深溝玉軸受用樹脂保持器の疲労強度解析技術

Fatigue Strength Analysis Method for Resin Cages in Deep Groove Ball Bearings

南　智也　T. MINAMI　平山堅太郎　K. HIRAYAMA

With the increased efficiency of the eAxle, the motor operates at higher rotational speeds, which in turn demands high-speed performance from the bearings used. Under these conditions, the bearing cage which determines the position of the rolling elements is subjected to significant centrifugal forces, as well as impact forces caused by ball skidding. To enhance the reliability of the cage against these phenomena, JTEKT has developed a high-precision fatigue strength analysis method for the cage.

Key Words: ball bearing, cage, fatigue strength, analysis

1．はじめに

カーボンニュートラルおよび循環型社会の実現に向け，世界各国ではゼロエミッション車規制や新エネルギー規制に関する政策が進められている．これに伴い，自動車業界では BEV（Battery Electric Vehicle）や HEV（Hybrid Electric Vehicle）などの電動車に関する技術開発が加速している．近年の電動化の進展により，eAxle に使用される転がり軸受には，従来以上の高速回転性能および耐久性が要求されている．これらの軸受では，摩擦損失の低減および静音性の向上にくわえ，軽量化の観点から樹脂保持器の採用が増加している．しかし，樹脂保持器は鉄保持器に比べて材料強度や熱変形特性に課題があり，疲労寿命の予測が困難である．したがって，設計初期段階での成立性評価が，きわめて重要となる．

本報では，設計の信頼性を確保するため，当社が開発した MBD（Model-Based Development）技術 [1] を活用した樹脂保持器の疲労強度解析技術を紹介する．

2．深溝玉軸受における高速化の課題

2.1　鉄製波形保持器と樹脂製冠形保持器の違い

玉軸受に使用される保持器には，鉄製の波形保持器（以下，鉄保持器）と樹脂製の冠形保持器（以下，樹脂保持器）の 2 種類があり，それぞれ特有の利点および課題がある（**図 1**）．

(a) 鉄保持器　　(b) 樹脂保持器

図 1　鉄保持器と樹脂保持器
Steel cage and resin cage

鉄保持器は高い強度および剛性を有し，高温環境下においても優れた耐久性を示す．一方，質量が大きいため高速回転時には遠心力が増大し，保持器ポケットと転動体との接触力が大きくなる．この接触により潤滑状態が悪化し，最終的には焼付きの原因となる可能性がある．これに対し，樹脂保持器は軽量で遠心力の影響が小さいため，高速回転時における焼付きの発生を低減できる．しかし，鉄保持器と比較して強度および剛性が低く，高温環境や潤滑剤に長時間さらされると強度が低下する懸念がある．

2.2　樹脂保持器の課題

前述のとおり，樹脂保持器は鉄保持器に比べて軽量であるため，高速回転時に発生する遠心力が相対的に小さく抑えられる．一方，鉄保持器と比べて材料の剛性が低いため，**図 2** に示すように高速回転時には遠心力の影響で保持器の爪部分が外径方向へ変形しやすい傾向があ

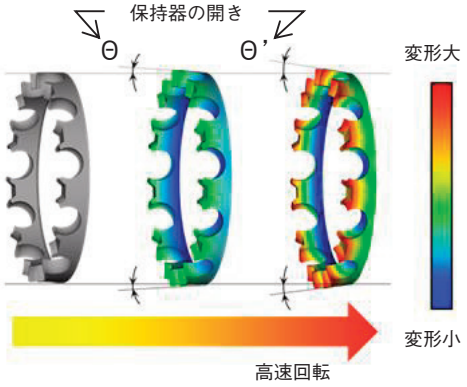


図2　遠心力による樹脂保持器の爪部分の変形[2)]
Deformation of cage due to centrifugal force

る．この変形により転動体と保持器の爪部分が強く接触し，接触部では局所的な温度上昇が発生する．この接触が繰り返されると局所的な熱蓄積が進行し，材料の熱劣化および寸法変化を引き起こす．さらに，遠心力による変形，接触部の温度上昇，転動体の公転運動に伴う進み遅れが複合的に作用し，保持器には周期的かつ非定常的な繰返し荷重が加わる．このような複雑な荷重環境下では，樹脂材料の疲労強度が低下しやすく，摩耗の進行や早期破壊など，信頼性の低下が顕在化する．

3. 樹脂保持器の疲労強度解析技術の確立

3.1　樹脂保持器の疲労強度解析技術確立のフロー

第2章で示した樹脂保持器の課題を解決するには，設計初期段階で樹脂保持器の強度と剛性の予測が重要となる．本開発では回転中の軸受内で発生する変形および荷重分布を可視化し，その結果に基づいて強度と剛性を算出する技術を構築した．**図3**に算出フローを示す．なお，樹脂材料における疲労強度判定基準が明確に定義されていないため，本報では金属材料の基準を代用した．

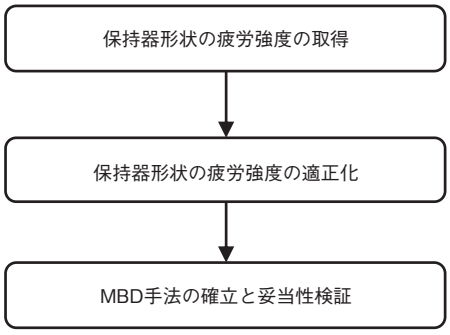
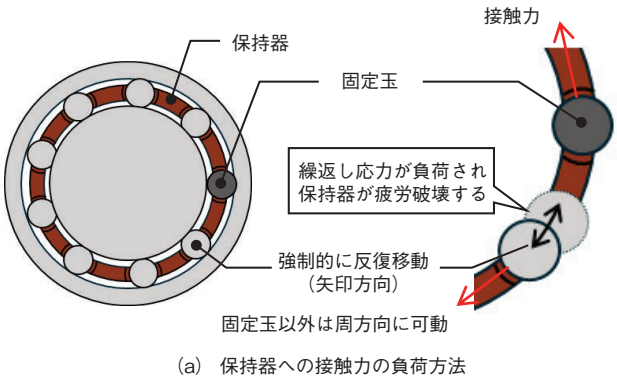


図3　樹脂保持器の疲労強度解析技術確立のフロー
Process flow for developing fatigue strength analysis techniques for resin cages

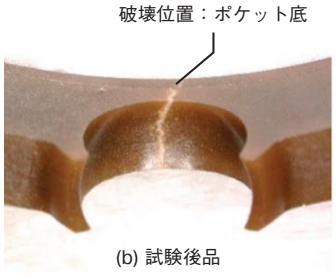
3.2　樹脂保持器単体の疲労強度の取得

樹脂保持器の疲労強度特性を把握するため，保持器単体疲労試験（以下，疲労試験）およびCAE（Computer Aided Engineering）解析を実施した．疲労試験では，**図4**(a)に示す方法により保持器の負荷状態を模擬し，繰返し荷重をくわえて破断までの繰返し数を測定し，F-N線図を取得した（**図5**）．このF-N線図は，保持器にくわえられる荷重と疲労寿命との関係を示しており，材料の疲労特性を把握するための基礎的なデータとなる．

CAE解析では，疲労試験から得られた荷重を基に保持器に発生する応力分布を算出した．これによりF-N線図をS-N線図に変換し，各形状の特有解から一般解を導出した．**図6**に示すCAE解析の応力集中の位置は，**図4**(b)の疲労試験の疲労破壊の位置と一致しており，



(a)　保持器への接触力の負荷方法



(b) 試験後品

図4　保持器単体疲労試験[2), 3)]
Cage fatigue experiment

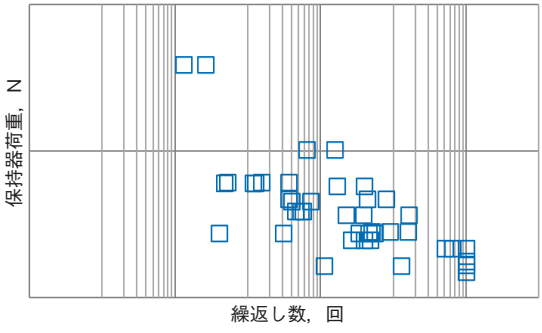


図5　F-N線図
F-N curve

解析結果の妥当性が確認できた．

得られた疲労試験の応力振幅は，試験条件が完全片振りであり，平均応力 σ_m は応力振幅 σ_a と等しく，$|\sigma_m| = \sigma_a \neq 0$ となる．

しかし，実際の車両搭載時の運転条件では，樹脂保持器に作用する応力は部分片振りの状態となる可能性が高い．これは回転運動により引張および圧縮応力がランダムに発生し，平均応力 σ_m が時間的に変動するためである．このような条件では，疲労試験結果と運転条件における応力振幅を等価に評価することが困難である．そこで，平均応力補正を実施し，σ_m をゼロとすることで両者を等価に評価可能とした．これにより，疲労強度の適正化を実施した．**図7**に平均応力補正後のS-N線図を示す．

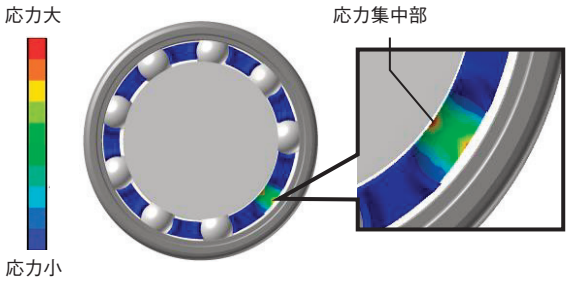


図6　最大主応力のコンター図
Maximum principal stress contour plot

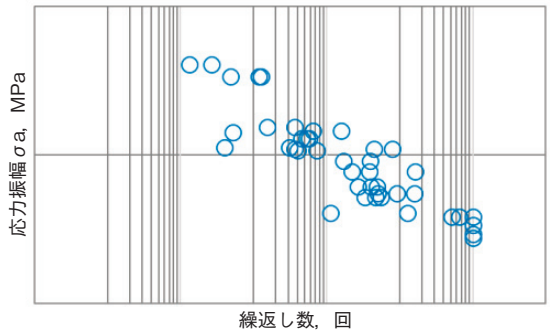


図7　平均応力補正後のS-N線図
S-N curve with mean stress correction applied

3.3　CAEによる樹脂保持器の検討手法の確立と精度検証

取得したS-N線図を活用し，設計初期段階で保持器の疲労寿命を予測できる解析手法を検討した．

解析に用いる各種パラメーターは，解析結果の信頼性向上のため，事前に統計学的手法を用いて感度解析を実施した．これにより，軸受の各種パラメーターの影響度を定量的に把握でき，軸受のみの最小限のモデルで最適な解析条件の設定が可能となった．**図8**に機構解析モデルを，**図9**にCAE解析結果を示す．

CAE解析の結果，軸受回転中の保持器に作用する荷重分布およびその時間的変化を詳細に把握できた．特にポケット部底面における応力集中が顕著であり，疲労破壊の起点となりやすい部位であることが明らかとなった．この結果は**図10**に示すように，軸受単体耐久試験（以下，耐久試験）での疲労破壊の位置と一致しており，CAE解析モデルの妥当性が裏付けられた．

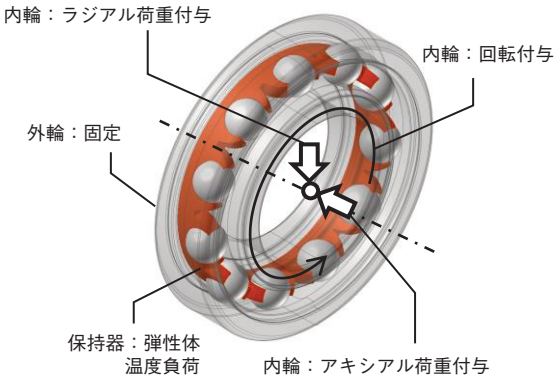
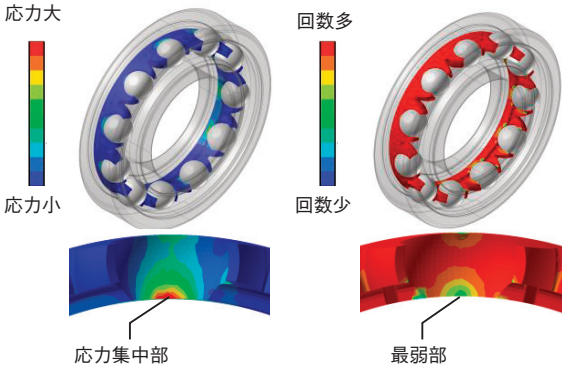
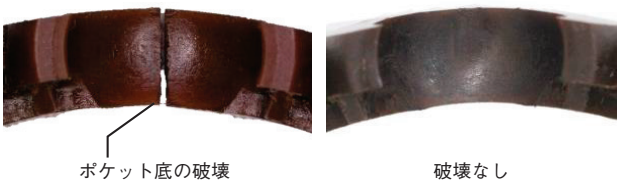


図8　機構解析モデル
Dynamic analysis model



(a) 最大主応力コンター図　(b) 寿命コンター図

図9　CAE解析結果
CAE analysis results



(a) 条件1　(b) 条件2

図10　軸受単体耐久試験後品
Tested cages

さらに，CAE 解析結果と耐久試験結果とを定量的に比較するため，CAE 解析で得られた応力履歴に対して，レインフロー法(Rainflow counting method)を適用し，応力の繰返し履歴を整理した（**図11**）．その後，修正マイナー則に基づいて累積損傷度を算出し，破損に至るまでの疲労寿命を予測した．その結果，**図12** で示すように，CAE 解析による保持器の疲労破壊時間の予測は，耐久試験で得られた破損時間と傾向だけでなく絶対値においても 5% 以内の差で一致しており，高い精度が確認された．これにより，構築した機構解析モデルおよび解析手法によって，保持器の疲労寿命を高精度に予測できることが検証された．

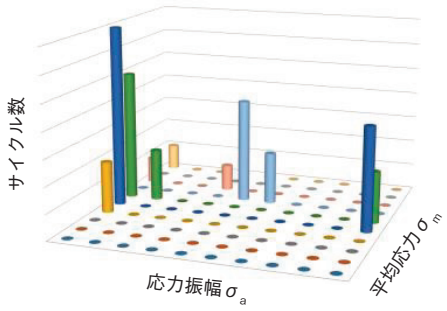


図11　レインフロー計数結果
Rainflow counting result

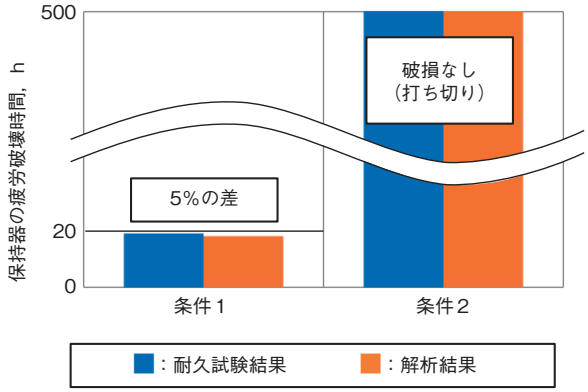


図12　保持器の疲労破壊時間
Cage fatigue time

4. おわりに

本解析手法は，顧客から要求される使用条件に対し，設計初期段階において保持器の疲労寿命を高精度に予測可能であることが示された．本手法を活用することにより，従来の試作および試験に依存した開発プロセスに対し，試作回数および評価回数を削減でき，新規形状の保持器の開発期間を短縮することが可能となった．これにより，製品の信頼性向上および市場投入後の不具合低減に貢献できる．今後は，設計者自身が本手法を用いて自律的に検討可能な設計支援ツールとして展開を進める予定である．

参考文献

1）株式会社ジェイテクト：BEV 用高速玉軸受開発～それを支える MBD 技術～，JTEKT ENGINEERING JOURNAL，No.1019 (2022) 87-88.
2）秋元翔太：グリース潤滑用高速回転対応軸受の開発，JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1019 (2022) 82-86.
3）谷口陽三，梅野　剛：高速回転対応深溝玉軸受の開発，JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1015 (2017) 49-53.

筆　者


南　智也*　T. MINAMI
平山堅太郎**　K. HIRAYAMA

*　産機・軸受事業本部　技術企画部
**　産機・軸受事業本部　実験検証部