

**NORME  
INTERNATIONALE  
INTERNATIONAL  
STANDARD**

**CEI  
IEC  
497**

Première édition  
First edition  
1976

---

---

**Code international concernant les essais  
de réception sur modèle réduit  
des pompes d'accumulation**

**International code for model acceptance  
tests of storage pumps**



Numéro de référence  
Reference number  
CEI/IEC 497: 1976

## Numéros des publications

Depuis le 1er janvier 1997, les publications de la CEI sont numérotées à partir de 60000.

## Publications consolidées

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

## Validité de la présente publication

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la CEI afin qu'il reflète l'état actuel de la technique.

Des renseignements relatifs à la date de reconfirmation de la publication sont disponibles dans le Catalogue de la CEI.

Les renseignements relatifs à des questions à l'étude et des travaux en cours entrepris par le comité technique qui a établi cette publication, ainsi que la liste des publications établies, se trouvent dans les documents ci-dessous:

- «Site web» de la CEI\*
- **Catalogue des publications de la CEI**  
Publié annuellement et mis à jour régulièrement (Catalogue en ligne)\*
- **Bulletin de la CEI**  
Disponible à la fois au «site web» de la CEI\* et comme périodique imprimé

## Terminologie, symboles graphiques et littéraux

En ce qui concerne la terminologie générale, le lecteur se reportera à la CEI 60050: *Vocabulaire Electrotechnique International* (VEI).

Pour les symboles graphiques, les symboles littéraux et les signes d'usage général approuvés par la CEI, le lecteur consulera la CEI 60027: *Symboles littéraux à utiliser en électrotechnique*, la CEI 60417: *Symboles graphiques utilisables sur le matériel. Index, relevé et compilation des feuilles individuelles*, et la CEI 60617: *Symboles graphiques pour schémas*.

\* Voir adresse «site web» sur la page de titre.

## Numbering

As from 1 January 1997 all IEC publications are issued with a designation in the 60000 series.

## Consolidated publications

Consolidated versions of some IEC publications including amendments are available. For example, edition numbers 1.0, 1.1 and 1.2 refer, respectively, to the base publication, the base publication incorporating amendment 1 and the base publication incorporating amendments 1 and 2.

## Validity of this publication

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology.

Information relating to the date of the reconfirmation of the publication is available in the IEC catalogue.

Information on the subjects under consideration and work in progress undertaken by the technical committee which has prepared this publication, as well as the list of publications issued, is to be found at the following IEC sources:

- IEC web site\*
- **Catalogue of IEC publications**  
Published yearly with regular updates (On-line catalogue)\*
- **IEC Bulletin**  
Available both at the IEC web site\* and as a printed periodical

## Terminology, graphical and letter symbols

For general terminology, readers are referred to IEC 60050: *International Electrotechnical Vocabulary* (IEV).

For graphical symbols, and letter symbols and signs approved by the IEC for general use, readers are referred to publications IEC 60027: *Letter symbols to be used in electrical technology*, IEC 60417: *Graphical symbols for use on equipment. Index, survey and compilation of the single sheets* and IEC 60617: *Graphical symbols for diagrams*.

\* See web site address on title page.

**NORME  
INTERNATIONALE  
INTERNATIONAL  
STANDARD**

**CEI  
IEC  
497**

Première édition  
First edition  
1976

---

---

**Code international concernant les essais  
de réception sur modèle réduit  
des pompes d'accumulation**

**International code for model acceptance  
tests of storage pumps**

© CEI 1976 Droits de reproduction réservés — Copyright — all rights reserved

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

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

Bureau Central de la Commission Electrotechnique Internationale 3, rue de Varembe Genève, Suisse

---

---



Commission Electrotechnique Internationale  
International Electrotechnical Commission  
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX  
PRICE CODE **XB**

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

## SOMMAIRE

	Pages
PRÉAMBULE . . . . .	10
PRÉFACE . . . . .	10
Références . . . . .	10

### PREMIÈRE PARTIE — RÈGLES GÉNÉRALES

INTRODUCTION . . . . .	12
------------------------	----

#### CHAPITRE I: OBJET ET DOMAINE D'APPLICATION

##### Articles

1. Généralités . . . . .	14
2. Types de pompes . . . . .	14
3. Sujets exclus . . . . .	14

#### CHAPITRE II: TERMINOLOGIE, DÉFINITIONS, SYMBOLES ET UNITÉS

4. Unités . . . . .	16
5. Terminologie . . . . .	16
5.1 Débit . . . . .	16
5.2 Aire . . . . .	18
5.3 Vitesse moyenne . . . . .	18
5.4 Pression . . . . .	18
5.5 Gravité et poids . . . . .	18
5.6 Hauteur ou charge et énergie spécifique . . . . .	20
5.7 Puissance fournie et absorbée . . . . .	24
5.8 Pertes et rendement . . . . .	26
5.9 Vitesse de rotation . . . . .	28
5.10 Cavitation . . . . .	28
5.11 Lettres majuscules en indice . . . . .	28
6. Clarification . . . . .	28
7. Masse volumique de l'eau . . . . .	28
8. Accélération due à la gravité . . . . .	30
9. Pression de vapeur de l'eau distillée . . . . .	32

#### CHAPITRE III: NATURE ET ÉTENDUE DES GARANTIES TECHNIQUES

10. Généralités . . . . .	36
11. Garanties principales . . . . .	36
11.1 Débit . . . . .	36
11.2 Rendement . . . . .	36
11.3 Transposition du rendement hydraulique . . . . .	38
12. Autres garanties . . . . .	38
12.1 Puissance maximale absorbée par la pompe . . . . .	38
12.2 Hauteur totale à débit nul et puissance absorbée à débit nul . . . . .	38
12.3 Vitesse d'emballlement au dévirage . . . . .	40
12.4 Débit à l'emballlement au dévirage . . . . .	40
13. Fonctionnement en cavitation . . . . .	40

#### CHAPITRE IV: CONDITIONS À REMPLIR POUR LES ESSAIS

14. Installations d'essais . . . . .	42
14.1 Caractéristiques de l'eau . . . . .	42
14.2 Conditions d'écoulement . . . . .	42
14.3 Fluctuations pendant une série de points d'essais . . . . .	42
14.4 Mesure du débit . . . . .	44
14.5 Débit des fuites . . . . .	44
14.6 Hauteurs totales . . . . .	46
14.7 Couple . . . . .	46
14.8 Vitesse de rotation . . . . .	46

## CONTENTS

	Page
FOREWORD . . . . .	11
PREFACE . . . . .	11
References . . . . .	11

### PART 1 — GENERAL RULES

INTRODUCTION . . . . .	13
------------------------	----

#### CHAPTER I: OBJECT AND SCOPE

Clause		Page
1. General . . . . .		15
2. Types of pumps . . . . .		15
3. Excluded topics . . . . .		15

#### CHAPTER II: TERMS, DEFINITIONS, SYMBOLS AND UNITS

4. Units . . . . .		17
5. List of terms . . . . .		17
5.1 Discharge or rate of flow . . . . .		17
5.2 Area . . . . .		19
5.3 Mean velocity . . . . .		19
5.4 Pressure . . . . .		19
5.5 Gravity and weight . . . . .		19
5.6 Head and specific energy . . . . .		21
5.7 Output and input . . . . .		25
5.8 Losses and efficiency . . . . .		27
5.9 Rotational speed . . . . .		29
5.10 Cavitation . . . . .		29
5.11 Subscripts in capital letters . . . . .		29
6. Clarification . . . . .		29
7. Density of water . . . . .		29
8. Acceleration due to gravity . . . . .		31
9. Vapour pressure of distilled water . . . . .		33

#### CHAPTER III: NATURE AND EXTENT OF TECHNICAL GUARANTEES

10. General . . . . .		37
11. Main guarantees . . . . .		37
11.1 Discharge . . . . .		37
11.2 Efficiency . . . . .		37
11.3 Scale-up of hydraulic efficiency . . . . .		39
12. Other guarantees . . . . .		39
12.1 Maximum pump input . . . . .		39
12.2 Head and power absorption at zero discharge . . . . .		39
12.3 Reverse runaway speed . . . . .		41
12.4 Reverse runaway discharge . . . . .		41
13. Performance under cavitation . . . . .		41

#### CHAPTER IV: TEST CONDITIONS TO BE FULFILLED

14. Test plants . . . . .		43
14.1 Conditions of the water . . . . .		43
14.2 Flow conditions . . . . .		43
14.3 Fluctuations during a test series . . . . .		43
14.4 Measurement of the water discharge . . . . .		45
14.5 Water leakage losses . . . . .		45
14.6 Heads . . . . .		47
14.7 Torque . . . . .		47
14.8 Speed . . . . .		47

Articles	Pages
15. Similitude du modèle réduit . . . . .	46
15.1 Dimension du modèle réduit et hauteur totale d'essai . . . . .	46
15.2 Similitude géométrique et hydraulique . . . . .	50
15.3 Vérification de la similitude géométrique entre le modèle réduit et la machine industrielle . . . . .	52
15.4 Ecart admissible de similitude géométrique entre la pompe industrielle et le modèle réduit . . . . .	54
15.5 Conjugaison entre le positionnement des pales de roue et celui des directrices mobiles pour les pompes ayant des pales de roue orientables et des directrices mobiles . . . . .	56

#### CHAPITRE V: MODALITÉS D'EXÉCUTION DES ESSAIS

16. Choix du laboratoire . . . . .	58
17. Période des essais . . . . .	58
18. Personnel . . . . .	58
19. Programme des essais . . . . .	58
20. Inspection . . . . .	60
21. Etalonnage des instruments . . . . .	60
22. Essais préliminaires . . . . .	62
22.1 Exécution des essais . . . . .	62
22.2 Défauts mécaniques . . . . .	62
23. Comptes rendus . . . . .	64
24. Répétition des essais . . . . .	64

#### CHAPITRE VI: CALCUL DES RÉSULTATS

25. Généralités . . . . .	66
25.1 Calcul des caractéristiques de fonctionnement de la machine industrielle . . . . .	66
25.2 Comparaison avec le rendement garanti . . . . .	66
25.3 Comparaison avec transposition du rendement sur modèle réduit . . . . .	66
25.4 Comparaison avec la puissance absorbée garantie du modèle réduit . . . . .	68
25.5 Comparaison avec la puissance absorbée de la machine industrielle . . . . .	68
26. Incertitude de mesures . . . . .	68
26.1 Généralités . . . . .	68
26.2 Erreurs accidentelles et erreurs systématiques . . . . .	68
27. Erreurs dans les mesures individuelles . . . . .	68
27.1 Débit . . . . .	70
27.2 Surface libre . . . . .	70
27.3 Pression . . . . .	70
27.4 Puissance absorbée . . . . .	70
27.5 Temps . . . . .	70
27.6 Hauteur totale d'élevation $H$ de la pompe . . . . .	70
28. Rendement de la pompe . . . . .	70
29. Erreurs de mesure accidentelles . . . . .	72
30. Application des formules de transposition pour effet d'échelle . . . . .	72
31. Comparaison avec les garanties principales . . . . .	72
31.1 Garantie de débit . . . . .	72
31.2 Garantie de rendement . . . . .	74
31.3 Points de mesure invalidés . . . . .	74

#### CHAPITRE VII: RAPPORT FINAL

32. Détails du rapport final . . . . .	76
--	----

### DEUXIÈME PARTIE — MÉTHODES DE MESURE

#### CHAPITRE VIII: MÉTHODES DE MESURE DU DÉBIT

33. Généralités . . . . .	78
34. Mesure des débits par jaugeage volumétrique . . . . .	78
34.1 Installation . . . . .	78
34.2 Vanne de vidange . . . . .	80
34.3 Mesure de la cote du plan d'eau . . . . .	80
34.4 Dispositif d'injection d'eau . . . . .	80
34.5 Mode opératoire . . . . .	80
34.6 Corrections . . . . .	80
34.7 Emploi de deux réservoirs jaugés . . . . .	82

Clause	Page
15. Model similitude . . . . .	47
15.1 Model size and test head . . . . .	47
15.2 Geometrical and hydraulic similarity . . . . .	51
15.3 Checking the geometrical similarity of model and prototype pump . . . . .	53
15.4 Permissible deviations in geometrical similarity between prototype and model . . . . .	55
15.5 Correlation between impeller blade and guide vane setting in pumps having variable impeller blades and guide vanes . . . . .	57

CHAPTER V: TEST PROCEDURE

16. Choice of laboratory . . . . .	59
17. Time for tests . . . . .	59
18. Personnel . . . . .	59
19. Test programme . . . . .	59
20. Inspection . . . . .	61
21. Calibration of instruments . . . . .	61
22. Preliminary tests . . . . .	63
22.1 Execution of tests . . . . .	63
22.2 Mechanical faults . . . . .	63
23. Records . . . . .	65
24. Repetition of tests . . . . .	65

CHAPTER VI: COMPUTATION OF RESULTS

25. General . . . . .	67
25.1 Calculations of prototype performance . . . . .	67
25.2 Comparison with guaranteed efficiency . . . . .	67
25.3 Comparison with scaled-up model efficiency . . . . .	67
25.4 Comparison with guaranteed model input . . . . .	69
25.5 Comparison with prototype input . . . . .	69
26. Inaccuracies in measurements . . . . .	69
26.1 General . . . . .	69
26.2 Random and systematic errors . . . . .	69
27. Errors in individual measurements . . . . .	69
27.1 Rate of flow . . . . .	71
27.2 Free level . . . . .	71
27.3 Pressure . . . . .	71
27.4 Input . . . . .	71
27.5 Time . . . . .	71
27.6 Pump head $H$ . . . . .	71
28. Pump efficiency . . . . .	71
29. Random errors in measurement . . . . .	73
30. Application of scale formulae . . . . .	73
31. Comparison with main guarantees . . . . .	73
31.1 Guarantee for discharge . . . . .	73
31.2 Guarantee for efficiency . . . . .	75
31.3 Invalid measured points . . . . .	75

CHAPTER VII: FINAL REPORT

32. Final report details . . . . .	77
------------------------------------	----

PART 2 — METHODS OF MEASUREMENT

CHAPTER VIII: METHODS OF DISCHARGE MEASUREMENT

33. General . . . . .	79
34. Discharge measurements by volumetric measurement . . . . .	79
34.1 Installation . . . . .	79
34.2 Drain valve . . . . .	81
34.3 Measurement of height of water surface . . . . .	81
34.4 Method of inflow . . . . .	81
34.5 Method of operation . . . . .	81
34.6 Corrections . . . . .	81
34.7 Use of two calibrated reservoirs . . . . .	83

Articles	Pages
35. Mesure du débit par pesée . . . . .	82
35.1 Réservoir d'entonnement . . . . .	82
35.2 Appareils de pesée . . . . .	84
35.3 Injection d'eau et mesure du temps . . . . .	84
35.4 Mode opératoire . . . . .	84
35.5 Précautions . . . . .	84
36. Ecran mobile d'Andersson . . . . .	84
36.1 Principe de la méthode . . . . .	84
36.2 Installations . . . . .	84
36.3 Mesure de la vitesse de translation de l'écran . . . . .	86
36.4 Détermination de la section transversale du canal . . . . .	86
36.5 Contrôles au cours de l'essai . . . . .	86
37. Déversoirs . . . . .	86
38. Appareils déprimogènes . . . . .	86
39. Autres méthodes . . . . .	88
<b>CHAPITRE IX: MÉTHODES DE MESURE DES HAUTEURS</b>	
40. Généralités . . . . .	90
41. Plan d'eau libre . . . . .	90
42. Appareils pour la mesure des plans d'eau libres . . . . .	90
42.1 Pointes droites ou recourbées . . . . .	90
42.2 Indicateurs à flotteur . . . . .	90
42.3 Manomètre à liquide . . . . .	90
43. Mesure de pression statique . . . . .	92
43.1 Choix des sections de mesure . . . . .	92
43.2 Nombre et emplacement des prises de pression . . . . .	92
43.3 Prises de pression statique . . . . .	92
43.4 Canalisations de raccordement . . . . .	94
44. Instruments de mesure de la pression . . . . .	94
44.1 Manomètres à colonne de liquide . . . . .	94
44.2 Manomètre à poids . . . . .	94
44.3 Balance de pression . . . . .	94
44.4 Manomètres à ressort . . . . .	94
45. Dispositifs d'amortissement . . . . .	96
46. Contrôle de tous les manomètres . . . . .	96
47. Mesure des vides . . . . .	96
47.1 Généralités . . . . .	96
47.2 Canalisations de raccordement sous vide . . . . .	96
<b>CHAPITRE X: MÉTHODES DE MESURE DE LA PUISSANCE ABSORBÉE</b>	
48. Généralités . . . . .	98
49. Mesure du couple . . . . .	98
49.1 Dynamomètre de mesure du couple de réaction ou « couplemètre de réaction » . . . . .	98
49.2 Dynamomètre de mesure du couple transmis ou « couplemètre de torsion » . . . . .	98
50. Précautions pour éviter les erreurs de mesure du couple avec les dynamomètres de mesure du couple de réaction . . . . .	98
50.1 Maintien du dynamomètre . . . . .	98
50.2 Canalisations de fluide de refroidissement . . . . .	100
50.3 Paliers supports . . . . .	100
50.4 Connexions électriques . . . . .	100
50.5 Etalonnage . . . . .	100
51. Mesure des vitesses de rotation . . . . .	100
52. Pertes . . . . .	102
<b>CHAPITRE XI: ESSAIS DE CAVITATION</b>	
Introduction . . . . .	104
53. Objet et domaine d'application . . . . .	104
54. Garanties concernant l'influence de la cavitation . . . . .	104
54.1 Généralités . . . . .	104
54.2 Garanties concernant l'altération du rendement . . . . .	104

Clause	Page
35. Gravimetric method . . . . .	83
35.1 Collecting tank . . . . .	83
35.2 Weighing devices . . . . .	85
35.3 Switching and timing . . . . .	85
35.4 Method of operation . . . . .	85
35.5 Precautions . . . . .	85
36. Andersson's movable screen . . . . .	85
36.1 Basic principles . . . . .	85
36.2 Installations . . . . .	85
36.3 Measurement of the travel velocity of the screen . . . . .	87
36.4 Determination of the channel cross-section . . . . .	87
36.5 Controls during the run . . . . .	87
37. Weirs . . . . .	87
38. Differential meters . . . . .	87
39. Other methods . . . . .	89

CHAPTER IX: METHODS OF HEAD MEASUREMENT

40. General . . . . .	91
41. Free water level . . . . .	91
42. Measuring apparatus for free water level . . . . .	91
42.1 Point or hook gauges . . . . .	91
42.2 Float gauges . . . . .	91
42.3 Liquid manometer . . . . .	91
43. Static pressure measurement . . . . .	93
43.1 Choice of measuring sections . . . . .	93
43.2 Number and location of pressure holes . . . . .	93
43.3 Static pressure holes . . . . .	93
43.4 Pressure pipe connections . . . . .	95
44. Pressure-measuring instruments . . . . .	95
44.1 Liquid-column manometers . . . . .	95
44.2 Weight manometer . . . . .	95
44.3 Pressure weighbeams . . . . .	95
44.4 Spring pressure gauges . . . . .	95
45. Damping devices . . . . .	97
46. Checking all manometers . . . . .	97
47. Vacuum measurements . . . . .	97
47.1 General . . . . .	97
47.2 Vacuum pipe connections . . . . .	97

CHAPTER X: METHODS OF POWER INPUT MEASUREMENT

48. General . . . . .	99
49. Torque measurement . . . . .	99
49.1 Torque reaction dynamometer . . . . .	99
49.2 Torsion dynamometer . . . . .	99
50. The avoidance of torque errors in torque reaction dynamometers . . . . .	99
50.1 Fixing of dynamometer . . . . .	99
50.2 Cooling fluid connections . . . . .	101
50.3 Support bearings . . . . .	101
50.4 Electrical leads . . . . .	101
50.5 Calibration . . . . .	101
51. Speed measurements . . . . .	101
52. Losses . . . . .	103

CHAPTER XI: CAVITATION TESTS

Introduction . . . . .	105
53. Object and scope . . . . .	105
54. Guarantees for the influence of cavitation . . . . .	105
54.1 General . . . . .	105
54.2 Guarantees concerning alteration of efficiency . . . . .	105

Articles	Pages
54.3 Garanties concernant la vitesse d'emballement au dévirage et/ou le débit à l'emballement au dévirage . . . . .	106
54.4 Limitation des garanties concernant la cavitation . . . . .	106
54.5 Informations additionnelles n'étant pas sujettes à garantie . . . . .	106
55. Installations d'essais . . . . .	106
55.1 Caractéristiques générales du circuit . . . . .	106
55.2 Dimensions du modèle . . . . .	106
55.3 Conditions de visualisation . . . . .	108
55.4 Conditions d'écoulement avant et après le modèle réduit . . . . .	108
56. Caractéristiques de l'eau . . . . .	108
56.1 Propriétés physiques de l'eau . . . . .	108
56.2 Teneur en air . . . . .	108
56.3 Température . . . . .	110
57. Conditions d'essais . . . . .	110
57.1 Similitude . . . . .	110
57.2 Similitude hydraulique: conditions à remplir . . . . .	112
57.3 Similitude géométrique . . . . .	114
58. Exécution des essais de cavitation . . . . .	116
58.1 Programme d'essais . . . . .	116
58.2 Modalités d'essais . . . . .	116
58.3 Essais d'emballement au dévirage . . . . .	116
58.4 Courbes de cavitation . . . . .	118
59. Interprétation des essais . . . . .	118
59.1 Interprétation des essais de cavitation sur modèle réduit . . . . .	118
59.2 Incertitude de mesure . . . . .	118
59.3 Tracé des courbes de cavitation . . . . .	120
59.4 Méthodes d'interprétation . . . . .	120
ANNEXE A — Méthodes de mesure et de définition de la configuration géométrique de la sortie de la roue des pompes centrifuges et hélico-centrifuges . . . . .	124
FIGURES . . . . .	126

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:1976

Clause	Page
54.3 Guarantees concerning reverse runaway speed and/or runaway discharge . . . . .	107
54.4 Limitation of guarantees for cavitation . . . . .	107
54.5 Additional information not subject to guarantee . . . . .	107
55. Test installations . . . . .	107
55.1 General characteristics of the circuit . . . . .	107
55.2 Model dimensions . . . . .	107
55.3 Viewing conditions . . . . .	109
55.4 Flow conditions in the model . . . . .	109
56. Conditions of the water . . . . .	109
56.1 Properties of the water . . . . .	109
56.2 Air content . . . . .	109
56.3 Temperature . . . . .	111
57. Test conditions . . . . .	111
57.1 Similitude . . . . .	111
57.2 Hydraulic similitude: conditions to be fulfilled . . . . .	113
57.3 Geometric similitude . . . . .	115
58. Execution of the cavitation tests . . . . .	117
58.1 Testing programme . . . . .	117
58.2 Testing procedure . . . . .	117
58.3 Reverse runaway tests . . . . .	117
58.4 Cavitation curves . . . . .	119
59. Interpretation of tests . . . . .	119
59.1 Interpretation of cavitation model tests . . . . .	119
59.2 Inaccuracies in measurements . . . . .	119
59.3 Drawing of cavitation curves . . . . .	121
59.4 Methods of interpretation . . . . .	121
APPENDIX A — Methods of measuring and specifying impeller outlet geometry for radial and semi-axial pumps . . . . .	125
FIGURES . . . . .	126

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:1976

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

CODE INTERNATIONAL  
CONCERNANT LES ESSAIS DE RÉCEPTION SUR MODÈLE RÉDUIT  
DES POMPES D'ACCUMULATION

PRÉAMBULE

- 1) Les décisions ou accords officiels de la CEI en ce qui concerne les questions techniques, préparés par des Comités d'Etudes où sont représentés tous les Comités nationaux s'intéressant à ces questions, expriment dans la plus grande mesure possible un accord international sur les sujets examinés.
- 2) Ces décisions constituent des recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux.
- 3) Dans le but d'encourager l'unification internationale, la CEI exprime le vœu que tous les Comités nationaux adoptent dans leurs règles nationales le texte de la recommandation de la CEI, dans la mesure où les conditions nationales le permettent. Toute divergence entre la recommandation de la CEI et la règle nationale correspondante doit, dans la mesure du possible, être indiquée en termes clairs dans cette dernière.

PRÉFACE

La présente publication a été établie par le Comité d'Etudes N° 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Les travaux ont débuté par la création, au cours d'une réunion tenue à Interlaken en 1961, d'un Groupe de travail chargé d'étudier la question d'un code d'essais sur modèle des pompes d'accumulation. A la réunion tenue à Venise en 1963, le Groupe de travail reçut pour instruction de préparer un projet de document. Il en résulta un premier projet en 1966, suivi de la diffusion d'un deuxième et d'un troisième projets en 1968 et 1969. A la réunion tenue à Washington en 1970, il fut convenu que le Groupe de travail préparerait un texte révisé, documents 4(Bureau Central)28 et 28A, pour le soumettre à l'approbation des Comités nationaux suivant la Règle des Six Mois. Cette dernière diffusion fut faite en septembre 1971.

Lors de la réunion du Comité d'Etudes N° 4 tenue à Munich en juin 1973, des modifications rédactionnelles furent proposées pour rendre le document acceptable à tous les Comités nationaux.

Les pays suivants ont voté explicitement en faveur de la publication:

Allemagne	Finlande	Portugal
Australie	France	Royaume-Uni
Autriche	Israël	Suède
Belgique	Italie	Suisse
Canada	Japon	Tchécoslovaquie
Etats Unis d'Amérique	Norvège	Turquie

Le Comité d'Etudes N° 4 a déjà discuté la possibilité d'étudier, après que la présente publication aura été utilisée pendant plusieurs années, la préparation d'un document révisé traitant des essais de réception conjoints des pompes et des turbines sur modèle, les turbines étant actuellement traitées dans la Publication 193 de la CEI.

*Références*

- Publication 193 de la CEI (1965): Code international concernant les essais de réception sur modèle des turbines hydrauliques.  
Publication 193A de la CEI (1972): Premier complément à la Publication 193.  
Publication 198 de la CEI (1966): Code international concernant les essais de réception sur place des pompes d'accumulation.  
Recommandation ISO R 468 (1966): Rugosité de surface.  
Recommandation ISO R 541 (1967): Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes et de tuyères.  
Recommandation ISO R 781 (1968): Mesure de débit des fluides au moyen de tubes de Venturi.  
Projet de recommandation ISO 1438: Mesure du débit des liquides dans les chenaux au moyen de déversoirs en paroi mince.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**INTERNATIONAL CODE  
FOR MODEL ACCEPTANCE TESTS  
OF STORAGE PUMPS**

FOREWORD

- 1) The formal decisions or agreements of the IEC on technical matters, prepared by Technical Committees on which all the National Committees having a special interest therein are represented, express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the subjects dealt with.
- 2) They have the form of recommendations for international use and they are accepted by the National Committees in that sense.
- 3) In order to promote international unification, the IEC expresses the wish that all National Committees should adopt the text of the IEC recommendation for their national rules in so far as national conditions will permit. Any divergence between the IEC recommendations and the corresponding national rules should, as far as possible, be clearly indicated in the latter.

PREFACE

This publication has been prepared by IEC Technical Committee No. 4, Hydraulic Turbines.

Work was initiated during a meeting held in Interlaken in 1961 by the establishment of a Working Group to consider the matter of a model storage pump test code. During the meeting held in Venice in 1963, the Working Group was instructed to proceed with the preparation of a draft document. This resulted in a first draft in 1966 and was followed by circulation of second and third drafts in 1968 and 1969. At the meeting held in Washington in 1970, it was agreed that a revised text, documents 4(Central Office)28 and 28A, should be prepared by the Working Group for submission to the National Committees for approval under the Six Months' Rule. The latter circulation was made in September 1971.

As a result of the meeting of Technical Committee No. 4 in Munich in June 1973, certain editorial amendments were proposed in order to make the document acceptable to all National Committees.

The following countries voted explicitly in favour of publication:

Australia	France	Portugal
Austria	Germany	Sweden
Belgium	Israel	Switzerland
Canada	Italy	Turkey
Czechoslovakia	Japan	United Kingdom
Finland	Norway	United States of America

Technical Committee 4 has already discussed the possibility that, after this publication has been in use for several years, consideration will be given to preparing a revised document covering the acceptance testing both for model pumps and model turbines, the latter being covered by IEC Publication 193.

*References*

- IEC Publication 193 (1965): International Code for Model Acceptance Tests of Hydraulic Turbines.  
IEC Publication 193A (1972): First supplement to Publication 193.  
IEC Publication 198 (1966): International Code for the Field Acceptance Tests of Storage Pumps.  
ISO Recommendation R 468 (1966): Surface Roughness.  
ISO Recommendation R 541 (1967): Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates and Nozzles.  
ISO Recommendation R 781 (1968): Measurement of Fluid Flow by Means of Venturi Tubes.  
Draft of ISO Recommendation 1438: Liquid Flow Measurement in Open Channels using Thin Plate Weirs.

# CODE INTERNATIONAL CONCERNANT LES ESSAIS DE RÉCEPTION SUR MODÈLE RÉDUIT DES POMPES D'ACCUMULATION

## Première partie — Règles générales

### INTRODUCTION

De façon générale, il est recommandé que la réception des pompes d'accumulation soit basée sur des essais sur place des machines industrielles exécutés conformément à la Publication 198 de la CEI: Code international concernant les essais de réception sur place des pompes d'accumulation.

Cependant, il peut arriver que les conditions requises par ce code ou que d'autres conditions sur lesquelles sont basées les garanties de fonctionnement de la machine industrielle ne puissent pas être satisfaites facilement ou de façon complète par des essais sur place. Pour ces raisons ou pour d'autres, un accord peut être conclu entre l'acheteur et le fournisseur pour que la réception d'une pompe d'accumulation industrielle soit basée en totalité ou en partie sur le fonctionnement d'une pompe en modèle réduit géométriquement semblable.

Dans de tels cas, les conditions requises pour les essais du modèle réduit et, en particulier, la mesure dans laquelle les essais du modèle réduit doivent se substituer aux essais sur place de la machine industrielle ou les compléter doivent être clairement stipulées aussitôt que possible, de préférence dans l'appel d'offres.

Même quand des dispositions ont été prises pour des essais sur place, des essais sur modèle réduit peuvent être définis par un accord supplémentaire pour le cas où les essais sur place deviendraient impossibles ou ne conviendraient pas.

Des essais sur modèles réduits peuvent être aussi utilisés pour comparer les caractéristiques de fonctionnement de plusieurs de ces modèles réduits. Si tous les essais sont exécutés en suivant le même processus général et si l'appareillage de mesure de chaque laboratoire est d'une exactitude éprouvée, cette comparaison peut être effectuée en essayant les différents modèles réduits respectivement dans différents laboratoires d'essais. Cependant, les comparaisons les plus exactes auxquelles on peut parvenir sont celles obtenues en essayant la totalité des modèles réduits, avec des méthodes identiques, dans un seul laboratoire d'essais et sur la même installation d'essais.

# INTERNATIONAL CODE FOR MODEL ACCEPTANCE TESTS OF STORAGE PUMPS

---

## Part 1 — General rules

### INTRODUCTION

In general, it is recommended that the acceptance of storage pumps be based on field tests of the prototypes carried out in accordance with IEC Publication 198, International Code for the Field Acceptance Tests of Storage Pumps.

However, it may happen that the requirements of this code, or other requirements on which the guarantees of prototype performance are based, cannot be met conveniently or completely by field tests. For these or other reasons, it may be agreed between the purchaser and supplier that the acceptance of a prototype pump is to be based wholly or in part on the performance of an homologous model pump.

In such cases, the model test requirements and in particular the extent to which the model tests are to supplant or complement field tests of the prototype should be clearly established as early as possible, preferably in the enquiry specification.

Even when provisions have been made for field tests, model tests may be defined by supplementary agreement, should field tests become impossible or unsuitable.

Model tests may also be used for comparing the performances of several models. If all tests are performed in the same general way and the measuring apparatus of each laboratory is of proven accuracy, this may be done by testing the several models in different respective testing laboratories. However, the most accurate comparisons are attainable by testing all of the models by identical methods in one testing laboratory on the same test rig.

---

## CHAPITRE I: OBJET ET DOMAINE D'APPLICATION

### 1. Généralités

Le but du présent code est de définir les modalités de préparation et d'exécution des essais de réception de pompes en modèle réduit en laboratoire, et de déterminer de quelle façon les résultats doivent être interprétés en ce qui concerne les caractéristiques de fonctionnement des modèles réduits et celles des machines industrielles.

### 2. Types de pompes

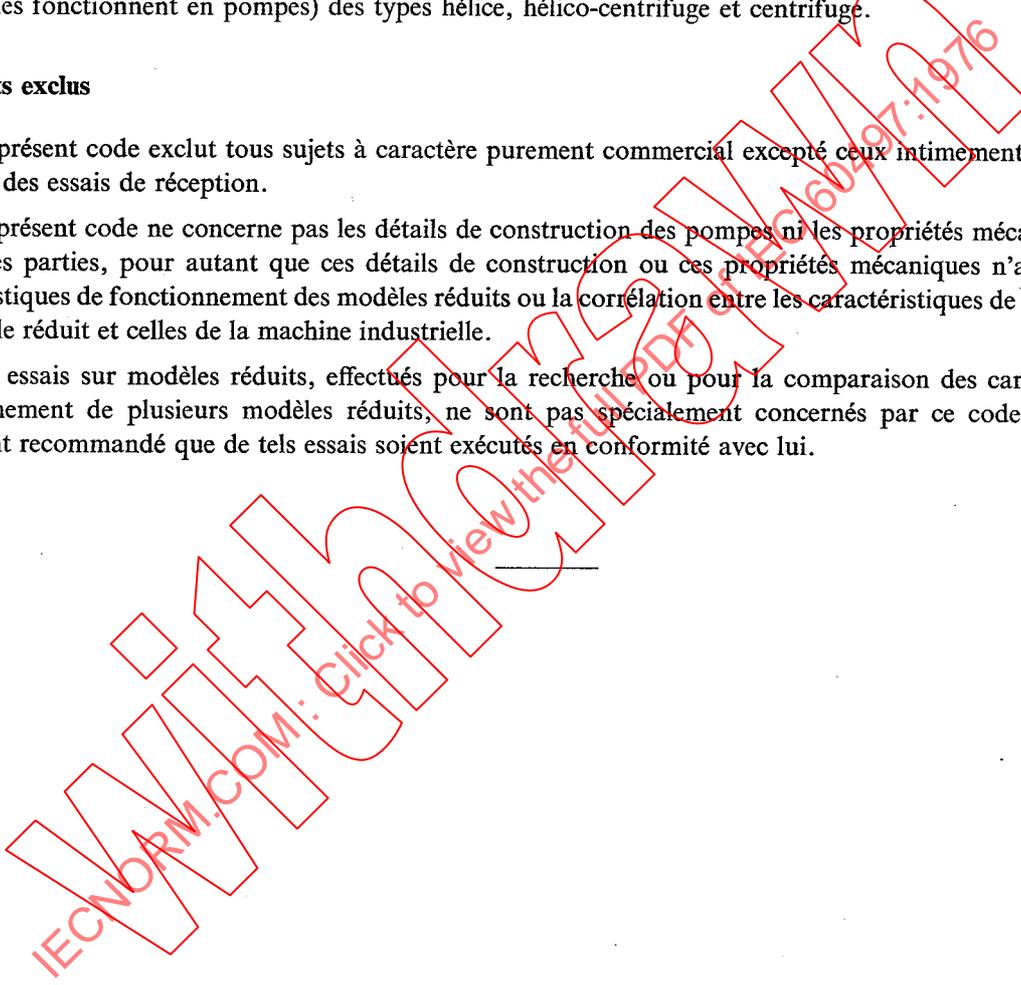
Le présent code est applicable aux pompes en modèle réduit en laboratoire (y compris les pompes-turbines lorsqu'elles fonctionnent en pompes) des types hélice, hélico-centrifuge et centrifuge.

### 3. Sujets exclus

3.1 Le présent code exclut tous sujets à caractère purement commercial excepté ceux intimement liés à la bonne conduite des essais de réception.

3.2 Le présent code ne concerne pas les détails de construction des pompes ni les propriétés mécaniques de leurs différentes parties, pour autant que ces détails de construction ou ces propriétés mécaniques n'affectent pas les caractéristiques de fonctionnement des modèles réduits ou la corrélation entre les caractéristiques de fonctionnement du modèle réduit et celles de la machine industrielle.

3.3 Les essais sur modèles réduits, effectués pour la recherche ou pour la comparaison des caractéristiques de fonctionnement de plusieurs modèles réduits, ne sont pas spécialement concernés par ce code, quoiqu'il soit cependant recommandé que de tels essais soient exécutés en conformité avec lui.



## CHAPTER I: OBJECT AND SCOPE

### 1. General

The purpose of this code is to define the provisions for and the execution of acceptance tests on laboratory model pumps, and to define the way in which the results are to be interpreted in terms of performance of the models and of the prototypes.

### 2. Types of pumps

This code applies to laboratory models of pumps (including pump-turbines when operating as pumps) of the axial, semi-axial and radial flow types.

### 3. Excluded topics

3.1 This code excludes matters of purely commercial interest except those inextricably bound up with the conduct of the acceptance tests.

3.2 This code is not concerned with the structural details of pumps nor with the mechanical properties of their components so long as these do not affect model performance or the relationship between model and prototype performances.

3.3 Model tests for research purposes or for comparing the performance of several models are not specifically dealt with in this code, although it is nevertheless recommended that such tests be performed in accordance with it.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60297:1976

With Norm

## CHAPITRE II: TERMINOLOGIE, DÉFINITIONS, SYMBOLES ET UNITÉS

### 4. Unités

Le Système international d'unités (S.I.), basé sur la longueur (avec comme unité le mètre, m), la masse (avec comme unité le kilogramme, kg) et le temps (avec comme unité la seconde, s), est adopté dans tout le code. Les unités équivalentes respectives dans le système pied-livre-seconde ont été ajoutées entre parenthèses également dans tout le code.

Les grandeurs suivantes: hauteur totale, débit en poids et poids volumique sont toutes basées sur le concept de poids ou de force. Par conséquent, elles sont appropriées quand un système d'unités basé sur la gravité est utilisé, mais elles ne le sont pas pour l'utilisation du système S.I. ou de tout autre système basé sur la masse. Actuellement, dans l'industrie hydraulique le terme « hauteur » est utilisé comme mode d'indication de la quantité d'énergie possédée par l'eau. Les unités de hauteur sont le mètre (pied) de fluide ou le joule par newton, J/N, (pied·livre force/livre poids), c'est-à-dire l'énergie par unité de poids, expression où l'unité de poids est fonction de  $g$ , accélération due à la gravité. Donc, en principe, chaque fois que les unités S.I. sont employées, il est recommandé d'utiliser les grandeurs basées sur la masse, car elles sont indépendantes de la valeur de  $g$ . Le terme largement répandu de « hauteur » devrait, pour être logique, être remplacé par celui d'« énergie spécifique », c'est-à-dire l'énergie par unité de masse qui a les dimensions  $m^2/s^2$  ( $ft^2/s^2$ ) ou J/kg (pied·livre force/livre). Il est à noter que l'équation de Bernoulli peut être exprimée en termes d'énergie spécifique si l'on multiplie tous ses membres par  $g$ , ainsi:

$$\text{— différence de hauteur} = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

$$\text{— différence d'énergie spécifique} = g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

C'est pourquoi, même en utilisant l'énergie spécifique, l'un des termes  $g(z_2 - z_1)$  — qui est le terme représentant essentiellement l'énergie potentielle utilisée dans la pratique hydro-électrique — dépend encore de la valeur de  $g$ . Ce code continue pour cela d'utiliser la « hauteur » comme mode d'indication de la quantité d'énergie contenue dans le fluide à cause de l'usage très répandu de ce terme et de la facilité avec laquelle il peut être représenté graphiquement. Cependant, par souci de cohérence avec le système S.I., les équivalents des « hauteurs » en énergie spécifique (voir les paragraphes 5.6.1.1 à 5.6.5.1) ont été indiqués et peuvent être utilisés par ceux qui le préfèrent.

### 5. Terminologie

Les termes, définitions, symboles et unités adoptés dans ce code sont récapitulés dans les tableaux ci-après:

Terme		Définition	Symbole	Unité
5.1	Débit	Volume d'eau passant en une seconde dans une section spécifiée.		$m^3/s$ ( $ft^3/s$ ) *
5.1.1	Débit de la pompe	Débit total traversant la section de sortie de la pompe, c'est-à-dire excluant la fuite des presse-étoupe et le débit des tuyaux d'équilibrage (voir le paragraphe 5.1.6).	$Q$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )
5.1.2	Débit garanti de la pompe	Débit que la pompe doit fournir à la hauteur totale d'élévation de garantie et à la vitesse de rotation de garantie.	$Q_r$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )
5.1.3	Débit de la pompe à l'entrée	Débit mesuré à la section d'entrée.	$Q_1$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )
5.1.4	Débit minimal de la pompe	Le plus petit débit pompé admissible à la vitesse de rotation de garantie.	$Q_{min}$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )

\* 1 ft = 1 pied (pied du Royaume-Uni) = 0,3048 m.

## CHAPTER II: TERMS, DEFINITIONS, SYMBOLS AND UNITS

### 4. Units

The International System of Units (S.I.) is adopted throughout the code, based on length (metre, m), mass (kilogram, kg) and time (second, s). The foot-pound-second system equivalents have been added in parentheses throughout the code.

The following quantities: total head, weight-rate of flow and weight density, are all based on the concept of weight or force. Consequently, they are appropriate when a gravitational system of units is employed, but inappropriate when using the S.I. system or any other which is mass-based. At present, in the hydraulic industry the term “head” is used as an index of energy possessed by the water. The units of head are in metres (feet) of fluid or joule per newton, J/N, (ft·lbf/lb weight), i.e. energy/unit weight, where the unit weight is a function of  $g$ , the acceleration due to gravity. In principle, therefore, whenever S.I. units are employed, it is recommended that mass-based quantities should be used as they are independent of the value of  $g$ . The widely used term “head” should, to be consistent, be replaced by “specific energy”, i.e. energy per unit mass which has the dimensions  $m^2/s^2$  ( $ft^2/s^2$ ) or J/kg (ft·lbf/lb). It should be noted that Bernoulli’s equation can be expressed in terms of specific energy if it is multiplied throughout by  $g$ , thus:

$$\text{— head difference} = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

$$\text{— specific energy difference} = g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

Therefore, even when using specific energy one of the terms  $g(z_2 - z_1)$ —the essentially potential energy term employed in hydroelectric practice—still depends on the value of  $g$ . This code therefore continues to use “head” as an index of fluid energy content because of the wide usage of this term and the ease with which it can be represented diagrammatically. However, for consistency with the S.I. system, the specific energy equivalents to head (see Sub-clauses 5.6.1.1 to 5.6.5.1) have been listed and can be used by those who prefer to do so.

### 5. List of terms

The terms, definitions, symbols and units adopted in this code are listed in the tables below:

Term	Definition	Symbol	Units
5.1	<i>Discharge or rate of flow</i>		$m^3/s$ ( $ft^3/s$ ) *
5.1.1	Pump discharge	$Q$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )
5.1.2	Guaranteed pump discharge	$Q_r$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )
5.1.3	Pump discharge at inlet	$Q_1$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )
5.1.4	Minimum pump discharge	$Q_{min}$	$m^3/s$ ( $ft^3/s$ )

\* 1 ft (foot United Kingdom) = 0.3048 m.

Terme		Définition	Symbole	Unité
5.1.5	Débit maximal de la pompe	Le plus grand débit pompé admissible à la vitesse de rotation de garantie.	$Q_{\max}$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.1.6	Débit de fuite externe	Débit de fuite dû aux presse-étoupe et aux tuyaux d'équilibrage.	$q'$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.1.7	Débit de fuite interne	Débit de fuite aux travers des interstices des bagues d'étanchéité de la roue, c'est-à-dire la partie du débit qui traverse les passages entre les aubes de la roue et qui ne sort pas de la pompe soit dans $Q$ soit dans $q'$ .	$q''$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.1.8	Débit de fuite total	Le débit correspondant à la somme du débit de fuite interne et du débit de fuite externe $q = q' + q''$	$q$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.2	<i>Aire</i>	Aire de la section transversale normale à la direction générale de l'écoulement.	$A$	$\text{m}^2$ ( $\text{ft}^2$ )
5.2.1	Aire de la section d'entrée	Aire de la section convenue d'un commun accord à proximité de l'extrémité d'entrée de la tubulure d'aspiration où la pression et la hauteur dynamique à l'entrée de la pompe doivent être mesurées.	$A_1$	$\text{m}^2$ ( $\text{ft}^2$ )
5.2.2	Aire de la section de sortie	Aire de la section convenue d'un commun accord à proximité de la sortie de la pompe où la pression et la hauteur dynamique à la sortie de la pompe doivent être mesurées.	$A_2$	$\text{m}^2$ ( $\text{ft}^2$ )
5.3	<i>Vitesse moyenne</i>	Débit par unité d'aire de section de passage $v = \frac{Q}{A}$	$v$	$\text{m/s}$ ( $\text{ft/s}$ )
5.3.1	Vitesse moyenne à l'entrée	Débit divisé par l'aire de la section d'entrée $v_1 = \frac{Q_1}{A_1}$	$v_1$	$\text{m/s}$ ( $\text{ft/s}$ )
5.3.2	Vitesse moyenne à la sortie	Débit divisé par l'aire de la section de sortie $v_2 = \frac{Q_2}{A_2}$	$v_2$	$\text{m/s}$ ( $\text{ft/s}$ )
5.4	<i>Pression</i>	Pression en un point quelconque du circuit hydraulique exprimée en force par unité de surface.	$p$	$\text{N}/\text{m}^2$ * ( $\text{lbf}/\text{in}^2$ ) **
5.4.1	Pression manométrique	Indication donnée par un appareil de mesure de la pression effective <sup>1)</sup> en un point quelconque du circuit hydraulique.	$p_g$	$\text{N}/\text{m}^2$ ( $\text{lbf}/\text{in}^2$ )
5.4.2	Pression à l'entrée de la pompe	Pression manométrique au point de mesure à l'entrée, corrigée de la différence d'altitude entre l'appareil de mesure et ce point.	$p_1$	$\text{N}/\text{m}^2$ ( $\text{lbf}/\text{in}^2$ )
5.4.3	Pression à la sortie de la pompe	Pression manométrique au point de mesure à la sortie, corrigée de la différence d'altitude entre l'appareil de mesure et ce point.	$p_2$	$\text{N}/\text{m}^2$ ( $\text{lbf}/\text{in}^2$ )
5.5	<i>Gravité et poids</i>			
5.5.1	Gravité	Accélération due à la pesanteur au lieu de l'essai (voir le tableau II, article 8, chapitre II).	$g$	$\text{m}/\text{s}^2$ ( $\text{ft}/\text{s}^2$ )
5.5.2	Masse volumique de l'eau pompée	Masse de l'unité de volume de l'eau pompée.	$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$ ( $\text{lb}/\text{ft}^3$ )
5.5.3	Masse volumique de l'air	Masse de l'unité de volume de l'air ambiant.	$\rho_A$	$\text{kg}/\text{m}^3$ ( $\text{lb}/\text{ft}^3$ )

\* On peut aussi utiliser le bar comme unité de pression, où 1 bar =  $10^5$  N/m<sup>2</sup>.

\*\* 1 lbf (livre force du Royaume-Uni) = 4,448 newtons (N).

<sup>1)</sup> Pression comptée au-dessus de la pression atmosphérique.

Term		Definition	Symbol	Units
5.1.5	Maximum pump discharge	Largest permissible pump discharge at rated speed.	$Q_{\max}$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.1.6	External leakage flowrate	Leakage flowrate due to shaft seals and thrust relief pipes.	$q'$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.1.7	Internal leakage flowrate	Leakage flowrate through impeller seal clearances, that is to say that part of the flow which passes through the impeller blade passages and which does not go out of the pump in either $Q$ or $q'$ .	$q''$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.1.8	Total leakage flowrate	The flowrate corresponding to the sum of the internal and external leakage flowrates $q = q' + q''$	$q$	$\text{m}^3/\text{s}$ ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )
5.2	Area	Cross-sectional area normal to general direction of flow.	$A$	$\text{m}^2$ ( $\text{ft}^2$ )
5.2.1	Area of pump inlet	Area of agreed section near inlet end of suction tube where pressure and velocity head at pump inlet are to be measured.	$A_1$	$\text{m}^2$ ( $\text{ft}^2$ )
5.2.2	Area of pump outlet	Area of agreed section near outlet of pump where pressure and velocity head at pump outlet are to be measured.	$A_2$	$\text{m}^2$ ( $\text{ft}^2$ )
5.3	Mean velocity	Rate of flow per unit area $v = \frac{Q}{A}$	$v$	$\text{m/s}$ ( $\text{ft/s}$ )
5.3.1	Mean velocity at inlet	Rate of flow divided by area of pump inlet $v_1 = \frac{Q_1}{A_1}$	$v_1$	$\text{m/s}$ ( $\text{ft/s}$ )
5.3.2	Mean velocity at outlet	Rate of flow divided by area of pump outlet $v_2 = \frac{Q_2}{A_2}$	$v_2$	$\text{m/s}$ ( $\text{ft/s}$ )
5.4	Pressure	Pressure at any point in the system expressed as force per unit area.	$p$	$\text{N/m}^2$ * ( $\text{lbf/in}^2$ ) **
5.4.1	Gauge pressure	Reading given by a gauge of the pressure above atmospheric pressure at any point in the system.	$p_g$	$\text{N/m}^2$ ( $\text{lbf/in}^2$ )
5.4.2	Pressure at pump inlet	Gauge pressure at inlet measuring point adjusted for the elevation of the gauge.	$p_1$	$\text{N/m}^2$ ( $\text{lbf/in}^2$ )
5.4.3	Pressure at pump outlet	Gauge pressure at outlet measuring point adjusted for the elevation of the gauge.	$p_2$	$\text{N/m}^2$ ( $\text{lbf/in}^2$ )
5.5	Gravity and weight			
5.5.1	Gravity	Acceleration due to gravity at the place of testing (see Table II, Clause 8, Chapter II).	$g$	$\text{m/s}^2$ ( $\text{ft/s}^2$ )
5.5.2	Density of pumped water	Mass of unit volume of the pumped water.	$\rho$	$\text{kg/m}^3$ ( $\text{lb/ft}^3$ )
5.5.3	Density of ambient air	Mass of unit volume of ambient air.	$\rho_A$	$\text{kg/m}^3$ ( $\text{lb/ft}^3$ )

\* One can also use the bar as a unit of pressure, where 1 bar =  $10^5$  N/m<sup>2</sup>.

\*\* 1 lbf (pound force United Kingdom) = 4.448 newtons (N).

Terme		Définition	Symbole	Unité
5.5.4	Poids volumique <sup>1)</sup> apparent de l'eau	Poids apparent dans l'air de l'unité de volume de l'eau pompée $\gamma' = (\rho - \rho_A) g$	$\gamma'$	N/m <sup>3</sup> (lbf/ft <sup>3</sup> )
5.5.5	Poids volumique de l'eau	Poids de l'unité de volume de l'eau pompée $\gamma = \rho g$	$\gamma$	N/m <sup>3</sup> (lbf/ft <sup>3</sup> )
5.6	<i>Hauteur ou charge et énergie spécifique</i>	La charge ou « hauteur » représente l'énergie par unité de masse du fluide et l'énergie spécifique est l'énergie par unité de masse.	$h$ $e$	m (ft) J/kg
5.6.1.1	Hauteur manométrique (ou charge de pression)	Hauteur d'eau qui est équivalente à la pression manométrique en un point quelconque du circuit hydraulique $h_p = a + p_g/\gamma$ avec $a$ tel que défini au paragraphe 5.6.9. Quand la hauteur manométrique $h_p$ en un point est négative, sa valeur absolue est la valeur du vide en ce point.	$h_p$	m (ft)
5.6.1.2	Enthalpie spécifique relative	Somme de l'énergie spécifique élastique et de l'énergie spécifique interne à une température donnée et à une pression donnée (correspond à la hauteur manométrique du paragraphe 5.6.1.1) $e_p = g h_p$	$e_p$	J/kg (ft·lbf/lb) ou m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.2.1	Hauteur dynamique (ou charge due à la vitesse)	Hauteur due à la pression dynamique de l'eau qui est équivalente au carré de la vitesse moyenne divisé par deux fois l'accélération de la pesanteur $h_v = \frac{v^2}{2g}$	$h_v$	m (ft)
5.6.2.2	Energie cinétique spécifique	Moitié du carré de la vitesse moyenne de l'eau (correspond à la hauteur dynamique du paragraphe 5.6.2.1) $e_v = \frac{v^2}{2} = g h_v$	$e_v$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.3.1	Hauteur potentielle (ou charge de position)	Altitude d'un point de mesure au-dessus d'un niveau de référence.	$z$	m (ft)
5.6.3.2	Energie potentielle spécifique	Produit de l'altitude d'un point au-dessus d'un niveau de référence par la valeur de l'accélération de la pesanteur en ce point <sup>2)</sup> (correspond à la hauteur potentielle du paragraphe 5.6.3.1) $e_z = g \cdot z$	$e_z$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.4.1	Hauteur totale (ou charge énergétique totale)	Somme de la hauteur manométrique, de la hauteur dynamique et de la hauteur potentielle en un point donné $h_t = h_p + h_v + z$	$h_t$	m (ft)
5.6.4.2	Enthalpie spécifique totale	Energie contenue dans l'unité de masse de l'eau. Somme de l'enthalpie spécifique relative, de l'énergie cinétique spécifique et de l'énergie potentielle spécifique (correspond au paragraphe 5.6.4.1) $e_t = e_p + e_v + e_z = g h_t$	$e_t$	J/kg (ft·lbf/lb)

<sup>1)</sup> Dans les circuits d'essai « ouverts », où il existe un plan d'eau à surface libre au-dessus et en dessous du modèle réduit,  $\gamma'$  est utilisé au lieu de  $\gamma$  dans la relation pour  $h_p$  donnée au paragraphe 5.6.1.1. Pour des hauteurs supérieures à 200 m, il est nécessaire de tenir compte de la compressibilité de l'eau par le remplacement de  $\gamma$  par:  $\frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}$ ,  $\gamma_1$  et  $\gamma_2$  étant les valeurs de  $\gamma$ , respectivement dans la section d'entrée et dans la section de sortie.

<sup>2)</sup> Pour les besoins de ce code, les variations locales de  $g$  en fonction de  $z$  peuvent être considérées comme négligeables.

Term		Definition	Symbol	Units
5.5.4	Apparent weight <sup>1)</sup> density of water	Apparent weight in air of unit volume of the pumped water $\gamma' = (\rho - \rho_A) g$	$\gamma'$	N/m <sup>3</sup> (lbf/ft <sup>3</sup> )
5.5.5	Weight density of water	Weight of unit volume of the pumped water $\gamma = \rho g$	$\gamma$	N/m <sup>3</sup> (lbf/ft <sup>3</sup> )
5.6	<i>Head and specific energy</i>	Head represents energy per unit weight of fluid and specific energy is energy per unit mass.	$h$ $e$	m (ft) J/kg
5.6.1.1	Gauge pressure head	Head of water equivalent to the gauge pressure at any point in the system $h_p = a + p_g/\gamma$ where $a$ is as in Sub-clause 5.6.9. When the gauge pressure head $h_p$ at a point is negative, its absolute value is the vacuum value at this point.	$h_p$	m (ft)
5.6.1.2	Specific relative enthalpy	Sum of the specific elastic energy and the specific internal energy at a given temperature and pressure (corresponds to pressure head of Sub-clause 5.6.1.1) $e_p = g h_p$	$e_p$	J/kg (ft·lbf/lb) or m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.2.1	Velocity head	Dynamic pressure head of water equivalent to the square of the mean velocity divided by twice the acceleration of gravity $h_v = \frac{v^2}{2g}$	$h_v$	m (ft)
5.6.2.2	Specific kinetic energy	Half of the square of the mean water velocity (corresponds to velocity head of Sub-clause 5.6.2.1) $e_v = \frac{v^2}{2} = g h_v$	$e_v$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.3.1	Potential head	Elevation of a measuring point relative to a given datum.	$z$	m (ft)
5.6.3.2	Specific potential energy	Product of the elevation of a point relative to a given reference level and the local acceleration of gravity <sup>2)</sup> (corresponds to potential head of Sub-clause 5.6.3.1) $e_z = g \cdot z$	$e_z$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.4.1	Total head	Sum of pressure head, velocity head and potential head at a given point $h_t = h_p + h_v + z$	$h_t$	m (ft)
5.6.4.2	Specific total enthalpy	Energy content per unit mass of water. Sum of the specific relative enthalpy, the specific kinetic energy and the specific potential energy (corresponds to Sub-clause 5.6.4.1) $e_t = e_p + e_v + e_z = g h_t$	$e_t$	J/kg (ft·lbf/lb)

<sup>1)</sup> In "open" test circuits, where there is a free water surface above and below the model,  $\gamma'$  is used instead of  $\gamma$  in the relation for  $h_p$  in Sub-clause 5.6.1.1. For heads over 200 m, it is necessary to allow for compressibility of water by replacing  $\gamma$  by:  $\frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}$ , where  $\gamma_1$  and  $\gamma_2$  are the values of  $\gamma$  at the pump inlet and pump outlet, respectively.

<sup>2)</sup> For the purpose of this code, local variations of  $g$  versus  $z$  can be regarded as negligible.

Terme	Définition	Symbole	Unité
5.6.5.1	<p>Hauteur totale d'élévation de la pompe (ou gain de charge totale de la pompe)</p> <p>Hauteur totale produite par la pompe, c'est-à-dire différence entre la hauteur totale à la sortie (ou charge énergétique totale à la sortie) et la hauteur totale à l'entrée (ou charge énergétique totale à l'entrée)</p> $H = h_{t2} - h_{t1}$ <p>(Voir les figures 1, 2 et 3, pages 126 et 127.) ainsi:</p> $H = (z_2 + h_{p2} + h_{v2}) - (z_1 + h_{p1} + h_{v1})$ <p>ou bien, dans le cas de la figure 3,</p> $H = (z_2 + a_2) - (z_1 + a_1) + \frac{(p_{g2} - p_{g1})}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$	$H$	m (ft)
5.6.5.2	<p>Enthalpie totale ajoutée par la pompe</p> <p>Différence entre l'enthalpie spécifique totale à la sortie et à l'entrée de la pompe (correspond au paragraphe 5.6.5.1)</p> $E = (e_{t2} - e_{t1}) = g \cdot H^*$ $= e_{z2} - e_{z1} + e_{v2} - e_{v1} + (e_{p2} - e_{p1})_{is}$	$E$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.6.1	<p>Hauteur totale de garantie</p> <p>Hauteur totale d'élévation de la pompe à la vitesse de rotation de garantie et/ou au débit spécifié, pour lesquels la pompe est commandée.</p>	$H_g$	m (ft)
5.6.6.2	<p>Enthalpie totale ajoutée de garantie</p> <p>Enthalpie totale spécifique ajoutée correspondant au paragraphe 5.6.6.1</p> $E_r = g H_r$	$E_r$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.7.1	<p>Hauteur totale d'élévation à débit nul</p> <p>Hauteur totale de la pompe à la vitesse de rotation de garantie avec le refoulement obturé, c'est-à-dire quand <math>Q = 0</math> pour la disposition spécifiée des directrices mobiles et des aubes de la roue.</p>	$H_0$	m (ft)
5.6.7.2	<p>Enthalpie totale ajoutée par la pompe à débit nul</p> <p>Enthalpie totale spécifique ajoutée correspondant au paragraphe 5.6.7.1</p> $E_0 = g H_0$	$E_0$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.8.1	<p>Perte de charge</p> <p>Diminution de la charge énergétique totale (paragraphe 5.6.4.1) entre deux sections quelconques.</p>	$H_L$	m (ft)
5.6.8.2	<p>Perte d'énergie spécifique</p> <p>Perte d'énergie spécifique correspondant au paragraphe 5.6.8.1</p> $E_L = g H_L$	$E_L$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.9	<p>Position de l'instrument de mesure</p> <p>Altitude du repère d'étalonnage de l'instrument de mesure par rapport à la position du point de mesure.</p>	$a$	m (ft)
5.6.10.1	<p>Hauteur barométrique (ou charge barométrique)</p> <p>Pression barométrique exprimée en hauteur d'une colonne d'eau à la température de l'eau pompée.</p>	$h_b$	m (ft)
5.6.10.2	<p>Energie spécifique barométrique</p> <p>Energie spécifique correspondant au paragraphe 5.6.10.1</p> $e_b = g h_b$	$e_b$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.11.1	<p>Hauteur due à la pression de vapeur</p> <p>Hauteur d'une colonne d'eau à la température de l'eau pompée équivalant à la pression de vapeur de l'eau pompée (voir le tableau III, article 9, chapitre II).</p>	$h_{va}$	m (ft)
5.6.11.2	<p>Energie spécifique correspondant à la pression de vapeur</p> <p>Energie spécifique correspondant au paragraphe 5.6.11.1</p> $e_{va} = g h_{va}$	$e_{va}$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )

\* Dans ce code, on peut approximativement écrire que :

$$(e_{p2} - e_{p1})_{is} = B_1 (p_2 - p_1) \approx B_2 (p_2 - p_1)$$

où  $B_1$  est une fonction et  $B_2$  une constante approximative obtenues à partir de données thermodynamiques et où  $(e_{p2} - e_{p1})$  est l'accroissement d'enthalpie spécifique de l'eau lors d'une compression isentropique entre les pressions  $p_1$  et  $p_2$ .

Term	Definition	Symbol	Units
5.6.5.1	<p>Pump head</p> <p>Total head produced by the pump, i.e. difference between total head at outlet and total head at inlet</p> $H = h_{t2} - h_{t1}$ <p>(See Figures 1, 2 and 3, pages 126 and 127.) thus:</p> $H = (z_2 + h_{p2} + h_{v2}) - (z_1 + h_{p1} + h_{v1})$ <p>or else, corresponding to Figure 3,</p> $H = (z_2 + a_2) - (z_1 + a_1) + \frac{(p_{g2} - p_{g1})}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$	$H$	m (ft)
5.6.5.2	<p>Pump total enthalpy rise</p> <p>Difference between the specific total enthalpy at the outlet and at the inlet of the pump (corresponds to Sub-clause 5.6.5.1)</p> $E = (e_{t2} - e_{t1}) = g \cdot H^*$ $= e_{z2} - e_{z1} + e_{v2} - e_{v1} + (e_{p2} - e_{p1})_{is}$	$E$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.6.1	<p>Rated pump head</p> <p>Total head at rated speed and/or specified discharge for which pump is ordered.</p>	$H_r$	m (ft)
5.6.6.2	<p>Rated total enthalpy rise</p> <p>Specific total enthalpy rise corresponding to Sub-clause 5.6.6.1</p> $E_r = g H_r$	$E_r$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.7.1	<p>Zero discharge pump head</p> <p>Pump head at rated speed with outlet shut off, i.e. when <math>Q = 0</math> for specified guide vane and impeller blade setting.</p>	$H_0$	m (ft)
5.6.7.2	<p>Zero discharge pump specific total enthalpy rise</p> <p>Specific total enthalpy rise corresponding to Sub-clause 5.6.7.1</p> $E_0 = g H_0$	$E_0$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.8.1	<p>Loss of head</p> <p>Loss of total head (Sub-clause 5.6.4.1) between any two sections.</p>	$H_L$	m (ft)
5.6.8.2	<p>Loss of specific energy</p> <p>Loss of specific energy corresponding to Sub-clause 5.6.8.1</p> $E_L = g H_L$	$E_L$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.9	<p>Height of measuring instrument</p> <p>Elevation for which measuring instrument is calibrated above location of measuring point.</p>	$a$	m (ft)
5.6.10.1	<p>Barometric head</p> <p>Barometric pressure expressed as a head of water at the pumped water temperature.</p>	$h_b$	m (ft)
5.6.10.2	<p>Barometric specific energy</p> <p>Specific energy corresponding to Sub-clause 5.6.10.1</p> $e_b = g h_b$	$e_b$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.11.1	<p>Vapour pressure head</p> <p>Vapour pressure expressed as a head of water at the pumped water temperature (see Table III, Clause 9, Chapter II).</p>	$h_{va}$	m (ft)
5.6.11.2	<p>Vapour pressure specific energy</p> <p>Specific energy corresponding to Sub-clause 5.6.11.1</p> $e_{va} = g h_{va}$	$e_{va}$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )

\* In this code, one can write approximately that:

$$(e_{p2} - e_{p1})_{is} = B_1(p_2 - p_1) \approx B_2(p_2 - p_1)$$

where  $B_1$  is a function and  $B_2$  an approximated constant obtained from thermodynamic data and where  $(e_{p2} - e_{p1})_{is}$  is the increase in specific enthalpy of the water for an isentropic compression between  $p_1$  and  $p_2$ .

Terme	Définition	Symbole	Unité
5.6.12.1 Hauteur géométrique d'aspiration	<p>Hauteur <math>h_s</math> du point de référence de la roue du 1<sup>er</sup> étage de pression, suivant la figure 4, page 127, au-dessus de la surface du plan d'eau à l'entrée de la pompe. Si, comme cela est le cas dans de nombreuses installations d'essai, ce plan d'eau n'existe pas, <math>h_s</math> est alors égal à la somme, changée de signe, de la hauteur totale à l'entrée de la pompe comptée par rapport au niveau de référence (figure 4) et de la perte de charge <math>H_{LS}</math> entre l'endroit où la surface du plan d'eau devrait normalement être située et la section d'entrée de la pompe</p> $h_s = -(h_{p1} + h_{v1} + H_{LS})$ <p>(pour que <math>h_s</math> soit positif, il faut que <math>h_{p1}</math> soit négatif, c'est-à-dire que la section d'entrée soit sous vide (voir le paragraphe 5.6.1.1)) au niveau de référence (figure 4) et que la valeur de ce vide soit supérieure à la somme de <math>h_{v1} + H_{LS}</math>. Dans le cas du modèle réduit, <math>H_{LS}</math> peut être assez petit pour être négligé.</p>	$h_s$	m (ft)
5.6.12.2 Energie spécifique correspondant à la hauteur d'aspiration	<p>Energie spécifique correspondant au paragraphe 5.6.12.1</p> $e_s = g \cdot h_s$	$e_s$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.13.1 Charge nette positive à l'aspiration (NPSH)	<p>Hauteur totale absolue à l'entrée de la pompe par rapport au niveau de référence suivant la figure 4, diminuée de la hauteur due à la pression de vapeur</p> $\begin{aligned} \text{NPSH} &= h_b + h_{p1} + h_{v1} - h_{va} \\ &= h_b - h_{va} - h_s - H_{LS} \end{aligned}$ <p>où <math>H_{LS}</math> est la perte de charge définie au paragraphe 5.6.12.1.</p>	NPSH	m (ft)
5.6.13.2 Energie spécifique nette positive à l'aspiration	<p>Energie spécifique correspondant au paragraphe 5.6.13.1</p> $E_H = g (\text{NPSH})$	$E_H$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
5.6.14.1 Hauteur totale maximale spécifiée	<p>Hauteur totale maximale en régime permanent et à la vitesse de rotation de garantie.</p>	$H_{max}$	m (ft)
5.6.14.2 Enthalpie totale maximale ajoutée par la pompe	<p>Enthalpie totale maximale ajoutée par la pompe, en régime permanent et à la vitesse de rotation de garantie (correspond au paragraphe 5.6.14.1).</p>	$E_{max}$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.15.1 Hauteur totale minimale spécifiée	<p>Hauteur totale minimale en régime permanent et à la vitesse de rotation de garantie.</p>	$H_{min}$	m (ft)
5.6.15.2 Enthalpie totale minimale ajoutée par la pompe	<p>Enthalpie totale minimale ajoutée par la pompe, en régime permanent et à la vitesse de rotation de garantie (correspond au paragraphe 5.6.15.1).</p>	$E_{min}$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.7 <i>Puissance fournie et absorbée</i>			
5.7.1 Puissance fournie par la pompe (puissance en eau montée)	<p>Puissance hydraulique communiquée à l'eau refoulée par la pompe</p> $\begin{aligned} P_h &= \rho g QH \cdot 10^{-3} \\ \text{ou} \\ P_h &= \rho QE \cdot 10^{-3} \end{aligned} \left\{ \begin{array}{l} \text{Système} \\ \text{international} \\ \text{d'unités (S.I.)} \end{array} \right.$ <p>(<math>P_h = 0,001\,356 \gamma QH</math> dans le système pied-livre-seconde)</p>	$P_h$	kW
5.7.2 Puissance absorbée par la pompe	<p>Puissance mécanique fournie à la pompe y compris toutes les pertes dans les paliers et les garnitures de sortie d'arbre dues à la pompe.</p>	$P$	kW
5.7.3 Pertes mécaniques	<p>Pertes de puissance mécanique absorbées par les paliers et les garnitures de sortie d'arbre.</p>	$P_m$	kW
5.7.4 Puissance absorbée par le rotor interne	<p>Puissance mécanique fournie au rotor interne</p> $P' = P - P_m$	$P'$	kW

Term	Definition	Symbol	Units
5.6.12.1	<p>Head <math>h_s</math> of the reference point of the first stage impeller according to Figure 4, page 127, above the free water surface of the inlet side of the pump. If, as in the case of many test installations, there is no free water surface, <math>h_s</math> is then equal to the sum, with the sign changed, of the total head at inlet to the pump, making allowance for the reference level (Figure 4), and of the head loss <math>H_{LS}</math> between where the free water surface would normally be and the pump inlet reference point</p> $h_s = -(h_{p1} + h_{v1} + H_{LS})$ <p>(in order that <math>h_s</math> be positive, it is necessary for <math>h_{p1}</math> to be negative, i.e. the pump inlet should be under vacuum (see Sub-clause 5.6.1.1)) with respect to the reference level (Figure 4), and that the value of this vacuum should be greater than the sum of <math>h_{v1} + H_{LS}</math>. For the model, <math>H_{LS}</math> may be so small as to be negligible.</p>	$h_s$	m (ft)
5.6.12.2	<p>Specific energy corresponding to Sub-clause 5.6.12.1</p> $e_s = g \cdot h_s$	$e_s$	$m^2/s^2$ ( $ft^2/s^2$ )
5.6.13.1	<p>Absolute total head at inlet to pump referred to the reference level according to Figure 4 minus vapour pressure head</p> $\begin{aligned} \text{NPSH} &= h_b + h_{p1} + h_{v1} - h_{va} \\ &= h_b - h_{va} - h_s - H_{LS} \end{aligned}$ <p>where <math>H_{LS}</math> is the head loss as defined in Sub-clause 5.6.12.1.</p>	NPSH	m (ft)
5.6.13.2	<p>Specific energy corresponding to Sub-clause 5.6.13.1</p> $E_H = g (\text{NPSH})$	$E_H$	$m^2/s^2$ ( $ft^2/s^2$ )
5.6.14.1	<p>Maximum steady state pump total head at the rated speed.</p>	$H_{max}$	m (ft)
5.6.14.2	<p>Maximum steady state pump total enthalpy rise at the rated speed (corresponds to Sub-clause 5.6.14.1).</p>	$E_{max}$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.6.15.1	<p>Minimum steady state pump total head at the rated speed.</p>	$H_{min}$	m (ft)
5.6.15.2	<p>Minimum steady state pump total enthalpy rise at the rated speed (corresponds to Sub-clause 5.6.15.1).</p>	$E_{min}$	J/kg (ft·lbf/lb)
5.7	<p><i>Output and input</i></p>		
5.7.1	<p>Hydraulic power imparted to discharge water by pump</p> $\begin{aligned} P_h &= \rho g QH \cdot 10^{-3} \\ \text{or} \\ P_h &= \rho QE \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \text{International} \\ \text{System of} \\ \text{Units (S.I.)} \end{array} \right\}$ <p>(<math>P_h = 0.001\ 356\ \gamma\ QH</math> ft·lb·s units)</p>	$P_h$	kW
5.7.2	<p>Mechanical power supplied to pump including all bearing and seal losses due to the pump.</p>	$P$	kW
5.7.3	<p>Mechanical power losses absorbed in bearings and shaft seals.</p>	$P_m$	kW
5.7.4	<p>Net mechanical power supplied to impeller</p> $P' = P - P_m$	$P'$	kW

Terme		Définition	Symbole	Unité
5.7.5	Puissance absorbée garantie	Puissance absorbée par la pompe à la vitesse de rotation de garantie et à la hauteur totale d'élevation de garantie et/ou au débit garanti.	$P_r$	kW
5.7.6	Puissance absorbée à débit nul	Puissance absorbée par la pompe à la vitesse de rotation de garantie, le refoulement étant obturé et cela pour la disposition spécifiée des directrices mobiles et des aubes de la roue.	$P_0$	kW
5.7.7	Puissance maximale absorbée par la pompe	Puissance maximale absorbée en régime permanent qui peut être rencontrée dans les conditions stipulées au contrat.	$P_{max}$	kW
5.7.8	Couple d'entraînement	Couple appliqué à l'arbre de la pompe correspondant à la puissance absorbée par celle-ci $T = \frac{60 P \times 1000}{2\pi n}$	$T$	Nm (lbf·ft)
5.7.9	Puissance fournie par la roue (ou les roues)	Puissance hydraulique transmise à l'eau par la roue (ou les roues), définie comme suit: $P'_h = \rho g (Q + q) H 10^{-3}$ $P'_h = \rho (Q + q) E 10^{-3}$ $P'_h = 0,001 356 \gamma (Q + q) H$ les deux premières formules s'appliquant au système S.I. et la dernière au système pied-livre-seconde.	$P'_h$	kW
5.8	<i>Pertes et rendement</i>			
5.8.1	Rendement global de la pompe	Quotient de la puissance fournie par la pompe par la puissance absorbée par celle-ci pour une hauteur totale d'élevation déterminée ou un débit déterminé $\eta = \frac{P_h}{P}$	$\eta$	
5.8.2	Rendement moyen pondéré de la pompe	Rendement moyen pondéré calculé à partir des valeurs isolées $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ correspondant aux valeurs de garantie de la hauteur totale d'élevation ou du débit avec les coefficients de pondération respectifs $w_1, w_2, w_3 \dots$ convenus pour ces hauteurs totales d'élevation ou ces débits, au moyen de la relation $\eta_w = \frac{w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_3 \eta_3 + \dots}{w_1 + w_2 + w_3 + \dots}$	$\eta_w$	
5.8.3	Rendement moyen arithmétique de la pompe	Rendement moyen pondéré défini au paragraphe 5.8.2 avec $w_1 = w_2 = w_3 = \dots = 1$	$\eta_a$	
5.8.4	Rendement moyen planimétré de la pompe	Ordonnée moyenne de la courbe de rendement dans les limites de l'intervalle couvert par la garantie.	$\eta_{pl}$	
5.8.5	Rendement mécanique	Rapport de la puissance absorbée par le rotor interne à la puissance absorbée par la pompe $\eta_m = \frac{P'}{P} = \frac{P - P_m}{P}$	$\eta_m$	
5.8.6	Rendement hydraulique <sup>1)</sup>	Rapport de la puissance fournie par la roue (ou les roues) (voir le paragraphe 5.7.9) à la puissance absorbée par le rotor interne (voir le paragraphe 5.7.4) $\eta_h = \frac{P'_h}{P'}$	$\eta_h$	

<sup>1)</sup> Le rendement hydraulique  $\eta_h$  défini ci-dessus diffère de celui qui peut s'appeler « rendement hydraulique interne » utilisé parfois dans la pratique des pompes. Il y a aussi une différence correspondante entre  $\eta_m$  tel que défini ci-dessus et celui qui est en rapport avec le « rendement hydraulique interne ». Quoi qu'il en soit les définitions ci-dessus sont commodes pour tenir compte séparément de la perte par fuite volumétrique  $q$ , et ont l'avantage de donner la relation simple :  $\eta = \eta_h \eta_m \eta_v$  dans laquelle le rendement volumétrique  $\eta_v = \frac{Q}{Q + q}$ .

Term	Definition	Symbol	Units
5.7.5	Guaranteed pump input	$P_r$	kW
5.7.6	Zero discharge input	$P_0$	kW
5.7.7	Maximum pump input	$P_{max}$	kW
5.7.8	Input torque	$T$	Nm (lbf-ft)
5.7.9	Power supplied by impeller(s)	$P'_h$	kW
5.8	<i>Losses and efficiency</i>		
5.8.1	Overall pump efficiency	$\eta$	
5.8.2	Pump weighted average efficiency	$\eta_w$	
5.8.3	Pump arithmetical average efficiency	$\eta_a$	
5.8.4	Pump planimetric average efficiency	$\eta_{pl}$	
5.8.5	Mechanical efficiency	$\eta_m$	
5.8.6	Hydraulic efficiency <sup>1)</sup>	$\eta_h$	

<sup>1)</sup> Hydraulic efficiency  $\eta_h$  defined above differs from the so-called "inner hydraulic efficiency" sometimes used in pump practice. There is also a corresponding difference between  $\eta_m$  as defined above and that consistent with "inner hydraulic efficiency". However, the above definitions are convenient for separate allowance for volumetric leakage loss  $q$ , and have the advantage of giving the simple relationship  $\eta = \eta_h \eta_m \eta_v$  where the volumetric efficiency  $\eta_v = \frac{Q}{Q + q}$ .

Terme		Définition	Symbole	Unité
5.9	<i>Vitesse de rotation</i>	Nombre de tours par unité de temps.	$n$ $\omega$ $f$	tr/min rad/s tr/s (Hz)
5.9.1	Vitesse de rotation de garantie de la pompe	Vitesse de rotation à laquelle il est spécifié que la pompe doit tourner quand elle fonctionne au débit garantie et/ou à la hauteur totale de garantie.	$n_T$	tr/min
5.9.2	Vitesse maximale d'emballlement au dévirage	Vitesse de rotation maximale à la hauteur totale spécifiée (dans le sens de rotation du fonctionnement en turbine) atteinte quand l'alimentation du moteur est coupée.	$n_R$	tr/min
5.10	<i>Cavitation</i>	Formation de bulles de vapeur et de gaz due à la chute locale de pression et leur résorption brutale consécutive (voir le chapitre XI).		
5.10.1	Erosion par cavitation	Erosion de la matière résultant de la cavitation.		
5.10.2	Coefficient de cavitation	Rapport de la charge nette positive à l'aspiration (voir le paragraphe 5.6.13) à la hauteur totale d'élévation du premier étage de pression $H_F$ (voir le paragraphe 5.6.5.1) à un point de fonctionnement spécifié, par exemple à la hauteur totale de garantie:  $\sigma = \frac{h_b - h_s - h_{va} - H_{1s}}{H_F} = \frac{NPSH}{H_F}$	$\sigma$	
5.11	<i>Lettres majuscules en indice</i>			
	Machine industrielle	Indiquée par l'indice P, par exemple rendement de la machine industrielle: $\eta_P$	P	
	Modèle réduit	Indiqué par l'indice M, par exemple rendement du modèle réduit: $\eta_M$	M	
	Fonctionnement à l'emballlement au dévirage	Indiqué par l'indice R, par exemple: $n_R$	R	

## 6. Clarification

Les termes, définitions, symboles et unités utilisés pour les essais doivent être conformes aux indications de l'article 5 précédemment énuméré, exception faite seulement dans la mesure où elles ont été modifiées ou précisées par écrit d'un commun accord entre les parties contractantes avant le commencement des essais.

## 7. Masse volumique de l'eau

La variation avec la température de la masse volumique  $\rho$  de l'eau pure distillée à la pression absolue de 1 bar est donnée dans le tableau IA.

Pour des buts pratiques, il est préférable de prélever des échantillons de l'eau réellement utilisée dans le circuit d'essai et de mesurer sa masse volumique avec un hydromètre de précision ou une bouteille de mesure de densité relative.

Le poids volumique est  $\gamma = \rho g \text{ N/m}^3 \text{ (lbf/ft}^3\text{)}$ , la valeur de  $g$  étant celle donnée par le tableau II pour différentes latitudes et différentes altitudes au-dessus du niveau de la mer.

Term		Definition	Symbol	Units
5.9	<i>Rotational speed</i>	Number of revolutions per unit time.	$n$ $\omega$ $f$	rev/min rad/s rev/s (Hz)
5.9.1	Rated pump speed	Speed at which the pump is specified to run when operating at guaranteed discharge and/or rated head.	$n_T$	rev/min
5.9.2	Maximum reverse runaway speed	Maximum speed (in the turbine direction) at specified head, attained when the motor is disconnected.	$n_R$	rev/min
5.10	<i>Cavitation</i>	Formation of vapour and gas bubbles due to local pressure drop and their subsequent collapse (see Chapter XI).		
5.10.1	Cavitation erosion	Erosion of material caused by cavitation.		
5.10.2	Cavitation factor	Ratio of net positive suction head (see Sub-clause 5.6.13) to the first stage total head rise $H_F$ (see Sub-clause 5.6.5.1) at a defined operating point, e.g. rated head:  $\sigma = \frac{h_b - h_s - h_{va} - H_{LS}}{H_F} = \frac{\text{NPSH}}{H_F}$	$\sigma$	
5.11	<i>Subscripts in capital letters</i>			
	Prototype	Denoted by subscript P, e.g. prototype efficiency: $\eta_P$	P	
	Model	Denoted by subscript M, e.g. model efficiency: $\eta_M$	M	
	Reverse runaway conditions	Denoted by subscript R, e.g. $n_R$	R	

## 6. Clarification

The terms, definitions, symbols and units used in the tests shall be in accordance with Clause 5 above, except in so far as they shall have been modified or clarified by written agreement between the contracting parties prior to the beginning of the tests.

## 7. Density of water

The variation with temperature of density  $\rho$  of pure distilled water at 1 bar absolute pressure is given in Table IA.

For practical purposes, it is preferable to take samples of the actual water in the test circuit and to measure its density by precision hydrometer or relative density bottle.

The weight density is  $\gamma = \rho g \text{ N/m}^3 \text{ (lbf/ft}^3\text{)}$ , where  $g$  is given in Table II for various latitudes and heights above sea level.

TABLEAU IA  
Masse volumique de l'eau pure

Température °C	Masse volumique $\rho$	
	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>
0	999,87	62,42
4	1 000,00	62,43
10	999,73	62,41
15	999,13	62,38
20	998,23	62,32
25	997,08	62,25
30	995,68	62,16
35	994,07	62,06
40	992,25	61,95

Facteurs de conversion: 1 lb/ft<sup>3</sup> = 16,0185 kg/m<sup>3</sup>.  
1 kg/m<sup>3</sup> = 0,062 4278 lb/ft<sup>3</sup>.

La masse volumique de l'air sec  $\rho_A$  est donnée par l'expression suivante:

$$\rho_A = \frac{1,293}{(1 + 0,003\ 67\ t) (h_b/1\ 013)} \text{ kg/m}^3$$

dans laquelle  $t$  est la température de l'air en degrés Celsius et  $h_b$  est la pression barométrique en millibar.

Des valeurs caractéristiques pour  $\rho_A$  sont données dans le tableau IB. La correction pour l'air humide introduit une différence négligeable dans la valeur de  $\rho'$  pour l'eau.

TABLEAU IB  
Masse volumique de l'air sec  $\rho_A$

Température de l'air °C	Pression barométrique $h_b$ en millibar					
	1 000		1 013		1 030	
	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup> × 10 <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup> × 10 <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup> × 10 <sup>2</sup>
0	1,276	7,966	1,293	8,072	1,314	8,204
2	1,267	7,910	1,284	8,016	1,305	8,147
4	1,258	7,854	1,274	7,954	1,296	8,091
6	1,248	7,791	1,265	7,900	1,285	8,022
8	1,240	7,741	1,256	7,841	1,277	7,973
10	1,231	7,685	1,247	7,785	1,268	7,916
12	1,222	7,629	1,238	7,729	1,259	7,860
14	1,214	7,580	1,230	7,679	1,250	7,804
16	1,205	7,523	1,221	7,623	1,241	7,748
18	1,197	7,473	1,213	7,573	1,233	7,698
20	1,189	7,423	1,205	7,523	1,225	7,648
22	1,181	7,373	1,196	7,467	1,216	7,592
24	1,173	7,323	1,188	7,417	1,208	7,542
26	1,165	7,273	1,180	7,367	1,200	7,492
28	1,157	7,223	1,173	7,323	1,192	7,442
30	1,149	7,173	1,165	7,273	1,184	7,392

### 8. Accélération due à la gravité

La variante de  $g$ , accélération due à la gravité, en fonction de la latitude terrestre ( $\varphi$ ) et de l'altitude au-dessus du niveau moyen de la mer ( $Z$ ), est donnée dans le tableau II.

TABLE IA  
Density of pure water

Temperature °C	Density $\rho$	
	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>
0	999.87	62.42
4	1 000.00	62.43
10	999.73	62.41
15	999.13	62.38
20	998.23	62.32
25	997.08	62.25
30	995.68	62.16
35	994.07	62.06
40	992.25	61.95

Conversion factors: 1 lb/ft<sup>3</sup> = 16.0185 kg/m<sup>3</sup>.  
1 kg/m<sup>3</sup> = 0.062 4278 lb/ft<sup>3</sup>.

The density of dry air  $\rho_A$  is given by the following expression:

$$\rho_A = \frac{1.293}{(1 + 0.003\ 67\ t) (h_b/1\ 013)} \text{ kg/m}^3$$

where  $t$  is the air temperature in degrees Celsius and  $h_b$  is the barometric pressure in millibar.

Typical values of  $\rho_A$  are given in Table IB. The correction for damp air makes a negligible difference to  $\rho'$  for water.

TABLE IB  
Density of dry air  $\rho_A$

Air temperature °C	Barometric pressure $h_b$ in millibar					
	1 000		1 013		1 030	
	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup> × 10 <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup> × 10 <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup> × 10 <sup>2</sup>
0	1.276	7.966	1.293	8.072	1.314	8.204
2	1.267	7.910	1.284	8.016	1.305	8.147
4	1.258	7.854	1.274	7.954	1.296	8.091
6	1.248	7.791	1.265	7.900	1.285	8.022
8	1.240	7.741	1.256	7.841	1.277	7.973
10	1.231	7.685	1.247	7.785	1.268	7.916
12	1.222	7.629	1.238	7.729	1.259	7.860
14	1.214	7.580	1.230	7.679	1.250	7.804
16	1.205	7.523	1.221	7.623	1.241	7.748
18	1.197	7.473	1.213	7.573	1.233	7.698
20	1.189	7.423	1.205	7.523	1.225	7.648
22	1.181	7.373	1.196	7.467	1.216	7.592
24	1.173	7.323	1.188	7.417	1.208	7.542
26	1.165	7.273	1.180	7.367	1.200	7.492
28	1.157	7.223	1.173	7.323	1.192	7.442
30	1.149	7.173	1.165	7.273	1.184	7.392

### 8. Acceleration due to gravity

Variation of  $g$ , the acceleration due to gravity, with earth latitude ( $\phi$ ) and height above mean sea level ( $Z$ ) is given in Table II.

TABLEAU II

Accélération  $g$  due à la gravité

Latitude $\varphi$ degrés	Altitude $Z$ en mètres (ft) au-dessus du niveau moyen de la mer							
	0	(0)	1 000	(3 281)	2 000	(6 562)	4 000	(13 124)
	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>
0	9,780	32,09	9,777	32,08	9,774	32,07	9,768	32,05
10	9,782	32,09	9,779	32,08	9,776	32,08	9,770	32,06
20	9,786	32,11	9,783	32,10	9,780	32,09	9,774	32,07
30	9,793	32,13	9,790	32,12	9,787	32,11	9,781	32,10
40	9,802	32,16	9,799	32,15	9,796	32,14	9,789	32,12
50	9,811	32,19	9,808	32,18	9,804	32,17	9,798	32,15
60	9,819	32,22	9,816	32,21	9,813	32,20	9,807	32,18
70	9,826	32,24	9,823	32,23	9,820	32,22	9,814	32,20

Le tableau ci-dessus est déduit de la formule:

$$g = 9,806\ 17 (1 - 2,64 \cdot 10^{-3} \cos 2\varphi + 7 \cdot 10^{-6} \cos^2 2\varphi) - 3,086 \cdot 10^{-6} \cdot Z$$

La valeur normale internationale de  $g$  est 9,806 65 m/s<sup>2</sup>.

9. Pression de vapeur de l'eau distillée

La variation de  $h_{va}$  — pression de vapeur de l'eau distillée — en fonction de la température est donnée dans le tableau III.

TABLEAU III

Variation de  $h_{va}$  — pression de vapeur de l'eau distillée — en fonction de la température

Température °C	Pression de vapeur			
	Masse volumique de l'eau <sup>1)</sup> kg/m <sup>3</sup>	Bar <sup>2)</sup>	Mètres d'eau <sup>3)</sup>	Pieds d'eau <sup>3)</sup>
0	999,87	0,006 11	0,0623	0,204
1	999,93	0,006 57	0,0670	0,220
2	999,97	0,007 05	0,0719	0,236
3	999,99	0,007 58	0,0772	0,253
4	1 000,00	0,008 13	0,0829	0,272
5	999,99	0,008 72	0,0889	0,292
6	999,97	0,009 35	0,0953	0,313
7	999,93	0,010 01	0,1021	0,335
8	999,88	0,010 72	0,1093	0,359
9	999,81	0,011 47	0,1170	0,384
10	999,73	0,012 27	0,1252	0,411
11	999,63	0,013 12	0,1338	0,439
12	999,53	0,014 01	0,1430	0,469
13	999,40	0,014 97	0,1527	0,501
14	999,27	0,015 97	0,1630	0,535
15	999,13	0,017 04	0,1739	0,571
16	998,97	0,018 17	0,1855	0,609
17	998,80	0,019 36	0,1977	0,649
18	998,62	0,020 63	0,2106	0,691
19	998,43	0,021 96	0,2243	0,736

<sup>1)</sup> Extrait du *Chemical Engineer's Handbook*.

<sup>2)</sup> « Steam Tables » du N.E.L. (Naval Electronics Laboratory), 1964.

<sup>3)</sup> A la température  $P$  ambiante de l'eau.

TABLE II

Acceleration  $g$  due to gravity

Latitude $\phi$ degrees	Height $Z$ in metres (ft) above mean sea level															
	0		(0)		1 000		(3 281)		2 000		(6 562)		4 000		(13 124)	
	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	ft/s <sup>2</sup>
0	9.780	32.09	9.777	32.08	9.774	32.07	9.774	32.07	9.774	32.07	9.774	32.07	9.768	32.05	9.768	32.05
10	9.782	32.09	9.779	32.08	9.776	32.08	9.776	32.08	9.776	32.08	9.776	32.08	9.770	32.06	9.770	32.06
20	9.786	32.11	9.783	32.10	9.780	32.09	9.780	32.09	9.780	32.09	9.780	32.09	9.774	32.07	9.774	32.07
30	9.793	32.13	9.790	32.12	9.787	32.11	9.787	32.11	9.787	32.11	9.787	32.11	9.781	32.10	9.781	32.10
40	9.802	32.16	9.799	32.15	9.796	32.14	9.796	32.14	9.796	32.14	9.796	32.14	9.789	32.12	9.789	32.12
50	9.811	32.19	9.808	32.18	9.804	32.17	9.804	32.17	9.804	32.17	9.804	32.17	9.798	32.15	9.798	32.15
60	9.819	32.22	9.816	32.21	9.813	32.20	9.813	32.20	9.813	32.20	9.813	32.20	9.807	32.18	9.807	32.18
70	9.826	32.24	9.823	32.23	9.820	32.22	9.820	32.22	9.820	32.22	9.820	32.22	9.814	32.20	9.814	32.20

The above table is derived from the formula:

$$g = 9.806\ 17 (1 - 2.64 \cdot 10^{-3} \cos 2\phi + 7 \cdot 10^{-6} \cos^2 2\phi) - 3.086 \cdot 10^{-6} \cdot Z$$

The international standard value of  $g$  is 9.806 65 m/s<sup>2</sup>.

9. Vapour pressure of distilled water

Variation of  $h_{va}$  — the vapour pressure of distilled water — with temperature is given in Table III.

TABLE III

Variation of  $h_{va}$  — the vapour pressure of distilled water — with temperature

Temperature °C	Vapour pressure			
	Density of water <sup>1)</sup> kg/m <sup>3</sup>	Bar <sup>2)</sup>	Metres of water <sup>3)</sup>	Feet of water <sup>3)</sup>
0	999.87	0.006 11	0.0623	0.204
1	999.93	0.006 57	0.0670	0.220
2	999.97	0.007 05	0.0719	0.236
3	999.99	0.007 58	0.0772	0.253
4	1 000.00	0.008 13	0.0829	0.272
5	999.99	0.008 72	0.0889	0.292
6	999.97	0.009 35	0.0953	0.313
7	999.93	0.010 01	0.1021	0.335
8	999.88	0.010 72	0.1093	0.359
9	999.81	0.011 47	0.1170	0.384
10	999.73	0.012 27	0.1252	0.411
11	999.63	0.013 12	0.1338	0.439
12	999.53	0.014 01	0.1430	0.469
13	999.40	0.014 97	0.1527	0.501
14	999.27	0.015 97	0.1630	0.535
15	999.13	0.017 04	0.1739	0.571
16	998.97	0.018 17	0.1855	0.609
17	998.80	0.019 36	0.1977	0.649
18	998.62	0.020 63	0.2106	0.691
19	998.43	0.021 96	0.2243	0.736

<sup>1)</sup> Taken from *Chemical Engineer's Handbook*.  
<sup>2)</sup> N.E.L. (Naval Electronics Laboratory) Steam Tables, 1964.  
<sup>3)</sup> At ambient  $P$  temperature of water.

TABLEAU III (suite)

Variation de  $h_{va}$  — pression de vapeur de l'eau distillée — en fonction de la température

Température °C	Pression de vapeur			
	Masse volumique de l'eau <sup>1)</sup> kg/m <sup>3</sup>	Bar <sup>2)</sup>	Mètre d'eau <sup>3)</sup>	Pieds d'eau <sup>3)</sup>
20	998,23	0,023 37	0,2387	0,783
21	998,02	0,024 86	0,2540	0,833
22	997,81	0,026 42	0,2700	0,886
23	997,57	0,028 08	0,2870	0,942
24	997,33	0,029 82	0,3049	1,000
25	997,08	0,031 66	0,3238	1,062
26	996,82	0,033 60	0,3437	1,128
27	996,55	0,035 64	0,3647	1,197
28	996,27	0,037 78	0,3867	1,269
29	995,98	0,040 04	0,4100	1,345
30	995,68	0,042 42	0,4344	1,425
31	995,37	0,044 91	0,4601	1,510
32	995,06	0,047 54	0,4871	1,598
33	994,73	0,050 29	0,5155	1,691
34	994,40	0,053 18	0,5454	1,789
35	994,06	0,056 22	0,5767	1,892

<sup>1)</sup> Extrait du *Chemical Engineer's Handbook*.  
<sup>2)</sup> « Steam Tables » du N.E.L. (Naval Electronics Laboratory) 1964.  
<sup>3)</sup> A la température  $P$  ambiante de l'eau.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60317:1976

TABLE III (continued)  
Variation of  $h_{va}$  — the vapour pressure of distilled water — with temperature

Temperature °C	Vapour pressure			
	Density of water <sup>1)</sup> kg/m <sup>3</sup>	Bar <sup>2)</sup>	Metres of water <sup>3)</sup>	Feet of water <sup>3)</sup>
20	998.23	0.023 37	0.2387	0.783
21	998.02	0.024 86	0.2540	0.833
22	997.81	0.026 42	0.2700	0.886
23	997.57	0.028 08	0.2870	0.942
24	997.33	0.029 82	0.3049	1.000
25	997.08	0.031 66	0.3238	1.062
26	996.82	0.033 60	0.3437	1.128
27	996.55	0.035 64	0.3647	1.197
28	996.27	0.037 78	0.3867	1.269
29	995.98	0.040 04	0.4100	1.345
30	995.68	0.042 42	0.4344	1.425
31	995.37	0.044 91	0.4601	1.510
32	995.06	0.047 54	0.4871	1.598
33	994.73	0.050 29	0.5155	1.691
34	994.40	0.053 18	0.5454	1.789
35	994.06	0.056 22	0.5767	1.892

<sup>1)</sup> Taken from *Chemical Engineer's Handbook*.  
<sup>2)</sup> N.E.L. (Naval Electronics Laboratory) Steam Tables, 1964.  
<sup>3)</sup> At ambient *P* temperature of water.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:1978

## CHAPITRE III: NATURE ET ÉTENDUE DES GARANTIES TECHNIQUES

### 10. Généralités

Un contrat pour une pompe d'accumulation contient généralement des garanties principales de débit et de rendement de la pompe et des garanties complémentaires concernant la puissance maximale absorbée et quelquefois la hauteur totale à débit nul et la puissance absorbée à débit nul, la vitesse d'emballement au dévirage et l'érosion par cavitation.

Les essais de réception sur le modèle réduit ne sont valables que si la similitude géométrique est assurée entre le modèle réduit et la machine industrielle. Le contrat devra établir la procédure à adopter si les tolérances convenues d'un commun accord ou indiquées au chapitre IV, paragraphe 15.2.2 et 15.4, sont dépassées.

Les garanties concernant le fonctionnement hydraulique de la pompe ne peuvent être contrôlées que pour des conditions d'écoulement satisfaisantes à l'entrée et à la sortie de celle-ci durant les essais sur modèle réduit. L'influence des perturbations et l'existence des pertes, en amont et en aval de la pompe, ne peuvent normalement être imputées à celle-ci. Si l'installation de la machine industrielle est telle que des conditions satisfaisantes d'écoulement ne peuvent être réalisées, un essai complémentaire peut être effectué par accord mutuel entre les parties, pour fournir des informations en vue de savoir de combien le rendement de la pompe peut en être défavorablement affecté.

L'acheteur fournira les caractéristiques complètes, exactes et correctes du circuit hydraulique en amont et en aval, y compris tous les éléments de construction susceptibles d'avoir une influence sur le fonctionnement hydraulique de la pompe. L'étendue des conduits hydrauliques attenants à la machine industrielle qui doivent être reproduits dans le modèle réduit doit être précisée par écrit d'un commun accord et les sections de mesure à l'entrée et à la sortie doivent être définies.

Le fournisseur n'est pas responsable des valeurs de la hauteur totale d'élévation sur lesquelles sont basés les débits et les autres garanties, même si lui-même ou l'un de ses agents a effectué les mesures et les calculs nécessaires à sa détermination.

### 11. Garanties principales

Lorsque la réception de la pompe doit être prononcée d'après les essais sur modèle réduit, les méthodes suivantes de garantie pour la machine industrielle sont possibles:

1. Garanties basées sur les résultats d'essais sur modèle réduit sans tenir compte d'effets d'échelle.
2. Garanties basées sur les résultats d'essais sur modèle réduit en tenant compte d'effets d'échelle.

#### 11.1 Débit

La garantie ayant trait au débit de la pompe est respectée si, à la vitesse de rotation de garantie et à la hauteur totale de garantie  $H_r$ , la pompe fournit un débit non inférieur à 0,985 fois le débit garanti  $Q_r$ , et non supérieur à 1,015 fois ce débit garanti (voir le chapitre VI, paragraphe 31.1).

Le débit est garanti à l'intérieur de la bande de tolérance de  $\pm 1,5\%$  pour seulement une hauteur; mais, en outre, il y a habituellement deux autres limites spécifiées pour la courbe de la hauteur contre le débit: un débit minimal  $Q_{\min}$ , pour la hauteur totale maximale spécifiée qui est basée sur des considérations de stabilité de la pompe, et un débit maximal  $Q_{\max}$ , pour la hauteur totale minimale spécifiée qui est basée sur la puissance maximale absorbée par la pompe (voir la figure 10, page 133).

#### 11.2 Rendement

11.2.1 Ce code d'essais s'applique aux cas où les garanties de rendement sont basées sur des essais sur modèle, l'effet d'échelle étant pris en compte ou non. Il doit être clairement stipulé si les garanties sont données pour les rendements dans des conditions de cavitation (de préférence celles qui correspondent à l'implantation en hauteur de la machine industrielle, c'est-à-dire qui correspondent aux valeurs de  $\sigma$  d'installation) ou pour des conditions de non-cavitation (voir le chapitre IV, paragraphe 14.6.2, et le chapitre XI, paragraphe 54.1).

## CHAPTER III: NATURE AND EXTENT OF TECHNICAL GUARANTEES

### 10. General

A contract for a storage pump usually contains main guarantees for discharge and pump efficiency and additional guarantees covering maximum power input and sometimes zero discharge head and zero discharge input, reverse runaway speed and cavitation erosion.

The acceptance tests on the model are valid only if geometrical similarity is maintained between model and prototype. The contract should state the procedure to be adopted if the tolerances agreed upon or as indicated in Chapter IV, Sub-clauses 15.2.2 and 15.4, are exceeded.

Guarantees for the hydraulic behaviour of the pump can only be checked for satisfactory flow conditions at the pump inlet and outlet during the model tests. The influence of disturbances and the existence of losses, upstream and downstream of the pump, cannot normally be charged against the pump. If the prototype installation is such that satisfactory flow conditions cannot be provided, an additional test may be made by mutual agreement to provide information on the extent to which pump characteristics may be adversely affected.

The purchaser shall provide true, full and acceptable data concerning the waterways on the inlet and outlet reference sections of the pump, including all elements of construction which are likely to influence the hydraulic performance of the pump. The extent of the water passages connected to the pump shall be agreed in writing and the inlet and outlet measuring sections defined.

The supplier shall not be responsible for the values of pump total head on which the discharge and other guarantees are to be based even though he himself or his agent has made the measurements and calculations necessary for them,

### 11. Main guarantees

When pump acceptance is to be determined by model tests, the following methods of guarantee for the prototype are possible:

1. Guarantees based on model test results without allowance for scale effects.
2. Guarantees based on model test results with allowance for scale effects.

#### 11.1 Discharge

The guarantee covering the pump discharge is met if, at the rated speed and the rated pump head  $H_r$ , the pump delivers not less than 0.985 times and not more than 1.015 times the guaranteed discharge  $Q_r$  (see Chapter VI, Sub-clause 31.1).

The discharge is guaranteed within a  $\pm 1.5\%$  tolerance band for only one head; but, in addition, there will usually be two further limits stipulated for the head-discharge curve: a minimum discharge  $Q_{min}$ , for maximum specified pump head based on pump stability considerations, and a maximum discharge  $Q_{max}$ , for minimum specified pump head based on maximum pump input power (see Figure 10, page 133).

#### 11.2 Efficiency

11.2.1 This test code applies to those cases where guarantees of efficiency are based upon a model test, with or without allowances for scale effects. It shall be clearly stated whether guarantees are given for efficiencies under cavitating conditions (preferably corresponding to the setting of the prototype or corresponding to plant  $\sigma$  values) or non-cavitating conditions (see Chapter IV, Sub-clause 14.6.2, and Chapter XI, Sub-clause 54.1).

Les garanties de rendement sont respectées si les rendements obtenus ne sont pas inférieurs à ceux garantis. Les garanties peuvent être données de l'une des manières suivantes:

11.2.2 En fonction de la hauteur totale d'élévation <sup>1)</sup>:

- a) Pour la hauteur totale de garantie et pour différentes autres hauteurs totales d'élévation spécifiées.
- b) En tant que rendement moyen pondéré dans une gamme de hauteurs totales d'élévation (voir le chapitre II, paragraphe 5.8.2).
- c) En tant que rendement moyen arithmétique dans une gamme de hauteurs totales d'élévation (voir le chapitre II, paragraphe 5.8.3).
- d) En tant que rendement moyen planimétré dans une gamme de hauteurs totales d'élévation (voir le chapitre II, paragraphe 5.8.4).

Ces garanties peuvent être demandées et données:

- pour différentes vitesses de rotation spécifiées, dans le cas de pompes sans moyen de réglage;
- pour différentes vitesses de rotation spécifiées et/ou différents débits spécifiés, dans le cas de pompes à aubes orientables sur la roue et/ou à ailettes directrices mobiles.

11.2.3 En fonction du débit <sup>1)</sup>:

- a) Pour le débit garanti et pour différents autres débits spécifiés.
- b) En tant que rendement moyen pondéré dans une gamme de débits (voir le chapitre II, paragraphe 5.8.2).
- c) En tant que rendement moyen arithmétique dans une gamme de débits (voir le chapitre II, paragraphe 5.8.3).
- d) En tant que rendement moyen planimétré dans une gamme de débits (voir le chapitre II, paragraphe 5.8.4).

Ces garanties peuvent être demandées et données:

- pour différentes vitesses de rotation spécifiées, dans le cas de pompes sans moyen de réglage;
- pour différentes vitesses de rotation spécifiées et/ou différentes hauteurs totales d'élévation spécifiées, dans le cas de pompes à aubes orientables sur la roue et/ou à ailettes directrices mobiles.

11.3 *Transposition du rendement hydraulique*

Si, dans la conversion des résultats d'essais de la pompe modèle réduit aux caractéristiques de fonctionnement attendues pour la machine industrielle, on se propose de majorer le rendement hydraulique, la formule à utiliser pour l'effet d'échelle et sa méthode d'application doivent faire l'objet d'un commun accord à l'époque de la négociation du contrat. En l'absence de formule de transposition convenue au préalable, il est suggéré que, si une telle formule est réclamée ultérieurement, on adopte une de celles spécifiées au chapitre VI, article 30. L'attention doit être attirée cependant sur le fait que seules les pertes hydrauliques dans les canaux de passage (voir le paragraphe 15.2.2) et par le frottement de disque peuvent être transposées, tandis que les pertes mécaniques et les pertes par fuites doivent être prises en compte séparément pour le modèle réduit aussi bien que pour la machine industrielle (voir le chapitre IV, paragraphe 14.5). Afin de pouvoir prendre ces pertes en compte séparément, il est nécessaire qu'il existe un accord sur les pertes mécaniques et sur les pertes par fuites de la machine industrielle.

12. **Autres garanties**

Elles peuvent être basées sur les résultats des essais sur modèle réduit avec ou sans prise en compte d'effets d'échelle.

12.1 *Puissance maximale absorbée par la pompe*

Des garanties peuvent être données sur la limitation de la puissance maximale absorbée par la pompe.

12.2 *Hauteur totale à débit nul et puissance absorbée à débit nul*

Des garanties complémentaires peuvent être données concernant la hauteur totale à débit nul et la puissance absorbée à débit nul à différentes vitesses de rotation spécifiées pendant le démarrage de la pompe, et cela pour une position donnée des directrices mobiles et/ou des aubes de la roue.

<sup>1)</sup> Les garanties concernant le rendement sont à donner de préférence en fonction de la hauteur totale d'élévation plutôt qu'en fonction du débit.

The guarantees regarding efficiency are met if the efficiencies obtained are not less than those guaranteed. The guarantees may be given in one of the following ways:

11.2.2 As a function of pump total head:<sup>1)</sup>

- a) For the rated pump head and for other different specified pump heads.
- b) As weighted average efficiency over a pump head range (see Chapter II, Sub-clause 5.8.2).
- c) As arithmetical average efficiency over a pump head range (see Chapter II, Sub-clause 5.8.3).
- d) As planimetric average efficiency over a pump head range (see Chapter II, Sub-clause 5.8.4).

These guarantees may be asked for and given:

- for non-adjustable pumps for different speeds;
- for pumps with movable impeller blades and/or movable guide vanes for different specified speeds and/or different specified pump discharges.

11.2.3 As a function of discharge:<sup>1)</sup>

- a) For the guaranteed discharge and for other different specified discharges.
- b) As weighted average efficiency over a discharge range (see Chapter II, Sub-clause 5.8.2).
- c) As arithmetical average efficiency over a discharge range (see Chapter II, Sub-clause 5.8.3).
- d) As planimetric average efficiency over a discharge range (see Chapter II, Sub-clause 5.8.4).

These guarantees may be asked for and given:

- for non-adjustable pumps for different specified speeds;
- for pumps with movable impeller blades and/or different specified pump heads.

11.3 *Scale-up of hydraulic efficiency*

If, on conversion of the model pump test results to the expected prototype pump performance, it is intended to scale-up the hydraulic efficiency, the formula and the method of application for scale effect shall be agreed upon at the time of negotiating the contract. In the absence of any previously agreed formula, it is suggested that if one is subsequently required it should be one of the formulae specified in Chapter VI, Clause 30. It should be borne in mind, however, that only hydraulic losses in the water passages (see Sub-clause 15.2.2) and those due to disk friction can be scaled whereas mechanical and leakage losses have to be allowed for separately, for model pump as well as prototype pump (see Chapter IV, Sub-clause 14.5). To permit such separate allowances, an agreement must exist on prototype mechanical and seal losses.

12. **Other guarantees**

These may be on the basis of model test results with or without allowance for scale effects.

12.1 *Maximum pump input*

Guarantees may be given on the limit of the maximum pump input.

12.2 *Head and power absorption at zero discharge*

Additional guarantees may be given concerning the pump head and input at various specified speeds and zero discharge during the starting of the pump for a given position of the guide vanes and/or impeller blades.

<sup>1)</sup> It is preferable to give the guarantees regarding efficiency as a function of pump total head, rather than as a function of discharge.

### 12.3 Vitesse d'emballlement au dévirage

Une garantie peut être donnée stipulant que la vitesse d'emballlement au dévirage de la pompe pour une certaine hauteur totale d'élévation et dans les conditions de fonctionnement les plus défavorables possibles (voir la figure 9b, page 132) ne dépassera pas une valeur spécifiée, tant en régime permanent que dans les conditions transitoires de fonctionnement.

Cette vitesse maximale d'emballlement au dévirage de la pompe  $n_{Rmax}$  (voir le paragraphe 5.9.2) correspond au fonctionnement à couple nul sous la hauteur totale d'élévation maximale correspondante  $H_{Rmax}$  spécifiée quelle soit permanente ou transitoire (voir la figure 9b) \*.

### 12.4 Débit à l'emballlement au dévirage

De façon analogue au paragraphe 12.3, des garanties peuvent être données concernant le débit à l'emballlement au dévirage dans les conditions de fonctionnement les plus défavorables (voir le paragraphe 5.4.3).

## 13. Fonctionnement en cavitation

La cavitation peut affecter considérablement le fonctionnement d'une pompe et les méthodes d'essai dans des conditions de cavitation sont exposées au chapitre XI.

Une diminution de la charge nette positive à l'aspiration (NPSH) provoquera une modification des courbes caractéristiques hauteur-débit, de même qu'une modification des courbes caractéristiques de rendement et de puissance. L'apparition de ces modifications survient pour des valeurs définies du coefficient de cavitation qui peuvent être déterminées par les essais (voir le chapitre XI).

La cavitation, le long des aubes de la roue, survient avant que ces limites soient atteintes. Cela peut être mis en évidence par visualisation. Le degré d'érosion du matériau des roues et des autres parties de la pompe causé par la cavitation peut être déterminé uniquement sur place sur la machine industrielle. La roue du modèle réduit doit, cependant, être exempte d'érosion par cavitation à la fin de la durée limitée des essais pour que les résultats de ces essais soient considérés comme valables.

\* Dans le cas où la pompe comporte des ailettes directrices mobiles et/ou des pales de roue orientables, la figure 9b doit être déterminée pour la disposition des ailettes directrices et des pales correspondant aux conditions de fonctionnement les plus défavorables (voir chapitre V, paragraphe 22.1, et chapitre VII, article 32).

### 12.3 Reverse runaway speed

A guarantee may be given that the reverse runaway speed of the pump at a certain head and at the worst possible operating conditions (see Figure 9b, page 132) will not exceed a specified value for either steady or transient conditions.

The maximum reverse runaway speed of the pump  $n_{Rmax}$  (see Sub-clause 5.9.2) corresponds to operation at zero torque under the corresponding maximum total head  $H_{Rmax}$  specified under either steady or transient conditions (see Figure 9b) \*.

### 12.4 Reverse runaway discharge

In a similar way to Sub-clause 12.3, guarantees may be given for the reverse runaway discharge under the worst conditions of operation (see Sub-clause 54.3).

## 13. Performance under cavitation

Cavitation may considerably affect the performance of a pump and methods of testing under cavitating conditions are outlined in Chapter XI.

Decreasing the net positive suction head (NPSH) will cause a change in the head versus discharge characteristics as well as in the efficiency and power curves. The onset of these changes occurs at definite cavitation coefficients which can be determined by tests (see Chapter XI).

Cavitation along the impeller blades occurs before these limits are reached. This can be demonstrated by observation. The extent of the pitting of the material of impellers and other pump parts caused by cavitation can only be established at site. The model impeller, however, must be free from pitting during the limited time of the test if the test results are to be regarded as valid.

---

\* In the case of a pump with movable guide vanes and/or variable pitch impeller blades, Figure 9b should be determined for the combination of guide vane and impeller blade settings which give the worst conditions of operation (see Chapter V, Sub-clause 22.1, and Chapter VII, Clause 32).

## CHAPITRE IV: CONDITIONS À REMPLIR POUR LES ESSAIS

### 14. Installations d'essais

Les installations d'essais convenant à la réalisation d'essais de réception sur modèle réduit de pompe d'accumulation doivent satisfaire aux conditions suivantes :

#### 14.1 Caractéristiques de l'eau

L'eau doit être propre et claire et ne doit contenir ni particules solides ni produits chimiques incompatibles avec les matériaux du modèle réduit. Les gaz libérés et les bulles d'air doivent être éliminés dans toute la mesure du possible (voir le chapitre XI, paragraphe 56.2). La température de l'eau doit être mesurée et la teneur totale en air et en gaz doit être déterminée à l'aide d'un appareil de Van Slyke (voir le chapitre XI, paragraphe 56.2) ou d'un appareil équivalent. Au cours de chaque série individuelle de points d'essais, la variation de la teneur en gaz doit être aussi faible que possible. Une série de points d'essais comprend des mesures faites sur toute une gamme de hauteurs-débites pour une condition de fonctionnement particulière de la pompe, par exemple pour une vitesse de rotation déterminée et une position des pales déterminée. La température de l'eau ne doit pas varier de plus de 12 °C au cours d'une série de points d'essais et ne doit pas dépasser 35 °C. Pour les pompes à pales orientables, la température de l'eau pour toutes les séries de points d'essais doit rester à l'intérieur de cet écart de 12 °C entre les températures limites.

#### 14.2 Conditions d'écoulement

##### 14.2.1 Entrée de la pompe modèle réduit

Les essais sur le modèle réduit devraient, de façon générale, être effectués dans des conditions d'alimentation hydraulique favorables à l'entrée, exemptes de vortex, de turbulence anormale et d'instabilités. Si les conditions d'alimentation à l'entrée de la machine industrielle sont anormales, il sera nécessaire d'arranger le modèle réduit de façon que les conditions d'écoulement à l'entrée soient identiques à celles de la machine industrielle pourvu que le contrat de commande de la pompe ait prévu que celle-ci devait fonctionner dans ces conditions et pourvu aussi que le fournisseur soit disposé à accepter ces conditions d'alimentation particulières à l'entrée (voir le chapitre III, article 10).

##### 14.2.2 Sortie de la pompe modèle réduit

La section de mesure de la pompe modèle réduit devra reproduire les conditions de refoulement dans lesquelles la machine industrielle doit fonctionner d'après le contrat (voir le chapitre II, paragraphe 5.2.2).

#### 14.3 Fluctuations pendant une série de points d'essais

Alors qu'une série de points d'essais peut durer plusieurs heures ou davantage, les diverses mesures faites pour chaque valeur du débit peuvent prendre seulement quelques minutes ou même quelques secondes. Des fluctuations<sup>1)</sup> rapides dans les lectures sont toujours présentes ainsi que, à plus long terme, des changements dans les valeurs moyennes. Par exemple, pour des lectures faites en moins d'une minute et en utilisant un moteur électrique à courant alternatif pour entraîner la pompe, il n'est pas déraisonnable d'exiger que la vitesse de rotation instantanée ne s'écarte pas de plus de  $\pm 0,1\%$  de sa valeur moyenne tandis que sur une durée de plusieurs heures, la vitesse de rotation peut changer et on peut seulement s'attendre à ce que les lectures de vitesse de rotation ne s'écartent pas de  $\pm 0,5\%$  environ de leur valeur moyenne.

Toutes fluctuations dans les mesures instantanées, durant une série de points d'essais à un certain débit (avec une position angulaire donnée des aubes de la roue et/ou des ailettes directrices dans le cas de machines où ces éléments sont orientables), ne doivent pas dépasser  $\pm 0,5\%$  de la hauteur totale d'élévation moyenne du modèle réduit,  $\pm 0,25\%$  de sa vitesse de rotation moyenne,  $\pm 0,25\%$  du débit moyen de la pompe et  $\pm 0,75\%$  de sa puissance absorbée moyenne. Au cours d'une série de points d'essais, il se produira de petites variations dans les conditions de fonctionnement moyennes, elles pourront être corrigées à l'aide des lois de similitude (voir le chapitre VI, paragraphe 25.1) pourvu que :

<sup>1)</sup> Les fluctuations de ce genre sont acceptables, à condition que leur amplitude soit suffisamment faible (voir plus loin) et qu'elles ne soient pas de nature périodique mais plutôt de type accidentel.

## CHAPTER IV: TEST CONDITIONS TO BE FULFILLED

### 14. Test plants

Test plants for conducting model storage-pump acceptance tests shall meet the following requirements:

#### 14.1 *Conditions of the water*

The water shall be clean and clear and should not contain solid matter or chemicals incompatible with the model material. Free gas and air bubbles should be removed as far as possible beforehand (see Chapter XI, Sub-clause 56.2). The water temperature should be measured and the total air and gas content checked, using a Van Slyke (see Chapter XI, Sub-clause 56.2) or equivalent apparatus. During each individual test series, the change in gas content should be as small as possible. A test series comprises measurements taken over a complete head-flow range for a particular pump condition, e.g. speed or blade setting. The temperature of the water should not vary by more than 12 °C during a test series and should not exceed 35 °C. For adjustable blade pumps, the water temperatures for all test series should lie within the same 12 °C band.

#### 14.2 *Flow conditions*

##### 14.2.1 *Inlet of model pump*

The tests on the model pump should generally be made under favourable hydraulic inlet conditions free from vortices, undue turbulence and unsteadiness. If inlet conditions on the prototype are abnormal, it will be necessary to arrange the inlet of the model pump so that the flow conditions are similar to the prototype provided the pump has been ordered to operate under these conditions and provided the supplier is prepared to accept these particular inlet conditions (see Chapter III, Clause 10).

##### 14.2.2 *Outlet of model pump*

The measuring section of the model pump outlet should reproduce the delivery conditions under which the prototype has been ordered to work (see Chapter II, Sub-clause 5.2.2).

#### 14.3 *Fluctuations during a test series*

Whereas a test series may last several hours or more, the various measurements at each flow-rate may only take a few minutes or even seconds. Rapid fluctuations<sup>1)</sup> in reading are always present and also longer term changes in average values. For instance, for readings taken within one minute and using an a.c. motor to drive the pump, it is not unreasonable to require the instantaneous speed to remain within  $\pm 0.1\%$  of the mean, whereas over a period of several hours the mean speed may change and speed readings could only be expected to lie within about  $\pm 0.5\%$  of the mean.

Any fluctuations of instantaneous measurements at a particular point during a test series (with variable-pitch machines for one given blade and/or vane angle) should not exceed  $\pm 0.5\%$  of the average model pump test head,  $\pm 0.25\%$  of the average pump speed,  $\pm 0.25\%$  of the average pump discharge and  $\pm 0.75\%$  of the average pump input. During a test series, small changes of the average conditions will occur and can be corrected by means of the affinity laws (see Chapter VI, Sub-clause 25.1) provided:

<sup>1)</sup> Such fluctuations are acceptable, provided they are of sufficiently low amplitude (see later) and they are not of a periodic nature, but rather a random type.

- a) de telles variations sur la vitesse de rotation n'excèdent pas  $\pm 0,5\%$  de la vitesse de rotation moyenne;
- b) de telles variations dans la hauteur totale d'élévation de la pompe n'excèdent pas  $\pm 1,0\%$  de la hauteur totale d'élévation moyenne;
- c) de telles variations dans la puissance absorbée de la pompe n'excèdent pas  $\pm 1,5\%$  de la puissance absorbée moyenne;
- d) de telles variations dans le débit de la pompe n'excèdent pas  $\pm 0,5\%$  du débit moyen de la pompe.

#### 14.4 *Mesure du débit*

La mesure du débit est faite en utilisant l'une des méthodes énumérées dans le chapitre VIII. Il est préférable d'étalonner l'équipement de mesure du débit en place dans les conditions régnant pendant l'essai. On doit s'assurer, en particulier, que les pressions absolues sont suffisamment élevées pendant l'essai et pendant l'étalonnage pour éviter les erreurs de mesure du débit dues aux bulles d'air. Il est souhaitable de disposer d'une méthode de mesure « primaire » (voir le chapitre VIII) disponible pour la vérification périodique du fonctionnement satisfaisant de l'équipement de mesure du débit.

#### 14.5 *Débit des fuites*

Pour des raisons mécaniques, il peut ne pas être possible ou désirable (particulièrement pour de grands rapports de similitude) que les jeux des joints ou des labyrinthes d'étanchéité de l'arbre ou des roues soient ou géométriquement semblables ou hydrauliquement équivalents sur le modèle réduit et sur la machine industrielle. Dans de tels cas, les pertes par fuites aux joints ou aux labyrinthes seront différentes entre le modèle réduit et la machine industrielle et devront soit être suffisamment faibles pour être négligeables, soit être mesurées d'une manière sûre (voir le paragraphe 14.5.1) de façon que le rendement hydraulique de la pompe modèle réduit puisse être calculé avec exactitude.

L'eau s'échappant le long de l'arbre de la pompe industrielle devra être considérée comme une perte et ne pourra pas être comprise dans le débit de la pompe.

##### 14.5.1 *Mesure séparée du débit de fuite aux bagues d'étanchéité du modèle réduit*

Si, pour la détermination du rendement hydraulique, le débit de fuite aux bagues d'étanchéité de roue doit être mesuré séparément dans un dispositif d'essai spécialement conçu pour cela, l'une des méthodes utilisables pour le faire est la suivante:

Des piquages sont disposés dans le corps du modèle réduit pour mesurer la pression statique de l'eau, d'une part juste avant l'entrée du labyrinthe simple que constitue l'anneau d'étanchéité tournant dans la bague fixe correspondante et d'autre part juste après sa sortie.

Pendant les essais de fonctionnement hydraulique, des relevés de ces pressions sont faits pour différents points de fonctionnement de la pompe et à différentes vitesses de rotation.

Après achèvement des essais normaux de fonctionnement hydraulique, les canaux de roue sont obturés avec une matière appropriée, par exemple par remplissage avec de la mousse de polyuréthane.

Les liaisons de la pompe au circuit hydraulique sont défaites et des brides pleines sont fixées sur les tubulures d'entrée et de sortie. Une petite pompe, capable d'assurer la chute de pression nécessaire et le débit nécessaire au travers des bagues d'étanchéité, est raccordée par un tuyau à un bossage sur la bride de sortie de la pompe modèle réduit. Une tuyauterie est tirée depuis un bossage analogue sur la bride d'entrée de la pompe modèle réduit jusqu'à un petit bac de pesée et à un réservoir de recueil comme représenté schématiquement sur la figure 5, page 128.

La pompe modèle réduit est alors entraînée en rotation dans la même gamme de vitesses que pour les essais de réception et, à chaque vitesse, la chute de pression correspondante au travers des bagues d'étanchéité est assurée par le circuit de la petite pompe auxiliaire et le débit de fuite est mesuré par pesée. La valeur du débit de fuite est alors disponible pour tous les points de fonctionnement des essais principaux et les pertes par fuites peuvent être appliquées séparément pour obtenir le rendement hydraulique de la machine industrielle, si l'on connaît les pertes par fuites de la machine industrielle ou si l'on s'est mis d'accord à leur sujet.

En variante, le débit de fuite aux bagues d'étanchéité peut être mesuré directement en installant un dispositif à joint à lèvres circulaires à l'extrémité inférieure du « bandeau » de la roue et en conduisant le débit de fuite de la roue et celui de la traversée d'arbre à l'extérieur du modèle réduit en fonctionnement normal (voir figure 5a, page 129).

- a) such changes of speed do not exceed  $\pm 0.5\%$  of the average speed;
- b) such changes in pump head do not exceed  $\pm 1.0\%$  of the average pump head;
- c) such changes in pump input do not exceed  $\pm 1.5\%$  of the average pump input;
- d) such changes in pump discharge do not exceed  $\pm 0.5\%$  of the average pump discharge.

#### 14.4 *Measurement of the water discharge*

The water discharge is measured using one of the methods listed in Chapter VIII. It is preferable to calibrate the measuring equipment *in situ* under the prevailing test conditions. In particular, the absolute pressures must be high enough under calibration and test conditions to avoid errors in the measurement of the water discharge caused by air bubbles. It is desirable to have a primary discharge measuring method available to check periodically on the satisfactory operation of the water-measuring equipment.

#### 14.5 *Water leakage losses*

For mechanical reasons, it may not be possible or desirable (especially for large-scale ratios) for the shaft and impeller seal clearances to be either geometrically similar or hydraulically equivalent on the model and on the prototype. In such cases, seal leakage losses will differ between model and prototype and must either be so small as to be negligible or must be reliably measured (see Sub-clause 14.5.1) so that the hydraulic efficiency of the prototype pump can be accurately computed.

The water escaping from the shaft on the prototype shall be regarded as a loss and may not be included in the pump discharge.

##### 14.5.1 *Separate measurement of impeller seal leakage on model*

If, in determining hydraulic efficiency, the impeller seal leakage through the wearing rings must be measured separately in a specially devised test rig, one method of doing so is as follows:

Tappings are fitted in the model casing to measure the static pressure of the water just before entering and just after leaving the simple labyrinth formed by the wear-ring running in its mating groove.

During normal hydraulic performance tests, records are taken of these pressures at different points of pump operation and at different speeds.

After completing the normal hydraulic performance tests, the impeller passages are blocked with a suitable material, for instance by filling with polyurethane foam.

The pump is disconnected from the circuit and blank flanges fitted to the inlet and outlet connections. A small pump adequate to provide the necessary pressure drop and leakage flow through the wear-rings is connected by a hose to a boss on the model pump outlet flange. A pipe is led from a similar boss on the model pump inlet flange to a small weight tank and sump tank as illustrated diagrammatically in Figure 5, page 128.

The model pump is then run over the same speed range as for the acceptance tests and at each speed the corresponding pressure-drop across the wear-rings is provided by the small auxiliary pump circuit and the leakage flow is measured by weighing. The leakage flow is then available for all pump duty points in the main tests and the leakage losses can be applied separately to obtain prototype hydraulic efficiency, if prototype leakage losses are known or agreed upon.

Alternatively, the seal leakage can be measured directly by installing a lip-ring system at the lower end of the runner band and leading the shaft seal and impeller leakage away from the normally operating model (see Figure 5a, page 129).

#### 14.5.2 *Balance water and thrust bearing losses*

High-head storage pumps usually develop high end-thrusts on the impeller shaft which should be counteracted by some kind of hydrostatic balancing arrangement which may involve leakage of water from the impeller.

The technical difficulty is that the arrangements for taking end-thrust in the prototype may be quite different from those on the model. For example, prototype end-thrust may be taken by the driving motor bearings whereas on the model it may be taken by the pump bearings. A contractual agreement should be reached before the tests about the monitoring and measuring of balance water flow and whether or not it must be taken into account in determining pump performance.

### 14.6 *Heads*

#### 14.6.1 *Test head and deviations allowed*

Within certain limits, the model pump test head may differ from the head of the prototype. With model pump tests, however, it is important to conduct them at as high a Reynolds number ( $Re$ ) as possible.

Table IV shows the lower limits of the permissible pump heads as well as minimum  $Re$  numbers and impeller diameters. Furthermore, it should be remembered that with too low a head, very low inlet pressures, i.e. high vacua, will often ensue when it is required to cover entirely the cavitation conditions specified in the contract, thus giving rise to air or gas separation (see Chapter XI).

#### 14.6.2 *Net positive suction head (NPSH)*

Although it is desirable to establish the efficiency of the model pump under cavitating conditions similar to the prototype, for practical reasons it is more convenient first to measure efficiency under non-cavitating conditions. Subsequently, sufficient cavitation tests may be made to establish the influence of the cavitation parameter on performance as outlined in Chapter XI. The NPSH in such tests should be adjusted to cover the conditions specified in the contract.

### 14.7 *Torque*

#### 14.7.1 *Checking of zero setting and calibration*

With any of the measuring methods selected from Chapter X for the measurement of the torque, provision shall be made to check the zero setting and to carry out calibration tests of the torquemeter over the whole of its operational range.

#### 14.7.2 *Torque due to bearing friction*

In accordance with the definitions in Chapter II, the input torque originating from pump shaft-bearing friction is included when calculating pump input of the model pump. However, the torque originating from bearing friction must be either negligible or determined separately for calculating mechanical efficiency and, when necessary, scaling-up hydraulic efficiency, from model to prototype performance. The same applies to the frictional torque originating from the shaft seal unless contact-free sealing is provided for the model pump.

### 14.8 *Speed*

The speed shall be determined by a mechanical or electrical counting device. Additionally, a direct reading instrument may be used to check the constancy of the speed.

## 15. **Model similitude**

The model pump must meet the following conditions:

### 15.1 *Model size and test head*

The hydraulic performance of a model pump depends on its dimensional accuracy of manufacture, the surface finish of the water passages and the test head and Reynolds number. Models are usually made sufficiently smooth

#### 14.5.2 *Balance water and thrust bearing losses*

High-head storage pumps usually develop high end-thrusts on the impeller shaft which should be counteracted by some kind of hydrostatic balancing arrangement which may involve leakage of water from the impeller.

The technical difficulty is that the arrangements for taking end-thrust in the prototype may be quite different from those on the model. For example, prototype end-thrust may be taken by the driving motor bearings whereas on the model it may be taken by the pump bearings. A contractual agreement should be reached before the tests about the monitoring and measuring of balance water flow and whether or not it must be taken into account in determining pump performance.

### 14.6 *Heads*

#### 14.6.1 *Test head and deviations allowed*

Within certain limits, the model pump test head may differ from the head of the prototype. With model pump tests, however, it is important to conduct them at as high a Reynolds number ( $Re$ ) as possible.

Table IV shows the lower limits of the permissible pump heads as well as minimum  $Re$  numbers and impeller diameters. Furthermore, it should be remembered that with too low a head, very low inlet pressures, i.e. high vacua, will often ensue when it is required to cover entirely the cavitation conditions specified in the contract, thus giving rise to air or gas separation (see Chapter XI).

#### 14.6.2 *Net positive suction head (NPSH)*

Although it is desirable to establish the efficiency of the model pump under cavitating conditions similar to the prototype, for practical reasons it is more convenient first to measure efficiency under non-cavitating conditions. Subsequently, sufficient cavitation tests may be made to establish the influence of the cavitation parameter on performance as outlined in Chapter XI. The NPSH in such tests should be adjusted to cover the conditions specified in the contract.

### 14.7 *Torque*

#### 14.7.1 *Checking of zero setting and calibration*

With any of the measuring methods selected from Chapter X for the measurement of the torque, provision shall be made to check the zero setting and to carry out calibration tests of the torquemeter over the whole of its operational range.

#### 14.7.2 *Torque due to bearing friction*

In accordance with the definitions in Chapter II, the input torque originating from pump shaft-bearing friction is included when calculating pump input of the model pump. However, the torque originating from bearing friction must be either negligible or determined separately for calculating mechanical efficiency and, when necessary, scaling-up hydraulic efficiency, from model to prototype performance. The same applies to the frictional torque originating from the shaft seal unless contact-free sealing is provided for the model pump.

### 14.8 *Speed*

The speed shall be determined by a mechanical or electrical counting device. Additionally, a direct reading instrument may be used to check the constancy of the speed.

## 15. **Model similitude**

The model pump must meet the following conditions:

#### 15.1 *Model size and test head*

The hydraulic performance of a model pump depends on its dimensional accuracy of manufacture, the surface finish of the water passages and the test head and Reynolds number. Models are usually made sufficiently smooth

d'essai et du nombre de Reynolds. Les modèles réduits sont habituellement exécutés suffisamment lisses par les méthodes normales de fabrication pour que l'écoulement à l'intérieur du modèle réduit soit en régime hydrauliquement lisse quoique les caractéristiques de fonctionnement de la machine industrielle soient incontestablement influencées par la rugosité.

Le tableau IV donne les valeurs minimales prescrites pour le nombre de Reynolds, pour la dimension réduite et pour la hauteur totale d'essai du modèle. Ces valeurs ont été choisies dans le cadre des essais de rendement :

1. pour assurer l'exactitude requise dans le respect des dimensions pour des procédés de fabrication normaux ;
2. pour réduire la valeur absolue de l'effet d'échelle ;
3. pour effectuer les essais avec des nombres de Reynolds raisonnables ;
4. pour obtenir un degré d'exactitude des mesures raisonnable.

Les divers minimums sont indépendants les uns des autres et doivent tous être respectés. Normalement, les modèles réduits devraient être de dimensions aussi grandes que cela est pratiquement possible, mais jamais inférieures aux présentes valeurs. Beaucoup d'installations d'essais modernes permettent de dépasser ces dimensions et ces hauteurs prescrites. Il est souhaitable que le même modèle réduit soit utilisé à la fois pour les essais de rendement et les études de cavitation.

Les essais comparatifs sur modèles réduits doivent être exécutés approximativement au même nombre de Reynolds pour tous les modèles réduits entrant en jeu.

TABLEAU IV

Type de pompe	Hélice	Hélico-centrifuge	Centrifuge
Nombre de Reynolds minimal du modèle réduit $Re_{min}$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$
Diamètre minimal de l'extrémité extérieure des aubes à l'entrée pour la roue de la pompe modèle réduit (voir la figure 7, page 130) $D_{1 min}$ (mètres) (feet)	0,200 0,66	0,200 0,66	0,200 0,66
Hauteur totale d'élevation minimale par étage de la pompe modèle réduit $H'_{min}$ (mètres) (feet)	2,0 6,6	5,0 16,4	20,0 65,6

dans lequel :

$$Re_{min} = \frac{D_{1 min} \sqrt{2g H'_{min}}}{\nu}$$

$\nu$  = viscosité cinématique de l'eau à la température ambiante (voir le tableau IVA)

TABLEAU IVA

*Viscosité cinématique de l'eau en fonction de la température*

Température de l'eau °C	Viscosité cinématique	
	$\nu \times 10^6$ m <sup>2</sup> /s	$\nu \times 10^5$ ft <sup>2</sup> /s
0	1,787	1,924
5	1,514	1,630
10	1,304	1,404
15	1,137	1,224
20	1,002	1,079
25	0,891	0,959
30	0,798	0,859
40	0,654	0,704

by normal methods of manufacture for the flow inside the model to be in the hydraulically smooth regime, although the prototype performance will undoubtedly be influenced by roughness.

The minimum values for model Reynolds number, size and test head are prescribed in Table IV and have been chosen for efficiency testing:

1. to ensure the required dimensional accuracy with normal manufacturing techniques;
2. to reduce the absolute value of the scale effect;
3. to test at reasonable Reynolds numbers;
4. to obtain reasonable measuring accuracy.

Various minima are independent of each other and must all be satisfied. Normally, models should be as large as practicable but never less than the values stated. Many modern test rigs can exceed the sizes and heads quoted. It is desirable for the same model to be used for both efficiency tests and cavitation studies.

Comparative model tests should be performed at approximately the same Reynolds number for all participating models.

TABLE IV

Type of pump	Axial	Semi-axial	Radial
Minimum model Reynolds number $Re_{min}$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$
Minimum model pump impeller tip diameter at inlet (see Figure 7, page 130)			
$D_{1 min}$ (metres)	0.200	0.200	0.200
(feet)	0.66	0.66	0.66
Minimum model pump total head per stage			
$H'_{min}$ (metres)	2.0	5.0	20.0
(feet)	6.6	16.4	65.6

where:

$$Re_{min} = \frac{D_{1 min} \sqrt{2g H'_{min}}}{\nu}$$

$\nu$  = kinematic viscosity of water at the ambient temperature (see Table IVA)

TABLE IVA

*Kinematic viscosity of water versus temperature*

Water temperature	Kinematic viscosity	
	$\nu \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$	$\nu \times 10^5 \text{ ft}^2/\text{s}$
$^{\circ}\text{C}$		
0	1.787	1.924
5	1.514	1.630
10	1.304	1.404
15	1.137	1.224
20	1.002	1.079
25	0.891	0.959
30	0.798	0.859
40	0.654	0.704

## 15.2 Similitude géométrique et hydraulique

### 15.2.1 Similitude entre le modèle réduit et la machine industrielle

A moins qu'il n'en soit spécifié autrement, le modèle réduit devra être géométriquement semblable à la machine industrielle dans toutes les parties mouillées entre les sections de référence à l'entrée et à la sortie de la pompe, qu'elle soit à un ou deux étages, à simple ou à double entrée. Pour les pompes multicellulaires (trois étages ou plus), le modèle réduit devra habituellement être construit avec au moins trois étages. Il devra être essayé de préférence dans la même position à axe vertical ou à axe horizontal que la machine industrielle lorsqu'il y aura lieu de prendre en compte l'application du paragraphe 57.1.3, chapitre XI. La similitude géométrique n'est pas nécessairement requise pour les labyrinthes et les jeux des bagues d'étanchéité, ainsi que pour les étanchéités sur l'arbre (voir le chapitre IV, paragraphe 14.5). Si le fournisseur a pris la responsabilité du fonctionnement de la pompe, tel qu'il résulte de l'influence des conditions spécifiées pour l'entrée et pour la sortie, les prescriptions du chapitre IV, paragraphe 14.2, sont applicables.

Aucune similitude géométrique n'est imposée dans le tracé des garnitures de traversée d'arbre de la pompe. Pour réduire l'incertitude dans la détermination du frottement des garnitures sur l'arbre, des garnitures de sortie d'arbre sans contact avec celui-ci sont préférables pour les essais de pompe sur modèle réduit. Les méthodes de calcul des pertes des dispositifs d'étanchéité et des pertes des garnitures de sortie d'arbre de la machine industrielle et les méthodes de comparaison de ces pertes avec les pertes correspondantes du modèle réduit doivent être convenues d'un commun accord à l'avance.

### 15.2.2 Etat de surface des canaux de passage de l'eau

Les aubes et les canaux de passage de l'eau aussi bien du modèle réduit que de la machine industrielle doivent être aussi lisses que possible en accord avec des méthodes de fabrication normales et avec les conditions économiques de la fabrication. Cela signifie que, pour les méthodes de fabrication classiques et pour les dimensions, les nombres de Reynolds et les hauteurs totales spécifiées au tableau IV, l'écoulement à travers le modèle réduit est vraisemblablement en régime hydrauliquement lisse. Par suite du nombre de Reynolds plus grand de la machine industrielle, celle-ci peut fonctionner dans la région où la rugosité des surfaces influe sur l'écoulement. Pour réduire une telle influence, un état de surface raisonnablement lisse de la machine industrielle doit être recherché.

A moins d'un accord stipulant le contraire, les surfaces des parties de la machine industrielle où l'eau passe ne devront pas dépasser les valeurs de rugosité indiquées au tableau V et devront être exemptes d'ondulations, de creux, de saillies ou de discontinuités de profil. De cette manière, les effets des états de surface sur les caractéristiques de fonctionnement des machines industrielles resteront raisonnablement faibles.

TABLEAU V

Désignation	Valeur maximale admissible de la rugosité* de surface $R_a$ , de la machine industrielle (écart moyen arithmétique du profil par rapport à la ligne moyenne)					
	Hélice et hélico-centrifuge		Centrifuge			
			$D_1 < 800$ mm		$D_1 > 800$ mm	
	mm	$\mu\text{in}$	mm	$\mu\text{in}$	mm	$\mu\text{in}$
Aubes de la roue, directrices mobiles et surface des diffuseurs	0,008	300	0,010	400	0,012	480
			(à l'entrée et à la sortie)		(à l'entrée et à la sortie)	
			0,015	600	0,020	800
			(partout ailleurs)		(partout ailleurs)	
Directrices fixes du corps, couronnes latérales et ailettes des canaux de retour	0,030	1 200	0,030	1 200	0,030	1 200

\* Cette valeur est basée sur la rugosité  $R_a$ , définie dans la Recommandation ISO R 468 (1966).

15.2 Geometrical and hydraulic similarity

15.2.1 Similarity between model and prototype

Unless otherwise specified, the model pump shall be geometrically similar to the prototype pump in all wetted parts between the inlet and outlet reference sections of the pump whether it be single- or two-stage, single or double inlet. For multi-stage pumps (three stages or more), the model should usually be built with at least three stages. It should preferably be tested in the same vertical shaft or horizontal shaft position as the prototype in cases where the application of Sub-clause 57.1.3, Chapter XI, has to be taken into account. Geometrical similarity is not necessarily required in the labyrinth seals and wearing ring clearances, nor in the shaft seals (see Chapter IV, Sub-clause 14.5). If the supplier has undertaken responsibility for the performance of the pump under the influence of specified inlet and outlet conditions, the requirements of Chapter IV, Sub-clause 14.2, apply.

No geometrical similarity is required in the design of the pump stuffing-box seals. To reduce uncertainty in the determination of shaft seal friction, contact-free stuffing-box seals are preferred in model pump tests. Methods for calculating prototype seal losses and stuffing-box losses and comparing them with corresponding model losses should be agreed in advance.

15.2.2 Surface finish of water passages

The blades and water passages of both model and prototype pumps shall be as smooth as possible consistent with normal manufacturing methods and the economics of manufacture. This means that, for conventional methods of manufacture and the sizes, Reynolds numbers and heads specified in Table IV, the flow through the model is likely to be in the hydraulically smooth regime. Because of the higher Reynolds number on the prototype, it may be operating in the region where surface roughness influences the flow. To minimize such influences, a reasonably smooth finish on the prototype should be aimed at.

Unless there is any agreement to the contrary, the surfaces of the prototype water passages shall be within the roughness figures shown in Table V and shall be free from waviness, hollows, projections or discontinuities of profile. In this way, the influence of the surface condition on the prototype performance will be kept reasonably small.

TABLE V

Item	Maximum permissible prototype surface roughness * $R_a$ (centre-line average)					
	Kaplan and semi-axial		Radial			
			$D_1 < 800$ mm		$D_1 > 800$ mm	
	mm	$\mu$ in	mm	$\mu$ in	mm	$\mu$ in
Impeller blades, guide vanes and diffuser surfaces	0.008	300 (all over)	0.010	400	0.012	480
			(at inlet and outlet)		(at inlet and outlet)	
			0.015	600	0.020	800
			(elsewhere)		(elsewhere)	
Stay vanes, lip plates and return vanes	0.030	1 200	0.030	1 200	0.030	1 200

\* This is based on the surface roughness  $R_a$ , defined in ISO Recommendation R 468 (1966).

### 15.3 Vérification de la similitude géométrique entre le modèle réduit et la machine industrielle

La vérification de la similitude géométrique entre le modèle réduit et la machine industrielle est une condition fondamentale des essais de réception de pompes sur modèle réduit. Les valeurs réelles de toutes les dimensions doivent être déterminées. Les mêmes mesures doivent être effectuées sur la machine industrielle en les poussant autant qu'il est nécessaire pour s'assurer qu'elle est correctement exécutée dans les tolérances spécifiées.

En ce qui concerne les roues centrifuges et hélico-centrifuges :

Les diverses sections de mesure à utiliser sont illustrées par la figure 7, page 130, pour une faible vitesse spécifique ainsi que pour une grande vitesse spécifique, cette figure définit également le diamètre de sortie  $D_{2 \max}$ .

En ce qui concerne les roues hélices :

- Les profils à considérer devront être ceux de sections cylindriques traversant les pales et centrées sur l'axe de rotation de la roue. Dans des limites d'inclinaisons (fixées à  $0,5^\circ$ ) et dans des limites de déplacement axial (fixées à  $0,2\% D_2$ ), le profil de référence peut être ajusté pour s'adapter au mieux au profil mesuré. Aucun ajustement radial de profil n'est autorisé.

Les parties suivantes doivent au moins être vérifiées :

1. Les dimensions principales à l'entrée et à la sortie de la roue, de la pièce d'aspiration, du corps de pompe et du diffuseur, des ailettes directrices et des directrices fixes du corps.
2. Le nombre d'aubes de la roue, d'ailettes du diffuseur et de directrices fixes du corps.
3. La forme du profil des aubes de la roue, des ailettes du diffuseur et des directrices fixes du corps.
4. La largeur et la longueur des interstices des bagues d'étanchéité entre le corps et la roue <sup>1)</sup>.
5. Les jeux entre les directrices mobiles, si elles existent, et le corps de la pompe <sup>1)</sup>.
6. Les jeux entre l'extrémité des aubes de la roue et le corps de la pompe <sup>1)</sup> (et entre celles-ci et le moyeu si les pales sont mobiles <sup>1)</sup>).

Pour les roues centrifuges et hélico-centrifuges, les prescriptions sont, par commodité, exprimées par référence à une pompe à une seule entrée et un seul étage. Pour les pompes à deux entrées et pour les pompes à plusieurs étages, d'autres mesures doivent être effectuées sur toutes les entrées et tous les étages. Il y a deux méthodes principales pour mesurer la sortie de la roue (voir l'annexe A pour leur description et leur notation); suivant celle des deux méthodes qui est choisie, les mesures suivantes sont recommandées :

7. Mesurer les profils des aubes à la sortie et les angles de sortie ( $\beta_2$ ) pour au moins trois sections (voir les figures 7, 27 et 28, pages 130, 141 et 142).
8. Mesurer les distances périphériques entre les aubes adjacentes à différents rayons (pour vérifier que leur espacement est uniforme) et l'épaisseur ( $\epsilon$ ) des aubes dans une coupe cylindrique passant par les cercles d'entrée et de sortie (voir la figure 27a, page 141).
9. Mesurer les largeurs ( $b$ ) entre les flasques pour chacun des canaux de passage entre les aubes et la largeur moyenne ( $b_m$ ) pour la roue.
10. Par la suite, déterminer l'aire de la surface nette de sortie moyenne ( $S_2$ ) (en déduisant l'aire occupée par les aubes) le long de la périphérie au diamètre de sortie (voir l'annexe A et la figure 27).
11. Ou, en variante à 10, déterminer l'aire moyenne des canaux de passage ( $S_2'$ ) là où le cercle inscrit est tangent à la fois à la face en pression et à celle en dépression (voir l'annexe A et la figure 28).

Dans le cas de roues hélices :

12. Mesurer le profil de la pale pour au moins chacune des trois sections cylindriques ainsi que les angles d'entrée et de sortie correspondants de la pale.
13. Mesurer la position axiale des profils de pale.
14. Mesurer l'inclinaison angulaire des profils, d'une part entre eux et d'autre part par rapport au plan de rotation.

<sup>1)</sup> Il est recommandé de s'assurer que ces jeux ne sont pas modifiés lorsque le corps de la pompe est sous la pression de fonctionnement et que le rotor interne tourne (voir le chapitre XI, paragraphe 57.3.5).

### 15.3 Checking the geometrical similarity of model and prototype pump

A basic requirement for acceptance tests with model pumps is to check the geometrical similarity between model and prototype. The true values of all significant dimensions shall be determined. Similar measurements shall be carried out on the prototype to the extent required to ensure that it is correctly manufactured within the specified tolerances.

With respect to radial and semi-axial impellers:

- The various measuring sections to be used are illustrated in Figure 7, page 130, for low- and high-specific speed types which is also used to define maximum outlet diameter  $D_{2 \max}$ .

With respect to axial flow impellers:

- The profiles to be considered shall be cylindrical sections through the blades centred on the impeller shaft axial centre line. Within the limits of inclination ( $0.5^\circ$ ) and axial displacement ( $0.2\% D_2$ ), the reference profile may be adjusted to give the best fit to the measured profile. No radial adjustment of profiles is permitted.

At least, the following parts must be checked:

1. The principal dimensions at inlet and outlet of the impeller, the suction pipe, the pump casing and diffuser the stay vanes and diffuser vanes.
2. The number of impeller blades, diffuser vanes and stay vanes in the pump casing.
3. The profile shape of the impeller blades, diffuser vanes and stay vanes.
4. The width and length of the sealing ring gaps between casing and impeller.<sup>1)</sup>
5. The clearances between variable guide vanes, if any, and the casing.<sup>1)</sup>
6. The clearances between the impeller blade tips and the casing<sup>1)</sup> (and the hub if the blades are movable<sup>1)</sup>).

With radial and semi-axial impellers, the requirements are, for convenience, expressed in terms of a single-inlet single-stage pump. For double-inlet and multi-stage pumps, more measurements must be taken of all inlets and stages. There are two main methods of measuring the outlet of the impeller (see Appendix A for description and notation); depending on which method is chosen, the following are recommended:

7. To measure blade outlet profiles and outlet angles ( $\beta_2$ ) at three or more sections (see Figures 7, 27 and 28, pages 130, 141 and 142).
8. To measure the peripheral distances between adjacent blades at various radii (to check even spacing) and the projected blade thicknesses ( $\varepsilon$ ) on the inlet and on outlet diameters (see Figure 27a, page 141).
9. To measure the widths ( $b$ ) between shrouds of the individual blade passages and the mean width ( $b_m$ ) for the impeller.
10. Hence, to determine the mean net outlet area ( $S_2$ ) (allowing for area occupied by blades) along the periphery at the outlet diameter (see Appendix A and Figure 27).
11. Or, alternatively to 10, to determine the mean impeller-blade passage area ( $S_2'$ ) where the maximum inscribed circle is tangential to the pressure and suction faces at outlet (see Appendix A and Figure 28).

With axial flow impellers:

12. To measure the blade profile at each of three or more cylindrical sections and the corresponding blade inlet and outlet angles.
13. To measure the axial position of the blade profiles.
14. To measure the angular inclination of the profiles with respect to each other and with respect to the plane of rotation.

<sup>1)</sup> It is advisable to check that such clearances do not change when the pump casing is under operating pressure and the impeller rotating (see Chapter XI, Sub-clause 57.3.5).

Les profils d'ailettes et d'aubes ou de pales, pour tous les types de pompes, peuvent être vérifiés au moyen de dispositifs de vérification de profils, de calibres à jeu, de calibres à contacts, ou par une combinaison de toutes ces méthodes.

#### 15.4 Ecarts admissibles de similitude géométrique entre la pompe industrielle et le modèle réduit

Les écarts admissibles dans la similitude géométrique entre la pompe industrielle et le modèle réduit doivent faire l'objet d'un accord préalable par écrit. Si un tel accord n'existe pas, les tolérances suivantes doivent être appliquées. Ces tolérances représentent des valeurs limites au-delà desquelles il n'est plus possible de compter sur une similitude géométrique satisfaisante entre le modèle réduit et la machine industrielle.

Les écarts admissibles dont la liste suit représentent la différence entre les dimensions de la pompe industrielle et les dimensions de référence, lesquelles sont obtenues sur le modèle réduit telles qu'elles sont mesurées, mais transposées à l'échelle de la pompe industrielle.

Les tolérances sont pour cela exprimées en pour-cent des dimensions des conduits hydrauliques de la machine industrielle comme, par exemple, il est représenté sur la figure 6, page 130, pour une partie du corps de la pompe.

En ce qui concerne les pompes centrifuges et hélico-centrifuges :

	<i>Tolérances</i>
— Angle moyen des aubes à l'entrée ( $\beta_1$ ) <sup>1)</sup>	± 2°
— Angle moyen des aubes à la sortie ( $\beta_2$ ) <sup>1)</sup> (voir l'annexe A et la figure 27b, page 141)	± 1°
— Principales dimensions des conduits hydrauliques dans le diffuseur ou entre les directrices mobiles et au col de la pièce d'aspiration	± 2%
— Principales dimensions des conduits hydrauliques dans le conduit d'amenée et le corps de la pompe	± 2%
— Jeu aux bagues d'étanchéité de la roue: pour le modèle réduit, la largeur absolue du jeu radial dans le labyrinthe ne devra pas être inférieure à 0,15 mm	+ 20% à 50%
— Largeurs moyennes de passage libre à l'entrée des canaux de la roue (voir la figure 8, page 131)	+ 3% à 1%
— Ecarts de chaque largeur individuelle à l'entrée et à la sortie de la roue par rapport à la valeur moyenne correspondante (voir la figure 8)	± 5%
— Ecarts de l'aire de passage libre à la sortie de chaque canal individuel de la roue par rapport à la valeur moyenne correspondante (voir la figure 8)	± 2%
— Aire moyenne nette de sortie ( $S_2$ ) (voir l'annexe A et la figure 27, page 141)	± 2%
— Aire moyenne de passage à la sortie ( $S_2'$ ) (voir l'annexe A et la figure 28, page 142)	± 2%
— Dimensions principales de la roue, quand il n'en est pas stipulé autrement	± 1%
— Ecarts du profil des ailettes du diffuseur ou des directrices mobiles par rapport au profil de référence, ces écarts étant exprimés en pour-cent de l'épaisseur maximale des ailettes	± 5%
— Jeu d'extrémité des directrices mobiles	± 5%
— Ecart du profil des directrices fixes par rapport à leur vrai profil, cet écart étant exprimé en pour-cent de l'épaisseur maximale de ces directrices fixes qui sont des aubes fixes disposées pour des raisons de structure dans le carter en volute	± 10%

En ce qui concerne les pompes hélices :

— Dimensions principales des conduits hydrauliques entre les ailettes de guidage ainsi qu'au col de la pièce d'aspiration	± 0,5%
— Dimensions principales des conduits hydrauliques non usinés à l'entrée dans le corps de la pompe et dans la pièce d'aspiration	± 2,0%
— Jeu à l'extrémité des aubes (ne doit pas être inférieur à 0,15 mm)	+ 20% à 50%
— Ecart du profil des pales par rapport au profil de référence au droit des sections mesurées et écart de la forme du bord d'attaque et du bord de fuite de la pale par rapport à la forme de référence correspondante, ces écarts étant exprimés en pour-cent du diamètre de la roue	± 0,2%
— Inclinaison des sections de pale	± 0,5°
— Jeu d'extrémité des ailettes directrices mobiles	± 5%

<sup>1)</sup> Ces dimensions sont très importantes.

Vane and blade profiles for all types of pumps may be checked by profile plotting devices, clearance templates, contact templates, or by a combination of all these methods.

#### 15.4 Permissible deviations in geometrical similarity between prototype and model

The permissible deviations in geometrical similarity between prototype and model shall be agreed in writing beforehand. If there is no such agreement, then the following tolerances shall be used. These represent limiting values beyond which satisfactory similitude between model and prototype cannot be relied on.

The permissible deviations listed below represent the difference between the prototype dimensions and the reference dimensions which are obtained from the model as measured but scaled-up to prototype size.

The tolerances therefore are expressed as a percentage of the water passage dimensions of the prototype, as for example shown in Figure 6, page 130, for part of the pump casing.

	<i>Tolerances</i>
With respect to radial and semi-axial pumps:	
— Mean blade inlet angle ( $\beta_1$ ) <sup>1)</sup>	$\pm 2^\circ$
— Mean blade outlet angle ( $\beta_2$ ) <sup>1)</sup> (see Appendix A and Figure 27b, page 141)	$\pm 1^\circ$
— Principal dimensions of water passages through diffuser or guide vanes and throat ring of suction tube	$\pm 2\%$
— Principal dimensions of water passages in intake and pump casing	$\pm 2\%$
— Impeller seal clearance; for model, the absolute width of gap in the labyrinth should not be less than 0.15 mm	+ 20% to 50%
— The mean clear inlet widths of the impeller water passages (see Figure 8, page 131)	+ 3% to 1%
— Deviations of each individual impeller inlet and outlet width from the mean value (see Figure 8)	$\pm 5\%$
— Deviations of clear outlet areas of each individual water passage of impeller from the mean value	$\pm 2\%$
— Mean net outlet area ( $S_2$ ) (see Appendix A and Figure 27, page 141)	$\pm 2\%$
— Mean clear outlet area ( $S_2'$ ) (see Appendix A and Figure 28, page 142)	$\pm 2\%$
— Principal dimensions of impeller, where not otherwise mentioned	$\pm 1\%$
— Deviation of the diffuser or guide vane profile from the reference profile and expressed in per cent of the vane maximum thickness	$\pm 5\%$
— End clearance of guide vanes	$\pm 5\%$
— Deviation of the stay vane profile from the true profile and expressed in per cent of the vane maximum thickness; stay vanes are the fixed blades in the volute casing placed there for structural reasons	$\pm 10\%$
With respect to axial flow pumps:	
— Principal dimensions of water passages through diffuser or guide vanes and throat ring	$\pm 0.5\%$
— Principal dimensions of unmachined water passages in intake, pump casing and suction tube	$\pm 2.0\%$
— Blade tip clearance (should not be less than 0.15 mm)	+ 20% to 50%
— Deviation of the blades profile (including leading and trailing edge shape) from the reference profile at the sections measured and expressed in per cent of the impeller diameter	$\pm 0.2\%$
— Inclination of the blade sections	$\pm 0.5^\circ$
— End clearance of guide vanes	$\pm 5\%$

<sup>1)</sup> These dimensions are very important.

	<i>Tolérances</i>
— Ecart du profil des ailettes directrices fixes par rapport au profil de référence, cet écart étant exprimé en pour-cent de l'épaisseur maximale de la directrice	$\pm 5\%$
Dans le cas de vannes papillons (si elles sont incluses dans le modèle réduit conformément au paragraphe 15.2.1):	
— Ecart de profil de la lentille par rapport au profil de référence aux sections mesurées, cet écart étant exprimé en pour-cent de l'épaisseur maximale de la lentille	$\pm 2\%$

15.5 *Conjugaison entre le positionnement des pales de roue et celui des directrices mobiles pour les pompes ayant des pales de roue orientables et des directrices mobiles*

Pour parvenir au positionnement des pales le plus favorable, pour diverses hauteurs totales d'élévation, il est essentiel de compléter les essais sur modèle réduit par des essais sur place de la pompe industrielle. Il doit être cependant rappelé que la méthode des « essais relatifs » qui est utilisée sans restriction pour les turbines, ne doit être appliquée pour les pompes que dans la zone des rendements garantis. Dans la méthode des « essais relatifs », des prises de pression statique convenablement situées à l'entrée de la pompe, dans le corps de la pompe, ou dans la tubulure de refoulement peuvent être disposées de façon à donner une différence de pression qui soit fonction du débit. La valeur exacte de cette fonction peut être déterminée par étalonnage, mais il est essentiel que la distribution relative des vitesses d'écoulement dans les sections choisies pour les prises de pression de référence reste inchangée sur toute l'étendue de la gamme de débits considérée. Il est recommandé que le modèle réduit comporte des prises de pression de façon que le comportement de ces prises de pression puisse être contrôlé pendant les essais sur modèle réduit.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-1:2010

*Tolerances*

- Deviation of the stay vane profile from the reference profile and expressed in per cent of the vane maximum thickness ± 5%
- With butterfly valves (if included in the model in accordance with Sub-clause 15.2.1):
- Deviation of disc profile from the reference profile at the sections measured and expressed in per cent of the maximum disc thickness ± 2%

15.5 *Correlation between impeller blade and guide vane setting in pumps having variable impeller blades and guide vanes*

To arrive at the most favourable blade setting for various pump heads, it is essential to supplement the model pump tests by prototype pump tests at site. It is to be remembered, however, that the index methods which find unrestricted use with turbines should be applied only within the guaranteed efficiency range of pumps. In the index method, suitably-located static pressure tapings in the pump inlet, casing or delivery branch may be arranged to give a pressure difference which is a function of flow-rate. The exact function can be determined by calibration, but it is essential that the relative velocity distribution across the sections chosen for the index tapings should remain substantially unchanged for the range of flows covered. It is recommended that the model include pressure tapings so that the performance of the tapings can be checked during the model tests.

—

Withdrawing

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:2016

## CHAPITRE V: MODALITÉS D'EXÉCUTION DES ESSAIS

### 16. Choix du laboratoire

Tout laboratoire remplissant les stipulations exposées au chapitre IV concernant la disposition générale, les possibilités et la qualité de l'instrumentation sera jugé comme convenable pour des essais de cette nature. Un laboratoire indépendant peut parfois être préférable, spécialement quand des essais comparatifs sont exigés sur des pompes de différents constructeurs.

### 17. Période des essais

Indépendamment de la nature des essais sur modèle réduit, il est dans l'intérêt des parties en cause que les essais, une fois qu'ils ont été décidés, soient effectués dans le délai le plus court possible. La date des essais sur modèle réduit faisant l'objet de ce code doit être spécifiée dans le contrat ainsi que la durée proposée pour ces essais, ce qui est important lorsque les modèles réduits d'une série en compétition doivent être comparés. Néanmoins, il faut toujours donner au constructeur un temps suffisant pour fabriquer le modèle réduit et pour achever ses propres essais préparatoires, soit dans son propre laboratoire, soit ailleurs, ainsi que pour exécuter sur le modèle réduit les mises au point de dernière minute avant les essais de réception officiels. Il doit cependant y avoir accord sur la limitation du temps utilisé pendant les essais de réception pour remédier aux défauts mécaniques qui surviennent, quels qu'ils soient.

### 18. Personnel

Les essais doivent être conduits par un personnel ayant une expérience spéciale du matériel d'essai particulier utilisé. Les représentants de chacune des parties doivent disposer de facilités égales pour assister aux essais et pour faire des remarques sur leur conduite en ce qui concerne leur conformité avec ce code.

Si, après accord spécial entre les parties, un expert indépendant est appelé pour agir en tant que chef des essais, il prendra, dans un tel cas, la pleine responsabilité de l'exécution correcte des essais et de l'interprétation des résultats en accord avec ce code. Il aura la responsabilité de prendre les décisions, mais il devra prendre en considération toutes remarques ou suggestions de chacun des représentants des parties.

### 19. Programme des essais

Un programme technique doit être établi à l'avance et doit recevoir l'accord des parties. Dans le cas d'essais de réception, ce programme doit se référer aux garanties contractuelles. Il devra être aussi complet que possible et donner des détails, par exemple, sur les sujets suivants:

- a) Dimension de la pompe modèle réduit et son tracé mécanique en ce qui concerne les paliers, les étanchéités d'arbre, les interstices des labyrinthes d'étanchéité, les parties transparentes pour l'éclairage, la visualisation et la photographie, les trous d'équilibrage ou les tuyauteries d'équilibrage pour le contrôle de la poussée axiale, les dispositifs de réglage pour les ailettes du diffuseur et/ou les pales de la roue, etc.
- b) Gamme des hauteurs totales d'essais ou des débits d'essais et des vitesses de rotation à appliquer.
- c) Instruments de mesure et méthodes de mesure à utiliser avec référence aux chapitres correspondants de ce code. Dans le cas où il y a deux instruments ou plus installés en permanence sur la plate-forme d'essai pour la mesure d'une quantité particulière, l'un d'eux doit être choisi comme étant l'instrument dont les lectures sont à utiliser pour le calcul des résultats, et l'autre ou les autres doivent être utilisés seulement dans des buts de référence ou de contrôle fonctionnel. Les méthodes à utiliser pour l'étalonnage de l'instrument doivent être stipulées dans le programme.
- d) Les différentes natures d'essais et les quantités à mesurer devront être spécifiées en détail. Il doit être clairement précisé si les essais de cavitation doivent être faits au coefficient de cavitation correspondant aux conditions de fonctionnement de la pompe industrielle ou si des essais de cavitation complets doivent être faits (voir le chapitre XI).

## CHAPTER V: TEST PROCEDURE

### 16. Choice of laboratory

Any laboratory satisfying the stipulations set out in Chapter IV concerning general layout, capacity and quality of instrumentation should be deemed suitable for this kind of test. An independent laboratory may sometimes be preferable, particularly when comparative tests are required on pumps from different manufacturers.

### 17. Time for tests

Irrespective of the kind of model tests, it is in the interests of the parties involved that the tests, once decided upon, be carried out with the shortest possible delay. The date for the model tests covered by this code should be stated in the contract and also their proposed duration, which is important when a series of competitive models are to be compared. Nevertheless, the manufacturer must always be given sufficient time for manufacturing the model and to carry out his own preparatory tests whether in his own laboratory or elsewhere, and to make any last-minute adjustments to the model prior to official acceptance tests. There should, however, be an agreed limitation on time spent during the acceptance tests in putting right any mechanical defects which arise.

### 18. Personnel

The tests should be carried out by personnel having special experience with the particular test equipment used. Representatives from each party shall be given equal opportunities for attending the tests and commenting on their conduct subject to compliance with this code.

If, after special agreement between the parties, an independent expert be called to act as chief of tests, he will in such a case take over full responsibility for the correct execution of the tests and computation of the results in accordance with this code. He shall be responsible for making decisions, but has to receive for due consideration any remarks or suggestions by any of the parties' representatives.

### 19. Test programme

A technical programme should be established in advance and agreed upon by the parties. This programme should, in case of an acceptance test, refer to contractual guarantees. It should be as complete as possible and give particulars, for instance, of the following items:

- a)* Size of model pump and its mechanical design with respect to bearings, shaft seals, labyrinth-seal gaps, transparent sections for lighting, observation and photography, balance holes or pipes for axial-thrust control, adjusting devices for diffuser vanes and/or runner blades, etc.
- b)* Range of test heads or discharges and speeds to be applied.
- c)* Measuring instruments and measuring methods to be used with reference to corresponding chapters in this code. In case there are two or more instruments permanently installed in the test stand for measuring a particular quantity, one must be selected as the instrument whose readings are to be used in calculating the results, and the other(s) used only for reference and functional control purposes. Methods to be used for instrument calibration should be stipulated in the programme.
- d)* The different kinds of tests and the quantities to be measured should be specified in detail. It should be clearly stated whether cavitation tests should be made at the cavitation coefficient and corresponding to the operating conditions of the prototype or whether complete cavitation tests are to be made (see Chapter XI).

e) L'étendue des essais, le nombre des positions des directrices et/ou des pales (dans le cas où elles sont orientables), le nombre des points d'essais (valeurs des  $Q/H$ ) et le nombre de lectures pour chaque point d'essai. Lorsque les rendements pondérés sont utilisés dans des buts contractuels, le maximum d'exactitude doit être recherché pour tous les essais individuels et non seulement pour les débits et les hauteurs totales auxquels les rendements pondérés se réfèrent.

## 20. Inspection

20.1 Une inspection de la pompe modèle réduit doit être effectuée avant son installation dans le circuit. Cette inspection doit être suffisamment détaillée pour déterminer les dimensions principales y compris les aires des sections d'entrée et de sortie munies de prises de pression pour la mesure des hauteurs et les jeux, conformément aux prescriptions données au chapitre IV. Dans le cas d'ailettes de diffuseurs mobiles et/ou de pales de roue orientables, leurs positions réelles, en fonction des indications de l'échelle graduée, devront être soigneusement vérifiées à la fois sur le modèle réduit et sur la machine industrielle.

20.2 La similitude géométrique entre le modèle réduit et la pompe industrielle peut seulement être vérifiée par comparaison, comme cela est exposé au chapitre IV. La conformité du modèle réduit avec les plans qui ont servi à sa fabrication doit être vérifiée. Les tolérances d'exécution étant les mêmes que celles prévues au chapitre IV, paragraphe 15.4, tous les écarts trouvés qui excèdent ces tolérances doivent être utilisés pour corriger le modèle réduit, les plans de la pompe industrielle et/ou la pompe industrielle elle-même, conformément à ce qui a été stipulé dans le contrat et à ce qui sera convenu ultérieurement d'un commun accord à la lumière des essais sur modèle réduit. Seules des modifications systématiques de tracé ayant une influence souhaitable et significative sur le fonctionnement peuvent être apportées pour corriger les dessins de la pompe industrielle. Si, par exemple, il se trouve que le modèle réduit n'est pas réalisé conformément aux plans mais que ses résultats d'essais soient excellents, il peut être convenu d'un commun accord que la machine industrielle soit réalisée suivant le modèle réduit lui-même et non pas suivant les plans d'origine de celui-ci. Il est cependant essentiel que le modèle réduit et la pompe industrielle soient géométriquement semblables dans la limite des tolérances prescrites. La pompe industrielle sera complètement mesurée aussitôt que possible et comparée avec le modèle réduit, lequel devra être conservé un temps suffisant pour cela et pour établir la similitude géométrique.

20.3 Le circuit d'essai devra être inspecté complètement avant et après les essais et une attention particulière devra être donnée à l'état lisse du circuit hydraulique dans le voisinage des sections d'entrée et de sortie de la pompe modèle réduit et aux prises de pression dans ces sections. Le dispositif de mesure du débit d'eau doit faire lui aussi l'objet d'un soin correspondant.

20.4 Une inspection générale de la pompe modèle réduit devra également être faite après que les essais principaux auront été terminés.

## 21. Etalonnage des instruments

En liaison avec l'inspection, tous les instruments de mesure doivent être soigneusement étalonnés par comparaison avec des dispositifs primaires de base. Il est recommandé que toutes les vis de réglage des échelles graduées des instruments, etc., soient alors bloquées et scellées, de façon à éviter dans toute la mesure possible des doutes et des discussions ultérieures au sujet de la position vraie de tels éléments.

Tous les dispositifs de mesure du débit d'eau qui peuvent être influencés par des conditions d'écoulements propres au circuit devront être calibrés sur place dans les mêmes conditions (même en ce qui concerne la pression absolue) que celles qui existeront pour les essais.

En ce qui concerne l'étalonnage du dynamomètre, une série distincte de mesures doit être effectuée pour déterminer le couple de frottement mécanique dans les paliers et garnitures de traversée d'arbre qui ne font pas partie intégrante d'un stator monté en balance ou ne sont pas reliés à celui-ci, de façon à donner automatiquement le couple net sur la roue de la pompe. Ces étalonnages sont nécessaires pour déterminer correctement le rendement hydraulique de la pompe. Ils doivent être effectués dans des conditions qui, en ce qui concerne la charge et la lubrification, correspondent autant qu'il est possible à celles de l'essai principal.

Tous les étalonnages, sauf accord contraire, doivent être répétés aussitôt que possible après les essais. Si la comparaison des deux étalonnages fait apparaître entre eux des écarts inférieurs à l'incertitude de mesure partielle correspondante indiquée dans la liste du chapitre VI, la moyenne arithmétique des deux étalonnages sera alors

e) The extent of tests, number of vane and/or blade settings (if adjustable), number of test points ( $Q/H$  values) and number of readings for each test point. When weighted efficiencies are used for contractual purposes, the maximum accuracy should be sought for all test runs and not only for those discharges or pump heads to which weighted efficiencies refer.

## 20. Inspection

20.1 Inspection of the model pump should be made before erection in the circuit and should be sufficiently detailed to establish main dimensions including areas of inlet and outlet tapping sections for head measurements and clearances, in accordance with the requirements given in Chapter IV. In the case of adjustable diffuser vanes and/or impeller blades, their true positions in relation to the scale indications should be carefully checked both in the model and in the prototype machines.

20.2 Geometric similarity between the model and prototype can only be checked by comparison as outlined in Chapter IV. The conformity of the model with the drawings which served for its manufacture should be checked. Since the design tolerances are the same as those given in Chapter IV, Sub-clause 15.4, any deviations found which exceed these tolerances must be used to correct either the model, the drawings for the prototype and/or the prototype itself, according to what has been stipulated in the contract and what is arranged subsequently by mutual agreement in the light of model tests. Only systematic deviations from design having a desirable and significant influence on the performance should be used to correct the prototype drawings. If, for example, the model is not made as drawn but the model results are very good, it may be mutually agreed that the prototype be made like the model and not like the original model drawings. It is essential, however, for the model and the prototype to be geometrically similar within the tolerances stipulated. The prototype should be fully measured as soon as possible and compared with the model which shall be retained for sufficient time for this to be done and for geometrical similarity to be established.

20.3 The test rig should be thoroughly inspected before and after the tests and special attention paid to smoothness of the hydraulic circuit in the vicinity of the inlet and outlet section of the model pump, and the pressure tappings in these sections. Also, the device for measuring water quantity should be subject to corresponding care.

20.4 A general inspection of the pump model should also be made after the main tests have been finished.

## 21. Calibration of instruments

In connection with the inspection, all measuring instruments must be carefully calibrated by comparison with basic devices. It is recommended that all adjusting screws on instrument scales, etc., then be locked and sealed, in order to avoid as far as possible later hesitation and discussion about the proper position of such elements.

All devices for the measurement of water flow which may be influenced by flow conditions peculiar to the circuit should be calibrated *in situ* under the same conditions (including the absolute pressure) as prevailing for the tests.

In connection with the calibration of the dynamometer, a separate series of measurements should be made to establish the mechanical friction torque in bearings and shaft seals which are not built into or connected to a stator of the swinging type which automatically yields the net torque on the pump impeller. These calibrations are necessary for determining correctly the hydraulic efficiency of the pump. They should be taken under conditions, with respect to load and lubrication, which correspond as far as possible to those of the main test.

All calibrations, if not otherwise agreed, are to be repeated as soon as possible after the tests. If the differences between the two calibrations compared are less than the individual inaccuracies listed in Chapter VI, then the arithmetical mean of the calibrations made before and after the tests shall be used. If, between the two calibrations,

utilisée. Si, entre les deux étalonnages, des écarts supérieurs aux incertitudes ou erreurs à craindre spécifiées au chapitre VI apparaissent pour plus de 10% des points d'étalonnage, les essais doivent être annulés et recommencés.

Une quelconque des parties intéressées peut, pour des raisons déclarées, réclamer un réétalonnage d'un instrument au cours d'un essai individuel.

## 22. Essais préliminaires

Avant le début des essais principaux, il est recommandé d'effectuer un certain nombre d'essais individuels préliminaires pour vérifier le fonctionnement correct de la pompe modèle réduit et du circuit d'essai, ainsi que de tous les dispositifs de mesure ou de réglage. Le but de tels essais est de donner au personnel d'essai l'occasion de vérifier le fonctionnement correct de l'installation complète en accord avec les conditions imposées par le chapitre IV et, ce qui est peut-être même plus important, d'obtenir une base pour un accord sur les incertitudes de mesure. Les conditions de l'écoulement doivent être examinées avec une attention particulière en ce qui concerne celles à l'entrée de la pompe et du débitmètre.

La présence possible de bulles d'air dues à la cavitation et/ou à des fuites aux brides et aux joints d'étanchéité devra être examinée dans les conditions régnantes les plus défavorables auxquelles on peut s'attendre.

Les déformations et les déplacements de la pompe modèle réduit devront être mesurés sous les différentes hauteurs de fonctionnement qui seront utilisées pour l'essai principal qui devra suivre. Une attention particulière devra être apportée à la position convenable de la roue, dans les directions axiale et radiale, et à ses jeux de fonctionnement.

Un nombre suffisant de points d'essais devra être mesuré pour permettre au personnel d'essai, compte tenu aussi des étalonnages précédents, d'estimer les erreurs de mesure accidentelles probables applicables aux résultats finaux. La tolérance réelle pour erreurs accidentelles durant l'essai sera déterminée comme indiqué au chapitre VI, article 29.

### 22.1 Exécution des essais

Bien que le programme puisse prescrire que les essais soient effectués pour des points garantis déterminés, un essai de base devra toujours être exécuté en premier pour établir les courbes caractéristiques complètes  $Q/H$ , à vitesse constante, de la pompe dans des conditions de non-cavitation. Cet essai peut être étendu de façon à couvrir le fonctionnement dit dans le « deuxième quadrant » (voir la figure 9, page 132), c'est-à-dire en débit inversé à vitesse de rotation inchangée (fonctionnement en dissipation d'énergie ou frein) et aussi pour couvrir le fonctionnement en « turbine » et le dévirage à l'emballement (voir la figure 9b et les paragraphes 12.3, 12.4 et 58.3).

Après que les conditions d'un essai individuel auront été établies pour donner un certain point de fonctionnement sur la courbe caractéristique, on attendra le délai voulu pour que toute perturbation hydraulique transitoire soit amortie avant de faire les lectures (voir le chapitre IV, paragraphe 14.3).

Les lectures instantanées sur les instruments indicateurs devront être coordonnées dans le temps entre elles et avec les mesures sur les appareils intégrateurs.

La moyenne arithmétique d'un certain nombre de lectures constituera la valeur retenue pour toute quantité mesurée d'un point d'essai important. L'heure devra être notée. Le nombre de lectures ne devra pas être inférieur à 5 et sera, si possible, suffisant pour rendre l'erreur accidentelle négligeable.

La température de l'eau en circulation, qui, conformément au chapitre IV, paragraphe 14.1, doit être réglée et stabilisée grâce à des moyens appropriés, devra être mesurée à intervalles de temps réguliers et notée.

La charge nette positive à l'aspiration (NPSH) devra être mesurée pour chaque point d'essai même si la cavitation n'est pas principalement en cause. La pression atmosphérique devra être mesurée périodiquement pendant toute la durée de l'essai.

Il est recommandé de compléter les mesures concernant la cavitation par des observations visuelles, de préférence sous éclairage stroboscopique. Des croquis descriptifs devront être faits avec soin, complétés par des photographies, particulièrement lorsque la cavitation a une grande importance.

### 22.2 Défauts mécaniques

Lors des essais de réception des défauts mécaniques peuvent survenir dans le modèle réduit à la suite des causes suivantes:

1. Défaillance de paliers ou de garniture d'étanchéité. Les paliers et/ou les garnitures d'étanchéité de remplacement peuvent nécessiter un ajustage et les pertes par frottement mécanique peuvent avoir changé.

differences greater than the inaccuracies specified in Chapter VI occur in more than 10% of the calibration points, the tests must be cancelled and repeated.

Any of the interested parties may for declared reasons call for a recalibration of any instrument during the course of a test.

## 22. Preliminary tests

Before the main tests are started, it is recommended that a number of pre-test runs be made to check the correct functioning of the model pump and of the test rig and all control and measuring devices. The purpose of such tests is to give the testing staff an opportunity to check the correct functioning of the complete installation in accordance with the requirements of Chapter IV and, what is perhaps even more important, to obtain a basis for agreement on measuring inaccuracy. The flow conditions should be observed with particular attention to the inlet conditions at the pump and flow-meter.

The possible occurrence of air bubbles due to cavitation and/or leakage in flanges and seals should be observed under the most severe conditions anticipated.

Deflections and displacements in the model pump should be measured under the different heads to be used for the subsequent main test. Particular attention should be given to observing the proper axial and radial positions of the impeller and its running clearances in these directions.

A sufficient number of test points should be measured to enable the test personnel, taking also the preceding calibrations into account, to estimate the probable random errors in measurement applicable to the final results. The actual allowance for random errors during the test shall be as given in Chapter VI, Clause 29.

### 22.1 Execution of tests

Although the programme may prescribe tests to be made on specific guarantee points, a basic test should always be made first to establish the complete  $Q/H$  characteristics at constant speed of the pump under non-cavitating conditions. This test may also be extended to cover operation in the "second quadrant" (see Figure 9, page 132), i.e. reverse flow at maintained speed (energy dissipation or braking) and also to cover "turbining" operation and reverse runaway (see Figure 9b and Sub-clauses 12.3, 12.4 and 58.3).

After an individual test condition has been established to yield a certain point on the characteristic curve, a suitable delay should be allowed for any surges to be damped out before readings are taken (Chapter IV, Sub-clause 14.3).

Instantaneous readings on indicating instruments should be co-ordinated in time with each other and with measurements on integrating instruments.

The arithmetical mean of a certain number of readings shall constitute the final value for any measured quantity of an important test point. Time should be recorded. The number of readings shall not be less than 5 and shall be sufficient, if possible, to make the random error negligible.

The temperature of the circulating water, which, according to Chapter IV, Sub-clause 14.1, must be controlled and stabilized by suitable means, should be measured regularly and recorded.

The net positive suction head (NPSH) should be measured for each test point even if cavitation is not primarily involved. The atmospheric pressure should be measured periodically throughout the test.

It is recommended that the cavitation measurements be completed by observations, preferably under stroboscopic light. Careful descriptive sketches supplemented by photographs should be made, especially when cavitation is of major importance.

### 22.2 Mechanical faults

During the acceptance tests, mechanical faults in the model pump may arise from the following causes:

1. Bearing or seal failure. Replacement bearings and/or seals may need to be fitted and mechanical friction losses may have changed.

2. Les jeux aux bagues d'étanchéité peuvent avoir changé entraînant des modifications dans le fonctionnement hydraulique.
3. Détérioration partielle de roue.

Si de tels défauts mécaniques ou d'autres analogues surviennent pendant les essais de réception ou au cours d'essais compétitifs sur modèles réduits (voir le chapitre I, paragraphe 3.3), leur correction doit être surveillée attentivement par le chef des essais et par toutes les parties intéressées.

Dans les essais comparatifs, on doit particulièrement veiller à ce que personne ne profite intentionnellement de la connaissance des résultats obtenus à ce stade pour tirer avantage d'une modification dans le tracé hydraulique. Les essais doivent être achevés de la façon dont ils ont été commencés.

Après correction du défaut, plusieurs essais devront être répétés pour s'assurer que la pompe se comporte exactement de la même façon qu'avant que les défauts soient survenus. Si son fonctionnement s'est modifié, les résultats des essais précédents doivent :

- a) soit être conservés par consentement mutuel et, dans ce cas, aucun des essais ultérieurs n'est considéré comme valable,
- b) soit être déclarés non valables et, dans ce cas, toute la série d'essais doit être recommencée.

### 23. Comptes rendus

Des comptes rendus complets, comprenant les notes sur les inspections, les étalonnages, les lectures et les observations pendant les essais principaux, devront être remplis pendant les essais en un nombre suffisant d'exemplaires à la demande des parties et pour le rapport final (voir le chapitre VII, paragraphe 32.2). Les comptes rendus devront être approuvés et signés par les parties immédiatement après l'achèvement de chaque phase de l'inspection, de l'étalonnage ou de l'essai convenus et un jeu complet de ces comptes rendus doit être conservé par chacune des parties.

### 24. Répétition des essais

Chacune des parties aura le droit de réclamer l'interruption et/ou la répétition des essais si elle peut montrer, de façon convaincante pour le chef des essais, qu'une ou plusieurs des raisons suivantes sont valables :

- a) Concordance non satisfaisante entre les étalonnages (article 21).
- b) Mauvais fonctionnement du circuit d'essai ou de l'instrumentation.
- c) Défauts mécaniques dans le modèle réduit (voir l'article 17 et le paragraphe 22.2).
- d) Non-conformité avec ce code en ce qui concerne un point important, exception faite pour les dérogations au code convenues d'un commun accord au préalable.

Il est recommandé que le motif de la répétition des essais et de la répétition des étalonnages (voir l'article 21) ainsi que la responsabilité du coût de ces répétitions fassent l'objet d'un accord écrit préalable. S'il n'existe pas de tel accord écrit, la question sera soumise à un arbitre indépendant acceptable pour les deux parties.

2. Running clearances may have changed with resultant changes in hydraulic performance.
3. Partial impeller failure.

If such mechanical faults or others similar occur during the acceptance tests or during competitive model tests (see Chapter I, Sub-clause 3.3), their correction must be closely supervised by the chief of tests and all parties concerned.

In comparative tests, particular care must be taken to see that nobody intentionally profits from the knowledge of results obtained up to that point in securing a change in the hydraulic design. The tests must be completed in the way that they were begun.

After correction of the fault, several repeat tests should be made to ensure that the pump is behaving exactly as it was before the faults occurred. If its performance is proved to have changed, then the previous tests must either:

- a) be allowed by mutual agreement to stand and no further tests deemed valid, or
- b) be declared invalid and the whole set repeated.

### 23. Records

Complete records, including notes from inspections and calibrations, readings and observations during the main tests, shall be completed during the tests in a sufficient number of copies as required by the parties and for the final report (see Chapter VII, Sub-clause 32.2). The records should be agreed and signed by the parties immediately on completion of each phase of the agreed inspection, calibration and testing and kept in one full set by each party.

### 24. Repetition of tests

Any of the parties shall have the right to require interruption and/or repetition of the tests if it can show to the satisfaction of the chief of test one or more of the following reasons to be valid:

- a) Unsatisfactory agreement between calibrations (Clause 21).
- b) Malfunctioning of test rig or instrumentation.
- c) Mechanical faults in the model (see Clause 17 and Sub-clause 22.2).
- d) Non-compliance in some significant respect with this code except as otherwise agreed beforehand.

It is recommended that the subject of repeated tests, repeated calibrations (see Clause 21) and the responsibility for the costs thereof be subject to written agreement beforehand. If no such written agreement exists, the matter shall be referred to an independent arbitrator acceptable to both parties.

## CHAPITRE VI: CALCUL DES RÉSULTATS

### 25. Généralités

Les résultats des essais sur modèle réduit, exécutés entièrement comme indiqué dans la deuxième partie de ce code, devront, conformément aux définitions du chapitre II, être convertis de façon à fournir les caractéristiques de fonctionnement essentielles de la machine industrielle et permettre la comparaison appropriée avec les garanties. Le contrat doit déclarer si les garanties sont valables au laboratoire ou au lieu d'installation (latitude, altitude et température peuvent différer). Les incertitudes de mesure et les effets d'échelle devront être dûment pris en compte comme indiqué dans le présent chapitre.

#### 25.1 Calcul des caractéristiques de fonctionnement de la machine industrielle

En utilisant les méthodes de mesure définies dans la deuxième partie de ce code, les résultats d'essais fourniront, pour chaque point d'essai, le débit ( $Q_P$ ), la hauteur totale d'élévation ( $H_P$ ) et la puissance absorbée par le rotor interne ( $P'_P$ ) de la machine industrielle, selon les formules suivantes:

$$Q_P = Q_M \frac{n_P}{n_M} \left( \frac{D_P}{D_M} \right)^3$$

$$H_P = H_M \left( \frac{n_P}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_P}{D_M} \right)^2$$

$$P'_P = P'_M \left( \frac{n_P}{n_M} \right)^3 \left( \frac{D_P}{D_M} \right)^5$$

où:

$n$  est la vitesse de rotation

$D$  est le diamètre de la roue de la pompe (soit à l'entrée, soit à la sortie)

l'indice inférieur M indique l'essai sur modèle réduit

l'indice inférieur P indique la machine industrielle (en fait, l'indice inférieur P indique les résultats d'essais sur modèle réduit après conversion aux conditions de la machine industrielle par application des lois de similitude ci-dessus)

Ces lois de similitude sont basées sur  $n_P/\sqrt{H_P}$ , prise comme pratiquement égale à  $n_M/\sqrt{H_M}$  et supposent que le rendement hydraulique de la machine industrielle est le même que celui du modèle réduit.

Ces valeurs ayant trait à la machine industrielle pourront par la suite être modifiées pour tenir compte d'un effet d'échelle (voir l'article 30) et de la différence des pertes par fuites dans le modèle réduit et la machine industrielle (chapitre IV, paragraphe 14.5, et aussi chapitre II, paragraphe 5.8.6).

#### 25.2 Comparaison avec le rendement garanti

Quand le rendement sur modèle réduit est garanti sans prise en compte d'un effet d'échelle, un tableau sera établi comme suit pour chaque hauteur totale d'élévation garantie (ou pour chaque débit garanti):

TABLEAU VI

$Q_P$ ou $H_P$	$\eta_{hM}$	$\eta_{hP}$ garanti

où  $\eta_{hP} = \eta_{hM}$

#### 25.3 Comparaison avec transposition du rendement sur modèle réduit

Quand le rendement hydraulique de la machine industrielle est garanti avec prise en compte d'un effet d'échelle, un tableau sera établi comme suit pour chaque hauteur totale d'élévation garantie (ou pour chaque débit garanti):

TABLEAU VII

$Q_P$ ou $H_P$	$\eta_{hM}$	$\eta_{hP}$	$\eta_{hP}$ garanti

CHAPTER VI: COMPUTATION OF RESULTS

25. General

The results of the model tests carried out as described in Part 2 of this code should, in accordance with the definitions of Chapter II, be converted to provide the essential characteristics of the prototype pump and to allow adequate comparison with guarantee. The contract should state whether guarantees are valid at the laboratory or at the plant (latitude, altitude and temperature may be different). Inaccuracies in measurements and scale effects should be duly taken into account as described in this chapter.

25.1 Calculations of prototype performance

Using the methods of measurement described in Part 2, the test data shall provide, for each test point, the pump discharge ( $Q_P$ ), the pump head ( $H_P$ ) and the impeller power ( $P'_P$ ) of the prototype pump, given by the following formulae:

$$Q_P = Q_M \frac{n_P}{n_M} \left\{ \frac{D_P}{D_M} \right\}^3$$

$$H_P = H_M \left\{ \frac{n_P}{n_M} \right\}^2 \left\{ \frac{D_P}{D_M} \right\}^2$$

$$P'_P = P'_M \left\{ \frac{n_P}{n_M} \right\}^3 \left\{ \frac{D_P}{D_M} \right\}^5$$

where:

$n$  is the rotational speed

$D$  is the pump impeller diameter (either inlet or outlet)

subscript M denotes the model test

subscript P denotes the prototype (in fact model tested and converted to prototype conditions by the above affinity laws)

These affinity laws are based on  $n_P/\sqrt{H_P}$ , being essentially equal to  $n_M/\sqrt{H_M}$ , and assume that the hydraulic efficiency of the prototype is the same as that of the model.

These prototype values may subsequently be modified to allow for scale effect (see Clause 30) and the different leakage losses in model and prototype (Chapter IV, Sub-clause 14.5, and also Chapter II, Sub-clause 5.8.6).

25.2 Comparison with guaranteed efficiency

When model efficiency is guaranteed without allowance for scale effect, a table will be established as follows for each guaranteed head (or flow):

TABLE VI

$Q_P$ or $H_P$	$\eta_{hM}$	$\eta_{hP}$ guaranteed

where  $\eta_{hP} = \eta_{hM}$

25.3 Comparison with scaled-up model efficiency

When the prototype hydraulic efficiency is guaranteed with an allowance for scale effect, a table will be established as follows for each guaranteed head (or flow):

TABLE VII

$Q_P$ or $H_P$	$\eta_{hM}$	$\eta_{hP}$	$\eta_{hP}$ guaranteed

avec  $\eta_{hP}$  donné par la relation:

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + \Delta\eta = \frac{P_{hM}}{\eta_{mM} P_M} + \Delta\eta$$

$\Delta\eta$  étant calculé comme expliqué à l'article 30.

#### 25.4 Comparaison avec la puissance absorbée garantie du modèle réduit

Quand la puissance absorbée sur le modèle réduit est garantie sans prise en compte d'un effet d'échelle, un tableau sera établi comme suit pour chaque hauteur totale d'élévation garantie (ou pour chaque débit garanti):

TABLEAU VIII

$Q_P$ ou $H_P$	$P'_M$	$P'_P$ garantie

#### 25.5 Comparaison avec la puissance absorbée de la machine industrielle

Quand la puissance absorbée est garantie sur la machine industrielle, un essai sur place peut être fait (Publication 198 de la CEI) ou bien une formule de transposition de la puissance absorbée peut être adoptée d'un commun accord entre les parties, avant l'établissement du contrat.

### 26. Incertitude de mesures

#### 26.1 Généralités

Toute mesure est inévitablement entachée d'incertitude même quand les méthodes, les instruments et les modes de calculs employés correspondent exactement aux règles du présent code. Les incertitudes de mesure ont trait seulement aux mesures elles-mêmes et n'ont pas trait aux écarts dans le fonctionnement de la pompe résultant d'inexactitudes dimensionnelles. Lors de la comparaison des résultats d'essais avec les valeurs garanties, ces incertitudes de mesure ou les erreurs à craindre les reflétant devront être prises en compte d'une manière appropriée. Cela peut se faire de différentes façons.

#### 26.2 Erreurs accidentelles et erreurs systématiques

Les incertitudes totales comprennent à la fois les erreurs accidentelles et les erreurs systématiques. L'erreur dépend de la méthode de mesure suivant qu'il s'agisse d'une méthode primaire ou d'une méthode secondaire nécessitant un étalonnage. La façon de traiter ces erreurs d'étalonnage est définie au chapitre V, article 21, et la façon de traiter les erreurs sur les mesures individuelles fait l'objet des articles qui suivent.

L'influence des erreurs accidentelles devra être réduite en utilisant les méthodes exposées au chapitre V, paragraphe 22.1, et au chapitre VI, article 29.

### 27. Erreurs dans les mesures individuelles

S'il n'y a pas d'accord stipulant le contraire, les valeurs suivantes peuvent être utilisées comme guide dans le calcul de la valeur de l'erreur à craindre  $f^{1)}$  à partir des valeurs estimées des erreurs à craindre sur chacune des grandeurs individuelles mesurées durant les essais sur modèle réduit. S'il est impossible de rendre négligeables les erreurs accidentelles, même en répétant un plus grand nombre de mesures, les erreurs accidentelles et les erreurs systématiques devront être ajoutées et utilisées dans une formule quadratique du type donné comme exemple à l'article 28.

<sup>1)</sup> Ces valeurs, qui n'ont pas d'autre but que de servir de guide, comprennent à la fois les erreurs systématiques et les erreurs accidentelles (en supposant que ces dernières sont inférieures à  $\pm 0,1\%$ , voir l'article 29) et sont des valeurs types pour les méthodes mises en œuvre dans des conditions normales de laboratoires d'une bonne classe. Le tableau de valeurs doit être seulement utilisé pour décider au préalable quelle sorte d'équipement est à utiliser pour les essais de réception. Tout laboratoire qui est considéré adéquat à l'exécution d'essais de réception sur modèle réduit sera tenu de fournir des preuves concernant les erreurs systématiques inhérentes à ses équipements de mesure (voir le chapitre V, articles 19 et 21).

with  $\eta_{hP}$  given by:

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + \Delta\eta = \frac{P_{hM}}{\eta_{mM} P_M} + \Delta\eta$$

$\Delta\eta$  being computed as explained in Clause 30.

#### 25.4 Comparison with guaranteed model input

When input is guaranteed on the model without allowance for scale effect, a table will be established as follows for each guaranteed head (or flow):

TABLE VIII

$Q_P$ or $H_P$	$P'_M$	$P'_P$ guaranteed

#### 25.5 Comparison with prototype input

When input is guaranteed on the prototype, a field test can be made (IEC Publication 198) or an input transposition formula can be agreed upon between parties before establishing the contract.

### 26. Inaccuracies in measurements

#### 26.1 General

Every measurement is attended by unavoidable inaccuracies even when the methods, instruments and calculations employed correspond exactly with this code. Inaccuracies relate only to the measurements themselves and do not relate to the changes in performance of the pump caused by dimensional inaccuracies. When comparing the results of the tests with the guarantee figures, these inaccuracies in measurement must be taken into account in a suitable manner. This can be done in various ways.

#### 26.2 Random and systematic errors

The total inaccuracies include both random and systematic errors. The error depends upon the method of measurement, on whether it is a primary method or a secondary method needing calibration. The treatment of calibration errors is defined in Chapter V, Clause 21, and errors in individual measurements in the following clauses.

The influence of the random errors shall be reduced using the methods set out in Chapter V, Sub-clause 22.1, and Chapter VI, Clause 29.

### 27. Errors in individual measurements

If there is no agreement to the contrary, the following values of probable error in an individual measurement can be used as a guide for the calculation of a value for probable error  $f^{1)}$  from the estimated inaccuracies of each individual item measured during the model test. If it is impossible to make the random errors negligible, even by increasing the number of repeat measurements, then the random and systematic errors should be added and used in a quadratic formula of the type shown in Clause 28.

<sup>1)</sup> These figures, which are intended only as a guide, include both systematic and random inaccuracies (assuming the latter to be less than  $\pm 0.1\%$ , see Clause 29) and are typical values for the methods carried out under normal conditions in a good-class laboratory. The table should be used only for deciding beforehand what sort of equipment to use for the acceptance tests. Any laboratory which is considered adequate for carrying out model acceptance tests shall be required to produce evidence about the systematic errors inherent in its measuring equipment (see Chapter V, Clauses 19 and 21).

27.1 Débit	<i>Erreurs à craindre <math>f_Q</math></i>
27.1.1 Réservoir . . . . .	$\pm 0,3\%$
27.1.2 Bâche peseuse . . . . .	$\pm 0,2\%$
27.1.3 Ecran mobile . . . . .	$\pm 0,3\%$
27.1.4 Déversoir étalonné sur place (les déversoirs non étalonnés ne sont pas suffisamment exacts) . . . . .	$\pm 0,5\%$
27.1.5 Diaphragme normalisé, tuyère normalisée, ou tube de Venturi normalisé, à l'état neuf et fonctionnant selon les normes de l'ISO . . . . .	ISO
27.1.6 Diaphragme normalisé, tuyère normalisée, ou tube de Venturi normalisé étalonné sur place . . . . .	$\pm 0,5\%$

27.2 Surface libre

Mesure de la différence d'altitude  $h$  (en mètres) entre deux plans d'eau libres (excepté pour les mesures sur déversoir).

	<i>Erreurs à craindre <math>f_h</math></i>
Avec pointe de mesure recourbée . . . . .	$\pm \frac{0,3\%}{h}$
Avec flotteur, échelles fixes . . . . .	$\pm \frac{0,3\%}{h}$

27.3 Pression

	<i>Erreurs à craindre <math>f_p</math></i>
27.3.1 Manomètre à poids . . . . .	$\pm 0,1\%$
27.3.2 Manomètre à colonne de mercure ( $h$ en mètres de colonne de mercure) après correction de température . . . . .	$\pm \frac{0,1\%}{h}$
27.3.3 Manomètre à ressort (s'il est étalonné) . . . . .	$\pm 0,5\%$
27.3.4 Capteur de pression électrique (s'il est étalonné) . . . . .	$\pm 0,3\%$

27.4 Puissance absorbée

Par mesure du couple et de la vitesse de rotation.

	<i>Erreur à craindre <math>f_T</math></i>
27.4.1 Couple . . . . .	$\pm 0,2\%$
27.4.2 Vitesse de rotation . . . . .	<i>Erreur à craindre <math>f_n</math></i> $\pm 0,1\%$

27.5 Temps

La mesure du temps est aussi sujette à des erreurs systématiques et à des erreurs accidentelles qui doivent être recherchées. Dans la plupart des cas, avec les appareils électroniques modernes de mesure de temps, la somme des erreurs accidentelles et des erreurs systématiques est négligeable et incluse dans  $f_Q$  et  $f_n$ .

27.6 Hauteur totale d'élévation  $H$  de la pompe

L'erreur à craindre en valeur dimensionnelle, sur la hauteur totale d'élévation  $H$ , s'obtiendra en prenant la racine carrée de la somme des carrés des valeurs dimensionnelles des erreurs à craindre sur chacun des termes dont la somme algébrique constitue  $H$  (voir le paragraphe 5.6.5.1, chapitre II).

28. Rendement de la pompe

L'erreur à craindre  $f_\eta$ , dans la détermination du rendement de la pompe due aux diverses erreurs accidentelles, est calculée à partir des valeurs estimées des erreurs individuelles à craindre par la relation :

$$f_\eta = \pm \sqrt{f_Q^2 + f_H^2 + f_T^2 + f_n^2}$$

27.1 Rate of flow	<i>Probable inaccuracy <math>f_Q</math></i>
27.1.1 Reservoir . . . . .	± 0.3%
27.1.2 Weighing tank . . . . .	± 0.2%
27.1.3 Moving screen . . . . .	± 0.3%
27.1.4 Weir calibrated <i>in situ</i> (uncalibrated weirs are not sufficiently accurate) . . . . .	± 0.5%
27.1.5 Standard orifice, standard nozzle, or standard Venturi tube, in new condition and operating according to ISO standards . . . . .	ISO
27.1.6 Standard orifice, standard nozzle, or standard Venturi tube, calibrated <i>in situ</i> . . . . .	± 0.5%

27.2 Free level

Measurements of free water level differences  $h$  (in metres) (not for weir measurements).

	<i>Probable inaccuracy <math>f_h</math></i>
With pointed hook . . . . .	± $\frac{0.3\%}{h}$
Float gauge, fixed scales . . . . .	± $\frac{0.3\%}{h}$

27.3 Pressure

	<i>Probable inaccuracy <math>f_p</math></i>
27.3.1 Weight manometer . . . . .	± 0.1%
27.3.2 Mercury column manometer ( $h$ in metres of mercury column) already corrected for temperature . . . . .	± $\frac{0.1\%}{h}$
27.3.3 Spring pressure gauge (if calibrated) . . . . .	± 0.5%
27.3.4 Electrical pressure transducer (if calibrated) . . . . .	± 0.3%

27.4 Input

By measurement of torque and speed.

	<i>Probable inaccuracy <math>f_T</math></i>
27.4.1 Torque . . . . .	± 0.2%
27.4.2 Speed . . . . .	± 0.1%

27.5 Time

The time measurement is also subject to systematic and random errors which shall be investigated. In most cases, with modern electronic timing apparatus, the random plus systematic errors are negligible and are included in  $f_Q$  and  $f_n$ .

27.6 Pump head  $H$

The probable error, in value of the total head  $H$ , is obtained by taking the square root of the sum of the squares of the values of the probable errors of each of the terms whose algebraic sum is  $H$  (see Sub-clause 5.6.5.1, Chapter II).

28. Pump efficiency

The inaccuracy  $f_\eta$ , in the pump efficiency determination due to the various random inaccuracies, is computed from the estimated individual inaccuracies by:

$$f_\eta = \pm \sqrt{f_Q^2 + f_H^2 + f_T^2 + f_n^2}$$

### 29. Erreurs de mesure accidentelles

L'erreur accidentelle à craindre, sur quelque mesure que ce soit, sera déterminée de la manière statistique normale et un nombre suffisant d'observations doit être fait pour réduire l'erreur probable à moins de  $\pm 0,1\%$ . Là où il est impossible de répéter exactement les conditions des points de fonctionnement, des courbes moyennes peuvent être obtenues en les faisant passer entre les points d'essais sur la base statistique de la méthode des « moindres carrés ».

### 30. Application des formules de transposition pour effet d'échelle

Dans le cas où le rendement de la machine industrielle doit être basé sur les résultats des essais sur modèle réduit, transposés en employant une formule agréée d'un commun accord, les rendements de la machine industrielle devront être obtenus en ajoutant la valeur de  $\Delta\eta$  calculée comme ci-dessous aux valeurs des rendements sur modèle réduit du tableau VII.

Du fait que les rendements auxquels les formules de transposition s'appliquent sont les rendements hydrauliques (voir le chapitre II, paragraphe 5.8.6), une correction doit être faite pour obtenir le rendement global de la pompe en calculant séparément les pertes mécaniques de la machine industrielle conformément au chapitre XI, article 2, de la Publication 198 de la CEI, ou, en variante, par une méthode de laboratoire appropriée convenue au préalable d'un commun accord.

Une disposition supplémentaire est que les essais sur modèle réduit soient faits pour chaque point d'essai au  $\sigma$  d'installation valable pour ce point, ou qu'un essai de cavitation séparé montre qu'il n'y aura pas d'influence mesurable de la cavitation sur les caractéristiques de fonctionnement (voir le chapitre XI, article 58).

La majoration de rendement  $\Delta\eta$  est calculée selon une formule de transposition agréée au préalable et appliquée conformément aux règles correspondantes également agréées, pourvu que les dimensions du modèle, la hauteur d'essai et le nombre de Reynolds soient compris dans les limites fixées par le présent code.

Si aucune formule de transition n'a été agréée au préalable, la formule suivante sera utilisée:

$$\Delta\eta = K \left[ 1 - (1 - \eta_{\text{hm}}) \left( \frac{Re_M}{Re_P} \right)^{1/5} \right]$$

dans laquelle  $Re = \frac{D_1}{\nu} \sqrt{2gH}$

$\nu$  étant la viscosité cinématique.

On ne peut donner pour  $K$  de valeurs valables de manière générale. L'expérience montre que des valeurs de  $K$  telles que  $0,4 \leq K \leq 0,6$  peuvent être envisagées suivant les types de pompe et les valeurs initiales de  $D_{1M}$  et de  $H_M$ . Dans certains cas, on peut même ne pas constater d'augmentation appréciable du rendement de la pompe (voir *Experimental Studies on Models of Pump-turbines Concerning the Influence of Reynolds Number upon Performance Characteristics* de G. Gustavsson — Symposium A.I.R.H., 1970 — et aussi *Scale Effects in Centrifugal Cooling Water Pumps for Thermal Power Stations* de R. A. Nixon et W. D. Caine, Rapport du N.E.L. n° 505, avril 1972).

La majoration  $\Delta\eta$  est calculée pour le point de rendement maximal et ajoutée en valeur constante à tous les autres points. Toutefois, pour les pompes à double réglage,  $\Delta\eta$  sera calculée pour chaque point individuel garanti.

### 31. Comparaison avec les garanties principales

#### 31.1 Garantie de débit

A la figure 10, page 133, la hauteur totale d'élévation de la pompe est donnée en fonction de son débit. La courbe régulière la plus probable peut être tracée par les points d'essais, par exemple par la méthode des moindres carrés.

Il existe toutefois, en chaque point d'essai, une erreur à craindre sur les mesures du débit et de la hauteur totale d'élévation (voir l'article 26). Sauf stipulation contraire prévue au contrat, les valeurs à adopter pour  $f_Q$ , erreur à craindre sur la mesure du débit, et  $f_H$ , erreur à craindre sur la mesure de la hauteur totale d'élévation, seront celles qui ont été déterminées suivant l'article 22 du chapitre V et les articles 27 et 29 de ce chapitre et qui ont fait l'objet d'un accord commun.

## 29. Random errors in measurement

The probable random error of any measurement will be determined in the normal statistical manner and enough observations shall be taken to reduce the probable random error to within 0.1%. Where it is impossible to repeat duty points exactly, mean curves can be obtained through the points on a “least squares” statistical basis.

## 30. Application of scale formulae

In those cases where the prototype efficiency is to be based on model tests scaled up by some agreed formula, prototype efficiencies should be obtained by adding  $\Delta\eta$  as calculated below to the model efficiencies of Table VII.

Since the efficiencies to which the step-up formulae apply are hydraulic ones (see Chapter II, Sub-clause 5.8.6), a correction must be made for overall pump efficiency by calculating separately the mechanical losses of the prototype according to Chapter XI, Clause 2, of IEC Publication 198, or by some suitable alternative laboratory method agreed upon beforehand.

A further provision is that the model test be made at plant  $\sigma$  valid for each test point, or a separate cavitation test must show that there will be no measurable influence of cavitation on the characteristics (see Chapter XI, Clause 58).

The increase in efficiency  $\Delta\eta$  is calculated by using a transposition formula agreed upon beforehand and applied in accordance with rules also agreed upon beforehand, provided that the dimensions of the model, the test head and the Reynolds number are within the limits laid down in this code.

If no formula is agreed upon beforehand, the following shall be used:

$$\Delta\eta = K \left[ 1 - (1 - \eta_{hM}) \left( \frac{Re_M}{Re_P} \right)^{1/5} \right]$$

in which  $Re = \frac{D_1}{\nu} \sqrt{2gH}$

$\nu$  being the kinematic viscosity.

For  $K$ , no generally valid values can be indicated. Experience shows that, depending on the pump type and the initial value of  $D_{1M}$  and  $H_M$ , values between  $0.4 \leq K \leq 0.6$  can be expected. In some cases, there may even be no appreciable step up in pump efficiency (see *Experimental Studies on Models of Pump-turbines Concerning the Influence of Reynolds Number upon Performance Characteristics* by G. Gustavsson — I.A.H.R. Symposium, 1970 — and also *Scale Effects in Centrifugal Cooling Water Pumps for Thermal Power Stations* by R. A. Nixon and W. D. Caine, N.E.L. Report No. 505, April 1972).

The increase  $\Delta\eta$  is calculated for the maximum efficiency point and added as a constant value to all other points. However, for double regulated pumps,  $\Delta\eta$  will be calculated for each individual guarantee point.

## 31. Comparison with main guarantees

### 31.1 Guarantee for discharge

In Figure 10, page 133, the total head is given as a function of the pump discharge. The most probable smooth curve can be drawn through the test points, for example by the method of least squares.

However, for each test point, there is a probable error in the measurements of discharge and head (see Clause 26). Unless otherwise stipulated in the contract, the values adopted for the probable error  $f_Q$  in the discharge and the probable error  $f_H$  in the head shall be those determined in accordance with Clause 22 of Chapter V and Clauses 27 and 29 of this chapter, and mutually agreed upon.

Pour tout point de la courbe moyenne, il est possible de porter symétriquement, de chaque côté du point, les limites de l'erreur à craindre (égales à deux fois l'écart type pour l'erreur à craindre avec une probabilité de 95%), soient  $\pm f_Q Q$  pour le débit et  $\pm f_H H$  pour la hauteur d'élevation, définissant ainsi une bande d'incertitude qui représente la caractéristique hauteur d'élevation/débit de la pompe trouvée aux essais en tenant compte de l'imprécision due aux mesures; tous les points d'essais qui se trouvent à l'intérieur de cette bande sont également valables.

La garantie concernant le débit pour la vitesse de rotation de garantie et la hauteur totale d'élevation de garantie est remplie si les points d'intersection des courbes extrêmes, définissant la bande d'incertitude avec la droite  $H = H_r$ , se situent entre  $0,985 Q_r$  et  $1,015 Q_r$  (voir le paragraphe 11.1, chapitre III).

Une procédure analogue est utilisée pour établir le respect des garanties pour  $Q_{\min}$  et pour  $Q_{\max}$ , mais, dans ce cas, il y a seulement, respectivement, une limite inférieure et une limite supérieure pour  $Q$ , sans tolérance.

### 31.2 Garantie de rendement

Si les garanties de rendement sont données en fonction du débit de la pompe, le rendement de la pompe  $\eta$  est tracé en fonction du débit  $Q$  de la pompe (voir la figure 11, page 133).

Si les garanties de rendement sont données en fonction de la hauteur totale d'élevation, le rendement de la pompe est tracé en fonction de la hauteur totale  $H$  de la pompe (voir aussi la figure 11).

La méthode particulière employée pour effectuer le tracé dépendra de la méthode utilisée pour exprimer les garanties stipulées au contrat (voir le paragraphe 11.2, chapitre III). La courbe régulière la plus probable peut être tracée par la méthode des moindres carrés. Comme il est indiqué au paragraphe 31.1, les courbes supérieures et inférieures définissent la bande statistique d'incertitude (95% de probabilité) représentant les caractéristiques rendement/débit ou rendement/hauteur de la pompe trouvées aux essais en tenant compte de l'imprécision due aux mesures; tous les points d'essais qui se trouvent à l'intérieur de cette bande sont également valables.

31.2.1 La garantie est remplie si la courbe des rendements garantis est entièrement à l'intérieur de cette bande, comme représenté à la figure 11, ou bien entièrement en dessous de cette bande, ou bien encore en partie à l'intérieur de la bande et en partie en dessous d'elle.

31.2.2 Si la courbe des rendements garantis, suivant les indications de la figure 11, est située en totalité ou en partie au-dessus de la limite supérieure de la bande de rendement, on doit considérer que la garantie n'est pas satisfaite pour les zones de débit (ou de hauteurs totales d'élevation) correspondantes.

31.2.3 Il est recommandé que le contrat stipule, de façon détaillée, le mode de calcul des pénalités et/ou des primes à appliquer sur la base des résultats d'essais, y compris dans le cas où la courbe des rendements garantis se situe en partie au-dessous et/ou en partie au-dessus de la bande de rendement résultant des essais.

Si la garantie est donnée en tant que rendement moyen, c'est alors le rendement moyen qui est à comparer avec le rendement garanti.

Pour déterminer si la garantie n'est pas atteinte, le rendement moyen doit être comparé à partir de la courbe limite supérieure de la bande de rendement résultant des essais.

Pour déterminer si la garantie est surpassée, le rendement moyen doit être comparé à partir de la courbe limite inférieure de la bande de rendement résultant des essais.

### 31.3 Points de mesure invalidés

Les points de mesure situés très en dehors (trois fois l'écart type) des limites supérieures et inférieures telles que décrites au paragraphe 31.1 ci-dessus seront considérés comme n'étant pas valables et seront invalidés.

Si plus d'un quart de la totalité des points de mesure sont invalidés, l'ensemble des essais de réception devra être déclaré comme non valable, car l'exactitude demandée par le présent code n'aura pas été atteinte.

For every point along the average curve, it is possible to plot symmetrically, on either side of the point, the limits of probable error (equal to twice the standard deviation for probable error with a 95% probability), namely  $\pm f_Q Q$  for the discharge and  $\pm f_H H$  for the head, thus defining a band of inaccuracy representing the head/discharge characteristic for the pump as found by the tests, taking into account inaccuracies in measurement; all the test points situated inside this band are equally valid.

The guarantee for the discharge at the rated speed and the rated pump head is met if the intersection points of the extreme curves, defining the band of inaccuracy with the line  $H = H_r$ , lie within  $0.985 Q_r$  and  $1.015 Q_r$  (see Sub-clause 11.1, Chapter III).

A similar procedure is used for establishing guarantees for  $Q_{\min}$  and  $Q_{\max}$ , but, in these cases, there is only a lower limit and an upper limit respectively for  $Q$ , with no tolerance.

### 31.2 *Guarantee for efficiency*

If the guarantees for efficiency are given as a function of pump discharge, the pump efficiency  $\eta$  is plotted against the pump discharge  $Q$  (see Figure 11, page 133).

If the guarantees for efficiency are given as a function of pump head, the pump efficiency is plotted against pump head  $H$  (see also Figure 11).

The particular method of plotting will depend on the stipulated method of guaranteeing (see Sub-clause 11.2, Chapter III). The most probable smooth curve can be drawn by the method of least squares. As described in Sub-clause 31.1, the upper and lower curves will define the statistical band of inaccuracy (95% probability) representing the efficiency/discharge or efficiency/head characteristics of the pump as found by the tests, taking into account inaccuracies in measurement; all the test points inside this band are equally valid.

31.2.1 The guarantee is met if the curve of the guaranteed efficiencies is entirely within this band, as illustrated by Figure 11, or entirely below it, or partly within the band and partly below it.

31.2.2 If the guaranteed curve according to Figure 11 is entirely or partly above the upper limitation of the efficiency band, then the guarantee for these ranges of discharge (or head) must be regarded as not having been fulfilled.

31.2.3 It is recommended that the contract should state, in detail, the method of calculating penalty and/or bonus from the test results, including the case where the curve of guaranteed efficiencies is partly below and/or partly above the band of test efficiency.

If the guarantee is given as average efficiency, then it is the average efficiency which is to be compared with guaranteed efficiency.

To determine if the guarantee is not met, then the average efficiency should be compared with the upper limit curve of the measured efficiency band.

To determine if the guarantee is surpassed, then the average efficiency should be compared with the lower limit curve of the measured efficiency band.

### 31.3 *Invalid measured points*

Measured points lying far outside (three standard deviations) the upper and lower band limits as described in Sub-clause 31.1 above shall be invalidated.

If more than one-quarter of all measured points are invalidated, then the whole acceptance tests are to be declared invalid as the accuracy called for in the rules of this code has not been attained.

## CHAPITRE VII: RAPPORT FINAL

### 32. Détails du rapport final

Le rapport final devra être rédigé par le chef des essais ou autrement si cela est convenu d'un commun accord. Il devra être préparé conformément aux règles exposées dans le présent code et avec l'accord préalable des parties concernées. Un désaccord entre les parties sur l'interprétation du rapport sera soumis à un expert indépendant.

Le rapport final devra comprendre en premier lieu les matières suivantes, de même qu'un registre journalier du déroulement des essais, si ce registre est demandé:

1. But des essais.
2. Transcription de tous les accords convenus et des autres documents essentiels intéressant les essais.
3. Personnel participant aux essais.
4. Description de la pompe modèle réduit.
5. Description de l'équipement du laboratoire et du mode d'accouplement de la pompe.
6. Rapports d'inspection.
7. Rapports d'étalonnage.
8. Description de la procédure d'essai.
9. Originaux des relevés des mesures et des observations faites pour les essais. Les tableaux des lectures des instruments primaires peuvent être incomplets si cela est convenu d'un commun accord. Des photographies stroboscopiques typiques, s'il y en a de disponibles, devront être incluses.
10. Déclaration relative à l'erreur à craindre pour chaque catégorie de mesures avec référence aux résultats des étalonnages, aux essais individuels préliminaires et aux observations ultérieures.
11. Exemple de feuille de calcul complet et détaillé pour au moins un essai individuel représentatif.
12. Formule de transposition pour effet d'échelle sur le rendement, si elle existe, et méthode d'application.
13. Tableau des résultats complets des calculs comprenant la vitesse de rotation, la hauteur totale d'élévation, le débit et le rendement du modèle réduit.
14. Indication des débits, des rendements et des puissances absorbées garanties dans le contrat.
15. Description des essais de cavitation et relation de ces essais avec les essais principaux et avec les garanties (pour les détails concernant de tels essais, voir le chapitre XI, paragraphe 59.4.3).
16. Discussion des résultats d'essais sur la base des diagrammes suivants:
  - a) Courbe (ou courbes) hauteur-débit à la vitesse de rotation spécifiée de la machine industrielle.
  - b) Courbe (ou courbes) rendement-débit ou bien courbe (ou courbes) rendement-hauteur à la vitesse de rotation spécifiée de la machine industrielle.
  - c) Courbe (ou courbes) puissance-débit ou bien courbe (ou courbes) puissance-hauteur à la vitesse de rotation spécifiée de la machine industrielle.

Dans le cas où la pompe comporte des ailettes directrices mobiles, il peut être tracé plusieurs courbes, une pour chaque orientation des directrices et cela au moins pour trois orientations. Si les pales de roue sont également orientables, une courbe enveloppe doit être déduite pour la courbe *b*) et les dispositions optimales correspondantes des ailettes directrices et des pales devront être utilisées pour les courbes *a*) et *c*).

Les résultats des essais doivent être comparés avec les valeurs garanties pour le fonctionnement et des conclusions doivent être tirées indiquant si les garanties techniques ont été remplies ou non.

## CHAPTER VII: FINAL REPORT

### 32. Final report details

The final report shall be written and signed by the chief of tests or as otherwise agreed. It shall be prepared according to the rules set out in this test code and with prior agreement of the parties concerned. Disagreement between the parties in interpreting the report shall be referred to an independent expert.

The final report shall cover primarily the following items, together with a daily log of events during the tests if requested:

1. Object of the tests.
2. Records of all agreements, and other essential documents pertinent to the tests.
3. Personnel taking part in the tests.
4. Description of model pump.
5. Description of laboratory equipment and mode of pump coupling.
6. Inspection reports.
7. Calibration reports.
8. Description of test procedure.
9. Original records on measurements and observations from the tests. Tables of primary instrument readings may be incomplete, if so agreed. Some typical stroboscopic photographs, if available, should be included.
10. Statement about accuracy of each instrument with reference to the results of calibrations, preliminary test runs and further observations.
11. Sample calculation sheet for at least one representative test run complete in detail.
12. Scale effect formula for efficiency, if any, and method of application.
13. Tabulation of complete results of computation, including speed, pump total head, discharge and efficiency of model.
14. Indication of discharges, efficiencies and inputs guaranteed by contract.
15. Description of cavitation tests and their relation to main tests and to guarantees (for details of such tests, see Chapter XI, Sub-clause 59.4.3).
16. Discussion of the test results on the basis of the following diagrams:
  - a) Discharge-head curve(s) at specified prototype speed.
  - b) Discharge-efficiency curve(s) or head-efficiency curve(s) at specified prototype speed.
  - c) Discharge-input curve(s) or head-input curve(s) at specified prototype speed.

In case of adjustable guide vanes, there may be drawn several curves, one for each of at least three vane settings. If the impeller blades are also adjustable, an envelope should be derived for curve *b*) and corresponding optimum vane and blade settings used for curves *a*) and *c*).

The test results shall be compared with the guaranteed performance figures and conclusions shall be drawn as to whether the technical guarantees have been met.

## Deuxième partie — Méthodes de mesure

### CHAPITRE VIII: MÉTHODES DE MESURE DU DÉBIT

#### 33. Généralités

Les méthodes de mesure du débit d'une pompe modèle réduit peuvent être groupées en deux catégories:

a) *Méthodes primaires* (mesure de longueur, de temps et de poids) qui comprennent les méthodes gravimétriques et volumétriques et la méthode de l'écran d'Andersson.

b) *Méthodes secondaires* qui comprennent: (1) la détermination de la répartition des vitesses par des moulinets ou des tubes de Pitot, et (2) des déversoirs et des appareils déprimogènes, tels que venturis, diaphragmes, etc. Alors que la méthode de la répartition des vitesses est rarement utilisée pour les essais sur modèle réduit, les méthodes piézométriques (déversoirs et appareils déprimogènes) sont d'un emploi particulièrement adapté car elles permettent des mesures pouvant être faites en un temps relativement court. La détermination des débits à partir de leurs indications requiert néanmoins un étalonnage qui peut seulement être mené à bien par une des méthodes primaires, à moins que ces appareils ne soient installés conformément à des Recommandations ISO, dont l'exactitude peut être considérée comme acceptable. De plus, dans le but de se prémunir contre tous dérangements accidentels de ces instruments, il peut être recommandé d'utiliser simultanément plusieurs instruments de mesure en série, ainsi qu'il est précisé au chapitre IV, paragraphe 14.4.

#### 34. Mesure des débits par jaugeage volumétrique

La précision de cette méthode est directement fonction du degré d'exactitude avec lequel est connue la capacité du réservoir. Le plus grand soin sera apporté à la détermination de cette capacité, qui sera vérifiée régulièrement.

Le procédé le plus précis pour l'évaluer consiste en une pesée de l'eau contenue dans le réservoir. Cette méthode est applicable directement dans le cas de petits réservoirs transportables.

Quand il s'agit de grands réservoirs fixes, on peut procéder par totalisation. Dans ce cas, on jaugera le réservoir principal au moyen d'un réservoir auxiliaire qui aura la forme d'une pipette de façon que son niveau de remplissage détermine avec précision le volume utilisé. Tous les étalonnages volumétriques devront inclure un étalonnage en fonction des variations de température couvrant la plage des températures rencontrées en pratique.

On tiendra compte de l'eau qui adhère à la paroi du réservoir de tarage lorsqu'il est vide, le volume de cette eau résiduelle variant avec le temps d'égouttage et un peu avec la température (à cause de la viscosité et de la tension superficielle).

On peut, d'autre part, déterminer le volume en mesurant les dimensions géométriques. Il convient alors de faire un très grand nombre de mesures pour tenir compte de toutes les irrégularités des parois.

Chaque fois que cela sera possible, on emploiera plusieurs méthodes pour mesurer la capacité du réservoir; dans tous les cas, on tracera toujours une courbe ou une table des volumes en fonction des niveaux de l'eau.

Il y a lieu aussi de se prémunir contre certaines causes d'erreurs telles qu'absorption de l'eau par les revêtements ou les enduits, déformation des parois, fuites, apports divers, en particulier par eau de pluie, évaporation, etc.

On s'efforcera de proportionner les réservoirs avec les débits à mesurer de manière à rendre aussi petites que possible les erreurs de mesure du temps et de la hauteur d'eau.

Les réservoirs fixes ou transportables seront vérifiés après leur remplissage, des précautions spéciales étant prises pour contrôler qu'aucune déformation ne s'est produite pendant la construction ou le transport. Ces réservoirs seront conçus spécialement et exécutés dans un matériau approprié, en particulier ces réservoirs pourront être en tôle d'acier à parois renforcées.

##### 34.1 Installation

Les réservoirs sont généralement constitués par un cylindre à axe vertical de section circulaire en acier ou en béton fortement armé et revêtu d'un enduit étanche.

Si les conditions locales nécessitent leur exécution en excavation, il y a intérêt à ménager un vide de protection autour de leur enveloppe extérieure en vue d'éviter toute déformation sous l'influence de la poussée des terres.

## Part 2 — Methods of measurement

### CHAPTER VIII: METHODS OF DISCHARGE MEASUREMENT

#### 33. General

The measuring methods for discharge through a model pump can be grouped in two classes:

a) *Primary methods* (measurement of length, time and weight) which comprise gravimetric, volumetric methods and the Andersson screen.

b) *Secondary methods* which comprise: (1) determination of velocity distribution by current-meters or Pitot tubes, and (2) weirs and differential meters such as venturis, orifice plates, etc. While velocity distribution is seldom used for model tests, piezometric methods (weirs and differential meters) are particularly convenient to use, for they allow measurements to be made in a relatively short time. The determination of discharge from their indications nevertheless requires a calibration which can only be carried out by one of the primary methods, unless those meters are installed according to ISO Recommendations, the accuracy of which can be considered as acceptable. Moreover, in order to guard against any accidental malfunctioning of these instruments, it may be recommended simultaneously to use such measuring instruments in series, as stated in Chapter IV, Sub-clause 14.4.

#### 34. Discharge measurements by volumetric measurement

The accuracy of this method is a direct function of the degree of exactness with which the capacity of the reservoir is known. The greatest care must be taken in establishing this capacity, which shall be regularly checked.

The most precise method of calibration consists of weighing the water contained in the reservoir. This method is applicable directly in the case of small movable reservoirs.

When using large fixed reservoirs, a totalizing method can be used. In this case, the main reservoir is calibrated by means of an auxiliary reservoir that is of the form of a calibrated pipe so that its level of filling determines with precision the volume utilized. All volumetric calibrations should include calibration against temperature changes over the range of practical use.

One must take into account the water that adheres to the walls of the calibrating reservoir when empty, the volume of this residual water varying with the time of draining out and a little with the temperature (due to viscosity and surface tension).

One may, on the other hand, determine the volume by measuring the geometric dimensions. It is necessary to make a very large number of measurements to take account of all the irregularities in the walls.

Each time that it is possible, several methods should be used to measure the capacity of the reservoir; in any case, a curve or a table of volume versus water level should be established.

It is also necessary to provide against certain errors such as the absorption of water by coatings or linings, deformation of the walls, leakage and other causes, particularly rain, evaporation, etc.

Every effort should be made to proportion the reservoirs with respect to the flows to be measured so that errors of time and level will be kept as small as possible.

The reservoirs, whether fixed or movable, shall be checked by filling, especial care being taken to check any distortion which may have arisen during construction or transportation. Reservoirs for these purposes should be constructed of the proper materials; in particular, the reservoirs can be of steel plate reinforced on the sides.

##### 34.1 Installation

Reservoirs are generally of cylindrical form with the axis vertical and are of steel or reinforced concrete with a watertight lining.

If local conditions should require the reservoirs to be buried in the ground, it is advisable to provide an empty space surrounding their outside walls so as to avoid all possibility of distortion due to the effect of soil pressure.

Le volume utilisé pour la mesure doit normalement correspondre à un temps de remplissage d'environ 100 s et à un changement de niveau d'au moins 200 mm. Le rapport de la hauteur au diamètre devra être de préférence relativement grand, d'une part pour donner une bonne précision dans la mesure du volume de remplissage, d'autre part pour limiter les oscillations dans le réservoir.

#### 34.2 *Vanne de vidange*

La vidange s'effectuera par une vanne de fond dont l'étanchéité doit pouvoir être contrôlée, ou mieux encore, par un siphon muni d'un dispositif de désamorçage efficace. On peut également utiliser une pompe installée au-dessus du plan d'eau.

#### 34.3 *Mesure de la cote du plan d'eau*

La cote du plan d'eau peut être mesurée au moyen d'une pointe de mesure ou d'un limnimètre à flotteur; mais, pour les grands débits, par suite des amplitudes relativement importantes de la variation du plan d'eau, ces appareils seront, de préférence, installés dans un puits de mesure à amortissement comportant une face transparente et munis d'une règle graduée fixe.

Des précautions doivent être prises pour éliminer les erreurs dues aux différences de température entre le réservoir et le puits de mesure et à l'amortissement des oscillations dans ce puits de mesure.

#### 34.4 *Dispositif d'injection de l'eau*

Le dispositif d'injection de l'eau doit permettre de dériver le débit de l'installation d'essai, soit à l'intérieur, soit à l'extérieur des réservoirs, dans un temps aussi court que possible.

Ce dispositif d'injection peut être constitué par un déflecteur mobile. Dans tous les cas, pour des débits importants qui pourraient mettre en jeu de très grands efforts, on peut utiliser un partiteur à manœuvre relativement lente (1 à 2 s), à la condition qu'il alimente le réservoir de façon telle que la loi de la variation du débit en fonction de la course du partiteur soit immuable, de préférence linéaire et entièrement contrôlable.

Une gamme étendue de temps de remplissage peut être utilisée suivant le degré d'exactitude des dispositifs de chronométrage et suivant la rapidité et la fiabilité de l'ensemble des dispositifs et injection d'eau.

Pour les réservoirs de grandes dimensions, l'injection dans le réservoir doit comporter un dispositif ayant pour objet de réduire l'entraînement d'air à l'intérieur de celui-ci (l'alimentation peut être guidée jusque dans la partie inférieure du réservoir à travers un désaérateur centrifuge). La mesure du niveau du plan d'eau ne doit pas être effectuée avant que toute variation ultérieure de ce niveau ne soit devenue négligeable.

#### 34.5 *Mode opératoire*

Le réservoir est d'abord rempli jusqu'à un niveau qui sera celui de la mesure initiale.

Après avoir atteint ce niveau, l'installation d'essai étant par ailleurs en régime permanent de fonctionnement, on commute brusquement le dispositif d'injection pour remplir le réservoir. Dès que celui-ci est jugé suffisamment plein, la manœuvre inverse du dispositif d'injection dirige l'eau vers l'extérieur du réservoir.

Il est nécessaire d'attendre jusqu'à ce que les oscillations du plan d'eau soient suffisamment faibles pour effectuer la lecture de la nouvelle cote de niveau du plan d'eau. Le déplacement du dispositif d'injection peut être enregistré en même temps que les tops d'une pendule à contact électrique.

Si l'alimentation du réservoir se fait de façon très régulière, il peut être possible d'enregistrer la montée du plan d'eau pendant la durée du remplissage. Cet enregistrement permet d'observer les variations éventuelles du plan d'eau avant et après l'opération de remplissage et de mettre ainsi en évidence l'influence de l'air entraîné par l'eau qui peut ne se dégager que très lentement.

#### 34.6 *Corrections*

L'étalonnage du réservoir est effectué par une méthode volumétrique ou par des pesées de volumes ajoutées successivement et, si possible, en effectuant ces opérations pour différentes températures d'eau.

Toute mesure de débit au moyen de réservoirs doit être corrigée en tenant compte de la température de l'eau, des pertes par évaporation et de l'eau adhérent aux parois.

Le stockage de l'eau dans le réservoir jaugé réduit généralement de manière appréciable le volume de l'eau dans la citerne d'alimentation de la station d'essai. De ce fait, le niveau, dans cette dernière, diminue au cours du remplis-

The volume used for measurement should normally correspond to a filling time of about 100 s and to a change of level of at least 200 mm. The ratio of height to diameter should preferably be relatively large to provide good accuracy relative to the filling volume on the one hand and to limit the oscillations in the reservoir on the other.

#### 34.2 *Drain valve*

Draining will be accomplished by a valve at the bottom, the tightness of which can be checked; or preferably by a siphon supplied with an effective vacuum breaker. A pump mounted above the water level can also be used.

#### 34.3 *Measurement of height of water surface*

The height of the water level can be measured by a point gauge or a "float gauge"; but for large discharges, on account of the relatively great variation in the water surface, these devices should preferably be installed in a stilling chamber having a transparent side and furnished with a fixed-graduated scale.

Care should be taken to eliminate errors due to temperature differences between the reservoir and the stilling chamber and damping of oscillations by the stilling chamber.

#### 34.4 *Method of inflow*

The means of admitting water to the measuring tank must allow the diversion of the flow from the test installation either from the interior or exterior of the reservoirs in as short a time as possible.

This inflow device can consist of a movable deflector. In any case, for large flows which can result in very large forces, a deflector can be used with a relatively slow movement (1 to 2 s) provided its discharge is such that the variation of flow as a function of the stroke of the deflector is constant and should preferably be linear and completely controllable.

A wide range of collecting times can be used depending on the accuracy of timing devices and the rapidity and reliability of switching devices.

For large-size reservoirs, the inflow must provide means for reducing the transmission of air into the reservoir (the inflow may be guided to the lowest part of the reservoir through a centrifugal de-aerating device). The water level measurement shall not be taken until any further variation of level is insignificant.

#### 34.5 *Method of operation*

The reservoir is first filled just to the level of initial measurement.

After having reached this level, the test installation having already been in steady operation, the inflow device is abruptly moved to discharge into the reservoir. As soon as the reservoir is filled to the desired point, the reverse movement of the inflow device acts to direct the water outside of the reservoir.

It is then necessary to wait until the water level oscillations are sufficiently small for the reading of the new level to be taken. The movement of the inflow device can be recorded at the same time as the movement of a pendulum with an electric contact.

If the incoming flow is very smooth, it may be possible to record the increase in level during the filling time. This recording of the level will permit the observation of the variation in water surface before and after the filling operation and thus take account of the influence of air entrainment in the water that may be released very slowly.

#### 34.6 *Corrections*

Calibration of the reservoir is made by a volumetric method or by weighing various increments of flow and, if possible, by doing this for different water temperatures.

Any flow measurement using reservoirs must take account of the water temperature, the evaporation losses and the water adhering to the walls of the reservoir.

The storing of water in the reservoir will generally reduce appreciably the volume in the supply tank of the testing flume. As a result of this, the level in the latter will drop during the filling of the measuring reservoir and cause a

sage du réservoir de jaugeage, entraînant une variation du débit dans l'installation d'essai. On peut tenir compte de cette variation en enregistrant le débit au cours de l'essai par remplissage ou en ajustant les dispositifs de réglage de l'installation d'essai de manière à compenser la variation du plan d'eau, ou encore en disposant entre la citerne d'alimentation et l'aspiration de la pompe, un petit réservoir avec une vanne de réglage ajustant automatiquement le plan d'eau à l'entrée de la pompe à une cote constante indépendante de la cote du plan d'eau dans la citerne. Une autre méthode pour maîtriser la variation du niveau du plan d'eau dans la citerne d'alimentation est de disposer le réservoir volumétrique de façon qu'il flotte dans cette citerne.

#### 34.7 *Emploi de deux réservoirs jaugés*

Pour réduire l'erreur due au temps de commutation du débit ou si l'on désire totaliser les débits écoulés pendant une longue durée, on peut employer deux réservoirs jumelés ayant à peu près la même capacité, les mesures étant faites sur l'un d'eux pendant que l'autre se remplit. L'erreur sur le temps est alors réduite et l'erreur totale dépend en majeure partie de l'exactitude des mesures de volume.

Les deux réservoirs communiquent à leur partie supérieure par un déversoir à arête aiguë de grand développement. A leur partie inférieure, ils sont munis de clapets ou de vannes à manœuvre rapide. Une goulotte mobile permet de dériver l'eau de l'installation vers l'un ou l'autre de ces réservoirs.

Les mesures s'effectuent de la manière suivante. Au top de départ, le dispositif d'injection est manœuvré de manière à dériver l'eau vers l'un des réservoirs préalablement vidé et dont la vanne de vidange est fermée. Le remplissage se poursuit jusqu'à ce que l'eau se déverse dans le second réservoir par le déversoir. L'écoulement est alors détourné dans ce second réservoir. Pendant le temps de remplissage de ce dernier (le temps de stabilisation du niveau du plan d'eau peut être réduit en diminuant la section des réservoirs à leur partie supérieure), on attend que le niveau du plan d'eau soit stabilisé dans le premier réservoir que l'on vide alors rapidement. A la fin de l'essai, alors que le réservoir alimenté n'est pas encore plein, le débit est dérivé vers ce réservoir vide. Le volume total injecté est ainsi égal au produit du nombre de remplissages totaux par le volume des réservoirs, augmenté du volume stocké en fin d'essai dans le réservoir partiellement rempli.

#### 35. **Mesure du débit par pesée**

Une variante de la méthode volumétrique est d'emmagasiner le débit pendant un temps donné et de le peser. Ce procédé a l'avantage d'être plus direct que la méthode volumétrique qui dépend elle-même de l'étalonnage de la capacité par empotement de poids connus d'eau. Il est de ce fait plus simple de maintenir un haut degré d'exactitude avec la méthode gravimétrique dont l'emploi est toutefois normalement limité à des débits de l'ordre de  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $35 \text{ ft}^3/\text{s}$ ) en raison des dimensions de l'appareillage nécessaire.

##### 35.1 *Réservoir d'entonnement*

Le réservoir doit avoir des dimensions suffisantes pour permettre une durée de remplissage raisonnable compatible avec le degré d'exactitude demandé et avec celui de l'appareillage utilisé pour la mesure du temps. Sa forme peut être quelconque et il devrait être de préférence de construction légère. Des précautions convenables doivent être prises pour éviter tout rejaillissement d'eau en dehors du réservoir et des cloisonnements internes doivent être aménagés pour amortir les oscillations.

Le réservoir peut être soit suspendu à une balance de pesée, soit posé sur le plateau d'une balance. Dans ce dernier cas, il est essentiel de s'assurer que de l'eau ne puisse pas s'infiltrer dans les mécanismes de pesée.

Pour prévenir les à-coups de charge susceptibles d'être imprimés à l'appareillage de pesée, le réservoir doit être bloqué pendant le temps de remplissage.

Lorsque le réservoir est installé au-dessus de la citerne, une vanne de vidange étanche doit être utilisée ou un dispositif à siphon, l'étanchéité de ces deux systèmes étant soigneusement vérifiée. Lorsque le réservoir est au même niveau que la citerne, une pompe doit être utilisée pour le vider. Celle-ci peut être, soit du type immergé, et être alors installée à l'intérieur du réservoir, soit du type à auto-amorçage, et être installée à l'extérieur. Dans l'un et l'autre cas, des précautions spéciales doivent être prises pour s'assurer de l'absence de liaison directe par câbles électriques ou tuyauteries entre le réservoir en cours de pesée et les parties fixes de l'installation. Cela peut être réalisé au moyen de connexions électriques flexibles et de raccordements mobiles de canalisation.

variation in discharge in the test flume. This can be accounted for by recording the flow during the course of the test or in adjusting the regulating devices of the test flume in a manner that will compensate for changes in the water level or else install between the supply tank and the suction of the pump a small reservoir with a regulating valve to control automatically the level of the water entering the pump to keep this constant independent of that in the supply tank. Another method of controlling the variation of water level in the supply tank is to arrange for the volumetric tank to float in the supply tank.

### 34.7 *Use of two calibrated reservoirs*

To reduce the error due to operating time of the flow switching or if it is desired to measure the discharge over a long period, two similar reservoirs having approximately the same capacity can be used, measurements being done on one reservoir while the other is filling. The time error is thus reduced and the total error depends largely on the accuracy of measuring the volume.

The two reservoirs are connected at the top by a sharp angle splitterweir. Check valves or quick-acting valves are located at the bottom. A movable channel diverts the water of the installation towards one or other of these reservoirs.

The measurements are made in the following manner. At the start of the run, the switching device diverts the water towards one of the empty reservoirs whose shut-off valve is closed. The filling continues until the water flows into the second reservoir by means of the weir. The flow is then diverted into the second reservoir. While filling the latter (the stabilizing time of the water level can be reduced by reducing the cross-section of the reservoirs at the top), the water level of the first reservoir is allowed to become stable and is then emptied rapidly. At the end of the run while the filling reservoir is not yet full, the flow is diverted towards the empty reservoir. The total injected volume is thus equal to the product of the number of total fillings by the volume of the reservoirs plus the volume, at the end of the run, of the partially-filled reservoir.

## 35. **Gravimetric method**

An alternative to the volumetric method is to collect the flow for a known time and weigh it. This has the advantage of being more direct than the volumetric method which itself is dependent upon calibrating the collecting vessel against known weights of water. It is thus much easier to maintain high accuracy with the gravimetric method but its use is normally restricted to flow rates up to about 1 m<sup>3</sup>/s (35 ft<sup>3</sup>/s) because of the size of apparatus required.

### 35.1 *Collecting tank*

The tank should be large enough to allow a reasonable collecting time, consistent with the accuracy required and that of the timing apparatus used. It can be of any shape and should preferably be of light construction. Suitable precautions should be taken to avoid water splashing out of the tank and internal baffles should be installed to damp out oscillations.

The tank can be either suspended from the weighing machine or mounted on top. In the latter case, it is essential to ensure that no water finds its way into the weighing machine.

In order to prevent shock loads being imposed on the weighing machine, the tank should be clamped during the time that the water is filling it.

When the tank is installed above the sump, a watertight drain valve may be used or a siphon device, both of which must be checked for leakage. When the tank is at the same level as the sump, a pump must be used to empty the tank. This can either be of the submersible type mounted inside the tank, or self-priming type mounted outside. In either case, special precautions must be taken to ensure that there is no direct connection by electrical leads or piping between the collecting tank which is being weighed and the fixed parts of the installation. This can be achieved by means of flexible electrical leads and movable pipe connections.

### 35.2 Appareils de pesée

L'appareil de pesée doit être de sensibilité, d'exactitude et de fidélité convenables. Il doit être contrôlé sur toute son étendue de mesure, au moyen de poids de précision, compte tenu de la correction de poussée de l'air. L'appareil de pesée doit être régulièrement entretenu par des spécialistes et étalonné dans la position où il est utilisé pour les essais. Si les poids sont en quantité insuffisante pour couvrir toute l'étendue de mesure de la balance, une méthode par échelons d'augmentation peut être utilisée, après accord mutuel, cette méthode consistant à remplacer alternativement des poids de précision par de l'eau de manière à remplir le réservoir par augmentations échelonnées, les poids étant utilisés pour contrôler avec exactitude les intervalles d'augmentation. Les pertes par évaporation devront être soigneusement évitées.

### 35.3 Injection d'eau et mesure du temps

Le remplissage est fait comme il est indiqué au paragraphe 34.4.

### 35.4 Mode opératoire

Le mode opératoire recommandé consiste à mesurer le poids initial  $W_1$ , du réservoir d'entonnement avec le volume d'eau résiduel qu'il contient, puis d'injecter l'eau dans le réservoir pendant un intervalle de temps  $t$  mesuré avec exactitude et enfin de mesurer le poids final  $W_2$ .

Le débit volumétrique injecté  $Q$  est alors :

$$Q = \frac{1}{\gamma'} \cdot \frac{W_2 - W_1}{t}$$

où  $W_1$  et  $W_2$  sont les poids apparents dans l'air et  $\gamma'$  est le poids volumique apparent de l'eau dans l'air (voir le chapitre II, paragraphe 5.5.4).

### 35.5 Précautions

Des corrections appropriées doivent être effectuées concernant la température de l'eau qui doit être mesurée d'une manière régulière pendant toute la durée des essais (un écart de température de 10 deg C peut modifier le poids volumique de l'eau de 0,2% environ).

## 36. Ecran mobile d'Andersson

### 36.1 Principe de la méthode

Il se rapproche de celui des méthodes dites volumétriques par le fait que l'on mesure le volume d'eau déplacé dans un canal pendant un temps donné, ce volume est limité par les parois du canal et les positions initiales et finales d'un écran mû par l'écoulement, positions auxquelles l'écran est passé aux temps  $t_1$  et  $t_2$ .

Si nous appelons :

$V_1$  = volume de l'eau en aval de l'écran mobile au moment où il passe au premier point de mesure

$V_2$  = volume de l'eau en aval de l'écran mobile au moment où il passe au deuxième point de mesure

$t$  = temps total de parcours entre les deux points de mesure

$Q$  = débit à mesurer

on a :

$$Q = \frac{V_1 - V_2}{t}$$

A noter que la section mouillée est souvent rectangulaire et qu'elle est donc, dans ce cas, égale au produit de la hauteur d'eau  $h$  par la largeur  $b$  du canal de mesure. Il devra être tenu compte dans l'étalonnage des écarts de dimensions dus aux dilatations thermiques.

### 36.2 Installations

Le canal de mesure doit comporter un élément rectiligne horizontal, de section généralement rectangulaire, et très exactement calibré sur toute sa longueur<sup>1)</sup>; cette longueur doit être par ailleurs suffisante pour que le mouvement uniforme de l'écran puisse être établi dans tout le tronçon compris entre les deux repères de mesure.

<sup>1)</sup> On peut être amené à mesurer le volume de liquide contenu entre les deux parois par une méthode volumétrique si l'on veut obtenir une grande précision ou si la section transversale du canal est de forme insuffisamment régulière.

### 35.2 Weighing devices

The weighing device should have suitable sensitivity, accuracy and reliability. It should be checked throughout the whole of the range of the device by means of precision weights, due allowance being made for air buoyancy. The device should be regularly serviced by experts and calibrated in the position in which it is used for tests. If insufficient weights are available to cover the full range of the device, an incremental method may be used by mutual agreement whereby water is exchanged alternatively for precision weights so as to fill the tank in steps, using the weights to check the intervals accurately. Care must be taken to avoid evaporation losses.

### 35.3 Switching and timing

The filling is made as indicated in Sub-clause 34.4.

### 35.4 Method of operation

The recommended method of operation is to take an initial weight reading  $W_1$  of the collecting tank plus that of the water remaining in it, switch the water into the tank and collect the flow for an accurately-measured time interval  $t$ ; measure the final weight  $W_2$ .

The injected volumetric flow  $Q$  is then:

$$Q = \frac{1}{\gamma'} \cdot \frac{W_2 - W_1}{t}$$

where  $W_1$  and  $W_2$  are the apparent weights in air and  $\gamma'$  is the apparent weight density of the water in air (see Chapter II, Sub-clause 5.5.4).

### 35.5 Precautions

Adequate corrections must be made for water temperature which should be measured regularly throughout the tests (a change in temperature of 10 deg C will alter the specific weight by approximately 0.2%).

## 36. Andersson's movable screen

### 36.1 Basic principles

This method resembles the volumetric method due to the fact that the volume of water displaced in a canal during a set period of time is measured; this volume is limited by the walls of the canal and the initial and final positions of the screen resulting from its travel, that is, points between which the screen has passed at times  $t_1$  and  $t_2$ .

If one designates:

$V_1$  = volume of water downstream of screen when passing first measuring point

$V_2$  = volume of water downstream of screen when passing second measuring point

$t$  = total travel time between the two measuring points

$Q$  = discharge to be measured

one has:

$$Q = \frac{V_1 - V_2}{t}$$

It should be noted that the cross-section is often rectangular and in this case is equal to the product of the water height  $h$  and the width  $b$  of the measuring canal. Due allowance must be made in the calibration for dimensional changes due to thermal expansion.

### 36.2 Installations

The measuring canal shall comprise a straight horizontal section, generally rectangular, and very precisely calibrated over its entire length; <sup>1)</sup> this length shall be sufficient to ensure uniform motion of the screen over the whole section between the two measuring points.

<sup>1)</sup> It is possible to measure liquid between the two walls by a volumetric method if it is necessary to obtain high precision or if the canal cross-section is of an irregular shape.

L'écran, le plus souvent supporté par un chariot roulant sur des rails <sup>1)</sup> installés le long du tronçon rectangulaire du canal, est souvent constitué par un panneau léger et rigide monté sur un bâti léger.

L'ensemble du chariot et de l'écran doit être aussi léger que possible et les frottements doivent être réduits au minimum, de sorte que la vitesse de l'écran atteigne rapidement la vitesse moyenne de l'eau.

En fait, il est essentiel que l'introduction de l'écran dans le canal perturbe l'écoulement aussi peu que possible et n'engendre pas de rides ou de vagues susceptibles d'entraîner des erreurs non négligeables. Il peut en être de même, mais à un degré moindre, pour la sortie de l'écran, lorsque la mesure de débit doit s'effectuer au moyen d'un appareil étalonné en régime permanent.

### 36.3 *Mesure de la vitesse de translation de l'écran*

La mesure de la vitesse de translation de l'écran peut s'effectuer au moyen de deux repères de distance donnant la longueur du tronçon de mesure, installés à l'origine et à l'extrémité de celui-ci. Ces repères peuvent agir par contacts électriques ou par cellules photo-électriques sur l'enclenchement et le déclenchement d'un compte-secondes.

Il est toutefois préférable de répartir un certain nombre de repères le long du tronçon de mesure en vue de contrôler l'uniformité du mouvement du chariot. Cela peut être réalisé au moyen de contacts répartis le long des rails de roulement du chariot, reliés en parallèle dans un circuit électrique agissant sur une plume traçante permettant d'enregistrer sur une seule piste de déroulement d'un chronographe la position de l'écran en fonction du temps.

### 36.4 *Détermination de la section transversale du canal*

L'aire de la section transversale du canal correspondant à une cote donnée du plan d'eau peut être déterminée au moyen d'un tarage géométrique ou volumétrique. La cote du plan d'eau doit être contrôlée au cours de la mesure au moyen de puits de mesure répartis le long des parois du tronçon de mesure.

### 36.5 *Contrôles au cours de l'essai*

Les dispositions prises pour assurer un mouvement uniforme de translation à l'écran dans le tronçon de mesure ont pour but d'égaliser la vitesse de l'eau et celle de l'écran. Cela peut être vérifié par la mesure de la cote du plan d'eau en amont et en aval de l'écran au moyen de pointes de mesure installées dans des puits de mesure. On admet que l'écran se déplace bien à la vitesse de l'eau si l'on ne constate qu'une différence de niveau négligeable (0,5 mm) entre l'amont et l'aval de l'écran.

On a observé, en outre, que le fonctionnement correct de l'écran entraîne ordinairement de légères perturbations en amont et en aval au fond du canal et aussi le long des bajoyers en amont et en aval, surtout au voisinage de la surface libre. Cette observation peut éventuellement constituer, avec la quasi-nullité de la variation de la hauteur d'eau au moment du passage de l'écran, un critère valable du bon fonctionnement de ce système.

## 37. **Déversoirs**

La réalisation du déversoir, son installation et les conditions de mesure de la hauteur de lame doivent être conformes à la Recommandation ISO/R 1438.

Ce dispositif est très sensible à toute anomalie dans la répartition des vitesses, en particulier immédiatement au-dessus de la crête du déversoir. Pour ces raisons, il est essentiel de prévoir la possibilité d'un étalonnage dans les conditions d'utilisation pour toutes les installations de déversoir.

## 38. **Appareils déprimogènes**

Les appareils déprimogènes, comme les tubes de Venturi, les diaphragmes et les tuyères, sont d'un emploi particulièrement commode dans les installations de petites dimensions ou dans celles qui fonctionnent en circuit fermé sans plan d'eau libre. La disposition de la tuyauterie doit assurer une alimentation régulière sans rotations jusqu'à l'appareil de mesure pour toute la gamme des débits. Des guideaux, des nids d'abeilles ou des dispositifs analogues doivent être placés à des distances convenables en amont de l'appareil de mesure et un dispositif de détection doit, si possible, être utilisé pour vérifier l'absence de rotation.

<sup>1)</sup> Dans certains cas, on peut être contraint d'utiliser un écran flottant: il y a lieu dans ce cas de prendre grand soin du guidage, de l'équilibrage et des risques de contact avec le fond du canal.

The screen, more often supported by a carriage rolling on rails<sup>1)</sup> installed along the length of the rectangular part of the canal, is often constructed of a light rigid material mounted on a lightly built frame.

The carriage and screen assembly shall be as light as possible and the friction shall be reduced to a minimum such that the screen velocity will rapidly equal the mean velocity.

Actually, it is essential that the introduction of the screen into the measurement channel shall disturb the flow as little as possible and not set up ripples or waves capable of entailing serious errors. This also applies, but to a lesser extent, to the screen exit, when the discharge measurement should be made by means of an apparatus calibrated under steady flow.

### 36.3 *Measurement of the travel velocity of the screen*

The measurement of the screen velocity shall be made by means of two fixed points indicating the length of the test section installed at the origin and extremity of the measuring section. These points can be electrical contacts or photo-electric cells operating an electric timer.

It is desirable to place a certain number of points along the measuring section in order to check the uniform movement of the carriage. This can be done by means of contacts placed along the carriage rails, connected in parallel in an electric circuit with a recording pen capable of registering, on one band of a chronograph, the position of the screen with respect to time.

### 36.4 *Determination of the channel cross-section*

The cross-sectional area of the canal corresponding to the water level at the side can be determined by a geometric or volumetric measurement. The level should be checked during the course of measurement by means of measuring wells placed along the walls of the measuring section.

### 36.5 *Controls during the run*

The precautions taken to ensure uniform velocity of the screen in the measuring section are made in order to equalize the velocity of the water and that of the screen. This can be checked by the measurement of the water level at the front and rear of the screen by means of point gauges installed in measuring wells. It is assumed that the screen is travelling at the water velocity if a negligible level difference is observed (0.5 mm) between the front and rear of the screen.

It has been observed that the proper functioning of the screen led ordinarily to slight disturbances in front and rear on the bottom of the canal and in the front and rear of the walls, especially in the vicinity of the free surface. This observation can possibly constitute, along with the negligible variation of the water height at the moment of the passage of the screen, a valuable criterion of the proper functioning of this system.

## 37. **Weirs**

The design of the weir, its installation and the conditions of measuring the head of water behind the weir shall be in accordance with ISO/R 1438.

This device is very sensitive to any changes in the distribution of velocity of approach, particularly immediately above the crest of the weir. For these reasons, it is essential to provide in all such installations the means to calibrate the weir under its operating conditions.

## 38. **Differential meters**

Differential meters, such as Venturi tubes, orifice plates and nozzles, are particularly adapted to small-size installations or those operating on closed circuit without a free water surface. The piping arrangement of the meter shall ensure a smooth, non-rotating flow approach to the meter over the whole range of discharge. Straightening vanes, honeycombs or similar devices should be placed at suitable distances upstream of the meter and if possible a suitable detector used to check that no rotation exists.

<sup>1)</sup> In certain cases, restrictions call for the use of a floating screen; in such cases care must be taken in the guiding and balancing of the screen, as well as to avoid contact with the bottom of the canal.

Les mesures de débit par diaphragmes et tuyères ont été normalisées par la Recommandation ISO/R 541 et celles effectuées par tubes de Venturi par la Recommandation ISO/R 781. Ces normes peuvent être utilisées si le degré d'exactitude auquel elles conduisent peut être considéré comme satisfaisant.

Lorsque les conditions d'installation normalisées ne peuvent pas être remplies, ces appareils seront étalonnés dans leurs conditions de mesure.

Plusieurs paires indépendantes de tuyauteries de liaison aux prises de pression doivent être utilisées de façon à détecter facilement tout indice d'erreurs accidentelles dans la mesure causées par les conditions de raccordement à l'appareil ou aux prises de pression.

### 39. Autres méthodes

D'autres méthodes peuvent être utilisées, après accord, pourvu qu'elles puissent être étalonnées de façon valable.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:1976  
Withdrawn

Discharge measurement by orifice plates and nozzles has been standardized in ISO/R 541 and by Venturi tubes in ISO/R 781. These standards may be used if their accuracy is regarded as satisfactory.

When the standard installation conditions cannot be fulfilled, these meters will be calibrated under their measuring conditions.

Several pairs of independent pressure connections should be used in order to detect easily any evidence of accidental error in the measurement due to conditions of the connection to the apparatus or to the pressure connections.

### 39. Other methods

Other methods may be used, by agreement, provided they can be reliably calibrated.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:1976  
Withdrawn

## CHAPITRE IX: MÉTHODES DE MESURE DES HAUTEURS

### 40. Généralités

Les mesures de la hauteur totale d'élevation de la pompe ne doivent être effectuées que lorsque le régime est stable (voir les remarques générales du chapitre IV, paragraphe 14.3, concernant les limites admissibles de fluctuation du régime). Pour chaque point, hauteur totale d'élevation-débit, cinq lectures au moins doivent être relevées à intervalles de temps égaux; le nombre exact de lectures dépend de l'amplitude et de la fréquence des fluctuations (voir le chapitre VI, article 29).

### 41. Plan d'eau libre

Dans la section choisie pour la mesure de la cote d'un plan d'eau, l'écoulement doit être stable et aussi exempt que possible de dissymétrie ou d'autres anomalies. Pour réaliser des conditions d'uniformité, il peut être nécessaire d'utiliser, séparément ou simultanément, des radeaux de tranquillisation, des grilles et des écrans.

De tels dispositifs de tranquillisation ne sont acceptables que s'ils ne perturbent pas la section de mesure ni le fonctionnement de la pompe. En vue de permettre la détermination de la hauteur dynamique, l'aire de la section transversale choisie doit pouvoir être parfaitement définie et mesurée aisément. Il devra être tenu compte des prescriptions énumérées au paragraphe 43.1, de telles dispositions devant avoir obtenu l'accord de toutes les parties concernées. Les mesures de la cote du plan d'eau doivent être obtenues, si possible, en au moins deux points, un de chaque côté de la section de mesure, et la moyenne des lectures sera prise pour obtenir la cote exacte du plan d'eau (voir l'article 45).

Lorsque la surface libre de l'eau est accessible à la prise d'eau et suffisamment calme, la cote du plan d'eau doit être déterminée dans la section de l'orifice d'entrée de la tuyauterie d'aspiration.

Si la surface libre de l'eau est inaccessible ou insuffisamment calme, des puits de tranquillisation peuvent être utilisés, de préférence de chaque côté de la section de mesure. Les tubes ou canaux de raccordement doivent être réalisés perpendiculairement aux parois de la section de mesure et doivent déboucher sur la paroi du canal par l'intermédiaire d'une plaque perforée lisse arasée au nu de la paroi (voir la figure 12, page 134). Le diamètre des orifices de la plaque doit être d'environ 3 mm et la surface totale de passage à travers la plaque ainsi que celle du conduit de liaison ne doit pas être inférieure à 5% de la section transversale du puits de mesure.

### 42. Appareils pour la mesure des plans d'eau libres

#### 42.1 Pointes droites ou recourbées

Des pointes droites ou recourbées (voir la figure 13, page 134) peuvent être utilisées pour déterminer la cote d'un plan d'eau calme soit directement, soit dans un puits de mesure. Le contact avec l'eau peut être repéré à vue directe ou au moyen d'indicateurs électriques, optiques, ou d'autre nature, à condition qu'ils puissent être étalonnés par une méthode visuelle directe.

#### 42.2 Indicateurs à flotteur

Des indicateurs à flotteur, correctement étalonnés et en bon état de fonctionnement, peuvent être utilisés et conviennent bien aux mesures de niveau variable. Le flotteur doit avoir un diamètre minimal de 150 mm et doit retrouver sa position d'équilibre initiale à moins de 1 mm près lorsqu'on le déplace manuellement. La dimension transversale minimale du puits correspondante est de 200 mm. Des dispositifs de lecture à distance, avec transmission par ruban métallique, avec transmission optique ou d'autre nature doivent faire l'objet d'un contrôle d'exactitude et de sensibilité.

#### 42.3 Manomètre à liquide

Une autre méthode utilisable pour mesurer la cote du plan d'eau consiste à effectuer des mesures de hauteur à l'aide d'un manomètre à liquide en tenant compte de la différence d'altitude entre la prise de pression et le zéro du manomètre. Les mesures doivent être effectuées comme précisé à l'article 43.

## CHAPTER IX: METHODS OF HEAD MEASUREMENT

### 40. General

Readings of pump head shall be taken only when conditions are steady (see general remarks in Chapter IV, Sub-clause 14.3, on limits of steadiness). For each head-discharge point, a minimum of five readings shall be taken at equal time intervals, the actual number of readings depending on the magnitude and frequency of variations (see Chapter VI, Clause 29).

### 41. Free water level

At the section chosen for measuring free water levels, the flow should be steady and as free as possible from asymmetry and other disturbances. To ensure such uniform conditions, it may be necessary to use, separately or together, flow straighteners, baffles and screens.

Such smoothing devices are permissible only when they do not disturb the measuring section or the operation of the pump. In order to make allowance for the kinetic energy head of the water, the section chosen must have a clearly defined and easily measured cross-sectional area. Account should be taken of the requirements listed in Sub-clause 43.1, such provisions being agreed upon by all concerned. Measurements of water level must be obtained where possible from at least two points, one at each side of the measuring section, and the readings averaged to obtain true level (see Clause 45).

Where the intake water surface is accessible and sufficiently calm, the water level should be determined in the section of the intake tube.

If the free water surface is not accessible, or not sufficiently calm, stilling wells may be provided, preferably one at each side of the measuring section. The connection channels or tubes must be constructed at right angles to the wall of the measuring section and shall be covered with smooth, perforated plates, flush with the wall (see Figure 12, page 134). The size of such perforations shall be about 3 mm bore and their total cross-sectional area, and also that of the interconnecting passage, shall be not less than 5% of the cross-sectional area of the stilling well.

### 42. Measuring apparatus for free water level

#### 42.1 Point or hook gauges

Point or hook gauges (see Figure 13, page 134) may be used to determine the level of calm water either directly or in stilling wells. In place of the normal visual indication of contact with the water, electrical, optical and other indicators may be used provided they are calibrated against the direct visual method.

#### 42.2 Float gauges

Float gauges, properly calibrated and in good working order, may be used and are convenient where the water level is variable. The float shall be at least 150 mm in diameter and shall return to within 1 mm of the original reading when manually deflected. The corresponding minimum dimension of the well shall be 200 mm. Metal tapes, optical and other remote-reading systems must be checked for accuracy and sensitivity.

#### 42.3 Liquid manometer

Alternatively, the free water level may be determined from head measurements on a liquid manometer, due allowance being made for differences in height between the pressure tapping and the manometer zero. Measurements should be made as detailed in Clause 43.

### 43. Mesure de pression statique

En variante de la mesure directe d'une cote de plan d'eau, la pression statique de l'eau en des points appropriés peut être mesurée et les lectures converties en hauteurs. Comme la température de l'eau peut varier considérablement pendant les essais d'une pompe modèle réduit, il est particulièrement important de noter régulièrement la température de façon que la valeur correcte de la masse volumique soit utilisée dans tous les calculs.

La pression atmosphérique ambiante doit être mesurée au cours des essais au moyen d'un baromètre étalon à colonne visible de mercure.

#### 43.1 Choix des sections de mesure

Une attention particulière doit être donnée au choix de l'emplacement des sections de mesure.

Dans beaucoup d'installations de pompes (par exemple avec des pompes du type à volute), la répartition des pressions et la répartition des vitesses dans les sections d'entrée et de sortie (voir le chapitre II, paragraphes 5.2.1 et 5.2.2) sont telles que, en les prenant comme sections de mesure, le calcul de la hauteur manométrique et de la hauteur dynamique à partir des valeurs moyennes conduirait à une erreur importante dans la détermination de l'énergie fournie au liquide par la pompe. Dans de tels cas, on peut utiliser d'autres sections de mesure situées en aval de la sortie de la pompe et/ou en amont de l'entrée de la pompe, où les conditions d'écoulement sont meilleures. La perte de charge entre la sortie de la pompe et la section de mesure réelle en aval et/ou la perte de charge entre la section de mesure réelle en amont et l'entrée de la pompe devront être prises en compte; les formules utilisées pour leur calcul devront être convenues d'un commun accord avant le début des essais.

Les considérations suivantes doivent guider le choix d'une section de mesure de la pression statique:

- a) L'écoulement doit avoir le minimum de perturbation; il y a lieu d'éviter les sections dans lesquelles la répartition des vitesses est rendue irrégulière par un coude, une vanne ou toute autre singularité en amont.
- b) L'écoulement doit être exempt de tourbillons et de rotations susceptibles d'entraîner des erreurs sur la pression statique moyenne.
- c) La section choisie doit posséder une aire transversale facilement mesurable, pour permettre la prise en compte de la hauteur dynamique.

La section de mesure devra de préférence être disposée dans un tronçon rectiligne de tuyauterie (qui ne doit pas nécessairement être cylindrique) dont la longueur doit être d'au moins cinq diamètres en amont de la section de mesure et de deux diamètres en aval de celle-ci.

#### 43.2 Nombre et emplacement des prises de pression

Au moins quatre trous de prise de pression statique seront disposés dans chaque section de mesure sur deux diamètres perpendiculaires entre eux dans le cas d'une conduite circulaire ou dans celui d'une section rectangulaire, les trous étant situés au milieu des côtés. Si possible, dans le cas d'une section circulaire, les prises de pression ne doivent pas être situées au point le plus haut, ni au point le plus bas de la section, de façon à éviter respectivement, d'une part les poches d'air, et d'autre part les dépôts (voir la figure 14, page 135). Chaque prise de pression peut être reliée individuellement à un manomètre ou bien elles peuvent être réunies par l'intermédiaire d'un collecteur à un manomètre unique; dans ce cas, chaque prise doit être munie d'une vanne d'isolement afin que la pression puisse y être mesurée séparément. Si l'écoulement est perturbé, ou dissymétrique, il y a lieu d'utiliser plus de quatre prises de pression. Si les pressions mesurées individuellement à chacune des prises diffèrent de leur moyenne arithmétique d'une quantité supérieure à 0,2% de la hauteur totale d'élévation  $H$  de la pompe, les mesures doivent être déclarées non valables.

#### 43.3 Prises de pression statique

Le trou cylindrique  $d$  des prises de pression statique doit être perpendiculaire à la paroi de la conduite et doit avoir un diamètre de 3 mm pour les prises sous pression et de 6 mm pour les prises sous vide (voir la figure 16, page 136). Il devra avoir une longueur minimale d'au moins deux fois le diamètre du trou. Les bords de l'orifice doivent être soigneusement ébavurés et munis d'un arrondi de rayon ne dépassant pas  $d/4$ . La surface de la conduite, près de la prise de pression, ne doit présenter ni ondulation ni aspérité sur une distance d'au moins 100 mm autour de la prise.

### 43. Static pressure measurement

As an alternative to measuring free water level directly, the static pressure of the water at appropriate points can be measured and the reading converted into a head. As the water temperature may vary considerably during tests on a model pump, it is particularly important to record temperature regularly so that the correct value of the density of the water is used in all calculations.

The ambient atmospheric pressure during the tests should be read by means of a standard mercury-in-glass barometer.

#### 43.1 Choice of measuring sections

Special attention should be given to the location of measuring sections.

In many pump installations (for instance with pumps of the volute type), the pressure distribution and the velocity distribution in the pump inlet and pump outlet (see Chapter II, Sub-clauses 5.2.1 and 5.2.2) are such that by taking them as measuring sections, the calculation of the pressure head and the velocity head from the mean values will result in an important error in the determination of the energy imparted to the liquid by the pump. In such cases, other measuring sections downstream of the pump outlet and/or upstream of the pump inlet with better flow conditions can be used. The loss of head between the pump outlet and the actual downstream measuring section and/or the loss of head between the actual upstream measuring section and the pump inlet shall be taken into account; the formulae for their calculation must be agreed upon before the tests start.

The following should be considered when selecting a measuring section to obtain static pressure measurements:

- a) There should be a minimum of disturbance in the flow; sections where the velocity pattern is seriously distorted by an elbow, valve or other upstream disturbance shall be avoided.
- b) The flow must be free from vortices and rotational effects likely to give errors in mean static pressure.
- c) The section chosen must have an easily measurable cross-sectional area, in order to enable an allowance for kinetic energy head to be made.

The measuring section should preferably be installed in a straight length of pipe (which need not be cylindrical) extending five diameters upstream and two diameters downstream from the measuring section.

#### 43.2 Number and location of pressure holes

At least four static pressure holes should be installed at each measuring section on two perpendicular diameters in the case of a circular pipe or, in the case of a rectangular section, with the holes at the mid-points of the sides. If possible, in the case of the circular section, the holes should not be sited at the highest or lowest points of the section, in order to avoid air pockets and silting, respectively (see Figure 14, page 135). Each pressure hole may be connected individually to a manometer or each may be connected via a manifold to a single manometer; in this case, each hole should be fitted with an isolating valve so that the pressures may be measured separately. If flow conditions are disturbed or asymmetric, more than four holes should be used. If the pressures measured individually at each of the holes differ from the arithmetical mean by more than 0.2% of the pump total head  $H$ , the measurements shall be deemed invalid.

#### 43.3 Static pressure holes

The cylindrical bore  $d$  of the static pressure holes should be perpendicular to the wall of the conduit and 3 mm diameter for pressure gauges and 6 mm diameter for vacuum gauges (see Figure 16, page 136). It should have a minimum length at least twice the bore of the hole. Burrs should be removed and the mouth rounded off with a radius no greater than  $d/4$ . The surface of the conduit adjacent to the pressure tapping should be free of corrugations and irregularities within a distance of at least 100 mm from the hole.

#### 43.4 *Canalisations de raccordement*

Pour éviter les poches d'air, les canalisations de raccordement ne doivent pas présenter de point haut, à moins que celui-ci ne soit muni d'un évent. Des canalisations en matière plastique transparente sont utiles à cet égard, car elles permettent de déceler toute poche d'air; toutefois, dans le cas d'un collecteur (voir le paragraphe 43.2), les canalisations doivent avoir une égale élasticité. Des piquages pour purge d'air et des dispositifs pour purge d'air doivent être prévus sur le trajet des canalisations et sur les manomètres partout où cela est nécessaire.

### 44. Instruments de mesure de la pression

#### 44.1 *Manomètres à colonne de liquide*

Des manomètres à colonnes de liquide, à un seul ou à deux tubes de lecture, conviennent aux mesures de pression jusqu'à 5 bar absolus lorsque du mercure est utilisé comme liquide manométrique. Les tubes doivent être de section uniforme et d'un diamètre intérieur minimal de 12 mm pour l'eau et de 8 mm pour le mercure, en vue d'éviter l'effet des phénomènes de capillarité. Les types les plus courants sont:

- a) *Tube en U normal ou inversé* (figures 17 et 18, pages 136 et 137). Les hauteurs des colonnes liquides dans les deux tubes doivent être lues simultanément. Quelle que soit la combinaison de fluide employée, les masses volumiques des deux fluides manométriques doivent être utilisées en tenant compte de la température ambiante.
- b) *Manomètre à un seul tube de mesure*. Dans ce cas, il n'est besoin que d'une seule lecture sur l'unique tube de mesure; elle est corrigée pour tenir compte de la variation du niveau dans le réservoir.
- c) *Tube en U étalonné*. Pourvu qu'il soit convenablement étalonné, on peut se contenter de lire un seul des tubes de manomètre en U.

#### 44.2 *Manomètre à poids*

Pour des pressions dépassant la gamme de valeurs d'un manomètre à colonne de mercure, l'emploi d'un manomètre à poids (ou manomètre à piston) est approprié, que celui-ci soit du type simple ou différentiel (figure 19, page 137). En général, il est préférable d'étalonner un manomètre à poids par comparaison avec un autre appareil étalon du même type sur une plage de pressions aussi large que possible.

En variante, le diamètre efficace  $d_e$  du manomètre à piston simple peut être déterminé comme étant la moyenne arithmétique du diamètre mesuré du piston  $d_p$  et de l'alésage mesuré  $d_b$  et il peut être utilisé pour le calcul de la pression sans autre étalonnage pourvu qu'avant l'essai on vérifie que:

$$\frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0,1\%$$

Le frottement entre le piston et le cylindre peut être pratiquement éliminé en imprimant au piston un mouvement de rotation à une vitesse au moins égale à 15 tr/min.

Des principes analogues s'appliquent au type différentiel de manomètre à poids. Pour la mesure des pressions variables, il peut être commode d'utiliser un manomètre à poids en série avec un manomètre à colonne de liquide, ou un manomètre à poids spécial avec manomètre à liquide incorporé.

#### 44.3 *Balance de pression*

La balance de pression est une extension du manomètre à poids. Elle comprend un fléau de balance monté sur des pivots sans frottements et s'appuyant sur un ou plusieurs manomètres à poids ou sur un manomètre à poids du type différentiel. L'effort exercé par le piston du manomètre à poids est équilibré par un poids curseur se déplaçant le long du fléau (figure 20, page 138). La manœuvre du fléau et du poids curseur peut être effectuée à la main ou automatiquement par un système de servo-équilibrage. La sensibilité, la fidélité et l'exactitude de tels dispositifs doivent être contrôlées par comparaison avec un manomètre étalon chaque fois que cela sera possible.

#### 44.4 *Manomètres à ressort*

Ce type de manomètre utilise la déformation mécanique d'une boucle ou d'un tube, simple ou spirale, pour indiquer la pression. Il peut être employé lui aussi par accord mutuel, pourvu que les manomètres soient de la plus grande précision, qu'ils soient utilisés entre 60% et 90% de leur échelle totale de lecture et qu'ils soient étalonnés avant et après les essais par comparaison avec un étalon primaire tel qu'un manomètre à poids.

#### 43.4 Pressure pipe connections

To avoid trapping air, pipe connections should have no high points unless these are fitted with vents. Transparent plastic pipes are useful for this purpose, as air pockets can easily be seen; however, in the case of a manifold (see Sub-clause 43.2), the pipes should have equal elasticity. Air release points and facilities for purging air from the system and from the manometers should be provided wherever necessary.

### 44. Pressure-measuring instruments

#### 44.1 Liquid-column manometers

Liquid-column manometers, either single or double limb, are convenient for measuring pressures up to about 5 bar absolute when mercury is used as the manometer liquid. Tubing should be at least 12 mm bore for water to avoid capillary effects, and 8 mm for mercury. Common types are:

- a) *U-tubes, normal or inverted* (Figures 17 and 18, pages 136 and 137). The heights of the liquid columns in the two legs must be read simultaneously. Whatever combination of fluids is used, the densities of both manometric liquids must be used taking into account the ambient temperature.
- b) *Single-limb manometer*. In this case, only the height of the “single limb” need be read and the value corrected to allow for the change of level in the reservoir.
- c) *Calibrated U-tube*. Provided it is suitably calibrated, only one limb of the U-tube need be read.

#### 44.2 Weight manometer

For pressures beyond the range of a mercury column, the weight manometer or piston gauge is convenient, either in its simple or differential form (see Figure 19, page 137). Generally, it is preferable to calibrate a weight manometer against another standardized instrument of the same type over as wide a pressure range as possible.

Alternatively, the effective diameter  $d_e$  of the simple piston gauge may be determined as the arithmetical mean value of the directly measured piston diameter  $d_p$  and bore diameter  $d_b$  and used for pressure calculation without further calibration, provided that prior to the test it is ascertained that:

$$\frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0.1\%$$

Friction between the piston and cylinder can be practically eliminated by rotating the piston at a speed not less than 15 rev/min.

Similar principles apply to the differential type of weight manometer. For measuring varying pressures, it may be convenient to use a weight manometer in series with a liquid-column manometer or a special weight manometer incorporating a liquid manometer.

#### 44.3 Pressure weighbeams

An extension of the weight manometer is the pressure weighbeam which comprises a weighbeam mounted on frictionless pivots, and bearing on one or more weight manometers or a differential type of weight manometer. The force exerted by the piston of the weight manometer is balanced by a jockey weight moving along the weighbeam (Figure 20, page 138). The operation of the weighbeam and jockey weight may be by hand or automatic by means of a suitable servo-balancing system. The sensitivity, repeatability and accuracy of such devices should be checked against a standard manometer wherever possible.

#### 44.4 Spring pressure gauges

This type of gauge uses the mechanical deflection of a loop or tube, plain or spiral, to indicate pressure. It may be used also by mutual agreement, provided the gauge is of the highest precision, it is used from 60% to 90% of its full-scale reading, and it is calibrated before and after the tests against a primary standard such as a weight manometer.

#### 45. Dispositifs d'amortissement

Aucune pulsation nécessitant un amortissement pour le manomètre ne doit survenir dans la zone de fonctionnement normal. Si des pulsations de pression surviennent, la source de perturbation doit être éliminée, si cela est possible.

Dans certaines zones de fonctionnement (valeurs faibles de  $Q$  et de  $\sigma$ , etc.), des pulsations ne peuvent être évitées. Pour améliorer de telles conditions, un dispositif d'amortissement convenable peut être installé, pourvu que l'écoulement qui le traverse soit laminaire et à résistance égale dans chacune des deux directions, assurant ainsi une résistance visqueuse linéaire. Cela peut être assuré en utilisant un tube capillaire ou une vanne spécialement conçue.

Cependant, chaque fois que cela sera possible, les pulsations devront être éliminées à leur source et toutes les mesures devront être faites en régime permanent.

#### 46. Contrôle de tous les manomètres

Les manomètres étalons secondaires doivent être contrôlés sur toute l'étendue de leur échelle de mesure avant les essais, cela par comparaison avec des instruments étalons d'un degré d'exactitude plus grand tel qu'un manomètre à colonne de liquide de précision ou un manomètre à poids de précision.

Toutes différences locales dans la température de l'eau et dans sa masse volumique ainsi que dans la pression atmosphérique régnante doivent être prises en compte.

#### 47. Mesure des vides

##### 47.1 Généralités

Pour la mesure des vides, toutes les remarques faites à l'article 44 sont applicables, excepté ce qui est indiqué au paragraphe 47.2 ci-dessous.

##### 47.2 Canalisations de raccordement sous vide

La tuyauterie du manomètre doit être soit entièrement pleine d'eau, ou bien, si l'air est utilisé, elle doit être transparente pour permettre l'observation d'un niveau de l'eau. Si elles sont remplies d'eau, ces tuyauteries doivent être fréquemment purgées pour éliminer tout l'air venant à se dégazer. Les canalisations et les robinets doivent être exempts de fuites et les tuyauteries flexibles ne peuvent être utilisées que si elles sont suffisamment rigides pour éviter d'être déformées ou écrasées sous l'effet de la pression extérieure. Des tubes en matière plastique transparente sont très commodes pour mettre en évidence les bulles d'air.

#### 45. Damping devices

No pulsations requiring a damping arrangement for the manometer should occur in the range of normal operation. If pulsations occur, the source of disturbance should be eliminated if possible.

In certain ranges of operation (low values of  $Q$  and  $\sigma$ , etc.), pulsations cannot be avoided. To improve such conditions, a suitable damping device may be installed, provided the flow through it is laminar and equal in resistance in both directions, thus ensuring a linear viscous resistance. This may be secured by using a capillary tube or a specially designed valve.

Wherever possible, however, pulsations should be eradicated at source and all measurements made under steady conditions.

#### 46. Checking all manometers

Secondary standard manometers should be checked over the whole of the measuring range prior to the tests against standard instruments of a higher order of accuracy, such as a precision liquid-column manometer or weight manometers.

Any difference in local water temperature, density and local ambient atmospheric pressure should be allowed for.

#### 47. Vacuum measurements

##### 47.1 General

For vacuum measurements, all remarks made in Clause 44 apply, except as noted in the following Sub-clause 47.2.

##### 47.2 Vacuum pipe connections

The gauge pipe must either be completely filled with water or, if air is used, shall be transparent to permit observation of water level. Such pipes when filled with water must be frequently flushed to remove any air coming out of solution. The pipe and cocks must be free from leaks and flexible hoses may be used only if sufficiently rigid to avoid distortion or collapse by outside pressure. Transparent plastic tubing is very convenient for showing air bubbles.

## CHAPITRE X: MÉTHODES DE MESURE DE LA PUISSANCE ABSORBÉE

### 48. Généralités

La puissance absorbée sur l'arbre de la pompe modèle réduit peut être mesurée par la méthode primaire suivante:

- 1) Dynamomètre de mesure du couple de réaction;  
et par la méthode secondaire suivante pourvu qu'il puisse être prouvé que son exactitude est acceptable pour toutes les parties:
- 2) Dynamomètre de mesure du couple transmis.

L'emploi d'un moteur électrique pour mesurer la puissance absorbée n'est pas recommandé pour les essais de réception utilisant des modèles réduits de laboratoire.

Les deux méthodes impliquent la mesure simultanée du couple net ( $T$  en newton-mètres) et de la vitesse de rotation de l'arbre ( $n$  en tours par minute), à partir desquels la puissance nette absorbée par la pompe, en kilowatts, peut être calculée au moyen de l'expression suivante:

$$P = \frac{2\pi nT}{60} \cdot \frac{1}{1000} \text{ en kilowatts}$$

Dans la méthode 1), le couple sur le dynamomètre est déterminé par la force effectivement appliquée sur le bras du moteur et par le rayon auquel cette force est appliquée. Dans la méthode 2), le couple doit être calculé grâce à un étalonnage préalable.

Pour obtenir la puissance absorbée vraie, il faut tenir compte du couple parasite de frottement comme exposé à l'article 52.

### 49. Mesure du couple

#### 49.1 *Dynamomètre de mesure du couple de réaction ou « coulemètre de réaction »*

Le dynamomètre de mesure du couple de réaction (figure 21, page 138) consiste en un moteur électrique dont la carcasse et les dispositifs de ventilation des enroulements sont montés sur des paliers distincts de ceux de l'arbre de rotation, de façon à ce que l'ensemble de la carcasse soit libre de tourner mais en soit empêché par un système de mesure du couple. Le couple fourni par l'arbre est équilibré par un couple de réaction égal et de sens contraire sur la carcasse et c'est ce dernier qui est mesuré grâce à un poids ou à un autre système mécanique ou électrique de haute précision.

#### 49.2 *Dynamomètre de mesure du couple transmis ou « coulemètre de torsion »*

Le dynamomètre de torsion (figure 22, page 139) comprend un tronçon de la ligne d'arbre de transmission dont la contrainte de torsion, lorsqu'il tourne à une vitesse de rotation déterminée et lorsqu'il transmet un certain couple, est mesurée par une méthode appropriée. Certains dynamomètres de mesure du couple transmis utilisent des méthodes optiques pour mesurer la déformation angulaire, d'autres emploient des jauges de contrainte à capacité, à inductance ou à résistance électrique comme transmetteurs électriques. Quel que soit le type de dynamomètre pour la mesure du couple transmis utilisé, il doit être étalonné avant et après les essais au moyen d'une méthode primaire. La construction du dynamomètre doit être conçue de façon telle que la vitesse de rotation et la température n'influencent pas la valeur du couple indiqué, ou bien que cette influence puisse être mise en évidence quantitativement, par exemple par une expérimentation ou par un dispositif spécialement conçu à cet effet.

### 50. Précautions pour éviter les erreurs de mesure du couple avec les dynamomètres de mesure du couple de réaction

Les précautions suivantes sont à prendre pour éviter les erreurs:

#### 50.1 *Maintien du dynamomètre*

Il est nécessaire de limiter le déplacement du dynamomètre en rotation ou bien de disposer d'un montage de balance à point fixe.

## CHAPTER X: METHODS OF POWER INPUT MEASUREMENT

### 48. General

The power input to the model pump shaft may be measured by the following primary method:

1) Torque reaction dynamometer;

and by the following secondary method provided its accuracy is proved to be acceptable to all parties:

2) Torsion dynamometer.

The use of an electrical motor to measure power input is not recommended for acceptance test purposes using laboratory models.

Both the above methods involve the simultaneous measurement of net torque ( $T$  in newton-metres) and shaft speed ( $n$  in revolutions per minute) from which the net power input, in kilowatts, to the pump may be computed from the following expression:

$$P = \frac{2\pi nT}{60} \cdot \frac{1}{1000} \text{ in kilowatts}$$

In method 1), the torque on the dynamometer is determined by the effective force applied to the dynamometer arm and the radius at which it is applied. In method 2), the torque must be computed by means of a previous calibration.

To obtain the true power input, due allowance must be made for parasite torque losses as related in Clause 52.

### 49. Torque measurement

#### 49.1 Torque reaction dynamometer

The torque reaction dynamometer (Figure 21, page 138) consists of an electrical motor with its casing and field windings mounted on separate bearings from the rotating shaft, so that the whole casing is free to rotate but is restrained by means of a torque-measuring system. The torque delivered by the shaft is balanced by an equal and opposite torque reaction on the casing, and it is this that is measured either by means of a weight or some other high-accuracy mechanical or electrical system.

#### 49.2 Torsion dynamometer

The torsion dynamometer (Figure 22, page 139) comprises a length of shafting whose torsional strain when rotating at a particular speed and delivering a certain torque is measured by some convenient method. Some torsion dynamometers use optical techniques to measure angular strain, others use capacitance, inductance or wire-resistance strain gauges as electrical transducers. Whatever type of torsion dynamometer is used, it must be calibrated before and after the tests against some primary method. The design of the dynamometer shall be such that speed and temperature will not influence the torque reading, or such that this influence can be measured quantitatively either for example by experiment or by means of a special device designed for this purpose.

### 50. The avoidance of torque errors in torque reaction dynamometers

The following precautions are necessary to avoid errors:

#### 50.1 Fixing of dynamometer

It is necessary to limit the rotational movement of the dynamometer or to have a fixed balance point.

### 50.2 *Canalisations de fluide de refroidissement*

Un dynamomètre de mesure du couple de réaction doit être construit de telle sorte que l'entrée et la sortie du fluide de refroidissement s'effectuent sans entraîner d'erreur du couple due à des composantes tangentielles de vitesse. Des précautions analogues doivent être prises pour la ventilation. Si des conduits flexibles de raccordement sont utilisés, ils ne doivent entraîner aucune contrainte tangentielle appréciable lorsqu'ils sont sous pression. S'il est fait usage de dash-pots, il faut que l'on soit sûr qu'ils présentent une égale résistance au mouvement dans les deux sens.

### 50.3 *Paliers supports*

Il doit pouvoir être démontré que l'erreur accidentelle de frottement dans les paliers supports ne dépasse pas 0,1% du couple maximal dans toute l'étendue de la plage de mesure, cela aussi bien dans les conditions de fonctionnement en rotation que dans celles à vitesse de rotation nulle. Pour remplir cette exigence, des paliers spéciaux à faible frottement sont nécessaires.

Des coussinets lubrifiés à l'eau sous pression ou à l'huile sous pression sont satisfaisants en tant que paliers supports à faible frottement. Il en est de même des bandes flexibles métalliques pourvu qu'elles ne soient pas sujettes à des vibrations ou à des oscillations de torsion.

En variante, si des paliers classiques du type à billes ou à rouleaux sont utilisés, ils doivent être « montés doubles », les uns à l'intérieur des autres, de façon que les pertes des paliers montés sur l'arbre puissent être mesurées séparément.

Si la poussée de la pompe modèle réduit n'est pas appliquée à l'arbre du dynamomètre, des dispositions appropriées devront être prises pour tenir compte des pertes dans le palier de butée, quel que soit le type de celui-ci. Le couple de frottement de palier mesuré devra être utilisé pour corriger la valeur mesurée du couple total absorbé.

### 50.4 *Connexions électriques*

Les connexions électriques au dynamomètre ne doivent imposer aucun effort tangentiel appréciable. Des connexions en tresse de cuivre ou des contacts à mercure conviennent à ce but.

### 50.5 *Etalonnage*

Le rayon effectif du bras de levier du dynamomètre doit être mesuré avec une erreur ne dépassant pas  $\pm 0,1\%$ . L'erreur à craindre dans le dispositif de mesure des efforts ne doit pas dépasser  $\pm 0,1\%$  de la lecture. Il doit être contrôlé avec des poids vérifiés et poinçonnés, et cela à la fois pour des charges croissantes et décroissantes. Dans le cas de machines à axe vertical, et parfois pour d'autres machines, des rubans métalliques et des poulies sans frottement doivent être utilisées pour appliquer le couple.

Avant et après les essais, le dynamomètre et son équipement attendant doivent être soigneusement contrôlés.

## 51. **Mesure des vitesses de rotation**

Il est essentiel que la vitesse de rotation soit maintenue stable à moins de  $\pm 0,25\%$  pendant la durée d'un essai. Il est aussi nécessaire de faire avec exactitude la lecture de la vitesse de rotation moyenne en cherchant à atteindre une erreur inférieure à  $\pm 0,1\%$ . Les méthodes suivantes de mesure des vitesses de rotation peuvent être utilisées pour satisfaire cette condition :

- 1) Emploi d'un générateur d'impulsions électriques et d'un compteur électronique d'impulsions avec une base de temps.
- 2) Emploi d'un compte-tours entraîné mécaniquement par une liaison sans glissement et de chronomètres ou de chronographes commandés automatiquement.
- 3) Emploi d'un fréquencemètre électrique relié à un générateur entraîné positivement par la pompe en essai.
- 4) Emploi d'un tachymètre électrique de haute précision comprenant une génératrice à courant continu stable à aimant permanent, entraîné par la pompe modèle réduit, et d'un voltmètre de haute précision.

Dans tous les cas, les instruments doivent être soigneusement étalonnés avant les essais et il faut démontrer qu'ils donnent une exactitude de la mesure de vitesse à moins de  $\pm 0,1\%$ .

Si des variations périodiques de la vitesse de rotation entraînent des fluctuations de couple, la vitesse de rotation moyenne et le couple moyen doivent être déterminés. Si de telles fluctuations sont acceptables (voir le chapitre IV,

### 50.2 *Cooling fluid connections*

A torque reaction dynamometer shall be so constructed that the cooling fluid enters and leaves so as to avoid torque errors due to tangential velocity components. Similar precautions shall be taken regarding windage. Flexible pipe connections, if used, shall impose no sensible tangential restraint when under pressure. Dash-pots, if used, shall be demonstrated to impose equal resistance to motion in either direction.

### 50.3 *Support bearings*

The random frictional error in the support bearing shall be demonstrated to be not more than 0.1% of the maximum torque over the range measured for both rotating and non-rotating conditions. To meet this requirement, special low friction bearings are necessary.

Pressure-lubricated water or oil journal bearings are satisfactory for low friction supports and also flexible metal strips, provided they are not subject to vibration or torsional oscillations.

Alternatively, if conventional bearings are used of the ball or roller type, they should be "double-mounted" inside another set so that the shaft-bearing losses can be separately measured.

If the thrust of the model pump is not carried on the dynamometer shaft, suitable arrangements should be made to allow for bearing friction in whatever thrust bearing is used. The measured bearing torque shall be used to correct the measured total input torque.

### 50.4 *Electrical leads*

Electrical connections to the dynamometer shall impose no sensible tangential restraint. Braided flexible copper leads or mercury pots are suitable for this purpose.

### 50.5 *Calibration*

The effective radius-arm of the dynamometer shall be measured within an error not exceeding  $\pm 0.1\%$ . The inaccuracy in the force-measuring system shall not exceed  $\pm 0.1\%$  of the reading. It shall be checked against certified weights in the direction of both increasing and decreasing load. In the case of vertical shaft machines, and sometimes others, metal tapes and frictionless pulleys are used for applying the torque balancing weights.

Before and after the tests, the dynamometer and linkage shall be carefully checked.

## 51. **Speed measurements**

It is essential during a test to keep the mean speed steady to within  $\pm 0.25\%$ . It is also necessary to read mean speed accurately and an error within  $\pm 0.1\%$  should be aimed at. The following methods of rotational speed measurement may be convenient to meet this requirement:

- 1) Electrical pulse generator and electronic pulse counter and time base.
- 2) Mechanically-operated revolution counter driven by slip-free connection and automatically-operated stop-watches or chronographs.
- 3) Electrical frequency meter connected to positively driven generator.
- 4) Electric high-precision tachometer comprising stable permanent magnet direct current generator, driven from the model pump and a high-grade voltmeter.

In all cases, the instruments must be carefully calibrated before the tests and demonstrated to give an accuracy of speed measurement within  $\pm 0.1\%$ .

If cyclical speed changes are accompanied by corresponding torque fluctuations, the mean speed and torque must be determined. If such fluctuations are acceptable (see Chapter IV, Sub-clause 14.3), the mean of at least five

paragraphe 14.3), il faut prendre pour le couple la moyenne d'au moins cinq lectures faites à intervalles de temps égaux, et pour la vitesse de rotation, soit la moyenne de cinq lectures instantanées faites à intervalles de temps égaux, soit la moyenne intégrée de la vitesse pendant la période en question.

## 52. Pertes

En vue de déterminer le rendement hydraulique  $\eta_h$  de la pompe, les pertes mécaniques occasionnées entre le rotor interne et l'arbre d'entraînement doivent être prises en compte. De telles pertes mécaniques peuvent, par exemple, être provoquées par les frottements dans les paliers de guidage, dans les paliers de butée et dans la garniture d'étanchéité entre l'arbre et la pompe et le fonds de corps de la pompe. Comme ces pertes sont différentes pour le modèle réduit et la machine industrielle, et qu'elles n'obéissent pas aux mêmes effets d'échelle que les pertes hydrauliques, elles devront être évaluées séparément par rapport à ces dernières. Le nombre de corrections à effectuer pour ces pertes dépendra de la conception mécanique de la pompe modèle réduit et de celle du dynamomètre de mesure du couple (voir le paragraphe 5.8.6).

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:1976

Withdrawn

readings taken at equal time intervals is necessary for torque, and for speed either the mean of five instantaneous readings taken at equal time intervals or the mean integrated speed over a period during which the test readings are taken.

## 52. Losses

In order to determine the hydraulic efficiency  $\eta_h$  of the pump, the mechanical losses occurring between the impeller and the input shaft of the pump must be allowed for. Such mechanical losses may, for instance, be caused by friction in the guide bearings, thrust bearings, and in the gland between the pump shaft and the pump casing. As these losses are different on the model and full-scale machines and as they do not scale up in the same way as the hydraulic losses, they should be allowed for separately from the latter. The number of corrections to be made for losses will depend on the mechanical design of the model pump and dynamometer (see Sub-clause 5.8.6).

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60497:1976

Withdawn

## CHAPITRE XI: ESSAIS DE CAVITATION

### Introduction

Pour être vraiment complet et représentatif, un essai de réception sur modèle réduit devra aussi comporter un essai de cavitation sur le même modèle réduit ou sur un modèle réduit semblable. L'objet de ce chapitre est de donner les spécifications appropriées, basées sur une théorie et une expérience bien établies.

Les principes et méthodes faisant encore l'objet de recherches ou n'étant pas encore généralement acceptés ont été omis ou ont été traités d'une façon générale en évitant les prises de position trop strictes ou trop formelles.

### 53. Objet et domaine d'application

53.1 L'objet de ce chapitre est de:

- définir les principes permettant d'établir des garanties concernant l'influence de la cavitation sur les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe d'accumulation et essentiellement sur son rendement (voir le chapitre III, paragraphe 11.2) et sur son débit (voir le chapitre III, paragraphe 11.1), dans des conditions de fonctionnement spécifiées. Le contrôle de telles garanties doit être possible grâce à des essais sur modèle réduit;
- décrire les méthodes et les modalités des essais de cavitation sur modèle réduit;
- définir les méthodes d'interprétation de tels essais de cavitation sur modèle réduit et les modalités de leur comparaison finale aux garanties.

53.2 Ce chapitre s'applique d'une manière générale à toutes les pompes d'accumulation telles qu'elles sont définies au chapitre I pour lesquelles des essais de cavitation sur modèle réduit doivent être exécutés.

53.3 Bien que l'objet principal des essais de cavitation décrits ici soit la vérification de certaines garanties de fonctionnement, il est recommandé que les mêmes principes et les mêmes méthodes soient appliqués pour les essais comparatifs et les essais de recherche.

53.4 Les problèmes de comportement de la machine et de stabilité de fonctionnement, même quand ils résultent des effets de la cavitation, sont exclus du présent chapitre. Ils ne peuvent pas, en effet, être traités valablement dans les conditions de similitude prises en considération dans ce chapitre.

### 54. Garanties concernant l'influence de la cavitation

#### 54.1 Généralités

Dans tous les cas où les essais de réception sont faits sur modèle réduit, il est nécessaire de contrôler l'influence de la cavitation sur les rendements du modèle réduit obtenus par des essais exécutés conformément aux spécifications énoncées dans les chapitres précédents. Il faut alors spécifier clairement dans le contrat si les rendements garantis sur modèle réduit sont donnés dans les conditions hydrauliques spécifiées, en ce qui concerne les niveaux des plans d'eau existant dans l'installation industrielle et/ou les pressions statiques y régnant, conditions qui sont exprimées habituellement sous la forme des valeurs du coefficient de cavitation existant dans l'installation industrielle (voir le paragraphe 57.1.1) ou pour des valeurs suffisamment élevées de ce coefficient éliminant l'influence de la cavitation sur les caractéristiques de fonctionnement (voir le chapitre III, paragraphe 11.3).

Il n'existe pas encore de théorie communément acceptée pour la transposition des résultats des essais de cavitation sur modèle réduit aux conditions de la machine industrielle, c'est pourquoi les garanties applicables aux essais de cavitation sur modèle réduit doivent être données pour une pompe modèle réduit de dimensions données, essayée dans les limites déterminées de la hauteur totale d'élévation et dans des conditions bien spécifiées.

#### 54.2 Garanties concernant l'altération du rendement

La garantie concernant l'altération du rendement du modèle réduit est généralement donnée pour les conditions hydrauliques correspondant aux niveaux du plan d'eau dans l'installation industrielle.

## CHAPTER XI: CAVITATION TESTS

### Introduction

To be truly complete and representative, an acceptance model test should include a cavitation model test with the same or a similar model pump. The purpose of this chapter is to provide suitable specifications for such tests, based on well-established theory and practice.

Principles and methods which are still subject to research or which are not yet generally accepted have been omitted or have been dealt with in a general way, avoiding too strict or formal statements.

### 53. Object and scope

53.1 The object of this chapter is:

- to lay down the principles enabling guarantees to be given relating to the influence of cavitation on the performance characteristics and essentially on the efficiency (see Chapter III, Sub-clause 11.2) and discharge (see Chapter III, Sub-clause 11.1) of storage pumps under specified running conditions. The checking of such guarantees shall be possible by means of model tests;
- to describe the methods and procedures of cavitation model tests;
- to define the methods of interpretation for cavitation model tests and the procedure for their final comparison with guarantees.

53.2 This chapter applies generally to all storage pumps as defined in Chapter I on which cavitation model tests are to be carried out.

53.3 Whilst primarily the scope of cavitation tests here described will be the verification of certain performance guarantees, it is recommended that the same principles and methods be applied for comparative tests and research tests.

53.4 Problems of behaviour and stability even when these are the result of cavitation effects are excluded from this chapter. They cannot, in effect, be treated validly with the conditions of similitude taken into consideration in this chapter.

### 54. Guarantees for the influence of cavitation

#### 54.1 General

In cases where the efficiency acceptance tests are made on a model, it is necessary to check the influence of cavitation on the model efficiencies as obtained by tests performed in accordance with the previous chapters. It is necessary to state clearly in the contract whether model-guaranteed efficiencies are given under specified hydraulic conditions with respect to prevailing water levels and/or static pressures at site, usually expressed in the form of plant cavitation factor values (see Sub-clause 57.1.1) or for sufficiently high-cavitation factor values to exclude cavitation influence on performance (see Chapter III, Sub-clause 11.3).

There is not yet a commonly-accepted theory for the transposition of cavitation model test results to prototype conditions, therefore guarantees applicable to cavitation model tests must be given for a model pump of a given size to be tested at a head within given limits and under specified conditions.

#### 54.2 Guarantees concerning alteration of efficiency

The guarantee concerning the alteration of model efficiency is generally given for hydraulic conditions corresponding to water-levels at site.

### 54.3 *Garanties concernant la vitesse d'emballlement au dévirage et le débit à l'emballlement au dévirage*

Il peut exister une garantie séparée concernant la vitesse d'emballlement au dévirage et/ou le débit à l'emballlement au dévirage. Comme la cavitation a très souvent une influence décisive sur les caractéristiques à l'emballlement au dévirage, la garantie devra se référer à une gamme déterminée de valeurs du coefficient de cavitation  $\sigma$  (voir le paragraphe 57.1.1) régnant dans l'installation industrielle.

La vitesse maximale à l'emballlement au dévirage et le débit maximal à l'emballlement au dévirage sont les valeurs maximales que la pompe, fonctionnant en turbine, peut atteindre quand elle fonctionne à couple moteur nul dans les conditions mentionnées ci-dessus.

Dans le cas de roues à pales orientables, des garanties supplémentaires peuvent être données pour la vitesse d'emballlement au dévirage et/ou le débit à l'emballlement au dévirage en condition de maintien d'une conjugaison correcte entre les pales de roue et les directrices mobiles.

### 54.4 *Limitation des garanties concernant la cavitation*

La cavitation peut affecter le comportement d'une pompe d'accumulation de différentes façons. Elle peut être la cause de bruit, de vibrations, de détérioration matérielle (érosion) et d'altération des caractéristiques de fonctionnement, telles qu'elles peuvent être définies par des modifications de rendement, de puissance absorbée, de hauteur totale-débit, de vitesse d'emballlement au dévirage et de débit à l'emballlement au dévirage.

Quand des garanties séparées sont données respectivement pour l'érosion, le bruit ou les vibrations, elles concernent toujours la machine industrielle. Néanmoins, le modèle réduit doit fonctionner de façon satisfaisante sans bruit de cavitation excessif et sans vibrations de cavitation excessives.

De telles garanties feront l'objet de contrôles séparés sur place dans l'installation industrielle.

### 54.5 *Informations additionnelles n'étant pas sujettes à garantie*

En complément, il peut être requis dans le contrat qu'un certain nombre de courbes du rendement, en fonction du coefficient de cavitation, soient relevées durant les essais de réception pour les valeurs de ce coefficient de cavitation correspondant aux conditions de fonctionnement. Ces dernières seront généralement prises au voisinage des limites de la zone de fonctionnement contractuelle de la pompe.

Ces courbes peuvent présenter des allures diverses selon le type de pompe et la zone de fonctionnement. Cependant, elles indiquent généralement une chute de rendement significative correspondant à un développement de cavitation prononcé lorsque le coefficient de cavitation atteint de faibles valeurs. Il peut de ce fait être possible de définir sur ces courbes des valeurs caractéristiques du coefficient de cavitation (voir le paragraphe 59.4.1.4) qui pourront être comparées avec la valeur appropriée du coefficient de cavitation de l'installation industrielle.

## 55. **Installations d'essais**

### 55.1 *Caractéristiques générales du circuit*

Le circuit doit être tel que lorsque la cavitation apparaît dans la pompe modèle réduit, elle ne doit pas se développer ailleurs dans une proportion telle qu'elle affecterait la stabilité de l'installation d'essais ou son fonctionnement satisfaisant, ou bien la mesure des caractéristiques de fonctionnement du modèle réduit.

On devra s'assurer que la cavitation ainsi que les bulles et le dégazage qui résultent de la cavitation dans le modèle réduit n'affectent pas le fonctionnement des instruments, particulièrement celui de l'appareil de mesure du débit.

Les conditions de mesure sur le circuit d'essai de cavitation, que celui-ci soit le même ou non que celui utilisé pour la détermination des courbes de rendement, seront conformes aux conditions spécifiées dans les autres chapitres de ce code d'essais sur modèle réduit. Mais des considérations pratiques, dues aux faibles pressions absolues, peuvent imposer des hauteurs totales d'élévation plus grandes que les valeurs minimales stipulées au chapitre IV, paragraphe 15.1 (voir aussi le paragraphe 56.2.1).

### 55.2 *Dimensions du modèle*

L'expérience a montré que les dimensions du modèle réduit sont de première importance pour les essais de cavitation.

Il est pour cela souhaitable de satisfaire aux valeurs minimales prescrites pour  $D_1$  (qui ne doit pas être inférieur à 200 mm), pour  $H'$  et pour  $Re$  qui sont indiquées au chapitre IV, paragraphe 15.1, au sujet des essais de rendement. (Ces valeurs minimales devraient être dépassées dans toute la mesure où l'installation d'essais disponible le permet.) Des spécifications complémentaires concernant l'échelle du modèle réduit, compte tenu de la similitude de cavitation, seront données aux paragraphes 57.1 et 57.2.

#### 54.3 *Guarantees concerning reverse runaway speed and reverse runaway discharge*

A separate guarantee for reverse runaway speed and/or reverse runaway discharge may be given. As cavitation very often has a decisive influence on reverse runaway characteristics, the guarantee should refer to a given range of cavitation factor  $\sigma$  (see Sub-clause 57.1.1) prevailing in the prototype installation.

The maximum reverse runaway speed and reverse runaway discharge are the highest that the pump could reach, functioning as a turbine, when rotating at zero output torque under the above-mentioned conditions.

In the case of adjustable-blade impellers, additional guarantees may be given for the reverse runaway speed and/or reverse runaway discharge for the condition in which correct combination between runner blades and guide vanes is maintained.

#### 54.4 *Limitation of guarantees for cavitation*

Cavitation may affect the behaviour of a storage pump in several ways. It may cause noise, vibration, material damage (pitting) and alteration of performance, as defined by changes of efficiency, input, head-discharge, reverse runaway speed and reverse runaway discharge.

When separate guarantees are made with respect to pitting, noise or vibrations, they shall always be referred to the full-scale machine. Nevertheless, the model must operate satisfactorily without excessive cavitation noise or vibration.

Such guarantees will be subjected to separate controls *in situ* within the industrial installation.

#### 54.5 *Additional information not subject to guarantee*

In addition, the contract may require during acceptance tests a certain number of curves of efficiency against the cavitation factor corresponding to operating conditions. These would generally be near the limits of the contractual range of operation for the pump.

Depending on the type of pump and the range of operation, these curves may have very different shapes. But for a low-cavitation factor, they generally show a characteristic drop in efficiency corresponding to developed cavitation. It may therefore be possible to define from these curves the characteristic values of the cavitation factor (see Sub-clause 59.4.1.4) which may then be compared with the appropriate plant cavitation factor.

### 55. **Test installations**

#### 55.1 *General characteristics of the circuit*

The circuit shall be such that when cavitation appears in the model pump, it shall not occur elsewhere to an extent where it affects the stability or the satisfactory operation of the installation or the measurement of the model performance.

It must be ensured that cavitation and the bubbles and de-gassing produced by cavitation in the model do not affect the functioning of instrumentation, particularly the flow-measuring device.

The measuring conditions on the cavitation test rig, whether this be the same as that used for the determination of the efficiency curves or not, shall conform to the conditions specified in the other chapters of this model test code. But practical considerations, due to low absolute pressures, may require test heads higher than the minima stipulated in Chapter IV, Sub-clause 15.1 (see also Sub-clause 56.2.1).

#### 55.2 *Model dimensions*

Experience has shown that model dimensions are of great importance for cavitation tests.

It is therefore desirable to satisfy the same minimum values required for  $D_1$  (not less than 200 mm),  $H'$  and  $Re$  described in Chapter IV, Sub-clause 15.1, in connection with efficiency tests. (They should be exceeded as far as the available test installation permits.) Further specifications governing model scale with respect to cavitation similitude are presented in Sub-clauses 57.1 and 57.2.

### 55.3 Conditions de visualisation

#### 55.3.1 Observation de l'eau dans le circuit

Quel que soit le type de circuit utilisé, on devra prévoir autant que possible des moyens d'observation visuelle de l'état de l'eau particulièrement en ce qui concerne les bulles en suspension entrant dans le modèle réduit et en ce qui concerne la propreté de l'eau, en amont de la pompe et, si possible, à l'entrée du dispositif de mesure du débit.

#### 55.3.2 Visualisation de la roue de la pompe

Le fond d'aspiration et/ou la tubulure d'aspiration doivent être construits de façon à permettre l'observation du développement de la cavitation dans toute la mesure où la stabilité dimensionnelle des matières transparentes reste compatible avec les jeux à respecter (voir le chapitre IV, paragraphes 15.3 et 15.4) et cela spécialement en ce qui concerne les prescriptions concernant leurs dimensions précisées au paragraphe 57.3.5.

#### 55.4 Conditions d'écoulement avant et après le modèle réduit

Les conditions spécifiées au chapitre IV, paragraphe 14.2, doivent être respectées.

## 56. Caractéristiques de l'eau

### 56.1 Propriétés physiques de l'eau

Les conditions spécifiées au chapitre IV, paragraphe 14.1, doivent être respectées particulièrement à l'entrée de la pompe et de l'appareil de mesure de débit.

Grâce aux moyens d'observation visuelle prévus (voir le paragraphe 55.3.2), on contrôlera périodiquement qu'il n'y a aucune entrée d'air dans le modèle réduit.

### 56.2 Teneur en air

#### 56.2.1 Généralités

La teneur totale en air (air dissous et air occlus) de l'eau utilisée dans le circuit d'essais doit être connue pour l'essai. Elle sera mesurée à l'entrée à proximité du modèle réduit. L'expérience actuelle des circuits fermés montre que l'influence de la teneur en air sur un essai de réception en cavitation peut être négligée si la teneur totale en air de l'eau, dans les conditions normales de pression et de température \* n'est pas inférieure à 2 pour 1 000 en volume.

Inversement, l'eau du circuit ne doit pas être sursaturée, de manière à éviter tout dégazage dans le modèle.

Il est possible d'examiner l'influence de la teneur en air en répétant le même essai individuel dans des conditions de teneur en air aussi différentes les unes des autres que le permet l'installation d'essais.

Afin d'éviter tout dégazage dans les circuits ouverts ou fermés, une augmentation de la hauteur totale d'essais et du niveau général de pression peut être demandée.

#### 56.2.2 Mesure de la teneur en air <sup>1) 2)</sup>

Les méthodes suivantes sont données à titre d'exemple :

a) *Méthode de Winkler*. Cette méthode permet de déterminer par iodométrie la quantité d'oxygène dissous dans l'eau. Elle est relativement précise, mais nécessite des solutions titrées difficiles à conserver et exige une prise de prélèvements sans réaération de l'échantillon. Elle permet seulement d'obtenir la quantité d'air dissous par calcul.

b) *Méthode de Van Slyke par séparation physique*. Cette méthode a l'avantage de permettre l'extraction de la quantité totale d'air contenu dans l'eau sous forme d'air dissous ou occlus en faisant cascader sous vide le prélèvement sur des colonnes à plateaux. La méthode est relativement rapide, mais nécessite de travailler sur des échantillons de petit volume.

\* Les conditions standards sont définies par: température 20 °C, pression 1 bar absolu.

<sup>1)</sup> E. KANELLOPOULOS: *A Critical Survey of Methods for Measuring the Total Gas Content of Water*, N.E.L. Fluids Note No. 77 — East Kilbride, Glasgow (1959).

<sup>2)</sup> P. CORMAULT: *Méthode de mesures des teneurs en gaz de l'eau et appareillages*. E.D.F., Bulletin du Centre de recherches et d'essais de Chatou. Supplément au n° 2 — Deuxième partie — Décembre 1962.

### 55.3 *Viewing conditions*

#### 55.3.1 *Observation of the water in the circuit*

Whatever the type of circuit used, provision should be made as far as possible for visible observation of the condition of the water with particular reference to the bubble content coming into the model and the cleanliness at the inlet of the pump and, if possible, upstream of the flow-measuring device.

#### 55.3.2 *Viewing the pump impeller*

The impeller casing and/or suction inlet should be designed so as to allow observation of cavitation development in so far as the dimensional stability of transparent materials does not interfere with proper clearances (see Chapter IV, Sub-clauses 15.3 and 15.4) and particularly with respect to the requirements for their dimensions pointed out in Sub-clause 57.3.5.

### 55.4 *Flow conditions in the model*

The conditions specified in Chapter IV, Sub-clause 14.2, shall be fulfilled.

## 56. *Conditions of the water*

### 56.1 *Properties of the water*

The conditions specified in Chapter IV, Sub-clause 14.1, shall be fulfilled, particularly at the inlet of the pump and at the flow-measuring device.

By means of the viewing possibilities provided (see Sub-clause 55.3.2), a periodic check shall be made that no air has entered the model.

### 56.2 *Air content*

#### 56.2.1 *General*

The total air content of the water, including both entrained and dissolved air used in the test rig, should be known for the test. It shall be measured at inlet close to the model. Present experience in closed circuits indicates that the influence of air content on a cavitation acceptance test may be neglected if the total air content at standard conditions of pressure and temperature,\* is not less than 2 parts in 1 000 (volume).

Conversely, to avoid de-gassing in any part of the model, the water of the circuit should not be supersaturated.

It is possible to examine this influence by repetition of the same test run under air content conditions as different as permitted by the test installation.

To avoid any de-gassing in open or closed circuits, an increase of test head and general pressure level may be required.

#### 56.2.2 *Air content measurement*<sup>1) 2)</sup>

The following are examples of methods which may be used:

a) *Winkler method.* This method enables determining by iodometry, the dissolved oxygen content of the water. It is comparatively accurate, but necessitates titrated solutions which are difficult to keep and it requires sampling without re-aeration of the specimen. It only yields the value of dissolved air content by a calculation.

b) *Physical separation: Van Slyke method.* This method has the advantage of permitting the extraction of the quantity of air contained, whether in dissolved or occluded form, by cascading the sampling under vacuum in a packed column. The method is relatively speedy, but necessitates working on small volume samplings.

\* Standard conditions are defined by: temperature 20 °C, pressure 1 bar absolute.

1) E. KANELLOPOULOS: *A Critical Survey of Methods for Measuring the Total Gas Content of Water*. N.E.L. Fluids Note No. 77 — East Kilbride, Glasgow (1959).

2) P. CORMAULT: *Méthode de mesures des teneurs en gaz de l'eau et appareillages*. E.D.F., Bulletin du Centre de recherches et d'essais de Chatou. Supplément au n° 2 — Deuxième partie — December 1962.

c) *Enregistreurs de la teneur en air utilisés dans les centrales thermiques.* Ils permettent l'enregistrement continu de la teneur en air, mais ils doivent être adaptés au domaine d'utilisation du laboratoire d'essais où l'eau est normalement saturée, alors qu'elle est presque complètement dégazée dans une centrale thermique.

### 56.3 *Température*

La température de l'eau du circuit sera mesurée dans la tuyauterie d'entrée ou dans la tuyauterie de sortie de la pompe modèle réduit, au voisinage de celui-ci.

## 57. Conditions d'essais

### 57.1 *Similitude*

#### 57.1.1 *Coefficient de cavitation*

En plus des conditions de similitude normalement impliquées dans les essais sur les caractéristiques de fonctionnement, un paramètre supplémentaire — le coefficient de cavitation — doit être pris en considération pour les essais de cavitation.

Le coefficient de cavitation de Thoma  $\sigma$  caractérise la position de la pompe par rapport au plan d'eau d'aspiration à l'air libre et se réfère au (NPSH) à l'entrée (voir le chapitre II, paragraphes 5.6.13.1 et 5.10.2). Il doit être utilisé comme base de comparaison pour les conditions de cavitation du modèle réduit et de la machine industrielle. Le coefficient  $\sigma$  est un nombre sans dimension qui exprime la différence entre la charge absolue dans la section d'entrée de la pompe (rapportée à la cote d'altitude du point de référence de la roue du premier étage de la pompe — voir la figure 4, page 127) et la charge correspondant à la pression de vapeur, cette différence étant rapportée à la hauteur totale d'élévation du premier étage de la pompe  $H_F$ , pour un point de fonctionnement sans cavitation bien déterminé, par exemple pour le point de hauteur totale de garantie de la pompe  $H_r$ .

$$\sigma = \frac{h_b + h_{p1} + h_{v1} - h_{va}}{H_F} \quad (\text{Voir le chapitre II, paragraphes 5.6.10.2 à 5.6.13 pour ces notations})$$

en se souvenant que:

$$h_{p1} + h_{v1} + H_{LS} = -h_s,$$

cette expression peut être mise sous la forme:

$$\sigma = \frac{h_b - h_s - H_{LS} - h_{va}}{H_F} = \frac{(\text{NPSH})}{H_F}$$

57.1.1.1 Un coefficient de cavitation différent de  $\sigma$  peut être utilisé par accord mutuel écrit. En particulier, dans le cas de turbines hydrauliques, la définition peut être différente et lorsqu'une pompe-turbine réversible doit être essayée dans chacun de ses deux modes de fonctionnement, il est important de définir clairement les coefficients de cavitation à utiliser pour le fonctionnement en turbine et pour celui en pompe. N'importe quelle méthode, pourvu qu'elle soit correctement appliquée, donnera des résultats équivalents pour le calage en altitude de la machine, mais les valeurs numériques obtenues pourront différer quelque peu. Dans un tel cas, la définition du coefficient (ou de la méthode) utilisé devra faire l'objet d'un accord écrit entre les parties avant les essais.

#### 57.1.2 *Méthode de mesure: $h_s$ = hauteur géométrique d'aspiration*

Lorsque la mesure de  $h_s$  est une mesure géométrique, elle peut être effectuée au moyen de tout appareil de mesure de distance verticale approprié; dans le cas contraire, les charges piézométriques comptées au-dessus ou en dessous de la pression atmosphérique peuvent être mesurées comme indiqué au chapitre X et  $h_s$  peut être obtenu comme cela est défini au chapitre II, paragraphe 5.6.12.1.

##### 57.1.2.1 *Détermination de $h_p$ et de $h_s$*

La mesure de la hauteur piézométrique est traitée au chapitre IX. La hauteur piézométrique  $h_{p1}$  à l'entrée des aubes de la roue du premier étage est souvent en dessous de la pression atmosphérique et il faut prendre grand soin d'éviter que de l'air soit aspiré à l'intérieur des conduits ou de l'appareil de mesure (voir le chapitre IX, article 47).

c) *Gas content recorders used in thermal power plants.* They permit a continuous recording of the total gas content, but they must be adapted to the utilization range in the laboratory where the water is usually saturated, whereas it is nearly without gas in a thermal power plant.

### 56.3 Temperature

The temperature of the circuit water shall be measured at the inlet or outlet pipe close to the model.

## 57. Test conditions

### 57.1 Similitude

#### 57.1.1 Cavitation factor

In addition to the similitude requirements normally involved in the performance tests, a supplementary parameter — the cavitation factor — must be taken into account during cavitation tests.

The Thoma cavitation factor  $\sigma$  characterizes the setting of the pump referred to the free inlet water level and is related to the inlet NPSH (see Chapter II, Sub-clauses 5.6.13.1 and 5.10.2). It shall be used as a basis of comparison for model and prototype conditions. The coefficient  $\sigma$  is a dimensionless number which expresses the difference between the absolute total head in the pump inlet section (referred to the elevation of the reference point of the first stage impeller — see Figure 4, page 127) and the water vapour pressure head, as a ratio of the total pump head of the first stage  $H_F$ , at a defined cavitation free operating point, e.g. at the point of guaranteed pump head  $H_r$ .

$$\sigma = \frac{h_b + h_{p1} + h_{v1} - h_{va}}{H_F} \quad (\text{See Chapter II, Sub-clauses 5.6.10.2 to 5.6.13, for these notations})$$

remembering that:

$$h_{p1} + h_{v1} + H_{LS} = -h_s,$$

this expression can be rewritten as:

$$\sigma = \frac{h_b - h_s - H_{LS} - h_{va}}{H_F} = \frac{\text{NPSH}}{H_F}$$

57.1.1.1 A cavitation factor different from  $\sigma$  may be used by mutual written agreement. For instance, in the case of water turbines, the definition may be slightly different and if a pump-turbine is to be tested in both modes of operation, it is important to define clearly the cavitation factors to be used for turbine and for pump operation. Any method, provided it is correctly applied, will give equivalent results for the machine setting, but numerical values obtained may differ somewhat. In such a case, its definition must be agreed upon in writing by both parties before the tests.

#### 57.1.2 Method of measurement: $h_s =$ geodetic suction head

The measurement of  $h_s$ , if it is a geometric measurement, can be made with a suitable height gauge; if not, pressure heads above or below atmospheric can be measured as described in Chapter X and  $h_s$  obtained as defined in Chapter II, Sub-clause 5.6.12.1.

#### 57.1.2.1 Determination of $h_p$ and $h_s$

The measurement of pressure head is dealt with in Chapter IX. The inlet pressure head  $h_{p1}$  at the first stage impeller blades will often be below atmospheric pressure and great care must be taken to avoid air being drawn into the leads or measuring device (see Chapter IX, Clause 47).

A noter que presque tous les appareils de mesure de pression utilisent la pression atmosphérique comme donnée de référence et que l'on doit, par conséquent, attribuer à celle-ci la vraie valeur qu'elle a au moment des essais (voir le chapitre II, paragraphes 5.6.9 et 5.6.10).

Cela est vrai pour les manomètres à un seul tube de mesure et pour ceux à tube en U, pour les manomètres à poids, les manomètres à ressort, les balances de pression, etc.

### 57.1.2.2 Situation du point de référence dans la roue

Sauf accord contraire existant dans le contrat, le point de référence dans la roue sera pris comme indiqué sur la figure 4, page 127.

### 57.1.3 Condition de Froude

Pour que la similitude du coefficient de cavitation soit respectée en tous points de la machine pour lesquels ce coefficient peut être calculé, il serait nécessaire que le rapport des dimensions et le rapport des hauteurs totales soient le même. C'est la condition de Froude. Elle lie la hauteur totale d'essai à la dimension du modèle réduit. Le paragraphe 57.2 ci-après précise dans quels cas il y a lieu de l'appliquer et de quelle manière.

### 57.2 Similitude hydraulique: conditions à remplir

Conditions de similitude à prendre en considération:

57.2.1 L'application de la condition de Froude comme condition supplémentaire ne doit seulement être prise en considération que lorsque la distance verticale entre le point le plus haut et le point le plus bas des aubes de la roue grandeur industrielle devient relativement important par rapport à la hauteur totale d'élévation dans l'installation industrielle (approximativement  $0,25 H$  ou plus, par exemple pour les grosses pompes hélices à faible hauteur d'élévation et particulièrement pour les pompes-turbines tubulaires).

L'essai de réception en cavitation, sauf accord contraire existant dans le contrat, doit alors être réalisé sur un modèle réduit de grandes dimensions installé avec son axe de rotation ayant une position comparable à celle de l'axe de rotation de la machine industrielle (par exemple horizontal ou vertical) essayé sous une hauteur d'élévation totale d'essai voisine de celle correspondant à la similitude de Froude qui nécessite que:

$$\frac{H_M}{H_P} = \frac{D_M}{D_P}$$

Il est également souhaitable de satisfaire d'aussi près que possible à la condition de Froude dans les essais sur modèle réduit, chaque fois que, pour la valeur du coefficient de cavitation existant dans l'installation industrielle, il apparaît des cavités d'extension importante, telles qu'un vortex, à l'aspiration. Cela assure, dans la roue et les conduits d'aménée, la similitude des écoulements entre le modèle réduit et la machine industrielle.

57.2.2 L'application de la condition de Froude peut être abandonnée:

- a) quand les distances verticales entre le point le plus haut et le point le plus bas de l'aube de la roue grandeur naturelle sont, par rapport à la hauteur totale d'élévation, beaucoup plus petites que celles indiquées au paragraphe 57.2.1, par exemple pour les pompes à grande hauteur totale d'élévation. Dans ce cas, la condition de Froude est de peu d'importance dans les essais de réception de cavitation sur modèle réduit;
- b) dans le cas où le respect de la condition de Froude exigerait un fonctionnement de la boucle d'essai en dehors des limites pour lesquelles elle a été conçue, ou bien imposerait des modèles réduits de dimensions excessives et/ou des hauteurs totales d'essais trop faibles.

En général, il n'est pas souhaitable d'essayer le modèle réduit sous de trop faibles hauteurs totales d'essais à cause de la réduction du degré d'exactitude des mesures et du danger de dégazage qui en résulte (voir le paragraphe 56.2.1).

57.2.3 Pour établir la corrélation entre les conditions existant sur le modèle réduit et celles existant sur la machine industrielle, la loi de similitude suivante sera appliquée:

$$(\text{NPSH})_P = (\text{NPSH})_M \left\{ \frac{n_P}{n_M} \right\}^2 \left\{ \frac{D_P}{D_M} \right\}^2$$

57.2.4 Lorsque la similitude de Froude devrait être respectée, mais que son application est abandonnée pour quelque-une des raisons exprimées au paragraphe 57.2.2, l'égalité du coefficient  $\sigma$  ne peut pas être réalisée simultanément pour tous les niveaux homologues du modèle réduit et de la machine industrielle.

Note that nearly all pressure-measuring devices use atmospheric pressure as a datum and allowance must therefore be made for the true value of atmospheric pressure (Chapter II, Sub-clauses 5.6.9 and 5.6.10) at the time of the tests.

This is true for single limb and U-tube manometers, dead-weight gauges, spring gauges, pressure weighbeams, etc.

#### 57.1.2.2 Location of the reference point of impeller

Unless otherwise agreed in the contract, the reference point of the impeller should be taken as defined in Figure 4, page 127.

#### 57.1.3 Froude condition

To observe the similitude of cavitation factor for every point of the machine where it might be calculated, it would be necessary that the ratio of dimensions and the ratio of the heads be the same. This is the Froude condition. It links the testing head with the dimension of the model. Sub-clause 57.2 below specifies in which case it should be applied and how.

#### 57.2 Hydraulic similitude: conditions to be fulfilled

Similitude conditions to be taken into account:

57.2.1 The additional application of the Froude similarity condition should be considered only when the vertical distance between the highest and lowest points of the full-size impeller blades becomes significant in relation to the plant head (approximately 0.25  $H$  or more — for example in large low-head propeller pumps and, particularly, tubular pump-turbines).

The cavitation acceptance test is then to be performed, unless otherwise agreed in the contract, on a large-size model, installed with the axis in a position comparable to that of the prototype (e.g. horizontal or vertical) and tested under a test head close to that corresponding to the Froude similitude which requires that:

$$\frac{H_M}{H_P} = \frac{D_M}{D_P}$$

It is also advisable during model tests to observe the Froude similarity as closely as possible wherever extended cavities appear, such as a vortex cavity in the inlet at plant cavitation factor. This ensures that the flows in the model and in the prototype impeller and inlets are similar.

57.2.2 The application of the Froude condition should be waived:

- a) when the vertical distances between the highest and lowest points of the full-size impeller blade are, in relation to the head, much smaller than indicated in Sub-clause 57.2.1, for instance for high-head pumps. In such cases, the Froude condition is of little importance in acceptance cavitation model tests;
- b) if the Froude condition would require operation of the rig outside its design limits, or excessively large model and/or very low testing heads.

It is generally not desirable to test the model under too-low test heads because of the reduced measuring accuracy and the danger of de-gassing (see Sub-clause 56.2.1).

57.2.3 To relate cavitation conditions on the model and on the prototype, the following similarity law shall be applied:

$$(\text{NPSH})_P = (\text{NPSH})_M \left\{ \frac{n_P}{n_M} \right\}^2 \left\{ \frac{D_P}{D_M} \right\}^2$$

57.2.4 When the Froude condition should be observed but when its application is waived for some of the reasons expressed in Sub-clause 57.2.2, the equality of cavitation coefficient  $\sigma$  cannot be attained simultaneously for all homologous levels between model and prototype.

Afin d'assurer de la façon la plus satisfaisante possible la similitude d'influence de la cavitation entre le modèle réduit et la machine industrielle, il est recommandé de choisir, d'un commun accord avant les essais, les niveaux de référence homologues  $R_P$  et  $R_M$  dans la machine industrielle et le modèle réduit, pour lesquels l'égalité du coefficient  $\sigma$  devra être observée.

Lorsque cette égalité est réalisée pour les niveaux de référence choisis  $R_P$  et  $R_M$  sur la machine industrielle et le modèle réduit ( $\sigma_P = \sigma_M$ ), cela implique une différence entre les coefficients de cavitation  $\sigma'_P$  et  $\sigma'_M$  à tous les autres niveaux homologues comme cela est démontré par la figure 29, page 142.

Dans laquelle:

$L_M$  = altitude du point considéré du modèle réduit par rapport au niveau de référence  $R_M$ , comptée positivement au-dessus de celui-ci

$L_P$  = altitude du point homologue de la pompe industrielle par rapport au niveau de référence  $R_P$ , comptée positivement au-dessus de celui-ci

$D_M$  et  $D_P$  = les diamètres de la roue du modèle réduit et de la pompe industrielle respectivement

$H_M$  et  $H_P$  = respectivement la hauteur totale d'essai et la hauteur totale de fonctionnement de la pompe industrielle.

D'après la figure:

$$\sigma'_P = \sigma_P - \frac{L_P}{H_P} \quad \sigma'_M = \sigma_M - \frac{L_M}{H_M}$$

ou, comme cela a été supposé plus haut:  $\sigma_P = \sigma_M$

par conséquent:

$$\sigma'_P - \sigma'_M = \frac{L_M}{H_M} - \frac{L_P}{H_P} = \frac{L_M}{H_M} \left( 1 - \frac{H_M / H_P}{D_M / D_P} \right)$$

A noter que dans les cas où la similitude de Froude devrait être observée, mais où son application a été abandonnée, la hauteur totale d'essai  $H_M$  sera en général plus grande que celle réclamée par la condition de Froude (qui se traduit par:  $\frac{L_M}{H_M} = \frac{L_P}{H_P}$  et  $\sigma'_P - \sigma'_M$  sera négatif pour tous les niveaux homologues situés au-dessus des plans de référence  $R_P$  et  $R_M$  (d'où des conditions de cavitation plus mauvaises pour la pompe industrielle que pour le modèle réduit). Le contraire aura lieu pour tous les niveaux homologues situés au-dessous des niveaux de référence.

Lorsqu'on décide de la position des niveaux de référence  $R_P$  et  $R_M$ , l'aspect de la figure de cavitation peut être pris en compte. Il peut, par ce moyen, se montrer approprié d'utiliser un niveau de référence s'écartant de ceux recommandés au chapitre II, voir aussi la figure 4, page 127.

57.2.5 Il n'est pas nécessaire d'exiger que les essais soient effectués sous la hauteur totale de la pompe industrielle.

### 57.3 Similitude géométrique

57.3.1 Sauf accord contraire, lorsque les essais de cavitation et les essais de rendement sont conduits sur des modèles réduits différents, le modèle réduit utilisé pour les essais de cavitation doit satisfaire aux mêmes exigences de similitude que celles prescrites pour le modèle réduit utilisé pour les essais de rendement.

57.3.2 En plus des conditions d'état de surface exigées au chapitre IV, paragraphe 15.2.2, un soin particulier sera apporté au raccordement correct des joints d'assemblage entre les parties attenantes afin d'éviter tout décrochement local pouvant être la cause d'un début de cavitation propre au modèle réduit.

57.3.3 Les défauts locaux sur les pales ou aubes ou les impuretés accrochées au bord d'attaque seront soigneusement éliminés afin qu'ils ne constituent pas des points faibles où la cavitation puisse démarrer.

57.3.4 L'angle d'attaque de la vitesse relative sur le bord d'attaque d'une pale de roue a une influence décisive sur la distribution des pressions, et par conséquent sur la cavitation qui en résulte dans la roue. Il est donc important que les pompes modèles réduits comportant des pales de roue orientables soient essayées avec une combinaison correcte de la position des pales de roue et de celles des directrices mobiles.

57.3.5 Pour tous les types de pompes d'accumulation, l'écoulement à travers certains des jeux entre parties mobiles et parties fixes contribue à la cavitation dans son ensemble. Cela est particulièrement vrai pour les jeux à la périphérie des pales de roue des pompes hélices. C'est pourquoi il est important que les jeux adoptés comme indiqué au chapitre IV, paragraphe 15.3, soient maintenus constants dans toute la mesure du possible au cours des essais. Il serait souhaitable de contrôler tous les jeux par des moyens indirects, le modèle réduit et, en particulier, le corps de pompe étant placés dans les conditions de fonctionnement.