

## 日本機械学会 2015 年年会 に参加して

三宅 正倫

Masamichi MIYAKE

機械システム工学専攻修士課程 2年

### 1. はじめに

2015年8月25日～28日に弘前大学で開催された Dynamics & Design Conference 2015 にて「ミスチューンを有する翼・ディスク系の振動応答に関する研究」という題目で口頭発表を行った。

### 2. 研究概要

翼・ディスク系の振動解析では、通常、ディスク上のすべての翼の特性は同一（チューン系）と仮定されるが、現実には工作誤差や材料定数のばらつきによって個々の翼の振動特性がわずかに異なっている（ミスチューン系）。このため、個々の翼の応答の大きさに差が現われ、特定の翼のみが大きく応答し、チューン系よりも広い周波数範囲にわたり翼が応答するようになる。このようなミスチューニング現象は系統的に研究されてきたが、ほとんどが変位応答のみを対象としており、実際の翼の振動強度設計に必要な主応力やミーゼス応力で表示し振動応答まで言及した研究は見当たらない。

このため、本研究では、単純な平板翼で構成される翼・ディスク系のモデルを用いて、振動応答を変位で評価した場合と主応力やミーゼス応力で評価した場合のミスチューン効果を比較し、応力で評価したミスチューニング現象について考察した。

### 3. 解析方法

ディスク上の個々の翼の形状や材料特性に差があるミスチューン系の場合には、翼・ディスク系の周期対称性が崩れるため、重根は二つの単根に分離し、振動モードの周期性もなくなる。ここでは、周期対称構造物の基本的なミスチューン特性を調べる

ため、ミスチューンにより振動モードやモーダル質量は変化せず固有振動数のみが2個の単根に分離すると仮定して解析をする。この場合のミスチューン系の応答は、式(1)と式(2)より求められる。

$$X_C^I = \frac{1 - \beta_l^2}{(1 - \beta_l^2)^2 + (2\zeta_l \beta_l)^2} \frac{1}{M_l \omega_l^2},$$

$$X_S^I = \frac{2\zeta_l \beta_l}{(1 - \beta_l^2)^2 + (2\zeta_l \beta_l)^2} \frac{1}{M_l \omega_l^2}, \quad \beta_l = \frac{\omega}{\omega_l} \quad (2)$$

$$\{U_T\} = X_S^I (P_2^I \{\Psi_1^I\} - P_1^I \{\Psi_2^I\}) \cos \omega t + X_S^I (P_1^I \{\Psi_1^I\} + P_2^I \{\Psi_2^I\}) \sin \omega t \quad (1)$$

また、式(1)は変位応答の表示式だが、応力モード（応力6成分）の周波数応答は、変位モード  $\Psi$  を応力モードに置き換えれば同様に求めることが出来る。一方、振動強度設計に使用する合成応力、すなわち主応力やミーゼス応力の周波数応答は、応力6成分の位相が異なることを考慮して、加振周波数毎に定義式から計算することが出来る。

### 4. 結果および考察

図1に、解析に使用した翼・ディスク系の有限要素モデルと4節直径モード（定在波モード、面外変位  $U_z$ ）の解析結果を示す。解析に使用したモデルはディスク内径80mm、ディスク外径150mm、シユラウド外径（外周リングの径）400mmの平板（厚さ3.2mm）であり、全周の翼枚数は18枚である。一般的な周期対称体の特性が得られるように、18枚の翼を半径方向に対して20度傾斜させている。周波数応答解析を行う場合は、ディスク内周を固定し、各翼の先端部に面外方向の単位加振力（ハーモニック数  $H=4$ ）を作用させている。また、チューン系の4節直径モードの固有振動数は305.5Hzであり、モーダル減衰は対数減衰率  $\delta=0.03$ （減衰



図1 翼ベース部の振動応力分布

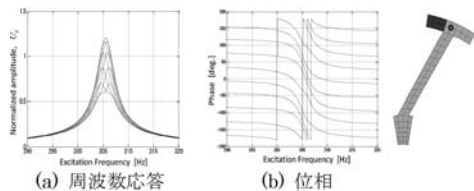


図2 変位の周波数応答解析結果

比 $\zeta=0.478\%$ )にしている。

図2 (a) は、4 節直径モードの固有振動数の分離度  $\Delta f$  が 0.5 Hz のミスチューン系について翼先端部の面外変位  $U_z$  の周波数応答を解析した結果である。図2 (b) は、各翼の面外変位  $U_z$  の位相を示している。ミスチューンにより固有振動数がわずかに分離すると、各翼の最大振幅には差が現われ、応答が最大になる翼にはチューン系の約 1.2 倍の振幅が発生している。また、共振通過時には翼の位相もチューン系からずれるようになる。

図3 は、図2 と同一のミスチューン系に対して、翼ベース部の半径方向応力成分 ( $\sigma_r$ )、最大主応力 ( $\sigma_p$ ) の周波数応答を計算した結果を示している。図2 (a) と図3 の比較から分るように、応力成分  $\sigma_r$  の周波数応答は、変位  $U_z$  の周波数応答と大差がない。一方、主応力の周波数応答では、変位  $U_z$  や応力成分  $\sigma_r$  の応答と同様に、ミスチューンにより主応力の最大値はチューン系の約 1.2 倍に増加している。ただし、主応力の応答の最小値は、変位や応力成分で評価したときの応答の最小値より増加している。すなわち、主応力で評価してもミスチューン効果 (チューン系の応答に対する応答の増大率) は、変位や応力成分で評価した場合と大差はないが、応答の最小値が増加するため、個々の翼の応答のばらつき幅 (最大値と最小値の差) が小さくなることが示されている。

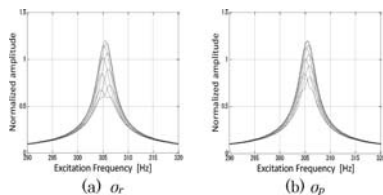


図3 応力の周波数応答解析結果

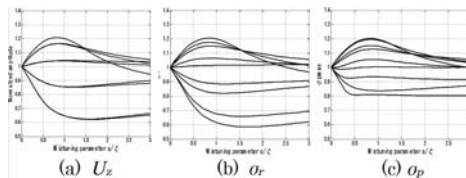


図4 ミスチューン効果の解析結果

上記の現象を詳しく調べるため、振動数の分離度を変化させてミスチューン系の周波数応答解析を行い、各翼に発生する最大振幅、半径方向応力、および主応力を求めて比較した。

変位応答の場合は振動数差が大きくなると翼の最大応答はチューン系に比べて増加するが、ミスチューンが極端に大きくなると逆に減少する。図4 (b) には、翼ベース部の応力成分で評価したミスチューン系の応答を示しているが、ミスチューンにより生じる応力成分の最大値はチューン系の約 1.2 倍、最小値は約 0.6 倍であり、変位応答の解析結果と大差はない。一方、主応力で評価すると、ミスチューンにより生じる主応力の最大値は、変位や応力成分で評価した場合のミスチューン効果と大差はないが、応答の最小値が増加するため、個々の翼の応答のばらつき幅がミスチューンパラメータの全範囲に渡って小さくなることが示されている。

## 5. まとめ

応力成分で評価したミスチューン効果は、変位応答で評価したミスチューン効果と大差はない。従って、振動強度評価に使用するミスチューン効果は、変位応答から求めても問題ないことがわかった。一方、主応力やミーゼス応力でミスチューン効果を評価すると、最大値については変位で評価した場合のミスチューン効果と大差はないが、応答の最小値が増加するため、応答のばらつき幅は小さくなり得る。従って、発生振動応力の分布を議論する場合には、主応力やミーゼス応力でミスチューン効果を評価する必要があることがわかった。研究や発表に対して多大なご指導を頂いた金子康智教授に深く感謝致します。