

平成25年度戦略的基盤技術高度化支援事業

「風力発電の大型化に対応する為の
新構造設計と新加工技術を盛り込んだ
小型・軽量な増速機の開発」

研究開発成果等報告書

平成26年3月

委託者：九州経済産業局

委託先：公益財団法人飯塚研究開発機構

目次

第 1 章	研究開発の概要	1
1-1	研究開発の背景・研究目的および目標	1
1-2	研究体制	6
1-2-1	研究組織および管理体制	6
1-2-1-1	研究組織	6
1-2-1-2	管理体制	6
1-2-2	管理員および研究員	7
1-2-3	経理担当者および業務管理者の所属、氏名	8
1-2-4	協力者	9
1-3	成果概要	9
1-3-1	風力発電機用増速機の新構造研究開発	9
1-3-2	強度向上に結びつく歯面加工粗さの向上を実現する 新加工方案の研究開発	9
1-3-3	実用化に関する評価	10
1-4	当該プロジェクト連絡窓口	10
第 2 章	本論	11
2-1	概要説明	11
2-2	風力発電機用増速機の新構造研究開発	11
2-2-1	研究開発の概略	11
2-2-2	プロジェクト全体における本研究開発部分の位置づけ	11
2-2-3	目的と目標	11
2-2-4	五等配二段遊星機構を持つ増速機の開発	12
2-2-4-1	二段遊星構造の設計	12
2-2-4-2	五等配遊星歯車の設計	12
2-2-4-3	転がり軸受の設計	12
2-2-4-4	「小型・軽量増速機一段目テスト機」 の製作	12
2-2-4-5	「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」 の設計	12
2-2-4-6	「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」 の製作	13
2-2-4-7	「小型・軽量増速機テスト機」の製作 (組立)	13
2-2-4-8	「小型・軽量増速機スレーブ機」の製作	13
2-2-5	すべり軸受の構造解析及びシミュレーション	13
2-2-5-1	研究開発の内容とその成果	13

2-2-5-2	すべり軸受の設計	20
2-2-5-3	すべり軸受の試作（試験）	20
2-2-5-4	すべり軸受の限界荷重試験	
	リングオンディスク式	21
2-2-5-5	すべり軸受の限界荷重試験	
	ブロックオンディスク式	21
2-2-6	研究成果のまとめと今後の取組	22
2-3	強度向上に結びつく歯面加工粗さの向上を実現する新加工方案の研究開発	23
2-3-1	研究開発の概略	23
2-3-2	新たな精密研磨加工方案の研究開発	23
2-3-3	プロジェクト全体における本研究開発部分の位置づけ	23
2-3-4	目的と目標	23
2-3-5	研究方法概論	24
2-3-6	加工部位	24
2-3-7	歯車の材質、形状および前処理	24
2-3-8	加工条件、加工方法	24
2-3-9	試験の取組	24
	2-3-9-1 試験の概略（機械研磨）	24
	2-3-9-2 試験の概略（化学研磨）	26
2-3-10	試験のまとめ	26
2-4	実用化に関する評価	27
2-4-1	研究開発の概略	27
2-4-2	プロジェクト全体における本研究開発部分の位置づけ	27
2-4-3	研究方法—1 負荷試験	27
	2-4-3-1 目的と目標	27
	2-4-3-2 「負荷試験装置」の設計	27
	2-4-3-3 「負荷試験装置」の製作	27
	2-4-3-4 研究内容及び成果	28
	2-4-3-4-1 負荷試験の実施 荷重不等配率の計測	28
	2-4-3-4-2 負荷試験の実施 振動・騒音・温度上昇の計測	28
	2-4-3-4-3 負荷試験の実施 開放点検	28
2-4-4	研究方法—2 信頼性確認試験	29
	2-4-4-1 「耐久性確認試験装置」の設計	29
	2-4-4-2 「耐久性確認試験装置」の製作	29
	2-4-4-3 フレキシブル遊星ピンの改良	29
	2-4-4-4 荷重疲労試験の実施	29

2-4-4-5	分解点検の実施	29
2-4-4-6	改良したフレキシブル遊星ピンによる負荷試験について	29
2-4-4-7	研究内容及び成果	29
2-4-4-7-1	「信頼性確認試験装置」の設計	30
2-4-4-7-2	「信頼性確認試験装置」の製作	30
2-4-4-7-3	フレキシブル遊星ピンの改良	30
2-4-4-7-4	荷重疲労試験の実施	30
2-4-4-7-5	分解点検の実施、フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性の評価	31
2-4-4-7-5-1	JIS-SCM440	31
2-4-4-7-5-2	JIS-SNCMの相当材	31
2-4-4-7-6	改良したフレキシブル遊星ピンによる負荷試験について	31
2-4-5	研究成果のまとめと今後の取組	31
第3章 全体総括		32
3-1	主な成果	32
3-2	今後の課題	32
3-3	研究開発後の事業化展開	32

第 1 章 研究開発の概要

1-1 研究開発の背景・研究目的および目標

風力発電機は単体での効率上昇の為に大型化が進んでいる。それに伴い部品の小型化・軽量化が求められている。株式会社石橋製作所にて 4,000 台程度(国内の大型風力発電機用増速機のほぼ 100%)の実績のある風力発電機用増速機も同様に小型化の要求がある。二段遊星構造や、遊星歯車五等配等構造自体の変更や、歯面粗度の改善等加工方案の変更を行なう事で信頼性を損なう事無く、小型化・軽量化を実現する。

本研究開発の目的は風力発電機用増速機の性能、信頼性を維持した中で小型・軽量化を実現することである。よって風力発電機用増速機に要求される性能(精度・強度)を向上させる新構造設計と新加工技術の研究開発を行なう。

風力発電において、増速機は誘導発電機が発生する交流の周波数が商用周波数に等しくなるよう、風車の回転を増加するために用いられる。従来技術では、ロータ回転速度 10~30rpm を三等配遊星ギヤとヘリカルギヤを組み合わせた歯車増速機構によって、誘導発電機に必要な回転速度(一般に 1,200~1,800 rpm)まで増速している(図 1-1「モジュール化概念図」左上)。

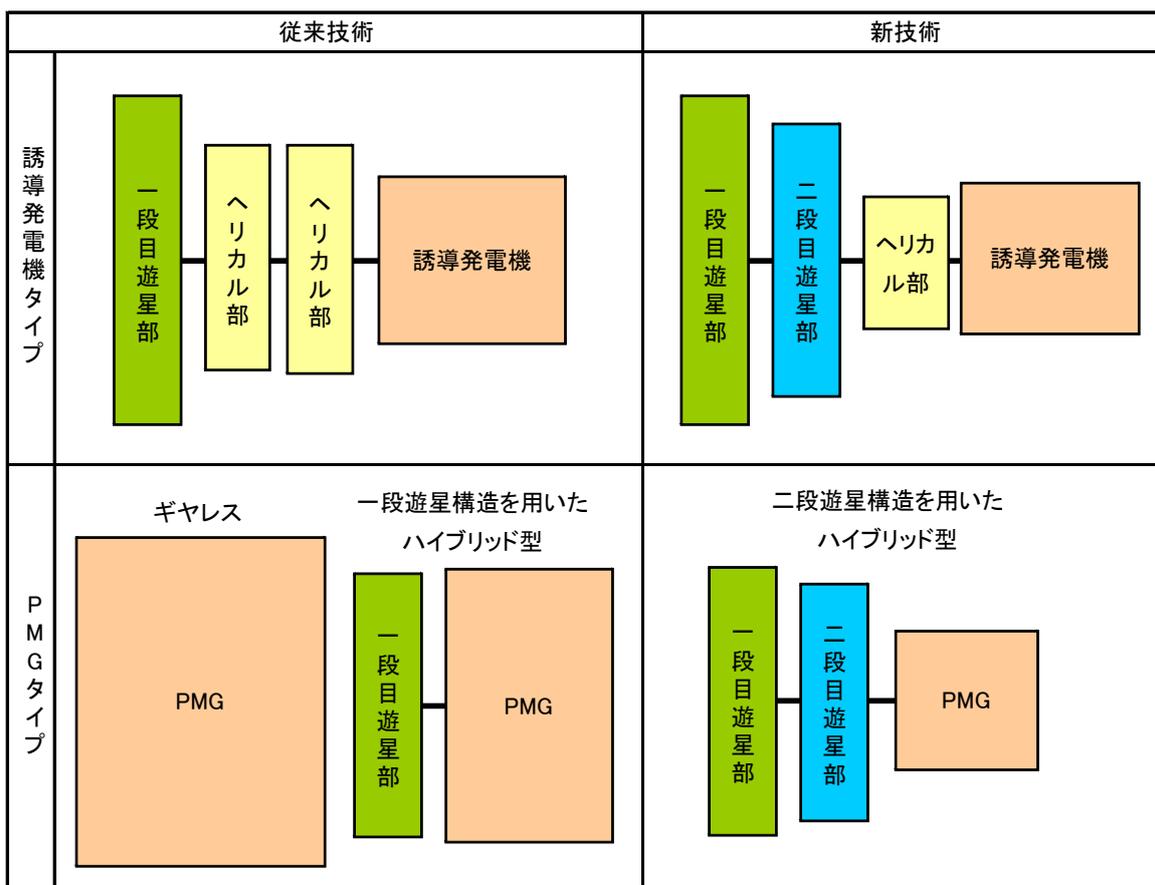


図 1-1 モジュール化概念図

今回研究開発する増速機は、モジュール構造を採用することによって誘導発電機タイプとPMG（Permanent Magnet Generator：永久磁石式同期発電機）タイプの双方に対応できることを開発の目的に置いている（図1-1右「新技術」欄）。本研究テーマでは一段目・二段目遊星部及び三段目ヘリカル部を取り外しと取り替えが可能な別モジュールとすることで、様々な種類の発電機に柔軟に対応でき、かつ、小型・軽量な増速機を開発する（図1-2「新構造設計概略図」）。増速機は、「一段目遊星部」、既存技術に拠る「二段目遊星部」及び「三段目ヘリカル部」の大きく3つのモジュールから構成される。

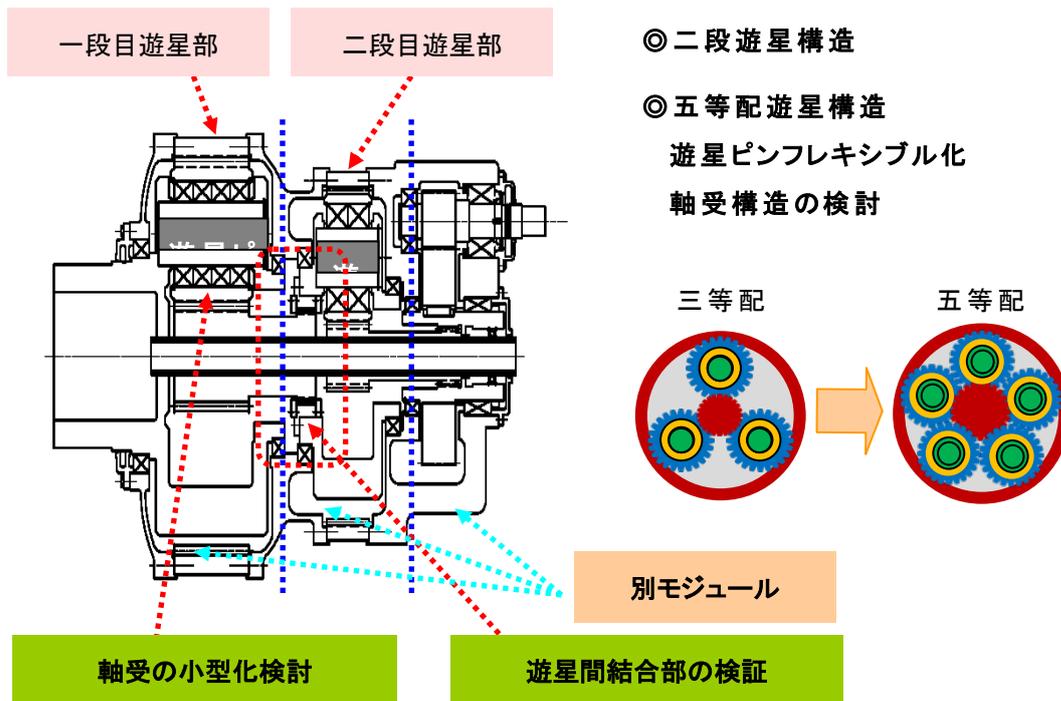


図1-2 新構造設計概略図

研究テーマが取り組む増速機は、二段遊星構造を持つ事、及び、一段目は遊星構造を従来の三等配から五等配に変更することでギヤに掛かる荷重を分散し従来に比べてより小さな歯車の使用を可能にし、また、合わせて、遊星ギヤ保持ピンのフレキシブル化、省スペース軸受、歯面の精密研磨技術の開発と導入検討を行うことにより、増速機全体の厚さ20～25%、重量15%以上の削減を目標としている。

1年度目に研究開発、設計・製造を行った「小型・軽量増速機一段目テスト機」は、2年度目第3四半期までに設計・製造を予定している「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」と組み合わせて「小型・軽量増速機テスト機」（「試作一号機」）を構成し、株式会社石橋製作所が自己の負担により調達する「小型・軽量増速機スレーブ機」（「試作二号機」）及び「負荷試験装置」を用いて、増速機の負荷試験に供される。

負荷試験装置による負荷試験は、エネルギー損失を抑えて大型装置の負荷試験を行うために、電気回生式負荷試験装置で実施する。負荷試験装置は次の機構を組み合わせたものである（図1-3「負荷試験装置」）。

□ テスト機： 増速機。研究開発した新機構の負荷試験を行う。

- スレーブ機： 減速機。テストに必要な回転数を得るため、モーター回転数を減速するために用いる。
- 駆動用モーター： 負荷試験装置駆動用モーター
- 負荷用発電機： 発電した電気を駆動用モーターへ回生する。

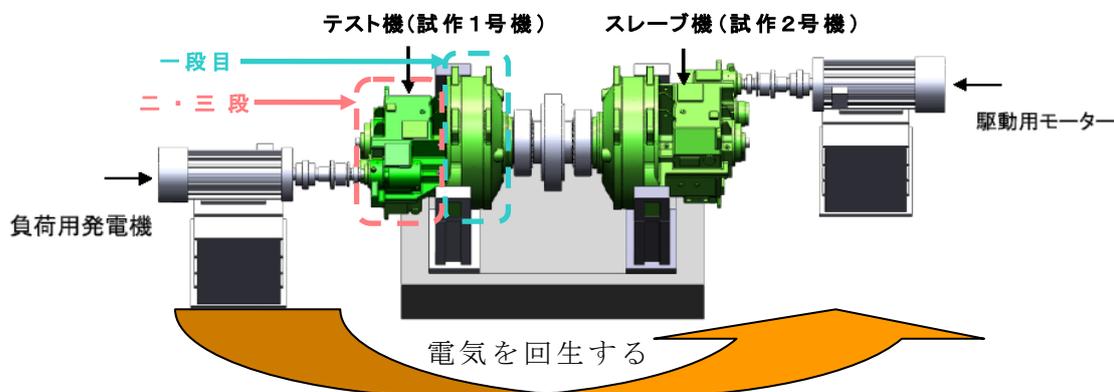


図 1 - 3 負荷試験装置

本負荷試験装置は駆動用モーターからの動力を、スレーブ機、テスト機をとおり、発電機側で負荷をかけ、その発電した電気を駆動用モーターへ回生する設備である。実際の運転条件に近い条件でテスト機を対象とした負荷試験を行うために、スレーブ機によるモーター回転数の減速が必須である。

1年度目に導入する一段目テスト機と2年度目に導入する二・三段目テスト機及び負荷試験装置を組み合わせることで、検証項目である増速機から発生する、振動、騒音、温度上昇、歯面の荷重分布の評価が可能となり、目標値を満足する製品開発に向けた検証が可能となる。

以上の目標を達成するため、以下の内容で研究開発に取り組む。

① 風力発電機用増速機の新構造研究開発

①-1 二段遊星構造の研究開発

- ・大負荷、負荷変動の多い風力発電機用増速機の第一遊星～第二遊星間の結合部の信頼性の評価、検証を行ないながら、コンパクトな構造を開発する。

目標値： 歯当たりが設計予想値に対し80%以内とする。

ただし、歯当りは静的な確認のみではなく、主として負荷運転後の歯面の当たり状態により確認するものとする。

①-2 五等配遊星構造の研究開発

- ・遊星歯車の構成数を増加することによって外輪歯車（インターナルギヤ）にて作られる空間を有効に利用し接触する箇所を増加させる。等配数としては外輪歯車と太陽歯車がつくる隙間を有効活用する五等配遊星歯車構造を設計、評価、検証する。
- ・五等配遊星歯車構造を実現する為に以下の2つの課題を評価、検証する。

イ. 遊星ギヤ固定ピンのフレキシブル化の評価、検証

- ・五等配遊星歯車の荷重等配を均一にする構造開発。解決方法として遊星ギヤ固定ピンのフレキシブル化(固定を片側のみにする)を評価、検証する。

ロ. 遊星ギヤの小型化に伴う最適軸受の構造評価、検証

- ・すべり軸受、外輪の無い転がり軸受の評価、検証を行なう。

本研究では、研究開発委託費を用いて、二台の「小型・軽量増速機」試作機及び「負荷試験装置」の製作を行なう。「小型・軽量増速機テスト機（試作1号機）」は、上記仕様に基づいた増速機の入力部及び一段目（先頭部）遊星部、二段目遊星部および三段目ヘリカル部及び出力部を試作するものである。この機械設備と、「小型・軽量増速機スレーブ機（試作2号機）」及び「負荷試験装置」を使用して性能評価試験を行なう。「小型・軽量増速機テスト機」は、モジュール化構想に従った機能および機構を持ち、分解及び又は組み合わせ変更を可能とする。

目標値：歯面強度 20% 向上

② 強度向上に結びつく歯面加工粗さの向上を実現する新加工方案の研究開発

②-1 新たな精密研磨加工方案の研究開発

- ・風力発電用増速機の歯車の仕上げ加工においては高精度研削加工が主流であり、その歯面粗さは Ra 0.8 μm 程度である。歯面粗さを向上する事で歯面強度が向上する為、研削加工の後工程として Ra 0.2 μm の面粗度で量産可能な研磨加工方案を確立する。

目標値：歯面の面粗度 Ra 0.2 μm を実現する。

歯面粗さ低減により歯面強度 15%、耐マイクロピッチング強度 30% 向上。

③ 実用化に関する評価

③-1 3000kW 試作機一号機・二号機と負荷試験装置の製作と試作機の性能評価

- ・研究開発成果を評価・検証する目的で、項目①及び②の目標値達成の確認を含む、「小型・軽量増速機一段目テスト機」及び「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」を組み合わせ得られる「小型・軽量増速機テスト機」と、「小型・軽量増速機スレーブ機」及び「負荷試験装置」による性能評価、検証試験を行なう。

目標値：下記検証項目に掲げる性能試験基準値のクリア

■ 検証項目

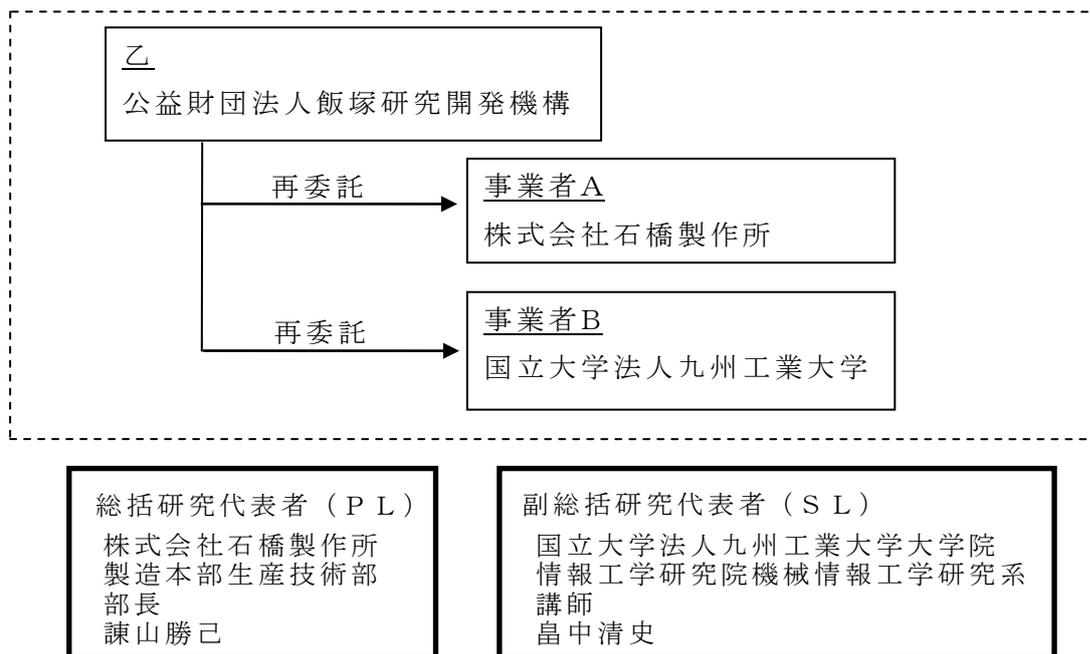
検証項目	目的・内容	基準値
振動	減速機からの異常な振動や騒音は精度に何らかの異常がある事を意味し、運転を続ければ歯車の損傷を招く。その為、振動を一定の範囲内に収める必要がある。2.4MW 機と同等の基準値に納める事を目標とする。	4mm/s
騒音	同上	90dB

温度上昇	潤滑が良好に行なわれているか、ベアリングに損傷が無いかの確認の為に計測。基準値は、2.4MW機と同等とする。	30℃
歯面の荷重分布	遊星歯車の荷重が均一に分配されている事を確認する。ひずみゲージを使用して確認。	分布の範囲 15%以内

1-2 研究体制

1-2-1 研究組織および管理体制

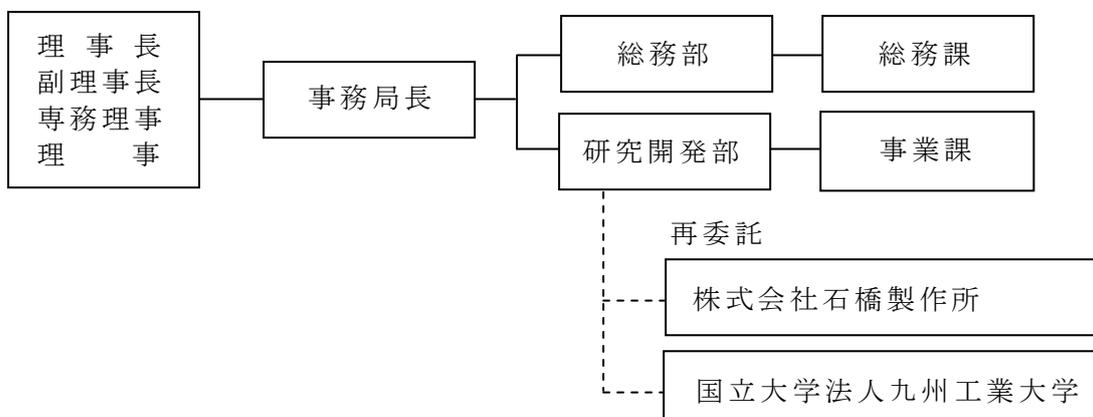
1-2-1-1 研究組織



1-2-1-2 管理体制

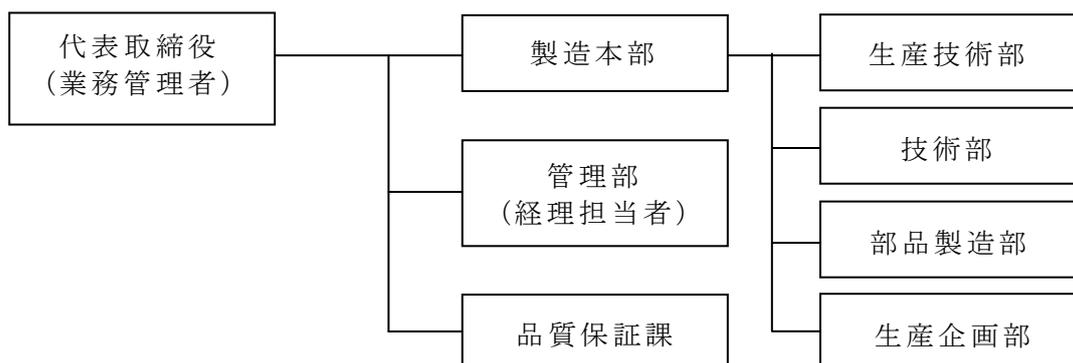
① 事業管理者

[公益財団法人飯塚研究開発機構]

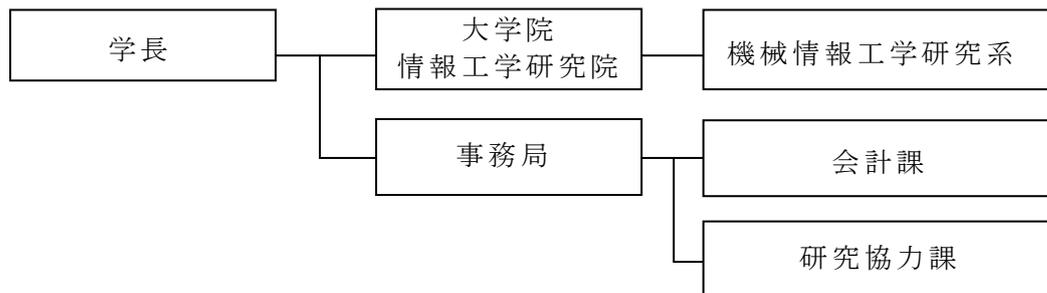


② [再委託先]

株式会社石橋製作所



国立大学法人九州工業大学



1-2-2 管理員および研究員

【事業管理者】 公益財団法人飯塚研究開発機構

①管理員

氏名	所属・役職	備考
城丸 秀高	総務部・部長	
武藤 修史	総務部総務課・課長	
小崎 かおり	総務部総務課・事務主査	
田上 真人	研究開発部・部長	
阿部 龍登	研究開発部事業課・課長	
林 伊久	研究開発部事業課・専門研究員	
都外川 静生	研究開発部事業課・事業主任	
菅原 美世子	研究開発部事業課・嘱託員	
仲 孝幸	テクニカルコーディネータ	

【再委託先】

株式会社石橋製作所

氏名	所属・役職	備考
諫山 勝己	製造本部生産技術部・部長	PL
合屋 俊春	製造本部技術部開発課・課長	
原田 英明	製造本部技術部開発課・係長	
岡根 弘二	品質保証課・課長	

小手川 崇	製造本部 生産技術部 主任技師(課長待遇)	
福満 純平	生産企画部組立課・主任・研究員	
古賀 慎太郎	品質保証課・研究員	
長野 祐	品質保証課・研究員	
大坪 倫敬	品質保証課・研究員	
久保田 洋行	製造本部 生産技術部生産技術課・研究員	
岡本 寿雄	製造本部 部品製造部歯車課・研究員	

国立大学法人九州工業大学

氏名	所属・役職	備考
畠中 清史	大学院情報工学研究院機械情報工学研究系・講師	SL

1-2-3 経理担当者および業務管理者の所属、氏名

【事業管理者】

公益財団法人飯塚研究開発機構

(経理担当者) 総務部 総務課	課長	武藤 修史
(業務管理者) 研究開発部	部長	田上 真人

【再委託先】

株式会社石橋製作所

(経理担当者) 管理部	課長	後藤 隆一
(業務管理者) 製造本部生産技術部	部長	諫山 勝己

国立大学法人九州工業大学

(経理責任者) 会計課 課長 林 潤一郎
 (業務管理者) 大学院情報工学研究院 院長 延山 英沢

1-2-4 協力者

外部推進委員

氏名	所属・役職	備考
久保 愛三	公益財団法人応用科学研究所・常務理事	アドバイザー
市来 剛太郎	双日九州株式会社・機械・開発部機械課 課長代理	アドバイザー

1-3 成果概要

1-3-1 風力発電機用増速機の新構造研究開発

3 MW対応の二段五等配遊星構造を有する増速機「小型・軽量増速機テスト機」(「試作一号機」)の設計・製作および組立を行った。初年度に研究開発、一段目の五等配遊星構造の設計・製造を行い、2年度目に二段目以降の設計・製作および組立を実施し、一段目と組み合わせて「小型・軽量増速機テスト機」(「試作一号機」)として完成させた。

この中で使用する新技術として、二段遊星・五等配・フレキシブルピン等がある。

この試作一号機は、別項に記述する実用化に関する評価を行った。

五等配化による遊星ギヤの小径化にともなう空間の減少に対応すべく、すべり軸受の増速機への仕様可否を判断するため、シミュレーション解析と試験3種を行った。

また、すべり軸受のシミュレーションにおいては、「転がり軸受」から「すべり軸受」への変更の結果、軸受が置かれる状況について明らかにした。評価対象は「油膜厚さの最小値」「油膜内で発生する圧力の最大値」「遊星歯車の振幅」である、1年度目の理想状態に対して、2年度目は実際の増速機の運用に近づけ、①遊星ピンを剛体から弾性体へ変更、②遊星ピンの公転角速度を一定から変動へ変更、③油膜厚さの軸方向勾配を考慮、の3点について改良している。3年度目は実際の運用にいっそう近づけ、①遊星歯車の揺動を考慮、②給油溝の設置、③遊星歯車の変形を考慮、④潤滑面の摩耗を考慮、の4点について改良し、定格運転時における油膜の厚さと圧力の分布などを求めた。

すべり軸受の性能評価試験として、試験片による面圧と摩耗量の変化を測定する試験を3種類実施した。

結論として、すべり軸受は、使用条件が限定されるが、風力発電用として、使用可能と判断できる。

1-3-2 強度向上に結びつく歯面加工粗さの向上を実現する新加工方案の研究開発

三年間で、二種類の加工工法についての加工試験を実施した。①機械工法の中に分類するバレル研磨、②化学工法の中に分類する電解複合研磨、の二種類である。

①機械工法の総合評価として、大型歯車の加工に適合させる加工方法の各種工夫により、目標値を達成できた。ワークと砥石の流動による加工方法に起因して、流動差による粗さの差・削り量の差が出やすい加工特性を持つが、これを減少させると同時に削り量の差を見越した前加工の調整によって、克服する方法を確立することが出来た。

②化学工法の総合評価として、こちらの工法に於いても、目標値を達成でき、大型歯車の加工に適用する方法を実現できた。

総論として、現時点、加工機搭載重量との関連によりワーク重量に上限があるが、二種類どちらも、製品化可能である。

1-3-3 実用化に関する評価

「小型・軽量増速機テスト機」(「試作一号機」)の他に、株式会社石橋製作所が自己負担により設計・製作・手配した「小型・軽量増速機スレーブ機」(「試作二号機」)及び「電力回生式負荷試験装置」とを併せて用いて、性能試験の実施と評価を行った。荷重分布係数、ギヤボックス効率、振動値、騒音、温度上昇の各項目において目標値をクリアした。

フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性を調べる目的にて、荷重疲労試験機を設計・製作した。併せて、小型・軽量増速機フレキシブル遊星ピンの材質などの改良を検討するために、二種類の材質の試験体の製作を行った。これら荷重疲労試験機および試験体を用いて、荷重疲労試験を実施した。荷重疲労試験の結果、フレキシブル遊星ピン二種類共に、決定的な破損などトラブルを起こすことなく、疲労試験を終えることが出来た。これらの結果から、新規開発した構造が利用可能である事が確認できた。

1-4 当該プロジェクト連絡窓口

公益財団法人飯塚研究開発機構 研究開発部 林 伊久

TEL: 0948-21-1156 FAX: 0948-21-2150

E-mail: hayashi@cird.or.jp

第2章 本論

2-1 概要説明

本研究開発では、風力発電用増速機に要求される性能のうち小型・軽量を向上させる施策として、本研究開発に取り組む。

2-2 風力発電機用増速機の新構造研究開発

2-2-1 研究開発の概略

2-2-4項「五等配二段遊星構造を持つ増速機」の研究開発は、3MW級風力発電用増速機を対象として構造面での対応を図る。

2-2-5項はすべり軸受構造の解析及びシミュレーションを実施する。風力発電用増速機の支持軸受に採用されている転がり軸受をすべり軸受に変更できれば、転動体が占める空間の分だけ遊星歯車の寸法を縮小できるため、増速機の大形化、重量化の抑制を実現できる可能性が高くなる。しかし、遊星歯車のような大形で低速回転する回転体を動圧ジャーナル軸受で支持することを想定したすべり軸受の油膜解析は実施されていないために、その適用可能性は定かにはなっていない。その適用可能性を判断するために、遊星ピンと遊星歯車の間に形成される油膜を対象とするすべり軸受（遊星歯車軸受）の性能解析を実施するとともに、すべり軸受の性能評価試験を行う。

2-2-2 プロジェクト全体における本研究開発部分の位置づけ

本研究開発は、二段遊星構造、五等配遊星機構により小型・軽量化を図った増速機の設計・製作を実施する。また、すべり軸受においては、五等配化による遊星ギヤの小型化にともなう空間の減少に対応すべく、すべり軸受の増速機への使用可否を判断するために、シミュレーション解析と試験3種を行う。

2-2-3 目的と目標

本プロジェクトは二段遊星構造を有し、一段目に五等配遊星機構が組み込まれた増速機の研究開発については、次に掲げる諸元の増速機の設計・製作に取り組む。

伝達動力 3MW、設計寿命：20年（175,000hours）とする。

一段目設計条件

- ・伝達動力 3MW
- ・入力回転数 12rpm
- ・入力トルク 2,400kNm

二段目・三段目設計条件

- ・入力回転数 50.52rpm
(一段目入力回転数 12rpm のとき)
- ・入力トルク 570kNm
(一段目からの入力)

すべり軸受においては、

目的：すべり軸受のシミュレーションにおいては、「転がり軸受」から「すべり軸受」への変更の結果、軸受がおかれる状況について明らかにする。すべり軸受の性能評価試験においては試験片による面圧と摩耗量の変化を測定する試験を実施する。

目標：すべり軸受のシミュレーションにおいては、「油膜厚さの最小値」「油膜内で発生す

る圧力の最大値」「遊星歯車の振幅」の3つを評価対象とし、風力発電用増速機への使用可能性について判断する。すべり軸受の性能評価試験においては、シミュレーション結果が試験により得られる材料の限界面圧を超えない事を確認する。

2-2-4 五等配二段遊星機構を持つ増速機の開発

2-2-4-1 二段遊星構造の設計

一段目と二段目の結合には、スプライン結合を採用し、一段目と二段目以降への接続を可能としたモジュール設計を行った。風力発電では荷重が常に一定ではなく、風の強弱またはその向きにより、ギヤボックスへかかる荷重またはモーメントは常に変動を繰り返す。その為、その変動に耐えうる構造や強度が求められる点には充分配慮した。また、インボリュートスプラインの歯形、歯すじ面には特殊な修正を加え、また硬度を増すことにより、風力発電機用増速機としての使用に耐えうる設計とした。

2-2-4-2 五等配遊星歯車の設計

五等配遊星歯車は歯車一つ当たりの負荷を低減できるため、増速機全体の大きさを縮小できる一方、不当配荷重の発生が懸念される。不当配荷重の緩和を目的に、本研究開発ではフレキシブル遊星ピンを導入した。歯車強度設計のベースはISO6336を使用し、その歯形及び歯面修正は弊社ノウハウにより決定した。フレキシブルピンの軸強度設計は、DIN743(2008)を使用し、疲労及び静的強度の検討を行った。また、そのたわみ特性は弊社ノウハウをベースとした検討を行った。荷重等配率($K\gamma$)1.15を目標値とする。

本構造は、遊星歯車を支持するための構造で、入力軸からのトルクをこのフレキシブルピンを介して伝達するしくみである。

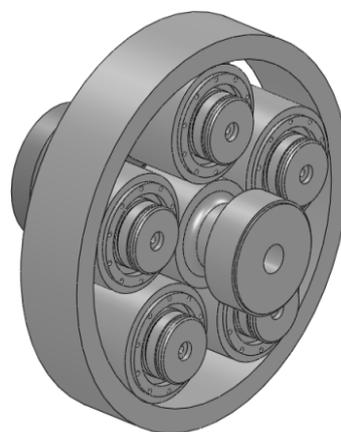


図 2-2-1 5等配遊星歯車

2-2-4-3 転がり軸受の設計

一段目遊星部は五等配遊星機構による構造のコンパクト化を図っている。構造を更にコンパクトなものとするために、遊星部の軸受から外輪を廃した新規構造を有する転がり軸受を設計した。外輪となる歯車内径の硬度、表面粗さ、材質清浄度については、軸受メーカーと協議の上決定し、歯車材による耐久試験を行った。

2-2-4-4 「小型・軽量増速機一段目テスト機」の製作

以上の新規構造設計に基づき、「小型・軽量増速機一段目テスト機」を製作した。

2-2-4-5 「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」の設計

一段目と結合できるモジュール構造として、「小型・軽量増速機一段目テスト機」と組合せ可能な二・三段目を「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」として設計を行った。

2-2-4-6 「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」の製作

以上の新規構造設計に基づき、「小型・軽量増速機二・三段目テスト機」を製作した。

2-2-4-7 「小型・軽量増速機テスト機」の製作（組立）

一段目と二段目を合体し「小型・軽量増速機テスト機」を完成させた。



写真 2-2-1 ギヤボックス完成（1）



写真 2-2-2 ギヤボックス完成（2）

2-2-4-8 「小型・軽量増速機スレーブ機」の製作

性能試験を行う為の、負荷試験装置の一部として必要なスレーブ機については、(株)石橋製作所にて手配すべく、設計を行った。

2-2-5 すべり軸受の構造解析及びシミュレーション

2-2-5-1 研究開発の内容とその成果

遊星ピンと遊星歯車との間に形成される油膜を対象としたすべり軸受（以下、遊星歯車軸受、図 2-2-2）の性能解析を行い、油膜内で発生する圧力（以下、油膜圧力）の最大値ならびに油膜厚さの最小値を評価するとともに、遊星歯車軸受の振動の大きさについても調べた。

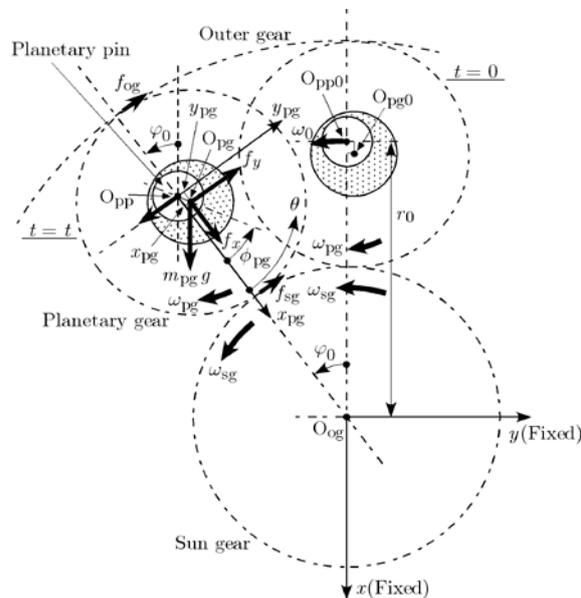


図 2-2-2 遊星歯車軸受

1年度目は、遊星歯車軸受が理想的な状況のもとに置かれたとの仮定のもとで解析シミュレーションを実施した。

まず、定格条件に対する解析シミュレーションの結果を図2-2-3～図2-2-5に示す。

- 遊星歯車の中心は、遊星ピンの中心に対して、遊星ピンの公転に同期した定常振動を繰り返す。遊星歯車の振動振幅は、軸受平均半径すきまが大きいほど大きくなるが、たかだか数 μm までにしかならない。
- 最小油膜厚さは、時間的に振動するものの、その変動は小さい。最小油膜厚さの最小値は、軸受平均半径すきまが大きいほど小さくなるが、軸受平均半径すきまがいずれの値であっても、十分な油膜厚さは確保される。油膜厚さを指標とする設計の観点からは定格運転に支障は生じないと判断できる。
- 最大油膜圧力の最大値は、軸受平均半径すきまが大きいほど大きくなる。油膜圧力の最大値を低下させる必要が生じた場合に軸受平均半径すきまの値を変更する以外に手立てがない場合には、その値を小さくすることが有効な対策になる。
- 遊星歯車の内面は、最大油膜圧力の作用を繰り返し応力として受ける。その周波数は、遊星ピンに対する遊星歯車の相対的な回転周波数に一致する。定格寿命の20年間にわたるその繰り返し回数は 368×10^6 となる。

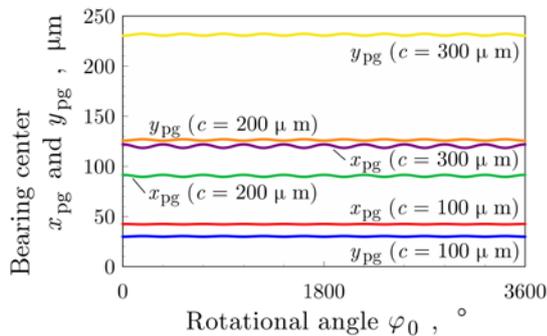


図2-2-3 遊星歯車の中心

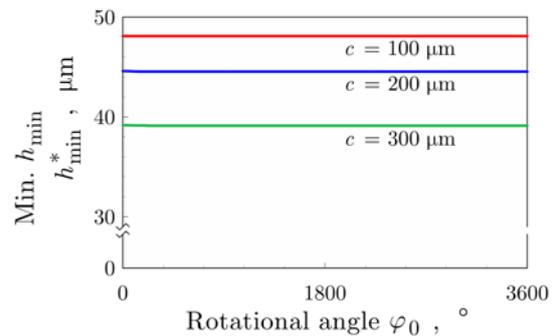


図2-2-4 最小油膜厚さの最小値の時刻歴

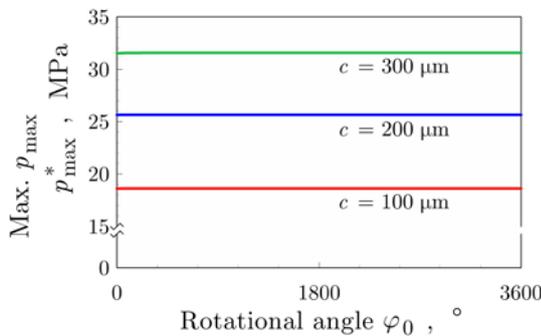


図2-2-5 最大油膜圧力の最大値の時刻歴

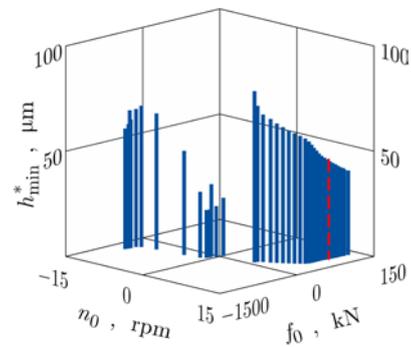


図2-2-6 最小油膜厚さ

次に、増速機的设计段階で、疲労を評価する際に使用する回転速度と荷重の関係40ヶ

スに対して検討を行った。40 ケースの累積運転時間の総計は、風車の寿命である 20 年間となっている。これらのケースは、3 つのグループに大別される。1 つ目は、ロータがある程度の強さの風を受け正方向に回転するグループである。2 つ目は、ロータがある程度の強さの風を受けるものの逆方向に回転するグループである。この場合、風車はモータとして機能するため、電力を消費することになる。3 つ目は、ロータが軽微な風しか受けられずにゆっくりと回転するグループである。これら 3 グループ 40 ケースに対する遊星歯車軸受の性能解析およびシミュレーションの結果を図 2-2-6～図 2-2-8 に示す。

- 壁面同士の接触が生じない程度の油膜厚さは確保される。
- 遊星歯車の振動振幅は、遊星ピンの回転速度の絶対値および駆動力の絶対値が小さいほど、大きい。
- 最大油膜圧力の最大値は、遊星ピンの回転速度と駆動力が大きいほど、大きい。

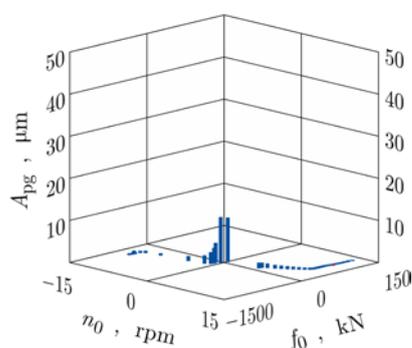


図 2-2-7 遊星歯車の振幅

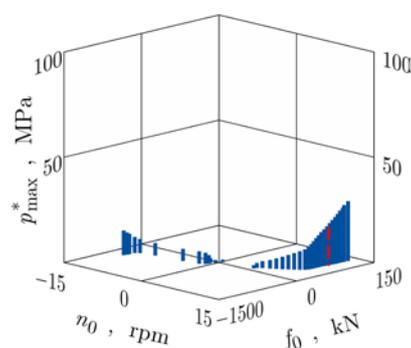


図 2-2-8 最大油膜圧力

次に、遊星歯車軸受が静止状態から回転を開始する際に受ける最大外力に対する解析およびシミュレーションを、遊星ピンが非常にゆっくりと回転するとみなして実施した結果、次のことが分かった。

- 最小油膜厚さの最小値は1 μmを下回る。遊星ピンの表面と遊星歯車の内面が接触する危険性は極めて大きい。
- 遊星歯車の振動振幅はたかだか数 μm であり、問題視するほどの値とはならない。
- 最大油膜圧力の最大値は、数百 MPa（数千気圧）にも達する。遊星歯車軸受が最大外力の作用を受ける時間はわずかではあるとはいえ、その際にこのような高圧力を受けることになるので、軸受面の塑性変形や大摩耗あるいは焼付きなどの軸受損傷が生じる可能性は高い。

このような 1 年度目の結果を受け、2 年度目は、実際の運転条件に近づけた状況のもとで解析およびシミュレーションを実施するために、以下に示す、解析モデルの修正に取り組んだ。

- 遊星ピンのフレキシブル化に対応するために、有限要素法を適用して遊星ピンの変形を考慮した運動方程式(2-1)を新たに導出した(図 2-2-9、図 2-2-10)。

$$\mathbf{m}_{pp}\ddot{\mathbf{q}}_{pp} + \mathbf{c}_{pp}\dot{\mathbf{q}}_{pp} + \mathbf{k}_{pp}\mathbf{q}_{pp} = \mathbf{f}_{pp} \quad (2-1)$$

ここで、 \mathbf{m}_{pp} は質量行列、 \mathbf{c}_{pp} はジャイロ行列、 \mathbf{k}_{pp} は剛性行列、 \mathbf{q}_{pp} は節点変位ベクトル(図 2-2-9 における x_{pg} 、 y_{pg} 各軸方向の変位を成分としてもつ)、 \mathbf{f}_{pp} は外力ベクトルを表す。

- 風車の実機が置かれる状況下で起こりうる風況変化にともなう遊星キャリアの回転数変化に対応するために、遊星ピンの回転速度(遊星キャリア軸まわりの公転速度)の変動を考慮に入れた解析モデルを構築した。
- 遊星ピンの変形にともなう遊星歯車軸受における油膜厚さの軸方向への変化に対応するために、すべり軸受の解析モデルに油膜形状の観点から修正を加えた。

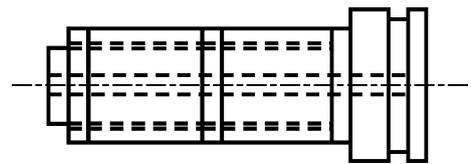
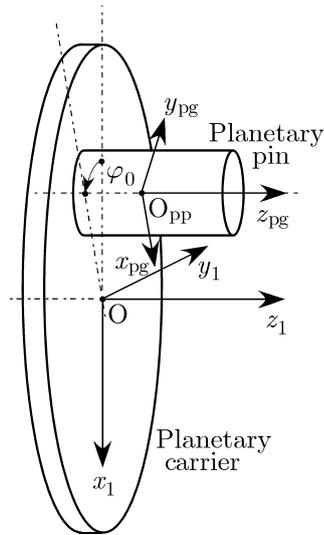


図 2-2-9 遊星キャリアと遊星ピン 図 2-2-10 フレキシブル遊星ピン

次に、これらの修正を取り入れたモデルを用いて遊星歯車軸受の解析およびシミュレーションを実施した。本解析およびシミュレーションの範囲内で得られた知見を以下にまとめる。

まず、フレキシブル遊星ピンのジャーナル部に定格荷重が等分布荷重として作用し、遊星キャリアが定格回転数で回転する場合のシミュレーション結果を図 2-2-11 に示す。

- 遊星ピンは、遊星キャリアの中心方向にはほとんどたわまないが、回転方向とは逆方向には大きくたわむ。変位の軸方向勾配は小さいとはいえない。遊星歯車軸受を解析する際には、油膜厚さの軸方向勾配を考慮したモデルへの修正が必要である。

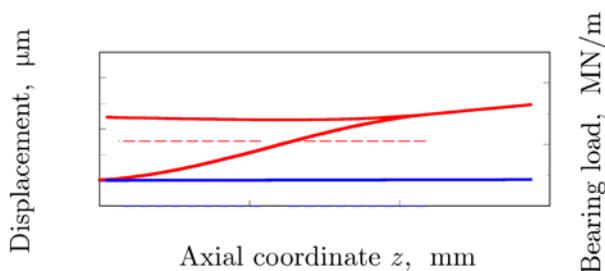


図 2-2-11 定格回転時の変位

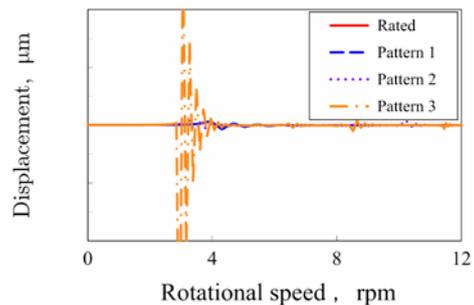


図 2-2-12 加速時の変位

次に、フレキシブル遊星ピンのジャーナル部に定格荷重が等分布荷重として作用し、遊星キャリアの回転数が加速パターンに従って変化する場合のシミュレーション結果を図 2-2-12 に示す。

- 遊星ピンには、危険速度通過時の共振と推測される振動が生じる。ただし、本シミュレーションにおける片持ち構造に対し、実機は両持ち構造と等価であり固有振動数は高い。実機で共振現象が起こる可能性は小さいと考える。

次に、遊星歯車を取り付けたフレキシブル遊星ピンが定格荷重、定格回転数のもとで回転する場合のシミュレーションを実施した。遊星歯車軸受は、2枚の同一幅の油膜の間に全円周油溝を配置した構造の真円軸受とした。

- すべり軸受の軸受面として広く用いられるホワイトメタルの許容圧力 (3 MPa) を最大油膜圧力における設計上の制約条件に設定した。
- すべり軸受の焼付きを意図したポンプ用大型軸受の損傷試験結果を参考にして、最小油膜厚さにおける設計上の制約条件となる、遊星歯車軸受の許容最小油膜厚さ (15 μm) を設定した。
- 2年度目の解析モデルでは、流体潤滑状態にある油膜で遊星歯車を支えることができず、遊星ピンと遊星歯車が接触した状態での運転となる。
- 遊星歯車が傾いた状態で自転しながら公転する状況を考慮に入れて解析モデルを修正する場合の効果について暫定モデルを提案した上で調べた結果、遊星歯車の傾斜を考慮に入れるとすべり軸受油膜が流体潤滑状態で機能するというシミュレーション結果が得られる可能性が示唆された (図 2-2-13、図 2-2-14)。
- 給油用に設ける全円周油溝の左右両側に油膜を配置し、これら 2 枚の油膜で遊星歯車を支える構造のすべり軸受では、負荷容量が不足し、許容最小油膜厚さの制約条件を達成できないおそれがある。油膜圧力が発達しない箇所をシミュレーションにより見出し、その箇所に軸方向油溝を設けるなどの設計変更が必要になる可能性が示唆された。

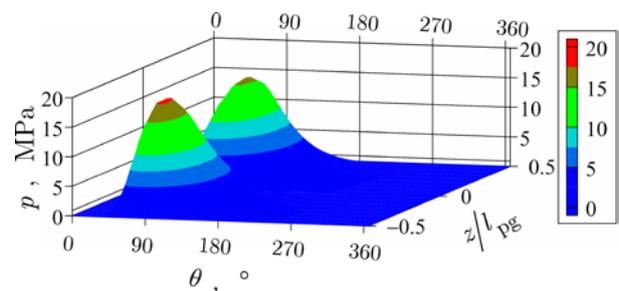
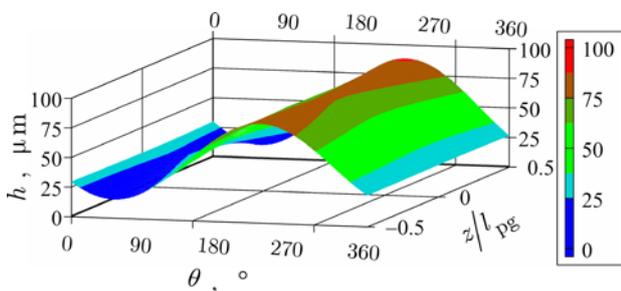


図 2-2-13 油膜厚さ (暫定モデル) 図 2-2-14 油膜圧力 (暫定モデル)

このように、2年度目の結果からは、すべり軸受が遊星歯車の支持軸受として不適切であるという判断を下しかねなかった。しかし、2年度目の終了後に追加調査を行ったところ、流体潤滑油膜が形成されない要因が、遊星歯車の傾斜を無視したモデルを採用したこと、ならびに、軸受すきま内に潤滑油を供給するために必要な油溝として軸受幅中央部に全円周油溝を配置したことの 2 点にあることが示唆された。これは、すべり軸受油膜を適

切にモデル化し直せば、軸受油膜が流体潤滑状態で遊星歯車を支える状況をシミュレーションできる可能性が浮上したことを意味している。

これを受け、3年度目は、まず、定格運転時に遊星歯車が揺動しつつ自転と公転をするモデルへの修正を行った。解析条件として、遊星歯車軸受の一般的な熱変形を想定して3通りの軸受平均半径すきまを設定した。シミュレーション結果は次の通りである。

- 2年度目は実施できなかった遊星歯車軸受の解析シミュレーションが実施できた。
- 3通りの軸受平均半径すきまに対する結果の解釈に工夫を加えると、油膜の温度上昇に起因する粘度低下が生じた場合の結果の概略が分かる。
- 遊星キャリアが定格回転速度で回転する場合の非定常解析からは、遊星歯車軸受の油膜特性は基準時刻における状態から大きくは変化しない。

次に、潤滑面に設ける油溝の形状により軸受特性が受ける影響について、12タイプの給油溝（図2-2-15）に対して調べた。最小油膜厚さと最大油膜圧力を判断基準とし、全円周油溝と軸方向油溝をともに2本ずつ設ける給油溝形状が適切であると結論づけた。

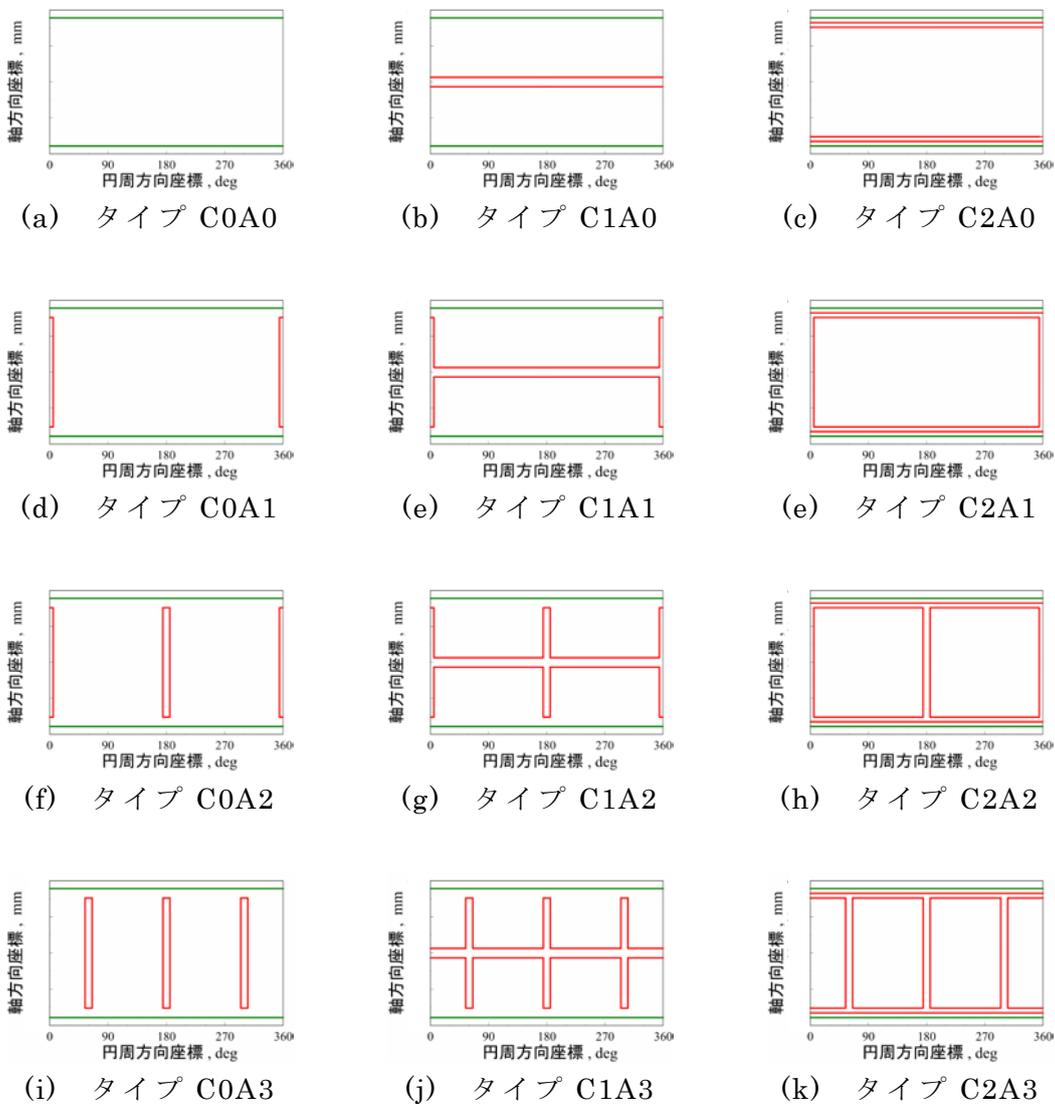


図2-2-15 給油溝パターン

次に、遊星歯車の変形を考慮に入れた解析モデル（図 2-2-16）を構築してシミュレーションを行った。その結果、次のことが分かった。

- 遊星歯車の変形を考慮した場合でも、最小油膜厚さと最大油膜圧力は時間の経過に対してほとんど変化せず、また、それらの位置も潤滑面内をほとんど移動しない。
- 遊星歯車の変形による油膜厚さの修正量は最大油膜圧力が発生する位置の近くで特に大きく、油膜厚さに占めるその修正量の比率は最大で 40 % 程度にも達する（図 2-2-17）。
- 油膜の形状についてはくさびの勾配は急になるが最小油膜厚さ位置付近では平らになる。
- 油膜圧力については先広がりすきま部の入口から大きく上昇を始めるもののその最大値は低く抑えられることになり、遊星歯車の変形には流体潤滑状態にあるすべり軸受油膜に有利な状況を作り出す効果がある。

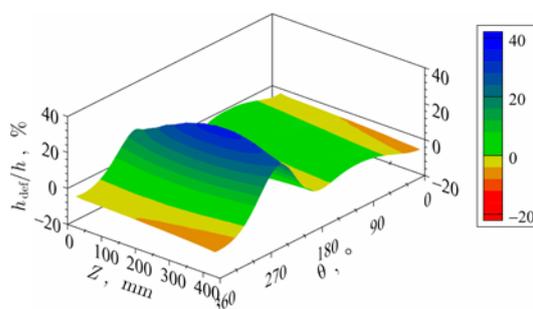
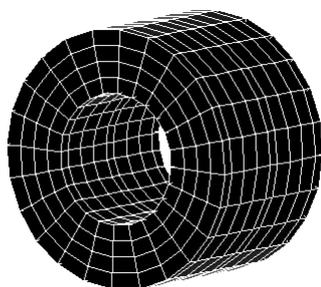


図 2-2-16 遊星歯車の要素分割 図 2-2-17 油膜厚さ修正量（対油膜厚さ）

さらに、全円周油溝の外側にある潤滑面が一様に摩耗するという理想的な状況（図 2-2-18）を仮定し、軸受平均半径すきまが全円周油溝の外側と内側とで異なる値となった場合の遊星歯車軸受の特性について調べた。その結果、次のことが分かった。

- 外側潤滑面が摩耗した場合でも、最小油膜厚さと最大油膜圧力は時間の経過に対してほとんど変化せず、また、それらの位置も潤滑面内をほとんど移動しない。
- 内側潤滑面の油膜の厚さと圧力の分布には影響が現れない。
- 全円周油溝と軸方向油溝をともに 2 本ずつ設ける給油溝形状には、摩耗に起因して軸受特性に変化が現れるまでの時期を先延ばしする効果があることが示唆された。

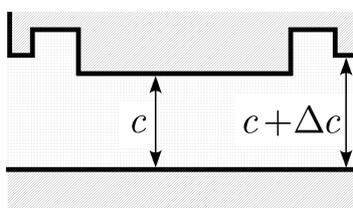


図 2-2-18 軸受端付近が摩耗した場合の軸受平均半径すきまのイメージ

本解析シミュレーションは、1 年度目に設定した理想状況下から段階を追って実際の運転条件に近づけてきた。しかし、解析モデルに改良を加えても、シミュレーション結果の定性的な傾向は、理想状況下で得られた結果から逸脱することはなかった。この意味で、

遊星歯車軸受の設計時に軸受設計変数の変更にもなう軸受性能の変化の傾向について知りたいときには解析シミュレーションに要する時間の少ない理想モデルを用いれば十分であるといえよう。その一方で、解析モデルの改良により、定量的には異なるシミュレーション結果が示されることが明らかとなったので、遊星歯車軸受における軸受設計変数の組合せが適切かどうかを設計時に設ける基準に照らして判断する場合には、解析シミュレーションに時間を要するが、改良モデルを用いるようにすればよい。

流体潤滑理論モデルを適用した解析シミュレーションの結果により次の知見が得られた。

- 少なくとも $50\ \mu\text{m}$ を上回る最小油膜厚さが確保される。定格回転速度で運転している間、遊星ピンと遊星歯車との直接接触は生じない。
- 軸受平均面圧が $6.6\ \text{MPa}$ のときに、油膜圧力の最大値は $20\ \text{MPa}$ 程度となる。潤滑面は、このような局所的な高圧力に耐えうる素材で構成すればよい。

結論として、すべり軸受は、使用条件が限定されるが、風力発電用として使用可能と判断できる。

2-2-5-2 すべり軸受の設計

実際の風力発電の風況条件より、ギヤボックスに発生する入力トルクを算出し、ギヤボックス内部の遊星すべり軸受に発生する荷重及び回転数の算出を行っている。この条件から、すべり軸受部に発生する荷重及び回転数を算出した。

また、荷重、回転数及びギヤボックスの内部寸法を考慮し、すべり軸受部の基本諸元の設計を行い、軸受周速及び設計の目安となる投影面圧の算出を行った。

この結果より、高面圧及び低周速の条件かつ、起動・停止を繰り返す用途であり、潤滑の状況が好ましくないということを考慮し、スーパーエンジニアリングプラスチックであり、耐面圧、潤滑性に優れた PEEK（ポリエーテルエーテルケトン）材をすべり軸受の検討材質に選定した。

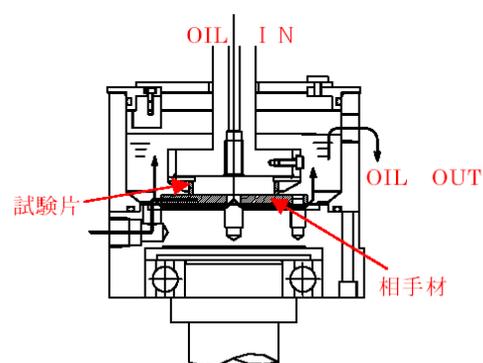


図 2-2-19 試験機概略

2-2-5-3 すべり軸受の試作（試験）

試験評価の為の試作を行い、性能把握の為の試験を行った。

すべり軸受の耐久性を確認する為、試験片による性能試験と検証を行った。試験は図 2-2-19 に示すリングオンディスク試験機を使用し、すべり速度 $5\ \text{m/s}$ 、 $10\ \text{m/s}$ 及び $20\ \text{m/s}$ の 3 条件で、面圧を変化させた。

相手材とし、S45C を使用、潤滑油は PAG 油とし、油温は 100°C とした。試験片高さの磨耗量が $0.02\ \text{mm}$ 以上になるか、表面が溶

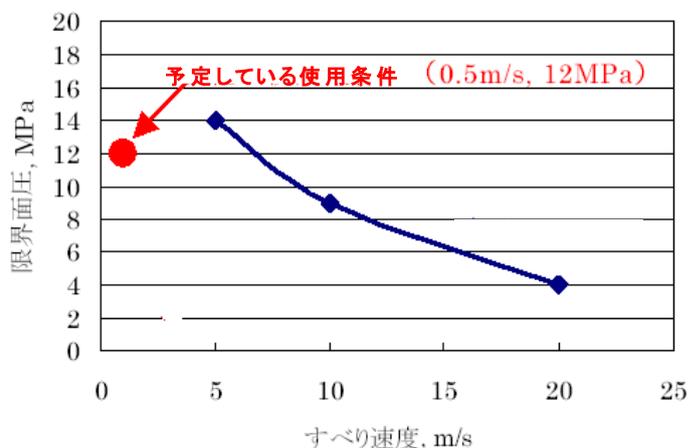


図 2-2-20 PV 曲線

融した条件の前の面圧を限界面圧とした。また相手材は限界面圧に達するまで同一材を使用した。図 2-2-20 に示したとおり、使用条件が限界 PV 曲線内であることが確認できた。今後は安全率ならびに局所面圧の評価が必要となる。

2-2-5-4 すべり軸受の限界荷重試験 リングオンディスク式

すべり軸受の耐久性を確認する為、試験片による性能試験と検証を行った。試験方法は、前項同様のリングオンディスク試験機を使用した。

試験片 : PEEK樹脂
 相手材 : SCM440
 面圧 : 1時間毎に 1MPa アップ
 すべり速度 : 2.51 / 3.77 / 5.03 m/s
 油温 : 100°C / 70°C

試験方法は、回転数一定で 1MPa から変化させ、1時間毎に試験片高さの計測を行った。摩耗量が 0.02mm 以上又は、摺動面が溶融した条件の前の面圧を限界面圧とした。

相手材は、限界面圧に達するまで同一材を使用する。試験の結果を図 2-2-21 に示す。

試験結果より、実機使用条件は限界面圧内であることが確認できた。油温 100°C より実機に近い 70°C 付近では、限界面圧は更にあがる結果となった。

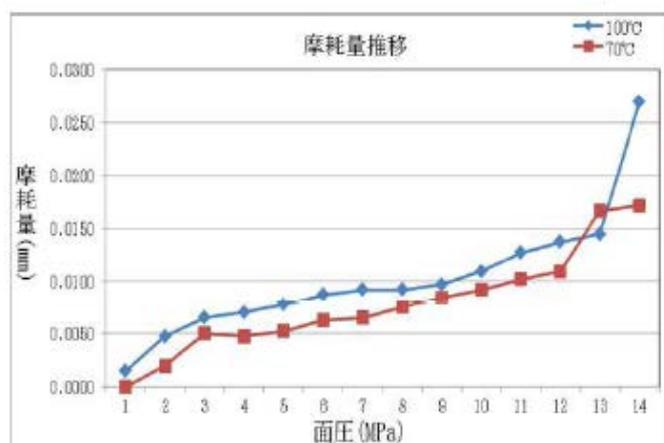


図 2-2-21 摩耗量推移

2-2-5-5 すべり軸受の限界荷重試験 ブロックオンディスク式

本試験は、すべり速度 2.5 m/s 以下かつ各面圧 (10~20MPa) における摩耗量、摩擦係数の測定を、ブロックオンディスク型すべり摩擦試験機にて限界荷重試験を行った。

本試験に用いた試験機概略を図 2-2-22 に示す。本試験機は、断面が矩形のブロック試験片に円盤型のディスク試験片を接触させて試験を行う。

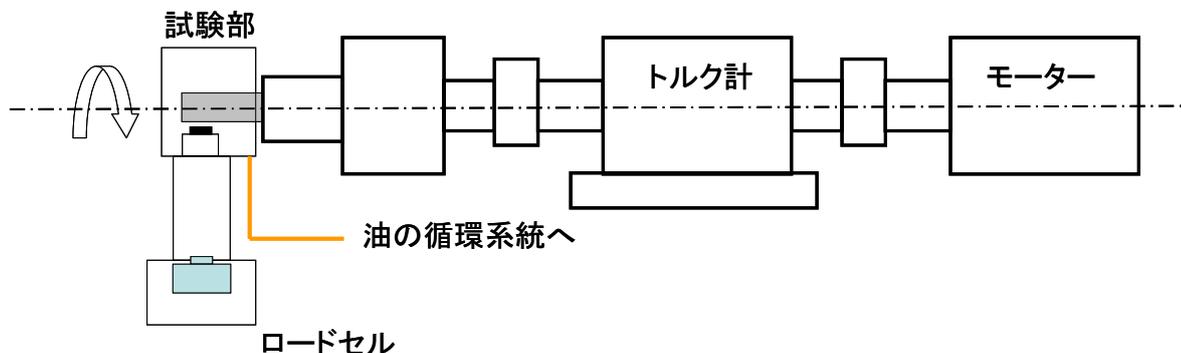


図 2-2-22 ブロックオンディスク試験機

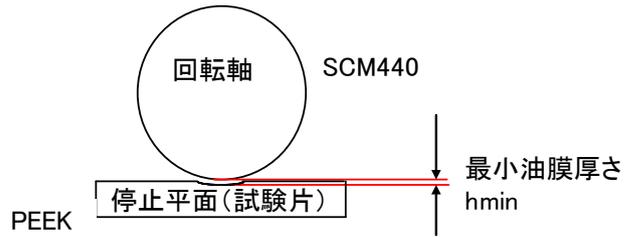
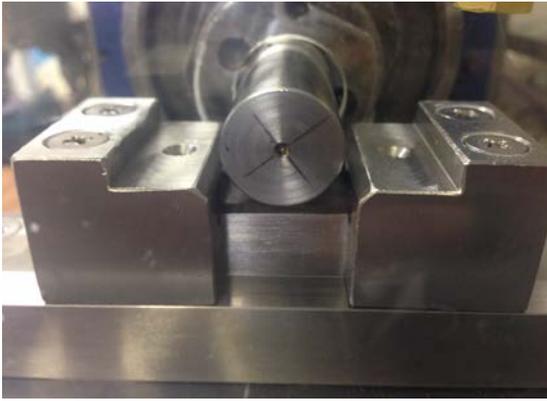


図 2-2-23 接触部イメージ

写真 2-2-3 ブロックオンディスク接触部

相手材材料 : S C M 4 4 0 / 硬度 HS 3 8 - 4 4
 面圧 : 10, 12, 14, 16, 18, 20 MPa
 すべり速度 : 0.1, 0.5 m/s
 油温 : 70℃

表 2-2-1 0.1m/s 試験結果

周速, m/s	面圧, MPa	摩耗量, mg	比摩耗量, mm ³ /Nm
0.1	10	測定不可	計算不可
	12	8.90×10^{-3}	9.86×10^{-8}
	14	5.70×10^{-3}	5.38×10^{-8}
	16	1.38×10^{-3}	1.14×10^{-8}
	18	2.40×10^{-3}	1.79×10^{-8}
	20	1.22×10^{-3}	8.07×10^{-8}

表 2-2-2 0.5m/s 試験結果

周速, m/s	面圧, MPa	摩耗量, mg	比摩耗量, mm ³ /Nm
0.5	10	1.63×10^{-3}	2.15×10^{-8}
	12	7.32×10^{-3}	8.07×10^{-8}
	14	32.5×10^{-3}	3.07×10^{-7}
	16	21.9×10^{-3}	1.82×10^{-7}
	18	15.5×10^{-3}	1.14×10^{-7}
	20	51.2×10^{-3}	3.39×10^{-7}

これらの試験結果より、0.1m/s 時の試験において摩耗量変化、摩擦係数変化がほぼ起こらないことが確認された。0.5m/s 時の試験においては、20MPa 時に大きな摩擦係数変化と共に、摩耗量変化が確認された。ブロック試験片の P E E K 材が熔融して、ディスク試験片に癒着したと考えられる。本試験による、設計定格速度 0.5m/sec 付近での限界面圧は、20MPa 付近であることが分かった。本試験結果より実機設計時のひとつの指針を得ることができたが、実機使用時には、安全率の評価を十分に行う必要があると考えている。

2-2-6 研究成果のまとめと今後の取組

3 MW 対応の二段五等配遊星構造を有する増速機「小型・軽量増速機テスト機」の設計・製作および組立を行ない、完成させた。この試作一号機は、2-4 項に記述する実用化に関する試験および評価を行った。

また、すべり軸受の検討については、基本諸元の設計、性能試験、シミュレーションによる実現可能性の検証を行った。

すべり軸受は、シミュレーションによる解析結果を踏まえると、使用条件が限定されるが、風力発電用として、使用可能と判断できる。

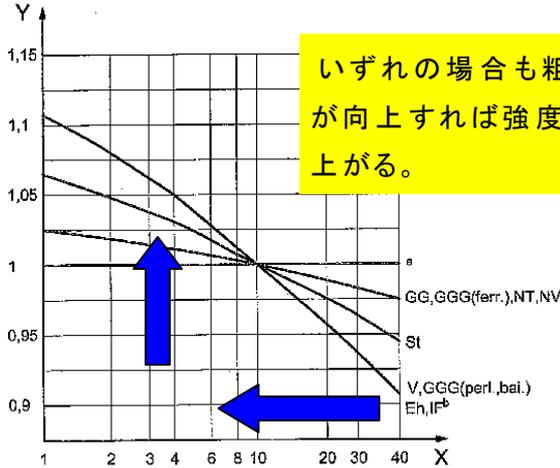
今後は、補完研究として、実機による検証へと進めてゆきたい。

2-3 強度向上に結びつく歯面加工粗さの向上を実現する新加工方案の研究開発

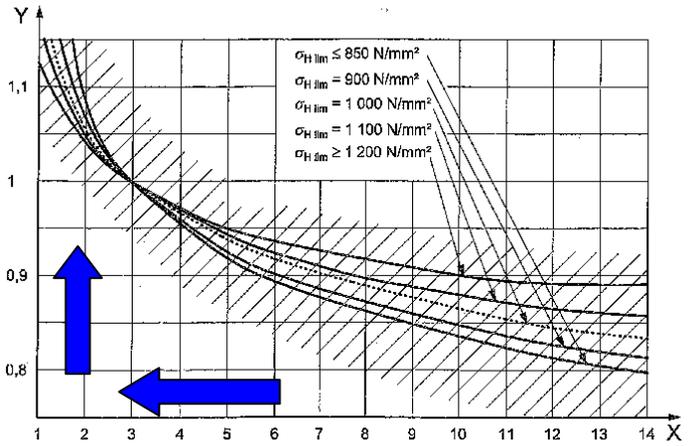
2-3-1 研究開発の概略

歯車の仕上げ程度は、業種や歯車の用途により様々で在るが、高精度を求める風力発電用増速機で使用する歯車の場合には、成形方式が研削加工を使用する方法が、現在、業界の主流となっている。

歯面粗さと歯車の強度には、密接な関係がある。歯面粗さを向上する事で、歯車の強度が向上する事が知られており、更なる歯面粗さの向上策が求められている。



Ex.1 曲げ強度の場合



Ex.2 面圧強度の場合

図 2-3-1 ISO6336から引用した粗さと強度の関係のグラフ

2-3-2 新たな精密研磨加工方案の研究開発

歯面粗さ $Ra0.2\mu m$ を実現する研磨加工の加工方案を研究・開発する。その研磨加工の工程を、歯面研削の後工程として追加し、加工を実施する。

この研磨加工は、手作業ではなく、工作機械による加工とする。加工の種類として、機械工法、または、化学工法を使用する。研究開発にあたっては、理論のみで無く、試料への加工試験を行い、試料を測定・観察する事により成果を確認する手法を採る。

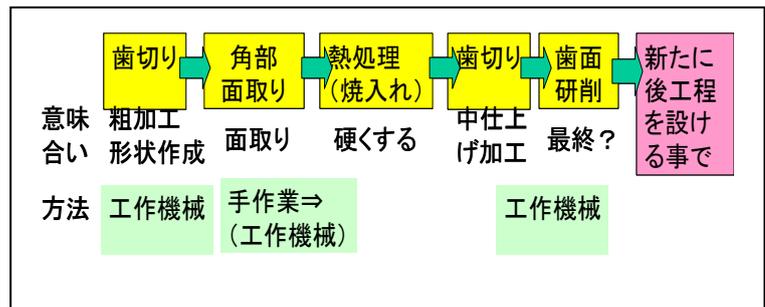


図 2-3-2 歯車部の加工工程の概略 (開発後)

2-3-3 プロジェクト全体における本研究開発の位置づけ

増速機の小型・軽量を目指すに当たり、強度向上手法を研究開発する中で、加工によるブレークスルーに当たる。歯面の強度を向上させる事により、その強度向上による強度の余裕分を、歯車を小さくする方向に振り向ける。この具体策として、面粗さを向上させることが可能となる加工方法を確立する。

2-3-4 目的と目標

目的：量産可能な加工条件を満足しつつ歯車強度を向上させるために、歯車歯面の表面粗さを向上させることを目的とした機械工法及び、又は化学工法による歯車加工を確立する。

目標値：歯面の面粗度 Ra 0.2 μ m を実現する。これによって、歯面粗さ低減により歯面強度 15%、耐マイクロピッチング強度 30% 向上を実現させる。

2-3-5 研究方法概論

大型歯車品（ギヤ、ピニオン）を、2種類の研磨加工によって、歯車加工する。加工部位ごとの研磨量の安定と自在なコントロールが行える加工方案と加工条件の煮詰めを、太陽・遊星ギヤの試作を通じて、株式会社石橋製作所が主担当する加工テストにより行う。試験加工自体は外注業者に委託するが、加工条件は株式会社石橋製作所が主導し、公益財団法人飯塚研究開発機構及び加工外注先の3者で協議のうえ定める。

2-3-6 加工部位

基本的に加工部位及び測定対象は、歯面部とする。下記する角部の R 付与および加工特性によって、他部位へも同時加工を施すことになるが、他部位へは、加工による影響を最小限とするか、又は、場合によりマスキングによる加工不可領域を設定する。

2-3-7 歯車の材質、形状及び前処理

- ① 試料の材質は SNCM 相当材を浸炭焼入れしたものとする。
- ② 形状は風力発電用増速機に用いられる遊星ギヤ及び太陽ピニオンの実物、又は疑似的に再現した歯車を対象とする。（以下ワークと称する。）基本精度は DIN6 級以内とし、株式会社石橋製作所において研削加工（面粗度 Ra0.7 μ m 程度）を施す。

2-3-8 加工条件、加工方法

- ① 歯車ワークに対し、加工条件を設定し加工を実施する。
前加工は、歯車研削盤による歯研加工とする。
- ② 仕上がり目標は歯面の面粗度 Ra0.2 μ m とし、歯面の角部に R を出来合いで付与する。
- ③ 加工前および加工済み試料の面粗さを始めとする測定及び評価は、株式会社石橋製作所が、実施するものとする。各試験の結果をその都度評価し、次の試験の加工条件を選定する方法にて、“研磨方案の確立”と“試作”を平行して実施した。

2-3-9 試験の取り組み

2-3-9-1 試験の概略（機械工法）

機械工法として、砥粒との擦過流動による機材を用い加工試験を行った。ワークの大型化へ対して、加工機械が物理的に対応可能で、且つ、単位時間当たりの加工除去体積量が比較的大きく、加工時間の短縮が望める工法である。

前述したワークに対してそれぞれ加工条件を設定し、3年間でのべ 15 回の加工試験を実施した。小さなワークから試行開始し、徐々に大きなワークへ移行していく。また、加

工条件は都度変更していく。

表 2-3-1 機械工法 試験結果 略表 (単位 μm)

試験	試料	加工概要			粗さ Ra	歯車等級
		粗	中仕上	仕上げ		
0 1	TP① 1 MW遊星ギヤ	—	—	仕上げ	0.305~0.492	—
0 2	同上	粗	中仕上	—	0.213~0.260	—
0 3	同上	粗	中仕上	仕上げ	0.219~0.280	
0 4	TP② 1 MW太陽ピニオン	粗	中仕上	—	0.271~0.532	
0 5	同上	粗	中仕上	—	0.261~0.343	
0 6	同上	粗	中仕上	—	0.071~0.178	
0 7	TP③ 3 MW遊星ギヤ	粗	中仕上	—	0.132~0.590	
0 8	同上	粗	中仕上	仕上げ	0.114~0.586	
0 9	同上	粗	中仕上	仕上げ	0.054~0.231	
1 0	TP④ 3 MW遊星ギヤ	粗	中仕上	仕上げ	0.034~0.056	
1 1	同上	粗	中仕上	仕上げ	0.086~0.179	
1 2	同上	粗	中仕上	—	0.080~0.159	
1 3	同上	粗	—	—	0.172~0.198	
1 4	同上 2枚同時	粗	中仕上	—	0.068~0.150	
1 5	同上 2枚同時	粗	中仕上	仕上げ	0.054~0.151	公差内

※ 3 MW遊星ギヤは試作 1 号機と同歯車諸元で、詳細が異なるテストピース

- ・ 角部に R を付加すると等級評価への影響が出るが、本来意図の等級とは無縁である。
- ・ ワーク芯出しに関わる部位は、測定誤差を防ぐ為にマスキング処置が望ましい。
- ・ ワークの形状と重量により加工量が左右されるので、加工条件の調整が必要となる。



写真 2-3-1 TP④外観



写真 2-3-2 TP④-1、加工試験 - 1 後の外観

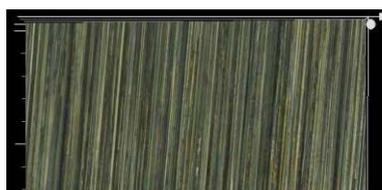


写真 2-3-3 TP④-1 完成時、倍率 300 倍 ※縦方向、すじ状に見えるのが、歯研工程での砥石の痕跡

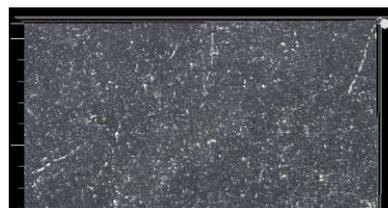


写真 2-3-4 TP④-1、加工試験 - 1 0 後の拡大 良好部、倍率 300 倍

2-3-9-2 試験の概略（化学工法）

化学工法を大型歯車に適用させる加工試験を行う。

表 2-3-2 化学工法 試験結果 略表（単位 μm ）

試験	試料	加工概要			粗さ Ra	歯車等級
		粗	中仕上	仕上げ		
16	TP⑤ 1MW遊星ギヤ	—	—	—	0.029~0.066	公差内

※ TP① 1MW遊星ギヤと同形状で、別個体である。



写真 2-3-5 TP⑤、加工試験-16 後の拡大、倍率 300 倍

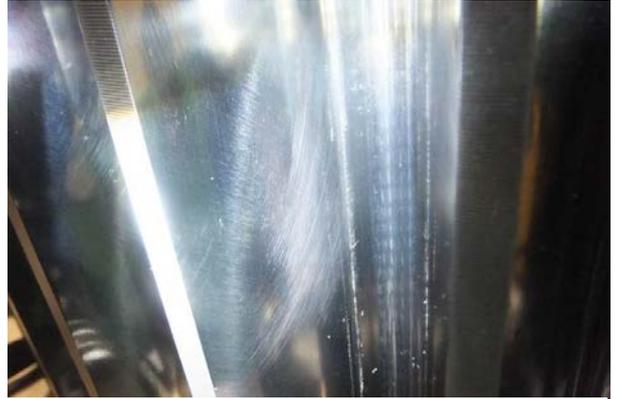


写真 2-3-6 TP⑤、加工試験-16 後の外観（歯面のみ拡大）

2-3-10 試験のまとめ

向上した粗さの実測値から、その効果を求めると、安全率向上・対マイクロピッチング向上が、機械工法で最大 1.29 倍・12.5 倍、化学工法で 1.28 倍・10.7 倍となった。

機械工法は、従来であれば大型歯車に適した加工方案とされていなかったが、ワーク吊り下げ方法や砥粒流動の方法などの工夫などにより大型歯車の加工を実現できた。また、ワークと砥粒の流動による加工方法であり、流動の差異による粗さや削り量の差が出やすい傾向にあるが、これを減少させる加工条件設定や、削り量の差を見越した前加工によって、克服する方法を確立した。

化学工法においても目標値を達成でき、大型歯車の加工を実現できた。詳細に見れば、機械工法と比較した特性の違いを知見として得た。

- ・機械工法よりも寸法変化が少なく、加工前精度を比較的維持しやすい。
- ・ワークの大きさや重量に対する制約が少ない。
- ・ワークの加工部位を細かに特定できる。
- ・反面、大量生産に際しては、加工時間が長くなりがちであり、更に工夫を要する。

製作したテストピースは 2 種類の方法で妥当性確認を実施し、歯車としての使用に支障が無いことを確認した。

総論として、費用・大きさ・製品用途などの条件が整えば、すぐにでも、製品化可能な段階に到達したと判断している。

2-4 実用化に関する評価

2-4-1 研究開発の概略

本研究開発による増速機（機構・機能）の実用化に向けて性能試験を実施する。

2-4-2 プロジェクト全体における本研究開発部分の位置づけ

「小型・軽量増速機テスト機」の実用化に向け性能と信頼性を評価する開発項目である。

2-4-3 研究方法-1 負荷試験

2-4-3-1 目的と目標

負荷試験装置による性能試験は、エネルギー損失を抑えて大型装置の試験を行うために、次の機構を組み合わせた電力回生式負荷試験装置で実施する。

- テスト機： 増速機。研究開発した新機構の負荷試験を行う。
- スレーブ機： 減速機。試験トルクを得る為に、モーター回転数を減速する。
- モーター： 負荷試験装置駆動モーター
- 発電機： 発電した電気を駆動用モーターへ回生する。

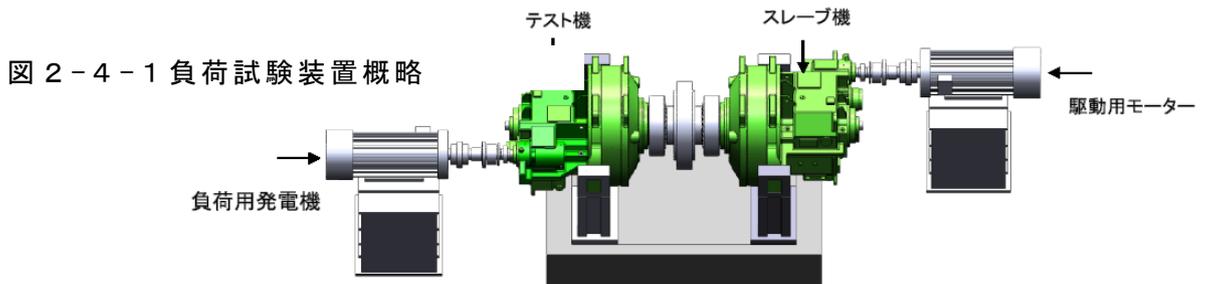


図 2-4-1 負荷試験装置概略

本負荷試験装置は、駆動モーターで必要とする電力を、発電機から回生した電力で補うことで、大型増速機の負荷試験を省エネルギーで実施できる設備である。また、増速機から発生する、振動、騒音、温度上昇、及び荷重等配率の評価を行い、検証を行う。

目標値：下記検証項目に掲げる性能試験基準値のクリア

また運転後の開放点検にて異常が無いこと。

■ 検証項目

振動目標値	4.0mm/s	以下
温度上昇目標値 ΔT	30℃	以下
騒音目標値の	90db(A)	以下
荷重等配率等配率	15% (1.15)	以内

2-4-3-2 「負荷試験装置」の設計

負荷試験装置を設計した。

2-4-3-3 「負荷試験装置」の製作

負荷試験装置を製作した。



写真 2-4-1 負荷試験装置実機

モーター、発電機、スレーブ機については(株)石橋製作所が保有する装置を使用した。

2-4-3-4 研究内容及び成果

2-4-3-4-1 負荷試験の実施 荷重不等配率の計測

「小型・軽量増速機テスト機」一段目に使用している五等配遊星により、発生が懸念される不等配荷重を、フレキシブルピンを使用した遊星歯車機構で不等配荷重を吸収させ、歯車に発生する不等配率を軽減させる。この機構の効果を「小型・軽量増速機テスト機」の負荷運転中に検証を行う為、五等配遊星部のインターナルギヤの歯底部に合計で40枚のひずみゲージを貼り、運転中の動ひずみ計測を行った。

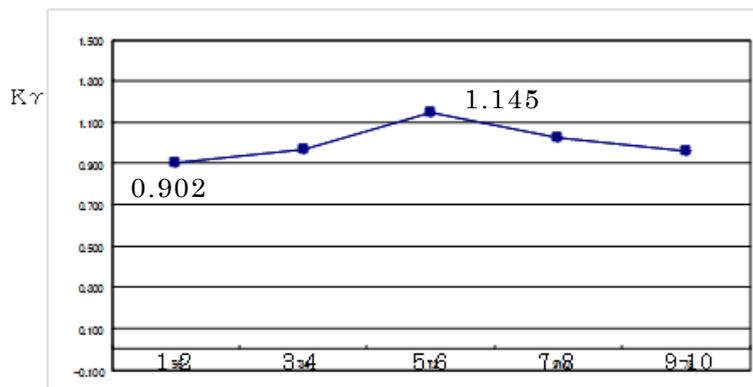
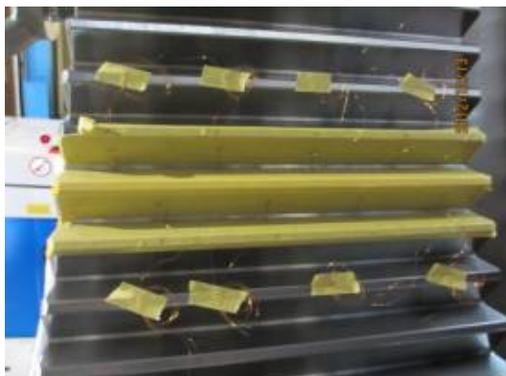


写真 2-4-2 ストレインゲージ貼付

図 2-4-2 荷重等配係数 $K\gamma$

- ・歯車に発生する荷重は中央付近からなだらかに発生しており、歯すじ方向の荷重分布について問題が無いことが確認できた。
- ・5個の遊星歯車が通過する際の発生荷重のばらつき率最大 1.137、最小 1.084。
- ・荷重等配率を算出した。最大 ($K\gamma_{max}$) 1.145、最小 ($K\gamma_{min}$) 0.902 となり、目標値であった 1.15 をクリアすることができた。

2-4-3-4-2 負荷試験の実施 振動・騒音・温度上昇の計測

「小型・軽量増速機テスト機」の性能評価の為、負荷運転中の振動、騒音、温度上昇の計測を行う。振動は、3軸方向加速度ピックアップセンサーを使用し、騒音測定には音響インテンシティーマイクを使用した。また振動・騒音計測はFFT解析を行った。温度上昇については熱電対を使用し各部の温度計測を行った。

- ・振動目標値 4.0mm/s に対し計測値 1.53mm/s
 - ・温度上昇 ΔT 30°C に対し計測値 14.3°C
 - ・騒音目標値 90db(A) に対して (LPA) 75.8db(A)、
- 全て目標達成し、振動FFT解析・FFT解析においても異常な値は見つからなかった。

2-4-3-4-3 負荷試験の実施 開放点検

負荷運転後の状態を調べる為に、「小型・軽量増速機テスト機」一段目の開放点検を行い、特に遊星歯車内部に使用している外輪レス軸受の転道面の状態及び遊星歯車の歯当たり状況に着目し、目視にて点検を行った。異常は認められず良好な結果であった。

また、軸受転道面（軸受コロが接触する部分）と軸受コロが接触しない部分（加工の状態そのまま）の表面粗さの計測・比較を行った。図面指示の要求粗さ Ra0.2 に対しての実測値は、軸受コロが接触していない部分 Ra0.18、軸受転道面 Ra0.17 となり、ほぼ同値の結果となり、運転後の遊星歯車側の軸受転道面に、接触による表面荒れが発生していないことが確認できた。

2-4-4 研究方法—2 信頼性確認試験

2-4-4-1 目的と目標

風力発電用増速機に要求される稼働時間及び風力発電機特有メンテナンス事情を考えた場合に、その信頼性の評価は不可欠である。「小型・軽量増速機テスト機」に組み込まれている部品の中で、その疲労特性がよく知られていないフレキシブル遊星ピンの信頼性を評価する必要がある。フレキシブル遊星ピンは、一段目の五等配遊星歯車に組み込まれる部品である。フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性を評価する為に信頼性確認試験装置の設計・製作・試験を実施し、フレキシブル遊星ピンの疲労特性の評価を行う。目標としては、フレキシブル遊星ピンに繰返し回数 10 の 7 乗回の負荷をかけ、10 の 7 乗回に到達した後分解点検を行い、異常無きこととする。

2-4-4-1 「信頼性確認試験装置」の設計

フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性を評価する為の信頼性確認試験装置を設計した。

2-4-4-2 「信頼性確認試験装置」の製作

フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性を評価する為の信頼性確認試験装置を製作した。

2-4-4-3 フレキシブル遊星ピンの改良

フレキシブル遊星ピンの改良について、その詳細を 2-4-5-7-3 節に示した。

2-4-4-4 荷重疲労試験の実施（フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性の調査）

「小型・軽量増速機テスト機」の五等配遊星機構により発生が予想される不等配荷重による荷重振幅を、信頼性確認試験装置に搭載されたシリンダー及び石橋製作所の保有する油圧ユニット及び油圧制御装置により擬似的に発生させ、荷重疲労試験を行った。被試験体は、「小型・軽量増速機テスト機」に組み込まれているフレキシブル遊星ピンと同寸法、同材料のものと、改良を行ったものの 2 種とした。

2-4-4-5 分解点検の実施（フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性の評価）

荷重疲労試験を終えた後、被試験体の健全性を確認する為に、分解点検を実施した。

2-4-4-6 改良したフレキシブル遊星ピンによる負荷試験について

改良したフレキシブル遊星ピンによる負荷試験を実施した。

2-4-4-7 研究内容及び成果

2-4-4-7-1 「信頼性確認試験装置」の設計

信頼性確認試験装置の設計の概略図を図4-4-3に示す。

本信頼性確認試験装置の動作原理は、油圧シリンダを使用し荷重を発生させ荷重計測用のロードセルを経由し、ダミーギヤに荷重を与えるもので、ダミーギヤからフレキシブル遊星ピンへは、実機に近い形で荷重伝達が行われる様になっている。油圧シリンダに与える油圧は、油圧制御ユニットにてコントロールされている。

今回の試験においては、振幅 15% 時に、周波数 2.5Hz が可能なものとした。

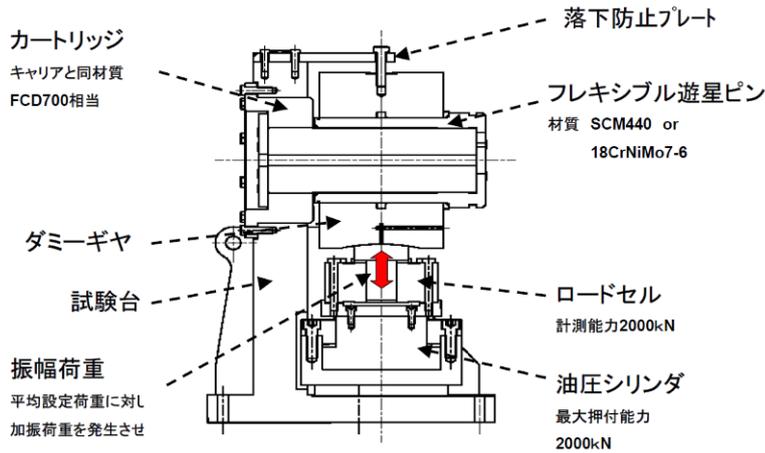


図 2-4-3 信頼性確認試験装置

写真 2-4-3 信頼性確認試験装置

ロードセルから出力される信号は、荷重表示器にて確認する他に、振幅荷重の負荷状態を確認する為に、時間軸に対する荷重を PC にて常時グラフ表示を行い監視を行った。

2-4-4-7-2 「信頼性確認試験装置」の製作

信頼性確認試験装置を製作した。

2-4-4-7-3 フレキシブル遊星ピンの改良

「小型・軽量増速機テスト機」に組み込まれているフレキシブル遊星ピンの材質は、JIS-SCM440の調質材(HS38-44)を使用している。信頼性試験装置にて、比較試験を行う為に、より高強度であり歯車材質にも使用されるJIS-SNCMの相当材を浸炭熱処理(HS78-85)したフレキシブル遊星ピンを製作した。フレキシブル遊星ピンの長さ及び直径については、「小型・軽量増速機テスト機」に組み込まれているフレキシブル遊星ピンと同寸法のものとした。

2-4-4-7-4 荷重疲労試験の実施

振幅荷重については、15%の荷重振幅をフレキシブル遊星ピンに与えた。平均荷重は、「小型・軽量増速機テスト機」の設計に用いた20年分のギヤボックスにかかるトル

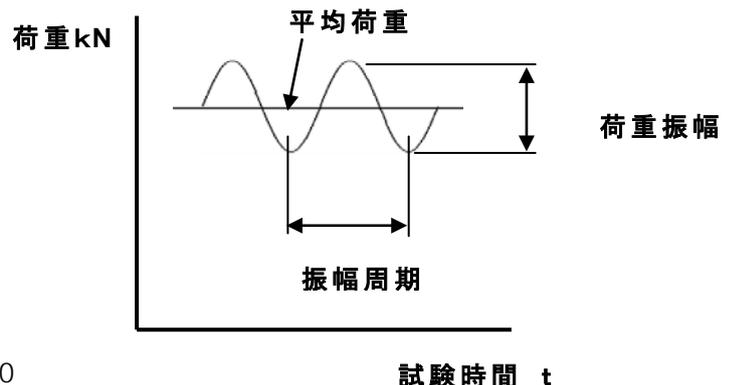


図 2-4-4 油圧シリンダ加振イメージ

クデータから、フレキシブル遊星ピンにかかる荷重に換算したデータを用いた。

1セットの試験を行うのに要する時間（10の7乗回に達する所要時間）は、46.3日を要した。

フレキシブル遊星ピンへ与える荷重は、振幅荷重を連続的に与え続けた。

2-4-4-7-5 分解点検の実施、フレキシブル遊星ピンの荷重疲労特性の評価

2-4-4-7-5-1 JIS-SCM440

分解点検を行った結果を写真2-4-4に示す。特に異常は見受けられなかった。



写真2-4-4



写真2-4-5

2-4-4-7-5-2 JIS-SNCMの相当材

分解点検を行った結果を写真2-4-5に示す。特に異常は見受けられなかった。

2-4-4-7-6 改良したフレキシブル遊星ピンによる負荷試験について

前節で実施した分解点検の結果より、2種とも問題なく試験を終了することができた。また、性能に影響を与える寸法の変更を行っていなかったこともあり、ギヤボックスの負荷試験の結果については、2年目に実施した結果をそのまま使用することができる。

2-4-5 研究成果のまとめと今後の取組

本研究開発2-4-3項に示す負荷試験およびその際の計測データによって、製作した「小型・軽量増速機テスト機」の新構造が有効に機能することを確認できた。また、この「テスト機」は小型化20.1%、軽量化17.7%を達成している。

本研究開発2-4-4項により、目的とした信頼性確認試験装置を使用した荷重疲労試験を実施し、フレキシブル遊星ピンの疲労特性の評価を行うことができた。

結果としては、フレキシブル遊星ピンの性能変化を起こすことなく荷重疲労試験規定回数をクリアし試験を終えることができた。試験後の分解点検においても、異常は見つからなかった。今回の試験結果を得て、実用化に向けての信頼性向上に対する知見が得られた。

今後は、実機にてナセル搭載に向けた検討を進めていきたい。

第3章 全体統括

3-1 主な成果

- ①二段五等配遊星構造を有する3MW「小型・軽量増速機テスト機」の設計・製作・組立・性能確認・疲労試験等を実施し、新構造が有効に機能することを確認できた。
- ②すべり軸受については、シミュレーションと試験により、使用範囲が限られるものの、範囲内に於いては、使用可能であることを確認できた。
- ③強度向上に結びつく歯面加工粗さの向上を実現する新加工方案の研究開発では、二種類の加工方法についての試験を実施し、ワーク重量に上限があるが製品への適用は可能である。との結論を得た。

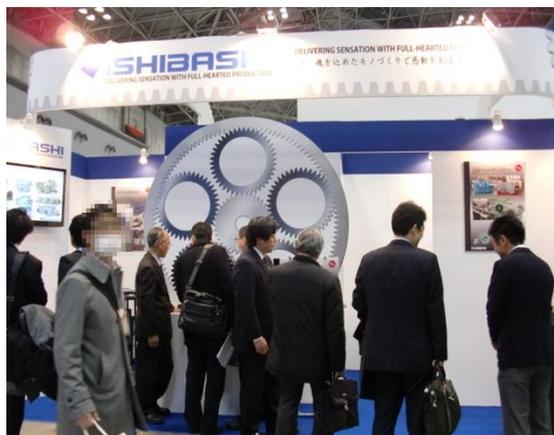
3-2 今後の課題

- ①フレキシブル遊星ピンについて、従来材質や新材質などを用いて、また、形状・寸法を変更したうえで、試験に供与し、更なるQCD性能向上を目指したい。
- ②試作1号機については、特に、耐久性に関して、試験を継続したい意向を持っている。
- ③強度向上に結びつく歯面加工粗さの向上を実現する新加工方案は、コスト低減も課題となる。どちらも加工機実機設備が石橋製作所内になく、当面は外注委託加工に依るが、生産量の拡大に合わせて、実用機の石橋製作所内設置を計画したい。歯車としての実績を重ねる為の長期試験を実施したい。

3-3 研究開発後の事業化展開

販売ルートは石橋製作所従来販売ルートを継続する。石橋製作所製品は、顧客の要求性能に対し一品ごとに石橋製作所内での設計製作を行っていることから、新技術全てを含む一体パッケージの他にも、必要機能を選別して搭載した形で、増速機・減速機を受注・製造・販売していくことが可能である。

拡販活動として、①営業員による活動、②石橋製作所見学者への実機の公開、③展示会でのパネル展示・実物展示などを実施する。③展示会については、石橋製作所が、2013年・2014年のWIND-EXPO（東京幕張）に出展し、顧客が本研究の新技术に興味を持っていただける事を確認できた。



最後に、

合計3年にわたる長期間の活動となった研究開発を無事に終え、相応の成果を上げることが出来た。この3年間に、開発当初に石橋製作所が予想し目標としてきた3MW級増速機を上回る大きさの顧客要求が届くようになってきており、今後も増速機の大型化は更に進むと見込まれる。今後、本研究で開発した技術を基に、更なる改良によって、更に信頼性を高めた増速機を顧客に届けてゆきたい。

本研究開発の試験・加工・計測・運営・助言等において協力をいただいた各社・各団体・アドバイザー各位に、この紙面を借りて、感謝の意を表したい。

平成25年度戦略的基盤技術高度化支援事業
「風力発電の大型化に対応する為の新構造設計と新加工技術を
盛り込んだ小型・軽量の増速機の開発」

研究開発成果等報告書

平成26年3月

委託者 九州経済産業局
〒812-8546 福岡市博多区博多駅東2丁目11番1号

委託先 公益財団法人飯塚研究開発機構
〒820-8517 福岡県飯塚市川津680番地41
TEL 0948-21-1156 FAX 0948-21-2150

リサイクル適性 

この印刷物は、印刷用の紙へ
リサイクルできます。