

## 6. 航空機胴体スケールモデルの疲労特性に及ぼす各運航荷重要素の効果

国土交通省航空局 岡田 孝雄

航空宇宙技術研究所 寺田 博之

国立航空大学(ウクライナ) ディブスキー パプロ

### 1. はじめに

航空機構造の耐久性は主に構造継手の疲労挙動に依存しているため、経年航空機の構造健全性を保持するためには継手の疲労挙動を理解することが重要である。そして、胴体構造を用いた疲労試験は大規模な供試体と試験設備を必要とし、時間と費用を要するため、補強平板構造の一軸疲労試験から胴体構造の疲労寿命を十分な精度で評価できるならば、経済及び時間の面から大きなメリットとなる。しかし、これら単純化された疲労試験結果を、運用中の実構造の寿命評価に用いるには多くの問題があることから、近年スケールモデルや部分構造を用いた実験及び解析による研究が進められている<sup>1)~5)</sup>。

胴体構造は、運用中に以下に示す様々な荷重を受ける。客室内外気圧差による与圧荷重は、ほぼ一定振幅と考えられる。また、ランダムな突風、離着陸、タクシング、操舵により、曲げ及びねじり荷重を受ける。胴体構造の疲労挙動に対するこれら運用荷重の影響を調べるために、B-737型機の胴体構造の約 1/3 のスケールモデル及び補強平板継手を用いた疲労試験を行った。

### 2. 供試体及び試験方法

#### 2-1 胴体構造供試体の形状

図 1 に、与圧疲労試験に使用した供試体の形状と寸法を示す。供試体は、厚さ 0.8mm の 4 枚の曲面板を 3 列のカウンタサンクリベット継手を用いて締結し、18本のストリンガー、6本のフレーム、6枚のテアストラップを有する 5つのベイで構成されている。外板の圧延方向は長手方向と一致している。リベットピッチは18mm、リベットの軸径は3.2mmである。MSD挙動について調べるために、図 1 のE部の継手中央部の5つのリベット孔周りに、電気拡散法により長さ1mm、幅0.1mmの初期欠陥を導入した。

#### 2-2 試験方法

胴体疲労試験装置を図 2 に示す。供試体の一端は固定され、もう一方はバランスウェイトにより自重が相殺されている。曲げ荷重及びねじり荷重下における供試体端部での破壊を防止するために、端部にはダブラーが取り付けられている。試験条件を表 1 に示す。

1 体目は与圧のみ負荷されており、負荷速度は 1 cycle/min. である。最大与圧値は、単純円筒に 93MPaの最大周方向応力が負荷されるように設定されている。与圧による応力比は約0.05である。試験速度を速めるために供試体容積の約 70%は発泡スチロールで充填されている。

曲げ荷重及びねじり荷重は供試体自由端側に取り付けられた 1 組の油圧ジャッキを用いて負荷される。2 体目は 1 体目に曲げ荷重が加えられている。曲げ荷重値は、与圧最大時、与圧最小時でそれぞれ 19.8kN、10.4kN であり、曲げモーメントは 49.5kNm、26kNm である。負荷速度は 1Hz である。最大曲げ荷重は、荷重頻度分布より 20 フライトに 1 度胴体に生じると想定される荷重とした。本試験の目的の一つは、疲労寿命に及ぼす荷重成分の影響を調べることであるため、高めの曲げ荷重を設定した。

試験条件をモニターするため及び外板、フレーム、テアストラップによる応力分担率を調べるために、ひずみ測定を行った。図 3 は胴体上面に長手方向に対して 45 度傾けて貼り付けたひずみゲージの与圧 + 曲げ + ねじり試験における結果を示している。

### 3. 試験結果

#### 3-1 供試体の応力分布

与圧最大時のベイ内の応力分布を図 4 に示す。無地は周方向応力、白抜きは長手方向応力を示す。テアストラップ近傍を除いて、理想円筒と同様、周方向応力は長手方向応力のほぼ倍であることがわかる。また、テアストラップによる応力減少が明らかである。著者らは川崎重工業と共同で補強平板の常温常湿及び腐食環境下における疲労試験を行ってきた<sup>6)</sup>が、継手部での疲労破壊を実現するために、補強平板取付部及び補強材の形状を工夫し、補強材部での応力を下げる必要があること

を確認している。胴体供試体試験からも、胴体構造のシミュレーション試験として補強平板の一軸荷重疲労試験を行う際には、図 4 で得られる応力分布を負荷する必要があることがわかる。

### 3-2 胴体供試体試験結果

表 2 に胴体供試体の試験結果を示す。1 体目の供試体の場合、約 90,000 サイクル時に、トップ列のリベット孔周りから長さ 2, 3mm のき裂がいくつか確認されたが、初期き裂からは最終破壊に至るまでき裂進展は確認されなかった。継手の疲労寿命はリベットの締結力に大きく影響を受けることから<sup>7)</sup>、初期き裂導入後にリベットを締結していることが上記原因と考えられる。供試体は、中央ベイにおいて隣接するリベット孔から進展しているき裂がリンクアップを生じたのち、フラッピングにより最終破壊に至った。

2 体目の与圧 + 曲げ疲労試験においては、供試体の両側面においてき裂が確認されたが、上下面ではほとんど確認されなかった。表 3 に示すように、これは全体的にき裂の確認された 1 体目とは異なる特徴を示している。曲げ荷重の影響は胴体側面と比較して胴体上下面において大きいと考えられるが、曲げ荷重は周方向にき裂が進展するように作用する。一方、与圧は、周方向応力が長手方向応力と比較して大きいため、長手方向にき裂が進展するように作用する。本試験の場合、上下面における与圧と曲げ荷重により生じる長手方向応力振幅は、与圧により生じる周方向応力振幅と比較して小さいため、上下面においても周方向応力がき裂進展に対する主要な応力と考えられる。胴体側面では、曲げ荷重によりせん断応力が生じる。ここで、座標変換式により主応力とその方向を求めた。今回の与圧 + 曲げ試験の場合、与圧と曲げによる胴体側面における最大主応力振幅  $1,amp$  は、与圧による周方向応力振幅  $hoop, amp$  と比較して約 6% 高く、長手方向に対して  $1$  16 度傾いている。このことは、胴体側面は、与圧 + 曲げ荷重により周方向応力振幅の 106% の応力振幅を受けることを意味している。この高い応力振幅が 2 体目の疲労寿命が減少した主な原因と考えられる。図 5 は与圧 + 曲げ疲労試験における胴体側面の最大主応力の変化を示している。

1、2 体目のき裂進展方向についても比較を行った。図 6 に 1、2 体目のリベット孔周りから生じた疲労き裂の写真を示す。1 体目の場合、主応力は周方向応力であるためき裂進展方向は長手方向と一致しているが、2 体目の場合、長手方向に対して 10 ~ 20 度傾いており、両供試体とも最大主応力と垂直な方向にき裂が進展していることがわかる。供試体は、1 体目の約 2/3 の 79,515 与圧サイクルで急速破壊を生じた。

3 体目の供試体は、図 3 に示すように、2 体目の荷重条件に減圧途中で 6.73kNm のねじり荷重を加えた。約 151,000 サイクル時に、胴体側面の E 側のリベット孔周りに長さ約 2mm の疲労き裂が確認された。その後、幾つかの疲労き裂が確認されたが、181,503 サイクル時に E 側の内側のリベット列が破壊した。3 体目の疲労寿命は、1、2 体目よりも長くなる結果となった。ここで、図 6 に 3 体目のリベット孔周りから生じた疲労き裂の写真を 1、2 体目のき裂と合わせて示す。図より、1、2 体目のき裂発生位置は、リベット孔中心に平行な位置であるのに対して、3 体目のき裂発生位置は、1、2 体目と比較して上側にあることがわかる。また、破断した内側のき裂はリベット孔周りでなく、かしめ頭周辺から発生していることがわかる。継手の締結力が大きい場合、き裂発生位置は 3 体目と同様にリベット孔中心線上から移動し疲労寿命が長くなること、また、板厚が 2mm 以下の場合、かしめ頭側から破壊しうることが文献 7、8 で報告されている。従って、3 体目においては、継手の締結力が 2 体目と比較して高めであったと推定される。

胴体外側に発生したき裂の進展方向は、2 体目と同様に約 15 度傾いている。応力についてみると、ねじり荷重は減圧途中に加えることから、1 与圧サイクルにおける主応力振幅値には影響を与えない。このため、本試験において、ねじり荷重は疲労寿命に及ぼす影響はないと考えられる。次に、胴体内側に発生したき裂の進展方向には大きなばらつきがみられる。これは、かしめ頭近くではかしめの影響により応力分布が複雑であるためと考えられる。

試験結果より、胴体外側における疲労破壊の場合、複合荷重下における胴体構造の疲労寿命及びき裂進展はこれらの荷重の最大主応力振幅を考慮することによって、評価が可能と考えられる。

### 3-3 一軸荷重試験との比較

胴体供試体の試験結果を一軸荷重試験結果と比較するために図 7 に示す補強平板継手の定振幅疲労試験を行った。継手の両端は、端部からの破壊を防止するためにボタンヘッドリベットを用いて締結した。胴体供試体の周方向応力 (Case 1) 及び与圧と曲げ荷重により生じる周方向応力と比較し 6% 高い最大主応力振幅 (Case 2) を平板試験片に負荷した。表 2 に平板試験結果の平均値も合わせて示す。バルジ効果及び長手方向荷重の影響により、平板試験結果は胴体供試体試験結果と比較して長いことがわかる。

次に主応力振幅差が疲労寿命に与える影響を調べるために文献調査を行った。図 8 は、2024-T3

アルミ合金の疲労寿命の $10^4 \sim 10^6$ の間におけるS-N曲線を示している<sup>9)</sup>。図より、応力集中係数が高い( $K_T = 4 \sim 5$ )場合、曲線の傾きはほぼ一定であることがわかる。今回の試験の場合、6%の応力振幅の増加により疲労寿命が約15%減少することがわかる。図に、胴体供試体試験結果及び平板試験結果を合わせて示す。

#### 4. 結論

疲労寿命に及ぼす運用荷重の影響を調べるために、約 1/3 の胴体スケール供試体を用いた疲労試験を実施した。与圧、曲げ荷重、ねじり荷重の影響を別々に評価した。胴体供試体試験結果と平板試験結果の比較を行い以下の結果を得た。1) 複合荷重下における疲労寿命は、主応力振幅を評価することにより評価が可能である、2) 平板試験により胴体構造の疲労寿命を評価する場合は、継手に作用する応力分布を適切に再現する必要がある、3) 継手の締結力は、継手構造の疲労寿命に影響を与える重要な因子と考えらえる。

本研究を進めるにあたり有益な助言を頂いた T.Swift 氏に謝意を表す。また、本試験の実施に協力を頂いた芝浦工業大学の研修生諸氏に感謝を表す。

#### 参考文献

- 1) D. Chen; Bulging of Fatigue Cracks in a Pressurized Aircraft Fuselage, Delft University of Technology, Faculty of Aerospace Engineering, 1991.
- 2) J. G. Bakuckas, Jr., E. Akpan, P. Zhang, C. A. Bigelow and P. W. Tan, J. Awerbuch, A. Lau and T. M. Tan; Experimental and Analytical Assessments of Multiple-site Cracking in Aircraft Fuselage Structure, Proc. 20<sup>th</sup> Symposium of the ICAF, Vol.1, (1999) pp.223-233.
- 3) G. Samavedam, D. Hoadley and J. Davin; Test Facility for Evaluation of Structural Integrity of Stiffened and Jointed Aircraft Curved Panels, Structural Integrity of Aging Aircraft, S. N. Atluri et al. ed. Springer-Verlag, (1991) pp.321-337.
- 4) M. Miller, K. N. Kaelber and R. E. Koucky; "Finite Element Analysis of Pressure Vessel Panels", Durability of Metal Aircraft Structure, Proceeding of the International Workshop on Structural Integrity of Aging Airplanes, Atlanta, USA, 1992, pp.337-348.
- 5) H. J. Schmidt, B. Schmidt-Brandecker, N. Ohrloff and T. Fleischer; "Current Status of Research and Development Activities for the Fuselage of a Large Airbus Aircraft", Proceedings of 20<sup>th</sup> Symposium of the ICAF99, Bellevue, USA, 1999, vol. 1, pp.537-552.
- 6) 航空宇宙技術研究所、川崎重工業株式会社; 胴体外板スプライス部構造の腐食環境下の疲労強度に関する研究, 共同研究成果報告書 J-960, (1996).
- 7) H. Terada; A Proposal on Damage Tolerant Testing for Structural Integrity of Aging Aircraft—Learned From JAL Accident in 1985—, ASTMSTP-1220 "Fracture Mechanics", F.ErdoganEd. (Aug.1995) pp.557-574.
- 8) J. Schijve; Multiple-Site-Damage Fatigue of Riveted Joints, "Durability of Metal Aircraft Structures, Proc. Int'l Workshop on Structural Integrity of Aging Airplanes, Atlanta, (1992) pp.2-27.
- 9) MIL-Handbook-5F, Vol.1, No. 1 (1990) pp.3-108-3-112.

表 1 胴体試験荷重条件

試験片番号	負荷荷重*
No.1	P
No.2	P + B
No.3	P + B + T

\*P:与圧 B:曲げ T:ねじり

表 2 疲労試験結果

	疲労寿命 $N_f$
胴体供試体 No.1	118,931
胴体供試体 No.2	79,515
胴体供試体 No.3	181,503
補強平板( Case 1 )*	214,743
補強平板( Case 2 )*	100,000

\*: 平板試験結果は 2 体の平均値

表 3 最終破断時のき裂数

位置	与圧	与圧 + 曲げ
N	21	8
W	39	40
S	17	4
E	26	25

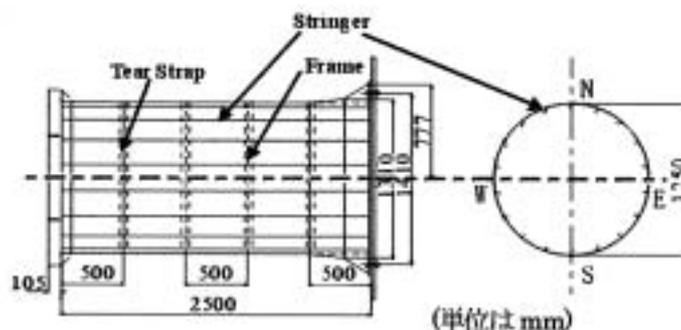


図 1 胴体供試体形状



図2 胴体疲労試験装置

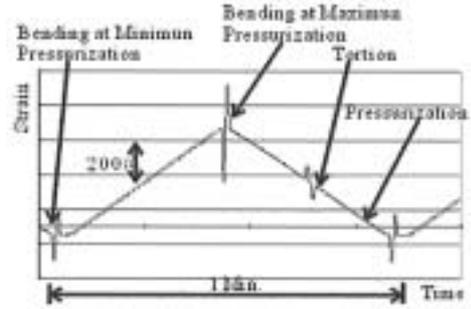


図3 ひずみ変化

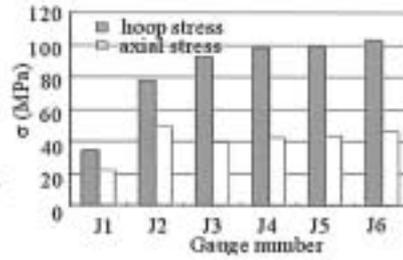
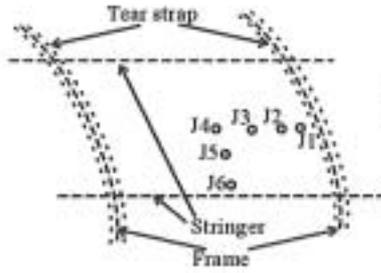


図4 ベイ内の応力分布

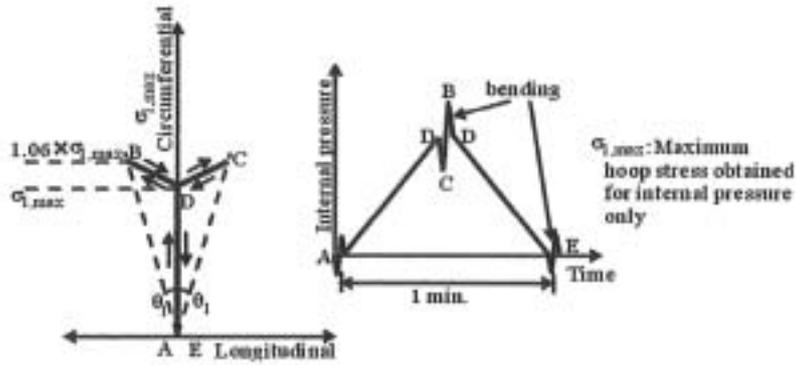
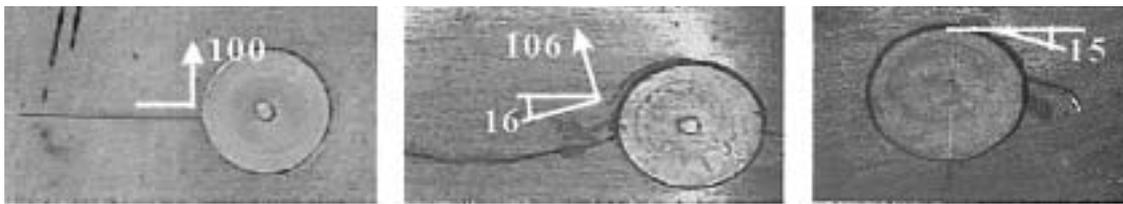


図5 最大主応力の変化



(a) 与圧試験

(b) 与圧+曲げ試験

(c) 与圧+曲げ+ねじり試験

図6 疲労き裂の様子



図7 補強平板継手試験片

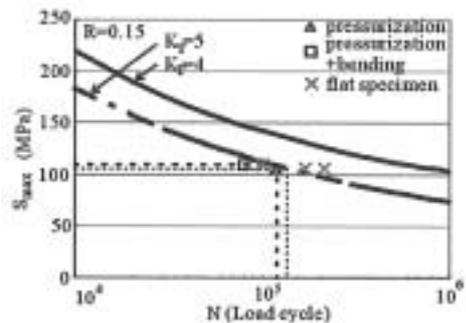


図8 試験結果とS-N曲線の比較