

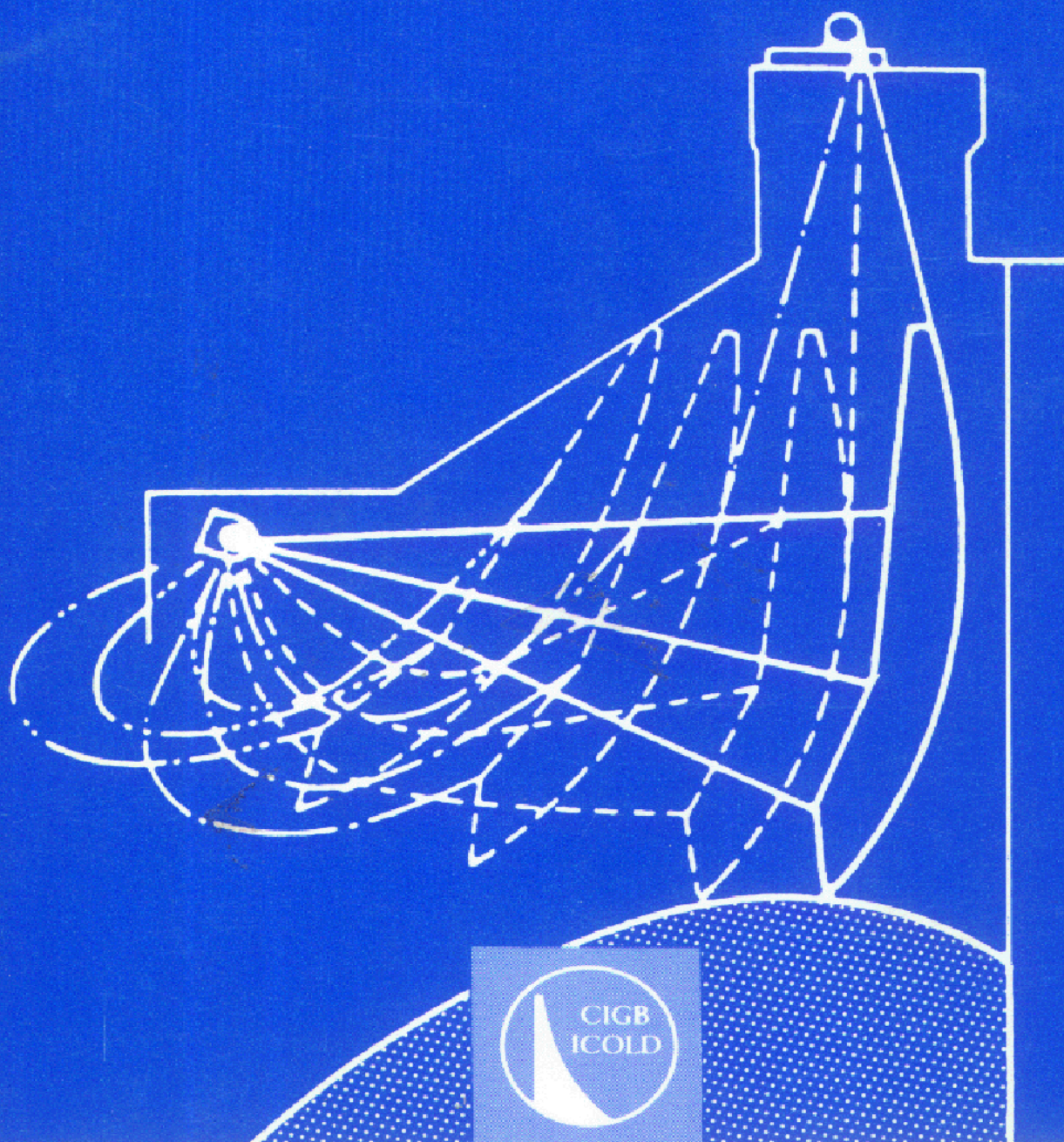
VIBRATIONS OF HYDRAULIC EQUIPMENT FOR DAMS

Review and recommendations

VIBRATIONS DU MATERIEL HYDRAULIQUE DES BARRAGES

Synthèse et recommandations

Bulletin 102



1996

The cover illustration is reproduced from Fig. 52 (page 176).

Radial gate vibrations leading to gate collapse.

L'illustration de couverture reproduit la Fig. 52 du Bulletin (page 176).

Vibrations d'une vanne segment aboutissant à sa rupture.

This Bulletin has been prepared by Sub-Committee No. 2
of the Committee on Hydraulics for Dams.

Original text in English - French translation by R. Chadwick (France),
with the assistance from Y. Le May.

*Ce Bulletin a été préparé par le Sous-Comité n° 2
du Comité de l'Hydraulique des Barrages.*

*Texte original en anglais - Traduction en français par R. Chadwick (France),
avec la collaboration de Y. Le May.*

VIBRATIONS OF HYDRAULIC EQUIPMENT FOR DAMS

VIBRATIONS DU MATERIEL HYDRAULIQUE DES BARRAGES

Commission Internationale des Grands Barrages - 151, bd Haussmann, 75008 Paris
Tél. : (33-1) 40 42 67 33 - Télex : 641320 ICOLD F - Fax : (33-1) 40 42 60 71

AVERTISSEMENT – EXONERATION DE RESPONSABILITE:

Les informations, analyses et conclusions auxquelles cet ouvrage renvoie sont sous la seule responsabilité de leur(s) auteur(s) respectif(s) cité(s).

Les informations, analyses et conclusions contenues dans cet ouvrage n'ont pas force de Loi et ne doivent pas être considérées comme un substitut aux réglementations officielles imposées par la Loi. Elles sont uniquement destinées à un public de Professionnels Avertis, seuls aptes à en apprécier et à en déterminer la valeur et la portée et à en appliquer avec précision les recommandations à chaque cas particulier.

Malgré tout le soin apporté à la rédaction de cet ouvrage, compte tenu de l'évolution des techniques et de la science, nous ne pouvons en garantir l'exhaustivité.

Nous déclinons expressément toute responsabilité quant à l'interprétation et l'application éventuelles (y compris les dommages éventuels en résultant ou liés) du contenu de cet ouvrage.

En poursuivant la lecture de cet ouvrage, vous acceptez de façon expresse cette condition.

NOTICE – DISCLAIMER :

The information, analyses and conclusions referred to herein are the sole responsibility of the author(s) thereof.

The information, analyses and conclusions in this document have no legal force and must not be considered as substituting for legally-enforceable official regulations. They are intended for the use of experienced professionals who are alone equipped to judge their pertinence and applicability and to apply accurately the recommendations to any particular case.

This document has been drafted with the greatest care but, in view of the pace of change in science and technology, we cannot guarantee that it covers all aspects of the topics discussed.

We decline all responsibility whatsoever for how the information herein is interpreted and used and will accept no liability for any loss or damage arising therefrom.

Do not read on unless you accept this disclaimer without reservation.

COMMITTEE ON HYDRAULICS FOR DAMS
COMITÉ DE L'HYDRAULIQUE DES BARRAGES
(1987-1993)

Chairman/Président

USA/États-Unis J. J. CASSIDY

Sub-Committee 1 / Sous-Comité 1

Spain/Espagne J. A. HERRERAS
(coordinator/coordonateur)
Brazil/Brésil A. RICOY DE OLIVEIRA
China/Chine SHEN CHONGGANG
France/France S. ALAM
Norway/Norvège D. K. LYSNE
Portugal/Portugal F. OLIVEIRA LEMOS
USSR/URSS V. M. SEMENKOV

Sub-Committee 2 / Sous-Comité 2

USA/États-Unis J. J. CASSIDY
(coordinator/coordonateur)
Netherlands/Pays-Bas P. A. KOLKMAN
Japan/Japon M. HINO
Co-opted members/Membres cooptés H. MAKARECHIAN (USA/États-Unis)
K. OGIHARA (Japan/Japon)

Sub-Committee 3 / Sous-Comité 3

Finland/Finlande M. AUTTI (coordinator/coordonateur)
Canada/Canada M. DROUIN
Czechoslovakia/Tchécoslovaquie V. MATOUSEK
Denmark/Danemark H. MAI
Sweden/Suède L. BILLFALK

Sub-Committee 4 / Sous-Comité 4

Germany/Allemagne J. GIESECKE
(coordinator/coordonateur)
Belgium/Belgique F. ZWAENEPOEL
Czechoslovakia/Tchécoslovaquie K. HAINDL
Switzerland/Suisse D. VISCHER

Sub-Committee 5 / Sous-Comité 5

Finland/Finlande P. REITER (coordinator/coordonateur)
Australia/Australie J. WINTON
Great Britain/Grande-Bretagne P. A. BACK
Spain/Espagne L. BERGA
South Africa/Afrique du Sud A. ROOSEBOOM

SOMMAIRE

- AVANT-PROPOS
1. INTRODUCTION
 2. INTRODUCTION AUX PHÉNOMÈNES VIBRATOIRES
 3. PARAMÈTRES PASSIFS DU FLUIDE : RAIDEUR, MASSE, AMORTISSEMENT
 4. EXCITATION INDUITE PAR L'ÉCOULEMENT ET ORIGINES DE LA RÉSONANCE DU FLUIDE
 5. VIBRATION DES GRILLES
 6. EXEMPLES DE PROBLÈMES DE VIBRATION
 7. UTILISATION DE MODÈLES RÉDUITS ET DE MÉTHODES DE CALCUL
 8. MESURES DESTINÉES A ÉVITER OU A ATTÉNUER LES VIBRATIONS - RECOMMANDATIONS
 9. RÉFÉRENCES

CONTENTS

- FOREWORD
1. INTRODUCTION
 2. INTRODUCTION TO VIBRATIONS
 3. PASSIVE FLUID COMPONENTS : STIFFNESS, MASS AND DAMPING
 4. DYNAMIC FLOW EXCITATION AND CAUSES OF FLUID RESONANCE
 5. VIBRATION OF TRASHRACKS
 6. EXAMPLES OF VIBRATION PROBLEMS
 7. THE USE OF SCALE MODELS AND COMPUTATIONAL METHODS
 8. DESIGN GUIDELINES TO AVOID OR MITIGATE VIBRATION PROBLEMS
 9. REFERENCES

TABLE DES MATIÈRES

AVANT-PROPOS	17
1. INTRODUCTION	18
1.1. Objet du Bulletin	18
1.2. Structure du Bulletin	24
2. INTRODUCTION AUX PHÉNOMÈNES VIBRATOIRES	28
2.1. Généralités	28
2.2. Corps situés dans un écoulement : étude par le calcul	30
2.2.1. Réponse à l'excitation harmonique d'un corps sur support élastique	34
2.2.2. Réponse à l'excitation aléatoire	38
2.2.3. Critères généraux de projet concernant les vibrations induites par un écoulement	44
2.3. Classification des vibrations induites par l'écoulement et des instabilités de l'écoulement suivant les sources d'excitation	46
2.3.1. Cas A : Excitation d'origine externe	46
2.3.2. Cas B : Excitation par instabilité de l'écoulement	46
2.3.3. Cas C : Excitation induite par le mouvement	52
2.3.4. Cas D : Excitation amplifiée par résonance du fluide	52
2.3.5. Cas E : Résonance instable du fluide	54
3. PARAMÈTRES PASSIFS DU FLUIDE : RAIDEUR, MASSE, AMORTISSEMENT	56
3.1. Généralités	56
3.2. Méthodes de calcul	58
3.3. Masse ajoutée dans le cas des vannes	64
3.4. Effets de la raideur	70
3.5. L'amortissement et ses effets	74
3.6. Inertie de l'écoulement	78
3.7. Couplage des différents modes de vibration par le fluide	80
4. EXCITATION INDUITE PAR L'ÉCOULEMENT ET ORIGINES DE LA RÉSONANCE DU FLUIDE	84
4.1. Excitation d'origine externe et excitation créée par les écoulements instables	84
4.2. Généralités sur l'excitation induite par l'écoulement	94

TABLE OF CONTENTS

FOREWORD	17
1. INTRODUCTION	19
1.1. Purpose of the Bulletin	19
1.2. Structure of the Bulletin	25
2. INTRODUCTION TO VIBRATIONS	29
2.1. General considerations	29
2.2. Structure in flow : an analytical approach	31
2.2.1. Response of an elastically-supported body to harmonic excitation ...	35
2.2.2. Response to random excitation	39
2.2.3. General design criteria concerning flow-induced vibrations	45
2.3. Classification of flow-induced vibrations and flow instabilities in terms of excitation sources	47
2.3.1. Class A : Externally induced excitation	47
2.3.2. Class B : Excitation induced by flow instability	47
2.3.3. Class C : Movement induced excitation	53
2.3.4. Class D : Excitation amplified by fluid resonance	53
2.3.5. Class E : Unstable fluid resonance	55
3. PASSIVE FLUID COMPONENTS : STIFFNESS, MASS AND DAMPING ...	57
3.1. General considerations	57
3.2. Computational methods	59
3.3. Added mass for gates and valves	65
3.4. Effects of stiffness	71
3.5. Damping and its effects	75
3.6. Inertia of fluid flow	79
3.7. Coupling of different vibration modes by the fluid	81
4. DYNAMIC FLOW EXCITATION AND CAUSES OF FLUID RESONANCE	85
4.1. Extraneously induced flow excitation and excitation due to flow instabilities	85
4.2. General aspects of movement induced excitation	95

4.3. La théorie de l'ouverture (fente) oscillante appliquée au bouchon de baignoire	94
4.4. La théorie de l'ouverture oscillante appliquée à une vanne soumise à des vibrations verticales	102
4.5. Vibrations horizontales des vannes : hypothèse de la variation du coefficient de débit	108
4.6. Phénomène galopant (" Galloping ")	112
4.7. Application d'un indicateur d'instabilité pour les vannes	116
4.8. Formation d'ondes due à la vibration des vannes	118
4.9. Résonance instable du fluide induite par une vanne	120
4.10. Vibration d'une vanne clapet sous l'effet d'un déversement	122
4.11. Autres exemples d'éléments susceptibles d'être soumis à des vibrations et à des variations de pression	128
5. VIBRATION DES GRILLES	142
5.1. But des grilles et problèmes connexes	142
5.2. Réponse dynamique des grilles	144
5.3. Pertes de charge sur les grilles	150
5.4. Caractéristiques mécaniques des éléments de grille	152
5.5. Vibrations des éléments individuels	154
5.6. Réponse des éléments de grille	160
5.7. Autres sources d'excitation	168
5.8. Recommandations sur la conception des grilles	170
6. EXEMPLES DE PROBLÈMES DE VIBRATION	174
6.1. Vannes d'évacuateur	174
6.2. Vannes sous faible charge	180
6.3. Vannes sous forte charge	190
6.4. Jeux et étanchéités à faible débit de fuite	198
6.5. Vannes déversantes	200
6.6. Grilles	204
6.7. Problèmes dynamiques et de cavitation associés à un écoulement en galerie sans aération ou avec aération partielle	208
6.8. Vibrations de vannes d'aspirateur	212
6.9. Vibrations dans un bassin de dissipation d'énergie	212

4.3. The fluctuating-gap theory applied to the bathtub plug	95
4.4. The fluctuating-gap theory applied to the vertically vibrating gate	103
4.5. Horizontal gate vibrations: hypothesis of the fluctuating discharge coefficient	109
4.6. Galloping	113
4.7. Application of an instability indicator for gates	117
4.8. Wave formation due to gate vibration	119
4.9. Gate-induced unstable fluid resonance	121
4.10. Flap-gate vibrations due to an overflowing nappe	123
4.11. Further examples of design components which could experience vibrations and pressure fluctuations	129
5. VIBRATION OF TRASHRACKS	143
5.1. Purpose of trashracks and associated problems	143
5.2. Dynamic response of trashracks	145
5.3. Headloss through trashracks	151
5.4. Structural properties of trashrack members	153
5.5. Vibrations of individual members	155
5.6. Response of trashrack members	161
5.7. Other sources of excitation	169
5.8. Design guidelines for trashracks	171
6. EXAMPLES OF VIBRATION PROBLEMS	175
6.1. Spillway gates	175
6.2. Low-head gates	181
6.3. High-head gates and valves	191
6.4. Gaps and seals which produce minor leakage	199
6.5. Gates with overflow	201
6.6. Trashracks	205
6.7. Dynamic problems and cavitation related to non-aerated or partially aerated culvert flow	209
6.8. Vibrations of draft-tube gates	213
6.9. Vibrations in a stilling basin	213

7. UTILISATION DE MODÈLES RÉDUITS ET DE MÉTHODES DE CALCUL	216
7.1. Généralités	216
7.2. Modèles réduits	216
7.2.1. Stratégie d'étude	216
7.2.2. Similitude en élasticité, masse et amortissement	218
7.2.3. Effets d'échelle	222
7.2.4. Les différents types de modèles	226
7.2.5. Appareils de mesure	226
7.2.6. Analyse des mesures	228
7.3. Mesures sur les ouvrages réels	228
7.3.1. Conditions requises, techniques et appareils de mesure	228
7.3.2. Exemples de mesures sur ouvrages réels	232
7.4. Méthodes de calcul	236
7.4.1. Généralités	236
7.4.2. Réponse de structures à continuité d'élasticité	238
7.4.3. Calculs dans le domaine des fréquences	240
7.4.4. Calculs dans le domaine du temps	240
7.4.5. Calcul de la masse ajoutée	242
7.4.6. Bibliographie spéciale : méthodes modernes de calcul	242
8. MESURES DESTINÉES A ÉVITER OU A ATTÉNUER LES VIBRATIONS - RECOMMANDATIONS	244
8.1. Généralités	244
8.2. La forme	244
8.3. Les vannes	246
8.4. Les grilles	248
8.5. Les couteaux et les étanchéités	250
8.6. Raideur	252
8.7. Amortissement	254
8.8. Élimination des vibrations et de la cavitation par aération	256
8.9. Exemples de modifications destinées à atténuer les vibrations	256
9. RÉFÉRENCES	260
9.1. Références générales	260
9.2. Références relatives aux méthodes de calcul	265
9.2.1. Interaction entre une structure et un fluide non visqueux	265
9.2.2. Forces du fluide agissant sur un cylindre en vibration dans un fluide visqueux	266

7. USE OF SCALE MODELS AND COMPUTATIONAL METHODS	217
7.1. General	217
7.2. Scale models	217
7.2.1. Research strategy	217
7.2.2. Scaling elasticity, mass and damping	219
7.2.3. Scale effects	223
7.2.4. Summary of the types of models	227
7.2.5. Instrumentation	227
7.2.6. Analysis of measurements	229
7.3. Measurements on prototype structures	229
7.3.1. Requirements, techniques and instrumentation	229
7.3.2. Examples of prototype measurements	233
7.4. Computational methods	237
7.4.1. General	237
7.4.2. Response of continuously elastic structures	239
7.4.3. Computations in the frequency domain	241
7.4.4. Computations in the time domain	241
7.4.5. Added mass computation	243
7.4.6. Special references list related to advanced computational methods ...	243
8. DESIGN GUIDELINES TO AVOID OR MITIGATE VIBRATION PROBLEMS	245
8.1. General	245
8.2. Shape	245
8.3. Gates	247
8.4. Trashracks	249
8.5. Lip and seal design	251
8.6. Stiffness	253
8.7. Damping	255
8.8. Venting to avoid vibrations and cavitation	257
8.9. Examples of mitigating vibration problems	257
9. REFERENCES	260
9.1. General information	260
9.2. Special references on computational methods	265
9.2.1. Interaction of a structure with inviscid fluid	265
9.2.2. Fluid forces acting on a cylinder vibrating in a viscous fluid	266

LISTE DES FIGURES

- Fig. 1. – Vanne suspendue dans un écoulement.
- Fig. 2. – Écoulement bidimensionnel autour de deux cylindres en série.
- Fig. 3. – Réponse à l'excitation harmonique.
- Fig. 4. – Amplitude et fréquence de vibration d'un cylindre circulaire.
- Fig. 5. – *a)* Excitation et coefficient d'amplification - *b)* Réponse correspondante d'un oscillateur.
- Fig. 6. – Causes d'excitation dans les fluides.
- Fig. 7. – Résultats d'un calcul bidimensionnel des forces d'inertie et de l'amortissement dû au rayonnement des ondes à partir d'une vanne en vibration horizontale, immergée sur une face.
- Fig. 8. – Masse ajoutée dans le cas d'un piston en vibration.
- Fig. 9. – Réseau d'écoulement autour d'une plaque oscillante de faible largeur.
- Fig. 10. – Coefficient de masse ajoutée d'une vanne en vibration horizontale dans un écoulement à surface libre, sans tenir compte des ondes.
- Fig. 11. – Réseau d'écoulement autour d'une vanne en L, en vibration verticale.
- Fig. 12. – Schéma d'une vanne en bout de conduite.
- Fig. 13. – Bonde en vibration.
- Fig. 14. – Influence de la fréquence de vibration sur les phénomènes induits par un écoulement : amplification, raideur négative aux hautes fréquences, amortissement.
- Fig. 15. – Inertie de l'écoulement au droit d'une vanne vibrante ou en cas de variation du débit.
- Fig. 16. – Ouvrage de prise par pompage en bordure de mer.
- Fig. 17. – Pressions appliquées à une vanne vibrante et dues à la masse ajoutée.
- Fig. 18. – Valeurs du coefficient de traînée et du nombre de Strouhal d'un cylindre circulaire en fonction du nombre de Reynolds.
- Fig. 19. – Valeurs du nombre de Strouhal pour différentes formes de section et différents angles d'attaque.
- Fig. 20. – Nombre de Strouhal dans le cas de l'excitation horizontale d'une vanne de fond.
- Fig. 21. – Nombre de Strouhal en cas d'excitation verticale d'une vanne à fond plat.
- Fig. 22. – Schéma de définition de la géométrie de la vanne utilisée lors des essais de Martin *et al.*
- Fig. 23. – Variations de pression, sous une vanne.
- Fig. 24. – Bouchon de baignoire : configuration et notation.
- Fig. 25. – Section d'une vanne wagon avec dispositif de déverrouillage.

LIST OF FIGURES

- Fig. 1. – Gate suspended in flow.
- Fig. 2. – Two-dimensional flow past tandem cylinders.
- Fig. 3. – Response at harmonic excitation.
- Fig. 4. – Vibration amplitude and frequency of a circular cylinder.
- Fig. 5. – *a)* Excitation and amplification factor - *b)* Resulting response of an oscillator.
- Fig. 6. – Fluid excitation sources.
- Fig. 7. – Results of a two-dimensional calculation of inertial forces and damping due to wave radiation from a horizontally vibrating gate submerged on one side.
- Fig. 8. – Added mass for a vibrating piston.
- Fig. 9. – Flow pattern for an oscillating strip.
- Fig. 10. – Added mass coefficient for a horizontally vibrating gate with free surface flow, neglecting surface waves.
- Fig. 11. – Flow pattern for a hooked gate vibrating vertically.
- Fig. 12. – Schematic arrangement of a gate at the end of a conduit.
- Fig. 13. – The vibrating plug valve.
- Fig. 14. – Effect of frequency of vibration on flow-induced negative damping, high-frequency negative stiffness, and positive damping.
- Fig. 15. – Flow inertia due to a vibrating gate or to a fluctuating discharge.
- Fig. 16. – Pump intake at a coastal facility.
- Fig. 17. – Pressures on a vibrating gate due to added mass.
- Fig. 18. – Values of the drag coefficient and Strouhal number for a circular cylinder as a function of Reynolds number.
- Fig. 19. – Values of the Strouhal number for different cross-sectional shapes at different angles of attack.
- Fig. 20. – Strouhal number for horizontal excitation of a culvert gate.
- Fig. 21. – Strouhal number for vertical excitation of a flat-bottom gate.
- Fig. 22. – Definition sketch for gate geometry tested by Martin *et al.*
- Fig. 23. – Pressure fluctuations beneath a gate.
- Fig. 24. – Notation for the bathtub plug configuration.
- Fig. 25. – Section of a roller gate with release system.

- Fig. 26. – Vanne segment inversée avec bord supérieur proéminent.
- Fig. 27. – Vanne vibrant dans le sens vertical : schéma et notation.
- Fig. 28. – Comparaison des grandeurs d'auto-excitation sur un modèle réduit de vanne; résultats expérimentaux et théoriques.
- Fig. 29. – Différentes formes de couteau de vanne pour lesquelles le comportement dynamique a été étudié.
- Fig. 30. – Éléments de deux écoulements survenant simultanément : type ouverture et type masse ajoutée.
- Fig. 31. – Amplitudes maximales de vibration horizontale pour les premier, deuxième et troisième harmoniques, en fonction de l'ouverture d'une vanne à arête rectangulaire.
- Fig. 32. – Différentes formes de couteau de vanne vérifiées par Jongeling.
- Fig. 33. – Coefficients d'écoulement sur un prisme carré et amplitudes de la vitesse de vibration « galopante ».
- Fig. 34. – Ondes créées à l'amont d'un modèle réduit de vanne animée de vibrations verticales et horizontales.
- Fig. 35. – Représentation schématique des éléments concernés par les vibrations d'une vanne clapet.
- Fig. 36. – Forme de la vibration d'une nappe d'eau en chute verticale.
- Fig. 37. – Exemples de configurations pour lesquelles les vibrations et les variations de pression sont liées à l'instabilité de l'écoulement.
- Fig. 38. – Exemples d'excitation induite par le mouvement affectant des corps immergés dans un écoulement.
- Fig. 39. – Exemples de profilés qui, immergés dans un écoulement, sont instables et sujets à des vibrations « galopantes ».
- Fig. 40. – Exemples de vannes exposées au risque d'excitation induite par le mouvement.
- Fig. 41. – Exemples d'excitation induite par le mouvement, liée au couplage des modes.
- Fig. 42. – Disposition caractéristique d'une grille de protection.
- Fig. 43. – Détails d'une grille et profilés utilisés pour les barreaux.
- Fig. 44. – Décollement des tourbillons au droit d'éléments, de section rectangulaire, dans un écoulement de faible turbulence.
- Fig. 45. – Valeurs limites du nombre de Strouhal pour six différentes sections de barreau de grille.
- Fig. 46. – Nombre de Strouhal d'un barreau immobile en fonction de la géométrie de la section et de l'angle d'incidence de l'écoulement.
- Fig. 47. – Éléments dans un écoulement : sections stables et sections instables.
- Fig. 48. – Effet de modifications apportées à la géométrie de la section des barreaux sur leur réponse dynamique aux sollicitations appliquées par l'écoulement.
- Fig. 49. – Réponse de sections de diverses formes au passage de l'eau.
- Fig. 50. – Réponse « plongeante » des éléments d'une grille dans un écoulement arrivant de biais.

- Fig. 26. – Reversed radial valve with extended upper lip.
- Fig. 27. – Diagram and notation for a vertically vibrating gate.
- Fig. 28. – Comparison of magnitudes of computed and experimentally-measured vertical self-excitation acting on the bottom of a scale model gate.
- Fig. 29. – Different gate-edge shapes for which dynamic behaviour was studied.
- Fig. 30. – The elements of simultaneously-occurring gap flow and added mass flow.
- Fig. 31. – Maximum horizontal vibration amplitudes at first, second and third harmonics as a function of gate opening (for a rectangular edge).
- Fig. 32. – Different gate-edge types as tested by Jongeling.
- Fig. 33. – Cross-flow coefficients for a square prism and resulting amplitudes of galloping vibration-velocity.
- Fig. 34. – Wave patterns generated on the upstream side of a scale model gate vibrating both vertically and horizontally.
- Fig. 35. – Schematic presentation of the elements involved in flap-gate vibrations.
- Fig. 36. – Nappe shape of a vibrating vertically-falling nappe.
- Fig. 37. – Examples of situations where vibrations and pressure fluctuations are related to flow instability.
- Fig. 38. – Examples of movement-induced excitation of bodies immersed in a flow.
- Fig. 39. – Examples of cross-sectional shapes of structural members which when immersed in a flow are unstable and subject to “galloping” vibrations.
- Fig. 40. – Examples of gates for which movement-induced excitation may occur.
- Fig. 41. – Examples of movement-induced excitation related to mode coupling.
- Fig. 42. – Typical trashrack arrangement.
- Fig. 43. – Design details and typical bar shapes used in trashracks.
- Fig. 44. – Vortex shedding patterns created by flow past rectangular members in low-turbulence flow.
- Fig. 45. – Limiting Strouhal numbers for six structural shapes commonly used as trashrack bars.
- Fig. 46. – Strouhal number for a stationary rectangular member as a function of the geometric shape of the bar and the angle of approaching flow.
- Fig. 47. – Stable and unstable cross-sectional shapes for structural members in a flow.
- Fig. 48. – Effect of modifications to cross-sectional shape on dynamic response to flow.
- Fig. 49. – Response of various cross-sectional shapes to cross flow.
- Fig. 50. – Plunging response of trashrack members to skewed approach flow.

- Fig. 51. – Un mode de vibration « plongeante » d'une grille.
- Fig. 52. – Vibrations d'une vanne segment aboutissant à sa rupture.
- Fig. 53. – Formes de bords inférieurs de vannes segment.
- Fig. 54. – Vanne à tablier incliné.
- Fig. 55. – Vanne secteur inversée avec tablier à contre-courbure.
- Fig. 56. – Fuite entre les corps supérieur et inférieur d'une vanne Stoney.
- Fig. 57. – Aménagement de la fente inférieure dans le cas d'une vanne segment déversante.
- Fig. 58. – Vanne levante verticale, avec arête vive, de 80 m de portée.
- Fig. 59. – Vanne caisson à rouleaux, de grande portée, avec clapet.
- Fig. 60. – Instabilité d'une vanne du barrage anti-tempête sur la Tamise.
- Fig. 61. – Étanchéité gonflable d'une vanne sphérique.
- Fig. 62. – Fuites par-dessus une vanne en conduite.
- Fig. 63. – Étanchéité supérieure d'une vanne segment inversée.
- Fig. 64. – Étanchéité du boisseau d'une vanne brise-charge.
- Fig. 65. – Rupture d'une vanne à cône fixe (Howell-Bunger).
- Fig. 66. – Instabilité dynamique en relation avec un faible jeu aux étanchéités latérales des vannes.
- Fig. 67. – Étanchéités amont sur une vanne.
- Fig. 68. – Clapet avec becs de fractionnement pour empêcher l'oscillation de la nappe déversante.
- Fig. 69. – Clapet dépourvu de coussin d'air sous la nappe déversante.
- Fig. 70. – Grille à barreaux de section rectangulaire.
- Fig. 71. – Coup de bélier provoqué par l'aspiration de l'air derrière une vanne lors de sa fermeture.
- Fig. 72. – Risque de cavitation dans le cas de deux vannes en série.
- Fig. 73. – Pompe-turbine et vanne d'aspirateur, où les vibrations de la vanne résultaient de l'excitation induite par la pompe-turbine.
- Fig. 74. – Bassin de dissipation d'énergie au pied d'un barrage de 69,5 m de hauteur.
- Fig. 75. – Déformée du maillage de calcul au cours de la vibration d'un élément de section carrée, et résultats du calcul d'un champ d'écoulement pour des nombres de Reynolds de 150, 200 et 300.
- Fig. 76. – Aération de la longrine inférieure d'une vanne de grande portée (31 mètres), en vue d'éliminer les vibrations verticales.

- Fig. 51. – One mode of plunging vibration for a trashrack.
- Fig. 52. – Radial gate vibrations leading to gate collapse.
- Fig. 53. – Lower edge shapes used on a radial gate.
- Fig. 54. – Gate with inclined skin plate.
- Fig. 55. – Reversed sector gate with a counter-curved face plate.
- Fig. 56. – Leakage between upper and lower sectors of a Stoney gate.
- Fig. 57. – Shaping of the bottom slit for a submersible radial gate.
- Fig. 58. – Vertical lift gate with sharp edge and 80-meter span.
- Fig. 59. – Long span shell roller gate with flap.
- Fig. 60. – Instability phenomena of the Thames barrier gate.
- Fig. 61. – Inflatable seal of a ball valve.
- Fig. 62. – Leakage through top of a culvert gate.
- Fig. 63. – Top seal for a reversed radial gate.
- Fig. 64. – Plug seal of a head-breaking valve.
- Fig. 65. – Failure of a fixed-cone jet (Howell-Bunger) valve.
- Fig. 66. – Dynamic instability related to small side-seal gaps.
- Fig. 67. – Upstream seals on a gate.
- Fig. 68. – Flap gate with splitters to prevent nappe oscillation.
- Fig. 69. – Cross section for a flap gate without air-cushion under the overflow nappe.
- Fig. 70. – Trashrack with rectangular bars.
- Fig. 71. – Water-hammer effects due to air suction behind a closing gate.
- Fig. 72. – Cavitation risk at tandem-gate installations.
- Fig. 73. – Draft-tube gate and pump-turbine installation where vibrations of the gate were caused by excitation from the pump-turbine.
- Fig. 74. – Stilling basin for a 69.5 meter high dam.
- Fig. 75. – Deformation of the computation grid during vibration of a square cylinder and results of flow computation for Reynolds numbers of 150, 200 and 300.
- Fig. 76. – Venting of the lower girder on a long-span (31-meter long) gate to eliminate vertical vibrations.

AVANT-PROPOS

Peu de problèmes sont plus difficiles à résoudre que celui de la vibration des matériels hydrauliques. En raison de la gravité des risques encourus par ces matériels et les ouvrages connexes, les phénomènes de vibration ont fait l'objet d'importantes recherches depuis plusieurs décennies. Ces travaux ont connu de récents développements et nous en savons maintenant beaucoup plus sur les conditions d'apparition et les caractéristiques des vibrations dangereuses. Le présent Bulletin se propose d'aider le responsable de projet à mieux comprendre ces phénomènes, et de lui fournir les outils permettant de mettre au point des projets performants.

Ce Bulletin a été préparé par les membres du Sous-Comité n° 2 « Vibrations du Matériel des Barrages » du Comité de l'Hydraulique des Barrages, créé en 1987 (voir composition du Comité, page 2).

Il s'adresse aux projeteurs, constructeurs et maîtres d'ouvrage qui pourront tirer le plus grand profit de la synthèse complète présentée.

Que les auteurs de cet excellent rapport en soient vivement remerciés.

J. J. Cassidy
Président du Comité
de l'Hydraulique des Barrages

FOREWORD

Few problems are more difficult to cope with than the vibrations of hydraulic equipment. Because of the danger they impose to hydraulic equipment and the associated structures, vibrations have been the subject of extensive research for many decades and research has accelerated in recent times with the result that much more is now known about the occurrence and characteristics of dangerous vibrations. This Bulletin attempts to provide the designer with understanding as well as tools that will aid in developing safe designs.

This Bulletin was prepared by the members of Subcommittee No. 2 "Vibrations of Equipment for Dams" of the Committee on Hydraulics for Dams which was established in 1987 (see membership, page 2).

It addresses designers, manufacturers and owners who will greatly benefit from the comprehensive review presented.

Authors of this excellent report deserve our best appreciation.

J. J. Cassidy
Chairman, Committee
on Hydraulics for Dams

1. INTRODUCTION

1.1. OBJET DU BULLETIN

L'objet du présent Bulletin est de décrire les problèmes de vibration des matériels équipant habituellement les grands barrages, de définir et d'analyser les caractéristiques hydrauliques et mécaniques favorisant la mise en vibration, et de proposer aux responsables de projet des recommandations destinées à réduire le risque de vibrations dangereuses sur les ouvrages en service. Les vibrations d'origine hydrodynamique étant des phénomènes complexes difficiles à simplifier, les auteurs espèrent que ce Bulletin servira d'introduction à l'étude et à la compréhension de ces phénomènes. On traite essentiellement des *vannes et grilles de protection*, celles-ci étant les matériels les plus fréquemment exposés aux vibrations. Le Bulletin se propose également d'aider le lecteur à comprendre les origines des vibrations, et à les éviter en adoptant des dispositions au stade de l'étude de projet. Dans la série « Conception des ouvrages hydrauliques », l'Association Internationale des Recherches Hydrauliques (AIRH) a publié un manuel sur les forces hydrodynamiques [Naudascher, 1991] et un deuxième manuel sur les vibrations [Naudascher & Rockwell, 1994]. Les auteurs du présent Bulletin ont beaucoup profité de ces deux manuels. A l'inverse du manuel publié par l'AIRH, le présent Bulletin traite essentiellement du cas des *grands barrages*, sans s'étendre à tous les aspects du domaine des vibrations induites par l'écoulement. Au contraire, il s'est limité aux problèmes relatifs aux structures annexes des barrages. Ce Bulletin donne des recommandations sur la conception et le calcul des structures, destinées à éliminer le risque de vibrations dangereuses. Il donne également des recommandations sur l'utilisation de méthodes analytiques, et de modèles physiques, permettant d'étudier les phénomènes de vibrations et de les écarter au niveau du projet.

Les vibrations sont d'origine, soit mécanique, soit hydraulique. Ici, on se limite au deuxième cas. La compréhension complète des vibrations induites par l'écoulement suppose des connaissances en mécanique appliquée et en hydrodynamique. Les approches présentées font appel à ces deux disciplines pour la mise au point de matériels qui seront à l'abri de vibrations nocives.

Lorsqu'un écoulement rencontre un élément d'une structure, il est dévié; il y a là un potentiel de mise en vibration puisqu'il y a possibilité de transfert, vers la structure, de l'énergie contenue dans l'écoulement, par le biais des phénomènes de portance et de traînée non permanentes. Même dans le cas d'un écoulement permanent, des forces non permanentes peuvent apparaître, par suite de turbulences ou d'autres phénomènes (files de tourbillons de Bénard-Karman, ...). Les structures souvent citées pour avoir souffert de ces problèmes de vibration sont les grilles, les vannes, et les bajoyers. Le plus souvent, les problèmes concernent les deux premières. Compte tenu de la grande diversité des types de vannes et de grilles utilisés, il est difficile, voire impossible, de préciser toutes les possibilités de mise en vibration pour chacun d'eux. Cela est particulièrement vrai pour les vannes, car les

1. INTRODUCTION

1.1. PURPOSE OF THE BULLETIN

The purpose of this Bulletin is to describe problems of vibrations that have occurred with equipment which is commonly a part of large dams, to describe and analyze the flow and structural characteristics which can result in the occurrence of vibrations, and to present some design guidelines which will enable designers to minimize the possibility of dangerous vibrations occurring in the constructed project. Because the complexities of vibrations caused by hydrodynamic phenomena cannot be readily simplified, the authors felt that this Bulletin should serve as an introduction to analysis as well as understanding. The Bulletin deals primarily with *gates, valves and trashracks* since those are the items that most frequently experience problem vibrations. It also provides insight on how such vibrations occur and how they can be avoided by proper design. The International Association for Hydraulic Research (IAHR), as part of its Hydraulic Structures Design series, has published a manual on hydrodynamic forces [Naudascher 1991] and a second manual on vibrations [Naudascher and Rockwell 1994]. The authors of this Bulletin have benefitted significantly from the IAHR manuals. In contrast to the IAHR manual, this Bulletin is primarily concerned with *large dams* and does not attempt to cover the entire field of flow-induced vibrations. Instead it concentrates on problems related to structures appurtenant to or associated with dams. Recommendations are given concerning the analysis and design of structures in order to assure that dangerous vibrations do not occur. Recommendations are also given on the use of analytical methods and well as physical models to investigate vibration problems and to develop safe designs.

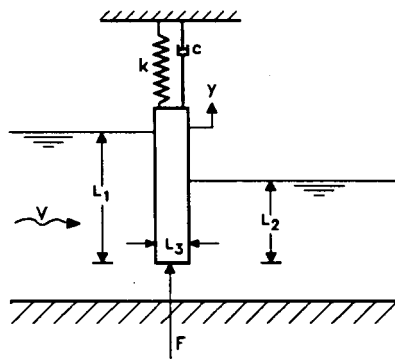
Vibrations can result from either mechanical or fluid-flow causes. This Bulletin deals only with the latter. A complete understanding of flow-induced vibrations requires a knowledge of both applied mechanics and hydrodynamics. The approaches presented in this Bulletin utilize both disciplines as a means of developing designs which will be safe from damaging vibrations.

Whenever water flows around or past a structural member, a change in direction of the flow occurs; there is a potential for vibration since the energy from the flow can be transferred to the structure through the phenomena of unsteady lift and drag. Even though the flow is steady, unsteady forces can arise due to turbulence or other flow phenomena such as the well-known vortex street. Components which have often experienced vibration problems include : trashracks, gates, valves, and structural walls. Of these features, vibrations occur most frequently with trashracks and gates. A large variety of designs have been developed for such equipment and it is difficult, if not impossible, to classify all of the possibilities of vibrations of each. This is particularly true for gates since the way in which the gate is operated may have an effect on the occurrence and nature

consignes de manœuvre de celles-ci peuvent influencer l'apparition et la nature des vibrations. *Les vibrations les plus sévères ont lieu généralement à faible ouverture de la vanne*; c'est parfois le cas d'une vanne placée à l'entrée d'un conduit et qui, si elle se met à vibrer à faible ouverture, peut générer des pulsations dangereuses dans le conduit. Mais les vibrations ne sont pas toujours assez importantes pour causer des avaries. Les vibrations de faible amplitude et de courte durée ne sont parfois qu'une nuisance, sans conduire à la rupture ou nuire à l'exploitation des ouvrages. Mais si l'amplitude des vibrations est telle qu'elle engendre des niveaux de contraintes importants, et que les vibrations durent suffisamment longtemps, il y a risque d'avaries ou de rupture de la structure par fatigue.

Les vibrations sont parfois accompagnées de bruits, comme dans les dispositifs d'aération équipant les vannes sous forte charge et les évacuateurs de crue. On a recensé des cas de vibrations induites par l'écoulement et de courants d'air instables, engendrés par le fonctionnement de grands bassins de dissipation et pouvant provoquer le tremblement des portes et fenêtres des bâtiments proches [Suzuki *et al.*, 1973]. De fortes vibrations de basse fréquence ont été créées par les coups de bélier dans les aspirateurs à l'aval de turbines hydrauliques, parfois suffisamment sévères pour faire vibrer les grilles, les conduites forcées, et l'ensemble de l'usine [Cassidy, 1968] [Falvey, 1993]; ces vibrations ne sont pas traitées ici; nous nous sommes limités aux vannes, grilles, et ouvrages tels que les bajoyers des bassins de dissipation.

Le mécanisme de mise en vibration varie selon les circonstances. Cependant, pour pouvoir vibrer, l'élément doit posséder une élasticité et une masse. On utilise souvent le mot « raideur » au lieu d'élasticité; à vrai dire, la raideur est le contraire de l'élasticité, car la raideur augmente lorsque l'élasticité diminue. Le cas simplifié d'une vanne suspendue sur un support élastique (câble, ...) et immergée dans un écoulement est schématisé dans la Fig. 1.



Si la vanne, initialement au repos, est soumise à une force, elle se déplace dans la direction de cette force. Si la force varie lentement, il y a déplacement sans vibration. Mais si la force est périodique, la vanne vibre à la même fréquence que celle de la force appliquée. La fréquence propre de vibration de ce système simple

of vibrations. *The most serious vibrations of gates generally occur at small openings;* for example, a gate at the entrance to a conduit may vibrate at small openings and produce pulsating pressures in the associated conduit which are of sufficient magnitude to cause damage. However, not all vibrations are strong enough to cause damage. If amplitudes are small and durations are short, the vibration may only cause a nuisance during operation and will not result in structural failure or severe operational problems. However, if the amplitude of vibration is large enough to produce significant levels of stress, and the vibration persists for a long enough time, serious damage or complete failure may occur through fatigue of structural components.

Noise may be a problem with some vibrations, such as those which often occur in the air venting systems for high-head gates and in aerators for spillways. Some cases have been reported where flow-induced vibrations and unsteady air currents have been set up by the operation of large stilling basins and may have caused vibration of windows and doors in nearby buildings [Suzuki *et al.* 1973]. Strong low-frequency vibrations have been caused by draft-tube surging of hydraulic turbines which can be severe enough to cause the vibration of trashracks, penstocks, and entire power houses [Cassidy 1968] [Falvey 1993]; such vibrations have not been covered here. Instead we have attempted to describe only vibrations of gates, valves, trashracks, and structures such as stilling basin walls.

The manner in which vibrations occur varies with the circumstance. However, for a structural member to vibrate, it must possess both elasticity and mass. The term stiffness is often used to characterize elasticity; actually stiffness is the opposite of elasticity since a more rigid body is less elastic. A gate suspended in a flow by an elastic support such as a cable, as shown schematically in Fig. 1, provides an example of a simple vibration.

Fig. 1

Gate suspended in flow

Vanne suspendue dans un écoulement

k = stiffness

c = damping

F = force

V = approach velocity

y = displacement

t = time

k = raideur

c = amortissement

F = force

V = vitesse d'approche

y = déplacement

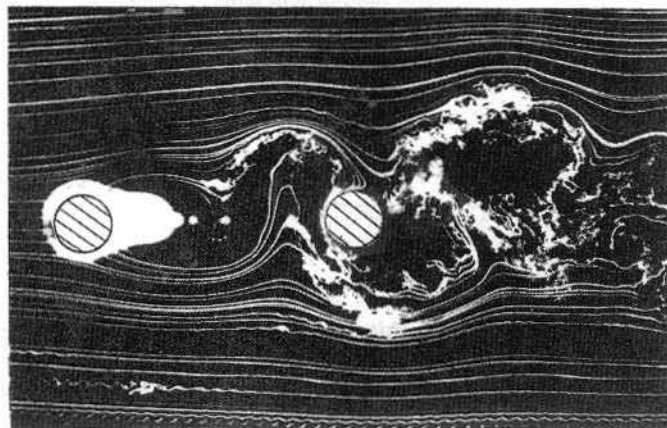
t = temps

If the gate is initially at rest and is acted upon by a force, the gate will move in the direction of the force. If the force changes very slowly, a net displacement without vibration will occur. However, if the force is periodic, a vibration will occur with a frequency equal to that of the applied force. The natural frequency of

est fonction de deux paramètres seulement : la masse du corps et l'élasticité du support.

Les forces s'opposant au déplacement de la vanne résultent : de la raideur des supports (câblé élastique dans la Fig. 1); de la pression différentielle appliquée par l'eau entourant le corps; du frottement en cas de contact solide-solide; de la dissipation d'énergie par déformation du corps ou de ses supports. La force résistante appliquée par l'eau, souvent appelée « amortissement », agit dans le sens opposé à la vitesse de vibration et, pour la plupart des problèmes pratiques, est proportionnelle au carré de la vitesse différentielle corps/fluide. Cependant, au moment de la mise en vibration, lorsque les amplitudes sont faibles, la force d'amortissement peut être considérée comme linéairement proportionnelle à la vitesse de vibration et à la vitesse du fluide. Par ailleurs, l'eau applique au corps d'autres forces résistantes pendant l'accélération de celui-ci; ces forces, couramment appelées forces d'« inertie ajoutée » ou de « masse ajoutée », se manifestent du fait qu'une force est nécessaire pour accélérer l'eau autour du corps. Dans le calcul, on tient compte de ces forces par l'introduction, dans l'équation de mouvement, d'une « masse ajoutée ». Les valeurs de l'amortissement hydraulique et des forces de masse ajoutée sont souvent supérieures à celles de l'amortissement mécanique et de la masse réelle de la structure.

Les forces agissant sur le corps, si elles proviennent du fluide, correspondent à la résultante de la répartition des pressions autour du corps, cette répartition étant fonction du régime d'écoulement. Un écoulement permanent autour d'un cylindre bidimensionnel donne lieu à un régime non permanent (cas des deux cylindres en série dans la Fig. 2). Il en résulte un régime de forces non permanentes. Pour un cylindre bidimensionnel simple immergé dans un écoulement dirigé normalement à son axe, le décollement des filets d'eau donne naissance à des tourbillons qui, lorsqu'ils ont atteint une certaine taille, se décollent du corps et sont emportés par l'écoulement. Cette séparation a lieu alternativement de part et d'autre du cylindre. La création de ces tourbillons fait naître une force périodique ayant des composantes perpendiculaire et parallèle à la direction globale de l'écoulement. Pour deux cylindres en série, le phénomène est analogue, mais plus complexe.



vibration of this simple system is a function of only the mass of the body and the elasticity of the support.

Resistance to the gate's motion is exerted by the stiffness of the supports (the elastic cable in Fig. 1), differential pressure exerted by the water surrounding the body, friction created by any solid-to-solid contact, and energy dissipation due to any deformation of the body or its supports. The resisting force applied by the water, often called damping, acts opposite to the vibration velocity and, for most systems of practical interest, is proportional to the square of the relative velocity between the body and the fluid. However, at the onset of vibration, when amplitudes are small, the damping force can often be considered to be linearly proportional to the vibration velocity and the fluid velocity. Other resisting forces are exerted on the body by the surrounding water when the body is accelerating; these forces, commonly called added-inertia or added-mass forces, arise because of the force involved in accelerating the surrounding water. These forces are accounted for analytically by introducing an "added mass" in the equation of motion. The magnitudes of water damping and the forces of added mass are often greater than that of the structural damping and structural mass.

Forces acting on the body, when produced by the fluid, are a resultant of the pressure distribution around the body, which is in turn created by the flow pattern. For example, steady flow past a two-dimensional cylinder produces an unsteady flow pattern as shown for two tandem cylinders in Fig. 2. Unsteady forces result. For a single two-dimensional cylinder subject to flow normal to its axis, separation of the flow from the body produces vortices which grow and eventually separate from alternate sides of the body and are carried away by the flow. The formation of these eddies give rise to a periodic force, with components both perpendicular to and parallel to the direction of mean flow. For two tandem cylinders the phenomenon is similar but more complex.

Fig. 2

Two-dimensional flow past tandem cylinders
Écoulement bidimensionnel autour de deux cylindres en série

Les autres sources d'oscillations possibles sont : variations de la vitesse d'approche dues aux turbulences; variations de la vitesse ou de la direction de l'écoulement dues à une surface située à l'amont; ondes.

Pour certaines structures bidimensionnelles immergées dans un écoulement dirigé normalement à leur axe longitudinal, leur section transversale est parfois intrinsèquement génératrice d'oscillations instables. Si le corps peut se déplacer, tout déplacement fait varier l'orientation de la vitesse d'approche par rapport au corps (voir la Fig. 6, cas C1). Cette nouvelle orientation tend à augmenter la poussée transversale, ou portance, ce qui a pour effet d'augmenter la vitesse des vibrations. L'amplitude des vibrations d'un tel corps augmente progressivement, jusqu'à ce qu'intervienne la rupture, ou que les effets non linéaires d'amortissement limitent l'amplitude des vibrations.

Le régime d'écoulement qui fait naître des vibrations est souvent complexe. Par exemple, le débit passant sous une vanne juste avant la fermeture de celle-ci peut faire vibrer la vanne ou son étanchéité, ces déplacements périodiques conduisant à un écoulement périodique sous la vanne; cet écoulement périodique engendre, à son tour, une force périodique qui agit sur la vanne. Si la vanne est placée en tête de conduite, il peut apparaître des variations périodiques de pression qui appliquent des forces non permanentes élevées sur la vanne. Dans certains cas, ces forces sont suffisamment importantes pour endommager la vanne, compromettant son fonctionnement.

Les bajoyers et les grands panneaux métalliques sont parfois mis en vibration par les forces non permanentes créées par le régime turbulent de pressions, phénomène presque aléatoire. En effet, on connaît des bajoyers de bassins de dissipation soumis à des sollicitations importantes dues aux turbulences générées dans le bassin. Par ailleurs, des ondes risquent d'appliquer sur les bajoyers ou sur les vannes des forces importantes périodiques.

1.2. STRUCTURE DU BULLETIN

Le présent Bulletin comprend plusieurs Chapitres. Le chapitre 1 résume les grandes lignes du Bulletin et du phénomène de vibration des structures habituellement associées aux grands barrages. Les aspects analytiques et physiques des vibrations des structures hydrauliques sont décrits et discutés au chapitre 2. Dans le chapitre 3, on traite du rôle de trois paramètres : raideur, masse, amortissement, dans le phénomène de vibration, et on présente quelques analyses simples permettant de juger de la stabilité ou du risque d'instabilité de la structure. Le chapitre 4 examine les principales sources d'excitation et d'instabilité d'écoulement, décrit les mécanismes physiques créant cette excitation, présente des formules mathématiques utiles pour l'analyse des vibrations, et donne quelques recommandations sur les mesures à prendre au stade du projet pour réduire le risque de vibration. Sur ce dernier point, le chapitre 5 présente des recommandations concernant les grilles de protection. Le chapitre 6 donne quelques exemples de problèmes vibratoires rencontrés dans la pratique. Le chapitre 7 traite de l'utilisation des modèles physiques et mathématiques pour l'étude des problèmes vibratoires et la conception des ouvrages. Le chapitre 8 présente des recommandations destinées à s'assurer qu'un

Oscillations can also be created by turbulent fluctuations in the approach velocity, by changes in the direction or magnitude of the velocity produced by separation from an upstream boundary, or by waves.

The cross-sectional shapes of some two-dimensional structures can produce inherently unstable oscillations when subject to flow normal to their longitudinal axis. If the body is free to move, the motion of the body changes the orientation of the approach velocity relative to the body (See Fig. 6, example C.1). This changed orientation tends to increase the cross thrust, or lift force, which in turn increases the vibration velocity. The amplitude of vibration of such a body grows continuously until failure occurs, or until the non-linear effects of damping limit the amplitude.

Flow conditions producing vibrations are often complex. For example, flow under some gates which are nearly closed, can cause the gate, or its bottom seal, to move periodically which in turn causes the flow under the gate to be periodic; the periodic flow in turn produces a periodic force acting on the gate. If the gate controls flow to a downstream conduit, periodic pressure fluctuations may be produced which can in turn create large unsteady forces on the gate. In some cases, these forces may become strong enough to seriously damage the gate and render it inoperable.

Vibrations of walls or large plates can be caused by the unsteady forces created by turbulent pressures which may be nearly random. Thus, some stilling-basin walls have been buffeted by strong turbulence generated in the basin. Surface waves can also create strong periodic forces acting on walls or gates.

1.2. STRUCTURE OF THE BULLETIN

This Bulletin is organized by Sections. Section 1 provides a brief general introduction to the Bulletin and to vibrations of structures which are commonly associated with large dams. The analytical and physical aspects of vibrations of hydraulic structures are developed and discussed in Section 2. Section 3 describes the role of stiffness, mass and damping in vibrations and develops some elementary analyses which can be used to determine the potential stability or instability of a structure. Section 4 discusses the most important potential sources of flow excitation and flow instability, provides some physical understanding of the sources of excitation which a structure can be subject to, formulates some mathematical relationships for analyzing vibrations, and makes some design recommendations for avoiding vibrations. Design of trashracks to avoid vibration is discussed in Section 5 and selected examples of vibration problems are presented and discussed in Section 6. Section 7 discusses the use of physical and computational models in the analysis of vibrations and the design of structures while Section 8 provides recommendations which can be followed to increase the certainty that a particular structure will be free of damaging vibrations. References cited within the text are

matériel particulier sera exempt de vibrations nocives. La liste des publications citées dans le texte figure dans la première partie du chapitre 9; la deuxième partie de ce chapitre présente une bibliographie sommaire permettant des recherches plus poussées dans le domaine des vibrations.

listed in the first portion of Section 9, while the second section provides a short bibliography for further study and understanding.

2. INTRODUCTION AUX PHÉNOMÈNES VIBRATOIRES

L'étude d'une structure immergée dans un écoulement doit toujours tenir compte de ses vibrations éventuelles ou de sa réponse aux forces dynamiques appliquées. Ces dernières apparaissant inévitablement lorsqu'une structure est soumise à un écoulement d'eau, il s'agit de vérifier si elles sont acceptables. Dans ce but, il faut tenir compte de la résistance mécanique de la structure (charge de rupture, fatigue). Assisté d'un hydraulicien et d'un spécialiste en vibrations, l'ingénieur mécanicien chargé de la conception décide du type d'étude le plus approprié (calcul, modèle réduit).

2.1. GÉNÉRALITÉS

Une bonne connaissance des phénomènes de vibration hydrodynamique permet d'améliorer la fiabilité de fonctionnement des matériels hydrauliques avec pour résultat :

- des équipements fiables sans entretien superflu, qualités qui, outre leur importance vis-à-vis de la structure elle-même, peuvent s'avérer importantes pour l'environnement;
- la mise au point d'une structure par extrapolation des dimensions, des charges d'eau, des débits évacués, à partir des caractéristiques d'ouvrages réalisés ayant un fonctionnement satisfaisant;
- la possibilité d'accepter des emplacements d'accès difficile ou impossible (vannes de fond).

La connaissance des phénomènes vibratoires permet d'éviter des erreurs graves. Malheureusement, on ne peut jamais garantir l'absence totale de vibrations, car certaines conditions d'écoulement sont difficilement prévisibles.

En effet, outre les vibrations induites par l'écoulement lui-même, il peut exister des phénomènes vibratoires provoqués par les forces dynamiques résultant des perturbations dues à la présence du matériel :

- chocs lors de l'immersion d'un corps;
- forces dynamiques à l'interface air/eau (poche d'air, zone de cavitation);
- forces dynamiques engendrées par un ressaut hydraulique instable;
- écoulement non permanent provoquant des forces dynamiques en cas d'immersion-émersion alternées (cas de reniflards noyés par intermittence);
- ondes de choc dues aux vibrations de vannes placées à l'extrémité aval d'une conduite en charge ou d'une conduite de grande longueur.

2. INTRODUCTION TO VIBRATIONS

In the design of any structural member immersed in flow, the possibility of vibration or the response to dynamic loading should always be considered. Dynamic loading is unavoidable when structures are acted on by flowing water and it is necessary for the designer to assure that dynamic loads which do occur are within acceptable limits. To do so requires that both ultimate strength of the structure and the possibility of failure through fatigue be considered. With the aid of the hydraulic specialist and a vibration specialist, the structural designer must decide what type of study, analytical or physical model, is required to develop a satisfactory design.

2.1. GENERAL CONSIDERATIONS

Understanding of flow-induced vibrations is necessary to enable designers to improve the reliability of equipment operation in the following ways :

- A safe design, free from unnecessary maintenance, can be achieved. This requirement is important for the structure itself and may be important for protection of the environment as well.
- Correct understanding of vibration phenomena makes feasible the development of a satisfactory design by extrapolation of scale, head and discharge from designs which have proven to operate without troublesome vibrations.
- Equipment to be located in inaccessible areas where inspection is difficult or impossible (such as submerged gates) can be designed with confidence to provide trouble-free operation.

Better understanding of the occurrence and causes of vibrations will aid the designer in avoiding serious errors. Unfortunately it is impossible to guarantee a vibration-free design because some flow characteristics may be impossible to foresee.

Apart from those that are flow-induced, vibrations can result from dynamic loads which occur as a result of disturbances produced by structures themselves. Wherever a structure penetrates a free surface, significant impact loads can occur. Dynamic loads may occur at any air-water interface, such as the free surface in an enclosed air pocket, or within a zone of cavitation. Dynamic loads can also occur as a result of an unstable hydraulic jump. If periodic submergence occurs, such as alternate covering and uncovering of aeration ducts, unsteady flow can be generated and dynamic loads may be produced. Vibrations of gates at the end of a penstock or other long conduit can produce strong shock waves.

2.2. CORPS SITUÉS DANS UN ÉCOULEMENT : ÉTUDE PAR LE CALCUL

Comme on l'indique ci-dessous, la mécanique appliquée et la mécanique des fluides sont étroitement liées dans le calcul des vibrations. La connaissance de cette relation, ainsi que des notions fondamentales et des définitions correspondantes, permet au praticien de mieux saisir la physique des phénomènes en jeu, et d'interpréter les résultats des études sur modèle réduit.

Les vibrations résultent de l'action conjuguée, dans certaines limites critiques, de :

- la masse (la partie du matériel en vibration),
- la raideur (élasticité du matériau),
- l'amortissement,
- l'excitation.

Le mouvement de la masse d'un oscillateur simple (voir Fig. 1) est donnée par la relation classique :

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = F(t) \quad (2.1)$$

m = masse du corps

k = coefficient de raideur du support

c = coefficient d'amortissement

t = temps

F = force externe, variable en fonction du temps, appliquée à la vanne

y = déplacement (voir définition, Fig. 1).

La fréquence propre de vibration f_n (c'est-à-dire, la fréquence hypothétique en cas d'amortissement nul) est calculée à l'aide de l'équation 2.1, en posant c et $F(t)$ nuls. Ainsi, f_n dépend seulement de la masse du corps et de la raideur du support; l'équation 2.1 s'écrit alors $y = Y \sin \omega_n t$ (Y = amplitude de vibration; ω_n = paramètre appelé la fréquence angulaire). Dans ce cas, la fréquence propre s'écrit :

$$f_n = \omega_n / 2\pi = \sqrt{k/m} / 2\pi \quad (2.2)$$

L'amortissement est présenté sous une forme sans dimension :

$$\gamma = \delta / 2\pi = (1/2\pi) \log_e (a_n / a_{n-1}) = c / (2 m \omega_n) = c / 2\sqrt{km} \quad (2.3)$$

γ étant l'amortissement relatif (rapport "coefficient d'amortissement réel/valeur critique"). L'amortissement critique est la valeur limite pour laquelle le mouvement périodique ne s'établit pas sans forces externes appliquées; δ est le décrément (en logarithme naturel) calculé à partir de deux amplitudes consécutives de vibration.

Dans le présent chapitre, on utilise certaines caractéristiques propres à l'équation 2.1 et à ses solutions :

- Toute force agissant sur la masse et qui est proportionnelle à (dy/dt) , si elle est en phase avec la vitesse de vibration mais *opposée en direction*, est une force d'amortissement linéaire. Si elle agit dans *la même direction que la vitesse de vibration*, elle renforce l'amplitude des déplacements; on parle alors d'amortisse-

2.2. STRUCTURE IN FLOW : AN ANALYTICAL APPROACH

The following paragraphs show how concepts of applied mechanics and fluid mechanics are interrelated in the analysis of vibrations. The understanding of the interrelation and the knowledge of definitions and underlying concepts will enable the practicing engineer to better understand the physics of vibration phenomena, to understand technical literature on vibrations, to interpret vibrations encountered and to assess the results of scale-model investigations.

Vibrations occur when the combination of mass (the part of the structure that vibrates), stiffness (elastic property of the material), and damping and excitation forces are critical.

The motion of the mass of a simplified one-dimensional system as shown in Fig. 1 can be described by the following classical equation :

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = F(t) \quad (2.1)$$

where m is the mass of the body, k is a stiffness coefficient of the support, c is a damping coefficient, t is time, F is a time-dependent, external force acting on the gate, and y is displacement as defined in Fig. 1.

The natural frequency f_n of the vibration (that which would occur if zero damping were possible) is obtained from the solution to Eq. 2.1 if c and $F(t)$ are both zero. Thus f_n depends only on the mass of the body and the stiffness of the support. The solution to Eq. 2.1 is then $y = Y \sin \omega_n t$, where Y is the amplitude of the vibration and ω_n is the so-called angular frequency. The natural frequency f_n is then :

$$f_n = \omega_n / 2\pi = \sqrt{k/m} / 2\pi \quad (2.2)$$

Damping of the motion can be represented in non-dimensional form as :

$$\gamma = \delta / 2\pi = (1/2\pi) \log_e (a_n / a_{n+1}) = c / (2 m \omega_n) = c / 2\sqrt{km} \quad (2.3)$$

where γ is called the relative damping, the ratio of the actual damping constant to its critical value. The critical value of the damping constant is that which is just sufficient to prevent the occurrence of periodic motion when the mass vibrates without applied external forces. δ is the natural logarithmic decrement which is calculated from the ratio of two successive amplitudes of vibration.

The following properties of Eq. 2.1 and its solutions will be used in this chapter :

– Any force acting on the mass which is proportional to (dy/dt) , and in phase with the velocity of vibration but *opposite in direction*, is a linear damping force. If, however, such a force acts in the *direction of the vibration velocity*, it tends to increase the amplitude of movement and is referred to as “negative damping.” A

ment “ négatif ” ou amplification. Un système présentant un amortissement négatif est “ auto-excité ” et sujet à une “ excitation induite par le mouvement. ”

– Le phénomène de résonance se produit lorsque la fréquence de la force appliquée est égale à la fréquence propre de l’oscillateur. Dans ce cas, l’amplitude limite dépend du rapport “ composante harmonique de cette force/force d’amortissement ” $c(dy/dt)$ (voir Fig. 3).

Si un écoulement d’eau fait partie du système, l’équation 2.1 s’écrit :

$$(m + m_w) d^2y/dt^2 + (c + c_w) dy/dt + (k + k_w) y = F_w(t, y, dy/dt) \quad (2.4)$$

Ainsi, toutes les forces hydrodynamiques à couplage linéaire se trouvent dans le membre gauche de l’équation, $F_w(y, dy/dt)$ correspondant aux forces à couplage non-linéaire qui sont parfois fonction des vibrations, mais ne peuvent s’écrire en fonction de $m_w d^2y/dt^2$, $c_w dy/dt$ ou $k_w y$. $F(t)$ correspond aux forces externes agissant sur le corps mais qui ne sont pas influencées par les déplacements de celui-ci.

Les termes ajoutés au membre gauche (m_w = masse ajoutée, c_w = amortissement ajouté, k_w = raideur ajoutée) sont couplés linéairement aux déplacements du corps; ils prennent des valeurs positives ou négatives et peuvent dépendre de la fréquence d’oscillation du corps. Les termes du membre droit concernent principalement les forces d’excitation, indépendantes des déplacements du corps. Les forces à couplage non linéaire ne se manifestent généralement qu’aux amplitudes importantes de vibration; pour des raisons pratiques, elles sont à éviter, et l’on peut ne pas en tenir compte, sauf en cas de calcul spécial. Les notions de masse, raideur et amortissement ajoutés sont précisées respectivement aux chapitres 3.2, 3.3, 3.4 et 3.5.

Pour les études de projet, les paramètres essentiels de vibration sont l’amplitude et la fréquence des forces périodiques appliquées. La force hydrodynamique agissant sur le corps s’écrit $F = \bar{F} + F'$ (\bar{F} et F' étant respectivement les composantes permanente et non permanente de la force appliquée). Lorsque le régime d’écoulement comporte des oscillations périodiques, la composante non permanente de la force présente une fréquence dominante. Le paramètre sans dimension liant cette fréquence dominante f aux paramètres d’écoulement et géométriques est le nombre de Strouhal S :

$$S = fL/V \quad (2.5)$$

V = vitesse relative de l’écoulement par rapport à celle du corps, L = longueur de référence (par exemple, L_3 sur la Fig. 1).

Si le point de décollement n’est pas imposé par un bord saillant, ou si l’écoulement décollé se recolle à l’aval, S n’est pas vraiment constant, et sa valeur dépend du nombre de Reynolds, de la rugosité du corps, et des turbulences à l’amont. Cependant, la valeur de S est généralement constante et univoque pour chaque cas (géométrie du corps, régime d’écoulement à l’amont). Les fréquences d’excitation provoquées par l’écoulement sont purement harmoniques ou à large bande selon la forme du corps.

system subject to negative damping is “self-excited” and subject to “movement-induced excitation.”

– Resonance occurs if the frequency of the applied force is equal to the natural frequency of the system. The equilibrium amplitude at resonance depends on the ratio of the harmonic force component at the resonant frequency to the damping force $c(dy/dt)$ as is shown in Fig. 3.

When movement of water is part of the system, it is convenient to write Eq. 2.1 as :

$$(m + m_w) d^2y/dt^2 + (c + c_w) dy/dt + (k + k_w) y = F_w(t, y, dy/dt) \quad (2.4)$$

where all of the linearly coupled hydrodynamic forces are on the left and $F_w(y, dy/dt)$ represents nonlinear coupled forces which may be a function of the vibration, but cannot be expressed in terms of $m_w d^2y/dt^2$, $c_w dy/dt$, or $k_w y$ and $F(t)$ is the external forces acting on the body which is not influenced by movements of the body.

The added terms on the left-hand side of the equation ($m_w =$ added mass, $c_w =$ added damping, $k_w =$ added stiffness) are linearly coupled to the motion of the body and can have positive or negative values and may depend on the frequency of the body oscillation. The terms on the right-hand side of Eq. 2.4 are mainly excitation forces which are independent of the body’s movement. Non-linear coupled forces generally occur only for large amplitudes of vibration which, for practical reasons, must be avoided; thus, such forces generally need not be considered except for the analysis of special problems. Detailed discussions of added mass, added stiffness, and added damping are included respectively in Sections 3.2, 3.3, 3.4 and 3.5.

The most important vibration parameters, from the standpoint of design of safe structures, are the amplitude and frequency of any periodic applied forces. The hydrodynamic force acting on the body can be expressed as $F = F + F'$ (where F and F' are respectively the steady and unsteady components of the applied force). When the flow pattern includes periodic oscillations the unsteady component of the force will exhibit a dominant frequency. The dimensionless parameter relating this frequency f to flow and geometry parameters is the Strouhal number S :

$$S = f L/V \quad (2.5)$$

where V is velocity of the fluid relative to the body, and L is a reference length such as L_3 in Fig. 1.

For bodies on which the flow separation point is not fixed by a sharp edge or where separation and downstream reattachment occur, S is not truly a constant but is dependent on the Reynolds number, surface roughness of the body, and turbulence in the approaching flow. S is generally a constant with a unique magnitude for each different body shape and approaching flow condition. Whether the flow excitations are purely harmonic, or whether they exhibit a wide spectrum of frequencies, depends upon the shape of the body.

La force appliquée au corps par le mouvement relatif de l'eau est liée à la pression dynamique $\rho V^2/2$:

$$F = C' \rho L^2 V^2/2 \quad (2.6)$$

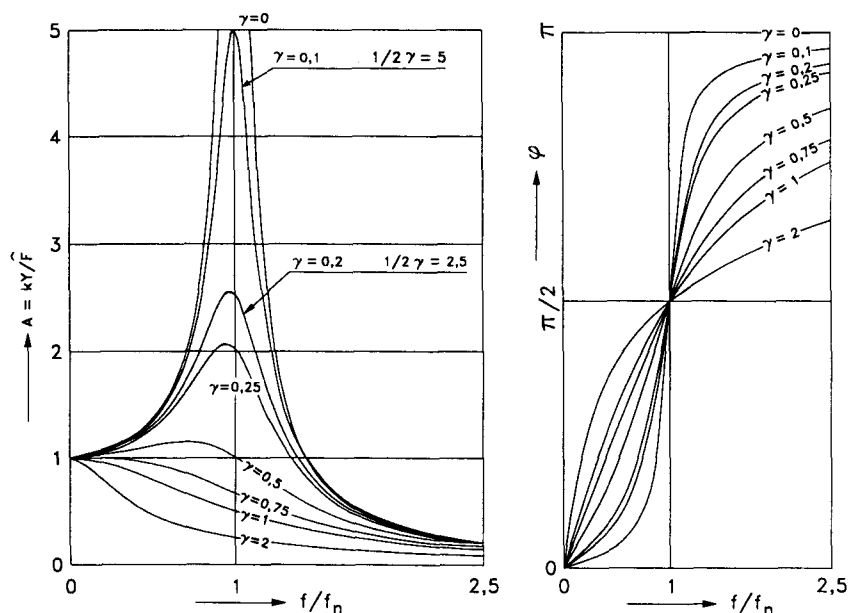
C' = coefficient de force, ρ = densité de l'eau, V = vitesse relative de l'eau par rapport au corps, L = dimension représentative du corps. La valeur de cette force dépend de la géométrie du corps et du régime d'écoulement, elle est variable selon l'amplitude des vibrations. Pour un écoulement à surface libre à grande vitesse (ou, plus précisément, à nombre de Froude élevé), la forme de cette surface est fortement influencée par la vitesse d'écoulement, qui elle-même influence la valeur de C' et le nombre de Strouhal.

2.2.1. Réponse à l'excitation harmonique d'un corps sur support élastique

Pour faciliter les calculs, on peut utiliser un coefficient sans dimension, la "fréquence propre réduite" (f_n), correspondant au rapport "fréquence propre f_n /fréquence f de décollement des tourbillons" :

$$f_n = f_n L/V \quad (2.7)$$

La solution classique de l'équation 2.1 est un cas d'école en dynamique (voir Fig. 3). On voit que, lorsque la fréquence de l'excitation est proche de la fréquence propre, l'amplitude de vibration peut être importante, notamment si l'amortissement est faible. Il y a un certain déphasage entre l'excitation et la vibration qui en résulte. L'angle de phase ϕ dépend du rapport f/f_n (voir Fig 3). Si $f/f_n = 0$, $\phi = 0$ (aucun déphasage). Pour $f/f_n > 2\pi$, le déphasage est égal à π dans le cas particulier d'amortissement nul.



The force on the body due to relative motion of the water is related to the dynamic pressure $\rho V^2/2$ as follows :

$$F = C' \rho L^2 V^2/2 \quad (2.6)$$

where C' is a force coefficient, ρ is the density of water, V is the relative velocity between the body and the water, and L is a representative dimension of the body. The magnitude of the force depends on the geometry of the body and the flow pattern and will also vary with the amplitude of the vibration. For free surface flow with large velocities, or more precisely at large Froude numbers, the pattern of the free surface is strongly dependent upon the velocity which will in turn affect the magnitude of C' as well as the Strouhal number.

2.2.1. Response of an elastically-supported body to harmonic excitation

For analytical convenience, the ratio of the natural frequency and the frequency f at which eddies are shed is sometimes used in a dimensionless number known as the reduced natural frequency :

$$f_{rn} = f_n L/V \quad (2.7)$$

The classical solutions to Eq. 2.1, which can be found in any elementary textbook on dynamics, are shown in Fig. 3. The Figure shows that when the forcing frequency is near the natural frequency, large amplitudes of vibration can occur, especially if damping is small. A lag in phase angle ϕ between the forcing function and the resulting vibration will occur. As shown in Fig. 3, the phase angle depends on the ratio f/f_n . When $f/f_n = 0$, the phase angle is zero (no lag). For values of f/f_n greater than 2π , there will be a lag equal to π for the special case of no damping.

Fig. 3

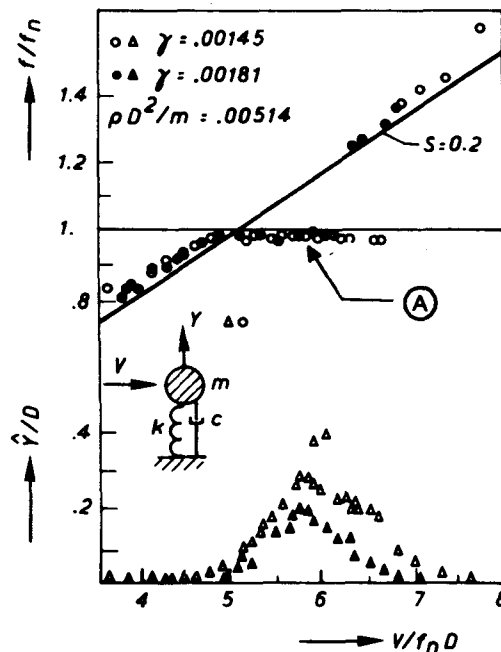
Response at harmonic excitation
Réponse à l'excitation harmonique

Pour l'étude du comportement d'une structure en fonction de la vitesse de l'écoulement, on écrit celle-ci sous une forme sans dimension ("vitesse réduite") :

$$V_r = V/f_n L = (1/f_m) \quad (2.8)$$

La valeur de la force élastique interne $k\hat{y}$ est égale à la force d'excitation \hat{F} multipliée par le coefficient d'amplification A. Cette amplification dépend du rapport "fréquence d'excitation/fréquence propre" f/f_n et de l'amortissement sans dimension γ (voir Fig. 3). L'utilisation des deux paramètres V_r et f_m peut prêter à confusion, mais l'hydraulicien préfère utiliser V_r puisqu'il étudie une grande gamme de vitesses d'écoulement en faisant peu varier la fréquence propre. Par contre, l'ingénieur, qui cherche à maîtriser les vibrations en agissant sur la fréquence propre de la structure, préfère le paramètre f_m .

Dans la Fig. 4, on voit les vibrations (fréquence, amplitude) d'un cylindre suspendu dans un écoulement d'air. Pour l'établissement de ce graphique, on a étudié deux différents coefficients d'amortissement dans une enveloppe de vitesses. Si le cylindre est fixe, les tourbillons qui décollent périodiquement provoquent des forces périodiques, dont la fréquence correspond à un nombre de Strouhal égal à 0,2. A la fréquence de résonance, $V_r = 5$. Si le cylindre de fréquence propre f_n n'est pas parfaitement immobilisé, il y a résonance si $f = f_n$ avec augmentation de l'amplitude et de l'excitation [Bishop & Hassan 1964; Di Silvio 1969]. En cas de *synchronisation des fréquences* (illustré dans la Fig. 4), l'excitation est déclenchée par les déplacements du corps, augmentant l'amplitude de vibration. Malgré son poids dans l'évaluation des vibrations, ce mécanisme n'est pas traité ici. En effet, le



When the behavior of a structure is analyzed for different velocities, it is convenient to express the flow velocity in a dimensionless form known as the reduced velocity :

$$V_r = V/f_n L = (1/f_n) \quad (2.8)$$

The amplitude of the internal elastic force $k\hat{y}$ equals the amplitude of the excitation force \hat{F} multiplied by an amplification factor A . The amplification depends on the ratio of the excitation and natural frequencies f/f_n and the dimensionless damping γ as shown in Fig. 3. The use of both V_r and f_n invites some confusion; however, the laboratory researcher prefers the use of V_r since he performs tests with a wide range of flow velocity with only a few values of the natural frequency. The designer, who is primarily interested in the value of the natural frequency which must be achieved to prevent the occurrence of vibrations, finds f_n more convenient to use.

Fig. 4 shows the dimensionless amplitude and frequency of vibration of a cylinder suspended in flowing air. The plotted data were obtained for two different damping ratios studied over a range of velocities. If the cylinder is fixed, eddies periodically shed from the cylinder and produce periodic forces at a frequency corresponding to a Strouhal number of 0.2. When resonance occurs, $V_r = 5$. If the cylinder can move and has a natural frequency of f_n , resonance occurs if $f=f_n$ and produces an increase in amplitude and the excitation force [Bishop and Hassan 1964] [Di Silvio 1969]. In *frequency locking* (which is illustrated in Fig. 4) the excitation frequency of the flow is triggered by the body movement and tends to further increase the vibration amplitude. Although the understanding of the mechanism of frequency locking is important when estimating vibration amplitudes,

Fig. 4

Vibration amplitude and frequency of a circular cylinder (after Feng, found in Blevins, 1977)
Amplitude et fréquence de vibration d'un cylindre circulaire (d'après Feng, dans Blevins, 1977)

(A) Lock-in frequency-synchronization

(A) *Synchronisation des fréquences*

phénomène ne s'applique pas lorsque la fréquence propre de la structure dépasse 1,3 fois la fréquence dominante de l'excitation. Pour les conditions favorisant la synchronisation des fréquences, voir Naudascher & Rockwell [1994].

Dans la réalité, la courbe de réponse de la Fig. 3 (amortissement faible) ne présente pas une pointe si franche (sauf dans le cas d'amplification), car l'excitation ne présente jamais une périodicité parfaite, et l'amortissement n'est jamais linéaire. Les tourbillons (files de Bénard-Karman) à l'aval d'un cylindre circulaire risquent de provoquer une forte amplification, compte tenue de leur bonne périodicité.

2.2.2. Réponse à l'excitation aléatoire

La source d'excitation peut être : tourbillons à l'amont; perturbations provoquées par un corps situé à l'amont; tourbillons à l'aval, engendrés par le corps lui-même. Les vibrations produites par une force aléatoire est dénommée "buffeting" (secousses). On peut caractériser cette force aléatoire par une fonction de densité spectrale $\bar{W}(f)$. Le signe "prime" placé sur F' (équations 2.6 et 2.7) indique que l'on ne tient compte que de la partie non permanente de la force. L'amplitude moyenne de cette force sur un intervalle de temps donné s'écrit :

$$\sqrt{\overline{F'^2}} = \lim_{T \rightarrow \infty} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T F'^2(t) dt} \quad (2.9)$$

L'amplitude de la force non permanente est liée à la vitesse d'écoulement et à la densité du fluide par :

$$\sqrt{\overline{F'^2}} = C' L^2 (\rho V^2/2) \quad (2.10)$$

C' est le coefficient de force dynamique, $\rho V^2/2$ est la pression dynamique. Il est possible de décomposer ces deux termes. La composante de la force dirigée dans le sens de l'écoulement est dénommée la "traînée"; celle dirigée normalement à l'écoulement est dénommée la "portance." On prend les valeurs moyennes quadratiques pour les coefficients. La fonction de densité spectrale $\bar{W}(f)$ décrit la répartition de la force ou de l'énergie sur la bande de fréquence en question. On écrit :

$$\int_0^{\infty} \bar{W}(f) df = \overline{F'^2} \quad (2.11)$$

Une fréquence sans dimension peut s'écrire en exprimant f sous une forme dimensionnelle $f = V S/L$, donc, $df = V dS/L$. D'après Kolkman [1988], en remplaçant $\bar{W}(f)$ par une fonction unifiée de répartition spectrale $\Phi(s)$, avec

$$\int_0^{\infty} \Phi(s) ds = 1,$$

on peut écrire l'excitation aléatoire :

$$\bar{W}(f) = (C' \rho V^2/2) (L/V) \Phi(S) \quad (2.12)$$

its treatment is not included here. The phenomenon is not relevant when the natural frequency of the structure is more than about 1.3 times the dominant frequency of excitation related to the non-vibrating structure. Naudascher and Rockwell (1994) provide information about situations where frequency locking occurs.

For actual flow conditions except for the special case of negative damping, the strongly peaked response shown in Fig. 3 (for small damping) does not occur because the excitation is never purely periodic and damping is never truly linear. The vortices (vortex street) shed by a circular cylinder are nearly periodic and can produce strong amplification.

2.2.2. Response to random excitation

Excitation can be induced by turbulent eddies in the approaching flow, by a disturbance created by an upstream body, or by downstream turbulent eddies produced by the body itself. The vibration produced by a random force is called buffeting. The force which produces the buffeting can be described in terms of a spectral density function $\overline{W}(f)$. The prime in the term F' (Eq. 2.6 and 2.7) indicates that only the unsteady portion of the force is considered. The following expression can be used to represent the time-averaged force amplitude :

$$\sqrt{\overline{F'^2}} = \lim_{T \rightarrow \infty} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T F'^2(t) dt} \quad (2.9)$$

The amplitude of the unsteady force is related to the flow velocity and the fluid density as

$$\sqrt{\overline{F'^2}} = C' L^2 (\rho V^2/2) \quad (2.10)$$

where C' = the dynamic force coefficient and $\rho V^2/2$ is the dynamic pressure. The unsteady force and the dynamic coefficient can be expressed in components as desired. Components of the force acting in the direction of flow and those acting normal to the flow are referred to as “drag” and “lift” respectively. Root-mean-square (rms) values are used for the coefficients. The spectral density function $\overline{W}(f)$ can be used to describe the spreading of the force or “energy distribution” over the frequency band. It can be expressed as

$$\int_0^{\infty} \overline{W}(f) df = \overline{F'^2} \quad (2.11)$$

A dimensionless frequency can be formed by expressing f in dimensional form as $f = VS/L$ and, accordingly, $df = VdS/L$. Kolkman [1988] has shown that if $\overline{W}(f)$ is replaced by a unified spectral distribution function $\Phi(s)$, with

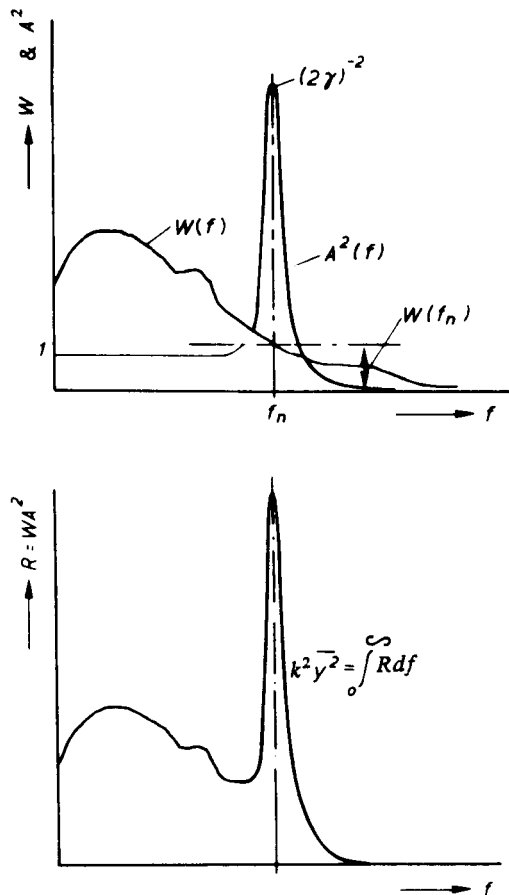
$$\int_0^{\infty} \Phi(s) ds = 1,$$

the random excitation can be expressed as :

$$\overline{W}(f) = (C' \rho V^2/2) (L/V) \Phi(S) \quad (2.12)$$

Les deux paramètres $\Phi(S)$ et C' dépendent du nombre de Reynolds, de la forme du corps, et des conditions d'écoulement, mais sont indépendants de la vitesse d'écoulement et de la dimension absolue L . En cas d'écoulement stable (les parties saillantes provoquant le décollement, sans recollement), l'influence des vibrations du corps sur l'excitation turbulente est faible.

On peut évaluer la réponse d'un corps soumis à l'excitation aléatoire (par exemple, le corps figurant dans la Fig. 1) par calcul numérique. Pour cela, on multiplie le spectre d'excitation $W(f)$ par le carré du coefficient d'amplification A , qui est fonction de la fréquence. Ce calcul (multiplication, intégration) est effectué pour toute la bande de fréquences, soit graphiquement, soit par voie informatique. Deux exemples de calcul sont donnés dans les Fig. 5a et 5b. La surface située sous la courbe dans la Fig. 5b correspond à la valeur moyenne de $k^2 y^2$.



On peut effectuer un calcul approché de la réponse lorsque l'amortissement γ est assez faible (inférieure à 20 %) et lorsque la réponse présente deux points

Both $\Phi(S)$ and C' are dependent on the Reynolds number, body shape, and flow pattern but not on the velocity or the absolute size L . When the flow pattern is stable (when sharp edges determine the flow separation without reattachment), the influence of body vibration on turbulent excitation is small.

The response to random excitation of a body, such as that shown in Fig. 1, can be calculated numerically by multiplying the excitation spectrum $W(f)$ by the square of the amplification factor A which is a function of frequency. The multiplication and integration over the frequency band can be done graphically or by computer. This calculation is illustrated in Fig. 5a and 5b. The area under the curve of Fig. 5b corresponds to the mean value of $k^2 y^2$.

Fig. 5 a

Excitation and amplification factor
Excitation et coefficient d'amplification

Fig. 5 b

Resulting response of an oscillator
Réponse correspondante d'un oscillateur

The response can be approximately calculated when the damping value γ is rather low (less than 20%) and when the response clearly displays two peaks (as in

franches (voir Fig. 5b), c'est-à-dire, une pointe basse fréquence (LFP) et une pointe à la fréquence de résonance (RP). C'est le cas lorsque la fréquence de résonance se situe très au-dessus de la fréquence dominante de l'excitation induite par l'écoulement. La réponse correspond à la somme du contenu des deux points.

La pointe basse fréquence est pour l'essentiel voisine de la réponse pseudo-statique. En effet, la plus grande partie de son contenu se situe dans l'enveloppe de fréquences bien en-dessous de la fréquence de résonance. Une estimation prudente donne :

$$\text{LFP} = \int_0^{\infty} W(f) df = (C' \rho V^2 L^2/2)^2 \quad (2.13a)$$

Pour la pointe à la fréquence de résonance, on peut dire qu'elle dépend principalement du niveau d'excitation près de la fréquence de résonance $W(f_n)$ et de l'importance de l'amplification, elle-même dépendant de l'amortissement γ . Supposant une excitation $W(f_n)$ constante sur la bande totale de fréquences (hypothèse également prudente), on peut trouver la pointe à la fréquence de résonance par voie analytique :

$$\text{RP} = (\pi f_n/4\gamma) W(f_n)$$

A l'aide des équations 2.7 et 2.12, on peut réécrire cette relation :

$$\text{RP} = (\pi/4\gamma) f_m \Phi(f_m) (C' \rho V^2 L^2/2)^2 \quad (2.13b)$$

dans laquelle $\Phi(f_m)$ est le niveau relatif de l'excitation à la fréquence propre réduite. Ainsi, la réponse globale s'écrit :

$$K^2 \bar{y}^2 = \text{LFP} + \text{RP} = (C' \rho V^2 L^2/2)^2 [1 + (\pi/4\gamma) f_m \Phi(f_m)] \quad (2.14)$$

Il est recommandé de concevoir les matériels hydrauliques de telle sorte que leur fréquence propre soit nettement plus élevée que la fréquence dominante de l'excitation, car, selon la relation définissant le nombre de Strouhal, la fréquence d'excitation peut présenter de très grandes variations.

Dans la pratique, il est généralement impossible d'aboutir à une structure dont chaque élément présente la fréquence propre voulue. *Cependant, il est souhaitable que chaque élément présente une fréquence propre f_n au moins 3 fois plus élevée que la fréquence dominante de l'excitation.* Si seuls certains éléments sont sensibles aux fréquences élevées, cette règle ne s'applique qu'à ces éléments. Pour les hautes fréquences, l'ensemble de la structure profite de l'amortissement apporté par l'écoulement. Lorsque la valeur des coefficients dynamiques (C' dans l'éq. 2.10) est nettement moins élevée que celle des coefficients de régime permanent, il est possible de faire face à la force dynamique en renforçant la tenue mécanique. Aux contraintes faibles correspond une probabilité de rupture par fatigue moins élevée. *Cependant, il ne faut pas oublier que la rupture par fatigue est fonction à la fois du niveau des contraintes et du nombre de cycles de chargement, et que les matériels hydrauliques risquent de subir un grand nombre de cycles sur un délai très court.*

Fig. 5b) : a Low Frequency Peak (LFP) and a Resonance Peak (RP). This is always the case if the resonance frequency is well above the dominant frequency of the flow excitation. The response follows from the summation of the content of the two peaks.

The LFP is mainly near the quasi-static response, because the main part of its content is within the frequency range which is considerably below the resonance frequency. Using a conservative estimate one can say :

$$\text{LFP} = \int_0^{\infty} W(f) df = (C' \rho V^2 L^2/2)^2 \quad (2.13a)$$

For the resonance peak one can say that it depends mainly on the excitation level around the resonance frequency $W(f_n)$ and the amplification rate which is in turn dependent on the damping γ . If we assume an equal excitation level $W(f_n)$ over the whole frequency range (this is also a conservative assumption) then the content of the resonance peak can be found analytically as :

$$\text{RP} = (\pi f_n / 4\gamma) W(f_n)$$

Which, using Eq. 2.7 and 2.12, can be expressed as :

$$\text{RP} = (\pi/4\gamma) f_n \Phi(f_n) (C' \rho V^2 L^2/2)^2 \quad (2.13b)$$

where $\Phi(f_n)$ is the relative excitation level at the reduced natural frequency. The total response then becomes :

$$K^2 \bar{y}^2 = \text{LFP} + \text{RP} = (C' \rho V^2 L^2/2)^2 [1 + (\pi/4\gamma) f_n \Phi(f_n)] \quad (2.14)$$

It is advisable to design hydraulic structures so that their natural frequency is significantly greater than the dominant excitation frequency because, as indicated by the formulation of the Strouhal number, the forcing frequency can vary over a wide range from 0 at very small velocities to large values at large velocities.

Due to practical limits, it is usually not possible to design a structure so that each part will have precisely the desired natural frequency. *However, it is desirable to ensure that f_n for each part is three or more times greater than the expected dominant frequency of the excitation force.* If only certain parts of the structure will be excited by high frequencies, only those parts need to have the required high natural frequency. For high frequencies the structure as a whole is well damped by the flowing water. When the dynamic coefficients (C' in Eq. 2.10) are much smaller than the steady-state coefficients, the dynamic force can be accommodated by use of an increased safety factor for stress. Low values of stress result in lower probability of structural failure due to fatigue. *However, fatigue failure is a function of the level of stress and the number of cycles of loading, and hydraulic structures may experience a large number of cycles in a short time.*

2.2.3. Critères généraux de projet concernant les vibrations induites par un écoulement

Selon les considérations théoriques présentées ci-dessus, l'étude d'une structure hydraulique doit tenir compte notamment des éléments suivants :

1) Toute augmentation des charges dynamiques provoquée par les vibrations est à éviter.

2) Toute possibilité d'amplification (amortissement négatif) hydrodynamique est à proscrire. En effet, ce phénomène fait que l'amplitude initiale des vibrations éventuelles présente une croissance exponentielle risquant de conduire à la rupture. Par exemple, si la hauteur d'eau (dénivelée amont/aval) appliquée à une vanne agit dans le même sens que les déplacements de celle-ci (amortissement hydrodynamique négatif), il y a risque d'auto-excitation (voir chapitre 4.7). On peut généralement éviter l'amortissement négatif en prévoyant des formes favorisant le décollement stable de l'écoulement sans recollement instable à l'aval (chapitre 5.6 et Fig. 50).

3) Les formes favorisant le passage de la fréquence d'excitation vers la fréquence propre sont à éviter. C'est le cas d'éléments dont une partie de la section est circulaire ou elliptique. Cette variation de la fréquence ne se produit pas si la fréquence propre est suffisamment élevée.

4) La fréquence propre de la structure doit être plusieurs fois plus élevée que la fréquence dominante d'excitation. On évite ainsi l'amplification des forces et l'apparition de fréquences capables d'exciter l'écoulement.

5) On doit éviter les phénomènes dynamiques imprévus (choc d'ondes à front raide, ressaut hydraulique qui se déplace, cavitation).

6) Tous jeux dans les articulations et joints, qui ne sont pas contrecarrés pas une résistance élastique, sont à éviter.

7) Il convient de prévoir les charges dynamiques qui interviendront, de les calculer, et d'établir le projet en conséquence. Les réponses calculées renseignent sur les amplitudes de déplacement à prévoir et la résistance mécanique nécessaire.

Souvent, on ne dispose ni de données ni de méthodes de calcul garantissant la sécurité d'un projet, et il faut recourir aux essais sur modèle réduit. Le programme d'essais peut être réduit ou très complet. Chaque type de modèle présente des limitations (sans oublier celles des moyens de laboratoire dont on dispose). Au Chapitre 7, on traite des différents types de modèles réduits utilisés lors de l'étude du comportement vibratoire des vannes. Les options sont : modélisation de la structure en entier, ou décomposition en éléments à tester séparément; choix de l'échelle du modèle; modèle rigide (mesures des forces ou des pressions) ou modèle plus complexe reproduisant la masse et l'élasticité des parties constitutives, ainsi que les conditions d'écoulement. Les choix seront orientés par le but des essais : vérification de la sécurité ou optimisation d'un projet, prévision chiffrée des vibrations (amplitude, fréquence).

2.2.3. General design criteria concerning flow-induced vibrations

The theoretical considerations presented in the previous section have indicated that at least the following points must be considered during proper design of a structure :

- 1) Any vibration of the structure must not amplify the dynamic load.
- 2) Any possibility of negative hydrodynamic damping should be prevented because, negative damping can cause the amplitude of any initial vibration to grow exponentially which could ultimately lead to serious structural failure. For example, if the head difference across a gate acts in the direction of the gate's movement (a case of negative hydrodynamic damping) the result could be self-excitation. Self excitation is discussed further in Sec. 4.7. Forces which act as negative damping can generally be avoided by using structural shapes which result in stable flow separation without unstable downstream reattachment (see Sec. 5.6 and Fig. 50).
- 3) Designs for which the excitation frequency tends to shift toward the natural frequency should be avoided. Members with partially circular or elliptical cross sections tend to be particularly dangerous from this standpoint. If the natural frequency is high enough the frequency shift will not occur.
- 4) Structures should be designed to have natural frequencies several times greater than the dominant excitation frequencies. Doing so prevents amplification of forces and triggering of a flow-excitation frequency.
- 5) Designs should assure that unexpected dynamic phenomena, such as the impact of steep waves, moving hydraulic jumps, or cavitation are avoided.
- 6) Clearances in unloaded bearings and joints, which could allow mechanical motion without elastic resistance, should be avoided.
- 7) Dynamic loads must be anticipated, quantified, and accommodated in the design; response calculations will show the resulting amplitudes of motion and the necessary structural strength to avoid failure.

Often data and analytical methods necessary to produce a safe design are not available and physical model studies will be required. Experimental studies may be of a limited scope when only a particular item of information is required, but may be very extensive when comprehensive design information is required. Each type of scale model has limitations which may include those of laboratory facilities. In Chapter 7 a survey is given of different model types which may be required for studies related to gate vibrations. In some cases it may be necessary to model the entire structure while for others it may be possible to separate the problem into parts which can be studied individually with a more limited model. The choice of model scale will be an important consideration in each case. It will also be necessary to consider whether or not the model should be essentially rigid (with measurements made by force or pressure transducers) or a more complicated dynamic model for which it will be necessary to correctly model the mass and elastic properties of the components as well as the flow features. Much depends on whether it is necessary only to verify that a safe design has been achieved, whether a new design is to be optimized, or whether a quantitative prediction of vibration amplitude and frequency is required.

2.3. CLASSIFICATION DES VIBRATIONS INDUITES PAR L'ÉCOULEMENT ET DES INSTABILITÉS DE L'ÉCOULEMENT SUIVANT LES SOURCES D'EXCITATION

Naudascher a établi la classification des différentes origines des excitations dans les fluides, présentée dans les Fig. 6A, B, C et D [Naudascher 1991]. Elle est basée sur les vibrations réellement rencontrées (matériels hydrauliques, bateaux, avions).

L'intérêt d'une telle classification est de préciser les points à étudier avec une attention particulière. On a ajouté un cas supplémentaire (Fig. 6E) : en effet, le cas C concerne l'auto-excitation d'un corps suspendu, à sa fréquence propre, tandis qu'en E, il s'agit du cas particulier du phénomène de résonance, non à la fréquence propre de la structure, mais à la fréquence d'une onde stationnaire (onde de compression ou onde de surface).

2.3.1. Cas A : Excitation d'origine externe

Il existe un grand nombre de sources externes de vibration : écoulement, ondes, impulsions transmises par l'eau depuis une roue de turbine par exemple (voir exemple au chapitre 6.8), cavitation. A l'échelle du prototype, le champ d'écoulement à l'amont est souvent turbulent et sa répartition n'est pas homogène. Dans ces cas, la valeur de la force d'excitation est caractérisée par sa valeur moyenne quadratique divisée par la pression dynamique $\rho V^2/2$, et la fréquence de l'excitation est caractérisée par le nombre de Strouhal.

L'écoulement du fluide autour du corps est souvent source d'excitation instable, par exemple, celle résultant du tourbillon à l'aval d'une vanne partiellement ouverte dans une conduite en charge. *Cette excitation peut être périodique ou aléatoire.* Dans le premier cas, S est une constante et détermine la fréquence d'excitation en fonction de la vitesse d'écoulement. Si cette force est quasi-périodique, S correspond à la fréquence d'excitation dominante. La valeur de cette force d'excitation est généralement faible par rapport aux forces permanentes en jeu; pour une vanne dénoyée, elle est nulle. Mais les vibrations sont toujours possibles.

Dans la pratique, comme on l'a dit plus haut, il suffit de faire en sorte que la fréquence propre du matériel soit bien plus élevée que celle de l'excitation, afin d'éliminer toute possibilité de résonance.

2.3.2. Cas B : Excitation par instabilité de l'écoulement

Les deux origines des instabilités de l'écoulement au droit d'une structure sont : alternance des tourbillons (files de Bénard-Karman); instabilité de la couche

2.3. CLASSIFICATION OF FLOW-INDUCED VIBRATIONS AND FLOW INSTABILITIES IN TERMS OF EXCITATION SOURCES

Naudascher initiated the classification of sources of fluid excitation shown in Fig. 6 A, B, C, and D [Naudascher 1991]. The classification is based on vibration experienced with different designs of hydraulic structures and with moving bodies such as ships or airplanes.

Proper classification of sources of dynamic forces is important since it will indicate critical points that should be considered. Another class, unstable fluid resonance, as shown in Fig. 6E, has been added. The difference between cases C and E is that C is concerned with self-excitation of the suspended body at natural frequency while E considers the special case where resonance occurs, not at the natural frequency of the structure, but at the frequency of a standing compression wave or free-surface wave.

2.3.1. Class A. Externally induced excitation

Sources of externally induced excitation are many fold. They can result from both flow and waves or from pressure pulsations transmitted through the water, such as those induced by a turbine runner (Sec. 6.8 presents such an example). Cavitation is still another potential source of pressure fluctuations. In prototype hydraulic structures the upstream flow field is often turbulent with a flow distribution that is not uniform. For these cases, the magnitude of the resulting dynamic excitation force is characterized by its root-mean-square value divided by the dynamic pressure $\rho V^2/2$, and the frequency of excitation is characterized by the Strouhal numbers.

Unsteady excitation forces are often produced by flow around the structure itself, such as those produced by the turbulent eddy on the downstream side of a partially-open gate in a conduit running full. *The resulting excitation may be either periodic or random.* If the excitation is periodic, S will be a constant and determines the excitation frequency as a function of velocity. If the excitation force is nearly periodic, S will represent the dominant excitation frequency. The magnitude of this excitation force is generally small compared to the steady-state forces and is zero on a gate with free downstream discharge. However, it may still be possible for vibrations to occur.

For practical applications, as was stated earlier, a safe design can usually be achieved by designing the natural frequency of the structure to be significantly greater than that of the excitation force, thus eliminating the possibility of resonance.

2.3.2. Class B. Excitation induced by flow instability

The flow pattern around a structure can be unstable for two common reasons : alternating vortices (Kármán vortex street), and the instability of a free-shear layer

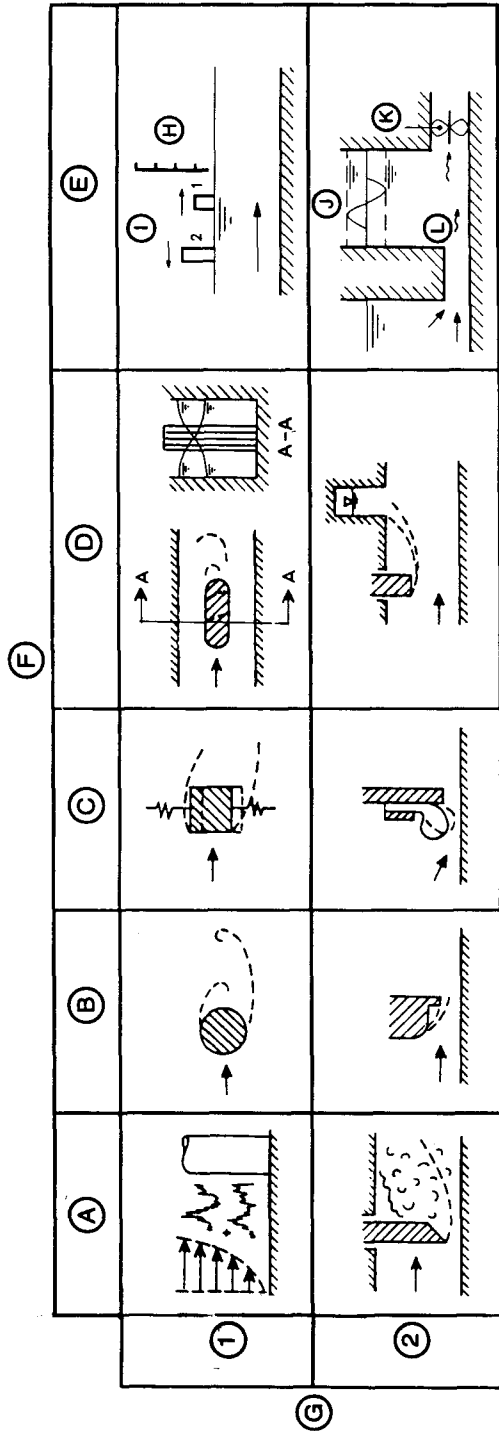


Fig. 6

Fluid excitation sources [modified from Naudascher, 1991]

Causes d'excitation dans les fluides [extrait de Naudascher, 1991, avec quelques modifications]

- | | |
|--------------------------------------|---|
| (A) Externally induced | (A) <i>Excitation d'origine externe</i> |
| (B) Induced by flow instability | (B) <i>Excitation induite par l'instabilité de l'écoulement</i> |
| (C) Movement induced | (C) <i>Excitation induite par le mouvement</i> |
| (D) Amplification by fluid resonance | (D) <i>Amplification par résonance du fluide</i> |
| (E) Unstable fluid resonance | (E) <i>Résonance instable du fluide</i> |
| (F) Excitation sources | (F) <i>Causes d'excitation</i> |
| (G) Examples | (G) <i>Exemples</i> |
| (1) Cylindrical structure | (1) <i>Structure cylindrique</i> |
| (2) Control gate | (2) <i>Vanne de réglage</i> |
| (H) Beam or gate | (H) <i>Poutre ou vanne</i> |
| (I) Pulse waves | (I) <i>Ondes de pulsation</i> |
| (J) Open basin | (J) <i>Plan d'eau</i> |
| (K) Pump, turbine, or gate | (K) <i>Pompe, turbine ou vanne</i> |
| (L) Fluctuating flow | (L) <i>Écoulement variable</i> |

de discontinuité entre les points de décollement et de recollement. L'écoulement autour d'éléments de section circulaire (barreaux de grille, ...) engendre des forces périodiques importantes. En effet, le long de la couche limite à l'amont du barreau, il existe une zone d'accélération de l'écoulement, qui prend naissance au point de stagnation; dans cette zone, l'écoulement est stable et la théorie de l'écoulement potentiel est applicable. Le long de la couche limite à l'aval, il y a décélération et, compte tenu du gradient de pressions positives, l'écoulement se décolle. Par contre, la faible pression à l'aval du point de décollement, dont la valeur est plus importante dans la zone où l'écoulement décollé n'est pas très éloigné du corps, agit en sens contraire. Ce mécanisme persiste jusqu'au moment où la ligne de courant décollée devient instable; à ce moment, un tourbillon passe à l'aval. Cette instabilité de décollement et de recollement oscille latéralement, avec pour résultat le phénomène bien connu de la file de Bénard-Karman. Il en résulte une force quasi-périodique non permanente, due aux variations des pressions agissant sur le corps. Dans le cas d'un cylindre circulaire, le coefficient de portance instantanée C_l correspondant à la force latérale tend vers 1, le nombre de Strouhal reste constant à 0,2 environ. *Il en résulte une traînée dont la fréquence d'oscillation est deux fois celle de la portance.* Pour les nombres de Reynolds élevés (de l'ordre de $10^5 < R_e < 5 \times 10^6$) les turbulences dans la couche limite à l'amont du point de décollement perturbent cette périodicité, et l'excitation du barreau s'étale sur une bande de fréquences. Pour un écoulement de vitesse V autour d'un cylindre circulaire de diamètre D , le nombre de Reynolds est VD/ν , (ν = viscosité cinématique).

La vanne avec rebord proéminent (bec) (Fig. 6, B2, autrefois répandue pour les vannes de conduite dans le corps d'un barrage) peut être soumise à des forces variables importantes verticales et horizontales. En cas de décollement au bord du bec (comme pourrait le supposer un néophyte), il apparaît un gradient important de pressions positives à l'amont du bec. Il peut en résulter un déplacement du point de décollement vers l'amont, sur la partie courbe de la vanne. Dans ce cas, la pression sur la vanne à l'aval du point de décollement diminue, ce qui dévie la ligne de courant décollée vers la vanne, et le point de décollement se place de nouveau sur le bec; le cycle recommence. Il en résulte un régime d'écoulement périodique qui applique une force variable à la vanne avec une composante verticale qui est dirigée :

- vers le bas, lorsque le décollement se situe sur l'arrondi amont (force importante)
- vers le haut, lorsque le décollement se situe sur le bec.

La composante horizontale varie de la même façon, étant plus faible dans le premier cas et plus forte dans le deuxième cas. Si la fréquence propre de l'ensemble vanne + appuis est proche de celle de cette force verticale non permanente, l'amplitude des vibrations de la vanne risque d'être dangereuse. Ce mécanisme fut à l'origine des incidents graves survenus au barrage de Mossy Rock en 1968 [Robertson & Ball 1971].

Un clapet déversant est un cas particulier, avec possibilité d'écoulement instable. Un exemple est présenté au chapitre 4.10.

between the point of separation and reattachment. A frequent cause is separation occurring where it can alternately detach and reattach. Flow past bars with a circular section, such as the members of a trashrack, produces strong periodic forces. Along the boundary of the upstream side of an individual bar there is a zone of flow acceleration starting from the stagnation point. In this zone the flow is stable and can be accurately described by potential-flow theory. Along the boundary on the downstream portion of the member, the flow decelerates, meets a positive pressure gradient, and the main flow separates from the boundary. This process of flow separation is counteracted by the low pressure downstream of the separation point which is stronger in the zone where the separated flow is still near the body. This process continues until the separated streamline becomes unstable and a vortex is shed. For flow past circular bars the instability of the flow separation and reattachment oscillates from side to side producing the well-known von Kármán Vortex Street. The result is an unsteady, nearly periodic force due to differential pressure acting on the body. For a circular cylinder, the instantaneous lift coefficient C_l for the lateral force approaches unity and the Strouhal number is constant at approximately 0.2. *A dynamic drag force occurs which has a frequency twice that of the dynamic lift force.* At large Reynolds numbers (in the range of $10^5 < R_e < 5 \times 10^6$) turbulence in the boundary layer upstream from the point of separation disturbs the strong periodicity and flow excitation of the bar spreads over a band of frequencies. The Reynolds number for flow at velocity V past a circular cylinder of diameter D , is VD/ν where ν is kinematic viscosity.

A gate with an extended lip, as shown in illustration B2 of Fig. 6 (at one time a popular design for culvert gates), can be subject to strong fluctuating vertical and horizontal forces. If flow separates from the bottom of the gate lip, as an inexperienced designer might assume, a strong positive pressure gradient occurs upstream of the gate lip. This positive gradient can cause the point of separation to shift to a point upstream along the curved portion of the gate. Separation at this upstream point lowers the pressure along the gate boundary downstream of the point of separation which in turn pulls the separated streamline toward the gate, and separation is again established at the lip and the cycle begins again. The resulting periodic flow pattern produces a fluctuating force on the gate with a vertical component changing from a strong downpull, when flow is separating from the curved upstream boundary, to an upward force when separation is occurring at the gate lip. Likewise the horizontal component fluctuates from weaker, with separation upstream to stronger with separation at the gate lip. If the natural frequency of the gate and its supports are near that of the unsteady vertical force, the gate may vibrate with dangerous amplitude. Such an incident resulted in serious damage at Mossy Rock Dam in 1968 [Robertson and Ball 1971].

A flap gate discharging with an overflow nappe provides a special case with possible flow instability. An example is discussed in Sec. 4.10.

2.3.3. Cas C : Excitation induite par le mouvement

Cette excitation apparaît lorsqu'il y a déplacement du corps résultant d'une variation des forces induites par le corps lui-même. Une telle force ne peut exister sans le mouvement initial du corps. Mais cette condition est parfois instable, et toute perturbation risque d'engendrer des vibrations de caractère croissant. Dans la Fig. 6, on montre deux sources d'excitation : variation de la direction relative de l'écoulement (C1), et alternance de coupure/libération de l'écoulement juste avant fermeture complète de la vanne (C2). Si un corps immergé dans un écoulement horizontal (Fig. 6, Cas C1) se déplace vers le haut, il y a une légère variation de la direction de la vitesse d'écoulement par rapport au corps; la vitesse augmente sur le bord supérieur, et décroît sur le bord inférieur, d'où augmentation de la pression exercée vers le haut. La réduction de la vitesse sur le bord inférieur augmente la pression dans cette zone, favorisant le décollement. Le résultat final est une augmentation de la pression appliquée au corps dans le sens du mouvement, accélérant le mouvement du corps. Ce mécanisme se produit seulement pour des oscillations de basse fréquence; pour des fréquences plus élevées, la couche limite ne subit que des variations locales, en phase avec les déplacements du corps (il en résulte la propagation d'une onde). Pour ce type d'excitation, la limite se place dans le fuseau $f_m = 0,07$ à $0,2$. Les tourbillons (Fig. 6, B2) risquent également de jouer un rôle. L'excitation induite par le mouvement est parfois très importante avec rupture mécanique dans certains cas, par suite de l'augmentation de l'amplitude.

Cette excitation peut être importante dans le cas des vannes et des grilles. La vibration des étanchéités (Fig. 6, C2) coupe l'écoulement par intermittence. Lors d'une coupure brusque, la pression augmente à l'amont et décroît à l'aval. Cette différence des pressions s'estompe lorsqu'on s'éloigne de la vanne, mais risque néanmoins de provoquer des vibrations importantes de la vanne. Si la vibration de l'étanchéité se fait sentir surtout juste avant la fermeture, elle peut également exister après fermeture, en cas de déformation de l'étanchéité ou de la vanne et de fuite. Dans ce cas, on entend un grand bruit variable, et la vanne risque de subir des charges très importantes.

2.3.4. Cas D : Excitation amplifiée par résonance du fluide

La résonance du fluide est liée à la présence d'une onde stationnaire oscillante entre piles (Fig. 6, D1) ou à des volumes d'air communicants. Dans les deux cas, la géométrie favorise un mouvement périodique de l'eau à une fréquence propre déterminée. Dans le cas des volumes d'air communicants, l'élasticité vient de la compressibilité de l'air, l'inertie vient de la masse d'eau (y compris la masse ajoutée). On a là un résonateur hydraulique ayant une fréquence propre donnée. La pile (D1, Fig. 6) est initialement excitée par l'écoulement instable, ensuite cette excitation est amplifiée par le résonateur hydraulique. La résonance se produit lorsqu'un résonateur hydraulique est excité à sa fréquence propre. Toute force périodique appliquée à une structure risque d'appliquer une force périodique au fluide.

2.3.3. Class C. Movement induced excitation

Movement-induced excitation occurs when the body moves as the result of a change in force induced by the body itself. Without an initial body movement no such force exists, but the situation is potentially unstable, and any incidental disturbance can lead to a self-amplifying vibration. Fig. 6 shows two sources, C1 where excitation is due to a change in relative flow direction, and C2 where excitation occurs as a result of alternate blockage of flow under a nearly closed gate. If a body, as shown in case C1 of Fig. 6, is in a horizontal flow and moves upward, the flow velocity relative to the body changes its direction slightly; the magnitude of velocity increases on the upper side and decreases on the lower side causing a net increase in the upward pressure force. The decrease in velocity on the lower side of the body produces a corresponding increase in pressure there and increases the tendency toward separation on the lower side of the body. The net effect is an increase in the pressure force acting on the body which acts in the direction of motion and accelerates the movement of the body. This phenomenon can occur only when the frequency of oscillation is slow; at faster frequencies the shear layer will change only locally in phase with the body's movement (a propagating wave develops). The limit for this type of excitation is in the range of $f_m = 0.07$ to 0.2 . Vortex excitation, similar to that shown in B2 of Fig. 6, may also play a role. Movement induced excitation can be very strong and can quickly result in structural failure since the vibration amplitude grows steadily.

Movement induced excitation can be extremely strong for gates and trashracks. Seal vibration, illustration C2 of Fig. 6, causes a periodic blockage of the flow. When suddenly closed, pressure is increased on the upstream side and lowered on the downstream side of the gate. This pressure difference decreases in amplitude with distance away from the seal but can be the cause of severe gate vibrations. Effects of seal vibration are most severe when the gate is nearly closed but can also occur when the gate is fully closed if the seal or the gate is deformed and leaking. Loud, rapidly fluctuating noise can be created by this type of vibration and the gate can be subjected to large loads.

2.3.4. Class D. Excitation amplified by fluid resonance

Fluid resonance can occur as an oscillating standing wave between dividing walls as illustrated in D1 of Fig. 6 and can also occur between two air-filled chambers. In both cases the geometry produces a movement of the water with a definite natural frequency. In the latter case the air compressibility acts as the elasticity and the water mass (including added mass) as the inertia; together they form a fluid resonator with a natural frequency. The pier shown in D1 of Fig. 6 would be initially excited by forces produced by the unstable flow but movement of the hydraulic resonator would in turn amplify the excitation. When any fluid-resonator system is excited at its natural frequency by a dynamic load, fluid resonance occurs. Any periodic load on the structure is also a potentially periodic force on the fluid.

2.3.5. Cas E : Résonance instable du fluide

Au contraire de l'excitation du cas C (Fig. 6), cette excitation présente une fréquence en résonance avec la fréquence d'une onde stationnaire, ou avec la fréquence propre d'un bassin; elle est indépendante de la fréquence propre de la structure. La Fig. 6 E1 indique l'oscillation instable d'un bassin au droit d'une vanne. La vanne étant suspendue au ras de l'eau, toute perturbation en surface provenant de l'amont surélève la surface de l'eau, amenant celle-ci en contact avec le bord inférieur de la vanne. Il y a contraction verticale de l'écoulement à l'aval de la vanne, une onde positive se propage vers l'amont tandis qu'une onde négative se propage vers l'aval. L'onde positive agit comme une réflexion de la perturbation de surface. En effet, cette réflexion renforcée constitue un des critères d'apparition de résonance instable dans un fluide. L'écoulement devient instable lorsque la géométrie du canal est propice à l'établissement d'une condition de résonance (onde stationnaire, ...). Dans le cas présenté en E1 (Fig. 6), une onde stationnaire oscille normalement à la direction de l'écoulement entre deux vannes voisines.

L'étanchéité équipant une vanne presque fermée mais présentant des fuites (Fig. 6, C2) est à l'origine d'une résonance instable dans le fluide si elle est associée à un système de résonance fluide. Ce système est illustré (Fig. 6, E2) par un bassin relié à un réservoir amont par une conduite. Lorsqu'une onde positive, venant de l'amont, arrive à la vanne, la remontée du niveau d'eau augmente la charge appliquée à la vanne, ce qui plaque l'étanchéité contre le seuil et réduit le débit de fuite. Cette réduction du débit évacué par la vanne renforce l'onde positive réfléchie à l'amont. Par contre, lorsqu'une onde négative arrive sur la vanne, elle est réfléchie négativement, réduisant la charge appliquée à la vanne, ce qui soulage l'étanchéité, augmentant le débit, abaissant le niveau d'eau à l'amont, et amplifiant l'onde négative réfléchie. Ainsi, l'action conjuguée de la vanne et de son étanchéité amplifie l'onde réfléchie vers l'amont, cette amplification étant en résonance avec l'onde stationnaire du côté amont de la vanne.

Ce phénomène de résonance apparaît également au droit d'une vanne à l'extrémité aval d'une longue conduite ou galerie en charge, l'onde stationnaire étant une onde élastique dans le conduit.

Un autre exemple concerne une pompe située à l'extrémité d'un canal et capable de créer une onde stationnaire par un mécanisme analogue à celui décrit pour la vanne (avec ou sans son étanchéité).

Au Chapitre 4, les différentes sources d'excitation induite par un écoulement sont évaluées par calcul, par données expérimentales, et par estimation. Dans ce qui suit, les sources sont décrites selon la terminologie de la Fig. 6.

2.3.5. Class E. Unstable fluid resonance

In contrast to the excitation of Class C, in Fig. 6, Class E excitation occurs with a frequency in resonance with the frequency of a standing wave or the natural frequency of a basin and is independent of the structure's natural frequency. An unstable oscillation of a basin can occur at a gate, as shown in E1 of Fig. 6. If the gate is suspended just above the water level so that any positive surface disturbance coming from upstream will touch the bottom of the gate, a vertical contraction will occur in the flow downstream of the gate. A positive wave is produced which travels upstream while a negative wave travels downstream from the gate. The positive wave due to the flow contraction acts as a quasi reflection of the surface disturbance. The reinforced wave reflection is one criterion for unstable fluid resonance. For the flow to become unstable the geometry of the channel must be such that a resonant condition (such as a standing wave) can occur. In the particular case shown in E1 of Fig. 6, a standing wave oscillates between two adjacent gates in a direction transverse to the flow.

A seal on a nearly-closed but leaking gate, such as that illustrated in C2 of Fig 6, can produce unstable fluid resonance if it interacts with a fluid resonance system. The fluid-resonance system, E2 of Fig. 6, is illustrated by an open basin connected to upstream water by a conduit. When a positive wave from upstream strikes the gate and causes the depth to rise on the upstream face of the gate, the force on the gate is increased which in turn tightens the seal and decreases the flow past the seal. This decrease in discharge past the gate acts to reinforce the positive reflected wave on the upstream side of the gate. By contrast when a negative wave traveling from upstream strikes the gate it will be reflected negatively which decreases the downstream force on the gate. This decrease in downstream force reduces the force on the seal and allows more flow to pass the gate which in turn tends to decrease the depth on the upstream side of the gate and amplifies the negatively-reflected wave. Thus, the action of the seal and gate will amplify the amplitude of the reflected wave on the upstream side of the gate. The amplification produced by the seal and gate will be in resonance with the standing wave on the upstream side of the gate.

Such resonance can also occur at a gate on the downstream side of a long penstock or tunnel for which the standing wave occurs as an elastic wave within the conduit.

As a further example, a pump located at the end of a channel with the proper discharge characteristics can also create a standing wave in a manner similar to that considered for the gate or gate and seal.

In Chapter 4, the different sources of excitation of flow-induced vibrations are quantified by computation, empirical data, and estimation. Throughout the remainder of this Bulletin, sources of excitation are described in accordance with the terminology of Fig. 6.

3. PARAMÈTRES PASSIFS DU FLUIDE : RAIDEUR, MASSE, AMORTISSEMENT

3.1. GÉNÉRALITÉS

La relation définissant le comportement dynamique d'un système mécanique (équation 2.1), présentée au § 2.2, fait intervenir des paramètres ajoutés : masse, amortissement, raideur, qui, avec les forces d'excitation, rassemblent l'ensemble des forces appliquées à un corps par l'écoulement (équation 2.4). La réponse dynamique d'une structure dépendant du rapport de la fréquence de la force appliquée à la fréquence propre de cette structure (f/f_n) (voir Fig. 3), il est nécessaire de connaître les valeurs de la masse ajoutée, de l'amortissement ajouté et (éventuellement) de la raideur ajoutée. Chacun de ces paramètres peut avoir un " poids " plus important que celui des paramètres de la structure. En principe, il serait possible de calculer tous les paramètres liés au fluide à l'aide des relations de Navier-Stokes, en tenant compte des conditions aux limites, mais en réalité, on doit faire des hypothèses très simplificatrices. Pour rendre possible une solution par le calcul, il est nécessaire de limiter l'amplitude des déplacements afin de pouvoir remplacer la frontière mobile par une frontière fixe sur laquelle les sources d'excitation et d'amortissement sont réparties pour représenter les déplacements de l'eau provoqués par les vibrations. Cette limitation de l'amplitude des déplacements s'avère particulièrement utile à la surface libre, permettant l'utilisation de la théorie de la propagation des ondes linéaires. Elle permet de rendre linéaires les paramètres non linéaires. En pratique, il ne s'agit pas d'une hypothèse contraignante, car un projet bien conçu vise en effet à limiter l'amplitude des vibrations.

Les autres considérations relatives aux écoulements à surface libre sont :

Rayonnement des ondes de surface : Pour les structures partiellement immergées, les valeurs de la masse ajoutée et de l'amortissement ajouté dépendent étroitement de la fréquence. Cependant, pour les fréquences plus élevées (c'est le cas des vibrations induites par l'écoulement), la longueur et la profondeur de pénétration des ondes de surface sont faibles et on peut généralement négliger leurs effets. Par rapport à l'amortissement dû à l'écoulement, celui provoqué par les ondes résultant de la vibration non entretenue d'un corps partiellement immergé est faible. Dans la Fig. 7, on voit que la masse ajoutée d'une vanne soumise à une vibration dans le sens horizontal devient quasi-indépendante de la fréquence lorsque le facteur de fréquence dépasse 10. Cette masse ajoutée correspond à la composante de la pression périodique qui est en phase avec l'accélération du corps. Le facteur de fréquence $\omega^2 h/g$ caractérise le rapport " hauteur d'eau/longueur d'onde des vagues émises ".

Influence de la surface libre sur la masse ajoutée : La densité de l'air étant négligeable par rapport à celle de l'eau, la masse ajoutée d'un corps en vibration à (ou à proximité de) la surface est bien plus faible que celle d'un corps de forme identique mais immergé.

3. PASSIVE FLUID COMPONENTS : STIFFNESS, MASS AND DAMPING

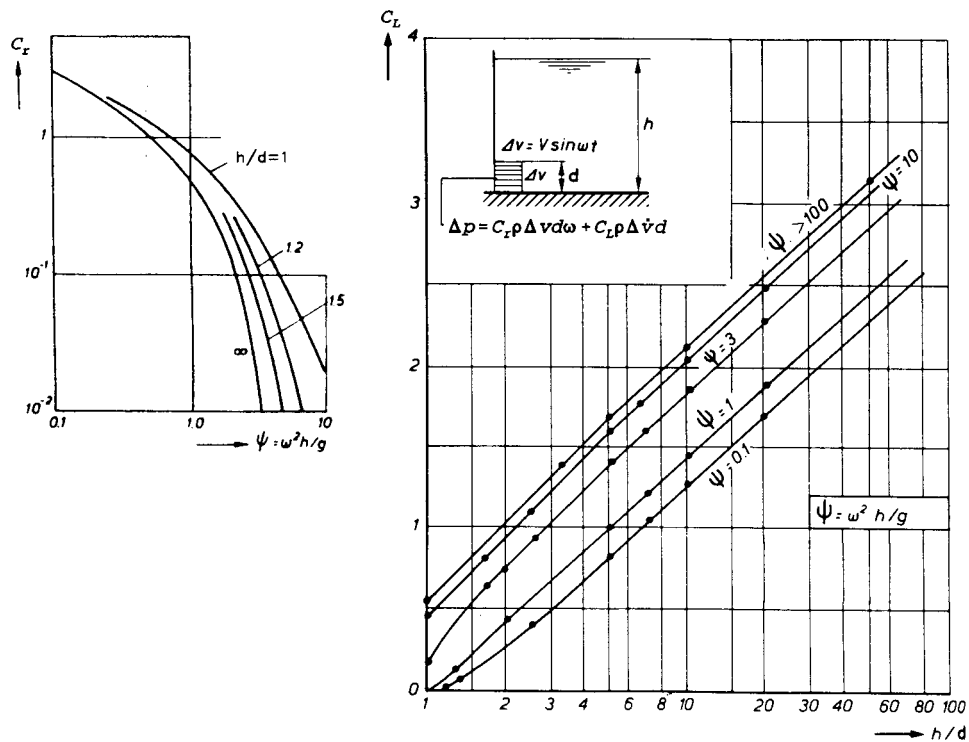
3.1. GENERAL CONSIDERATIONS

The dynamic equation of a mechanical system (Eq. 2.1) was developed in Section 2.2 including added mass, added damping and added stiffness which, with the excitation forces, includes all forces acting on a body which are produced by the flow (Eq. 2.4). Because the dynamic response of a structure depends on the ratio of the frequency of the applied force to its natural frequency (f/f_n) as shown in Fig. 3, it is important to know the values of added mass, added damping, and (in some cases) added stiffness. Each of the parameters can be greater than those of the structure. Theoretically, all fluid terms could be computed from the Navier-Stokes equations with the appropriate boundary conditions taken into account, but much simplification is required in reality. In order to make an analytical solution possible, motion must be restricted to small amplitudes so that the periodically moving boundary can be replaced by a fixed boundary on which sources and sinks can be distributed to represent the water displacement due to the vibration. The limitation to small amplitudes is particularly convenient at the free surface and leads to application of linear wave theory. Limitation to small-amplitude vibrations allows the non-linear terms in the equations to be linearized. This limitation to small amplitudes is actually not restrictive in the practical sense because a safe design requires that any vibrations be limited to small amplitudes.

Additional considerations related to free-surface flow include :

Radiation of free-surface waves. Added mass and damping, for structures at a free surface, are generally strongly frequency dependent. However, for higher frequencies (as occur with flow-induced vibrations) the length and the penetration depth of generated surface waves are small and their effects can generally be neglected. Damping created by waves generated by a body vibrating freely at the surface is small compared to flow damping. Fig. 7 shows that added mass of a horizontally-vibrating gate becomes essentially independent of frequency if the frequency factor is greater than 10. The added mass is formed by the periodic pressure component in phase with the body acceleration. The frequency factor $\omega^2 h/g$ is representative of the ratio of water depth to the wave length of the radiated waves.

Effects of the free surface on added mass. Since the density of air is negligible compared to water, the added mass for bodies vibrating at or near the surface is much smaller than for a submerged body having the same shape.



3.2. MÉTHODES DE CALCUL

On ne peut calculer avec précision la masse ajoutée, l'amortissement ajouté et la raideur ajoutée d'un corps flottant, en vibration dans un écoulement, mais, à l'aide des hypothèses suivantes, on peut avoir une solution approchée :

A. *Masse ajoutée* : On calcule ce paramètre en négligeant la vitesse de l'écoulement; les méthodes relatives au déplacement d'un corps dans l'eau immobile sont applicables. Pour tenir compte des différences de hauteur d'eau, on peut assimiler les différentes surfaces libres à des limites imposées à l'écoulement, sans tenir compte des ondes de surface. Dans ce cas, les méthodes de calcul en écoulement potentiel sont applicables (au début, on eut recours aux modèles analogiques électriques). Les relations fondamentales pour les composantes de la vitesse dans un écoulement potentiel sont les suivantes (coordonnées x, y, z) :

$$V_x = -\partial\phi/\partial x \text{ (et de même pour les directions y et z)} \quad (3.1)$$

où ϕ est la fonction potentielle.

L'équation de continuité s'écrit :

$$\partial V_x / \partial x + \partial V_y / \partial y + \partial V_z / \partial z = 0 \quad (3.2a)$$

Fig. 7

Results of a two dimensional calculation of inertial forces and damping due to wave radiation from a horizontally vibrating gate submerged on one side [Kolkman, 1976]

Résultats d'un calcul bidimensionnel des forces d'inertie et de l'amortissement dû au rayonnement des ondes

à partir d'une vanne en vibration horizontale, immergée sur une face [Kolkman, 1976]

ΔV = vibration velocity;
 $\Delta \dot{V}$ = vibration acceleration

ΔV = vitesse des vibrations;
 $\Delta \dot{V}$ = accélération des vibrations

3.2. COMPUTATIONAL METHODS

The added mass, damping and stiffness cannot be calculated exactly for bodies floating and vibrating in a flow but the following approximations allow an estimate to be obtained :

A. *Added mass* can be calculated if influence of the flow velocity is neglected and the methods applicable for bodies accelerating in still water can be used. Difference in water levels can be considered by assuming that they represent only flow boundaries and surface waves are neglected. Potential flow computational methods (early studies used electric analogues) are then applicable. The basic equations for the velocity components in a potential flow with x, y and z being the coordinates are :

$$V_x = -\partial\phi/\partial x \text{ (with similar equations in the y and z directions)} \quad (3.1)$$

In Eq. 3.1 ϕ is the potential function.

The equation of continuity is :

$$\partial V_x/\partial x + \partial V_y/\partial y + \partial V_z/\partial z = 0 \quad (3.2a)$$

En substituant l'équation 3.1, on obtient la formule classique de Laplace :

$$\nabla^2 \phi = \partial^2 \phi / \partial x^2 + \partial^2 \phi / \partial y^2 + \partial^2 \phi / \partial z^2 = 0 \quad (3.2b)$$

La pression est donnée par :

$$p = \rho \partial \phi / \partial t + a \text{ constante} \quad (3.3)$$

Pour les fréquences de vibration assez élevées, permettant de négliger l'influence du rayonnement des ondes, l'ensemble des potentiels et des vitesses du champ d'écoulement induit par un corps vibrant à la surface libre sont en phase avec la vitesse du corps; lorsque

$y = Y \sin \omega t$, la vitesse du corps est

$$dy/dt = \omega Y \cos \omega t \quad (3.4)$$

où Y = amplitude des déplacements du corps, ω = fréquence circulaire.

Puisque le potentiel varie en phase avec dy/dt :

$$\Phi = \phi \cos \omega t \quad (3.5)$$

où Φ est l'amplitude.

Puisque les vitesses de l'écoulement et du corps sont toujours en phase, les relations relatives aux écoulements permanents peuvent être transformées en oscillation harmonique, et réciproquement.

Les conditions aux limites sont :

- A la frontière fixe :

$$\partial \phi / \partial_n = 0 \quad (3.6a)$$

où n est la direction normale à la frontière

- A la frontière vibrante :

$$\partial \phi / \partial_n = -Vs \quad (3.6b)$$

où Vs est la vitesse de la structure en vibration.

- A la surface libre :

$$\phi = 0 \quad (3.6c)$$

B. Raideur ajoutée : Ce phénomène résulte de la poussée d'Archimède et de l'écoulement. Dans bien des cas, la force de rappel due à l'écoulement peut être évaluée à l'aide des coefficients de force calculés en écoulement permanent; on peut tenir compte d'une variation périodique de l'angle d'incidence de l'écoulement. Pour les vannes, toute variation des forces agissant dans le sens vertical (vers le haut ou vers le bas) est un paramètre dont il faut tenir compte.

Pour les corps flottants, la force ascendante provoquée par un léger déplacement vers le bas Δy est égale au produit de la surface A de la section du corps au niveau de l'eau par la densité de l'eau ρg ; ainsi, la force de rappel est $\rho g A \Delta y$. Cette influence peut être importante, par exemple, lorsqu'une vanne de grandes dimensions est munie de caissons de flottaison pour contrecarrer son poids. Etant donné que la force de flottaison est proportionnelle au déplacement, mais agit en sens inverse, elle correspond à une force de " raideur ajoutée ".

With the substitution of Eq. 3.1, this becomes the classical Laplace equation :

$$\nabla^2 \phi = \partial^2 \phi / \partial x^2 + \partial^2 \phi / \partial y^2 + \partial^2 \phi / \partial z^2 = 0 \quad (3.2b)$$

The pressure is given as :

$$p = \rho \partial \phi / \partial t + \text{a constant} \quad (3.3)$$

When vibration frequencies are fast enough that the influence of wave radiation can be neglected, all potentials and velocities in the flow field induced by a vibrating body at the surface are in phase with the velocity of the body; when

$y = Y \sin \omega t$, the velocity of the body is

$$dy/dt = \omega Y \cos \omega t \quad (3.4)$$

where Y = the amplitude of the body's motion and ω is the circular frequency.

Because the potential fluctuates in phase with dy/dt ,

$$\Phi = \phi \cos \omega t \quad (3.5)$$

where Φ is the amplitude.

Because flow and body velocities are always in phase, solutions for steady flow can be transformed to harmonic oscillation and vice versa.

Boundary conditions are as follows.

At the stationary boundary :

$$\partial \phi / \partial n = 0 \quad (3.6a)$$

where n is the direction normal to the boundary.

At the vibrating boundary :

$$\partial \phi / \partial n = -Vs \quad (3.6b)$$

where Vs is the velocity of the vibrating structure.

At the free surface :

$$\phi = 0 \quad (3.6c)$$

B. *Added stiffness* can be induced by buoyancy and by the flow. The restoring force due to flow can, for many cases, be estimated using the force coefficients derived for steady flow and can include a periodically varying angle of flow incidence. For gates, any variation of downpull or upward forces is important.

For floating bodies the upward force, induced by a small downward displacement Δy , equals the area A of the body section at the water surface multiplied by the specific weight of water ρg , and the restoring force, becomes $\rho g A \Delta y$. This influence can be important as for example when flotation tanks are used to counteract the weight of a large gate. Because this buoyancy force is proportional to displacement and in the opposite direction, it represents an " added stiffness " force.

C. *Amortissement ajouté* : On peut calculer ce paramètre en rendant linéaires les forces d'écoulement qui sont proportionnelles au carré de la vitesse d'écoulement (on peut négliger la faible influence du rayonnement des ondes provoquées par les vibrations de la vanne). Les vibrations du corps font que la vitesse de l'écoulement et son angle d'incidence varient. Par exemple, la force appliquée par un écoulement permanent s'écrit :

$$F = C_f A (\rho V^2/2) \quad (3.7)$$

A = aire de la section du corps projetée sur un plan normal à la direction de l'écoulement, C_f = coefficient de force. En cas de vibrations, la variation de la force dF devient :

$$dF = (dF/dV) dV = C_f \rho AV dV$$

la variation de la vitesse dV étant induite par la vitesse de vibration. Pour une vibration dans la direction y, $dV = -dy/dt$, et dF devient :

$$dF = -C_f \rho AV (dy/dt).$$

En prenant les définitions de l'équation 2.4, on obtient, pour l'amortissement dû à l'eau, $c_w = -dF/(dy/dt)$, ou :

$$c_w = C_f \rho AV \quad (3.8)$$

D'après l'équation 3.8, la force d'amortissement est couplée linéairement à la vitesse de vibration. On peut obtenir une relation analogue pour les vibrations normales à l'écoulement. La force latérale (portance) F_L est :

$$F_L = C_L A (\rho V^2/2) \quad (3.9)$$

où C_L est le coefficient de portance. Toute variation de la direction de l'écoulement par rapport à la position du corps provoque une variation de cette force égale à

$$dF_L = (dC_L/d\alpha) A (\rho V^2/2) d\alpha$$

mais, puisque la variation $d\alpha$ provoquée par la vibration normale au sens de l'écoulement est égale à $(dy/dt)/V$, il en résulte :

$$dF_L = (dC_L/d\alpha) A (\rho V/2) (dy/dt)$$

et donc

$$c_w = -dF_L/(dy/dt) = -(dC_L/d\alpha) A \rho V/2 \quad (3.10)$$

Un amortissement ajouté supplémentaire vient de la force de traînée. Lors d'une variation de la direction de la vitesse d'écoulement par rapport au corps, *il y a variation de la direction de la traînée*, ce qui donne une composante de la traînée dirigée dans la même direction que les vibrations :

$$F_w = C_D A (\rho V^2/2) (dy/dt)/V$$

Ainsi, le coefficient d'amortissement total devient :

$$c_w = (C_D - dC_L/d\alpha) A \rho V/2 \quad (3.11)$$

D. *Force d'amplification (amortissement négatif) provoquée par l'écoulement* : On a déjà vu (§ 2.3) qu'il s'agit d'une excitation due au mouvement. Par exemple, lorsque $dC_L/d\alpha > C_D$, on sait, d'après l'équation 3.11, que le coefficient d'amortissement total prend des valeurs négatives, ce qui indique que l'augmentation de la

C. *Added Damping* can be computed by linearizing of those flow forces which are proportional to the square of the flow velocity (the small influence of wave radiation of the vibrating structure is neglected). The body vibration will cause the flow velocities relative to the vibrating body to vary in magnitude and approach angle. For example the steady-state flow force is given by :

$$F = C_f A (\rho V^2/2) \quad (3.7)$$

where A is the projected body area on a plane normal to flow direction and C_f is a force coefficient. For the in-flow vibration, the force variation dF becomes :

$$dF = (dF/dV) dV = C_f \rho A V dV$$

wherein the variation of the velocity (dV) is induced by the vibration velocity. For vibration in the y direction, $dV = -dy/dt$, and dF becomes :

$$dF = -C_f \rho A V (dy/dt)$$

Using the definitions of Eq. 2.4, one obtains $c_w = -dF/(dy/dt)$ for the damping due to water, or :

$$c_w = C_f \rho A V \quad (3.8)$$

Eq. 3.8 shows that the damping force is linearly coupled with the vibration velocity. A similar relationship can be obtained for cross-flow vibrations. The lateral (lift) force F_L is given by :

$$F_L = C_L A (\rho V^2/2) \quad (3.9)$$

where C_L = the lift coefficient. A change in direction of the approaching flow relative to the body position will produce a change in force of :

$$dF_L = (dC_L/d\alpha) A (\rho V^2/2) d\alpha$$

but because the change $d\alpha$, which is induced by the cross-flow vibration, equals $(dy/dt)/V$, this results in :

$$dF_L = (dC_L/d\alpha) A (\rho V/2) (dy/dt)$$

and hence

$$c_w = -dF_L/(dy/dt) = -(dC_L/d\alpha) A \rho V/2 \quad (3.10)$$

Additional added damping is induced by the drag force. When the velocity of flow relative to the body changes direction, *the drag also changes direction* which produces a drag component in the direction of vibration given by :

$$F_w = C_D A (\rho V^2/2) (dy/dt)/V$$

The total coefficient for damping then becomes

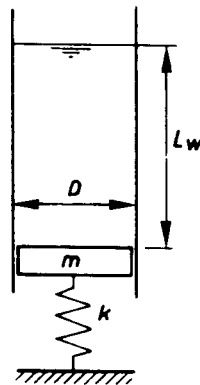
$$c_w = (C_D - dC_L/d\alpha) A \rho V/2 \quad (3.11)$$

D. *Negative damping forces exerted by fluid flow* can occur as well. This effect was introduced in Section 2.3 as movement-induced excitation. For instance when $dC_L/d\alpha > C_D$, Eq. 3.11 shows that the total damping coefficient becomes negative indicating that the increase in lift force is in phase with the vibration velocity. For

force de portance est en phase avec la vitesse de vibration. Dans ces conditions, il y a transfert d'énergie depuis l'écoulement vers le corps vibrant. Cette *auto-excitation* risque de conduire à des vibrations très importantes, car l'excitation croît avec l'augmentation de l'amplitude des vibrations. Plusieurs autres exemples d'amplification (amortissement négatif) figurent au chapitre 4 qui traite des forces d'excitation provoquées par l'écoulement.

3.3. MASSE AJOUTÉE DANS LE CAS DES VANNES

Dans sa forme la plus simple, la masse ajoutée m_w peut s'assimiler à un volume d'eau qui, mis en oscillation à la même fréquence que le corps, exerce un effet d'inertie s'opposant aux déplacements du corps. La Fig. 8 montre un piston qui peut osciller librement dans un cylindre.



Dans le cas du piston de la Fig. 8, l'eau est confinée, toutes les particules se déplaçant à la même vitesse que le piston. Ainsi, la masse ajoutée vient du volume d'eau situé au-dessus du piston. Chaque particule du système vibrant apporte sa contribution à l'énergie totale (énergie potentielle et énergie cinétique), contribution qui est directement proportionnelle à sa masse. Pour une vanne suspendue dans un puits, la masse ajoutée dont il faut tenir compte, en cas de vibrations dans le sens vertical, dépend de la quantité d'eau présente dans ce puits; ici, la vanne se comporte comme un piston dans un cylindre. Par contre, dans le cas de vibrations de faible amplitude d'un corps immergé dans un fluide non confiné mais statique (Fig. 9), l'accélération des particules du fluide décroît à mesure qu'on s'éloigne du corps. Pour les géométries relativement simples, on peut calculer le champ d'écoulement en utilisant les formules d'écoulement potentiel et la géométrie conforme. Toutes les particules du fluide oscillent en phase avec le corps, mais plus une particule est éloignée du corps, plus faible est sa vitesse de déplacement par rapport à celle du corps. Ainsi, la contribution de chaque particule du fluide à la masse ajoutée est proportionnelle à sa contribution à l'énergie cinétique ou $[V_{\text{fluide}}/(dy/dt)]^2$. La masse ajoutée m_w correspond à un volume de fluide virtuel supposé se déplacer à la même vitesse et à la même accélération que le corps. Dans les équations

this condition, energy is transmitted from the flow to the vibrating body. *This self-excitation* can cause extremely large amplitudes of vibration since the excitation force increases with increasing vibration amplitude. Further examples of negative damping are given in Chapter 4 where flow excitation forces are discussed in more detail.

3.3. ADDED MASS FOR GATES AND VALVES

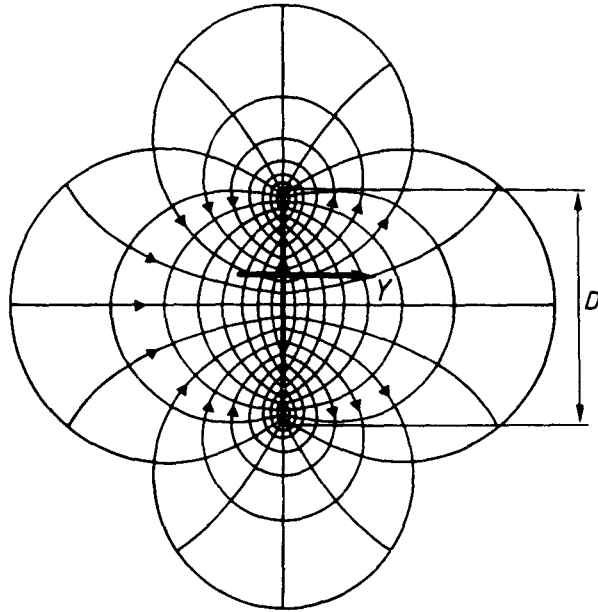
In its simplest form the added mass m_w can be specified as a volume of water which, if forced to oscillate with the same frequency as the body, would provide the correct inertia effect on the movement of the body. Fig. 8 illustrates a piston which is free to oscillate vertically within a tube.

Fig. 8

Added mass for a vibrating piston
Masse ajoutée dans le cas d'un piston en vibration

For the case of the piston shown in Fig. 8, the water is confined and all particles move with the same velocity as the piston. The water above the piston thus constitutes an added mass. Each particle in the vibrating system contributes to the total potential and kinetic energy directly in proportion to its mass. When a gate hangs in a shaft, the added mass for vertical vibration of the gate depends on the amount of water in the gate shaft; the gate acts in a manner similar to the piston in a cylinder. When a submerged body oscillates with small amplitude in an unconfined but static fluid (Fig. 9), the fluid surrounding the body is unconstrained and acceleration of the fluid particles decreases with distance from the body. For cases of relatively simple geometry, the flow field can be calculated using potential flow theory and conformal mapping. All fluid particles oscillate in phase with the body vibration but the farther a fluid particle is from the body, the smaller its velocity compared to that of the body. Each fluid particle's contribution to the added mass is proportional to its contribution of kinetic energy or $[V_{\text{fluid}}/(dy/dt)]^2$. The added mass m_w is a virtual volume of fluid which is assumed to move with the same velocity and acceleration as the body. Introducing the proper added mass into the equations of motion (Eq. 2.4) results in a correct mathematical representation of forces acting on the body. In two examples in Fig. 8 and 9, the added mass can

de mouvement (équation 2.4), l'introduction d'une valeur adéquate de la masse ajoutée aboutit à une représentation mathématiquement correcte des forces appliquées au corps. Dans les deux exemples cités (Fig. 8 et 9), la masse ajoutée peut être supérieure à la masse du corps vibrant. Dans la Fig. 9, le coefficient de masse ajoutée vaut $\pi/4$. Si la longueur de la plaque est L , la masse ajoutée est égale à $m_w = (\pi/4) \rho D^2 L$.



Le coefficient de masse ajoutée C_m d'une vanne verticale en vibration horizontale, située sur un seuil, apparaît dans la Fig. 10. La masse ajoutée s'écrit $m_w = C_m \rho h_1^2$.

Westergaard [1933] fut le premier à calculer la valeur du coefficient de masse ajoutée d'une vanne en vibration sans seuil. Sa valeur de 0,54 est utilisée pour le calcul des forces appliquées aux barrages lors d'un séisme. Kolkman [1988] calcula la masse ajoutée d'une vanne clapet pour différents angles d'inclinaison, au moyen d'une technique de relaxation (applicable pour un écoulement potentiel). Ces deux auteurs ont négligé la formation et l'influence des ondes. La Fig. 7 témoigne de la validité de ces calculs pour $\omega^2 h/g > 10$.

Dans le cas d'une vanne non symétrique (Fig. 11), les pressions non permanentes sont également non symétriques. De ce fait, la force hydraulique totale n'agit pas dans la même direction que les déplacements du corps. Si plusieurs corps sont présents dans le fluide, l'accélération de l'un exerce des "forces de masse ajoutée" sur l'autre. Ainsi, dans le cas de la Fig. 11, lorsque la vanne est mise en accélération verticale, le déplacement de la partie horizontale de la vanne crée une force qui agit sur le tablier vertical, cette force étant en phase avec le déplacement de la vanne. Il faut tenir compte de cet effet dans le calcul dynamique d'un système

be greater than that of the vibrating body. In Fig. 9 the added mass coefficient is $\pi/4$. The length of the plate is L , and the added mass is given by $m_w = (\pi/4) \rho D^2 L$.

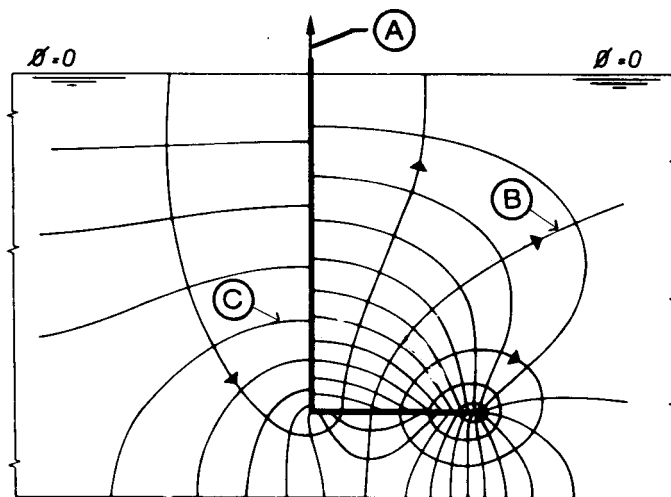
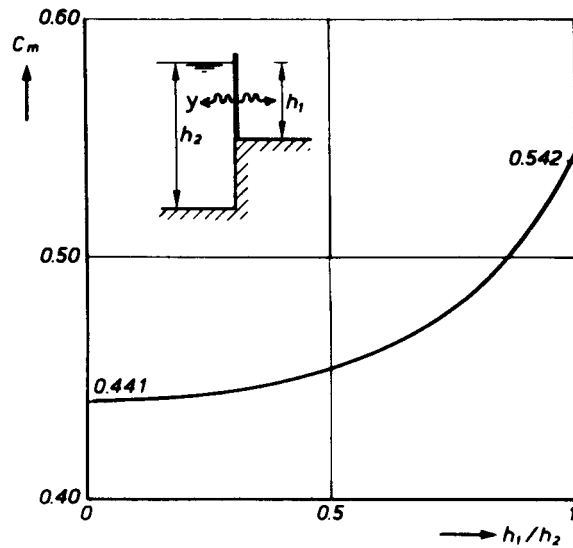
Fig. 9

Flow pattern for an oscillating strip; added mass $M_A = (\pi/4) \rho D^2 L$ [after Lamb, 1932]
Réseau d'écoulement autour d'une plaque oscillante de faible largeur;
masse ajoutée $M_A = (\pi/4) \rho D^2 L$ [Lamb, 1932]

The added mass coefficient C_m for a vertical gate vibrating horizontally on a sill is shown in Fig. 10. The added mass is given by $m_w = C_m \rho h_1^2$.

The value of the added mass coefficient for a vibrating vertical gate without the sill was first determined by Westergaard [1933] as 0.54 and has been used to calculate added mass in the computation of horizontal earthquake forces on dams. Kolkman [1988] calculated the added mass for a flap gate at different angles of inclination, using a relaxation technique (applicable in potential flow). Both Westergaard and Kolkman neglected the generation and effect of surface waves. Fig. 7 gives an indication that such calculations are valid if $\omega^2 h/g > 10$.

When a gate is asymmetric as shown in Fig. 11, the resultant unsteady pressure forces are also asymmetric, resulting in a total hydraulic force which is not in the same direction as the body movement. If there is more than one body in the fluid, acceleration of one of them will exert "added mass forces" on the other. Thus, in Fig. 11, when the gate is accelerated vertically the movement of the horizontal portion of the gate will create a force acting on the vertical portion which is in phase with the motion of the gate. This effect must be considered in the dynamic analysis of any system having more than one degree of freedom; when applying



ayant plus d'un degré de liberté; si l'on utilise une méthode reposant sur la notion de masse globale, il faut tenir compte de la masse ajoutée de chaque membre de la structure. De plus, on doit introduire des termes de couplage proportionnels à d^2x/dt^2 , d^2y/dt^2 et d^2z/dt^2 , au moyen d'une matrice de masse ajoutée. Généralement, les logiciels utilisés pour les calculs en éléments finis ne présentent pas cette possibilité.

Pour une vanne en vibration horizontale (et notamment une vanne située dans une conduite en charge), la masse ajoutée dépend de la position de la vanne. Juste avant la fermeture de celle-ci (Fig. 12), on revient au cas du piston dans un cy-

Fig. 10

Added mass coefficient for a horizontally vibrating gate with free surface flow, neglecting surface waves;
added mass $M_A = C_m \rho h_i^2$ [Schoemaker, 1971]

*Coefficient de masse ajoutée d'une vanne en vibration horizontale dans un écoulement à surface libre,
sans tenir compte des ondes; masse ajoutée $M_A = C_m \rho h_i^2$ [Schoemaker, 1971]*

Fig. 11

Flow pattern for a hooked gate vibrating vertically

Réseau d'écoulement autour d'une vanne en L, en vibration verticale

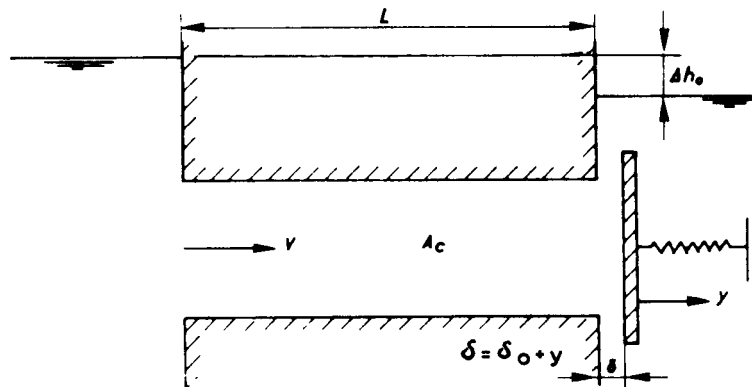
- (A) Direction of acceleration
- (B) Streamline
- (C) Equipotential line

- (A) *Direction de l'accélération*
- (B) *Ligne de courant*
- (C) *Ligne équipotentielle*

lumped-mass computational methods in structural dynamic analyses, added mass must be considered for each member of the structure. In addition, coupling terms proportional to d^2x/dt^2 , d^2y/dt^2 , and d^2z/dt^2 must be introduced in the form of an added-mass matrix. Most finite element programs do not have this option.

The added mass for a horizontally vibrating gate, especially for a gate in a closed conduit, depends on the gate position. When, as shown in Fig. 12, the gate is nearly closed, the situation is similar to that of a piston in a cylinder and the total

lindre, et ainsi, la masse totale du fluide présent dans la conduite constitue la masse ajoutée. Par conséquent, la valeur de m_w risque d'être très supérieure à la masse ajoutée agissant sur un corps identique oscillant dans un fluide non confiné. Pour une ouverture partielle de la vanne, les oscillations de celle-ci n'agissent pas de la même façon sur tout le fluide dans la conduite, et la valeur de la masse ajoutée m_w est plus faible.



Il existe de nombreux articles traitant de la masse ajoutée relative aux navires et aux plaques, mais peu sur les vannes. Thang [1982] a présenté des résultats expérimentaux concernant la masse ajoutée des vannes en vibration horizontale, dans le cas des conduites en charge et des écoulements à surface libre.

3.4. EFFETS DE LA RAIDEUR

Généralement, la raideur agit dans le sens de la stabilisation, rappelant le corps vers sa position d'équilibre. Cependant, dans certains cas, une force peut se manifester dans le même sens que les déplacements; on parle alors de force de raideur négative. Un cas familier est le comportement de la bonde dans une baignoire (Fig. 13). Lors de l'évacuation de l'eau, si l'on rapproche la bonde de quelques millimètres de son siège, la pression l'attire violemment vers le bas. La résistance à l'écoulement augmente la différence de charge de part et d'autre de la bonde, puisque initialement le débit reste constant et la réduction du passage d'écoulement augmente la perte de charge. Plus le bouchon se rapproche du siège, plus importante est la force descendante.

Si une vanne à l'extrémité d'une conduite (Fig. 12) est déplacée légèrement dans le sens de la fermeture, la variation instantanée de la force est positive. Si le passage de l'écoulement est augmenté brusquement par un léger déplacement de la vanne vers l'aval (Δh_0 constant), le débit augmente selon les nouvelles conditions (ouverture, charge d'eau). La rapidité de la variation de débit dépend de la masse

mass of the fluid in the conduit is the added mass. Thus, the value of m_w can be much greater than the added mass of a similar body oscillating in an unconfined fluid. When a gate is partially open, not all of the fluid in the conduit is affected equally by the gate oscillation and the added mass m_w is smaller than for a closed or nearly-closed gate.

Fig. 12

Schematic arrangement of a gate at the end of a conduit
Schéma d'une vanne placée en bout de conduite

A_c = culvert cross-sectional area
 Discharge $Q = A_c V$

A_c = section de la conduite
 Débit $Q = A_c V$

Much data on added mass of strips and ships is available in technical literature, but very little is available for gates. Thang [1982] presented experimental results of the added mass of vertically-vibrating gates for both closed conduit and free-surface conditions.

3.4. EFFECTS OF STIFFNESS

Normally, stiffness is a stabilizing factor which tends to restore the body to its equilibrium position. However, under certain conditions a force can be produced which acts in the direction of movement, thus becoming effectively a negative stiffness force. A simple but familiar example is provided by the behavior of a bathtub plug (see Fig. 13). When water is flowing and the plug is held a few millimeters above the seat and then lowered slightly, the pressure on the plug sucks it downward strongly. Flow resistance tends to increase the head differential across the plug, since the flow rate remains constant initially and the reduced opening creates an increase in head loss. The closer the plug is to the seat the stronger the downpull force becomes.

If a gate at the downstream end of a conduit (Fig. 12) is moved slightly toward closing, the instantaneous change in force is positive. If the gate opening is increased abruptly by a small displacement in the downstream direction (Δh_0 remains constant), the discharge will increase in accordance with the new opening and the head available. How quickly this change in discharge takes place depends

d'eau présente dans la conduite et des hauteurs d'eau de part et d'autre de la vanne. Pour une vanne immobile, la différence de pression $\Delta P'$ de part et d'autre de la vanne est proportionnelle à V^2 , ou Q^2/δ^2 . Après un léger déplacement brusque de la vanne, la variation brusque de la pression (c'est-à-dire, avant établissement du débit correspondant à la nouvelle ouverture) est $\Delta P' = (\partial \Delta P/\partial \delta) y$ (y étant positif vers la droite), que l'on peut écrire :

$$\Delta P' = - (2 Q^2/\delta^3) y = - (2 \Delta P/\delta) y \quad (3.12)$$

La variation de la différence de pression de part et d'autre de la vanne provoquée par un déplacement positif ($+y$) crée une force agissant sur la vanne vers l'amont. Celle-ci est donc dirigée dans le sens contraire au déplacement; elle peut être assimilée à une force due à la raideur. Puisque cette force ne dure qu'un bref moment après le déplacement brusque $+y$, ce phénomène est appelé " raideur hydrodynamique instantanée ".

Reprenant les définitions de l'équation 2.4, on peut écrire :

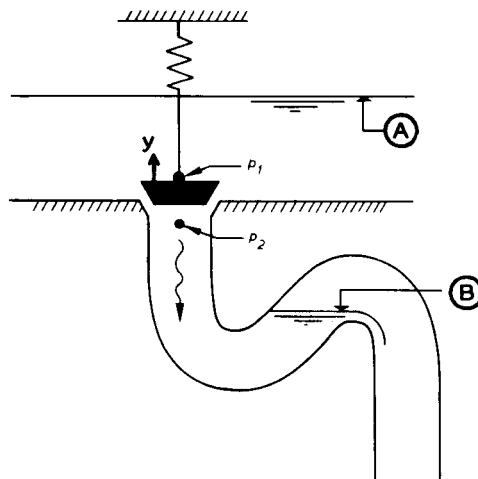
$$k_w = k_i = \Delta P' A_c / y = 2 F_{\text{perman.}} / \delta_o \quad (3.13a)$$

A_c est la surface projetée de la vanne dans la conduite. Ainsi, k_i est égale à deux fois la force permanente divisée par δ_o .

Pour une vanne placée à l'extrémité amont d'une conduite (voir Fig. 13), la force permanente agit dans le sens de $-y$, et k_i présente une valeur négative. La définition de k_i devient :

$$k_i = - 2 \rho g \Delta h A_c / \delta_o \quad (3.13b)$$

Ces forces instantanées sont dues aux oscillations de fréquence élevée de la vanne lorsque la variation (en plus ou en moins) du débit, compte tenu de l'inertie de l'eau, se fait moins rapidement que la variation de l'ouverture de la vanne.



upon the mass of water in the conduit and on the head difference across the gate. For a stationary gate, the pressure difference $\Delta P'$ between the upstream and downstream sides of the gate is proportional to V^2 which in turn can be expressed as Q^2/δ^2 . If the gate is abruptly displaced a small distance, the sudden change in pressure produced (before the flow rate has adjusted to the new gate opening) is $\Delta P' = (\partial \Delta P/\partial \delta) y$ (y is positive to the right) which can be written as :

$$\Delta P' = - (2 Q^2/\delta^3) y = - (2 \Delta P/\delta) y \quad (3.12)$$

The change in the pressure difference across the gate induced by a positive displacement $+y$ induces a force on the gate which acts upstream. This induced force on the gate acts opposite to the direction of movement and is thus equivalent to a force caused by stiffness. Because this induced force occurs only for a brief moment after the sudden displacement $+y$ has occurred, the effect is referred to as "instantaneous hydrodynamic stiffness."

Using the definitions of Eq. 2.4, the following can be formulated :

$$k_w = k_i = \Delta P' A_c / y = 2 F_{\text{steady}} / \delta_o \quad (3.13a)$$

where A_c is the projected area of the gate within the conduit. Thus, k_i is equal to twice the steady force divided by δ_o .

For a valve or gate on the upstream end of a conduit (as illustrated in Fig. 13), the steady force acts in the negative y direction and k_i will be negative. The expression for k_i becomes :

$$k_i = - 2 \rho g \Delta h A_c / \delta_o \quad (3.13b)$$

Such instantaneous forces are caused by a high-frequency oscillations of the gate when the discharge, as a result of the inertia of the water, is unable to increase or decrease as rapidly as the gate opening changes.

Fig. 13

The vibrating plug valve

Bonde en vibration

(A) $p_0 = \text{constant}$
(B) $p_3 = \text{constant}$

(A) $p_0 = \text{constante}$
(B) $p_3 = \text{constante}$

3.5. L'AMORTISSEMENT ET SES EFFETS

Les causes d'amortissement sont :

- rayonnement et dissipation des ondes de surface,
- effets de la viscosité,
- dissipation due aux turbulences,
- pressions dues à la vitesse d'écoulement par rapport au corps.

Dans ce dernier cas, l'amortissement est généralement proportionnel au carré de la vitesse, et dirigé dans le sens contraire à celle-ci. Généralement, c'est la force dominante pour les vibrations des vannes et des grilles. Cependant, dans certains cas, les forces d'écoulement peuvent créer des forces assimilables à un amortissement négatif (amplification). On l'a déjà vu au § 3.2, concernant l'équation 3.11, où l'amortissement dépend de la variation du coefficient de portance selon l'angle d'incidence de l'écoulement, qui à son tour dépend de la forme du corps en vibration.

Un déplacement brusque (dû à des vibrations de fréquence élevée par exemple) de la vanne illustrée dans la Fig. 13 crée une raideur soit positive, soit négative, selon la configuration de la vanne et de la conduite.

Si cette vanne (Fig. 13) oscille à *basse fréquence*, le débit varie selon le passage libre, qui varie de façon périodique. Le débit diminue lorsque l'ouverture diminue, il augmente lorsque l'ouverture augmente. Compte tenu de l'inertie de l'eau dans le tuyau, il faut une différence de pression $\Delta P'$ pour accélérer le fluide. Si la pression P_3 à l'extrémité aval du tuyau reste constante, la pression amont P_2 augmentera de $\Delta P'$ en phase avec la variation du débit, elle-même en phase avec les déplacements du bouchon. Il en résulte une force hydrodynamique appliquée au bouchon, en phase avec les déplacements de celui-ci. On a déjà vu cette notion au § 3.2 comme conditionnant la valeur du coefficient d'amplification (amortissement négatif) c_w (cas d'auto-excitation). Mais si ce bouchon est situé à l'extrémité aval du tuyau (Fig. 12), c_w prendra une valeur positive, amortissant les perturbations.

Reprenant les symboles de la Fig. 12, le calcul chiffré de c_w donne :

$$\Delta P' = \rho L \, dv/dt = \rho (L/A_c) \, dQ/dt \quad (3.14)$$

Si la fréquence des vibrations est faible, on peut calculer le débit évacué avec une précision suffisante au moyen des formules relatives aux écoulements permanents, car le coefficient de débit reste essentiellement constant. Ainsi :

$$dQ/dt = (Q_0/\delta_0) \, (dy/dt) \quad (3.15)$$

Pour la vanne située à l'extrémité aval (Fig. 12), la force d'amortissement $c_w \, (dy/dt)$ peut s'écrire :

$$c_w \, (dy/dt) = \Delta p \, A_c = \rho \, L \, Q_0 \, (dy/dt)/\delta_0$$

ou

$$c_w = \rho \, L \, Q_0/\delta_0 \quad (3.16a)$$

3.5. DAMPING AND ITS EFFECTS

Damping can arise as a result of several different causes :

- Surface wave radiation and dissipation
- Effects of viscosity
- Dissipation due to turbulence
- Pressure forces due to the flow velocity relative to the body

In the last case, damping is generally proportional to the square of the velocity and acts in a direction opposite to the velocity; it is usually the dominating force for gate and trashrack vibration. However, in some cases the flow forces can produce forces which are equivalent to negative damping. In Section 3.2 this was discussed in reference to Eq. 3.11 where damping is dependent on how the lift coefficient varies with the angle of approaching flow, which in turn depends on the shape of the vibrating body.

A sudden movement (such as displacement produced by a high-frequency vibration) of the valve of Fig. 13 can result in either a negative or positive instantaneous stiffness depending upon the configuration of the valve and conduit.

If the valve in Fig. 13 is vibrating *at a low frequency*, the discharge will vary in accordance with the periodically varying gap. The discharge will decrease when the opening is decreased and increase when the opening is increased. Due to the inertia of the fluid in the pipe, a pressure difference $\Delta P'$ is required to accelerate the fluid. If the pressure P_3 at the downstream end of the pipe is constant, the upstream pressure P_2 will increase by $\Delta P'$ in phase with the change in discharge, which is in phase with the movement of the plug. As a result a hydrodynamic force acts on the plug which is in phase with the plug movement. This concept was introduced in Section 3.2 as the condition for a negative damping coefficient c_w (a case of self-excitation). If, however, the same plug is located at the downstream end of the pipe (as in Fig. 12), c_w will be positive and any disturbance will be damped out.

Quantification of c_w , using the symbols of Fig. 12, yields :

$$\Delta P' = \rho L \, dv/dt = \rho (L/A_c) \, dQ/dt \quad (3.14)$$

If the vibration frequency is low, discharge can be calculated with sufficient accuracy using steady-state flow relationships because the discharge coefficient is essentially constant. Thus,

$$dQ/dt = (Q_o/\delta_o) \, (dy/dt) \quad (3.15)$$

For the case where the valve is at the downstream end of a conduit (Fig. 12), the damping force $c_w \, (dy/dt)$ can be expressed as :

$$c_w \, (dy/dt) = \Delta p \, A_c = \rho \, L \, Q_o \, (dy/dt)/\delta_o$$

or :

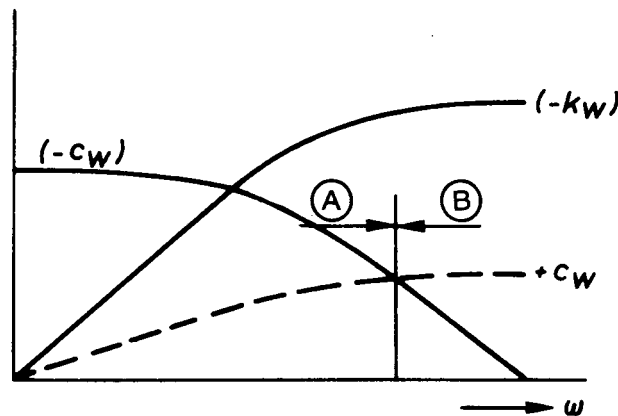
$$c_w = \rho \, L \, Q_o/\delta_o \quad (3.16a)$$

Par un raisonnement identique, on a, pour une vanne placée à l'extrémité amont de la conduite :

$$c_w = -\rho L Q_0 / \delta_0 \quad (3.16b)$$

Il reste un dernier élément dont il faut parler : l'effet de piston du bouchon perd une partie de son efficacité lorsque l'eau peut passer par l'ouverture. Lorsque le bouchon se déplace dans le sens de la fermeture, ce déplacement a pour effet de refouler une partie du débit. L'importance de ce phénomène est fonction de la vitesse de déplacement du bouchon. La vitesse de l'écoulement au droit de l'ouverture est réduite. L'effet est celui d'un amortissement, qui augmente avec l'augmentation des fréquences. Il a lieu seulement lorsque le débit ne peut varier aussi vite que le déplacement du bouchon, parce que l'inertie de l'eau présente dans la conduite est relativement grande.

Le graphique de la Fig. 14 est une illustration qualitative des conséquences de l'amplification qui est proportionnelle à la longueur de la conduite, mais ne se manifeste qu'aux basses fréquences. Pour les fréquences plus élevées, son importance diminue. La raideur négative correspondant aux fréquences élevées reste constante aux fréquences élevées, mais diminue aux fréquences plus faibles. L'amortissement dû au débit refoulé est lié à cette condition des hautes fréquences. Lorsque les valeurs positives et négatives de c_w sont égales, le système est en état d'équilibre limite. La fréquence correspondant au passage de l'amortissement à l'amplification dépend de la longueur de la conduite : pour une conduite plus courte, les effets de l'inertie sont moindres, et il y a amplification sur une plus grande plage de fréquences.



Lorsque la vanne est située à l'extrémité de la conduite, c_w est positif.

By the same reasoning one can obtain the following if the valve is located at the upstream end of the conduit :

$$c_w = - \rho L Q_o / \delta_o \quad (3.16b)$$

One element has not yet been mentioned : the pistoning effect of the plug is not fully effective when part of the flow can pass through the gap. When the plug is closing, the displacement of the plug tends to force flow backward through the gap. This effect is proportional to the plug velocity and tends to decrease the velocity of flow through the opening; it has the effect of positive damping and increases with increasing frequencies. It occurs only when the discharge cannot change as rapidly as the plug moves because the inertia of the water in the conduit is relatively large.

Fig. 14 shows qualitatively the consequences of negative damping which is proportional to conduit length but occurs only when the frequency is low. At higher frequencies its magnitude decreases. The high-frequency negative stiffness is constant at high frequencies, but decreases at lower frequencies. The damping due to the return flow is coupled to the high frequency condition. When the positive and negative values of c_w are equal, the system is on the verge of instability. The frequency at which the transition from positive to negative damping occurs depends on the pipe length : for a shorter pipe inertia effects are smaller and negative damping will exist over a greater frequency range.

Fig. 14

Effect of frequency of vibration on flow-induced negative damping, high-frequency negative stiffness, and positive damping

Influence de la fréquence de vibration sur les phénomènes induits par un écoulement : amplification, raideur négative aux hautes fréquences, amortissement

(A) Unstable range
(B) Stable range

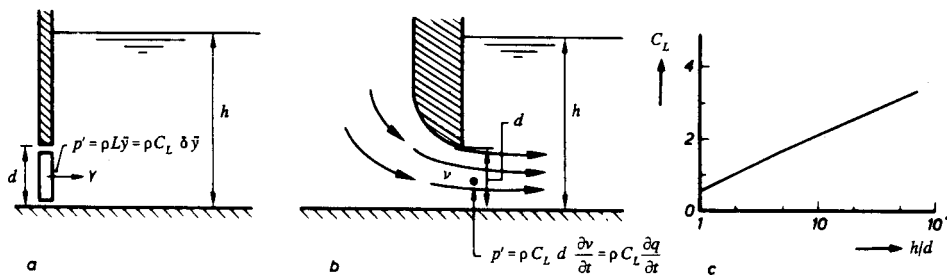
(A) *Domaine instable*
(B) *Domaine stable*

When the valve is located at the downstream end of the pipe c_w will be positive.

3.6. INERTIE DE L'ÉCOULEMENT

Les vibrations d'une vanne ou de tout autre corps immergé créent une accélération du fluide environnant. Dans ces conditions, l'inertie de l'eau accélérée peut contribuer à l'apparition de vibrations dangereuses de la vanne. Dans le cas d'un piston dans un cylindre ou d'une vanne presque fermée (Fig. 12), l'eau est confinée entre les parois de la conduite. La masse ajoutée m_w (c'est-à-dire, la masse d'eau oscillant avec le piston) est fonction de la longueur de la colonne d'eau (L dans la Fig. 12). D'après la formule de l'équation 3.16, le coefficient d'inertie de l'écoulement est proportionnel à cette longueur L . Dans ce cas, l'inertie provoque un amortissement; dans le cas d'une vanne à l'extrémité amont d'une conduite, elle provoque une amplification. Ainsi, c'est la longueur de la conduite qui détermine la masse ajoutée ou l'inertie de l'écoulement. Cependant, si le fluide n'est pas confiné dans une conduite, les différentes particules d'eau accélèrent différemment, comme on l'a vu dans la Fig. 11. Lors de l'accélération de l'écoulement sous une vanne, l'inertie de l'eau à l'aval de la vanne augmente la pression appliquée sur la face aval de la vanne.

Dans la Fig. 15a, la masse ajoutée d'une vanne oscillant dans la direction y (le mur surplombant la vanne est parfaitement rigide) est représentée sous forme d'un cylindre de longueur L_c . Dans ce cas, l'eau n'est pas confinée dans une conduite et on ne peut évaluer m_w qu'au moyen d'une analyse théorique de l'écoulement induit par les vibrations. Si le débit sous la vanne est variable en fonction du temps, l'inertie de l'écoulement à l'amont et à l'aval de la vanne fait varier la différence de pression de part et d'autre de la vanne : elle augmente lorsqu'il y a décélération et diminue lorsqu'il y a accélération. La courbe de C_L présentée dans la Fig. 15c a été calculée à l'aide des formules d'écoulement potentiel, sans tenir compte des ondes rayonnantes. Cette omission limite l'application des résultats aux fréquences de vibration élevées.



Les valeurs de C_L présentées dans la Fig. 7, mais exprimées géométriquement dans la Fig. 15, sont directement applicables au cas de l'écoulement non permanent à l'aspiration d'une pompe (Fig. 16). La pompe est située dans un ouvrage de prise en vue d'amortir les effets des ondes et d'empêcher l'entrée de corps étrangers. Pour le calcul de l'amortissement, on fait appel aux formules relatives aux vases communicants, et la longueur équivalente de la conduite reliant l'ouvrage à la mer peut être déterminée pour la fréquence de résonance du système. La longueur réelle de la colonne d'eau est égale à l'épaisseur du mur b , mais à chaque extrémité il convient d'ajouter une longueur équivalente $C_L \delta$ pour le calcul des masses.

3.6. INERTIA OF FLUID FLOW

Vibrations of a gate or valve, or any immersed body for that matter, create acceleration of the surrounding fluid. The inertia of the accelerated water is sometimes a major factor in the cause of dangerous gate vibrations. For a piston in a conduit or for a nearly closed valve such as is shown in Fig. 12, the water is confined between the conduit walls. The added mass m_w (the mass of water oscillating with the piston) is a function of the length of the water column (L in Fig. 12). It was shown in Eq. 3.16 that the flow inertia factor is proportional to the conduit length L in Fig. 12. This inertia induces damping, and when the valve is at the upstream end of the conduit, it induces negative damping. Thus, the conduit length will generally determine the added mass or flow inertia. However, when the fluid is not confined within a conduit, all particles of fluid do not accelerate equally as was shown in Fig. 11. When flow under a gate is accelerated, the inertia of the water downstream of the gate produces an added pressure on downstream side of the gate.

In Fig. 15a, the added mass of a gate oscillating in the y direction (the wall above the gate is rigid) is shown as an imaginary cylinder of length L_c . In this case the water is not confined within a conduit and the value of m_w can only be determined by a theoretical analysis of the vibration-induced flow. If the discharge under the gate varies with time, the inertia of the flow upstream and downstream of the gate will increase the head across the gate when deceleration occurs and decrease the head when acceleration occurs. The graph of C_L , presented in Fig. 15c, was determined analytically, using potential-flow theory, and neglecting wave radiation. Neglecting wave radiation limits application of the results to high vibration frequencies.

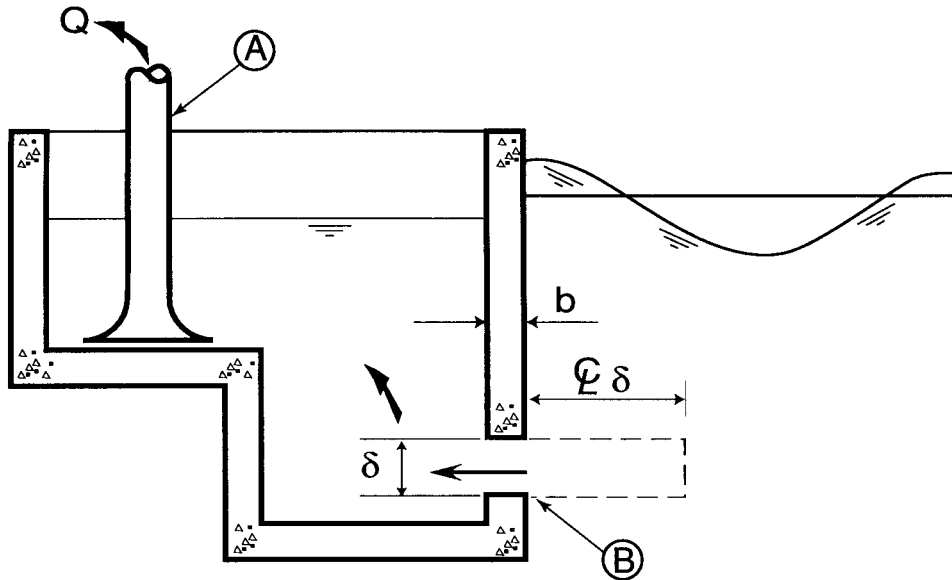
Fig. 15

Flow inertia due to a vibrating gate or to a fluctuating discharge

Inertie de l'écoulement au droit d'une vanne vibrante ou en cas de variation du débit

- | | |
|--------------------------|---|
| (a) Vibration | (a) <i>Vibration</i> |
| (b) Velocity fluctuation | (b) <i>Variation de vitesse</i> |
| (c) C_L Coefficient | (c) <i>Coefficient C_L</i> |

The C_L values given in Fig. 7, but expressed in terms of geometry in Fig. 15, have a direct application to unsteady flow to the pump intake shown in Fig. 16. The pump is located in an intake structure to dampen effects of wave movement and to prevent entrance of debris. To calculate the damping, the equations of motion for communicating vessels can be used and the equivalent pipe length between basin and sea can be determined for the resonant frequency of the system. The real water column length is the thickness of the wall b , but at both ends an equivalent length $C_L \delta$ must be added as considered mass.



3.7. COUPLAGE DES DIFFÉRENTS MODES DE VIBRATION PAR LE FLUIDE

D'après le § 3.3 et la Fig. 11, on voit que la vibration verticale d'une vanne en forme de L applique à la vanne une force horizontale qui est proportionnelle à l'accélération. Inversement, une vibration horizontale applique une force verticale. Pour une vanne à 2 degrés de liberté, la masse ajoutée comporte quatre composantes dont il convient de tenir compte dans les calculs.

Pour une vanne située dans ou à l'entrée d'une conduite de grande longueur, la masse ajoutée et la force couplée sont beaucoup plus importantes lorsque la vanne est presque fermée. Les accélérations horizontales et verticales de la vanne produisent un écoulement instable dont l'accélération crée, au voisinage de la vanne, une oscillation de la pression qui est proportionnelle à la longueur de la conduite.

Dans la Fig. 17, on voit que les vibrations horizontales d'une vanne située à l'extrémité amont d'une conduite risquent de provoquer des variations de pression; selon la configuration des membrures horizontales de la structure, ces pressions appliquent sur la vanne une force dirigée verticalement. Inversement, les vibrations verticales de la vanne produisent un écoulement instable qui provoque une force horizontale oscillante sur la vanne. Afin de simplifier les formules de la Figure, on a supposé le bord supérieur de la vanne étanche.

.....

Fig. 16

Pump intake at a coastal facility
Ouvrage de prise par pompage en bordure de mer

(A) Pump
(B) Intake opening

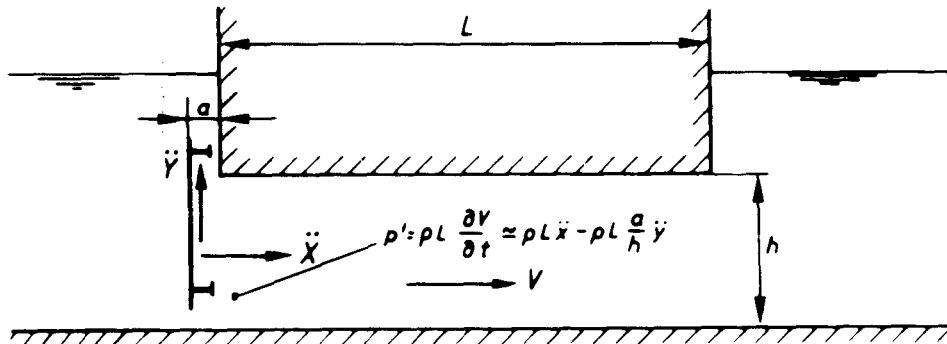
(A) *Pompe*
(B) *Orifice de prise*

3.7. COUPLING OF DIFFERENT VIBRATION MODES BY THE FLUID

Section 3.3 discusses, and Fig. 11 illustrates, that a vertical vibration of an L-shaped gate can produce a horizontal load on the gate which is proportional to the acceleration. Conversely, a horizontal vibration of the gate will produce a vertical load on the gate. If the gate has two degrees of freedom, the added mass will have four components which must be included in any mathematical formulation.

When a gate is located within or at the entrance of a long culvert, added mass and the coupled force are considerably more important when the gate is nearly closed. Horizontal and vertical gate accelerations produce unsteady flow and the flow acceleration produces a pressure oscillation near the gate which is proportional to the culvert length.

Fig. 17 shows that a horizontal oscillation of a typical gate at the upstream end of a conduit can cause unsteady pressures which also create a vertical force on the gate depending on the type and location of the gate's horizontal structural members. Inversely, a vertical gate oscillation will produce unsteady flow which in turn produces pressures which induce a fluctuating horizontal force on the gate. For simplification in developing the equations shown on the figure, there was assumed to be no leakage around the top girder of the gate.



De même, les forces dues à l'amortissement ou à l'amplification hydrodynamiques peuvent agir simultanément dans les directions horizontale et verticale, d'une manière analogue aux effets de la masse ajoutée.

Fig. 17

Pressures on a vibrating gate due to added mass

Pressions appliquées à une vanne vibrante et dues à la masse ajoutée

Forces on gates due to positive or negative hydrodynamic damping can also act simultaneously in both horizontal and vertical directions in a fashion similar to the added-mass effects.

4. EXCITATION INDUITE PAR L'ÉCOULEMENT ET ORIGINES DE LA RÉSONANCE DU FLUIDE

Les sources principales de l'excitation mettant en vibration les structures immergées dans un écoulement sont : turbulence, écoulement instable, interactions instables fluide-structure. Pour certaines configurations, l'excitation induite par le mouvement peut aboutir à un phénomène « galopant » (“galloping”), mais les cylindres circulaires peuvent également être excités de cette manière dans le sens de l'écoulement. Le phénomène du “galloping” fut reconnu initialement dans le cas des câbles aériens dont la section est modifiée par le givre [Den Hartog, 1956]. Il est dû à un changement de direction du vent (vecteur de vitesse relative au câble) qui amplifie les déplacements (voir § 4.6). Par contre, dans le cas des vannes, les vibrations résultent de l'excitation induite par le mouvement ou de la résonance. Ces vibrations sont parfois très fortes, notamment pour les vannes situées dans une conduite en charge. Un exemple familier est le robinet d'eau d'une résidence, qui fuit et qui peut faire vibrer toute la tuyauterie de l'immeuble. L'instabilité de l'écoulement peut provoquer des vibrations, des ondes, ou d'autres oscillations du fluide. Si la fréquence propre d'une vanne se situe dans ou en-dessous de la plage de fréquences de l'excitation créée par les tourbillons ou par des instabilités de la couche limite, cet écoulement instable peut provoquer des vibrations par résonance. Ces instabilités de l'écoulement ont pour origine l'instabilité dans l'espace du point de décollement ou de recollement des filets d'eau à l'aval. L'instabilité liée à une nappe déversante est un cas spécial. Naudascher [1988] a précisé les conditions propices aux écoulements instables.

Les différents paragraphes du présent chapitre présentent les sources d'excitation qui provoquent ou aggravent les vibrations.

4.1. EXCITATION D'ORIGINE EXTERNE ET EXCITATION CRÉÉE PAR LES ÉCOULEMENTS INSTABLES

En l'absence d'excitation auto-entretenu, la vibration résulte souvent des turbulences. On parle d'excitation de “source externe”. Elle peut provenir des turbulences de l'écoulement en amont ou en aval de la structure. Ainsi, tout obstacle (barreau, support, vanne, ...) peut créer des turbulences, et celles-ci peuvent faire vibrer l'obstacle à leur tour.

Mis à part les cylindres circulaires (source d'instabilité de l'écoulement), les composantes non permanentes de la pression dépassent rarement 10 % de la pression dynamique $\rho V^2/2$. En l'absence de résonance, une faible marge de sécurité suffit. Pour les cylindres circulaires, les forces latérales dynamiques correspondent souvent à plus de 100 % des forces de traînée.

4. DYNAMIC FLOW EXCITATION AND CAUSES OF FLUID RESONANCE

The main sources of excitation for vibration of structural members immersed in a flow are turbulence, unstable flow, and unstable fluid-structure interactions. Movement-induced excitation occurs for some members producing “galloping”, but circular cylinders also experience a similar movement-induced excitation in the flow direction. Galloping is a phenomenon which was first recognized for wires suspended in wind whose cross section had been transformed by ice [Den Hartog 1956]. The galloping is due to the change in direction of the wind approaching the wire (velocity vector relative to the wire) which causes amplification of the movement (see Section 4.6). Vibration of gates, on the other hand, is usually due to movement-induced excitation or fluid resonance, both of which can produce strong vibrations, especially when the gate is located in a conduit. A simple but familiar example of such a vibration is the leaky water tap in a residence which can cause the entire piping system to vibrate. Unstable flow is another source of vibration, waves, and other fluid oscillations. If the natural frequency of a gate is in the same range, or lower, than the frequency of the excitation created by vortices or boundary-layer instabilities, flow instability can create a resonant vibration. Flow instabilities are caused by unstable flow separation (the point of separation is not fixed) or the unsteady reattachment of separated flow further downstream. A special case is the instability related to an overflowing nappe. Naudascher [1988] has summarized conditions where unstable flow occurs.

The sections of this Chapter discuss different sources of excitation which produce or enhance vibrations.

4.1. EXTRANEOUSLY INDUCED FLOW EXCITATION AND EXCITATION DUE TO FLOW INSTABILITIES

Without self-excitation, the dynamic source of vibration is often the response to turbulent excitation. This “extraneously induced” excitation can be due to the turbulence in the oncoming flow or to turbulence induced in the region downstream of the structure. A bar, a strut, or a gate can create turbulence and/or be excited by it.

Apart from circular cylinders (where flow instability occurs), the unsteady components of pressure are rarely greater than 10 % of the dynamic pressure $\rho V^2/2$. Unless resonance occurs, a small safety margin is sufficient. For circular cylinders the lateral dynamic forces are often more than 100 % of the drag forces.

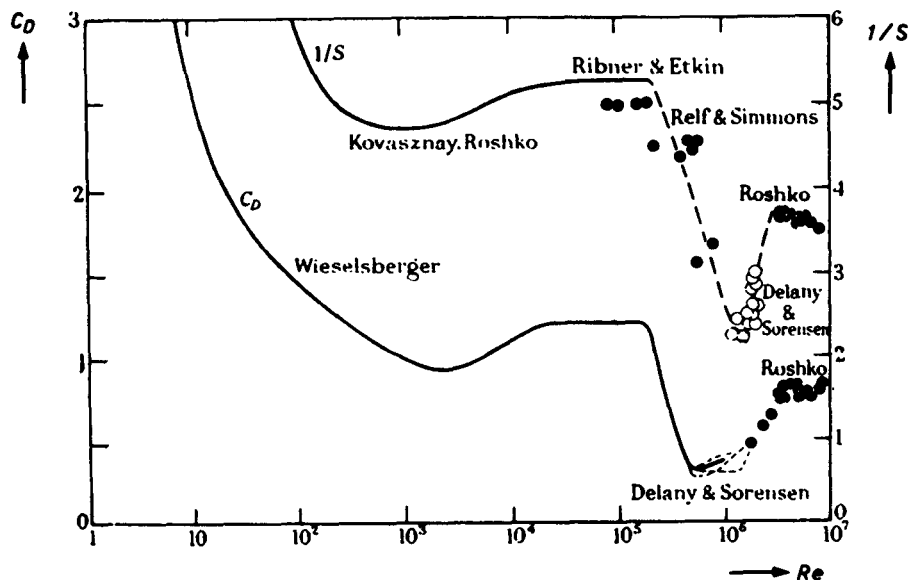
Si les turbulences sont créées par la structure elle-même, on écrit les fréquences dominantes de celles-ci en fonction du nombre de Strouhal (voir équation 2.5), de la vitesse V , et de la dimension du corps D :

$$f = SV/D \quad (2.5)$$

S étant sensiblement constant pour une forme donnée, les turbulences créées par les éléments de faibles dimensions de la structure présentent une fréquence plus élevée que celles créées par les éléments plus grands (sauf si ces petits éléments sont situés dans une zone de plus faible vitesse). Ainsi, étant donné que les turbulences englobent toute une gamme de différentes fréquences, l'analyse de toute structure complexe (vanne avec raidisseurs) doit étudier plusieurs modes différents de vibration naturelle. De plus, il faut étudier la fréquence naturelle des différentes parties de la structure, pour comparaison avec les fréquences d'excitation locale. Il n'existe pas de solution générale pour ces structures complexes.

La Fig. 18 présente une corrélation entre le nombre de Strouhal et le coefficient de traînée pour un cylindre circulaire. A toute augmentation de la traînée correspond un sillage plus large avec tourbillons plus grands, ce qui conduit à une baisse de la fréquence d'excitation.

L'examen de la Fig. 18 montre que le nombre de Strouhal est fonction du nombre de Reynolds. Le nombre de Reynolds $Re = VD/\nu$ ($\nu =$ viscosité cinématique du fluide : pour l'eau à 15° , $\nu = 1,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$). Pour $Re > 5 \times 10^5$, l'excitation est apériodique, et s'étend sur une certaine bande de fréquences; pour $Re > 5 \times 10^6$, elle redevient périodique. Blevins donne plus de détails sur l'excitation créée par l'écoulement autour d'un cylindre circulaire [Blevins, 1977/1990].



If turbulence is created by the structure itself, it may have dominant frequencies which can be expressed in terms of the Strouhal number (as defined by Eq. 2.5), the velocity V , and the body dimension D as :

$$f = SV/D \quad (2.5)$$

Since S is essentially a constant for a given shape, smaller members of the structure will produce turbulence with faster frequencies than that produced by the larger members (unless the smaller members are located in zones of lower velocity). This means that, since turbulence will contain a range of frequencies, a complex structure (such as a gate with stiffening members) must be analyzed for several natural modes of vibration. Natural frequencies of all parts of the structure must be considered and compared to frequencies of local excitation. No general solutions for such structures exist.

Fig. 18 shows the correlation between the Strouhal number and the drag coefficient for a circular cylinder. An increase in drag implies a larger wake with larger eddies, and a consequent decrease in frequency of the exciting force.

As Fig. 18 shows, the Strouhal number is a function of the Reynolds number. The Reynolds number is defined as $Re = VD/\nu$ in which ν = kinematic fluid viscosity, which for water at 15 °C is approximately $1.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. For Reynolds numbers greater than 5×10^5 the excitation is not periodic but is spread over a certain frequency band; for Reynolds numbers greater than 5×10^6 the excitation again becomes periodic. Blevins provides much more detailed information about excitation by flow past circular cylinders [Blevins, 1977/1990].

Fig. 18

Values of the drag coefficient and Strouhal number for a circular cylinder as a function of Reynolds number; names indicate data source [after Bishop and Hassan, 1964]

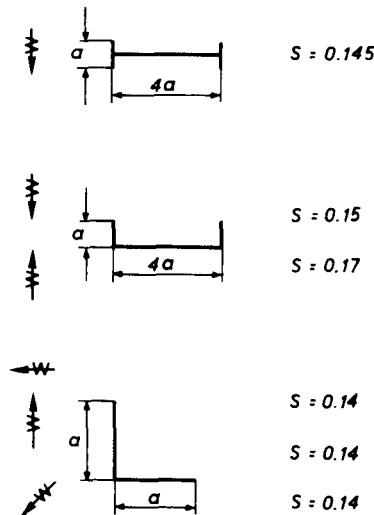
Valeurs du coefficient de traînée et du nombre de Strouhal d'un cylindre circulaire en fonction du nombre de Reynolds; les noms indiquent les sources des données [d'après Bishop & Hassan, 1964]

Les nombres de Strouhal cités dans la littérature sont :

Cylindre circulaire

- excitation parallèlement à l'écoulement : $0,35 < S < 1$
- excitation transversalement à l'écoulement (voir Fig. 18) :
 - $2 \times 10^4 < Re < 5 \times 10^5$ $S = 0,2$
 - $5 \times 10^5 < Re < 2 \times 10^6$ $0,2 < S < 0,5$

Dans le cas d'éléments à angles saillants immobilisant la position du point de décollement, le nombre de Strouhal est peu sensible au nombre de Reynolds. La Fig. 19 montre les valeurs du nombre de Strouhal correspondant aux éléments bidimensionnels de différentes sections en fonction de la direction de l'écoulement. La force d'excitation principale est perpendiculaire à l'écoulement.



Les turbulences à l'aval d'une vanne peuvent donner naissance à un régime de pressions non permanentes, et créer ainsi une excitation horizontale de la vanne. Dans la Fig. 20, on voit une telle vanne ainsi que les valeurs de S en fonction de l'ouverture relative de celle-ci.

L'excitation verticale agissant sur le bord inférieur d'une vanne est plus forte si ce bord est arrondi ou, dans certaines conditions, rectangulaire (Fig. 21). Dans le deuxième cas, il y a alternance de décollement et de recollement avec fluctuation du champ de pressions.

En cas d'alternance de décollement-recollement, les instabilités de la couche limite peuvent créer une excitation. Les résultats obtenus par Martin et al. [1975] lors d'une étude des instabilités de la couche limite sur un bord de vanne sont présentés dans les Fig. 22 et 23. Selon la Fig. 23, il y a deux conditions critiques conduisant à de fortes variations des pressions. Le volume d'eau dans la zone de

Following are some representative Strouhal numbers which can be found in the literature :

Circular cylinders

- for excitation parallel to the flow : 0.35 < S < 1
- for cross-flow excitation (see Fig. 18) :
 - $2 \times 10^4 < \text{Re} < 5 \times 10^5$ S = 0.2
 - $5 \times 10^5 < \text{Re} < 2 \times 10^6$ 0.2 < S < 0.5

For sharp-cornered elements, where separation is fixed, Strouhal numbers are not sensitive to the Reynolds number. Fig. 19 shows values of Strouhal numbers for different cross-section shapes of two-dimensional structural members as a function of flow direction. The main excitation is perpendicular to the flow direction.

Fig. 19

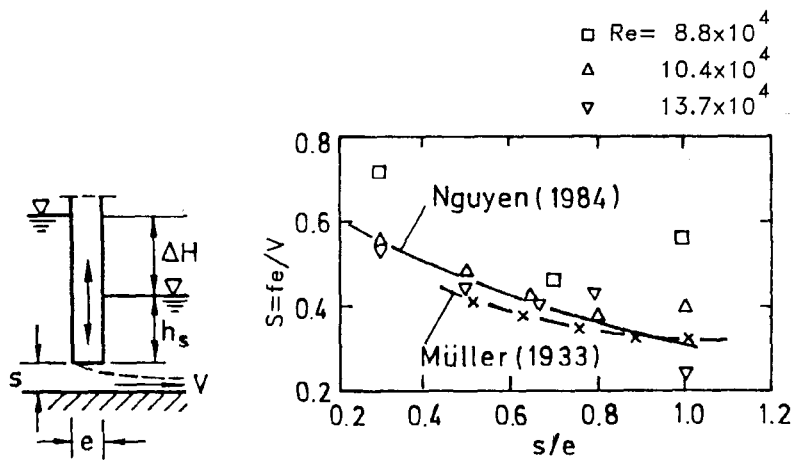
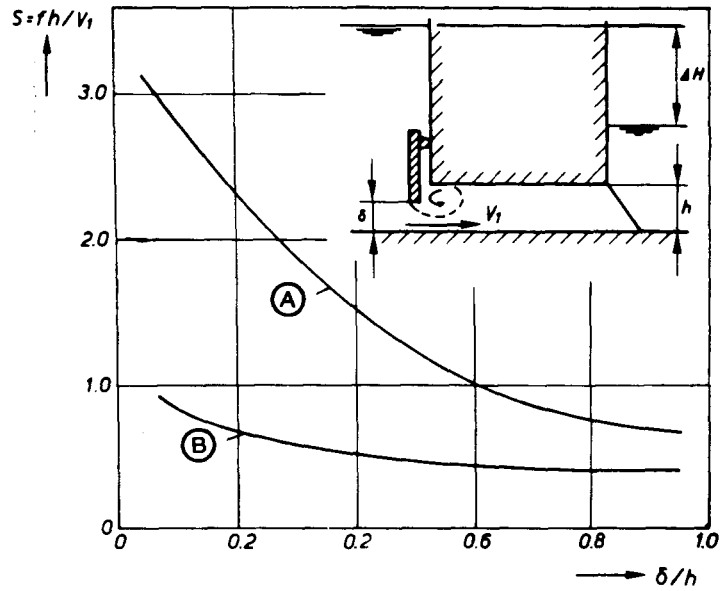
Values of the Strouhal number for different cross-sectional shapes at different angles of attack. In the Strouhal number $S = f D/V$, D is the dimension of size measured normal to the velocity. Arrows show direction of vibration

Valeurs du nombre de Strouhal pour différentes formes de section et différents angles d'attaque. Dans le nombre de Strouhal $S = f D/V$, D est la dimension mesurée normalement à la vitesse. Les flèches indiquent la direction des vibrations

Turbulence occurring downstream from a gate can create unsteady pressures which produce horizontal excitation of the gate. Fig. 20 illustrates such a gate and provides values of S as a function of relative gate opening.

Vertical gate-edge excitation is stronger if the edge is rounded or, under certain conditions, rectangular (Fig. 21). Gates having a rectangular bottom will experience alternate separation and reattachment which causes the pressure distribution on the bottom of the gate to fluctuate.

When alternate separation and reattachment occurs, a source of excitation can result from the shear-layer instabilities. Results obtained by Martin *et al.* [1975] in a study of shear-layer instabilities at a gate edge are presented in Fig. 22 and 23. Fig. 23 shows that two critical conditions exist for which strong pressure fluctuations occur. The water volume in the separation zone transmits pressure fluctuations to



décollement transmet des variations de pression vers le point de décollement amont; si ce point est instable, il y aura des variations supplémentaires de pression dans la couche limite.

Un autre cas concerne les couches limites de faible longueur, siège d'instabilités. Par exemple, si deux vannes en série sont séparées d'une distance telle que le jet émis par la vanne amont, partiellement ouverte, se recolle juste au bord inférieur de la vanne aval, il en résulte de fortes pulsations de l'écoulement.

Fig. 20

Strouhal number for horizontal excitation of a culvert gate [after Abelev, 1959]

Nombre de Strouhal dans le cas de l'excitation horizontale d'une vanne de fond [d'après Abelev, 1959]

(A) Upper part
(B) Lower part

(A) *Partie supérieure*
(B) *Partie inférieure*

Fig. 21

Strouhal number for vertical excitation of a flat-bottom gate [after Naudascher/Rockwell, 1964]

*Nombre de Strouhal en cas d'excitation verticale d'une vanne à fond plat
[d'après Naudascher/Rockwell, 1964]*

the upstream point of flow separation; if this separation is unstable, additional fluctuations of pressure will occur in the shear layer.

More situations exist where shear layers with a limited length occur and where similar shear-layer instabilities are experienced. For instance when partially-open gates are positioned in tandem such, that the jet released from the upper gate just reattaches at the edge of the lower gate, a strongly pulsating flow will occur.

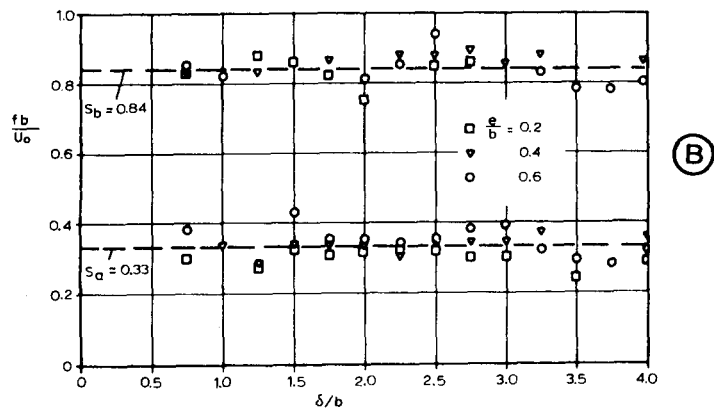
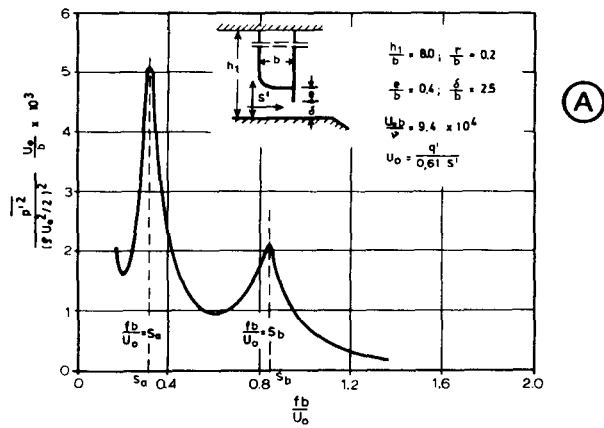
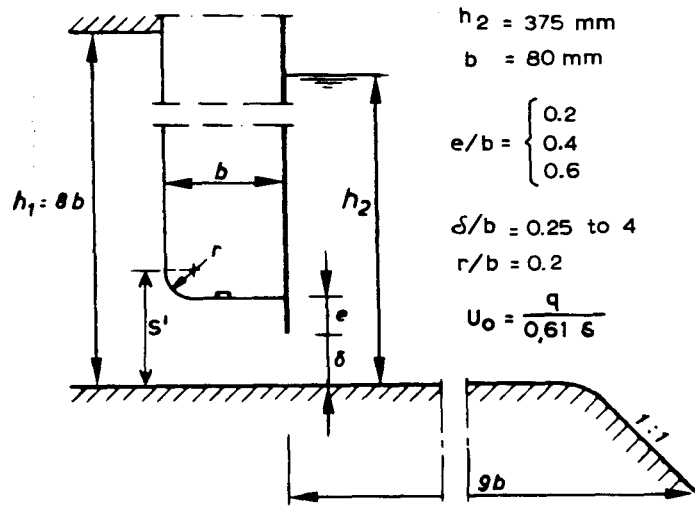


Fig. 22

Definition sketch for gate geometry tested by Martin *et al.* [1975]

Schéma de définition de la géométrie de la vanne utilisée lors des essais de Martin et al. [1975]

Fig. 23

Pressure fluctuations beneath a gate [Martin *et al.*, 1975]

Variations de pression sous une vanne [Martin et al., 1975]

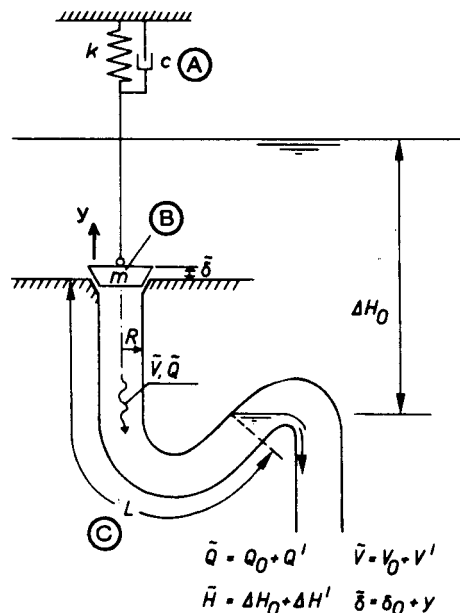
- | | |
|---|--|
| (A) Power spectrum of the pressure fluctuations | (A) <i>Spectre de puissance des variations de pression</i> |
| (B) Dominant Strouhal numbers for the pressure fluctuations | (B) <i>Nombres de Strouhal dominants pour les variations de pression</i> |

4.2. GÉNÉRALITÉS SUR L'EXCITATION INDUITE PAR LE MOUVEMENT

L'origine de cette excitation est un déplacement initial qui aboutit à une amplification auto-entretenu à la fréquence de résonance de la structure, et qui crée une force d'excitation couplée à une vibration harmonique. Une partie de cette excitation est en phase avec les déplacements dus aux vibrations, et une autre partie est en phase avec la vitesse de ces vibrations. Seule la composante en phase avec cette vitesse apporte de l'énergie au système vibrant sur une période entière. Les principales sources de ces forces dues à l'écoulement sont traitées plus loin (chapitres 4.3 à 4.7).

4.3. LA THÉORIE DE L'OUVERTURE (FENTE) OSCILLANTE APPLIQUÉE AU BOUCHON DE BAIGNOIRE

La vibration des vannes se produit souvent à faible ouverture. Si l'ouverture (la fente) se met à osciller, on peut analyser ce phénomène en supposant que les perturbations sont faibles par rapport aux valeurs en régime permanent. Une description analytique du comportement dynamique du bouchon de baignoire est présentée ci-dessous. Pour une vanne de barrage, il existe des vibrations du même genre, mais il est souvent nécessaire de réécrire les formules pour tenir compte de la géométrie de la vanne ou de l'ouverture. La masse m de la vanne est supposée englober la masse ajoutée de l'eau amont, prise équivalente à la masse d'un disque d'eau dont l'épaisseur est égale à la moitié du diamètre de la conduite. La configuration et la notation sont présentées dans la Fig. 24.



4.2. GENERAL ASPECTS OF MOVEMENT-INDUCED EXCITATION

Movement-induced excitation starts with an initial displacement and leads to a self-amplifying system at the resonant frequency of the structure and produces an excitation force coupled with the harmonic vibration. A part of this excitation is in phase with the vibration displacement, and a part is in phase with the vibration velocity. Only the force component in phase with the vibration-velocity adds energy to the vibrating system over an entire period of motion. The main sources of these flow forces are discussed in Sections 4.3 to 4.7.

4.3. THE FLUCTUATING-GAP THEORY APPLIED TO THE BATHTUB PLUG

Gate vibrations often occur when the gate opening is small. If the opening (or gap) fluctuates, an analysis of the effect can be made by assuming that the disturbances are small compared to steady-state values. An analytical description of the dynamic behavior of the bathtub plug is presented in the following text. For an actual gate, similar types of vibrations occur, but the equations must often be reformulated in order to account for shape of the gate or the opening. The mass of the gate, m , is assumed to include the upstream added mass which is estimated as the mass of a disk of water with a thickness equal to half the pipe diameter. The configuration and notation of Fig. 24 are used in the analysis.

Fig. 24

Notation for the bathtub plug configuration

Bouchon de baignoire : configuration et notation

- | | |
|---|--|
| (A) Damper | (A) <i>Amortisseur</i> |
| (B) Mass of plug (includes added mass upstream) | (B) <i>Masse du bouchon (y compris la masse ajoutée amont)</i> |
| (C) Length | (C) <i>Longueur</i> |

Les formules suivantes (qui tiennent compte de l'effet de piston au droit du bouchon) sont linéarisées en supposant les perturbations faibles. L'indice 0 désigne la valeur de la variable à l'équilibre; les valeurs correspondant au régime perturbé sont affectées d'un signe prime ' ; un tilde \sim désigne un paramètre variable dans le temps. Ainsi, $\tilde{Q} = Q_0 + Q'$ correspond à un débit variable composé d'un débit permanent et d'un débit non permanent.

Ouverture (Fente)

On calcule le débit Q du tuyau en sommant algébriquement le débit passant par la fente et l'eau déplacée par les mouvements du bouchon :

$$Q = C_D 2 \pi R \tilde{\delta} \sqrt{2 g \Delta \tilde{H}} - \pi R^2 d\tilde{\delta}/dt \quad (4.1a)$$

Ainsi, la vitesse dans le tuyau est :

$$V = (2 C_D \tilde{\delta}/R) \sqrt{2 g \Delta \tilde{H}} - dy/dt \quad (4.1b)$$

C_D étant le coefficient de débit supposé constant; on ne tient pas compte des pertes par frottement.

Si la vanne se déplace d'une distance y , la vitesse de variation de la largeur de la fente $d\tilde{\delta}/dt$ est égale à dy/dt . L'accélération de l'écoulement est couplée aux déplacements de la vanne et à la variation périodique de la pression différentielle de part et d'autre de la vanne; en différenciant l'équation (4.1b) par rapport à t , on obtient la relation suivante :

$$dV'/dt = (2 C_D/R) \sqrt{2 g \Delta H_0} (dy/dt) + (C_D \tilde{\delta}_0/R \Delta H_0) \sqrt{2 g \Delta H_0} (d\Delta H'/dt) - d^2y/dt^2 \quad (4.1c)$$

Tuyau

En négligeant les pertes de charge dans le tuyau, la pression différentielle au droit du bouchon est ΔH_0 , et la vitesse V_0 (valeurs en régime permanent).

En supposant négligeable la compressibilité du fluide, l'inertie de l'eau devient proportionnelle à la longueur de la conduite L . L'accélération de l'écoulement est couplée à la variation de la différence de charge sur la longueur du tuyau, et provoque une augmentation de la pression à l'aval du bouchon; il en résulte une diminution de la pression différentielle au droit du bouchon.

La formule définissant la pression différentielle de part et d'autre du bouchon (régime non permanent) s'écrit :

$$\rho g \Delta H' = -\rho L dV'/dt \quad (4.2a)$$

ou

$$\Delta H' = -(L/g) dV'/dt \quad (4.2b)$$

La variation de cette pression différentielle conduit à une vibration du bouchon. En se limitant aux sollicitations dynamiques, le mouvement du bouchon s'écrit :

$$m d^2y/dt^2 + c dy/dt + ky = -\rho g \Delta H' \pi R^2 \quad (4.3a)$$

The following equations, which include the effect of pistoning at the plug, have been linearized by assuming that disturbances are small. The subscript ₀ refers to the equilibrium value of the variable and the disturbance parameters are identified by a prime. A variable capped with a tilde \sim is one which varies with time. Thus $\tilde{Q} = Q_0 + Q'$ is a variable discharge composed of a steady part Q_0 and an unsteady part Q' .

Gap equations

The discharge in the pipe, Q , can be computed from the algebraic sum of the flow through the gap and the water displaced by the plug movement.

$$Q = C_D 2 \pi R \tilde{\delta} \sqrt{2 g \Delta \tilde{H}} - \pi R^2 d\tilde{\delta}/dt \quad (4.1a)$$

Hence, the pipe velocity is :

$$V = (2 C_D \tilde{\delta}/R) \sqrt{2 g \Delta \tilde{H}} - dy/dt \quad (4.1b)$$

where C_D is the discharge coefficient which is assumed to be constant and friction losses are neglected.

If the valve moves a distance y , the rate of change in the gap opening $d\tilde{\delta}/dt$ is equal to dy/dt . The flow acceleration is coupled to the valve movement and to the periodic variation of the head difference across the valve; the following equation is obtained by differentiation of Eq. 4.1b with respect to t :

$$dV'/dt = (2 C_D/R) \sqrt{2 g \Delta H_0} (dy/dt) + (C_D \tilde{\delta}_0/R \Delta H_0) \sqrt{2 g \Delta H_0} (d\Delta H'/dt) - d^2y/dt^2 \quad (4.1c)$$

Pipe equations

If head loss in the conduit is neglected, the steady-state values of head difference across the plug and the velocity are ΔH_0 and V_0 , respectively.

If the compressibility of the fluid is assumed to be negligible, the inertia of the water is then proportional to the conduit length L . Flow acceleration is coupled to the change in head difference over the pipe length and produces a pressure increase downstream of the plug; at a result, the head difference across the plug decreases.

The unsteady equation for head difference across the plug is :

$$\rho g \Delta H' = -\rho L dV'/dt \quad (4.2a)$$

or

$$\Delta H' = -(L/g) dV'/dt \quad (4.2b)$$

The change in head differential across the plug results in vibrations of the plug. Considering only the dynamic load, equation of motion for the plug is :

$$m d^2y/dt^2 + c dy/dt + ky = -\rho g \Delta H' \pi R^2 \quad (4.3a)$$

En combinant 4.2b et 4.3a :

$$\Delta H' = - (m \, d^2y/dt^2 + c \, dy/dt + ky) / \rho \, g \, \pi \, R^2 \quad (4.3b)$$

ou

$$d \Delta H'/dt = - (m \, d^3y/dt^3 + c \, d^2y/dt^2 + k \, dy/dt) / \rho \, g \, \pi \, R^2 \quad (4.3c)$$

Les termes dV'/dt and $d\Delta H'/dt$ peuvent être éliminés des équations 4.2b, 4.3b et 4.3c pour aboutir à une équation de troisième ordre :

$$A \, d^3y/dt^3 + B \, d^2y/dt^2 + C \, dy/dt + y = 0 \quad (4.4)$$

Kolkman [1976] a proposé une analyse simplifiée en introduisant une vibration permanente $y = Y_0 \, e^{i\omega t}$ qui donne une équation caractéristique :

$$-i \, A \, \omega^3 \, Y_0 - B \, \omega^2 \, Y_0 + i \, C \, \omega \, Y_0 + Y_0 = 0$$

Après séparation des termes réels et imaginaires :

$$\omega^2 = C/A = 1/B \quad (4.5)$$

Si l'on ajoute une vibration, celle-ci ne peut subsister que pour une seule valeur du coefficient d'amortissement : *c'est l'amortissement limite d'équilibre*. Pour des valeurs d'amortissement inférieures, il y a auto-excitation : les vibrations s'accroissent. Pour des valeurs supérieures, les vibrations sont amorties. Pour l'amortissement mécanique nul, on peut calculer le résultat final en introduisant deux paramètres auxiliaires :

$$C_m = m/\rho \, \pi \, R^2 \, L = \text{masse du bouchon/masse d'eau dans le tuyau} \quad (4.6)$$

$$C_k = (-k/k_i) = k \, \delta_0 / 2 \, \rho \, g \, \Delta H_0 \, \pi \, R^2 = k \, \delta_0 / 2 \, F_{\text{permanent}} \quad (4.7)$$

Dans l'équation 4.7, C_k désigne la raideur divisée par la contre-raideur hydrodynamique instantanée. (On a déjà défini la raideur hydrodynamique k_i instantanée : c'est la raideur de l'écoulement à débit constant, chiffré au chapitre 3 pour les fréquences élevées).

Dans le cas d'amortissement mécanique nul ($c = 0$), Kolkman [1976] a démontré que :

$$C_k = 1 + C_m \quad (4.8)$$

La fréquence angulaire (pulsation) correspondante est :

$$\omega = \sqrt{k/(m + \rho \, \pi \, R^2 \, L)} \quad (4.9)$$

D'un régime de stabilité dynamique, le système fluide-structure passe à l'instabilité en cas d'amortissement nul. Ainsi, l'instabilité dynamique existe si :

$$0 < C_k < 1 + C_m \quad (4.10)$$

Equation 4.2b and 4.3a can then be combined to give :

$$\Delta H' = - (m d^2y/dt^2 + c dy/dt + ky) / \rho g \pi R^2 \quad (4.3b)$$

or

$$d \Delta H'/dt = - (m d^3y/dt^3 + c d^2y/dt^2 + k dy/dt) / \rho g \pi R^2 \quad (4.3c)$$

The terms dV'/dt and $d \Delta H'/dt$ can be eliminated in Eq. 4.2b, 4.3b and 4.3c to yield the third order equation :

$$A d^3y/dt^3 + B d^2y/dt^2 + C dy/dt + y = 0 \quad (4.4)$$

A simplified analysis was developed by Kolkman [1976] by introducing a steady-state vibration $y = Y_0 e^{i\omega t}$ which results in a characteristic equation as :

$$-i A \omega^3 Y_0 - B \omega^2 Y_0 + i C \omega Y_0 + Y_0 = 0$$

Separating the real and imaginary terms gives :

$$\omega^2 = C/A = 1/B \quad (4.5)$$

If a vibration is introduced, it can persist at only one value of the damping coefficient, *the equilibrium damping value*. If the actual damping is smaller, self-excitation will occur and the vibration will grow. If the damping coefficient is larger than the equilibrium value, the vibration will damp out. The final result for zero mechanical damping can be computed after introduction of two auxiliary numbers :

$$C_m = m/\rho \pi R^2 L = \text{mass of plug/mass of water in the pipe} \quad (4.6)$$

$$C_k = (-k/k_i) = k \delta_0/2 \rho g \Delta H_0 \pi R^2 = k \delta_0/2 F_{\text{steady}} \quad (4.7)$$

In Eq. 4.7, C_k equals stiffness divided by instantaneous hydrodynamic counter-stiffness. (The instantaneous hydrodynamic stiffness k_i was defined as the flow rigidity at a constant discharge and was quantified in Section 3 for high frequencies.)

For the case of zero mechanical damping ($c = 0$), Kolkman [1976] has shown that :

$$C_k = 1 + C_m \quad (4.8)$$

The corresponding angular frequency is :

$$\omega = \sqrt{k/(m + \rho \pi R^2 L)} \quad (4.9)$$

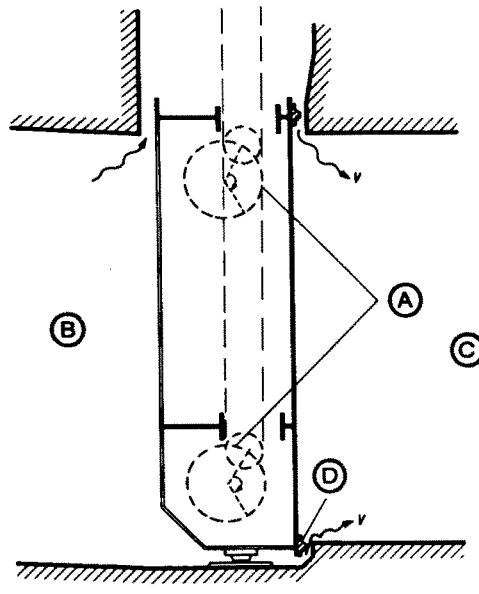
Dynamic stability of the fluid-structure system changes into instability if damping is zero. Thus, the following must exist in order to have dynamic instability :

$$0 < C_k < 1 + C_m \quad (4.10)$$

On peut appliquer deux vérifications à l'équation 4.10, à l'aide des résultats d'études sur modèles réduits de vannes :

	C_k théorique	Valeur expérimentale de C_k en début de vibration
1) $C_m = 0,3$	1,3	$1 < C_k < 2$
2) $C_m = 26,5$	27,5	29

La première vérification provient d'un modèle réduit d'une vanne wagon équipée d'un dispositif de déverrouillage (Fig. 25) : il y avait une relation entre la raideur de ce dispositif et l'ouverture minimale évitant les vibrations.



La deuxième vérification (Fig. 26) vient d'un modèle réduit d'une vanne segment inversée. La variation de la pression crée des forces, appliquées sur le bord supérieur, qui sont transmises au treuil présentant une certaine élasticité. Ce bord supérieur provoque un effet de piston avec déplacement de l'eau dans la conduite. La masse ajoutée correspondant à ce volume d'eau est faible (un grand déplacement ne provoquant qu'un faible mouvement de l'eau dans la conduite); ainsi, la valeur de C_m est grande. La géométrie initiale de la vanne (bord supérieur proéminent) entraîna des vibrations telles que le bord inférieur heurtait la génératrice inférieure de la conduite. Les forces appliquées au treuil ont atteint 2 fois le poids de la vanne.

Weaver [1980] a vérifié la validité de l'équation 4.10 pour une vanne clapet à amortissement mécanique. Il a trouvé que la raideur minimale, nécessaire pour éviter l'auto-excitation, était un peu inférieure à la valeur calculée.

Two checks on Eq. 4.10 are possible, using the results of hydraulic model studies of gates :

	Theoretical C_k	Experimental Value of C_k at Incipient Vibration
1) $C_m = 0.3$	1.3	$1 < C_k < 2$
2) $C_m = 26.5$	27.5	29

The first check was provided by a scale model investigation of a roller gate with a release system as shown in Fig. 25, where the stiffness of the release system and the minimum gap width required to prevent vibrations were related.

Fig. 25

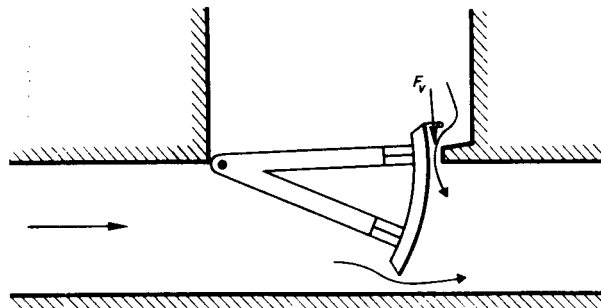
Section of a roller gate with release system

Section d'une vanne wagon avec dispositif de déverrouillage

- | | |
|------------------------|---|
| (A) Release system | (A) <i>Dispositif de déverrouillage</i> |
| (B) High-pressure side | (B) <i>Côté haute pression</i> |
| (C) Low-pressure side | (C) <i>Côté basse pression</i> |
| (D) Rubber seal | (D) <i>Étanchéité en caoutchouc</i> |

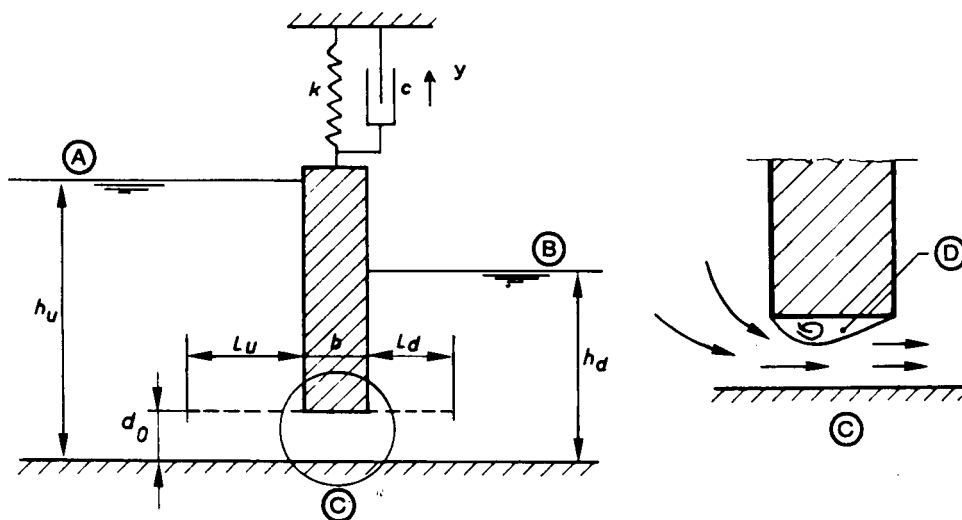
The second check (Fig. 26) was provided by a model study of a reversed radial valve. Pressure fluctuations exerted forces on the upper gate lip that were transmitted to the hoist system which is somewhat elastic. The upper lip of the gate caused a pistoning effect resulting in a displacement of the water in the main conduit. The added mass due to the water in the conduit was small (a large gate displacement induces only a small movement of water in the conduit) which in turn produces a large value of C_m . The initial design with the extended upper lip produced vibration amplitudes causing the lower lip of the gate to strike the bottom of the conduit. Forces up to 2 times the weight of the gate were exerted on the hoist.

Weaver [1980] checked the validity of Eq. 4.10 for a mechanically-damped check-valve and found that the minimum rigidity required to prevent self-excitation was somewhat smaller than predicted by the equations.



4.4. LA THÉORIE DE L'OUVERTURE OSCILLANTE APPLIQUÉE À UNE VANNE SOUMISE À DES VIBRATIONS VERTICALES

Le mécanisme de vibration de la vanne illustrée dans la Fig. 27 est analogue à celle du bouchon de baignoire, lorsque la géométrie de l'étanchéité favorise la création de pressions négatives sous la vanne et une force descendante qui est proportionnelle à la pression différentielle de part et d'autre de la vanne. S'il y a décollement de l'écoulement sur l'arête amont, il n'y a pas de force descendante, mais l'auto-excitation est toujours possible.



Un écoulement à surface libre (Fig. 15) peut subir des effets d'inertie en cas de variation du débit. On peut en tenir compte en supposant une conduite imaginaire de longueurs L_u et L_d respectivement à l'amont et à l'aval de la vanne. Le calcul en écoulement potentiel, sans tenir compte du rayonnement des ondes, n'est valable que pour les fréquences élevées (voir § 3.6). La longueur totale de la conduite devient $L = (L_u + L_d + b)$. Si la vanne se met à vibrer à $y = Y e^{i\omega t}$, avec un coefficient

Fig. 26

Reversed radial valve with extended upper lip
Vanne segment inversée avec bord supérieur proéminent

4.4. THE FLUCTUATING-GAP THEORY APPLIED TO THE VERTICALLY VIBRATING GATE

Vibration of an underflow gate (Fig. 27) occurs in a manner similar to that of the simple bathtub plug when the seal shape is such that negative pressure occurs on the bottom of the gate and generates a downpull force proportional to the head difference across the gate. When flow separates at the upstream edge, no downpull force acts on the gate but self-excitation can still occur.

Fig. 27

Diagram and notation for a vertically vibrating gate [Kolkman and Vrijer, 1977]
Vanne vibrant dans le sens vertical : schéma et notation [Kolkman & Vrijer, 1977]

- | | |
|-------------------------------|------------------------|
| (A) Upstream water level | (A) Niveau d'eau amont |
| (B) Downstream water level | (B) Niveau d'eau aval |
| (C) Detail | (C) Détail |
| (D) Zone of negative pressure | (D) Zone de dépression |

As is indicated in Fig. 15, a free-surface flow can also be subject to inertia effects when the flow rate changes. These effects can be accounted for by assuming an imaginary conduit having a length L_u upstream and L_d downstream of the gate (Fig. 15). The potential-flow calculation, without considering wave radiation, is only valid for higher frequencies as was pointed out in Section 3.6. The total conduit length becomes $L = (L_u + L_d + b)$. If the gate vibrates with a $y = Y e^{i\omega t}$, and the

de débit c supposé constant, on peut calculer la variation du débit. Pour une vibration de faible fréquence, le débit Q varie selon l'ouverture momentanée ($d_0 + y$). Ainsi, la partie variable du débit Q' est proportionnelle à y , et $\partial Q/\partial t$ est proportionnelle à dy/dt ; compte tenu de la longueur de la conduite L , et en supposant constants les niveaux amont et aval, l'augmentation de la pression différentielle appliquée à la vanne $\Delta h'$ est proportionnelle à $L (-\partial Q/\partial t)$. Ogihara et al. [1988] et Ishii & Naudascher [1992] ont indépendamment développé l'analyse théorique basée sur l'hypothèse d'un débit proportionnel à la valeur momentanée de l'ouverture. Ce raisonnement rappelle celui relatif au bouchon de baignoire pour les fréquences faibles (§ 3.5). Si la géométrie du bord de la vanne favorise la création d'une force descendante, proportionnelle à $\Delta h'$, celle-ci est en phase avec la vitesse de vibration : la vanne est instable. La différence totale de charge de part et d'autre de la vanne augmente avec $-L \partial Q/\partial t$, et puisque dQ/dt est proportionnel à dy/dt , la force descendante appliquée à la vanne est proportionnelle à la charge différentielle, c'est-à-dire, à $-dy/dt$. Si l'ouverture est faible par rapport à l'épaisseur de la vanne, le décollement sur l'arête amont (Fig. 27) peut être suivi d'un recollement à l'aval. La dépression régnant dans la zone située entre ces deux points est proportionnelle à $\Delta h'$, provoquant une force descendante. L'influence de l'inertie de l'écoulement aval, exprimée précédemment en relation avec L_d , se fera également sentir sur le bord inférieur de la vanne. Pour les ouvertures plus grandes, il n'y a pas de recollement de l'écoulement, et la seule force d'excitation appliquée au bord inférieur de la vanne est celle due à l'inertie.

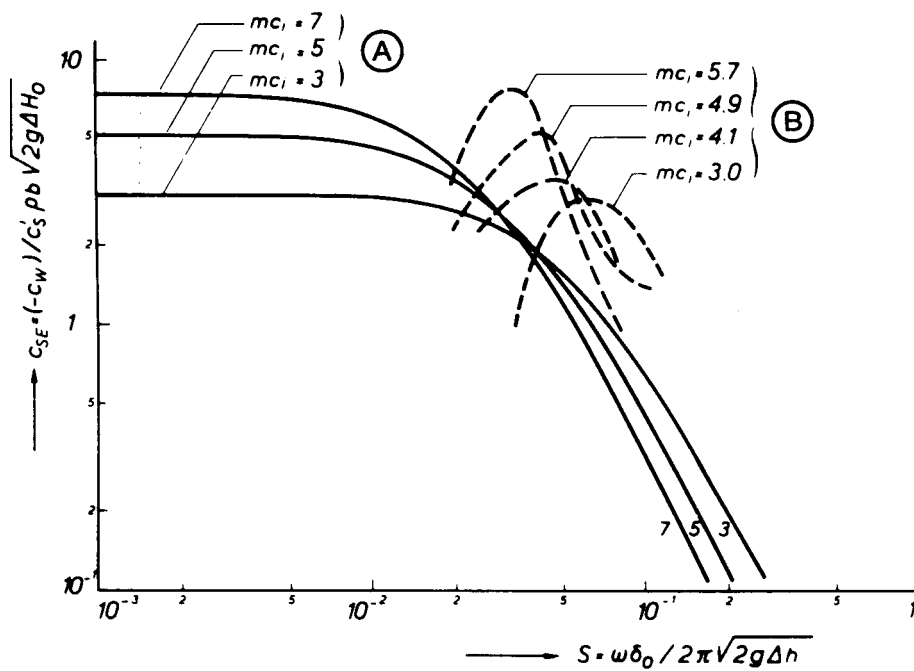
Il faut connaître la position de l'étranglement de l'écoulement (arête amont ou aval de la vanne) car, si $\partial Q/\partial t$ prend une valeur négative, il y a surpression à l'amont due à l'inertie de l'écoulement, avec dépression à l'aval; une de ces forces agit verticalement. La vanne tend à être instable lorsque l'étranglement se situe sur l'arête amont, avec force descendante. Kolkman & Vrijer [1977] ont proposé des solutions analytiques pour la gamme complète de fréquences; comme pour le cas du bouchon de baignoire, ils ont trouvé que l'excitation disparaissait. La fréquence correspondant à cette disparition a été longuement étudiée par Ueda [1987] et Ogihara et al. [1993].

Dans la Fig. 28, l'amplification (amortissement négatif) est exprimée sous forme du coefficient sans dimension d'auto-excitation C_{sc} , fonction du nombre de Strouhal S , et de différentes valeurs du coefficient mc , égal au produit : coefficient de débit multiplié par le rapport $(L_u + L_d + b)/d$. On peut lire sur le graphique la fréquence à laquelle l'auto-excitation a tendance à décroître (et se transforme en raideur hydrodynamique). Pour les fréquences plus faibles, la variation de débit suit la variation de l'ouverture. Pour les fréquences plus élevées, l'inertie limite les variations du débit. Des essais de vérification (Fig. 28) ont confirmé l'ordre de grandeur de la valeur maximale de $(-C_w)$. Un examen ultérieur montre également que, si l'on calcule les valeurs de L_u et de L_d à l'aide de $h/(C_c d)$ au lieu de h/d (C_c = coefficient d'étranglement) (Fig. 15), la courbe théorique est mieux ajustée. Pour des valeurs plus faibles de S , lorsque les valeurs calculées de L_u et de L_d (basées sur un calcul en écoulement potentiel) ne sont plus valables, il est probable que l'influence de l'inertie est réduite; c'est peut-être là l'explication de la disparition de l'auto-excitation. La Fig. 28 montre que les fréquences pour lesquelles ce type d'instabilité se manifeste sont plutôt faibles. Par exemple, lorsque $S = 0,05$, $\Delta h = 10$ m, et $d = 0,2$ m, la valeur de f_n est de 3,5 Hertz.

discharge coefficient c is assumed to remain constant, then the fluctuating discharge can be calculated. For a low-frequency vibration the discharge Q will change in proportion to the momentary gap $(d_0 + y)$. This means that the variable part of the discharge Q' will be proportional to y and $\partial Q/\partial t$ will be proportional to dy/dt ; considering the conduit length L , and the approximation that the upstream and downstream levels remain constant, the increase in the head difference $\Delta h'$ across the gate opening is proportional to $L (-\partial Q/\partial t)$. Ogihara et al. [1988] and Ishii and Naudascher [1992] independently developed a theoretical analysis based on the assumption that the discharge is proportional to the momentary magnitude of the gate opening. This reasoning is similar to that for the bathtub plug for low frequencies (Section 3.5). If the gate edge is shaped such that a downpull force occurs and is proportional to $\Delta h'$, the downpull force will be in phase with the vibration velocity and the gate will be unstable. The total head difference across the gate opening increases with $-L \partial Q/\partial t$, and since dQ/dt is proportional to dy/dt , the downpull force on the gate is proportional to the head difference, and the downpull is proportional to $-dy/dt$. When the opening is small compared to the thickness of the gate, the flow separating from an upstream rectangular edge (as shown in Fig. 27) may reattach further downstream. The pressure in the zone between the separation and reattachment points will be negative and proportional to $\Delta h'$ causing a downpull force. The influence of downstream flow inertia, which was expressed earlier in terms of L_d , will also be felt on the bottom of the gate. For larger gate openings the separated flow will not reattach and the only exciting force exerted on the bottom of the gate will be due to inertia.

It is important to know exactly where discharge is throttled (at the upstream or the downstream edge of the gate) because when $\partial Q/\partial t$ is negative, a pressure increase occurs upstream due to flow inertia and a pressure decrease occurs on the downstream side; one of these two forces will act in a vertical direction. The gate tends to be unstable when the throttling point is at the upstream gate edge causing a downpull force. Kolkman and Vrijer [1977] presented analytical solutions for the entire frequency range and found, similar to what was found for the bathtub plug, excitation stops. The frequency at which vibration stops was extensively studied by Ueda [1987] and Ogihara et al. [1993].

In Fig. 28 negative damping is expressed as the non-dimensional self-excitation coefficient C_{sc} which is a function of the Strouhal number S , and different values of the factor mc_i , which is equal to the discharge coefficient times the ratio $(L_u + L_d + b)/d$. The frequency at which the self-excitation tends to decrease (and transforms to hydrodynamic stiffness) can be read from the graph. For lower frequencies the change in discharge tends to follow the change in the gap opening. For higher frequencies the inertia effect tends to decrease the discharge fluctuation. Verification tests, shown in Fig. 28, confirmed the order of magnitude of the maximum value of $(-C_{sc})$. A further examination shows that when the L_u and L_d values are calculated using $h/(C_c d)$ rather than h/d (where C_c is the contraction coefficient) (as shown in Fig. 15), the theoretical fit of the curve is improved. For lower S values, when the calculated values of L_u and L_d (based on potential-flow calculations) are no longer valid, the inertia effect probably decreases; this could explain the disappearance of the self-excitation. Fig. 28 shows that frequencies where this type of instability occurs are rather low. For example, when $S = 0.05$, $\Delta h = 10$ m, and $d = 0.2$ m, the value of f_n becomes 3.5 Hertz.



Vrijer [1980] a proposé une méthode théorique et des essais sur modèle réduit pour l'étude des géométries de couteaux de vannes assurant la stabilité du régime de décollement. Les résultats sont présentés dans la Fig. 29. Seules les formes A et B sont sensibles à l'auto-excitation (A plus que B), et ceci, même à grande ouverture, c'est-à-dire lorsque le recollement est impossible et la force descendante est permanente. Ces deux formes sont aujourd'hui peu utilisées. Les formes C et notamment D, avec une section de contrôle de l'écoulement aval, donnent une valeur positive du coefficient d'amortissement c_w .

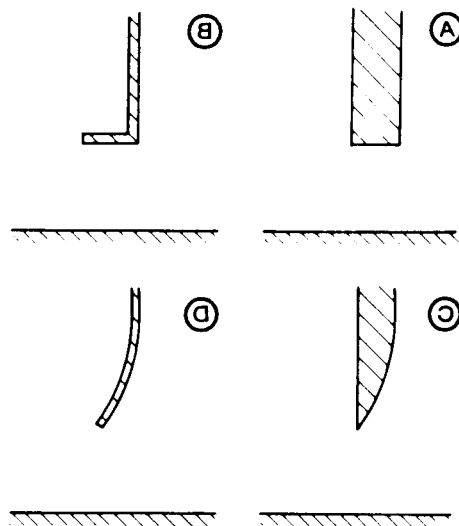


Fig. 28

Comparison of magnitudes of computed and experimentally-measured vertical self-excitation acting on the bottom of a scale model gate

Comparaison des grandeurs d'auto-excitation sur un modèle réduit de vanne; résultats expérimentaux et théoriques

(A) Theoretical values

(A) *Valeurs théoriques*

(B) Maximum experimental values

(B) *Valeurs maximales expérimentales*

Vrijer [1980] reported a theoretical approach and model tests to develop gate-edge designs for which flow separation would be stable. The results are shown in Fig. 29. Only shapes A and B are sensitive to self-excitation (A is most sensitive while B is least), even for larger openings where flow reattachment cannot occur and downpull is steady. The shapes shown in Fig. 29 A and B are no longer in common usage. Shapes C and especially D, with flow controlled downstream, result in a positive value of the dampening coefficient c_w .

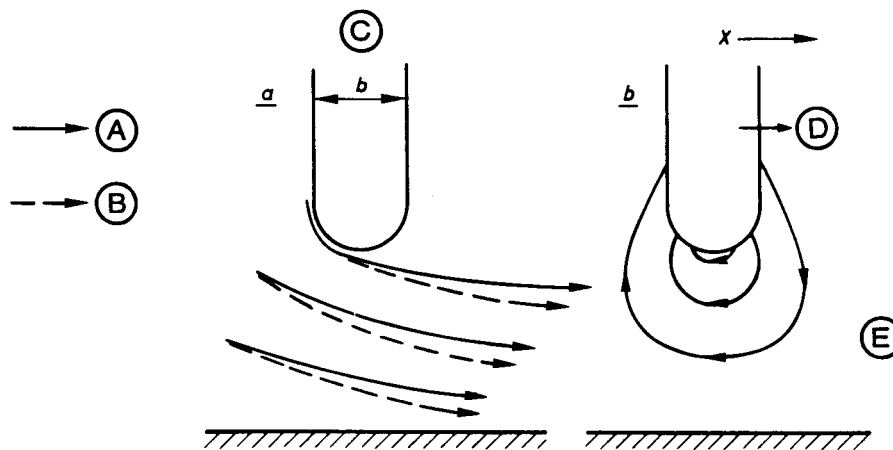
Fig. 29

Different gate-edge shapes for which dynamic behavior was studied;
(A) and (B) are subject to self excitation,
for (C) and (D) vibrations are damped by the flow [after Vrijer, 1980]

*Différentes formes de couteau de vanne pour lesquelles le comportement dynamique a été étudié.
Les formes (A) et (B) sont sujettes à auto-excitation;
pour les formes (C) et (D), les vibrations sont amorties par l'écoulement [d'après Vrijer, 1980]*

4.5. VIBRATION HORIZONTALE DES VANNES : HYPOTHÈSE DE LA VARIATION DU COEFFICIENT DE DÉBIT

En cas de vibrations auto-entretenues du type "bouchon de baignoire", l'écoulement se trouve partiellement étranglé par les variations de l'ouverture, variations dues aux vibrations. Ce mécanisme est absent dans le cas de vibrations horizontales affectant le couteau d'une vanne, comme en témoigne plusieurs auteurs (vannes à séparation constante). Par exemple, les vibrations à fréquence élevée rencontrées sur une vanne de 80 m de portée (Fig. 55) étaient probablement provoquées par l'arête de celle-ci vibrant dans le sens horizontal, avec pour résultat une ondulation du tablier. Kolkman [1980] a proposé un mécanisme possible d'auto-excitation de cette vanne. Si la vanne subit une vibration horizontale mais que le débit reste sensiblement constant par suite de la grande inertie de l'écoulement, l'étranglement de l'écoulement (Fig. 30a) varie sous l'influence de la masse ajoutée. Le réseau d'écoulement pour le calcul de la masse ajoutée apparaît dans la Fig. 30b.



Lorsque l'arête de la vanne se déplace vers la droite, la masse ajoutée provoque un courant de retour dont l'amplitude est proportionnelle à la vitesse de vibration dy/dt . Ce contre-courant renforce l'effet d'étranglement, avec pour effet, une réduction du coefficient de débit, proportionnelle à dy/dt . Cette réduction de coefficient fait varier la pression différentielle appliquée à la vanne, variation qui est proportionnelle à dy/dt . Voilà les conditions nécessaires à l'établissement d'un régime d'auto-excitation (vibrations auto-entretenues). Kolkman [1977] a trouvé que ces phénomènes étaient dus aux formes d'arête de vanne qui favorisent l'instabilité du point de décollement, comme dans le cas d'une section semi-circulaire ou en quart d'ellipse; il y a également tendance à l'instabilité dans le cas d'une arête rectangulaire lorsque l'ouverture de la vanne est égale à 50 % à 200 % de l'épaisseur de l'arête de la vanne. Dans cette étude, le nombre de Strouhal fb/V (b = épaisseur, V = vitesse) avait une valeur de l'ordre de 0,1 à 0,3, mais des harmo-

4.5. HORIZONTAL GATE VIBRATIONS : HYPOTHESIS OF THE FLUCTUATING DISCHARGE COEFFICIENT

During self-exciting vibrations of the “bathtub plug” type, the discharge is partially throttled due to the fact that the vibration produces a variation of the area at the gap. This mechanism is absent for horizontal vibrations of a gate lip as has been reported several times for gate lip shapes with constant separation. For example, high-frequency vibrations experienced on an 80-m wide gate (see Fig. 55) were probably due to horizontal lip vibrations which caused undulations in the face plate of the gate. Kolkman [1980] suggested a possible mechanism of self-excitation for this gate. If the gate vibrates horizontally at a high frequency and the discharge remains relatively constant due to large inertia of the flow, the flow contraction shown in Fig. 30a will vary due to the influence of added mass. The flow pattern for assessment of added mass is shown in Fig. 30b.

Fig. 30

The elements of simultaneously-occurring gap flow and added-mass flow

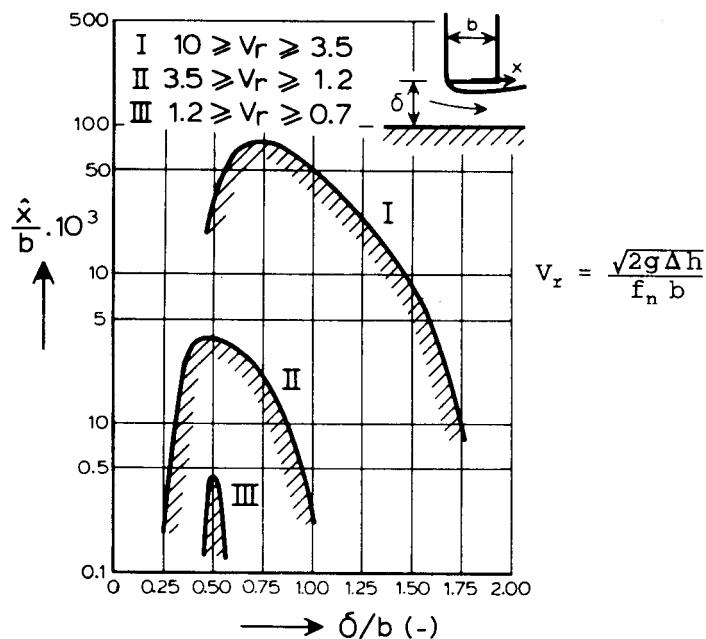
Éléments de deux écoulements survenant simultanément : type ouverture et type masse ajoutée

- | | |
|---|--|
| (A) Steady flow pattern | (A) Réseau d'écoulement permanent |
| (B) Contracted flow pattern produced by added-mass effect | (B) Contraction du réseau d'écoulement due à l'influence de la masse ajoutée |
| (C) Gate | (C) Vanne |
| (D) Direction of vibration | (D) Direction des vibrations |
| (E) Added-mass flow pattern | (E) Réseau d'écoulement avec masse ajoutée |

When the gate edge moves to the right the added mass produces a return flow around the gate edge with a magnitude proportional to the vibration velocity dy/dt . This return flow causes a greater contraction which in turn reduces the discharge coefficient in proportion to dy/dt . The decrease in the discharge coefficient creates a change in pressure head across the gate, proportional to dy/dt . These are the necessary conditions to produce self-excitation. Kolkman [1977] found that these occurrences are produced by gate-lip profiles having an unstable flow separation point such as occurs on a semi-circular or quarter-elliptical sections; an unstable tendency also occurs with flow reattachment for rectangular lip sections for gate openings of 50 % to 200 % of the thickness of the gate lip. The Strouhal numbers fb/V (b = lip thickness, V = velocity) were of the order of 0.1 to 0.3, but a higher harmonic did occur with a Strouhal number of 1.4. Later Jongeling [1987] found that the critical gate openings are in the range of 0.3 to 1.75 times the lip thickness.

riques supérieurs se présentèrent pour une valeur de 1,4. Plus tard, Jongeling [1987] a trouvé que l'ouverture critique se situait à 0,3 à 1,75 fois l'épaisseur de l'arête. Ce type de vibration n'est pas signalé par l'indicateur d'instabilité défini par Kolkman [1976], présenté au chapitre 4.7. Pour les arêtes minces, les nombres de Strouhal font présager des fréquences élevées (jusqu'à 80 Hz, valeur mesurée), faisant penser que des harmoniques supérieurs sont en jeu (vibration localisée du tablier).

Jongeling [1987, 1989] a entrepris une grande série d'études sur la vibration horizontale des vannes. Il mesura simultanément : déplacement de la vanne, débit passant sous celle-ci (au moyen d'un laser doppler), pression sous le bord inférieur du tablier, pression sur la face aval de celui-ci. De ses expériences, il a tiré le régime critique décrit ci-dessus (Fig. 31).



Les ondes qui se propagent dans la couche limite ont pour origine la vibration du couteau de la vanne. Comme il est dit au chapitre 4.1 (Fig. 22 et 23), il peut exister des conditions critiques correspondant à plusieurs valeurs du rapport "longueur d'onde/épaisseur du couteau de vanne". On a entrepris une série d'essais supplémentaires pour vérifier divers rapports. Une autre série d'essais fut effectuée par Jongeling en faisant varier la forme du couteau de la vanne, afin de voir si des vibrations horizontales pouvaient s'établir en cas d'écoulement complètement décollé ou complètement recollé, le couteau de la vanne étant chanfreiné côté aval [Jongeling, 1988]. Les couteaux étudiés sont illustrés dans la Fig. 32. Les formes n° 1 et n° 2 présentaient le même comportement, la forme n° 3 conduisait à un écoule-

This type of vibration is not predicted by the instability indicator as defined by Kolkman [1976] and discussed in Section 4.7. For sharp-edged gates, the Strouhal numbers indicate high frequencies (up to 80 Hz were experienced) indicating that higher harmonic vibrations (local plate vibrations) are involved.

An extensive series of studies of horizontal gate vibrations was performed by Jongeling [1987, 1989]. He simultaneously measured the gate movement, the flow under the gate (using a laser-doppler), pressures under the lip, and pressure on the downstream side of the gate. His experiments produced the critical conditions described above (Fig. 31).

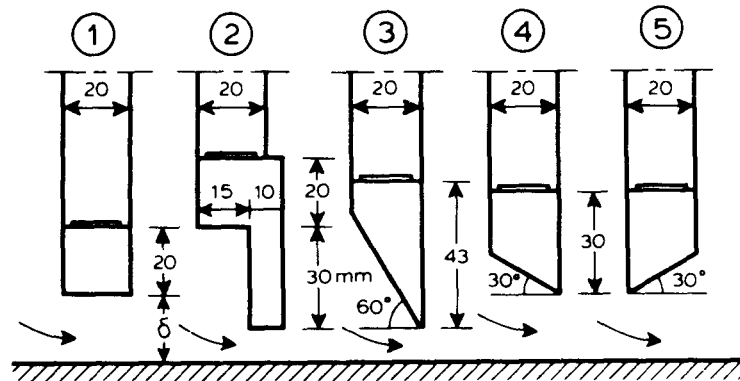
Fig. 31

Maximum horizontal vibration amplitudes at first, second and third harmonics as a function of gate opening (for a rectangular edge). The reduced velocity is calculated as $V_r = (2g\Delta h)^{1/2}/f_n b$. [Jongeling, 1987]

Amplitudes maximales de vibration horizontale pour les premier, deuxième et troisième harmoniques, en fonction de l'ouverture d'une vanne à arête rectangulaire. La vitesse réduite V_r est calculée comme suit : $V_r = (2g\Delta h)^{1/2}/f_n b$. [Jongeling, 1987]

Waves within the free shear layer are produced by the vibration of the gate edge. As was discussed in Section 4.1 (Fig. 22 and 23), critical conditions can occur at several ratios of wave length and gate-edge thickness. An additional test series was several ratios of wave length and gate-edge thickness. An additional test series was performed by Jongeling with different types of gate edges to determine whether horizontal vibrations could occur when flow was either fully separated or reattached for a gate with a beveled downstream edge [Jongeling, 1988]. The edges studied are shown in Fig. 32. Edges 1 and 2 behaved similarly, and Edge 3 produced stable flow up to a relative opening d/b of 2.5 (the limit of the test range); separation could still occur at larger openings. Edge 4 produced stable flow until

ment stable jusqu'à une ouverture relative $d/b = 2,5$ (fin de l'essai); un décollement pourrait éventuellement se produire pour des ouvertures plus grandes. Pour la forme n° 4, l'écoulement reste stable jusqu'à $d/b = 0,75$, pour devenir légèrement instable au-delà (essai terminé à $d/b = 1,75$). Pour la forme n° 5, l'écoulement est systématiquement stable.



4.6. PHÉNOMÈNE GALOPANT (“ GALLOPING ”)

Les vibrations provoquées par les forces d'amplification (amortissement négatif), dues à la variation périodique de l'angle d'attaque d'une vitesse, sont désignées sous l'appellation de “ galloping ”. Ce phénomène fut défini pour la première fois par Den Hartog [1956] au vu des grandes oscillations des câbles électriques aériens dont la section circulaire était modifiée par le givre. La section reste circulaire sur la génératrice supérieure, mais prend la forme d'une goutte d'eau à arête vive en dessous. L'importance de l'auto-excitation (ou de l'amortissement négatif) peut être estimée, d'après l'équation 3.11 :

$$C_{se} = -C_w = (+ dC_l/d\alpha - C_D) A \rho V^2/2$$

C_D et C_l étant respectivement les coefficients de traînée et de portance. Lors du déplacement du câble vers le haut, l'écoulement reste collé à la partie courbe supérieure, où une faible pression se maintient en raison de la courbure de l'écoulement. Par contre, lors du mouvement vers le bas, l'écoulement sur la partie supérieure décolle par suite de la variation de la direction de l'écoulement; il en résulte une surpression sur cette partie supérieure du câble. Dans ce cas, la valeur de $dC_l/d\alpha$ est positive et élevée. Pour un câble givré, le foyer inférieur est une arête qui immobilise la position du point de décollement.

Dans l'exemple de la Fig. 33, une vitesse de vibration descendante, désignée par \dot{y} , fait varier la direction de l'écoulement, ce qui, à son tour, provoque le recollement de celui-ci sur la partie aval (la couche de discontinuité passe de la condition A à la condition B). La pression dans la zone B (zone séparant les points de décollement et de recollement) est toujours faible, et la force verticale qui en résulte agit dans le sens de la vitesse de vibration. Dans la Fig. 33, on a comparé les amplitudes maximales mesurées et les valeurs calculées à l'aide des coefficients

$d/b = 0.75$ and slightly unstable flow for larger openings (test range was to 1.75), and flow under edge 5 was always stable.

Fig. 32

Different gate-edge types as tested by Jongeling [1988]
Différentes formes de couteau de vanne vérifiées par Jongeling [1988]

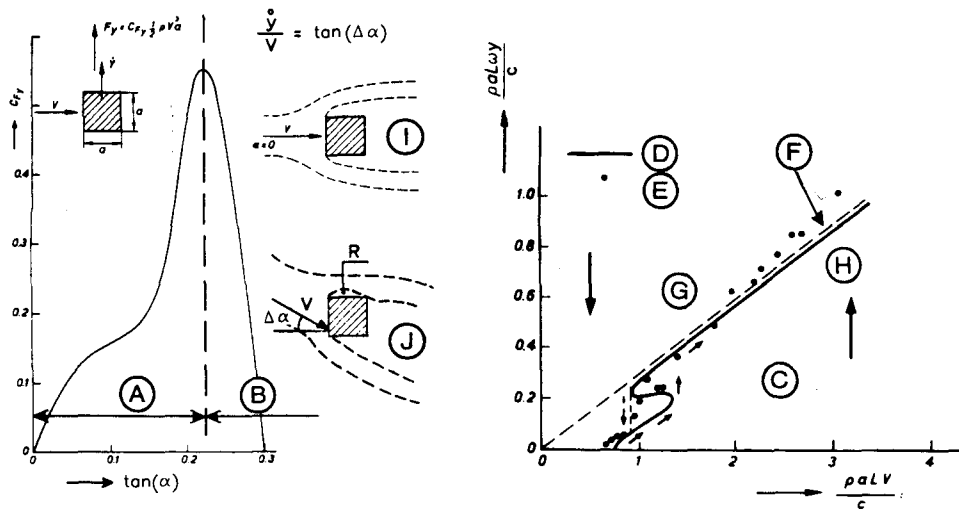
4.6. GALLOPING

The vibration induced by negative-damping forces due to a periodic change in the angle of approach of the velocity is called “galloping”. It was originally defined by Den Hartog [1956] in accordance with the large-amplitude motion of suspended electrical transmission cables whose circular section was altered by ice formation. The cable section remains circular on its upper part, but develops an extended lower side with a sharp lower edge. The magnitude of self-excitation (or negative damping) can be described by Eq. 3.11 as :

$$C_{se} = -C_w = (+ dC_L/d\alpha - C_D) A \rho V^2/2$$

where C_D and C_L are the drag and lift coefficients respectively. When the cable moves upward, the flow tends to stay attached to the curved upper side and a low pressure is maintained there due to the curvature of the flow. When moving downward, however, the flow over the top separates due to the change in relative flow direction and pressure on the top of the body is increased. Hence, $dC_L/d\alpha$ is positive and large for such a case. With ice formation, the lower side focus is a sharp edge at which separation is fixed.

In the example shown in Fig. 33, a downward vibration velocity, indicated as \dot{y} , causes a change in flow direction that in turn causes the separated flow on top to reattach to the afterbody (the shear zone of the eddy moves from condition A to condition B). The pressure in zone B (between separation and reattachment) is always low and the resulting vertical force is in the direction of the vibration velocity. Fig. 33 shows how the measured maximum amplitudes relate to values calculated with the stationary-flow coefficients shown on the left figure. The



d'écoulement permanent portés à gauche de la Figure. Ce calcul, et sa méthode, furent développés par Parkinson et al. [1961, 1964]. Les coefficients d'écoulement permanent restent valables en dynamique tant que le nombre de Strouhal ne dépasse pas à 0,1.

Dans la Fig. 33, le paramètre $\rho(aL)V/c$ porté en abscisse est le coefficient de proportionnalité relatif à l'amortissement dû à l'écoulement (équations 3.8 et 3.10), divisé par le coefficient d'amortissement naturel c . Un paramètre analogue est porté en ordonnée, mais la vitesse d'écoulement est remplacée par l'amplitude de la vitesse de vibration.

Les corps prismatiques (éléments de grille, ...) sont insensibles au problème de "galloping" s'ils sont de faible dimension dans le sens de l'écoulement (c'est-à-dire, moins de la moitié de leur largeur), car dans ce cas, il n'y a pas de recollément. Les corps de grande dimension dans le sens de l'écoulement (plus de 4 fois leur épaisseur) sont également insensibles, car l'écoulement se recolle toujours, et il ne reste qu'une petite zone de séparation près de l'arête amont. Mais si l'écoulement arrive de biais, il peut en résulter de fortes vibrations dans la direction normale au plan de la grille [Syamalarao et al., 1987].

Thang & Naudascher [1986] ont montré que, non seulement les poutres, mais aussi les vannes au bord rectangulaire pouvaient favoriser le "galloping". Compte tenu des vibrations verticales, l'angle d'attaque de l'écoulement (comme dans le cas de la poutre de la Fig. 33) varie périodiquement. Lorsque la force descendante F_0 est négative par rapport à $\alpha = (dy/dt)/V$, le régime est instable. L'amortissement mécanique s'opposant aux vibrations, il suffit d'une faible vitesse pour faire naître l'auto-excitation. Les auteurs ont chiffré le $\partial F_0/\partial \alpha$ de vannes; dans certaines limites d'ouverture, la position du point où l'écoulement décollé commence à recoller revêt une grande importance. Kanne et al. [1991] ont précisé que le mécanisme du "galloping" était un autre élément du phénomène de l'excitation induite par le mouvement, dû à l'inertie de l'écoulement, ce qui correspond aux arguments présentés dans le chapitre 4.4 concernant la théorie de l'ouverture variable. Ainsi, les deux mécanismes existent. Une théorie complète repose sur la connaissance de

Fig. 33

Cross-flow coefficients for a square prism and resulting amplitudes
of galloping vibration-velocity [after Novak, 1969]

*Coefficients d'écoulement sur un prisme carré et amplitudes
de la vitesse de vibration « galopante » correspondantes [d'après Novak, 1969]*

(A) Unstable region	(A) <i>Domaine instable</i>
(B) Stable region	(B) <i>Domaine stable</i>
(C) y will increase with time	(C) <i>y augmente en fonction du temps</i>
(D) Computed values	(D) <i>Valeurs calculées</i>
(E) Measured values	(E) <i>Valeurs mesurées</i>
(F) Line with constant value of $\omega y/V$	(F) <i>Ligne pour $\omega y/V = \text{constante}$</i>
(G) Dynamically stable	(G) <i>Stabilité dynamique</i>
(H) Dynamically unstable	(H) <i>Instabilité dynamique</i>
(I) Shear zone before acceleration	(I) <i>Couche limite avant accélération</i>
(J) Shear zone during upward acceleration	(J) <i>Couche limite lors de l'accélération vers le haut</i>

calculation and the method was originally developed by Parkinson et al. [1961, 1964]. The steady flow coefficients are valid for dynamic conditions as long as Strouhal numbers remain smaller than 0.1.

In Fig. 33, the parameter $\rho(aL)V/c$ has been used for the abscissa. This parameter is the proportionality factor for the flow damping in Eq. 3.8 and 3.10 divided by the structural damping coefficient c . On the vertical axis, a similar parameter has been plotted but the flow velocity has been replaced by the amplitude of the vibration velocity.

Prismatic bodies, such as rectangular trashrack bars, will not be subject to galloping problems if they are short in the flow direction (shorter than half of their width) because the flow cannot reattach. Bodies which are elongated in the flow direction (length greater than 4 times their thickness) do not gallop because the flow will always reattach leaving only a small separation zone near the upstream edge. However, if the flow approaches at an oblique angle, strong vibrations, perpendicular to the plane of the trashrack, can occur [Syamalarao et al., 1987].

Thang and Naudascher [1986] have shown that in addition to beams, gates with a rectangular edge can have a tendency to gallop. Due to vertical gate vibration, the angle of approach of the flow (as with the beam in Fig. 33) varies periodically. When the downpull force F_0 is negative relative to $\alpha = (dy/dt)/V$, the condition will be unstable. Because mechanical damping counteracts the vibration, only a small velocity is needed to start the self-excitation. The authors quantified $\partial F_0/\partial \alpha$ for gates and found that for a certain range of gate positions, the point where the separated flow is on the verge of being reattached is critical. Kanne et al. [1991] pointed out that the mechanism of galloping is an additional element of movement-induced excitation due to flow inertia which corresponds with what was presented in Section 4.4 for the fluctuating gap theory. Thus, both mechanisms exist. A complete theory requires knowledge of the dependence of discharge coefficients and downpull forces on the frequency of vibration. The onset of

la relation entre le coefficient de débit et la force descendante, d'une part, et la fréquence vibratoire, d'autre part. L'origine du régime vibratoire est explicable à l'aide de la théorie de l'ouverture variable, tandis que les amplitudes à l'équilibre sont cohérentes avec celles prévues par la méthode de calcul du "galloping". Cette amplitude pourrait être évaluée avec une assez bonne précision au moyen d'une estimation de la force descendante appliquée à la vanne en fonction de l'angle d'attaque de l'écoulement, ce qui dépend à son tour du rapport de la vitesse de vibration à la vitesse de l'écoulement dans la conduite. La force descendante est fonction de l'angle d'attaque de l'écoulement.

Les travaux de Thang & Naudascher [1991] ont montré que certains cas d'instabilité nécessitent que l'amplitude résultant d'une perturbation externe dépasse un certain seuil. Après cette perturbation initiale, l'amplitude peut continuer à croître. La Fig. 33 montre qu'une poutre carrée présente ce type de comportement.

On constate qu'un phénomène analogue au "galloping" survient avec des cylindres circulaires pour les vibrations se manifestant dans la direction de l'écoulement. Lorsqu'il y a initialement une faible vibration dans la direction de l'écoulement, un « réseau d'écoulement avec masse ajoutée » (identique à celui représenté dans la Fig. 30) se forme, avec variation périodique de la force de traînée et renforcement de la vibration.

Les éléments élancés sont sujets au "galloping", seulement lorsque leur fréquence naturelle est inférieure à la fréquence principale d'excitation de l'écoulement.

4.7. APPLICATION D'UN INDICATEUR D'INSTABILITÉ POUR LES VANNES

On a vu aux chapitres 3.4 et 3.5 que le mécanisme qui provoque l'auto-excitation en cas de vibrations de faible fréquence est source de raideur négative aux fréquences élevées, si le débit est constant. L'auto-excitation étant inacceptable, il s'ensuit qu'une valeur négative de k_w en cas de fréquences élevées est également inacceptable. Cette observation nous conduit à la formulation suivante d'un régime instable :

L'auto-excitation est probable si (en supposant le débit constant) la vanne se déplace de telle façon qu'en cas de réduction de l'ouverture, il se crée une force hydrodynamique agissant dans la même direction que le mouvement de la vanne.

Cette condition est valable lorsque la théorie de la variation d'ouverture est applicable. Mais le non-respect de cette condition ne garantit pas l'absence de vibrations Ogihara et al. [1991] et Ishii & Knisely [1992] ont étudié une vanne de grande épaisseur avec écoulement en-dessous, et ces derniers ont décrit [1995] le cas d'une vanne réelle de grande épaisseur pour laquelle le débit passe à la fois sous et sur la vanne. Ils ont constaté que, pour une vanne de très grande épaisseur à deux degrés de liberté (vibrations horizontales et verticales), les fréquences naturelles des modes étaient presque identiques. Chaque mode devait être exempt de vibrations, mais, compte tenu du couplage, on assistait à une vibration auto-entretenue. C'est analogue à l'exemple classique du battement de l'aile d'avion, le couplage entre modes donnant naissance à une auto-excitation.

vibration can be explained with the fluctuating-gap theory, while equilibrium amplitudes are in agreement with those predicted for the computation procedure of galloping. This amplitude could be predicted reasonably well by application of an estimate of the gate downpull as a function of the approach angle of the flow which depends in turn on the ratio of vibration velocity to conduit velocity. The downpull force is a function of the approach angle of the flow.

The work by Thang and Naudascher [1991] showed that certain cases of instability may occur only after the amplitude resulting from an external disturbance passes a threshold value. After such an initial disturbance, the amplitude may continue to grow. Fig. 33 shows that a square beam also exhibits such a behavior.

It is found that a phenomenon similar to galloping can occur with circular cylinders for those vibrations which can occur in flow direction. When there is initially a small vibration in flow direction an "added mass flow pattern" (similar to what is shown in Fig. 30) is formed which creates a periodic variation of the drag force which then reinforces the vibration.

Slender members are subject to "galloping" only if their natural frequency is lower than the main excitation frequency of the flow.

4.7. APPLICATION OF AN INSTABILITY INDICATOR FOR GATES

As was shown in Sections 3.4 and 3.5, the same mechanism, which causes self-excitation for low-frequency vibrations, produces negative stiffness for high-frequency if the flow rate is constant. Since self-excitation is unacceptable in any design, a negative k_w value for high-frequency vibrations is also unacceptable. This observation leads to the following formulation of an instability condition:

Self-excitation is probable if (assuming that the discharge remains constant) the gate moves in such a way that when the gate opening decreases a hydrodynamic force is created which acts in the direction of gate movement.

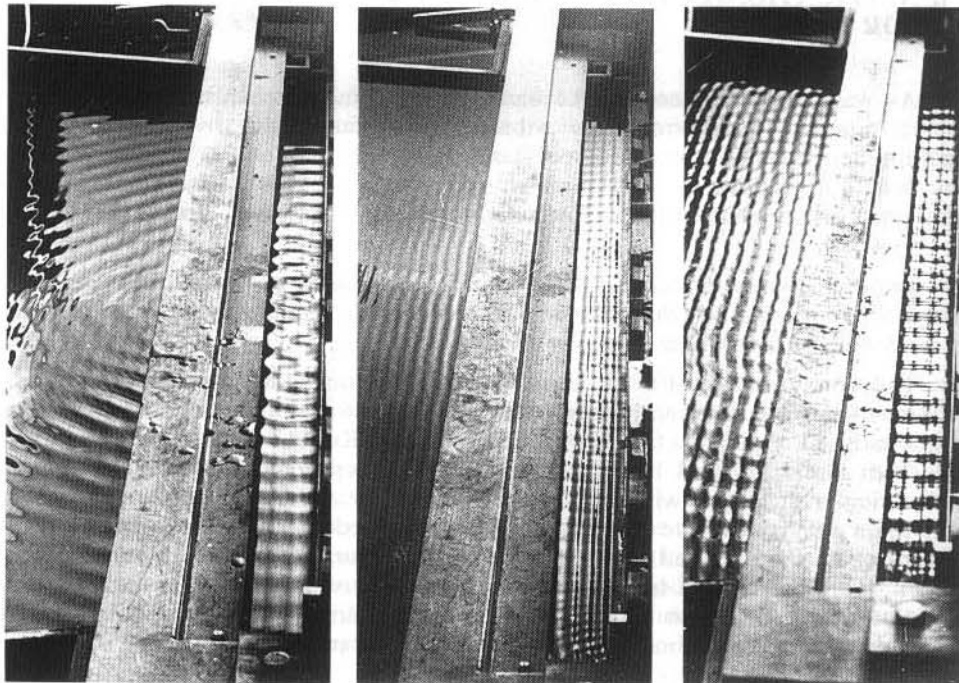
The condition is valid for cases where the fluctuating-gap theory applies. However, no guarantee can be made that vibrations will not occur if the condition is not satisfied. Ogihara et al. [1991] and Ishii and Knisely [1992] studied a thick gate with underflow and Ishii and Knisely [1995] reported prototype experience with a similar thick gate with simultaneous underflow and overflow. They reported that for a very thick gate with two degrees of freedom (horizontal and vertical vibration), the modes had approximately equal natural frequencies. Each of the modes should have been free of vibration, but because of coupling, a self-excited vibration occurred. This is similar to the classical example of airplane wing flutter where coupling between modes leads to self-excitation.

L'application de l'indicateur d'instabilité montre que, dans presque tous les cas, plus les forces de dépression sont élevées en régime permanent, plus la vanne est instable. *Pour cette raison, les membrures principales horizontales doivent être situées côté aval et bien au-dessus de l'arête de la vanne afin d'éviter le recollement de l'écoulement.* D'autres formes susceptibles d'être exposées à des vibrations, pour lesquelles la condition d'instabilité est également applicable, sont présentées dans la Fig. 40 et traitées dans le chapitre 4.11.

4.8. FORMATION D'ONDES DUE À LA VIBRATION DES VANNES

Lorsque les vannes d'un barrage mobile ou d'un chenal vibrent, des ondes se propagent, visibles surtout sur une surface plane de l'eau à l'amont (Fig. 34). La vanne vibrante agit comme générateur d'ondes et, en eau profonde, donne naissance à une onde dont l'amplitude est égale à deux fois l'amplitude des vibrations.

Les ondes figurant à droite sur la Fig. 34 sont des ondes transversales dont la période est deux fois celle des vibrations horizontales de la vanne. Leur amplitude est bien plus importante que celle des ondes parallèles, avec risque de projection d'eau importante. Ces ondes transversales subharmoniques ont pour origine un mécanisme d'auto-amplification. La théorie correspondante a été développée récemment par le Laboratoire Hydraulique de Delft; elle est discutée par Jongeling et Kolkman [1995].



The application of the instability indicator shows that, for nearly all cases, the stronger the negative pressure forces are for steady-state conditions, the more unstable the gate. *Thus, horizontal structural members on gates should be placed downstream and well above the gate edge to prevent the possibility of flow reattachment.* Other shapes susceptible to vibration, where the instability condition also applies, are presented in Fig. 40 and discussed in Section 4.11.

4.8. WAVE FORMATION DUE TO GATE VIBRATION

When gates on river barrages or open sluices vibrate, surface waves are radiated outward, and are especially visible on the smooth upstream water surface (Fig. 34). The vibrating gate acts as a wave generator, and produces, for deep-water conditions, a wave with an amplitude equal to twice the vibration amplitude.

The waves shown on the right side of Fig. 34 are cross waves occurring with a period double that of the horizontal gate vibration. Their amplitudes are much larger than the parallel waves and can cause significant splashing. These subharmonic cross waves are due to a self-amplifying mechanism. The theory for these waves has been recently developed at Delft Hydraulics and is discussed in Jongeling and Kolkman [1995].

Fig. 34

Wave patterns generated on the upstream side of a scale model gate vibrating both vertically and horizontally [Kolkman, 1980]

Ondes créées à l'amont d'un modèle réduit de vanne animée de vibrations verticales et horizontales [Kolkman, 1980]

4.9. RÉSONANCE INSTABLE DU FLUIDE INDUITE PAR UNE VANNE

La résonance instable du fluide peut engendrer de très grandes sollicitations dynamiques et des oscillations importantes de la vanne. La fréquence du phénomène est égale à la fréquence de résonance du système, et n'est pas liée à la fréquence de résonance de la vanne elle-même.

Au chapitre 2.3, on a présenté deux considérations relatives à l'apparition de la résonance instable d'un fluide :

A. L'étude d'une structure reliant deux bassins doit toujours tenir compte de la possibilité de résonance du fluide entre ces deux bassins. Les ondes stationnaires de surface (ou ondes stationnaires de pression dans une conduite en charge) risquent de s'amplifier considérablement en cas de résonance instable. Les situations propices à ce phénomène sont :

- Onde stationnaire dans deux canaux (ou conduites) adjacents de prise ou de fuite, de même longueur. L'onde correspondant au premier harmonique présente une grande amplitude dans la zone de chaque extrémité, mais une faible amplitude au milieu des canaux; peu d'énergie est dissipée par rayonnement en dehors des canaux.

- Onde stationnaire transversale dans un canal aux parois verticales (ou assez raides pour interdire l'amortissement). Il peut également apparaître une onde stationnaire entre deux vannes de surface adjacentes. Lorsqu'il y a un grand nombre de vannes, on peut parfois observer un réseau d'ondes multiples dans le canal à l'amont.

- Bassin fermé à surface libre, dans lequel des ondes stationnaires peuvent s'établir.

- Bassin relié par une conduite à un deuxième bassin ou à un plan d'eau.

- Tout canal (ou conduite) avec écoulement à surface libre, de longueur limitée, et ouvert à une des extrémités.

- Toute conduite en charge ouverte à une des extrémités.

B. Les caractéristiques hydrodynamiques d'une vanne (ou d'une pompe ou turbine) doivent être telles que les ondes de translation ne soient pas amplifiées après réflexion sur la vanne, sous peine de voir apparaître une résonance instable dans le fluide.

En principe, on peut assimiler une onde stationnaire à une superposition de plusieurs pulsations mobiles. Lorsque chacune d'elles est amplifiée par réflexion, l'amplitude de l'onde stationnaire augmente. En effet, lors des réflexions, la variation de débit est couplée à une variation de la pression. Une vanne flottante débitant par en-dessous fournit une excellente illustration du mécanisme lié à ces variations de débit. Lorsque la position de la vanne est couplée au niveau d'eau aval, toute surélévation de ce niveau fait naître une onde positive qui agit sur le débit de deux façons opposées : le débit décroît par suite de la surélévation du niveau d'eau aval, d'une part, et, d'autre part, il augmente par suite de la plus grande ouverture de la vanne. Lorsque la différence du niveau d'eau amont/aval dépasse un certain seuil, c'est le deuxième mécanisme qui domine, et on a résonance instable du fluide. Ce phénomène fut le sujet d'une étude sur modèle réduit

4.9. GATE-INDUCED UNSTABLE FLUID RESONANCE

Unstable fluid resonance can result in significant dynamic loads and can produce large gate oscillations. The frequency at which unstable fluid resonance occurs is equal to the resonant frequency of the fluid system and is not related to the resonant frequency of the gate.

In Section 2.3, two considerations were formulated relative to the occurrence of unstable fluid resonance :

A. Design of a structure between two basins must always consider the possibility of fluid resonance between the connecting basins. Standing surface waves or standing pressure waves in a closed conduit will grow significantly if unstable resonance occurs. Situations where fluid resonance can occur include :

- A standing wave in a pair of adjacent inlet or outlet channels or conduits of equal length. The first harmonic standing wave will have a large amplitude near the ends, but a low amplitude at mid length of the channels; the rate at which energy is radiated outside the channels by the waves is small.

- A standing transverse wave in an open channel with vertical walls or with slopes steep enough to prevent wave damping. A standing wave can also be produced between two adjacent surface gates. When a larger number of gates is present, a multiple-wave system may develop in the channel upstream.

- An enclosed basin with a free surface in which standing waves can develop.

- A basin connected to a second basin, or to open water, by a conduit.

- Any canal or conduit subject to free-surface flow which is of limited length and open at one end.

- Any closed conduit which is open at one end.

B. The hydrodynamic characteristics of a gate (or those of a pump or turbine) must be such that traveling waves are not amplified when reflected from the gate, since such a reflection will produce unstable fluid resonance.

Theoretically, any standing wave can be considered as a superposition of a great number of traveling pulses. When each of the pulses is amplified upon reflection, the amplitude of the standing wave will increase. The reflected wave is amplified because a change in discharge is coupled with a change in pressure. A floating gate with underflow provides a good illustration of how such discharge changes can occur. When the gate position is coupled to the downstream water level, an increase in the downstream level caused by a positive wave will have two opposite effects on the discharge; the increased downstream head tends to decrease the discharge while the increase opening tends to increase the discharge. When the head difference across the gate exceeds a certain value, the second effect will become dominant and unstable fluid resonance will occur. This was studied in a scale model study by Bakker et al. [1991] for an adjacent pair of large floating gates

conduite par Bakker et al. [1991] sur deux grandes vannes flottantes placées côte-à-côte (étude d'un barrage anti-tempête près de Rotterdam, aux Pays-Bas). La condition critique correspondait au moment où les vannes commençaient à s'enfoncer sous l'eau lors de l'ouverture. Lorsque la différence de niveau amont-aval dépassa 1 ou 2 m, il est apparu dans l'eau des oscillations (transversales) de grande amplitude (crête-à-creux jusqu'à 5 m); l'amplitude des vibrations de la vanne ne furent guère moins grande! La période de 60 secondes correspondait au premier harmonique de la période de l'onde stationnaire transversale, la distance entre bajoyers étant égale à 360 m. L'analyse du problème a permis de déceler la solution évidente : après modification de l'arête, la vanne flottait au niveau d'eau amont, et non au niveau d'eau aval.

Ces quelques exemples nous enseignent que le phénomène de résonance instable du fluide risque d'apparaître à l'aval d'une vanne lorsque l'augmentation de la pression côté aval provoque l'augmentation du débit passant sous la vanne. De même, on conçoit que ce même phénomène se produit à l'amont lorsque l'augmentation de la pression côté amont provoque une réduction du débit.

Streeter & Wylie [1967] ont proposé un critère d'instabilité de l'écoulement dans une conduite en charge. Ces auteurs ont trouvé qu'une onde de compression stationnaire instable apparaissait lorsque la caractéristique de la vanne était telle qu'une augmentation de la pression différentielle de part et d'autre de la vanne provoquait une réduction du débit. (Un exemple serait la bonde de baignoire, dont l'ouverture se réduit lorsque la pression différentielle augmente.) Le critère proposé par ces auteurs est en accord avec celui présenté ci-dessus. Une analyse plus poussée permet de constater qu'il y a instabilité lorsque la raideur mécanique du dispositif de commande de la vanne devient égale à la contre-raideur hydrodynamique (voir § 3.3, équation 3.13b). Ce critère de stabilité qui dépend de la raideur ($C_k = 1$, C_k étant défini dans l'équation 4.7) est plus faible que celui présenté au chapitre 4.3 (stabilité de la bonde dans une conduite de faible longueur en négligeant la compressibilité de l'eau).

4.10. VIBRATION D'UNE VANNE CLAPET SOUS L'EFFET D'UN DÉVERSEMENT

Il existe plusieurs mécanismes provoquant l'instabilité d'une nappe déversante (déversoir d'un barrage-voûte ou d'un barrage à contreforts, vanne clapet - voir Fig. 35). Dans certains cas, les déplacements de la vanne sont liés au phénomène d'auto-excitation, ou bien la vanne peut être excitée par les variations périodiques de la pression dans le volume d'air sous la nappe.

Les mécanismes suivants interviennent :

A. Le volume d'air piégé sous la nappe subit des variations périodiques, sous l'effet des variations de la pression dans cette zone. Les variations de la pression excitent la nappe, qui oscille à son tour. L'amplitude des oscillations de la nappe est maximale à l'extrémité aval de celle-ci. Selon la valeur du terme ωT_f (ω = fréquence angulaire de la vibration de la nappe, T_f = temps de chute d'une particule d'eau), cette vibration de la nappe fait naître un nombre fixe d'ondes dans la nappe. Si la longueur de la nappe est égale à la longueur d'onde multipliée par

designed to serve as a storm-surge barrier near Rotterdam in the Netherlands. The critical condition occurred after the sector gates were rotated into the river and sinking began. When the head difference across the gate was more than 1 or 2 meters, large-amplitude (transverse) water-oscillations developed with up to 5-meter double-amplitude; the amplitude of the gate vibration was only slightly less! The oscillation period of 60 seconds corresponded with the first harmonic of the transverse standing-wave period, the distance between the abutments being 360 meters. When this phenomenon was analyzed a solution was evident; the gate lip was changed so that the gate floated on the upstream level instead of the downstream level.

The foregoing examples show that unstable fluid resonance can occur downstream from a gate if an increase in downstream pressure produces an increase in discharge beneath the gate. In the same way one can deduce that unstable fluid oscillations in the upstream basin can be produced when a pressure increase on the upstream side causes a decrease in discharge through the gate.

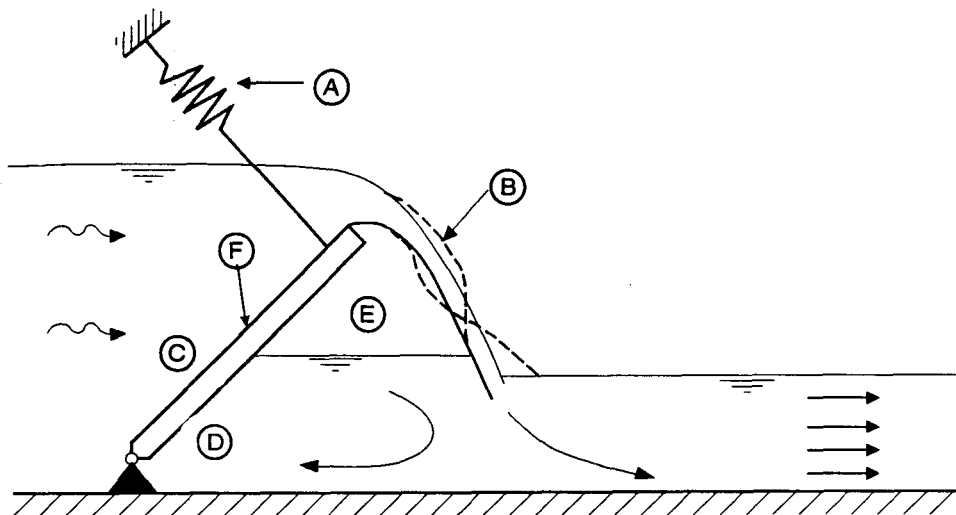
Streeter and Wylie [1967] presented a criterion for instability of flow in a penstock. They found that an unstable standing compression wave can be produced in the penstock if the control valve characteristic is such that a decrease of discharge will occur for an increase in pressure head difference across the valve. (An example could be the plug valve which tends to close when the pressure difference increases). Their criterion agrees with the criterion presented above. Further analysis shows that instability exists when the mechanical stiffness of a valve operating mechanism equals the hydrodynamic counter stiffness as derived in Section 3.3 (Eq. 3.13 b). This stiffness criterion for stability ($C_k = 1$ where C_k is as defined in Eq. 4.7) is weaker than that derived in Section 4.3 for the stability of a plug valve in a short conduit when compressibility of the water is neglected.

4.10. FLAP-GATE VIBRATIONS DUE TO AN OVERFLOWING NAPPE

There are several mechanisms by which a free-falling nappe, such as that for a spillway on an arch or buttress dam, or for flow over a flap gate (Fig. 35), can become unstable. In certain cases gate movement is involved in the mechanism of self-excitation, and in other cases the gate is excited by the periodic pressure fluctuations in the air volume beneath the nappe.

The following mechanisms apply :

A. The volume of air enclosed beneath the nappe varies periodically as excited by pressure fluctuations beneath the nappe. The pressure fluctuation excites the nappe which in turn fluctuates. The amplitude of nappe fluctuation is greatest at its lower end. Depending on the ratio ωT_f (in which ω is the angular frequency of the nappe vibration and T_f is the falling time of a water particle) the nappe vibration creates a fixed number of waves in the nappe. When the nappe length is equal to $(n + 1/4)$ or $(n - 1/4)$ wave lengths (n is an integer), the volume variation under the



$(n + 1/4)$ ou $(n - 1/4)$ (n étant un nombre entier), la variation du volume sous la nappe est maximale. Pour la condition $(n - 1/4)$, la variation du volume sous la nappe est en phase avec la variation initiale de la pression à l'origine des fluctuations de la nappe, condition qui provoque l'auto-excitation. Ce phénomène fut le sujet d'études théoriques et expérimentales effectuées par Schwarz [1946], Treiber [1974] et Kolkman [1974], la vanne étant supposée parfaitement rigide.

Les variations de pression induites dans le volume d'air sous la nappe sont source d'excitation d'une vanne clapet, et il en résulte au moins une réponse dynamique passive de la vanne. Partensky et al. [1971] ont déterminé expérimentalement qu'il existait une épaisseur maximale critique de la nappe déversante (pouvant atteindre 5 % de la hauteur de chute) pour laquelle il y a risque d'auto-excitation de la nappe déversant sur un seuil rigide. Dans le cas d'une vanne élastique, cette épaisseur critique peut atteindre 15 % de la hauteur de chute.

B. La couche limite turbulente due à la nappe déversante peut également faire apparaître une auto-excitation de la nappe. Les variations de la pression d'air dues à cette turbulence provoquent des variations de volume plus loin à l'aval et les variations de la pression de l'air excitent la vanne à leur tour, renforçant les variations de la pression de l'air. Ce phénomène a été étudié par Binnie [1972].

C. Si, suite à une perturbation, la vanne à suspension élastique commence à vibrer, la nappe subit des oscillations et le volume de l'air dans l'espace sous la nappe subit des variations de pression. Ces variations de pression sont à leur tour source d'excitation de la vanne.

Dans le cas d'une vanne de grandes dimensions, le phénomène de résonance du volume d'air pourrait renforcer les vibrations, une condition qui ne serait peut-être pas reproduite par un modèle réduit. Ce n'est qu'une hypothèse mais elle avertit que les résultats d'essais sur modèle ne sont pas toujours extrapolables aux prototypes.

Fig. 35

Schematic presentation of the elements involved in flap-gate vibrations
Représentation schématique des éléments concernés par les vibrations d'une vanne clapet

- | | |
|-----------------------|----------------------------------|
| (A) Spring | (A) Ressort |
| (B) Nappe fluctuation | (B) Oscillation de la nappe |
| (C) Added mass | (C) Masse ajoutée |
| (D) Small added mass | (D) Masse ajoutée peu importante |
| (E) Compressible air | (E) Air compressible |
| (F) Gate mass | (F) Masse de la vanne |

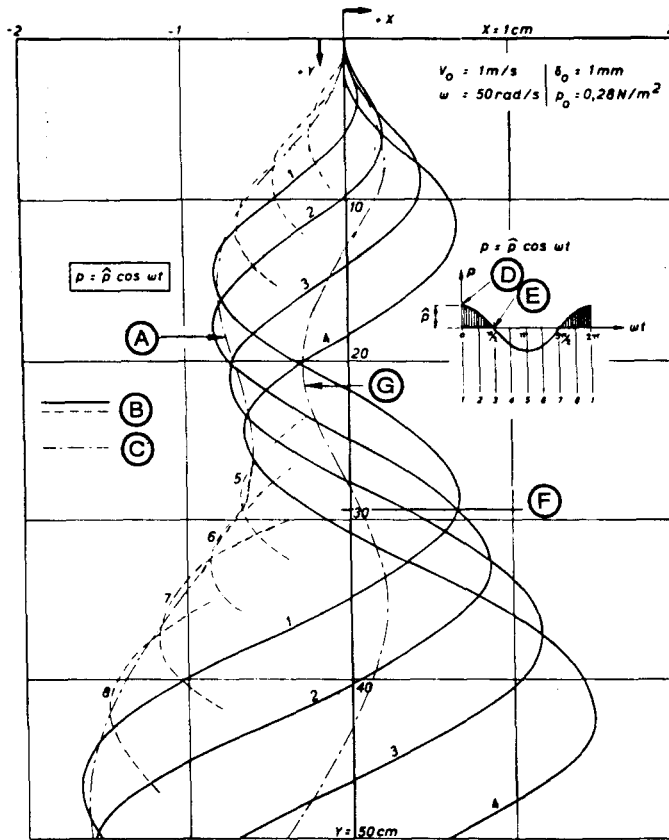
nappe is a maximum. For the $(n + 1/4)$ condition, the volume variation under the nappe is in phase with the initial pressure variation which produced the nappe fluctuation, the condition which causes self-excitation. This phenomenon was studied theoretically and experimentally by Schwarz [1964], Treiber [1974] and Kolkman [1974] assuming that the gate is rigid.

The induced pressure variations in the air cavity beneath the nappe are a source of excitation for a flap gate, and at least a passive dynamic response of the gate will occur. Partensky et al. [1971] experimentally determined that there is a maximum critical thickness of the overflow nappe (up to about 5 % of the fall height) for which self-excitation of the nappe can occur when falling from a rigid edge. For an elastic gate the critical thickness of the nappe can be as much as 15 % of the fall height.

B. The turbulent boundary layer caused by the falling nappe can also produce self-excitation of the nappe. The air pressure variations induced by turbulence cause volume variations further downstream on the nappe and pressure fluctuations in the air will in turn excite the gate and strengthen the initial air-pressure fluctuations. This phenomenon was studied by Binnie [1972].

C. If the elastic-suspended gate is disturbed and begins to vibrate, the nappe will then fluctuate as a result of the gate movement and will produce pressure fluctuations in the air volume beneath the nappe. These induced pressure fluctuations in the air cavity can in turn excite the gate.

If a large gate is involved, resonance in the air cavity itself could possibly strengthen the vibration, a condition which might not be observed in a model. This is only a hypothesis and a warning that all of the results obtained from scale model tests cannot always be extrapolated to larger structures.



Ces mécanismes de vibration sont surtout intéressants par leur aspect théorique. Un dispositif d'aération sous la nappe peut éviter ces vibrations; cependant, les piles de fractionnement ("splitters") prévues à cet effet sur la crête et qui modifient la fréquence naturelle de l'espace sous la nappe ne doivent pas être trop espacées, au risque de perdre leur efficacité. L'expérience, ainsi que les résultats d'essais sur modèle, indiquent un espacement maximal de 0,5 à 1,0 fois la hauteur de chute. Par exemple, la mise en place d'un aérateur à chaque extrémité latérale ne suffit pas généralement pour éviter les oscillations de la nappe.

Un autre exemple de la vibration des vannes clapets est décrit par Kolkman [1980]; l'eau à l'aval se trouvait à un niveau tel que tout l'air dans l'espace sous la nappe fut entraîné par l'eau. Le couplage entre nappe et vanne devint beaucoup plus fort du fait de l'eau qui avait pris la place de l'air sous la nappe. Il en est résulté des vibrations auto-entretenues très importantes.

Fig. 36

Nappe shape of a vibrating vertically-falling nappe [Kolkman, 1974].
Scale is distorted 10 to 1.

Forme de la vibration d'une nappe d'eau en chute verticale [Kolkman, 1974]
Échelle de distorsion 10/1

- | | |
|--|---|
| (A) Path II | (A) <i>Chemin II</i> |
| (B) Section of the curtain | (B) <i>Section de la nappe</i> |
| (C) Path of one particle | (C) <i>Chemin suivi par une particule d'eau</i> |
| (D) Particle I leaves the origin | (D) <i>Départ de particule I</i> |
| (E) Particle II leaves the origin | (E) <i>Départ de particule II</i> |
| (F) Value of y for $\omega T_i = 8,15$ | (F) <i>Valeur de y pour $\omega T_i = 8,15$</i> |
| (G) Path I | (G) <i>Chemin I</i> |

These mechanisms of vibration are mainly of interest from a theoretical point of view. Adequate ventilating of the air cavity may stop the vibration; however, splitters on the crest, which ventilate the space under the nappe and change the natural frequency of the cavity, must not be spaced too widely or they will not be effective. Experience and the results of model studies indicate that the maximum spacing should be 0.5 to 1.0 times the fall distance of the nappe. For instance, aeration of the cavity using tubes from both sides is usually insufficient to prevent oscillations of the nappe.

Another example of flap gate vibrations, reported by Kolkman [1980], occurred when a downstream water level was so high that all air under the nappe was evacuated by entrainment in the plunging jet. The coupling between the nappe and the gate became much stronger as a result of the water which replaced the air in the zone below the nappe. The result was a strong self-excitation.

4.11. AUTRES EXEMPLES D'ÉLÉMENTS SUSCEPTIBLES D'ÊTRE SOUMIS À DES VIBRATIONS ET À DES VARIATIONS DE PRESSION

Les exemples suivants concernent des éléments (voir Fig. 37), souvent associés aux barrages et aux ouvrages annexes, qui risquent de subir des vibrations ou des oscillations. Ces exemples et bien d'autres ont été décrits par Naudascher & Rockwell [1994]. Les mécanismes faisant apparaître des vibrations et des instabilités de l'écoulement ont été présentés précédemment dans ce Chapitre 4. Les Fig. 37 (A) à (E) concernent les exemples suivants :

- (A) Formation de grands trains de tourbillons, due à un écoulement instable.
- (B) Existence de couches de discontinuité de longueur limitée.
- (C) Poche d'air ou de vapeur (classée "instabilité d'interface" par Naudascher & Rockwell [1994]).
- (D) Écoulement bi-stable, le passage d'une condition stable à l'autre pouvant exercer un effet d'amplification des pulsations de pression.
- (E) Conditions spéciales relatives aux pompes ou aux turbines, hors de propos dans ce Bulletin.

La Fig. 38 présente d'autres exemples de situations où les éléments de structure immergés dans un écoulement risquent d'être soumis à une excitation induite par le mouvement. La vitesse des vibrations modifie le régime d'écoulement de telle façon que les forces exercées par l'écoulement sur le corps sont périodiques.

La Fig. 39 présente des exemples de différentes sections d'éléments de structure qui sont instables et exposées au "galloping" à basse fréquence lorsqu'elles sont immergées dans un écoulement perpendiculaire à leur axe. Pour ces sections dénommées "dures", le "galloping" n'apparaît que lorsque le corps est mis en mouvement par une perturbation.

La Fig. 40 présente des exemples de configurations pouvant provoquer des vibrations induites par le mouvement. Pour la plupart, ces cas sont analogues à celui de la bonde de baignoire présenté au § 4.3.

La Fig. 41 présente des cas de couplage de différents modes naturels provoquant une excitation induite par le mouvement. Par définition, tout système à n degrés de liberté présente n différentes fréquences naturelles. Pour chacune de ces fréquences naturelles, il existe une forme d'oscillation libre naturelle appelée "mode". Normalement, les oscillations de chaque mode sont indépendantes de celles des autres modes : les modes sont découplés. Mais l'écoulement peut avoir pour effet le couplage des modes. Les exemples, étudiés par Ishii & Knisely [1991/1995], montrent qu'un tel couplage, notamment dans le cas des vannes, apparaît lorsque les fréquences naturelles dans les sens horizontal et vertical sont à peu près égales.

4.11. FURTHER EXAMPLES OF DESIGN COMPONENTS WHICH COULD EXPERIENCE VIBRATIONS AND PRESSURE FLUCTUATIONS

The following five parts of Fig. 37 provide further examples of design components, commonly associated with dams and associated structures, where vibrations and fluctuations may occur. These examples and many others have been described by Naudascher and Rockwell [1994]. The basic mechanisms by which the vibrations and unstable flow result have been described earlier in Section 4. The Fig. 37 (A) through (E) provide examples as follows :

(A) Situations where relatively strong vortex shedding occurs due to unstable flow conditions.

(B) Situations where free shear layers with limited length occur.

(C) Situations having an air or vapor pocket (classified by Naudascher and Rockwell [1994] as interface instability).

(D) Situations where the flow is bistable condition and where the change from one stable pattern to the other can have a self-amplifying effect on pressure pulsations.

(E) Special conditions occurring at pumps and turbines, conditions which are not treated in this Bulletin.

Fig. 38 provides further examples of situations where structural elements submerged in a flow can be subject to movement induced excitation. The velocity of the vibration tends to modify the flow pattern such that the forces exerted on the body by the flow are also periodic.

Fig. 39 provides examples of cross sections of structural members which are unstable and tend to "gallop" at low frequencies when submerged in a cross flow. For those shapes designated as *hard*, "galloping" is initiated only after the body is set in motion by some disturbance.

Fig. 40 shows examples where the conditions may lead to movement-induced excitation. Most of these are similar in character to the example of the "bathtub plug" vibrations which are discussed in Section 4.3.

Fig. 41 provides examples of cases where coupling of different natural modes results in movement-induced excitation. By definition, any system with n degrees of freedom will have n different natural frequencies. For each of these natural frequencies, there will be a natural free vibration pattern called a mode. Normally, the pattern of motion for vibration at each natural mode is independent of the other modes; the modes are uncoupled. However, when the flow is involved the modes may become coupled. The examples studied and reported by Ishii and Knisely [1991/1995] show that this coupling, especially for the case of gates, will occur if the natural frequencies in the horizontal and vertical directions are approximately equal.

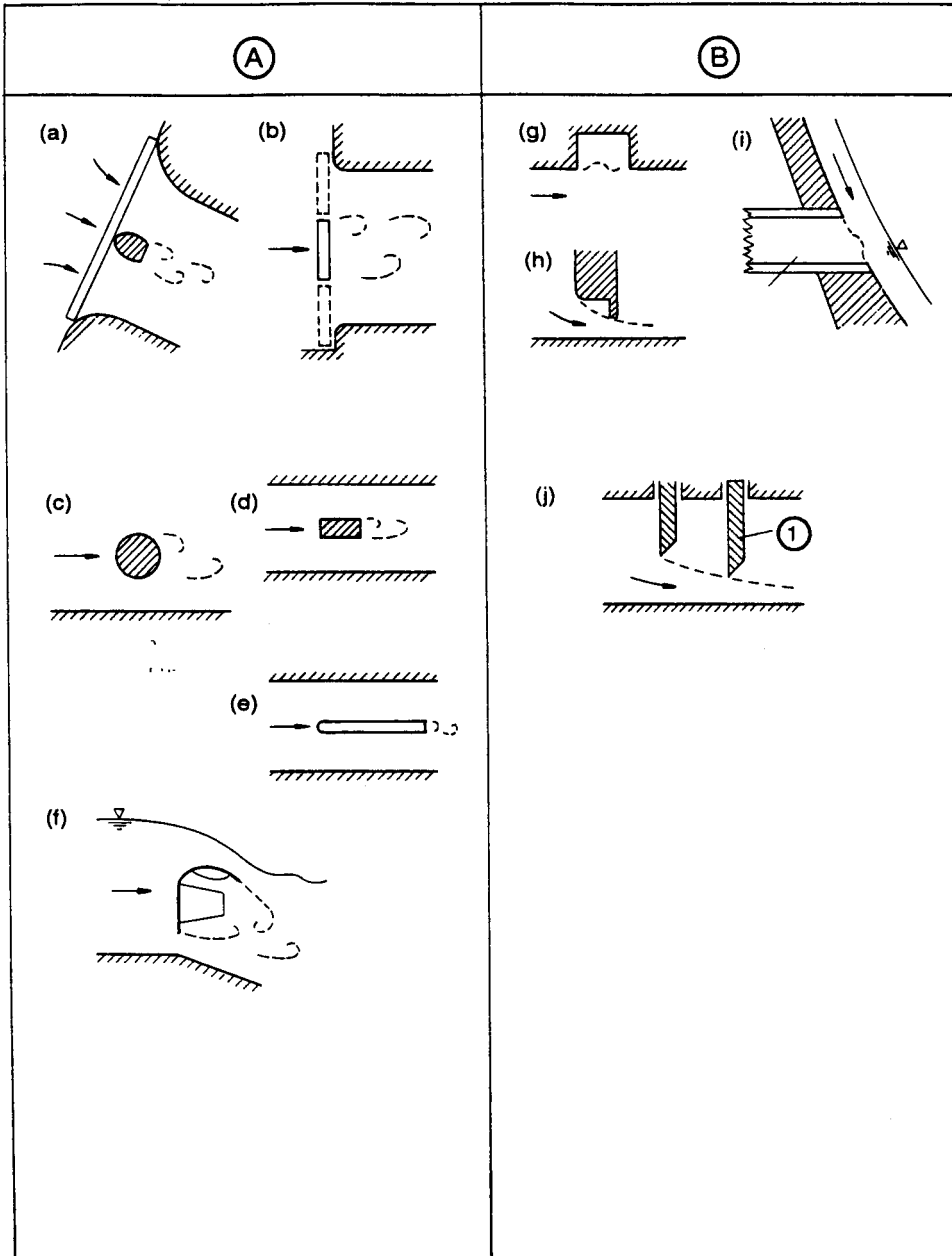


Fig. 37 A and B/A et B

Examples of situations where vibrations and pressure fluctuations are related to flow instability [after Naudascher, 1991]

Exemples de configurations pour lesquelles les vibrations et les variations de pression sont liées à l'instabilité de l'écoulement [d'après Naudascher, 1991]

- | | |
|---|---|
| (A) Vortex shedding | (A) <i>Décollement de tourbillons</i> |
| (B) Impinging shear layer | (B) <i>Impact de la couche limite</i> |
| (a) Trashrack and structural-support | (a) <i>Grille et support</i> |
| (b) Bulkhead gate at a conduit entrance | (b) <i>Vanne batardeau à l'entrée d'une conduite</i> |
| (c) Circular structural member in a flow | (c) <i>Élément de structure, de section circulaire, immergé dans l'écoulement</i> |
| (d) Pier or strut in a flow | (d) <i>Pile ou entretoise immergée dans l'écoulement</i> |
| (e) Rounded pier in a flow | (e) <i>Pile à bord amont arrondi</i> |
| (f) Gate with overflow and underflow | (f) <i>Vanne avec déversement par-dessus et évacuation par-dessous</i> |
| (g) Gate slot | (g) <i>Rainure de vanne</i> |
| (h) Gate with extended lip | (h) <i>Vanne avec bec proéminent</i> |
| (i) Conduit discharging onto a spillway | (i) <i>Conduit débouchant sur un coursier d'évacuateur de crue</i> |
| (j) Tandem gates with downstream gate stuck | (j) <i>Deux vannes en série, la vanne aval étant bloquée</i> |

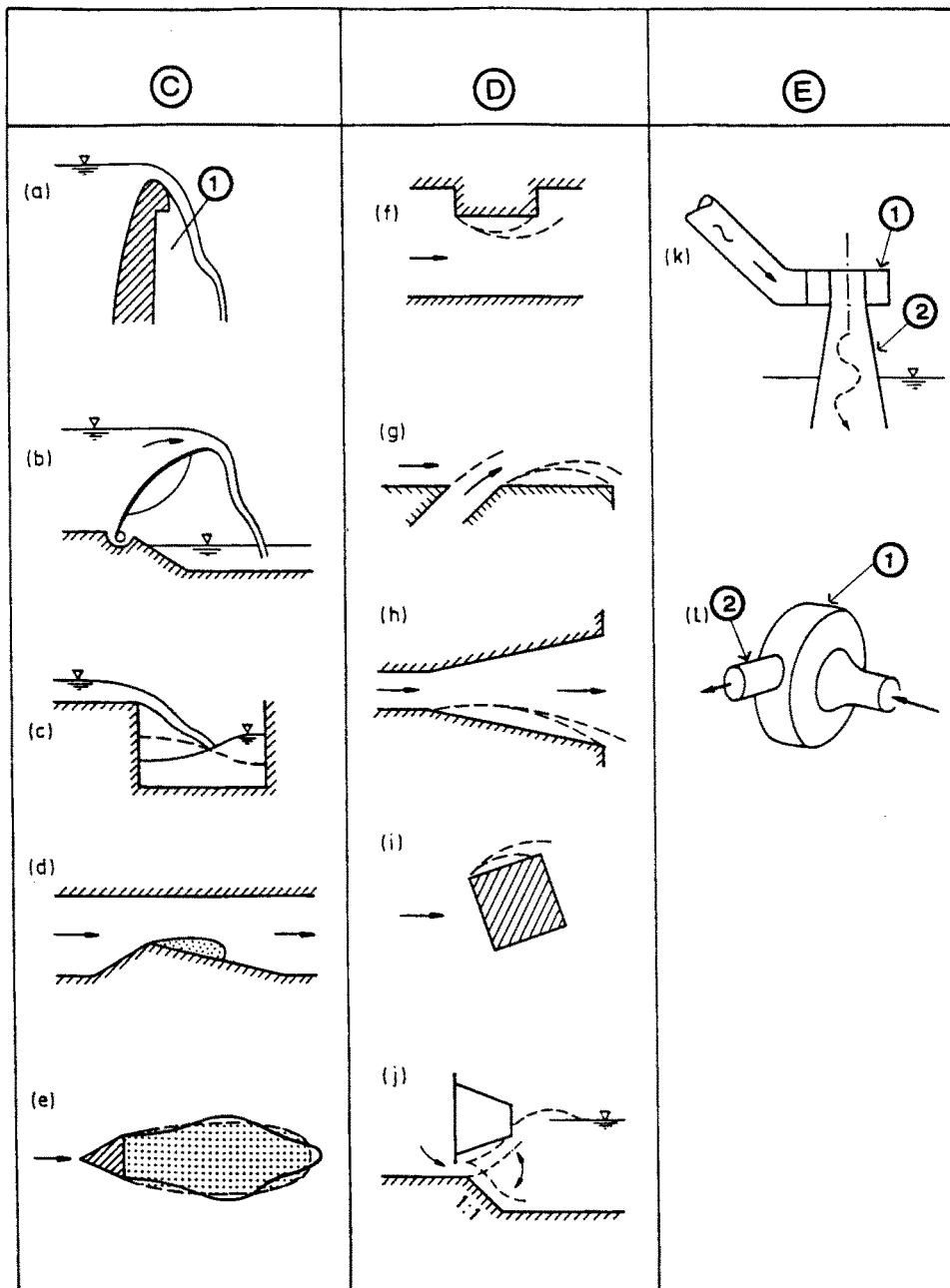


Fig. 37 C, D and E/C, D et E

Further examples of situations where vibrations and pressure fluctuations occur and are related to flow instability [after Naudascher, 1991]

Autres exemples de configurations pour lesquelles les vibrations et les variations de pression sont liées à l'instabilité de l'écoulement [d'après Naudascher, 1991]

- | | |
|---|---|
| (C) Instability of interface | (C) <i>Instabilité d'interface</i> |
| (D) Bistable-flow instability | (D) <i>Instabilité d'un écoulement bi-stable</i> |
| (E) Swirling-flow instability | (E) <i>Instabilité d'un écoulement tourbillonnaire</i> |
| (a) Arch dam with fluctuating spillway nappe | (a) <i>Barrage-voûte avec nappe déversante oscillante</i> |
| (1) Fluctuating pressure | (1) <i>Variations de pression</i> |
| (b) Flap gate with fluctuating thin overflow nappe | (b) <i>Vanne clapet avec nappe déversante oscillante de faible épaisseur</i> |
| (c) Side-channel inflow | (c) <i>Déversement dans un canal latéral</i> |
| (d) Supercavitation in a converging/diverging conduit | (d) <i>Surcavitation dans un conduit avec un rétrécissement suivi d'un élargissement</i> |
| (e) Oscillating vented cavity | (e) <i>Oscillations dans une cavité aérée</i> |
| (f) Offset into flow | (f) <i>Saillie dans l'écoulement</i> |
| (g) Inclined jet entering a flow | (g) <i>Jet débouchant de biais dans un écoulement</i> |
| (h) Unsteady separation in an expansion | (h) <i>Décollement instable dans un divergent</i> |
| (i) Bar in a flow with unstable reattachment | (i) <i>Barreau immergé avec recollement instable</i> |
| (j) Gate with underflow and downstream submerged | (j) <i>Vanne à écoulement par-dessous avec jet noyé à l'aval</i> |
| (k) Penstock pressure pulsations caused by draft-tube surging | (k) <i>Variations de pression dans une conduite forcée dues aux coups de bélier dans l'aspirateur</i> |
| (1) Turbine | (1) <i>Turbine</i> |
| (2) Draft tube | (2) <i>Aspirateur</i> |
| (l) Simultaneous bypass on a turbine scroll case | (l) <i>Vanne by-pass sur une bache de turbine : débit simultané</i> |
| (1) Turbine | (1) <i>Turbine</i> |
| (2) Bypass | (2) <i>Vanne by-pass</i> |

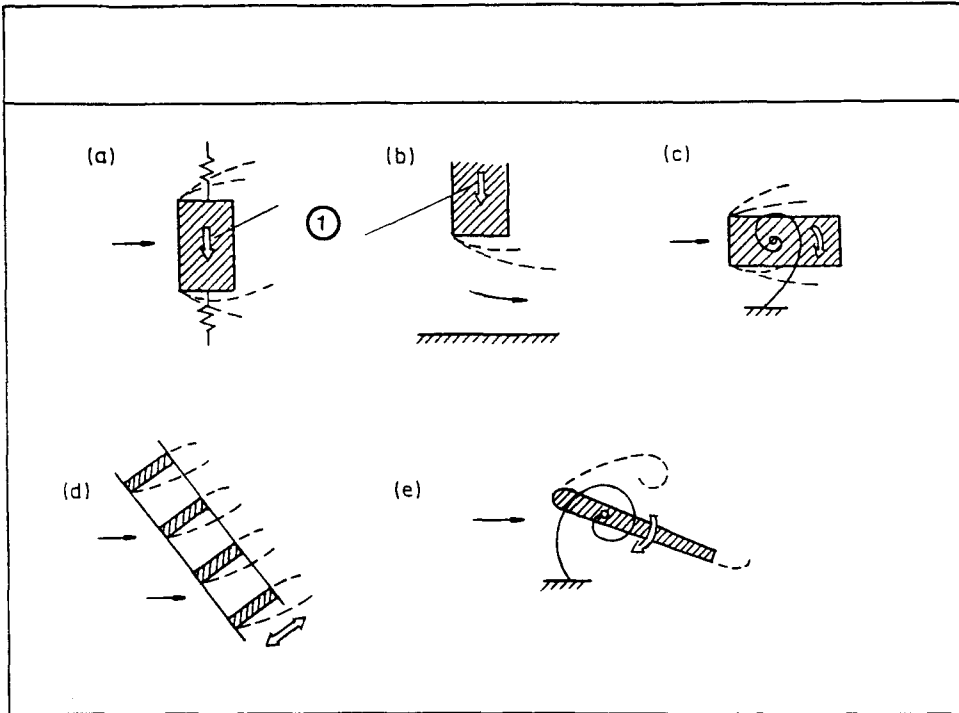
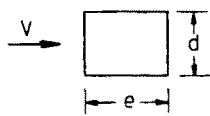


Fig. 38

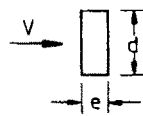
Examples of movement-induced excitation of bodies immersed in a flow
[after Naudascher, 1991]

*Exemples d'excitation induite par le mouvement affectant des corps immergés dans un écoulement
[d'après Naudascher, 1991]*

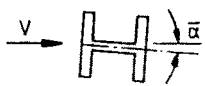
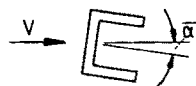
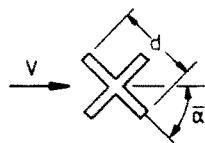
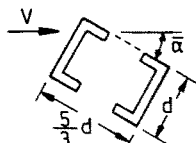
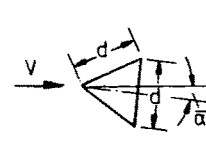
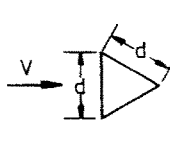
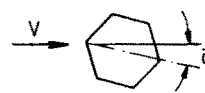
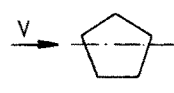
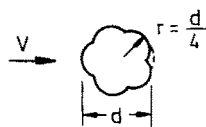
- | | |
|--|---|
| (a) Structural member in a cross flow,
galloping motion
(1) Direction of vibration | (a) <i>Élément de structure : phénomène de
« galloping »
(1) Direction des vibrations</i> |
| (b) Gate leaf, galloping motion | (b) <i>Tablier de vanne : phénomène de
« galloping »</i> |
| (c) Structural member in flow, torsional
vibration | (c) <i>Élément de structure : vibrations de torsion</i> |
| (d) Trashrack, flow approaching at an angle | (d) <i>Grille avec écoulement de biais</i> |
| (e) Guide vane, torsional vibration | (e) <i>Directrice : vibrations de torsion</i> |



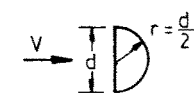
(a)



(b)

(c) $e/d = 1$
 $\bar{\alpha} = 0^\circ; 90^\circ$ (d) $e/d = 1$
 $\bar{\alpha} = 0^\circ; 90^\circ; 180^\circ$ (e) $45^\circ < \bar{\alpha} < 90^\circ$; $\bar{\alpha} = -45^\circ$ (f) $\bar{\alpha} = 35^\circ; 45^\circ$ (g) $62^\circ < \bar{\alpha} < 65^\circ$ (h) $\bar{\alpha} = 25^\circ$ (i) $\bar{\alpha} = 180^\circ$ (j) $\bar{\alpha} = 12^\circ$ (k) $\bar{\alpha} = 0^\circ$ 

(l)



(m)

Fig. 39

Examples of cross-sectional shapes of structural members which when immersed in a flow are unstable and subject to "galloping" vibrations [after Naudascher and Rockwell, 1994]

Exemples de profilés qui, immergés dans un écoulement, sont instables et sujets à des vibrations « galopantes » [d'après Naudascher & Rockwell, 1994]

- | | |
|--|---|
| (a) $0.7 < e/d < 3$ for smooth flow
$0.5 < e/d < 1.5$ for turbulent flow
(depends on turbulence intensity and scale) | (a) $0,7 < e/d < 3$ (écoulement laminaire)
$0,5 < e/d < 1,5$ (écoulement turbulent)
(selon l'échelle et l'importance des turbulences) |
| (b) $e/d < 0.7$ for smooth flow
$e/d < 0.5$ for turbulent flow | (b) $e/d < 0,7$ (écoulement laminaire)
$e/d < 0,5$ (écoulement turbulent) |
| (c) $e/d = 1$, $\alpha = 0^\circ$ or 90° | (c) $e/d = 1$, $\alpha = 0^\circ$ ou 90° |
| (d) $e/d = 1$, $\alpha = 0^\circ$, 90° or 180° | (d) $e/d = 1$, $\alpha = 0^\circ$, 90° ou 180° |
| (e) 90° structural angle, $\alpha = -45^\circ$, $45^\circ < \alpha < 90^\circ$ | (e) Cornière à 90° ; $\alpha = -45^\circ$, $45^\circ < \alpha < 90^\circ$ |
| (f) $\alpha = 35^\circ$ or 45° | (f) $\alpha = 35^\circ$ ou 45° |
| (g) $62^\circ < \alpha < 65^\circ$ | (g) $62^\circ < \alpha < 65^\circ$ |
| (h) $\alpha = 25^\circ$ | (h) $\alpha = 25^\circ$ |
| (i) $\alpha = 180^\circ$ | (i) $\alpha = 180^\circ$ |
| (j) $\alpha = 12^\circ$ | (j) $\alpha = 12^\circ$ |
| (k) $\alpha = 0^\circ$ | (k) $\alpha = 0^\circ$ |
| (l) Cable shape | (l) Câble |
| (m) Half cylinder | (m) Demi-cylindre |

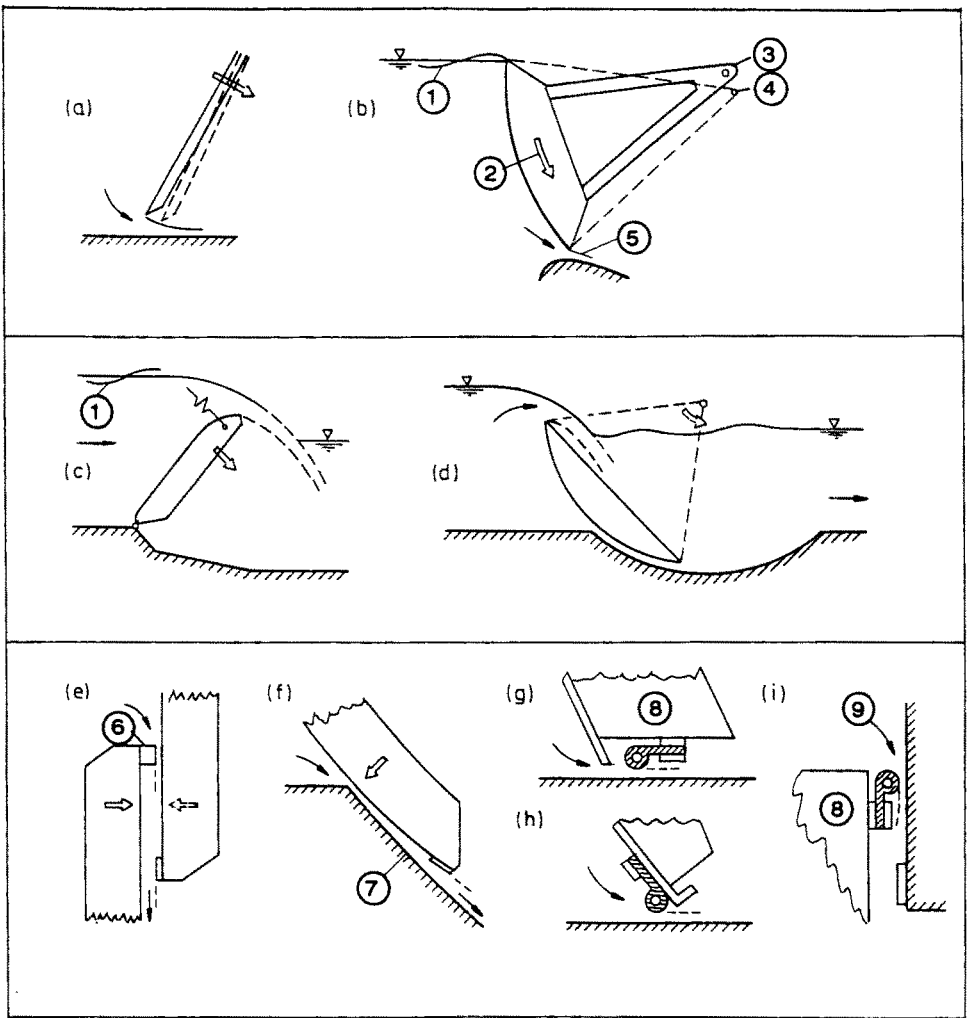


Fig. 40

Examples of gates for which movement-induced excitation may occur
[after Naudascher, 1991]

*Exemples de vannes exposées au risque d'excitation induite par le mouvement
[d'après Naudascher, 1991]*

- | | |
|--|---|
| (a) Inclined gate skinplate | (a) <i>Tablier incliné</i> |
| (b) Radial gate with eccentric trunion | (b) <i>Vanne segment à axe de rotation excentré</i> |
| (1) Wave | (1) <i>Onde</i> |
| (2) Vibration direction | (2) <i>Direction des vibrations</i> |
| (3) Trunion center | (3) <i>Axe de rotation</i> |
| (4) Geometric center | (4) <i>Centre géométrique</i> |
| (5) Not necessarily submerged | (5) <i>Éventuellement émergé</i> |
| (c) Bascule gate | (c) <i>Vanne clapet</i> |
| (1) Wave | (1) <i>Onde</i> |
| (d) Rising sector gate | (d) <i>Vanne secteur lors de la montée</i> |
| (e) Double leaf gate | (e) <i>Vanne à deux tabliers</i> |
| (6) Seal | (6) <i>Étanchéité</i> |
| (f) Submerging radial gate | (f) <i>Vanne segment lors de la descente</i> |
| (7) Apron | (7) <i>Coursier</i> |
| (g) Music note seal, bottom of gate | (g) <i>Étanchéité « en note de musique » sur le bord inférieur de la vanne</i> |
| (8) Gate | (8) <i>Vanne</i> |
| (h) Music note seal, front of gate | (h) <i>Étanchéité « en note de musique » sur la face avant de la vanne</i> |
| (i) Music note seal, top of gate | (i) <i>Étanchéité « en note de musique » sur l'arête supérieure de la vanne</i> |
| (9) Gate well | (9) <i>Paroi du puits</i> |

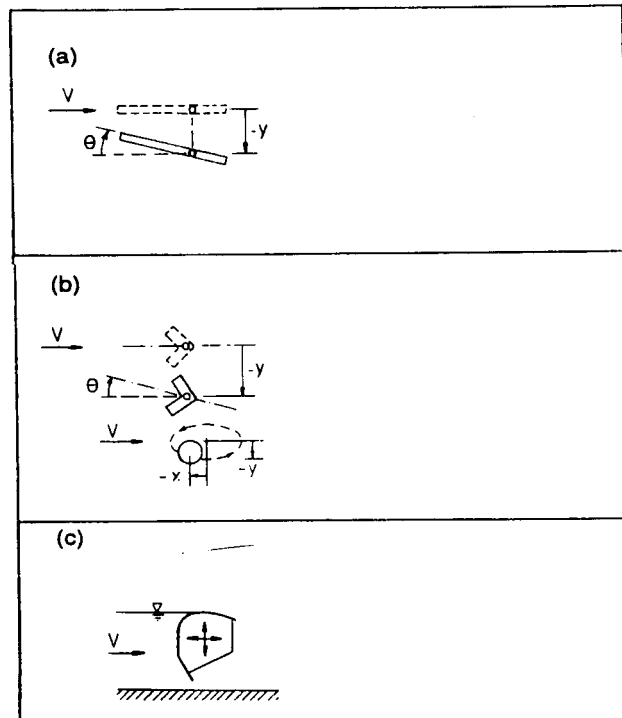


Fig. 41

Examples of movement-induced excitation related to mode coupling
[after Naudascher and Rockwell, 1994]

*Exemples d'excitation induite par le mouvement, liée au couplage des modes
[d'après Naudascher & Rockwell, 1994]*

- | | |
|--|---|
| (a) Slender structural members in a cross flow | (a) <i>Éléments élancés dans un écoulement transversal</i> |
| (b) Short, bluff structural members in a cross flow, bodies subject to coupled-mode galloping or wake- induced flutter | (b) <i>Éléments courts et de grosse taille dans un écoulement transversal, corps sujets au « galloping » en cas de couplage ou au battement induit par le sillage</i> |
| 1. Hook beam | 1. <i>Cornière</i> |
| 2. Stranded cable | 2. <i>Câble</i> |
| (c) Long-span gate with flow through a small gap,
May occur with or without overflow | (c) <i>Vanne de grande portée, écoulement passant par une faible ouverture, avec ou sans déversement par-dessus</i> |

5. VIBRATION DES GRILLES

5.1. BUT DES GRILLES ET PROBLÈMES CONNEXES

Les ouvrages d'évacuation des barrages sont souvent munis de grilles. Si le but du barrage est uniquement la maîtrise des crues, les ouvrages d'évacuation sont relativement importants, et il y a donc peu de risque de blocage de la conduite (ou de la vanne) par des objets de taille inférieure à la plus petite dimension de celle-ci. Dans ce cas, les grilles ont peu d'intérêt, et l'on se contente de disposer un dispositif (poutres horizontales ou verticales) à l'entonnement, destiné à empêcher l'entrée des corps de grandes dimensions (arbres, ...). Cependant, pour les prises d'eau d'usine hydroélectrique, les grands objets qui pénétreraient dans le circuit risquent de se loger au niveau de la vanne de pied ou du distributeur, voire dans la roue de la turbine. Ainsi, dans ce cas, on prévoit normalement une grille dont l'espacement entre barreaux ne dépasse pas 10 à 15 cm. Cet espacement dépend du type de matériel à protéger. Les valeurs types du passage libre entre barreaux des grilles de prises d'eau sont présentées dans le tableau ci-dessous en fonction du type de turbine :

TYPE DE TURBINE	ESPACEMENT DES BARREAUX
Pelton	1/5 du diamètre de l'injecteur
Francis ou Kaplan d'importance moyenne	5 à 8 cm
Grande Kaplan	8 à 15 cm
Grande Francis	12 à 22 cm

Souvent, ce sont les contraintes d'environnement qui fixent à la fois la vitesse maximale de l'écoulement à l'approche de la grille et le passage libre maximal entre barreaux. Ainsi, dans l'État de Californie (E.-U.), la vitesse d'approche peut être limitée à 0,2 m/s et le passage libre entre barreaux ne doit pas dépasser 1,0 cm en cas de risque d'impact de poissons juvéniles anadromes contre la grille.

En pratique, les cas de vibration dangereuse des grilles de protection sont fréquents. La mise en vibration des barreaux individuels provient du décollement périodique de tourbillons au niveau du bord d'attaque ou de fuite, ou de l'alternance de décollements au niveau de l'arête amont et de l'arête aval située du côté opposé. Cette dernière condition, qui se présente lorsque la direction du courant n'est pas normale à l'axe du barreau, favorise particulièrement les vibrations rotatives et plongeantes. Ainsi, le risque de vibrations nocives est accentué lorsque l'écoulement est non permanent ou lorsque celui-ci fait un angle avec le barreau

5. VIBRATION OF TRASHRACKS

5.1. PURPOSE OF TRASHRACKS AND ASSOCIATED PROBLEMS

Trashracks are nearly always an integral part of the outlet works for all dams. If the function of the dam is flood control alone, the outlet works are relatively large and there is little opportunity for objects smaller than the least dimension of the conduit (or control gate) to become lodged in the conduit. For such cases there is little need for trashracks; large beams or columns are then installed at the entrance to the conduit to prevent large objects, such as trees from entering. However, for power intakes, large material entering the outlet works can become lodged in the shut-off valve, the wicket gates, or even in the turbine runner. Thus, for power intakes it is common to space trashrack members to provide clear openings of not more than 10 to 15 centimeters. This minimum dimension is dependent upon the type of equipment protected. The following table gives typical recommended clear openings between trashrack bars on power intakes for various types of turbines :

TYPE OF TURBINE	BAR SPACING
Impulse Turbines	1/5 of Nozzle Diameter
Medium Francis and Kaplan	5 to 8 cm
Large Kaplan	8 to 15 cm
Large Francis	12 to 22 cm

Often, environmental requirements will control both the maximum velocity approaching the trashrack and the maximum clear spacing of bars. For example, in the State of California in the United States, the maximum approach velocity may be limited to 0.2 m/s while the clear spacing between bars must not be more than 1.0 cm where there is concern that migrating juvenile anadromous fish could be impinged on the rack.

In practice dangerous vibrations of trashracks have been experienced frequently. Vibrations of individual bars are caused by periodic shedding of vortices from their leading or trailing edges or by the separation of vortices from an upstream corner and a downstream corner on the opposite side of the member in an alternating fashion. The latter condition occurs when flow approaches the rack at an angle and is particularly conducive to both rotational and plunging vibrations. Thus, the potential for damaging vibrations is increased if the flow approaching the rack is non-uniform or approaches at an angle in the horizontal plane. Vibrations of

dans le plan horizontal. La mise en vibration de l'ensemble de la grille, d'éléments de celle-ci, ou du support peut également provenir des variations de pression dues au passage des aubes de la roue de la turbine, des turbulences dans l'écoulement d'approche, ou des variations de pression dues aux coups de bélier dans l'aspirateur.

5.2. RÉPONSE DYNAMIQUE DES GRILLES

Dans le chapitre 3.2, on a vu les aspects généraux des vibrations et on a développé l'équation unidimensionnelle du mouvement d'un corps simple (équation 2.1). Les équations du mouvement des membrures d'une grille sont plus difficiles à établir puisque les extrémités de celles-ci sont encastrées (au moins partiellement), et la masse du corps est répartie. Il s'agit maintenant d'appliquer les méthodes présentées au cas des grilles. Cependant, il en résulte un système d'équations qui sont non-linéaires pour l'amortissement et qu'il faut donc résoudre par voie numérique. Néanmoins, on peut tenir compte des principes généraux présentés au chapitre 2.2 pour expliquer le comportement de la grille sous l'effet des sollicitations non permanentes appliquées par l'écoulement. La sollicitation dominante est généralement celle, périodique, résultant du décollement de tourbillons. Tout d'abord, si la fréquence naturelle de la membrure est proche de celle de la sollicitation périodique, il y aura résonance, la membrure étant soumise à des vibrations de grande amplitude, dont la fréquence est celle de la sollicitation non permanente. C'est la condition la plus dangereuse : les oscillations risquent de s'amplifier, n'étant peut-être limitées que par la rupture ou par l'amortissement. La rupture des grilles résultant de cette instabilité est un problème courant [Edison Electric Institute, 1978]. Une grille comportant un grand nombre d'éléments de section et de longueur différentes, il est assez probable que la fréquence naturelle d'un ou de plusieurs de ces éléments va se trouver en résonance avec une quelconque des sollicitations périodiques en présence. De plus, les supports maintenant la grille sont également immergés dans l'écoulement, et peuvent éventuellement vibrer. Puisque l'écoulement passant par la grille est plus ou moins continu, l'élément vibrant est exposé à un très grand nombre de cycles de vibration en un délai assez court. Dans ces conditions, si les barreaux sont le siège de vibrations d'amplitude suffisamment importante pour provoquer des flexions notables, le cumul des cycles de vibration risque d'aboutir très rapidement à la rupture par fatigue.

L'écartement des barreaux influence les dimensions globales de la grille. Un écartement plus faible réduisant le passage libre, la surface globale de la grille est plus importante. La vitesse maximale admissible influence la perte de charge sur la grille et par là, le risque de mise en vibration des différents éléments de la grille. Le dimensionnement doit viser à minimiser les pertes de charge tout en évitant les conditions (écoulement, géométrie, caractéristiques dynamiques) favorisant les vibrations dangereuses.

Les grilles sont généralement composées d'un certain nombre de panneaux, chacun comportant un cadre porteur rigide sur lequel sont soudés des barreaux verticaux. Ces barreaux verticaux sont munis de profilés horizontaux de support et de raidissement. Les grands entonnements sont protégés par plusieurs panneaux,

the entire rack, the individual members, or of supporting structural members can also be due to pressure oscillations arising from passage of blades on the turbine runner, to large-scale turbulence in the approaching flow, or to pressure fluctuations arising from draft-tube surging.

5.2. DYNAMIC RESPONSE OF TRASHRACKS

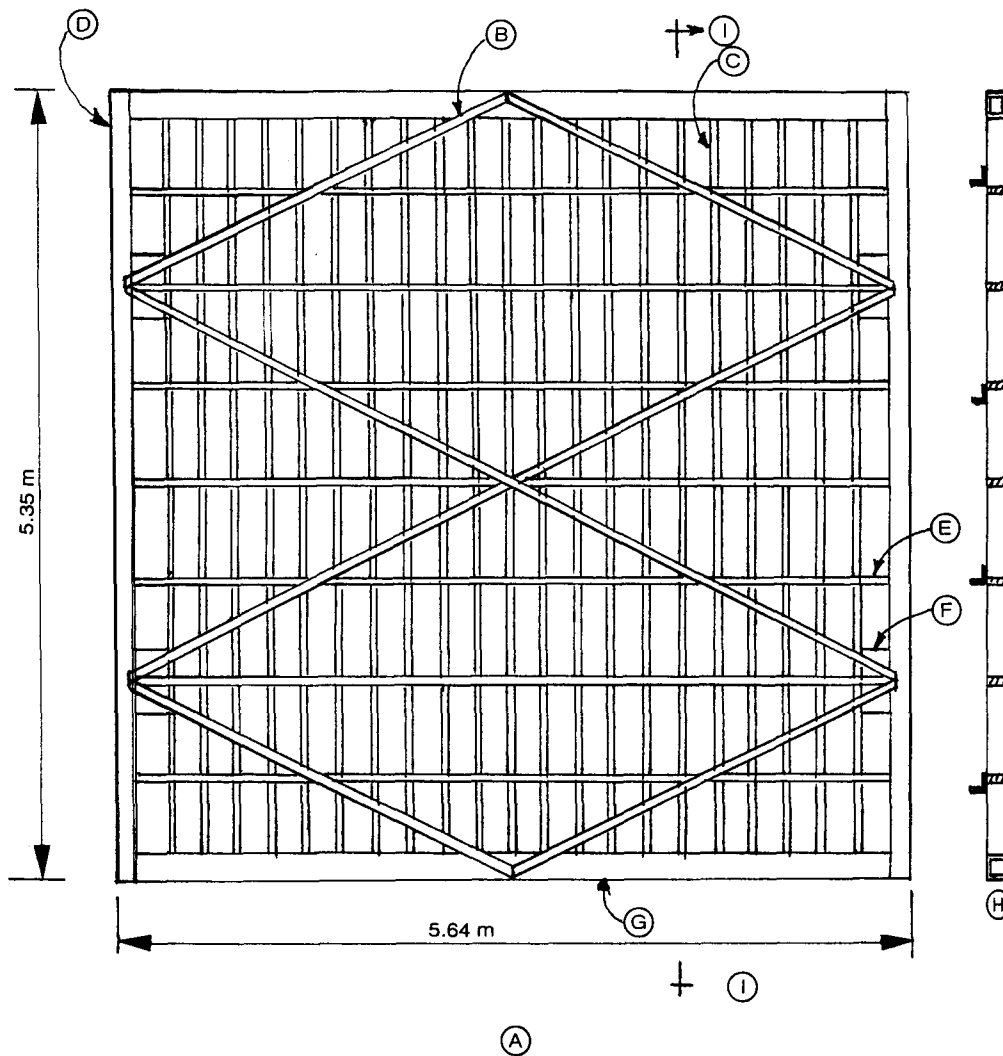
Section 3.2 discussed the general aspects of vibration and developed the one-dimensional equation of motion for a simple body (Eq. 2.1). The equations of motion for the members of a trashrack are more difficult to develop since the ends of the members are at least partially fixed and the mass of the body is distributed. The methods discussed need to be applied to the trashrack. However, the result is a system of equations which are nonlinear in the damping terms and, therefore, must be solved numerically. Nevertheless, the general principles of vibrations, formulated in Section 2.2, can be considered to explain the behavior of the trashrack under the unsteady loads applied to it by the flow. The load of most concern is usually the periodic loads produced by shedding vortices. First of all, if the natural frequency of a member is close to that of the periodic load, resonance will occur and the member will undergo large-amplitude vibrations at the frequency of the unsteady load. This is the most dangerous situation since the oscillations can grow and may only be limited by structural failure or by damping. Structural failure of trashracks is a common problem as a result of this instability [Edison Electric Institute 1978]. A trashrack has many members of different length and size so that the natural frequency of one or more of the members may have a reasonable chance of being in resonance with some of the periodic loads which occur. In addition, structural members which support the rack are immersed in the flow and may also have a potential to vibrate. Since water flows through the trashrack more or less continuously, it does not take a long time for a vibrating member of the trashrack to experience a very large number of vibration cycles. Thus, if the bars are vibrating with an amplitude large enough to produce significant bending stress, the accumulation of vibration cycles can quickly lead to failure by fatigue.

The maximum clear spacing between bars affects the required overall size of the trashrack. A smaller bar spacing reduces the clear opening and, thus, requires a larger gross area for the rack. The maximum velocity to be allowed affects the headloss through the rack and the tendency for the various parts of the rack to vibrate. The designer must attempt to minimize the headloss through the rack and still avoid flow conditions, geometry, and dynamic characteristics that could result in damaging vibrations.

Typical trashracks are assembled in panels made up of a stiff structural frame to which vertical bars are welded. The vertical bars are in turn supported and stiffened laterally by horizontal members. Large openings are spanned by several panels which are bolted to and supported by intermediate structural members.

fixés par boulonnage sur des supports intermédiaires. Les dimensions des panneaux sont généralement : largeur = 2,5 à 6 m; hauteur = 1,5 à 3,0 m. Un exemple de grille courante est présenté dans la Fig. 42; la Fig. 43 montre les détails des barreaux. Pour les barreaux verticaux, la section la plus utilisée est un plat de rapport profondeur (dimension amont-aval)/épaisseur (d/t) d'au moins 4. Une section plus profonde ($d/t \geq 21$) est parfois choisie lorsque la grille doit participer à la répartition des vitesses à l'aval, qui soit suffisamment uniforme pour être compatible avec une grande turbine bulbe.

Chaque élément de la grille, et de sa structure porteuse, est exposé à l'écoulement principal et, ainsi, à des risques d'excitations induites par les perturbations externes, par les instabilités de l'écoulement ou par les déplacements (voir Fig. 6).



Trashrack panels are generally constructed with widths of 2.5 to 6 meters and heights of 1.5 to 3.0 meters. Fig. 42 shows a typical trashrack design while Fig. 43 shows the details of the bar arrangement. The most commonly-used vertical bars are flat with ratios of depth to thickness (d/t) of 4 or greater. Deeper bars with $d/t = 21$ or greater are sometimes used when the rack must also aid in creating a velocity distribution downstream which is uniform enough to be acceptable for a large bulb-type turbine.

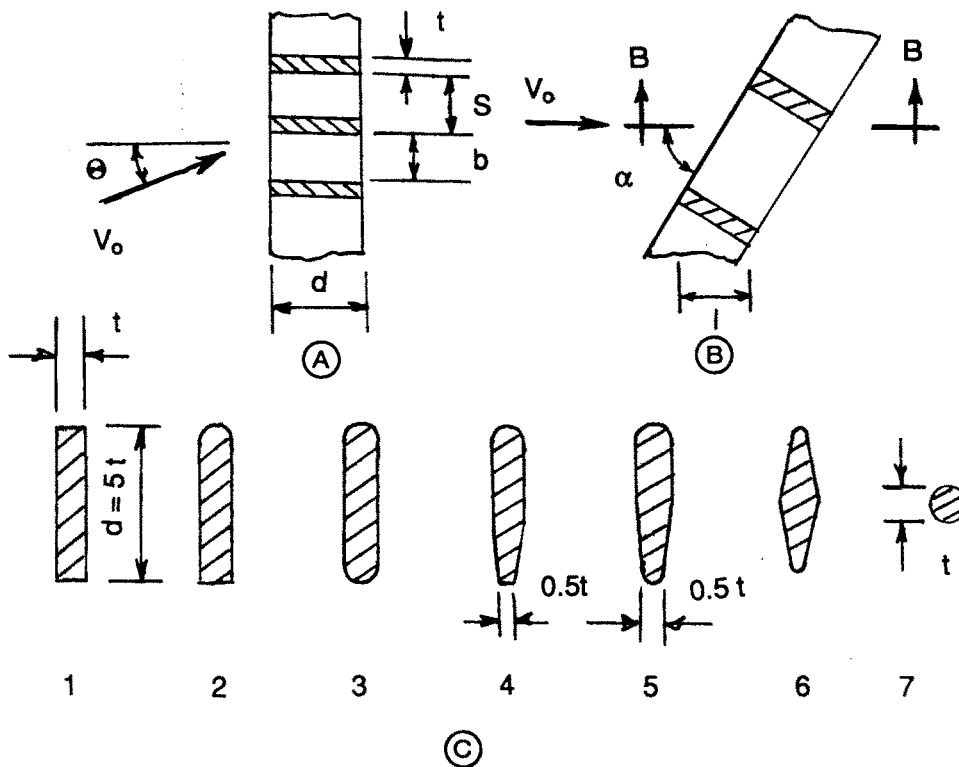
Each individual member of a trashrack, as well as its structural supports, is exposed to the main flow and is, thus, potentially susceptible to extraneously-induced, instability-induced, and movement-induced excitations (see

Fig. 42

Typical trashrack arrangement

Disposition caractéristique d'une grille de protection

- | | |
|---|--|
| (A) Frontal view | (A) <i>Vue de front</i> |
| (B) 10 cm x 3 cm x 10 mm structural angle | (B) <i>Cornière 100 mm × 30 mm × 10 mm</i> |
| (C) 15 cm x 1.6 cm bar | (C) <i>Barreau 150 mm × 16 mm</i> |
| (D) 15 cm x 5 cm x 10 mm structural tube | (D) <i>Tube 150 mm × 50 mm × 10 mm</i> |
| (E) 15 cm x 10 mm bar | (E) <i>Traverse 150 mm × 10 mm</i> |
| (F) 10 mm thick welding bracket | (F) <i>Gousset de soudage, ép. 10 mm</i> |
| (G) 16 cm x 5 cm x 10 mm structural tube | (G) <i>Tube 160 mm × 50 mm × 10 mm</i> |
| (H) Section I-I | (H) <i>Coupe I-I</i> |



Dans le premier cas, il s'agit parfois de perturbations de l'écoulement à l'amont ou à l'aval, telles que :

- Tourbillons à l'amont, créés par un ouvrage ou par des perturbations à l'amont. Ces tourbillons appliquent des forces non permanentes à la fois aux différents éléments et à l'ensemble des panneaux, créant des vibrations qui dépendent de la nature des tourbillons venant de l'amont et des caractéristiques dynamiques de la grille et de ses membrures.

- Turbulence à l'amont. Cette turbulence crée une succession de chocs ("buffeting") sur la grille et les membrures, de nature généralement aléatoire. Cependant, il peut exister dans ces turbulences des fréquences capables de déclencher des vibrations dont la fréquence est celle des éléments de la grille. Les grilles équipant les ouvrages de prise des retenues sont normalement exposées à un écoulement régulier à l'entonnement, avec peu de turbulences; mais l'écoulement peut néanmoins arriver de biais sur la grille.

Les sources d'excitation induite par les instabilités de l'écoulement sont notamment :

- Décollement périodique de tourbillons au niveau du bord d'attaque des éléments de la grille (§ 1.2 et 2.3). Ces tourbillons peuvent donner naissance à des

Fig. 43

Design details and typical bar shapes used in trashracks
Détails d'une grille et profilés utilisés pour les barreaux

(A) Section B-B
(B) Side view
(C) Bar shapes

(A) *Coupe B-B*
(B) *Vue de côté*
(C) *Formes des barreaux*

Fig. 6). Extraneously-induced excitation can occur as a result of disturbances in the approaching flow which may be created either upstream or downstream. Such disturbances could include :

- Vortices in the approaching flow created by upstream structures or disturbances. Such vortices can create unsteady forces on both the individual members and the panels and create vibrations which depend upon the nature of the arriving vortices as well as the dynamic characteristics of the rack and its members.

- Turbulence in the approaching flow. Turbulence produces a buffeting of the rack and its members which is generally random in nature. However, there may be frequencies in the turbulence which can trigger vibrations at the natural frequencies of the individual members. Trashracks on intake structures located on reservoirs generally experience smooth approaching flow with low levels of turbulence; however, the flow may still approach the trashrack at an angle.

Instability-induced excitation sources include :

- Vortices periodically shed from the leading edge of the individual members of the trashrack as described in Sections 1.2 and 2.3. Such vortices may initiate

vibrations dans la direction normale à l'écoulement (vibrations transversales) ou parallèle à celui-ci (vibrations longitudinales ou plongeantes).

- Décollement périodique de tourbillons au niveau du bord d'attaque avec recollement instable sur la partie aval de l'élément.
- Décollement périodique de tourbillons au niveau du bord de fuite de l'élément.
- Décollement périodique de tourbillons au niveau d'une arête amont et d'une arête aval de côté opposé, de manière alternative.

La fréquence ainsi que l'amplitude des vibrations des panneaux et des éléments des grilles dépendent de la nature de l'excitation et des caractéristiques mécaniques et dynamiques des éléments (notamment leur fréquence propre et leur caractéristiques d'amortissement). Puisque la géométrie (longueur, dimensions, forme) des différents éléments est différente, leurs fréquences propres diffèrent également, ainsi que leurs caractéristiques d'amortissement. Les grilles étant normalement assemblées par soudure, l'amortissement propre du cadre et des autres éléments est relativement peu important.

Dans les paragraphes suivants, on traite des caractéristiques hydrauliques des écoulements à travers les grilles, de considérations spéciales relatives aux vibrations, et des critères de dimensionnement destinés à réduire le risque de vibrations dangereuses.

5.3. PERTES DE CHARGE SUR LES GRILLES

Puisque les études de projet des grilles cherchent en toute logique à réduire la perte de charge totale à travers les grilles tout en barrant le passage des corps étrangers et en réduisant le risque de vibrations nocives, on traite également, dans le présent chapitre, du calcul des pertes de charge créées par la grille. Ces pertes sont fonction de la forme des profilés utilisés, de leur épaisseur et de leur écartement, ainsi que de la valeur de la vitesse de l'eau et de sa direction à l'amont. La Fig. 43 montre les sections des profilés souvent utilisés pour les barreaux verticaux. L'équation 5.1, attribuée à Kirschmer et présentée par Idel'cik [1966], permet de calculer la perte de charge ΔH créée par une grille en tenant compte seulement des barreaux verticaux :

$$\Delta H = B_1 K_1 (\sin \alpha) V_0^2 / 2g \quad (5.1)$$

B_1 = paramètre fonction de la forme de la section, g = accélération de la pesanteur, V_0 et α définis sur la Fig. 43. Le paramètre K_1 fait intervenir le rapport « passage total/passage net » selon la relation :

$$K_1 = (S/b - 1)^{4/3} \quad (5.2)$$

b et S étant définis sur la Fig. 43. L'équation 5.1 reste valable pour $d/t = 5$, $b/S < 0,5$, et le nombre de Reynolds $V_b b/V > 10^4$. Dans cette formulation du nombre de Reynolds, V_b est la vitesse moyenne à travers le passage libre entre barreaux. Le

vibrations of the members in a direction normal to the flow (transverse), or parallel to the flow (streamwise or plunging).

- Periodic shedding of vortices from the leading edge and unstable reattachment of those vortices to the downstream portion of the member.
- Periodic shedding of vortices from the trailing edge of the member.
- Periodic shedding of vortices from an upstream corner and a downstream corner on the opposite side in an alternating pattern.

The frequency and amplitude of the vibrations which trashrack panels and their individual members can experience will depend upon the character of the excitation and also upon the structural-dynamic characteristics of the members including natural frequency and damping. Since the various members in the rack differ in size, length and shape, the natural frequencies of the members also vary as do their damping characteristics. Since trashracks are normally of welded construction, the degree of damping inherent in the frame and members of the rack is relatively small.

The following sections describe the hydraulics of flow through trashracks, develop special considerations relative to vibration, and propose design criteria to be used in order to minimize the possibility of damaging trashrack vibrations.

5.3. HEADLOSS THROUGH TRASHRACKS

Because the process of design logically attempts to minimize total headloss through the trashrack while simultaneously preventing the passage of potentially damaging debris and minimizing the potential for damaging vibrations, consideration in this section is also given to calculation of headloss produced by the trashrack. Headloss through a trashrack is a function of the bar shape, thickness, and spacing, as well as the magnitude and direction of the approaching velocity. Fig. 43 shows cross sections which have often been used for the vertical bars. Equation 5.1, credited to Kirschmer and presented by Idel'cik [1966], can be used to calculate the headloss ΔH through a trashrack due only to the vertical bars :

$$\Delta H = B_1 K_1 (\sin \alpha) V_0^2 / 2 g \quad (5.1)$$

where B_1 is a parameter depending upon the bar shape, g is the acceleration due to gravity and V_0 and α are as shown in Fig. 43. The parameter K_1 is computed in terms of the ratio of total-opening to net-opening as :

$$K_1 = (S/b - 1)^{4/3} \quad (5.2)$$

where b and S are defined in Fig. 43. Equation 5.1 is valid for $d/t = 5$, $b/S < 0.5$, and the Reynolds number $V_b b/V > 10^4$. In this formulation of the Reynolds number, V_b is the average velocity through the clear space between the bars. The following

Tableau ci-dessous donne les valeurs de B_1 en fonction des sections présentées dans la Fig. 43, formes courantes dans la réalisation des grilles :

Valeurs du paramètre B_1 (équation 5.1) pour les profilés présentés dans la Fig. 43

Profilé	1	2	3	4	5	6	7
B_1	2,34	1,77	1,77	1,00	0,87	0,71	1,73

Les valeurs de B_1 et de K_1 varient suivant l'angle formé par le vecteur de la vitesse d'approche de l'écoulement avec la normale au plan de la grille, la valeur des pertes de charge augmentant en fonction de l'augmentation de cet angle. Pour les valeurs inférieures à 30° , l'influence de cet angle sur les pertes de charge est faible; cette valeur limite est plus grande en cas de barreaux aux bords amont arrondis. Il faut noter cependant qu'un bord d'attaque arrondi peut augmenter le risque d'instabilité (voir plus loin). Pour les grilles de très grandes dimensions, les pertes de charges créées par les supports latéraux et intermédiaires peuvent atteindre 5 à 10 fois celles provoquées par les barreaux verticaux. Pour cette raison, la valeur totale des pertes de charge est calculée en additionnant les pertes calculées selon l'équation 5.1 et les pertes créées par les supports. De plus, en cas de corps étrangers pris dans la grille, la vitesse de l'écoulement sera augmentée par suite de la réduction du passage libre, avec augmentation des pertes de charge. Certains concepteurs majorent les pertes de charge, calculées pour une grille neuve, de 30 à 100 %, respectivement si le nettoyage est automatique ou manuel. Pour le calcul de la résistance mécanique nécessaire, la force totale appliquée à la grille est calculée à partir des pertes de charge, de la hauteur d'eau au-dessus de la grille, et de l'hypothèse de colmatage choisie.

Selon certains, la grille doit pouvoir supporter sans incident une force due à une charge différentielle amont/aval égale à la hauteur d'eau totale de la retenue. Cette règle est inapplicable aux barrages de grande hauteur; on préfère normalement prendre une charge différentielle de 3 à 4 m pour le dimensionnement mécanique.

5.4. CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES DES ÉLÉMENTS DE GRILLE

Afin d'éviter la mise en résonance d'un barreau (ou de plusieurs) avec les sollicitations périodiques inhérentes, il est nécessaire d'évaluer la fréquence propre de chacun des éléments de la grille. La relation ci-dessous permet cette évaluation avec une bonne précision [Sell, 1971] :

$$f_n = \frac{\alpha}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{M_E L^3}} \quad (5.4)$$

f_n = fréquence propre, E = module d'élasticité, I = moment d'inertie du barreau autour de sa fibre neutre, M_E = masse effective du barreau (masse du barreau + masse ajoutée), L = portée du barreau, α = coefficient dont la valeur dépend du degré d'encastrement des extrémités et de la raideur du cadre. En cas d'encastrement à chaque extrémité, $\alpha = 22,7$; en cas de support simple, $\alpha = 9,87$. En cas d'extrémités soudées, α varie normalement de 16 à 20 [Sell, 1971]. La masse

Table shows values of B_1 as a function of the bar shapes in Fig. 43, which have been commonly used in trashracks :

Values of the parameter B_1 in Eq. 5.1 for the bar shapes shown in Fig. 43

Type of Bar	1	2	3	4	5	6	7
B_1	2.34	1.77	1.77	1.00	0.87	0.71	1.73

The values of B_1 and K_1 will vary with the angle between the approaching velocity vector and the normal to the plane of the trashrack, with the headloss increasing with increasing angle of approach. The effect of angle of approach is a minor factor in headloss for angles up to 30° and is negligible for much larger angles if the upstream corners of the bars are rounded. However, as will be shown later in this section, the rounding of upstream edges of a bar can produce an increase in the potential for instability. For large racks the headloss produced by the lateral support members and the intermediate structural supports is as much as 5 to 10 times that produced by the vertical bars alone. Thus, the total loss through the rack must be computed by adding the loss as given by Eq. 5.1 to the loss created by the supporting members. In addition, any debris lodged on the rack will increase velocities through the clear portion of the rack resulting in an increase in head loss. The value of headloss used for design is assumed by some designers to be 30 % to 100 % greater than that calculated for a clear rack depending respectively upon whether the racks are cleaned automatically or manually. The total force on the trashrack, for use in structural design, is computed from the calculated headloss, assumed depth of water above the trashrack, and assumed percentage of blockage due to lodged debris.

Some designers recommend that the trashrack be designed to support the force due to a differential head equal to the total reservoir head. However, for high dams such a practice is not practical and it is common practice to use a differential head of 3 to 4 meters for structural design.

5.4. STRUCTURAL PROPERTIES OF TRASHRACK MEMBERS

To avoid resonance between one or more of the bars and the inherent periodic loading, it is necessary to estimate the natural frequency of each of the individual members of the rack. The following equation can be used to estimate the natural frequency of the individual bars with a reasonable accuracy [Sell 1971] :

$$f_n = \frac{\alpha}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{M_E L^3}} \quad (5.4)$$

where f_n is the natural frequency, E is the modulus of elasticity, I is the moment of inertia of the member about its neutral axis, M_E is the effective mass of the bar (mass of the bar plus added mass), L is the unsupported length of the bar, and α is a coefficient whose magnitude depends upon the degree to which the ends of the members are fixed to the supporting frame as well as the stiffness of the structural frame. If both ends of the bar are fixed $\alpha = 22.7$, and if both ends are

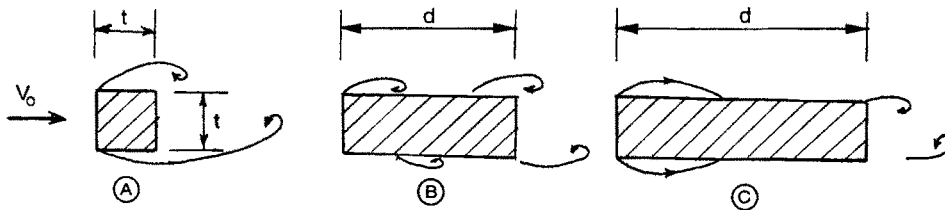
ajoutée des barreaux rectangulaires dépend de leur écartement. Sur la Fig. 9, on voit que la masse ajoutée M_A d'un barreau isolé de longueur L et de profondeur d est $M_A = (\pi/4) \rho d^2 L$, ρ étant la densité de l'eau. Pour une série de barreaux parallèles, la masse ajoutée est donnée, avec une précision satisfaisante, par :

$$M_A = L b d \rho \quad (5.5)$$

Pour une série de barreaux parallèles de section circulaire de diamètre d , la masse ajoutée est égale à la masse du volume d'eau déplacé par le barreau multipliée par le rapport b/d . Pour les tubes creux de section circulaire, il convient de tenir compte de la masse d'eau à l'intérieur du tube.

5.5. VIBRATIONS DES ÉLÉMENTS INDIVIDUELS

Les tourbillons créés par un élément de grille sont de trois types (Fig. 44). L'élanement d/t de la section détermine l'origine de l'excitation induite par l'instabilité de l'écoulement. Pour $d/t < 3$ (ou < 2 si l'écoulement est turbulent), les tourbillons décollent au niveau du bord d'attaque (Fig. 44 A), même si les arêtes amont sont légèrement arrondies; les vibrations sont créées par le phénomène des files de tourbillons de Bénard-Karman; selon la fréquence propre de l'élément et sa forme, elles peuvent provoquer un "galloping". Pour $3 < d/t < 16$, les tourbillons, décollés du bord d'attaque, reprennent contact plus à l'aval (Fig. 44 B). Pour $d/t > 16$, ceux-ci se recollent sur l'élément, des tourbillons moins importants se détachant du bord de fuite avec pour résultat un sillage relativement faible (Fig. 44 C).



On a vu, en 2.2 et 4.1 ci-dessus, que la section d'un élément de la structure conditionne la fréquence à laquelle les tourbillons se décollent. Ce phénomène peut s'exprimer sous forme adimensionnelle : c'est le nombre de Strouhal $S = ft/V$ (équation 2.5). Si la valeur de celui-ci est généralement fonction du nombre de Reynolds, elle reste essentiellement constante pour les sections normalement utilisées pour la réalisation des grilles, dans le domaine des valeurs du nombre de Reynolds rencontrées sur les prototypes. La Fig. 45 indique les nombres de Strouhal correspondant à six différentes sections courantes de barreaux de grille.

simply-supported $\alpha = 9.87$. When the ends of the members of a trashrack are welded, α normally ranges from 16 to 20 [Sell 1971]. The added mass of rectangular bars M_A depends upon the spacing between the bars. Fig. 9 shows that the added mass of an isolated bar with length L and depth d can be computed as $M_A = (\pi/4) \rho d^2 L$ where ρ is the density of water. For multiple parallel bars the added mass can be adequately approximated as :

$$M_A = L b d \rho \quad (5.5)$$

For multiple parallel bars having a circular cross section with diameter d , the added mass is equal to the mass of the volume of water displaced by the bar multiplied by the ratio b/d ; in the case of a hollow circular tube the mass of water within the tube must be included.

5.5. VIBRATIONS OF INDIVIDUAL MEMBERS

The individual vortices which are shed by a member may be one of three types as shown in Fig. 44. The aspect ratio d/t of the cross section of the individual members determines the manner in which instability-induced excitation occurs. For cross sections with $d/t < 3$ (2 if the approaching flow is turbulent), vortices are shed from the leading edges (as shown in Fig. 44 A) even if the upstream corners of the section are slightly rounded; vibrations are induced in the typical manner of the vortex street and, depending upon the natural frequency and shape of the member, may lead to galloping. For members with $3 < d/t < 16$, vortices are shed from the leading edge of the member and impinge further downstream as shown in Fig. 44 B. For members with $d/t > 16$ vortices shed from the leading edge reattach to the member and smaller vortices are shed from the trailing edge producing a relatively small wake as is shown in Fig. 44 C.


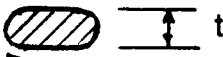


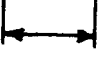
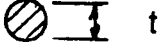

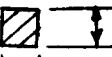
Fig. 44

Vortex shedding patterns created by flow past rectangular members
in low-turbulence flow [after Naudascher and Wang, 1993]

*Décollement des tourbillons au droit d'éléments, de section rectangulaire,
dans un écoulement de faible turbulence [d'après Naudascher et Wang, 1993]*

- | | |
|--|---|
| (A) $d/t < 3$, leading-edge separation | (A) $d/t < 3$: décollement sur bord d'attaque |
| (B) $3 < d/t < 16$, impinging leading-edge vortices | (B) $3 < d/t < 16$: impact de tourbillons décollés du bord d'attaque |
| (C) $d/t > 16$, trailing-edge vortex separation | (C) $d/t > 16$: décollement de tourbillons du bord de fuite |

As was discussed in Sections 2.2 and 4.1, the cross-sectional shape of a structural member directly controls the vortex-shedding frequency which can be expressed in dimensionless form as the Strouhal number $S = f t/V$ (Eq. 2.5). Although the Strouhal number is in general a function of the Reynolds number, it is essentially constant for the structural shapes commonly used as trashrack members in the range of Reynolds numbers which commonly exist for prototype structures. Fig. 45 shows Strouhal numbers for six typical structural shapes which have commonly been used as trashrack bars.

		<u>S</u>
 V_0		0.265
		0.255
		0.235
		0.200
		0.200
		0.155
	0.130	

Ces valeurs sont calculées à partir de la vitesse moyenne de l'écoulement à l'amont V_0 . On voit qu'un élément rectangulaire aux arêtes arrondies, dont la profondeur (longueur amont-aval) est égale à 2,83 fois l'épaisseur, est soumis à une force oscillante dont la fréquence est 70 % plus élevée que dans le cas du même élément aux arêtes vives. La raison en est que, dans le second cas, les tourbillons sont plus grands. La valeur critique du nombre de Strouhal est conditionnée par l'espacement entre barreaux : les valeurs présentées restent valables pour $d/t > 5$, elles augmentent lorsque l'écartement entre barreaux diminue. Par exemple, le barreau rectangulaire aux arêtes amont et aval arrondies (premier exemple en haut de la Fig. 45) présente un nombre de Strouhal égal à 0,265 pour $d/t > 5$, mais pour $d/t = 2$, il est de 0,460. Il est à noter qu'il y a de grands écarts dans les valeurs publiées pour les barreaux aux arêtes amont arrondies; il s'agit probablement du fait que la localisation du point de décollement sur le bord arrondi dépend étroitement de la rugosité de surface et de la géométrie précise de celle-ci, dont les caractéristiques ne sont pas bien définies.

Lors de l'étude d'une grille, il est préférable de prendre une valeur élevée pour S dans le calcul de la fréquence d'excitation, car la fréquence propre des barreaux est généralement élevée. Par ailleurs, il est souhaitable de prendre une valeur

Fig. 45

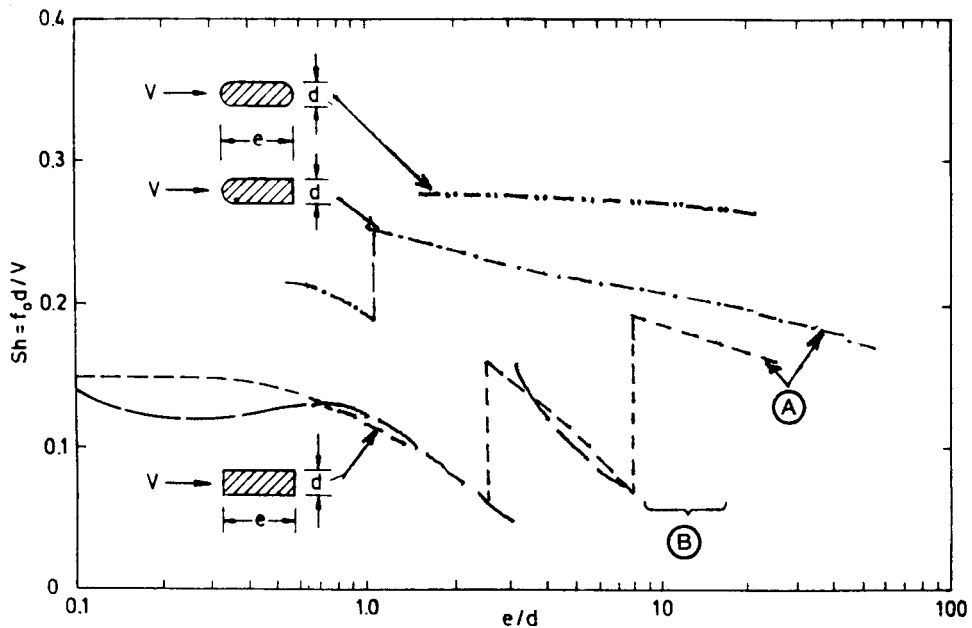
Limiting Strouhal numbers for six structural shapes commonly used as trashrack bars
[after Levin, 1957]

*Valeurs limites du nombre de Strouhal pour six différentes sections de barreau de grille
[d'après Levin, 1957]*

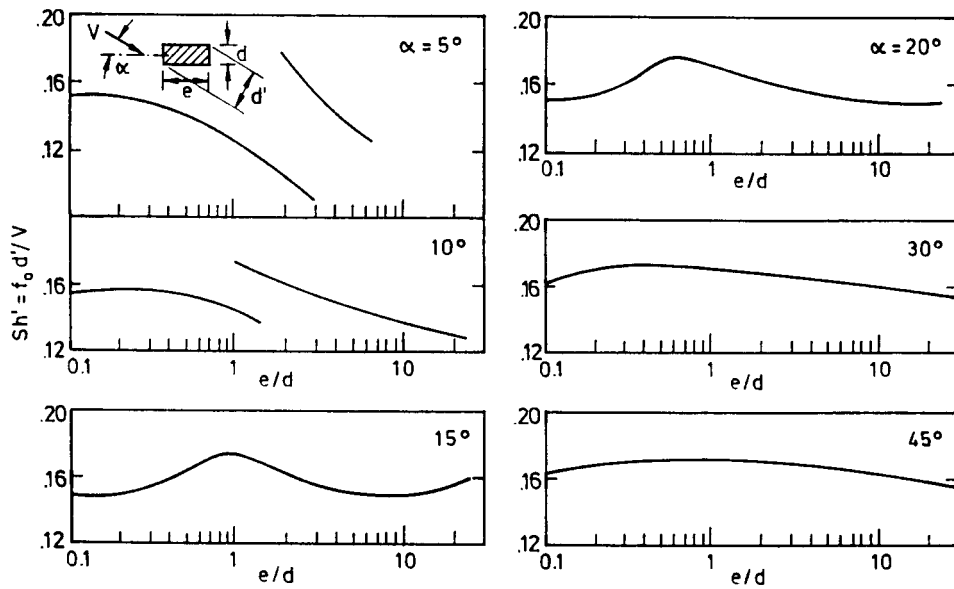
The Strouhal numbers shown in Fig. 45 are computed using the average approach velocity V_0 . Fig. 45 shows that a rectangular bar with depth equal to 2.83 times its thickness and having rounded corners is subject to an oscillating force with a frequency 70 % faster than the same bar with sharp edges; this is because the vortices shed by the bar with sharp edges are larger. The critical values of the Strouhal numbers are affected by the bar spacing; the values shown in Fig. 45 are valid as long as $d/t > 5$ with increases in Strouhal numbers occurring for smaller spacing. As an example, the bar rounded on both the upstream and downstream ends (the shape at the top of the list on Fig. 45) has a Strouhal number of 0.265 for $d/t > 5$, but if $d/t = 2$, the same bar will have a Strouhal number of 0.460. It should be noted that published values of Strouhal numbers for members with rounded upstream corners differ significantly in magnitude; this is probably because the location of the point of separation from a rounded boundary is very sensitive to roughness and geometric details, the characteristics of which may not be well defined.

When designing a trashrack it is usually advisable to use the larger values of S in computing the excitation frequency since the natural frequency of most bars tends to be large. It is also advisable to use the largest expected value of the

pessimiste (maximale) de la vitesse V_0 , parfois supérieure à la vitesse moyenne de deux à quatre fois. La Fig. 46 montre le nombre de Strouhal pour différentes sections aux bords d'attaque arrondis ou vifs et pour différentes valeurs du rapport d/t , mettant en évidence l'importante influence de l'élanement et de l'angle d'incidence sur la fréquence de décollement des tourbillons.



(a) $\alpha = 0^\circ$



approaching velocity, which can be in the range of 2 to 4 times the average velocity. Fig. 46 presents Strouhal numbers for cross sections having rounded and square leading edges and various values of d/t and shows that there is significant influence of aspect ratio and incidence angle on the vortex-shedding frequency.

Fig. 46

Strouhal number for a stationary rectangular member as a function of the geometric shape of the bar and the angle of approaching flow [after Naudascher et al., 1994]

Nombre de Strouhal d'un barreau immobile en fonction de la géométrie de la section et de l'angle d'incidence de l'écoulement [d'après Naudascher et al., 1994]

- | | |
|---|--|
| (A) Affected by boundary-layer characteristics | (A) <i>Influence des caractéristiques de la couche limite</i> |
| (B) No regular vortex shedding for large Reynolds numbers | (B) <i>Absence de décollement généralisé de tourbillons pour des valeurs élevées du nombre de Reynolds</i> |

La valeur de la force latérale appliquée aux barreaux est calculée à l'aide de l'équation 5.3 :

$$F_L = C'_L A (\rho V_0^2/2) \quad (5.3)$$

dans laquelle C'_L = coefficient de portance, A = surface projetée ($t \times d$) du barreau, V_0 = vitesse à l'amont, ρ = densité de l'eau. La composante variable de la force de traînée est calculée au moyen d'une équation analogue, en remplaçant C'_L par C'_D (coefficient de traînée). Les coefficients dynamiques de portance et de traînée sont non permanents, variant de 0 à un certain maximum, la valeur du premier étant supérieure à celle du second. L'incertitude sur la valeur de la force oscillante totale calculée (portance + traînée) provient du déphasage entre les tourbillons qui se décolent sur la longueur du barreau. Pour un barreau rond immobile, les tourbillons restent en phase sur une distance de seulement 0,5 à 2 fois le diamètre du barreau (longueur de corrélation) [Gerlach & Dodge, 1970]. Pour un cylindre circulaire, un coefficient de portance égal à 0,5 est assez précis, mais n'est valable que sur la longueur de corrélation. Cette longueur devient bien plus grande après mise en vibration.

5.6. RÉPONSE DES ÉLÉMENTS DE GRILLE

On a vu que les vibrations des éléments constitutifs d'une grille étaient généralement dirigées suivant le plan de la grille (vibrations transversales) et normalement à celui-ci (vibrations plongeantes). De plus, les éléments dont la valeur du rapport d/t est relativement élevée sont parfois soumis à des vibrations rotatives. La fréquence des vibrations transversales est celle du décollement des tourbillons. Celle des vibrations plongeantes est deux fois plus élevée, le barreau subissant deux cycles de déplacements amont-aval pour un cycle de déplacements transversaux. Ainsi, la mise en mouvement dans le sens amont-aval risque d'être déclenchée par un écoulement dont la vitesse est deux fois moindre que celle nécessaire à l'apparition de vibrations transversales.

Il est à noter que la forme de la section conditionne l'instabilité des tourbillons. Cette instabilité peut être à l'origine de "l'excitation induite par le mouvement" définie au chapitre 2.3. Ces sections instables génèrent un sillage qui est plus large que l'élément lui-même, qui provoque une plus grande circulation autour de l'élément, et qui crée des forces de portance et de traînée plus élevées. Plus grands sont les déplacements de l'élément, plus marqué est cet effet et plus importantes sont les forces correspondantes. Si, en principe, l'excitation induite par l'écoulement est réduite pour les grandes amplitudes de vibration, la limite pratique correspond à la rupture de la structure, ou l'amplitude est limitée par l'amortissement. Dans la Fig. 47 on voit des sections stables et instables, ces dernières devant être proscrites pour la réalisation de matériels noyés dans l'écoulement.

Selon la forme des barreaux et les sollicitations, un élément de grille peut être soumis à des vibrations transversales, plongeantes ou rotatives. Le décollement des tourbillons sur le bord d'attaque (cas courant pour $d/t < 3$) provoque généralement des vibrations transversales. Le recollement de ces tourbillons ($3 < d/t < 16$) a le même résultat. Le décollement des tourbillons au droit du bord de fuite ($d/t > 16$) provoque des vibrations transversales également, mais, les tourbillons étant de plus

The magnitude of the lateral force on the bars can be computed using Eq. 5.3 :

$$F_L = C'_L A (\rho V_0^2/2) \quad (5.3)$$

where C'_L is the lift coefficient, A is the projected area ($t \cdot d$) of the bar, V_0 is the approach velocity, and ρ is the density of water. The fluctuating part of the drag force is computed by a similar equation except that a coefficient of drag C'_D is used. Both the dynamic lift and the drag coefficients are unsteady and vary from zero to a maximum with the lift coefficient being larger by an order of magnitude. Computation of the magnitude of the total fluctuating lift and drag forces is uncertain because the shed vortices are not in phase over the full length of the bar. For a stationary circular bar, the vortices are in phase for only 0.5 to 2 bar diameters (correlation length) [Gerlach and Dodge 1970]. A lift coefficient of 0.5 can be used for circular cylinders with reasonable accuracy, but it is applicable only over that part of the member equal to the correlation length. Once a bar begins to vibrate, the correlation distance becomes much longer.

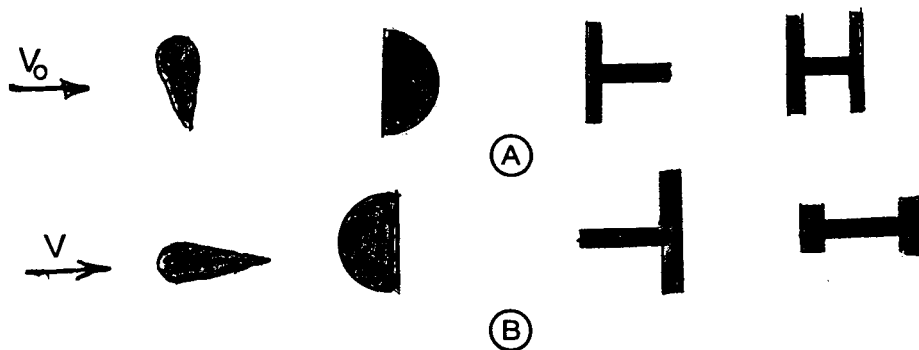
5.6. RESPONSE OF TRASHRACK MEMBERS

As was pointed out earlier, individual trashrack members can generally vibrate in directions parallel-to (transverse) and normal to the plane of the rack (plunging). In addition members with relatively large values of d/t may be flexible enough to undergo rotational vibrations. Vibrations in the transverse direction take place with the vortex shedding frequency. However, in the plunging direction, the bars will vibrate with twice the frequency of the shed vortices because the bar will complete two cycles of upstream to downstream movement as it completes one cycle of motion from side to side. Thus, plunging motion of the rack can be triggered by reduced velocities that are half of those that trigger transverse vibrations.

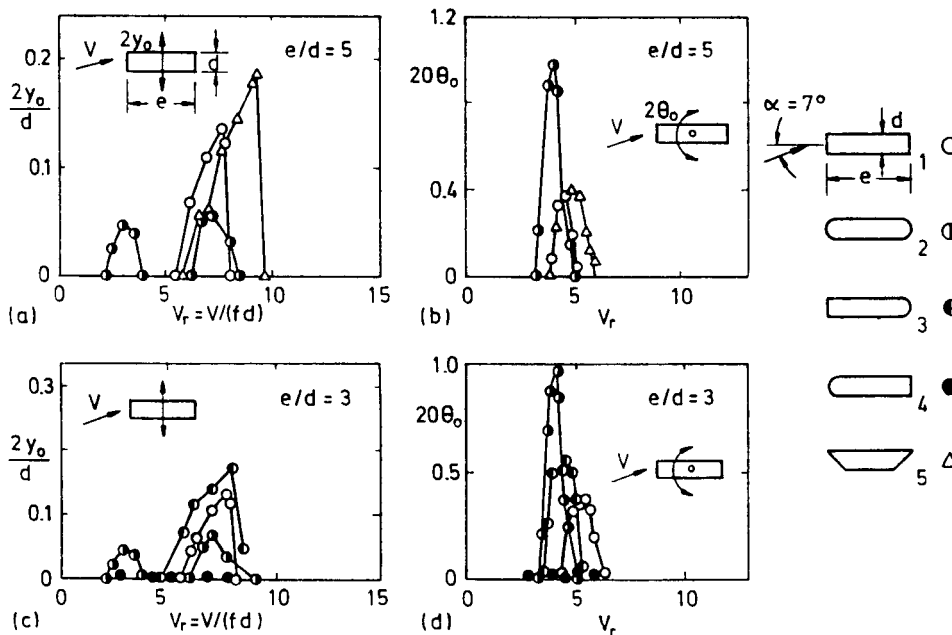
It should be noted that the instability of generated vortices is greater for some cross sectional shapes than for others. This instability can result in "Movement Induced Excitation" as described in Section 2.3. Such shapes produce wakes which tend to be larger than the member, stimulate relatively greater circulation around the member, and cause greater lift and drag forces. The further the member moves the more pronounced is the effect and the greater the resulting forces. Although flow excitation is reduced at large amplitudes of vibration, the practical limit is reached when the member fails structurally or the amplitude of vibration is limited by structural damping. For illustration, Fig. 47 shows some common shapes which are stable as well as other shapes which are not and should not be used for structural members immersed in a flow.

Depending upon the structural shapes and the loading, a trashrack member can vibrate transversely, in a plunging mode, or rotationally. Leading-edge vortex separation, which generally occurs for members with $d/t < 3$, will usually result in transverse vibrations. Impinging leading-edge vortices, which generally occur for $3 < d/t < 16$, will also cause transverse vibrations. Trashrack members subject to trailing-edge vortex shedding ($d/t > 16$) will be subject to transverse vibrations, but

faibles dimensions, ce cas n'est pas déterminant pour le calcul de la grille. Dans le cas d'éléments d'élanement relativement grand ($d/t > 5$) soumis à un écoulement présentant un angle d'attaque, il peut apparaître un régime dans lequel les tourbillons décollent alternativement d'une arête amont et de l'arête opposée à l'aval. Dans ce cas, l'élément est soumis à des vibrations rotatives et plongeantes, un régime dangereux puisque la sollicitation globale sera plus sévère que pour les autres modes de vibrations.



Dans la Fig. 48, on voit les conséquences que peut avoir la modification de la forme de la section des barreaux, vis-à-vis des vibrations transversales et rotatives. Ces données ont été obtenues pour un écoulement de faible turbulence, celui-ci arrivant sur l'élément étudié selon un angle de 7° par rapport à l'axe longitudinal [Shiraishi & Matsumoto, 1983]. On voit que certaines modifications mineures font nettement varier la stabilité des éléments.



since the shed vortices are smaller and the wake is smaller, this pattern is generally not critical for design. If relatively deep members ($d/t > 5$) are subject to flow approaching at an angle, a vortex pattern which alternately sheds vortices from a corner of the leading edge and an opposite corner on the trailing edge, can arise. The latter pattern tends to cause the bar to rotate and plunge, a dangerous mode since the combined motion will usually produce larger combined stresses in the member than result for other modes.

Fig. 47

Stable and unstable cross-sectional shapes for structural members in a flow
Éléments dans un écoulement : sections stables et sections instables

(A) Unstable shapes
 (B) Stable shapes

(A) *Sections instables*
 (B) *Section stables*

Fig. 48 shows the effects that some modifications to cross sectional shapes have on both transverse and rotational response to excitation. As is shown on the figure, the shapes were studied in low turbulence and with an angle between the longitudinal axis of the member and the approaching flow of 7 degrees [Shiraishi and Matsumoto 1983]. The figure shows that relatively minor changes can result in significant changes in stability.

Fig. 48

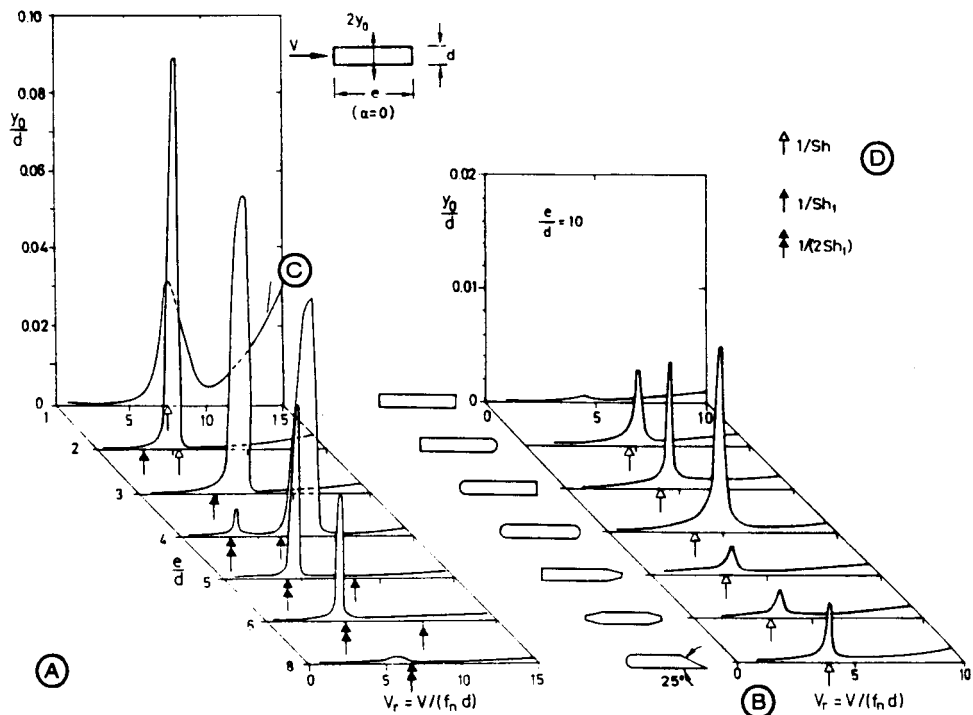
Effect of modifications to cross-sectional shape on dynamic response to flow.

Flow approaches at an angle of incidence of 7°; (a) and (c) relate to transverse vibrations, (b) and (d) relate to rotational vibrations; (tests conducted in air) [after Naudascher et al., 1994]

Effet de modifications apportées à la géométrie de la section des barreaux sur leur réponse dynamique aux sollicitations appliquées par l'écoulement.

Écoulement avec angle d'incidence de 7°; (a) et (c) sont relatifs à des vibrations transversales; (b) et (d) sont relatifs à des vibrations rotatives; (essais réalisés dans l'air) [d'après Naudascher et al., 1994]

La Fig. 49 montre la réponse de barreaux de différentes sections, pouvant vibrer dans le sens transversal. Les résultats illustrés aux Fig. 48 et 49 montrent que les barreaux rectangulaires sont à préférer en général, et qu'un élancement d'au moins $d/t = 8$ est souhaitable. Selon la Fig. 49, les barreaux d'élancement inférieur sont instables en vibration transversale et rotative : en outre, toute modification, même légère, de la section de ces barreaux (arrondi sur les arêtes amont, ...) peut aggraver les risques de vibrations.



On a vu que les éléments subissent parfois des vibrations plongeantes (direction amont-aval). Syamalarao [1987] a étudié les grilles avec barreaux de section rectangulaire pour différents espacements et différents angles d'incidence. (Pour les barreaux simples, les données proviennent des travaux antérieurs de Callander [1987], Saraiva & Ramos [1983], et d'autres auteurs). Le nombre de Strouhal varie de 0,06 pour un élancement inférieur à 2,8, jusqu'à 0,16 pour des valeurs supérieures. Syamalarao démontre qu'un nombre de Strouhal plus élevé correspond à un sillage moins important, lorsque les tourbillons, décollés au niveau du bord d'attaque, se recollent au barreau plus en aval. Callander trouva que la valeur critique du nombre de Strouhal variait de 0,35 à 0,15 pour les barreaux de $d/t = 0,5$ à 1,5. Pour les angles d'incidence supérieurs à 0, l'écoulement, décollé au bord d'attaque, se recolle sur une seule face du barreau, ce qui donne une valeur inférieure pour S ; dans ce cas, la profondeur d (dimension amont-aval) du barreau a plus d'influence sur la fréquence critique des vibrations que l'épaisseur t .

Fig. 49 shows the manner in which various cross sectional shapes respond to excitement when they are free to vibrate in the transverse direction. The results shown in Fig. 48 and 49 show that rectangular bars are to be preferred in general and that an aspect ratio d/t of at least 8 is desirable. As Fig. 49 shows, bars with smaller aspect ratios tend to be unstable for both transverse and rotational vibration. Fig. 49 shows that even slight modification to the bars, such as rounding of the upstream corners, can result in a greater potential for vibration.

Fig. 49

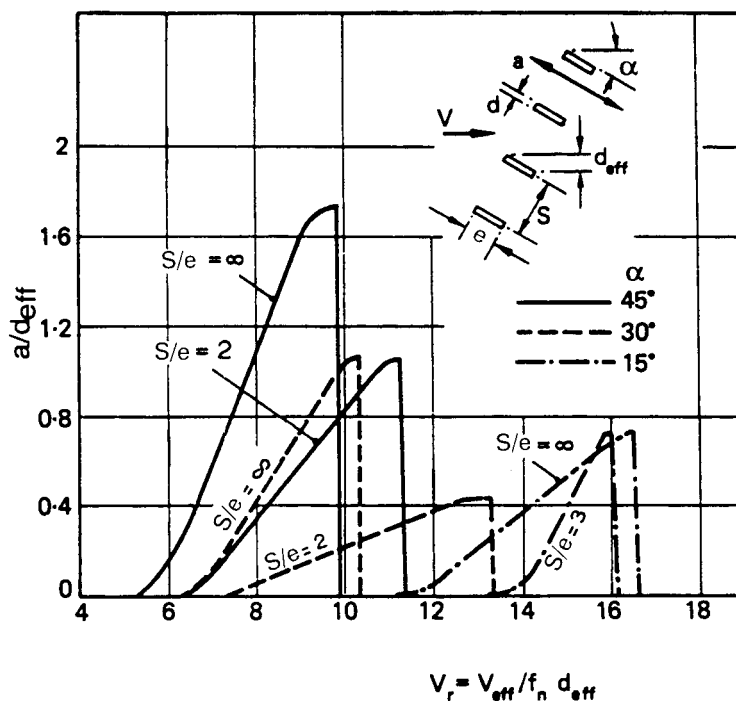
Response of various cross-sectional shapes to cross flow
[after Naudascher et al., 1994]

Réponse de sections de diverses formes au passage de l'eau
[d'après Naudascher et al., 1994]

- | | |
|---|---|
| (A) Rectangular sections with different ratios of c/d | (A) Sections rectangulaires avec différentes valeurs de e/d |
| (B) Various cross sections with $e/d = 10$ | (B) Différentes sections avec $e/d = 10$ |
| (C) Region where galloping occurs | (C) Domaine du « galloping » |
| (D) Values for a stationary bar | (D) Valeurs pour un barreau immobile |

As was mentioned earlier, trashrack members can also vibrate in a streamwise (plunging) direction. Syamalarao [1987] investigated trashracks with rectangular bar sections for different spacings and angles of incidence. (For single bars, the data were obtained from the earlier work of Callander [1987], Saraiva and Ramos [1983], and others.) Strouhal numbers varied from 0.06 for aspect ratios smaller than 2.8, to 0.16 for the larger aspect ratios. Syamalarao found that the Strouhal number is greater when the wake behind the bar is smaller, which occurs when separation from the leading edge reattaches to the bar a distance downstream. Callander found a range of critical Strouhal numbers of 0.35 to 0.15 for bars with d/t between 0.5 and 1.5. At angles of incidence greater than zero, the flow which separates at the leading edge reattaches only to one side of the bar resulting in a smaller value of S ; bar depth d is then more relevant than thickness t for controlling the critical vibration frequency. Syamalarao [1987] also investigated the behavior of an elastically-suspended rigid rack which could move in the direction

Syamalarao [1987] a également étudié le comportement d'une grille rigide sur support élastique, libre de se déplacer dans la direction normale à son plan (vibrations plongeantes). Les amplitudes des vibrations correspondant à différents angles d'incidence sont tracées sur la Fig. 50. La vitesse réduite V_r est définie en prenant comme longueur effective la projection de la profondeur du barreau; la vitesse effective V_{eff} est la vitesse moyenne entre barreaux. On voit que les barreaux rectangulaires sont parfois instables dans le sens amont-aval si l'écoulement arrive de biais. On voit également que, plus l'écartement des barreaux est grand, plus cette instabilité est préjudiciable. Il importe donc de s'assurer, lors de l'étude d'une grille, que l'écoulement est dirigé normalement à la grille.



Les vibrations plongeantes sont généralement induites par le mouvement, et nécessitent donc une perturbation initiale de l'élément. Naudascher [1994], lors de l'étude des vibrations plongeantes d'éléments rectangulaires simples de $d/t = 10$, nota que les vibrations étaient provoquées par un régime alternant de décollement sur arêtes opposées.

Vigander [1979] a constaté des vibrations plongeantes sur un modèle réduit des grilles de Raccoon Mountain (barreaux verticaux raidis par des barreaux latéraux soudés). Lors de l'essai d'un modèle à l'échelle 1/2 (barreaux verticaux de $\varnothing 25$ cm) situé dans un conduit sous écluse, plusieurs éléments se sont rompus par fatigue après quelques heures seulement. Une série d'essais de secousses dans l'air et des essais de réponse dans l'eau ont montré que la vibration de ces éléments était du

normal to the rack (plunging vibrations). The amplitudes of vibration obtained for different approach flow angles are shown in Fig. 50. The reduced velocity V_r in this figure is defined with the projected depth of the bar as the effective length, and the effective velocity V_{eff} is the average velocity between the bars. Fig. 50 shows that rectangular bars can be unstable in a plunging direction if flow approaches the rack at an angle. It also shows that the instability is more dangerous as the spacing between the bars increases. Thus, it is important in design to attempt to insure that flow will approach normal to the trashrack.

Fig. 50

Plunging response of trashrack members to skewed approach flow
[after Syamalarao et al., 1987]
Réponse « plongeante » des éléments d'une grille dans un écoulement arrivant de biais
[d'après Syamalarao et al., 1987]

In general plunging vibrations are a movement-induced vibration and require that the member receive an initial disturbance to induce the plunging mode of vibration. Naudascher [1994] reported on the amplitude of plunging vibrations for single rectangular members with $d/t = 10$ and noted that the vibrations were caused by alternate-edge vortex separation.

Vigander [1979] found that plunging modes of vibration were present for a scale model of the Raccoon Mountain trashracks for which having vertical bars which were strongly stiffened by welded lateral bars. During the study of a 1/2-scale model (using 25cm-diameter vertical bars) which was suspended for testing in flow through a lock culvert, several of the members failed from fatigue after only a few hours of testing. Subsequent shaking tests in air and response tests in water showed

type plongeant. Avec un nouveau modèle comportant des barreaux de section rectangulaire de 25 mm × 100 mm, les vibrations plongeantes subsistaient, mais elles étaient d'une amplitude si faible qu'il n'y avait aucun risque de rupture par fatigue sous cette sollicitation. Un des modes de vibration plongeante observé au cours des essais de la grille de Raccoon Mountain est illustré dans la Fig. 51.

Les grilles des aménagements de transfert d'énergie par pompage sont soumises à des écoulements dans les deux sens (en pompage et en turbinage). Leur comportement vis-à-vis des vibrations est donc à étudier avec soin. La vitesse de l'écoulement en turbinage est souvent bien plus élevée qu'en pompage et, de plus, la direction de l'écoulement à l'approche de la grille, optimisée pour un des modes de fonctionnement, sera souvent de biais dans l'autre mode. Pour cette raison, on a souvent choisi des barreaux de section circulaire, en supposant (à tort) que leur stabilité serait insensible à la direction de l'écoulement. Cependant, comme les études de Raccoon Mountain l'ont montré, ces grilles risquent d'être instables dans le sens plongeant. Les grilles composées de barreaux de section circulaire sont moins rigides, ce qui contribue à cette instabilité.

Le Bureau of Reclamation a connu des ruptures de grilles sur l'aménagement de transfert d'énergie par pompage du Mont Elbert [Todd et al., 1982]. On a étudié les fréquences propres et les modes de vibration de la grille par la méthode des éléments finis. Les résultats des calculs étaient cohérents avec les valeurs mesurées sur une table à secousses (le fluide étant l'air). Avec les pompes-turbines en marche, la lecture des appareils de mesure montés sur les grilles prototypes a indiqué des fréquences de vibration plus faibles de 20 % par rapport à la fréquence propre déterminée par les essais sur table à secousses dans l'air. Cet écart correspond sensiblement à celui que l'on pourrait supposer en tenant compte de la masse ajoutée. On a également trouvé que les grilles étaient beaucoup moins sensibles aux vibrations lorsqu'elles étaient fixées sur l'aspirateur en béton par des attaches rigides, et non simplement glissées dans les rainures. On peut en conclure que la grille à fixations rigides était moins sensible aux vibrations induites par le mouvement.

5.7. AUTRES SOURCES D'EXCITATION

La mise en vibration des grilles peut provenir de la présence d'ondes de pression créées par d'autres éléments de l'ensemble. La roue d'une turbine crée des ondes de pression qui se propagent vers l'amont et vers l'aval. La fréquence de ces pulsations reste constante, égale à la vitesse de rotation de la roue multipliée par le nombre d'aubes. Si cette fréquence approche la fréquence fondamentale de l'ensemble de la grille, ou d'un élément de celle-ci, des vibrations sévères peuvent se manifester.

Dans le cas du coup de bélier dans l'aspirateur, la pulsation est créée par un tourbillon instable tournant dans l'aspirateur, avec une certaine fréquence dominante inhérente, conditionnée par le débit, par la géométrie de l'aspirateur, et par les caractéristiques de la turbine. La fréquence de l'onde de pression générée par le coup de bélier dans l'aspirateur est généralement plus faible que celle générée par

that the members had vibrated in plunging modes. Redesign of the trashrack using members with rectangular cross sections 25 mm by 100 mm and subsequent testing showed that vibrations in the plunging mode still persisted but were of such a small amplitude that the resulting strains produced no danger of failure by fatigue. Fig. 51 shows one of the plunging modes which were observed in studies of the Raccoon Mountain trashrack.

Because trashracks used for pumped storage projects are generally subject to flow in one direction during pumping operations and the opposite direction during turbine operations, their design is particularly critical in terms of vibrations. The velocities experienced during turbine operations are often much larger than during pumping operations and the flow which approaches the rack ideally for one case will often approach the rack at an angle for the other case. Thus, bars having circular cross section were often chosen for the design of such racks for the unsound reason that their stability is insensitive to flow direction. However, as the Raccoon Mountain studies have shown, such racks can be potentially unstable in the plunging direction. The rack as a whole is less stiff when composed of circular bars which contributes to its potential instability regarding plunging vibrations.

The U.S. Bureau of Reclamation also experienced failure of trashracks at the Mt. Elbert Pumped Storage Project [Todd et al. 1982]. A finite-element computer program was used to determine natural frequencies and mode shapes for vibrations of the trashrack. The computational results agreed well with measurements made using a vibration table in air. Measurements made using straingages mounted on the installed prototype trashracks indicated that vibration frequencies occurring with the pump-turbine units running were about 20 % less than the natural frequencies determined by shaking of the rack in air. The magnitude of the reduction in frequencies is approximately what would be expected due to the effects of added mass. They also found that the racks were much less susceptible to vibration if they were fastened rigidly to the concrete draft tube structure rather than being loosely installed in the trashrack slots. Presumably the rigidly fastened trashracks were less susceptible to movement-induced vibration.

5.7. OTHER SOURCES OF EXCITATION

Vibrations of trashracks may also be initiated by pressure waves which impinge on the rack after traveling from points of generation at other components of the system. The turbine runner generates pressure waves which travel in both the upstream and downstream direction from the turbine. The frequency of these pressure pulses is constant and equal to the rotating speed of the runner multiplied by the number of runner blades. If the generated frequency is near the fundamental frequency of the trashrack as a whole, or of a single member, significant vibrations can be produced.

In the case of draft-tube surging, the pressure pulse is generated by an unstable vortex rotating in the turbine draft tube. There is a dominant frequency inherent with the surge and it is dependent upon the flow rate, the draft-tube geometry, and the particular characteristics of the turbine. The frequency of the pressure wave generated by draft-tube surging is generally slower than that generated by tip

les aubes de la turbine (passage du bout de l'aube). Cette onde se propage à l'amont et à l'aval de l'aspirateur; on connaît des cas de vibration des conduites forcées et des grilles due à cette cause.

L'étude d'une grille doit s'efforcer de dimensionner l'ensemble de la grille et ses parties constituantes afin que leurs fréquences fondamentales restent nettement plus élevées que celle des ondes de pression produites par le passage des extrémités des aubes, d'une part, et, d'autre part, par un coup de bélier dans l'aspirateur, en vue d'éviter toute possibilité de résonance.

5.8. RECOMMANDATIONS SUR LA CONCEPTION DES GRILLES

Les grilles de protection sont exposées à des conditions de fonctionnement variées risquant de provoquer, dans les différents éléments constituants, des vibrations transversales, plongeantes, ou rotatives. De plus, l'ensemble de la grille peut vibrer dans la direction plongeante, une condition très dangereuse vis-à-vis du risque de rupture par fatigue. C'est pourquoi, un projet absolument sûr n'est pas facilement réalisable. Généralement, il convient de choisir des barreaux de section rectangulaire présentant un rapport profondeur (dimensions amont-aval)/épaisseur (d/t) égal ou supérieur à 8. Les barreaux de section circulaire ou rectangulaire, à faible rapport d/t , sont déconseillés, ces types étant très sensibles aux vibrations transversales. Par ailleurs, les barreaux de grande longueur sont exposés aux vibrations plongeantes ou rotatives si leur fréquence de vibration est proche de la fréquence de décollement de tourbillons, notamment lorsque l'écoulement arrive de biais. Selon la recommandation du Edison Electric Institute [1978], la fréquence propre d'un barreau doit être supérieure d'au moins 70 % à la fréquence d'excitation. Mais cette condition est peut-être insuffisante, puisque la fréquence d'excitation peut correspondre à la fréquence fondamentale des décollements multipliée par un nombre pair. Une approche prudente consiste à prendre la vitesse nette entre barreaux pour le calcul de la fréquence fondamentale des décollements. Par ailleurs, il convient de s'assurer de la rigidité suffisante des supports et des éléments auxquels les extrémités des barreaux sont soudées.

Les méthodes présentées au chapitre 2.2.3 sont utilisées pour la formulation des équations de mouvement de l'ensemble formé par les différentes parties de la grille, moyennant de bonnes hypothèses sur l'amortissement mécanique. Mais étant donné que ces équations comportent un grand nombre de degrés de liberté et certaines non-linéarités, la résolution du système d'équations est, au mieux, difficile. La méthode des éléments finis a donné de bons résultats pour le calcul des grilles; cette méthode donne à la fois les fréquences propres et les modes de vibration [Crandall et al., 1975]. Dans le maillage, les éléments linéaires sont représentés par des poutres, et les intersections par des articulations. Il existe beaucoup de logiciels non spécifiques de calcul des structures (STRUDL, NASTRAN, ...) que l'on peut utiliser à cette fin. La Fig. 51 est un exemple d'un mode fondamental de vibration plongeante pour une grille simplifiée, étudiée à l'aide des éléments finis.

Bien qu'on ait pu faire l'analyse modale de grilles par la méthode des éléments finis ainsi que par résolution numérique du système d'équations dynamiques, il est généralement souhaitable de prévoir des essais sur maquettes pour l'étude de toute réalisation importante, ne serait-ce qu'à cause des incertitudes sur le choix des

passage of the runner; it travels upstream and downstream from the draft tube and has been known to cause vibrations of both penstocks and trashracks.

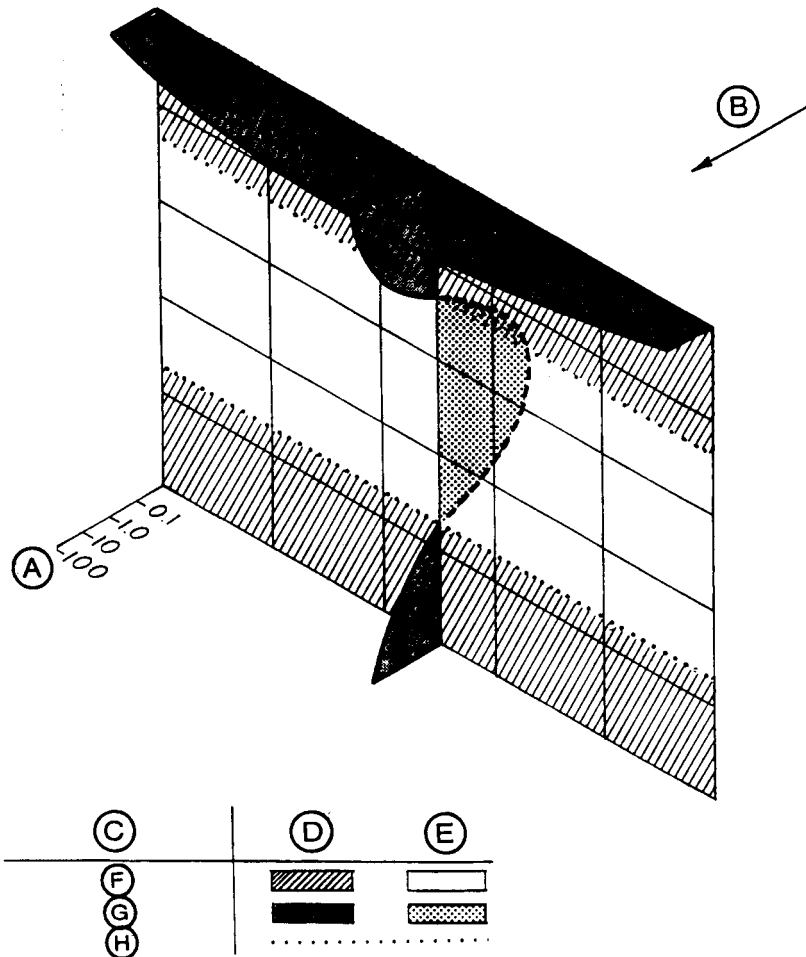
During design, the trashrack as a whole, as well as its separate parts, must be proportioned so that their fundamental frequencies will be significantly higher than the frequency of pressure pulses which could be produced by either runner tip passage or draft-tube surging in order to insure that resonance will not occur.

5.8. DESIGN GUIDELINES FOR TRASHRACKS

Trashracks are susceptible to several different conditions which can initiate transverse, plunging, or rotational vibrations of individual bars. In addition the rack as a whole can be induced to vibrate in a plunging direction which is particularly dangerous with regard to structural failure through fatigue. For that reason a totally safe design is not easy to guarantee. In general, the best practice for design of trashrack bars would be to use rectangular shapes with depth-to-thickness ratios (d/t) of 8 or greater. It is not wise to use circular bars or rectangular bars having a small depth to thickness ratio because such bars are particularly susceptible to transverse vibrations. However, the longer bars can be susceptible to plunging or rotational vibration if their natural frequency of vibration is near that of the pertinent vortex-shedding frequency, particularly that which will occur if flow approaches the rack at an angle. The Edison Electric Institute [1978] recommends that the natural frequency of a bar should be at least 70 % greater than the forcing frequency to which it is exposed. That limitation may not, however, be adequate since excitation can occur at even multiples of the fundamental vortex-shedding frequency. Some conservatism can be achieved by using the net velocity between the bars for computation of fundamental frequency of vortex-shedding. Care should also be taken to assure that the structural-support members and the structural members to which the ends of the individual bars are welded are also stiff.

The methods described in Section 2.2.3 can be used to formulate the equations of motion of the combination of the individual parts of the trashrack if correct assumptions are made about structural damping. However, because a large number of degrees of freedom and some nonlinearities arise in these equations, solution of the set is difficult at best. Finite-element methods have been used successfully to analyze trashracks; the analysis yields both the natural frequencies and the modes of vibration [Crandall et al. 1975]. In a finite-element model, the linear elements are modeled as beam elements and the intersections are modeled as joints. Many general purpose structural-analysis computer programs, such as STRUDL or NASTRAN, can be used to perform a finite-element analysis. Fig. 51 illustrates one fundamental mode of plunging vibration for a simplified trashrack which was studied using the finite-element method.

Although modal analysis of trashracks has been satisfactorily performed using finite-element methods as well as numerical solutions of the system of dynamic equations, it will usually be desirable to perform physical vibration testing in the process of designing large important structures, if only because of uncertainties



hypothèses d'amortissement mécanique. On a vu que toute résonance entre éléments de la grille et les forces périodiques auxquelles ils sont soumis était à éviter. Cependant, compte tenu :

- du nombre de différents modes de vibration qui sont possibles pour une grille donnée,
- du fait que l'amortissement mécanique réduit parfois dans une grande mesure le risque de vibrations,
- du fait que cet amortissement peut contrecarrer et limiter l'amplitude des vibrations, il est souhaitable de renforcer le potentiel d'amortissement, dans toute la mesure du possible.

Il est nécessaire de procéder à l'étude complète et détaillée du risque de vibration des grilles des aménagements de stockage d'énergie par pompage, puisque celles-ci sont généralement soumises à des conditions très différentes (vitesse et direction de l'écoulement) en pompage et en turbinage.

Fig. 51

One mode of plunging vibration for a trashrack (frequency = 119 Hz)
[after Vigander, 1979]

*Un mode de vibration « plongeante » d'une grille (fréquence = 119 Hz)
[d'après Vigander, 1979]*

- | | |
|----------------------------|----------------------------------|
| (A) Acceleration in g's | (A) Accélération (en g) |
| (B) Flow direction | (B) Sens de l'écoulement |
| (C) Motion characteristic | (C) Caractéristique du mouvement |
| (D) Deformation downstream | (D) Déplacement vers l'aval |
| (E) Deformation upstream | (E) Déplacement vers l'amont |
| (F) Region | (F) Région |
| (G) Deformed shape | (G) Déformée |
| (H) Nodes of vibration | (H) Nœuds de vibration |

about the quantification of structural damping. As mentioned earlier, resonance between individual members and the periodic forces to which they are subjected must be avoided. However, because many modes of vibration can occur for a typical trashrack, and because structural damping can significantly reduce the potential for vibration and can also be a controlling force to limit amplitudes, it is desirable to enhance damping whenever possible.

A very detailed and careful study of potential vibration of trashracks is required for pumped-storage projects because the trashracks are usually subjected to significantly different magnitudes and directions of velocity during pump and turbine cycles.

6. EXEMPLES DE PROBLÈMES DE VIBRATION

6.1. VANNES D'ÉVACUATEUR

Tous les exemples présentés ci-dessous concernent des vannes dénoyées, une charge hydrodynamique s'exerçant seulement sur la face amont. Dans ces conditions, les vibrations sont du type de celles décrites au chapitre 4.3 (bonde de baignoire). En régime vibratoire, l'ouverture de la vanne, c'est-à-dire la fente (ouverture) qui s'ouvre derrière ou sous l'étanchéité, tend à se fermer sous l'action de la pression amont.

Soumise à des vibrations rotatives sévères, une vanne segment a subi une rupture par flambement du bras inférieur reliant le tablier au tourillon. La séquence des déformations est illustrée à la Fig. 52. L'étude de la rupture a permis de constater que les efforts appliqués ont provoqué le déplacement du centre géométrique du tablier en dessous de l'axe de rotation (Fig. 52). Le mécanisme fut le suivant : une perturbation initiale ayant provoqué une légère fermeture de la vanne, la réduction du débit sous celle-ci fait augmenter la pression appliquée sur la face amont du tablier; la résultante des pressions sur la vanne, agissant en dessous de l'axe de rotation, applique un couple tendant à fermer la vanne, amplifiant l'effet de la perturbation initiale. L'application de la théorie de la fente oscillante et de l'indicateur d'instabilité, présentée au chapitre 4.7, explique ces vibrations. Une analyse théorique détaillée de l'instabilité dynamique de cette vanne fut développée, indiquant qu'un régime de vibrations rotatives fut à l'origine de la rupture. La résultante des pressions appliquée à la vanne fut telle que le bras a flambé. La pression appliquée sur le tablier, induite par le mouvement de fermeture périodique, décroît en fonction de l'éloignement du bord inférieur. Les pressions dynamiques de forte amplitude ont créé des ondes relativement importantes à l'amont de la vanne.

La stabilité d'une vanne segment s'obtient en veillant à la coïncidence du centre de courbure et de l'axe de rotation. Quant à la charpente de la vanne, le tablier doit présenter une rigidité suffisante, évitant les déformations et le flambement des longrines. La déformée sous charge est analysée pour s'assurer de l'absence de tout déplacement du point d'application des charges en dessous de l'axe de rotation. Un déplacement légèrement vers le haut peut être admis mais, selon un article publié par Ishii et al [1977], pour certaines combinaisons de rigidité et de masse, l'instabilité peut résulter d'un déplacement périodique en relation avec la propagation des ondes à l'amont de la vanne.

Des essais sur modèles hydrauliques concernant la forme du bord des étanchéités équipant les vannes segment (ayant subi des problèmes de vibrations dans le sens vertical) sont présentés par Schmidgall [1972]. La configuration des bords inférieurs des vannes testées apparaissent dans la Fig. 53. On a constaté des vibra-

6. EXAMPLES OF VIBRATION PROBLEMS

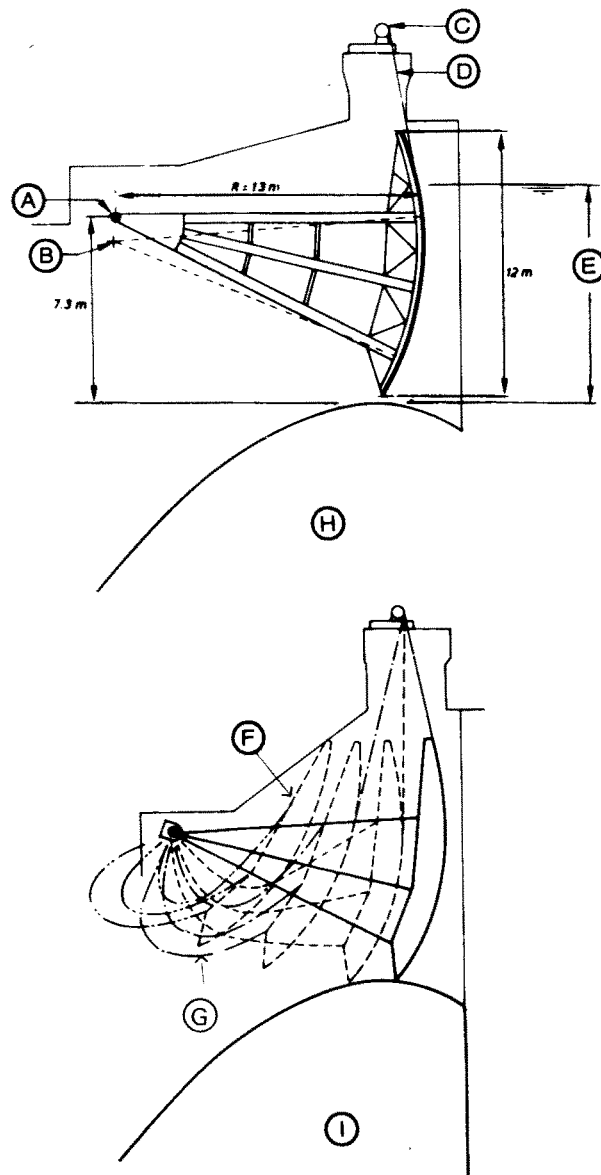
6.1. SPILLWAY GATES

The examples presented in this section are all gates having free discharge for which there is hydrodynamic load only on the upstream side. Vibrations in this category occur in a manner similar to those described for the bathtub-plug vibrations discussed in Section 4.3. When vibrations do occur the gate opening, the gap which occurs behind or beneath the seal, tends to be closed by the upstream water pressure.

As a result of severe rotational vibrations, a Tainter gate failed by buckling of the lower strut connecting the gate plate to the pivot. The pattern of the collapse is shown in Fig. 52. Post-failure studies showed that deformation of the gate by the imposed loads caused the geometric center of the curved gate plate to shift to a location below the axis of the trunnion as shown in Fig. 52. When an initial disturbance caused the gate to close a small amount, the flow under the gate was reduced which, in turn, increased the pressure force on the upstream side of the gate. The resultant of the pressure forces on the gate, acting below the trunnion axis, caused a closing moment and amplified the effect of the initial disturbance. Application of the fluctuating-gap theory and the instability indicator presented in Section 4.7 adequately explains the vibrations. A detailed theoretical analysis of the dynamic instability of this gate was developed and illustrated that rotational vibrations were the cause of failure. The resultant pressure forces exerted on the gate were sufficient to buckle the lower strut. Pressure on the face of the gate, induced by the periodic closing, decreased with distance from the lower edge. The large dynamic pressures created relatively large waves on the upstream side of the gate.

For the design of stable Tainter gates, the axis of curvature must always coincide with the axis of rotation of the gate. Structural design must always ensure that the face plate of the gate is stiff enough to prevent deformation and to prevent buckling of any of the girders. Deformation under load must be analyzed to assure that the center of load is not shifted to a point below the trunnion. A slightly higher location of the load axis may be permissible, but the paper of Ishii et al. [1977] indicates that, for some rigidity and mass combinations, instability can be caused by a phase shift of forces related to wave radiation at the upstream side of the gate.

Hydraulic model studies of the edge shapes of seals on radial gates (for which vertical vibration problems had been encountered) was reported by Schmidgall [1972]. The configuration of the lower lips of the tested gates are shown in Fig. 53. Vibrations were caused by leakage past "music-note" seals on gates A_1 and B_1 as



tions provoquées par les fuites au droit des étanchéités “ en note de musique ” (vannes A1, B1) ainsi que des lames d’étanchéité serrées par méplat (C1). Il importait de trouver une solution universelle compte tenu de l’intérêt économique des vannes segment, et du développement généralisé de leur emploi. On comprend facilement l’origine des vibrations dans les cas A1 et B1 d’après la théorie de la fente oscillante; le problème présente des analogies avec le cas illustré dans la Fig. 67A. Dans le cas C1, la fixation semblait insuffisamment rigide, les déplacements de la lame créant une fente oscillante. Une meilleure fixation fut étudiée

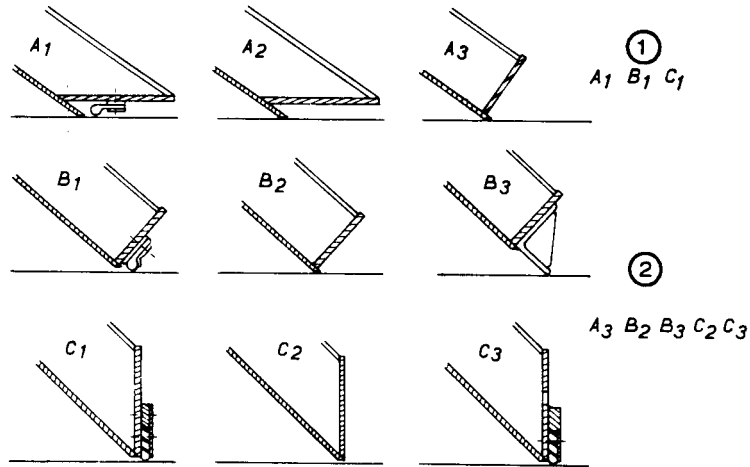
Fig. 52

Radial gate vibrations leading to gate collapse [after Ishii et al., 1980]

Vibrations d'une vanne segment aboutissant à sa rupture [d'après Ishii et al., 1980]

- | | |
|--|--|
| (A) Axis of rotation | (A) <i>Axe de rotation</i> |
| (B) Center of load | (B) <i>Centre d'application de la charge</i> |
| (C) Hoist | (C) <i>Treuil</i> |
| (D) Cable | (D) <i>Câble</i> |
| (E) Head varies with maximum of 11.7 m | (E) <i>Charge variable, 11,7 m max</i> |
| (F) Path of collapse | (F) <i>Configuration de la rupture</i> |
| (G) Buckling pattern | (G) <i>Mode de flambement</i> |
| (H) Gate configuration | (H) <i>Configuration de la vanne</i> |
| (I) Failure pattern for gate | (I) <i>Mécanisme de rupture de la vanne</i> |

well as by leakage past the clamped-strip seals of C_1 . Finding a universally applicable solution to such vibrations was important because radial gates offer a significant advantage in cost and are widely used. The vibrations of A_1 and B_1 are readily explainable in terms of the fluctuating-gap-theory and are somewhat similar to the example shown in Fig. 67 A. C_1 appeared to have unsatisfactory clamping which allowed the rubber strip to move and created a fluctuating gap under the seal. A better clamping system was devised for C_3 causing the seal to be much stiffer. The sharp gate edges A_3 , B_2 , B_3 and C_2 proved to be vibration free in the



(C3) afin de renforcer la rigidité. L'emploi d'arêtes vives (A3, B2, B3, C2) élimine les vibrations sur le modèle hydraulique, et les deux configurations A3 et B3 ont été appliquées avec succès sur prototypes. La configuration A2 est généralement à proscrire compte tenu des dépressions qui apparaissent sous le bord de la vanne, créant une condition instable lorsque la vanne est juste décollée du seuil (le chapitre 6.4 examine des cas analogues).

Les vibrations horizontales constatées sur la vanne représentée dans la Fig. 54 sont prévisibles selon la théorie de la fente oscillante. L'emploi d'un tablier incliné est fréquent, mais il y a risque de vibration lorsque l'angle d'inclinaison est très marqué et lorsque le couteau est peu rigide dans le sens horizontal. Une situation analogue se présente dans le cas d'un tablier vertical qui s'appuie sur un seuil incliné.

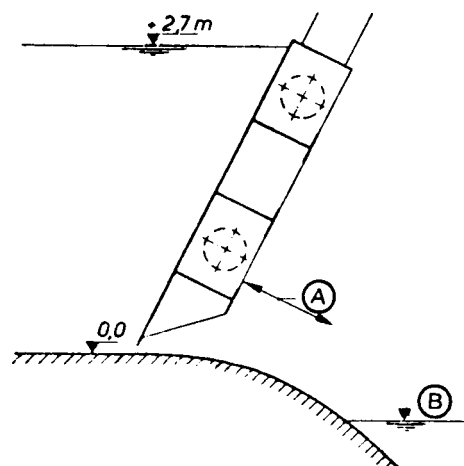


Fig. 53

Lower edge shapes used on a radial gate [after Schmidgall, 1972]
Formes de bords inférieurs de vannes segment [d'après Schmidgall, 1972]

- | | |
|------------------------|--------------------------------|
| (1) Original design | (1) <i>Projet initial</i> |
| (2) Possible solutions | (2) <i>Solutions possibles</i> |

hydraulic model, and both A_3 and B_3 have been successfully used in prototype installations. A_2 is generally undesirable because negative pressures occur under the gate creating an unstable condition when the gate is nearly closed. (Sec. 6.4 discusses similar cases.)

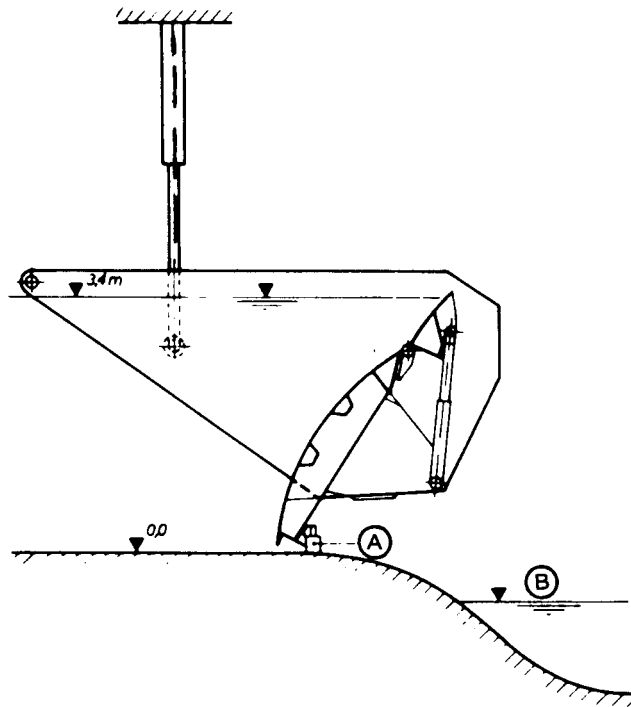
Horizontal vibrations, such as those which occurred for the gate configuration shown in Fig. 54, are predictable by use of the fluctuating-gap theory. The inclined skin-plate positions are used often, but vibrations can occur when the inclination is steep and when the edge has horizontal flexibility. A similar situation can occur for a vertical gate sealing against an inclined sill.

Fig. 54

Gate with inclined skin plate [after Petrikat, 1980]
Vanne à tablier incliné [d'après Petrikat, 1980]

- | | |
|----------------------------|-------------------------------------|
| (A) Direction of vibration | (A) <i>Direction des vibrations</i> |
| (B) Tailwater level | (B) <i>Niveau d'eau aval</i> |

La vanne secteur inversée représentée dans la Fig. 55 a subi des vibrations rotatives d'une importance telle qu'il y a eu de forts clapotis dans le canal amont (voir chapitre 4.8). L'arête amont de la vanne a évidemment créé un étranglement de l'écoulement, et les vibrations constatées furent analogues à celles de la vanne de la Fig. 54. Un amortisseur en contact avec le seuil aux faibles ouvertures a éliminé ces vibrations. Cet amortisseur est du type classique utilisé sur les automobiles.



6.2. VANNES SOUS FAIBLE CHARGE

Les vannes de réglage sous faible charge sont souvent placées entre un plan d'eau amont à surface libre et un jet aval noyé. Elles peuvent être soumises à des vibrations du type présenté au chapitre 4.3 (bonde de baignoire), ces vibrations étant généralement dues à un écoulement instable, ou à des vibrations horizontales de l'arête (chapitre 4.5).

La vanne Stoney représentée dans la Fig. 56 a subi des vibrations horizontales, supposées dues à l'instabilité au niveau de l'étanchéité placée entre les deux corps de vanne. Ces vibrations appliquaient une force périodique horizontale sur le corps supérieur [Kolkman, 1980]. L'étanchéité entre les deux corps (Fig. 56 F) fut mise en place lors d'une révision de la vanne. Les vibrations sévères qui ont suivi furent du

The reversed sector gate shown in Fig. 55 experienced severe rotational vibrations of such large amplitude that significant splashing occurred in the upstream channel (see Section 4.8). Throttling of the flow clearly took place at the upstream gate edge, and vibrations occurred comparable to that for the gate shown in Fig. 54. A mechanical damper, which touches the bottom for very small gate openings, eliminated the vibrations. The mechanical damper used was a typical dash-pot type as used for automobile shock absorbers.

Fig. 55

Reversed sector gate with a counter-curved face plate [after Petrikat, 1980]

Vanne secteur inversée avec tablier à contre-courbure [d'après Petrikat, 1980]

(A) Damper

(B) Tailwater level

(A) *Amortisseur*

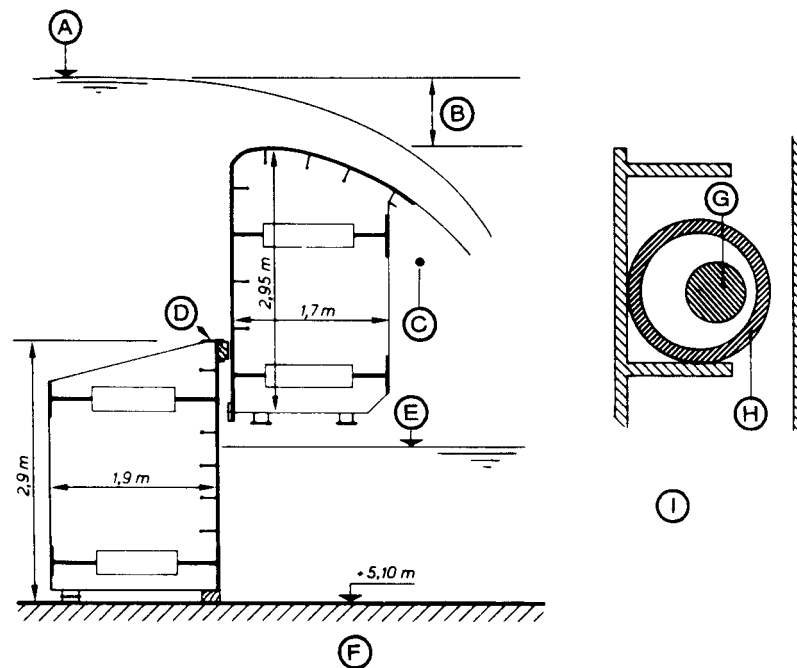
(B) *Niveau d'eau aval*

6.2. LOW-HEAD GATES

Low-head gates are often required to regulate discharge with an upstream free surface and a submerged downstream jet. Vibrations of low-head gates usually occur in a manner similar to the bathtub-plug vibrations described in Section 4.3 and are generally caused by flow instability or horizontal-edge vibrations (Section 4.5).

The Stoney gate shown in Fig. 56, experienced horizontal vibrations that were thought to be caused by instability at the seal between the two sectors. The result was a large periodic horizontal load on the upper gate [Kolkman 1980]. The original seal between the gates, as shown in the left figure, was installed after revision of the gate. A strong vibration occurred and was found to be of the type

type décrit par la théorie de la fente (ouverture) oscillante. La fente la moins large se trouvait côté amont; les variations de la pression régnant dans l'espace à l'aval de cette fente étaient en relation avec l'inertie du débit dans cet espace, et tendaient à amplifier les vibrations. Ce problème fut résolu en prévoyant une étanchéité tubulaire en plastique (Fig. 56 I) qui roule lors des manœuvres de la vanne, et présente toujours les mêmes caractéristiques d'étanchéité, quelle que soit la position de la vanne.



Dans la Fig. 57, on voit la configuration d'une vanne déversante où l'étranglement du passage des fuites se trouvait côté amont. L'écoulement entre le tablier et le seuil est un cas type du phénomène de fente oscillante. Le problème fut résolu en aménageant la fente, pour la rendre convergente vers l'aval. La vanne ainsi aménagée (Fig. 57) s'est avérée stable.

La vanne de très grandes dimensions représentée dans la Fig. 58 était dépourvue d'étanchéité inférieure en caoutchouc, car le marnage dû à la marée provoquait des déformations horizontales de la vanne telles que l'usure de l'étanchéité aurait été excessive. On accepta un faible débit de fuite, vanne fermée. Cependant, dans certaines conditions (vanne fermée, hauteur d'eau différentielle supérieure à 0,80 mètre), il y eut des vibrations de fréquence élevée, quelle que soit la direction de l'écoulement. La fréquence de vibration de 88 Hz correspond à un nombre de Strouhal (compte tenu de l'épaisseur du bord de la vanne) de 0,15 à 0,25. La description théorique de ce genre de vibration est présentée au chapitre 4.5 (hypo-

described by the fluctuating-gap theory. The narrowest gap is located on the upstream side; pressure variations in the slit downstream of this gap were related to flow inertia in the slit and tended to amplify the vibration. A plastic tube seal (shown in detail on the right of Fig. 56), which rolls during gate movement and provides a similar seal at each position of the gate, prevented vibrations.

Fig. 56

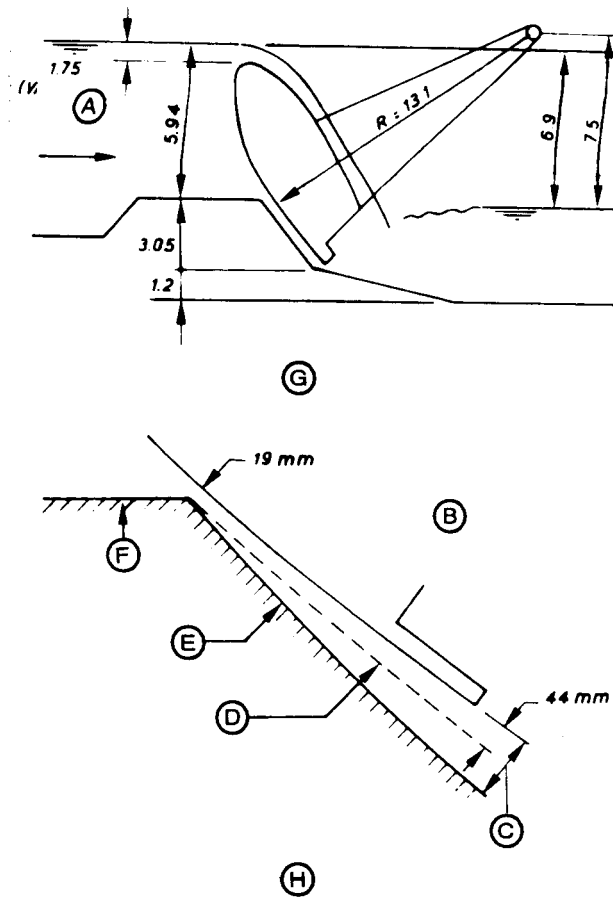
Leakage between upper and lower sectors of a Stoney gate
[after Kolkman, 1980]

Fuite entre les corps supérieur et inférieur d'une vanne Stoney
[d'après Kolkman, 1980]

- | | |
|---|---|
| (A) Constant headwater level, 10.75 m | (A) Niveau d'eau amont constant: 10,75 m |
| (B) Lowering distance | (B) Course de la vanne |
| (C) Aerated nappe | (C) Nappe aérée |
| (D) Upstream throttling, location of seal | (D) Étranglement amont, emplacement de l'étanchéité |
| (E) Variable tailwater level | (E) Niveau d'eau aval variable |
| (F) Section through gate | (F) Coupe transversale de la vanne |
| (G) Fixed bar | (G) Barre fixe |
| (H) Movable plastic tube | (H) Tube plastique mobile |
| (I) Detail of seal arrangement | (I) Détail du dispositif d'étanchéité |

Fig. 57 shows a gate configuration where leakage flow was throttled at the upstream side of an overflow gate. Flow through the opening between the gate and sill produced a typical fluctuating-gap phenomenon. Revising the opening, so that it was convergent downstream, stopped the fluctuating gap behavior. The new design shown in Fig. 57 proved to be stable.

The large gate shown in Fig. 58 had no rubber seal along the bottom because tidal changes produce such a large horizontal gate deformation that any rubber seal would be subject to rapid damaging wear. A small leakage flow, occurring when the gate was in the closed position, was acceptable. A high-frequency vibration occurred when the gate was in a closed position with a head difference of 0.80 meters or more. The vibrations occurred for flow in either direction. The vibration frequency of 88 Hz corresponds to a Strouhal number in terms of the edge thickness of 0.15 to 0.25. The theory of this type of vibration is described in Section 4.5 where the hypothesis of the fluctuating discharge coefficient is



thèse du coefficient de débit variable). Après détermination de la cause, on a décidé que la largeur de la fente sous la vanne devait être à tout moment égale ou supérieure à 30 mm.

La vanne d'une portée de 40 mètres représentée sur la Fig. 59 a été étudiée par Ogihara & Ueda [1988] et par Ogihara et al [1991] sur modèle réduit à l'échelle de 1/12,5. Les valeurs des élasticités verticale et horizontale furent choisies selon les critères du nombre de Froude. L'étude du comportement dynamique de la vanne fut conduite sans déversement sur le clapet. Des vibrations importantes sont apparues pour de faibles ouvertures partielles (70 à 110 mm à l'échelle du prototype). La valeur la plus faible de l'élasticité choisie pour le modèle devait correspondre à une déformation, sous charge hydrostatique et poids propre, égale à 80 mm (1/500^e de la portée); dans ce cas, le modèle a subi de fortes vibrations. On s'est aperçu que ces vibrations étaient auto-excitées, et que l'excitation était induite par le mouvement. La fréquence des vibrations variait entre 1 et 3 Hz; pour les essais dans l'air, celle-ci était d'environ 2,8 Hz (vibrations verticales) et 3,6 Hz (vibrations horizontales). L'amplitude crête-à-creux a atteint 12 mm (correspondant à environ 15 % de la déformation statique). Les vibrations ont créé des fortes ondes à

Fig. 57

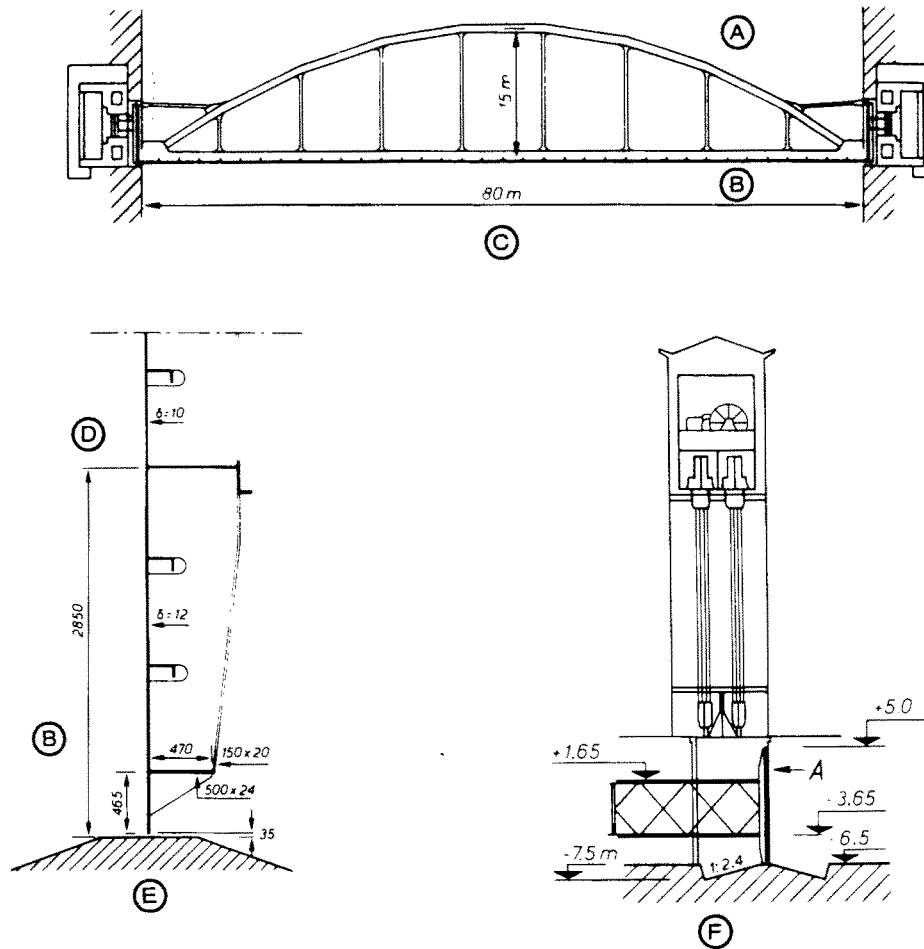
Shaping of the bottom slit for a submersible radial gate
[after Neilson and Picket, 1980]

Aménagement de la fente inférieure dans le cas d'une vanne segment déversante
[Neilson & Picket, 1980]

- | | |
|------------------------------|--|
| (A) Variable head | (A) Niveau d'eau variable |
| (B) Skinplate panels of gate | (B) Tablier de vanne |
| (C) Maximum deviation, 95 mm | (C) Déplacement max = 95 mm |
| (D) New design | (D) Forme modifiée |
| (E) Original design | (E) Forme initiale |
| (F) Sill | (F) Seuil |
| (G) Section through gate | (G) Coupe transversale de la vanne |
| (H) Detail of lower edge | (H) Détail du bord inférieur de la vanne |

discussed. After the cause was identified, the decision was made to maintain a gap under the gate of not less than 30 mm.

The 40-meter long gate shown in Fig. 59 was studied by Ogihara and Ueda [1988] and Ogihara, et al [1991] using a 1 to 12.5 scale model. The vertical and horizontal elasticities were scaled in accordance with the Froude-number criteria. Dynamic behavior of the gate was studied without flow over the flap. Severe vibrations occurred at small gate openings (about 70 to 110 mm in the prototype). The weakest elasticity for the model was based on a desired deflection due to hydrostatic load and weight of 80 mm, 1/500 of the span. Strong vibrations of the model gate occurred for the weakest elasticity. The vibrations were found to be self excited and the excitation was movement induced. Frequencies of the vibrations were between 1 and 3 Hz while frequencies of the structure in air were about 2.8 Hz for vertical and 3.6 Hz for horizontal vibrations. Double amplitudes of the vibrations up to 12 mm were measured, about 15 % of the static deflection. Upstream of the gate, strong waves were induced by the vibration. The vibration was correlated using a stability criterion similar to that given in Section 4.9



l'amont. La corrélation des vibrations faisait appel à un critère de stabilité du type présenté au chapitre 4.9 [Ogihara, 1991]. Les vibrations verticales de la vanne faisaient varier la largeur de la fente sous l'étanchéité; lors de la descente de la vanne, avec étranglement du passage, l'augmentation de la pression amont était accompagnée d'une dépression côté aval. Au contraire, lors de la remontée, il y avait baisse de la pression amont et augmentation de la pression aval. La condition la plus sévère correspondait à un faible niveau aval, le jet n'étant noyé que sur la partie médiane de la vanne; cette constatation démontre le rôle important joué par l'alternance "dépression-surpression", agissant sur la face aval de la vanne, dans le phénomène d'auto-excitation. Il est possible que le couplage entre vibrations horizontales et verticales joue aussi un rôle important, puisque les fréquences étaient du même ordre de grandeur; une telle condition peut créer l'auto-excitation (voir chapitre 4.7).

Pour améliorer le comportement de cette vanne, on déplaça l'étanchéité vers l'aval dans le but d'augmenter nettement la poussée hydrostatique ascensionnelle.

Fig. 58

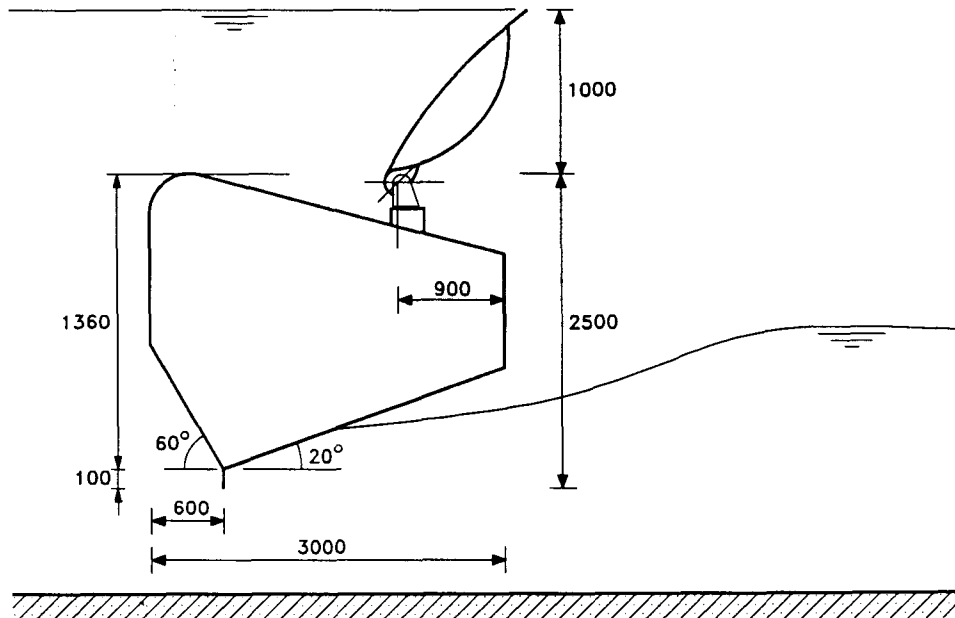
Vertical lift gate with sharp edge and 80-meter span [after Kolkman, 1980]

Vanne levante verticale, avec arête vive, de 80 m de portée [d'après Kolkman, 1980]

- | | |
|---------------------------------|---|
| (A) Inland side | (A) <i>Côté terre</i> |
| (B) Sea side | (B) <i>Côté mer</i> |
| (C) Top view | (C) <i>Vue de dessus</i> |
| (D) High-pressure side | (D) <i>Côté haute pression</i> |
| (E) Detail of gate lip | (E) <i>Détail de l'arête de la vanne</i> |
| (F) Sectional view through gate | (F) <i>Coupe transversale de la vanne</i> |

[Ogihara 1991]. When the gate vibrated vertically, the gap beneath the seal varied; when the gate moved downward the discharge was throttled and the head on the upstream side increased while suction occurred on the downstream side. Upward movement of the gate caused a decrease in head on the upstream side and an increase on the downstream side. The condition was most critical when the water level on the downstream side was shallow so that the emerging jet was submerged only in the middle portion of the gate, indicating that the periodic change from suction to positive pressure on the downstream side of the gate played an important role in self-excitation. Coupling of horizontal and vertical vibration could also have been important since the frequencies were of the same order of magnitude; as discussed in Section 4.7, such a condition can lead to self-excitation.

The design was improved by shifting the seal toward the downstream side of the gate which would increase the upward hydrostatic load considerably. However,



Cependant, il semble que ce type de vanne n'est pas toujours exempt de vibrations, même après cette modification. L'étude de ce type de vanne à rouleaux est rendue difficile par le fait que sa raideur horizontale et verticale (ainsi que ses fréquences de vibration) sont du même ordre de grandeur, et ainsi, les déplacements dans ces deux directions sont fortement couplés par l'eau. Des études expérimentales et théoriques ont révélé que les vibrations horizontales et verticales étaient déphasées par rapport à la charge hydrodynamique. Selon la Fig. 3, en cas de résonance, le déphasage est de 90° .

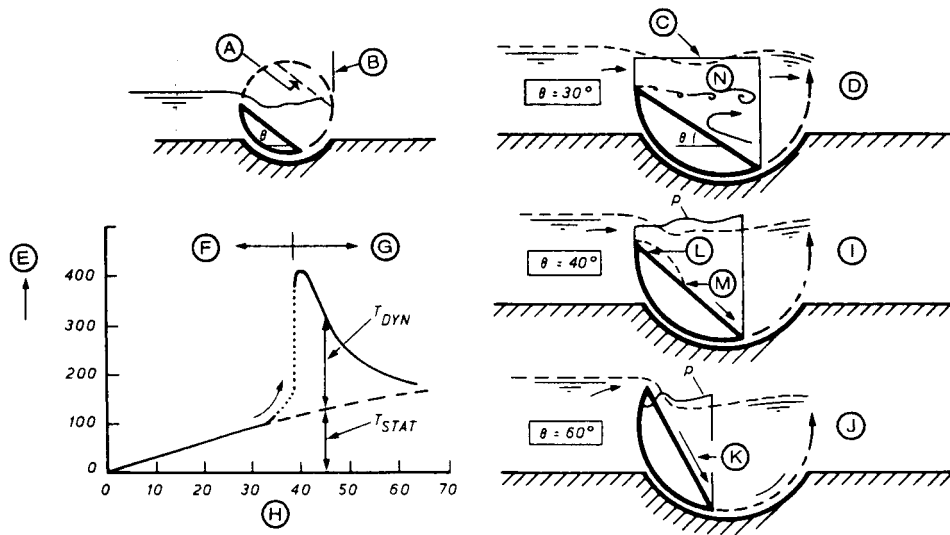
Des vannes de 70 m de longueur, avec axes de rotation à chaque extrémité situés au centre de courbure du tablier, équipent le barrage anti-tempête de la Tamise en aval de Londres. La modélisation d'un tronçon de ce barrage a permis de constater une condition particulière : le débit déversant est par alternances entièrement décollé, puis se recolte sur la vanne, condition engendrant des vibrations rotatives. La Fig. 60 indique la charge dynamique appliquée au treuil. Pour réduire les vibrations, on pratiqua des perforations dans la vanne dans la zone de dépression, entre le bord supérieur et le point de recollement de l'écoulement. Il s'agissait d'une modification mineure, la fréquence propre de la vanne se situant en dehors de l'enveloppe des fréquences des oscillations de l'écoulement. On a pu identifier deux mécanismes d'excitation (selon la classification présentée au chapitre 2.3) : écoulement instable, et excitation induite par le mouvement, analogue au "galloping" d'un élément cylindrique. En effet, l'écoulement alterne entre deux régimes : recollement et séparation; c'est-à-dire, l'écoulement est instable, avec, lors du recollement, une excitation induite par le mouvement. Lorsque la vanne se déplace vers le haut, la surface de la zone située entre le bord de la vanne et le point de recollement augmente, et la dépression qui en résulte fait croître la force qui est à l'origine de ce déplacement ascensionnel.

Fig. 59

Long span shell roller gate with flap [after Ogihara et al., 1991]
Vanne caisson à rouleaux, de grande portée, avec clapet [d'après Ogihara et al., 1991]

there are indications that this type of gate is not always free from vibration even when the seal is moved further downstream. The analysis is difficult because horizontal and vertical rigidity (as well as structural frequencies) for this type of roller gate are of the same order of magnitude, which causes both movements to be strongly coupled by the water. The model tests and the analysis showed that the vertical and horizontal vibrations were out of phase with the hydrodynamic load. Fig. 3 shows that at resonance the phase angle is 90° .

Seventy-meter long gates, with trunnions installed at the center of curvature on both ends of the gate, form the closure elements of the storm-surge barrier in the Thames River near London. A small sectional model showed that a condition existed where the flow over the gate would oscillate between full separation and reattachment, producing rotational vibrations. Fig. 60 shows the dynamic load on the gate-hoist. The vibrations were reduced by perforating the gate in the low-pressure zone between the upper edge and the point where flow reattachment occurred. This remedy was not crucial, because the natural frequency of the gate was outside the frequency range of the flow oscillations. Two mechanisms of excitation could be identified using the classification of Section 2.3, unstable flow and movement-induced excitation similar to the galloping of a cylindrical member. Flow oscillates between reattachment and full separation and is, hence, unstable with movement-induced excitation occurring when the flow reattaches. When the gate moves during its upward oscillation, the area between the gate edge and the point of reattachment enlarges and the resulting low pressure increases the force causing the upward movement.



6.3. VANNES SOUS FORTE CHARGE

Nous nous limitons ici aux vannes situées à plus de 15 mètres sous l'eau. Elles sont généralement placées à l'extrémité amont ou aval d'une galerie, ou dans une position intermédiaire. Compte tenu de la charge élevée existante, il peut apparaître des phénomènes de cavitation au droit de la vanne ou à l'aval de celle-ci.

Une vanne sphérique à étanchéité gonflable, installée au pied d'une conduite forcée débouchant sur une turbine Pelton, était soumise à une charge hydrostatique de 500 m (Fig. 61). A la fermeture de la vanne mais avant gonflage de l'étanchéité, il est apparu des vibrations importantes d'une période de 3 secondes, et le dispositif de commande de gonflage fut endommagé par les pulsations de pression. De toute évidence, il s'agissait de vibrations de la vanne en résonance avec une onde de compression dans la conduite. L'excitation était auto-amplifiante, puisque toute pulsation de pression venant de l'amont était amplifiée par réflexion sur la vanne. La cause de ce phénomène d'amplification était l'action conjuguée de la géométrie de l'étanchéité en caoutchouc et de l'élasticité de celle-ci. En effet, le rétrécissement du passage était aggravé par la différence des surpressions de part et d'autre de la vanne; ce rétrécissement réduisait le débit de fuite, amplifiant le coup de bélier réfléchi. Les vibrations disparurent après gonflage de l'étanchéité.

Pour la vanne en charge représentée dans la Fig. 62, Abelev & Dolnikov [1959] signalent que les fuites passant sur le bord supérieur ont fait vibrer la vanne. L'étude théorique du phénomène indiqua que la vanne était particulièrement instable lorsqu'il y avait étranglement du passage de l'écoulement à l'amont de la rainure. Ainsi, l'étranglement était dangereux lorsqu'il était situé aux points A et C, mais était sans conséquences aux points B et D. Cette situation rappelle la théorie de la fente oscillante appliquée aux vibrations verticales d'une vanne (chapitre 4.4).

Fig. 60

Instability phenomena of the Thames barrier gate [after Hardwick, 1977]

Instabilité d'une vanne du barrage anti-tempête sur la Tamise [d'après Hardwick, 1977]

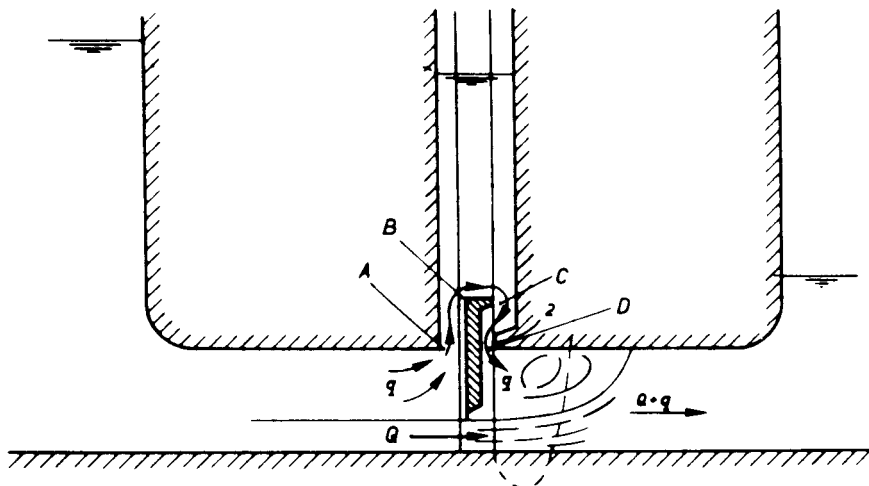
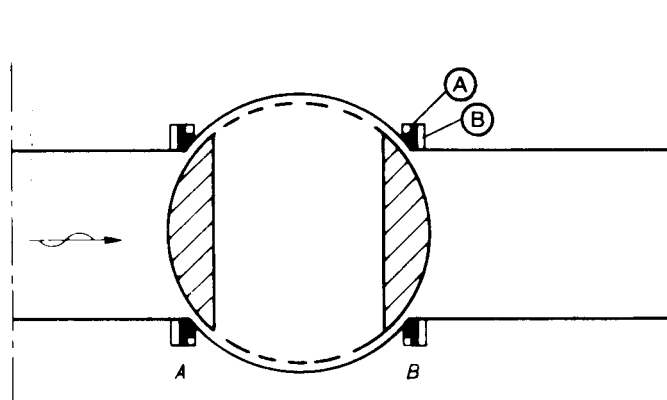
(A) Counterweight	(A) <i>Contrepoids</i>
(B) Tension force from hoist	(B) <i>Traction appliquée par le treuil</i>
(C) Piezometric line for flat outer surface of gate	(C) <i>Ligne piézométrique (pour une face plane extérieure de la vanne)</i>
(D) Static force = 95 tons, Dynamic force = 0 tons	(D) <i>Force statique = 95 t; force dynamique = 0 t</i>
(E) Tension (tons)	(E) <i>Force de traction (t)</i>
(F) Surface jet	(F) <i>Jet de surface</i>
(G) Diving jet	(G) <i>Jet plongeant</i>
(H) Gate angle θ	(H) <i>Angle de vanne θ</i>
(I) Static load = 120 tons, Dynamic load = 290 tons	(I) <i>Charge statique = 120 t; charge dynamique = 290 t</i>
(J) Static load = 175 tons, Dynamic load = 30 tons	(J) <i>Charge statique = 175 t; charge dynamique = 30 t</i>
(K) Diving jet	(K) <i>Jet plongeant</i>
(L) Separation zone	(L) <i>Zone de décollement</i>
(M) Reattachment zone	(M) <i>Zone de recollement</i>
(N) Surface jet	(N) <i>Jet de surface</i>

6.3. HIGH-HEAD GATES AND VALVES

For the purpose of this Bulletin, we assume that a “high head” is greater than 15 meters. High-head gates and valves are generally located at the entrance to, inside of, or at the exits from conduits or culverts. High heads frequently cause cavitation to occur within and downstream of valves.

A ball valve with an inflatable seal was installed at the lower end of a penstock carrying water to a Pelton turbine. Head on the valve was 500 m. When the ball valve (Fig. 61) was closed, but the seals had not been inflated, a strong vibration developed with a period of 3 seconds. The resulting pressure pulses damaged the seal-operating system. This was clearly a case where the vibration of the valve occurred at a frequency in resonance with that of a compression wave in the penstock. The excitation was self-amplifying because any pressure pulse coming from upstream was amplified by reflection at the valve. This amplification resulted from the combination of the rubber seal shape and its elasticity which caused the gap to be further closed by any extra pressure-head difference occurring across the valve; the closure of the gap in turn caused a decrease in discharge, thus amplifying the reflected pressure surge. With the seal properly inflated, no vibrations occurred.

For the culvert gate shown in Fig. 62, Abelev and Dolnikov [1959] reported that top leakage resulted in horizontal vibrations of the gate. A theoretical analysis showed that the gate was especially unstable when the flow was throttled at the upstream side of the slot. Thus, throttling would be dangerous if it occurred at points A and C, but not if it occurred at points B and D. This is in agreement with the fluctuating-gap theory as applied to vertical gate vibrations (Section 4.4). The study showed that if the seal is located at the downstream side of the opening, the



Cette étude montre que lorsque l'étanchéité est placée à l'aval du passage, le système reste stable; par contre, il y a risque de mise en vibration avec l'étanchéité à l'amont.

Une vanne segment inversée, du type souvent utilisé dans les ouvrages d'évacuation, sans aération à l'aval, est représentée dans la Fig. 63. Elle est munie d'une étanchéité supérieure qui, à l'ouverture, frotte contre la paroi de l'ouvrage pendant la partie initiale de la course. La vanne représentée était équipée d'une étanchéité comportant une poutre saillante (Fig. 63 A); cet ensemble (vanne avec étanchéité) fut étudié sur modèle hydroélastique. A faible ouverture, les vibrations étaient très importantes. L'utilisation de l'indicateur d'instabilité indiquait que, juste avant la fermeture, il s'établissait une dépression côté aval, appliquant à la vanne une force descendante. La solution étudiée sur modèle (Fig. 63 B) consista à réduire la partie en saillie du rebord avec pour conséquence une réduction du jeu entre tablier et paroi du puits. Sur le modèle réduit, cette modification a réussi à éliminer les

Fig. 61

Inflatable seal of a ball valve [after Kolkman, 1980]

Étanchéité gonflable d'une vanne sphérique [d'après Kolkman, 1980]

(A) Rubber seal

(B) Pressure chamber

(A) *Étanchéité en caoutchouc*

(B) *Chambre de pression*

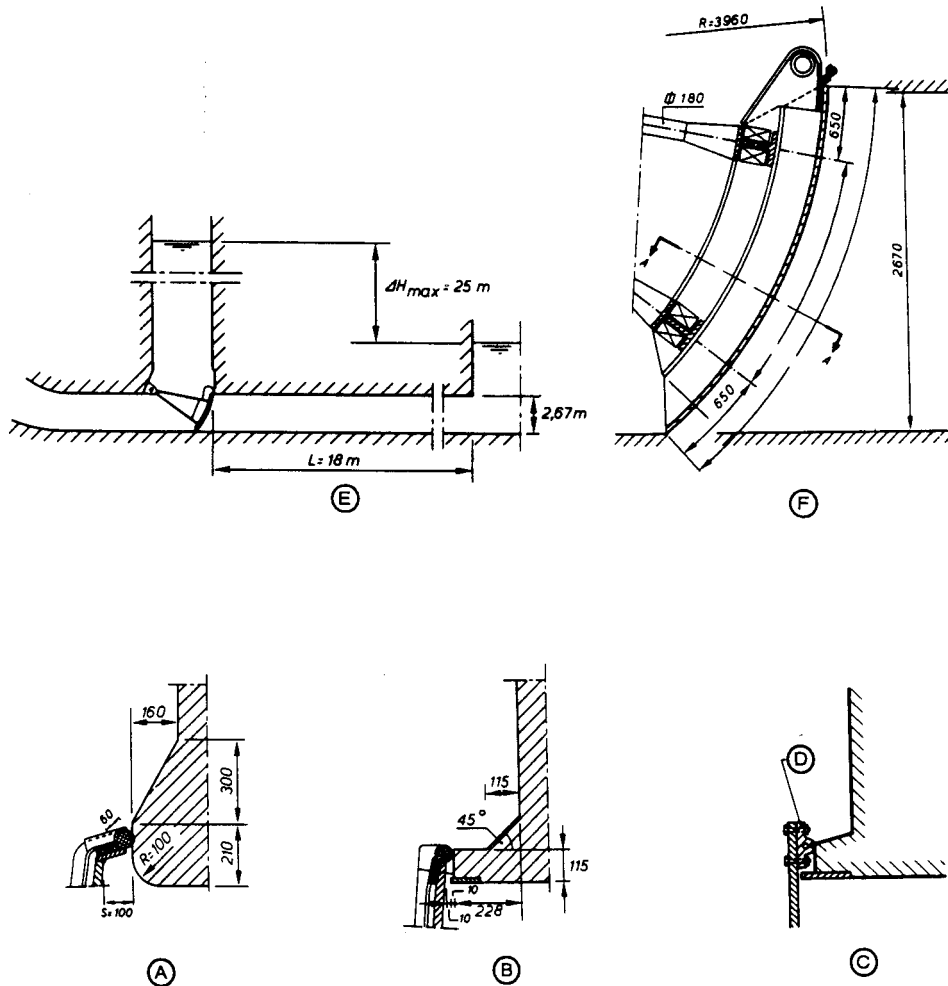
Fig. 62

Leakage through top of a culvert gate [after Abelev and Dolnikov, 1974]

Fuites par-dessus une vanne en conduite [d'après Abelev et Dolnikov, 1974]

system is stable, but that vibrations could be initiated if the seal were located on the upstream side.

A reversed radial gate, such as that often used in outlet works without venting on the downstream side, is shown in Fig. 63. The gate requires a sliding top seal which stays in contact for a short distance as the gate opens. For this particular gate, the top seal was designed with a protruding beam as shown in Variant A; the seal and gate were studied in a hydroelastic model. For small gate openings, very strong vibrations occurred. The use of the instability indicator (Section 4.7) showed that, when the gate is nearly closed, a low-pressure occurs on the downstream side tending to pull the gate downward. The solution developed in model tests (Variant B) reduced the size of the protruding part of the lip and thereby reduced the clearance between the gate plate and the shaft wall. In the scale model this modification eliminated the vibrations. In the prototype some vibrations still



vibrations. Par contre, sur le prototype, certaines vibrations subsistaient pour des ouvertures très faibles de la vanne, indiquant qu'une étanchéité plus rigide, plaquée sur les deux bords (Fig. 63 C) devait encore améliorer les performances.

Dans la Fig. 64, on a représenté une vanne de $\varnothing 100$ mm dont le boisseau est constitué d'un certain nombre de cylindres perforés. L'ouverture de la vanne consiste à remonter les cylindres interne et médian, mettant progressivement en regard les perforations. Cette vanne sert à dissiper l'énergie sous forte charge en évitant les désordres dus à la cavitation à l'aval. En effet, s'il y a cavitation dans les petits jets sortant à très grande vitesse, les bulles crèvent sans inconvénient au centre du cylindre interne. En position fermée, la vanne est parfaitement étanche, mais elle commence à débiter à très faible ouverture. La pression à l'amont de la vanne est d'environ 200 atmosphères. On a constaté des vibrations importantes du réseau de conduites, pour des ouvertures très faibles. La fréquence (10 à 30 Hz) de ces vibrations était en relation avec la période d'une onde de compression station-

Fig. 63

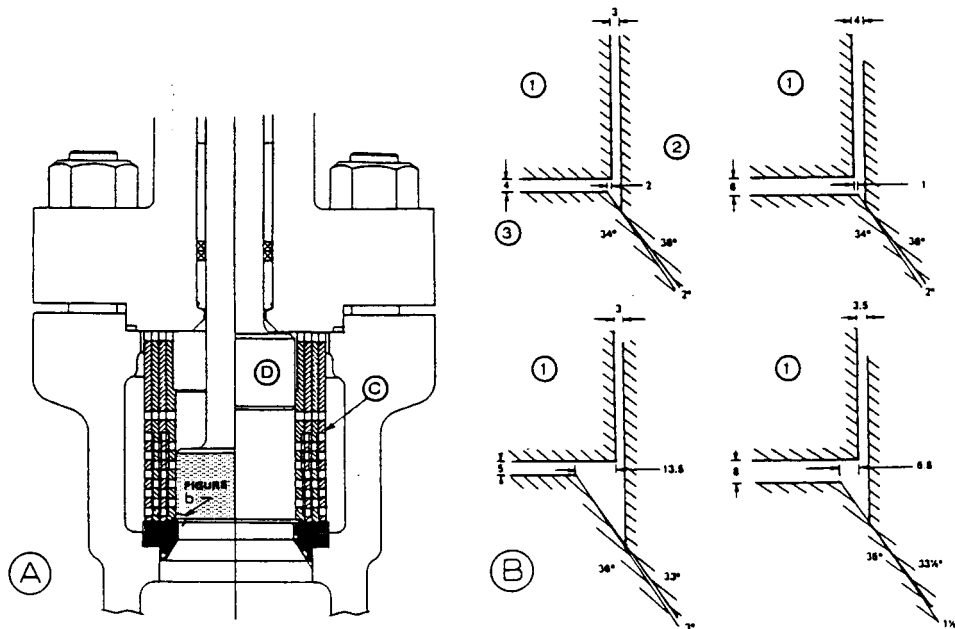
Top seal for a reversed radial gate [after Kolkman, 1980]

Étanchéité supérieure d'une vanne segment inversée [d'après Kolkman, 1980]

- | | |
|--|---|
| (A) Original design of top seal | (A) <i>Étanchéité supérieure : forme initiale</i> |
| (B) Improvement devised in model study | (B) <i>Étanchéité : amélioration résultant d'une étude sur modèle</i> |
| (C) Final solution | (C) <i>Étanchéité : solution définitive</i> |
| (D) Rubber seal | (D) <i>Étanchéité en caoutchouc</i> |
| (E) Section through conduit centerline | (E) <i>Coupe sur l'axe de la conduite</i> |
| (F) Enlarged section through gate | (F) <i>Coupe transversale de la vanne</i> |

occurred for very small gate openings, indicating that a more rigid seal, clamped along both sides (Variant C), should provide further improvement.

Fig. 64 shows a 100 mm diameter valve composed of perforated cylinders which act as a plug. The valve is opened by raising the middle and inner cylinder which opens an increasing number of the small openings. The valve is used to dissipate high-head energy without downstream damage due to cavitation. Cavitation occurs in each of the small jets which emerge with very large velocity. The cavitation bubbles collapse in the center of the inner cylinder where cavitation cannot cause damage. When the valve is completely closed there is no leakage, but flow begins at very small valve openings. Pressure upstream of the valve was about 200 atmospheres. At very small valve openings, the valve produced severe 10-30 Hz vibrations of the connected piping system. The frequency was related to the period of a standing compression wave in the downstream pipe. The rigidity of the valve



naire dans la conduite aval. La raideur du dispositif de commande de la vanne était telle qu'un petit déplacement du boisseau suffisait pour créer des vibrations en résonance avec une onde stationnaire dans la conduite aval. Ce phénomène était progressif, le bruit devenant plus intense au bout de deux minutes. Après détermination de l'origine de ces vibrations, une modification de la vanne devenait inutile, car il n'était pas nécessaire de la manœuvrer à faible ouverture, et les vibrations étaient inexistantes pour des ouvertures plus grandes.

Mercer [1970] décrit des cas de rupture ou de dégâts survenus sur des vannes à cône fixe. Ce type de vanne, fréquent sur les ouvrages de vidange, présente des modes naturels de vibration entraînant la déformation des raidisseurs (torsions) et du corps. Ces avaries proviennent essentiellement du phénomène de fatigue au niveau des soudures des raidisseurs radiaux. La rupture par fatigue est souvent suivie du retournement du bord amont. Les vibrations à l'origine de ces ruptures étaient excitées par l'instabilité à l'extrémité du cône.

De plus, selon les caractéristiques mécaniques de la vanne, les raidisseurs risquent d'être instables sous l'action de l'écoulement. Dans ce cas, l'indicateur d'instabilité s'applique (chapitre 4.7); un début de flexion du bord d'un raidisseur fait augmenter la portance. En comparant des vannes saines et des vannes endommagées, Mercer a formulé un paramètre de stabilité basé sur la théorie des vibrations. Il s'est rendu compte que les vannes exemptes de vibrations ou de rupture satisfaisaient la condition suivante :

$$(Q/C T_v D) / (E/\rho_s)^{1/2} < 0,115 \quad (6.1)$$

dans laquelle Q = débit maximal, vanne ouverte, T_v = épaisseur des raidisseurs, D = diamètre de la vanne, E = module d'élasticité du matériau des raidisseurs,

Fig. 64

Plug seal of a head-breaking valve (dimensions are shown in mm)
[after Cassidy, 1990]

Étanchéité du boisseau d'une vanne brise-charge (les dimensions indiquées sont en mm)
[d'après Cassidy, 1990]

- | | |
|---|---|
| (A) Cross section of control valve | (A) <i>Coupe transversale de la vanne</i> |
| (B) Internal geometry of control valves | (B) <i>Géométrie interne</i> |
| (C) Cage | (C) <i>Cage</i> |
| (D) Plug | (D) <i>Bouchon</i> |
| (1) Plug | (1) <i>Bouchon</i> |
| (2) Cage | (2) <i>Cage</i> |
| (3) Seat ring | (3) <i>Siège annulaire</i> |

operating system was such that a small plug movement was sufficient to create a vibration which was in resonance with a standing wave in the downstream piping. The process developed slowly and could be heard to grow more intense over a period of two minutes. Once the cause of the vibrations was discovered, it was unnecessary to modify the valve since it was not necessary to operate at small openings and vibrations did not occur for larger openings.

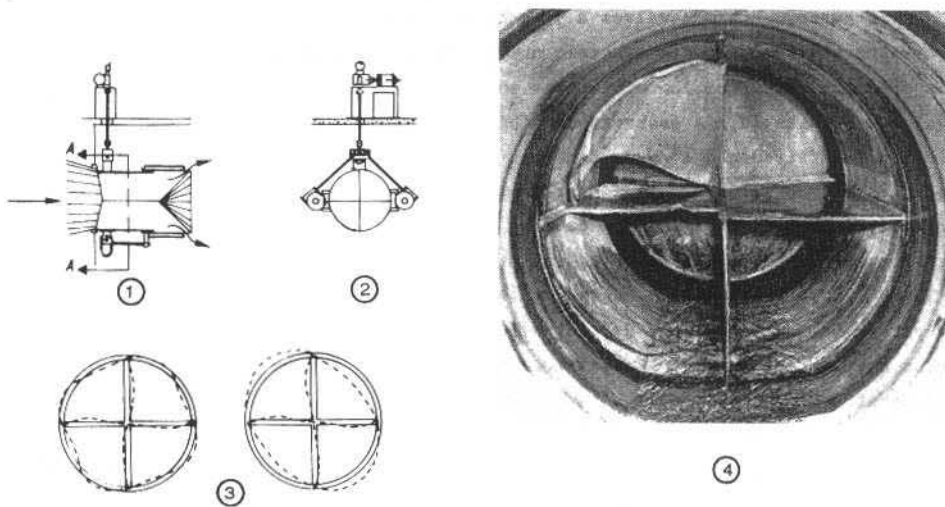
Mercer [1970] described failures of fixed-cone jet valves which had collapsed or were damaged through fatigue. Such valves, which are frequently used in outlet works, have natural modes of vibration which include torsion of vanes and distortion of the valve body. Damage occurs mainly as a result of fatigue at the welds of the radial stiffening vanes. After failing in fatigue they often fold at their upstream side. Vibrations leading to failure were excited by instability at the end of the cone.

Moreover, depending on structural characteristics, the vanes can be unstable in the flow. In the latter case the instability indicator applies (Section 4.7); an initial bending of the lip of a vane will cause an increase in the lift force. Comparing the damaged and undamaged valves, Mercer formulated a stability parameter based upon vibration theory. Vanes that neither vibrated nor failed were found to fulfill the following condition :

$$(Q/C T_v D) / (E/\rho_s)^{1/2} < 0.115 \quad (6.1)$$

Where Q = maximum discharge with the valve open, T_v = thickness of the vanes, D = valve diameter, E = modulus of elasticity of the structural material used in the

ρ_s = densité de l'acier. C est un paramètre dont la valeur dépend du nombre de raidisseurs : pour 4, 5 ou 6 raidisseurs, C vaut respectivement 2,22 - 2,35 - 2,48. Selon ce paramètre de stabilité, la stabilité augmente avec la rigidité. Cette conclusion rappelle celle relative aux vibrations de la bonde de baignoire (chapitre 4.3) et aux vibrations verticales des vannes (chapitre 4.4). Ainsi, en choisissant un acier à faible limite élastique pour la vanne, le cône et les raidisseurs seront plus lourds et plus rigides, réduisant le risque d'instabilité.



6.4. JEUX ET ÉTANCHÉITÉS À FAIBLE DÉBIT DE FUITE

Plusieurs exemples cités ci-dessus concernaient des cas de faible ouverture des vannes; quelques autres exemples serviront à souligner que les vibrations dans ces cas sont toujours en relation avec le même mécanisme. Une bonne compréhension de cette notion est essentielle à la réalisation de vannes performantes.

Si une vanne n'est pas parfaitement étanche (exemple de la Fig. 66 : fuites au droit des étanchéités latérales), un étranglement peut apparaître sur l'arête amont (Fig. 66 A). On a vu ci-dessus que cette condition risquait de faire apparaître le phénomène d'excitation par l'écoulement; Kolkman [1980] a rencontré ce phénomène sur un modèle réduit de vanne. Si l'étranglement se situe à l'aval (Fig. 66 B), la pression appliquée sur le bord latéral du tablier augmente lorsque celui-ci se déplace en direction de la paroi. C'est un mécanisme d'amortissement, qui tend à contrecarrer les vibrations.

Les deux types d'étanchéités illustrées dans la Fig. 67, d'utilisation courante, sont plaqués contre la paroi sous l'action de l'eau. Mais en cas de déformation ou d'usure, les fuites qui en résultent risquent de donner lieu à des vibrations importantes. Il s'agit du mécanisme de la fente oscillante présentée plus haut. Pour

vaner, ρ_s = density of steel, and C is a parameter varying according to the number of vanes; for 4, 5 and 6 vanes $C = 2.22, 2.35$ and 2.48 , respectively. This stability parameter shows that an increase in stiffness increases stability. This conclusion is similar to that for the bathtub-plug vibrations (Section 4.3) and vertical gate vibrations (Section 4.4). Thus, if the designer specifies that a low yield-strength steel be used for the valve, the cone and vanes in the valve will be heavier and stiffer and the possibility of instability will be more remote.

Fig. 65

Failure of a fixed-cone jet (Howell-Bunger) valve [after Mercer, 1970]
Rupture d'une vanne à cône fixe (Howell-Bunger) [d'après Mercer, 1970]

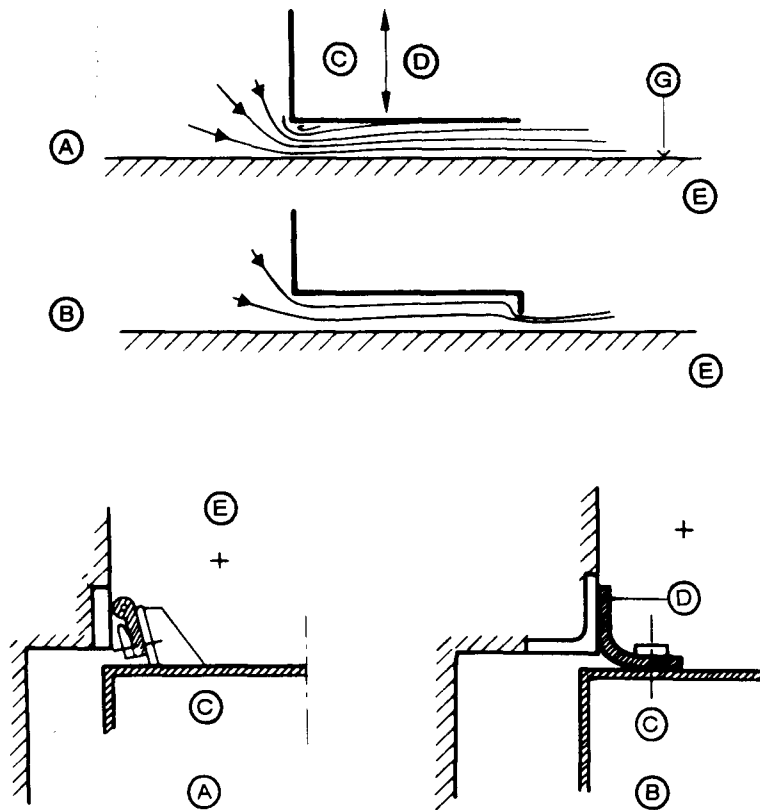
- | | |
|------------------------------------|--|
| (1) Vertical section through valve | (1) <i>Coupe verticale de la vanne</i> |
| (2) Section A-A | (2) <i>Coupe A-A</i> |
| (3) Vibration modes | (3) <i>Modes de vibration</i> |
| (4) Damaged valve | (4) <i>Vanne détériorée</i> |

6.4. GAPS AND SEALS WHICH PRODUCE MINOR LEAKAGE

Although many of the examples in the preceding sections were related to small gate openings, a few more will show how vibrations in those cases are always related to the same mechanism. Understanding this concept is important in developing a safe gate design.

When a gate leaks (for instance through the side seals as shown in Fig. 66) a throttling section may be created at the upstream gate edge, as shown in Fig. 66 A; as was shown in the preceding sections, that condition can theoretically lead to flow excitation; Kolkman [1980] experienced this in a gate model. If the throttling occurs at the downstream side, as shown in Fig. 66 B, the pressure against the side of the gate is increased when the gate moves toward the wall; the effect is that of positive damping which will damp out the vibration.

Both of the commonly used types of rubber seals shown in Fig. 67 tend to tighten under water pressure. They can provoke severe vibration if, due to deformation or wear, a small gap occurs between the seal and the sealing surface. The resulting vibration is similar to that for the fluctuating gap described earlier.



éliminer ce risque, on prévoit le rattrapage automatique du jeu en cas de déformation ou d'usure.

6.5. VANNES DÉVERSANTES

Il s'agit souvent de hausses ou de clapets. Leur dimensions (hauteur, largeur) sont limitées afin de réduire la puissance nécessaire du treuil de manœuvre. Généralement, elles ne sont pas influencées par le niveau d'eau aval, sauf dans le cas de faible chute. Le problème des vibrations est généralement rencontré lorsque la nappe est insuffisamment aérée. Cependant, la nappe elle-même peut avoir un comportement instable (chapitre 4.10).

Lorsque le clapet représenté dans la Fig. 68 était baissé de 0,8 à 1,1 mètre, avec une hauteur d'eau amont de 3,50 mètres, il a commencé à osciller à la fréquence de 4 Hz, avec une amplitude de 1,8 mm mesurée au bord supérieur (demi-amplitude). Cette fréquence correspond à la fréquence de résonance (en eau calme) du clapet. La mise en place de becs de fractionnement sur la crête du clapet apparaissait éliminer ces vibrations. Chacun de ces becs, destinés à diviser la nappe, consiste en

Fig. 66

Dynamic instability related to small side-seal gaps [after Kolkman, 1980]
Instabilité dynamique en relation avec un faible jeu aux étanchéités latérales des vannes
[d'après Kolkman, 1980]

- | | |
|----------------------------|-------------------------------------|
| (A) Original design | (A) <i>Solution initiale</i> |
| (B) Improved design | (B) <i>Solution améliorée</i> |
| (C) Gate | (C) <i>Vanne</i> |
| (D) Direction of vibration | (D) <i>Direction des vibrations</i> |
| (E) Wall | (E) <i>Paroi</i> |

Fig. 67

Upstream seals on a gate [after Kolkman, 1980]
Étanchéités amont sur une vanne [d'après Kolkman, 1980]

- | | |
|----------------------------|--|
| (A) Rubber music-note seal | (A) <i>Étanchéité « en note de musique »
en caoutchouc</i> |
| (B) Rubber flap seal | (B) <i>Lame d'étanchéité en caoutchouc</i> |
| (C) Gate | (C) <i>Vanne</i> |
| (D) Rubber seal | (D) <i>Étanchéité en caoutchouc</i> |
| (E) Upstream side | (E) <i>Côté amont</i> |

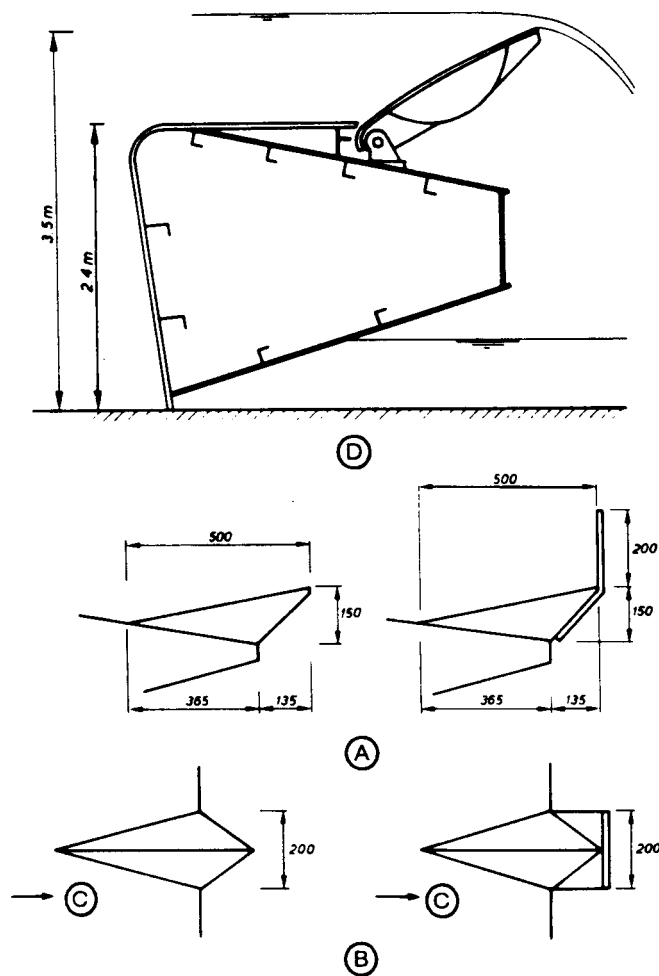
To assure a vibration-free design, the seals should be designed for self-adjustment in case deformation or wear occurs.

6.5. GATES WITH OVERFLOW

Overflow nappes usually occur with bascule or flap gates. The gates are limited in height and width dimensions in order that hoist requirements are not excessive. Flap gates generally are not influenced by downstream water levels except for structures used to control low heads. Vibrations of flap gates usually occur when the nappe is insufficiently aerated. However, an overflowing nappe can also exhibit unstable behavior (Section 4.10).

When the flap gate, installed as shown in Fig. 68, was lowered between 0.8 and 1.1 meters, with an upstream water depth of 3.50 meters, the gate oscillated with a frequency of 4 Hz and an amplitude of 1.8 mm at the top of the flap gate (half amplitude). The frequency corresponded to the still-water resonant frequency of the flap gate. Splitters placed on the crest of the flap appeared to be effective in eliminating the vibration. The nappe splitters were made with a rectangular plate

une plaque rectangulaire placée perpendiculairement dans l'écoulement. On a testé deux entr'axes différents : pas régulier de 3 mètres; pas de 3 et 4,5 mètres en alternance. Ces deux solutions se sont avérées satisfaisantes.



Lors d'essais, le modèle réduit de la vanne représentée sur la Fig. 69 a subi des vibrations importantes lorsque le niveau d'eau aval montait, jusqu'à ce que l'air sous la nappe fût entraîné et remplacé par l'eau. L'épaisseur critique de la nappe était de 1 à 1,5 mètre. La forme de la crête semblait avoir peu d'influence. Le profil de cette crête fut modifié en forme de dents, ce qui élimina les vibrations pour des nappes de faible épaisseur. Ces blocs déflecteurs avaient pour effet de stabiliser l'écoulement sous l'action du courant de retour. La composante oscillante de la force appliquée au treuil était du même ordre de grandeur que la charge hydrostatique, ce qui laisse deviner l'importance des vibrations. On a éliminé ces vibra-

placed perpendicular to the flow. Two spacing distances were tried : an equal pitch of three meters and a pitch alternating from 3 to 4.5 meters; both were effective.

⋮
⋮

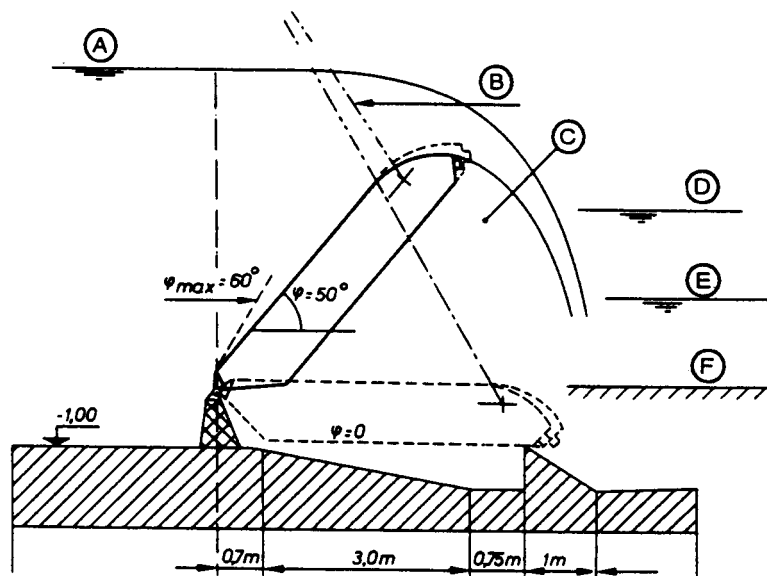
Fig. 68

Flap gate with splitters to prevent nappe oscillation [after Ogihara, 1980]
Clapet avec becs de fractionnement pour empêcher l'oscillation de la nappe déversante
[d'après Ogihara, 1980]

- | | |
|--------------------------------|---|
| (A) Sectional view of splitter | (A) <i>Vue de profil des becs de fractionnement</i> |
| (B) Plan view of splitter | (B) <i>Vue en plan des becs de fractionnement</i> |
| (C) Direction of flow | (C) <i>Sens de l'écoulement</i> |
| (D) Section through gate | (D) <i>Coupe transversale de la vanne</i> |

The gate shown in Fig. 69, when tested in a scale model, vibrated strongly when the downstream water level was raised until all air underneath the nappe was carried away and replaced by water. The critical nappe thickness was 1 to 1.5 meters. The crest shape appeared to be of minor importance. The crest cross-section was revised to a tooth shape which prevented vibrations for small nappe thickness. The flow-deflection blocks served to stabilize the flow when return flow occurred. The oscillating part of the hoist force was of the same order of magnitude as the static water load, which illustrates the strength of the vibration. These vibrations were prevented by admitting air beneath the nappe. Aeration

tions en aérant l'espace sous la nappe. On aurait pu installer des reniflards, mais il eût été nécessaire d'en prévoir plusieurs pour parer au risque de leur remplissage pour toutes les différentes combinaisons d'ouverture et de niveau d'eau. On a préféré de grandes dents situées près des bajoyers; cette solution est maintenant généralisée.



6.6. GRILLES

Bon nombre de grilles de protection sont endommagées par les vibrations. Syamalarao [1989] a publié une étude bibliographique, avec exemples de rupture, de besoins d'entretien fréquent, et de réparation. Les résultats d'une série d'études sur modèle réduit conduites par Syamalarao et al [1987] mettent en évidence une certaine enveloppe de fréquences de résonance critiques correspondant à différents angles d'incidence de l'écoulement. Cet angle dépend de la géométrie de la grille, et de la structure de l'entonnement; un facteur important est le colmatage de la grille par les matériaux entraînés par le débit. Le responsable du projet d'une grille doit toujours tenir compte du colmatage partiel, dû aux corps flottants.

La grille représentée dans la Fig. 70 est d'un type courant; elle fut adaptée à la prise d'eau, de grandes dimensions, équipant un barrage sur la Columbia (E.-U.). La vitesse moyenne de l'écoulement à travers la grille variait de 1,5 à 2 m/s. Des essais in situ ont mis en évidence des amplitudes crête-à-croix de 2,6 mm et de 0,12 mm respectivement pour les déplacements latéraux et verticaux (déplacements dans le plan de la grille). Pour les déplacements amont-aval, l'amplitude était de 0,15 mm, qui s'est avérée être la plus critique d'après l'étude des désordres. On voit, dans la Fig. 70, que le mode le plus néfaste était une vibration de l'ensemble

could have been accomplished by installation of tubes, but several independent tubes would have been needed to prevent blockage at any combination of gate position and water level. Large nappe splitters located near the abutments were found to be advisable and are now generally used for such designs.

Fig. 69

Cross section for a flap gate without air-cushion under the overflow nappe
[Kolkman, 1980]

Clapet dépourvu de coussin d'air sous la nappe déversante
[Kolkman, 1980]

- | | |
|---|--|
| (A) h_1 (maximum = 4.4 m including waves) | (A) h_1 (4,4 m max avec ondes) |
| (B) Hoist | (B) Treuil |
| (C) Space under nappe has filled with water | (C) Zone sous nappe, remplie d'eau |
| (D) Tailwater at vibration II, Elevation + 2.7 m | (D) Niveau d'eau aval : vibration II, cote + 2,7 m |
| (E) Tailwater level at vibration I, Elevation + 1.3 m | (E) Niveau d'eau aval : vibration I, cote + 1,3 m |
| (F) Channel bottom, Elevation 0 m | (F) Radier, cote 0 m |

6.6. TRASHRACKS

Many trashracks experience vibrations and are often damaged. Syamalarao [1989] reported a literature review with examples of failure, frequent maintenance requirements, and repairs. The results of systematic scale model investigations by Syamalarao et al. [1987] show the range of critical resonance frequencies which occur for different approach angles of the flow. The approach angle depends on the geometry of the rack and the structure of the inlet and is also greatly influenced by any flow blockage of the rack due to trash. The designer should always consider that partial blocking of the rack can occur due to a buildup of debris.

The trashrack shown in Fig. 70 is a common design and was used for a large power intake on a dam on the Columbia River. The average flow velocity through the trashrack ranged from 1.5 to 2 m/s. Field tests revealed peak to peak amplitudes of 2.6 mm and 0.12 mm in the plane of the rack in the lateral and vertical directions respectively. In the upstream and downstream directions, the amplitude was 0.15 mm which was the most critical as revealed from damage analysis. As is indicated in the Fig., the principal damaging mode was the vibration of the entire panel in its horizontal plane, the second harmonic bending mode with a resonance

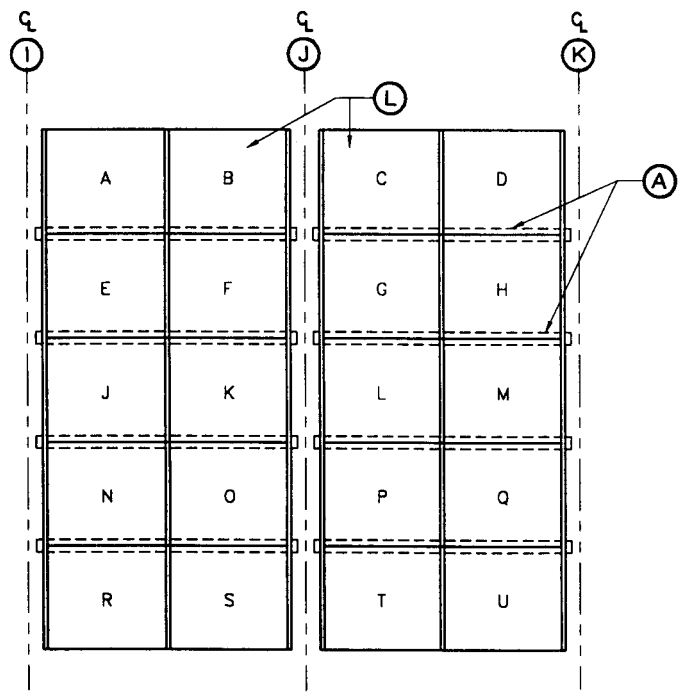
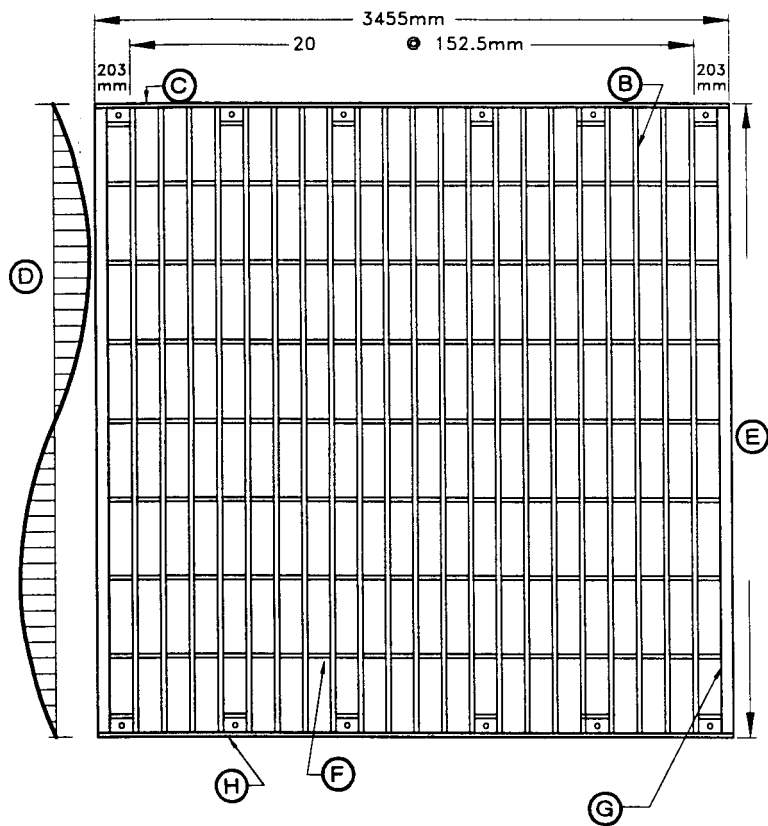


Fig. 70

Trashrack with rectangular bars [Experience of Makarechian, 1989]
Grille à barreaux de section rectangulaire [expérience de Makarechian, 1989]

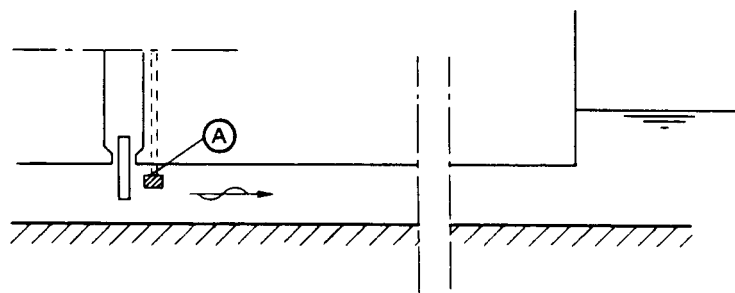
- | | |
|--|--|
| (A) Steel structural support beams | (A) <i>Poutres-soutiens en acier</i> |
| (B) 152 x 16 mm ² trashrack bar | (B) <i>Barreau 152 × 16 mm²</i> |
| (C) 102 x 13 mm ² top bar | (C) <i>Traverse haute 102 × 13 mm²</i> |
| (D) Vibration mode | (D) <i>Mode de vibration</i> |
| (E) Typical panel, 8 equal spaces of 420 mm each | (E) <i>Panneau courant, 8 ouvertures de 420 mm chacune</i> |
| (F) 152 x 9.5 mm ² stiffener bar | (F) <i>Raidisseur 152 × 9,5 mm²</i> |
| (G) 152 x 51 mm, 9.5 mm thick structural tube | (G) <i>Tube 152 × 51 mm, ép. 9,5 mm</i> |
| (H) 102 x 13 mm ² bar | (H) <i>Barre 102 × 13 mm²</i> |
| (I) North pier | (I) <i>Bajoyer nord</i> |
| (J) Intermediate pier | (J) <i>Pile intermédiaire</i> |
| (K) South pier | (K) <i>Bajoyer sud</i> |
| (L) Typical panel | (L) <i>Panneau courant</i> |

du panneau dans le plan horizontal, autrement dit, le mode correspondant à la deuxième fréquence harmonique, avec fréquence de résonance de 32 Hz. On a trouvé des ruptures mécaniques à proximité des soudures reliant les raidisseurs horizontaux, de section $9,5 \text{ mm} \times 152 \text{ mm}$, au cadre principal réalisé en éléments tubulaires. Ce cadre était fissuré, un tronçon de tube de 1,8 mètre de longueur étant complètement séparé du panneau. Aucune fissuration ne fut constatée sur les barreaux principaux de la grille. Le nombre de Strouhal, en relation avec la largeur des barreaux (direction perpendiculaire au courant), variait de 0,25 à 0,30.

6.7. PROBLÈMES DYNAMIQUES ET DE CAVITATION ASSOCIÉS À UN ÉCOULEMENT EN GALERIE SANS AÉRATION OU AVEC AÉRATION PARTIELLE

Les exemples suivants ne concernent pas les vibrations; par contre, ils concernent les sollicitations dynamiques qui risquent de nuire aux équipements mal conçus ou mal exploités.

Le premier concerne la conduite aval d'une écluse de grande hauteur d'eau, avec reniflards crépinés destinés à éliminer le phénomène de cavitation derrière la vanne (Fig. 71). Le tronçon de conduite à l'aval de la vanne mesure 70 m de longueur. On a installé un capteur de pression sur le toit de la conduite. Lors de la fermeture de la vanne à la vitesse normale de fonctionnement, l'inertie de l'eau a aspiré l'air, qui s'est accumulé près de la vanne. De ce fait, la pression à l'aval de la vanne a chuté bien en dessous de la pression hydrostatique aval, et même en dessous de la pression atmosphérique. Cette dépression a ralenti le débit, au point d'inverser la direction de l'écoulement et d'expulser l'air. Pour une hauteur d'eau initiale de 20 mètres (hauteur différentielle), il y a eu des coups de bélier, dont la pression était égale à celle d'une colonne d'eau de 110 mètres.



La vanne à jet dénoyé, placée à l'extrémité aval d'une conduite en charge, est souvent protégée par une vanne de garde, placée à une distance de une ou deux fois la hauteur de la conduite. La fonction principale de cette vanne de garde est d'isoler la vanne de réglage en cas d'entretien. Mais il ne faut pas oublier que la

frequency of 32 Hz. A number of structural failures were found near the welds attaching the 9.5 mm by 152 mm horizontal stiffening members to the structural tube section. Cracks were also reported on the structural tube section and a 1.8-meter length of the tube was separated from the panel. No cracks were seen on the main trashrack bars. Strouhal numbers, related to the width of the main bars (perpendicular to flow direction), ranged from 0.25 to 0.30.

6.7. DYNAMIC PROBLEMS AND CAVITATION RELATED TO NON-AERATED OR PARTIALLY AERATED CULVERT FLOW

Although the following examples do not relate to vibrations, they are examples of dynamic loads which can occur for incorrect designs or for improper gate operation.

For a downstream lock culvert on a high-head ship lock, aeration conduits with screens were installed to suppress gate-induced cavitation (Fig. 71). The length of the culvert downstream of the gate was 70 m. A pressure cell was mounted in the ceiling of the culvert. When the culvert valve was closed at normal operating speed, inertia of the flowing water caused air to enter and collect near the gate. The pressure downstream from the gate became much lower than the static water pressure in the downstream pool and even lower than atmospheric pressure. The low pressure decelerated the water, eventually reversing the flow and expelling the air. With an initial head difference of 20 meters, water-hammer occurred with a pressure head equal to that of a 110-meter long column of water.

Fig. 71

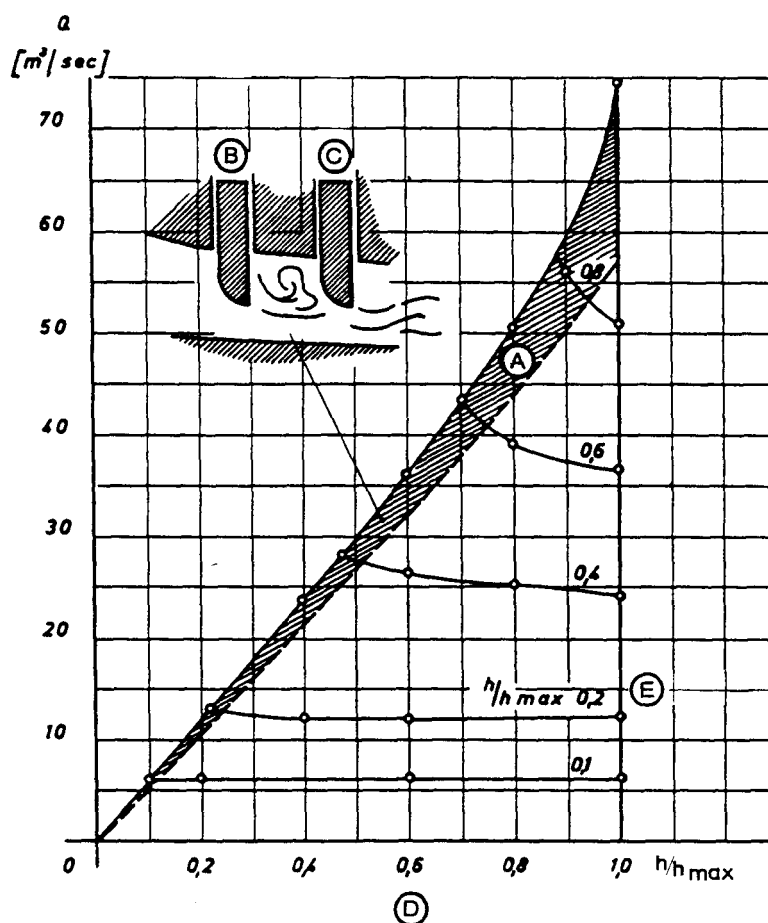
Water-hammer effects due to air suction behind a closing gate [after Kolkman, 1980]
Coup de bélier provoqué par l'aspiration de l'air derrière une vanne lors de sa fermeture
[d'après Kolkman, 1980]

(A) Aeration screen

(A) Grille du reniflard

A free-outflow gate at the downstream end of a pressure conduit is often protected by an emergency gate or bulkhead, located upstream a distance of one to two times the conduit height. Its main function is isolation of the operating gate to permit maintenance. However, consideration should be given to the possibility that

fermeture de la vanne de réglage risque parfois de ne pas être totale. Dans ce cas, il sera nécessaire de fermer la vanne de garde dans un courant d'eau. Cette situation a été étudiée par Liebl [1973] et par Billoré et al [1979]. Au cours de la fermeture de la vanne de garde, il existe une position critique où les deux vannes se trouvent à peu près à la même ouverture partielle. Le jet contracté venant de la vanne de garde se décolle du bord inférieur de la vanne de réglage. La pression moyenne dans la zone comprise entre les deux vannes peut être égale, voire inférieure, à la pression atmosphérique; si la charge amont est suffisamment élevée, il risque de s'établir un régime non permanent de pressions, avec des valeurs minimales égales à la tension de vapeur. Sans reniflard permettant un débit suffisant d'air, il y a risque de cavitation. Sur la Fig. 72, on présente les conditions critiques constatées pour une hauteur d'eau amont de 145 mètres. Il importe de prévoir un reniflard de grand diamètre entre les vannes de garde et de réglage, mais, même dans ce cas, la dépression moyenne en pied peut être insuffisante pour créer un appel d'air dans le reniflard vers la conduite.



the main gate may fail to close completely. In such a case the emergency gate will need to be closed with flow occurring. This situation was studied by Liebl [1973] and also by Billoré et al. [1979]. During the closing of the emergency gate, a critical position exists when both gates are open approximately an equal amount. The contracted jet coming from the emergency gate tends to separate from the bottom edge of the operating gate. The average pressure between the gates can become equal to or lower than atmospheric and, if the upstream head is high enough, unsteady pressures can occur with minimum values equal to vapor pressure. Cavitation will occur if aeration conduits do not allow air to enter rapidly enough. Fig. 72 shows the critical conditions which occurred for a head on the gate of 145 meters. Although a large diameter vent should be installed between the service gate and the emergency gate, the average pressure at the location is not always low enough to cause air to be pulled through the vent.

Fig. 72

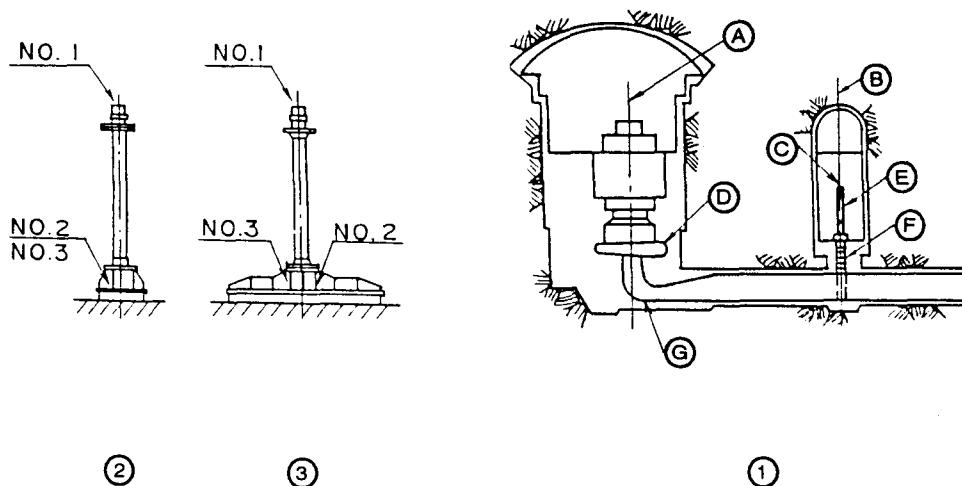
Cavitation risk at tandem-gate installations [after Liebl, 1973]

Risque de cavitation dans le cas de deux vannes en série [d'après Liebl, 1973]

- | | |
|--|--|
| (A) Region of cavitation | (A) <i>Domaine de cavitation</i> |
| (B) Emergency gate | (B) <i>Vanne de garde</i> |
| (C) Service gate | (C) <i>Vanne de réglage</i> |
| (D) Relative opening of emergency gate | (D) <i>Ouverture relative de la vanne de garde</i> |
| (E) Relative opening of main gate | (E) <i>Ouverture relative de la vanne de réglage</i> |

6.8. VIBRATIONS DE VANNES D'ASPIRATEUR

Sur un aménagement de transfert d'énergie par pompage, on a pu entendre un bruit venant de la vanne de l'aspirateur, que ce soit dans le sens pompage ou turbinage (Fig. 73) [Ueda et al, 1986]. Les vibrations, mesurées au niveau du vérin de manœuvre, présentaient une fréquence de 130 Hz, ce qui correspondait à la fréquence de passage des aubes (20 aubes tournant à 375 t/min). L'accélération (mesurée par accéléromètre) était de 1 g, les déplacements étaient d'environ 15 microns. La fréquence propre de la vanne (dans l'air) était de 3,9 Hz et, par conséquent, la résonance ne semblait pas être en jeu. Le bruit provenait de l'excitation forcée due à la turbine. On aurait pu rencontrer de graves problèmes de vibration si une onde de compression stationnaire, ou une onde élastique dans le fourreau de la vanne ou dans la fondation de la turbine, ainsi que dans la colonne d'eau dans l'aspirateur, avait présenté une fréquence propre de valeur proche.



6.9. VIBRATIONS DANS UN BASSIN DE DISSIPATION D'ÉNERGIE

La Fig. 74 présente une vue en plan et la section longitudinale d'un bassin de dissipation d'énergie placé au pied de l'évacuateur d'un barrage de 69,5 mètres de hauteur. Ce bassin comprend dix dents en béton armé sur le radier et onze dents sur le coursier. Le débit maximal transité, de 2 000 m³/s, a provoqué des désordres à la base des dents, dus au chargement cyclique. Six dents de radier furent emportées au-delà du bassin [Strassburger, 1973]. La vitesse du débit à l'entrée du bassin était d'environ 30 m/s, avec graves détériorations par cavitation des blocs du radier et du coursier, ainsi que du radier lui-même et des bajoyers.

Lorsqu'on a constaté la perte des dents, on a pensé que la cause principale était la cavitation. Pour cette raison, on a prévu, pour les dents de remplacement, un revêtement en acier ($e = 50,8$ mm) et un ancrage comportant des poutres trans-

6.8. VIBRATIONS OF DRAFT-TUBE GATES

At a pumped-storage project, noise was heard coming from a draft-tube gate during both pump and turbine operation (Fig. 73) [Ueda et al. 1986]. Vibrations were measured at the hoist cylinder with a frequency of 130 Hertz which corresponded to the blade frequency (375 rpm. with 20 blades). Accelerometers measured 1g of acceleration and a displacement amplitude of about 15 microns. The gate itself had a natural frequency of 3.9 Hertz in air so it appears that resonance was not involved. The noise was created by a forced excitation from the turbine. If a standing compression wave, an elastic wave in the gate cover or the turbine foundation together with the water column in the draft tube were to have a natural frequency of nearly equal magnitudes, serious vibration problems could have arisen.

Fig. 73

Draft-tube gate and pump-turbine installation where vibrations of the gate were caused by excitation from the pump-turbine [Ueda et al., 1986]

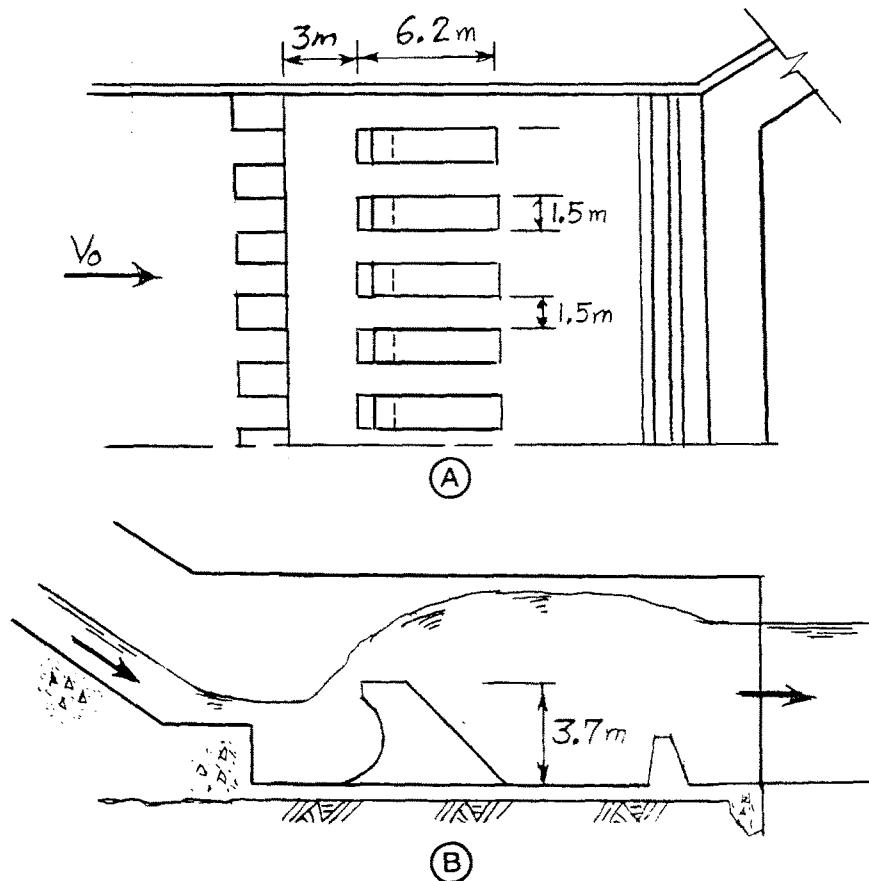
Pompe-turbine et vanne d'aspirateur, où les vibrations de la vanne résultaient de l'excitation induite par la pompe-turbine [Ueda et al., 1986]

- | | |
|---|--|
| (A) Centerline of turbine | (A) <i>Axe de la turbine</i> |
| (B) Centerline of draft-tube gate | (B) <i>Axe de la vanne d'aspirateur</i> |
| (C) Structural support | (C) <i>Support</i> |
| (D) Pump turbine | (D) <i>Pompe-turbine</i> |
| (E) Hydraulic cylinder | (E) <i>Vérin hydraulique</i> |
| (F) Draft-tube gate | (F) <i>Vanne d'aspirateur</i> |
| (G) Draft tube | (G) <i>Aspirateur</i> |
| (1) General arrangement | (1) <i>Schéma général</i> |
| (2) Side view of hoist showing accelerometer locations | (2) <i>Vue latérale du vérin avec emplacement des accéléromètres</i> |
| (3) Front view of hoist showing accelerometer locations | (3) <i>Vérin vu de face avec emplacement des accéléromètres</i> |

6.9. VIBRATIONS IN A STILLING BASIN

Fig. 74 shows the plan and elevation views of a stilling basin below the spillway of a 69.5-meter high dam. The basin was constructed with ten reinforced-concrete floor blocks and eleven chute blocks as shown. Peak discharges of more than 2000 m³/s resulted in structural fatigue of the blocks at their base. Six of the floor blocks were broken off and carried out of the basin [Strassburger 1973]. Velocities entering the basin were approximately 30 m/s and resulted in serious cavitation damage to the chute and floor blocks as well as to the floor and walls of the stilling basin.

When the loss of the blocks was first discovered, it was thought that cavitation was the primary problem and replacement blocks were covered with 50.8-mm thick steel plate to prevent damage from cavitation; the new blocks were anchored to the



versales noyées dans le radier et fixées par boulons d'ancrage. Un an plus tard, les débits évacués ont emporté deux de ces nouvelles dents. Après inspection du plan de rupture à la base des dents, on a conclu qu'il s'agissait de ruptures par fatigue, ce qui supposait des sollicitations périodiques appliquées par des forces latérales non permanentes. Le calcul des dents par la méthode des éléments finis a indiqué que la fréquence propre de celles-ci, après fissuration au niveau de la base, devait être de l'ordre de 11 Hz. En l'absence de nombres de Strouhal pour des structures de ce type, on entreprit une étude sur modèle réduit à l'échelle 1/8. Les appareils de mesure ont mis en évidence de fortes sollicitations latérales sur une large gamme de fréquences, caractéristiques d'un écoulement très turbulent. Les valeurs maximales mesurées étaient de 2 720 kN et de 730 kN, respectivement dans les sens longitudinal et latéral. Il semble que la force résultante était suffisante pour provoquer la rupture par fatigue, car le nombre total de cycles de charge subis lors du passage d'une crue est pratiquement infini. Tous travaux importants de modification du bassin étant impossibles, il ne restait qu'à modifier la forme des dents pour réduire les sollicitations latérales, et à modifier les dispositifs de renforcement pour réduire le taux de travail et augmenter la résistance à la fatigue [Cassidy & Locher, 1993].

Fig. 74

Stilling basin for a 69.5 meter high dam [Cassidy et al, 1994]

Bassin de dissipation d'énergie au pied d'un barrage de 69,5 m de hauteur [Cassidy et al., 1994]

(A) Plan view

(B) Section along center line of structure

(A) *Vue en plan*

(B) *Coupe longitudinale sur l'axe*

stilling basin floor with transverse beams embedded in the floor and anchored with rock bolts. Flood flows a year later resulted in the loss of two of the new blocks. The failure plane at the base of the blocks indicated that the blocks had failed by fatigue implying that periodic fluctuating loads were being imposed on the blocks by unsteady lateral forces. A finite-element analysis of the blocks indicated that their natural frequency, if cracked at the base, should be about 11 Hz. Since Strouhal numbers were not available for bodies similar to the blocks, a 1:8 scale model was studied in a laboratory. Instrumentation of the block indicated that strong lateral forces occurred over a wide range of frequencies typical of massive turbulence. Peak force magnitudes of 2 720 kN and 730 kN were measured in the longitudinal and lateral directions respectively. The resultant force was apparently sufficient to cause fatigue of the blocks, since virtually an infinite number of cycles can be accumulated during a flood. Since the design of the stilling basin cannot be drastically changed, the only alternative was to redesign the block shape to minimize the lateral load and to redesign the reinforcing to reduce stress and maximize the fatigue life [Cassidy and Locher 1993].

7. UTILISATION DE MODÈLES RÉDUITS ET DE MÉTHODES DE CALCUL

7.1. GÉNÉRALITÉS

Il est nécessaire de procéder à une étude spécifique du comportement dynamique d'une vanne et d'une grille, lorsque celles-ci relèvent d'une nouvelle conception, de l'extrapolation de techniques ayant fait leurs preuves, d'une extrapolation d'échelle, ou lorsqu'il s'agit de faire face à des risques exceptionnels.

Mais, même dans le cas d'un matériel d'un type ayant fait ses preuves, il convient de vérifier les fréquences de résonance et l'allure des modes de vibration, afin d'évaluer les différences éventuelles qui pourraient créer des problèmes d'ordre dynamique. Il faut tenir compte de la masse ajoutée.

Les deux moyens d'étude – essais sur modèle réduit et calcul – exigent des connaissances et expériences spécifiques. A l'heure actuelle, il n'existe pas de méthodologie globale permettant de prévoir le comportement dynamique. En cas d'utilisation d'un modèle réduit, complété par des calculs, il est nécessaire de pratiquer certaines simplifications. Cependant, ces méthodes, associées à une bonne connaissance physique des vibrations induites par l'écoulement, permettent d'aboutir à un matériel à l'abri de problèmes.

7.2. MODÈLES RÉDUITS

7.2.1. Stratégie d'étude

Les modèles réduits sont utilisés pour l'étude du comportement dynamique de structures immergées. Il en existe deux types : modèles complets reproduisant l'ensemble des paramètres (élasticité, masse, amortissement); modèles partiels, reproduisant certaines parties seulement de la structure. Les modèles complets présentent l'inconvénient de ne pouvoir être construits avant l'achèvement de l'avant-projet détaillé; pour cette raison, ils ont surtout un rôle de vérification. Si un tel modèle laisse entrevoir un risque de vibrations, il est utilisé pour étudier le problème et améliorer l'avant-projet. Généralement, il est conseillé de commencer par un modèle hydraulique classique destiné à étudier le régime d'écoulement, à indiquer la possibilité d'instabilité d'écoulement, et à vérifier l'existence éventuelle de fréquences dominantes dans les turbulences. Dans une deuxième phase, on peut mesurer les forces pour différents angles d'approche afin d'étudier le risque de « galloping ». Si le matériel comporte des éléments de section circulaire ou à paroi courbe, sur lesquels le point de décollement risque d'être instable selon le nombre de Reynolds, on doit se demander si l'étude est à reprendre à une échelle voisine

7. THE USE OF SCALE MODELS AND COMPUTATIONAL METHODS

7.1. GENERAL

Special studies of dynamic behavior of gates and trashracks are necessary when new design concepts, extrapolation of design experience, extrapolated scales, or exceptional risks are involved.

Even when designing structures similar to others which have proven to function well, resonance frequencies, and the shape of vibration modes should be estimated to evaluate potential differences which could lead to dynamic problems. Effects of added mass must be included.

Both scale-model testing and computational methods require special skills and experience. A complete design procedure for predicting dynamic behavior is not yet available. When scale models are used and supplemented with computational methods, some compromises and simplifications are required. However, when these methods are combined with physical understanding of flow-induced vibrations, successful trouble-free designs can be achieved.

7.2. SCALE MODELS

7.2.1. Research strategy

Scale modeling can be used to investigate the dynamic behavior of structures in flow. The types of models required include fully dynamic models, wherein the elasticity, mass and damping are reproduced, and partial models in which only vibrations of particular components are to be studied. Fully dynamic models have the disadvantage that they cannot be built until the detailed design is complete and, hence, they usually serve as a check on behavior of the final design. If the model indicates that vibration problems exist, the model can then be used to analyze the problem and improve the design. Generally, it is advisable to begin with a classical hydraulic model to study flow patterns and to determine if unstable flow can occur and to check for possible dominant frequencies in the turbulence. In a second step, forces can be measured at various approach flow angles to determine if they could create a tendency for galloping vibrations. If the structure involves circular cross sections or other curved surfaces where the location of separation may be unstable and dependent on the Reynolds number, one should consider whether such studies should be repeated at a near-prototype scale [de Jong and van Nunen 1980].

de 1 [de Jong et van Nunen, 1980]. Compte tenu du prix de réalisation d'un tel modèle et de la complexité de mise en œuvre des moyens de mesure, un tel modèle est rarement justifié et normalement on aura recours, pour l'amélioration de l'avant-projet, à un modèle d'échelle plus réduite.

On peut réaliser des modèles capables de vibrer. Entre les mains d'un opérateur expérimenté, un modèle à un degré de liberté (on peut faire varier la direction des vibrations) est un outil très utile au responsable de projet. Dans le cas d'une vanne qui n'aurait qu'un seul degré de liberté, le modèle pourrait consister en une vanne relativement rigide sur support élastique. Dans ce cas, le modèle est très facilement modifié, et l'on peut faire varier la forme de la vanne, ainsi que son élasticité, puisqu'il n'y a aucun couplage. Mais un tel modèle ne peut être utilisé pour l'étude du couplage entre modes de vibration.

Dans le cas des vannes de très grandes dimensions, la flexibilité de la vanne elle-même est parfois un paramètre important, appelant un modèle complet en élasticité. Cependant, la géométrie et la raideur du modèle seront couplées, et il peut être nécessaire, lors de chaque modification de l'avant-projet, de reconstruire le modèle. Les modèles en élasticité sont moins courants, mais ils sont capables de fournir des renseignements essentiels pour l'établissement de l'avant-projet des grandes vannes. Il est possible de réduire la complexité de construction d'un tel modèle en acceptant certaines approximations. S'il y a similitude dynamique entre le modèle et le prototype, les déformations du modèle seront égales à celles du prototype. De tels modèles sont utilisés pour l'étude des vibrations induites par l'écoulement; de plus ils peuvent reproduire la réponse aux sollicitations dues aux ondes. Ces modèles sont généralement réalisés vers la fin de la phase d'avant-projet, après étude, à l'aide de modèles plus simplifiés, des options de base. Ainsi, la stratégie globale d'étude peut comporter toute une famille de modèles. L'élasticité des étanchéités est parfois à l'origine de vibrations induites par l'écoulement, mais on n'a trouvé, dans la littérature publiée, aucun cas d'étude sur modèle de ce phénomène.

7.2.2. Similitude en élasticité, masse et amortissement

Sur un modèle physique destiné à l'étude du comportement dynamique d'un matériel, il convient de reproduire convenablement les trois paramètres : élasticité, masse, amortissement. Les considérations suivantes furent résumées par Kolkman [1976] :

- Similitude en élasticité : il doit y avoir égalité du nombre de Cauchy entre modèle et prototype. Ainsi, à l'échelle de reproduction d'une sollicitation hydrodynamique, les déplacements d'ordre permanent et non permanent du modèle sont conformes, en amplitude, à l'échelle géométrique, et la déformation relative (Δ/l) est égale à celle du prototype.

- Sur un modèle à continuité d'élasticité (en effet, les joints amènent parfois des solutions de continuité), à similitude géométrique, les pressions et les contraintes sont reproduites dans les mêmes proportions que les pressions hydrodynamiques. Les déformations relatives du modèle et du prototype devraient être identiques et égales au quotient : contraintes divisées par le module d'élasticité E

Because such a model is expensive to construct and measurements require elaborate procedures, the opportunities to make use of a large model are limited and it will usually be necessary to use a smaller model for improving the design.

A scale model can be designed to vibrate. A one-degree-of-freedom model in the hands of an experienced modeler (the direction of vibration can be varied) can provide a very useful tool for design. For a gate expected to have only one degree-of-freedom, the model could be a relatively rigid gate suspended elastically. For a one-degree-of-freedom model, the gate design can be easily modified, and both the shape and the elasticity can be readily changed since they are not coupled. Such a model, however, cannot be used to study coupling between vibration modes.

For large gates, the flexibility of the gate itself may be important and a complete elastic model may be required. However, shape and rigidity of the model will be coupled and each design modification may require building a new gate model. Elastic models are less common, but they can provide essential information for the design of large gates. The complexity of construction of such a model can be reduced by approximations. If the model is dynamically similar to the prototype, deformations will be equal to those of the prototype. These models serve to study flow-induced vibrations and can also reproduce response to wave loads. Such models are generally built during the last stage of the design after design alternatives have been studied in other more simple models. Thus, a total research strategy could result in a family of models. Seal elasticity can be important as a contribution to flow-induced vibrations. However, no examples of scale models were found in the literature wherein the seal elasticity has been reproduced.

7.2.2. Scaling elasticity, mass and damping

For a scale model used to study the dynamic behavior of a structure, all three elements, elasticity, mass and damping, must be accurately reproduced. The following considerations were summarized by Kolkman [1976]:

- For similarity in elasticity, the Cauchy number for model and prototype must be equal; this guarantees that, at the scale for which a hydrodynamic load is reproduced, both steady and unsteady deformation will be reproduced to the geometric scale and the relative deformation (strain) will be reproduced equal to that in the prototype.
- For a model with continuous elasticity (structural joints often create a discontinuity), when scaled geometrically, the pressures and stresses in the material will be scaled at the same ratio as the hydrodynamic pressures. The strain should remain equal in the model and prototype and equals the stress divided by the modulus of elasticity E (Young's modulus). The Cauchy number, for

(module de Young). Pour ces modèles, le nombre de Cauchy exprime la relation entre la contrainte et la pression hydrodynamique :

$$C_a = E/(\rho V^2) \quad (7.1)$$

• Pour un modèle à un degré de liberté, le nombre de Cauchy exprime la relation entre force élastique et sollicitation dynamique appliquée. La surface étant proportionnelle au carré de la longueur, et la pression étant en relation avec $\rho V^2/2$, le nombre de Cauchy devient :

$$C_a = k/(\rho V^2 L) \quad (7.2)$$

k étant la raideur du ressort.

En cas d'immersion totale d'un modèle de vanne ou de grille, il est inutile de faire correspondre les nombres de Froude ($V/\sqrt{g L}$), et l'on prévoit un écoulement sans surface libre. On peut faire en sorte que le carré du rapport des vitesses prototype/modèle soit égal au rapport des modules d'élasticité E prototype/modèle (voir l'équation 7.3) :

$$E_m/E_p = V_m^2/V_p^2 \quad (7.3)$$

Les modules d'élasticité et les vitesses sont souvent reproduits à l'échelle 1. On peut parfois associer l'étude des vibrations et de la cavitation sur un même modèle.

Pour un modèle d'une structure placée dans un écoulement à surface libre, il convient de veiller à la correspondance d'échelle des nombres de Froude. Puisque la vitesse de l'écoulement dans le modèle sera plus faible que celle dans le prototype, on utilise, pour le modèle, des matériaux à module d'élasticité plus faible, afin d'obtenir la similitude dynamique (équation 7.4) :

$$E_m/E_p = V_m^2/V_p^2 = (g L)_m/(g L)_p = L_m/L_p \quad (7.4)$$

En général, un PVC dur, bien que peu résistant, convient bien pour la reproduction des membrures métalliques. Il est souvent nécessaire de s'écarter d'une stricte similitude géométrique linéaire afin de reproduire correctement les déformations unitaires. On est souvent amené à choisir les épaisseurs des plaques, etc., de façon à reproduire fidèlement les déformations; ces épaisseurs sont parfois multipliées par trois [Kolkman, 1976]. Dans ce cas, on ne reproduit que la rigidité globale de la vanne; la raideur locale d'une plaque à la flexion n'est pas reproduite.

La masse à prévoir pour un modèle dynamique est conditionnée par le fait que la densité du matériau doit être réduite dans les mêmes proportions que les densités des fluides, selon l'équation 7.5 :

$$(\rho_m/\rho_p)_{\text{acier}} = (\rho_m/\rho_p)_{\text{fluide}} \quad (7.5)$$

Puisque le fluide utilisé est normalement l'eau dans les deux cas, le rapport des densités est égal à 1. Avec égalité des nombres de Cauchy du modèle et du prototype, un rapport correct entre les masses donne automatiquement les bonnes fréquences de résonance, qui seront reproduites dans le même rapport que les fréquences d'excitation de l'écoulement. Certains compromis sont parfois nécessaires, notamment en cas de modèles à continuité d'élasticité. Si les membrures d'un modèle de ce type sont faits d'un matériau moins résistant que celui du

continuous-elasticity models, is defined as the relationship between the material stress and the hydrodynamic pressure :

$$C_a = E/(\rho V^2) \quad (7.1)$$

• For a one-degree-of-freedom model, the Cauchy number provides the relationship between the elastic force and the external dynamic load. Since area is proportional to length squared and pressure is related to $\rho V^2/2$, the Cauchy number becomes :

$$C_a = k/(\rho V^2 L) \quad (7.2)$$

where k is the spring stiffness.

When modeling a fully submerged gate or trashrack, matching of Froude numbers ($V/\sqrt{g L}$) is not important and a closed-conduit model is required. The square of the ratio of model and prototype water velocity can be made equal to the ratio of model and prototype moduli of elasticity E, as shown in Eq. 7.3 :

$$E_m/E_p = V_m^2/V_p^2 \quad (7.3)$$

Scale ratios of 1 for both the modulus of elasticity and velocity are not uncommon. Experiments to study vibration and cavitation can sometimes be combined.

For a model of a structure in a free-surface flow, Froude-scale modeling is required. Since the flow velocity in the model will be less than that in the prototype, model materials with a lower modulus of elasticity must be used to obtain dynamic similarity as shown in Eq. 7.4 :

$$E_m/E_p = V_m^2/V_p^2 = (g L)_m/(g L)_p = L_m/L_p \quad (7.4)$$

Generally a hardened Poly Vinyl Chloride (PVC), although proportionally weak, is a good material for use in representing steel structural members. Deviations from linear geometric modeling of the structure are often necessary in order to correctly reproduce strain. Thickness of plates and other elements must often be selected to produce proper deflections of the model; sometimes plate thickness must be exaggerated as much as three times [Kolkman 1976]. In such cases only the total rigidity of a gate is correctly reproduced, and the local bending stiffness of a structural plate will not be properly scaled.

The correct mass of a dynamic scale model is derived from the requirement that the density of the structural material should be scaled at the same ratio as the densities of the fluids as shown in Eq. 7.5 :

$$(\rho_m/\rho_p)_{\text{steel}} = (\rho_m/\rho_p)_{\text{fluid}} \quad (7.5)$$

Since water is usually used in both model and prototype, the density scale ratio of the fluids is one. If model and prototype Cauchy numbers are equal, mass scaling will lead automatically to the correct resonant frequencies which will scale at the same ratio as frequencies of flow excitation. Compromises may be necessary, especially for continuous elastic models. If the structural members of a model with continuous elasticity are made of a weaker material than the prototype structure, Eq. 7.4 shows that the thickness of the material will then be too large. However,

prototype, on voit, d'après l'équation 7.4, que son épaisseur sera trop importante. Par contre, le poids en sera trop faible, proportionnellement. Pour une similitude dynamique correcte, il faudra augmenter la masse du modèle aux emplacements où l'élasticité ne sera pas modifiée (généralement, on prévoit des nervures). Si l'épaisseur des plaques est augmentée, la masse ajoutée du modèle sera également modifiée dans une certaine mesure. Si l'on peut estimer cette variation, on peut calculer la correction de masse à apporter. Prenons comme exemple un tuyau : si le diamètre intérieur n'est pas reproduit exactement à l'échelle, il n'y aura pas similitude de la masse de l'eau contenue dans le tuyau.

En général, l'amortissement est proportionnellement plus important dans le modèle que sur le prototype. Une attention particulière sera nécessaire pour s'assurer que le taux d'amortissement adimensionnel est reproduit à la bonne échelle. Si l'amortissement dans le prototype est peu important (par exemple, s'il correspond à la surface du domaine d'hystérésis sur la courbe contrainte/déformation de l'acier), il sera impossible de le reproduire correctement sur le modèle. Mais très souvent, l'amortissement d'un prototype de vanne est renforcé par le frottement des étanchéités et par les caractéristiques du dispositif de manœuvre. De plus, l'amortissement dû à la vitesse de l'écoulement est toujours présent (voir chapitre 3.4), et peut être important. Par conséquent, il est souvent souhaitable, par précaution, de prendre des mesures spéciales destinées à réduire l'amortissement dans le modèle. A cette fin, on peut citer les mesures suivantes :

- Réduction du frottement, en éliminant les étanchéités et en permettant un certain débit de fuite.
- Utilisation d'appuis à faible frottement, ou leur remplacement par des ressorts à lames.
- Pour un modèle à continuité d'élasticité, collage soigné des pièces ou utilisation d'une seule pièce de matériau pour reproduire les divers éléments du prototype.
- Utilisation d'appareils de mesure qui ne freinent pas les mouvements du modèle (on préfère les jauges et accéléromètres).

L'interprétation des mesures doit toujours tenir compte de la possibilité d'un amortissement trop important sur le modèle par rapport à celui du prototype.

7.2.3. Effets d'échelle

La fiabilité des résultats obtenus sur modèles réduits est souvent contestée, en invoquant les effets d'échelle. En effet, on ne peut être convaincu de la validité de tels essais en cas d'interdépendance entre le régime d'écoulement et l'excitation dynamique, d'une part, et le nombre de Reynolds, d'autre part. Par exemple, l'écoulement autour d'un cylindre circulaire comporte des décollements et des vibrations qui dépendent du nombre de Reynolds. La liberté de mouvement est plus restreinte lorsque la structure est composée de plusieurs éléments et lorsque le régime d'écoulement est influencé par des vibrations de grande amplitude. Sur la plupart des modèles de vannes, le nombre de Reynolds est relativement élevé, et l'influence de celui-ci est faible. Dans le cas d'une vanne à arête mince, le point de décollement est généralement fixe, et l'influence du nombre de Reynolds est relativement peu importante.

weight in the model will still be disproportionately small. For dynamic similarity additional mass must be added at spots where the model elasticity will not be affected (generally on stiffening ribs). If the plate thickness is exaggerated, the added mass in the model will also be changed slightly. If this change can be estimated, a proper mass correction can be calculated. A pipe is a good example; if the inner diameter is not modeled to scale, the mass of water inside of the pipe will not be in similitude.

Damping in a model is generally relatively larger than in the prototype. Special attention will be required to insure that the dimensionless damping rate is scaled correctly. If damping in the prototype is small (for instance equal to the hysteresis area in the stress-strain diagram of steel) then it cannot be precisely scaled in the model. Very often, however, a prototype gate is strongly damped by seal friction and characteristics of the hoist system. Moreover, damping by flow velocity is always present (Section 3.4) and can be quite large. As a result, it is usually desirable, as a conservative measure, to take special steps to reduce damping in the model. The following measures can serve to reduce damping :

- Minimize friction by eliminating seals and allowing some leakage.
- Use low-friction bearings or replace bearings with leaf springs.
- Exercise care in gluing together of the elements of a continuous elastic model, or in simulating composite structural elements of the prototype by a single piece of material in the model.
- Use measuring instruments which do not restrict movement of the model (strain gauges and accelerometers are preferred).

Interpretation of measurements must always consider the possibility that damping in the model may be too large relative to that in the prototype.

7.2.3. Scale effects

The reliability of scale models for vibration testing is often questioned because of effects of scale. Assurances of validity cannot be made for cases where flow pattern and dynamic excitation are strongly dependent on the Reynolds number. For example, flow past circular cylinders produces flow separation and vibrations which are Reynolds number dependent. Freedom of motion is more restricted when the structure involves several elements and when the flow pattern is influenced by large vibration amplitudes. Most gate models involve relatively large Reynolds numbers so that Reynolds number effects are usually small. For sharp-edged gates, the flow separation point is usually fixed and effects of the Reynolds number are not important.

En ce qui concerne les sources d'excitation (suction, inertie de l'écoulement, ...) décrites au chapitre 4, la fréquence d'excitation des différentes membrures est définie par le nombre de Strouhal ($S = f D/V$) qui, dans beaucoup de situations pratiques ($Re > 10^3$), reste essentiellement indépendant du nombre de Reynolds, $Re = VD/\nu$, V étant la vitesse amont, D la longueur caractéristique, et ν la viscosité cinématique. Pour cette raison, il est souvent inutile d'assurer le même nombre de Reynolds pour le modèle et pour le prototype. Cependant, dans d'autres cas, et notamment si le décollement est conditionné par le nombre de Reynolds, il importe de veiller à l'égalité des nombres de Reynolds.

Conclusion : L'influence de la viscosité ou de la tension superficielle est disproportionnée exagérée sur modèle. Pour les modèles dynamiques, l'influence de ces paramètres est généralement identique à celle rencontrée sur tous les modèles réduits classiques.

Certains phénomènes – cavitation, entraînement d'air, coup de bélier – ne peuvent être étudiés tous sur un même modèle par suite des différentes contraintes de similitude. Ainsi, si l'on veut étudier la mise en résonance éventuelle d'une vanne vibrante et d'une onde stationnaire de compression dans une conduite forcée, un seul modèle hydraulique simple ne suffit pas. Dans ce cas, on pourrait prévoir un modèle spécifique à célérité d'onde réduite (conduite forcée en caoutchouc, par exemple). Si le comportement des vannes est suffisamment bien connu, on peut étudier sur modèle la relation pression-débit d'une vanne élastique et, ensuite, introduire ces résultats dans un calcul dynamique de la vanne.

L'échelle de modélisation doit être suffisante. De plus, il convient de reproduire une assez grande partie du prototype pour s'assurer que les caractéristiques telles que vitesses locales d'approche, turbulences, oscillations du fluide, sont convenablement reproduites. Souvent, dans le cas d'ouvrages à vannes multiples, on se contente de ne modéliser qu'une seule vanne. Cependant, Bakker et al. [1991] ont décrit un cas d'oscillations sévères de vanne, créées par résonance instable du fluide, les déplacements de deux vannes étant couplés par l'eau. Dans un tel cas, le modèle doit impérativement comprendre deux vannes, faute de quoi, les conditions d'écoulement ne seront pas convenablement reproduites.

On a déjà vu qu'on devait parfois exagérer, sur le modèle, l'importance des jeux entre vanne et pièces fixes afin de limiter l'effet d'amortissement mécanique. Il en résulte une augmentation des débits de fuite (notamment sur un modèle partiel), et l'on doit s'assurer que ces fuites ne viennent pas perturber le régime d'écoulement, ou ne créent pas des phénomènes parasites (charges, vibrations).

Pour les modèles à similitude du nombre de Froude et à continuité d'élasticité, on utilise, pour leur réalisation, un matériau moins rigide que celui du prototype afin d'assurer la similitude dynamique; dans ce cas, on doit exagérer l'épaisseur des plaques. Dans ces conditions, on est amené à jouer sur la similitude géométrique. La souplesse des éléments du modèle ne sera pas correcte si l'épaisseur des plaques disponibles n'est pas correcte. Mais il est difficile, voire impossible, de modifier l'épaisseur des plaques par usinage. Pour cette raison, lors du choix d'échelle, il faut souvent tenir compte des épaisseurs disponibles des matériaux à utiliser pour la réalisation des plaques et des membrures du modèle. Puisqu'une vanne fait souvent appel à différentes épaisseurs, on est amené à un compromis, et à tenir compte des éventuelles différences de raideur entre prototype et modèle. On peut avoir recours

Considering excitation sources, such as suction and flow inertia, as described in Section 4, frequency of excitation of the individual members is defined by a Strouhal number ($S = f D/V$) which, for many practical situations ($R_c > 10^3$), is essentially independent of the Reynolds number, $R_c = VD/\nu$, where V is approach velocity, D is a characteristic length, and ν is kinematic viscosity. For this reason it is often not necessary to ensure that the Reynolds numbers are equal in model and prototype. For other cases, particularly where flow separation is dependent on Reynolds numbers, care must be taken to maintain equal Reynolds numbers.

Conclusion : Effects of viscosity or surface tension are disproportionately large in the model. Their effects on dynamic scale modeling are generally the same as are encountered with all classical scale models.

Cavitation, air entrainment, and water hammer usually cannot be studied on a single model because demands for similitude will conflict. Thus, cases where resonance may occur between a vibrating gate and the period of a standing compression wave in a penstock cannot be reproduced in a simple hydraulic model. In such a case, a special model with reduced wave celerity (perhaps achieved by using a rubber penstock) could be considered. If knowledge about the dynamic behavior of the penstock valves is sufficient, the pressure-discharge relation of the elastic gate can be studied in the model, and the results can then be used in an analytical dynamic analysis of the valve.

Scale models must be sufficiently large and must include enough of the prototype to insure that local approach velocities, turbulence and fluid oscillation are scaled correctly. Often a decision will be made to model only one gate of a multi-gated structure. However, Bakker et al. [1991] described a case of severe gate oscillation, due to unstable fluid resonance, where the movement of two gates was coupled by the water. For such a case, both gates must be included in the model or approach-flow conditions will not be properly modeled.

As was mentioned earlier, clearances in a gate model may need to be larger than the scale requires in order to limit mechanical damping; as a result, leakage will occur particularly in a sectional module. Care must be taken to insure that leakage around the gate does not disturb the main flow pattern and does not cause spurious loads or vibrations.

For Froude scale models of structures with continuous elasticity, a softer structural material than that of the prototype will be required to achieve dynamic similarity; an exaggerated plate thickness may be required. Thus, there will be a need to compromise in reproducing the geometry. The flexibility of members in the model will not be correct if the thickness of available plate material is incorrect. Machining plates to another thickness is difficult and sometimes impossible. Thus, the scale of the model must often be chosen considering available thicknesses of material to be used to represent structural plates and members. Since more than one thickness of plate is usually involved in a gate, some compromise will be needed and consideration should be given to possible differences in stiffness between model and prototype. A finite-element program can be used to check the

à un logiciel de calcul par éléments finis pour vérifier l'élasticité du modèle par rapport à celle du prototype. Souvent, on peut utiliser à cette fin le logiciel utilisé pour l'étude du prototype.

7.2.4. Les différents types de modèles

Parmi les différents types de modèles utilisés pour l'étude des vibrations, on peut citer les modèles rigides (les appareils de mesure des forces constituant parfois leurs supports), les modèles dynamiques à un degré de liberté, les modèles à continuité d'élasticité et dont l'échelle géométrique est telle que la vitesse d'écoulement est adaptée à l'échelle d'élasticité, et les modèles à continuité d'élasticité dans lesquels on associe judicieusement élasticité du matériau et épaisseur des plaques afin de respecter la similitude du nombre de Froude. Parfois, un oscillateur force les vibrations; un tel modèle permet de savoir si l'excitation (ainsi que les coefficients d'excitation) est conditionnée par l'amplitude ou par la fréquence, ou par les deux. On peut chercher à étudier le régime d'écoulement en relation avec les déplacements harmoniques de la structure. Dans des cas particuliers, on associe un modèle, destiné à étudier la cavitation (pression ambiante réduite), à une modélisation dynamique afin d'évaluer le risque de cavitation. Cependant, ces modèles sont normalement du domaine de la recherche fondamentale et ne sont pas souvent utilisés dans les études de projet.

7.2.5. Appareils de mesure

Parmi les appareils de mesure des paramètres non permanents intervenant dans les phénomènes de vibration du modèle, on peut citer ceux utilisés pour :

- La mesure des pressions (cellules de pression montées au ras des parois afin d'éviter toute perturbation de l'écoulement).
- La mesure de paramètres non permanents tels que : vitesse, niveau d'eau, débit.
- La mesure des forces appliquées dans la direction choisie (appareil insensible aux forces dans les autres directions). L'appareil, ainsi que la partie de la structure sur laquelle il est monté, doivent présenter une fréquence propre environ cinq fois plus élevée que la plus haute fréquence de vibration à contrôler, pour éviter toute possibilité d'amplification des lectures par l'appareil lui-même.
- La mesure des déplacements relatifs des éléments de la structure, par rapport à un repère fixe. Ces appareils sont montés de façon à éviter toute perturbation de l'écoulement. Il s'agit parfois d'accéléromètres, le déplacement étant calculé par double intégration du signal de sortie. On peut également utiliser des écho-sondes, sans lien mécanique avec la structure. Dans le cas des accéléromètres, le signal de sortie est intégré avant mémorisation, sous peine de voir le signal noyé par des hautes fréquences parasites et difficilement utilisable.
- La mesure des déplacements absolus (sismographes) pour contrôler les vibrations, amplitudes ou fréquences; la fréquence propre de l'appareil sera au moins

elasticity of the model in relation to the prototype. Often the program used to design the prototype gate can also be used to analyze the model.

7.2.4. Summary of the types of models

The different types of models used to investigate vibrations include rigid models (which may include a model suspended on instruments which measure force), dynamic models with one degree-of-freedom, models with continuous elasticity and a geometric scale for which the flow velocity is adapted to the scaling of the elasticity, and continuous elastic models wherein the elasticity of the material is combined with a plate thickness adapted to preserve Froude scaling. In some models, the vibration may be forced by an oscillator. Such a model can be used to determine if the excitation (and the excitation coefficients) are amplitude and/or frequency dependent. The flow pattern can also be studied in relation to harmonic movement of the structure. In special cases, cavitation models (using a reduced ambient pressure) may be used in combination with dynamic modeling to assess the potential for cavitation. However, such models are usually used in basic research and cannot often be used for project modelling.

7.2.5. Instrumentation

A number of instruments are available for measuring unsteady parameters related to vibrations of the model.

- Pressure cells installed flush with the surface in order to avoid producing a disturbance in the flow.
- Meters with the ability to measure unsteady parameters such as velocity meters, water level indicators, and discharge meters.
- Force meters installed to measure load in the desired direction but insensitive to load in other directions. The force meter, including the part of the model to which it is attached, should have a natural frequency about five times higher than the highest vibration frequency which must be measured in order that the meter readings are not amplified by the meter itself.
- Relative displacement meters used to measure the distance between a fixed reference and the moving element of the structure. They should be mounted in such a way that they do not create a disturbance to the main flow. Accelerometers can also be used; their output can be integrated twice to obtain displacement. Echo sounders which do not touch the structure can also be used. Signals from accelerometers should be integrated before storing or high frequency noise may dominate the signal, making the main signal difficult to analyze accurately.
- Absolute displacement meters (seismographs) are suitable for measurement of vibrations, amplitudes, or frequencies; the natural frequency of the instrument

trois fois plus élevée que celle des vibrations à mesurer. Ces appareils, rarement appliqués aux études sur modèle, sont souvent utilisés pour le contrôle des prototypes lorsqu'il n'y a pas de repère fixe.

- La mesure des déplacements relatifs par un montage spécial qui consiste à fixer des jauges de déformation (strain gauges) sur des ressorts à lames ou sur des cales. La connaissance de la relation déformations-déplacements est nécessaire; mais ces appareils ont l'avantage de présenter peu d'hystérésis.

- La mesure des déformations unitaires; les jauges sont judicieusement implantées sur les modèles à continuité d'élasticité. Il est impératif de les rendre étanches, car le matériau de réalisation du modèle est souvent poreux, et son pouvoir de dissipation thermique peut être insuffisant au refroidissement de l'appareil si celui-ci est implanté hors d'eau. La mise en place de ces appareils et de leur câblage exige un soin particulier afin d'éviter toute perturbation de l'écoulement ou toute modification locale de l'élasticité ou de l'amortissement du modèle.

7.2.6. Analyse des mesures

L'analyse des mesures de vibrations effectuées sur les ouvrages et matériels hydrauliques est destinée à :

1. Déterminer les fréquences et les amplitudes en jeu.
2. Identifier et décrire les forces externes provoquant les vibrations.
3. Permettre des adaptations du projet destinées à réduire ou à éliminer ces vibrations.

Dans le cas de vibrations aléatoires, les techniques d'analyse spectrale et de corrélation sont des outils puissants d'évaluation des caractéristiques des vibrations; les méthodes courantes sont facilement exploitées. Pour les données aléatoires variables dans le temps, lorsque le filtrage du signal est nécessaire, les méthodes d'analyse statistique contribuent à l'élimination du bruit et à l'interprétation des caractéristiques mécaniques ou physiques des variables aléatoires.

7.3. MESURES SUR LES OUVRAGES RÉELS

7.3.1. Conditions requises, techniques et appareils de mesure

Les conditions requises et les techniques de mesure des vibrations restent essentiellement identiques, que ces mesures soient effectuées sur modèle ou sur ouvrage réel. Cependant, dans ce dernier cas, on risque de rencontrer les problèmes suivants :

- Accès limité ou difficile aux parties de l'ouvrage à contrôler.
- Compte tenu des conditions de fonctionnement de l'ouvrage, impossibilité d'effectuer les mesures dans toute la gamme de fonctionnement.

should be at least three times that of the vibrations being measured. They are seldom used in scale models but are often used for measurements on prototype structures when a fixed reference is not readily available.

- Strain gauges are often used to construct special relative displacement meters by attaching them to leaf-springs or support blocks. Strain must be calibrated against displacement but these instruments have the advantage of being mostly free of hysteresis.

- Strain gauges can be mounted to measure strain at strategic points on models with continuous elasticity. Water proofing of these gages is critical since the model material is often porous and the rate of heat absorption by the model material may be too low to properly cool the gauge if it is mounted above the water. Care must be taken in mounting the gages and cables to avoid creating disturbances in the flow or local changes in model elasticity or damping.

7.2.6. Analysis of measurements

Vibration data measured on hydraulic structures and equipment are analyzed for the following purposes.

1. To define frequency and amplitude.
2. To identify and describe external forces causing vibration.
3. To enable suitable countermeasures to be designed for suppression or elimination of the vibration.

For random vibrations, the techniques of spectral analysis and correlation are a powerful and effective technique for evaluation of vibration characteristics. Standard methods of correlation and spectral analysis can be used readily. For random time-dependent data and filtering of the signal, statistical analysis can help to eliminate meaningless noise and to interpret the mechanical or physical properties of random variables.

7.3. MEASUREMENTS ON PROTOTYPE STRUCTURES

7.3.1. Requirements, techniques and instrumentation

The requirements and techniques for measurement of vibration characteristics are essentially the same for both prototype and model structures. However, the following problems are often encountered when attempting to make prototype measurements :

- Accessibility to the important part of the structure is often limited and/or difficult.
- It is often impossible because of project conditions to obtain operating conditions for a full range of measurements.

- Impossibilité de reproduire les conditions pour lesquelles des vibrations ont été constatées.

- Protection de l'ouvrage ou des revêtements anticorrosion à assurer lors de la mise en place des appareils de mesure.

- Interruption du fonctionnement de l'ouvrage pour la mise en place des appareils (vidange et séchage des conduites, ...).

- Centrale d'acquisition et de traitement exposée aux intempéries, capteurs placés dans l'eau.

- Appareils devant être plus robustes et fiables que ceux utilisés en laboratoire, et souvent appelés à fonctionner longtemps sans entretien ou étalonnage; par contre, les contraintes d'encombrement sont moindres par rapport au modèle.

- Appareils, et notamment les câbles, soumis à des charges hydrodynamiques souvent importantes.

- Limitation, par le coût, du nombre d'appareils que l'on peut installer; c'est pourquoi il est souhaitable d'identifier le mode dominant de vibration au préalable afin de bien choisir les appareils nécessaires.

- Incertitude sur les différents éléments amortisseurs (frottement au niveau des étanchéités, action des commandes hydrauliques).

- Normalement, il est préférable de mettre les données en mémoire afin d'en différer le dépouillement.

Compte tenu des contraintes liées au fonctionnement de l'ouvrage, il est rarement possible de recueillir une série complète de données en faisant varier l'ensemble des paramètres indépendants. On doit veiller à la bonne organisation de la campagne de mesures, après discussion avec le maître d'ouvrage. On établit un programme de mesures compatible avec les contraintes d'exploitation.

Les appareils spécialement destinés aux mesures sur prototype comprennent :

- Capteurs à fixation magnétique.

- Appareils à modulation vocale pour mémorisation des données.

- Appareils de mesure des déformations à enveloppe étanche.

- Appareils de mesure des forces, montés sur des supports.

- Accéléromètres et appareils de mesure des déplacements absolus à analyseur intégré.

- Enregistreur de mesures fixé directement sur le matériel à ausculter lorsqu'il est impossible d'utiliser des câbles de transmission des sorties.

Si l'installation de câbles est impossible, il faut prévoir des équipements de télétransmission.

- Duplicating conditions during which vibrations have occurred is not always possible.
- Care must be taken to insure that neither the structure nor any corrosion-protection coatings are damaged by the installation of instruments.
- Often instruments cannot be installed without interrupting use of the prototype. For example, a conduit must usually be drained and allowed to dry before instruments can be installed.
- Recording and analysis instruments must often be used in open-air conditions and the sensors must be used under water.
- Instruments must be more rugged and reliable than those used in a laboratory since they will often need to serve for longer periods of time without service or calibration. However, size of the instruments is usually not as critical as in the model.
- Hydrodynamic forces exerted on attached instruments and especially on cables can be large.
- Often the number of instruments which can be used is limited because of cost. Thus, it is desirable to calculate an initial estimate of the dominant vibration mode in order to properly choose the necessary instruments.
- The prototype structure will often have several unknown damping elements such as friction produced by rubbing gate seals or the action of hydraulic operators.
- It is usually desirable to store the measured data electronically so that the required analysis can be done at a later time.

Because of limitations in operating ability, it is seldom possible to obtain a series of measurements which includes a full systematic variation of all independent variables. The measurement program must be well organized and discussed thoroughly with the operator of the structure. A plan must be established so that the needs of the test program can be met without conflicting with operational requirements and limitations.

Special equipment used for the prototype measurements includes :

- Magnetically attached sensors.
- Pulse code modulation equipment for compact storage of measurement data.
- Prefabricated and sealed strain gauges.
- Load cells mounted at supports.
- Accelerometers or absolute displacement meters with integrated analyzers.
- Data loggers attached to the structure where cables to transmit signals cannot be used.

Access will not always allow installation of cables, and remote telemetering capabilities will be required.

7.3.2. Exemples de mesures sur ouvrages réels

On présente ici des exemples de campagnes de mesures sur ouvrages réels :

A. Vibration des vannes de grande portée

Problème de vibration :

Une vanne de grande portée, telle que celle illustrée dans la Fig. 59, présente une raideur relativement faible; elle est exposée aux vibrations verticales et horizontales de faible fréquence.

Mesures à effectuer :

- Fréquence et amplitude des accélérations.
- Déplacements en certains points de la vanne.
- Déformations unitaires et niveau de contraintes en certains points.
- Degré d'ouverture de la vanne.
- Détermination des modes de vibration et des fréquences propres par application de charges périodiques ou pulsatoires.

Remèdes :

- Fonctionnement restreint évitant les ouvertures sensibles ou le déversement.
- On peut souvent améliorer les vannes de grande portée au niveau de la géométrie, de la raideur, de l'amortissement et du poids.

B. Oscillation de la nappe des vannes déversantes

Problème de vibration :

• Parmi les vannes déversantes, on peut citer les clapets, les vannes secteur et les vannes segment à clapet. La nappe risque d'osciller pour certaines combinaisons d'ouverture et de niveau d'eau aval.

Mesures à effectuer :

- Observation photographique de la géométrie de la nappe et de ses déplacements.
- Variation de la pression dans le volume d'air sous la nappe.
- Amplitudes de vibration de la vanne, dans les différentes directions, au moyen d'accéléromètres.

Remèdes :

• Les vannes déversantes seront équipées de becs de fractionnement de la nappe afin d'assurer une aération sous celle-ci. Les conditions propices à l'oscillation de la nappe sont à éviter, par exemple, les becs de fractionnement submergés et n'assurant plus l'aération, etc.

- Éventuellement, renforcement du pouvoir d'amortissement.

7.3.2. Examples of prototype measurements

Following are examples of data acquisition and analysis :

A. Vibration of long-span gates

Vibration phenomena :

In the case of long-span gates such as the one shown in Fig. 59 for which stiffness is relatively small, the gate may vibrate both vertically and horizontally with a low frequency.

Measurements required :

- Frequency and acceleration magnitude.
- Displacements of selected parts of the gate.
- Strain and stress level on selected parts of the gate.
- Gate opening.
- Determination of vibration modes and natural frequencies by application of periodic or pulse loads.

Countermeasures :

- Restriction of operation to avoid sensitive openings or overflow conditions.
- Long-span gates can often be improved in design with regard to gate shape, stiffness, damping, and weight.

B. Nappe oscillation of overflow gates

Vibration phenomena :

- Overflow gates can include flap gates, sector gates, and radial gates with flaps. Nappe oscillations will often occur at particular combinations of gate position and downstream water levels.

Measurements required :

- Observation of nappe geometry and displacement through photography.
- Fluctuation of pressure in the air chamber under the nappe.
- Vibration amplitudes of the gate in different directions through use of accelerometers.

Countermeasures :

- Overflow gates should be provided with splitters in order to provide ventilation under the nappe. The prototype should not be operated in the range where nappe oscillations occur, such as when the splitters are drowned and no longer effective.
- Increases in damping may be possible.

C. Vibrations des conduites forcées et oscillations du débit

Problème de vibration :

• Généralement, les vibrations sont créées par des pulsations provoquées par les aubes de la roue de la turbine ou par des fluctuations dans l'aspirateur. Les variations de la pression dans la conduite forcée provoquent des vibrations avec déformation sur la section transversale.

Mesures à effectuer :

- Fréquence des vibrations de la conduite forcée, niveau des accélérations.
- Déplacements de la conduite en des endroits choisis.
- Déformations unitaires et niveau des contraintes en des endroits choisis.
- Pression hydraulique dans la conduite.
- Débit moyen.

Calcul mécanique :

• Détermination de la fréquence propre, en tenant compte de la masse ajoutée éventuelle.

Remèdes :

- Modification de la raideur de la conduite et de ses supports.
- Modification du mode de fonctionnement.

D. Vibration des grilles

Problème de vibration :

• Les vibrations peuvent affecter l'ensemble de la grille, les différents barreaux, ou certaines parties seulement de la grille. Une rupture peut survenir rapidement.

Mesures à effectuer :

- Vitesse de l'écoulement amont.
- Répartition de la vitesse au droit de la grille.
- Fréquence des vibrations et grandeur de l'accélération des barreaux.

Calcul mécanique :

• Détermination de la fréquence propre des éléments critiques.

Remèdes :

• Pour les barreaux, estimation des fréquences propres, des déplacements et des contraintes, et évaluation du risque de rupture par fatigue.

• Modification de la section des barreaux pour en améliorer la stabilité, et/ou modification de leur raideur. On a pu stabiliser des barreaux en enveloppant ceux-ci de câbles métalliques.

C. Vibration of penstocks and water oscillations

Vibration phenomena :

- Vibrations are usually caused by the turbine blade pulsations or fluctuations in the draft tube. Fluctuation of pressure in the penstock leads to a vibration with cross-sectional deformation.

Measurements required :

- Frequency and acceleration levels of the penstock vibration.
- Displacement at selected locations on the penstock.
- Strain and stress amplitude at selected locations on the penstock.
- Hydraulic pressure in the penstock.
- Mean flow rate.

Structural analysis :

- Analysis to determine natural frequency, including any effects of added mass.

Countermeasures :

- Modifications to stiffness of the penstock and its supports.
- Modification of the mode of operation.

D. Vibration of trashracks

Vibration phenomena :

- The entire rack, individual bars, or portions of the rack may vibrate. Failure may occur quickly.

Measurements required :

- Velocity of approach flow.
- Distribution of velocity through the rack.
- Frequency of vibration and magnitude of acceleration of bars.

Structural analysis :

- Analysis to determine natural frequency of critical elements.

Countermeasures :

- Estimation of natural frequencies, displacements and stresses of bars and evaluation of potential for fatigue failure.
- Changing bars to a more stable shape and/or changing the stiffness of the bars. Wrapping of the bars with stranded cable has been shown to be effective in stabilizing the bar.

- Modification de la répartition des vitesses au droit de la grille dans certaines conditions de fonctionnement (amélioration éventuelle du dégrilleur et des consignes de nettoyage).

7.4. MÉTHODES DE CALCUL

7.4.1. Généralités

Généralement, le calcul des structures hydrauliques est limité à la détermination de la tenue mécanique vis-à-vis de la pression hydrostatique ou des forces hydrodynamiques permanentes. Aux Pays-Bas, notamment au niveau des études de faisabilité, on multiplie couramment par 2 la première estimation de la résistance mécanique nécessaire vis-à-vis de la charge hydrostatique maximale. Au moyen de ce coefficient de sécurité, on tient compte des facteurs de charge non prévus (dépression à l'aval de la vanne, forces de succion appliquées par l'écoulement, charges dynamiques dues aux turbulences, ensemble des effets dynamiques éventuellement créés par l'instabilité de l'écoulement et par les vibrations). Au niveau du projet d'exécution, il convient d'étudier toutes les possibilités de vibration afin d'aboutir au projet optimal. Il ne s'agit pas nécessairement de calculs, il faut un jugement basé sur des connaissances approfondies acquises par analyse des points traités au chapitre 4.

Pour les grandes vannes utilisées sur les barrages mobiles de fleuve ou d'estuaire, la méthode des éléments finis (MEF) ou celle des différences finies (MDF) permettent le calcul de la résistance mécanique nécessaire, avec plus de précision. La MEF est moins contraignante, car le maillage est facilement adapté à la géométrie locale. Yan propose une procédure d'optimisation pour le projet des vannes à l'aide de la MEF [Yan, 1991]. Les méthodes MEF et MDF permettent de calculer fréquences de résonance et modes de vibration. Cependant, la plupart des logiciels ne tiennent pas compte des effets de la masse ajoutée.

Pour les vibrations forcées, ou lorsqu'il est possible de prévoir le mode de vibration, il existe des méthodes de calcul de la masse ajoutée en fonction du mode et de la fréquence de vibration. A moins de se contenter d'une approximation grossière du mode de vibration, il faut chercher une approche différente, permettant le couplage direct du calcul mécanique et du calcul de la masse ajoutée. On consultera les références citées au chapitre 7.4.6 pour plus d'informations à ce sujet.

Le couplage des composantes mécaniques et hydrodynamiques est possible si l'on introduit la masse ajoutée sous forme d'une matrice, comme suit : Supposons un système à n éléments dont les degrés de liberté sont orientés selon les directions X, Y, Z. Dans la direction X, les mouvements sont X_1, X_2, \dots, X_n . L'accélération dans la direction X_1 exerce une force due à la masse ajoutée qui s'oppose à l'accélération d^2X_1/dt^2 , mais les mouvements dans la direction X_2, \dots, X_n sont à leur tour soumis aux pressions induites par l'accélération de l'élément dans la direction X_1 . Il en est de même pour les accélérations dans les directions Y et Z. Dans la matrice, les éléments à masse couplée prennent la forme $m_{11}, m_{12}, m_{21}, m_{22}, \dots$. L'introduction d'une matrice de masses ajoutées dans le calcul mécanique par éléments finis ouvre la voie aux calculs dynamiques. Cependant, il est nécessaire de savoir si les éléments de masse dépendent de la fréquence (voir le chapitre 3.2 et la

- Modifying the distribution of velocity through the rack for some conditions (possible improvement in rack cleaning equipment or procedures).

7.4. COMPUTATIONAL METHODS

7.4.1. General

Generally design computations for hydraulic structures involve only the determination of the strength necessary to accommodate hydrostatic load or steady-state hydrodynamic loads. In the Netherlands, for example in feasibility levels of design, it is common to apply factors of safety of two to the first estimate of structural requirements based on the maximum hydrostatic load. This factor is intended to compensate for factors which are not anticipated, such as low pressure downstream of a gate, suction forces applied by the flow, dynamic loads due to turbulence, and all dynamic effects which could arise from flow instability and vibrations. In final design, all the potential for vibrations should be analyzed in order to perfect the design. This process is not necessarily a matter of calculation but it requires application of sound judgement and insight obtained through careful analysis of the elements treated in Section 4.

For large gates such as those used on rivers or estuary barrages, Finite Element (FEM), or Finite Difference Methods (FDM) can be used to determine the required strengths more accurately. FEM is usually more versatile since the computational grid is easily adaptable to local geometry. Yan has shown an optimization procedure for gate design using FEM [Yan 1991]. Both FEM and FDM methods can be used to calculate resonance frequencies and vibration modes. However, such programs usually do not include the effects of added mass.

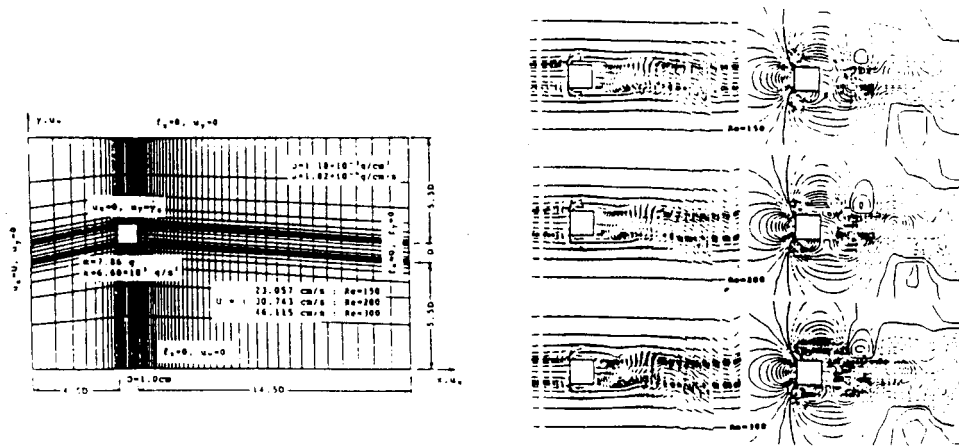
Computational methods are available for calculation of added mass, as a function of the vibration mode and frequency for forced vibrations or when the mode of vibration can be predicted. Unless a rough approximation of mode is sufficient, another approach is needed wherein structural computations and added-mass computations are directly coupled. The references in Section 7.4.6 provide further information.

Coupling of structural and hydrodynamic components is possible if the added mass is introduced in the form of an added-mass matrix as follows: Suppose the system has n elements with degrees of freedom in the X, Y and Z directions. Considering only the X direction, the movements are X_1, X_2, \dots, X_n . The acceleration in the X_1 direction exerts an added-mass force counteracting the acceleration d^2X_1/dt^2 , but movements in the X_2, \dots, X_n direction are in turn affected by the pressures induced by the acceleration of the element in the X_1 direction. The same is true for the accelerations in the Y and Z directions. In matrix form the coupled mass elements are represented by $m_{11}, m_{12}, m_{21}, m_{22}$, etc. By introducing an added-mass matrix into the structural finite-element computation, dynamic computations can be performed. However, attention must be given to whether or not the mass elements are frequency dependent (see Sec. 3.2 and Fig. 7). The

Fig. 7). Le calcul donne les modes et les fréquences de vibration d'une structure en eau calme, mais l'expérience montre que ces résultats changent peu en eau courante. Ainsi, on peut calculer la réponse aux sollicitations périodiques.

On peut également aborder par le calcul la réponse aux forces appliquées par les ondes et ainsi compléter les modèles physiques. Il est possible d'évaluer ainsi la masse et la direction des vibrations d'un modèle partiel à un degré de liberté. Pour un modèle à continuité d'élasticité, on peut vérifier l'influence des adaptations et des approximations. Le calcul numérique permet d'établir la répartition complète des déformations, après ajustement d'un nombre limité de mesures de déformation effectuées sur modèle.

On a enregistré des progrès intéressants dans le domaine de la modélisation des structures hydro-élastiques, en relation avec les plates-formes offshore. Dans le cas d'éléments de grande longueur rendant acceptables des amplitudes de vibration plus importantes, il ne s'agit pas de savoir s'il y a vibration, mais si les amplitudes des vibrations restent dans des limites acceptables; il importe de faire une évaluation prévisionnelle des amplitudes. Dans la Fig. 75, on voit le champ d'écoulement autour d'un élément de section carrée, vibrant dans la direction latérale. Il s'agit d'un calcul aux éléments finis, le maillage étant fixé à l'élément de façon discontinue (méthode de Lagrange). Cette méthode n'est pas valable actuellement pour l'étude des vannes ou des grilles, en raison du grand nombre de différents éléments constituant la structure et du grand nombre de différents modes de vibration possibles.



7.4.2. Réponse de structures à continuité d'élasticité

Tous les exemples relatifs aux vibrations induites par l'écoulement (chapitres 2, 3, 4) concernaient des systèmes à un degré de liberté. Cependant, la méthode reste essentiellement identique dans le cas de systèmes à plusieurs degrés de liberté. Les structures à continuité d'élasticité sont assimilées à un système à n degrés de liberté, la valeur de n dépendant de la finesse d'analyse recherchée.

computation yields vibration modes and frequencies of a structure in still water, but experience has shown that the modes and frequencies are not greatly different in flowing water. Response can then be calculated for a periodic load.

Computational techniques can also be used to calculate response due to wave forces, and to supplement a scale model in several ways. The mass and direction of vibration for a one-degree-of-freedom sectional model, representing a part of a larger structure, can be estimated. For a continuously-elastic model, the effect of the approximations and adjustments made in the model design can be checked. Numerical methods can provide a complete distribution of strain by analytically fitting values of strain measured at only a few points in the physical model.

Interesting developments have been reported regarding modeling of hydroelastic structures for off-shore platform design. For elements of great length where larger vibration amplitudes can be accepted, the question is not whether vibrations occur, but whether amplitudes remain within an acceptable range; predicting amplitudes can be important. Fig 75 shows the flow field around a square cylinder produced by lateral vibrations. The flow computations are performed using a finite-element analysis with the grid fixed to the cylinder at intervals (Lagrangian approach). For gate and trashrack design, this technique is presently not practical because of the many separate structural elements and many possible modes of vibration.

Fig. 75

Deformation of the computation grid during vibration of a square cylinder
and results of flow computation for Reynolds numbers of 150, 200 and 300
[after Nomura and Iijima, 1990]

*Déformée du maillage de calcul au cours de la vibration d'un élément de section carrée
et résultats du calcul du champ d'écoulement pour des nombres de Reynolds de 150, 200 et 300
(d'après Nomura et Iijima, 1990)*

7.4.2. Response of continuously elastic structures

In all the examples of flow-induced vibrations (Sections 2, 3 and 4), one-degree-of-freedom systems were analyzed. However, the fundamental approach is the same for systems with more degrees of freedom. Continuously-elastic structures are considered as an n-degree of freedom system where the choice of n depends on the detail required.

7.4.3. Calculs dans le domaine des fréquences

Dans les chapitres 4.3 et 4.4, on a vu l'analogie de la bonde de baignoire appliquée au problème des vannes. Cette analogie montre l'approche à adopter pour les calculs dans le domaine des fréquences.

Un autre exemple est le calcul d'une vanne segment effectué par Ishii et al. [1974] et par Ishii [1992].

La méthode des éléments finis (MEF) et celle des différences finies (MDF) permettent le calcul du comportement dynamique d'une structure lorsque l'inertie du fluide dépend de la fréquence des vibrations. Pour une oscillation harmonique $Y_n \sin(\omega t)$, on introduit la force d'inertie sous la forme : $m_n d^2y_n/dt^2 = -m_n \omega^2 Y_n \sin(\omega t)$, et la matrice d'inertie est ajoutée à la matrice des raideurs.

Cependant, dans les problèmes relevant des basses fréquences (ondes, séismes), certaines composantes (eau, masse ajoutée, amortissement ajouté) sont généralement influencées par les fréquences en jeu. Dans les méthodes MEF et MDF, s'il est possible d'introduire la masse ajoutée en fonction des fréquences, il faut, dans ce cas, avoir recours à une méthode différente de résolution. Il existe des techniques de transformation des données du domaine des fréquences vers le domaine du temps; elles permettent l'étude des chocs dus aux ondes ou aux séismes, etc.

7.4.4. Calculs dans le domaine du temps

Le calcul des réponses aux chocs dans le domaine du temps est plus facile à effectuer et à évaluer que dans le domaine des fréquences. On peut également adopter cette approche pour les problèmes hydrodynamiques si l'inertie de l'écoulement et la masse ajoutée ne varient pas en fonction de la fréquence. L'avantage des calculs dans le domaine du temps vient du fait qu'il est relativement facile d'introduire des termes non linéaires dans les équations et de tenir compte d'amplitudes plus grandes.

L'équation classique d'un système à un degré de liberté :

$$m d^2y/dt^2 + c dy/dt + ky = F(t) \quad (7.6)$$

est résolue comme suit :

$$\begin{aligned} \text{Si } dy/dt &= z \\ \text{alors } dz/dt &= (F(t) - c z - ky)/m \end{aligned} \quad (7.7)$$

Lors de l'intégration numérique de l'équation 7.7, on adopte les approximations suivantes pour permettre l'utilisation de l'algorithme de Runge-Kutta-Gill :

$$t_{n+1} = t_n + \Delta t \quad (7.8)$$

$$y_{n+1} = y_n + (dy/dt)_n \Delta t \quad (7.9)$$

$$z_{n+1} = z_n + (dz/dt)_n \Delta t \quad (7.10)$$

7.4.3. Computations in the frequency domain

Sections 4.3 and 4.4 discuss application of the bathtub-plug analogy to vertical gate vibrations. It shows how computations in the frequency domain can be set up.

Another example is the radial gate analysis performed by Ishii et al. [1974] and Ishii [1992].

Finite Element methods (FEM) and Finite Difference methods (FDM) can be used for analysis of dynamic behavior of a structure if fluid inertia is frequency dependent. Assuming a harmonic oscillation $Y_n \sin(\omega t)$, the inertia force is introduced in the form of $m_n d^2y_n/dt^2 = -m_n \omega^2 Y_n \sin(\omega t)$ and the inertia matrix can be added to the stiffness matrix.

However, the components of water, added mass and added damping, for low-frequency cases such as wave loads or earthquakes, are generally frequency dependent. Frequency-dependent added mass can be introduced in structural FEM and FDM computation schemes as well, but the solution methods required will be different. Techniques exist to transform information in the frequency domain into the time domain and can be used for analysis of impacts such as those due to waves or earthquakes.

7.4.4. Computations in the time domain

Computations to analyze response to impact loads in the time domain are more convenient and easier to assess than in the frequency domain. This approach can be followed for hydrodynamic effects as well, but only when flow inertia and added mass are not frequency dependent. The advantage of computations performed in the time domain is that it is relatively easy to introduce nonlinear terms into the equations and to consider larger amplitudes.

The classical equation for the single-degree-of-freedom system :

$$m d^2y/dt^2 + c dy/dt + ky = F(t) \quad (7.6)$$

is solved as follows :

$$\begin{aligned} \text{If } dy/dt &= z \\ \text{then } dz/dt &= (F(t) - c z - ky)/m \end{aligned} \quad (7.7)$$

When performing a numerical integration of Eq. 7.7, the following approximations can be made, and the Runge-Kutta-Gill algorithm can be used :

$$t_{n+1} = t_n + \Delta t \quad (7.8)$$

$$y_{n+1} = y_n + (dy/dt)_n \Delta t \quad (7.9)$$

$$z_{n+1} = z_n + (dz/dt)_n \Delta t \quad (7.10)$$

Pour l'analyse des vibrations, il est nécessaire de prolonger les calculs sur une longue période de sollicitations périodiques ou aléatoires, et il y a risque d'accumulation d'erreurs numériques. En l'absence de méthodes de prédiction et de correction, il s'est avéré nécessaire d'ajouter un facteur d'amortissement supplémentaire :

$$c' = k \Delta t$$

dans le cas d'un oscillateur simple, pour tenir compte de l'influence de la discrétisation. Ce facteur est obtenu empiriquement et n'est valable que pour un système à un degré de liberté, sans eau.

7.4.5. Calcul de la masse ajoutée

Il est parfois nécessaire de calculer la masse ajoutée afin d'évaluer les fréquences de résonance et les modes de vibration. Pour les grilles, des coefficients de masse ajoutée ont été publiés [Wendel, 1950]. Pour les plats et les cylindres, la masse ajoutée est égale à la masse d'eau comprise dans un cylindre circulaire virtuel dont le diamètre est égal à la largeur du barreau vibrant (largeur mesurée perpendiculairement à la direction de vibration), comme on l'a vu au chapitre 3. Pour les sections en U ou creuses, il convient d'ajouter le volume d'eau interne.

Pour les vannes, on dispose de peu d'informations sur la masse ajoutée. Si le calcul est techniquement possible à l'aide de certains schémas (éléments finis, éléments finis de frontière, maillage raccordé aux frontières), il est généralement très long. En effet, les conditions de fonctionnement (niveaux d'eau, ouverture) sont très variables; de plus, les raidisseurs exercent une influence. Cependant, la fréquence des vibrations est généralement élevée et l'on peut négliger le phénomène de propagation des ondes. (Voir la Fig. 7 concernant la gamme de fréquences pour laquelle la masse ajoutée est indépendante de la fréquence vibratoire).

En l'absence du phénomène de propagation des ondes, Kolkman [1980] propose une méthode de calcul aux applications multiples, basée sur la technique de relaxation. Ce calcul peut être exécuté à l'aide d'un tableur. En cas de basses fréquences (par exemple, réponse aux sollicitations dues aux ondes), les méthodes des éléments finis ou des éléments finis de frontière sont applicables. L'utilisation des éléments finis de frontière est présentée par Berkhoff [1976].

7.4.6. Bibliographie spéciale : Méthodes modernes de calcul

Les progrès informatiques ont permis le développement rapide des méthodes de calcul. Bien que traitées de façon sommaire dans le présent chapitre, les méthodes de calcul modernes sont des outils très puissants pour la conception et la vérification des structures. C'est pourquoi on fait figurer dans la bibliographie (chapitre 9.2) quelques références concernant ces méthodes. Sans prétendre être complète (et il ne faut pas oublier que de nouvelles publications apparaissent continuellement), cette liste peut être très utile à tous ceux intéressés par les méthodes de calcul.

In analyzing vibrations it is necessary to compute over a long period of periodic or random loads; as a result numerical errors can accumulate. Where predictor-corrector methods were not used, it was found necessary to add an extra damping factor :

$$c' = k \Delta t$$

for the case of a single oscillator to account for the influence of discretization. This factor was empirically derived and is only valid for analysis of a one-degree-of-freedom system without water.

7.4.5. Added mass computation

Computation of added mass may be required for estimating resonance frequencies and vibration modes. For trashracks, added mass coefficients can be found in the literature [Wendel 1950]. For flat strips and cylindrical shapes, the added mass equals the water mass contained in an imaginary circular cylinder with a diameter equal to the width of the vibrating bar (perpendicular to the direction of vibration) as was presented in Section 3. With U-shaped and hollow profiles, the volume of water inside the body should also be added.

For gates, applicable data on added mass are not generally available. Although computations using finite-element or boundary-element or boundary-fitted-grid schemes may be technically feasible, the methods are generally time consuming. With gates, conditions of water level and gate opening usually vary widely and the stiffening girders play a role. However, the vibrations are mainly in the high-frequency range where radiation of free-surface waves can be neglected. (See Fig. 7 for an indication of the range of frequencies for which the added mass is independent of the vibration frequency.)

Where wave radiation does not exist, Kolkman [1980] presented a versatile computation method, based on the relaxation technique. This calculation can be performed using a spreadsheet. For cases involving low frequencies (such as response to wave load) either BEM or FEM are applicable. The use of BEM has been presented by Berkhoff [1976].

7.4.6. Special references list related to advanced computational methods

Computational methods have developed rapidly with the advancement of electronic computers. Although they have been considered only briefly in the previous sections of this chapter, modern computational methods can be powerful tools for design and analysis of structures. For that reason, a set of selected special references on computational methods has been included in Section 9.2 of this bulletin. Although the list is far from a complete coverage, and new contributions are developing continuously, it should be a significant help to those interested in analytical methods.

8. MESURES DESTINÉES A ÉVITER OU A ATTÉNUER LES VIBRATIONS RECOMMANDATIONS

8.1. GÉNÉRALITÉS

Il n'est pas possible de formuler des recommandations précises permettant de garantir qu'un matériel sera à l'abri des vibrations. Cependant, les chapitres précédents présentent des informations qui permettent aux responsables de projet d'éviter les erreurs les plus grossières.

Lors de l'étude d'une vanne ou d'une grille, on est obligé de tenir compte judicieusement d'un grand nombre de différentes contraintes. En effet, les mesures prises pour limiter les vibrations peuvent s'écarter de l'optimum quant à la géométrie et à la résistance nécessaire pour supporter les sollicitations hydrostatique et hydrodynamique; par ailleurs, en cherchant à minimiser les pertes de charge et à favoriser l'amortissement, on peut parfois augmenter la force nécessaire aux manœuvres de la vanne. De même, l'optimisation de la forme et de la position du couteau de la vanne ou des étanchéités dans le but d'éviter les instabilités peut nuire à l'étanchéité de la vanne en position fermée. Mais, même si le matériel n'est pas optimisé vis-à-vis des vibrations, il peut néanmoins présenter des caractéristiques d'amortissement mécanique ou de frottement telles que le problème des vibrations ne se manifesterait pas.

Dans le présent chapitre, on résume les conclusions découlant des chapitres précédents. On reprend les exemples de vannes modifiées en vue de réduire les vibrations, et on cite quelques exemples supplémentaires.

8.2. LA FORME

On a déjà vu (chapitres 2.2.3 et 5.6) que l'on doit toujours choisir, pour les membrures principales exposées à l'écoulement, une section transversale de forme apte à éviter l'auto-excitation. On rejettera systématiquement les sections à instabilité inhérente. C'est généralement possible lorsque l'écoulement est unidirectionnel. Par contre, certaines sections (demi-cercle, ...) sont stables lorsque l'écoulement vient d'un côté, et instables lorsque l'écoulement vient du côté opposé. Pour cette raison, on apportera une attention particulière aux matériels risquant d'être soumis à une inversion de la direction de l'écoulement dans certaines conditions de fonctionnement (aménagement de transfert d'énergie par pompage, par exemple).

8. DESIGN GUIDELINES TO AVOID OR MITIGATE VIBRATION PROBLEMS

8.1. GENERAL

No precise guidelines can be given which would guarantee a vibration-free design. The foregoing chapters, however, provide information which, if used by designers, will aid in avoiding serious design errors.

Gate and trashrack designs must include a compromise between many demands. The need to be vibration-free may conflict with the optimal shape and strength necessary to withstand the hydrostatic and hydrodynamic loads; the need to minimize headloss and provide for damping may conflict with the need to minimize the force required to open and close the gate. The shape and location of edges and seals required to avoid instability may make sealing difficult at the closed-gate position. However, even if the design is not an optimum in terms of prevention of vibrations, mechanical damping or friction may still be sufficiently large to prevent the occurrence of vibrations.

In this chapter, the conclusions which follow from the preceding chapters are summarized. Those examples where vibrating gates were modified to mitigate vibrations are summarized, and additional examples are provided.

8.2. SHAPE

As was pointed out in Sections 2.2.3 and 5.6, use of a proper cross-section shape for structural members exposed to flow is a design requirement to avoid self-excited vibrations. Shapes which are inherently unstable should always be avoided. This is generally possible when flow occurs only in one direction. However, many shapes such as a half-circular cylinder are unstable in flow from one direction and stable in flow from the opposite direction. Thus, the design of trashracks and gates will need special attention for structures where flow may be reversed during some operations, such as in the design of pumped-storage facilities.

8.3. LES VANNES

Les deux types de vanne qui nous intéressent sont les vannes de réglage et les vannes destinées simplement à couper le débit rapidement. Dans ce qui suit, on traite principalement du premier type.

Lors de l'établissement du projet d'une vanne, on veillera à ce que la résultante de la sollicitation principale ne coïncide pas avec la direction de souplesse maximale. De cette façon, on minimise les déformations et la vanne n'aura aucune tendance à se fermer en position de faible ouverture; les exemples analysés au chapitre 5 soulignent ce point. Pour les vannes segment, la charge sera centrée sur l'axe de rotation, quelle que soit la position de la vanne. Les vannes à glissières et les vannes wagon auront leur tablier perpendiculaire au fond du conduit afin d'éviter la vibration de la vanne ou du tablier (Fig. 52 et 54).

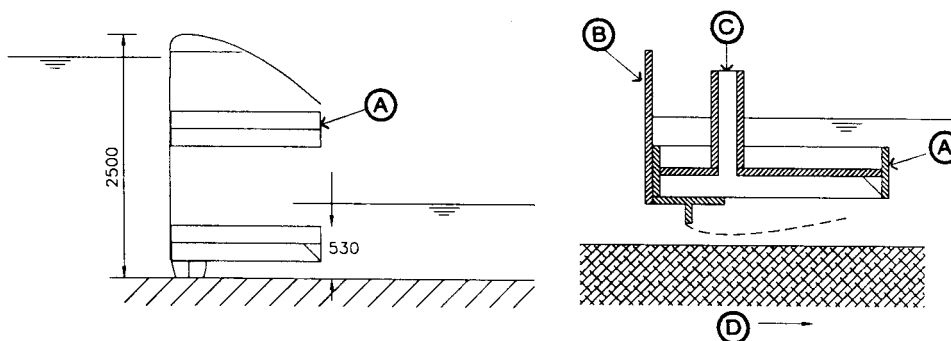
Ces vannes à glissières et vannes wagon auront leur arête d'étanchéité à l'aval pour réduire la force descendante qui apparaît à la fermeture. Les dispositions optimales sont illustrées dans la Fig. 29 (cas C et D).

Il y a un risque important de vibration à faible ouverture des vannes. Pour cette raison, les étanchéités latérales seront de préférence du type glissant, restant fermées quelle que soit la position de la vanne. Les dispositifs de déverrouillage (par exemple, celui illustré dans la Fig. 25) sont déconseillés pour les vannes soumises à des charges permanentes.

Le couteau de la vanne sera d'une forme favorisant l'écoulement stable, avec point de décollement fixe. On choisira une arête vive, sur laquelle ce point de décollement reste fixe. Un bon profilage permet d'éviter le recollement à l'aval (Fig. 32, cas 5). Un mauvais choix des formes risque de faire apparaître des vibrations (Fig. 32, cas 1, et Fig. 46) si la fréquence propre de la vanne n'est pas suffisamment élevée.

Si la vanne est telle que, à faible ouverture, il y a déplacement périodique du point de décollement, on place une arête supplémentaire côté aval fin de fixer la position de ce point (Fig. 66).

Il est généralement difficile, voire impossible, d'apporter des améliorations à une vanne après réalisation de celle-ci, compte tenu des contraintes pratiques. Dans la Fig. 76, on voit une vanne de 55 tonnes, d'une portée de 31 mètres, qui vibrait



8.3. GATES

Two types of gates can be considered: those which are used to control discharge throughout a range and those which are used to quickly stop flow. The following considerations apply mostly to the first type.

Gates should be designed to prevent the resultant of the main load from coinciding with the direction of most flexibility; doing so will minimize gate deformation and eliminate any tendency for the gate to close when operating at small openings; examples analyzed in Chapter 5 point this out. Radial gates should be designed to keep their center of load at the trunnion at all openings. Slide gates and wheel gates should be designed with face plates perpendicular to the conduit bottom in order to prevent vibrations of the gate or the face plate (Fig. 52 and 54).

Slide or wheel gates should be designed with their sealing edge located on the downstream side to insure that downpull forces are not unexpectedly large during closing of the gate. Fig. 29 cases C and D illustrate correct sealing.

A strong potential for vibration often occurs when gates are operated at small openings. Hence, side seals should preferably be sliding seals which remain closed at any gate position. Release systems (such as that shown in Fig. 25) are not recommended for use on gates subject to permanent load.

The shape of the bottom of gate leafs should create a stable flow with a fixed point of separation. Sharp edges should be used to control the location of separation, and downstream reattachment should be prevented by proper shaping (Fig. 32 case 5). Shapes which are not properly designed may initiate vibrations (Fig. 32 case 1 and Fig. 46) unless the natural frequency of the gate is sufficiently high.

If a gate is designed so that, at small gate openings, the gap under the gate causes the location of flow separation to shift periodically, an additional edge should be provided at the downstream side of the opening in order to fix the point of flow separation (Fig. 66).

In general it is difficult, if not impossible, to improve a gate design once the gate has been constructed because of practical limitations that can be made to the design. Fig. 76 shows a 55-ton gate having a span of 31 meters which vibrated

Fig. 76

Venting of the lower girder on a long-span (31-meter long)
gate to eliminate vertical vibrations

*Aération de la longrine inférieure d'une vanne de grande portée (31 mètres),
en vue d'éliminer les vibrations verticales*

- (A) Main beam
- (B) Skin plate
- (C) Air vent
- (D) Direction of flow

- (A) *Longrine principale*
- (B) *Tablier*
- (C) *Reniflard*
- (D) *Direction de l'écoulement*

dans le sens vertical après mise en service. Avant sa modification, des phénomènes de succion sous la longrine inférieure et d'étranglement de l'écoulement à l'amont ont créé une importante force cyclique verticale, qui faisait vibrer la vanne selon un mécanisme du type illustré dans la Fig. 66. *L'aération de l'écoulement sous la longrine inférieure régularisa celui-ci, avec élimination des importantes forces de succion et de vibration* (voir Fig. 76).

8.4. LES GRILLES

Pour les grilles, les barreaux de section rectangulaire sont préférables. La profondeur du barreau dans le sens de l'écoulement (d) sera au moins cinq à six fois plus grande que son épaisseur (t) afin de minimiser les risques de vibration [Thang et Naudascher, 1991]. Une forme arrondie à l'amont augmente ces risques. Ces règles sont également applicables aux autres éléments de la structure immergés dans l'écoulement.

La raideur nécessaire est obtenue par une construction soudée. Il est parfois nécessaire de renforcer l'amortissement pour s'assurer que les contraintes provoquées par des vibrations inévitables seront trop faibles pour provoquer la rupture par fatigue.

La fixation de la grille sur le béton de l'entonnement sera rigide afin de réduire le risque d'excitation induite par le mouvement. Cette disposition n'est pas toujours possible dans le cas de grilles relevables. Dans ce cas, on prévoit un dispositif de serrage spécial.

Les différents panneaux de la grille seront assemblés par l'intermédiaire de joints qui ne transmettent pas les moments, afin de limiter les flexions relatives.

La direction de l'écoulement ne doit pas s'écarter de plus de 10 degrés de la normale au plan de la grille. On veillera au nettoyage de la grille afin d'assurer une répartition uniforme des vitesses. En effet, une répartition hétérogène risque d'accélérer l'écoulement localement, faisant vibrer toute ou une partie de la grille. Il est également impératif de procéder au nettoyage de la grille pour bien d'autres raisons.

Le nettoyage de la grille peut également être nécessaire pour éviter la vibration des turbines. En effet, les grandes turbines bulbes fonctionnant sous faible charge sont souvent soumises à un niveau de vibration inacceptable lorsque la répartition des vitesses à l'amont de la roue n'est pas uniforme (voir la Fig. 47).

Pour éviter l'instabilité induite par le mouvement, il est impératif de choisir, pour les membrures de la grille, des profilés de section stable (y compris pour les supports).

Pour éliminer toute possibilité de résonance, les barreaux auront une fréquence propre supérieure d'au moins 70 % à la fréquence de décollement des tourbillons [Edison Electric Institute, 1978]. La fréquence propre de chaque barreau est à comparer à la fréquence des forces latérales, ainsi qu'à celle des forces de traînée. Les vibrations plongeantes (parallèles à l'écoulement) sont souvent rencontrées sur les grilles.

vertically when placed in service. Prior to modification, suction under the lower beam and throttling of the flow upstream created a strong alternating downpull force which in turn caused the vibration in a manner similar to the case shown in Fig. 66. *Venting of the space below the lower beam created free flow under the gate and eliminated the strong suction forces and the vibration.* See Fig. 76.

8.4. TRASHRACKS

Bars having a rectangular cross section are the best shape for use as trashrack members. The depth of the bar in flow direction (d) should be at least five to six times the bar thickness (t) to minimize the possibility of vibration [Thang and Naudascher 1991]. Rounding of the nose of the bars will increase the danger of vibration. The same rules should be followed in design of the supporting structural members which are exposed to flow.

Welded construction for trashracks provides for necessary stiffness. It may be necessary to provide additional damping to limit stresses produced by any unavoidable vibrations to low levels that will not produce failure by fatigue.

Trashracks should be fastened rigidly to the concrete intake structure in order to reduce the possibility of movement-induced excitation. This cannot always be done for racks which must be raised. For such cases special clamping is required.

Adjoining panels of trashracks should be joined with a shear connection (a connection that will not transfer moment) in order to limit relative deflections.

The rack should be oriented so that its plane is not more than 10 degrees from perpendicular to the flow. Measures should be provided to keep the rack clean in order to incur a uniform velocity distribution. A non-uniform flow distribution may increase local velocities to an undesirable level and result in vibration of the rack or some of its members. Maintaining a clean rack is important for several other reasons as well.

Maintaining clean trashracks can also be important to ensure vibration-free turbine operation. Large low-head bulb turbines will often vibrate more than is acceptable when the velocity approaching the runner is non-uniform (see Fig. 47).

To avoid movement induced instability, it is important to use stable cross-sectional shapes for all trashrack members (including the structural supports).

To assure that resonance will not occur, all trashrack bars should have a natural frequency at least 70 % greater than the associated vortex-shedding frequency [Edison Electric Institute 1978]. The natural frequency of the individual bars must be compared with the frequency of lateral forces and drag forces as well. Plunging vibrations (vibrations in the direction of flow) have been shown to occur often with trashracks.

Outre la fréquence naturelle des différentes membrures, il convient également d'étudier celle de l'ensemble de la grille. Les méthodes analytique et expérimentale (table à secousses) sont toutes les deux applicables et on doit y faire appel dans le cas de structures importantes. Il existe un grand nombre de logiciels de calcul des structures (STRUDL, NASTRAN, ...) permettant l'analyse par éléments finis.

8.5. LES COUTEAUX ET LES ÉTANCHÉITÉS

Les lames d'étanchéité jouent un rôle important dans le bon fonctionnement des vannes. Elles éliminent les pertes d'eau. Mais on a déjà vu qu'en cas de défauts de conception ou de mise en place, les étanchéités peuvent être à l'origine de vibrations. Une bonne étanchéité doit répondre à plusieurs exigences :

- Elle doit s'opposer aux fuites lorsque la vanne est fermée. Sa souplesse doit lui permettre d'épouser les irrégularités des parois et de compenser les écarts de positionnement de la vanne.
- Le frottement lors des manœuvres de la vanne doit être minimal.
- Elle ne sera pas excessivement sensible à l'usure, et elle gardera sa souplesse dans le temps.
- Elle doit résister à la charge hydrostatique et au poids de la vanne en position fermée.
- Son implantation sera choisie de façon à la protéger de l'action du sable et des autres corps durs (en cas de réparation, on choisira un matériau résistant à l'érosion par le sable).
- Toutes les étanchéités seront de préférence placées dans un seul plan pour réduire le nombre d'angles à étancher.

Une présentation complète des conditions d'utilisation des étanchéités et de leur conception a été établie par Petrikat [1980].

Les recommandations suivantes sont destinées à éviter les vibrations :

A. Étanchéité inférieure : des arêtes vives sont souhaitables (voir les différentes solutions dans la Fig. 53). Si l'étanchéité est plaquée contre la paroi par la pression de l'eau, il peut y avoir des problèmes en cas d'usure.

B. Étanchéités latérales : elles seront du type glissant et seront plaquées contre la paroi par la pression de l'eau afin de garantir une bonne étanchéité.

C. Étanchéités des vannes en galerie : pour l'étanchéité supérieure, on choisira un matériau relativement rigide, fixé sur les deux bords (voir la Fig. 63, cas C).

D. Couteau de vanne : il aura une forme permettant un écoulement régulier, à point de décollement fixe, sans recollement à l'aval. Un bord en demi-cercle ou rectangulaire risque de provoquer des vibrations dans le sens de l'écoulement, dues

In addition to the natural frequency of individual members of the trashrack, the natural frequency of the trashrack as a whole must be considered. Both analytical and experimental (shaking table) methods can be used and should be used for large important structures. Many general purpose structural-analysis computer programs, such as STRUDL or NASTRAN, can be used to perform a finite-element analysis.

8.5. LIP AND SEAL DESIGN

Gate seals play an important function on a gate. They are necessary to avoid waste of water. However, as has been pointed out earlier, seals, if not designed and installed properly, can be a cause of vibrations. A seal must satisfy several demands :

- In the closed-gate position it should prevent leakage. The seal must be flexible enough to conform to irregularities in the floor and wall and allow for some tolerance in gate position.
- It should produce the smallest possible friction force during opening and closing of the gate.
- It should not wear excessively and must remain pliable.
- It must withstand the applicable hydrostatic load as well as the weight of the gate in the closed position.
- Seals should be located where they will not be damaged by sand or other debris. For remedial measures, seal material resistant to sand erosion should be used.
- To minimize the number of corners to be sealed, all seals on the gate should preferably be located in the same plane.

An extensive discussion on use and design of seals has been written by Petrikat [1980].

The following guidelines regarding design of gate seals will aid in preventing vibrations :

A. Lower seal : A sharp profile is desirable (see Fig. 53 for possible solutions). Seals which tend to close due to water pressure will often create problems if the edge becomes damaged.

B. Side seals : Seals at the sides of gates should be designed as sliding seals using the water pressure to keep the seal in position in order to prevent leakage.

C. Seals for culvert gates : The material used for seals at the top of the gate should be relatively stiff and should be clamped on both sides as shown in Fig. 63, variant C.

D. Gate lips : The lip should produce a well defined flow pattern with flow separation fixed and without reattachment further downstream. Semicircular or rectangular shaped lips can cause vibrations in the flow direction as a result of

au régime de décollement/recollement. L'ouverture critique de mise en vibration correspond à une ouverture dont le passage est inférieur à deux fois l'épaisseur de l'arête. Ainsi, il est souhaitable de minimiser cette épaisseur.

Les vibrations et leurs causes étant des phénomènes complexes, aux aspects multiples, on ne peut se fier aux recommandations aveuglément. Des problèmes vibratoires imprévus et indésirables sont évitables moyennant une étude de projet bien conduite, et basée sur des critères adéquats. Dans la plupart des cas dont l'analyse théorique figure au chapitre 4, un supplément de raideur renforce la sécurité vis-à-vis des vibrations. Dans le cas particulier des phénomènes synchronisés, plusieurs fréquences sont sensibles aux vibrations; dans ces cas, un supplément de raideur peut parfois donner lieu à des vibrations, mais la gamme de fréquences est plafonnée. Dans cette catégorie, on peut citer le cas d'une nappe déversante, et les cas où la distance séparant le point de décollement du point de recollement (ou de quasi-recollement) est égale à un certain multiple de la longueur d'onde créée par les vibrations dans la couche limite (voir les Fig. 23 et 31).

8.6. RAIDEUR

Pour préciser l'importance de ce paramètre, les résultats des analyses présentées au chapitre 5 conduisent aux conclusions suivantes :

A. Analogie de la bonde de baignoire : Le coefficient de raideur C_k doit être égal ou supérieur à $C_m + 1$ (C_m étant la masse de la partie mobile de la vanne et de ses accessoires majorée de la masse ajoutée, divisée par la masse de l'eau dans la conduite). La condition critique correspond seulement aux faibles ouvertures de la vanne. Outre le coefficient $C_m + 1$, l'ouverture critique est égale à deux fois la charge permanente divisée par la raideur du ressort (voir la Fig. 24).

Le multiplication par deux de la raideur réduit de moitié l'ouverture critique de la vanne. Si cette ouverture critique est faible, on pourra plus facilement franchir rapidement cette zone critique et éviter ainsi la mise en vibration de la vanne.

Pour une vanne de pied de conduite forcée, il y a possibilité de vibrations avec une fréquence égale à celle d'une onde de compression stationnaire dans la conduite; la définition de l'ouverture critique reste valable dans ce cas, mais le coefficient C_m n'a plus d'influence.

B. Vibrations verticales d'une vanne liées à l'inertie de l'écoulement et à la succion : Généralement, on ne peut simplifier les relations définissant le risque de vibrations verticales d'une vanne. Néanmoins, on peut dire qu'un supplément de raideur a pour effet une augmentation de la fréquence propre de la vanne, ce qui, à son tour, correspond à une réduction de l'ouverture critique (mesurée dans le sens vertical). Grossièrement, une valeur $V_r = V/f_r d$ (V = vitesse $(2g \Delta h)^{1/2}$, d = ouverture de la vanne, f_r = fréquence propre de la vanne en cas de vibrations verticales) inférieure à 3 à 5 suffit généralement à garantir que la vanne est à l'abri de l'auto-excitation. On peut calculer avec confiance la valeur critique de V_r (pour les considérations théoriques, voir le chapitre 4.4 et les données présentées dans les Fig. 28 et 21).

separation and reattachment. The critical gate opening, for which vibrations often result, occurs when the gap is smaller than two times the thickness of the edge. Hence, minimizing the thickness of the gate lip is desirable.

Because vibrations and their causes are complex and numerous, guidelines cannot be used without serious design considerations. Unexpected and undesirable vibrations, which could have been avoided with proper design considerations, may occur but could usually have been prevented with careful design. In most cases analyzed theoretically in Section 4, added stiffness leads to extra safety against vibrations. For special cases involving "locked-in" phenomena, a number of frequencies are sensitive to vibration; for these cases an increase in stiffness can occasionally lead to vibration, but an upper limit of frequencies exists where vibration might occur. Such is the case for an overflowing nappe, and for other cases where the distance between the point of separation and reattachment, or near reattachment, is equal to one or more multiples of the wave length in the shear layer produced by the vibration (see Fig. 23 and 31).

8.6. STIFFNESS

To illustrate the importance of stiffness, the results of the analyses presented in Section 5 provide the following conclusions :

A. The bathtub plug analogy : The coefficient of stiffness C_k should be equal to or greater than $C_m + 1$ (C_m equals the mass of the moving gate and attachments plus added mass divided by the mass of water in the conduit). Only small valve or gate openings are critical. The critical opening, apart from the $C_m + 1$ factor, will then be equal to two times the stationary load divided by the spring rigidity (see Fig. 24).

Doubling the stiffness will reduce the critical gate opening by half. If the critical gate opening is small, it will be easier to move the gate through the critical opening quickly enough to avoid the occurrence of vibrations.

For a penstock valve, vibrations could occur with a frequency equal to that of a standing compression wave in the penstock; the same relationship for critical opening will hold except that the C_m factor will not play a role.

B. Vertical gate vibrations related to flow inertia and suction : The relationships predicting vertical gate vibrations cannot be simplified in general, but an increase in stiffness tends to increase the natural frequency of the gate, which in turn results in a decrease in the height of the critical gate opening. As a rough indication, a value $V_r = V/f_r d$ (V is the velocity $(2g\Delta h)^{1/2}$, d is the gate opening, and f_r is the natural frequency of the gate for vertical vibrations.) smaller than 3 to 5 is generally sufficient to assure that the gate is out of the range of self-excitation. The critical value of V_r can be calculated with confidence (see the theory in Section 4.4 and data of Fig. 28 and 21).

C. Vibration des vannes à cône fixe : Un grand nombre de cas de rupture et de réparation de vannes à jet creux ont été analysés par Mercer [1970]. Il a conclu que ces vannes furent détruites par vibration, en incriminant les raidisseurs comme élément critique. Il a proposé un paramètre sans dimension permettant de prédire le risque de rupture. On en parle au chapitre 6. La Fig. 65 montre la vanne et ses déformations.

D. Les éléments des vannes, tels que galets, chaînes, et articulations du système de relevage, doivent toujours être chargés dans la même direction. En cas d'inversion de la direction d'application de la charge, il y a un moment où la charge est nulle, condition propice aux mouvements libres, ce qui risque de faire apparaître des vibrations importantes, lorsque ce mouvement n'est pas contrecarré par une force résistante. Kolkman [1980] décrit un cas de ce genre.

E. La plus faible fréquence propre d'une structure doit toujours être plus élevée que la fréquence d'excitation dominante due au décollement de tourbillons ou aux turbulences. Cette condition primordiale a été formulée au chapitre 2.2.3. La fréquence propre d'une structure et de ses parties constituantes est fortement influencée par leur raideur. On ne peut estimer la fréquence d'excitation que par analyse des nombres de Strouhal correspondant aux formes des pièces immergées dans l'écoulement; on peut consulter ces nombres dans les Fig. 18, 19, 20, 21, 23 et 46. Pour les grilles, Thang et Naudascher [1991] préconisent une valeur de V_r inférieure à 10 et l'emploi exclusif de sections de barreaux au comportement stable.

8.7. AMORTISSEMENT

L'amortissement et le frottement sont des phénomènes bénéfiques qui s'opposent aux vibrations induites par l'écoulement, mais il est toujours difficile de préciser leur valeur et leur action. Les structures hydrauliques sont habituellement réalisées en acier et en béton, leur pouvoir d'amortissement étant faible. Il est souvent nécessaire de renforcer l'amortissement, mais sans gêner la manœuvre de la vanne. Si un amortisseur immergé satisfait à cette condition, il est toutefois exposé à la corrosion, avec risque de perdre son efficacité avec le temps. Un exemple d'un tel amortisseur destiné à maîtriser les vibrations est présenté dans la Fig. 55; dans ce cas, les vibrations n'apparaissant qu'à faible ouverture, cet amortisseur a été conçu pour toucher le fond du canal seulement lorsque la vanne est près du seuil.

On peut faire appel à l'analogie de la bonde de baignoire en vue d'évaluer l'amortissement nécessaire pour éviter les vibrations verticales de la vanne, créées par l'inertie de l'écoulement et le « galloping ».

On a décrit un cas de remplacement d'une vanne ancienne par une nouvelle vanne identique par sa géométrie mais réalisée par soudure au lieu de rivets à l'origine. L'ancienne vanne avait été exempte de vibrations, alors que la nouvelle a vibré de façon dangereuse. Le mode de réalisation de l'ancienne vanne, moins rigide, a certainement conféré un pouvoir d'amortissement interne suffisant pour prévenir les vibrations; de plus, la masse réduite de la nouvelle vanne a pu également jouer un rôle.

C. Vibrations of fixed-cone valves : Failures and repairs of a great number of hollow-cone valves were analyzed by Mercer [1970]. He concluded that the valves failed by vibration and that the vanes were the critical structural element. He formulated a dimensionless parameter for prediction of potential failure. This is discussed in Section 6. Fig. 65 illustrates the valve and its deformations.

D. Elements in gates such as wheels, chains and joints in hoists should always be loaded in only one direction. If the load direction reverses, a condition of zero load occurs at which some freedom of movement can result in severe vibrations, particularly when the movement occurs without creating any restoring force. Such a case was reported by Kolkman [1980].

E. The lowest natural frequency of a structure should always be greater than the dominant excitation frequency of any vortex shedding or turbulence. This primary requirement was formulated in Section 2.2.3. The natural frequency of the structure and its parts is strongly influenced by stiffness. The excitation frequency can only be estimated by analysis of Strouhal numbers relevant to the structural shapes immersed in the flow; they are presented for reference in Fig. 18, 19, 20, 21, 23 and 46. For trashracks, Thang and Naudascher [1991] advise that a V_r value smaller than 10 should be maintained and that only stable bar shapes should be used.

8.7. DAMPING

Damping and friction are always positive factors which act to prevent flow-induced vibrations. However, their magnitude and action is generally difficult to quantify. Hydraulic structures are mostly constructed of steel and concrete which have low damping values. Additional damping must often be provided, but any such provisions must be incorporated without interference with gate opening or closing. A mechanical damper placed under water, although not interfering with gate operation, will be subject to corrosion and could eventually lose its damping capability. An example of an application of a damper to control vibrations is shown in Fig. 55; because vibrations in that case were experienced only at small gate openings, the spring-loaded damper was designed to touch the channel bottom only at small gate openings.

The bathtub-plug analogy may be used to estimate the amount of damping needed to prevent vertical gate vibrations due to flow inertia and galloping.

One case has been reported where the renovation of an old gate used the same geometric design, but incorporated welded steel members instead of riveted steel. Although the old gate had operated vibration-free, the new gate vibrated dangerously. The old gate, with its less rigid construction, undoubtedly possessed enough internal damping to prevent occurrence of vibrations; the reduced mass of the new gate may also have had some effect.

La nature imprévisible du phénomène de vibration est bien illustrée par le cas d'une cheminée en maçonnerie qui n'avait jamais vibré. Lorsqu'elle fut remplacée par une structure soudée, la modification de la rugosité de surface favorisa un régime régulier de décollements de tourbillons le long du fût, créant des vibrations.

8.8. ÉLIMINATION DES VIBRATIONS ET DE LA CAVITATION PAR AÉRATION

Normalement, une bonne aération exige un puits de grande section. L'aération de vannes équipant les conduites est nécessaire pour les raisons suivantes :

- généralement, elle contribue à la stabilisation de l'écoulement à l'aval de la vanne,
- elle augmente la pression interne et réduit le débit (et par là, les vitesses d'écoulement), ce qui peut contribuer à éviter la cavitation,
- l'écoulement libre provenant d'une vanne, souvent conditionné par l'aération, élimine les risques de cavitation à l'aval due aux vitesses élevées,
- si la face aval de la vanne est bien aérée, les raidisseurs côté aval ne pourront perturber le régime d'écoulement,
- un reniflard permet l'aération de l'écoulement et réduit les variations brusques de pression dues aux turbulences.

8.9. EXEMPLES DE MODIFICATIONS DESTINÉES A ATTÉNUER LES VIBRATIONS

Plusieurs exemples présentés au chapitre 6 concernent des problèmes imprévus de vibration d'ouvrages réels ou de modèles réduits, mais qui furent atténués par des modifications appropriées. Dans certains cas, ces vibrations n'étaient pas de nature à interdire le fonctionnement des vannes et, après identification de l'ouverture critique, on a pu faire en sorte que les conditions critiques étaient évitées lors des manœuvres.

Les observations suivantes relatives aux Figures du chapitre 6 précisent les modifications apportées pour éliminer le problème des vibrations :

Fig. 55 Amortisseur mécanique fixé au bord inférieur de la vanne.

Fig. 56 Fuites éliminées.

Fig. 57 Modification du seuil en béton sous la vanne.

Fig. 58 Modification du fonctionnement de la vanne afin de maintenir un passage plus grand sous la vanne. On a pu ainsi éliminer les vibrations, et l'augmentation du débit de fuite fut jugée acceptable.

The critical nature of vibrations is illustrated by the case of a masonry chimney which had not exhibited vibrations. When the chimney was replaced by a welded structure, the changed surface roughness caused a longitudinal coherence of vortex shedding and produced vibrations.

8.8. VENTING TO AVOID VIBRATIONS AND CAVITATION

Effective venting will usually require a shaft having a large cross section. Venting of gates located in conduits is very important for the following reasons :

- Generally, venting will aid in stabilizing the flow downstream from the gate.
- Pressure in the conduit will be increased and the discharge, and resulting velocities, will decrease which may be important in controlling the occurrence of cavitation.
- Free discharge from gates, which is often dependent upon satisfactory venting, will prevent cavitation downstream of the gate caused by high-velocity flow under the gate.
- If the downstream face of the gate is fully aerated, stiffening members located there will not cause a flow disturbance.
- Venting will aerate the flow and smooth turbulent pressure fluctuations.

8.9. EXAMPLES OF MITIGATING VIBRATION PROBLEMS

A number of the examples presented in Chapter 6 were related to vibration problems which occurred unexpectedly in prototype or laboratory structures, and which were mitigated by special modifications. In some cases, the vibrations were not severe enough to prevent operation, and critical gate openings at which vibrations occurred, once they were identified, could be avoided in prototype operation.

The following remarks pertaining to Figures in Section 6 provide details of modifications which have been successfully implemented to prevent problem vibrations :

Fig. 55 A damper attached to the bottom of the gate.

Fig. 56 Leakage was stopped.

Fig. 57 The concrete sill under the gate was modified.

Fig. 58 It was possible to change the operation of the gate to maintain a larger gap under the gate. This operation eliminated the vibrations and the increased leakage was acceptable.

Fig. 63 Modification de l'étanchéité.

Fig. 64 Modification des consignes de manœuvre.

Fig. 66 Élimination des vibrations sur modèle en ajoutant une arête aval sur le bord inférieur de la vanne.

Fig. 67 Réparation rapide de la vanne (aucune modification ne fut apportée à l'étanchéité).

Fig. 68 Becs de fractionnement ajoutés pour aérer la nappe.

Fig. 63 A new type of seal was proposed.

Fig. 64 The operation was modified.

Fig. 66 Modifying the bottom of the gate, by adding a lip on the downstream side, stopped the vibration in the model.

Fig. 67 The damaged gate was quickly repaired. (No modifications were made to the seal.)

Fig. 68 Splitters were installed to aerate the nappe.

9. REFERENCES

9.1. GENERAL INFORMATION / RÉFÉRENCES GÉNÉRALES

- ABELEV, A. S. (1959), "Investigations of the total pulsating hydrodynamic load acting on bottom outlet sliding gates and its scale modelling", 8th Congress, IAHR, Montreal, Canada, Paper 10 A1.
- ABELEV, A. S. and DOLNIKOV, L. L. (1974), "Experimental investigations of self-excited vibrations of vertical lift gates", in *Flow Induced Structural Vibrations*, Edited by E. Naudascher, Springer Verlag.
- AKAIKE, H. (1969), "Fitting autoregressive models for prediction", and "Power spectrum estimation through autoregressive model fitting", *Annals. Inst. Statist. Math.*, Vol. 21, pp. 243-247 and 407-419.
- BAKKER, A. D., JONGELING, T. H. G., KOLKMAN, P. A., and WU, Y. S. (1991), "Self-excited oscillations of a floating gate related to the gate discharge characteristics", XXIV Congress IAHR, Madrid. (Also Delft Hydraulics Publication 462).
- BENDAT, J. S. and PIERSOL, A. G. (1971), *Random data : analysis and measurement procedures*, Wiley Interscience Publishers, Boston.
- BILLORE, J., JAOUI, A., KOLKMAN, P. A., RADU, M. T. and DEVRIES, A. H. (1979), "Hydraulic investigations for the diversion, the Morning Glory Spillway, and the bottom outlet of the M'Dez Dam in Morocco", Transactions of the 13th Congress on Large Dams, (Q50 R62), ICOLD, Paris.
- BINNIE, A. M. (1972), "The stability of a falling sheet of water", *Proc. Royal Society, Series A* 326, January 1972, pp. 149-163, London.
- BISHOP, R. E. D. and HASSAN, A. Y. (1964), "The lift and drag forces on a circular cylinder oscillating in flowing fluid", *Proc. Royal Society, Series A* 277 (1368), London.
- BLEVINS, R. D. (1977/1991), *Flow-induced Vibration*, Van Nostrand Reinhold Co., New York.
- BURG, J. P. (1967), "Maximum entropy spectral analysis", 37th Annals of the International Meeting of the Society of Exploration Geophysics, Oklahoma City, Oklahoma, October.
- BURG, J. P. (1968), "A new analysis technique for time series data", "NATO Advanced Study Institute on Signal Processing", Enschede, Netherlands.
- CALLANDER, S. J. (1987), "Flow-induced vibrations of cylinders with rectangular section", (in German), Ph.D. Thesis, Institute of Hydromechanics, University of Karlsruhe, Karlsruhe, Germany.
- CASSIDY, J. J. (1969), "Experimental Study and Analysis of Draft-Tube Surging", Report No. HYD-591, U.S. Bureau of Reclamation, Denver, Colorado.
- CASSIDY, J. J. (1990), "Fluid mechanics and design of hydraulic structures", *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, Vol. 116, No. 8, pp. 961-977.

- CASSIDY, J. J. and LOCHER, F. A. (1993), "Redesign of the Pit 6 stilling basin", proceedings of the 1993 Technical Conference, U.S. Committee on Large Dams, Denver, Colorado, August.
- CASSIDY, J. J., LOCHER, F. A., WING LEE and NAKATO, T. (1994), "Hydraulic design for replacement of floor blocks for Pit 6 Stilling Basin", Transactions of the 18th ICOLD Congress on Large Dams, Durban, South Africa, Vol. 4, Q71, R40, November.
- CRANDALL, S. H., VIGANDER, S. and MARCH, P. A. (1975), "Vibration of trashracks due to fluid-structure interaction", "Proceedings of the ASME Design Engineering and Technical Conference, Sept. 17-19", Paper No. 75-DET-63, American Society of Mechanical Engineers, New York, NY.
- DE FAZIO, F. G. and COLEMAN, H. W. (1971), "Analytical and field studies of the intake gates at Mossyrock Dam", presented at the ASCE Hydraulics Division Specialty Conference, Iowa City, Iowa, August.
- DE JONG, R. J. and VAN NUNEN, J. W. G. (1980), "Excitation and vibration of a grid gate", Delft Hydraulics Publication 220, Delft, Netherlands.
- DEN HARTOG, J. P. (1956), *Mechanical vibrations*, McGraw Hill Publishers, New York, New York.
- DiSILVIO, G. (1969), "Self-controlled vibration of a cylinder in a fluid stream", *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, Vol. 95, EM2, Paper 6498.
- Edison Electric Institute Hydraulic Power Committee (1978), "Final report by the ad hoc subcommittee on trashrack analysis", Edison Electric Institute, Boston, Massachusetts.
- FALVEY, H. T. (1993), "A primer on draft-tube surging", *Hydro Review*, V12 :1, February.
- GERLACH, C. R. and DODGE, F. T. (1970), "An engineering approach to tube flow-induced vibrations", Proceedings of the Symposium on Flow Induced Vibrations in Heat Exchangers, American Society of Mechanical Engineers, New York, NY.
- HARDWICK, J. D. (1977), "Hydraulic model studies of the rising sector gate conducted at Imperial College", Proceedings of the Conference on Thames Barrier Design, Institution of Civil Engineers, London.
- HINO, M. (1973), "On-line prediction of hydrologic system", Proceedings of the 15th Congress, IAHR, Vol. 4.
- HINO, M. (1977), *Spectral Analysis*, Asakura Publishing Co., (in Japanese).
- IDEL'CIK, I. E. (1966), "Handbook of hydraulic resistance coefficients of local resistance and of friction", Translated from the Russian, U.S. Department of Commerce, NTIS Publication AEC-TR-6630, Washington, D.C.
- ISHII, N., IMAICHI, K. and HIROSE, A. (1977), "Instability of elastically suspended Tainter-gate system caused by surface waves on the reservoir of a dam", *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 99, No. 4.
- ISHII, N., IMAICHI, K. and HIROSE, A. (1974), "Dynamic instability of Tainter gates", In *Flow Induced Vibrations*, Edited by E. Naudascher, Springer Verlag.
- ISHII, N. and NAUDASCHER, E. (1992), "A design criterion for dynamic stability of Tainter gates", *J. Fluids and Structures*, Vol. 6, No. 1.

- ISHII, N and KNISELY C. W. (1992), "Flow-induced vibration of shell-type long-span gates ", *J. Fluids and Structures*, Vol. 6, No. 1.
- ISHII, N., KNISELY, C. W. and NAKATA, A. (1995), "Field study of a long-span shell-type gate undergoing flow-induced vibrations ", *J. Fluids and Structures*, Vol. 9, No. 1.
- JONGELING, T. H. G. (1987), "In-flow vibrations of gate plates ", Conference on Flow-Induced Vibrations, Bowness-on Windmere, England, Delft Hydraulics Publication 392, Delft, Netherlands.
- JONGELING, T. H. G. (1988), "Flow-induced self-excited in-flow vibrations of gate plates ", *J. Fluids and Structures*, Vol. 2, No. 6, (Delft Hydraulics Publication 420, Delft, Netherlands).
- JONGELING, T. H. G. and KOLKMAN, P. A. (1995), "Subharmonic standing waves leading to low-frequency resonance of a submersible flap-gate barrier ", Proceedings of the 6th International Symposium on Flow-induced Vibration, Imperial College, London.
- KANNE, S., NAUDASCHER, E. and WANG, Y. N. (1991), "On the mechanism of self-excited vibration of underflow gates ", Fifth Int. Conf. on Flow-induced Vibrations, Brighton, England, Institute of Mechanical Engineers.
- KOLKMAN, P. A. (1974), "Instability of a vertical water curtain closing an air chamber ", In *Flow Induced Structural Vibrations*, Edited by E. Naudascher, Springer Verlag.
- KOLKMAN, P. A. (1976), "Flow-induced gate vibrations; computation of dynamic gate behavior and the use of models ", Delft Hydraulics Publication 164, Delft, Netherlands.
- KOLKMAN, P. A. (1977), "Self-excited gate vibrations ", 17th Congress of IAHR, Baden-Baden, Germany, (Delft Hydraulics Publication No. 186).
- KOLKMAN, P. A., and VRIJER A. (1977), "Gate edge suction as a cause of self-exciting vertical vibrations ", 17th IAHR Congress, Paper C49, Baden-Baden, Germany, (Delft Hydraulics Publication 219, Delft, Netherlands).
- KOLKMAN, P. A. (1980), "Development of vibration-free gate design; learning from experience and theory ", Delft Hydraulics Publication No. 219.
- KOLKMAN, P. A. (1984), "Vibrations of hydraulic structures and gate vibrations ", Chapters I and II in *Developments in Hydraulic Engineering*, Vol. 2, Elsevier Publications, (Edited by P. Novak).
- KOLKMAN, P. A. (1988), "A simple scheme for calculating the added mass of hydraulic gates ", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 2, No. 4, (Delft Hydraulics Publication No. 439, Delft, Netherlands).
- LEVIN, L. (1957), "Étude hydraulique de grilles de prise d'eau ", Proceedings, IAHR 7th General Meeting, Vol. I, pp. C11-1 to C11-11, Bertrand, Lda., Lisbon, Portugal.
- LIEBL, A. (1973), "High pressure sluice gates ", 11th Congress on Large Dams, Madrid, Spain, Vol. II, Q41, R42, ICOLD, Paris.
- MAKARECHIAN (1989), Personal Communication, June 21, 1989.
- MARKS, L. S. (1967), *Standard handbook for mechanical engineers*, pp. 5-93, McGraw-Hill Book Company, New York, NY.

- MARTIN, W. W., NAUDASCHER, E. and PADMANABHAN, M. (1975), "Fluid-dynamic excitation involving flow-instability", ASCE, *Journal of the Hydraulics Division*, HY6, Paper 11361.
- MERCER, A. G. (1970), "Vane failures of hollow-cone valves", IAHR Symposium on Cavitation and Hydraulic Machinery, Stockholm, Sweden.
- MUELLER, O. (1933), "Vibrations of gates with underflow", Mitt. Preuss. Versuchsanstalt f. Wasserbau und Schiffsbau, Berlin (In German).
- NAUDASCHER, E. (1964), "Hydrodynamic and hydro-elastic type of load at high-head gates", (in German), *Der Stahlbau*, No. 7 and 9.
- NAUDASCHER, E. and ROCKWELL, D., Editors, (1980), "Practical experiences with flow-induced vibrations", Proceedings of the IAHR/IUTAM, Karlsruhe, Germany, Springer Verlag.
- NAUDASCHER, E. (1988), "Flow-induced loading and vibrations of gates", International Symposium on Hydraulics for High Dams, Beijing, China.
- NAUDASCHER, E. (1991), *Hydrodynamic forces*, IAHR Hydraulic Design Manual, A. A. Balkema, Rotterdam.
- NAUDASCHER, E. and WANG, Y. (1993), "Flow-induced vibrations of prismatic bodies and grids of prisms", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 7.
- NAUDASCHER, E. and ROCKWELL, D. (1994), *Flow Induced Vibrations, an Engineering Guide*, IAHR Hydraulic Structures Design Manual, A. A. Balkema, Rotterdam.
- NEILSON, F. M. and PICKETT, E. B. (1980), "Corps of Engineers experiences with flow-induced vibrations", *Practical Experiences With Flow-Induced Vibrations*, Edited by E. Naudascher and D. Rockwell, Springer.
- NOMURA, T. and IJIMA, M. (1990), "A finite element procedure for viscous fluid-structure interaction problems using the arbitrary Lagrangian-Eulerian formulation", Proceedings Japanese Society of Civil Engineers, No. 416/I-13.
- NOVAK, M. (1969), "Aeroelastic galloping of prismatic bodies", ASCE *Journal of the Engineering Mechanics Division*, Vol. 95, No. EM1.
- NGUYEN, D. T. (1984), "Flow-induced vibration of gates with underflow", Fortschrittsberichte VDI-Zeitschriften, Reihe 4, No. 66. (In German).
- OGIHARA, K. and UEDA, S. (1980), "Flap gate oscillations", Proceedings of the IAHR/IUTAM Symposium *Practical Experiences With Flow-Induced Vibrations*, (E. Naudascher and D. Rockwell, Editors), Springer Verlag. 23.
- OGIHARA, K. and UEDA, Y. (1987), "Self-excited oscillation of roller gate under the small opening", International conference on Flow Induced Vibrations, Bowness on Windmere, United Kingdom, BHRA, Paper G3.
- OGIHARA, K., NAKAGAWA, H. and UEDA, S. (1991), "Self-excited vibration of long-span shell roller gate by three-dimensional experimental model", 24th Congress IAHR, Madrid, Spain, Session D.
- OGIHARA, K., NAKAGAWA, H. and UEDA, S. (1993), "Theoretical analysis on the conditions of self-excited vibration occurring in a shell roller gate", Transactions of the 9th Congress of Asian Pacific Division of IAHR, August 24-26.

- PARKINSON, G. V. and BROOKS, N. P. H. (1961), "On the aeroelastic stability of bluff cylinders", *Journal of Applied Mechanics, Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 29.
- PARKINSON, G. V. and SMITH, J. D. (1964), "The square prism as an elastic nonlinear oscillator", *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, Vol. 7, No. 2.
- PARTENSKY, H. W. and SAR KHLOEUNG, I. (1971), "Overflow nappe oscillations without aeration", (originally in French), 12th Congress IAHR, Paris, France, Seminar paper S-6.
- PETRIKAT, K. (1980), "Seal Vibration", Proceedings of the IAHR/IUTAM Symposium *Practical experiences with flow-induced vibrations*, (E. Naudascher and D. Rockwell, Editors), Springer Verlag.
- ROBERTSON, R. A. and BALL, J. W. (1971), "Model study of power intake gate of Mossyrock Dam", *Journal of the Hydraulics Division, ASCE*, HY7, July 1971.
- SARAIVA, J. G. and RAMOS, C. M. (1983), "Hydrodynamic loads and vibrations of trashrack elements", 20th Congress IAHR, Moscow, Russia.
- SCHMIDGALL, T. (1972), "Spillway gate; vibrations on Arkansas river dams", Proceedings of ASCE, *Journal of the Hydraulics Division*, HY1 Paper 8676.
- SCHMAUSSER, G. and HARGL, G. (1988), "Rubber seals for steel hydraulic gates", *Water Power and Dam Construction*, September 1988, pp. 34-36.
- SCHWARZ, H. I. (1964), "Nappe oscillation", Proc. ASCE, *J. Hydraulics Division*, HY6, Paper 4138.
- SELL, L. E. (1971), "Hydroelectric Power Plant Trashrack Design", *Journal of the Power Division, ASCE*, New York, NY.
- SHIRAIISHI, N. and MATSUMOTO, M. (1983), "On classification of vortex-induced oscillation and its application for bridge structures", *Journal of Wind Engineering and industrial aerodynamics*, Vol. 14.
- STRASSBURGER, A. G. (1973), "Spillway energy-dissipator problems", Q41, R16, Transactions, 1971 Congress, International Commission on Large Dams, Madrid, Spain.
- STREETER, V. L. and WYLIE, E. B. (1967), *Hydraulic Transients*, McGraw Hill Book Company, New York, New York.
- SUZUKI, Y. A., SAKURAI, A. and KAKUMOTO, N. (1973), "A design of a chute spillway jointly serving as the roof slab of a hydropower station and its review on the vibration during flood", 11th ICOLD Congress, Madrid, Q41, R21.
- SYAMALARAO, B. C., THANG, N. D. and NAUDASCHER, E. (1987), "Vibration of trashracks in flow with different incidence angles", BHRA International Conference on Flow-Induced Vibrations, Bowness-on-Windmere, England.
- SYAMALARAO, B. C. (1989), "A review of trashrack failures and related investigations", *Water Power and Dam Construction*, Vol. 41, No. 1, January.
- THANG, N. D. and NAUDASCHER, E. (1986), "Self-excited vibrations of underflow gates", *Journal of Hydraulic Research, IAHR*, Vol. 24, No. 5.
- THANG, N. D. (1990), "Gate vibrations due to unstable flow separation", *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 116, No. 3.

- THANG, N. D. and NAUDASCHER, E. (1991), "Vibration of beams and trashrack in parallel and inclined flow", *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 117, No. 1.
- TODD, R., MEFFORD, B. and ISBESTOR, T. (1982), "Mt. Elbert trashrack vibration studies", Proceedings of the ASCE Hydraulic Engineering Specialty Conference, Jackson, Mississippi, Aug. 17-24.
- TREIBER, B. (1974), "Theoretical study of nappe oscillations", *Flow-induced structural vibrations* (edited by E. Naudascher), Springer Verlag, Berlin.
- UEDA, S., OGIHARA, K. and MATUYAMA, T. (1986), "Vibration of draft tube gate and its counter measure", *Denryoku Doboku*, No. 202, July (in Japanese).
- VIGANDER, S. (1979), "Trashrack vibration studies: Raccoon Mountain pumped-storage project", Report No. 43-47, Tennessee Valley Authority, Knoxville, Tennessee.
- VRIJER, A. (1980), "Stability of vertically movable gates", Proceedings of the IAHR/IUTAM Symposium *Practical experiences with flow-induced vibrations*, (E. Naudascher and D. Rockwell, Editors), Springer Verlag.
- WEAVER, D. S. (1980), "Flow-induced vibrations in valves operating at small openings", Proceedings of the IAHR/IUTAM Symposium *Practical experiences with flow-induced vibrations*, (E. Naudascher and D. Rockwell, Editors), Springer Verlag.
- WENDEL, K. (1950), "Hydrodynamic mass and hydrodynamic polar inertia", *Jahrbuch der Schiffsbauingenieur-Gesellschaft*, Vol. 44. (In German).
- YAN, S. W. (1991), "Dynamic characteristics of Tainter gates and their optimization", *ASCE Journal of Structural Engineering*, Vol. 117, No. 11.

9.2. SPECIAL REFERENCES ON COMPUTATIONAL METHODS/ RÉFÉRENCES RELATIVES AUX MÉTHODES DE CALCUL

9.2.1. Interaction of a structure with inviscid fluid / Interaction entre une structure et un fluide non visqueux

– *Finite Element Method (FEM) / Méthode des Éléments Finis (MEF)*

- ZIENKIEWICZ, O. C. (1977): *The Finite Element Method*, 3rd edn., Chap. 20, McGraw-Hill.
- CHEN, H. C. and TAYLOR, R. L. (1990): "Vibration analysis of fluid-solid systems using a finite element displacement formulation", *Int. J. Numer. Methods Engrg.*, Vol. 29, pp. 683-698.
- LOGCHER, R. D., FLACHSBART, B. B., HALL, E. J., POWER, C. M., WELLS, R. A. and FERRANTE, A. J. (1968), "ICES-STRUDL-LI, Structural Design Language, Engineering User's Manual", Structures Division and Civil Engineering Systems Laboratory, Dept. of Civil Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Mass.
- MSC/NASTRA (1982), MacNeal-Schwendler Corp., 7442 N. Figeroa St., Los Angeles, California 90041, April.

ZIENKIEWICZ, O. C. and BETTES, P. (1978): "Fluid-structure dynamic interaction and wave forces. An introduction to numerical treatment", *Int. J. Numer. Methods Engrg.*, Vol. 13, pp. 1-16.

– *Boundary Element Method (BEM) / Méthode des Éléments Finis de Frontière*

OUSSET, Y. and SAYHI, M. N. (1983): "Added mass computations by integral equation methods", *Int. J. Numer. Methods Engrg.*, Vol. 19, pp. 1355-1373.

TOSAKA, N. and KAKUDA, K. (1983): "Numerical analysis of coupled fluid-elasticity systems using the boundary element method", *Boundary Element*, Springer-Verlag, pp. 1005-1016.

BERKHOFF, J. C. W. (1976), "Mathematical models for simple harmonic linear water waves; wave diffraction and refraction", Delft Hydraulics Publication 163.

– *FEM-BEM Coupled Method / Méthode couplée Éléments Finis - Éléments Finis de Frontière*

TSAI, C. S. and LEE, G. C. (1987): "Arch dam-fluid interactions: by FEM-BEM and substructure concept", *Int. J. Numer. Methods in Engrg.*, Vol. 24, pp. 2367-2388.

9.2.2. Fluid forces acting on a cylinder vibrating in a viscous fluid / Forces du fluide agissant sur un cylindre en vibration dans un fluide visqueux

– *Analytical solutions around a circular cylinder / Solutions analytiques autour d'un cylindre circulaire*

CHEN, S. S., WAMBSGANSS, M. W. and JENDRZEJCZYK, J. A. (1976): "Added mass and damping of a vibrating rod in confined viscous fluids", *Trans. of ASME, J. of Appl. Mech.*, pp. 325-329.

CHEN, S. S. (1987): *Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures*, Hemisphere Publishing, Washington, D.C.

– *Finite Element analysis of forced harmonic vibration: Fixed mesh / Calcul des vibrations harmoniques forcées, par la Méthode des Éléments Finis: Maillage fixe*

PATTANI, P. G. and OLSON, M. D. (1977): "Forces on oscillating bodies in viscous fluid", *Int. J. Numer. Methods in Fluids*, Vol. 8, pp. 519-536.

YANG, C.-I. and MORAN, T. J. (1979): "Finite-element solution of added mass and damping of oscillating rods in viscous fluids", *Trans. of ASME, J. of Appl. Mech.*, Vol. 46, pp. 519-523.

– *Finite Element analysis of forced harmonic vibration: Moving mesh / Calcul des vibrations harmoniques forcées, par la Méthode des Éléments Finis: Maillage mobile*

CHILUKURI, R. (1987): "Added mass and damping for cylinder vibration within a confined fluid using deforming finite elements", *Trans. of ASME, J. of Fluid Eng.*, Vol. 109, pp. 283-288.

– *Finite Element analysis of forced harmonic vibration : ALE Method / Calcul des vibrations harmoniques forcées, par la Méthode des Éléments Finis : Méthode ALE*

HUERTA, A. and LIU, W. K. (1987) : “Viscous flow structure interaction”, *Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel Technology*, Vol. 110, pp. 283-288.

NOMURA, T., IJIMA, M. and MITSUHASHI, K. (1989) : “Finite element analysis using the arbitrary Lagrangian-Eulerian formulation for flows around an oscillating body”, Technical Report, No. 40, Department of Civil Engineering, Tokyo Institute of Technology, pp. 83-95 (in Japanese).

– *Finite Element analysis of fully coupled interaction of viscous fluid and a spring-supported rigid body : ALE Method / Calcul, par la Méthode des Éléments Finis, de l'interaction totalement couplée entre un fluide visqueux et un corps rigide supporté par un ressort*

NOMURA, T. and IJIMA, M. (1990) : “A finite element procedure for viscous fluid-structure interaction problems using the arbitrary Lagrangian-Eulerian formulation”, *Proc. of JSCE*, No. 416/I-13, pp. 285-294 (in Japanese).

Imprimerie de Montlignon
61400 La Chapelle Montlignon
Dépôt légal : janvier 1996
N° 18146
ISSN 0534-8293
Couverture : Olivier Magna

Copyright © ICOLD - CIGB

Archives informatisées en ligne  *Computerized Archives on line*

*The General Secretary / Le Secrétaire Général :
André Bergeret - 2004*



**International Commission on Large Dams
Commission Internationale des Grands Barrages
151 Bd Haussmann -PARIS -75008**
<http://www.icold-cigb.net> ; <http://www.icold-cigb.org>