

Zeitschrift:	Wasser Energie Luft = Eau énergie air = Acqua energia aria
Herausgeber:	Schweizerischer Wasserwirtschaftsverband
Band:	90 (1998)
Heft:	1-2: Centrales nucléaires suisses: presque 24 milliards de kWh sans émissions de CO ₂
 Artikel:	Conception des turbines et vannes sphériques de Bieudron
Autor:	Loth, M. Pierre
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-939374

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 10.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Aménagement Cleuson-Dixence

Conception des turbines et vannes sphériques de Bieudron

Records de chute et de puissance

M. Pierre Loth

Les turbines

1. Introduction

L'aménagement de la chute Dixence, plaine du Rhône, en un seul palier, conduit à une chute brute variant entre 1883 m et 1734 m.

Le maître d'œuvre, Cleuson-Dixence, a retenu pour cet aménagement:

- un débit d'équipement de 75 m³/s, maintenu constant sous toutes les chutes,
- une perte de charge de 100 m pour ce débit de 75 m³/s lié au choix du diamètre de l'adduction,
- une puissance correspondante totale pour l'usine variant entre 1100 et 1200 MW en fonction de la chute (figure 1).

Le développement et la fabrication des turbines ont été confiés à un consortium formé par Sulzer Hydro et Hydro Vevey (appelé Groupement pour l'étude et la fabrication des turbines de Cleuson-Dixence, nommé ci-après GCD). Ces deux firmes partageaient déjà l'expérience la plus proche avec les turbines multijets de Sellrain Silz.

Le GCD a proposé deux variantes d'équipement, soit:

- 3 groupes à 5 jets avec une vitesse de rotation de 428,6 t/min et une puissance unitaire de 420 MW, ou

- 4 groupes à 4 jets avec la même vitesse de rotation mais avec une puissance unitaire de 315 MW.

La combinaison de ces records de chute et de puissance par groupe fait de Bieudron une extraordinaire extrapolation par rapport aux turbines Pelton existantes, comme le montre la figure 2 avec en abscisse la puissance unitaire et en ordonnée la chute maximale.

Les Pelton construites pour des chutes s'approchant de 1800 m ont une puissance inférieure à 50 MW et celles qui dépassent 250 MW comme Sellrain Silz ont une chute aux alentours de 1200 m seulement.

Pour s'assurer de la faisabilité de ces machines exceptionnelles et pour élaborer certaines garanties, un vaste programme d'études, de calculs par éléments finis, d'essais sur modèle réduit a été entrepris par le GCD.

Nous résumons dans cet article les études les plus importantes, leurs résultats saillants et quelques particularités constructives qui ont été adoptées lors de la construction des turbines.

Les principales investigations ont porté sur:

- l'étude de l'écoulement dans l'auget, l'évacuation de l'eau hors de l'auget et les difficultés qui en résultent pour les jets suivants,
- l'étude hydraulique et constructive de la machine et la recherche des caractéristiques de fonctionnement,
- l'analyse de la tenue mécanique et la détermination de la durée de vie des roues,
- l'étude de dynamique du comportement de la ligne d'arbre.

Enfin, pour cette chute et cette puissance records, les aspects de sécurité du puits, du répartiteur et des vannes sphériques ayant une importance capitale, le dernier paragraphe de notre exposé sera consacré à la solution originale qui a été choisie pour les vannes sphériques de Bieudron.

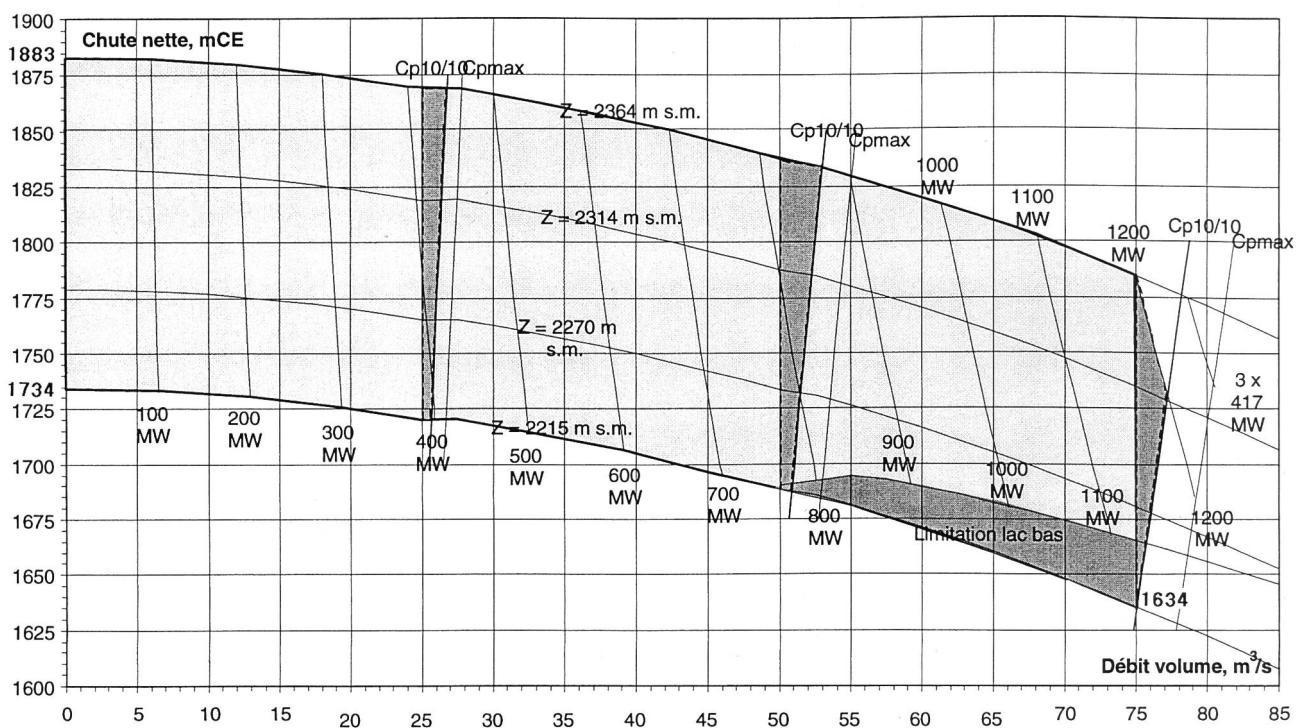


Figure 1. Domaine de fonctionnement des turbines de Bieudron.

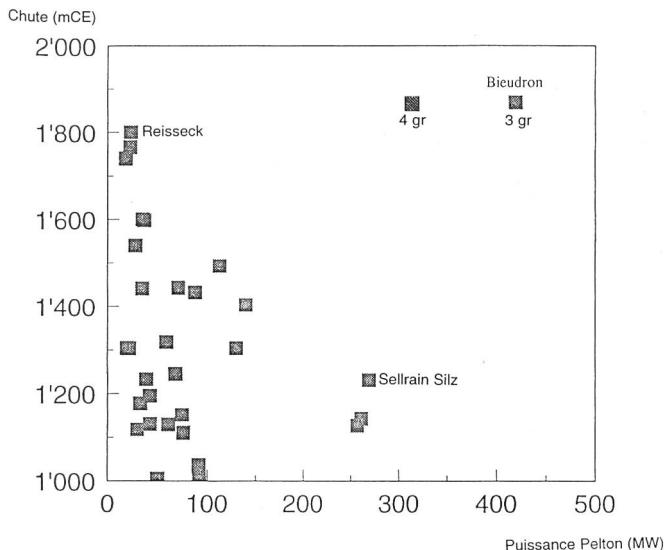


Figure 2. Turbines Pelton réalisées avec $H > 100$ m et $P > 10$ MW.

2. Essais de visualisation des écoulements sur modèle réduit

2.1 But des essais, le phénomène de chocs de gouttes

Parmi les critères de dimensionnement considérés, les phénomènes de chocs de gouttes et l'érosion qui peut en résulter, exigent une attention toute particulière compte tenu de la valeur absolue de la chute caractérisant ce projet Cleuson-Dixence.

A l'attaque de l'auget par le jet, la loi de composition des vitesses conduit au droit de l'échancrure à des chocs au dos ou à l'intérieur de l'auget. L'intensité de ces chocs est directement liée à la valeur absolue de la chute.

De plus, dans les turbines Pelton verticales multijets, une autre source d'érosion peut apparaître sous la forme de l'action directe ou indirecte de l'eau d'évacuation d'un

auget sur le jet suivant; il s'ensuit un éclatement de la surface cylindrique du jet entraînant des chocs de gouttes de part et d'autre de l'arête d'échancrure.

Si parmi les turbines Pelton multijets aujourd’hui en exploitation, nombreuses sans doute sont celles qui présentent des interférences eau d’évacuation-jets, celles-ci sont généralement sans conséquences érosives fâcheuses lorsque les chocs de gouttes qui en résultent n’entraînent que des déformations élastiques de la matière.

Cette condition n'est cependant plus assurée lorsque la chute est élevée, l'érosion évoluant environ comme la sixième puissance de la vitesse d'impact, soit comme la troisième puissance de la chute.

L'expérience de Sellrain Silz est à ce titre très significative: l'érosion constatée sur le site a diminué d'un facteur d'environ dix après la pose de toits de protection des jets.

Connaissant les érosions constatées sur le prototype, on a identifié les sources potentielles d'érosion par observation de l'enlèvement de peinture sur le modèle réduit, ce qui a permis d'étonner les observations faites sur ce modèle.

En deuxième étape, après observation du comportement du modèle réduit de Cleuson-Dixence et optimisation des moyens de protection des jets, on a déduit, sur la base de l'étalonnage de Silz, les prévisions d'érosion correspondantes.

Les prévisions d'érosion pour la variante à 5 jets sont avec env. 550 g après 2000 heures de service, légèrement supérieures à celles de la variante 4 jets. La modeste différence d'entretien et de surveillance qui en découle n'est pas décisive pour le choix entre les deux variantes d'équipement.

Les autres phénomènes influant sur l'amplitude de cette érosion sont:

- le secteur de travail de chaque auget (figure 3),
 - la forme et le nombre d'augets,
 - l'angle entre les jets et donc le nombre d'injecteurs (72° pour 5 jets et 90° pour 4 jets).

Ces essais de visualisation permettent en plus de l'observation de l'érosion de peinture déjà décrite, d'étudier par éclairage stroboscopique l'écoulement dans l'auget et

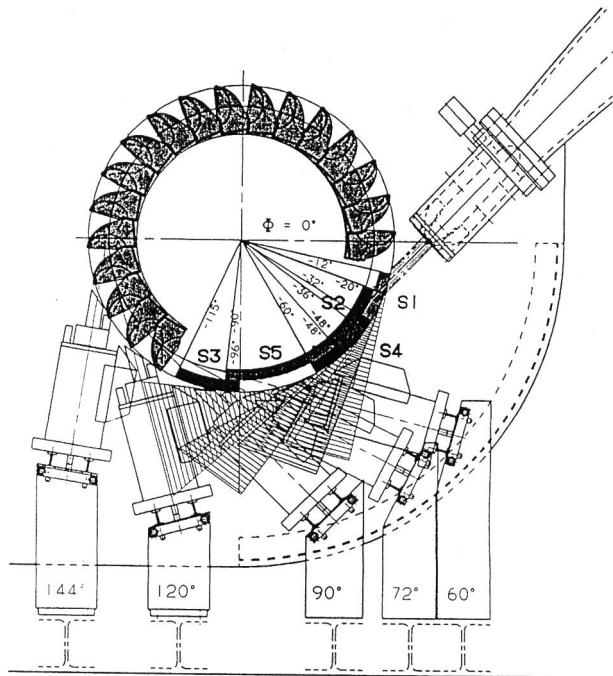
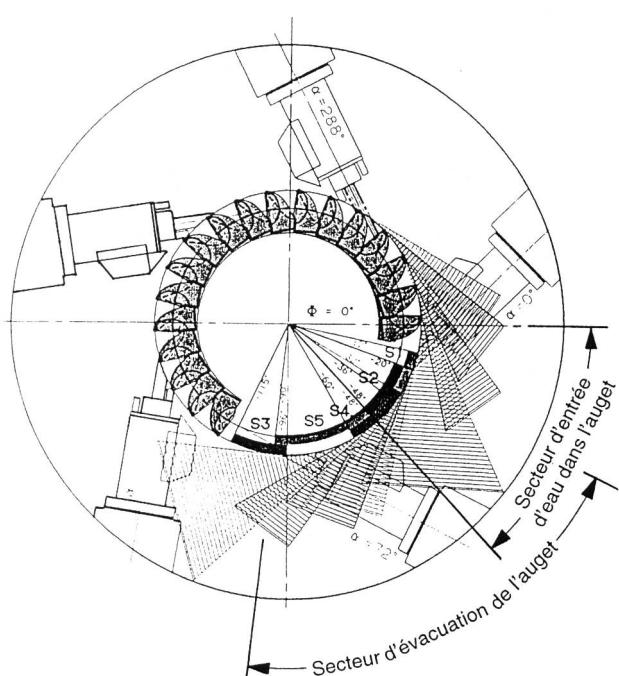


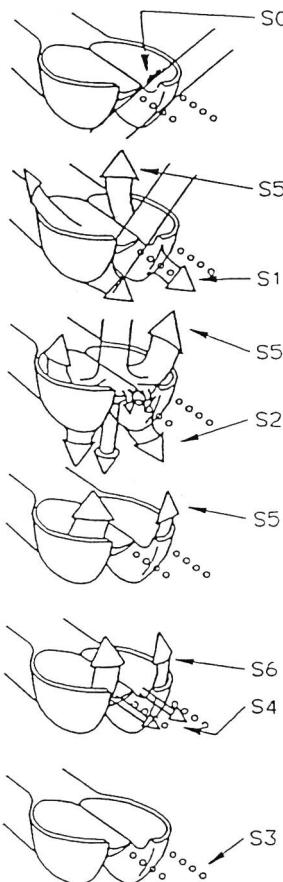
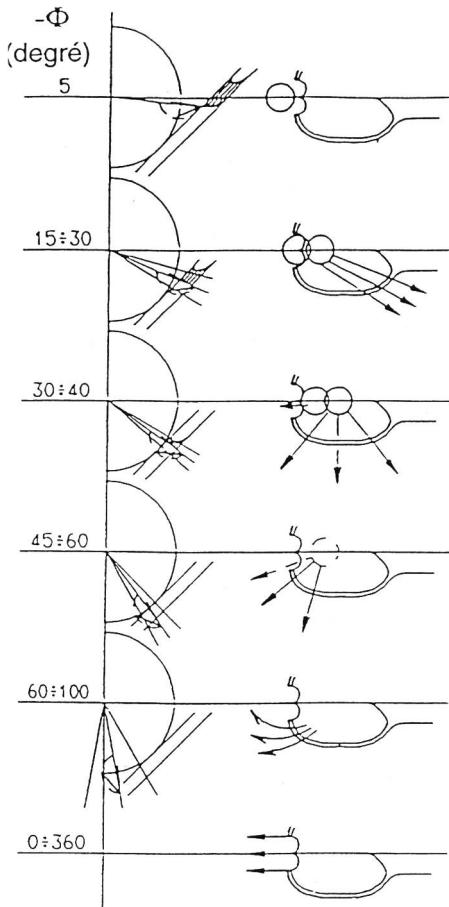
Figure 3. Situation des nappes d'évacuation, configuration 5 jets.

Position relative de l'auget par rapport au jet (schématique):

Coupe horizontale
(axe horizontal: $-\phi = 0$)

Position du jet
dans l'auget

Perspective
(avec indication
des nappes
d'évacuation d'eau)



- | | |
|--------|---|
| S0 | effet de ventilation sur le jet |
| S1, S2 | pénétration du jet par l'arête: nappe radiale provenant du dos de l'auget et rattrapant l'auget précédent |
| S3 | chaîne de gouttes |
| S4 | évacuation de l'auget par l'échancrure = danger d'altération du jet suivant |
| S5 | nappes d'évacuation principales |
| S6 | fin d'évacuation, les nappes se rapprochent de l'échancrure |

Figure 4. Essai de visualisation sur modèle réduit avec 1 injecteur: écoulement dans l'auget et évacuation de l'eau pendant la phase d'entrée du jet dans l'auget et la phase d'évacuation de l'eau.

les nappes d'évacuation (figure 4) et de mesurer les forces d'impact de l'eau d'évacuation sur l'injecteur suivant équipé de jauge de contrainte.

3. Etudes hydrauliques et constructives variantes à 4 ou 5 jets, essais sur modèle réduit de la solution à 5 jets choisie

3.1 Les études hydrauliques et constructives des turbines de Cleuson-Dixence ont abouti à la définition des profils hydrauliques, des plans d'installation et des plans d'ensemble des deux variantes à 5 et 4 jets.

Les analyses plus détaillées réalisées au niveau des éléments importants: répartiteur, injecteurs et roue ont permis de conclure à la réalisation industrielle des turbines selon l'une ou l'autre des variantes sans que les résultats de ces investigations puissent, de façon déterminante, influencer ce choix.

Compte tenu des économies réalisées par l'installation de 3 groupes seulement, estimées à env. 60 millions de francs et ayant pondéré les différences de travaux d'entretien et de surveillance, la direction du projet Cleuson-Dixence a décidé de poursuivre avec la solution d'équipement à 3 groupes.

3.2 Les essais sur un modèle réduit à 5 jets, à l'échelle 1/7^e, ont permis de mesurer les performances de ces turbines caractérisées par un rapport entre le diamètre de la roue tangent au jet et la largeur de l'auget $D_r/D_a = 6,44$ élevé et d'optimiser leur géométrie: essais de différentes

roues, différentes formes de bâts et différentes protections des jets.

Les essais entrepris en complète similitude de géométrie et de Froude sous une chute d'essai de 240 m et avec le profil définitif ont permis d'établir les garanties des turbines prototypes.

Domaine de fonctionnement (figure 1):

Ce diagramme, figure 1, montre la plage de fonctionnement des turbines de Cleuson-Dixence en fonction des niveaux dans le lac, des débits et l'évolution des chutes nettes en fonction des pertes de charge. La puissance unitaire est de 423 MW sous la chute maximale, la puissance électrique aux bornes du transformateur étant de 417 MWe.

Les turbines ont été conçues pour débiter chacune 25 m³/s sous 1663 m de chute nette minimale, le débit étant maintenu constant sous toutes les chutes, l'aménagement a une puissance totale qui varie d'env. 1100 MWe sous la chute minimal à 1200 MWe sous la chute maximale.

Caractéristiques de fonctionnement: $H_{brute} = 1883 \text{ m}$
Le diagramme «Caractéristiques de fonctionnement sous $H_{brute} = 1883 \text{ m}$ », figure 5, illustre le rendement global de l'aménagement (c'est-à-dire en tenant compte des pertes de charge de l'aménagement et des rendements des équipements turbines, alternateurs, services auxiliaires et transformateurs) sous cette chute brute correspondant au niveau 2314 m du lac de Grande Dixence qui est le centre de gravité de l'énergie contenue dans la tranche 2215 à 2364 m du lac, exploitée par le nouvel aménagement.

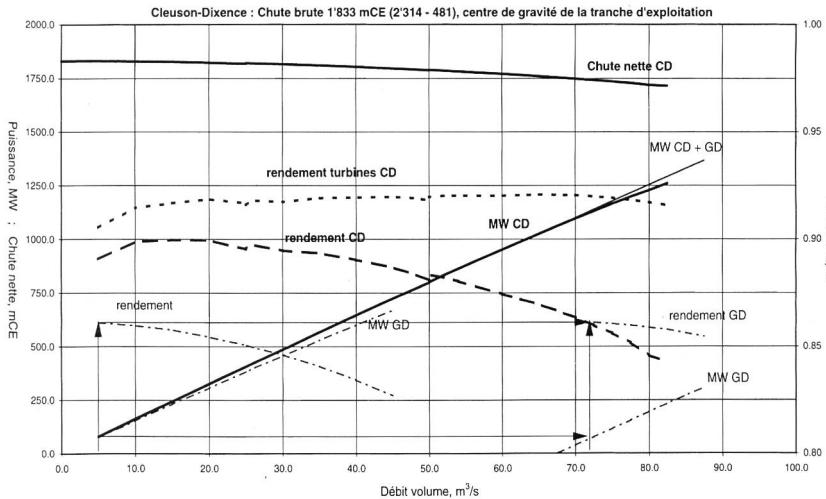


Figure 5. Caractéristiques de fonctionnement sous $H_{\text{brute}} = 1883 \text{ m}$.

Ce diagramme montre également qu'à partir de $72 \text{ m}^3/\text{s}$ le rendement global de Cleuson-Dixence est comparable au rendement global de faible charge de l'ancien aménagement de Grande Dixence avec les usines de Fionnay et Nendaz. Il y a lieu de charger alors les deux chaînes d'usines de Fionnay et Nendaz et de Biedron en parallèle.

Des essais complémentaires ont permis d'étudier le fonctionnement avec un nombre de jets réduits, de définir la cote aval maximale dans le canal de fuite permettant le fonctionnement, de rechercher les zones d'impact des jets deflectés et enfin d'établir la vitesse d'emballage des turbines.

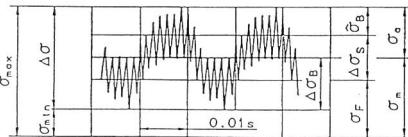
4. Analyses de la tenue mécanique et de la durée de vie des roues Pelton

Dans le cadre du contrat d'études confié au GCD par le maître d'ouvrage, les roues Pelton projetées ont fait l'objet d'investigations particulières visant à analyser leur tenue mécanique et à définir leur durée de vie.

4.1 L'état de contrainte dans les augets a été déterminé à l'aide d'un programme de calcul. On a ainsi démontré que la valeur limite fixée par EOS soit $\bullet \sigma_s = 55 \text{ MPa}$ pour la contrainte pulsatoire issue de l'action du jet à pleine charge, n'était pas dépassée. La force centrifuge d'un auget produit une contrainte permanente σ_f de 30 MPa à la vitesse nominale.

En ce qui concerne la contrainte $\bullet \sigma_B$ provoquée par la vibration forcée des augets, leur désaccordage évitera tout phénomène de résonance entre les fréquences propres (voir figure 6).

Figure 6.
Contrainte dans
le pied de l'auget
d'une roue Pelton
multijets.



σ_F	contrainte liée à la force centrifuge
$\Delta\sigma_s$	contrainte due à l'action du jet à l'exclusion de la réponse vibratoire de l'auget à cette force
$\Delta\sigma_B$	contrainte provoquée par la vibration forcée de l'auget = $2\sigma_B$
$\Delta\sigma$	contrainte dynamique totale crête à crête = $\Delta\sigma_s + \Delta\sigma_B$
σ_a	amplitude de la contrainte = $\Delta\sigma/2$
σ_m	contrainte moyenne = $\sigma_F + \Delta\sigma/2$

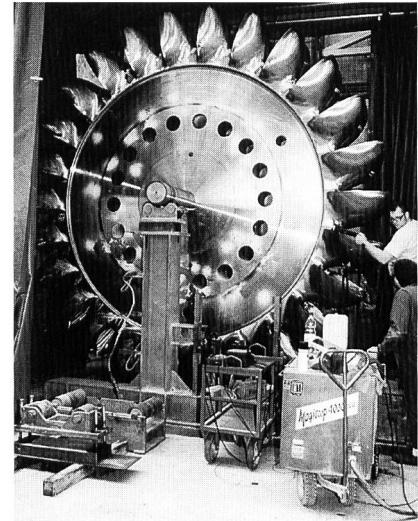


Figure 7. Contrôles qualité d'une roue Pelton.

4.2 L'étude a permis de définir les dimensions critiques des défauts qui peuvent évoluer en fissures en fonction de leur profondeur et de la contrainte sur l'auget.

A partir d'un calcul de propagation de fissures (sur la base de la mécanique de rupture linéaire élastique) on définit les intervalles maximum d'inspection avant qu'une fissure ne devienne dangereuse.

Cet intervalle est de 400 heures de service à pleine charge.

L'exigence de qualité pour la roue terminée est: absence de défaut supérieur à 3 mm sous la surface et absence de défaut supérieur à 6 mm jusqu'à 50 mm de profondeur.

4.3 Résistance à la fatigue et durée de vie

Les courbes de Woehler (essais du LBF, Darmstadt) en atmosphère humide, extrapolées jusqu'à 10^{10} cycles pour l'acier 13.4 utilisé et considérant les contraintes du pied de l'auget, la répartition de la charge, les contraintes résiduelles, etc. aboutissent à fixer une durée de vie supérieure à 50 000 heures pour la charge maximale et avec un coefficient de sécurité de 4 pour la somme des dommages.

La durée de vie théorique est de 10^{10} cycles de charge pour l'acier 13.4 correspondant à 80 000 heures de service à pleine charge.

Une analyse de fatigue conduirait à réduire la durée de vie à 50 000 heures à pleine charge mais grâce à des charges réelles moyennes plus faibles, à une conception favorable de l'attache (grande section d'attache et contrôles faciles grâce au grand D_1/B_2 , figure 7), à des contrôles de qualité des attaches (ressuage, magnétoscopie et ultrasons) à la fabrication, à des contrôles fréquents et à un entretien sérieux pendant l'exploitation, cette durée de vie de 50 000 heures sera dépassée.

5. Etude dynamique de la ligne d'arbre

EOS a confié à un groupe d'études formé du GCD et d'ABB (fournisseur de l'alternateur) l'étude de la ligne d'arbre c'est-à-dire le dimensionnement de l'arbre et des accouplements et l'étude du comportement dynamique de la ligne d'arbre pour les cas de fonctionnements normaux ou accidentels, électriques: fausses synchronisations, courts-circuits ou mécaniques: départ à l'emballage et conséquence en fonction de la qualité de l'équilibrage.

5.1 Les accouplements sont réalisés comme accouplements à friction avec une sécurité de 2,5 par rapport au

couple nominal et 1,1 pour le régime de court-circuit. Une sécurité mécanique supplémentaire est assurée par une portée cylindrique ajustée sur les boulons d'accouplement au droit du contact roue - plateau arbre turbine et par des goupilles radiales entre les plateaux d'accouplement moyeu alternateur - arbre turbine.

5.2 Dynamique de la ligne d'arbre

L'alternateur a une puissance de 465 MVA avec une vitesse de rotation de 428,6 t/min, une masse de 450 t et un moment d'inertie de 1500 t m².

La solution compacte choisie, possède un palier de guidage turbine et un palier combiné guidage-pivot au-dessus de l'alternateur.

En fonction de la répartition des masses, de la position des paliers (figure 8) et de leur élasticité, il est possible de calculer la première vitesse critique de flexion (figure 9).

Elle se situe entre la vitesse de délestage et la vitesse d'emballement. Etant donné que cette vitesse critique est déterminée par la distance entre les paliers de l'alternateur dont la hauteur est définie par ses autres caractéristiques électromécaniques, une solution à 3 paliers ne permet pas de porter cette vitesse critique au-delà de la vitesse d'emballement.

L'expérience de Sellrain Silz ayant montré d'autre part que l'on pouvait sous-estimer la rigidité de la construction. La construction de l'appui des patins du palier turbine est conçue pour permettre d'ajuster sa rigidité radiale lors des essais de mise en service, de façon à assurer une marge suffisante entre cette vitesse critique et les vitesses de délestage et d'emballement.

De même, l'arbre turbine a été conçu de façon à écarter la première vitesse critique de torsion d'au moins 10 % par rapport à la fréquence électrique du réseau.

L'étude a enfin conclu qu'en cas d'emballement du groupe avec un balourd normal et un entrefer légèrement asymétrique on pourrait passer sans dommage la vitesse cri-

Figure 8. Calcul de la ligne d'arbre du groupe.

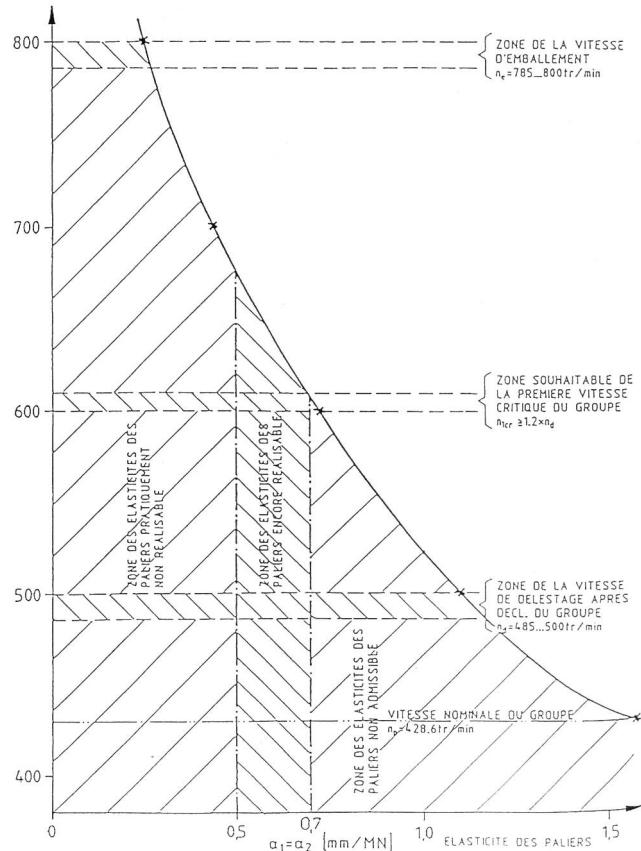
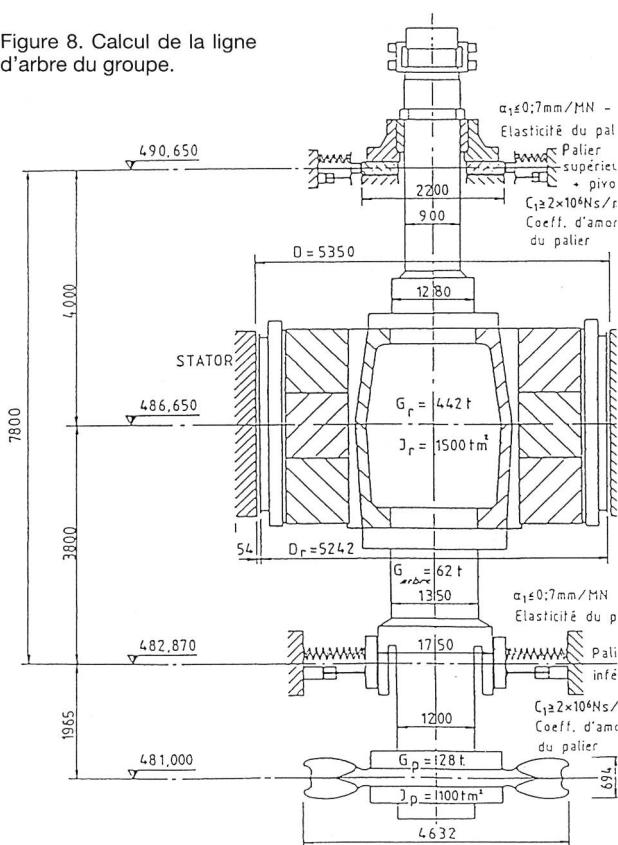


Figure 9. Première vitesse critique de l'arbre en fonction des élasticités des paliers.

tique aussi bien lors de la montée rapide à l'emballement que pendant le beaucoup plus lent ralentissement du groupe. Par contre, en cas de montée à l'emballement après rupture d'un auget (240 kg à une distance de 2 m de l'axe), les dégâts se limiteraient aux paliers.

Cleuson-Dixence et les constructeurs, s'appuyant sur la campagne très étendue de calculs et d'essais, peuvent affirmer la maîtrise complète de toutes les conditions d'exploitation imposées aux groupes hydrauliques de Biedron, aussi bien en régime normal que pendant les phases transitoires.

Les vannes sphériques

1. Introduction

En deuxième partie d'exposé, voici une courte présentation sur la conception et la réalisation de ces vannes exceptionnelles.

Elles assumeront une fonction de sécurité essentielle. Chacune sera capable de couper un débit accidentel de 100 m³/s (supérieur au débit du Rhône en étiage!) et ceci sous une pression dynamique de 2071 mètres de colonne d'eau (la différence de niveau entre la Dixence et Biedron, plus le coup de bâlier provoqué par la manœuvre de fermeture).

Les caractéristiques exceptionnelles de ces vannes ont amené le fournisseur à développer un nouveau concept de vannes sphériques que nous décrivons ci-après.

Rappel des caractéristiques principales des trois vannes sphériques:

- diamètre nominal: 1400 mm
- pression statique max.: 1883 mCE (185 bars)

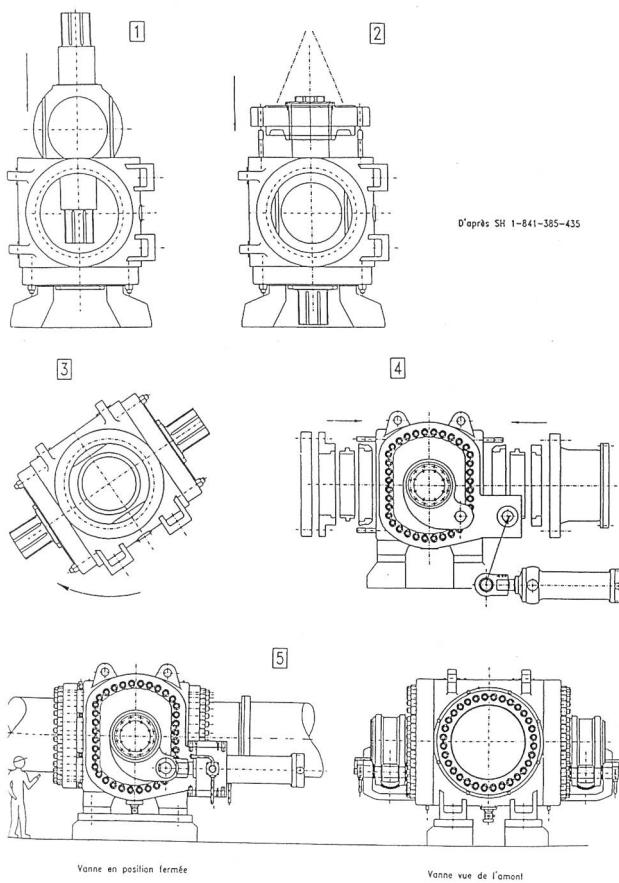


Figure 10. Schéma de montage.

- 1 Montage de l'obturateur dans le corps
- 2 Montage du deuxième couvercle
- 3 Rotation de l'ensemble de 90°
- 4 Montage des sièges et des servomoteurs
- 5 Achèvement du montage

- pression de construction: 2071 mCE (203 bars)
- pression d'essai: 3107 mCE (305 bars)
- débit nominal: 25 m³/s
- débit accidentel (dit de gueule bée): 100 m³/s
- condition de manœuvre en service normal en eau morte: ouverture-avant et fermeture-après la manœuvre des pointeaux des injecteurs

- condition de manœuvre en service exceptionnel: fermeture en eau vive en cas de non fonctionnement des injecteurs
- pression de l'huile de commande: 164 à 180 bars
- temps de manœuvre d'ouverture en eau morte: 50 à 100 s
- temps de fermeture en eau vive: 100 à 200 s.

2. Désirs du maître de l'ouvrage et de l'exploitant

Pour assurer le fonctionnement de cet organe de sécurité exceptionnel, les souhaits du maître de l'ouvrage comprenaient deux volets:

- critères de conception et de dimensionnement,
- critères d'entretien et de démontage.

Satisfaire à l'ensemble des critères correspondants est une condition difficile à tenir. Il y a lieu, en effet, de faire un arbitrage entre résistance mécanique des pièces et démontabilité.

A titre d'illustration, la liste des principaux critères est donnée ci-après, par ordre d'importance décroissante:

- obturateur sphérique et ses tourillons en une pièce (acier coulé ou soudé) c'est-à-dire que les tourillons ne sont pas rapportés par accouplements vissés,
- corps de la vanne monobloc, c'est-à-dire également en une pièce en acier coulé ou soudé, pour éviter les problèmes de déformation sous pression des brides d'assemblage des demi-corps,
- possibilité de démontage de l'obturateur lors des révisions générales (tous les 20 ans) ou après fermeture en eau vive, pour examen et réparation des surfaces extérieures de l'obturateur ou intérieures du corps,
- joint de service aval (cylindre mobile métallique à commande hydraulique venant s'appuyer sur la sphère fermée de l'obturateur par la pression d'eau du puits blindé) facilement accessible et démontable après dépose du tuyau de démontage aval,
- joint de révision amont commandé comme le joint de service,
- rotation de l'obturateur effectuée par 2 vérins rectilignes placés de part et d'autre du corps de la vanne et supportés par celui-ci (bouclage des efforts). L'ouverture s'effectue par pression d'huile, la fermeture par pression d'eau de la conduite,

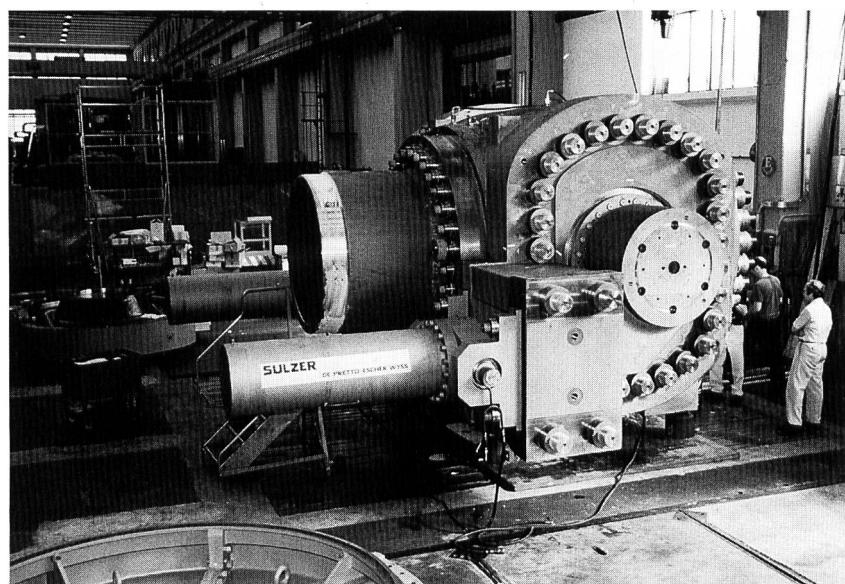


Figure 11. Vanne sphérique de l'usine de Bleudron, aménagement Cleuson-Dixence. Diamètre 1,40 m; P_{\max} . 207 bars; P_{essai} 303 bars; poids total 220 t.

- vanne accrochée à la tubulure amont et pieds libres axialement, permettent les déplacements consécutifs à la mise en pression et aux manœuvres,
- serrage des boulons effectué à l'aide de vérins hydrauliques et rigoureusement contrôlés.

3. La réalisation

C'est finalement la solution originale de la firme Sulzer Hydro à Kriens sur un dessin de M. Weibel qui l'a emportée en réalisant le meilleur compromis entre les critères du projet (résistance mécanique) et de l'exploitant (démontabilité).

Ce concept est illustré par le schéma de montage (figure 10). Le corps est un cylindre dont l'axe est perpendiculaire à l'axe de la conduite. Il comporte les brides de raccordement aux conduites forcées amont et aval. Elles sont combinées avec les anneaux de guidage et d'appui des joints mobiles. L'obturateur est introduit dans le corps par une des larges ouvertures situées aux extrémités du cylindre. Ces ouvertures sont fermées par des couvercles massifs boulonnés qui portent les piliers des tourillons de l'obturateur.

Les couvercles latéraux de la vanne laissent sortir les extrémités des tourillons sur lesquels seront fixés les leviers de commande, puis les servomoteurs également accrochés aux couvercles latéraux.

Afin de tenir compte des exigences de services extraordinaires de ces vannes et d'éviter le risque des vibrations lors d'une fermeture en eau vive, l'ensemble de la construction est volontairement massif.

L'obturateur et le corps de la vanne sont construits en acier coulé allié, de hautes résistances. Les contraintes de service calculées restent bien en dessous des contraintes admissibles. Les déformations sont en conséquence très faibles, ce qui assure la possibilité de manœuvre en toutes conditions.

Les essais de réception en usine de la première vanne sphérique en août (essais de pression et relevés des jauge de contraintes) ont prouvé la précision des calculs par éléments finis (figure 11).

Bibliographie

1. A. Bezinge, P. Bachman, G. Vuilloud: Das Ausbauprojekt Cleuson-Dixence Pelton-Turbinen für $H_{\max} = 1874$ m und $P_{\text{total}} = 1200$ MW. ÖVE/SEU/VDE Fachtagung Wasserkraft, Mai 1992 in Wien.
2. A. Bezinge, P. Loth: Cleuson-Dixence extensions sets world records. Hydropower & Dams, March 1994.
3. A. Bezinge: Vannes sphériques de l'usine de Biedron, aménagement Cleuson-Dixence. Fachtagung Abschlussorgane in Wasserbau, Lausanne 1991.

Auteur de l'article: M. Pierre Loth, ingénieur mécanicien EPFL 1967 machines hydrauliques, Electricité Ouest-Suisse SA, EOS, case postale 307, CH-1951 Sion. Nombreux projets et réalisations d'aménagements hydroélectriques en Suisse et à l'étranger dans le cadre d'un bureau d'ingénieurs. Actuellement responsable de la section hydromécanique à Cleuson-Dixence.

Discours lors de la 86^e Assemblée générale de l'Association suisse pour l'aménagement des eaux, Sion-Bramois, le 18 septembre 1997.

Bild rechts

Eine würdige Ruhestätte fand das alte Turbinenlaufrad des Aarekraftwerks Wildegg-Brugg dieser Tage auf dem Werkareal in Villnachern. Auf einem massiven Betonsockel in der Nähe des Maschinenhauses soll der gewichtige Veteran künftig als Zeichen umweltfreundlicher Energieproduktion die Blicke der Passanten auf sich lenken. Die seit 44 Jahren praktisch ununterbrochen betriebene Kaplan-turbine wird im Rahmen der Kraftwerkerneuerung zurzeit totalrevidiert und teilweise umgebaut. Ein neues, optimiertes Laufrad wird das nun ausgediente ersetzen.

Kraftwerk Wildegg-Brugg

Turbinenveteran ging in Pension

Nach über 40 Betriebsjahren wird auch das zweite ausgediente Turbinenlaufrad des Aarekraftwerks Wildegg-Brugg der Nachwelt erhalten bleiben. Das Herzstück der zurzeit revidierten und teilerneuerten Maschinengruppe 2 ziert nun als Symbol umweltfreundlicher Energieerzeugung die Umgebung des Werks in Villnachern.

Das etwa 50 Tonnen schwere Kaplan-Turbinenlaufrad wurde im Spätsommer dieses Jahres im Rahmen einer umfassenden Revision der Maschinengruppe 2 ausgebaut. Der vor 44 Jahren in Betrieb genommene Kraftwerksveteran weist inzwischen verschiedene Abnutzungsscheinungen auf und wird deshalb ersetzt. Ein nach jüngsten hydrodynamischen Erkenntnissen optimiertes, neues Laufrad des gleichen Typs ist im Auftrag der Nordostschweizerischen Kraftwerke (NOK) zurzeit bei Sulzer Hydro in Kriens in Fertigung. Es wird ab Mitte des nächsten Jahres für eine noch bessere Ausnutzung des turbinisierten Aarewassers sorgen.

Im Verlauf seiner rund 360 000 Betriebsstunden hatte das alte Laufrad zur Produktion von über sechs Milliarden Kilowattstunden sauberer Energie beigetragen. Da bereits das Turbinenrad der vor einigen Jahren revidierten Maschinengruppe 1 nicht verschrottet wurde, sondern als imposanter Blickfang dem Aarauer Strassenkreisel Rosengarten zu einem besonderen optischen Akzent verholfen hat, beschlossen die NOK, auch die zweite Turbine der Nachwelt zu erhalten.

Der an eine grosse Schiffsschraube erinnernde Stahlkloss wurde dieser Tage vom Maschinensaal zu seinem vorbereiteten «Denkmalpodest» auf dem öffentlich zugänglichen Teil des Kraftwerksareals befördert. In einer knapp zwei Stunden dauernden Aktion überbrückte der aufgebotene Schwertransporter die knapp 40 Meter lange Strecke, und ein leistungsfähiger Pneukran hob das Schwergewicht auf seinen neuen Standort. Als Umgebungsschmuck des Kraftwerk-Maschinenhauses dient es nun als Symbol einer zuverlässigen, CO₂-freien Energieerzeugung.

Mit Spannung in die Zukunft

Die Inbetriebnahme der zurzeit revidierten Maschinengruppe 2 ist im Sommer des nächsten Jahres geplant. Bis es so weit ist, müssen die teilweise neuen oder revidierten und geprüften Anlagekomponenten mit einem Gesamtgewicht von über 270 Tonnen Stück um Stück montiert werden.

Die unter der Leitung der NOK-eigenen Engineering-Abteilung bereits 1993 in Angriff genommene und inzwischen zu einem wesentlichen Teil realisierte Gesamterneuerung des Kraftwerks Wildegg-Brugg wird voraussichtlich noch vor der Jahrtausendwende abgeschlossen sein.

(NOK, November 1997)

