

The background features a horizontal film strip with a grid of frames. A globe is centered behind the film strip, with its lines and continents visible. The overall color scheme is blue and white.

L'ENJEU INDUSTRIEL des VIBRATIONS

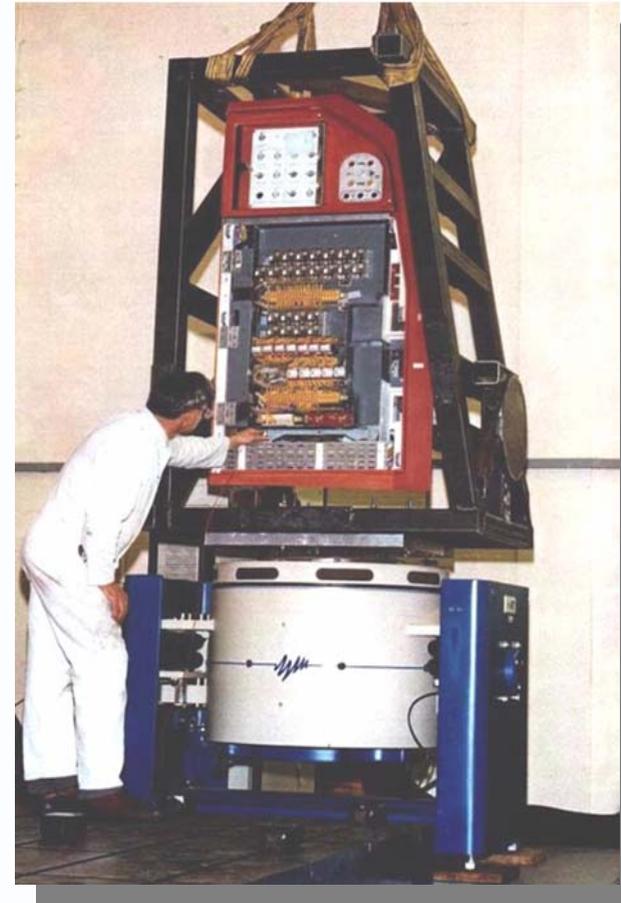
Jean-Pierre HAUET

Quelques manifestations usuelles des vibrations

- Phénomènes de fatigue
- Bruit
- Usure
- Phénomènes sismiques
- Tests de fiabilité

Tests de vibration

- Les séismes sont une forme très particulières de vibration, typiquement 3D et de fréquence aléatoire dans la bande 1-35 Hz.
Tout équipement dont la fonctionnalité doit être préservée en cas de séisme doit faire l'objet de test sur des bancs spéciaux (Stafford-UK)
- Les tests de vibration permettent de mettre en évidence des défauts cachés et d'améliorer la fiabilité des équipements. Ils sont utilisés pour accélérer les épreuves de durée de vie (télécoms - électronique de puissance).

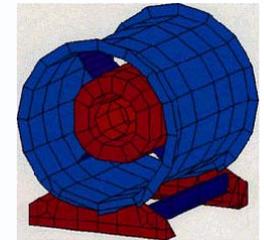


Le calcul des vibrations

- la voie analytique: méthodes de calcul dynamique des structures,

$$\omega^2 = \frac{E \int_0^{\ell} I \left(\frac{d^2 Y}{dx^2} \right)^2 dx}{\mu \int_0^{\ell} Y^2 dx}$$

- la voie informatique: logiciels de calcul fondés sur la méthode des éléments finis,



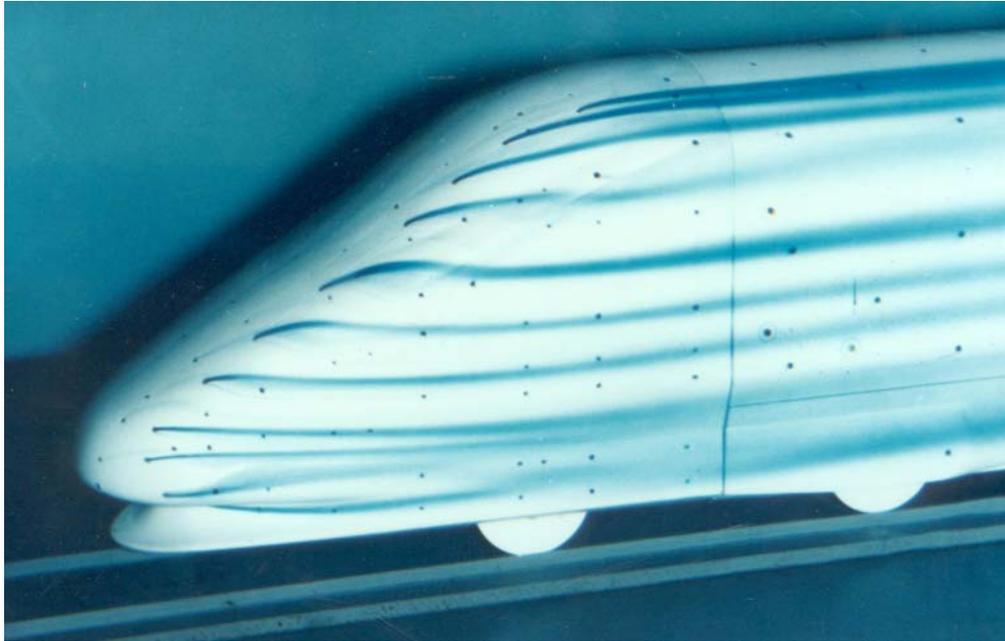
- la voie expérimentale: essais en grandeur réelle ou sur maquette



Le développement des puissances de calcul tend à privilégier l'approche informatique mais la voie analytique reste celle de la réflexion et la voie expérimentale celle de la validation.

La conception d'un projet nécessite généralement de confronter les résultats des trois approches en s'appuyant au départ sur des exemples simples

La simulation hydraulique sur maquette



Excitation d'une structure par un écoulement

Réponse vibratoire de la structure

Rayonnement de bruit à partir de la structure

Similitude géométrique

Similitude d'écoulement (nombre de Reynolds)

Un TGV de déplaçant à 300 km/h (83 m/s) est représenté par des essais en eau coulant entre 2.5 et 7.0 m/s sur une maquette au 1/30

Un exemple de démarche

Analyse prédictive du comportement dynamique d'un méthanier de 130 000 m³ - Choix du type d'hélice

Enoncé du problème:

- *Déterminer les fréquences d'excitation du navire (coque et superstructures) pour limiter les risques de résonance, notamment à partir du système propulsif*
- *Déterminer le type d'hélice le mieux adapté*

La difficulté était de répondre à un haut niveau d'exigences en ce qui concerne les niveaux de bruit et vibrations en cabine tout en assurant une vitesse élevée de 21 nœuds à pleine charge.

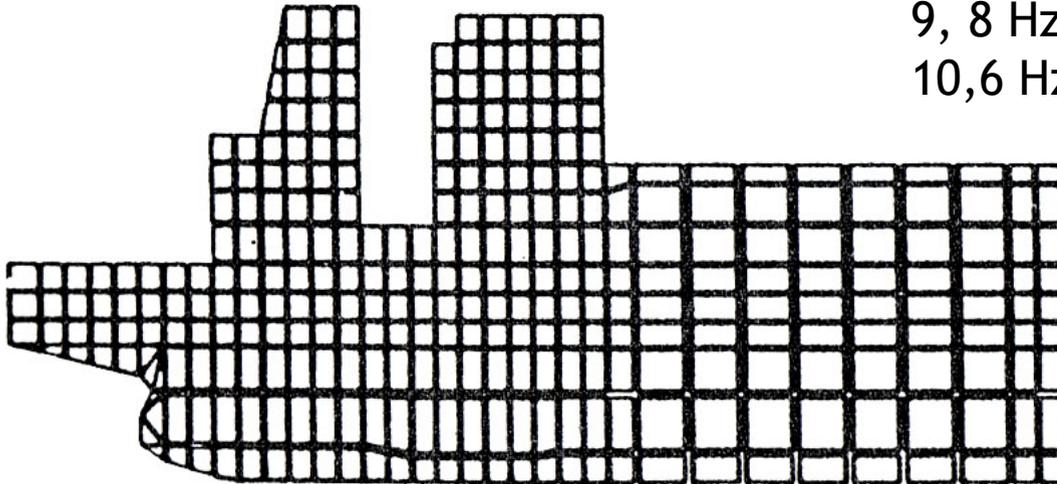
Les fréquences d'excitation

		Hélice 4 pales	Hélice 5 pales	Hélice 6 pales
Régime nominal (87 rpm)	1ère harmonique	5,8 Hz	7,25 Hz	8,7 Hz
	2ème harmonique	11,6 Hz	14,5 Hz	17,4 Hz
Régime maximum (90 rpm)	1ère harmonique	6,0 Hz	7,5 Hz	9,0 Hz
	2ème harmonique	12,0 Hz	15,0 Hz	18,0 Hz

Les étapes successives (1)

- estimations manuelles (formules Véritas)
 - ⇒ Fréquences de résonance des superstructures:
9,4 à 13,2 Hz
- éléments finis sur modèle 2D

Fréquences de résonance:
9,8 Hz (ballast)
10,6 Hz (pleine charge)



Les étapes successives (2)

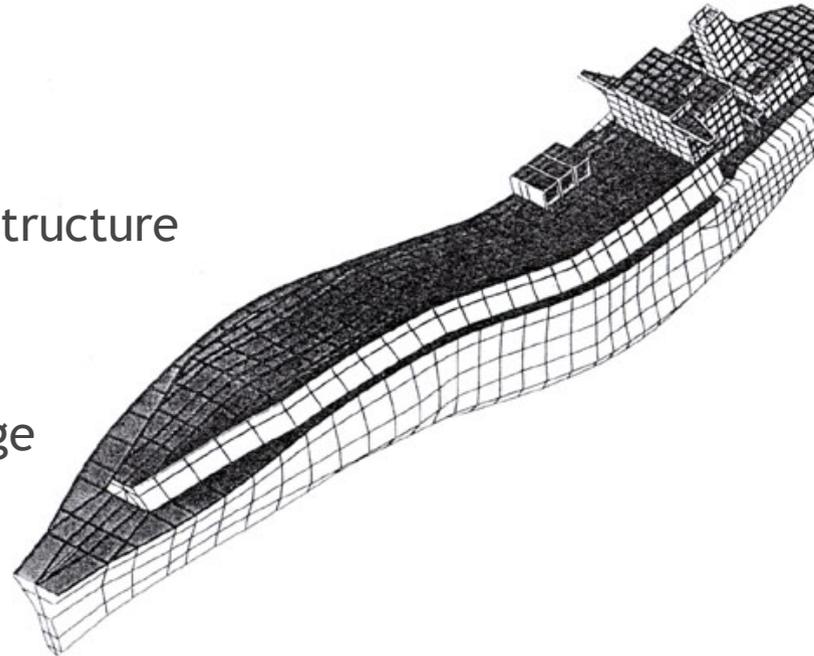
■ Choix de l'hélice:

L'hélice à 5 pales est plus performante du point de vue vitesse et semble suffisamment éloignée des modes propres de vibration: elle est retenue.

■ Vérification par modèle 3 D

Les fréquences de résonance de la superstructure ressortent à :

- 8,0 - 10,8 Hz en ballast
- 5,4 - 8,4 - 9,4 - 10,8 Hz en pleine charge



Les étapes successives (3)

Synthèse des calculs

	Ballast	Pleine charge
Formule simple	9,4 à 13,2 Hz	9,4 à 13,2 Hz
Calcul 2D global	9,8 Hz	10,6 Hz
Calcul 3D superstructure	9,9 Hz	9,9 Hz
Calcul 3D global	8,0 Hz	8,4 Hz

Les résultats des modèles 3D s'écartent de 25% de ceux des modèles élémentaires

Exploitation des résultats

Fréquences de résonance	Ballast	Pleine charge
Formule simple	9,4 à 13,2 Hz	9,4 à 13,2 Hz
Calcul 2D global	9,8 Hz	10,6 Hz
Calcul 3D superstructure	9,9 Hz	9,9 Hz
Calcul 3D global	8,0 Hz	8,4 Hz

L'écart entre la fréquence de résonance à 8,0 Hz et la fréquence d'excitation à 7,5 Hz est faible (6,3 %)

➤ commande par prudence une hélice à 4 pales

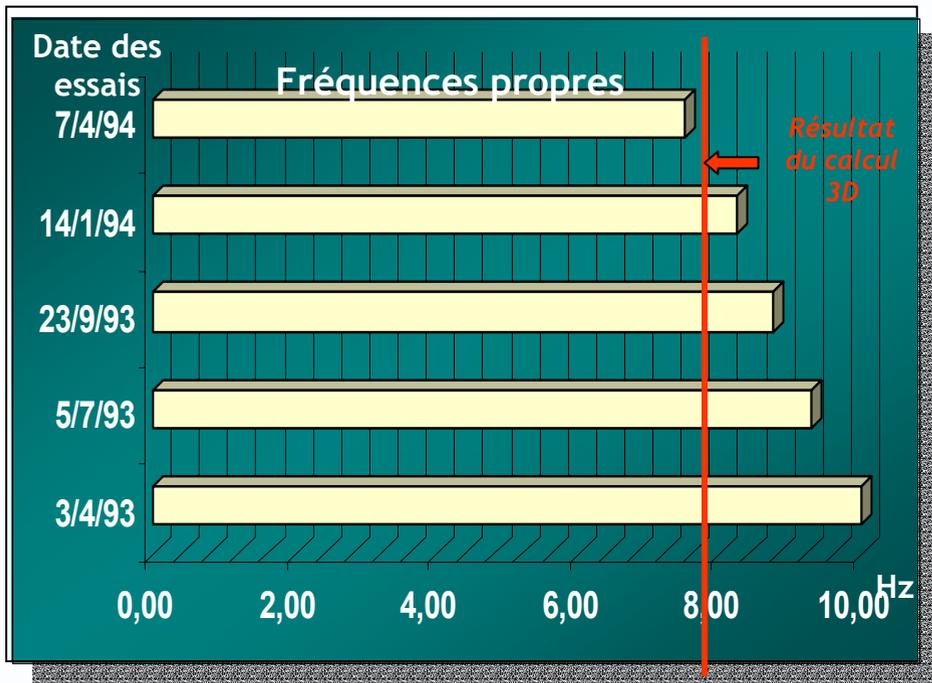
➤ Lancement d'une campagne d'essai à quai et en mer

Fréquences d'excitation		Hélice 4 pales	Hélice 5 pales	Hélice 6 pales
Régime nominal (87 rpm)	1ère harmonique	5,8 Hz	7,25 Hz	8,7 Hz
	2ème harmonique	11,6 Hz	14,5 Hz	17,4 Hz
Régime maximum (90 rpm)	1ère harmonique	6,0 Hz	7,5 Hz	9,0 Hz
	2ème harmonique	12,0 Hz	15,0 Hz	18,0 Hz

Seuls les modèles 3D donnent des résultats d'une fiabilité acceptable

Mesures d'excitation à quai

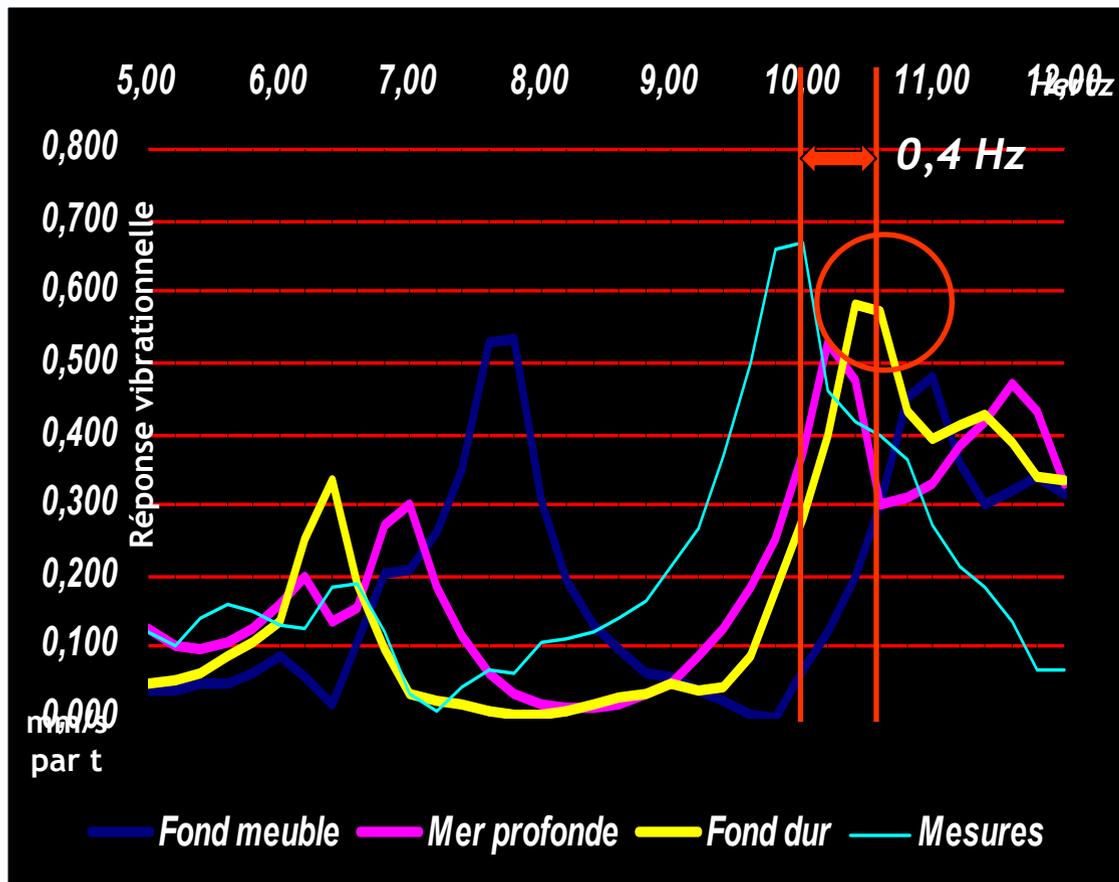
Mesures à quai à différents stades d'avancement de la construction, avec un excitateur délivrant une force maximale de 20 t à 14 Hz



La fréquence propre de la superstructure diminue au fur et à mesure de la complétion et vient encadrer le résultat du calcul 3D

Un nouveau calcul 3D est lancé en tenant compte de l'équipement final et de l'environnement du bateau à quai

Affinement des calculs 3D



- Reprise des calculs 3D avec la configuration exacte d'avril 1993
- 3 calculs effectués:
 - fond meuble et influence du quai
 - mer profonde
 - fond dur et influence du quai
- L'écart moyen entre le modèle et la réalité est estimé à 5%
- Les fréquences de résonance en ballast et à pleine charge sont estimées respectivement à 7,6 et 8,0 Hz

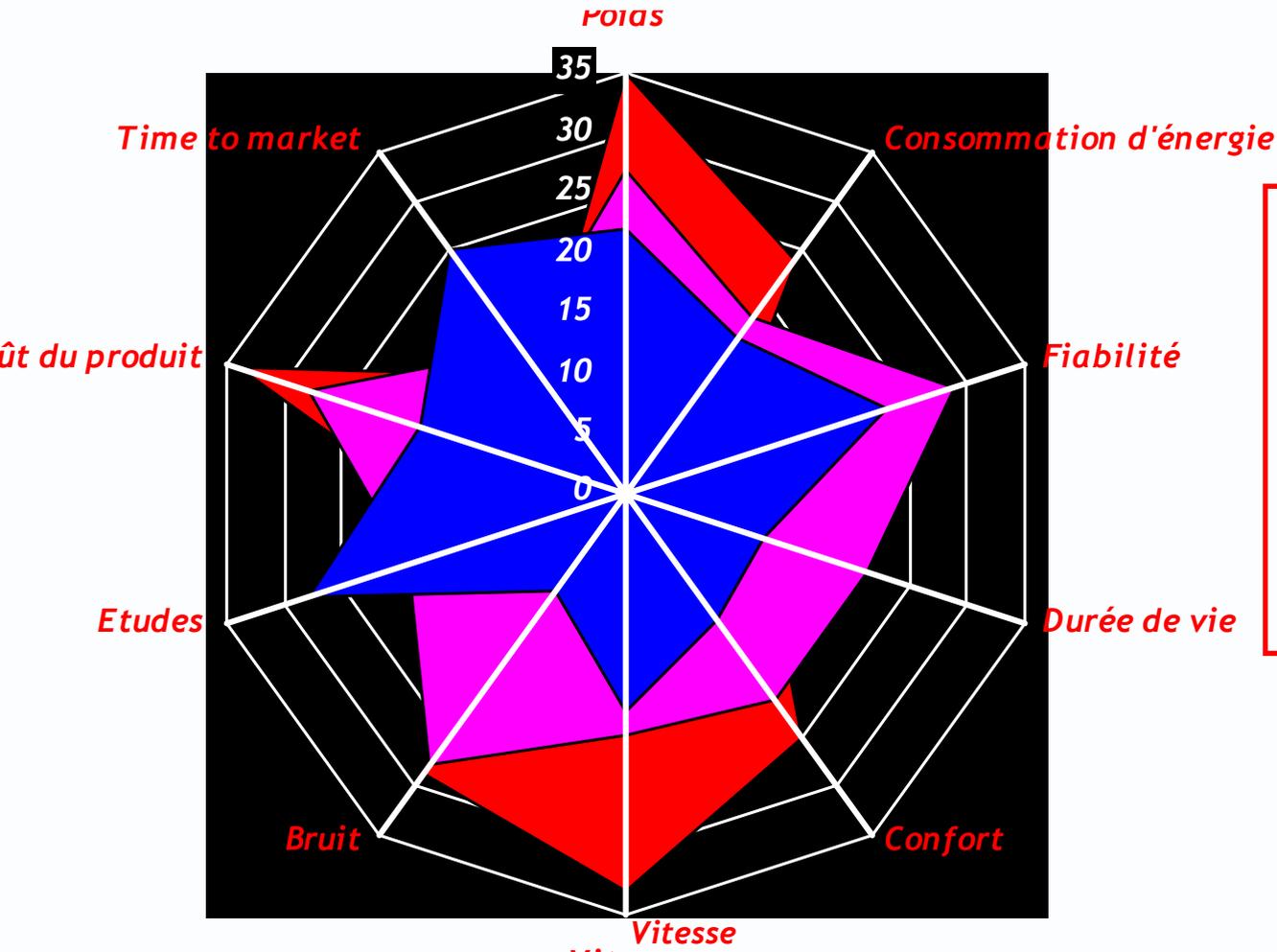
Le choix d'une hélice à 5 pales est confirmé

- Les tests d'excitation et les essais de comportement en mer confirme une fréquence naturelle en ballast à 7,5 Hz à 6,6% du résultat du calcul 3D,
- Le bateau a un excellent comportement à vitesse normale et un comportement qui reste acceptable à vitesse maximale en ballast,
- La différence de 0,4 Hz entre les fréquences naturelles calculées en ballast et en pleine charge permet d'envisager un très bon comportement dans ce dernier cas,
- Cette hypothèse a été confirmée a posteriori par des rapports d'équipage.

Quelques recommandations

- Les hypothèses doivent être validées avec soin. Des tests de sensibilité doivent être prévus. Une comparaison entre le modèle et la réalité doit être faite chaque fois que possible,
- Les vibrations génèrent des désordres ou des inconforts. Ces effets ont un coût qui peut être considérable dans le cas de refus d'homologation d'un produit ou, a fortiori, dans celui de catastrophes,
- Les modèles simplifiés sont trompeurs. Les spectres de résonance auxquels ils conduisent sont en règle générale trop pointus. Les écarts par rapport à la réalité peuvent être substantiels,
- Aucun modèle ne peut actuellement prédire le comportement précis d'une machine complexe en fonctionnement.

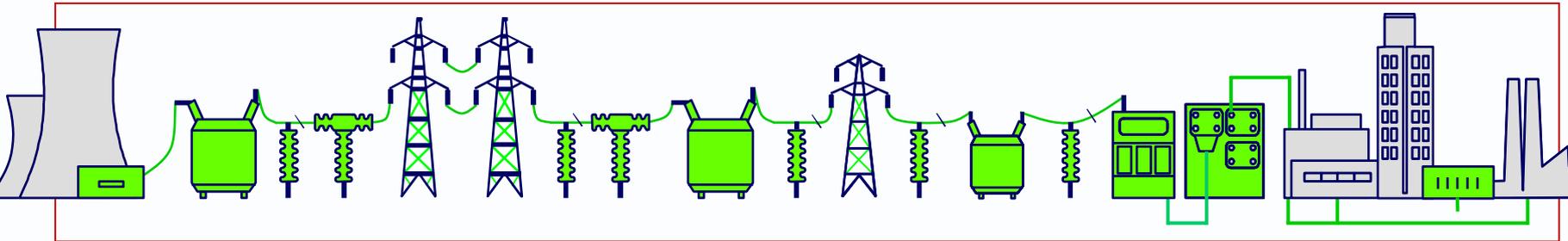
La lutte contre les vibrations: une affaire de compromis



La solution ne peut résulter que d'une analyse multicritère dans laquelle les différents paramètres sont affectés d'une pondération appropriée

Le couplage entre grandeurs est la règle: les vibrations sont une affaire de système

Un exemple de système complexe: le système électrique



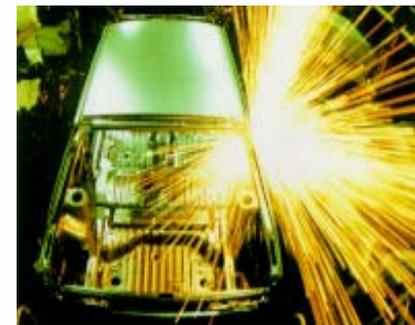
PRODUCTION



TRANSPORT



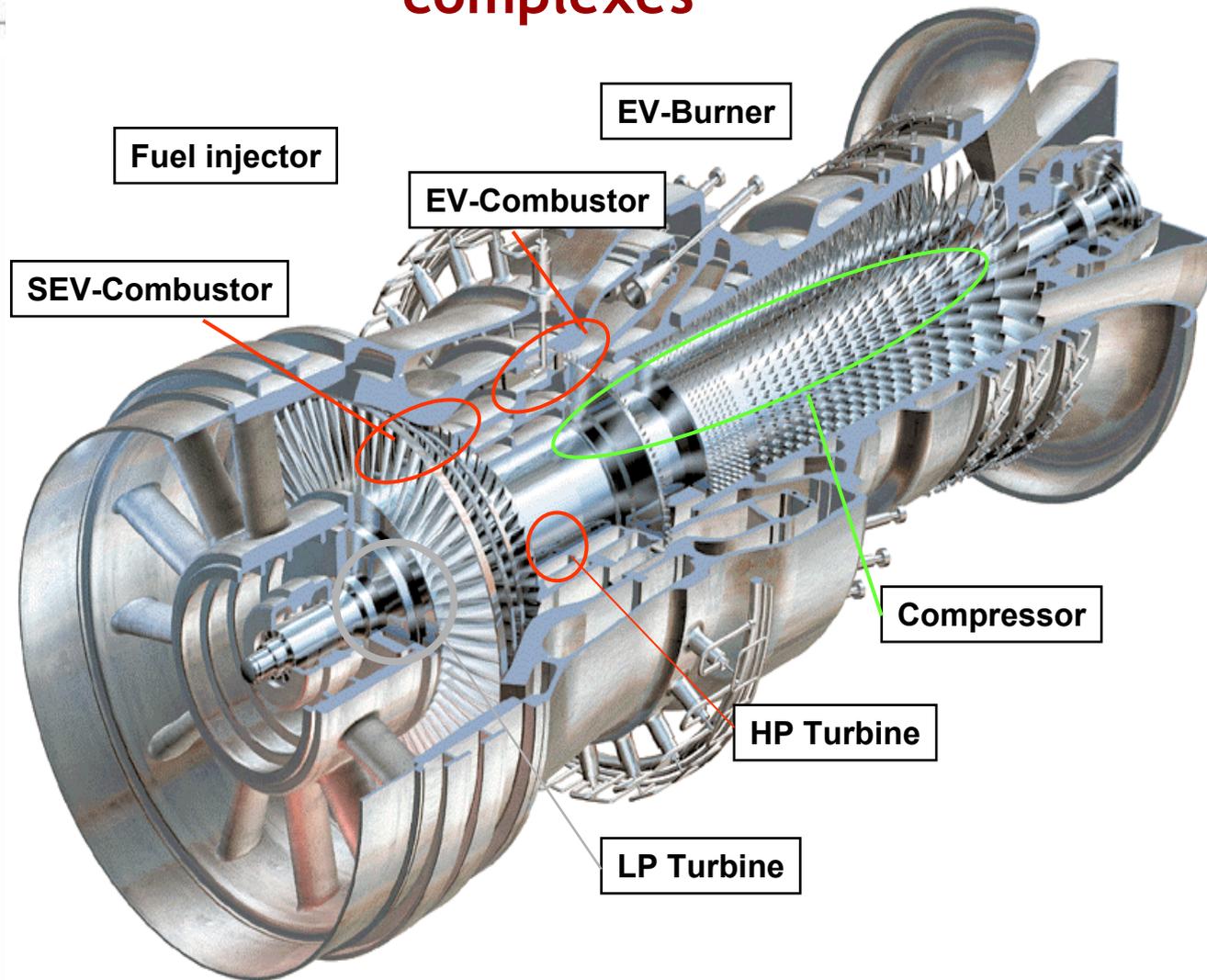
DISTRIBUTION



UTILISATION

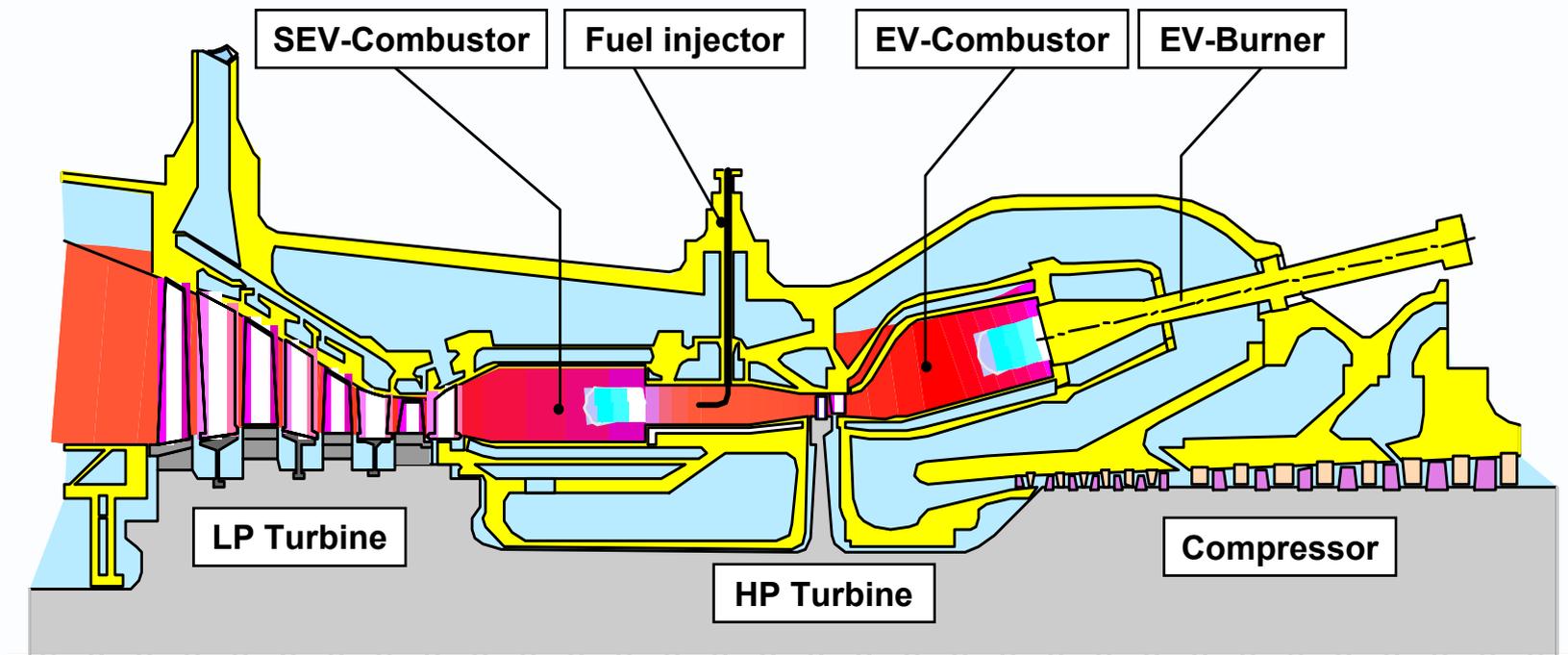
Le courant à 50Hz crée un mode commun fondamental dans tout le système électrique

Les turbines à gaz: des équipements très complexes

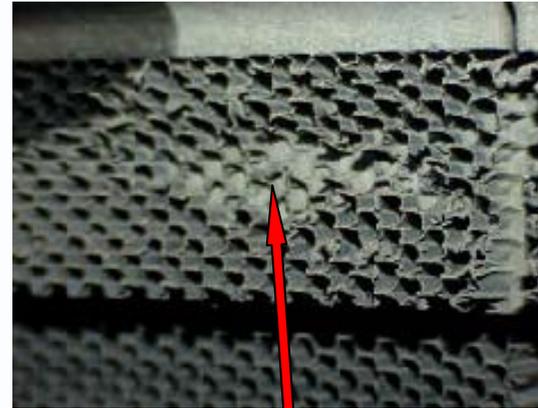
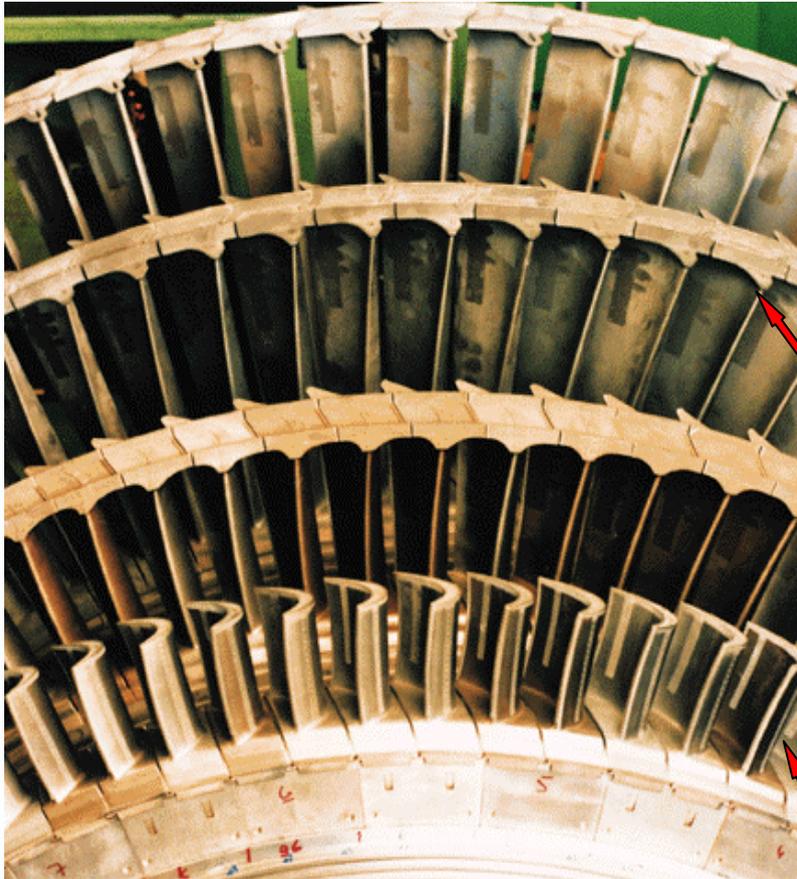


La fiabilité, la durées de vie, les performances (rendement, puissance délivrée) sont des critères essentiels.

Principes de la combustion séquentielle



De nombreuses zones de vulnérabilité



Boucliers - Risque de déformation

Risque d'érosion au contact bouclier/nid d'abeille

Un mauvais fonctionnement peut entraîner une rupture catastrophique de l'équipement

*Ailettes monocristallines
Risques de fissure*

La température et les vibrations sont les paramètres clés

- Les vibrations à l'état stationnaire ou en régime transitoire peuvent engendrer une détérioration du système infiniment plus vite que les seules considérations de force.
- Le système est formé du rotor garni d'ailettes qui est dynamiquement couplé au caisson et, via l'arbre et le générateur, au réseau.
- L'intégrité du système doit être assurée:
 - en régime stationnaire
 - pendant les périodes de démarrage et d'arrêt
 - en période de défaut (perte d'une ailette)

Les forces d'excitation doivent être aussi réduites que possible - Le régime de fonctionnement doit être maintenu éloigné des fréquences propres

- Les vibrations latérales sont principalement dues à un déséquilibre éventuel après le processus de fabrication.
- Elles peuvent être accrues par l'usure et par la détérioration des ailettes.
- Une rupture d'ailette peut avoir un effet catastrophique.
- Le second harmonique a en règle générale moins d'impact que le déséquilibre du rotor.
- ➔ La qualité de l'usinage du rotor demeure primordiale

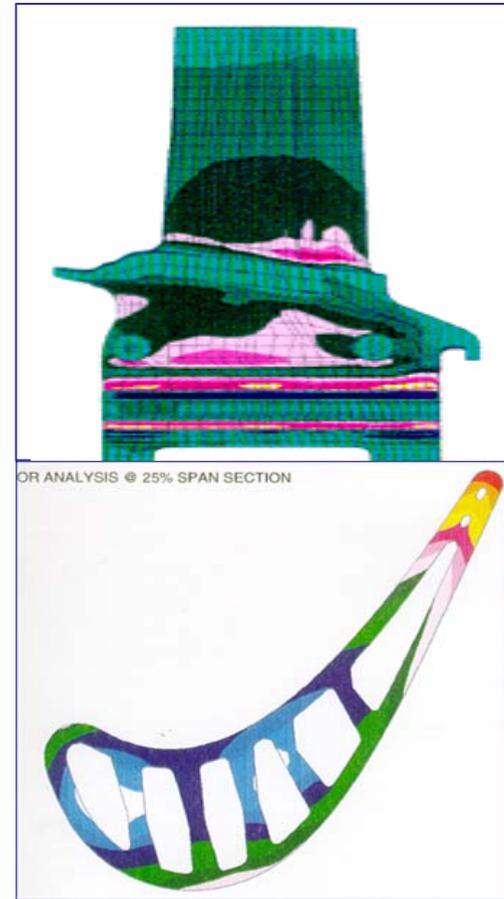
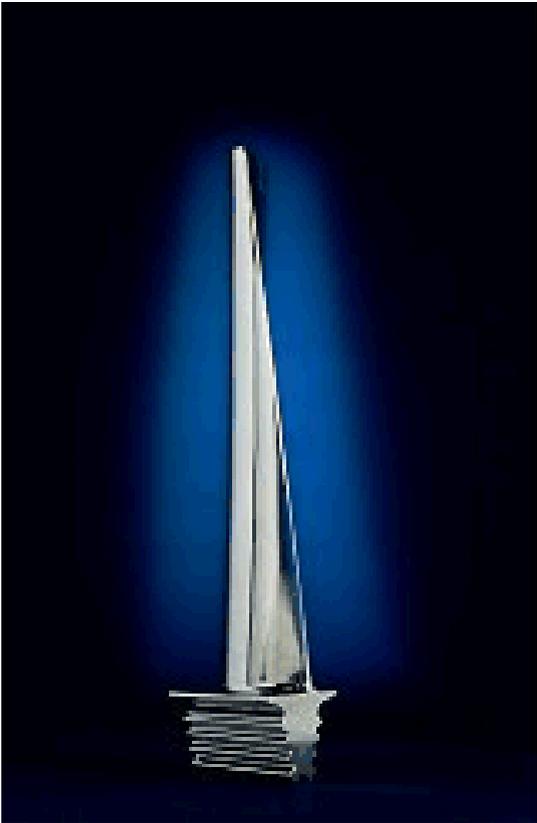
- La combustion est un phénomène instable à l'image d'une flamme dans le vent,
- Le brûleur dans une turbine est une zone à très haute densité énergétique et l'intensité des pulsations peuvent être très élevées,
- L'instabilité de la combustion a engendré des défaillances fatales dans le monde des avions militaires et des fusées,
- La solution est très difficile et passe généralement par une homogénéisation de la diffusion et une stabilisation des points de combustion

Un gros inconvénient des pulsations électro-acoustiques résulte dans le ronflement insupportable qu'elles engendrent

Les vibrations axiales

- Les fréquences propres de torsion sont très pointues et peu amorties. De faibles excitations peuvent générer de larges amplitudes et de fortes contraintes de cisaillement.
- L'excitation peut provenir en régime stationnaire d'un couplage défectueux entre le rotor et le générateur.
- Elle peut résulter de transitoires électriques, défauts de synchronisation ou courts-circuits, qui peuvent déformer gravement le rotor.

Les calculs d'ailette: analyse dynamique structurelle



Le calcul des fréquences naturelles est nécessaire mais n'est pas suffisant

L'effondrement du pont de Tacoma



Les interactions avec l'environnement du système doivent être analysées

Les calculs d'ailette: la démarche complète



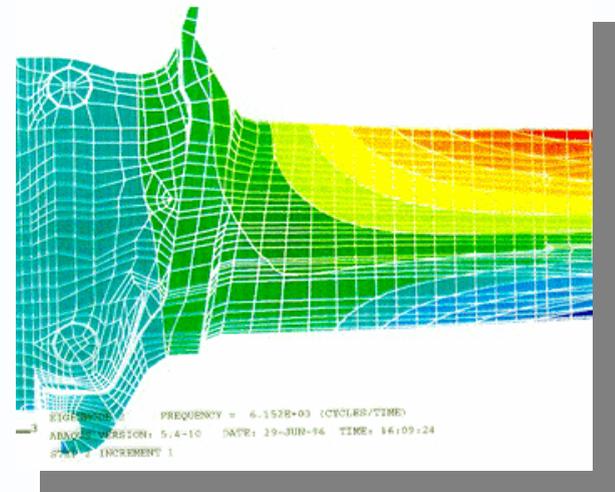
Analyse dynamique structurelle:
Calcul des modes propres et des fréquences naturelles

Nécessité de recourir à de puissants moyens de simulation 3D en régime transitoire



Analyse aérodynamique en milieu non stationnaire:

- analyse des résonances forcées
- analyse des auto-excitations dues aux mouvements relatifs de l'ailette et du flux gazeux

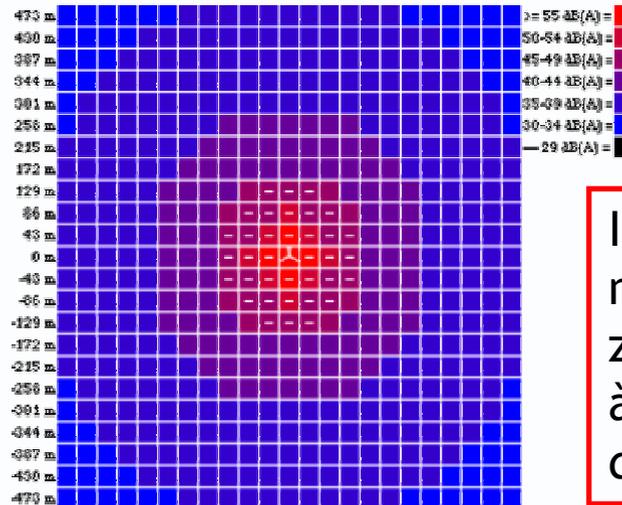


Le calcul des fréquences naturelles est nécessaire mais n'est pas suffisant

L'énergie éolienne



- Les éoliennes peuvent être à l'origine de nuisance sonore . La pression sonore croit avec la puissance 5 de la vitesse de la pale.



Il est prudent de neutraliser une zone de rayon égal à 7 fois le diamètre des pales

- Le passage des pales devant le mât peut générer une perturbation périodique qui se trouvera amplifiée par le réseau



■ Les postes de transformation génèrent des bruits et vibrations gênants pour le voisinage.

Les méthodes de contrôle actif n'ont pas donné à ce jour des résultats satisfaisants. Les amortisseurs statiques et l'isolement phonique restent plus efficaces.



■ Les valeurs d'émergence réglementaire sont de 5dBA le jour et de 3dbA la nuit.

Pour chaque projet d'implantation, une étude acoustique doit être réalisée pour s'assurer du respect du décret 95-408 du 18 avril 1995.

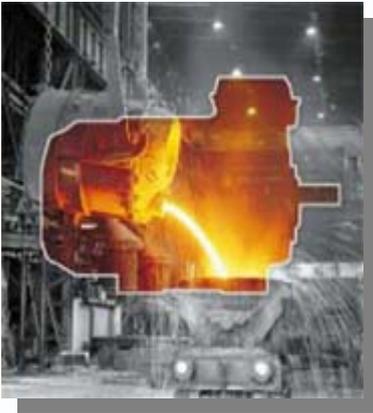


Les lignes haute tension peuvent générer des bruits gênants pour le voisinage.

L'enfouissement des lignes apporte une réponse au problème du bruit aussi bien qu'à celui de la pollution visuelle.



L'utilisation de l'électricité

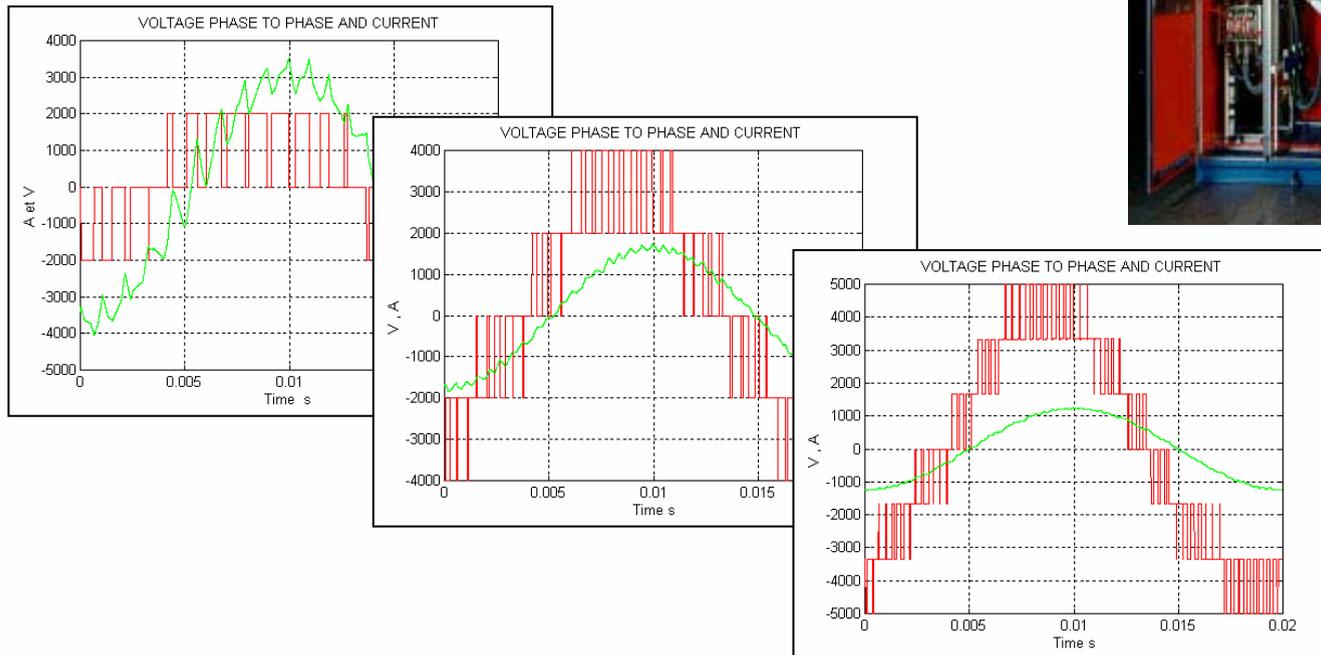


L'utilisation d'un moteur, qu'il s'agisse de mouvoir un véhicule ou d'actionner un procédé, a une contrepartie sous forme de vibrations ou de bruits excessifs



L'impact de l'électronique de puissance

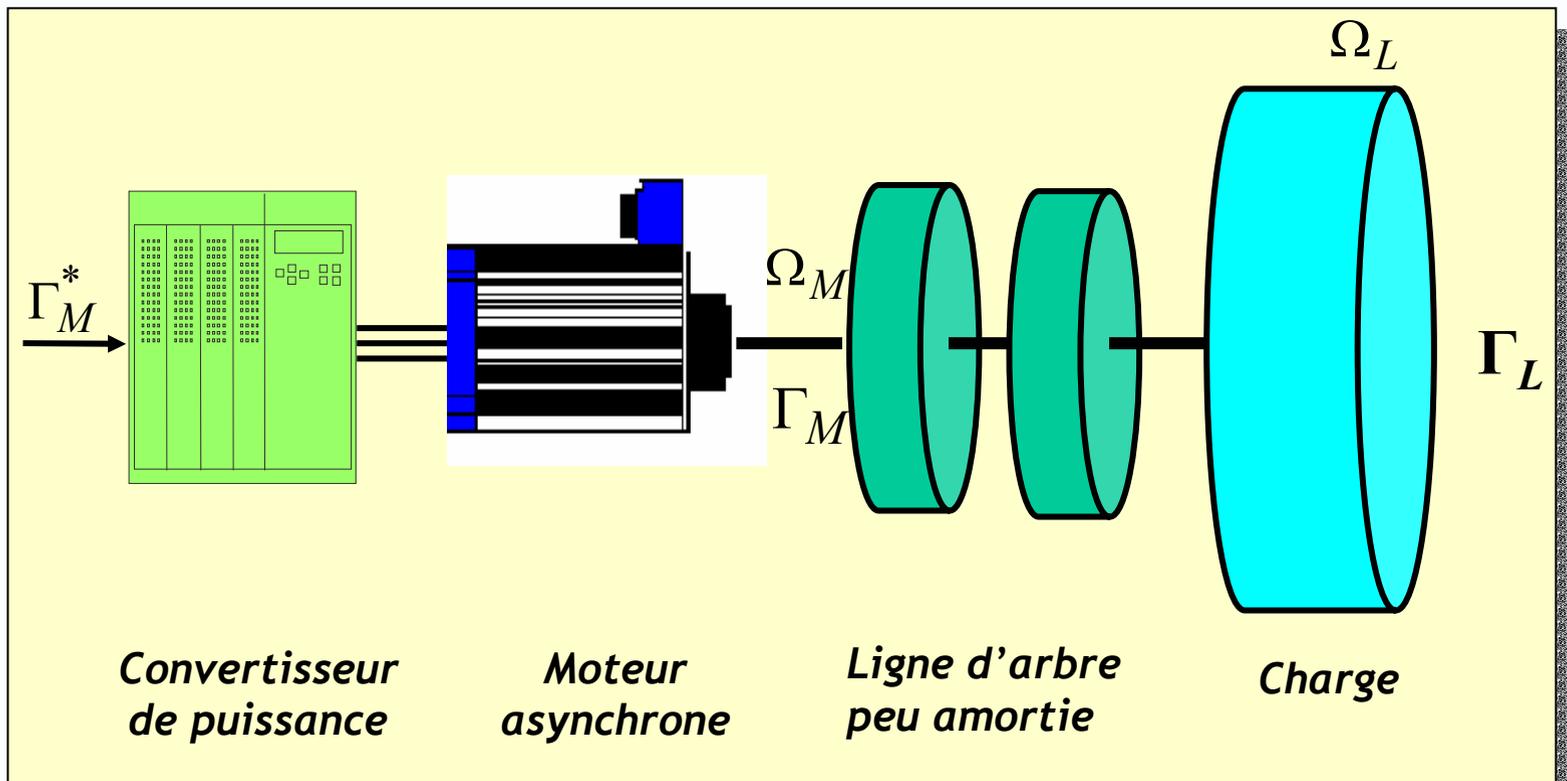
Les convertisseurs à GTO ou à IGBT jouent un rôle déterminant dans l'alimentation et le contrôle des moteurs à vitesse variable



Le contrôle des convertisseurs peut générer des phénomènes de résonance

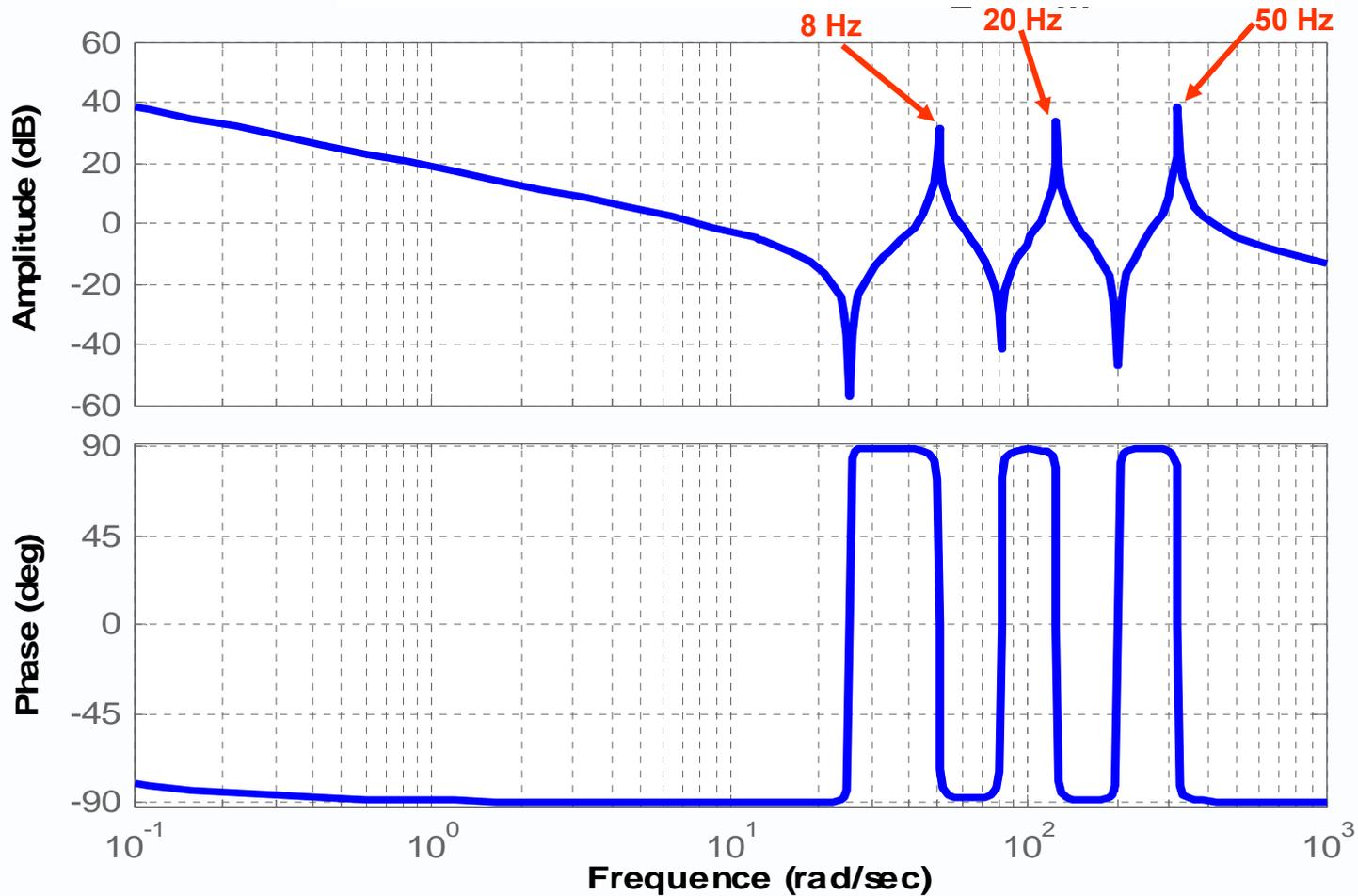
L'exemple des lignes d'arbre

Le problème du contrôle des lignes d'arbre se rencontre dans de nombreux champs d'application industriels: marine, laminoirs, traction.



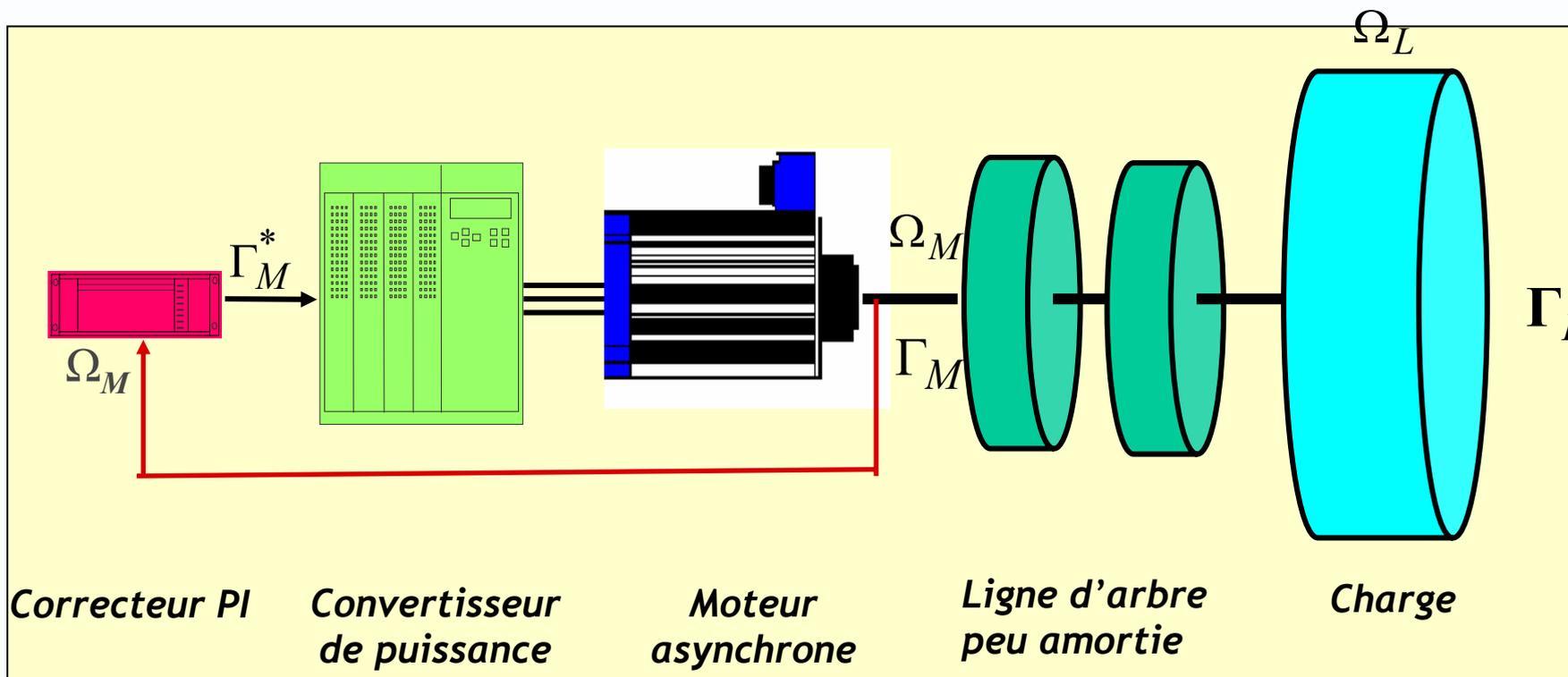
Comment contrôler Γ_L et Ω_L sachant que les paramètres de la ligne d'arbre sont mal connus et que le système présente des non linéarités (ieu)

Fonction de transfert Ω_L/Γ_M



La fréquence de 50 Hz peut poser des problèmes avec le réseau d'alimentation

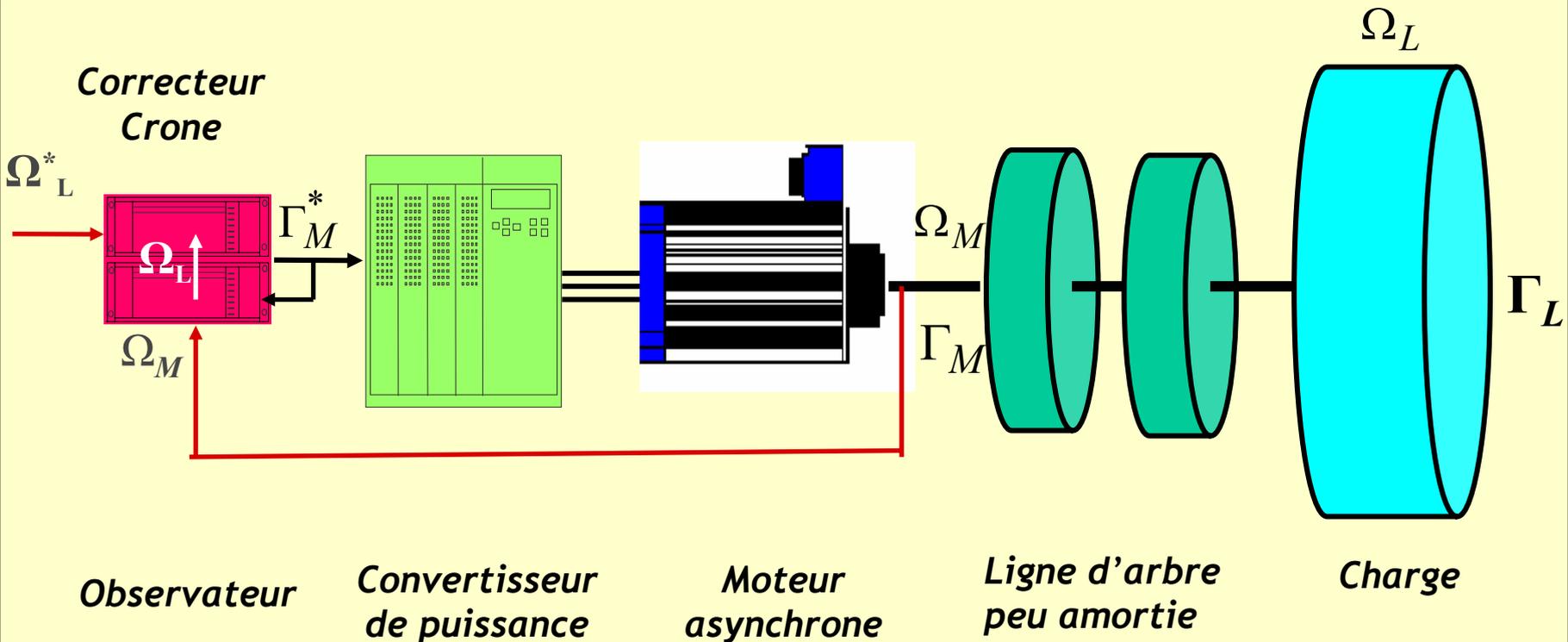
Solution conventionnelle



Bouclage sur Ω_M - Contrôle en boucle ouverte de Ω_L - Faible robustesse face aux problèmes de résonance

Solution CRONE

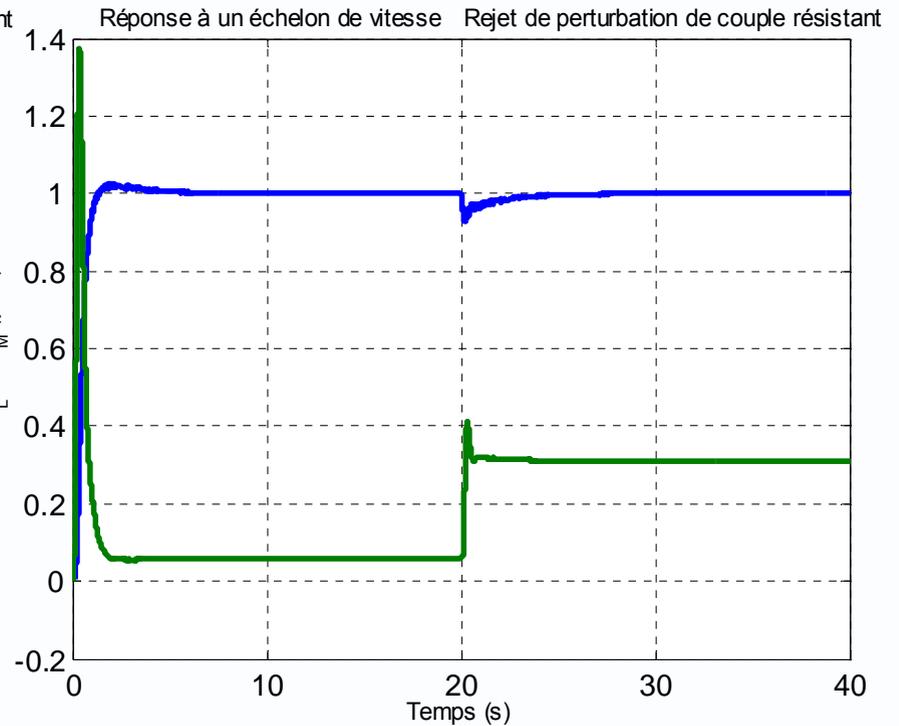
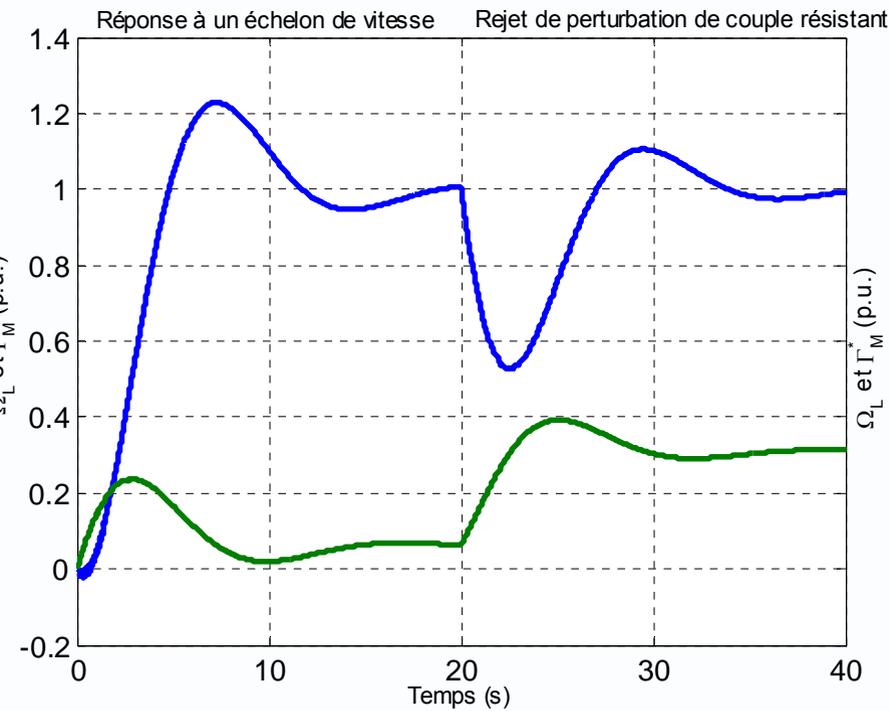
Brevet ALSTOM (Inventeurs ALSTOM Pert et LAP); « Procédé et dispositif de contrôle d'une chaîne électromécanique peu amortie »



Observateur: information directe sur la grandeur à contrôler

Résultats de simulation

Réponse à une modification du couple de charge

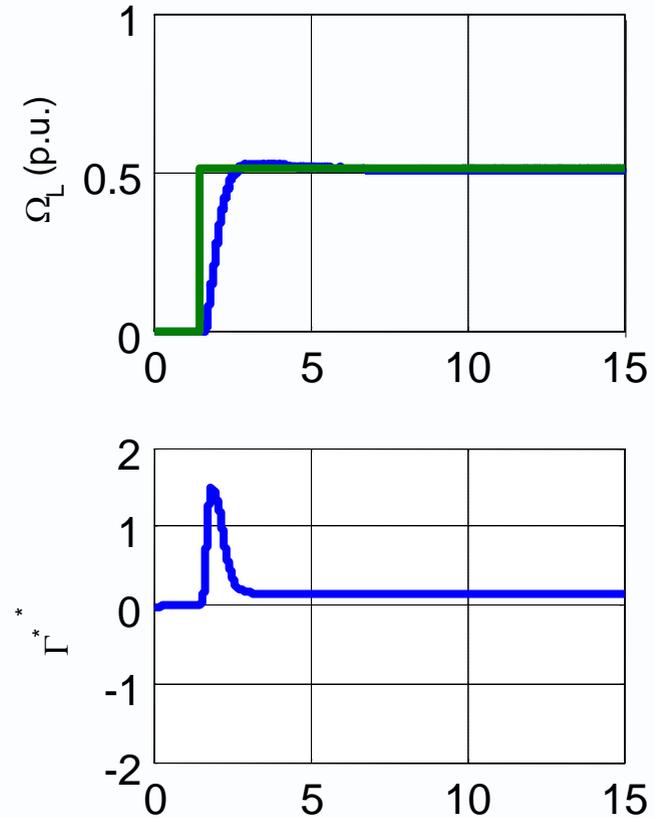
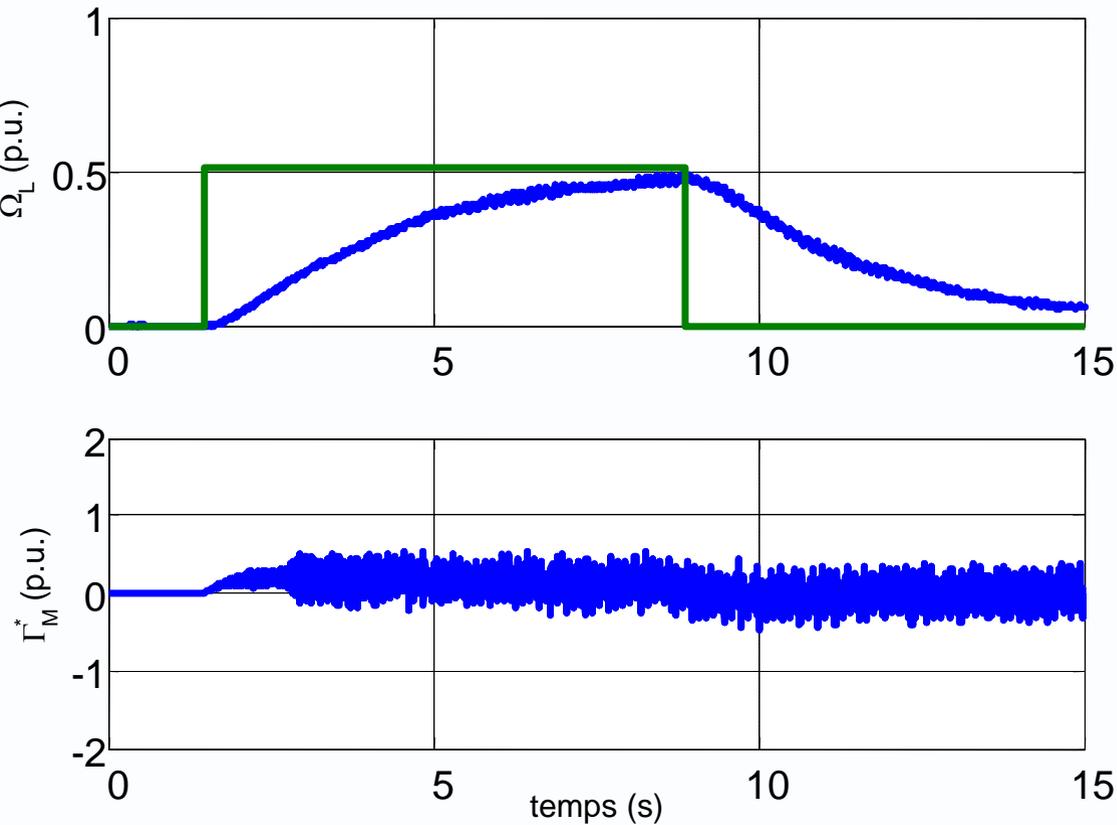


Correcteur conventionnel

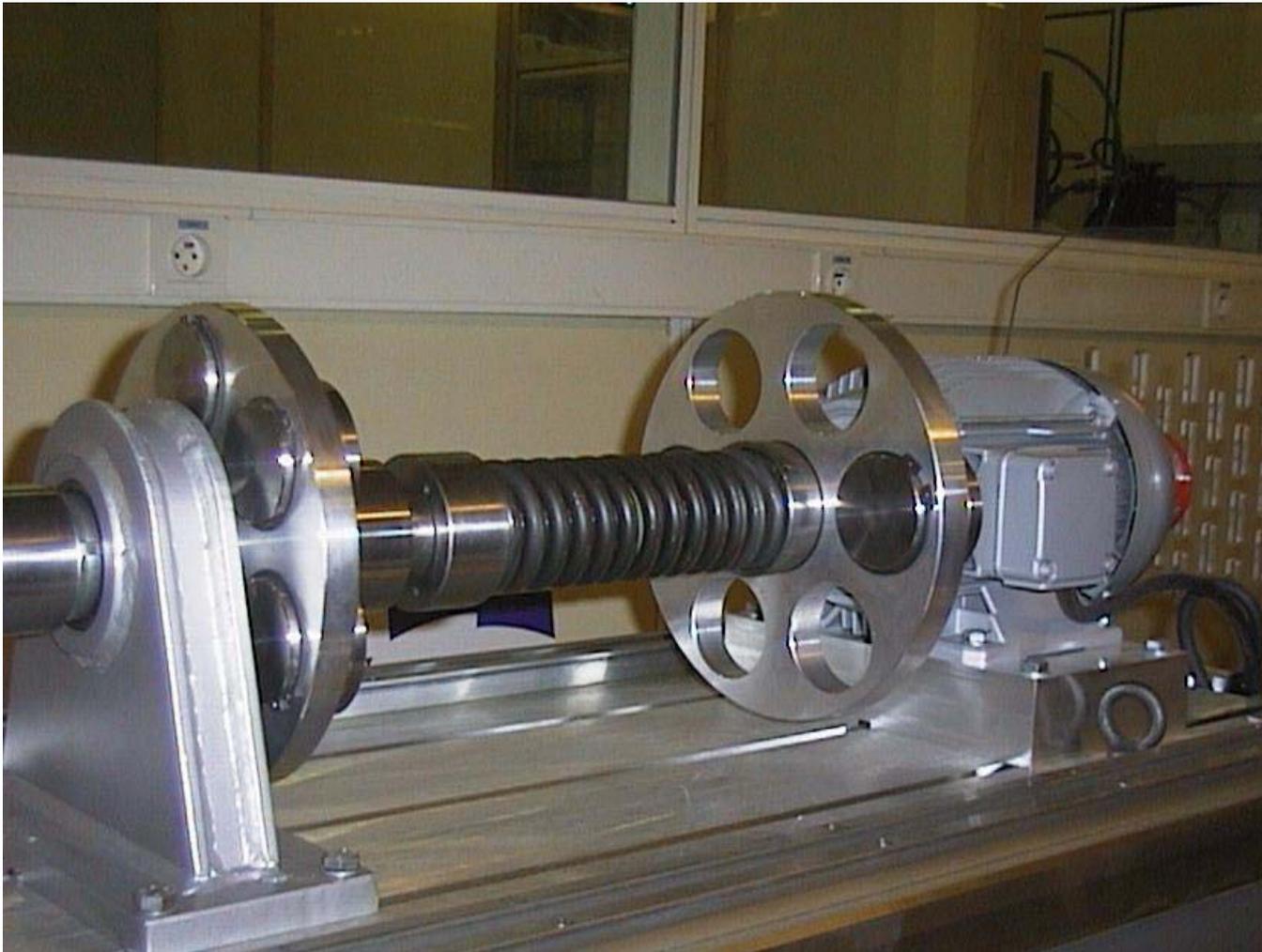
Correcteur CRONE

Résultats expérimentaux

Réponse à des échelons de vitesse



Maquette expérimentale (détail)



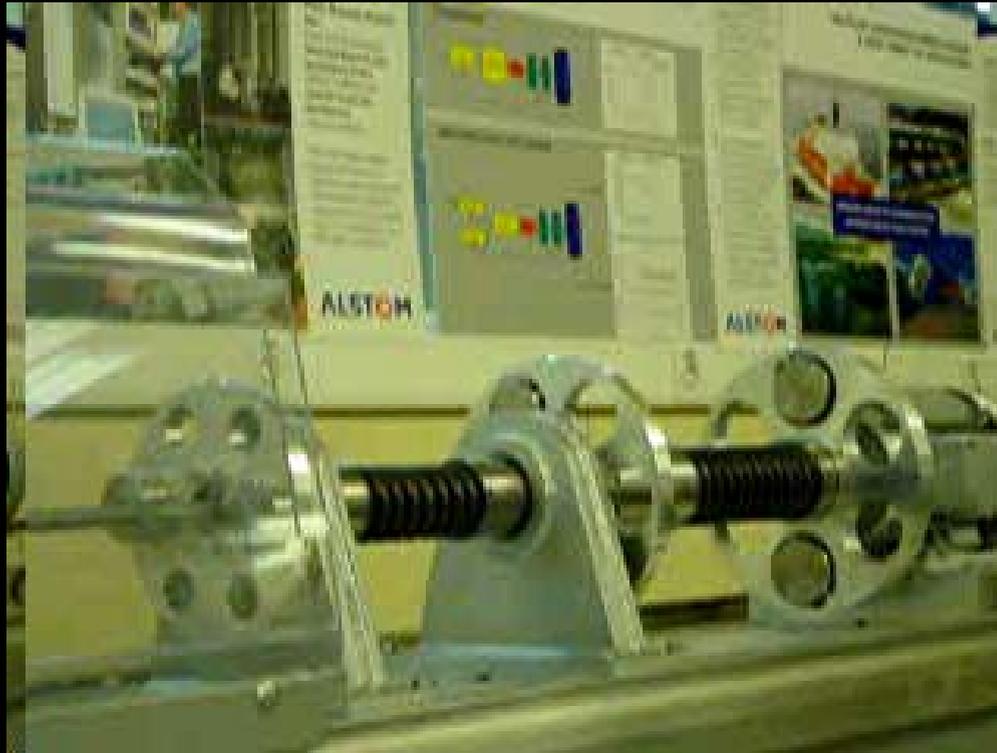
Maquette présentée pour la première fois par ALSTOM à la foire de Hanovre

Essais sur maquette (correcteur PI)



Réponse à un échelon de consigne de vitesse - Augmentation de la vitesse suite à une perturbation du couple de charge - baisse de vitesse - retour à vitesse nulle

Essais sur maquette (correcteur CRONE)

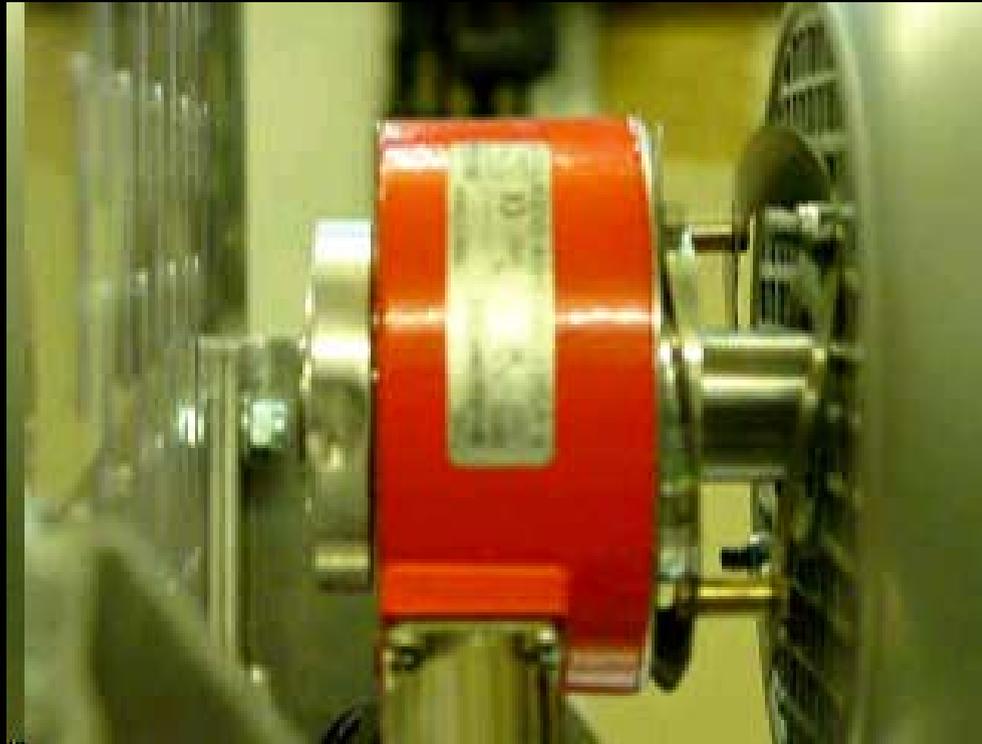


Reprise du scénario précédent avec correcteur CRONE

Essai sur maquette (correcteur PI) Accrochage sur fréquence de résonance



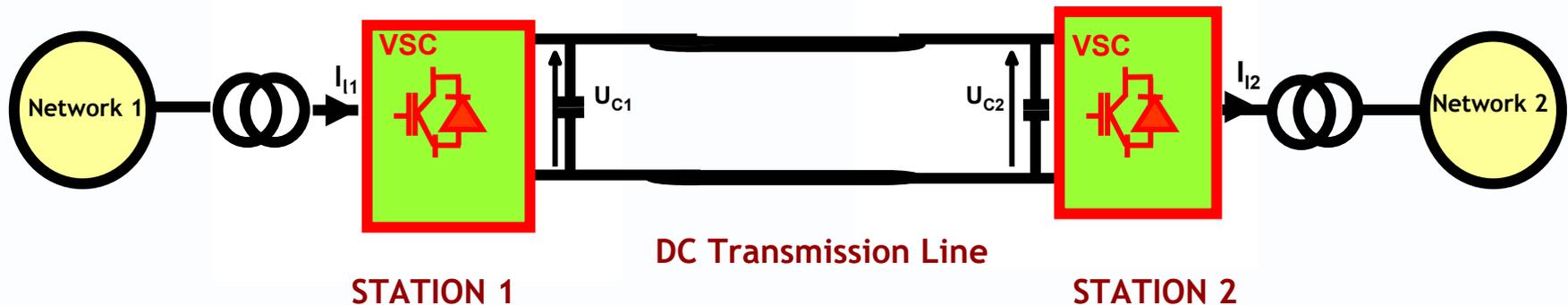
Détail de la vibration à vitesse nulle



Les interconnexions par courant continu

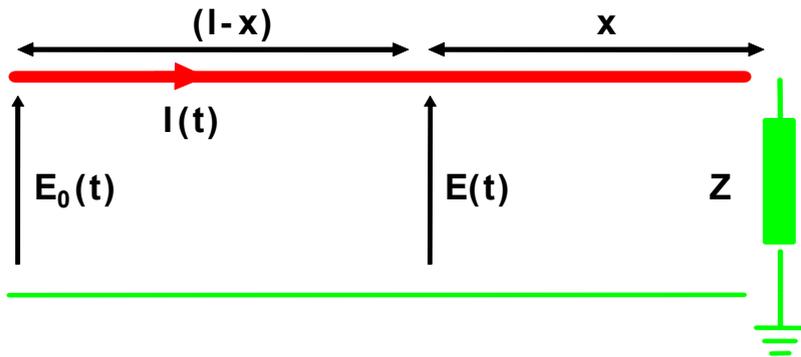
- Dans les réseaux électriques, la fréquence de base à 50 ou 60 Hz joue un rôle essentiel.
- Toutefois les interconnexions par courant continu ne mettent pas à l'abri de phénomènes de résonance

VSC TRANSMISSION SCHEME



Modélisation des caractéristiques dynamiques

PHYSICAL MODEL (telegraphs equation)

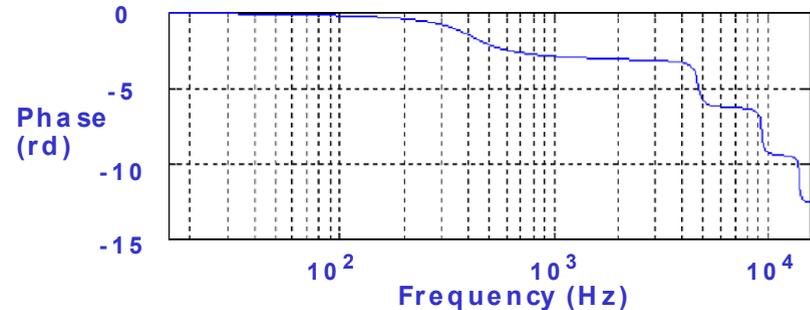
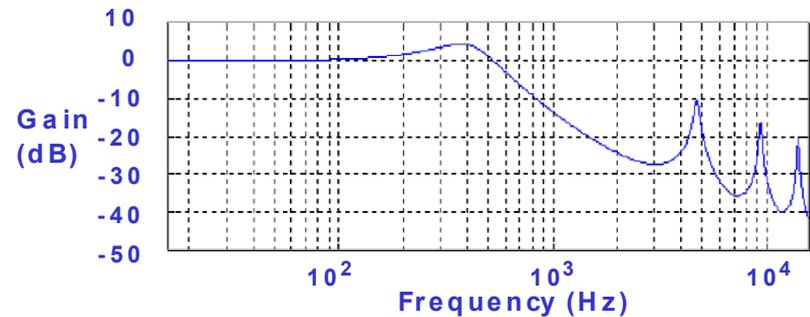


$$H(p) = \frac{E(p)}{E_0(p)} = \frac{\gamma(p) \cdot ch(\lambda(p) \cdot x) + sh(\lambda(p) \cdot x)}{\gamma(p) \cdot ch(\lambda(p) \cdot l) + sh(\lambda(p) \cdot l)}$$

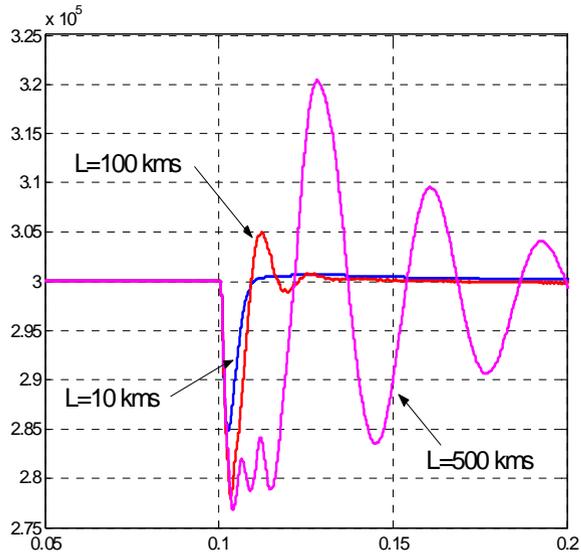
$$\gamma(p) = Z(p) \sqrt{\frac{C \cdot p}{R + L \cdot p}} = \frac{Z(p)}{Z_c(p)}$$

$$\lambda(p) = \sqrt{C \cdot p \cdot (R + L \cdot p)}$$

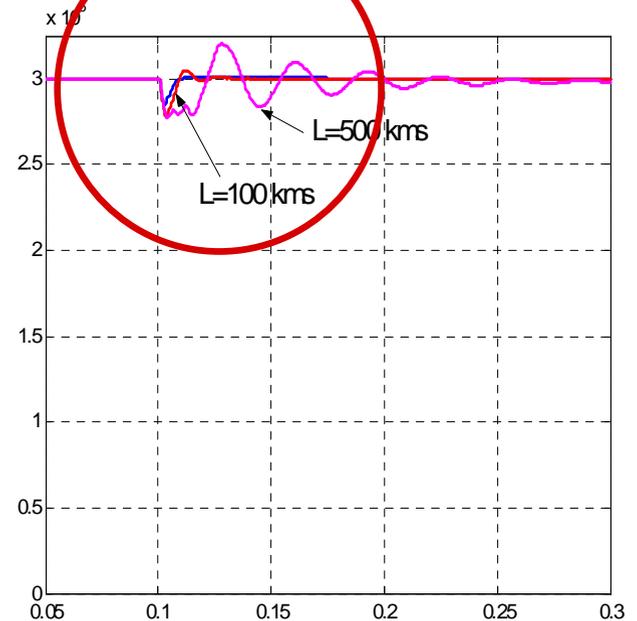
Dynamic behaviour of the DC line



Détail des oscillations



Zoom of DC-Bus voltage U_{C2} for $L= 10, 100, 500$ kms

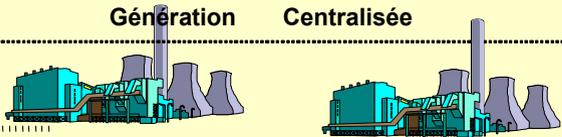


Les liaisons VSC-HVDC peuvent être le théâtre d'oscillations en courant et en tension préjudiciables à la bonne tenue des composants

L'impact de la dérégulation sur la stabilité des réseaux

Hier

Génération Centralisée



Réseau de Transmission



Privé



Industrie

Réseau de Distribution



Commercial



Demain : Génération décentralisée avec Gestion Intégrée de Réseaux

Photovoltaïque



Stockage

Stockage

Flow Control



Cogénération



Stockage

Qualité d'Énergie

Stockage

Qualité d'Énergie

Parc Eolien



Production Domestique

Dans les réseaux centralisés, l'inertie des centrales de forte puissance assure la stabilité du réseau. Dans les réseaux distribués, des phénomènes de résonance peuvent apparaître qui sont mal connus.

Les problèmes de bruit et de vibrations prennent une importance accrue du fait:

- des exigences accrues en matière de protection de l'environnement, de confort et de qualité des conditions de travail,
- de normes plus contraignantes et de clients plus exigeants,
- des risques de non-qualification des équipements,
- de la recherche de meilleures performances et d'un moindre coût,
- des impératifs de fiabilité, de longévité et d'une façon générale de qualité des produits.

Quelques axes de recherche

- comportement dynamique des structures,
- modélisation et calculs prédictifs,
- comportement des matériaux,
- vibrations et interactions électromécaniques,
- contrôle actif des vibrations - compensation des bruits et des vibrations - matériaux adaptatifs ou « intelligents ».

La viscoélasticité

Les matériaux viscoélastiques dissipent une fraction importante de l'énergie de déformation sous forme de chaleur.

La transition vitreuse dans l'élastomère entraîne un décalage des fréquences propres en moyenne fréquence.

➔ Une limitation importante est due à la sensibilité des matériaux à la température.



Le concept d'amortissement actif vient progressivement compléter celui d'amortissement passif

Contrairement aux moyens passifs de réduction des niveaux vibratoires (amortisseurs, plots de suspension, garnissages, etc.), le contrôle actif est basé sur l'utilisation de sources secondaires, de bruit ou de vibration, qui, par superposition avec les sources primaires, produisent un signal résiduel minimisé.

Le concept de contrôle actif est ancien et deux types d'approche sont utilisées:

- le contrôle par anticipation (feedforward)
- le contrôle par rétroaction (feedback)

Les sources secondaires peuvent être proches de la source primaire. L'effet est alors distant mais sommaire (couplage d'impédance) Elles peuvent être locales. On parle alors d'interférence destructive.

Les difficultés de mise en œuvre font que le contrôle actif demeure un domaine relativement récent

Des avancées importantes ont pu être réalisées ces dernières années dans le domaine du contrôle actif grâce aux progrès:

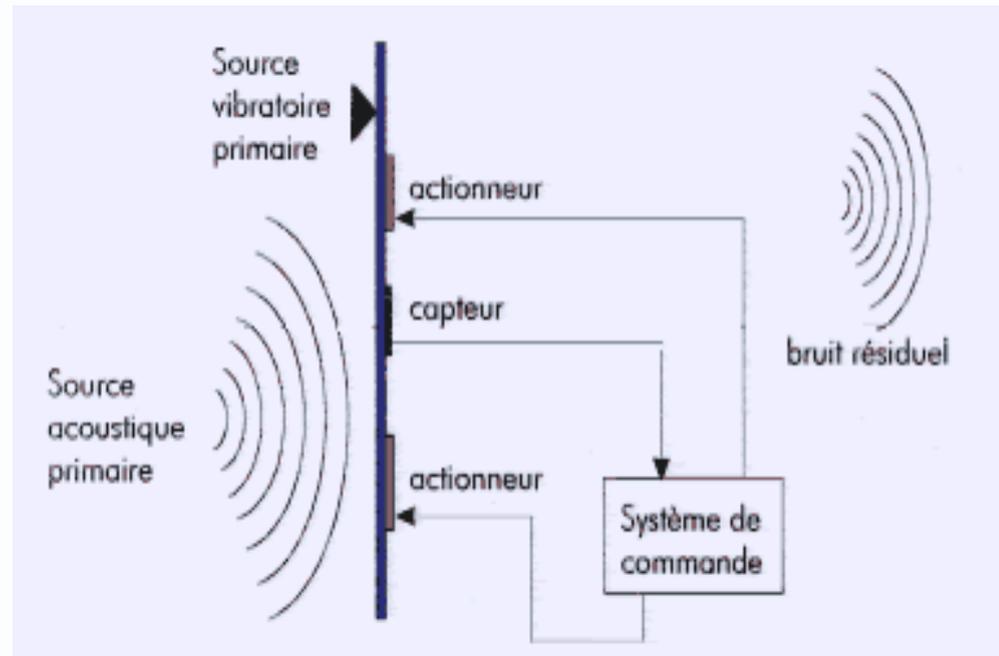
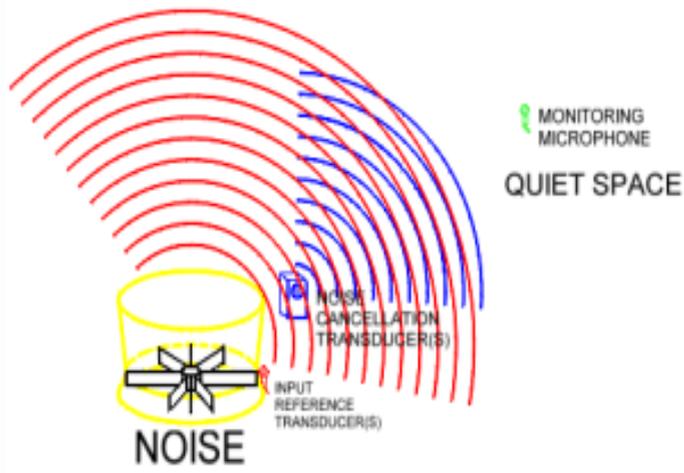
- sur les matériaux adaptatifs:

- Matériaux piézo-électriques (céramiques, polymères) utilisables comme capteurs et comme actionneurs
- Alliages à mémoire de forme
- Matériaux magnétostrictifs ou électrostrictifs

- sur les processeurs DSP permettant un traitement du signal très rapide

- sur les algorithmes de traitement

Principes de mise en oeuvre



(Document Onera)

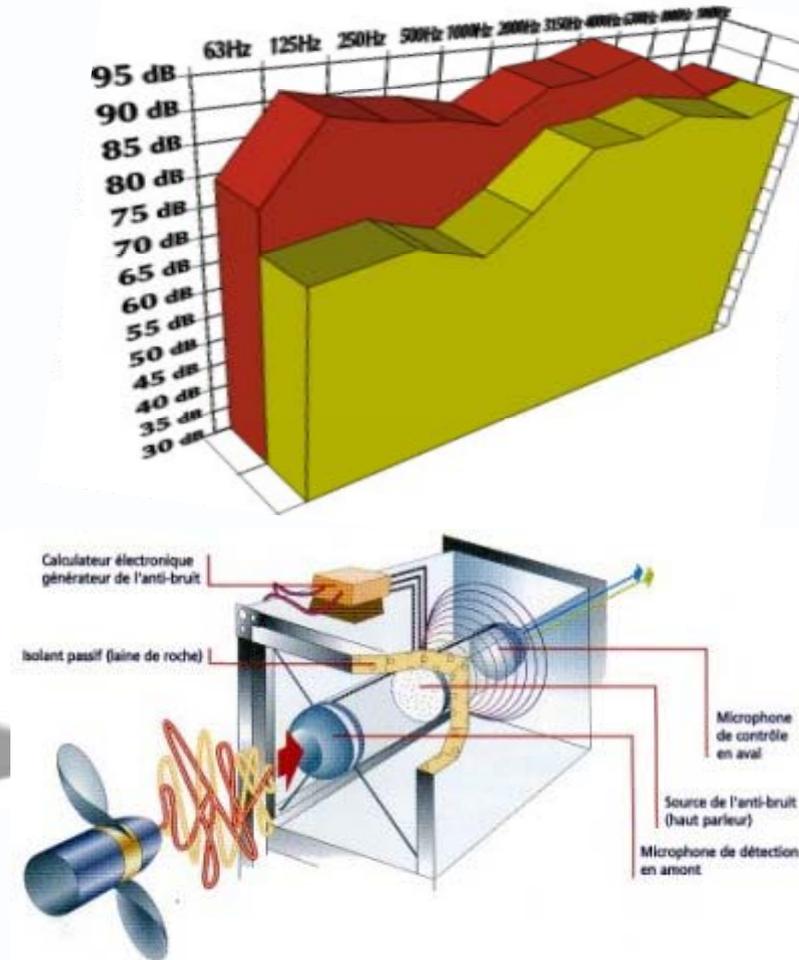
Des difficultés subsistent liées à l'imperfection des modèles, aux modes résiduels, aux non-linéarités, à la non homogénéité spatiale, à la dynamique insuffisante et aux risques de défaillance du système de contrôle.

Les applications démontrées (1)

Les casques de protection auditive



Le traitement des conduits de ventilation



(Documents Technofirst)

Les applications démontrées (2)

Stabilisation de plates-formes
ou de bras de satellites



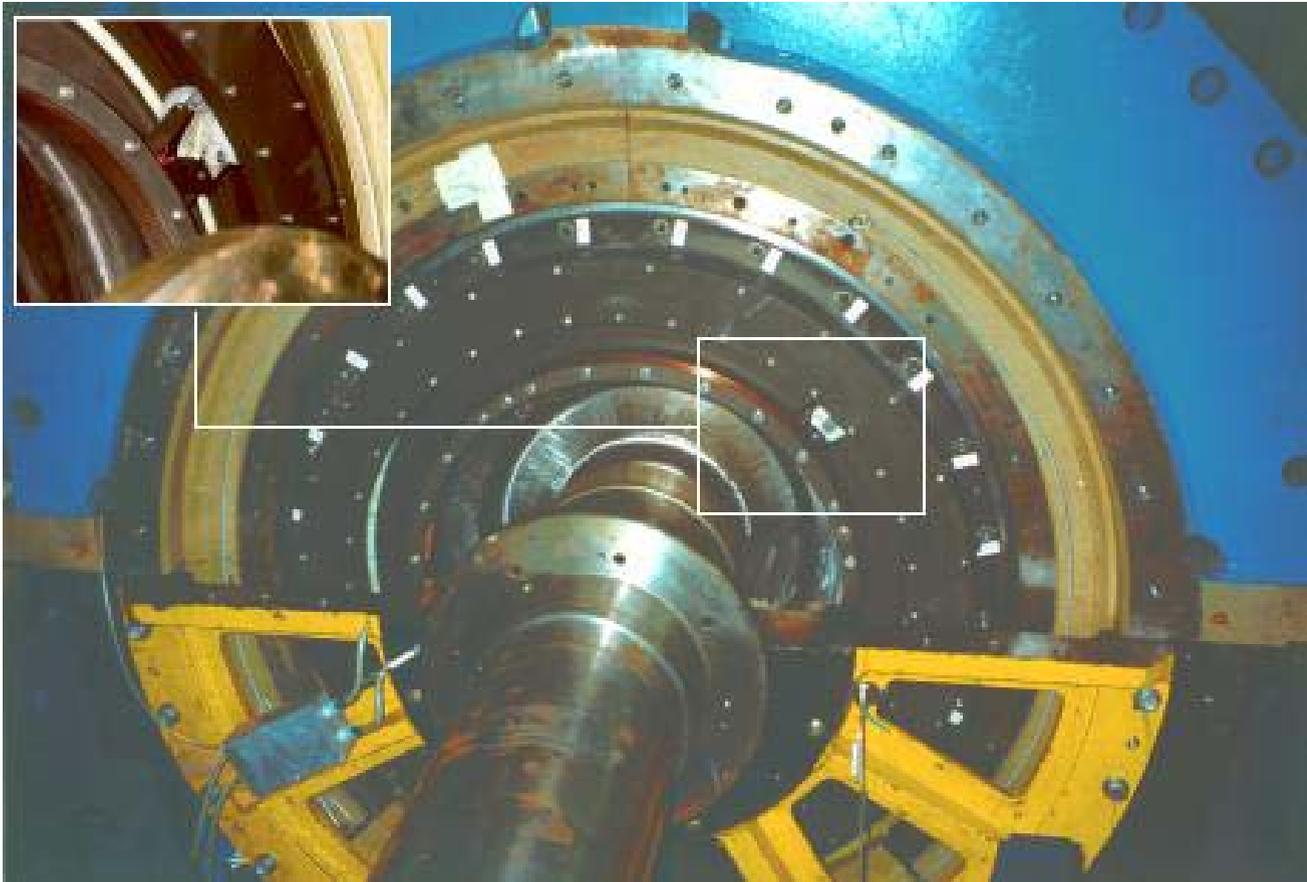
(document ONERA)



Les applications potentielles

- vibrations des ailes d'avion
- bruit rayonné par le fuselage
- bruit dans les cabines de navire
- bruit dans les cockpits, les cabines de pilotage de train, les cabines d'hélicoptères,
- bruit rayonné par les transformateurs
- bruit rayonné par les moteurs
- bruit émis par les pales d'hélicoptère, par les éoliennes,
- l'équilibrage dynamique de lignes d'arbres
- vitrages actifs antibruit

Equilibrage dynamique de rotor

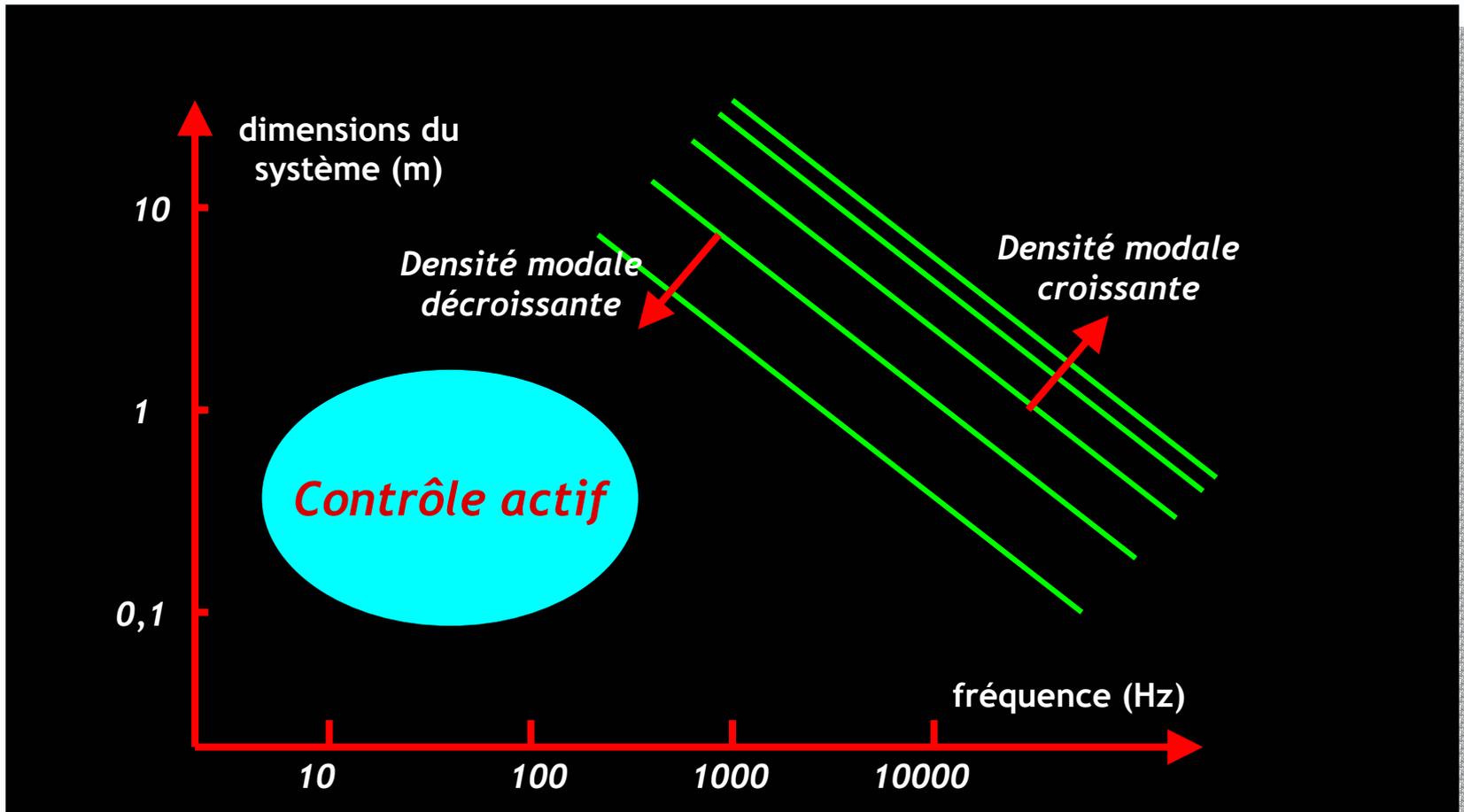


Source: Laboratoire de Mécanique des Structures



Equilibrage de lignes d'arbre par commande de balourds correcteurs.

Zones d'application du contrôle actif



(Source: Thèse Nicolas Rizet)

Un système résonant à bande étroite de petites dimensions se prête mieux au contrôle actif qu'un système amorti large bande et de grandes dimensions



Avec l'aimable contribution d'ALSTOM

www.beaconsulting.com