le reste de l'installation 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 des instruments doit être choisie en tenant compte du niveau d'amélioration attendu et de la précision attendue.

Il est nécessaire d'effectuer les essais avant et après rénovation dans des conditions d'exploitation similaires (par exemple puissance thermique, vannes complètement ouvertes ou puissance de l'alternateur) afin de réduire les corrections de cycle. Par exemple, en tenant compte de la rénovation d'un corps BP d'une centrale nucléaire, où le fonctionnement à puissance thermique et la position des vannes sont maintenus constants lors des essais avant et après rénovation, cela simplifie la méthode de correction et permet souvent l'utilisation de la puissance aux bornes de l'alternateur comme mesure d'amélioration de la consommation spécifique de chaleur.

4.10.3.2 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. Elles peuvent être obtenues en combinant un essai avant rénovation et un essai après rénovation dans le respect de la totalité de l'IEC 60953-3. Il s'agit de la méthode la plus complète, et le propriétaire peut ainsi capitaliser une connaissance précise de l'équipement. Il existe cependant un inconvénient. Si l'essai complet de vérification après rénovation est retardé au point d'exiger le remplacement des instruments, la précision est réduite en conséquence. La durée et le coût des essais peuvent également être prohibitifs dans certains cas, notamment si une haute précision est exigée pour vérifier une modification garantie mineure.

5 Techniques de mesure et appareils de mesure

5.1 Vue d'ensemble

5.1.1 Exigences de précision des appareils

Le 5.1.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.1.2 Appareils de mesure

Le 5.1.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.1.3 Incertitude de mesure

Le 5.1.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.1.4 Etalonnage des appareils

Le 5.1.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.1.5 Autres instruments

Le 5.1.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.1.6 Cohérence entre les essais avant et après rénovation

Si les garanties reposent 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 des instruments peut revêtir une importance secondaire. Les fondements d'une telle procédure reposent sur la reproduction des instruments et du système d'acquisition de données dans chaque série d'essais de manière à éliminer les erreurs systématiques dans toute la mesure du possible lorsque l'intégrité de l'appareil peut être maintenue. Par conséquent, il est nécessaire de laisser en place autant d'appareils de mesure que possible afin de réduire les erreurs relatives. Cela s'applique en particulier au dispositif de mesure du débit principal. Afin de préserver l'intégrité des appareils installés temporairement, leur protection doit être envisagée s'ils restent en place sur l'installation. Si l'intégrité d'un appareil ne peut pas être assurée, il convient de le retirer avec précaution et de le stocker dans un endroit sûr, puis de le réinstaller exactement dans la même position pour l'essai après rénovation. 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 couvrir les 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 mesurages de l'essai avant rénovation. En outre, lorsqu'un nouvel appareil est utilisé pour remplacer un appareil défaillant, l'incertitude de l'essai doit être dument évaluée pour tenir compte de l'erreur systématique accrue.

5.2 Mesurage de la puissance

5.2.1 Détermination de la puissance mécanique en sortie de turbine

Le 5.2.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.2.2 Mesurage de la puissance de la pompe d'alimentation de la chaudière

Le 5.2.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.2.3 Détermination de la puissance électrique d'un groupe turboalternateur

Le 5.2.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.2.4 Mesurage de la puissance électrique

Le 5.2.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.2.5 Branchements électriques des appareils

Le 5.2.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.2.6 Appareils électriques

Le 5.2.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.2.7 Transformateurs de mesure

Le 5.2.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.2.8 Détermination de la puissance électrique lors des essais avant et après rénovation

Si la précision exigée pour 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 acceptable, et le système de mesure doit avoir fait preuve d'une bonne répétitivité.

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 lors des essais avant et après rénovation. Lorsque des analyseurs de puissance d'impédance élevée sont connectés aux transformateurs d'essai dédiés, la charge du circuit doit être évaluée et, lorsque cela est nécessaire, une charge supplémentaire doit être ajoutée au circuit.

5.3 Mesurage du débit

5.3.1 Détermination des débits à mesurer

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

- | | |
|------------------------|---|
| a) Débits principaux: | <p>Les débits qui sont directement proportionnels aux valeurs garanties et qui doivent être mesurés avec le degré de précision adéquat (voir 8.4 de l'IEC 60953-0:2022).</p> <p>Il convient d'évaluer la pertinence d'utiliser le dispositif de mesure de débit existant avant de démarrer les essais en améliorant ou modifiant les dispositifs si nécessaire.</p> <p>Dans certaines centrales anciennes, il est possible de détecter les erreurs de mesure du débit principal par des mesurages de débit supplémentaires à différents emplacements. La compatibilité des mesurages de débit doit être vérifiée conformément à l'IEC 60953-0:2022, 6.2.3.2, et à l'IEC 60953-0:2022, Annexe B.</p> |
| b) Débits secondaires: | <p>Les débits qui sont nécessaires au fonctionnement de la centrale doivent être pris en compte dans l'ajustement des valeurs mesurées des débits principaux pour déterminer les valeurs des débits de vapeur vive et de vapeur resurchauffée de la turbine. Il convient de mesurer les débits secondaires lorsque leur effet est significatif et qu'ils sont mesurables. Dans le cas contraire, ces débits peuvent être déterminés à partir du bilan thermodynamique ou des valeurs de conception.</p> |

5.3.2 Mesurage du débit principal

5.3.2.1 Généralités

Le 5.3.2.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.2.2 Dispositifs de pression différentielle pour mesurer le débit principal d'eau ou de vapeur

Le 5.3.2.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.2.3 Compteurs de temps de transit à ultrasons pour les mesurages du débit d'eau principal

Le 5.3.2.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.3 Installation et emplacement des débitmètres

5.3.3.1 Installation et emplacement des dispositifs de pression différentielle

Le 5.3.3.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.3.2 Installation et emplacement des débitmètres à ultrasons

Le 5.3.3.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.3.3 Emplacement d'un dispositif supplémentaire de mesure du débit principal

Après accord entre les parties, un dispositif de mesure de débit approprié peut être ajouté sur la ligne d'eau alimentaire haute pression en aval du dernier réchauffeur alimentaire. Celui-ci permet d'accroître la précision et le niveau de confiance de la vérification. L'Annexe H donne un exemple avec deux mesures de débit, à l'entrée de la bêche dégazante et à la sortie du dernier réchauffeur.

5.3.4 Etalonnage des dispositifs de mesure du débit principal pour le débit d'eau

5.3.4.1 Généralités

Le 5.3.4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.4.2 Etalonnage des dispositifs de pression différentielle pour le débit d'eau

Le 5.3.4.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.4.3 Etalonnage des débitmètres à ultrasons

Le 5.3.4.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.5 Examen des débitmètres

5.3.5.1 Examen des dispositifs de pression différentielle

Le 5.3.5.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.5.2 Examen des débitmètres à ultrasons

5.3.5.2.1 Contrôles de débit nul

Le 5.3.5.2.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.5.2.2 Examen visuel

Le 5.3.5.2.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.6 Mesurages de pression différentielle

5.3.6.1 Généralités

Le 5.3.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.6.2 Mesurages de pression différentielle lors des essais avant et après rénovation

Lorsque la répétitivité des séries d'essais est exigée, 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 réduire davantage l'incertitude de mesure, il est suggéré de monter des transmetteurs redondants sur chaque paire de prises de mesure.

5.3.7 Fluctuation du débit d'eau

Le 5.3.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8 Mesurage des débits secondaires

5.3.8.1 Généralités

Le 5.3.8.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.2 Soutirage de vapeur pour l'alimentation des réchauffeurs

Le 5.3.8.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.3 Purges des réchauffeurs HP

Le 5.3.8.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.4 Sécheur et purges des resurchauffeurs

Le 5.3.8.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.5 Fourniture de vapeur de turbine à pompe d'alimentation de chaudière

Le 5.3.8.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.6 Fuites des garnitures d'étanchéité des turbines

Le 5.3.8.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.7 Débit de l'eau de désurchauffe

Le 5.3.8.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.8 Garnitures d'étanchéité des pompes d'alimentation de la chaudière et débit d'eau d'équilibre

Le 5.3.8.8 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.9 Variations de l'eau stockée

Le 5.3.8.9 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.8.10 Détermination des fuites

Le 5.3.8.10 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.9 Débits secondaires occasionnels

5.3.9.1 Généralités

Le 5.3.9.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.9.2 Vapeur d'éjecteur

Le 5.3.9.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.9.3 Débit d'appoint

Le 5.3.9.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.9.4 Joints hydrauliques

Le 5.3.9.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.9.5 Vapeur d'échappement auxiliaire

Le 5.3.9.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.10 Masse volumique de l'eau et de la vapeur

Le 5.3.10 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.3.11 Détermination du débit d'eau de refroidissement du condenseur

Le 5.3.11 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4 Mesurage de la pression (à l'exclusion de la pression d'échappement des turbines à condensation)

5.4.1 Pressions à mesurer

Le 5.4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.2 Appareils

5.4.2.1 Généralités

Le 5.4.2.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.2.2 Transducteurs

Le 5.4.2.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.3 Mesurages de la pression principale

Le 5.4.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.4 Pression des orifices de soutirage et des conduites de raccordement

5.4.4.1 Généralités

Le 5.4.4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.4.2 Pour des pressions toujours supérieures à la pression atmosphérique

Le 5.4.4.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.4.3 Pour les pressions autour de la pression atmosphérique

Le 5.4.4.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.4.4 Pour des pressions toujours inférieures à la pression atmosphérique

Le 5.4.4.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.5 Vannes d'arrêt

Le 5.4.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.6 Etalonnage des dispositifs de mesure de la pression

Le 5.4.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.7 Pression atmosphérique

Le 5.4.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.8 Correction des relevés

5.4.8.1 Généralités

Le 5.4.8.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.4.8.2 Corrections pour la pression de colonne d'eau

Le 5.4.8.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.5 Mesurage de la pression d'échappement d'une turbine à condensation

5.5.1 Généralités

Le 5.5.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.5.2 Plan de mesure

Le 5.5.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.5.3 Prises de pression

Le 5.5.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.5.4 Distributeurs

Le 5.5.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.5.5 Conduites de raccordement

Le 5.5.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.5.6 Appareils

Le 5.5.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.5.7 Etalonnage

Le 5.5.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.6 Mesurage de la température

5.6.1 Points de mesure de la température

Le 5.6.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.6.2 Appareils

Le 5.6.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.6.3 Mesurages de la température principale

Le 5.6.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.6.4 Mesurages de la température du train d'alimentation (y compris la vapeur soutirée)

Le 5.6.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.6.5 Mesurage de la température de l'eau de refroidissement du condenseur

Le 5.6.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.6.6 Sondes thermométriques

Le 5.6.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.6.7 Précautions à prendre lors des mesurages de la température

Le 5.6.7 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7 Détermination du titre de la vapeur**5.7.1 Généralités**

Le 5.7.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.2 Technique des traceurs

Le 5.7.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.3 Méthode de la condensation

Le 5.7.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.4 Méthode d'injection à vitesse constante

Le 5.7.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.5 Enthalpie au soutirage, déterminée par méthode d'injection à vitesse constante**5.7.5.1 Généralités**

Le 5.7.5.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.5.2 Points d'injection

Le 5.7.5.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.5.3 Points d'échantillonnage

Le 5.7.5.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.5.4 Débits d'échantillonnage

Le 5.7.5.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.6 Les traceurs et leur utilisation**5.7.6.1 Généralités**

Le 5.7.6.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.6.2 Traceurs radioactifs

Le 5.7.6.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.6.3 Traceur non radioactif

Le 5.7.6.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.7.7 Utilisation des traceurs dans les applications de rénovation

Parfois, les débits principaux et/ou secondaires ne peuvent pas être mesurés avec l'exactitude requise, en raison d'équipements de mesure inexistantes ou inexacts. Dans de tels cas, des mesurages à l'aide de traceurs constituent une variante. Cette méthode peut être utilisée par un examen détaillé et un accord entre les parties.

5.8 Mesurage du temps

Le 5.8 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

5.9 Mesurage de la vitesse

Le 5.9 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

6 Evaluation des essais

6.1 Préparation de l'évaluation

L'évaluation des résultats d'essais implique une série d'activités dont chacune contribue à la précision du résultat final. Dans le cas d'une rénovation où une amélioration est garantie, la valeur garantie est déterminée comme étant un écart entre les essais avant et après rénovation. Les mesurages effectués lors de ces deux essais doivent donc être utilisés 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 avant rénovation limite les incertitudes et simplifie l'évaluation. 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 Article 8 de l'IEC 60953-0:2022, ainsi que l'Annexe F et l'Annexe H du présent document).

A partir des relevés des appareils de mesure obtenus au cours de chacun des essais, les résultats sont calculés selon la définition du paramètre garanti donnée en 3.4 de l'IEC 60953-0:2022 et en 3.5 du présent document.

Avant d'évaluer les résultats, une période d'essai officielle doit être choisie; celle-ci doit être située dans l'intervalle de temps au cours duquel les lectures d'essai ont été effectuées. Cette période doit être d'une durée au moins égale à celle définie en 4.8.3 de l'IEC 60953-0:2022. Pendant cette période, pour des essais absolus, les dispositions de 4.8.1 et de 4.8.2 de l'IEC 60953-0:2022 doivent être respectées. Pour les essais relatifs, le Tableau 1 et le 4.3.1 du présent document doivent s'appliquer. 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 6.2.1 de l'IEC 60953-0:2022).

En cas de perturbations au cours de l'essai, tous les relevés effectués durant la période perturbée peuvent être éliminés. Cette suppression doit nécessiter néanmoins que des conditions de régime établi identiques existent avant et après la perturbation. Si les deux périodes avant et après la perturbation sont évaluées séparément, l'incertitude des résultats de l'essai ne doit pas être divisée par $\sqrt{n}$, où n est le nombre d'intervalles d'essai. Toutefois, un essai peut être divisé en plusieurs intervalles d'essai qui doivent être évalués 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 défaillance 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 d'exploitation de la centrale sont suffisamment stables, par une interpolation entre les lectures avant et après la défaillance 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 4.8.7 de l'IEC 60953-0:2022).

6.2 Calcul des résultats

6.2.1 Calcul des valeurs moyennes des relevés effectués avec les appareils de mesure

Le 6.2.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

6.2.2 Correction et conversion des moyennes relevées

Le 6.2.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

6.2.3 Vérification des données mesurées

6.2.3.1 Compatibilité

Le 6.2.3.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

6.2.3.2 Evaluation de mesures multiples

Le 6.2.3.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique. Voir aussi Annexe B.

6.2.3.3 Bilans des débits massiques

Le 6.2.3.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique. Voir aussi Annexe C.

6.2.3.4 Fuites

Dans la mesure du possible, les fuites doivent être localisées et éliminées avant l'essai. Si les fuites identifiées ne peuvent pas être éliminées, leurs débits doivent être mesurés ou estimés. Ces estimations doivent être incluses dans les calculs du débit principal ou secondaire.

Le total des fuites non comptabilisées au cours de l'essai, exprimé en pourcentage du débit de vapeur initial à pleine charge, ne doit pas dépasser 0,4 fois l'incertitude de mesure relative sur le résultat de l'essai, exprimée en pourcentage. La valeur maximale admissible de fuite est égale à 0,6 % du débit de vapeur à pleine charge. Dans le cas d'une garantie relative, l'incertitude du calcul des fuites non comptabilisées admissibles doit correspondre à l'incertitude du résultat des essais avant et après rénovation, exprimée en pourcentage. Si ce critère n'est pas rempli, l'essai ne peut être accepté que d'un commun accord des parties à l'essai.

De plus, l'écart entre les fuites non comptabilisées lors des 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, en amont de l'essai officiel avant rénovation, afin de déterminer le niveau de fuites non comptabilisées.

Les fuites doivent être, si possible, déterminées et prises en compte dans le bilan des débits massiques.

Les fuites non comptabilisées doivent être réparties conformément au Tableau 3 et doivent être incluses dans les calculs du débit principal ou secondaire. Les valeurs suggérées dans le Tableau 3 peuvent être modifiées en fonction des observations.

Tableau 3 – Répartition des fuites non comptabilisées

Pourcentage de fuites non comptabilisées à attribuer à:	Centrale thermique conventionnelle	Centrale thermique nucléaire
Générateur de vapeur	40 %	0 %
Conduites d'admission de la vapeur (y compris la station de contournement de la turbine)	20 %	30 %
Turbine à vapeur HP à soutirage de vapeur et système de surchauffeur associés	40 %	70 %

6.2.4 Propriétés thermodynamiques de la vapeur et de l'eau

Le 6.2.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

6.2.5 Calcul des résultats d'essais

6.2.5.1 Généralités

La rénovation d'une centrale thermique peut concerner de nombreux composants très variés (tels que les vannes, pompes, réchauffeurs, etc.). Cependant, les composants les plus importants dans le présent document sont ceux de la turbine. En fonction du composant HP, MP ou BP de la turbine à rénover et de la valeur garantie, l'étendue des instruments est différente (voir Article 5). Par conséquent, le présent document n'impose pas d'emplacements spécifiques pour la mesure des débits. Néanmoins, le nombre de mesures de débit doit être cohérent avec la garantie et la précision exigée (voir Annexe H).

La détermination des rendements isentropiques des veines HP et MP (lorsque les corps fonctionnent en vapeur surchauffée) ne nécessite pas un mesurage 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 mesurages de débit. La procédure d'évaluation peut se scinder en deux phases:

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

Il est souvent possible de déterminer un débit massique (par exemple le débit de vapeur vive) par plusieurs méthodes, en réalisant des bilans de débits massiques sur différentes parties du système. De plus, des débits massiques importants, tels que le débit d'eau alimentaire, peuvent être obtenus à partir de plusieurs mesures indépendantes de débits massiques en différents emplacements du cycle. La valeur moyenne pondérée du débit d'eau alimentaire et l'incertitude sur ce débit peuvent être calculées à l'aide des équations de l'IEC 60953-0:2022, Annexe B et Annexe C.

L'accord des parties contractantes sur les bilans de débit est une condition préalable nécessaire pour pouvoir calculer les bilans d'énergie, en particulier lorsque deux mesures de débit sont utilisées (voir Figure H.1), à savoir:

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

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 débits massiques, 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 (kg/s) des réservoirs et autres espaces de stockage du circuit pendant la période d'essai doit être considérée comme étant égale aux pertes du circuit, sous réserve qu'aucune eau d'appoint ne soit injectée dans le circuit pendant les essais et qu'aucun débit ne soit délibérément prélevé du circuit. Ce qui donne:

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (9)$$

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 de l'eau d'appoint $\dot{m}_{\text{make-up}}$ est injectée dans le circuit, l'Equation (9) devient l'Equation (10):

$$\dot{m}_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i + \dot{m}_{\text{make-up}} \quad (10)$$

Les résultats d'essais fournissent la base pour la comparaison aux 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 d'évaluer les résultats d'essais et de les utiliser lors de la comparaison à la garantie, il est primordial de les corriger de manière appropriée afin de rétablir les conditions de garantie (voir Article 7).

Les rendements thermiques et/ou thermodynamiques, le débit de vapeur initial et la puissance de sortie doivent être calculés conformément à la définition des valeurs garanties (voir 3.4 de l'IEC 60953-0:2022).

Une valeur unique doit être établie pour chacune des variables, comme cela est décrit en 6.1 et 6.2 de l'IEC 60953-0:2022. Seule cette valeur doit être utilisée pour les évaluations ultérieures.

Pour la détermination de l'incertitude de mesure, voir Annexe F.

6.2.5.2 Rendements de la 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 mesurage direct de la pression et de la température, en raison du point final de la ligne de détente en zone humide.

Pour résoudre ce problème, l'approche consiste à 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:

$$P_{LP} = P_i - P_{HP} - P_{IP} \quad (11)$$

et

$$\dot{m}_{in} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{ei} + \dot{m}_4 \quad (12)$$

$$P_{LP} = \sum_{i=1}^N [\dot{m}_{ei} \times \Delta h_{ei}] + \dot{m}_4 \times \Delta h_{UEEP} \quad (13)$$

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 IP;
- P_{LP} est la puissance fournie par la turbine LP;
- $\dot{m}_{in}$ est le débit massique à l'admission BP;
- h_{in} est l'enthalpie à l'admission BP;
- $\dot{m}_{ei}$ est le débit massique extrait au soutirage i ;
- Δh_{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 final d'énergie utile (UEEP);
- Δh_{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:

$$\eta_{UEEP} = \frac{h_{in} - h_{UEEP}}{\Delta h_s} \quad (14)$$

$$\eta_{ELEP} = \frac{h_{in} - h_{ELEP}}{\Delta h_s} \quad (15)$$

$$h_{UEEP} - h_{ELEP} \text{ est la perte par vitesse restante} \quad (16)$$

où

h_{ELEP} est l'enthalpie du point final de la ligne de détente (ELEP, *Expansion Line End Point*).

L'application de l'Equation (13) exige une procédure itérative sur la variation du rendement isentropique admis par hypothèse du corps jusqu'à ce que la puissance interne calculée coïncide avec celle de l'Equation (13). Pendant cette procédure, il est essentiel de prendre en compte les enthalpies de soutirage mesurées. L'enthalpie des soutirages les plus bas ne peut pas être déterminée directement (zone humide). Ils doivent donc être inclus dans la boucle d'itération. Cette procédure exige une instrumentation importante (voir Figure 2 de l'IEC 60953-0:2022) afin d'obtenir une précision acceptable. Voir aussi 3.4.

Le résultat de l'Equation (13) dépend fortement du cycle eau/vapeur. Les turbines à vapeur montées en double ligne d'arbre avec alternateur BP séparé sont des cas plus simples à traiter. Au contraire, les turbines à vapeur qui comportent des corps HP/MP combinés correspondent à des cas plus compliqués en raison des fuites internes entre les veines HP et MP, qui ne peuvent pas être mesurées, mais peuvent conduire à des inexactitudes importantes dans le calcul des puissances internes HP et MP. Dans la plupart des cas, la méthode par la variation de la température permet de déterminer les fuites internes (voir l'IEC 60953-0:2022, Annexe E).

L'application de la méthode selon le bilan de puissance est rendue plus difficile pour la majorité des centrales nucléaires en raison de l'humidité qui règne dans les corps HP et BP. Des techniques qui utilisent des traceurs sont exigées pour déterminer l'humidité (et de ce fait les enthalpies) de façon à évaluer la part de puissance fournie par chacune des détentes HP et BP.

7 Correction des résultats d'essais et comparaison à la garantie

7.1 Valeurs garanties et conditions de garantie

Le 7.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.1.1 Valeurs garanties et conditions de garantie spécifiques des rénovations

En complément des corrections globales traitées par l'IEC 60953-0 et qui restent applicables aux rénovations, cette recommandation supplémentaire relative à la vérification des performances de turbines rénovées admet certains ajustements liés à d'éventuelles circonstances spéciales lors des essais avant et après rénovation, telles que:

- la variation des performances des composants qui ne sont pas remplacés;
- la variation des conditions autour du composant étudié, 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 de précaution, il convient de 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 d'appliquer une correction appropriée pour rétablir les conditions de référence avant rénovation. Ces corrections peuvent être effectuées en utilisant des courbes/facteurs de correction ou en procédant à une modélisation numérique complète.

Pour les garanties d'amélioration de performance des composants, il convient de réaliser les essais de sorte que les conditions d'environnement soient aussi proches que possible entre les essais avant et après rénovation. Par exemple, tout écart, non lié 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/injectés signifie généralement que des corrections sont exigées.

Sauf indication contraire dans le contrat, un amendement de la valeur même de garantie d'amélioration de la consommation spécifique de chaleur est également admissible, si l'essai avant rénovation établit que la valeur de référence nominale admise par hypothèse n'était pas correcte. Cet amendement doit faire partie intégrante de la procédure d'essai prévue par accord, et la garantie d'amélioration amendée doit être acceptée 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 il convient de ne pas tolérer de telles corrections. Si, par exemple, le composant rénové fait varier les conditions de fonctionnement des resurchauffeurs, ce qui peut avoir une incidence sur leur débit de désurchauffe. Il est nécessaire de déterminer cette variation qui peut être utilisée comme point de correction unitaire. 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, c'est pourquoi leur effet sur les essais avant et après rénovation doit faire l'objet d'une attention particulière (voir 6.2.3.4).

Si le composant rénové ne représente qu'une partie mineure de l'installation, mais que celui-ci a une influence sur de nombreux autres équipements, le nombre de corrections peut alors être très important. Dans ce cas, il peut être pratique d'établir un modèle numérique pour traiter l'ensemble des corrections simultanément.

Il convient que le constructeur établisse les courbes ou formules de correction spécifiques du cycle concerné. L'acheteur peut se réserver le droit de vérifier qu'elles s'appliquent bien au cycle à l'étude. Les courbes de correction doivent faire l'objet d'un accord avant d'effectuer les essais.

En général, il convient de fixer les conséquences de la rénovation de la turbine sur le reste de l'équipement au moment de la signature du contrat.

7.2 Correction du débit de vapeur initial

Le 7.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.3 Correction de la puissance fournie

7.3.1 Correction de la puissance maximale fournie

Le 7.3.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.3.2 Correction de la puissance fournie avec le débit de vapeur initial spécifié

Le 7.3.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.4 Correction des performances thermiques

Le 7.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.5 Définition et application des valeurs de correction

Le 7.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.6 Méthodes de correction

7.6.1 Généralités

Le 7.6.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.6.2 Correction par calcul du bilan thermodynamique

Le 7.6.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.6.3 Correction à l'aide de courbes de correction élaborées par le constructeur

Le 7.6.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.6.4 Essais pour déterminer les valeurs de correction

Le 7.6.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.7 Variables à prendre en compte dans la correction de cycles de turbine spécifiques

7.7.1 Domaine d'application des corrections

Le 7.7.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.7.2 Turbines avec réchauffage de l'eau alimentaire

Le 7.7.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.7.3 Turbines qui n'ont pas de dispositions pour l'ajout ou le soutirage de vapeur après une détente partielle

Le 7.7.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.7.4 Turbines à soutirage de vapeur pour des usages autres que le réchauffage de l'eau alimentaire (turbines à prélèvements)

Le 7.7.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.7.5 Autres types de turbines

Le 7.7.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.8 Comparaison à la garantie

7.8.1 Tolérance et pondération

Le 7.8.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.8.2 Comparaison à la garantie à l'aide d'une courbe de points réels

Le 7.8.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.8.3 Comparaison à la garantie à l'aide d'un point garanti

Le 7.8.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.8.4 Comparaison à la garantie pour les turbines avec réglage par étranglement de la vapeur

Le 7.8.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.8.5 Comparaison à la garantie pour les turbines à prélèvements

Le 7.8.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.8.6 Mesure supplémentaire pour la comparaison à la garantie de la rénovation

La garantie de performance de la rénovation spécifiée au contrat doit définir clairement et sans ambiguïté les conditions qu'il convient de constater après les essais de vérification de la rénovation. Le contrat doit être considéré comme étant respecté si la valeur d'essai dument corrigée n'est pas inférieure de plus de la tolérance prévue 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, par hypothèse, être égale à l'incertitude de l'essai calculée selon le présent document et la valeur retenue doit faire l'objet d'un accord entre les parties.

7.9 Dégradation des performances de la turbine (vieillesissement)

7.9.1 Délai pour réduire le plus possible la dégradation

Le 7.9.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.9.2 Correction avec essais de comparaison

Le 7.9.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.9.3 Correction sans essais de comparaison

Le 7.9.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

7.9.4 Dégradation des performances des composants rénovés

La détermination des valeurs de correction doit tenir compte des aspects de la rénovation en ce qui concerne la dégradation, car un nouveau composant est susceptible d'être installé dans une centrale ancienne et est donc soumis à des effets de détérioration anormaux. En particulier, la tolérance sur le vieillissement doit être évaluée 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 immédiatement avant l'arrêt pour rénovation afin de réduire le plus possible 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 il convient de les réaliser le plus rapidement possible. Le délai doit au moins satisfaire aux exigences données en 4.3.1.

Si, de façon inévitable, les essais ne peuvent être effectués dans les huit semaines qui suivent la date de remise en service, le tableau de recommandations du 7.9.3 de l'IEC 60953-0:2022 pour la dégradation de la consommation spécifique de chaleur dans les centrales conventionnelles peut être utilisé pour fixer une tolérance sur ce délai. Il convient que la contribution du rendement de chaque composant à la dégradation de la consommation spécifique de chaleur, dans chaque cycle, fasse l'objet d'un accord entre les parties avant l'essai. Le Tableau 4 ci-dessous donne des exemples de valeurs de contribution à la consommation spécifique de chaleur (HR, *Heat Rate*) des corps, en utilisant des ratios de rendement types et des sensibilités propres à un cycle de réchauffage.

**Tableau 4 – Effets types du rendement des corps
sur la consommation spécifique de chaleur**

	Ratio $\Delta\eta$ selon l'IEC 60953-0	$\Delta\eta$	Sensibilité spécifique du cycle	ΔHR	ΔHR (contribution)
HP	4/7	0,80 %	0,15 $\frac{\% \text{ de variation de la } HR}{1\% \text{ de variation du } \eta_{cyl}}$	0 120 %	0,44
MP	2/7	0,40 %	0,19 $\frac{\% \text{ de variation de la } HR}{1\% \text{ de variation du } \eta_{cyl}}$	0 076 %	0,28
BP	1/7	0,20 %	0,38 $\frac{\% \text{ de variation de la } HR}{1\% \text{ de variation du } \eta_{cyl}}$	0 076 %	0,28
a La sensibilité spécifique du cycle est la variation relative de la consommation spécifique de chaleur entraînée par une variation relative du rendement des corps.					

Ces valeurs représentent l'effet sur la consommation spécifique de chaleur du vieillissement de la partie renouvelée seule (c'est-à-dire si seul le corps HP est renouvelé, la tolérance maximale est égale à 44 % de la valeur spécifiée dans l'IEC 60953-0). Des recommandations relatives à la valeur du facteur d'influence peuvent être obtenues en utilisant le rapport: variation de la consommation spécifique de chaleur sur variation du rendement du corps (voir les exemples en G.2.2.2). Pour tous les autres montages ou cycles, il convient de recalculer le pourcentage de contribution de chaque corps dans le cadre d'un accord entre les parties avant l'essai.

8 Incertitude de mesure

8.1 Généralités

Le 8.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique. Voir aussi Annexe D.

8.2 Détermination de l'incertitude de mesure des propriétés de vapeur et d'eau

8.2.1 Pression

Le 8.2.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.2.2 Température

Le 8.2.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.2.3 Enthalpie et différence d'enthalpie

Le 8.2.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.3 Calcul de l'incertitude de mesure de la puissance fournie

8.3.1 Mesurage électrique

Le 8.3.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.3.2 Mesurage mécanique

Le 8.3.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.3.3 Marge d'incertitude supplémentaire en raison de conditions de charge instables

Le 8.3.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.4 Détermination de l'incertitude de mesure du débit massique

8.4.1 Mesurage de l'incertitude relative aux mesures du débit massique

Le 8.4.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.4.2 Mesurage de l'incertitude relative à plusieurs mesurages du débit principal

Le 8.4.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.4.3 Marge d'incertitude pour les imperfections du cycle

Le 8.4.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.5 Calcul de l'incertitude de mesure des résultats

8.5.1 Généralités

Le 8.5.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.5.2 Mesurage de l'incertitude sur le rendement thermique

Le 8.5.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.5.3 Mesurage de l'incertitude relative au rendement thermodynamique

Le 8.5.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.5.4 Incertitude sur les corrections

Le 8.5.4 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.5.5 Valeurs indicatives pour l'incertitude de mesure des résultats

Le 8.5.5 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

8.6 Exemple de calcul d'incertitude

Le 8.6 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

Annexe A (normative)

Essais de fuites des réchauffeurs d'eau alimentaire et de fuites du condenseur

A.1 Essais de fuites des réchauffeurs d'eau alimentaire

L'Article A.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

A.2 Essais de fuites du condenseur

L'Article A.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annexe B
(normative)

Evaluation de mesures multiples – Compatibilité

L'Annexe B de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annexe C (normative)

Bilans de débits massiques

C.1 Généralités

L'Article C.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

C.2 Débits pour évaluations complémentaires (informatif)

L'Article C.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annexe D
(informative)

**Définition statistique courte de la mesure de l'incertitude et
de la propagation des erreurs lors des essais de réception**

L'Annexe D de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annexe E (informative)

Méthode de la variation des températures

E.1 Description du problème

L'Article E.1 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

E.2 Possibilité de déterminer le débit de fuite

L'Article E.2 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

E.3 Exemple appliqué

L'Article E.3 de l'IEC 60953-0:2022 s'applique.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

Annexe F (normative)

Incertitude de mesure des résultats – Application aux rénovations³

Pour les rénovations, les garanties peuvent être absolues ou relatives. Lorsque la garantie de rénovation est absolue, l'incertitude est évaluée de la manière décrite dans l'IEC 60953-0. Lorsque la garantie de rénovation est relative et qu'elle est vérifiée au moyen d'essais avant et après rénovation, les erreurs systématiques et aléatoires sont également prises en compte. Lorsque la garantie est relative, l'influence des erreurs systématiques est réduite. La présente annexe recommande des méthodes et des formules applicables aux rénovations, avec une garantie (d'amélioration) relative.

Pour les garanties relatives, les erreurs systématiques sur le résultat sont réduites. En théorie, il convient qu'elles disparaissent, mais, dans la pratique, elles peuvent subsister pour plusieurs raisons, telles que:

- le remplacement d'un certain nombre d'appareils de mesure;
- le temps écoulé entre les essais avant et après rénovation;
- le changement d'étalonnage entre les essais avant et après rénovation;
- les décalages (dérives) éventuels des mêmes instruments entre les essais avant et après rénovation.

Par conséquent, l'influence du sens de l'erreur systématique des essais avant et après rénovation doit être prise en compte. L'intervalle de confiance pour les variables corrélées $V_C(y)$ doit être calculé selon l'Equation (F.1).

$$V_C(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 V^2(\bar{x}_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} * \frac{\partial f}{\partial x_j} * r(\bar{x}_i, \bar{x}_j) * V(\bar{x}_i) * V(\bar{x}_j)} \quad (\text{F.1})$$

où:

$r(\bar{x}_i, \bar{x}_j)$ = coefficient de corrélation entre $\bar{x}_i$ et $\bar{x}_j$;

$-1 \leq r(\bar{x}_i, \bar{x}_j) \leq +1$ (ou $r(\bar{x}_i, \bar{x}_j) = 0$ pour une relation indépendante entre $\bar{x}_i$ et $\bar{x}_j$).

³ Voir 8.1 et Annexe D de l'IEC 60953-0:2022. L'Annexe F traite des incertitudes dans les applications de rénovation et complète les informations données dans l'Annexe D de l'IEC 60953-0:2022.

L'hypothèse retenue est 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 $x_1, x_2, \dots, x_N$. Ainsi:

$$f_1 = f_1(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{F.2})$$

$$f_2 = f_2(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{F.3})$$

...

$$f_L = f_L(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{F.4})$$

Les quotients différentiels (facteurs de sensibilité) pour chaque paramètre x_N sont définis comme les dérivées partielles $\frac{\partial f_L}{\partial x_N}$ de chaque fonction $f_1, f_2, \dots, f_L$. Si une variable donnée est mesurée simultanément par plusieurs appareils indépendants (par exemple le débit de vapeur de gaz dans un orifice au moyen de plusieurs bilans de débit), une valeur moyenne pondérée en fonction de l'incertitude et un intervalle de confiance peuvent être déterminés conformément au 6.2.3.2 et au 8.1 de l'IEC 60953-0:2022, où:

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

V_x est l'intervalle de confiance pour la valeur moyenne pondérée.

Compte tenu du degré de corrélation de l'erreur systématique sur chaque variable pour les essais avant et après rénovation et en retenant l'hypothèse que les variables sont indépendantes au sein de chaque essai, l'intervalle de confiance de la garantie (d'amélioration) relative (par exemple delta de la consommation spécifique de chaleur) peut être écrit comme suit:

$$V_{\Delta HR} = \pm \sqrt{A + B + C} \quad (\text{F.5})$$

où:

$$A = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Pre}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Post}}^2 \right] \quad (\text{F.6})$$

$$B = \sum_{i=1}^N 2 \cdot r(\bar{x}_i, \text{Pre}, \bar{x}_i, \text{Post}) \cdot \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Pre}} \cdot \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{sys}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Post}} \quad (\text{F.7})$$

$$C = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{ran}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Pre}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta HR}{\partial x_i} \cdot V_{\text{ran}}(\bar{x}_i) \right)_{\text{Post}}^2 \right] \quad (\text{F.8})$$

où:

$\frac{\partial \Delta HR}{\partial \bar{x}_i}$	est le facteur de sensibilité variable sur le delta de la consommation spécifique de chaleur;
$r(\bar{x}_{i,Pre}, \bar{x}_{i,Post})$	est le coefficient de corrélation de la variable $\bar{x}_i$ pour les essais avant et après rénovation $-1 \leq r(\bar{x}_{i,Pre}, \bar{x}_{i,Post}) \leq +1$ (ou $r(\bar{x}_{i,Pre}, \bar{x}_{i,Post}) = 0$ pour une relation indépendante de la variable $\bar{x}_i$ pour les essais avant et après rénovation);
V_{sys}	est l'intervalle de confiance systématique pour la variable;
V_{ran}	est l'intervalle de confiance aléatoire pour la variable;
Pre	est la condition d'essai avant rénovation;
Post	est la condition d'essai après rénovation.

Le coefficient de corrélation r représente la corrélation, entre les essais avant et après rénovation, de l'erreur systématique pour la variable évaluée.

Les quotients dans les dérivées partielles des équations (F.6) à (F.8) peuvent être remplacés par des quotients différentiels correctement définis et calculés numériquement.

Dans la plupart des cas, et en particulier dans le cas d'une rénovation, il peut être extrêmement difficile d'exprimer les paramètres calculés de façon analytique. Par conséquent, il est recommandé de déterminer les quotients différentiels par des moyens numériques.

En théorie, la loi de la propagation des erreurs 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 des variables mesurées. Dans ce cas, la corrélation entre les variables mesurées et les caractéristiques physiques et coefficients doit être introduite dans les Equations (F.6) à (F.8) avant l'application de la loi de propagation des erreurs.

Cependant, l'effet d'interdépendance des variables peut ne pas être pris en compte si cela simplifie considérablement l'évaluation de l'essai, et si cela n'a pas d'influence significative sur la valeur calculée de l'incertitude de mesure.

Annexe G (informative)

Calculs de rénovations – Exemples numériques (centrales conventionnelle et nucléaire)

G.1 Généralités

Deux exemples de calcul sont examinés. Ce sont des cas types qui correspondent chacun à une application pratique particulière et ne peuvent faire office de directive générale:

- une installation à turbine conventionnelle à resurchauffe et garantie de performance après rénovation (Article G.2). Les garanties données reposent sur la recommandation (mentions "Recommandée") du Tableau 2. Pour la rénovation du corps HP de la turbine, qui fonctionne en zone sèche, l'exemple tient compte des garanties relatives et absolues du rendement du corps. Pour la rénovation du corps BP, qui fonctionne partiellement en zone humide, seule la garantie relative sur la consommation spécifique de chaleur est traitée. Dans ce dernier cas, la garantie d'amélioration repose à l'origine sur un bilan thermodynamique nominal et est ensuite amendée à la suite des observations faites pendant l'essai avant rénovation. L'essai après rénovation permet ensuite la vérification finale de l'amélioration réelle;
- l'îlot conventionnel d'une centrale nucléaire REP (Article G.3). Le bilan thermodynamique de l'essai avant rénovation, sous forme de diagramme, est pris pour référence, ce qui conduit à une garantie d'amélioration des performances sous la forme d'un bilan thermodynamique de garantie contractuel. Les résultats d'essais après rénovation sont également donnés dans un bilan thermodynamique d'essai.

Deux rénovations différentes sont traitées pour chaque type de centrale.

G.2 Exemple de rénovation d'une turbine conventionnelle à resurchauffe

G.2.1 Généralités

L'exemple traite d'un cycle conventionnel à simple resurchauffe et à réchauffage alimentaire, équipé d'un groupe turboalternateur qui présente une puissance nominale de 500 MW à 3 000 r/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 de vapeur resurchauffée sont de 540 °C et la pression au condenseur est de 0,050 bar. La turbine BP possède deux corps BP double flux qui offrent une section frontale totale d'échappement de 31,67 m².

La Figure G.3 est une représentation simplifiée du cycle, avec un nombre de réchauffeurs alimentaires réduit et sans fuites aux garnitures d'étanchéité, de façon à permettre une meilleure compréhension des principes concernés. La Figure G.3 représente le bilan thermodynamique d'origine (il peut aussi s'agir du bilan qui résulte des essais de réception du matériel à l'origine) qui doit être pris comme référence. Les facteurs de correction correspondants de la consommation spécifique de chaleur sont donnés à la Figure G.4.

Les courbes de la Figure G.4 sont des courbes types, qui doivent normalement être refaites pour chaque procédure particulière d'essai en cas de rénovation. L'exemple concerne la rénovation du corps HP (G.2.2, l'exemple peut être considéré comme représentatif de la rénovation du corps MP également) ainsi que la rénovation du corps BP (G.2.3). Dans les deux cas, seul le groupe turboalternateur est pris en compte. L'effet du comportement des équipements associés sur les performances globales est également examiné (voir G.2.4). Les rendements de référence sont déterminés de la façon suivante à partir du bilan thermodynamique d'origine (voir Figure G.1):

a) Corps HP

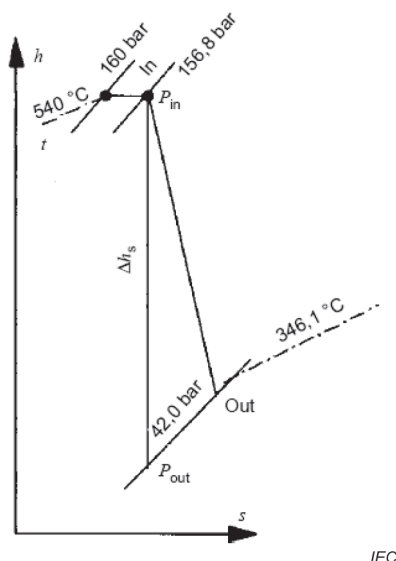


Figure G.1 – Ligne de détente du corps HP

Selon la Figure G.1, $t_{tp} = 540\text{ °C}$, $p_{tp} = 160\text{ bar}$, les tableaux relatifs à la vapeur donnent $h_{in} = 3\,410,34\text{ kJ/kg}$. Avec $h_{in} = 3\,410,34\text{ kJ/kg}$ et $p_{in} = 156,8\text{ bar}$, l'entropie en entrée est de $6,456\,5\text{ kJ/kg K}$. Par conséquent, pour une 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 $p_{out} = 42,0\text{ bar}$ et $t_{out} = 346,1\text{ °C}$ est $h_{out} = 3\,080,5\text{ kJ/kg}$.

D'où le rendement de référence du corps HP:

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

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

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

b) Corps BP

Pour les corps BP, dans lesquels les pertes restantes LL (constituées essentiellement d'énergie cinétique) sont relativement significatives et dans lesquels la détente interne de vapeur se produit partiellement en zone humide, les opérations suivantes donnent plusieurs définitions généralement utilisées dans l'industrie des turbines à vapeur (voir Figure G.2).

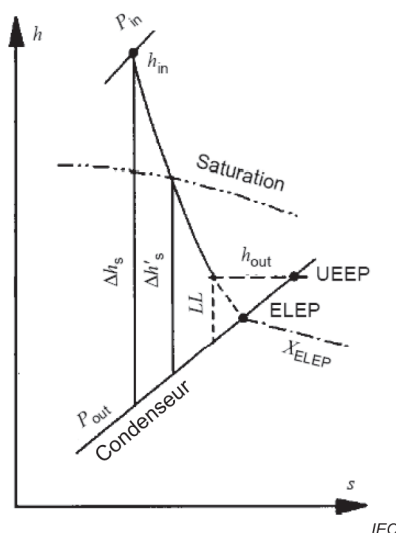


Figure G.2 – Ligne de détente du corps LP

Comme précédemment, $\eta_{\text{cyl-HP}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{\Delta h_s}$ est une valeur globale, où h_{out} est appelé le point final d'énergie utile (UEEP). Ce point se situe dans la zone humide et est donc généralement déduit à partir d'un calcul du bilan de puissance du cycle complet (voir 6.2.5.2).

Les valeurs de h_{out} sont calculées par itération sur les lignes de détente BP, jusqu'à vérifier l'égalité:

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

Selon la Figure G.3, le bilan de puissance donne:

Puissance de l'alternateur	500 000 kW
Pertes externes:	
– mécaniques	+ 2 000 kW
– électriques	+ 7 614 kW
HP: $402,203 \text{ kg/s} \times (3\,410,3 \text{ kJ/kg} - 3\,080,5 \text{ kJ/kg})$	– 132 646 kW
MP: $359,791 \text{ kg/s} \times 3\,538,0 \text{ kJ/kg} - 25,501 \text{ kg/s} \times 3\,293,8 \text{ kJ/kg} - 334,290 \text{ kg/s} \times 3\,005,8 \text{ kJ/kg}$	– 184 136 kW
BP: $309,914 \text{ kg/s} \times 3\,005,8 \text{ kJ/kg} - 21,226 \text{ kg/s} \times 2\,760,5 \text{ kJ/kg} - 16,376 \text{ kg/s} \times 2\,534,5 \text{ kJ/kg} - 272,31 \text{ kg/s} \times h_{\text{out}}$	192 832 kW

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

D'après les tableaux relatifs à la vapeur, avec $p_{\text{in}} = 4,975 \text{ bar}$, $h_{\text{in}} = 3\,005,8 \text{ kJ/kg}$, cela donne une valeur isentropique jusqu'à 0,050 bar:

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

Par conséquent, le rendement du corps BP est $\eta_{\text{cyl-LP,UEEP}} = \frac{3\,005,8 - 2\,345,2}{761,8} = 86,7\%$.

Il convient de traiter les résultats de ce processus de calcul avec précaution, car toute anomalie non identifiée dans le cycle d'essai peut conduire à une valeur erronée du rendement du corps BP.

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

$$h_{\text{UEEP}} - h_{\text{ELEP}} = (\text{énergie cinétique de sortie, LL}) \times (\text{rendement humide à l'échappement}) \quad (\text{G.1})$$

Le rendement statique humide du corps BP est:

$$\eta_{\text{cyl-LP,ELEP}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{ELEP}}}{\Delta h_s} \quad (\text{G.2})$$

A partir de la courbe de pertes restantes isentropiques (Figure G.8) à la vitesse axiale frontale d'échappement

219 m/s $\left(c_z = \frac{272,312 \times 25,4}{31,67} \text{ m/s} \right)$ pour le cas donné à titre d'exemple LL = 25,1 kJ/kg⁴.

⁴ Cela peut se vérifier par rapport à la perte d'énergie cinétique, soit par l'égalité suivante: énergie cinétique simple = $(219^2) / 2\,000 = 24 \text{ kJ/kg}$ par rapport à 25,1 kJ/kg, soit par triangle des vitesses, avec écart supersonique:

Vitesse des aubes $U = 414 \text{ m/s}$ au diamètre moyen.

$$\text{Vitesse de la vapeur par rapport à l'aube} = a \times \sqrt{\frac{2}{k-1}} \times \sqrt{\left(\frac{k-1}{2}\right) \times \left(\frac{c_z}{a \times \sin \beta}\right)^\lambda} - 1$$

où

a est la vitesse du son (381 m/s);

$k = 1,125$ en général;

$\lambda = 2(k-1) / (k+1)$;

$\sin \beta = \frac{\text{Section au col de l'auget au dernier étage}}{\text{Section frontale de l'auget au dernier étage}}$, 0,395 en général.

$$\text{Vitesse de la vapeur par rapport à l'aube} = 1524 \times \sqrt{\left(\frac{1,674}{0,395}\right) \times \left(\frac{219}{381}\right)^{0,1176}} - 1 = 506,3 \text{ m/s}$$

où, dans cet exemple:

$a = 381 \text{ m/s}$;

$k = 1,125$;

$\lambda = 0,1176$;

$\sin \beta = 0,395$.

Angle du fluide = $\sin^{-1}(219 / 506,3) = 25,6^\circ$.

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

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

où 0,86 est une valeur type lors de la dernière phase; normalement donnée avec la courbe de pertes restantes fournie par le constructeur. La définition de l'énergie de sortie ci-dessus est couramment utilisée. D'autres définitions sont possibles, mais il est important que la méthode d'évaluation de l'essai soit cohérente avec la méthode de calcul de la garantie.

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

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

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 restantes. Il est donné par:

$$\eta_{cyl-LP,dry} = \frac{\eta_{cyl-LP,wet}}{WCF} \quad (G.3)$$

$$\text{où le facteur de correction d'humidité } WCF = 1 - \left(\frac{1 - X_{ELEP}}{2} \right) \frac{\Delta h'_s}{\Delta h_s} \quad (G.4)$$

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

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

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

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

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

Par conséquent, l'énergie de sortie = $(223)^2 / 2\,000 = 25$ kJ/kg.

G.2.2 Rénovation du corps HP

G.2.2.1 Garantie absolue

Dans cet exemple, le constructeur garantit un rendement de 90,0 % pour le corps HP rénové. L'analyse de référence à l'Article G.2 n'a aucune incidence directe sur cette garantie HP absolue (elle sert uniquement à établir le bilan de puissance pour en déduire le rendement du corps BP). L'essai absolu du corps HP rénové est présenté à la Figure G.6, dans laquelle la valeur importante est la chute enthalpique dans le corps. Le rendement d'essai du corps HP obtenu à partir de ces valeurs est:

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

et la garantie absolue est remplie.

G.2.2.2 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 du corps HP, donnée par rapport à la référence de 86,23 %, est de 3,77 %. Cela correspond à un rendement du nouveau corps estimé par le constructeur de 90,0 %.

Les essais avant rénovation (avec les instruments représentés à la Figure H.1) sont représentés à la Figure G.5. Pour une raison indéterminée, le rendement réel du corps, 84 %, est inférieur à la valeur de référence d'origine (calculé selon la méthode décrite à l'Article G.2 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.

Les essais après rénovation sont effectués pour vérifier la garantie; ils sont représentés à la Figure G.2.4. 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 qui correspond à cette amélioration de rendement du corps HP est, d'après le bilan thermodynamique, de 0,9 %. Le facteur d'influence décrit en 7.9.4 est donc de $0,9 / 6,0 = 0,15$. Des marges appropriées sont appliquées aux résultats d'essais lorsqu'elles ont fait l'objet d'un accord contractuel.

Si l'essai après rénovation a été réalisé quatre mois après le couplage seulement, l'IEC 60953-0:2022 stipule en 7.9 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 7.9.4) s'appliquent ($= 0,048$ % de 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).

G.2.3 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 retenant l'hypothèse que le corps BP fournit les performances décrites par le bilan thermodynamique de référence (Figure G.3), est de 0,93 %. Le constructeur prévoit une amélioration du rendement sec du corps BP $\eta_{\text{cyl-LP,dry}}$ 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 vérifie la valeur de $\eta_{\text{cyl-LP,dry}}$ et, si celle-ci est différente de 91,8 %, la garantie est modifiée au prorata de l'écart.

Dans l'exemple, cet accord stipule que, si l'essai avant rénovation fait apparaître un rendement du corps BP $\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = 88 \%$, alors la garantie d'amélioration de la consommation est portée à $2,52 \%$ ⁵, et au prorata pour les autres valeurs. Dans ce cas, l'analyse de l'essai avant rénovation (Figure G.5) montre que le rendement réel du corps BP est plus faible que la valeur de référence (mesure avant rénovation de $\eta_{\text{cyl-LP,dry}} = 89,0 \%$). La garantie d'amélioration de la consommation spécifique de chaleur est donc modifiée comme suit:

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

Les essais après rénovation sont réalisés (avec les instruments représentés à la Figure H.1) pour vérifier la garantie. Ils sont représentés à la Figure G.7. La consommation spécifique de chaleur après rénovation, calculée à partir d'un essai sur le cycle complet, correctement corrigée selon les conditions d'exploitation contractuelles, conduit à une amélioration de la consommation de $\left(\frac{8\,047 - 7\,881}{8\,047} \right) = 2,10 \%$, ce qui confirme la garantie amendée lors de l'essai avant rénovation.

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

G.2.4 Effet de la rénovation sur les performances des équipements associés

Les exemples fournis en G.2.2 et G.2.3 s'appliquent aux performances du groupe turboalternateur seul. Cependant, l'amélioration des corps de turbine a un effet secondaire sur le fonctionnement des composants environnants et sur la performance globale de la centrale. Les deux exemples ci-dessous montrent comment ces effets peuvent être pris en compte à l'aide des courbes de correction (voir Figure G.4).

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

Dans la pratique, il est admis par hypothèse que la quantité d'eau injectée dans le resurchauffeur avant rénovation correspond à 3% du débit de la vanne d'arrêt de la turbine. La dégradation correspondante sur la consommation spécifique de chaleur est de $0,55 \%$ (voir Figure G.4). Une amélioration du rendement du corps HP de l'amplitude indiquée en G.2.2 réduit la température à l'échappement HP de 9 °C et, pour une température de vapeur resurchauffée constante de 540 °C , nécessite la fourniture d'une quantité de chaleur supplémentaire par le resurchauffeur. L'injection d'eau de désurchauffe est réduite à $2,4 \%$ et le débit total du cycle est augmenté de $0,44 \%$, ce qui conduit à une amélioration supplémentaire de la consommation spécifique de chaleur de $0,11 \%$, à ajouter au gain du groupe turboalternateur de $0,90 \%$.

- b) Effet du rendement du corps BP amélioré sur la réduction de la quantité de chaleur rejetée au condenseur et gain issu 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 $0,08 \%$ (voir Figure G.4) à ajouter au gain de $2,1 \%$ directement lié au groupe turboalternateur.

⁵ Cette valeur est justifiée par la formule $(94,0 - 88,0) \times 0,42$.

Les cas a) et b) ci-dessus montrent l'importance de définir clairement les limites dans le contrat de garantie. Dans les exemples, les garanties concernent strictement la turbine: d'une part 6 % d'amélioration du rendement du corps HP (avec une amélioration de la consommation spécifique de chaleur correspondante de 0,9 %), d'autre part une amélioration de la consommation spécifique de chaleur de 2,10 % qui provient de la rénovation du corps 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 la consommation due à la rénovation du corps HP est 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 est portée à 2,18 % ($= 2,10 + 0,08$).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60953-3:2022

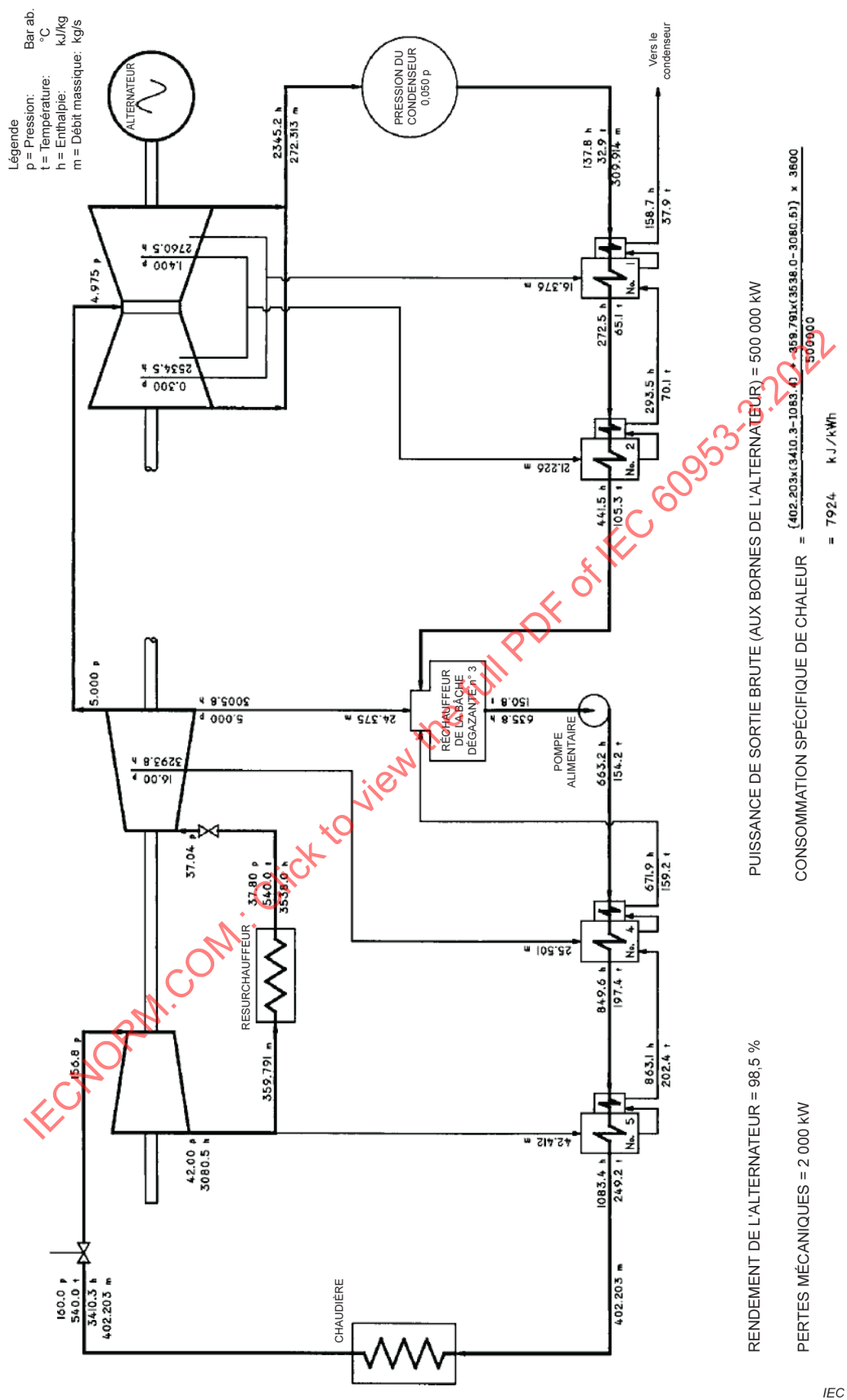


Figure G.3 – Diagramme du bilan thermodynamique d'origine (ou référence)

Les ordonnées sont les facteurs de multiplication à appliquer à la consommation spécifique de chaleur d'essai afin d'obtenir la consommation spécifique de chaleur dans les conditions spécifiées

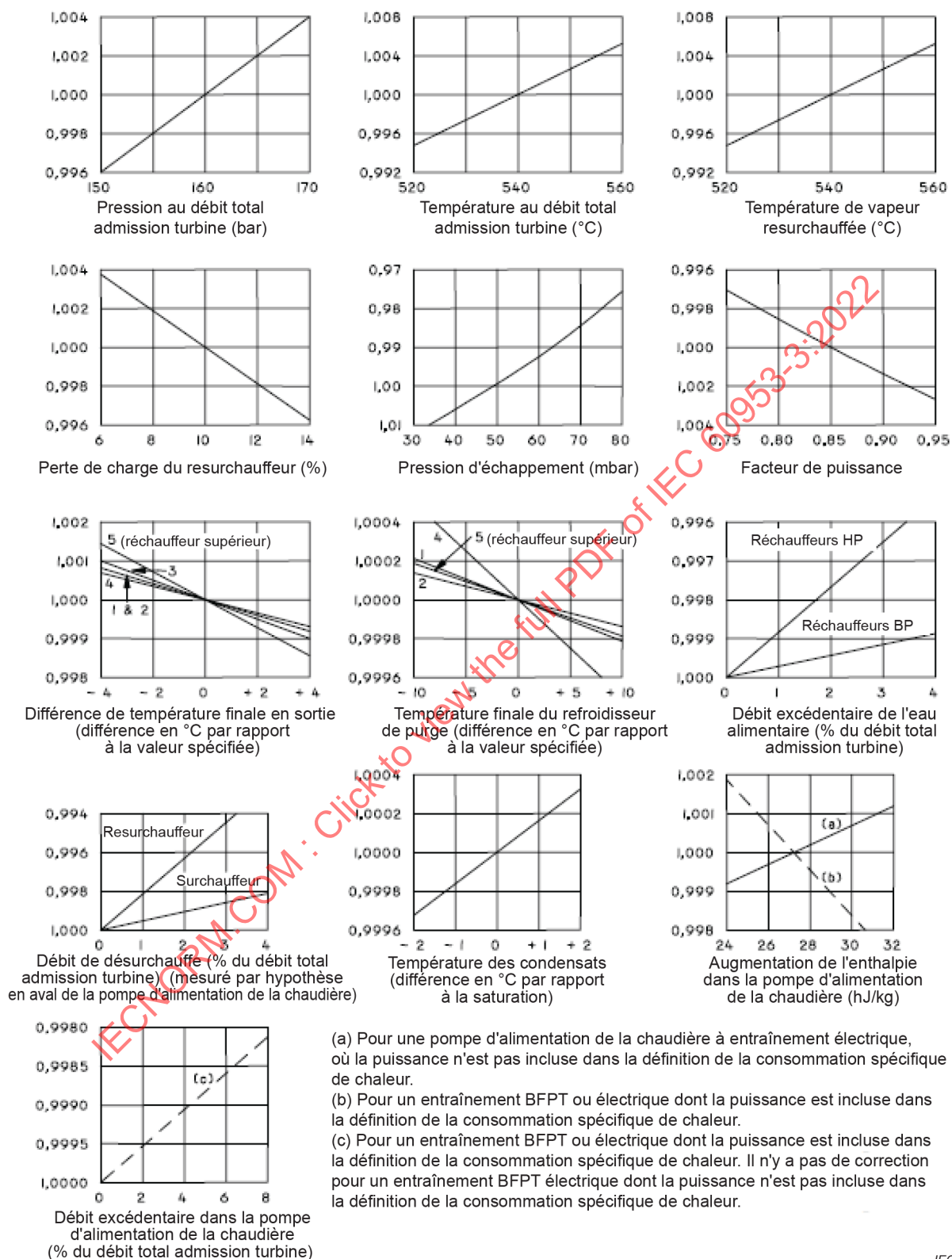


Figure G.4 – Courbes de correction

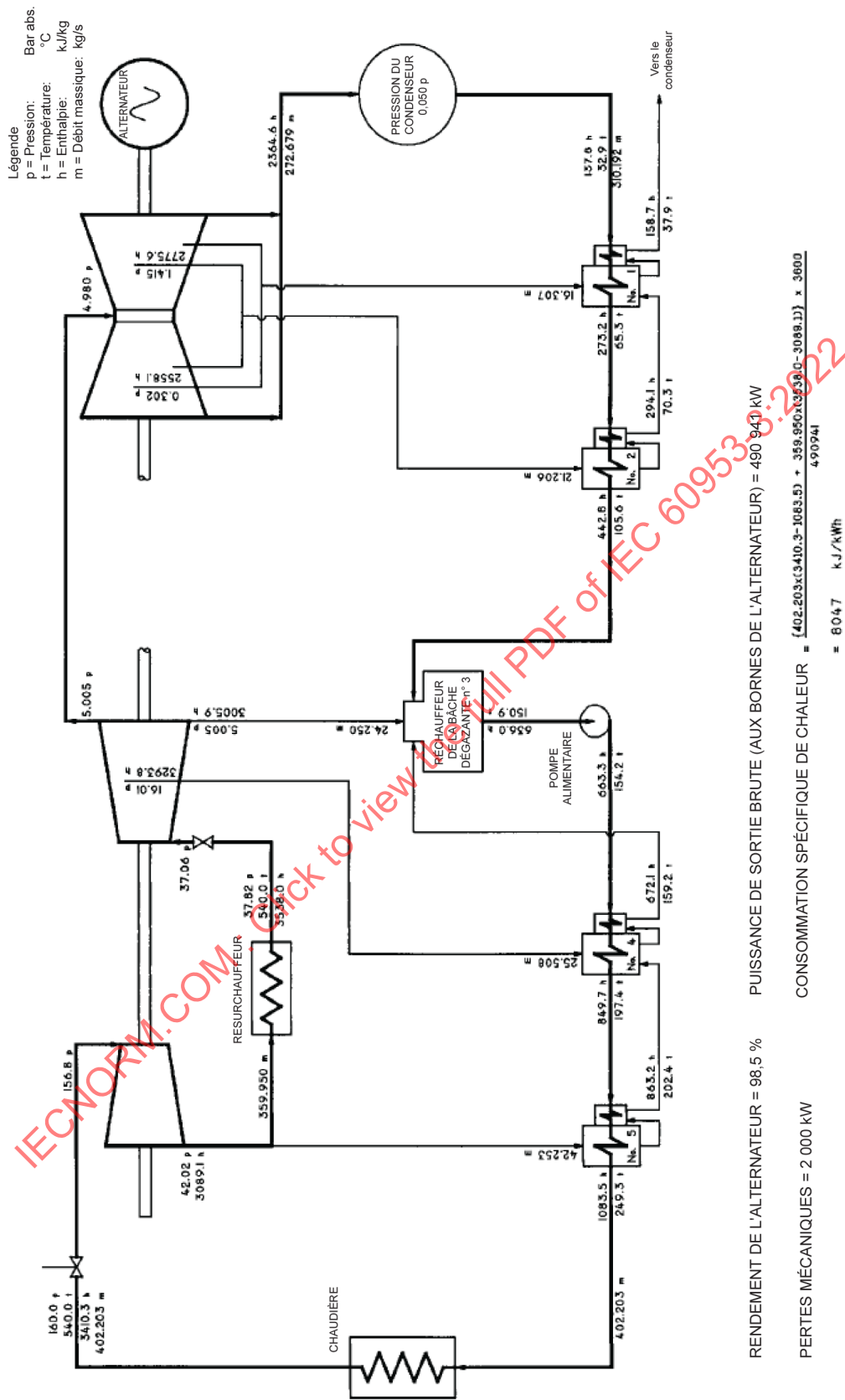


Figure G.5 – Essai avant rénovation

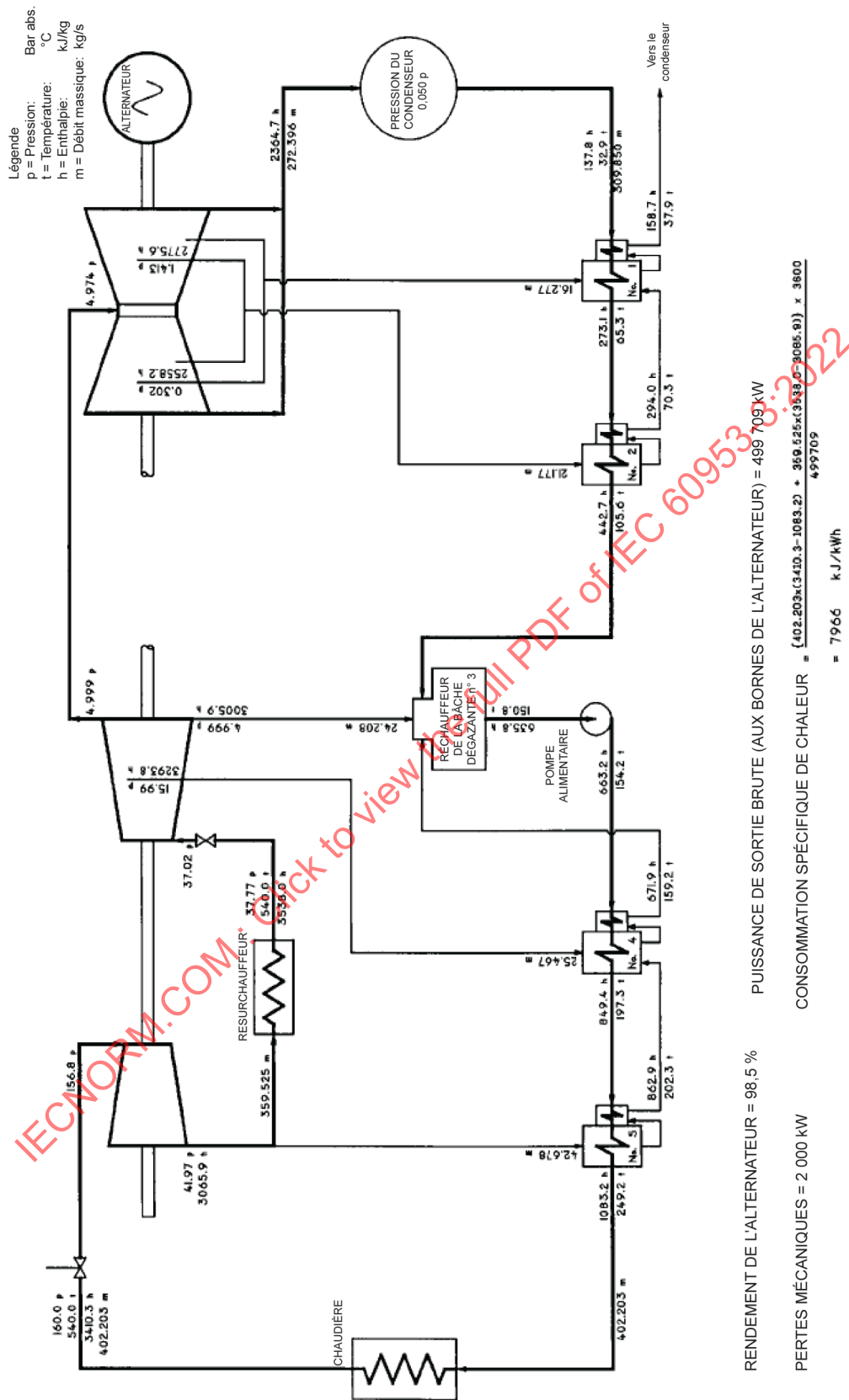


Figure G.6 – Essai avant rénovation: après remplacement du corps HP

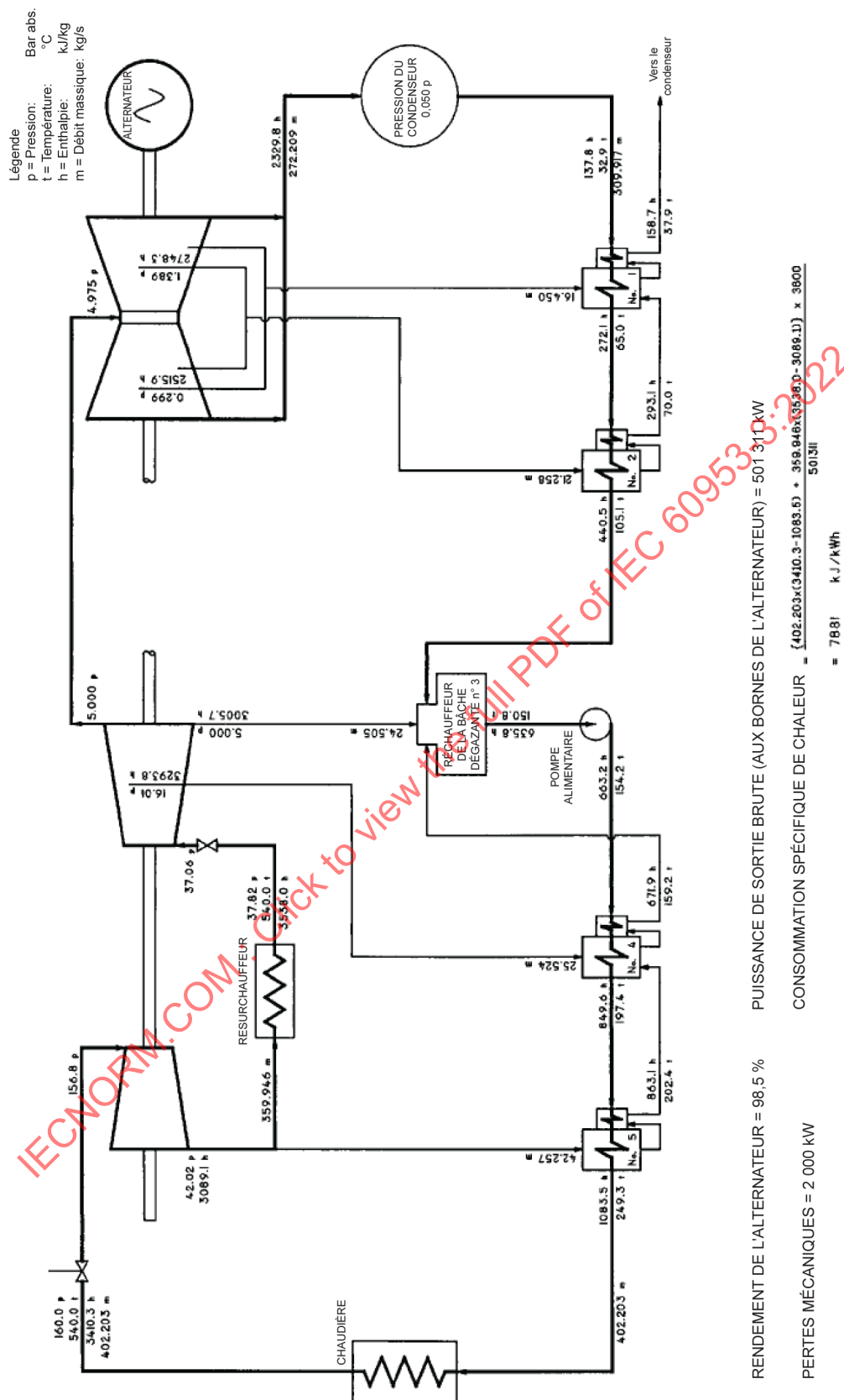
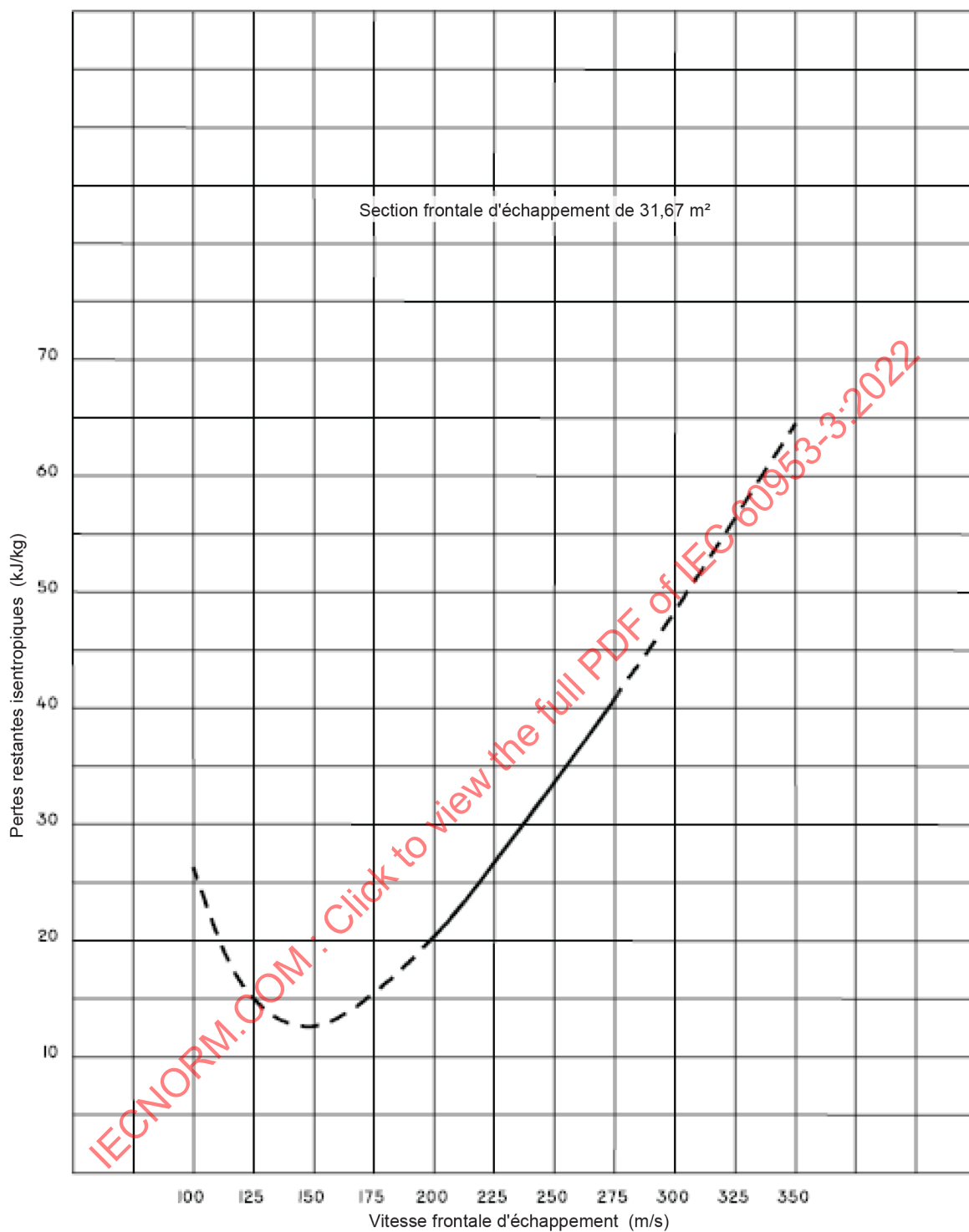


Figure G.7 – Essai avant rénovation: après remplacement du corps BP



IEC

Figure G.8 – Courbe de pertes restantes

G.3 Exemple de rénovation d'une turbine nucléaire

G.3.1 Généralités

Cet exemple se réfère à une centrale thermique nucléaire équipée d'un groupe turboalternateur qui présente une puissance de 950 MW à 1 500 r/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 de séchage et une simple surchauffe. La pression nominale au condenseur est de 0,075 bar. La turbine BP possède deux corps BP double flux qui offrent une section frontale totale d'échappement de 74,7 m².

L'îlot nucléaire est composé d'un réacteur à eau pressurisée à trois boucles. Le schéma du cycle de la Figure G.17 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 FPC 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 FPC du corps HP. La nouvelle veine vapeur doit également apporter une amélioration du rendement interne de la turbine.

Après la rénovation HP réalisée par le constructeur, l'acheteur a décidé de modifier les caractéristiques du générateur 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.

G.3.2 Scénario de la rénovation et procédure d'essai

Cet 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 décrit dans les étapes suivantes.

- Etape 1: Un bilan thermodynamique de référence, établi à partir d'un essai de référence (Figure G.17), l'objet de la rénovation et les nouvelles conditions d'exploitation présumées qui doivent être utilisées comme conditions de garantie (paramètres du générateur de vapeur, pression au condenseur, etc.) sont spécifiés.
- Etape 2: Le concepteur établit un bilan thermodynamique de garantie (Figure G.18). Dans son bilan, le concepteur intègre le composant rénové dans la centrale complète en considérant que les autres composants décrits dans le bilan thermodynamique de référence restent inchangés. Dans l'exemple présenté, le concepteur a procédé à une modélisation de l'ensemble des appareils afin de prendre en compte l'incidence de la variation de puissance sur les caractéristiques thermiques de ces équipements. Un contrat est signé, fondé sur le bilan thermodynamique de la Figure G.18.
- Etape 3: Un essai avant rénovation confirme le bilan thermodynamique de référence (Figure G.17). Aucune correction de la garantie n'est exigée.
- Etape 4: La rénovation est effectuée. Dans cet exemple, une autre modification a été apportée pendant la rénovation et n'a pas été prise en compte dans le bilan thermodynamique garanti.
- Etape 5: L'essai après rénovation est réalisé. Les conditions d'exploitation apparaissent très différentes de celles du bilan thermodynamique garanti, en raison principalement des variations qui n'avaient pas été incluses dans ce bilan (voir G.3.1).

- Etape 6: Le bilan thermodynamique après rénovation (Figure G.19) est recalculé en prenant en compte les nouvelles conditions d'exploitation, selon le même modèle de calcul que pour le bilan thermodynamique de garantie contractuelle. A l'aide des courbes de correction données par le constructeur avec le bilan thermodynamique garanti, il est vérifié que ce nouveau bilan après rénovation est obtenu à partir du bilan d'origine garanti.
- Etape 7: Les résultats d'essais sont comparés au bilan thermodynamique après rénovation, et les corrections sont appliquées en fonction des paramètres mesurés lorsque ceux-ci diffèrent des valeurs du bilan.

G.3.3 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. Il est admis par hypothèse que les paramètres autres que ceux modifiés pour le calcul sont constants. A la demande de l'acheteur et en fonction du mode d'exploitation de cette centrale nucléaire, toutes les courbes (à l'exception de celle de la puissance thermique, Figure G.16) admettent par hypothèse une puissance thermique constante à la sortie du générateur de vapeur et intègrent donc 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, il convient que seuls trois paramètres soient sujets à correction lorsque la turbine seule a été modifiée: la puissance thermique, la pression d'admission de la 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 du générateur de vapeur et du sècheur-surchauffeur. Afin de simplifier cet 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 la consommation spécifique de chaleur suivantes:

- correction en fonction de la pression de vapeur principale (Figure G.9);
- correction en fonction de la puissance thermique (Figure G.10);
- correction en fonction de la pression au condenseur (Figure G.11);
- correction en fonction du titre de la vapeur vive (Figure G.12);
- correction en fonction de la perte de charge de la vapeur principale dans les sècheurs-surchauffeurs (Figure G.13);
- correction en fonction de la température de vapeur surchauffée (Figure G.14);
- correction en fonction du titre de la vapeur à la sortie du sècheur (Figure G.15).

L'acheteur peut être également amené à fournir des courbes sur les caractéristiques des équipements qui ne font pas partie de la rénovation. Dans cet exemple, le générateur de vapeur est caractérisé par la courbe suivante:

- courbe de pression de la vapeur vive en fonction de la charge thermique (Figure G.16).

Toutes les courbes de correction et les valeurs de correction indiquées dans la présente annexe ne sont données qu'à titre d'exemples. Les courbes propres au projet doivent être établies; elles auront une forme différente et éventuellement une orientation différente.

G.3.4 Application des courbes de correction

G.3.4.1 Généralités

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

G.3.4.2 Vérification du bilan thermodynamique calculé après rénovation

Comme l'essai après rénovation a été réalisé dans des conditions d'exploitation très différentes de celles du bilan thermodynamique garanti (puissance thermique, pression de vapeur, pression d'échappement différentes), il a été demandé au constructeur de recalculer un bilan thermodynamique après rénovation (Figure G.19) qui servira à établir des comparaisons entre les valeurs mesurées et garanties.

Ce nouveau bilan thermodynamique remplace le bilan garanti. L'acheteur doit avoir 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. Le Tableau G.1 récapitule les paramètres principaux.

Tableau G.1 – Paramètres principaux des bilans thermodynamiques
(Figure G.17 à Figure G.19)

Paramètres principaux du bilan thermodynamique de référence (Figure G.17)						
Puissance thermique	Pression de la vapeur vive	Titre de la vapeur vive	Pression d'échappement	Puissance de la turbine	Puissance de l'alternateur	Consommation spécifique de chaleur
MW	bar	-	mbar	MW	MW	kJ/kWh
2 785	57,76	0,996 0	75	925,10	914,925	10 958,3
Paramètres principaux du bilan thermodynamique garanti (Figure G.18)						
Puissance thermique	Pression de la vapeur vive	Titre de la vapeur vive	Pression d'échappement	Puissance de la turbine	Puissance de l'alternateur	Consommation spécifique de chaleur
MW	bar	-	mbar	MW	MW	kJ/kWh
2 785	57,72	0,996 0	75	954,14	943,640	10 624,8
Paramètres principaux du bilan thermodynamique après rénovation (Figure G.19) (dans les conditions d'essai)						
Puissance thermique	Pression de la vapeur vive	Titre de la vapeur vive	Pression d'échappement	Puissance de la turbine	Puissance de l'alternateur	Consommation spécifique de chaleur
MW	bar	-	mbar	MW	MW	kJ/kWh
2 730	60,11	0,997 0	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 rénovation au bilan thermodynamique de garantie contractuelle.

La Figure G.16 (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 supérieure à la valeur qu'il convient d'observer: à une charge thermique de 2 730 MW, il convient que la pression soit de 58,05 bar et non de 60,11 bar. Une correction de ce paramètre est donc exigée. Comme la courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur est donnée pour la puissance thermique nominale, il est nécessaire d'évaluer la pression qui serait atteinte à la puissance nominale avec la turbine rénovée. Dans cet objectif, la pente de la courbe ci-dessus est par hypothèse constante et la pression estimée est de:

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

Le Tableau G.2 suivant récapitule toutes les comparaisons entre la Figure G.18 (bilan thermodynamique garanti) et la Figure G.19 (bilan thermodynamique après rénovation).

Tableau G.2 – Comparaison entre le bilan thermodynamique recalculé après rénovation et le bilan garanti

Paramètres	Valeur des paramètres	Facteur de correction	Référence
Titre de la vapeur vive Facteur de correction	0,997 00 –	– 1,000 10	Figure G.12
Ratio de puissance thermique Facteur de correction	0,980 25 –	– 0,997 20	Figure G.10
Pression d'échappement Facteur de correction	85 mbar –	– 0,992 70	Figure G.11
Ratio de pression de la vapeur vive Facteur de correction	1,036 –	– 0,999 67	Figure G.9
Facteur de correction total		0,989 69	
Consommation spécifique de chaleur recalculée après rénovation – 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 contractuelle 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 contractuel garanti. Par conséquent, cette procédure peut être utilisée pour vérifier les valeurs mesurées.

G.3.5 Comparaison entre les valeurs mesurées et les valeurs garanties

Le Tableau G.3 donne les valeurs mesurées des paramètres principaux et les valeurs calculées correspondantes à partir du bilan thermodynamique après rénovation.

Tableau G.3 – Valeurs mesurées et valeurs calculées correspondantes à partir du bilan après rénovation

Paramètre principal	Unité	Valeur mesurée	Valeur calculée
Pression d'admission de la vapeur vive ¹⁾	bar	60,11	60,11
Titre de la vapeur vive ¹⁾	–	0,998 3	0,998 3
Charge thermique ¹⁾	MW	2 730	2 730
Pression d'échappement ¹⁾	mbar	85	85
Perte de charge dans les sécheurs-surchauffeurs	bar	0,459	0,388
Température vapeur surchauffée	C	257,87	259,74
Titre de la vapeur à la sortie du sécheur	–	0,990 7	0,994 7
Température de l'eau alimentaire finale	C	221,7	221,6
Débit de 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 ici, l'essai après rénovation ne fait apparaître aucune variation des caractéristiques des réchauffeurs d'eau alimentaire (différences de température finale), des écarts sur purges ou des pertes de charge dans les soutirages entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées.

Le tableau ci-dessus montre que certaines valeurs mesurées diffèrent de celles calculées. Le cycle a été modifié de façon imprévue. Dans cet exemple, les différences peuvent s'expliquer par un dysfonctionnement des sècheurs-surchauffeurs. Le constructeur du corps HP rénové peut corriger la consommation spécifique de chaleur mesurée pour tenir compte de ces différences. Les corrections sont faites dans le Tableau G.4.

Tableau G.4 – Corrections dues aux écarts entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées (à partir du bilan thermodynamique recalculé après rénovation, Figure G.19)

Paramètres	Unité	Ecart/valeur des paramètres	Facteur de correction	Référence
Ecart de la perte de charge dans le sècheur-surchauffeur	bar	0,07	–	Figure G.13
Facteur de correction		–	0,999 30	
Ecart de température de la vapeur surchauffée à la sortie du sècheur-surchauffeur	K	–1,87	–	Figure G.14
Facteur de correction		–	0,999 82	
Titre de la vapeur à la sortie du sècheur	–	0,990 7	–	Figure G.15
Facteur de correction		–	0,998 5	
Facteur de correction total			0,997 6	
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 recalculée après rénovation	kJ/kWh		10 736	

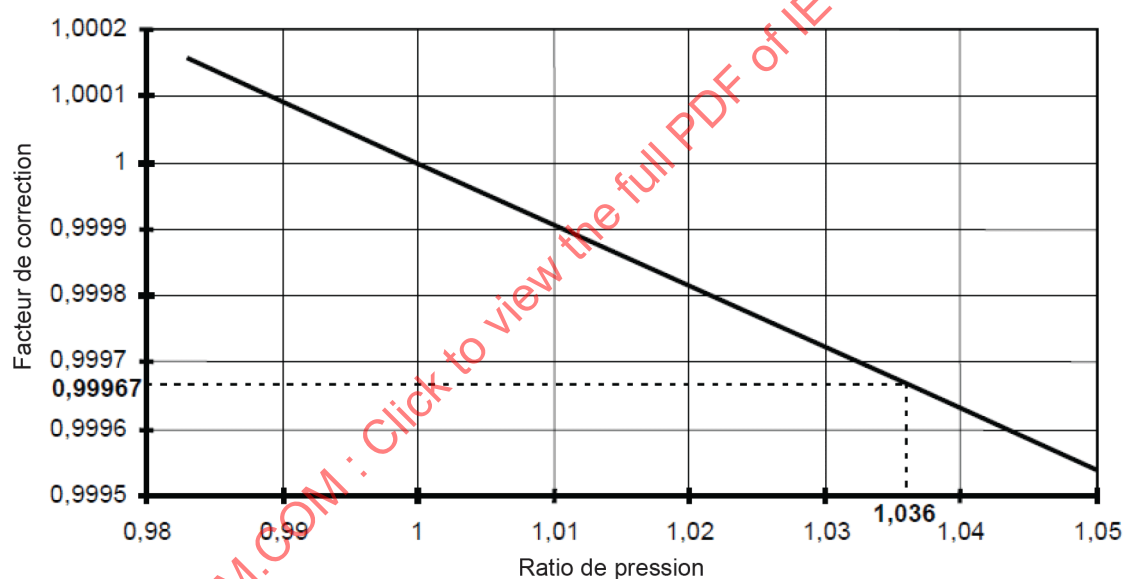
La consommation spécifique de chaleur corrigée est identique à celle recalculée après rénovation. La consommation spécifique de chaleur mesurée, corrigée pour prendre en compte les nouvelles conditions d'exploitation (correction selon la méthode du bilan thermodynamique) ainsi que tout fonctionnement anormal d'un composant qui ne fait pas l'objet de la rénovation (correction par les courbes de correction), peut être déclarée conforme à la consommation spécifique de chaleur garantie. Le Tableau G.5 récapitule les corrections.

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):

$$10\,761 \times 0,997\,6 \times 0,989\,69 = 10\,625 \text{ kJ/kWh}$$

Tableau G.5 – Récapitulatif des corrections

Paramètres	Unité	Valeurs	Commentaires
Consommation spécifique de chaleur mesurée	kJ/kWh	10 761	Valeur mesurée
Facteur de correction		0,997 60	Correction d'après le Tableau G.4 due aux différences de conditions externes entre les valeurs mesurées et celles du bilan thermodynamique recalculé après rénovation (voir Figure G.19)
Consommation spécifique de chaleur corrigée	kJ/kWh	10 735,4	
Facteur de correction		0,989 69	Correction d'après le Tableau G.2 due aux différences entre les valeurs du bilan thermodynamique garanti (Figure G.18) et celles du bilan thermodynamique recalculé après rénovation (Figure G.19)
Consommation spécifique de chaleur corrigée	kJ/kWh	10 625	
Consommation spécifique de chaleur garantie	kJ/kWh	10 625	Selon la Figure G.18



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC

Figure G.9 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la pression de vapeur vive

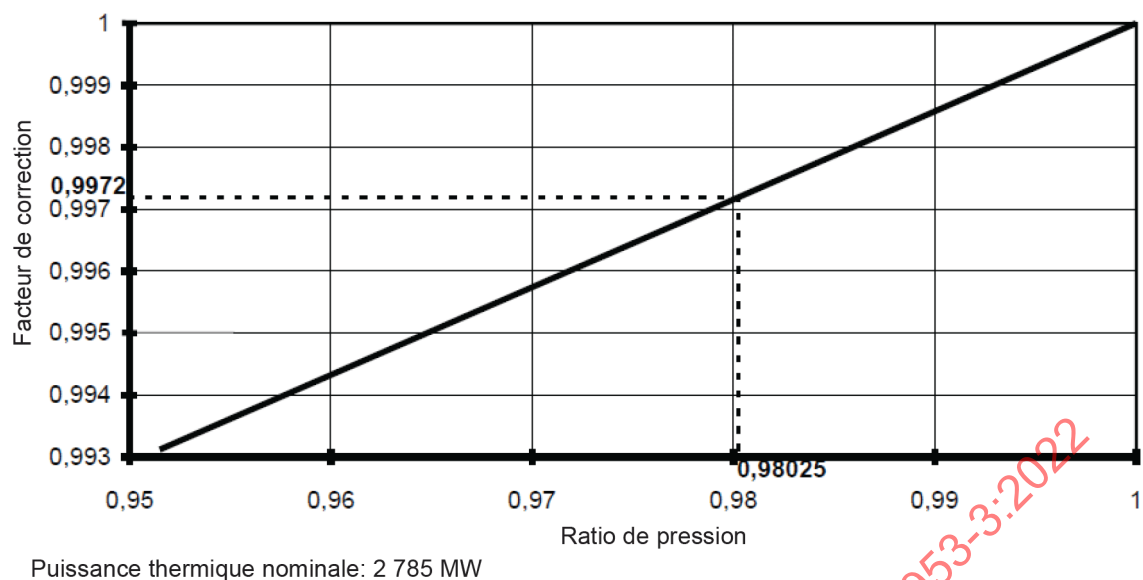


Figure G.10 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la puissance thermique

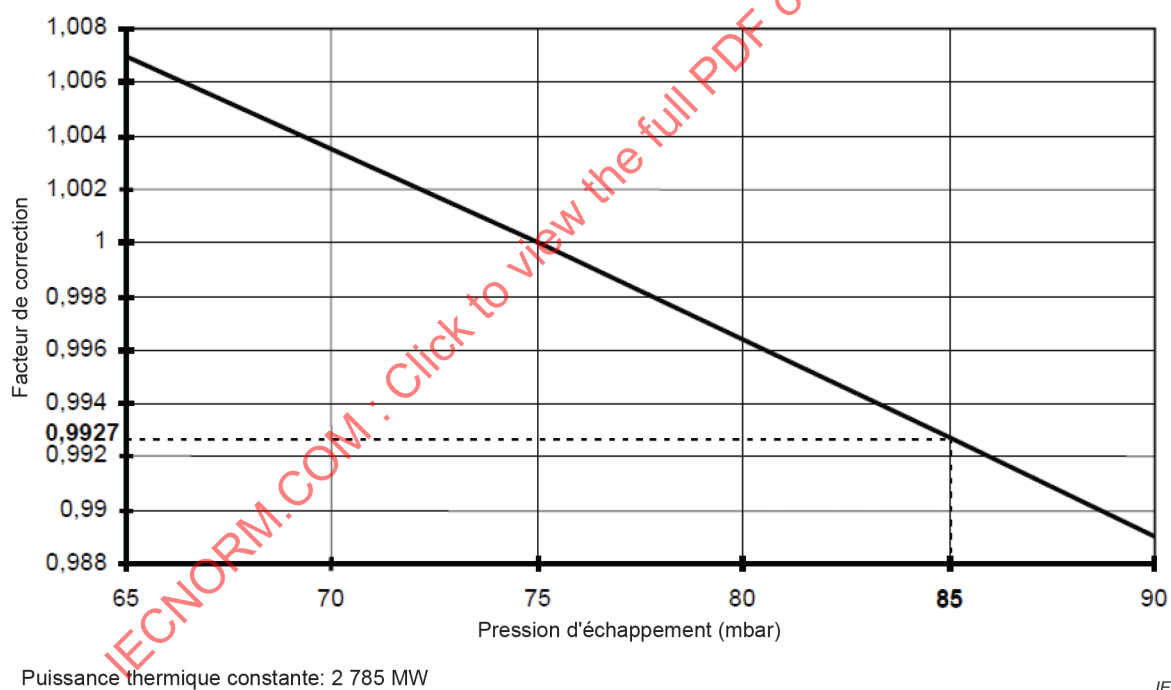
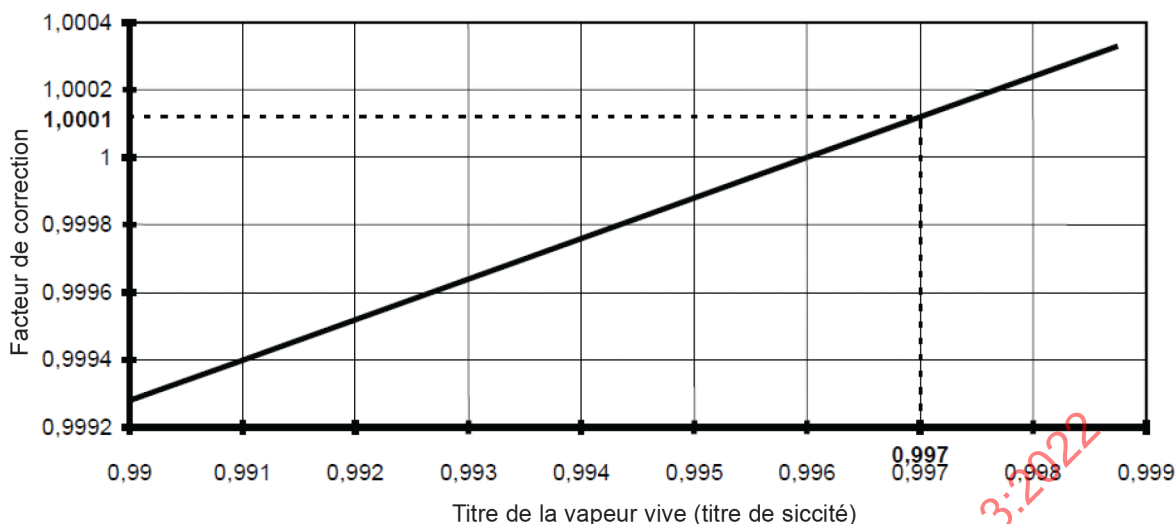


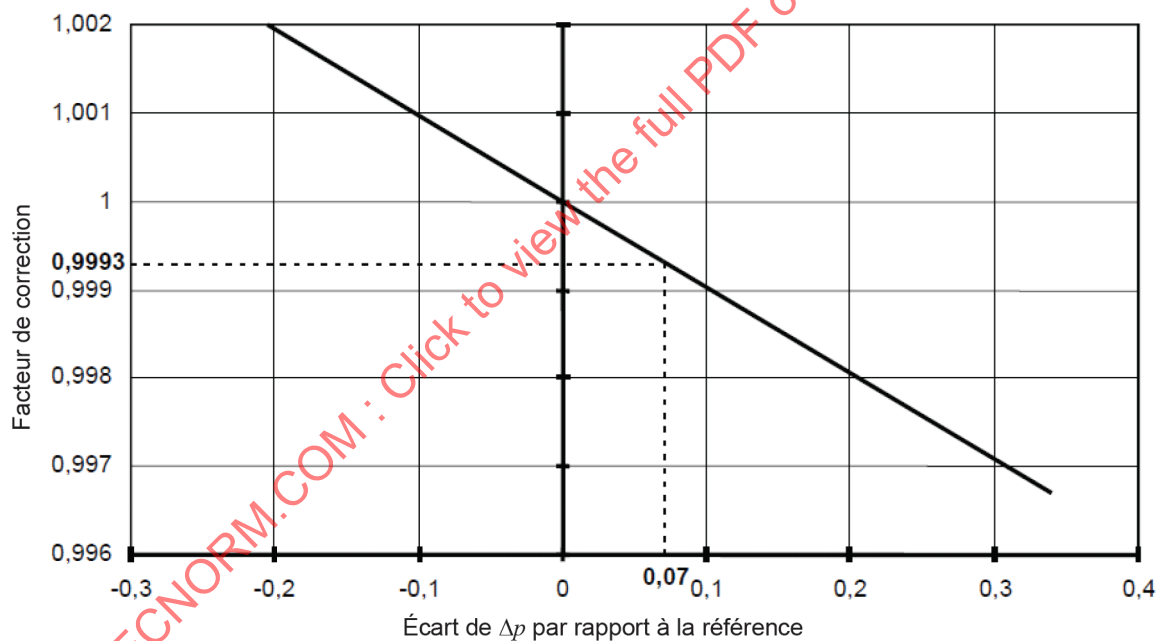
Figure G.11 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la pression d'échappement



Puissance thermique constante: 2 785 MW

IEC

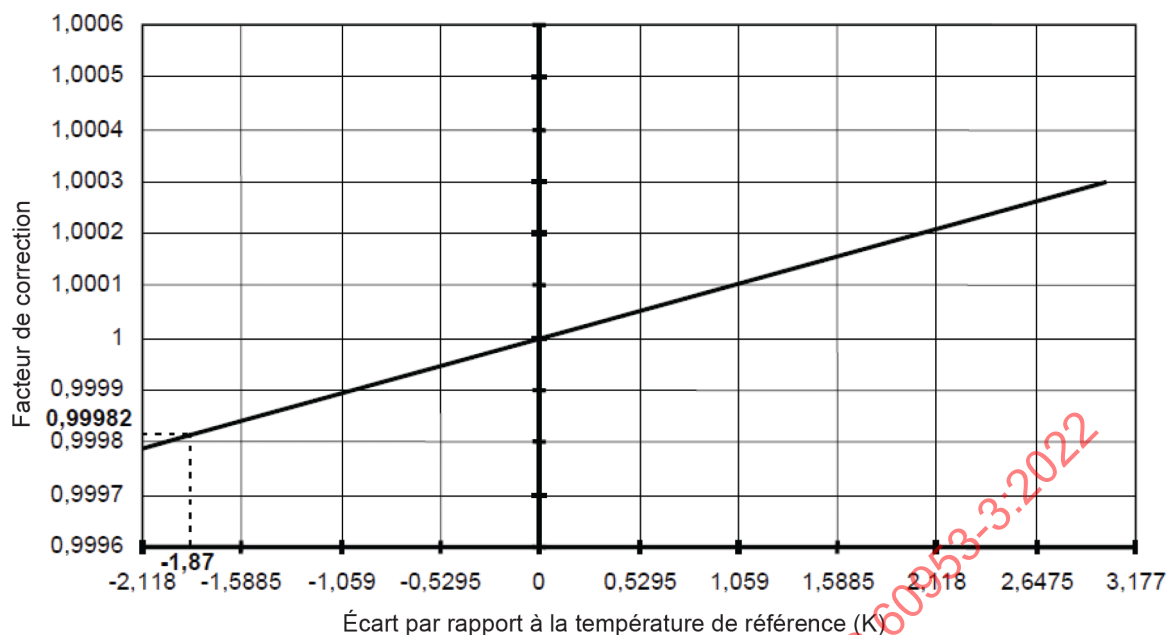
Figure G.12 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due au titre de la vapeur vive



Puissance thermique constante: 2 785 MW

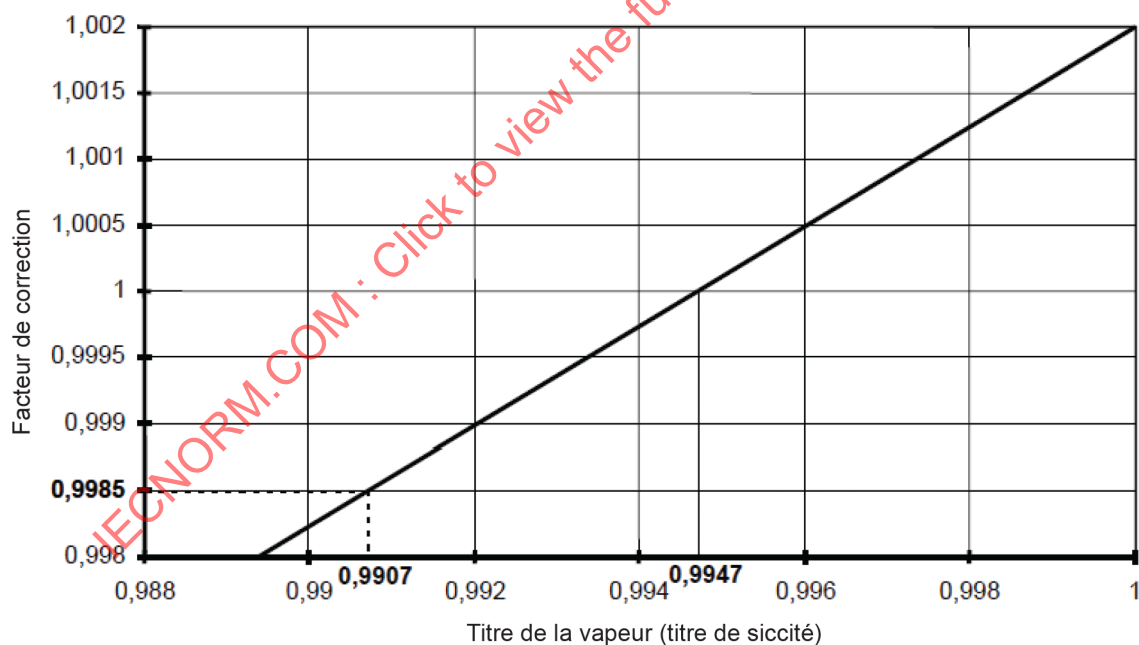
IEC

Figure G.13 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur pour le Δp des sècheurs-surchauffeurs



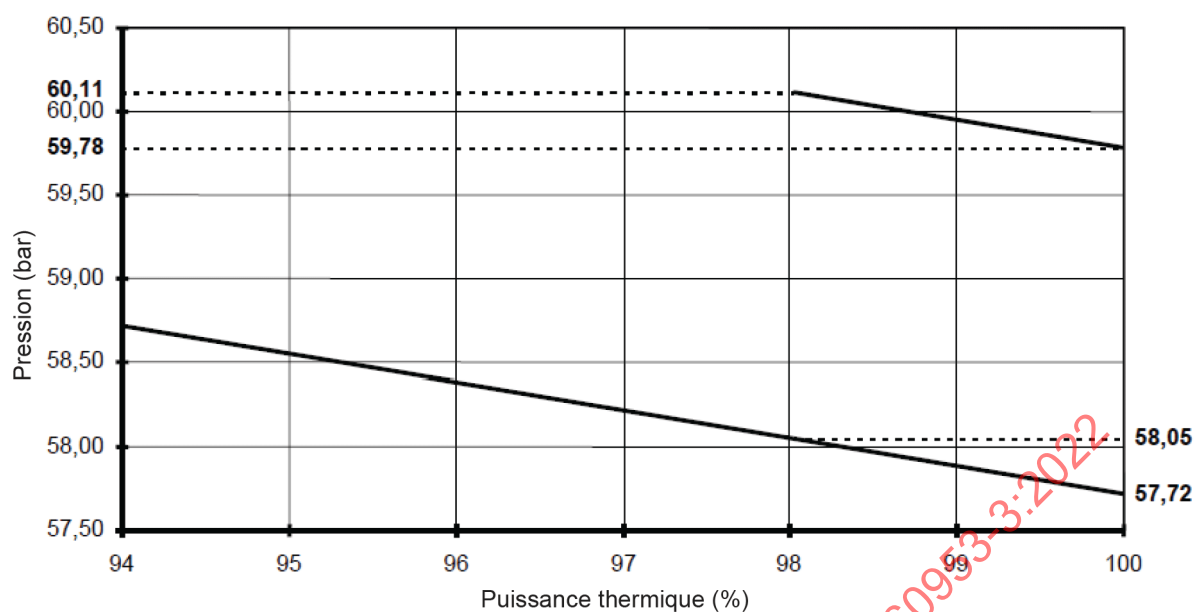
IEC

Figure G.14 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la température de vapeur surchauffée



IEC

Figure G.15 – Courbe de correction de la consommation spécifique de chaleur due à la qualité de la vapeur en aval du sécheur



IEC

Figure G.16 – Courbe de la pression de vapeur vive en amont des vannes de la turbine en fonction de la puissance thermique

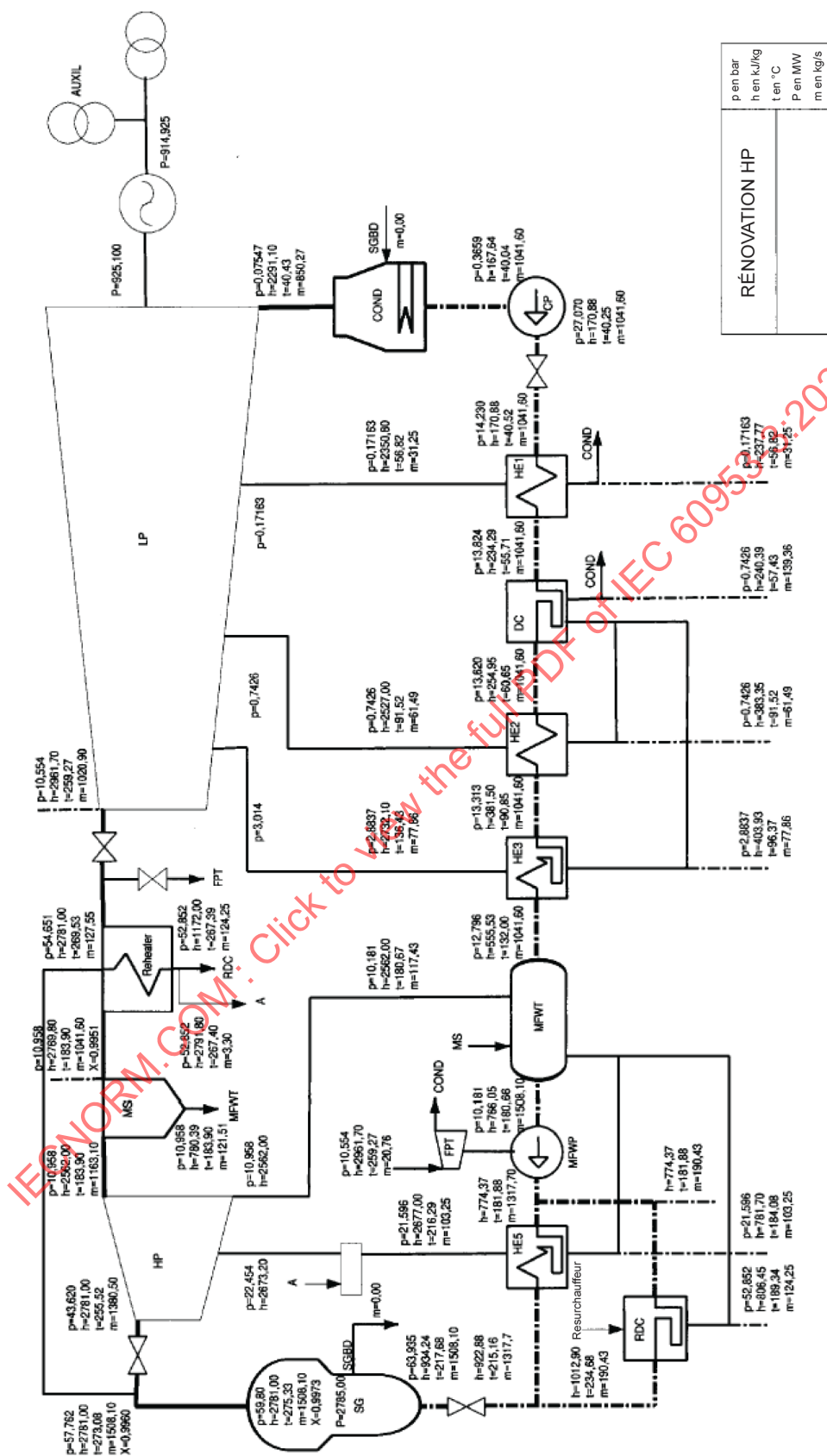


Figure G.17 – Bilan thermodynamique de référence

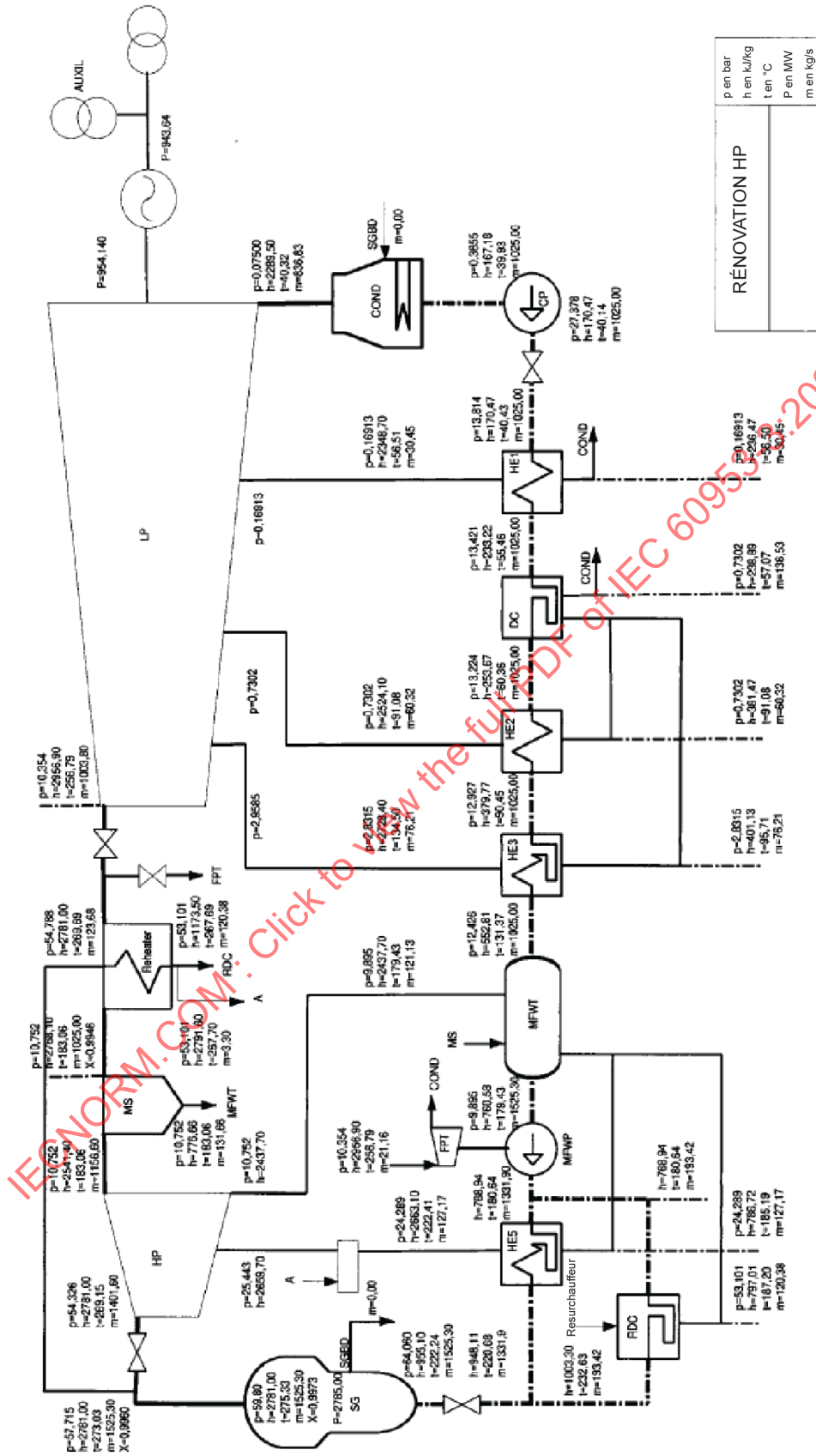
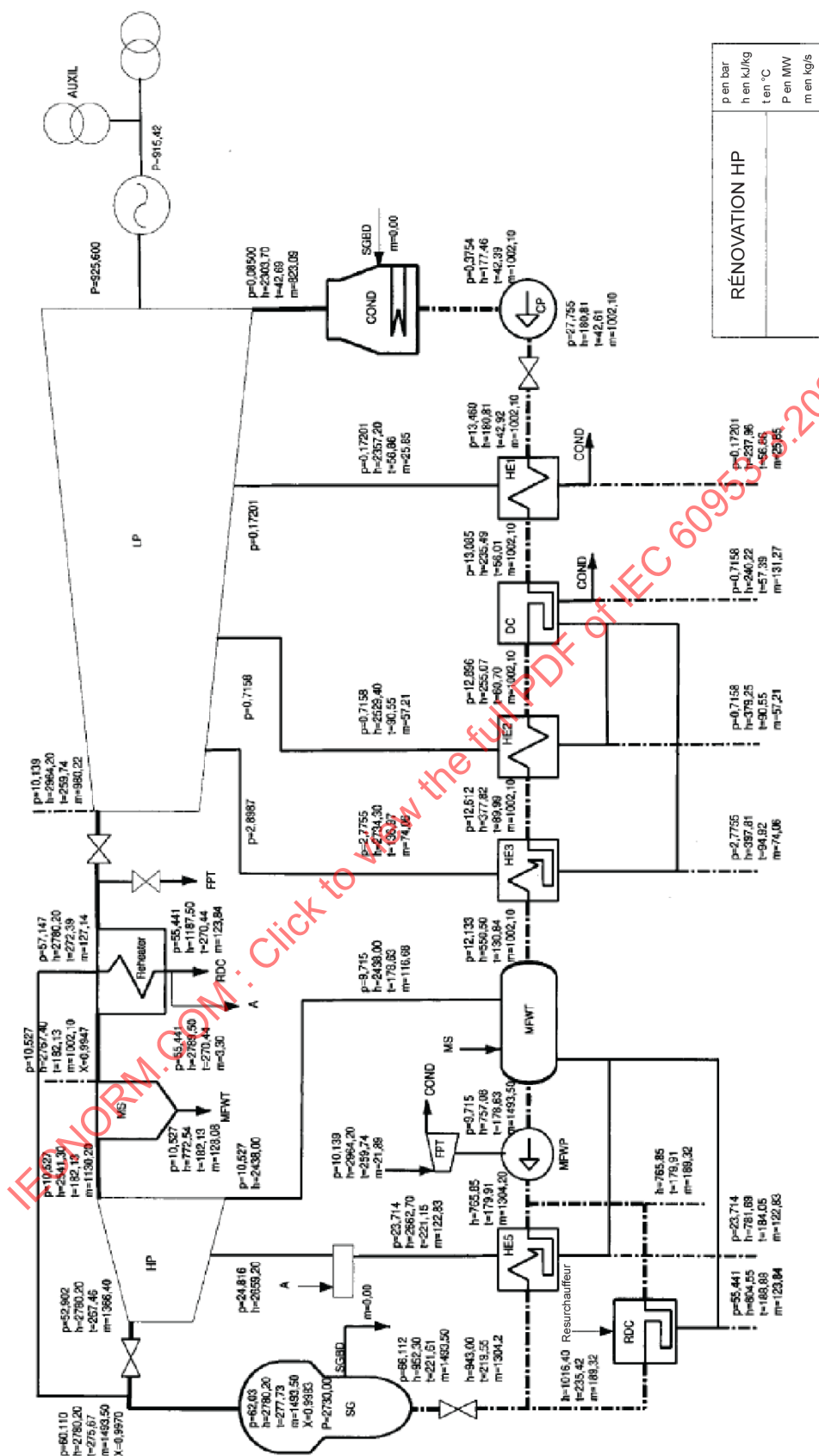


Figure G.18 – Bilan thermodynamique garanti



IEC

Figure G.19 – Bilan thermodynamique recalculé lors de l'essai après rénovation

Annexe H (informative)

Calculs d'incertitude – Exemples numériques (centrales conventionnelle et nucléaire)

H.1 Généralités

L'Annexe F fournit des directives théoriques pour la détermination des incertitudes de mesure des résultats. A des fins de clarification, la présente annexe étudie deux applications numériques: un exemple conventionnel et un exemple nucléaire. Les valeurs qui en découlent et qui apparaissent dans le compte-rendu correspondent à des cas particuliers d'essai. Elles ne peuvent pas être utilisées comme valeurs de recommandation et il est important d'évaluer chaque application.

Les chiffres du Tableau H.1 sont des valeurs types fournies pour les besoins des exemples. Pour une application réelle, les erreurs systématiques et les erreurs aléatoires doivent être évaluées spécifiquement. Les valeurs comprennent la chaîne de mesure complète et tiennent compte de plusieurs appareils.

**Tableau H.1 – Hypothèse d'incertitude variable totale
mesurée pour la pression, la température et la puissance de l'alternateur**

Paramètre	Incertainitude		Commentaires
	Systématique	Aléatoire	
Pression	0,2 %	0,1 %	A l'exclusion de la pression d'échappement
Pression	0,6 %	0,3 %	Pression d'échappement
Température	0,2 %	0,1 %	
Puissance de l'alternateur	0,30 %	0,05 %	

Les prises de pression sont normalement installées aux emplacements où prévaut un profil de vitesse modérée. La pression d'échappement est mesurée à la sortie du corps BP, où les vitesses sont élevées; l'exactitude des mesurages est par conséquent moindre. De plus, la pression d'échappement BP réelle n'a pas la même valeur sur la zone d'échappement, mais elle est caractérisée par une répartition spécifique. Même si la pression est mesurée en plusieurs 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 plusieurs mesures (voir Formules (24) et (35) de l'IEC 60953-0:2022). Dans le cas d'une rénovation avec garantie relative, les erreurs systématiques deviennent moins importantes.

Pour simplifier, la Figure H.1 et la Figure H.2 montrent l'emplacement des appareils de mesure et non leur quantité, alors que le Tableau H.4 et le Tableau H.10 précisent également leur nombre.

H.2 Etude de cas d'une centrale conventionnelle

H.2.1 Généralités

Un bilan thermodynamique d'origine a été pris comme référence, à partir de laquelle les instruments ont été définis (voir Figure H.1 et Tableau H.4).

Cette instrumentation est considérée comme réaliste pour une centrale conventionnelle de ce type. Elle est de plus conforme à la Figure 2 de l'IEC 60953-0:2022. Pour obtenir une précision accrue, certains mesurages sont réalisés deux fois. L'instrumentation est suffisante pour déterminer les paramètres suivants:

- consommation spécifique de chaleur corrigée;
- rendement isentropique du corps HP;
- rendement isentropique du corps MP;
- rendement isentropique du corps BP.

Remarques relatives à l'instrumentation:

a) Débits

Afin de déterminer le débit d'eau alimentaire à l'entrée de la chaudière, deux dispositifs de mesure de débit normalisés sont utilisés: une tuyère placée directement en amont de la chaudière et un orifice normalisé placé en amont de la bêche alimentaire. Le débit de désurchauffe du resurchauffeur est également déterminé par un orifice normalisé.

b) Températures

Les températures d'eau alimentaire au niveau des réchauffeurs HP sont doublées afin d'augmenter la précision du calcul des débits de soutirage (à partir des bilans thermodynamiques).

c) Pressions

Plus spécifiquement, la pression d'échappement est mesurée en huit points dans chaque corps BP double flux. L'exemple est constitué de deux turbines BP double flux. Ce sont donc 16 pressions 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 existantes.

H.2.2 Evaluation

Il est recommandé d'utiliser un logiciel de calcul pour évaluer les paramètres à calculer. Il convient d'utiliser le bilan thermodynamique de la Figure G.3 pour le cas présent.

a) Etape 1

Déterminer le débit moyen pondéré d'eau alimentaire à l'entrée de la chaudière en appliquant les Formules (24), (25) et (35) de l'IEC 60953-0:2022. Il s'agit d'un calcul itératif sur les réchauffeurs HP, la pompe alimentaire et la bêche alimentaire. A chaque itération, les débits soutirés et le débit moyen pondéré d'eau alimentaire sont déterminés. L'itération est interrompue 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 températures et pressions mesurées. La charge interne BP est déduite de la Formule (11) du présent document.

c) Etape 3

A l'aide des Formules (12) et (13), h_{UEEP} peut être déterminé, ce qui permet d'obtenir le rendement isentropique du corps BP. Après vérification du calcul par comparaison au bilan thermodynamique, les facteurs de sensibilité sont obtenus à l'aide des Formules (F.2), (F.3) et (F.4). Les résultats peuvent être présentés dans une table de calcul (voir Tableau H.4) à partir de laquelle les deux cas peuvent être mis en évidence. Le calcul admet par hypothèse des corrections de la consommation spécifique de chaleur à partir des courbes de correction de la Figure G.4 pour la vapeur vive (p / t), la vapeur resurchauffée (t), la perte de charge du resurchauffeur et la pression d'échappement. Deux cas sont étudiés pour représenter cette procédure.

– Cas 1

Les incertitudes d'un essai absolu, où les erreurs systématiques et aléatoires coexistent, sont données dans le Tableau H.2. Ce tableau donne les résultats pour trois niveaux d'incertitude (systématique) différents sur les mesures de débit (voir Formule (F.5) utilisée pour un essai unique).

Tableau H.2 – Pourcentage d'incertitude sur les résultats calculés pour différents niveaux d'incertitude sur les mesures de débit dans le cas d'une centrale conventionnelle

Paramètre	Trois niveaux d'incertitude (systématique) sur les mesures de débit		
	0,50	0,75 ^{a)}	1,00 ^{a)}
Consommation spécifique de chaleur (corrigée)	0 592 %	0 734 %	0 889 %
Rendement isentropique du corps HP	1 023 %	1 023 %	1 023 %
Rendement isentropique du corps MP	0 321 %	0 321 %	0 321 %
Rendement isentropique du corps LP	1 689 %	2 077 %	2 503 %
a) Les exemples de calculs du Tableau H.4 au Tableau H.7 reposent sur des niveaux d'incertitude sur la mesure de débit de 0,75 (essai avant rénovation) et de 1,00 (essai après rénovation).			

– Cas 2

L'incertitude de l'amélioration entre deux essais (où les erreurs systématiques peuvent être réduites du coefficient de corrélation applicable; voir Tableau H.3) est calculée par la Formule (F.5) avec un niveau d'incertitude sur la mesure de débit de 0,75 (essai avant rénovation) et un niveau d'incertitude sur la mesure de débit de 1,00 (essai après rénovation).

Tableau H.3 – Pourcentage d'incertitude sur les résultats calculés pour différents niveaux de corrélation dans le cas d'une centrale conventionnelle

Paramètre	Hypothèses sur trois niveaux pour le coefficient de corrélation r		
	0,0	0,7 ^{a)}	1,0
Delta de la consommation spécifique de chaleur (corrigée)	1 141 %	0 665 %	0 207 %
Delta du rendement isentropique du corps HP	1 447 %	0 960 %	0 647 %
Delta du rendement isentropique du corps MP	0 453 %	0 301 %	0 203 %
Delta du rendement isentropique du corps LP	3 219 %	1 902 %	0 853 %
a) Les exemples de calculs du Tableau H.4 au Tableau H.7 reposent sur un coefficient de corrélation r arbitrairement fixé à 0,7 (valeur non normative).			

Pour estimer au mieux la valeur du coefficient de corrélation r , le jugement doit être réalisé sur le plan technique.