

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Guide to specification of hydraulic turbine governing systems

**Guide pour la spécification des systèmes de régulation des turbines
hydrauliques**

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2012 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester.

If you have any questions about IEC copyright or have an enquiry about obtaining additional rights to this publication, please contact the address below or your local IEC member National Committee for further information.

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de la CEI ou du Comité national de la CEI du pays du demandeur.

Si vous avez des questions sur le copyright de la CEI ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de la CEI de votre pays de résidence.

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

Tel.: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00
info@iec.ch
www.iec.ch

About the IEC

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

About IEC publications

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

Useful links:

IEC publications search - www.iec.ch/searchpub

The advanced search enables you to find IEC publications by a variety of criteria (reference number, text, technical committee,...).

It also gives information on projects, replaced and withdrawn publications.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

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

Electropedia - www.electropedia.org

The world's leading online dictionary of electronic and electrical terms containing more than 30 000 terms and definitions in English and French, with equivalent terms in additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary (IEV) on-line.

Customer Service Centre - webstore.iec.ch/csc

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

A propos de la CEI

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

A propos des publications CEI

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

Liens utiles:

Recherche de publications CEI - www.iec.ch/searchpub

La recherche avancée vous permet de trouver des publications CEI en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,...).

Elle donne aussi des informations sur les projets et les publications remplacées ou retirées.

Just Published CEI - webstore.iec.ch/justpublished

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

Electropedia - www.electropedia.org

Le premier dictionnaire en ligne au monde de termes électroniques et électriques. Il contient plus de 30 000 termes et définitions en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans les langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International (VEI) en ligne.

Service Clients - webstore.iec.ch/csc

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

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Guide to specification of hydraulic turbine governing systems

Guide pour la spécification des systèmes de régulation des turbines hydrauliques

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX

XB

ICS 27.140

ISBN 978-2-8322-0057-5

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

CONTENTS

FOREWORD.....	5
INTRODUCTION.....	7
1 Scope.....	8
2 Normative references.....	8
3 Terms, definitions, symbols and units.....	9
3.1 General terms and definitions	9
3.2 Terms and definitions related to control levels and control modes	9
3.3 Terms and definitions from control theory	9
3.4 Subscripts and prefixes	10
3.5 Terms and definitions related to the plant and the machines.....	10
3.6 Terms and definitions relating to the governing system	11
4 Control structure.....	18
4.1 General	18
4.2 Main control functions.....	18
4.2.1 General	18
4.2.2 Speed control	19
4.2.3 Power output control	19
4.2.4 Opening control	19
4.2.5 Water level control.....	19
4.2.6 Flow control	20
4.3 Configurations of combined control systems	20
4.3.1 General	20
4.3.2 Parallel structure.....	20
4.3.3 Series structures.....	21
4.3.4 Other configurations	22
4.4 Configurations of servo-positioners	23
4.5 Multiple control	23
4.5.1 General.....	23
4.5.2 Parallel structure.....	24
4.5.3 Series structure	24
5 Performance and components of governing systems	24
5.1 General	24
5.2 Modeling and digital simulation	25
5.3 Characteristic parameters for PID-controllers.....	26
5.3.1 General	26
5.3.2 Permanent droop b_p	27
5.3.3 Proportional action coefficient K_p , integral action time T_I , and derivative action time T_D	27
5.4 Other parameters of the governing systems	28
5.4.1 Command signal adjustments for controlled variables (speed, power output, etc.) and load limiter.....	28
5.4.2 Governor insensitivity $i_x/2$	28
5.4.3 Parameters of servo-positioner	29
5.5 Functional relationship between servo-positioners.....	30
5.5.1 Dual regulation of turbines with controllable guide vane and runner blade angles	30

5.5.2	Dual control of turbines with needles and deflectors	31
5.5.3	Multiple control	31
5.5.4	Other relationships	31
5.6	Actual signal measurement	31
5.6.1	General	31
5.6.2	Rotational speed	32
5.6.3	Power output	32
5.6.4	Water level	32
5.6.5	Actuator position (stroke)	32
5.6.6	Signal transmission from electronic transmitters	32
5.7	Manual control	33
5.8	Linearization	33
5.9	Follow-up controls	34
5.10	Optimization control	34
5.11	Monitoring parallel positioning of amplifiers	34
5.12	Provision of actuating energy	34
5.12.1	General	34
5.12.2	System with an accumulator	35
5.12.3	Systems without accumulator	38
5.12.4	Direct electric positioner	39
5.12.5	Recommendation for hydraulic fluid selection	40
5.13	Power supply for electronic control systems	40
5.14	Operational transitions	40
5.14.1	Start-up and synchronization	40
5.14.2	Normal shutdown	41
5.14.3	Sudden load rejection	41
5.14.4	Other operational transitions	42
5.15	Safety devices/circuits	42
5.15.1	General	42
5.15.2	Quick shutdown and emergency shutdown	42
5.15.3	Overspeed protection device	43
5.15.4	Interlocks	43
5.16	Supplementary equipment	43
5.16.1	Measures to reduce pressure variations	43
5.16.2	Surge control	43
5.16.3	Equipment and measures to lower the speed rise	44
5.16.4	Central flow rate control in river power station systems	44
5.16.5	Brakes	44
5.16.6	Synchronous condenser mode of operation	45
5.17	Environmental suitability of governor components	45
5.17.1	Vibration and shock resistance	45
5.17.2	Temperature and humidity	45
5.18	Electromagnetic compatibility	45
6	How to apply the recommendations	45
Annex A (normative) Simplified differential equations and transfer functions of idealized PID-controllers		58
Annex B (informative) Grid frequency control		60
Annex C (informative) Quick shutdown and emergency shutdown		63

Figure 1 – Controlled variable range	12
Figure 2 – Permanent droop	12
Figure 3 – Proportional action coefficient and integral action time	13
Figure 4 – Derivative time constant	14
Figure 5 – Dead band	15
Figure 6 – Minimum servomotor opening/closing time	16
Figure 7 – Time constant of the servo-positioner	16
Figure 8 – Servo-positioner inaccuracy	17
Figure 9 – Control system dead time	17
Figure 10 – Control system with speed and power output controllers in parallel	21
Figure 11 – Control system with speed controller and power command signal in parallel	21
Figure 12 – Control system with speed controller and water level controller in parallel	21
Figure 13 – Governing system with power output and speed controller in series	22
Figure 14 – Governing system with water level controller and speed controller in series	22
Figure 15 – Power output control via the speed controller	22
Figure 16 – Water level controller without speed controller	23
Figure 17 – Parallel structure with defined functional relation and an additional signal superimposition	24
Figure 18 – Series structure with defined functional relation and additional signal superimposition	24
Figure 19 – Time step response and frequency response of the amplifier output $Y/Y_{\max}$ to a displacement input s_v	30
Figure 20 – Pressure tank content and pressure ranges	35
Figure 21 – Open-circuit system	39
Figure 22 – Start-up speed curve up to synchronization	41
Figure 23 – Load rejection	42
Figure A.1 – Idealized PID in pure parallel structure	59
Figure A.2 – Idealized PID alternative representation	59
Figure B.1 – Example of principle schematic functional diagram of a unit with a turbine governing system using an idealized PID controller with a power droop	61
Figure B.2 – Behaviour of two units with different governor permanent droop values	62
Table C.1 – Alternative I – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down	65
Table C.2 – Alternative II – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down	66

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

GUIDE TO SPECIFICATION OF HYDRAULIC TURBINE GOVERNING SYSTEMS

FOREWORD

- 1) The International Electrotechnical Commission (IEC) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, IEC publishes International Standards, Technical Specifications, Technical Reports, Publicly Available Specifications (PAS) and Guides (hereafter referred to as "IEC Publication(s)"). Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
- 2) The formal decisions or agreements of IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested IEC National Committees.
- 3) IEC Publications have the form of recommendations for international use and are accepted by IEC National Committees in that sense. While all reasonable efforts are made to ensure that the technical content of IEC Publications is accurate, IEC cannot be held responsible for the way in which they are used or for any misinterpretation by any end user.
- 4) In order to promote international uniformity, IEC National Committees undertake to apply IEC Publications transparently to the maximum extent possible in their national and regional publications. Any divergence between any IEC Publication and the corresponding national or regional publication shall be clearly indicated in the latter.
- 5) IEC itself does not provide any attestation of conformity. Independent certification bodies provide conformity assessment services and, in some areas, access to IEC marks of conformity. IEC is not responsible for any services carried out by independent certification bodies.
- 6) All users should ensure that they have the latest edition of this publication.
- 7) No liability shall attach to IEC or its directors, employees, servants or agents including individual experts and members of its technical committees and IEC National Committees for any personal injury, property damage or other damage of any nature whatsoever, whether direct or indirect, or for costs (including legal fees) and expenses arising out of the publication, use of, or reliance upon, this IEC Publication or any other IEC Publications.
- 8) Attention is drawn to the Normative references cited in this publication. Use of the referenced publications is indispensable for the correct application of this publication.
- 9) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this IEC Publication may be the subject of patent rights. IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

International Standard IEC 61362 has been prepared by IEC technical committee 4: Hydraulic turbines.

This second edition cancels and replaces the first edition published in 1998. It is a technical revision. It takes into account the experience with the guide during the last decade as well as the progress in the state of the art of the underlying technologies.

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

FDIS	Report on voting
4/270/FDIS	4/272/RVD

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

This publication has been drafted in accordance with the ISO/IEC Directives, Part 2.

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until the stability date indicated on the IEC web site under "<http://webstore.iec.ch>" in the data related to the specific publication. At this date, the publication will be

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

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

INTRODUCTION

While a standard for the testing of hydraulic turbine governing systems had been existing for a very long time (IEC 60308 published in 1970)¹, a guide for the specification of hydraulic turbine governing systems was missing until 1998. The need for such a guide became more and more urgent with the fast development and the new possibilities especially of the digital components of the governor.

The current second edition of the guide takes into account the experience with the guide during the last decade as well as the progress in the state of the art of the underlying technologies.

While the first edition was written more or less as a supplement to the already existing guide for testing, the objective of the second edition is to be the leading guide with respect to turbine governing systems.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

¹ IEC 60308:1970, *International code for testing of speed governing systems for hydraulic turbines*. This publication was withdrawn and replaced by IEC 60308:2005.

GUIDE TO SPECIFICATION OF HYDRAULIC TURBINE GOVERNING SYSTEMS

1 Scope

This International Standard includes relevant technical data necessary to describe hydraulic turbine governing systems and to define their performance. It is aimed at unifying and thus facilitating the selection of relevant parameters in bidding specifications and technical bids. It will also serve as a basis for setting up technical guarantees.

The scope of this standard is restricted to the turbine governing level. Additionally some remarks about the control loops of the plant level and about primary and secondary frequency control (see also Annex B) are made for better understanding without making a claim to be complete.

Important topics covered by the guide are:

- speed, power, water level, opening and flow (discharge) control for reaction and impulse-type turbines including double regulated machines;
- means of providing actuating energy;
- safety devices for emergency shutdown, etc.

To facilitate the setting up of specifications, this guide also includes data sheets, which are to be filled out by the customer and the supplier in the various stages of the project and the contract.

Acceptance tests, specific test procedures and guarantees are outside the scope of the guide; those topics are covered by IEC 60308.

2 Normative references

The following documents, in whole or in part, are normatively referenced in this document and are indispensable for its application. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

IEC 60050-351:2006, *International Electrotechnical Vocabulary – Part 351: Control technology*

IEC 60068-2-6:2007, *Environmental testing – Part 2-6: Tests – Test Fc: Vibration (sinusoidal)*

IEC 60068-2-27:2008, *Environmental testing – Part 2-27: Tests – Test Ea and guidance: Shock*

IEC 60308:2005, *Hydraulic turbines – Testing of control systems*

IEC 61000-4-1:2006, *Electromagnetic compatibility (EMC) – Part 4-1: Testing and measurement techniques – Overview of IEC 61000-4 series*

CISPR 11:2009, *Industrial, scientific and medical equipment – Radio-frequency disturbance characteristics – Limits and methods of measurement*

ISO 3448:1992, *Industrial liquid lubricants – ISO viscosity classification*

3 Terms, definitions, symbols and units

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

NOTE This guide uses as far as possible the terms and definitions of IEC 60050-351. For clarification, the simplified differential equations and transfer functions of the idealized PID-controllers as used in this guide are given in Annex A. Additional reference is made to IEC 60308 for purposes of tests of governing systems.

3.1 General terms and definitions

3.1.1

turbine governing system

technical equipment governing the opening (guide vane, runner blade, needle, deflector position) of hydraulic turbines

Note 1 to entry At the present state of the art, the turbine governing system consists of an oil hydraulic and an electronic part, the "oil hydraulic governor" and the "electronic governor".

3.2 Terms and definitions related to control levels and control modes

3.2.1

turbine governing level

control functions directly related to the governing system of a single turbine

Note 1 to entry The following control modes are related to the turbine governing level:

- speed control;
- power output control;
- water level control;
- opening control;
- flow control (the term flow used in this guide has the same meaning as the term discharge).

Note 2 to entry The scope of this standard is restricted to the turbine governing level. Additionally some remarks about the control loops of the plant level and about primary and secondary frequency control (see Annex B) are made for better understanding without making a claim to be complete.

3.2.2

unit control level

control functions directly related to the overall control of a single unit (turbine, generator, unit auxiliaries) including turbine governing, voltage regulation, start-stop-sequencing etc.

3.2.3

plant control level

control functions related to the overall control of a whole plant including the control of several units

Note 1 to entry In automatic unit and plant control operation, the turbine governing system gets its modes and setpoints from the unit and plant control level.

3.2.4

grid control level

control functions related to the overall control of the grid as a whole

Note 1 to entry If required the turbine governing system participates in grid control over the primary and/or secondary frequency control mode (see Annex B).

3.3 Terms and definitions from control theory

3.3.1

differential equation

equation describing the dynamic system behavior in the time-domain, as shown in Annex A

3.3.2

transient response

system response (output) to a step change of the input

3.3.3

frequency response

dynamic response of the linearized system to a sinusoidal change of the input signal derived from the differential equation by applying the Fourier transformation

3.3.4

transfer function

dynamic response of the linearized system to an arbitrary variation of the input signal derived from the differential equation by applying the Laplace transformation

3.4 Subscripts and prefixes

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.1	rated	subscript indicating the rated operation point of the system	r	–
3.4.2	maximum minimum	subscript indicating maximum or minimum values of any term	max. min.	–
3.4.3	deviation	deviation of any term from a steady-state value	Δ	–
3.4.4	guide vanes	subscript associating a quantity to guide vane position	ga	–
3.4.5	runner	subscript associating a quantity to runner blade position	ru	–
3.4.6	nozzle	subscript associating a quantity to needle position	ne	–
3.4.7	Deflector	subscript associating a quantity to deflector position	de	–

3.5 Terms and definitions related to the plant and the machines

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.5.1	specific energy of machine	specific energy of hydraulic water available between the high- and low-pressure side sections of the machine	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
3.5.2	turbine head	$H = E/g$ definition of E , see 3.5.1 g = acceleration due to gravity = $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (at sea level)	H	m
3.5.3	flow	volume of water per unit time flowing through any section in the system	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.5.4	rotational speed	number of revolutions per unit time	n	s^{-1} ^a
3.5.5	frequency	cycles per second	f	Hz
3.5.6	generator power output	generator power measured at generator terminals	P_G	W
3.5.7	moment of inertia of mass	moment of inertia for calculation of fly-wheel effect. $I = M D^2/4 = MR^2$ (M = mass, D = diameter of gyration, R = radius of gyration)	I	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$

^a The unit rpm is frequently used.

3.6 Terms and definitions relating to the governing system

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.1	controlled variable	variable which has to be controlled as speed n , output P_G , water level h , servoposition opening y , flow Q : – absolute, dimensional value – relative deviation from a steady-state value, $x = \Delta X/X_r$ rotational speed power output water level opening flow	X x x_n x_p x_h x_y x_q	var. – – – – – –
3.6.2	command signal	a signal which can be set by an external adjustment: – absolute, dimensional value – relative deviation from a steady-state value, $c = \Delta C/C_r$ rotational speed power output water level opening flow	C c c_n c_p c_h c_y c_q	var. – – – – – –
3.6.3	servomotor stroke	stroke of the main servomotor, which moves the guide vane/runner blades/needles/deflectors – absolute value – relative deviation from a steady-state value, $y = \Delta Y/Y_{\max}$ Note 1 to entry: The effective max. servomotor stroke $Y_{\max}$ has to be defined between customer and supplier.	Y y	m –
3.6.4	controlled variable range	adjusting range for the setting of a controlled variable (rotational speed in speed control, or water level in level control) with an average setting of the permanent droop, if applicable (see 3.6.8 and 5.3.2): – maximum value of the controlled variable for $Y/Y_{\max} = 0$ – minimum value of the controlled variable for $Y/Y_{\max} = 1,0$ SEE: Figure 1	$X_{\max}$ $X_{\min}$	– –

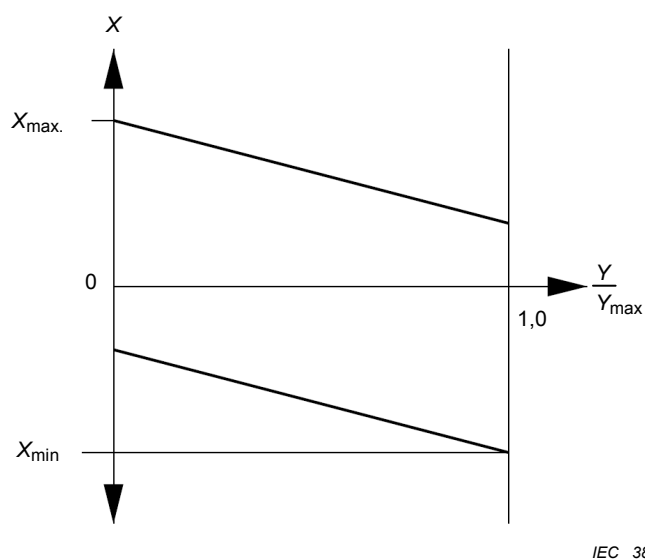


Figure 1 – Controlled variable range

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.5	electronic governor output signal	output signal at the electronic governor = input signal of the following servo-positioner Relative deviation from a steady-state value	s	–
3.6.6	output signal of a pilot servo-positioner	output signal of a pilot servo-positioner = input signal of the following main servo-positioner Relative deviation from a steady-state value	s_v	–
3.6.7	droop graph	a graph showing the relationship between a relative controlled variable (speed n/n_r , or in some cases water level H/H_r) as a function of the relative servomotor stroke or the relative power output under steady-state conditions SEE: Figure 2		

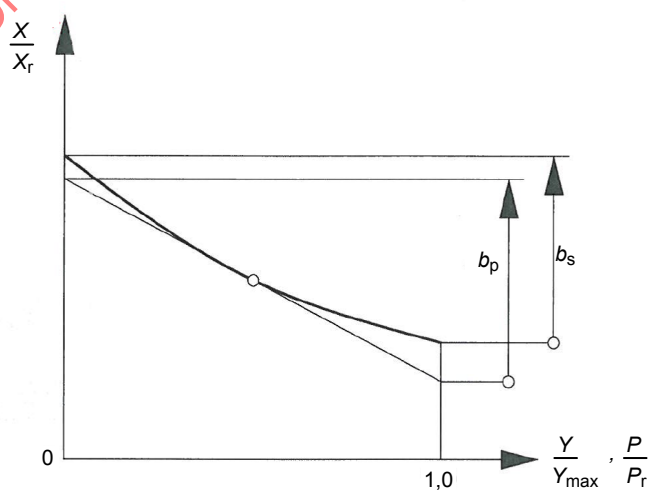


Figure 2 – Permanent droop

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.8	permanent droop	slope of the droop graph (see Figure 2): – at a specific point of operation, – defined by the end values of the droop graph	b_p b_s	% %
3.6.9	proportional action coefficient^a	proportional amplification, defined by the step response of an idealized PID-controller with $b_p = 0$, $K_D = 0$ and input signal $x = 1$ SEE: Figure 3	K_p	–
^a In accordance with IEC 60050-351.				

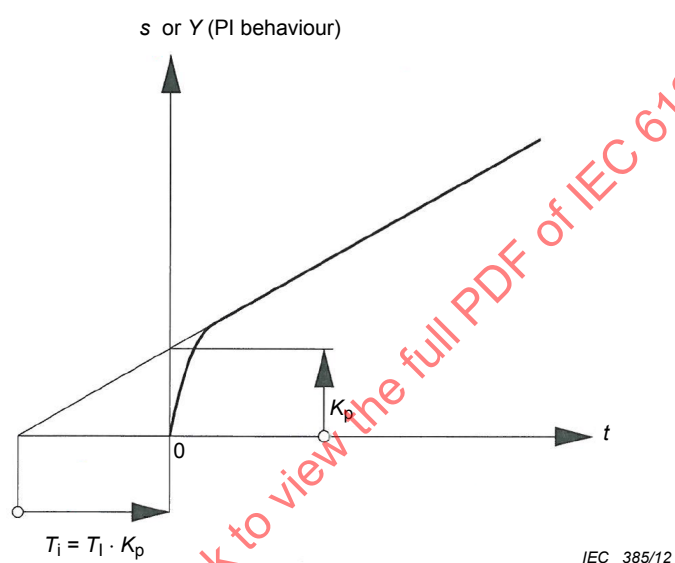


Figure 3 – Proportional action coefficient and integral action time

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.10	integral action time^a	time constant of the integral action of an idealized PID-controller. The reset time T_i in parallel structured PID-controllers is defined by $T_i = T_1 \cdot K_p$ and K_p/T_i corresponds to the slope of the controller step response curve with $b_p = 0$, $K_D = 0$ and input signal $x = 1$ SEE: Figure 3	T_i	s
3.6.11	derivative^b action time	time constant of the derivative action of an idealized PID-controller. The transfer function ($T_D \cdot p$) can practically be realized only approximately by a DT_1 transfer function, i.e. a derivative term multiplied by a first-order lag element ^c : $\frac{K_{1D} \cdot T_{1D} \cdot p}{1 + T_{1D} \cdot p}$ The step response of such a transfer function of an idealized PID-controller, the proportional and integral term being zero, is shown in Figure 4. For small values of T_{1D} the following approximation applies: $T_D = K_{1D} \cdot T_{1D}$	T_D	s

^a Reset time can also be defined by $T_i = K_p/K_I$ with integral action coefficient $K_I = 1/T_i$ (see IEC 60050-351).

^b Rate time is defined in parallel structured PID-controllers by $T_d = K_D/K_p$, with derivative action coefficient $K_D = T_D$ (see IEC 60050-351).

^c Realization also by second-order lag element possible.

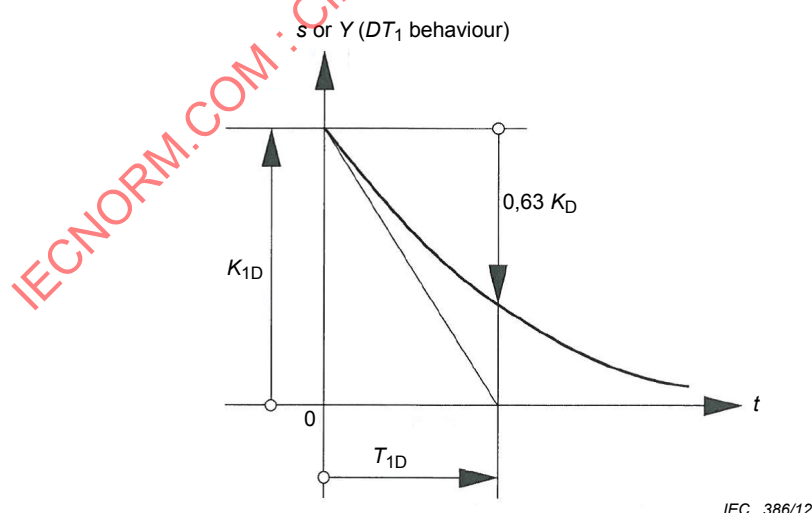
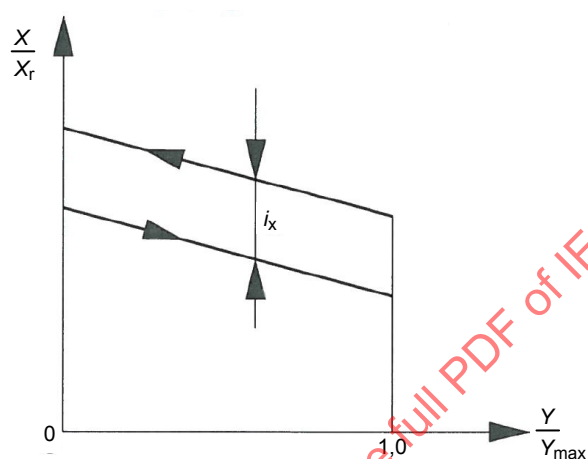


Figure 4 – Derivative time constant

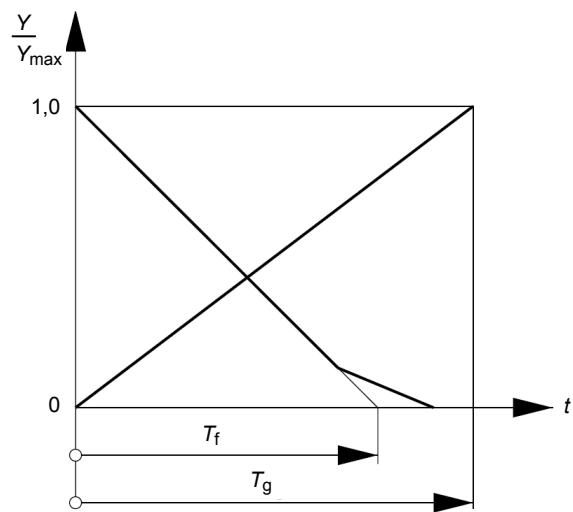
Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.12	dead band	the maximum band between two values inside of which the variation of the controlled variable does not cause any governing action SEE: Figure 5	i_x	–
3.6.13	insensitivity	one-half of the dead band	$i_x/2$	–



IEC 387/12

Figure 5 – Dead band

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.14	minimum servo-motor opening/closing time	the opening/closing time for one full servo-motor stroke at maximum velocity, cushioning times disregarded SEE: Figure 6 Note 1 to entry Minimum servomotor opening and closing times are the result of hydraulic transient calculations.	T_g, T_f	s

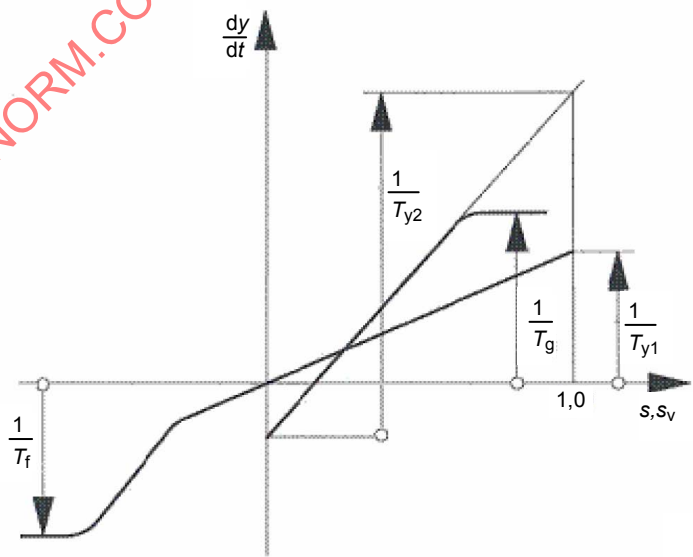


IEC 388/12

NOTE In case of stepped opening/closing velocities a diagram may be provided.

Figure 6 – Minimum servomotor opening/closing time

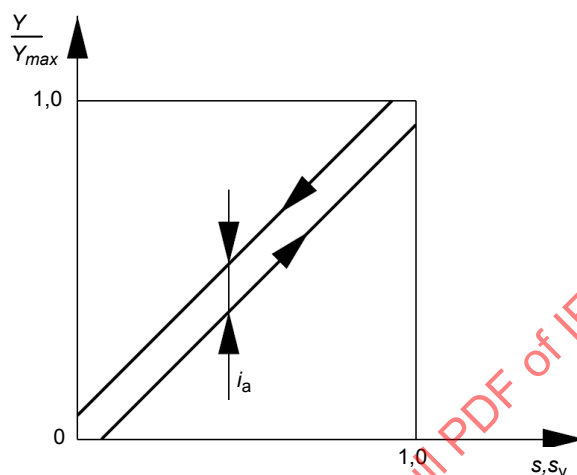
Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.15	time constant of the servo-positioner	the reciprocal value of the slope of the curve showing the servomotor velocity dy/dt as a function of the relative deviation of the position of the control valve, s, s_v , from the zero position related to $s, s_v = 1$ ($s, s_v = 1$ theoretical relative spool stroke in the absence of feedback) SEE: Figure 7	T_y	s



IEC 389/12

Figure 7 – Time constant of the servo-positioner

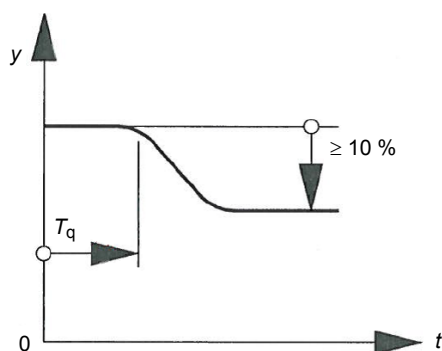
Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.16	servo-positioner inaccuracy	the maximum possible change in the servomotor position which can occur for a given constant value of the input signal of the servo-positioner SEE: Figure 8	i_a	–



IEC 390/12

Figure 8 – Servo-positioner inaccuracy

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.17	control system dead time	time interval between a specified change in speed or command signal and the first detectable movement of the servomotor SEE: Figure 9	T_q	s



IEC 391/12

Figure 9 – Control system dead time

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.18	actuating energy	required energy for one servomotor stroke under the minimum required pressure $p_R = E_R/V_S$	E_R	N · m
3.6.19	servomotor volume	oil volume of the servomotors	V_S	m ³
3.6.20	tripping oil volume	oil volume of the pressure tank at the tripping point (between p_T and p_R , see Figure 20)	V_T	m ³
3.6.21	usable oil volume (Figure 20)	usable oil volume between $p_{o \min}$ and p_R	V_u	m ³
3.6.22	residual (not usable) oil volume (Figure 20)	oil volume of the pressure tank after a full-load shut-down from the tripping point	V_{res}	m ³
3.6.23	design oil pressure	design pressure of the oil pressure tank	p_D	Pa ^a
3.6.24	operating oil pressure	operating oil pressure under normal operating condition	p_o	Pa ^a
3.6.25	tripping oil pressure	when the tripping pressure p_T is reached a shutdown is released, this implies $p_R < p_T < p_o < p_D$	p_T	Pa ^a
3.6.26	minimum required pressure	minimum required pressure in the oil servo system	p_R	Pa ^a
^a The unit bar is also used.				

4 Control structure

4.1 General

In the hydraulic turbine control, various tasks can be specified with varying priority. Realization leads to certain typical control system structures and in turn to some basic rules to be adhered to.

Such typical arrangements are compiled for clarification.

4.2 Main control functions

4.2.1 General

In hydraulic turbine control, these major control functions can be distinguished:

- speed control;
- power output control;
- water level control;
- opening, and
- flow control.

In some systems, combinations of these control functions also occur.

4.2.2 Speed control

The purpose of the speed control basically is to maintain constant frequency. In the various modes of operation this means that:

- in the isolated network mode with only one unit (small network), the actual speed and therefore the frequency corresponds to the command signal setting; in the isolated network mode with more than one unit (medium network), the speed control contributes to the frequency control through the permanent droop avoiding oscillation between the units;
- in the operation on the grid, where the speed is determined by the network frequency, the speed control contributes to the network frequency control through the permanent droop and the dynamic characteristics of the controlled system;
- in the no load mode (before synchronization and after separation from the network), the actual speed corresponds to the command signal or the existing network frequency with some small deviation.

4.2.3 Power output control

The power output control with a separate power controller is applied with the unit connected to the grid, its purpose is to control the power output of the unit according to a power command signal irrespective of head variations. Any frequency variations influence the power level additionally via the permanent droop.

It is noted that in the cases where head variations can be ignored, a closed loop power output control, i.e., a power output controller, may not be necessary. In such a case, the calculation of the appropriate opening via a linearization may suffice (see 4.3.2). In this case also, any frequency variations influence the power level additionally via the permanent speed droop.

4.2.4 Opening control

The opening control serves to position the opening of the servomotor according to an opening command signal, either as a follow-up control in master control operations (for example speed control) or as a specific operating mode in grid control. In that last case, the usual configuration includes the permanent speed droop, which creates the relationship between the frequency of the grid and the opening of the servomotor, around the opening set-point from the unit control system; it is an alternative solution for power control with frequency influence, which is the preferred solution using modern digital controllers.

4.2.5 Water level control

For run-of-the-river hydropower plants, it is often required to control the water level of the upper part of the river, in order to keep it relatively constant or inside a specified range around a fixed value. The corresponding water level control is usually operated by an external controller of the power plant control system. But in some cases, it can also be managed by the turbine governing system itself, especially if there is no need of grid frequency control.

In the first case, by using an external water level control, the water level controller operates as a secondary controller. For that, it compares a water level measurement with a level set-point or level limit values, and by a specific algorithm, modifies the command signal of the main controller of the turbine governing system (speed or opening or power controller), in order to control the water level. Attention should be paid, in case of participation of the unit to the frequency control of the grid, that time constant of the water level control has to be enough long, in order to allow the action of the primary frequency control, with a duration as required by the TSO (transmission system operator) according to the corresponding grid code.

In the second case, the internal water level controller also compares the level measurement with the level set-point or level limit values, and modifies the command signal to the servopositioners, or to the opening limiter of the speed controller. If there are several units in the

power plant, a level-opening droop (see 5.3.2) has to be implemented in each governor, in order to fix the operating point of each unit.

4.2.6 Flow control

For run-of-the-river hydropower plants, especially in case of several cascade power plants along a river (see 5.16.4), it can be required to control the flow across the different turbines in operation in the concerned power plant. With that objective, a flow control system can be implemented in the power plant control system or inside the turbine governing system.

In both cases, the usual configuration is as following: the flow controller compares a flow "measurement" with a flow set-point, and by a specific flow control algorithm, modifies the command signal to the servo-positioners or to the main controller of the turbine governing system (speed or opening or power controller). The flow "measurement" is generally an indirect measurement, i.e. calculated using characteristic curves from the runner blade opening (in case of Kaplan or bulb turbines) or from the guide vane opening, if necessary with a dependency on the measured head.

For Pelton turbines, the flow can be calculated from the position of each needle and the measured head.

In case of participation of the unit to the frequency control of the grid, attention should be paid that time constant of the flow control has to be long enough, in order to allow the action of the primary frequency control, with a duration as required by the TSO (transmission system operator) according to the corresponding grid code. In this case, another solution could be to implement a flow controller directly in place of the opening or power controller, with a "frequency-flow droop" using the difference between the flow set-point and the "measured" flow (calculated as above).

4.3 Configurations of combined control systems

4.3.1 General

In combined systems, each control function can be assigned to a separate controller. However, the controllers all actuate the same main servo-positioner through the opening setpoint.

Thereby, a bump-free switch-over between modes requires attention. In case of separate controllers, parameters shall be set according to the respective control loop. Water level and power output control, etc, are often incompatible with the maintenance of speed in an isolated network. The speed controller always remains functional for safety reasons, e.g., to take over in the case of a load rejection.

4.3.2 Parallel structure

Two controllers are arranged in parallel and actuate one or several servo-positioners via a selector or a summing point. If a selector is applied, it often includes a max./min. function for the speed control loop to prevail in the case of a load rejection.

If a summing point is applied, the switching of signals is avoided, but the power output controller (or other controller) influences speed control additionally and shall be set to ensure stability.

The configuration according to Figure 10 is often used in peak-load power stations.

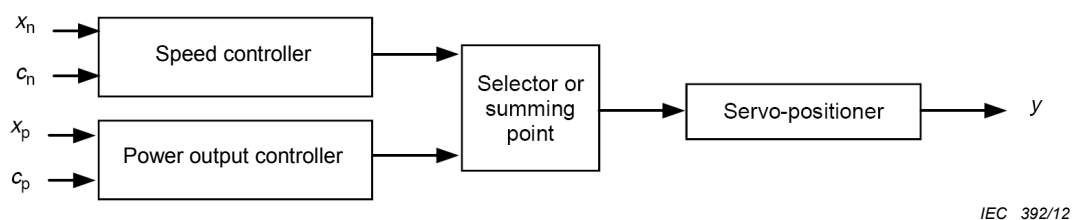


Figure 10 – Control system with speed and power output controllers in parallel

Figure 11 shows an arrangement with speed controller and power command signal in parallel according to 4.2.3.

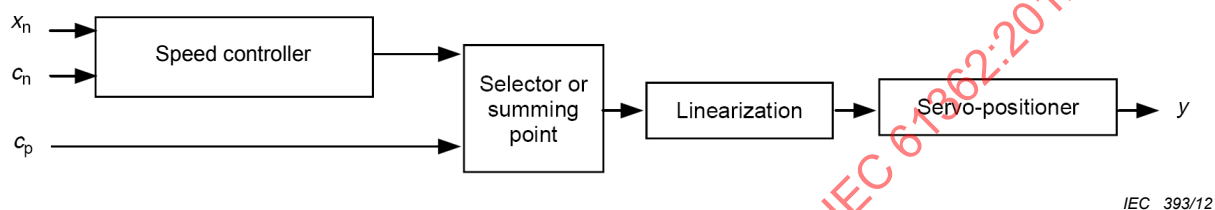


Figure 11 – Control system with speed controller and power command signal in parallel

Figure 12 shows a similar arrangement with water level controller.

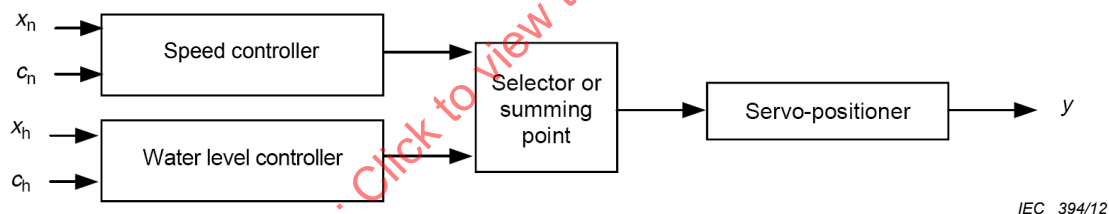
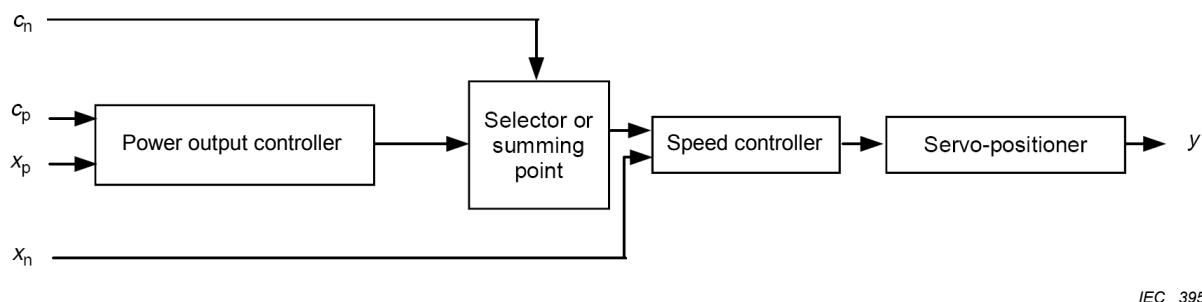


Figure 12 – Control system with speed controller and water level controller in parallel

4.3.3 Series structures

Power output controller or water level controller precedes the speed controller. They actuate the speed signal setter of the speed controller (Figure 13) or the opening limiter (Figure 14).

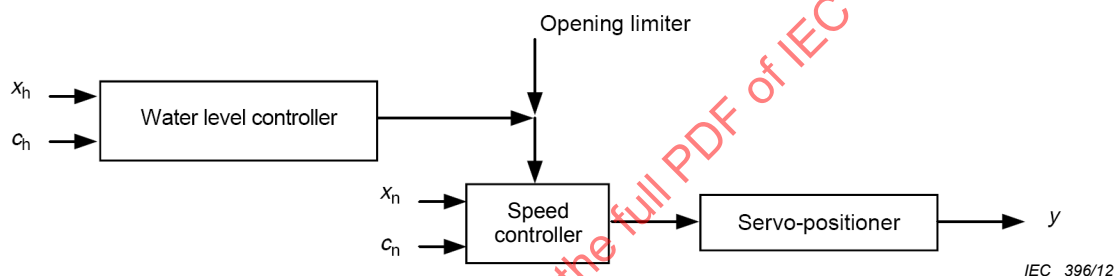
In Figure 13 the power output controller actuates the speed signal setter of the speed controller.



IEC 395/12

Figure 13 – Governing system with power output and speed controller in series

In Figure 14 the water level controller actuates the opening limiter of the speed controller.



IEC 396/12

Figure 14 – Governing system with water level controller and speed controller in series

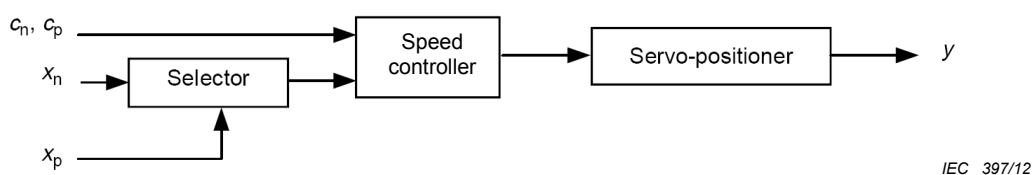
The configurations of Figures 13 and 14 are typical examples. However, there are also configurations with the power output controller acting on the opening limiter of the speed controller or with the water level controller acting on the speed signal setter. In the power output and the water level control mode, the speed controller acts essentially as a positioner.

The configuration as per Figure 14 is often used in base-load power stations.

4.3.4 Other configurations

4.3.4.1 Power output control via the speed controller (power output introduced as feedback signal)

Changeover between control modes is by switching from actual speed signal to the actual power output signal (see Figure 15).



IEC 397/12

Figure 15 – Power output control via the speed controller

4.3.4.2 Water level controller without speed controller

In simple cases (for example in the case of induction units), the water level controller acts on the servo-positioner via a setter (see Figure 16).

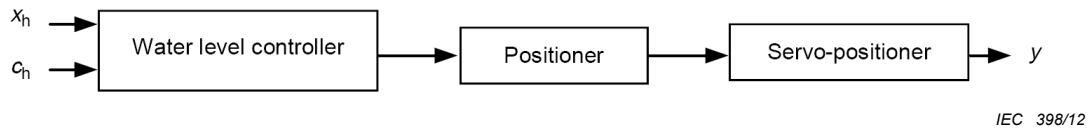


Figure 16 – Water level controller without speed controller

4.4 Configurations of servo-positioners

Depending on the actuating energy required, the main servomotor can be:

- directly actuated by an electro-hydraulic amplifier; the electronic feedback signal is fed back to the governor;
- actuated via a pilot servomotor; it positions a closed-loop hydro-mechanical follow-up system consisting of main control valve, servomotor and mechanical feedback;
- actuated via a piloted main control valve with parallel feedback signals from main control valve and servomotor, etc.

The type of configuration has a bearing on positioning accuracy and manual control options.

4.5 Multiple control

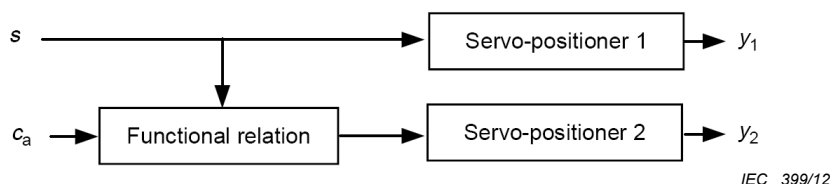
4.5.1 General

In case of multiple control elements (e.g. dual control of a turbine with controllable guide vanes and runner blades),

- parallel (see Figure 17) and
- series (see Figure 18)

arrangements are distinguished. The functional relationship can be defined non-linearly through a function generator. Frequently an additional signal is superimposed (e.g. the head can be used to influence the guide vane-blade angle relationship). In the case of more than two positioners (e.g. individual servomotor control), only parallel control is applied.

4.5.2 Parallel structure

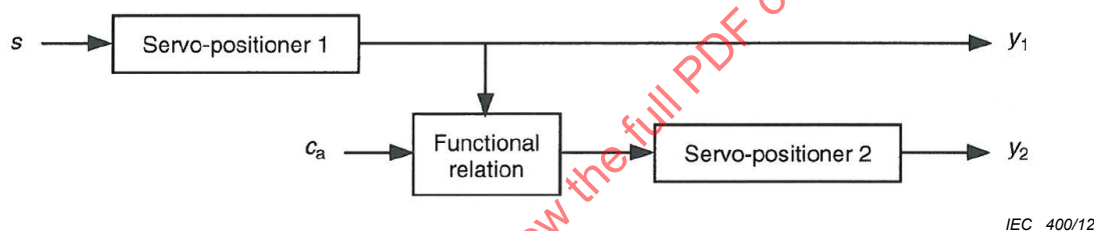


Key

- s output signal of the electronic governor
- y_1 output signal of servo-positioner 1
- y_2 output signal of servo-positioner 2
- c_a input signal for the functional relation

Figure 17 – Parallel structure with defined functional relation and an additional signal superimposition

4.5.3 Series structure



Key

- s output signal of the electronic governor
- y_1 output signal of servo-positioner 1
- y_2 output signal of servo-positioner 2
- c_a input signal for the functional relation

Figure 18 – Series structure with defined functional relation and additional signal superimposition

5 Performance and components of governing systems

5.1 General

Clause 5 is concerned with the overall performance criteria for a governing system. As the performance of a turbine governing system will strongly depend on the characteristics of the individual controlled system, some guidance is offered first regarding its modelling and digital simulation.

After that, recommendations are given for the ranges of parameter settings for a PID configuration as the most common example for control algorithms in the governor. Other control strategies may be applied if suitable or desirable for superior performance in relation to PID-controllers.

Servo-positioners, requirements for signal transmitters and the actuating energy supply are also covered with the purpose of guiding the establishing relevant specifications.

5.2 Modeling and digital simulation

In the case of new hydropower schemes, a mathematical model of the total system is valuable for an optimization of the control, unless the system is straightforward and/or similar to existing plants. The same applies to the modernization of existing plants. The purpose of such computations can relate to three areas:

- physical dimensioning of components of the plants;
- demonstrating the dynamic behavior of the system (resonance phenomena, etc.);
- control system analysis and optimization.

These computations shall be based on a representative model of the system components, such as:

- the water passages;
- the turbine with its mechanism;
- the essential generator characteristics in the isolated network and the grid mode;
- the network characteristics;
- the governing system.

All the mentioned areas of interest can in principle be served by the same models while the mathematical approach can vary. Whilst physical dimensioning of components of the plant shall be based on computations in the time domain, the dynamic behavior of the total system can also be evaluated in the frequency domain. Control performance can be treated either

- in the frequency domain with respect to small deviations from the steady state, or
- in the time domain for large deviations where non-linearities are significant.

If mathematical investigations of the dynamic behavior in the frequency domain are applied, a suitable variable such as the guide vane opening shall be subjected to sinusoidal variations (frequency analysis). Thereby all frequency ranges shall be considered at which excitations, e.g. suction tube vortices in Francis turbines and/or resonances such as with natural frequencies of tunnel, penstock or the generator may occur. Thereby it should be noted that calculated natural frequencies of the hydro system may be inaccurate because the wave travel speed cannot be determined precisely.

For investigations with the aim of an optimization of the parameter setting of the governor, calculations in the time domain offer the advantage of considering non-linearities. Usually an integral criterion is applied, e.g.

$$\int |x - x_c| \times dt = \text{minimum}$$

or

$$\int t \times |x - x_c| \times dt = \text{minimum}$$

There are computer programs available which systematically vary the parameters and select a set of optimal values. By applying this method to the complete operating range, the setting of an adaptive governor may also be determined.

Optimization of the parameter setting of the governor in the frequency domain requires a linearized model. The set of optimal parameters can, for example, be determined by positioning the poles, i.e., the roots of the characteristic equation for optimal performance. This requires some experience.

The degree of detail in the modeling of a plant depends on the requirements with respect to controllability of the plant.

The effort even for smaller systems may be considerable and costly. The following may help to make a judgment as to how far the modeling should be carried in individual cases.

Water passages

- For the simulation of the water passages, the compressibility of the fluid and the elasticity of the penstock material shall be taken into account. For dimensioning and resonance studies, this should also be applied on tunnels and on galleries and shafts of surge tanks. If in the time domain, the length of a water column changes, then water and walls of this part are usually regarded as incompressible and inelastic.
- A separate analysis of the tunnel–surge tank section and the penstock–machine section is desirable to determine extreme values of the surgetank water level and maximum machine transient variables such as speed and pressure rises, respectively. System oscillations and control system behavior can only be reliably judged on the basis of the total system description.
- In surge tank calculations, energy dissipators such as throttles and the fluid inertia shall be taken into account.
- In low head plants, the inertia of water masses in the head and tailwater housings shall be taken into account while the elasticity can be neglected. Also surge phenomena in headwater canals can be relevant.

Turbine, generator, network

- The turbine characteristics should be defined in the investigation. The speed control of Pelton turbines may pose difficulties due to the lack of a negative torque and the non-linearities introduced by the deflector. For isolated network operation, controlled deflectors are needed.
- For investigations on resonances and the behavior of the unit connected to the grid the synchronization and damping factor of the generator shall be taken into account.
- The stability of frequency control in isolated networks depends on the type of load, such as resistor, motor or combined loads. The resistor type load is the most stringent requirement.

Control concept

It is to be expected that in the future, PID-controllers will remain in use for many plants for speed, power and water level control. Higher order algorithms, e.g., state control schemes will be used for the more complex system requirements. These control schemes, while necessitating more effort to implement, are justified where superior behavior with respect to the magnitude of deviations from steady state and its return to steady state can be achieved.

It is to be noted that the behaviour of an electronic PID-controller can also be enhanced considerably by readily available special means, such as disturbance superposition and the feedback of secondary variables.

This in turn justifies the intention of this guide to use the PID-controller as a basis and reference for recommendations relating to system control. The recommended ranges in parameter adjustment will suffice in all normal cases. Special conditions – extremely low inertias, extremely long penstocks – should in all cases be subjected to digital simulation and may require an extension of the recommended parameter adjustment range.

5.3 Characteristic parameters for PID-controllers

5.3.1 General

Subclauses 5.3.2 and 5.3.3 relate to the characteristic parameters of a PID-controller (analog or digital) with permanent droop. It does not cover relevant parameters for other higher algorithms or control strategies.

5.3.2 Permanent droop b_p

For units participating to the grid frequency control, the permanent droop establishes a defined relationship between the relative rotational speed variations (i.e. frequency variations), and the relative position of the servomotor or power output variations, in the steady-state condition, e.g.: $x_n + b_p \times y = 0$

- using the relative position of the servomotor, b_p is usually defined as “permanent speed droop” or “frequency-opening droop”;
- using the relative power output, b_p is usually defined as “power droop” or “speed regulation” or “frequency-power droop”.

Recommended minimum setting range of the permanent droop for frequency control: 0 % to 10 %.

For example, with a value of 5 % of power droop, a unit in a grid after a disturbance with a steady-state frequency deviation of -1 % (i.e. -0,5 Hz on a 50 Hz power system) will increase its power output by 20 % of P_{Gr} .

A principle functional scheme of such a permanent droop using the output power is given in the Figure B.1.

For units participating to a water level control (with a water level controller implemented in the governor), the permanent droop - defined as “level-opening droop” - establishes a defined relationship between the relative water level variations and the relative variations of the servomotor position, in the steady-state conditions, e.g.: $x_h + b_p \times y = 0$.

5.3.3 Proportional action coefficient K_p , integral action time T_I , and derivative action time T_D

The parameters K_p , T_I and T_D establish the transient response of the governor. The desired transient response can be achieved

- with parallel structure,
- with series structure, or
- with feedback structure of the elements.

The suitable adjustment of the parameters depends on the controlled system and shall be selected so as to provide a satisfactory transient response. Depending on the mode of operation, different adjustments may be necessary, e.g.

- with speed control:
 - in no load mode;
 - in an isolated network mode (required only for part load in some cases);
 - in operation on the grid (over the complete power range).
- with combined power output and speed control, Figures 10, 11, 13 and 15:
 - for speed control (with inoperative power output control);
 - for speed controller acting as positioner (with operative power output control).

Usually the same parameter selection can be applied for no load mode and operation on an isolated network; it may differ considerably from the suitable adjustment for grid operation.

If necessary an automated changeover parameter adjustment is to be provided (e.g., through generator breaker position, or by a detection criterion for the transition to isolated network operation, e.g. a large frequency variation or a power step).

- a) Proportional action coefficient K_p (= reciprocal value of the temporary speed droop b_t)

Recommended minimum adjusting range:

- for speed controllers, between 0,6 and 10²;
- or power output controllers, between 0,2 and 1.

b) Integral action time T_I

Recommended minimum adjusting range: between 1 s and 20 s².

(For water level controlling considerably higher values may be applicable)

c) Derivative action time T_D

Recommended adjusting range: between 0 and 2 s.

where the relation $T_{1D}/T_D = 1/K_{1D}$ is generally between 0,1 and 0,2.

Minimum required range between 0 s and 1,4 s. 0 s means deactivation of derivative actions is possible.

5.4 Other parameters of the governing systems

5.4.1 Command signal adjustments for controlled variables (speed, power output, etc.) and load limiter

a) Command signal ranges

Recommended adjusting range:

- for speed controls: –10 % to +10 %.

b) Command signal setting times

The setting times (stroke times) shall be adjusted so as to exceed the shortest servomotor stroke times as defined by the limiting orifices (see also 5.4.3). Setting times should usually not be smaller than 20 s.

Recommended time setting range:

- speed setting: between 20 s and 100 s, normally between 30 s and 60 s;
- power output setting: between 20 s and 80 s;
- limiter: between 20 s and 80 s;

in each case for the full stroke of the servomotor.

5.4.2 Governor insensitivity $i_x/2$

Recommended limits:

- speed control: $i_x/2 < 2 \times 10^{-4}$
- power output control: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$
- water level control: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$ ³
- flow control: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$

In case of less stringent requirements relative to network frequency control, also $i_x/2 < 2 \times 10^{-2}$ is acceptable for the speed control function. This may, for example, apply for networks, in which larger frequency variations occur frequently, and also in cases where stability is critical.

² A range between 1,2 and 10 for K_p and 1 s and 5 s for T_I may be sufficient for many applications, e.g. rehabilitations without additional performance requirements.

³ For level control deviating from Figure 5 the following definition applies: $i_x = \Delta X / (X_{\max} - X_{\min})$.

5.4.3 Parameters of servo-positioner

Input: electrical signal or position of the pilot servomotor.

Output: relative position $Y/Y_{\max}$ of the main servomotors.

For all servo-positioners, including those of double regulated turbines, the following applies.

- a) Minimum servomotor opening/closing times T_g and T_f which are separately determined to satisfy waterhammer and overspeed limitations

NOTE 1 The limiting orifices or other suitable devices are dimensioned such that the actual stroke times in the presence of the highest supply pressure and the lowest required regulating capacity will not be lower than the allowable stroke time.

- b) Time constant of the main servo-positioner T_y

This value is used for modeling and digital simulation of the system.

Recommended values for T_y :

- guide vane/needle servo: between 0,1 s and 0,25 s;
- runner blade servo: between 0,2 s and 0,8 s;
- deflector: between 0,1 s and 0,15 s.

Near the zero displacement, higher values of T_y prevail due to overlap and grooves (see T_{y1} in Figure 7).

NOTE 2 If the graph is stepped or if, in a frequency response measurement, the limit velocities of a servomotor are reached, an effective time constant (as a function of amplitude) can be used for computations.

- c) Servo-positioner inaccuracy in follow-up arrangement, i_a

It has a major influence on the dead band i_x and shall be kept small.

Recommended value: $i_a < 0,4 \% ^4$ for the complete servo-positioning system.

- d) Governing system dead time T_q

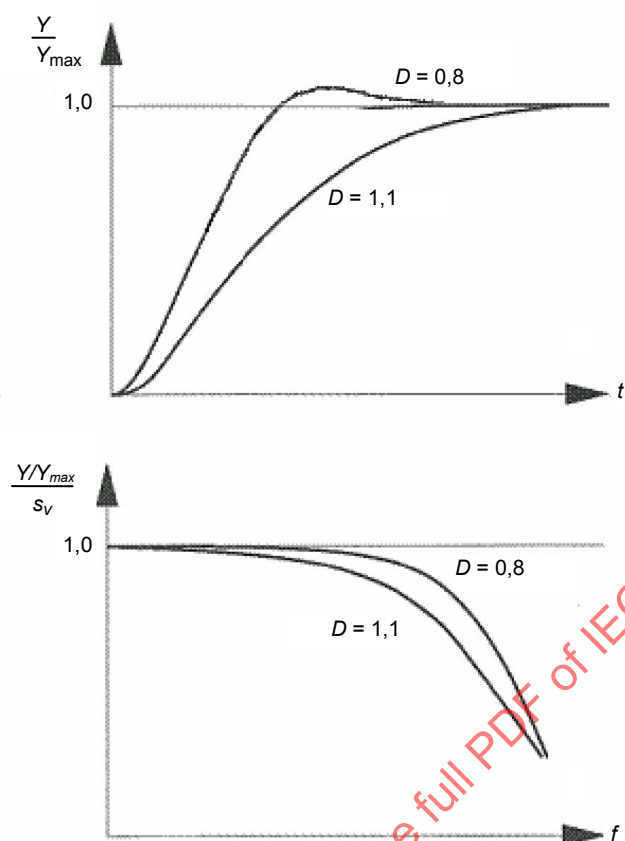
The governing system dead time T_q results from a dead time in the electronic controller (sampling time in the microprocessor if applicable) and from an overlap in the control valve and/or from a series arrangement of several amplifiers.

Recommended value: $T_q < 0,20 \text{ s} ^4$.

- e) Dynamic response of servo-positioner

The dynamic response is essentially determined by the time constant of the servo-positioner. In case of multiple-stage servo-positioners possibly with special transfer function (electronic positioning loop), the setting shall yield a response corresponding to a damping ratio D between 0,8 and 1,1, where critical damping is defined by $D = 1$ (see Figure 19).

⁴ In the case of small power stations, the values given may be increased to: $i_a < 0,6 \%$, $T_q < 0,30 \text{ s}$.



IEC 401/12

$D < 1$ periodically damped case

$D > 1$ aperiodic case

Figure 19 – Time step response and frequency response of the amplifier output $Y/Y_{\max}$ to a displacement input s_v

5.5 Functional relationship between servo-positioners

5.5.1 Dual regulation of turbines with controllable guide vane and runner blade angles

5.5.1.1 General

The functional relationship between guide vane and runner blade position is called cam relation. The following arrangements are distinguished:

- parallel control;
- follow-up control.

The head H can be arranged to influence the functional relationship additionally. In the follow-up control, either the guide vane or the runner blade servo can be in the lead.

5.5.1.2 Implementation

This can be implemented:

- electronically through function generators with and/or without the influence of head;
- mechanically by a cam, designed for the rated head (in the case of small head variations or reduced requirements);

- mechanically by a profiled cam which is shifted with varying head either:
 - a) electrically as a function of head, or
 - b) manually.

5.5.1.3 Adjustment

The defined functional relationship between guide vane and runner blade angle is generally based on specific or series model test results. The relationship may be verified or corrected on site by index measurements or measurements of the efficiency or other quantities.

5.5.2 Dual control of turbines with needles and deflectors

The deflector's purpose is to limit the speed increase during load rejections and to control speed under isolated network operation when large perturbations occur. The control can be accomplished in the following ways:

- parallel control of needles and deflector;
- direct control of needles, control of deflector as follow-up control;
- direct control of the deflector, control of needles as follow-up control.

The follow-up control can be implemented:

- electronically by means of a function generator;
- mechanically by means of a cam in the forward path;
- mechanically by means of a cam in the feedback path.

5.5.3 Multiple control

It is applied in the case of individual guide vane and individual needle control. Individual servomotors are very often controlled in parallel.

5.5.4 Other relationships

The following examples are related to equipment according to 5.16.1 to 5.16.3:

- runner blade and guide vane angle and possibly the position of the servomotor of a draft tube gate following a load rejection to minimize surge;
- guide vane angle and the position of a bypass valve following a load rejection to limit dynamic pressure variations and speed increases;
- guide vane angle and bypass position in normal operation and following a load rejection in the case of combined operation of a power station with an irrigation scheme.

5.6 Actual signal measurement

5.6.1 General

For the various control tasks, essentially the following variables are measured:

- rotational speed;
- power;
- water level;
- pressure;
- stroke.

5.6.2 Rotational speed

5.6.2.1 Methods of rotational speed measurement for electronic governors

- Hall-generator or toothed disk (if a free shaft end is not available) with impulse transducer;
- speed measurement at the generator via transducers (utilizing the residual remanence);
- tachogenerators, especially if a free shaft end is available;
- others.

5.6.2.2 Methods of rotational speed measurement for mechanical-hydraulic governors

- Belt drive of the flyweight head (in simple or existing plants)

Additional monitoring means are recommended to guard against breaking or slipping-off of the belt (belt guard).

- Motor drive of the flyweight head

The governor head drive-motor is fed from

- a) a permanent magnet generator connected to the turbine shaft;
- b) an additional winding of the main generator;
- c) the winding of the main generator via a transducer.

In the cases b) and c) the governor head drive becomes effective only with the onset of excitation.

5.6.3 Power output

The power output is measured via a transducer. The input signal to the governor shall be sufficiently filtered, but with care in order to avoid the introduction of an inadequate delay.

5.6.4 Water level

The water level is measured electrically (e.g., via an electrode) or mechanically (e.g., via a float, a pressure transducer, a pneumatic transmitter or other sensors) and is transmitted to the water level controller.

5.6.5 Actuator position (stroke)

Position/motions (e.g. feedback signals) are picked up

- electrically (via rotational or linear transducers),
- or
- mechanically (via linkage, cable, driving band)

With electrical transducers these items are important:

- freedom from backlash in the mechanical components;
- environmental resistance;
- adjustability.

In case of linkages, backlash and undue forces (e.g., in the case of overstroking) shall be avoided. In case of cables and driving band, sufficient pre-tension is important. The design of the system shall avoid resonance phenomena with suitable margins of safety.

5.6.6 Signal transmission from electronic transmitters

For the variables as per 5.6.2 to 5.6.5, usually 0 to 20 mA or 4 mA to 20 mA are used for signal transmission from the transmitter to the controller. Signals < 4 mA and > 20 mA are often used

for signal monitoring. For signal transmission, shielded or twisted cables are required in order to suppress induction noise. The use of optical fibres may be opted for in the case where signals are transmitted in digital form.

5.7 Manual control

Manual control is understood as a means to set the turbine opening, using the positioning loop in the electronic governor or directly via the actuator(s). In any case, the unit's safety still rests at least with the overspeed protection.

Manual control may be desirable to allow a continuation of power generation in the case where the governor control loop or parts of it are out of order. Also manual control may be regarded as helpful in the commissioning phase of turbines and for maintenance activities.

Depending on the degree of impairment of the system, allowable manual control will be arranged to bypass an increasing number of functions. Costs rise as more functions are bypassed. Also, the use of a proportional setting incurs higher costs than an impulse type setting.

The following general possibilities can be implemented as manual controls.

a) Manual control using the positioning loop in the electronic governor

The positioning loop for manual control is an integral part of the electronic governor, that means manual control is only available when the electronic governor functionality is not impaired. All supervision functions are active during operation of the turbine.

If higher availability of the unit is required, a redundant configuration of the electronic governor can be used. After the failure of one of the systems, the redundant one will take the control keeping the complete functionality.

b) Manual control by electronic proportional positioning

It sets the independent electronic positioning loop directly bypassing the governor control loop. The electronic positioning loop including the feedback is assumed to remain functional in this case. An independent power source and other redundancies can be arranged to enhance the system availability.

c) Manual control by integral or impulse positioning

It may actuate the control valve electronically or the (pilot) servomotor directly via separate on-off valves. The electronic positioning loop, including the feedback function, is assumed to be out of order in this case.

d) Manual control by mechanical proportional positioning

It positions the main control valve mechanically and requires a mechanical feedback. In cases where the amplifier arrangement does not include a mechanical feedback, it has to be provided for manual control purposes. The impact on costs should be considered.

5.8 Linearization

In some cases, it is advisable that a controlled variable follows the input signal linearly, e.g. the power output. The relationship between the input (setter) signal and the actuator stroke is non-linear in such a case.

Implementation:

- electronically via a function generator;
- mechanically via cams.

5.9 Follow-up controls

In case a bump-free transition from one operational mode into another is specified in combined control system configurations with selectors (Figures 10 to 13) the command signals of the control which is not on the line shall be made to follow the respective controlled variable and/or to correspond to it in the instance of change-over. In analog systems especially, follow-up controls incur additional costs.

Examples

- The power output controller command signal follows the actual power output signal in the speed control mode.
- The speed command signal follows the actual frequency signal in the power output control mode.
- The manual control set point follows the actual actuator position in the various control modes.
- To minimize start-up times (see 5.14.1) the pre-opening can be adjusted to varying heads or a separate control loop can be arranged for the start-up phase (e.g., acceleration control).
- In the case of remote control, the respective local controls shall be made to follow the respective command signals.

5.10 Optimization control

Special control configurations may be provided to optimize the system with respect to the overall plant efficiency, the running smoothness or other criteria by means of:

- a staggered control of multiple needles in Pelton-turbines;
- a load distribution among several units in a plant;
- others.

5.11 Monitoring parallel positioning of amplifiers

In the case of guide vanes or needles with individual servomotors, monitoring the parallelism of the positioning is recommended. For this purpose, the deviation of the position of each servomotor from the average of the total is monitored. When the deviation exceeds a given limit, a warning or a shut-down is initiated. Also the control deviation of the individual positioning loop can be monitored. If it does not return to approximately zero in a given time span a warning or a shutdown is initiated.

5.12 Provision of actuating energy

5.12.1 General

The necessary actuating energy is provided predominantly by oil hydraulics.

The minimum required pressure p_R follows from the required regulating capacity E_R ⁵ and the volume of the servomotors:

$$p_R = E_R/V_S$$

There are systems with and without accumulators to be distinguished.

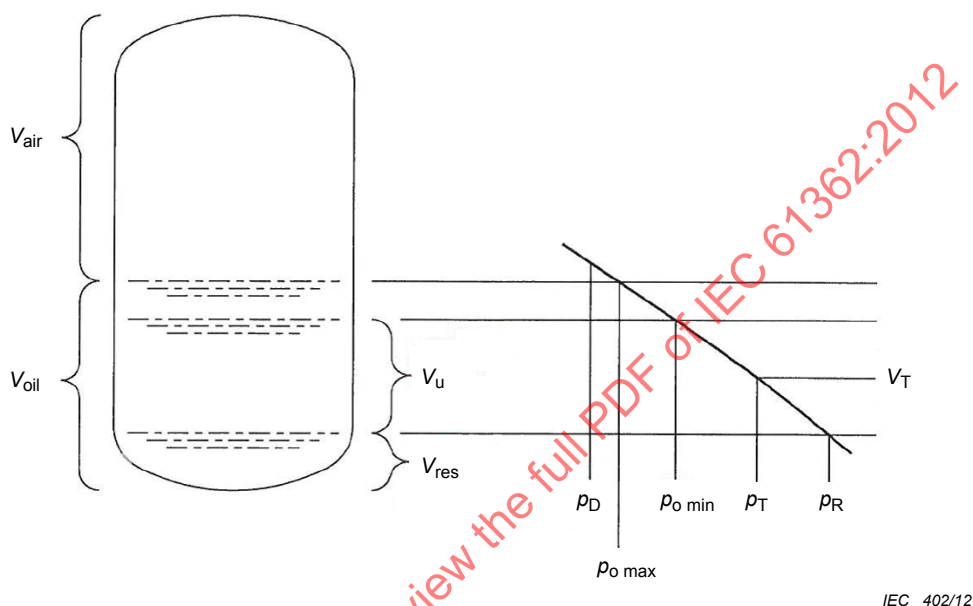
⁵ Friction included.

Systems with accumulators are preferred, where quick delivery of large amounts of actuating energy is called for (e.g., in the case of power output-frequency control or when stringent requirements in frequency control prevail).

5.12.2 System with an accumulator

5.12.2.1 Pressure tank (air/oil accumulator)

For maximum applicable pressure and calculation the respective rules apply (ASME, European Directives, etc.).



IEC 402/12

Figure 20 – Pressure tank content and pressure ranges

Design pressure, p_D

- Operating pressure range

$$p_{o \max} \text{ to } p_{o \min}$$

$$p_{o \max} = (0,85 \text{ to } 1,0) p_D^6$$

$$p_{o \min} = (0,80 \text{ to } 0,9) p_D$$

- Tripping pressure (minimal pressure for emergency shutdown)

$$p_T (p_{o \min} > p_T > p_R)^7$$

- Minimum required pressure

$$p_R = (0,58 \text{ to } 0,75) p_D$$

Recommended usable oil volume

- Single loop control

$$V_u = 3 V_S$$

- Dual control

⁶ When determining the maximum operating pressure, the rules concerning the opening and final pressure of the safety valve apply.

⁷ p_T is chosen such that pressure after closure does not drop below p_R .

$$V_u = 3 V_{Sga} + (1,5 \text{ to } 2,0) V_{Sru}$$

$$V_u = 3 V_{Sde} + (1,5 \text{ to } 2,0) V_{Sne}$$

where

V_S is the oil volume of all servomotors;

V_{Sga} is the total volume of all guide vane servomotors;

V_{Sru} is the volume of the runner blades servomotor;

V_{Sde} is the total volume of all deflector servomotors;

V_{Sne} is the total volume of all needle servomotors.

In special isolated network operating conditions, higher values may be required.

Minimum usable oil volume

If isolated network operation is not required, the usable oil volume can be reduced to a minimum, which corresponds to the tripping oil volume V_T according to:

$$V_T = V_S + q_l \times t_l + V_{res}$$

where

q_l is the leakage of the whole oil supply system;

t_l is the time available up to ensuring a mechanical locking of the servomotors or closing time of inlet valve;

V_{res} is the volume reserve in the lower part of the pressure tank, including a safety margin and some volume to prevent air flowing into the system.

5.12.2.2 Piston accumulators

Commercial piston accumulators with a hermetic separation between oil and inert gas (mostly nitrogen) allow the application of higher pressures than those which national codes set as limits for air/oil accumulators. A residual oil volume and an automatic gas replenishment do not have to be provided.

For the design of the volumes of the piston accumulator system, the range of ambient temperature in the area of the accumulator has to be considered, in order to assure that extreme low or high ambient temperatures do not lead to situations related to the position of the piston, in which the closing safety of the turbine is not guaranteed.

Design pressure, p_D

- Operating pressure range

$$p_{O \max} \text{ to } p_{O \min}$$

$$p_{O \max} = (0,80 \text{ to } 1,0) p_D^8$$

$$p_{O \min} = (0,75 \text{ to } 0,9) p_D$$

- Tripping pressure (minimal pressure for emergency shutdown)

$$p_T (p_{O \min} > p_T > p_R)^9$$

- Minimum required pressure

⁸ When determining the maximum operating pressure, the rules concerning the opening and final pressure of the safety valve apply.

⁹ p_T is chosen such that pressure after closure does not drop below p_R .

$$p_R = (0,5 \text{ to } 0,75) p_D$$

Recommended usable oil volume

- Single loop control

$$V_u = 3 V_S$$

- Dual control

$$V_u = 3 V_{Sga} + (1,5 \text{ to } 2,0) V_{Sru}$$

$$V_u = 3 V_{Sde} + (1,5 \text{ to } 2,0) V_{Sne}$$

5.12.2.3 Bladder accumulators

As in this case the oil/gas volumes cannot directly be supervised, bladder accumulators may not be used if the safe closing of the unit depends on the amount of storage energy in the accumulator. If closing of the turbine is guaranteed by other means (e.g. closing weight, closing spring) bladder accumulators can be allowed.

As a breakage of the bladder cannot totally be prevented, this case including the consequent transport of gas dissolved in the oil to the rest of the system has to be considered. In parts of the system with lower pressure levels the gas will be released in form of bubbles. The gas bubbles may collect in some points of the system or flow through valves and orifices. Both situations may lead to a malfunction of the positioning (instabilities, vibrations or irregular partially too fast movements of the servos). Therefore specially in case of critical configurations regarding water hammer (e.g. Pelton turbines with long penstocks) the use of bladder accumulators should be avoided or only be allowed after having carried out detailed investigations.

5.12.2.4 Other systems

For shutdown safety, weight or spring-loaded accumulators (low-head turbines) and water pressure taken directly from the penstock (high-head turbines) partly in combination with oil pressure systems (combined systems) are used.

These systems are to be dimensioned in such a way that the turbine can be shut down safely, i.e. also in the case of failure of the oil pressure supply in combined systems.

The opening is in most cases effected with oil pressure.

5.12.2.5 Pumps for accumulator systems

Two induction motor driven pumps are normally foreseen, each with a capacity of one combined servomotor volume of turbine per minute or with a capacity which can refill the oil volume ranging from $p_{o \min}$ to $p_{o \max}$ within one minute. As a general rule the smaller pump capacity of both criteria will be valid.

For combined oil hydraulic pressure units for both turbine and inlet valve, the combined capacity of both pumps shall allow to open the inlet valve within 1 min. Such oil hydraulic pressure units are safe, if the closing of the inlet valve is performed by a closing weight or by water pressure from the penstock.

In case of higher requirements regarding the starting time of the unit and/or the regulating activity bigger pumps should be used.

In special cases (e.g. to provide a start-up capacity without external supply), the drive of a second pump can be by d.c. motor, a small turbine in high head plants or by the turbine shaft.

In some cases, a pump to handle leakage losses and normal regulation only may be selected in addition to the main pumps, or instead of the second large capacity pump.

5.12.2.6 Oil sump tanks

The recommended layout is as follows:

- the sump tank shall be designed to allow drainage of the complete hydraulic system into the tank;
- it shall also be designed to allow a complete emptying for maintenance purposes and to remove dew-point water, e.g. by providing a slightly inclined bottom plate.

5.12.2.7 Auxiliary equipment

- Cooling and heating

Cooling of the system oil is normally only required for large and medium size units in tropical zones and in the case of Kaplan turbines with servo-oil distribution through a shaft bearing.

Cooling/heating can be desirable to limit oil viscosity variations.

- Oil mist exhaustion

All tanks shall be equipped with at least a vent with filter insert and oil trap.

Under unfavorable conditions (e.g. underground power stations with closed loop air conditioning systems), separate oil mist exhaust equipment is desirable.

5.12.2.8 Provision of pressurized gas

- a) For pressure tank

The pressurized air supply is usually provided by compressors. The design pressure of these shall be chosen to exceed the design pressure of the hydraulic system p_D . The capacity of the compressors shall be sufficient to achieve the desired loading times taking into account the resistance of the piping arrangement of the system.

Recommended time for the first filling of the tank:

- between 6 h and 12 h.

Appropriate steps shall be taken to provide a drying of the air.

An automatic air replenishing requires the following additional equipment:

- a float switch in the pressure tank;
- a pressure switch at the pressure tank;
- a compressor-control module.

- b) For accumulators

Gas bottles and a special loading device are needed.

5.12.3 Systems without accumulator

5.12.3.1 Constant flow systems

These systems are characterized by the use of constant displacement pumps. In the steady-state condition, the excess oil is discharged via a pressure control valve or a bypass.

In order to reduce the system's consumption, several pumps of different capacities may be used, especially in the case of large capacity hydraulic systems.

The hydraulic pumps shall have enough capacity to achieve the desired turbine opening and closing times in the presence of the respective leakage rates. In case additional accumulators are provided (combined systems) only the opening time applies. The dissipation losses shall be handled by the cooling system.

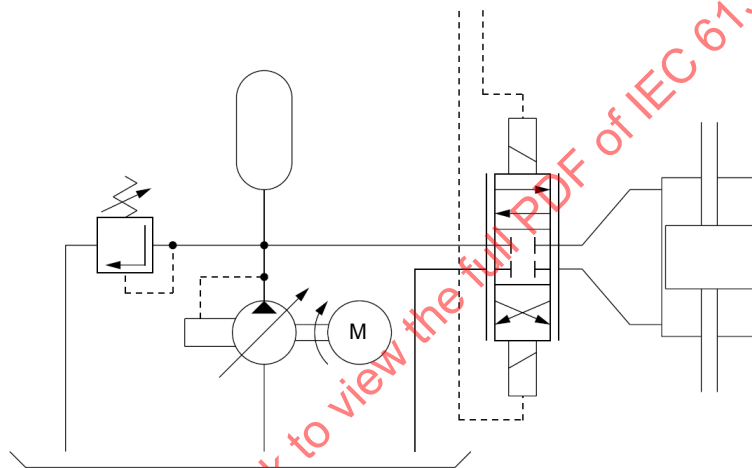
5.12.3.2 Variable flow systems

– Open-circuit systems

In these systems (Figure 21) variable displacement pumps are used. The pump discharge in this case is adapted to the momentary flow requirement by means of a pressure control. Pumping power is therefore saved in comparison with a constant flow system. Also, cooling requirements are reduced. The pump capacity is determined according to 5.12.3.1.

A small accumulator is recommended to avoid momentary pressure drops.

A safety valve shall be provided.



IEC 403/12

Figure 21 – Open-circuit system

– Closed-circuit systems

These systems are characterized by the fact that the pump flow and its direction are both controlled. The pump therefore combines the function of producing and distributing hydraulic energy. A control valve is not needed, as the pump is directly actuated by the positioning signal of the governor.

Both servomotor sides shall be protected by safety valves which should preferably discharge into the opposite servomotor side.

In order to cover internal leakages and/or to accommodate for servomotor area differences, means of replenishment via check valves shall be provided.

These systems additionally require a small constant displacement pump to cover the need for pilot oil pressure.

5.12.4 Direct electric positioner

For small size turbines, guide vane operating systems driven by an electric servomotor are sometimes applied. Shutdown safety can in this case be provided by a parallel inlet valve closing circuit and/or by a separate power source.

5.12.5 Recommendation for hydraulic fluid selection

In water turbine installations, the same oil is sometimes used for both governor system and the lubrication of main and auxiliary machinery bearings.

The oil viscosity is selected to suit the type and design of the turbine and also the prevailing operating temperatures.

In normal cases an oil without additives is sufficient. Oils with additives are chosen in order to increase the lifetime specially in case of high operating pressures.

Concerning specifications, refer to ISO 3448.

5.13 Power supply for electronic control systems

The power package of the governor is to be connected to the station d.c. battery or an internal battery pack and to the station a.c. supply.

An automatic change-over in the case of a voltage drop in either system is recommended.

DC range: +10 % / –20 % ¹⁰

AC range: +5 % / –10 % ¹¹

Fault monitoring is recommended.

5.14 Operational transitions

5.14.1 Start-up and synchronization

During the start-up phase (See Figure 22), the speed versus time curve is at first mainly determined by the characteristics of the installation such as the unit acceleration constant, the allowable guide vane or needle opening rate with regard to waterhammer, etc. Later, when approximately 80 % of rated speed is reached, the governor mainly determines the speed versus time curve. In this phase, its objective is to reach synchronization readiness within an acceptable time span. This time span may be considered to gauge a governor's performance in this function. The performance of the synchronizer is not included in this consideration.

NOTE 1 Synchronization readiness is achieved, when the speed change rate dx/dt does not exceed a given value within the synchronization band.

NOTE 2 $t_{0,8}$ is the time at which 80 % of rated speed is reached.

NOTE 3 t_{SR} is the time at which synchronization readiness is reached.

NOTE 4 t_S is the time at which the generator is switched on line.

NOTE 5 Recommended values:

Synchronization band $(0,995 \text{ to } 1,01) f_{\text{network}}$

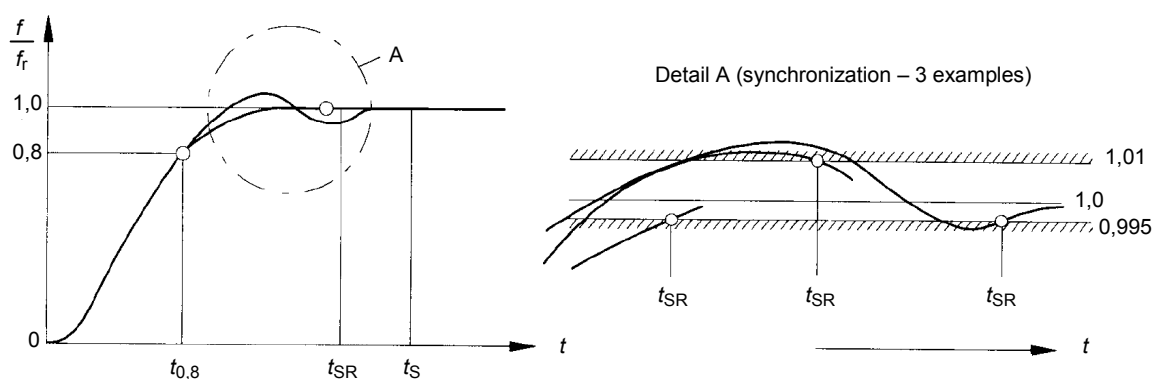
Speed change rate for synchronization $dx/dt = 0,003 \text{ s}^{-1}$

$t_{SR}/t_{0,8} = 1,5 \text{ to } 5,0$

Steady state of network frequency is presupposed. The lower values of $t_{SR}/t_{0,8}$ apply to peak load power stations with favourable hydraulic conditions, the higher to base load installations. In the presence of pronounced surge tank influences and/or other hydraulic oscillatory phenomena, higher values are tolerated.

¹⁰ –15 % can be specified by mutual agreement.

¹¹ For direct supply from the generator, these values may be higher.



IEC 404/12

Figure 22 – Start-up speed curve up to synchronization

5.14.2 Normal shutdown

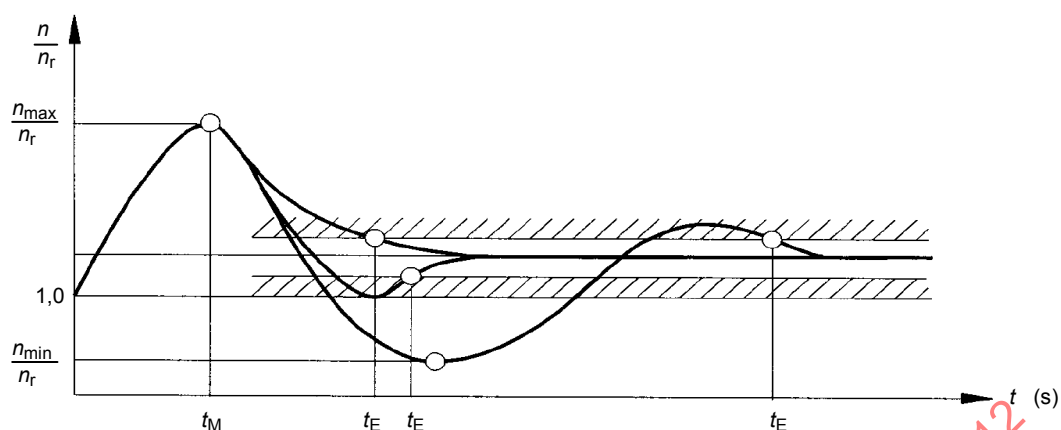
Normal shutdown is activated in case of operational decisions. It is controlled with a command signal from the unit control system.

5.14.3 Sudden load rejection

The speed rise following a full load rejection (e.g. due to electrical disconnection from the grid) depends on the installation, e.g. on the allowable closing time with regard to the waterhammer and on the unit acceleration constant T_a etc. up to the beginning of the settling phase (see Figure 23). From that time on, the performance of the governor determines the speed vs. time curve¹².

- NOTE 1 Regulating time t_E : time, after which the speed deviation from the speed setpoint remains below ± 1 %.
- NOTE 2 Maximum speed n_{max} : maximum speed after a load rejection (at t_M).
- NOTE 3 Minimal speed n_{min} : lowest speed after a load rejection.
- NOTE 4 Recommended values: $t_E/t_M = 2,5$ to 8 (in case of Pelton-units (free slow-down of unit) and high head, Francis turbines values of up to 15 may be reached).
- $n_{min}/n_r = 0,85$ to $0,95$ (applies only in the case when the unit supplies the station service network after separation from the grid).

¹² Only in the case of low specific speed turbines, the discharge and torque characteristics may be of considerable influence.



IEC 405/12

Figure 23 – Load rejection

5.14.4 Other operational transitions

Various additional operational transitions result in case there are other operational modes provided besides the turbine mode. The different transition times shall be agreed upon.

5.15 Safety devices/circuits

5.15.1 General

The different types of shutdown sequences of the unit are in relationship with the unit control system and the protection system; therefore the operation of the turbine governing system and associated safety devices/circuits has to be in accordance with the corresponding requirements of this system.

5.15.2 Quick shutdown and emergency shutdown

5.15.2.1 General

For the definition of the tripping strategies for quick shutdown and emergency shutdown, tripping actions, servomotor shutdown initiating devices and tripping criteria have to be distinguished and combined:

5.15.2.2 Tripping actions

- Moving of the servomotor to the closed position
- Opening of the circuit breaker

5.15.2.3 Servomotor shutdown initiating devices

- Turbine governor system
- Governor-independent shutdown valve

5.15.2.4 Tripping criteria

- Mechanical fault
- Electrical fault in the unit
- Serious fault in the governing system
- Emergency shutdown push-button pressed

5.15.2.5 Tripping strategies

There are several different tripping strategies widely used as common practice today depending on a combination of different tripping criteria, different servomotor shutdown initiating devices and the corresponding sequence of tripping actions.

The terms "quick shutdown" and "emergency shutdown" cannot be standardized at the time being, because the terms are used differently and contradictory today in the international community.

Annex C contains two different widely used strategies and emergency/quick shutdown definitions as examples.

5.15.3 Overspeed protection device

The following types are used:

- electrical speed contacts of a measuring system integrated with and monitored by the governor;
- electrical speed contacts of a measuring system independent of the governor;
- electrical speed contacts switched by a mechanical safety pendulum;
- oil hydraulic tripping device directly activated by mechanical safety pendulum.

5.15.4 Interlocks

- Electrical and/or hydraulic interlocks between the governing system and the main shut-off valve/gate to avoid erroneous control modes or dangerous conditions.
- Mechanical and/or hydraulic interlocks of the guide vane to protect against possible re-opening after quick or emergency shut-downs.
- Electrical interlock between needle control and braking (counter) nozzle.

5.16 Supplementary equipment

5.16.1 Measures to reduce pressure variations

To this effect, a bypass may be provided parallel to the turbine, which opens for a limited time span as a function of the closing movement and the closing speed of the main actuator.

In special cases, such devices may be used to maintain stationary flow (e.g., bypass cross connection to an irrigation scheme).

Additional measures shall be taken to guard against failure of such supplementary equipment, e.g. volumetric coupling between guide vanes and the supplementary equipment or provision for an extended closing time of the main servomotor in the case of a failure of the supplementary equipment.

The control of the supplementary equipment and its sensitivity shall be described and in accordance with the operational requirements.

Special care should be taken in the design of the water passages system (pressure pipe, surge tank, etc.).

5.16.2 Surge control

Surge control may be provided in low head installations. Its aim is to limit surge in rivers in the case of a load rejection by arranging for a continued flow through the turbine. For this purpose,

the runner blade opening is brought to a certain position to provide a given flow rate after load rejection. The governor usually still acts on the guide vanes in such a case.

The following factors are of importance:

- tripping criteria (power drop or frequency deviation due to network failure);
- the lower flow rate limit, above which the equipment is activated;
- the allowable flow rate variation with the system activated;
- limits in head and flow rate;
- time span during which the system is activated;
- turbine speed;
- station service system supply.

5.16.3 Equipment and measures to lower the speed rise

In unfavorable cases such as in the case of low moments of inertia or a low allowable pressure rise in installations with long conduits, measures to reduce speed rise after load rejection may be necessary. The following may be introduced to this effect:

- bypass (according to 5.16.1);
- runner blades opening control (according to 5.16.2);
- resistors to absorb excess power (also for speed control in small hydro installations).

5.16.4 Central flow rate control in river power station systems

The input signal set manually or automatically through a central control station acts upon the opening setpoint resp. unit related flow setpoint of the local governor. The guide vane opening or the runner blades opening may be used as a flow rate feedback signal taking into account the characteristic curves of the turbine.

Central flow rate control aims at providing a given flow rate versus time function for a system of several cascade power stations along a river.

The following requirements apply:

- rapid start-up and synchronization;
- adaptation to varying heads;
- possibility to activate different opening limiter times.

5.16.5 Brakes

Brakes are used to shorten the slowdown time of the unit in the shutdown process.

While electric and mechanical brakes are usually not regarded as part of the governing system, in special cases hydraulic braking is implemented:

- in the case of Kaplan turbine, in the upper speed range by increasing the runner blades opening;
- in the case of Pelton turbines, by additional braking (counter) nozzles, which act on the back of the buckets.

5.16.6 Synchronous condenser mode of operation

In the synchronous condenser or phase shifting mode of operation, reactive power is produced. The generator is synchronized. Normally the guide vanes are closed and the runner rotates in air or the turbine is uncoupled. In addition synchronous condenser mode can be used to operate the unit as spinning reserve, capable to provide fast power reserve to the grid.

5.17 Environmental suitability of governor components

5.17.1 Vibration and shock resistance

Turbine-mounted transducers are often subjected to considerable levels of vibration and shall withstand such environmental conditions safely.

Head-cover or guide vane servomotor-mounted stroke sensors (transducers and transmitters) shall withstand the following vibration load without resonances in the relevant frequency range and without impairing the component function:

- vibration resistance: max. acceleration 5 g in the frequency range 10 Hz - 100 Hz (defined according to IEC 60068-2-6);
- shock resistance: max. acceleration 20 g (defined according to IEC 60068-2-27)

As the imposed vibration load depends on the type of turbine and on the location of the component, these requirements may be reduced in special cases.

5.17.2 Temperature and humidity

Specifications

Control equipment shall withstand, without impairing the component function, the following ambient conditions:

- temperature range: +5 °C to +40 °C;
- relative humidity: 85 % at 40 °C.

The actual range of temperature and relative humidity is to be agreed upon in each case. The dew-point shall not be reached. If necessary, special measures shall be taken (heating, air conditioning).

5.18 Electromagnetic compatibility

Relevant immunity tests shall be found in the IEC 61000-4-1; for emission tests CISPR 11 is applicable.

6 How to apply the recommendations

For practical purposes an appropriate selection of the requirements and properties as listed in Clauses 4 and 5 shall be made with respect to the type of installation concerned.

Thereby, it is necessary to distinguish between

- peak-load power stations;
- base-load power stations;
- power stations with induction generators.

In simple straightforward cases, unnecessarily stringent requirements shall not be imposed. Therefore in each of the three types of installation mentioned two kinds of requirements can be distinguished:

- minimum requirements;
- additional requirements.

Minimum requirements shall be fulfilled in all cases. They are normally sufficient in the case of power stations, which are to be run with a limited amount of monitoring and automation. Additional requirements may for example result from the integration of a power station into a network or a group of power stations. They may also result from requirements of navigation, irrigation, etc.

For each category of power station, recommendations should also be given for the parameter setting of the governors.

To facilitate the setting up of specifications, the following data sheets have been devised which shall be filled out. Data which should have been collected either by the purchaser or the supplier already during the enquiry phase are marked by double vertical lines at the left-hand side of the pages. All other data are needed only during contract finalization or in the course of contract implementation.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

Water turbine governing system		Data page No. 6.1a
Customer:	Supplier:	Installation:
Date:		

Installation data

Type of turbine				
Number of units				
	Rated	Maximum	Minimum	
Specific energy or Net head E or H				$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ or m
Flow per unit Q				$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Power per unit P				MW
Rotational speed n				rpm
Head water elevation				m a.s.l. ¹⁾
Tail water elevation				m a.s.l. ¹⁾
Single control/dual control ²⁾	Runner blade		Guide vane	
	Needle		Deflector	
Individual servomotors, Guide vane / Needle			Number	

Water passage system³⁾

Head water side	Channel		Conduit				²⁾
Length in case of conduits						m	
Area in case of conduits						m ²	
Tailwater side	Channel		Conduit				²⁾
Length in case of conduits						m	
Area in case of conduits						m ²	
Other data (e.g. about distributors, surge tanks, etc.)							
Maximum permissible pressure						m a.s.l.	¹⁾
Minimum permissible pressure						m a.s.l.	¹⁾
Measured at point							
Other limitations (e.g. surge, negative pressure, etc.)							

¹⁾ Above sea level.

²⁾ Cross out if not applicable.

³⁾ Data may be supplemented by drawings.

Water turbine governing system		Data page No. 6.1b
Customer:	Supplier:	Installation:

Moment of inertia of generator $I = MD^2/4$						kg · m ²				
Moment of inertia of turbine and additional rotating masses						kg · m ²				
Permissible speed rise relative to rated speed when rejecting load from levels of										
P_G/P_{Gr}				100		%				
$\Delta n/n_r$						%				
Permissible speed decrease when rejecting load from levels of										
P_G/P_{Gr}						%				
$\Delta n/n_r$						%				
Operational modes			Isolated networks		Grid					
Grid mode			Rated frequency		Hz					
Frequency band					+/-	Hz				
Isolated network					MW					
Isolated network mode up to						MW				
Largest power step change				+	-	MW				
Permissible speed change $\Delta n/n_r$				+	-	%				
Type of load (e.g. predominately resistance-, motor-, combined load, etc.)										
Regulating capacity	Guide vane					N · m				
	Individual guide vane		Needle			N · m				
	Runner blade		Deflector			N · m				
Other data										

Limits of delivery

¹⁾ Cross out, if not applicable.

Water turbine governing system		Data page No. 6.2
Customer:	Supplier:	Installation:

Minimal requirements in case of peak load power stations

	Subclause
Manual start-up and synchronization ¹⁾	
Automatic start-up and synchronization	5.14.1
Stable no load mode	
Manual shut-down ¹⁾	
Automatic shut-down	5.14.2
Local opening limiter and speed setting at the governor	5.4.1
Remote opening limiter and speed setting with adjustable setting rates	5.4.1
Operation on grid with opening limiter or with speed setter and small damping time constant	5.3.3
Load rejection pressure and speed rises within permissible limits	5.14.3
Transitions between specified modes of operation	
Quick shutdown function	5.15.2
Emergency shutdown function	5.15.2
Overspeed protection	5.15.3
1) Without automatic function and remote control.	

Water turbine governing system		Data page No. 6.3
Customer:	Supplier:	Installation:

Minimal requirements in case of base load power stations

	Subclause
Manual start-up and synchronization ¹⁾	
Stable no load mode	
Manual shut-down	
Local opening limiter and speed setting at the governor	5.4.1
Operation on grid with opening limiter	5.4.1
Load rejection pressure and speed rises within permissible limits	5.14.3
Quick shutdown function	5.15.2
Emergency shutdown function	5.15.2
Overspeed protection	5.15.3
¹⁾ Without automatic function and load control.	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

Water turbine governing system		Data page No. 6.4
Customer:	Supplier:	Installation:

Minimal requirements in case of induction generator units

	Subclause
The governing system has no speed controller function	
Manual start-up ¹⁾	
Manual switching-on to network ¹⁾	
Manual shut-down ¹⁾	
Load rejection pressure and speed rises within permissible limits	5.14.3
Local positioning of servomotor	
Water level controller (if it is included in the governor)	4.2.5
Quick shutdown function	5.15.2
Emergency shutdown function	5.15.2
Overspeed protection	5.15.3
¹⁾ See data page 6.3.	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

Water turbine governing system		Data page No. 6.5a
Customer:	Supplier:	Installation:

Additional requirements for peak-, base-load and asynchron generator units¹⁾

		Subclause
Isolated network mode according to data page 6.1b		
Input and output for automatic and remote control		
Remote control of opening limiter		5.4.1
Remote control of speed set point		5.4.1
Automatic start-up		5.14.1
Automatic shut-down		5.14.2
Start-up without external supply of auxiliaries thereby energy supply by:		
Start-up opening as function of head		5.14.1
Preadjustment of speed command signal		
Synchronization with synchronizer		
Manual control	with the electronic governor	5.7
	with mechanical feedback	
	with electrical feedback	
	without feedback (e.g. impulse type)	
Power control		
Water level control		
Quick shutdown		5.15.2
Emergency shutdown		5.15.2
Additional overspeed protection	mechanical	5.15.3
	electrical	
Interlocks		5.15.4
Type of speed transducer		5.6.2
Type of feedback		5.6.5
Joint control of multiple units		5.10
Optimization control (multiple turbines, needles, cells)		
Guide vane / runner blade relationship as function of head (Cam relation)		5.5.1
Surge control		5.16.2

¹⁾ Indicate if applicable.

²⁾ Mainly for peak-load units.

³⁾ Mainly for base-load units.

Water turbine governing system		Data page No. 6.5b
Customer:	Supplier:	Installation:

Other requirements	Subclause
For example	
Flow rate control	5.16.4
Condenser mode operation	5.16.6
Linearizations	5.8
Operational transition times	

1)

1) Mainly applicable for peak-load power stations.

Waterturbine governing system		Data page No. 6.6a
Customer:	Supplier:	Installation:

Parameter adjustment of governor

						Subclause
Main operational mode with	Grid		Isolated network			
	Limiter		Speed setter			
	Power controller					
	Speed control		Power control			
	Grid	Isolated mode, no load mode				
Permanent droop b_p					%	5.3.2
Proportional action coefficient K_p					-	3.6.9, 3.6.10, 3.6.11 and 5.3.3
Integral action time T_I					s	
Derivative action time T_D					s	
Automatic switch-over to governor with adjustment						5.3.3
by	grid mode		isolated network mode			
			Speed control	Power control		5.4.1
Command signal setter	Adjustment range				%	
	Adjustment time				s	
Limiter adjusting time					s	
Closing time function (see Figure 6)	Guide vane				%	3.6.14 and 5.4.3
	Needles				s	
	Total closing time				s	
	Adjusting range				s	
Closing time (see Figure 6)	Runner blades		Deflector		s	
Opening time function (see Figure 6)	Guide vane				%	3.6.14 and 5.4.3
	Needles				s	
	Total opening time				s	
	Adjustment range				s	
Opening time (see Figure 6)	Runner blades		Deflector			
Synchronization readiness after t_{SR}					s	5.14.1
Governor insensitivity $i_x/2$						5.4.2
Overspeed protection	Electrical tripping at				%	5.15.3
	Mechanical tripping at				%	

1) Cross out if not applicable.

Water turbine governing system		Data page No. 6.6b
Customer:	Supplier:	Installation:

			Subclause	
Surge control	activated at guide vane position		%	5.16.2
	at surge speed n_s/n_r		%	
	at surge flow Q_s (fixed) or		$m^3 \cdot s^{-1}$	
	at surge flow Q_s/Q_r		%	
Other parameters e.g. with respect to a bypass, water resistor, ...				5.16.3

Provision of actuating energy

					Subclause
Energy provision for	opening	by			5.12
	closing	by			
		by			
Design pressure of servomotors	Guide vane			bar	
	Individual guide vane		Needles	bar	
	Runner		Deflector	bar	

Hydraulic pumps (constant and variable displacement)

					Subclause
	Main pump				5.12.2.5
Type					
Rotation speed				rpm	
Driven by					
Noise level				dB (A)	
Discharge					
Pressure				bar	
Power				kW	

1) Cross out if not applicable.

Water turbine governing system		Data page No. 6.6c
Customer:	Supplier:	Installation:

					Subclause
Accumulators					5.12.2
Gas replenishing through					
Loading time				s	
				bar	
Safety valve opening pressure				%	
Final (maximum) pressure at full discharge rate of pumps and zero consumption				%	
Working oil volume	Minimum usable oil volume		V_T	%	
	Single servomotor control			$\times V_S$	
	Dual control		$\times V_{Sga}$	$\times V_{Sru}$	
Oil sump tank					5.12.2.6 and 5.12.2.7
Level indicator					
Bypass filter					
Oil mist exhaustion					
Oil heater					
Oil cooling					
Water ingress warning					
Hydraulic fluid					

Other data

		Subclause
Type of brake		5.16.5
Parameters of the servo-positioner (e.g. inaccuracy, time constant, etc.)		5.4.3

transducers for		Principle	Maker/type
	stroke		
	pressure		
	temperature		
	speed		

1) Cross out if not applicable.

Water turbine governing system		Data page No. 6.6d
Customer:	Supplier:	Installation:

Limit switches		Principle	Maker/type							
Control valves		Maker/type								
Instruments										
	digital/analog									
	direct/indirect									
	size									
	accuracy									
	maker/type									
Status indication										
Fault indication										
Electrical power supply										
Station service network			+/-	V	Hz					
Safe a.c. supply			+/-	V	Hz					
DC supply			+/-	V						
				W						
Terminal wire cross-section up to						mm ²				
Type										
Cable	type									

1) Via signal transducers.

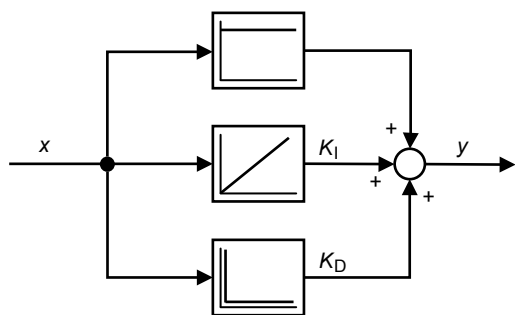
Annex A (normative)

Simplified differential equations and transfer functions of idealized PID-controllers

This guide uses as far as possible the terms and definitions of IEC 60050-351. For clarification, the simplified differential equations and transfer functions of the idealized PID-controllers as used in this guide are given below.

Two representations widely used in hydro turbine governors are shown in Figure A.1 and Figure A.2.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

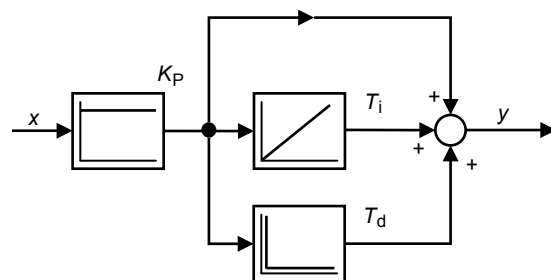


IEC 406/12

Figure A.1 – Idealized PID in pure parallel structure

Differential equations and transfer functions of an idealized PID-controller with

- integral action coefficient K_I
- integral action time T_I
- derivative action coefficient K_D
- derivative action time T_D
- proportional action coefficient K_P



IEC 407/12

Figure A.2 – Idealized PID alternative representation

Differential equations and transfer functions of an idealized PID-controller with

- reset time T_i
- rate time T_d
- proportional action coefficient K_P

x relative deviation of the controlled variable
 y setpoint for the relative displacement of the servomotor piston
 t time
 s complex variable of the Laplace transform

Differential equation (controller without servo-positioner):

$$\frac{dy}{dx} = K_P \frac{dx}{dt} + K_I x + K_D \frac{d^2 x}{dt^2}$$

integrated:

$$y(t) = K_P x + K_I \int x dt + K_D \frac{dx}{dt}$$

resp.

$$y(t) = K_P x + \frac{1}{T_I} \int x dt + T_D \frac{dx}{dt}$$

Transfer function (controller without servo-positioner):

$$F(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s$$

resp.

$$F(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = K_P + \frac{1}{T_I s} + T_D s$$

x relative deviation of the controlled variable
 y setpoint for the relative displacement of the servomotor piston
 t time
 s complex variable of the Laplace transform

Differential equation (controller without servo-positioner):

$$\frac{dy}{dx} = K_P \times \left[\frac{dx}{dt} + \frac{x}{T_i} + T_d \frac{d^2 x}{dt^2} \right]$$

integrated:

$$y(t) = K_P \times \left[x + \frac{1}{T_i} \int x dt + T_d \frac{dx}{dt} \right]$$

Transfer function (controller without servo-positioner):

$$F(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = K_P \times \left[1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right]$$

Annex B (informative)

Grid frequency control

B.1 General

Annex B gives a brief description of the grid frequency control, which is generally described in the grid codes for the operation of large interconnected grids. Usually, such a grid frequency control is organized in a hierarchical structure: primary control, secondary control, etc, with a major role of some generating units.

The primary frequency control is essential for the equilibrium between the power demand and generation; it is automatically and locally operated by the governing systems of the units concerned.

The secondary frequency control is required for the restoration of the primary power reserves and power exchange programs, after a disturbance. It's automatically operated, with modifications superimposed on the governing system power setpoints of the selected units; these modifications are generally sent by a remote control system.

B.2 Power equilibrium and grid frequency

B.2.1 Power equilibrium

In any electric power system, the active power has to be generated at the same time as it is consumed. Power generated shall be maintained in constant equilibrium with power demanded. Disturbances in this balance, causing a deviation of the grid frequency from its set-point value, will be offset initially by the kinetic energy of the rotating generating units and motors connected.

There is only very limited possibility of storing electric energy as such, so that the generation system shall have sufficient flexibility in changing its generation level, in order to restore the power equilibrium.

B.2.2 Grid frequency

The frequency f of a synchronous interconnected grid is a measurement for the rotational speed of the synchronised generators, which are rotating at the same "electrical speed" (calculated from the rotational speed by taking into account the number of pairs of poles of the generator).

After an increase in the total demand (or in case of loss of generation), the grid frequency (speed of generators) will decrease. Conversely, after a decrease in the demand, the grid frequency will increase.

B.3 Primary frequency control

B.3.1 Primary frequency control performed by generating units

In order to restore the balance between demand and generation, governing systems will perform automatic primary frequency control action, in relationship with a primary control reserve. The resulting transient frequency variation will be influenced by both the total inertia in the system, and the speed of primary control action of the governors. Therefore, the primary

frequency control is performed by the action of the turbine governing system of the units involved in this control within a few seconds or tens of seconds, until a balance between power output and consumption of the global grid is re-established. The final contribution of a unit to the correction of a disturbance on the grid depends mainly upon the droop of the generating unit (see below), and on the primary control reserve of the concerned unit.

As soon as the balance is re-established, the grid frequency stabilizes and remains at a steady-state value, which may differ from the frequency set-point because of the droop of the generating units, which provides proportional type of action.

B.3.2 Droop of a generating unit

The droop of a generating unit is expressed as the following ratio (without dimension):

$$s_G = -(\Delta f/f_r) / (\Delta P_G/P_{Gr}).$$

It is directly linked with the permanent droop of the turbine governing system. A principle functional scheme of such a permanent droop using the output power is given in Figure B.1 (the same diagram could be drawn using $\Delta P_G + (1/b_p) \times \Delta f$ in front of the PID-governor).

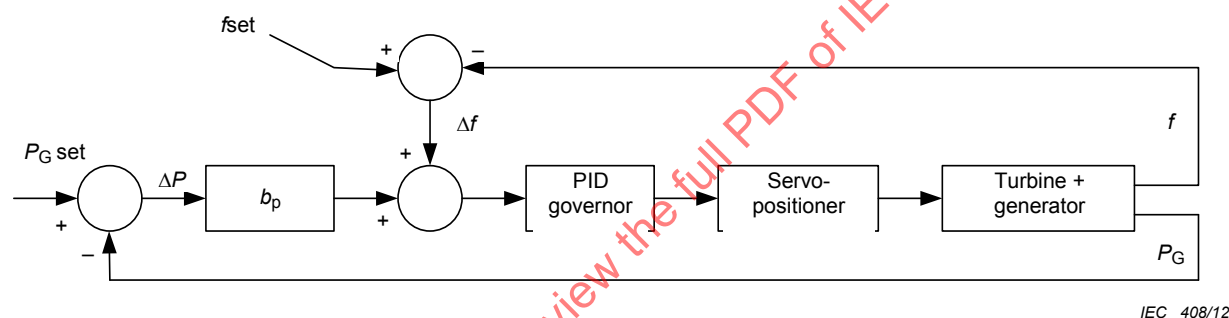


Figure B.1 – Example of principle schematic functional diagram of a unit with a turbine governing system using an idealized PID controller with a power droop

As an illustration, we now consider two interconnected generating units a and b with different values of droop under equilibrium conditions, but with identical primary control reserves.

Therefore, Figure B.2 presents the relationship between the power output of the units and the grid frequency. In case of a minor disturbance (final frequency offset $< \Delta f_b$), the contribution of unit a (which has the smallest droop value) to the correction of the disturbance will be greater than that of unit b, which has the greatest droop value. The frequency offset Δf_a at which the primary control reserve of unit a will be exhausted (i.e. where the power generating output reaches its maximum value P_{max}) will be smaller than that of unit b (Δf_b), even where both units have identical primary control reserves. It should be noted that if the governors on the interconnected units were adjusted for zero permanent droop, the units would not effectively share the system load. Differences in both the unit response times and in the governor calibrations would eventually result in one unit attempting to provide the whole load power, with the other unit delivering a very small power.

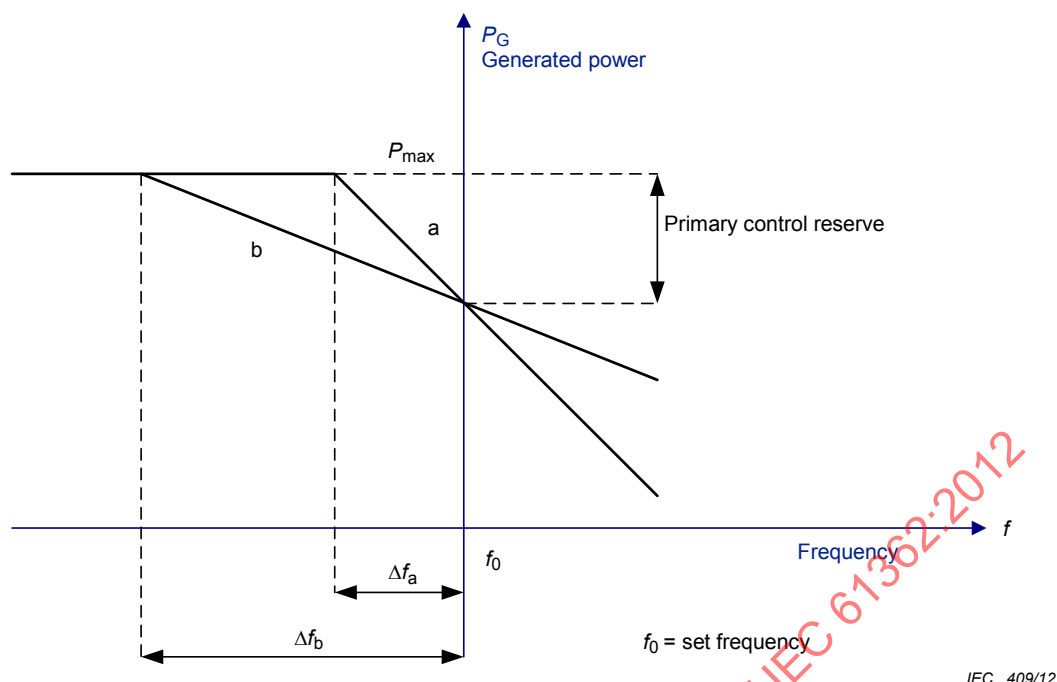


Figure B.2 – Behaviour of two units with different governor permanent droop values

B.4 Secondary frequency control

As mentioned above, in response to a sudden imbalance between power generation and consumption (e.g. as consequence of an incident) or random deviations from the power equilibrium, the primary control allows a balance to be re-established at a grid frequency value other than the frequency set-point value (i.e. at a steady-state frequency deviation Δf).

Furthermore, in case of different interconnected control areas within a large interconnected grid, since all control areas contribute to the frequency control process in the global interconnected system, an imbalance between power generation and consumption in any control area will also cause power interchanges between individual control areas to deviate from the scheduled values, or agreed values between companies.

The function of secondary frequency control (also known as load-frequency control or frequency-power control) is to keep or to restore the power balance in each control area and, consequently, to keep or to restore the grid frequency f to its set-point value, and the power interchanges with adjacent control areas to their programmed scheduled values, thus ensuring that the full reserve of primary control power activated will be made available again.

Secondary frequency control may make use of a centralised automatic generation control (AGC), modifying automatically the active power set points and producing adjustments of some generation units with corresponding secondary control reserves. This secondary frequency control operates for periods of several minutes, and is therefore timely dissociated from primary frequency control: both are operating in parallel.

Annex C (informative)

Quick shutdown and emergency shutdown

C.1 General

As stated in 5.15.2.5 there are several different tripping strategies widely used as common practice today depending on a combination of different tripping criteria, different servomotor shutdown initiating devices and the corresponding sequence of tripping actions.

The terms quick shutdown and emergency shutdown cannot be standardized at the time being, because the terms are used differently and contradictory today in the international community.

Annex C contains two different widely used strategies and emergency/quick shutdown definitions as examples.

C.2 Alternative example I

C.2.1 General

The basic objective of this strategy is to limit the number of tripping cases in which the emergency shutdown device is activated and/or overspeed will occur, thus resulting in less stressing and wearing tripping procedures for the generating unit. In spite of that the required level on safety will be achieved.

C.2.2 Quick shutdown

C.2.2.1 Definition

Quick shutdown is activated in case of faults in the unit when the turbine governing system is still operative. The unit is shutdown within the shortest servomotor closing time by imposing a closing signal on the electronic governor and/or to an electro-hydraulic shutdown device.

C.2.2.2 Implementation

The electronic, electrical and if available the parallel electro-mechanical or electro-hydraulic devices are designed to provide an immediate and full displacement of the main control valve piston into its closing position.

C.2.2.3 Quick shutdown, mechanical faults (QSD-M)

In case of faults in the mechanical part of the unit (e.g. bearings, governor oil pressure, oil level, ...) and in order to not unnecessarily stress the unit as a consequence of overspeed, it is not required to trip the generator circuit breaker immediately. As long as the generator circuit breaker is closed, no overspeed will occur. The generator circuit breaker should be tripped with a delay (approximately in the no load position of the turbine guide vane opening, fully inserted deflector of Pelton turbines or at the moment when zero power output is reached).

C.2.2.4 Quick shutdown, electrical faults (QSD-E)

In case of faults in the electrical part of the unit (e.g. electrical part of generator) the generator circuit breaker is tripped immediately.

C.2.3 Emergency shutdown

C.2.3.1 Definition

Emergency shutdown is released in case of over-speed, serious faults in the turbine governing system or when the emergency shutdown push-button is activated. The governor and/or the speed sensing system are assumed to be inoperative. The unit is shutdown either by closing the guide vanes by overriding the governor and usually also some other elements of the unit control system and/or by closing the main shutoff valve or gate (if closable under flow).

Signals leading to emergency shutdown should be hardwired connected to a simple and robust emergency shutdown device, which is independent from the main unit control system, or to a fully redundant unit control system.

C.2.3.2 Implementation

The electro-mechanical or electro-hydraulic device closes the main servomotor by bypassing the governor. Additionally or alternatively closing of the spherical valve, the butterfly valve or intake gate (closable under flow) is initiated.

Provisions of emergency shut-down energy may be provided by:

- additional oil volume in the hydraulic energy supply system;
- a separate pressure oil supply;
- closing weight;
- pressure water servomotor (e.g. for the deflector in the case of high head installations);
- closing spring.

Tripping criteria are as follows:

- over-speed of the unit;
- serious governor failure (e.g. watchdog);
- certain special conditions of danger within the power plant (e.g. flooding);
- push-button emergency shutdown is pressed.

C.2.3.3 Automatic emergency shutdown (ESD-A)

The emergency shutdown is released automatically as a consequence of over-speed or serious faults in the governing system of the turbine. In order to not unnecessarily stress the unit as a consequence of over-speed it is not required to trip the generator circuit breaker immediately. As long as the generator circuit breaker is closed, no overspeed will occur. The generator circuit breaker should be tripped delayed (approximately in the no load position of the turbine guide vane opening, fully inserted deflector of Pelton turbines or at the moment when zero power output is reached).

C.2.3.4 Push-button emergency shutdown (ESD-PB)

The emergency shutdown push-button should be pressed in situations where the operator of the plant notices an abnormal situation leading to the decision to shutdown the unit. As in this case no information about the type of failure is available to the unit control system, the generator circuit breaker is tripped immediately.

C.2.4 Summary table and combined tripping cases

Table C.1 summarises the different cases for quick shutdown and emergency shutdown.

Provisions shall be taken that combined tripping cases lead to the right actions in order to assure the safety of the unit. Basic rules are:

- ESD has higher priority than QSD;
- the immediate tripping of the generator circuit breaker has higher priority than the delayed tripping.

Example: A combination of ESD-A with QSD-E shall lead to an emergency shutdown of the unit by overriding the governor and to an immediate tripping of the generator circuit breaker (the result is similar to ESD-PB).

Table C.1 – Alternative I – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down

Tripping case		Tripping criterium	Governor status		Actions	
			Operative	Inoperative		
QSD-M	Quick shutdown, mechanical fault	Mechanical fault in the unit	X		Delayed tripping of the generator circuit breaker (no load opening or $P_G \approx 0$)	Shutdown within the shortest servomotor closing time by imposing a closing signal on the governor and/or electro/hydraulic shutdown device.
QSD-E	Quick shutdown, electrical fault	Electrical fault in the unit	X		Immediate tripping of the generator circuit breaker	
ESD-A	Automatic emergency shutdown	Over-speed, serious faults in the governing system		X	If possible delayed tripping of the generator circuit breaker (no load opening or $P_G \approx 0$, or latest when guide vane opening = 0 = closed)	Emergency shutdown by overriding the governor and other elements of the unit control system and/or by closing of spherical valve, butterfly valve or gate (if closable under flow)
ESD-PB	Push-button emergency shutdown	Decision of the operator	irrelevant		Immediate tripping of the generator circuit breaker	
Combined cases					ESD has higher priority than QSD. The immediate tripping of the generator circuit breaker has higher priority than the delayed tripping.	
It is recommended to operate QSD and/or ESD valves at the end of normal turbine stop. Alternatively a periodic functional test of QSD and/or ESD valves is advisable.						

C.3 Alternative example II

Some customers and suppliers implement the safety functions quick shutdown and emergency shutdown in an alternative less extensive way, by using a single shutdown valve that is activated in any case of fault. The effect of this shutdown valve overrides the governor actions.

In this alternative solution, there are only two tripping cases :

- quick shutdown (QSD), in case of mechanical fault, or serious faults in the governing system;

- emergency shutdown (ESD), in case of electrical fault or emergency shutdown push-button pressed by the operator.

Table C.2 summarises the different cases for quick shutdown and emergency shutdown for this alternative.

Table C.2 – Alternative II – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down

Tripping case		Tripping criterium	Governor status		Actions
			operative	inoperative	
QSD	Quick shutdown	Mechanical fault in the unit, or serious faults in the governing system	Irrelevant		Delayed tripping of the generator circuit breaker (no load opening or $P_G \approx 0$) Shutdown by overriding the governor and other elements of the unit control system and/or by closing of spherical valve, butterfly valve or gate (if closable under flow)
ESD	Emergency shutdown	Electrical fault in the unit, or Emergency shutdown push-button pressed by the operator	Irrelevant		
Combined cases					ESD has higher priority than QSD. The immediate tripping of the generator circuit breaker has higher priority than the delayed tripping.
It is recommended to operate the shutdown valve at the end of normal turbine stop. Alternatively a periodic functional test of shut-down valve is advisable.					

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	71
INTRODUCTION	73
1 Domaine d'application	74
2 Références normatives	74
3 Termes, définitions, symboles et unités	75
3.1 Termes et définitions d'ordre général	75
3.2 Termes et définitions relatifs aux niveaux de contrôle-commande et modes de régulation	75
3.3 Termes et définitions de la théorie de la régulation	76
3.4 Indices et préfixes	76
3.5 Termes et définitions relatifs à la centrale et aux machines	76
3.6 Termes et définitions relatifs au régulateur turbine	77
4 Structures de réglage	84
4.1 Généralités	84
4.2 Principales fonctions de réglage	84
4.2.1 Généralités	84
4.2.2 Régulation de vitesse	85
4.2.3 Régulation de puissance	85
4.2.4 Régulation d'ouverture	85
4.2.5 Régulation de niveau	85
4.2.6 Régulation de débit	86
4.3 Configurations de systèmes de régulation combinés	86
4.3.1 Généralités	86
4.3.2 Structure parallèle	86
4.3.3 Structure série	87
4.3.4 Autres configurations	88
4.4 Configuration des servo-positionneurs	89
4.5 Commande multiple	89
4.5.1 Généralités	89
4.5.2 Structure parallèle	90
4.5.3 Structure série	90
5 Performances et composants des systèmes de régulation turbine	90
5.1 Généralités	90
5.2 Modélisation et simulation numérique	91
5.3 Paramètres caractéristiques des régulateurs PID	93
5.3.1 Généralités	93
5.3.2 Statisme permanent b_p	93
5.3.3 Coefficient d'action proportionnelle K_p , constante de temps d'intégration T_I , et constante de temps de dérivation T_D	93
5.4 Autres paramètres des systèmes de régulation turbine	94
5.4.1 Ajustements du signal de consigne pour les grandeurs réglées (vitesse, puissance, etc.) et le limiteur de charge	94
5.4.2 Insensibilité du régulateur turbine $i_x/2$	95
5.4.3 Paramètres du servo-positionneur	95
5.5 Relation fonctionnelle entre servo-positionneurs	96
5.5.1 Réglage double des turbines à vannage et pales de roue réglables	96

5.5.2	Réglage double des turbines à injecteurs et déflecteur	97
5.5.3	Réglage multiple	97
5.5.4	Autres relations	97
5.6	Mesure de signaux réels	98
5.6.1	Généralités	98
5.6.2	Vitesse de rotation	98
5.6.3	Puissance	98
5.6.4	Niveau	98
5.6.5	Position actionneur (course)	98
5.6.6	Transmission de signaux issus des transmetteurs électroniques	99
5.7	Commande manuelle	99
5.8	Linéarisation	100
5.9	Commandes de poursuite	100
5.10	Commande d'optimisation	100
5.11	Surveillance de la synchronisation de positionnement des servomoteurs en commande multiple	101
5.12	Fourniture de l'énergie de manœuvre	101
5.12.1	Généralités	101
5.12.2	Système comportant un accumulateur	101
5.12.3	Systèmes sans accumulateur	105
5.12.4	Positionneur électrique direct	106
5.12.5	Recommandation pour le choix du fluide hydraulique	107
5.13	Alimentation électrique des régulateurs électroniques	107
5.14	Transitions de fonctionnement	107
5.14.1	Démarrage et synchronisation	107
5.14.2	Arrêt normal	108
5.14.3	Délestage de charge brusque	108
5.14.4	Autres transitions de fonctionnement	109
5.15	Dispositifs/circuits de sécurité	109
5.15.1	Généralités	109
5.15.2	Arrêt rapide et arrêt d'urgence	109
5.15.3	Dispositif de protection contre la survitesse	110
5.15.4	Verrouillages	110
5.16	Équipement supplémentaire	110
5.16.1	Dispositions pour la réduction des variations de pression	110
5.16.2	Contrôle des intumescences	111
5.16.3	Équipements et dispositions pour la réduction de la survitesse	111
5.16.4	Régulation centralisée du débit dans les aménagements enchaînés de plusieurs centrales fil de l'eau	111
5.16.5	Freins	111
5.16.6	Mode de fonctionnement en compensateur synchrone	112
5.17	Tenue à l'environnement des composants des systèmes de régulation	112
5.17.1	Résistance aux vibrations et aux chocs	112
5.17.2	Température et humidité	112
5.18	Compatibilité électromagnétique	112
6	Comment appliquer les recommandations	112
Annexe A (normative) Équations différentielles simplifiées et fonctions de transfert de régulateurs PID idéalisés		125
Annexe B (informative) Réglage de fréquence du réseau électrique		127

Annexe C (informative) Arrêt rapide et arrêt d'urgence	130
Figure 1 – Étendue de réglage de la grandeur réglée	78
Figure 2 – Statisme permanent.....	78
Figure 3 – Coefficient d'action proportionnelle et constante de temps d'intégration.....	79
Figure 4 – Constante de temps de dérivation	80
Figure 5 – Zone morte.....	81
Figure 6 – Temps minimal d'ouverture/fermeture du servomoteur	82
Figure 7 – Constante de temps du servo-positionneur.....	82
Figure 8 – Imprécision du servo-positionneur.....	83
Figure 9 – Temps mort du système de régulation.....	83
Figure 10 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de puissance en parallèle.....	87
Figure 11 – Système de régulation avec régulateur de vitesse et signal de consigne de puissance en parallèle.....	87
Figure 12 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de niveau en parallèle	87
Figure 13 – Système de régulation avec régulateurs de puissance et de vitesse en série	88
Figure 14 – Système de régulation avec régulateurs de niveau et de vitesse en série	88
Figure 15 – Régulation de puissance via le régulateur de vitesse.....	88
Figure 16 – Régulateur de niveau sans régulateur de vitesse.....	89
Figure 17 – Structure parallèle avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire	90
Figure 18 – Structure en série avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire	90
Figure 19 – Réponse temporelle en échelon et réponse fréquentielle de la sortie du servo-positionneur $Y/Y_{\max}$ à un déplacement s_v en entrée	96
Figure 20 – Contenance du réservoir sous pression et plages de pression.....	102
Figure 21 – Système à circuit ouvert.....	106
Figure 22 – Courbe de la vitesse au démarrage, jusqu'à la synchronisation	108
Figure 23 – Délestage de charge.....	109
Figure A.1 – PID idéalisé avec structure parallèle pure	126
Figure A.2 – Représentation alternative de PID idéalisé	126
Figure B.1 – Exemple de schéma de principe fonctionnel d'un groupe de production avec un régulateur turbine utilisant un régulateur PID idéalisé avec un statisme de puissance	128
Figure B.2 – Comportement de deux groupes de production avec des valeurs différentes de statisme de leur régulateur turbine	129
Table C.1 – Alternative I – Récapitulatif des cas d'arrêt rapide et d'arrêt d'urgence	132
Table C.2 – Alternative II – Récapitulatif des cas d'arrêt rapide et d'arrêt d'urgence	133

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

**GUIDE POUR LA SPÉCIFICATION DES SYSTÈMES
DE RÉGULATION DES TURBINES HYDRAULIQUES**

AVANT-PROPOS

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

La Norme internationale CEI 61362 a été établie par le comité d'études 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Cette deuxième édition annule et remplace la première édition parue en 1998. Elle constitue une révision technique qui tient compte de l'expérience acquise avec le guide au cours des dix dernières années ainsi que du progrès des technologies sous-jacentes.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
4/270/FDIS	4/272/RVD

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

Cette publication a été rédigée selon les Directives ISO/CEI, Partie 2.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant la date de stabilité indiquée sur le site web de la CEI sous "<http://webstore.iec.ch>" dans les données relatives à la publication recherchée. A cette date, la publication sera

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

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

INTRODUCTION

Si une norme relative aux essais des systèmes de régulation des turbines hydrauliques existe depuis très longtemps (CEI 60308 publiée en 1970)¹, un guide pour leur spécification manquait jusqu'en 1998. Le besoin d'un tel guide se faisait de plus en plus ressentir face au développement rapide et aux nouvelles possibilités, en particulier des composants numériques du régulateur.

La deuxième édition tient compte de l'expérience acquise avec le guide au cours des dix dernières années ainsi que du progrès des technologies sous-jacentes.

Si la première édition était plus ou moins rédigée comme complément du guide existant pour les essais, l'objectif de la deuxième édition est de constituer le guide directeur relatif aux systèmes de régulation des turbines.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2012

¹ CEI 60308:1970, *Code international d'essai des régulateurs de vitesse pour turbines hydrauliques*. Cette publication a été supprimée et remplacée par la CEI 60308:2005.

GUIDE POUR LA SPÉCIFICATION DES SYSTÈMES DE RÉGULATION DES TURBINES HYDRAULIQUES

1 Domaine d'application

La présente Norme Internationale contient les données techniques nécessaires pour décrire les systèmes de régulation des turbines hydrauliques et définir leurs performances. Elle a pour but d'unifier et ainsi de faciliter les spécifications des appels d'offres et les offres techniques. Elle servira également de base pour fixer les garanties techniques.

Le domaine d'application de la présente norme est limité au niveau du régulateur turbine. En outre, des remarques sur les boucles de contrôle au niveau de la centrale ainsi que sur le réglage de fréquence primaire et secondaire (voir aussi l'Annexe B) apportent une meilleure compréhension sans avoir la prétention d'être exhaustives.

Le guide traite les fonctions importantes suivantes:

- les régulations de vitesse, puissance, niveau d'eau, ouverture et débit (décharge) des turbines à réaction et des turbines à action, y compris les machines à double régulation;
- les moyens de production de l'énergie de manœuvre;
- les dispositifs de sécurité pour l'arrêt d'urgence, etc.

Pour faciliter la rédaction des spécifications, ce guide inclut des formulaires de données à remplir par le client et par le fournisseur aux différentes étapes du projet et du contrat.

Les essais de réception, les procédures d'essais spécifiques et les garanties ne sont pas traités par le guide mais par la CEI 60308.

2 Références normatives

Les documents de référence suivants sont indispensables pour l'application du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

CEI 60050-351:2006, *Vocabulaire Électrotechnique International – Partie 351: Technologie de commande et de régulation*

CEI 60068-2-6:2007, *Essais d'environnement – Partie 2-6: Essais – Essai Fc: Vibrations (sinusoïdales)*

CEI 60068-2-27:2008, *Essais d'environnement – Partie 2-27: Essais – Essai Ea et guide: Chocs*

CEI 60308:2005, *Turbines hydrauliques – Essais des systèmes de régulation*

CEI 61000-4-1:2006, *Compatibilité électromagnétique (CEM) – Partie 4-1: Techniques d'essai et de mesure – Vue d'ensemble de la série CEI 61000-4*

CISPR 11:2009, *Appareils industriels, scientifiques et médicaux – Caractéristiques de perturbations radioélectriques – Limites et méthodes de mesure*

ISO 3448:1992, *Lubrifiants liquides industriels – Classification ISO selon la viscosité*

3 Termes, définitions, symboles et unités

Pour les besoins de ce document, les termes et définitions suivants s'appliquent.

NOTE Ce guide emploie autant que possible les termes et définitions de la CEI 60050-351. Les équations différentielles simplifiées et les fonctions de transfert des régulateurs PID idéalisés utilisées dans ce guide sont données à l'Annexe A. Une référence complémentaire à la CEI 60308 est faite aux fins d'essais des systèmes de régulation.

3.1 Termes et définitions d'ordre général

3.1.1

régulateur turbine

système de régulation turbine

équipement technique destiné à régler l'ouverture (vannage, pales, injecteur et déflecteur) des turbines hydrauliques

Note 1 à l'article Dans l'état actuel des connaissances, le régulateur turbine se compose d'une partie oléohydraulique et d'une partie électronique, le « régulateur oléohydraulique » et le « régulateur électronique ».

Note 2 à l'article Pour la version française: le terme « régulation turbine » est préféré ici à « régulateur de vitesse » largement utilisé dans la profession, pour éviter la confusion avec le correcteur de régulation de vitesse du régulateur électronique.

3.2 Termes et définitions relatifs aux niveaux de contrôle-commande et modes de régulation

3.2.1

niveau régulateur turbine

fonctions de régulation directement liées au système de régulation d'une seule turbine

Note 1 à l'article Les modes de régulation suivants sont relatifs au niveau régulateur turbine:

- régulation de vitesse;
- régulation de puissance;
- régulation de niveau d'eau;
- régulation d'ouverture;
- régulation de débit.

Note 2 à l'article Le domaine d'application de la présente norme est strictement limité au niveau de la régulation turbine. En outre, des remarques sur les fonctions de régulation au niveau de la centrale ainsi que sur la participation aux réglages de fréquence primaire et secondaire (voir Annexe B) apportent une meilleure compréhension sans avoir la prétention d'être exhaustives.

3.2.2

niveau contrôle-commande groupe

fonctions de contrôle-commande directement liées à l'ensemble du système de contrôle-commande d'un seul groupe (turbine, générateur, auxiliaires du groupe) y compris le régulateur turbine, la régulation de tension, le séquenceur marche-arrêt, etc.

3.2.3

niveau contrôle-commande centrale

fonctions de contrôle-commande directement liées à l'ensemble du système de contrôle-commande d'une centrale comprenant la commande de plusieurs groupes

Note 1 à l'article En fonctionnement automatique du groupe et de la centrale, le régulateur turbine reçoit ses ordres de fonctionnement et consignes depuis les contrôles-commandes groupe et centrale.

3.2.4

niveau contrôle-commande réseau

fonctions de contrôle liées à l'ensemble du système de contrôle-commande du réseau électrique

Note 1 à l'article Le régulateur turbine participe, le cas échéant, au réglage du réseau par le biais du réglage primaire et/ou secondaire de fréquence (voir Annexe B).

3.3 Termes et définitions de la théorie de la régulation

3.3.1

équation différentielle

équation décrivant le comportement dynamique du système dans le temps, comme indiqué en Annexe A

3.3.2

réponse transitoire

réponse du système (sortie) à une variation en échelon de l'entrée

3.3.3

réponse fréquentielle

réponse dynamique du système linéarisé à une variation sinusoïdale du signal d'entrée obtenue par la résolution de l'équation différentielle en appliquant la transformée de Fourier

3.3.4

fonction de transfert

réponse dynamique du système linéarisé à une variation arbitraire du signal d'entrée. Elle s'obtient en appliquant la transformée de Laplace à l'équation différentielle

3.4 Indices et préfixes

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.1	nominal/assigné	indice indiquant le point de fonctionnement nominal/assigné de l'installation	r	–
3.4.2	maximum minimum	indice indiquant la valeur maximale ou minimale de toute grandeur	max. min.	–
3.4.3	écart	écart de toute grandeur par rapport à sa valeur en régime établi	Δ	–
3.4.4	aubes directrices/ vannage	indice associant une grandeur aux aubes directrices/au vannage	ga	–
3.4.5	pales de roue	indice associant une grandeur aux pales de roue	ru	–
3.4.6	injecteur	indice associant une grandeur à un injecteur	ne	–
3.4.7	défecteur	indice associant une grandeur à un déflecteur	de	–

3.5 Termes et définitions relatifs à la centrale et aux machines

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.5.1	énergie hydraulique massique de la machine	énergie massique de l'eau disponible entre les sections de référence de haute et basse pression de la machine	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
3.5.2	hauteur de chute nette de la turbine	$H = E/g$ définition de E , voir 3.5.1 g = accélération due à la pesanteur = $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (au niveau de la mer)	H	m
3.5.3	débit	volume d'eau par unité de temps s'écoulant à travers une section de l'installation	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.5.4	vitesse de rotation	nombre de tours par unité de temps	n	s^{-1} a
3.5.5	fréquence	nombre de cycles par seconde	f	Hz

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.5.6	puissance	puissance mesurée à la sortie de l'alternateur	P_G	W
3.5.7	moment d'inertie de masse	moment d'inertie pour le calcul de l'effet de volant d'inertie. $I = M D^2/4 = MR^2$ (M = masse, D = diamètre de giration, R = rayon de giration)	I	kg · m ²

^a L'unité $\text{tour} \cdot \text{min}^{-1}$ ou $\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$ est fréquemment utilisée.

3.6 Termes et définitions relatifs au régulateur turbine

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.1	grandeur réglée	grandeur variable à régler, par exemple: vitesse n , puissance P_G , niveau d'eau h , ouverture servo-positionneur y , débit Q : – grandeur absolue, valeur dimensionnelle – écart relatif par rapport à une valeur en régime établi, $x = \Delta X/X_r$ vitesse de rotation puissance niveau d'eau ouverture débit	X x x_n x_p x_h x_y x_q	var. – – – – – –
3.6.2	signal de consigne	signal pouvant être ajusté extérieurement: – signal absolu, valeur dimensionnelle – écart relatif par rapport à une valeur en régime établi, $c = \Delta C/C_r$ vitesse de rotation puissance niveau d'eau ouverture débit	C c c_n c_p c_h c_y c_q	var. – – – – – –
3.6.3	course du servomoteur	course du servomoteur principal actionnant les aubes directrices/pales de la roue/injecteurs/défecteurs: – valeur absolue – écart relatif par rapport à une valeur en régime établi, $y = \Delta Y/Y_{\max}$ Note 1 à l'article La course maximale effective du servomoteur $Y_{\max}$ doit être définie entre le client et le fournisseur.	Y y	m –
3.6.4	étendue de réglage de la grandeur réglée	étendue de réglage de la grandeur réglée (vitesse de rotation pour la régulation de vitesse ou niveau d'eau pour la régulation de niveau), avec une valeur moyenne du statisme permanent si applicable (voir 3.6.8 et 5.3.2): – valeur maximale de la variable réglée pour $Y/Y_{\max} = 0$ – valeur minimale de la variable réglée pour $Y/Y_{\max} = 1,0$ VOIR: Figure 1	$X_{\max}$ $X_{\min}$	– –

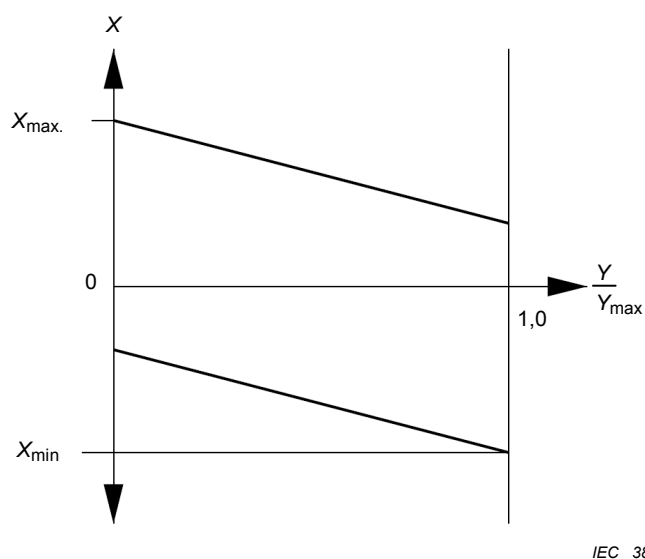


Figure 1 – Étendue de réglage de la grandeur réglée

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.5	signal de sortie du régulateur électronique	signal de sortie du régulateur électronique = signal d'entrée du servo-positionneur suivant Écart relatif par rapport à une valeur en régime établi	s	–
3.6.6	signal de sortie d'un servo-positionneur pilote	signal de sortie d'un servo-positionneur pilote = signal d'entrée du servo-positionneur principal suivant Écart relatif par rapport à une valeur en régime établi	s_v	–
3.6.7	courbe de statisme	courbe représentant la relation entre une grandeur réglée relative (vitesse n/n_r , ou dans certains cas, niveau d'eau H/H_r) en fonction de la course relative du servomoteur ou de la puissance relative en régime établi VOIR: Figure 2		

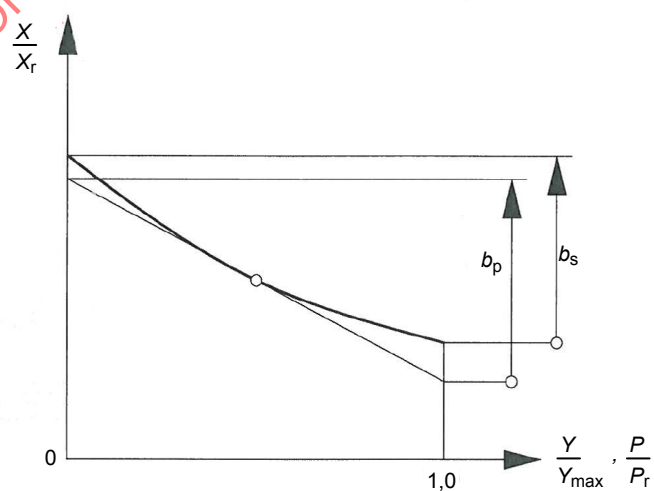


Figure 2 – Statisme permanent

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.8	statisme permanent	pente de la courbe de statisme (voir figure 2): – en un point de fonctionnement déterminé, – définie par les valeurs extrêmes de la courbe de statisme	b_p b_s	% %
3.6.9	coefficient d'action proportionnelle ^a	amplification proportionnelle définie par la réponse à un échelon d'un régulateur PID idéal avec $b_p = 0$, $K_D = 0$ et le signal d'entrée $x = 1$ VOIR: Figure 3	K_p	–
^a Conformément à la CEI 60050-351.				

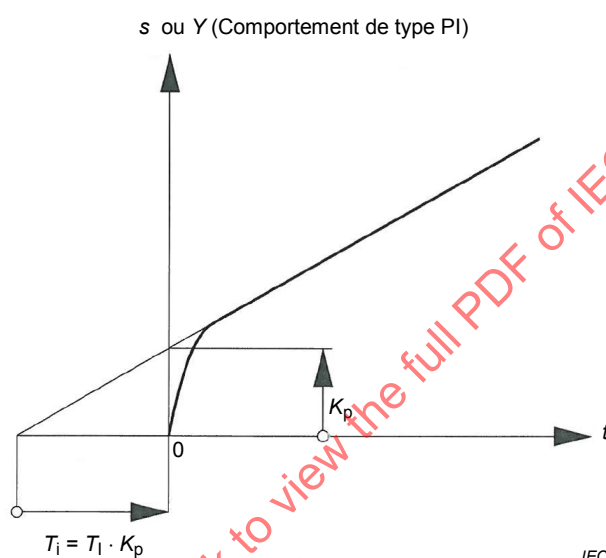
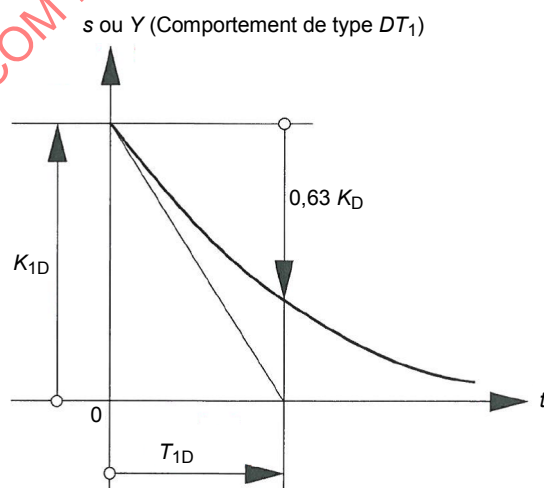


Figure 3 – Coefficient d'action proportionnelle et constante de temps d'intégration

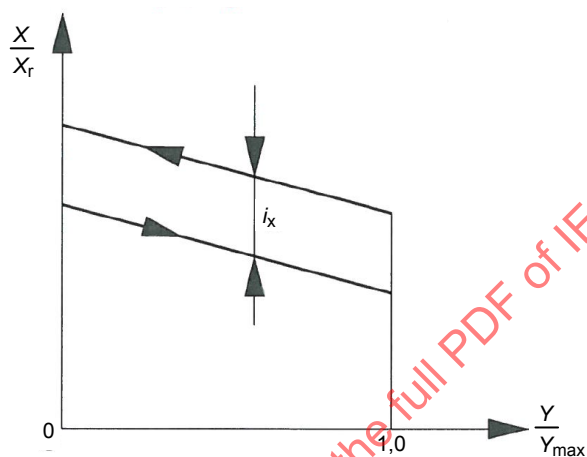
Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.10	constante de temps d'intégration^a	constante de temps de l'action intégrale d'un régulateur PID idéalisé. Le temps de dosage d'intégration T_i pour une structure PID parallèle est défini par $T_i = T_1 \cdot K_p$ et K_p/T_i correspond à la pente de la courbe de réponse du régulateur à un échelon avec $b_p = 0$, $K_D = 0$ et le signal d'entrée $x = 1$ VOIR: Figure 3	T_i	s
3.6.11	constante de temps de dérivation^b	constante de temps de l'action de dérivation d'un régulateur PID idéalisé. La fonction de transfert ($T_D \cdot p$) peut être pratiquement seulement réalisée approximativement par une fonction de transfert DT_1 , c'est-à-dire un terme de dérivation multiplié par un correcteur retard du premier ordre ^c : $\frac{K_{1D} \cdot T_{1D} \cdot p}{1 + T_{1D} \cdot p}$ La réponse à un échelon d'une telle fonction de transfert d'un régulateur PID idéalisé, les termes proportionnel et intégral étant zéro, est indiquée en Figure 4. Pour les petites valeurs de T_{1D} l'approximation suivante s'applique: $T_D = K_{1D} \cdot T_{1D}$	T_D	s
^a Le temps de dosage d'intégration peut aussi être défini par $T_i = K_p/K_I$ avec un coefficient d'action par intégration $K_I = 1/T_i$ (voir CEI 60050-351). ^b Le temps de dosage de dérivation pour un régulateur PID à structure en parallèle est défini par $T_d = K_D/K_p$, avec un coefficient d'action par dérivation $K_D = T_d$ (voir CEI 60050-351). ^c Réalisation également par un correcteur retard du second ordre.				



IEC 386/12

Figure 4 – Constante de temps de dérivation

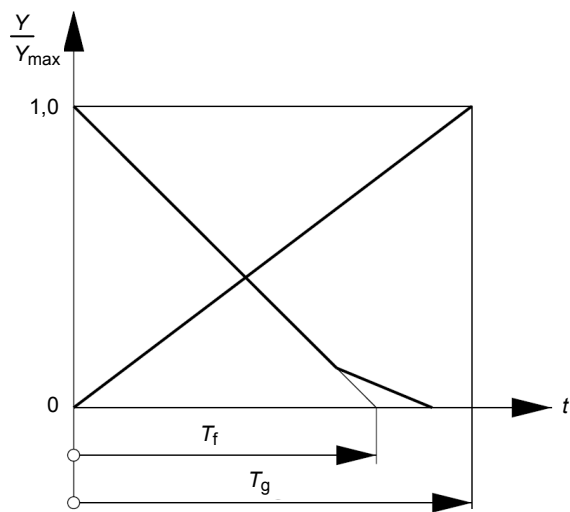
Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.12	zone morte	zone de largeur maximale entre deux valeurs entre lesquelles l'écart de la grandeur réglée n'entraîne aucune action du régulateur VOIR: Figure 5	i_x	–
3.6.13	insensibilité	moitié de la zone morte	$i_x/2$	–



IEC 387/12

Figure 5 – Zone morte

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.14	temps minimal d'ouverture/fermeture du servomoteur	temps d'ouverture/de fermeture pour une course totale du servomoteur, à la vitesse maximale, les temps d'amortissement étant négligés VOIR:Figure 6 Note 1 à l'article Les temps minimaux d'ouverture et de fermeture du servomoteur sont le résultat de calculs des transitoires hydrauliques.	T_g, T_f	s

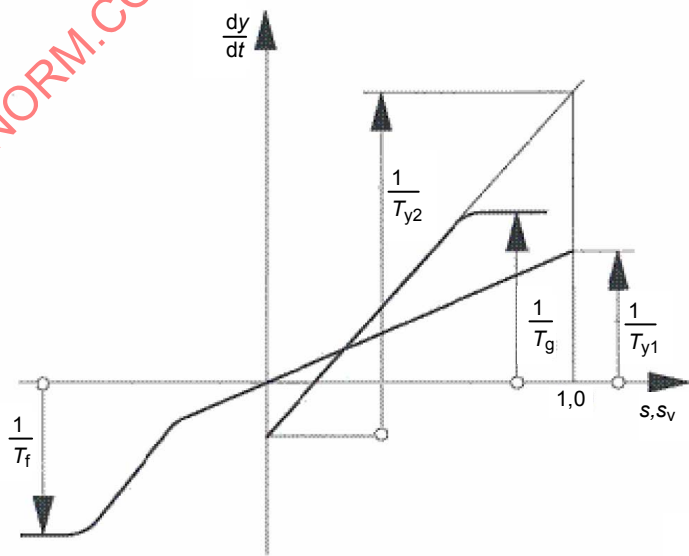


IEC 388/12

NOTE Dans le cas où le servomoteur à plusieurs vitesses d'ouverture/fermeture, une courbe peut être fournie.

Figure 6 – Temps minimal d'ouverture/fermeture du servomoteur

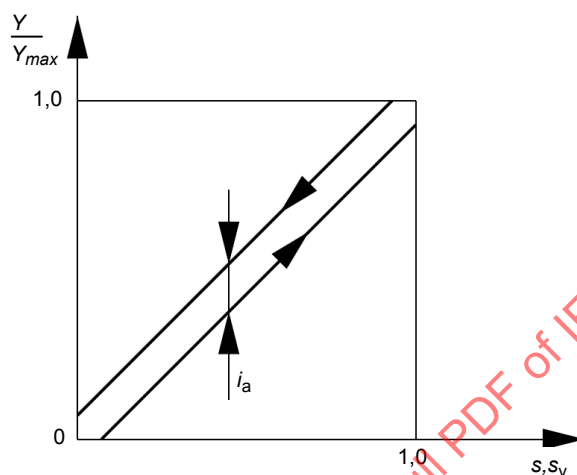
Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.15	constante de temps servo- positionneur	inverse de la pente de la courbe représentant la vitesse du servomoteur dy/dt en fonction de l'écart relatif de la position du tiroir de distribution, s , s_v , à partir de la position zéro, rapporté à s , $s_v = 1$ (s , s_v = une course théorique relative du tiroir en l'absence de retour d'asservissement) VOIR: Figure 7	T_y	s



IEC 389/12

Figure 7 – Constante de temps du servo-positionneur

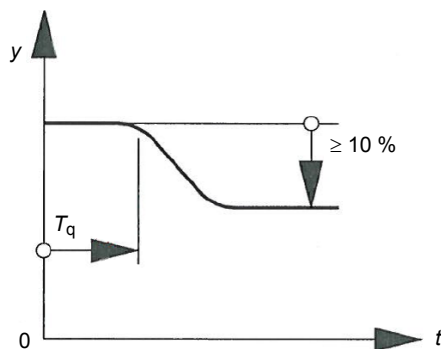
Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.16	imprécision du servo-positionneur	variation de position maximale possible du servomoteur pouvant survenir pour une valeur constante donnée du signal d'entrée du servo-positionneur VOIR: Figure 8	i_a	–



IEC 390/12

Figure 8 – Imprécision du servo-positionneur

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.17	temps mort du système de régulation	intervalle de temps séparant une variation de la vitesse ou du signal de commande et le premier mouvement détectable du servomoteur VOIR: Figure 9	T_q	s



IEC 391/12

Figure 9 – Temps mort du système de régulation

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.18	énergie de commande	énergie nécessaire pour une course totale du servomoteur sous la pression minimale requise $p_R = E_R/V_S$	E_R	N · m
3.6.19	cylindrée des servomoteurs	volume d'huile des servomoteurs	V_S	m ³
3.6.20	volume d'huile de déclenchement	volume d'huile contenu dans l'accumulateur au point de déclenchement (entre p_T et p_R , voir Figure 20)	V_T	m ³
3.6.21	volume d'huile utilisable (Figure 20)	volume d'huile utilisable entre $p_{O \min}$ et p_R	V_u	m ³
3.6.22	volume d'huile résiduel (non utilisable) (Figure 20)	volume d'huile dans l'accumulateur après un arrêt à pleine charge à partir du point de déclenchement	$V_{rés}$	m ³
3.6.23	pression d'huile de construction	pression de construction de l'accumulateur	p_D	Pa ^a
3.6.24	pression d'huile de service	pression de l'huile dans les conditions de fonctionnement normales	p_o	Pa ^a
3.6.25	pression d'huile de déclenchement	quand la pression de déclenchement p_T est atteinte un arrêt d'urgence est généré, cela implique $p_R < p_T < p_o < p_D$	p_T	Pa ^a
3.6.26	pression minimale requise	pression minimale requise dans le circuit d'huile	p_R	Pa ^a
^a L'unité bar est également utilisée.				

4 Structures de réglage

4.1 Généralités

Différentes tâches de priorité variable peuvent être spécifiées pour la régulation de turbines hydrauliques. Leur réalisation conduit à certaines structures types des systèmes de régulation et donc à suivre certaines règles de base.

De telles dispositions types sont présentées pour clarification.

4.2 Principales fonctions de réglage

4.2.1 Généralités

En régulation des turbines hydrauliques, les fonctions essentielles suivantes peuvent être distinguées:

- régulation de vitesse;
- régulation de puissance;
- régulation de niveau;
- régulation d'ouverture et
- régulation de débit.

Des combinaisons de ces différentes fonctions de réglage sont en outre rencontrées sur certaines installations.

4.2.2 Régulation de vitesse

Le but de la régulation de vitesse est essentiellement de maintenir constante la fréquence. Pour les différents modes de fonctionnement, cela signifie que:

- en fonctionnement sur réseau isolé avec un seul groupe (réseau de petite taille), la vitesse effective et, par conséquent, la fréquence correspondent à la valeur du signal de consigne; en fonctionnement sur réseau isolé avec plus d'un groupe (réseau de taille moyenne), la régulation de vitesse contribue au réglage de fréquence via le statisme permanent de façon à éviter les oscillations entre groupes;
- en fonctionnement sur le réseau, la vitesse étant déterminée par la fréquence du réseau, la régulation de vitesse contribue au réglage de la fréquence du réseau via le statisme permanent et grâce aux caractéristiques dynamiques du système commandé;
- en marche à vide (avant la synchronisation et après le découplage du réseau), la vitesse effective correspond au signal de consigne, ou à la fréquence du réseau avec un faible glissement.

4.2.3 Régulation de puissance

La régulation de puissance par un régulateur de puissance séparé est utilisée lorsque le groupe est raccordé au réseau, son rôle étant de régler la puissance du groupe selon une consigne de puissance indépendamment des variations de hauteur de chute. En outre, toute variation de fréquence influence le niveau de puissance par l'intermédiaire du statisme permanent.

Il est à noter que dans les cas où les variations de hauteur de chute peuvent être négligées, une régulation de puissance en boucle fermée, c'est-à-dire un régulateur de puissance, peut ne pas être nécessaire. Dans un tel cas, le calcul d'une ouverture adéquate via une linéarisation peut suffire (voir 4.3.2). Également dans ce cas, toute variation de fréquence exerce une influence supplémentaire sur le niveau de puissance par l'intermédiaire du statisme permanent.

4.2.4 Régulation d'ouverture

La régulation d'ouverture sert à positionner l'ouverture du servomoteur selon un signal de commande d'ouverture, soit en réglage de suivi avec des fonctions principales de régulation (par exemple régulation de vitesse), soit en mode spécifique de réglage sur le réseau. Dans ce dernier cas, la configuration usuelle inclut le statisme permanent, qui crée la relation entre la fréquence du réseau et l'ouverture du servomoteur, autour de la consigne d'ouverture issue du système de contrôle-commande de groupe; il s'agit d'une solution alternative à la régulation de puissance avec influence de la fréquence, qui est la solution préférée avec les régulateurs numériques modernes.

4.2.5 Régulation de niveau

Pour les centrales hydroélectriques au fil de l'eau, il est souvent demandé de réguler le niveau d'eau amont de la rivière, afin de le conserver relativement constant ou à l'intérieur d'une plage de variation donnée autour d'une valeur fixe. La régulation de niveau correspondante est habituellement réalisée par l'intermédiaire d'un régulateur externe au niveau du système de contrôle-commande centrale. Mais dans certains cas, il peut être aussi géré par le régulateur turbine lui-même, surtout s'il n'y a pas de besoin de réglage de fréquence du réseau.

Dans le premier cas, avec utilisation d'un régulateur de niveau externe, celui-ci fonctionne comme un régulateur secondaire. Pour cela, il compare une mesure de niveau avec une consigne de niveau ou bien des valeurs limites de niveau, et par un algorithme spécifique, il vient modifier la consigne du régulateur principal du système de régulation turbine (régulateur de vitesse ou d'ouverture ou de puissance), afin de réguler le niveau d'eau. En cas de participation du groupe au réglage de fréquence du réseau, il convient d'accorder de l'attention au fait que la constante de temps de la régulation de niveau soit suffisamment élevée, de

façon à permettre l'action du réglage primaire de fréquence pendant la durée requise par le gestionnaire de réseau de transport dans le code réseau correspondant.

Dans le second cas, le régulateur de niveau interne compare également la mesure de niveau avec la consigne de niveau ou bien des valeurs limites de niveau, et vient modifier le signal de commande des servo-positionneurs, ou du limiteur d'ouverture du régulateur de vitesse. Si la centrale hydroélectrique comporte plusieurs groupes, un statisme niveau-ouverture (voir 5.3.2) est à implémenter dans chaque régulation turbine, de façon à fixer le point de fonctionnement de chaque groupe.

4.2.6 Régulation de débit

Pour les centrales hydroélectriques au fil de l'eau, et spécialement dans le cas de plusieurs centrales en cascade le long d'une rivière (voir 5.16.14), il peut être demandé de réguler le débit au travers des différentes turbines en fonctionnement dans les centrales concernées. Dans cet objectif, un système de régulation de débit peut être implémenté dans le système de contrôle-commande centrale ou au sein du régulateur turbine.

Dans les deux cas, la configuration usuelle est la suivante: le régulateur de débit compare une « mesure » de débit avec une consigne de débit, et par un algorithme spécifique de régulation de débit, vient modifier le signal de commande des servo-positionneurs, ou du régulateur principal du système de régulation turbine (régulateur de vitesse ou d'ouverture ou de puissance). La « mesure » de débit est généralement une mesure indirecte, c'est-à-dire calculée – via des courbes caractéristiques – à partir de l'ouverture des pales (dans le cas de turbines Kaplan ou bulbes) ou de l'ouverture du vannage, et si nécessaire avec une dépendance de la hauteur de chute mesurée.

Pour des turbines Pelton, le débit peut être calculé à partir de la position de chaque pointeau et de la hauteur de chute mesurée.

En cas de participation du groupe au réglage de fréquence du réseau, il convient d'accorder une attention au fait que la constante de temps de la régulation de débit soit suffisamment élevée, de façon à permettre l'action du réglage primaire de fréquence pendant la durée requise par le gestionnaire de réseau de transport dans le code réseau correspondant. Dans ce cas, une autre solution consisterait à implémenter un régulateur de débit directement à la place du régulateur d'ouverture ou de puissance, avec un « statisme fréquence-débit » utilisant la différence entre la consigne de débit et la « mesure » de débit (calculée comme ci-dessus).

4.3 Configurations de systèmes de régulation combinés

4.3.1 Généralités

Dans les systèmes de régulation combinés, chaque fonction de réglage peut être assignée à un régulateur séparé. Cependant, les régulateurs agissent tous sur le même servo-positionneur par l'intermédiaire de la consigne d'ouverture.

Pour cette raison, une commutation sans à-coups entre modes de fonctionnement demande de l'attention. Dans le cas de régulateurs séparés, les paramètres doivent être fixés selon les boucles de régulation respectives. Les régulations de niveau, de puissance, etc. sont souvent incompatibles avec le maintien de la vitesse en fonctionnement en réseau isolé. Le régulateur de vitesse reste toujours opérationnel pour des questions de sécurité, par exemple pour prendre la relève en cas de délestage de charge.

4.3.2 Structure parallèle

Deux régulateurs sont disposés en parallèle et commandent un ou plusieurs servo-positionneurs par l'intermédiaire d'un sélecteur ou d'un sommateur. Si un sélecteur est utilisé, il comprend souvent une fonction max/min pour que la boucle de régulation de vitesse prévale dans le cas d'un délestage de charge.

Si un sommateur est utilisé, la commutation des signaux est évitée, mais le régulateur de puissance (ou autre) influence alors la régulation de vitesse de façon additionnelle et doit être réglé de façon à garantir la stabilité.

La configuration selon la Figure 10 est souvent utilisée pour les centrales de puissance de pointe.

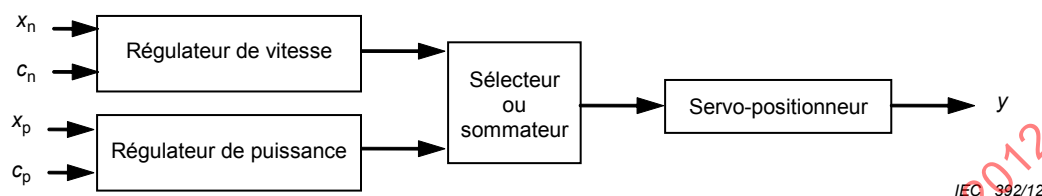


Figure 10 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de puissance en parallèle

La Figure 11 montre une disposition avec régulateur de vitesse et signal de consigne de puissance en parallèle, comme noté en 4.2.3.

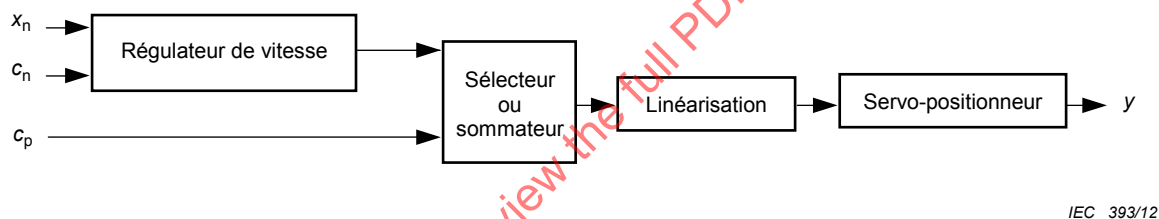


Figure 11 – Système de régulation avec régulateur de vitesse et signal de consigne de puissance en parallèle

La Figure 12 montre une disposition similaire avec régulateur de niveau.

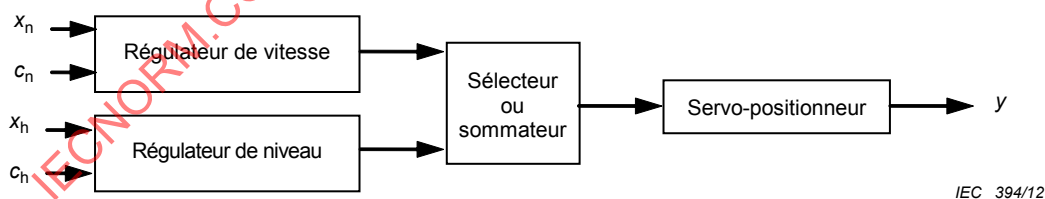


Figure 12 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de niveau en parallèle

4.3.3 Structure série

Le régulateur de puissance ou le régulateur de niveau précède le régulateur de vitesse. Ils agissent sur le consigneur de vitesse du régulateur de vitesse (Figure 13) ou sur le limiteur d'ouverture (Figure 14).

Sur la Figure 13, le régulateur de puissance agit sur le consigneur de vitesse du régulateur de vitesse.

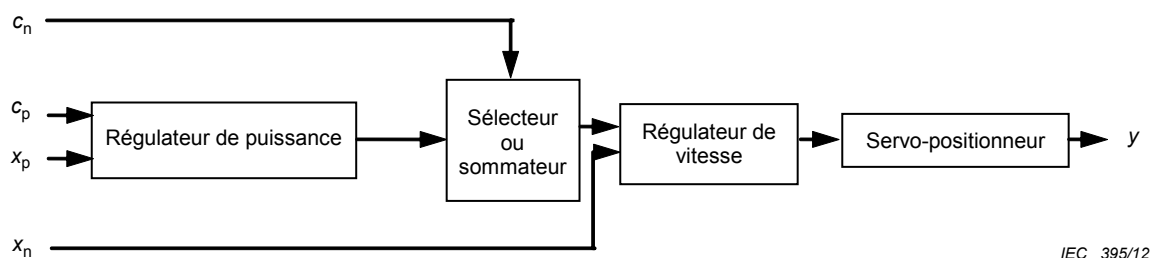


Figure 13 – Système de régulation avec régulateurs de puissance et de vitesse en série

Sur la Figure 14, le régulateur de niveau agit sur le limiteur d'ouverture du régulateur de vitesse.

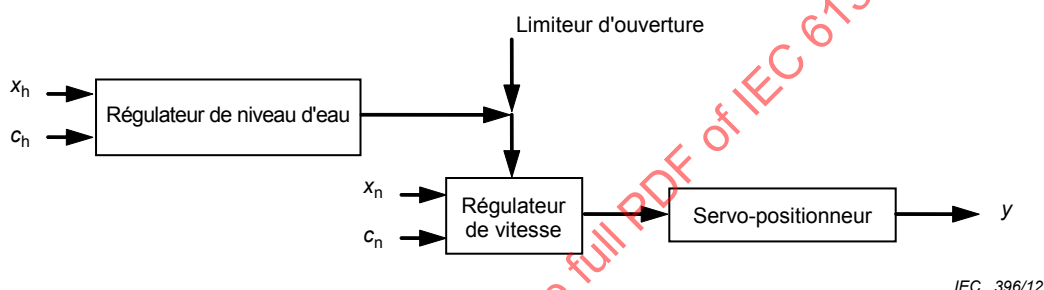


Figure 14 – Système de régulation avec régulateurs de niveau et de vitesse en série

Les configurations des Figures 13 et 14 sont des exemples types. Cependant, il existe aussi des configurations avec le régulateur de puissance agissant sur le limiteur d'ouverture du régulateur de vitesse ou avec le régulateur de niveau agissant sur le consigneur de vitesse. Dans le mode de fonctionnement en régulation de puissance et de niveau, le régulateur de vitesse agit essentiellement comme positionneur.

La configuration de la Figure 14 est souvent utilisée dans les centrales de puissance de base.

4.3.4 Autres configurations

4.3.4.1 Régulation de puissance via le régulateur de vitesse (puissance introduite comme signal d'asservissement)

Le passage entre les modes de régulation s'opère par commutation du signal de mesure de vitesse et du signal de mesure de puissance (voir Figure 15).

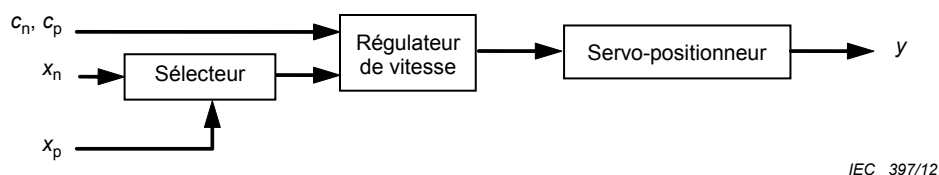


Figure 15 – Régulation de puissance via le régulateur de vitesse

4.3.4.2 Régulateur de niveau sans régulateur de vitesse

Dans les cas simples (par exemple dans le cas de groupes à génératrice asynchrone), le régulateur de niveau agit sur le servo-positionneur par l'intermédiaire d'un consigneur (voir Figure 16).

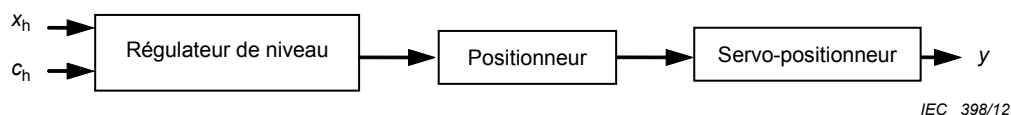


Figure 16 – Régulateur de niveau sans régulateur de vitesse

4.4 Configuration des servo-positionneurs

Selon l'énergie de manœuvre nécessaire, le servomoteur principal peut être:

- directement actionné par un amplificateur électro-hydraulique; le signal électronique de retour d'asservissement est réintroduit dans le régulateur;
- actionné par l'intermédiaire d'un servomoteur pilote; celui-ci positionne un dispositif de poursuite hydromécanique en boucle fermée comprenant une soupape de distribution principale, un servomoteur et un retour d'asservissement mécanique;
- actionné par l'intermédiaire d'une soupape de distribution principale pilotée avec des signaux parallèles de retour d'asservissement de sa position et de celle du servomoteur, etc.

Le type de configuration est en rapport avec la précision du positionnement et avec les options de commande manuelle.

4.5 Commande multiple

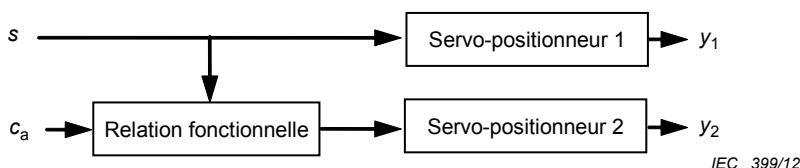
4.5.1 Généralités

En cas d'organes réglants multiples (par exemple double réglage d'une turbine à aubes directrices et pales de roue réglables) les dispositions

- parallèle (voir Figure 17) et
- série (voir Figure 18).

sont distinguées. La relation fonctionnelle peut être définie de façon non linéaire par un générateur de fonctions. Souvent un signal supplémentaire est superposé (par exemple, il peut être fait en sorte que la hauteur de chute influence la relation entre les angles des aubes directrices et des pales de la roue). Dans le cas où il y a plus de deux positionneurs (par exemple commande par servomoteurs individuels), seule la commande parallèle est employée.

4.5.2 Structure parallèle

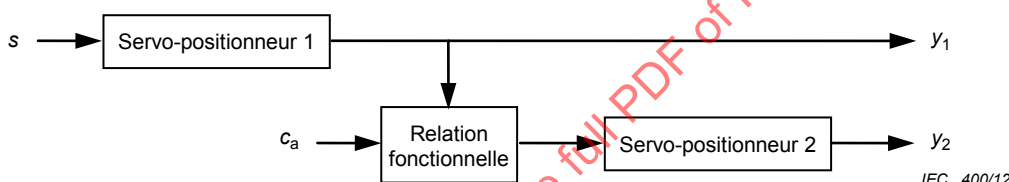


Légende

- s signal de sortie du régulateur électronique
- y_1 signal de sortie du servo-positionneur 1
- y_2 signal de sortie du servo-positionneur 2
- c_a signal d'entrée pour la relation fonctionnelle

Figure 17 – Structure parallèle avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire

4.5.3 Structure série



Légende

- s signal de sortie du régulateur électronique
- y_1 signal de sortie du servo-positionneur 1
- y_2 signal de sortie du servo-positionneur 2
- c_a signal d'entrée pour la relation fonctionnelle

Figure 18 – Structure en série avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire

5 Performances et composants des systèmes de régulation turbine

5.1 Généralités

L'Article 5 concerne les critères de performance d'ensemble applicables à un régulateur turbine. Étant donné que les performances d'un régulateur turbine dépendront fortement des caractéristiques de l'installation réglée particulière, quelques indications sont proposées en premier lieu en matière de modélisation et de simulation numérique.

Ensuite, des recommandations sont données pour les gammes de réglage des paramètres pour une configuration PID, exemple le plus courant d'algorithme de régulation d'un système de régulation turbine. D'autres stratégies de régulation peuvent être appliquées si elles sont adaptées ou souhaitables pour des performances supérieures par rapport aux régulateurs PID.

Les servo-positionneurs, les exigences sur la transmission des signaux et la fourniture de l'énergie de manœuvre sont également abordés dans le but d'aider à l'établissement de spécifications pertinentes.

5.2 Modélisation et simulation numérique

Dans le cas de nouveaux aménagements hydro-électriques, un modèle mathématique du système complet est une aide précieuse pour une optimisation du réglage, à moins que le système ne présente pas de difficulté et/ou qu'il soit similaire à des aménagements existants. Cela s'applique également à la modernisation d'installations existantes. Le but de ces calculs peut être triple:

- dimensionnement physique des composants des aménagements;
- mise en évidence du comportement dynamique du système (phénomènes de résonance, etc.);
- étude et optimisation du système de régulation.

Ces calculs doivent être basés sur un modèle représentatif des composants du système, tels que:

- les adductions hydrauliques;
- la turbine et ses mécanismes;
- les caractéristiques principales de l'alternateur en mode de fonctionnement sur un réseau isolé et sur un réseau interconnecté;
- les caractéristiques du réseau;
- le système de régulation turbine.

Tous les domaines d'étude mentionnés peuvent en principe être traités par les mêmes modèles tandis que l'approche mathématique peut varier. Alors que le dimensionnement physique des composants de l'aménagement doit être basé sur des calculs dans le domaine temporel, le comportement dynamique de toute l'installation peut aussi être évalué dans le domaine fréquentiel. Les performances de réglage peuvent être traitées:

- soit dans le domaine fréquentiel pour ce qui concerne les petites variations autour du régime établi,
- soit dans le domaine temporel pour les grandes variations en présence de non-linéarités significatives.

Dans le cas d'études mathématiques du comportement dynamique dans le domaine fréquentiel, une variable appropriée telle que l'ouverture du vannage sera soumise à des variations sinusoïdales (analyse fréquentielle). Toutes les gammes de fréquence, pour lesquelles des phénomènes d'excitation peuvent se produire, tels que les vortex dans les aspirateurs des turbines Francis et/ou les résonances aux fréquences propres de la galerie, de la conduite forcée ou de l'alternateur seront considérées. Il convient de noter que le calcul des fréquences propres du système hydraulique peut être inexact du fait que la vitesse de propagation des ondes ne peut être déterminée avec précision.

Pour les études ayant pour but une optimisation des valeurs des paramètres du régulateur turbine, les calculs dans le domaine temporel offrent l'avantage de prendre en compte les non-linéarités. En général, un critère intégral est appliqué, par exemple

$$\int |x - x_c| \times dt = \text{minimum}$$

ou

$$\int t \times |x - x_c| \times dt = \text{minimum}$$

Il existe des programmes informatiques qui font varier systématiquement les paramètres et qui sélectionnent un jeu de valeurs optimales. En appliquant cette méthode pour la gamme complète de fonctionnement, le réglage d'un régulateur adaptatif peut aussi être effectué.

L'optimisation du réglage des paramètres du régulateur dans le domaine fréquentiel requiert un modèle linéarisé. En vue de performances optimales, le choix des paramètres optimaux du régulateur peut, par exemple, être effectué par la méthode du lieu des pôles, c'est-à-dire des racines de l'équation caractéristique. Cela requiert une certaine expérience.

Le niveau de détail de la modélisation d'un aménagement dépend des exigences relatives aux capacités de réglage de l'aménagement.

Le travail à fournir, même pour de petites installations, peut être considérable et coûteux. Ce qui suit peut aider à juger jusqu'où il convient de pousser la modélisation dans des cas individuels.

Adductions hydrauliques

- Concernant la modélisation des adductions hydrauliques, la compressibilité du fluide et l'élasticité du matériau de la conduite forcée doivent être prises en compte. Pour le dimensionnement et les études de résonance, il convient que cela s'applique également aux galeries et aux puits des cheminées d'équilibre. Si dans le domaine temporel la longueur d'une colonne d'eau varie, l'eau et les parois de ce tronçon sont alors généralement considérées comme incompressibles et non élastiques.
- Une étude séparée pour le tronçon galerie – cheminée d'équilibre et pour le tronçon conduite forcée – machine est souhaitable de façon à déterminer la montée maximale du niveau de l'eau dans la cheminée d'équilibre et les maxima atteints transitoirement causés par la survitesse et la surpression, respectivement. Les oscillations du système et le comportement du système de régulation ne peuvent être jugés de façon fiable que sur la base d'une description de l'installation complète.
- Dans les calculs impliquant la cheminée d'équilibre, les dissipateurs d'énergie tels que les étranglements et l'inertie du fluide doivent être pris en compte.
- Dans les aménagements de basse chute, l'inertie de la colonne d'eau dans les ouvrages d'amenée et de restitution doit être prise en compte, alors que l'élasticité peut être négligée. Il peut également être pertinent de considérer les phénomènes d'intumescence dans les canaux d'amenée.

Turbine, alternateur, réseau

- Il convient de définir les caractéristiques de la turbine dans l'étude. Le réglage de vitesse des turbines Pelton peut poser des difficultés en raison de l'absence de couple négatif et des non-linéarités introduites par les déflecteurs. Pour le fonctionnement en réseau isolé, des déflecteurs asservis sont nécessaires.
- Pour les études sur les résonances et sur le comportement du groupe fonctionnant sur un réseau interconnecté, les couples synchrone et d'amortissement de l'alternateur doivent être pris en compte.
- La stabilité du réglage de fréquence d'un réseau isolé dépend du type de charges, telles que charges résistives, moteurs ou charges combinées. La charge de type résistive est la condition la plus sévère.

Concept de régulation

Il est vraisemblable que, dans le futur, les régulateurs PID continueront à être utilisés dans de nombreuses centrales pour la régulation de vitesse, de puissance et de niveau. Des algorithmes d'ordre supérieur, par exemple des méthodes de réglage d'état, seront utilisés pour les besoins des systèmes plus complexes. Ces méthodes de commande, bien qu'elles demandent plus de travail de mise en œuvre, sont justifiées dans les cas où un comportement meilleur peut être obtenu en ce qui concerne l'amplitude des variations par rapport au régime établi et le retour au régime établi.

Il est à noter que le comportement d'un régulateur électronique PID peut aussi être considérablement amélioré par des moyens déjà disponibles, tels que la superposition de perturbations et la contre-réaction de grandeurs secondaires.

Cela justifie l'intention de ce guide d'utiliser le régulateur PID comme une base et une référence pour les recommandations relatives au système de régulation. Les plages de réglage des paramètres qui sont recommandées suffisent dans tous les cas normaux. Il convient d'étudier, dans tous les cas, les conditions spéciales - inerties extrêmement faibles, conduites forcées extrêmement longues – par simulation numérique et ces conditions peuvent nécessiter un élargissement des plages de réglage recommandées des paramètres.

5.3 Paramètres caractéristiques des régulateurs PID

5.3.1 Généralités

Les Paragraphes 5.3.2 et 5.3.3 traitent des paramètres caractéristiques d'un régulateur PID (analogique ou numérique) avec statisme permanent. Il ne couvre pas les paramètres relatifs à d'autres algorithmes ou stratégies de régulation de haut niveau.

5.3.2 Statisme permanent b_p

Pour les groupes participant au réglage de fréquence du réseau, le statisme permanent établit une relation définie entre les variations de vitesse de rotation relative (c'est-à-dire les variations de fréquence), et les variations de position relative du servomoteur ou de puissance relative, en régime établi, par exemple: $x_n + b_p \times y = 0$

- si l'on utilise la position relative du servomoteur, b_p est généralement défini comme le "statisme permanent de vitesse" ou "statisme fréquence-ouverture";
- si l'on utilise la puissance, b_p est généralement défini comme le "statisme permanent de puissance" ou "statisme fréquence-puissance".

Plage minimale de réglage recommandée du statisme permanent pour le réglage de fréquence: de 0 % à 10 %.

Par exemple, avec une valeur de 5 % du statisme permanent de puissance, un groupe sur un réseau après une perturbation avec un écart de fréquence en régime établi de –1 % (c'est-à-dire –0,5 Hz sur un système électrique à 50 Hz) augmentera sa puissance active de 20 % de P_{Gr} .

Un schéma fonctionnel de principe d'un tel statisme permanent utilisant la puissance active est donné à la Figure B.1.

Pour les groupes participant à une régulation de niveau (avec un régulateur de niveau implémenté dans le régulateur turbine), le statisme permanent – défini comme "statisme niveau-ouverture" – établit une relation donnée entre les variations relatives du niveau d'eau et les variations relatives de la position du servomoteur en régime établi, par exemple $x_n + b_p \times y = 0$.

5.3.3 Coefficient d'action proportionnelle K_p , constante de temps d'intégration T_I , et constante de temps de dérivation T_D

Les paramètres K_p , T_I et T_D définissent la réponse transitoire du régulateur turbine. La réponse transitoire désirée peut être obtenue

- avec une structure parallèle des éléments,
- avec une structure en série, ou
- avec une structure à retour d'asservissement.

Le réglage convenable des paramètres dépend du système réglé et doit être sélectionné de façon à fournir une réponse transitoire satisfaisante. Selon le mode de fonctionnement, des réglages différents peuvent être nécessaires, par exemple

- en régulation de vitesse:

- en marche à vide;
- en fonctionnement sur un réseau isolé (exigé seulement pour une plage de puissance limitée dans certains cas);
- en fonctionnement sur réseau interconnecté (sur toute la plage de puissance);
- en régulation combinée de la puissance et de la vitesse, Figures 10, 11, 13 et 15:
 - pour la régulation de vitesse (avec régulation de puissance inopérante);
 - pour le régulateur de vitesse agissant en positionneur (avec régulation de puissance opérante).

En général, la même sélection de paramètres peut être employée pour la marche à vide et le fonctionnement sur réseau isolé; elle peut être très différente du réglage adapté au fonctionnement sur réseau interconnecté.

Une commutation automatique du choix des paramètres est fournie, si nécessaire (par exemple en fonction de la position du disjoncteur de l'alternateur, ou par un critère de détection du passage en fonctionnement sur réseau isolé, tel qu'une grande variation de la fréquence ou un échelon de puissance).

- a) Coefficient d'action proportionnelle K_p (= inverse du coefficient de statisme transitoire b_t)

Plage minimale de réglage recommandée:

- pour régulateurs de vitesse, entre 0,6 et 10²;
- pour régulateurs de puissance: entre 0,2 et 1

- b) Constante de temps d'intégration T_i

Plage minimale de réglage recommandée: entre 1 s et 20 s².

(Pour la régulation de niveau des valeurs beaucoup plus élevées peuvent être appliquées)

- c) Constante de temps de dérivation T_D

Plage minimale de réglage recommandée: entre 0 et 2 s.

où le rapport $T_{1D}/T_D = 1/K_{1D}$ est généralement compris entre 0,1 et 0,2.

Plage minimale requise entre 0 s et 1,4 s. 0 s signifie que la désactivation des actions de dérivation est possible.

5.4 Autres paramètres des systèmes de régulation turbine

5.4.1 Ajustements du signal de consigne pour les grandeurs réglées (vitesse, puissance, etc.) et le limiteur de charge

- a) Plages de réglage du signal de consigne

Plage de réglage recommandée:

- pour la régulation de vitesse: de -10 % à +10 %.

- b) Durées d'ajustement des signaux de consigne

Les durées d'ajustement (temps de course) doivent être réglés de telle sorte qu'ils soient supérieurs aux plus petits temps de course du servomoteur définis par les diaphragmes (voir aussi 5.4.3). Les durées d'ajustement ne doivent normalement pas être inférieures à 20 s.

Plages de réglage des durées d'ajustement recommandés:

- ajustement de la vitesse: entre 20 s et 100 s, normalement entre 30 s et 60 s;

² Une plage entre 1,2 et 10 pour K_p et entre 1 s et 5 s pour T_i peut être suffisante pour de nombreuses applications, par exemple les réhabilitations sans exigences supplémentaires de performance.

- ajustement de la puissance: entre 20 s et 80 s;
 - limiteur: entre 20 s et 80 s;
- dans chaque cas pour la course totale du servomoteur.

5.4.2 Insensibilité du régulateur turbine $i_x/2$

Limites recommandées:

- régulation de vitesse: $i_x/2 < 2 \times 10^{-4}$
- régulation de puissance: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$
- régulation de niveau: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$ ³
- régulation de débit: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$

En cas d'exigences moins sévères concernant le réglage de fréquence du réseau, $i_x/2 < 2 \times 10^{-2}$ est également acceptable pour la fonction de régulation de vitesse. Cela peut par exemple s'appliquer aux réseaux où de grandes variations de fréquence surviennent fréquemment, et de même dans les cas où la stabilité est délicate.

5.4.3 Paramètres du servo-positionneur

Entrée: signal électrique ou position du servomoteur pilote.

Sortie: position relative $Y/Y_{\max}$ des servomoteurs principaux.

Pour tous les servo-positionneurs, y compris ceux des turbines à double organe réglant, ce qui suit s'applique.

- a) Temps minimaux d'ouverture/fermeture du servomoteur T_g et T_f qui sont déterminés séparément pour satisfaire aux limitations du coup de béliet et de la survitesse.

NOTE 1 Les diaphragmes et autres dispositifs adaptés sont dimensionnés de telle sorte que les temps de manœuvre effectifs avec la pression d'alimentation maximale et l'énergie de manœuvre nécessaire minimale ne soient pas inférieures au temps de manœuvre admissible.

- b) Constante de temps du servo-positionneur T_y

Cette valeur est utilisée pour la modélisation et la simulation numérique du système.

Valeurs recommandées pour T_y :

- servomoteur vannage / injecteur: entre 0,1 s et 0,25 s;
- servomoteur pales de roue: entre 0,2 s et 0,8 s;
- servomoteur déflecteur: entre 0,1 s et 0,15 s.

Pour les déplacements proches de zéro, de plus grandes valeurs de T_y prévalent en raison du recouvrement et des rainures (voir T_{y1} sur la Figure 7).

NOTE 2 Si la courbe est en paliers ou si sur une mesure de réponse fréquentielle, les vitesses limites d'un servomoteur sont atteintes, une constante de temps effective (comme fonction de l'amplitude) peut être utilisée pour les calculs.

- c) Imprécision du servo-positionneur i_a

Elle a une influence déterminante sur la bande morte i_x et doit être maintenue petite.

Valeur recommandée: $i_a < 0,4 \%$ ⁴ pour le dispositif de servo-positionnement complet.

- d) Temps mort du système de régulation turbine T_q

³ Pour la régulation de niveau, la définition suivante s'applique en lien avec la Figure 5: $i_x = \Delta X / (X_{\max} - X_{\min})$.

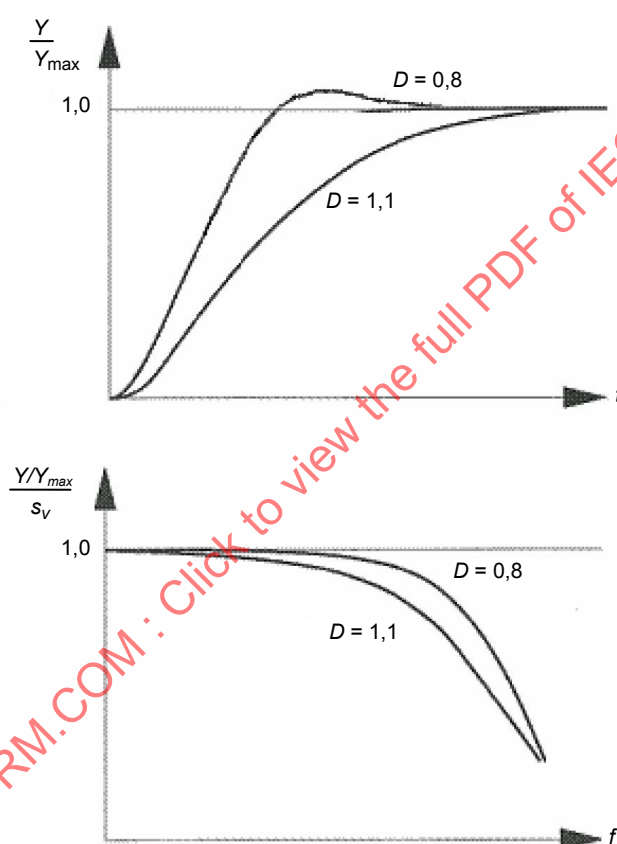
⁴ Dans le cas de petites centrales, les valeurs données peuvent être augmentées jusqu'à: $i_a < 0,6 \%$, $T_q < 0,30$ s.

Le temps mort du système de régulation turbine T_q résulte d'un temps mort dans le régulateur électronique (temps d'échantillonnage dans le micro-processeur, le cas échéant) et d'un recouvrement dans la soupape de distribution et/ou d'une disposition en série de plusieurs amplificateurs.

Valeur recommandée: $T_q < 0,20$ s ⁴.

e) Réponse dynamique du servo-positionneur

La réponse dynamique est essentiellement déterminée par la constante de temps du servo-positionneur. Dans le cas de servo-positionneurs à plusieurs étages, éventuellement avec une fonction de transfert spéciale (boucle de positionnement électronique), le réglage sera tel que la réponse indicielle corresponde à un facteur d'amortissement D compris entre 0,8 et 1,1, l'amortissement critique étant défini par $D = 1$ (voir Figure 19).



IEC 401/12

$D < 1$ cas périodique amorti

$D > 1$ cas apériodique

Figure 19 – Réponse temporelle en échelon et réponse fréquentielle de la sortie du servo-positionneur Y/Y_{max} à un déplacement s_v en entrée

5.5 Relation fonctionnelle entre servo-positionneurs

5.5.1 Réglage double des turbines à vannage et pales de roue réglables

5.5.1.1 Généralités

La relation fonctionnelle entre positions vannage et pales de roue est appelée came de conjugaison. Les dispositions suivantes sont distinguées:

- commande parallèle;
- commande poursuite.

Il peut être fait en sorte que la chute H influence de façon additionnelle la relation fonctionnelle. En commande poursuite, soit le servomoteur de vannage soit le servomoteur des pales de la roue peut jouer le rôle directeur.

5.5.1.2 Réalisation

Celle-ci peut être effectuée:

- électroniquement par des générateurs de fonctions avec et/ou sans influence de la chute;
- mécaniquement par une came, conçue pour la chute nominale (dans le cas de petites variations de chute ou d'exigences réduites);
- mécaniquement par une came profilée, modifiée en fonction de la variation de la chute:
 - a) soit électriquement en fonction de la chute,
 - b) soit manuellement.

5.5.1.3 Mise au point

La relation fonctionnelle (conjugaison) définie entre l'ouverture du vannage et l'inclinaison des pales repose généralement sur les résultats d'essais spécifiques ou d'essais sur modèle. La conjugaison peut être validée ou corrigée sur site par des mesures indicielles de débit ou par des mesures de rendement ou d'autres quantités.

5.5.2 Réglage double des turbines à injecteurs et déflecteur

La fonction des déflecteurs est de limiter l'accroissement de la vitesse lors de délestages de charge et de régler la vitesse en fonctionnement sur réseau isolé lorsque des perturbations de grande amplitude se produisent. La commande peut être réalisée selon les méthodes suivantes:

- commande parallèle des injecteurs et du déflecteur;
- commande directe des injecteurs, commande du déflecteur en commande poursuite;
- commande directe du déflecteur, commande des injecteurs en commande poursuite.

La commande poursuite peut être réalisée:

- électroniquement au moyen d'un générateur de fonctions;
- mécaniquement au moyen d'une came en commande directe de l'organe suiveur;
- mécaniquement au moyen d'une came dans la boucle de retour de l'organe suiveur.

5.5.3 Réglage multiple

Il est appliqué dans le cas d'une commande individuelle pour chaque aube directrice ou chaque injecteur. Les servomoteurs individuels sont le plus souvent commandés en parallèle.

5.5.4 Autres relations

Les exemples suivants sont relatifs aux équipements mentionnés décrits de 5.16.1 à 5.16.3:

- l'inclinaison des pales de la roue et l'ouverture du vannage, et éventuellement la position du servomoteur d'une vanne placée sur l'aspirateur, pour minimiser les intumescences consécutives à un délestage de charge;
- l'ouverture du vannage et la position d'une vanne by-pass, pour limiter les variations transitoires de pression et de vitesse consécutives à un délestage de charge;

- l'ouverture du vannage et la position d'un by-pass en fonctionnement normal et après un délestage de charge, dans le cas de fonctionnement combiné d'une centrale avec un réseau d'irrigation.

5.6 Mesure de signaux réels

5.6.1 Généralités

Pour les différentes tâches de régulation, les principales grandeurs suivantes sont mesurées:

- vitesse de rotation;
- puissance;
- niveau;
- pression;
- course.

5.6.2 Vitesse de rotation

5.6.2.1 Méthodes de mesure de la vitesse de rotation pour régulateurs électroniques

- générateur Hall ou disque denté (si une extrémité libre de l'arbre n'est pas disponible) avec transducteur d'impulsions;
- mesure de fréquence par traitement de la tension alternateur au moyen de transducteurs (utilisant la rémanence résiduelle);
- générateurs tachymétriques, en particulier si une extrémité libre de l'arbre est disponible;
- autres méthodes.

5.6.2.2 Méthodes de mesure de la vitesse de rotation pour régulateurs mécano-hydrauliques

- Courroie d'entraînement du pendule (pour les installations simples ou existantes)
Des moyens supplémentaires de surveillance sont conseillés pour se prémunir contre la rupture ou le glissement de la courroie (carter de protection de la courroie).
- Moteur d'entraînement du pendule
Le moteur d'entraînement du pendule est alimenté par:
 - a) une génératrice à aimant permanent entraînée par l'arbre de la turbine;
 - b) un enroulement supplémentaire de l'alternateur principal;
 - c) l'enroulement de l'alternateur principal par l'intermédiaire d'un transducteur.

Dans les cas b) et c), le moteur d'entraînement du pendule entre en fonction seulement lors de la mise en service de l'excitation.

5.6.3 Puissance

La puissance active de l'alternateur est mesurée par un transducteur. Le signal d'entrée du régulateur doit être suffisamment filtré, mais en veillant à éviter l'introduction d'un retard inadéquat.

5.6.4 Niveau

Le niveau du plan d'eau est mesuré électriquement (par exemple par une électrode) ou mécaniquement (par exemple par un flotteur, un transducteur de pression, un transmetteur pneumatique ou d'autres capteurs) et est transmis au régulateur de niveau.

5.6.5 Position actionneur (course)

La position/les mouvements (par exemple les signaux de retour) sont captés

- électriquement (par des transducteurs angulaires ou linéaires),
ou
- mécaniquement (par tringlerie, câble, ruban de commande).

Concernant les transducteurs électriques, les points suivants sont importants:

- absence de jeux dans les parties mécaniques;
- tenue aux conditions environnementales;
- possibilité de réglage.

Pour les cas où une tringlerie est utilisée, des jeux ou des efforts anormaux (par exemple en cas de surcourse) doivent être évités. Pour les cas où des câbles ou un ruban de commande sont utilisés, une pré-tension suffisante est nécessaire. La conception du dispositif doit éviter les phénomènes de résonance avec des marges de sécurité adéquates.

5.6.6 Transmission de signaux issus des transmetteurs électroniques

Pour les variables mentionnées de 5.6.2 à 5.6.5, des courants de 0 à 20 mA ou de 4 mA à 20 mA sont généralement utilisés pour la transmission des signaux du transmetteur au régulateur. Des signaux < 4 mA et > 20 mA sont souvent utilisés pour la surveillance de signal. Des câbles blindés ou torsadés sont requis pour la transmission des signaux de façon à supprimer le parasitage par induction. L'utilisation de fibres optiques peut être choisie dans le cas où les signaux sont transmis sous forme numérique.

5.7 Commande manuelle

La commande manuelle est comprise comme un moyen de régler l'ouverture de la turbine, en utilisant la boucle de positionnement dans le régulateur électronique ou directement via le ou les actionneurs. Dans tous les cas, la sécurité du groupe reste préservée au moins par la protection de survitesse.

La commande manuelle peut être souhaitable pour permettre de poursuivre la production de puissance dans le cas où tout ou partie de la boucle du régulateur est hors service. La commande manuelle peut également être utile pendant la période de mise en service des turbines ou lors des actions de maintenance.

En fonction du degré de gravité de la défaillance du régulateur, la commande manuelle permettra de by-passer un nombre plus ou moins grand de fonctions. Les coûts augmentent avec le nombre de fonctions inopérantes. L'utilisation d'un ajustement proportionnel peut être également plus onéreuse qu'un ajustement par impulsions.

Les solutions générales suivantes peuvent être mises en œuvre pour réaliser des commandes manuelles.

- a) Commande manuelle par utilisation de la boucle de positionnement du régulateur électronique

La boucle de positionnement pour la commande manuelle fait partie intégrante du régulateur électronique, cela signifie que la commande manuelle n'est disponible que lorsque les fonctionnalités du régulateur électronique ne sont pas dégradées. Toutes les fonctions de supervision sont actives pendant le fonctionnement de la turbine.

Si une disponibilité très élevée du groupe est exigée, une configuration redondante du régulateur électronique peut être utilisée. En cas de défaut de l'un des systèmes, le système redondant prendra le contrôle en gardant les fonctionnalités complètes.

- b) Commande manuelle par positionnement électronique proportionnel

Elle commande la boucle de positionnement indépendante électronique directement en by-passant la boucle du régulateur. La boucle électronique de positionnement, y compris le retour, est supposée toujours opérante dans ce cas. Une source de

puissance indépendante et d'autres redondances peuvent être prévues pour accroître la disponibilité du système.

c) Commande manuelle par positionnement intégral ou à impulsions

Elle peut agir électroniquement sur la soupape de distribution, ou sur le servomoteur (pilote) directement par des soupapes à commandes par impulsions. La boucle électronique de positionnement, y compris le retour, est supposée hors service dans ce dernier cas.

d) Commande manuelle par positionnement mécanique proportionnel

Elle positionne mécaniquement la soupape de distribution principale et nécessite un retour mécanique. Dans les cas où l'amplificateur ne comporte pas un retour mécanique, ce dernier est à fournir pour le besoin de commande manuelle. Il convient de considérer l'impact sur les coûts.

5.8 Linéarisation

Il est conseillé dans certains cas qu'une variable réglée suive linéairement le signal d'entrée, par exemple la puissance. La relation entre le signal d'entrée (consigne) et la course de l'actionneur n'est pas linéaire dans ce cas.

Réalisation:

- électroniquement par un générateur de fonctions;
- mécaniquement par des cames.

5.9 Commandes de poursuite

Dans le cas où une transition sans à-coups d'un mode de fonctionnement à un autre est spécifiée pour des configurations de régulateurs combinés avec sélecteurs (Figures 10 à 13), les signaux de consigne du régulateur qui n'est pas en service doivent suivre la variable réglée respective et/ou lui correspondre en cas de commutation. Les commandes de poursuite occasionnent des coûts supplémentaires, spécialement pour les régulateurs analogiques.

Exemples

- Le signal de consigne du régulateur de puissance suit le signal de mesure de la puissance en mode régulation de vitesse.
- Le signal de consigne de vitesse suit le signal de mesure de la fréquence en régulation de puissance.
- La consigne de la commande manuelle suit la mesure de position de l'actionneur dans les différents modes de régulation.
- Pour minimiser les durées des démarrages (voir 5.14.1), la pré-ouverture peut être réglée pour différentes hauteurs de chute, ou une boucle de régulation séparée peut être prévue pour la phase de démarrage (par exemple régulation de l'accélération).
- Dans le cas d'une commande à distance, les régulations locales respectives seront à même de suivre les signaux de consigne respectifs.

5.10 Commande d'optimisation

Des configurations spéciales de commande peuvent être mises en œuvre pour optimiser le système du point de vue du rendement global de la centrale, d'un fonctionnement sans à-coups ou d'autres critères, au moyen de:

- une commande échelonnée de plusieurs injecteurs dans le cas des turbines Pelton;
- une répartition de la charge entre plusieurs groupes d'une centrale;
- autres.

5.11 Surveillance de la synchronisation de positionnement des servomoteurs en commande multiple

La surveillance de la synchronisation de positionnement est recommandée dans le cas d'aubes directrices ou d'injecteurs commandés par des servomoteurs individuels. A cet effet, l'écart de la position de chaque servomoteur par rapport à la position moyenne de l'ensemble des servomoteurs est contrôlé. Si les écarts dépassent une certaine limite, une alarme est donnée ou le processus d'arrêt est entamé. L'écart de réglage de la boucle de positionnement individuelle peut également être surveillé. S'il ne reprend pas une valeur proche de zéro après un temps donné, une alarme est donnée ou un processus d'arrêt est entamé.

5.12 Fourniture de l'énergie de manœuvre

5.12.1 Généralités

L'énergie de manœuvre nécessaire est fournie, de façon prédominante, par des circuits hydrauliques.

La pression minimale nécessaire p_R s'obtient à partir de l'énergie de manœuvre E_R ⁵ et du volume des servomoteurs:

$$p_R = E_R / V_S$$

On distingue les systèmes avec accumulateurs des systèmes sans accumulateur.

Les systèmes avec accumulateurs sont préférables lorsque la mise à disposition rapide de grandes quantités d'énergie de manœuvre est exigée (par exemple dans le cas d'une régulation puissance-fréquence ou quand des exigences sévères en matière de réglage de fréquence prévalent).

5.12.2 Système comportant un accumulateur

5.12.2.1 Réservoir sous pression (accumulateur air/huile)

Concernant la pression maximale utilisable et le calcul, les règles correspondantes s'appliquent (ASME, Directives européennes, etc.).

⁵ Frottement inclus.

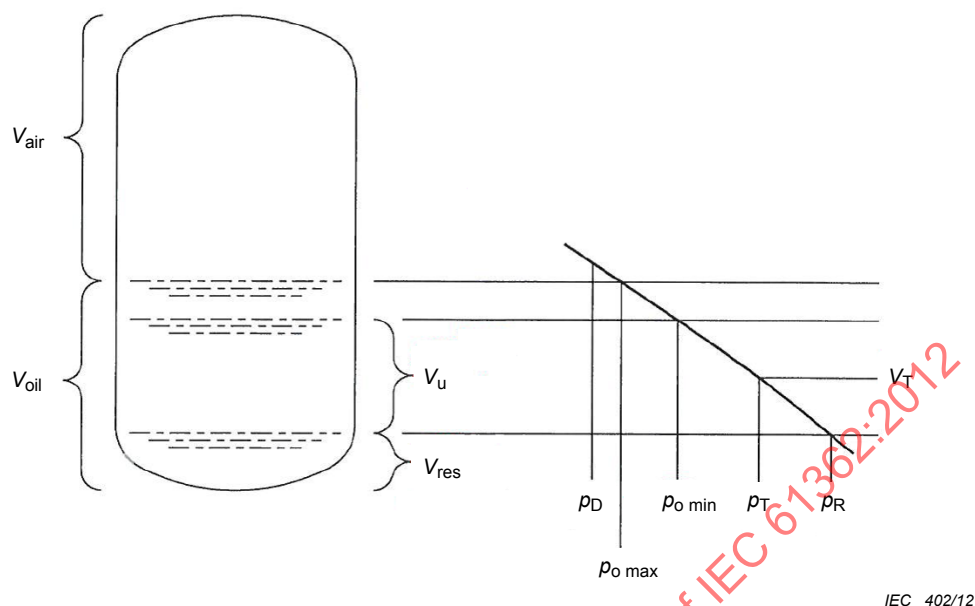


Figure 20 – Contenance du réservoir sous pression et plages de pression

Pression de construction, p_D

- Plage de pression de fonctionnement

$p_o \text{ max à } p_o \text{ min}$

$p_o \text{ max} = (0,85 \text{ à } 1,0) p_D$ ⁶

$p_o \text{ min} = (0,80 \text{ à } 0,9) p_D$

- Pression de déclenchement (pression minimale pour arrêt d'urgence)

p_T ($p_o \text{ min} > p_T > p_R$)⁷

- Pression minimale requise

$p_R = (0,58 \text{ à } 0,75) p_D$

Volume utile d'huile recommandé

- Boucle de réglage unique

$V_u = 3 V_S$

- Double réglage

$V_u = 3 V_{Sga} + (1,5 \text{ à } 2,0) V_{Sru}$

$V_u = 3 V_{Sde} + (1,5 \text{ à } 2,0) V_{sne}$

où

V_S est le volume d'huile de tous les servo-moteurs;

V_{Sga} est le volume total de tous les servomoteurs du vannage;

V_{Sru} est le volume du servomoteur des pales de roue;

⁶ Pour la détermination de la pression maximale de service, les règles concernant la pression d'ouverture et la pression finale de la soupape de sécurité s'appliquent.

⁷ p_T est choisie de telle sorte que la pression après la fermeture ne descende pas au-dessous de p_R .

V_{Sde} est le volume total de tous les servomoteurs des déflecteurs;

V_{Sne} est le volume total de tous les servomoteurs des injecteurs.

Dans le cas de conditions de fonctionnement en réseau isolé spéciales, des valeurs plus élevées peuvent être exigées.

Volume minimal utile d'huile

Si le fonctionnement en réseau isolé n'est pas exigé, le volume d'huile utile peut être réduit au minimum, ce qui correspond au volume d'huile d'arrêt V_T conformément à:

$$V_T = V_S + q_l \times t_l + V_{res}$$

où

q_l est le débit de fuite de l'ensemble du circuit d'huile;

t_l est le temps permettant d'assurer un verrouillage mécanique des servomoteurs ou le temps de fermeture de la vanne d'admission;

V_{res} est le volume de réserve dans la partie basse du réservoir sous pression, incluant une marge de sécurité et un certain volume pour prévenir une entrée d'air dans le système.

5.12.2.2 Accumulateurs à piston

Des accumulateurs à piston du commerce pourvus d'une séparation hermétique entre l'huile et le gaz inerte (en général de l'azote) autorisent l'utilisation de pressions plus élevées que celles fixées comme limites pour les accumulateurs air/huile par les normes nationales. Un volume d'huile résiduel et une recharge de gaz automatique ne sont pas nécessaires.

Pour le dimensionnement des volumes d'un système d'accumulation à piston, la plage de température ambiante dans l'environnement de l'accumulateur doit être prise en compte de façon à s'assurer que des températures extrêmement basses ou élevées ne conduisent pas à des situations liées à la position du piston telles que la fermeture en sécurité de la turbine ne soit pas garantie.

Pression de dimensionnement, p_D

- Plage de pression de fonctionnement

$$p_{o \max} \text{ à } p_{o \min}$$

$$p_{o \max} = (0,80 \text{ à } 1,0) p_D^8$$

$$p_{o \min} = (0,75 \text{ à } 0,9) p_D$$

- Pression de déclenchement (pression minimale pour arrêt d'urgence)

$$p_T (p_{o \min} > p_T > p_R)^9$$

- Pression minimale requise

$$p_R = (0,5 \text{ à } 0,75) p_D$$

Volume utile d'huile recommandé

- Boucle de réglage unique

$$V_u = 3 V_S$$

⁸ Pour la détermination de la pression maximale de service, les règles concernant la pression d'ouverture et la pression finale de la soupape de sécurité s'appliquent.

⁹ p_T est choisie de telle sorte que la pression après la fermeture ne descende pas au-dessous de p_R .

- Double réglage

$$V_u = 3 V_{Sga} + (1,5 \text{ à } 2,0) V_{Sru}$$

$$V_u = 3 V_{Sde} + (1,5 \text{ à } 2,0) V_{Sne}$$

5.12.2.3 Accumulateurs à membrane

Comme dans ce cas les volumes huile/gaz ne peuvent pas être directement supervisés, les accumulateurs à membrane peuvent ne pas être utilisés si la fermeture en sécurité du groupe dépend de la quantité d'énergie de stockage dans l'accumulateur. Si la fermeture de la turbine est garantie par d'autres moyens (par exemple poids de fermeture, ressort de fermeture), les accumulateurs à membrane peuvent être autorisés.

Une rupture de la membrane ne pouvant être totalement écartée, cette situation sera à prendre en compte, y compris le transfert consécutif de gaz dissous dans l'huile vers le reste du système. Dans les parties du système avec des faibles niveaux de pression, le gaz sera libéré sous forme de bulles. Les bulles de gaz peuvent s'accumuler en certains points du système ou être diffusées à travers les soupapes et orifices. Les deux situations peuvent conduire à un dysfonctionnement du positionnement (instabilités, vibrations ou de façon irrégulière déplacements partiellement trop rapides des servomoteurs). Par conséquent, particulièrement dans le cas de configurations critiques relatives au coup de bélier (par exemple turbines Pelton avec des conduites forcées longues), il convient d'éviter l'utilisation d'accumulateurs à membrane, ou de ne l'autoriser qu'après avoir mené des études détaillées.

5.12.2.4 Autres systèmes

Pour la sécurité d'arrêt, il est possible d'utiliser des accumulateurs à poids ou à ressort (turbines de basse chute) ou de prélever de l'eau directement sur la conduite forcée (turbines de haute chute), en combinaison partielle avec les systèmes à huile sous pression (systèmes combinés).

Ces systèmes doivent être dimensionnés de telle sorte que la turbine puisse être arrêtée en toute sécurité, c'est-à-dire également en cas de défaillance de l'alimentation en huile sous pression dans les systèmes combinés.

L'ouverture se fait dans la plupart des cas avec la pression de l'huile.

5.12.2.5 Pompes pour les systèmes à accumulateur

Deux pompes entraînées par moteur asynchrone sont normalement prévues, chacune ayant une capacité d'un volume de servomoteurs combinés de commande de turbine par minute, ou une capacité permettant de recharger le volume d'huile compris entre $p_{o \min}$ et $p_{o \max}$ en une minute. En règle générale on prendra comme valide la plus faible capacité de pompe correspondant à ces critères.

Pour des stations oléo-hydrauliques sous pression combinées pour la turbine et la vanne d'admission, la capacité combinée des deux pompes permettra d'ouvrir la vanne d'admission en 1 min. La sûreté de fonctionnement de telles stations oléo-hydrauliques sous pression sera obtenue en assurant la fermeture de la vanne d'admission par un poids de fermeture ou par la pression de l'eau de la conduite forcée.

Dans le cas d'exigences plus élevées relatives au temps de démarrage du groupe et/ou du travail de régulation, des pompes de plus grande capacité seront utilisées.

Dans des cas particuliers (par exemple pour fournir un travail de démarrage sans alimentation extérieure), l'entraînement d'une seconde pompe peut être réalisé par un moteur à courant continu, par une petite turbine s'il s'agit d'une centrale de haute chute, ou par l'arbre de la turbine.

Dans certains cas, il est possible d'opter pour une pompe n'assurant que la régulation normale et la compensation des pertes par fuite, en complément des pompes principales ou en remplacement de la seconde pompe de grande capacité.

5.12.2.6 Bacs à huile

La disposition recommandée est la suivante:

- le bac à huile doit être conçu pour permettre le drainage du circuit hydraulique complet dans le bac;
- il doit également être conçu pour permettre la vidange complète à des fins de maintenance et pour évacuer l'eau de condensation, par exemple en prévoyant un fond plan légèrement incliné.

5.12.2.7 Équipement auxiliaire

- Réfrigération et chauffage

La réfrigération du système hydraulique n'est normalement nécessaire que pour les groupes de grande ou moyenne dimensions en zones tropicales et pour les turbines Kaplan avec une alimentation en huile de manœuvre transitant par un palier de l'arbre.

La réfrigération/le chauffage peuvent être souhaitables pour limiter les variations de viscosité de l'huile.

- Évacuation du brouillard d'huile

Tous les bacs doivent être munis d'au moins un orifice avec cartouche filtrante et d'un collecteur d'huile.

Dans les conditions défavorables (par exemple les centrales souterraines avec une climatisation d'air conditionné en circuit fermé), une évacuation séparée du brouillard d'huile est souhaitable.

5.12.2.8 Alimentation en gaz comprimé

- a) Pour les réservoirs sous pression

L'alimentation en air comprimé est généralement assurée par des compresseurs. Il faut que leur pression de construction soit conçue de façon à être supérieure à la pression de construction du circuit hydraulique p_D . La capacité des compresseurs doit être suffisante pour recharger dans les temps voulus, en prenant en compte les pertes de charge dans les tuyauteries du circuit.

Temps recommandé pour le premier remplissage du réservoir:

- entre 6 h et 12 h.

Des paliers appropriés doivent être prévus pour assurer le séchage de l'air.

Un remplissage d'air automatique nécessite l'équipement supplémentaire suivant:

- un contact à flotteur dans le réservoir;
- un pressostat sur le réservoir;
- un module de commande du compresseur.

- b) Pour les accumulateurs

Des bouteilles de gaz et un dispositif spécial de recharge sont nécessaires.

5.12.3 Systèmes sans accumulateur

5.12.3.1 Systèmes à débit constant

Ces systèmes sont caractérisés par l'utilisation de pompes à débit constant. En régime établi, l'huile en excès est évacuée au moyen d'une soupape régulatrice de pression ou d'un by-pass.

Afin de réduire la consommation du système, plusieurs pompes de débits différents peuvent être utilisées, en particulier dans les systèmes développant un grand travail hydraulique.

Les pompes hydrauliques doivent disposer d'une capacité suffisante pour obtenir les temps d'ouverture et de fermeture de la turbine désirés, compte tenu des débits de fuite respectifs. Dans les cas où des accumulateurs supplémentaires sont fournis (systèmes combinés), seul le temps d'ouverture est considéré. Les pertes par dissipation seront compensées par le système de réfrigération.

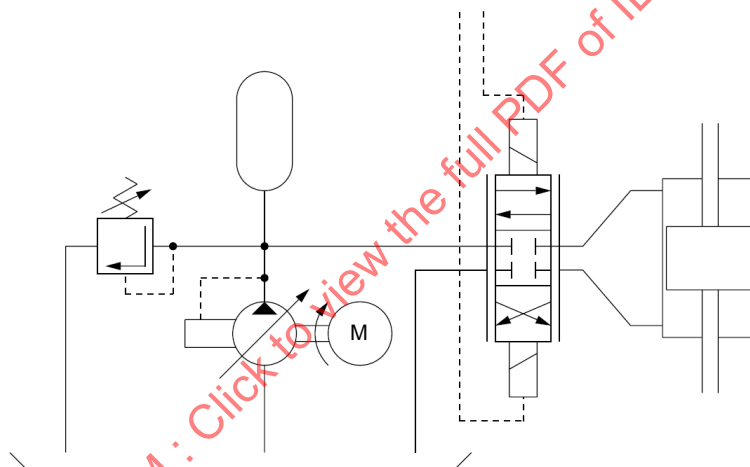
5.12.3.2 Systèmes à débit variable

– Systèmes à circuit ouvert

Dans ces systèmes (Figure 21), des pompes à débit variable sont utilisées. Le débit de la pompe est, dans ce cas, adapté au débit instantanément nécessaire au moyen d'une régulation de pression. De l'énergie de pompage est ainsi économisée en comparaison avec un système à débit constant. Les besoins de réfrigération sont également réduits. La capacité de la pompe est déterminée conformément à 5.12.3.1.

Un petit accumulateur est recommandé pour éviter des chutes de pression momentanées.

Une soupape de sécurité doit être fournie.



IEC 403/12

Figure 21 – Système à circuit ouvert

– Systèmes à circuit fermé

Ces systèmes sont caractérisés par le fait que le débit de la pompe et sa direction sont tous deux régulés. Pour cela, la pompe conjugue les fonctions de production et de distribution de l'énergie hydraulique. Une soupape de distribution n'est pas nécessaire, la pompe étant directement commandée par le signal de positionnement du régulateur turbine.

Les deux chambres du servomoteur doivent être protégées par des soupapes de sécurité qui, de préférence, effectueront la décharge dans la chambre opposée.

Pour couvrir les fuites internes et/ou pour réaliser des ajustements en cas de différences entre les sections de chambres du servomoteur, des moyens de remplissage par des valves de contrôle doivent être prévus.

Ces systèmes nécessitent une petite pompe supplémentaire à déplacement constant pour couvrir le besoin de pression d'huile pilote.

5.12.4 Positionneur électrique direct

Pour des turbines de petite taille, des dispositifs de commande des aubes directrices entraînés par un servomoteur électrique sont parfois employés. La sécurité sur arrêt peut, dans ce cas,

être assurée par un circuit parallèle de fermeture de la vanne d'admission et/ou par une source d'énergie indépendante.

5.12.5 Recommandation pour le choix du fluide hydraulique

On utilise quelquefois, dans les équipements de turbines hydrauliques, la même huile pour le système de régulation turbine et pour la lubrification des paliers principaux et auxiliaires de la machine.

Le choix de la viscosité de l'huile correspond au type et à la conception de la turbine, ainsi qu'aux températures régnant pendant le fonctionnement.

Dans les cas normaux, une huile sans additifs est suffisante. Le choix d'huiles avec additifs permet d'augmenter la durée de vie, particulièrement dans le cas de fonctionnement à des pressions élevées.

Concernant les spécifications, se reporter à l'ISO 3448.

5.13 Alimentation électrique des régulateurs électroniques

L'unité d'alimentation du régulateur doit être raccordée à la batterie à courant continu de la centrale ou à une batterie logée dans l'armoire du régulateur, et à l'alimentation en courant alternatif de la centrale.

Une commutation automatique, en cas de chute de tension dans l'un des systèmes, est recommandée.

Plage courant continu: +10 % / –20 % ¹⁰

Plage courant alternatif: +5 % / –10 % ¹¹

Une surveillance des défauts est recommandée.

5.14 Transitions de fonctionnement

5.14.1 Démarrage et synchronisation

Durant la phase de démarrage (voir Figure 22), la courbe donnant la vitesse en fonction du temps est d'abord essentiellement déterminée par les caractéristiques de l'installation, telles que la constante d'accélération du groupe, la vitesse d'ouverture admissible du vannage ou de l'injecteur par rapport au coup de bélier, etc. Ensuite, lorsque la vitesse atteint environ 80 % de sa valeur nominale, la courbe de la vitesse en fonction du temps est principalement déterminée par le régulateur turbine. Dans cette phase, son objectif est de faire en sorte que le groupe soit prêt pour la synchronisation en un temps acceptable. Cette durée permet de juger de la performance du régulateur pour cette fonction. La performance du synchroniseur n'entre pas en considération.

NOTE 1 Le groupe est prêt pour la synchronisation quand le taux de variation de la vitesse dx/dt ne dépasse pas une valeur donnée, à l'intérieur de la bande de synchronisation.

NOTE 2 $t_{0,8}$ est le temps au bout duquel la vitesse atteint 80 % de sa valeur nominale.

NOTE 3 t_{SR} est le temps au bout duquel le groupe est prêt pour la synchronisation.

NOTE 4 t_S est le temps au bout duquel le groupe est couplé au réseau.

NOTE 5 Valeurs recommandées:

¹⁰ –15 % peut être spécifié par accord mutuel.

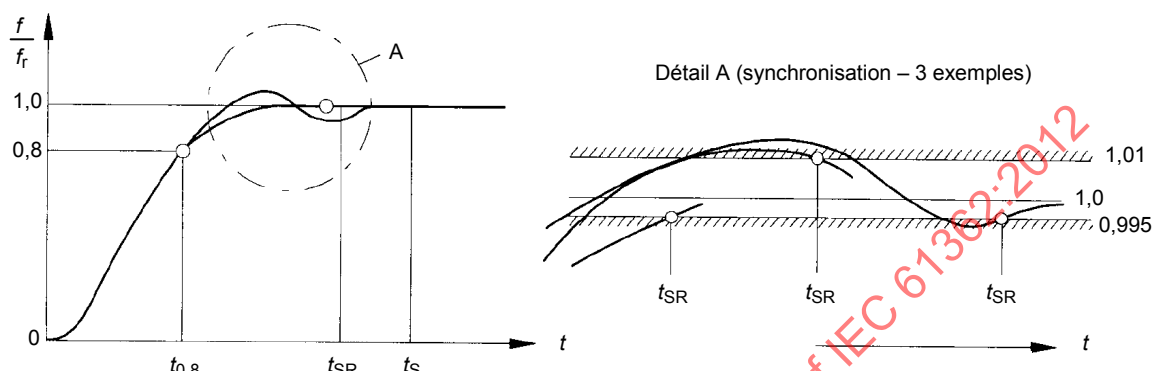
¹¹ Pour une alimentation directe à partir de l'alternateur, ces valeurs peuvent être plus élevées.

Bande de synchronisation (de 0,995 à 1,01) $f_{\text{réseau}}$

Taux de variation de la vitesse pour la synchronisation $dx/dt = 0,003 \text{ s}^{-1}$

$t_{\text{SR}}/t_{0,8} = 1,5 \text{ à } 5,0$

Le régime établi de la fréquence du réseau est présupposé. Les faibles valeurs de $t_{\text{SR}}/t_{0,8}$ s'appliquent aux centrales de puissance de pointe ayant des conditions hydrauliques favorables, les plus élevées aux centrales de base. En présence d'influences prononcées d'une cheminée d'équilibre et/ou d'autres phénomènes hydrauliques oscillatoires, des valeurs plus élevées sont tolérées.



IEC 404/12

Figure 22 – Courbe de la vitesse au démarrage, jusqu'à la synchronisation

5.14.2 Arrêt normal

L'arrêt normal est activé en cas de décisions liées à l'exploitation. Il est commandé par un signal issu du système de contrôle-commande groupe.

5.14.3 Délestage de charge brusque

L'élévation de la vitesse consécutive à un délestage brusque à pleine charge (par exemple dû à une déconnexion du réseau électrique) dépend de l'installation, par exemple du temps de fermeture admissible en fonction du coup de béliet et du temps caractéristique de l'inertie mécanique du groupe T_a , etc., jusqu'au début de la phase de stabilisation (voir Figure 23). A partir de ce moment, les performances du régulateur turbine déterminent la courbe de la vitesse en fonction du temps¹².

NOTE 1 Temps de réglage t_E : temps au bout duquel l'écart de vitesse par rapport à la consigne de vitesse reste inférieur à $\pm 1 \%$.

NOTE 2 Vitesse maximale n_{max} : vitesse maximale après un délestage de charge (à t_M).

NOTE 3 Vitesse minimale n_{min} : vitesse la plus basse après un délestage de charge.

NOTE 4 Valeurs recommandées: $t_E/t_M = 2,5 \text{ à } 8$ (pour les groupes Pelton (ralentissement libre du groupe) et les turbines Francis de haute chute, on peut atteindre des valeurs jusqu'à 15).

$n_{\text{min}}/n_r = 0,85 \text{ à } 0,95$ (ne s'applique que dans le cas où le groupe alimente les auxiliaires de la centrale après séparation du réseau).

¹² Pour les turbines de faible vitesse spécifique uniquement, les caractéristiques de débit et de couple peuvent exercer une influence importante.