



### 船体振動と動揺

ともに時間的変動(往復運動)である点では同じだが、  
**船体動揺は剛体としての全体運動**であり、  
**船体振動は船体全体あるいは局部部材の変形**である。

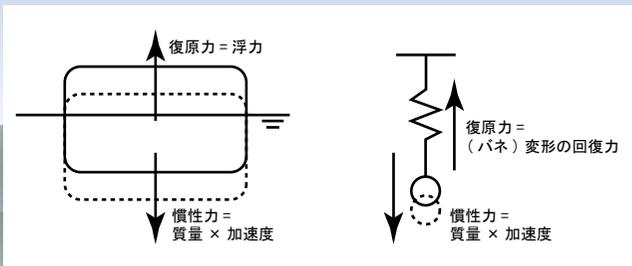
↓  
 動揺と振動はどちらも時間的に変動する力  
 に対する応答であり、共振現象が存在する。

**共振とは:**外部からの荷重の変動周期が動揺や振動の固有周期と一致すると、その振幅が大きくなる現象(減衰が無い場合には、振幅が無限大になる)

↓  
 固有周期(振動数)と荷重の変動周期を知り  
**共振を避けることは船体動揺についても重要であるが、船体振動の場合には特に重要である。**

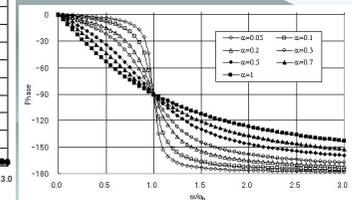
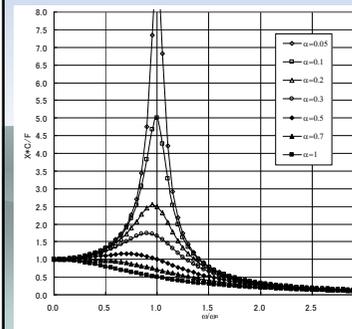
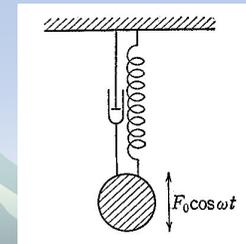
### 振動時と動揺時の荷重状態

復原力を持っているものに、時間的に変動する荷重が作用すると振動が発生する。動揺も広義の振動に含まれる。



### 正弦的な変動外力による振動

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + N \cdot \frac{dx}{dt} + C \cdot x = F_0 \cdot \cos \omega t$$



### 船体振動が要因となる諸問題

船体に振動が起こると



- (1) 振動・騒音により乗り心地, 快適性を喪失
- (2) 繰り返し変形による金属疲労⇒構造破損, 安全性の喪失
- (3) 繰り返し荷重による精密機器の損傷⇒安全性の喪失

大きな振動変位が発生した場合  
(多くの場合、共振が起っている)



振動のメカニズム(振動形態と起振要因)の把握

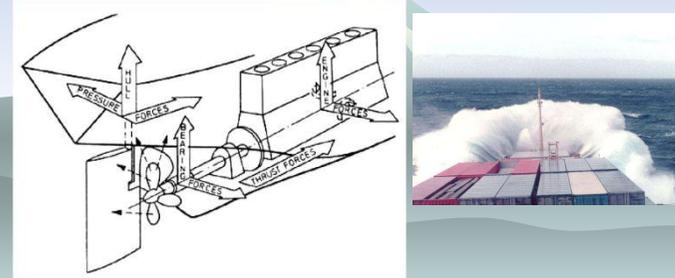


防振対策の立案

防振対策 ~ 共振の回避 → 起振力の周波数と船体構造の共振周波数を知ることが重要

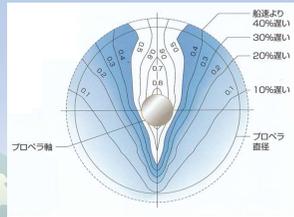
### 船体振動の起振源

- (1) プロペラ起振力 (Bearing force, Surface force)
- (2) 主機(エンジン)起振力 (水平, 垂直方向の不均衡力)
- (3) 波荷重 (衝撃荷重⇒Whipping, 共振⇒Springing)

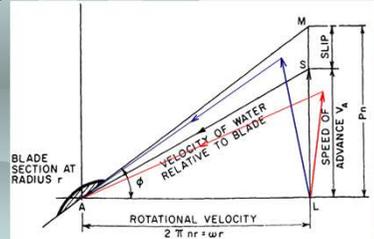


### プロペラ起振力 (1) Bearing force

一軸船においてプロペラが作動する船尾の流れは、右上図に前後方向の速度分布を示すように、一様でない。



右下図に示すように、プロペラ翼に流入する速度の変動により迎角が変動し、翼に発生する力が変動する。

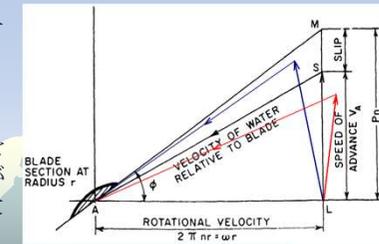


↓  
推力の変動  
変動上下力, 左右力  
とモーメントが発生

↓  
軸受けに加わる起振力  
なのでBearing forceと呼ぶ。

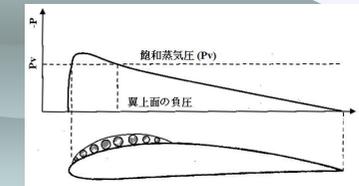
### プロペラ起振力 (2) Cavitation

一軸船の船尾流れが不均一なため、プロペラ翼へ流入する流れの迎角が変動する。



↓  
前後方向速度が遅い領域をプロペラ翼が通過し、迎角が大きくなる時に、翼上面に大きな負圧が発生する。

↓  
圧力が水の飽和蒸気圧を下回ると、水が気化して気泡が発生する。これがCavitation。



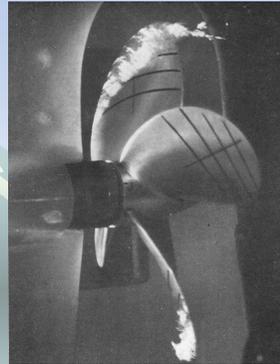
↓  
大気圧の下で水は100°Cで気化するが、圧力が下がればより低温で気化する。

### プロペラ起振力 (3) Surface force

写真は、一軸船プロペラの模型試験で発生した典型的なCavitationの例であるが、ストロボを発光させて撮影した瞬間映像で、実際には急速に変化する現象である。

プロペラ軸上側の低流速域で広範囲にCavitationが発生し、プロペラ軸の下側では上側より軽微なCavitationが発生しているが、横側では流速が大きいので発生していないことが分る。

発生したCavitationは流速の大きい領域では圧力が回復して消滅するが、**爆発的な速度で消滅するので衝撃圧が発生し**、それが船体表面に伝わって起振力(Surface force)となる。



一軸船プロペラのCavitation (模型試験の写真)

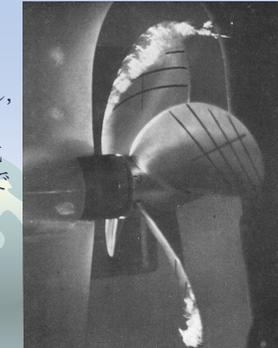
### プロペラ起振力 (4)

プロペラ軸上側と下側にある低流速域をプロペラ翼が通過する際に、迎角が変化して推力や抗力、トルクが変化し、場合によってはCavitationが発生する。プロペラ翼と低流速域との関係が変化する現象の基本周波数は $Z \times n_p$  (Hz)であり、Blade frequencyと呼ばれる。

$$\text{Blade frequency} = Z \times n_p \text{ (Hz)}$$

Z: プロペラ翼数

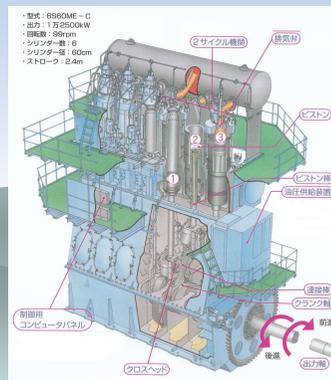
$n_p$ : プロペラ回転数 (rps)



Blade frequencyおよびその整数倍の周波数で、ベアリングフォースがプロペラ軸を介して船体に伝播し、キャビティ崩壊による衝撃圧力が船体表面に作用する(サーフェスフォース)ので、それらの周波数で構造共振が発生しないように、設計する必要がある。

### 主機起振力 (1)

船用機関として多用されている2-cycle ディーゼル機関が発生する起振力について、概要を説明する。



燃料の間欠的燃焼によって発生するガス圧でピストンに上下往復動を与え、クランクによって回転運動に変換する。

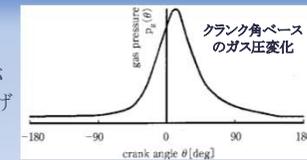
Reciprocator (レシプロ機関)

蒸気タービンやガスタービンのように直接的に回転運動を発生させないので、発生する起振力が大きい。

- 1) ガス圧がクランクを回す過程で、横倒れ方向の不平衡モーメントが発生
- 2) ピストン、接続棒、クランクなどが加速度運動するので、慣性力が発生
- 3) ガス圧がクランクを押す力で発生するクランク軸の変形により、軸を前後方向に押す力が発生

### 主機起振力 (2) ガス圧

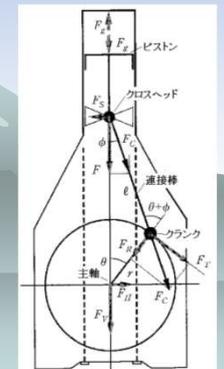
シリンダー内で燃焼したガス圧( $p_g$ )がピストンクラウンに加わり、ピストンを押し下げる力( $F_g$ )が主軸を回す過程で、慣性力を無視して準静的に追ってみる。



クロスヘッドはシリンダーに沿って動くようにガイドされているが、クロスヘッドとクランクをつなぐ接続棒(Connecting rod)の軸力( $F_C$ )は押し下げ力( $F$ )とガイド機構からの横力( $F_S$ )の合力である。

クランクに伝わった $F_C$ は主軸を回すモーメントを生ずる力( $F_T$ )と主軸を押す力( $F_R$ )に分解されるが、主軸に作用する上下・左右方向の力( $F_V$ ,  $F_H$ )は $F_T$ と $F_R$ の上下・左右方向成分の和であるが、 $F_V$ は押し下げ力( $F$ )に等しく $F_H$ はガイド機構からの横力( $F_S$ )と同じ大きさで逆方向の力になる。

そのため、機関を横倒れさせるような不平衡モーメントが主軸の回転周期と同じ周期で作用することになる。これが主機起振力の一成分である。

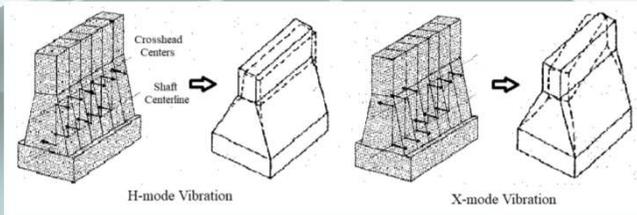


### 主機起振力 (3) ガス圧による不平衡モーメント

ガス圧による不平衡モーメントは主軸の回転周期と同じ周期で作用するが、ガス圧の変動波形が正弦波と大きく異なるため簡単には推定できず、時系列を追掛けて推計する。等間隔着火の場合に、主軸回転周波数の気筒数倍周波数成分が各気筒間で同位相となり、H-mode Vibrationの起振力が発生する。

X-mode Vibrationの起振力は気筒数倍周波数成分以外で発生し、主機を横倒れさせるようなモーメントが前後で逆方向に働くような形になる。

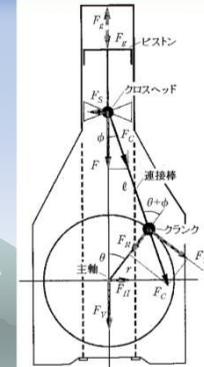
ガス圧による不平衡モーメントは主機が発生するトルクに対する反力であるから避けようがなく、主機を支持する架台で受止めることになるが、起振周波数との共振が懸念される時には、Damper内蔵のBracingで主機上部を船体構造に繋いで支えることもある。



### 主機起振力 (4) 慣性力

内燃機関の作動に伴って各部に発生する加速度運動をリストアップすると以下の通りであり、これらによって生ずる慣性力が起振力の第二の成分で、クロスヘッドのガイド機構や主軸を介して主機の架構さらには船体構造に伝わる。

- (1) ガスの圧力( $F_g$ )による押し下げに始まって、ピストンとクロスヘッドが上下に往復運動をする。
- (2) クロスヘッドに押されて接続棒が動き、クランクを押して主軸周りの回転運動を起こすが、その過程で接続棒は上下・左右方向に往復運動する。
- (3) クランクは主軸周りに回転するが、その形状は下の写真に示すようなものなので、off-centerにある大きな質量を振り回すことになる。



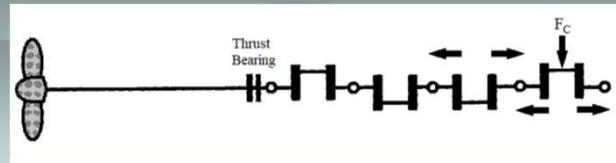
各シリンダーを等間隔で着火させることにより、発生する慣性力の相殺を図ると上下・左右方向の不平衡力はゼロにできるが、不平衡モーメントを消すことはできない。起振力を全体として減らすため不等間隔に着火することもある。



### 主機起振力 (5) 主軸を振動させる力

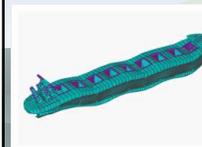
主機主軸と推進軸とプロペラで構成される軸系全体を略記すると下図のようになるが、主軸のクランク部分は接続棒の軸力( $F_c$ )で押されて変形して、軸長手方向の振動力が発生するので、軸系縦振動(伸縮振動)が問題になる。軸系の伸縮方向剛性はプロペラから推力軸受までは大きく、主機主軸では小さくなるので、主機主軸部分が相対的に大きく伸縮する0節モード縦振動が問題になる。大型の機関では、共振による過大応答を避けるために種々の対策が取られる。

もう一つの問題は軸系の振り振動である。下図のように推進軸の船尾端にはプロペラ、船首側には主機という慣性モーメントの大きなものが着いているので、プロペラ側と主機側が反対方向に振じれるモード(1節モード)の振り振動が起り得る。1節モード振り振動の固有振動数が主機の常用回転数より高くできる場合は問題無いが、できない場合にはバードレンジを設定し、常用回転数まで回転を上げていく際に短時間で通過(Quick pass)するように運転する。

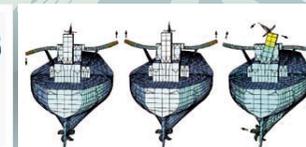


### 船体振動

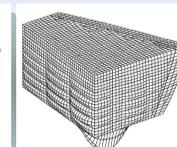
- (1) 全体振動 (船体節振動) ⇒ **船体梁**としての振動  
上下, 水平, 縦(軸), 振り振動
- (2) 上部構造振動 ⇒ 板構造体としての振動
- (3) 局部振動 ⇒ 板(or 防撓パネル)としての振動
- (4) 連成振動



船体節振動



上部構造振動



局部振動

### 固有振動数と振動モード

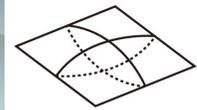
固有振動数  
 自由振動(外力なしの振動)時の振動数⇒最も揺れやすい振動数  
 その時の変形のパターン⇒固有振動モード  
 ↓  
 1つでなく、無限に存在(1次, 2次, ...)  
 高次になるほど応答は小さい

$$\frac{\pi \lambda^2}{2l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

λ: 境界条件で決まる定数  
 l: 梁の長さ  
 EI: 梁の曲げ剛性  
 ρ: 材料密度  
 A: 梁の断面積



←梁の固有振動数



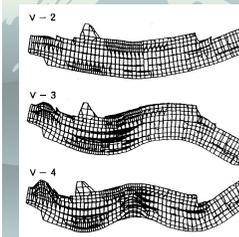
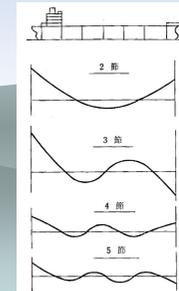
板の固有振動数⇒

$$\frac{\alpha \pi}{2b^2} \sqrt{\frac{D}{\rho t}}$$

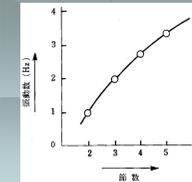
α: 境界条件と長辺/短辺比で決まる定数  
 b: 板の短辺長さ  
 D: 板の曲げ剛性  
 ρ: 材料密度  
 t: 板厚

### 船体節振動

船体の梁としての全体振動  
 ↓  
 両端自由の梁の曲げ振動とほぼ同じ振動モード  
 ↓  
 節の数に応じて、例えば「2節振動モード」と呼ぶ



節数が多くなるほど固有振動数も上昇

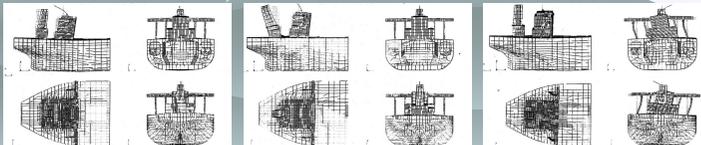


### 上部構造の振動

上部構造⇒人間の居住スペースを含む  
 ↓  
 振動が乗り心地に直結⇒上部構造の振動検討が重要

居住区単独の振動  
 ファンネル(煙突)単独の振動  
 居住区とファンネルの連成振動

↓  
 上部構造が乗る基礎の剛性が影響



居住区の前後振動 (ファンネルと連成)

ファンネルの前後振動 (居住区と逆位相で連成)

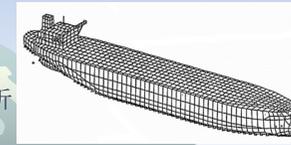
居住区の左右振動

### 固有振動数の導出

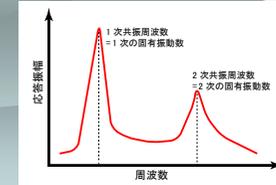
- 部材レベル⇒理論算式(あるいは近似算式)
- 船体節振動⇒船体を梁に簡易モデル化した近似式  
有限要素法による数値解析
- 上部構造 ⇒簡易経験式  
有限要素法による数値解析

↓  
 高精度推定が必要な際には数値解析計測による導出法

- 加振法  
ハンマーで打撃するか、加振器で加振して応答を計測
- FFT(高速フーリエ変換)により周波数ごとの応答振幅を算出
- 応答がピークを持つ周波数は固有振動数である可能性が高い。



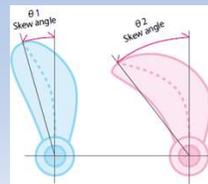
全船有限要素解析モデル



## 防振方法 (1)

### (1) 起振力を減らす プロペラ起振力

- ・ハイリースキュードプロペラの使用⇒低流速域を緩やかに通過させ推力変動を緩和
- ・船尾フィンの使用⇒船尾の流れの均一化



右:ハイスキュードプロペラ

### 主機起振力

- ・ balanser の設置⇒逆位相の不均衡力を発生
- ・ダンパーの設置
- ・レシプロエンジン以外を使用(ガスタービンなどの回転機関が理想だが、ディーゼル電気推進でも起振力は減る)



船尾フィン

## 防振方法 (2)

### (2) 起振力を船体構造に伝達し難くする

- ・防振ゴムで主機を支える
- ・制振材の設置(騒音などで有効)



### (3) 共振を避ける

- ・固有振動数を変化させ共振を回避(通常は固有振動数を上げる)  
⇒剛性を上げる(板厚の増加, 補強材の取り付け)
- ⇒補強材の取り付けて板を小さく区切り  
固有振動数を高くする.