

### 3-6. 耐熱金属材料における疲労強度と加工面性状との関係

#### 3-6-1. CrMoV 鍛鋼の切削加工特性

##### (1)はじめに

Cr-Mo-V 鍛鋼は、発電所のタービンロータやタービンバルブなど、高温高圧環境で使用される機械部品に適した材料である(1,2). 一般に、Cr-Mo-V 鍛鋼製の部品は、製造工程の最終段階で切削して製造される。したがって、Cr-Mo-V 鍛鋼の切削特性を明らかにすることは、高精度の部品を効率的に製造するうえで重要である。しかし、Cr-Mo-V 鍛鋼の切削特性に関する研究はほとんど行われていない。

本研究では、Cr-Mo-V 鍛鋼の旋削特性を実験的に調べた。すなわち、Cr-Mo-V 鍛鋼製の円柱を、超硬工具(WC)およびサーメット工具を用いて、様々な条件下で数値制御(CNC)旋削し、工具の摩耗を調べた。また、切りくず形成についても調べた。また本研究では、形状の異なるチップブレーカを備えた各種工具を用いて Cr-Mo-V 鍛鋼を加工し、各工具の切りくず形状と工具摩耗についても調べた。実験結果から、作業性と工具寿命の観点で Cr-Mo-V 鍛鋼を旋削するのに適切な工具を明らかにした。

##### (2)供試材料

使用した工作物は、Cr-Mo-V 鍛鋼製のタービンロータのブランク（大太平洋製鋼製）から切り出されたものである。ブランクは、鋳造後に鍛造によって作られた。図 3-6-1 には、ブランクの模式図を示す。ブランクのハッチングされていない領域は、実際のタービンロータとして使用されたもので、実験で用いた工作物は左側のハッチ領域から切り出したものである。したがって、実験で使用したワークの材料特性は、実際のタービンロータとほぼ同じと見なしうる。

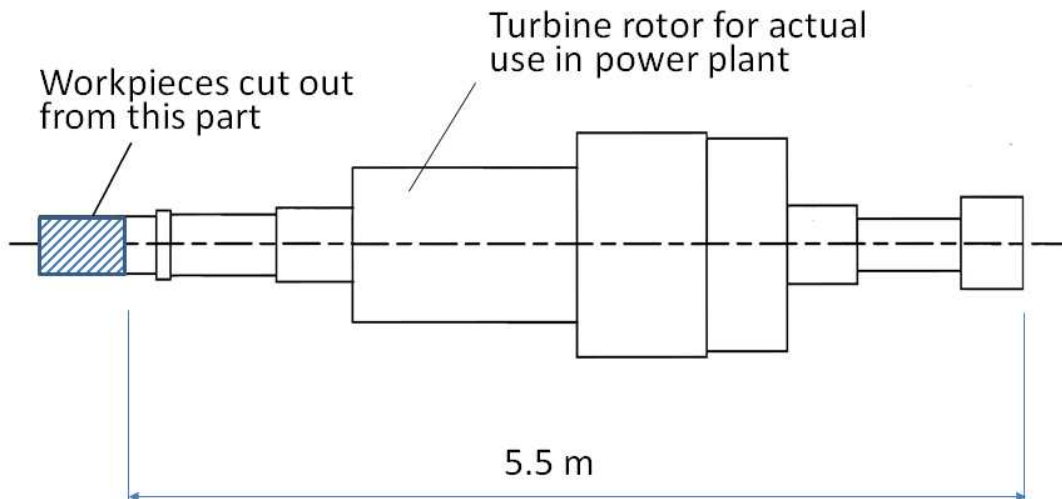


図 3-6-1 工作物の切り出し位置。火力発電所で実際に使用されるタービンロータのブランク材から切り出された。

ブランクの製造ステップは以下のとおりである。

溶解 → 造塊 → 鍛造 → 予備熱処理 →  
粗加工 → 調質(熱処理) → 粗加工 → 非破壊検査(UT) → 仕上げ加工

上記製造ステップにおける調質の詳細は以下のとおりである。

900℃ × 18.5h 油冷  
670℃ × 27h 空冷  
630℃ × 30h 空冷

また本研究では、比較のためにステンレス鋼 SUS304 と SUS303 も加工した。Cr-Mo-V 鍛鋼の化学成分および物理的および機械的特性をそれぞれ表 3-6-1 および 3-6-2 に示す。表 2 には、ステンレス鋼の特性も示す。

表 3-6-1 Cr-Mo-V 鍛鋼の化学塑性 [wt%].

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V
0.31	0.08	0.78	0.007	0.002	0.41	1.10	1.13	0.22

表 3-6-2 工作物の機械的特性

	Hardness HV	Tensile strength	Elongation	Density	Thermal conductivity	Specific heat
	[-]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[%]	[g/mm <sup>3</sup> ]	[W/m deg]	[x10 <sup>3</sup> J/kg deg]
Cr-Mo-V steel	200	795	19	7.8	45 (100 °C)	
					46 (200 °C)	0.55 (260 °C)
					35 (600 °C)	0.63 (570 °C)
Stainless steel SUS304	200	520	40	7.9	17 (200 °C)	0.53 (200 °C)
					24 (600 °C)	0.65 (600 °C)
Stainless steel SUS303	200	520	40	7.9	16 (100 °C)	0.50 (100 °C)

### (3) 工具摩耗の評価

#### (3-1) Cr-Mo-V 鍛鋼の加工における超硬工具とサーメット工具の摩耗特性

##### (3-1-1) 実験方法

WC 工具やサーメット工具を使って、様々な切削速度で旋削を行い、工具摩耗を調査した。切削には、CNC 旋盤(オークマ製, Spaceturn\_LB3000EX)を使用した。工具にはチップブレーカ付きのものを用いた。チップブレーカの作用については、本章(4)で説明してある。工具の先端半径は 0.4mm である。工作物は直径 50mm, 厚さ 20mm の円柱である。切り込み深さと送りはそれぞれ 0.3mm, 0.08mm/rev で、切削距離は 400m とした。切削時に切削液は使用しなかった。旋削後、工具の逃げ面の摩耗を光学顕微鏡で評価した。すなわち、光学顕微鏡の観察像を写真撮影し、写真上で工具摩耗の長さを測定した。

##### (3-1-2) 実験結果

図 3-6-2 には、実験で得られた切削速度と工具摩耗と関係を示す。WC 工具の摩耗は、サーメット工具よりも大きいことがわかる。WC 工具の場合、工具の摩耗は切削速度の増加に伴って急速に増加している。一方、サーメット工具の場合、工具摩耗は 50m/min 以下の切削速度と 100m/min 以上の切削速度で増加する傾向にあることがわかる。両工具とも、低い切削速度では凝着摩耗で工具摩耗が生じ、高い切削速度では工具の温度上昇に摩耗が促進されたものと考えられる(3, 4)。

以上のように、本実験で得られた結果は、Cr-Mo-V 鍛鋼の切削では、サーメット工具が WC 工具よりも適していることを示している。また、Cr-Mo-V 鍛鋼の旋削では 50-100 m/min の範囲内の切削速度で行うべきであることを示している。

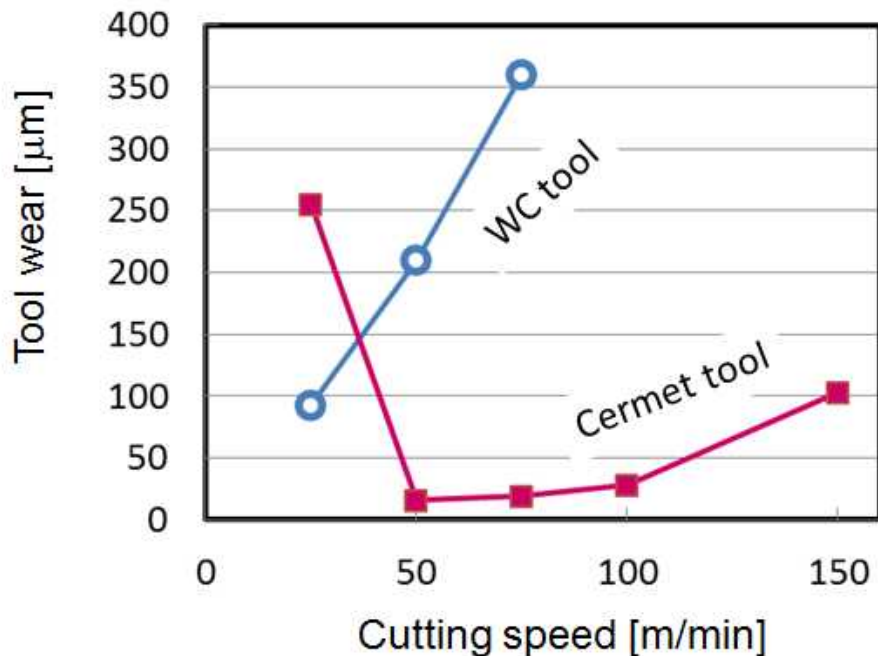


図 3-6-2 超硬工具とサーメット工具における切速速度と工具摩耗の関係

### (3-2) Cr-Mo-V 鍛鋼とステンレス鋼の切削における工具摩耗の比較

#### (3-2-1) 実験方法

次に、Cr-Mo-V 鍛鋼を加工した場合と、ステンレス鋼 SUS304 と SUS303 を加工した場合の工具摩耗を比較した。一般に、SUS 304 は熱伝導率が低いため、機械加工が難しいとされている。SUS303 は硫黄とリンの添加により快削化されたステンレス鋼である。

前項の実験結果は、Cr-Mo-V 鍛鋼を切削するには、工具摩耗の点ではサーメット工具が WC 工具よりも適していることを示していた。さらに、50-100 mm/min の切削速度で使用されるべきであることを示していた。そこで本研究では、Cr-Mo-V 鍛鋼とステンレス鋼製の円柱を、サーメット工具を用いて、切削速度 100mm/min にて切削し、工具摩耗を評価した。

#### (3-2-2) 実験結果

図 3-6-3 には、実験結果を示す。Cr-Mo-V 鍛鋼用の工具摩耗は、ステンレス鋼よりも大きかった。既往の研究では、切削力と切削温度は工具摩耗に影響を与える。たとえば、切削温度が高く、切削力が大きいほど工具摩耗が多くなることが示されている[3,4]。表 2 に示すように、Cr-Mo-V 鍛鋼の熱伝導率は、ステンレス鋼の熱伝導率よりも高い。一方、Cr-Mo-V 鍛鋼の引張強度は、ステンレス鋼よりも高いが、硬さは同じである。熱伝導率と引張強度を考慮すると、Cr-Mo-V 鍛鋼の工具摩耗がステンレス鋼よりも大きかった理由は、Cr-Mo-V 鍛鋼の切削力がステンレス鋼よりも大きいことによるものと考えられる。

そこで、Cr-Mo-V 鍛鋼の工具摩耗に関する仮説を確認するために、切削動力計 (TD-300A, 共和電子工業) を用いて、旋削時の切削力を測定した。用いた切削動力計は、工具ホルダーに荷重センサが内蔵されたものであり、3 分力 (主分力, 送り分力, 背分力) が測定可能である。この実験では、切削動力計が CNC 旋削に適合しなかったため、普通旋盤を使用した。切削速度と送り速度はそれぞれ 92m/min, 0.16mm/rev に設定した。これらは、CNC 旋削での切削条件と可能な限り同じ値に設定したものである。切り込み深さは 0.3mm で、CNC 旋削の場合と同じである。

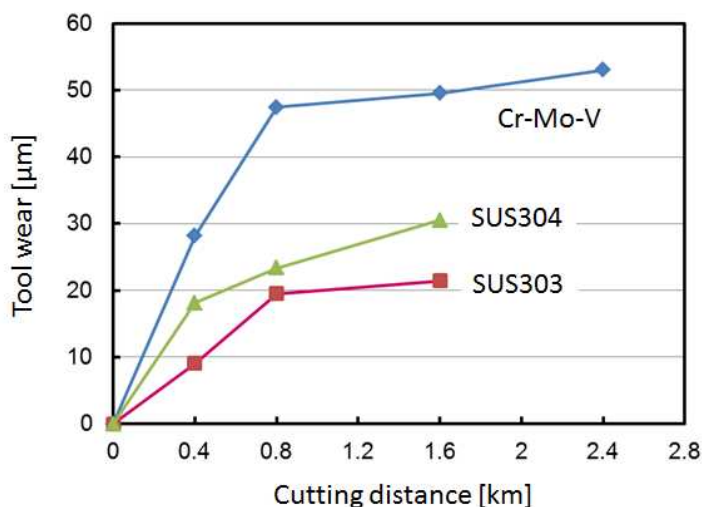


図 3-6-3 Cr-Mo-V 鍛鋼，ステンレスの加工における工具摩耗

図 3-6-4 には、Cr-Mo-V 鍛鋼とステンレス鋼の切削力の実験結果を示す。切削力 (Resulting cutting force) は、3 分力の自乗和の平方根から求めた。図 4 から、Cr-Mo-V 鍛鋼の切削力は、ステンレス鋼よりも大きいことがわかる。これらの実験結果は、Cr-Mo-V 鍛鋼の工具摩耗に関する仮説を裏付けるものといえよう。

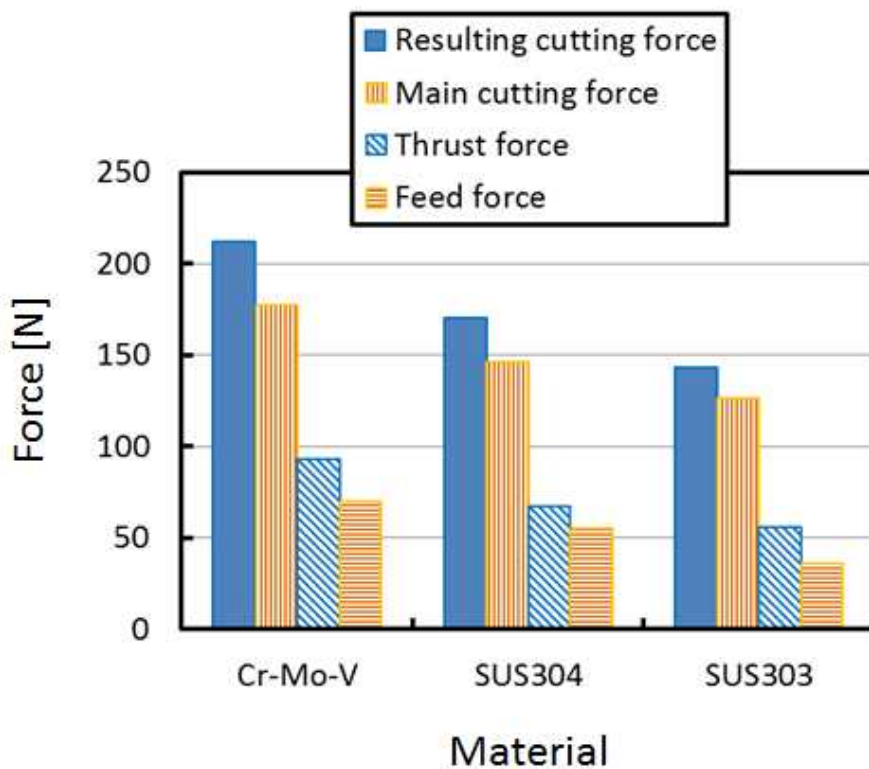


図 3-6-4 Cr-Mo-V 鍛鋼とステンレス鋼の切削における切削力

#### (4) 切りくず形成

##### (4-1-1) 実験方法

切りくずの形態は、旋削の作業性を評価するうえで重要な項目である。たとえば、連続切りくずの形成は、旋削作業を妨げることがあり、工業的には望ましくない。そこで、Cr-Mo-V 鍛鋼を旋削した場合の切りくず形態を調べた。

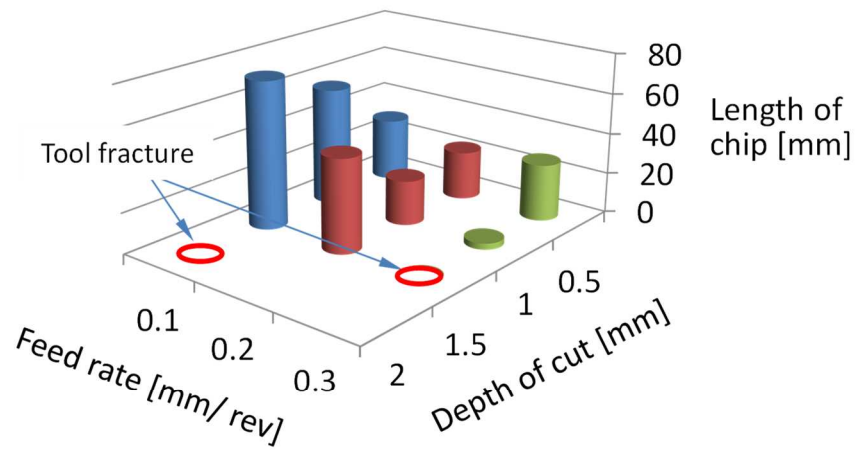
本研究では、切り込み深さや工具の送り速度など、さまざまな切削条件で旋削して、生じる切りくずの長さを測定した。実験は、これまでの実験で使用したサーメット工具を用い、CNC 旋盤で加工した。切削速度は 100m/min とし、ステンレス鋼 SUS304 と SUS303 も比較のために加工した。

##### (4-1-2) 実験方法

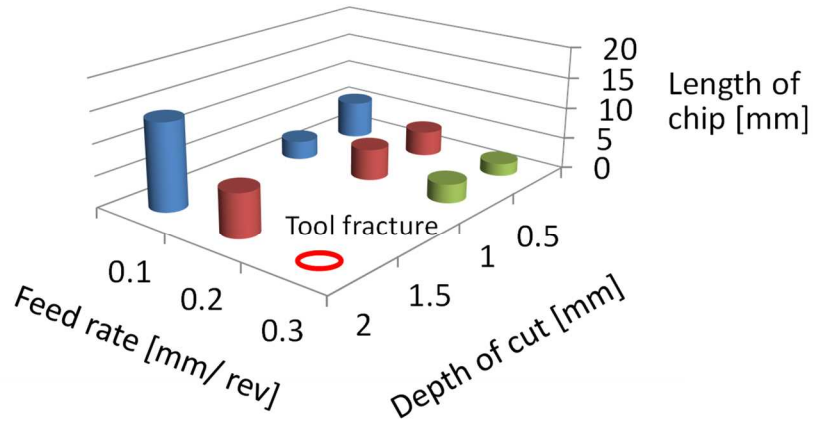
図 3-6-5 には、さまざまな切削条件下で加工した場合の Cr-Mo-V 鍛鋼およびステンレス鋼の切りくず長さを示す。Cr-Mo-V 鍛鋼を加工した場合の切りくずは、すべての実験条件でヘリカル形状であった。この実験では、生成された切りくずによって旋削作業は妨げられなかった。

表 2 に示すように、Cr-Mo-V 鍛鋼の伸びはステンレス鋼よりも低いですが、図 3-6-5 に示すように、Cr-Mo-V 鍛鋼の各切りくずの長さはステンレス鋼よりも長くなった。このことから、実験結果をより詳細に理解するためには、高温および高圧環境における各材料の特性を考慮する必要があると考えられる。たとえば、高温・高圧環境で使用するために開発された Cr-Mo-V 鍛鋼は、このような環境で高いクリープ強度を有し、切削特性に影響を与える可能性がある。

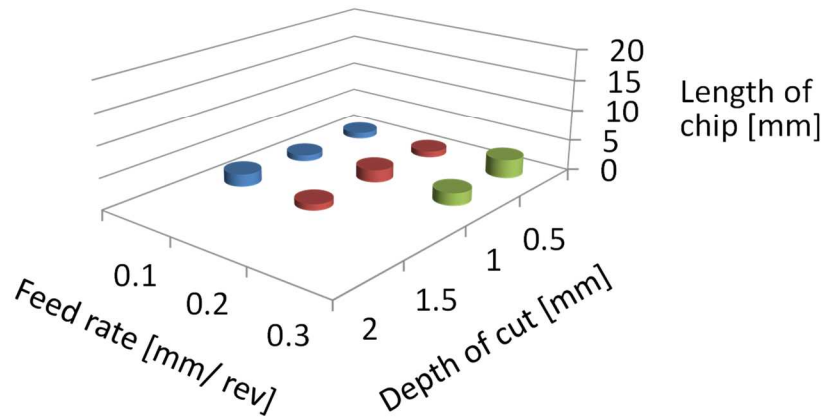
ステンレス鋼の切りくずについては、SUS303 のチップ長が SUS304 に比べて短く、加工性は良好である。これは、SUS303 は快削性のために硫黄やリンなどの元素が添加されたためと考えられる。また、図 3-6-5 に示すように、Cr-Mo-V 鍛鋼の場合、切削工具は最も容易に破砕した。これは、図 3-6-4 に示すように、Cr-Mo-V 鍛鋼の切削では、大きな切削力が作用するためと考えられる。



(a) Cr-Mo-V forged steel



(b) Stainless steel SUS304



(c) Stainless steel SUS303

図 3-6-5 各工作物について切りくず長さ

### (5) チップブレイカ形状の検討

前記のとおり切削作業を容易にするには、切りくずは分断されていたほうがよい。一般に、切りくずを分断するには、チップブレイカの形状を最適化することが有効である(5-7)。チップブレイカを図3-6-6に示すように、切りくずを折曲げることにより、切りくずを分断させる効果がある。

そこで本研究では、市販の切削工具の中からチップブレイカ形状の異なるものをいくつか選んで、切りくずの分断効果について調べた。

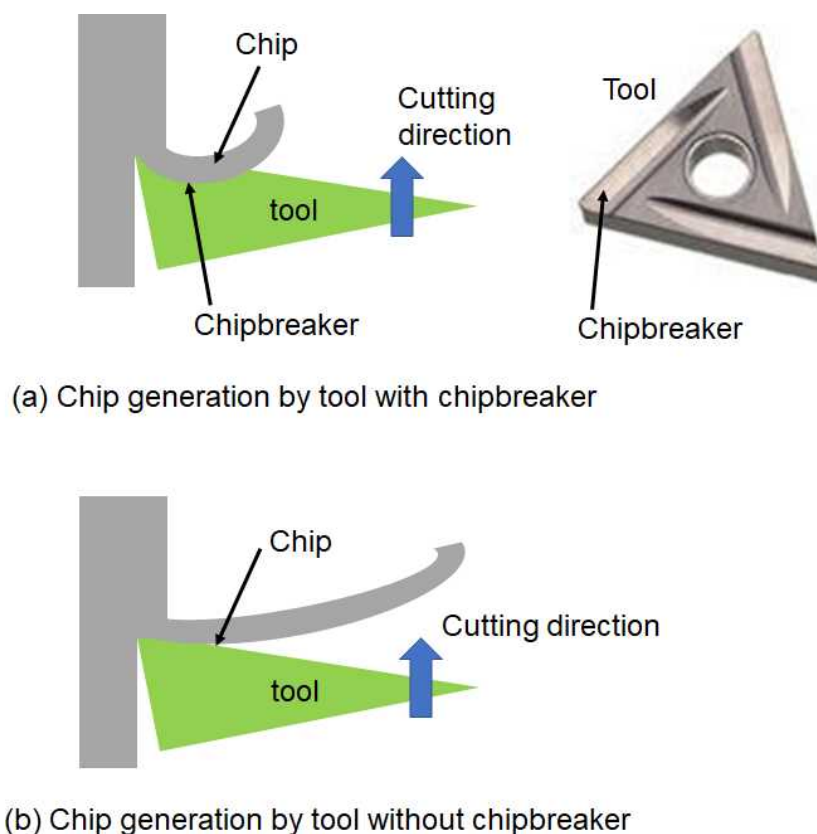


図 3-6-6 チップブレイカの作用を表す模式図

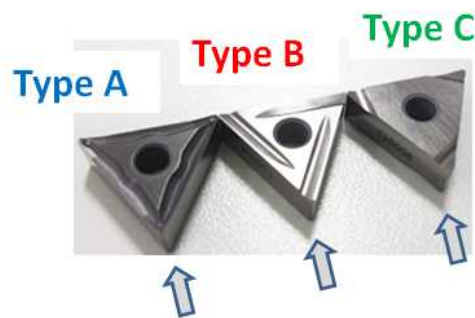
#### (5-1) 実験方法

本研究で使用した切削工具はサーメット製で、工具先端の半径は 0.4mm である。図 3-6-7(a)に使用した切削工具である、工具タイプ A, B, C の外観写真を示す。また、チップブレイカの断面プロファイルを図 3-6-7(b)に示す。工具タイプ A, B, C には、それぞれすくい面に 13°, 14°, および 15° の角度を持つチ

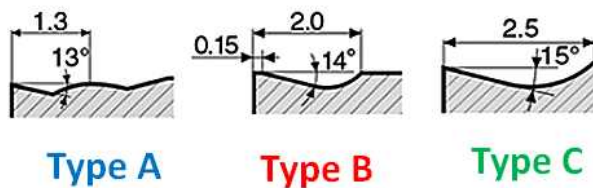


チップブレーカが付与されている。図 3-6-7(c)は、図 3-6-7(a)の矢印の方向から見た工具エッジの写真である。図 7(c)に示すように、工具タイプ A はエッジに勾配がなく、工具タイプ B は緩やかな傾斜を有し、工具タイプ C は鋭い傾斜を有する。

工作物は直径 50mm、厚さ 20mm の円柱で、その側面を普通旋盤(TSL-800, 滝沢工作機械)で切削した。切り込み深さと送り、それぞれ 0.3mm, 0.08mm/rev で、切削距離は 400m とした。工作物の厚さは 20mm なので、この切削距離を達成するために、側面を 11 回繰り返して切削した。切削時には切削油剤は使用しなかった。切削後、切りくず長さを測定し、逃げ面の工具摩耗を光学顕微鏡で評価した。



(a) Photograph of outlook



(b) Cross-sectional profiles of the chip breakers



(c) Photographs of tool edges looking from the direction of the arrows in Fig. 2(a)

図 3-6-7 本実験で使用したチップブレーカ付き切削工具

### (5-2) 切りくず生成と工具摩耗

図 3-6-8 には、実験結果として、さまざまな切断速度で生成した切りくずの長さを示す。切りくずは、すべての場合でヘリカル形状であった。この実験でも、切りくずによる旋削作業の妨げはなかった。図 3-6-8 に示すように、切りくず長さは、すべての工具において、切削速度を増加させると増加した。また、工具タイプ C は 3 種類の工具の中で最も長い切りくずを生成することがわかる。

図 3-6-9 には、工具ごとの切削速度と工具摩耗の関係を示す。工具は切削中に損傷が生じる場合もあった。そこで図 3-6-9 においては、工具摩耗に、逃げ面の工具の損傷が含まれている。図 3-6-9 に示すように、切りくず長さとは対照的に、工具摩耗は切削速度の増加に伴って減少していることがわかる。光学顕微鏡による観察では、切削速度が 25m/min の場合、工具の刃先に損傷が現れた。工具タイプ A と B では、切削速度が 50m/min 以上の場合、エッジの損傷は生じることがなく、摩耗していた。工具タイプ C では、切削速度が最大 75m/min のときに切れ刃が損傷し、切削速度が 100m/min のときには、損傷せずに摩耗していた。つまり、切断速度が低いときは、すべての工具が損傷する傾向にあった。さらに、工具タイプ C は、工具タイプ A および B よりも容易に損傷した。これは、図 3-6-7(b)に示すように、工具タイプ C のすくい面において、チップブレーカの角度が 15° と比較的大きく、エッジが鋭かったことが原因であると考えらる。

以上の実験結果から、切りくず形成と工具摩耗の観点からは、チップブレーカの角度が 14° 以下の工具（工具タイプ B または C）が Cr-Mo-V 鍛鋼を旋削するのに適していることがわかる。なお、工具タイプ B または C を用いた旋削は、工具摩耗と短い切りくずを得るために 50m/min の切削速度で行う必要があると言える。

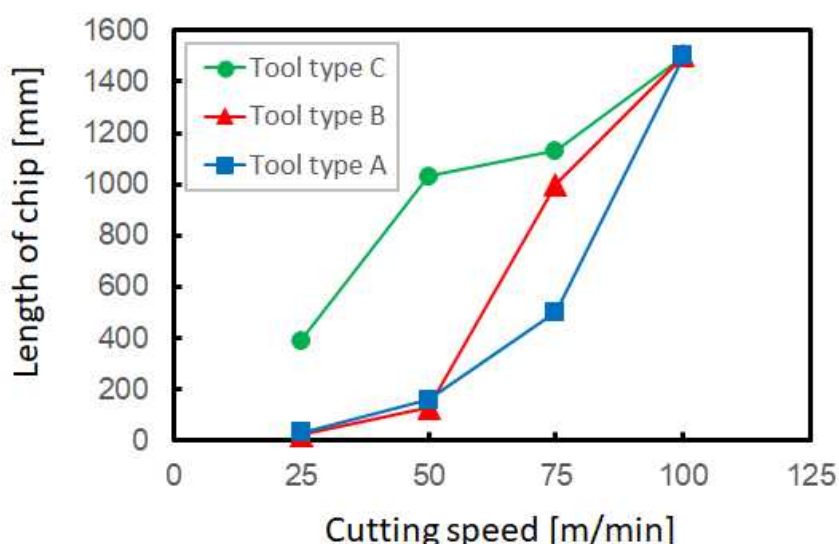


図 3-6-8 各工具に対する切削速度と切りくず長さの関係

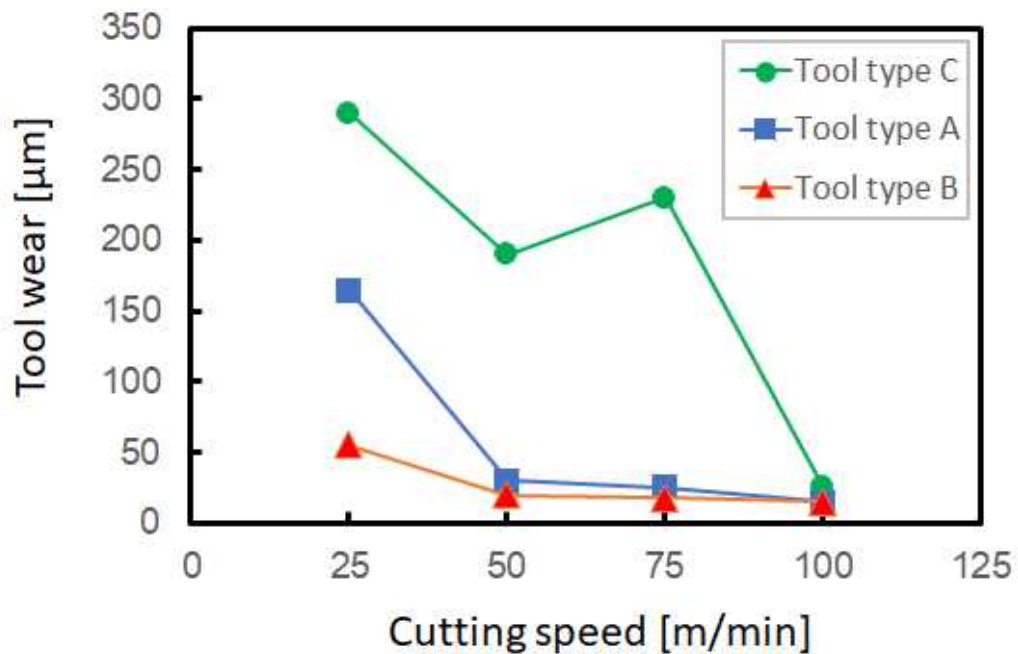


図 3-6-9 各工具における切削速度と工具摩耗

### (5-3) 切削力の測定

切削動力計で旋削時の切削力を測定した。切削力は、前期と同様に、3 分力から算出した。切削力の測定は、側面の 11 回の繰り返し加工において、1 回目の切削において行った。

図 3-6-10 は、各工具で得られた切削力の時間平均を示す。同図に示すように、工具タイプ C の切削力は 3 つの工具の中で最も低かった。これは、工具タイプ C がすくい面で  $15^\circ$  の角度であり、最も鋭いエッジを有するためと考えられる。また、切削速度を変化させても切削力がほとんど変わらないが、切削速度が低い場合に工具摩耗が大きくなった。これは、工具に構成刃先が生成し、その脱離によって表面が摩耗したためと考えられる。

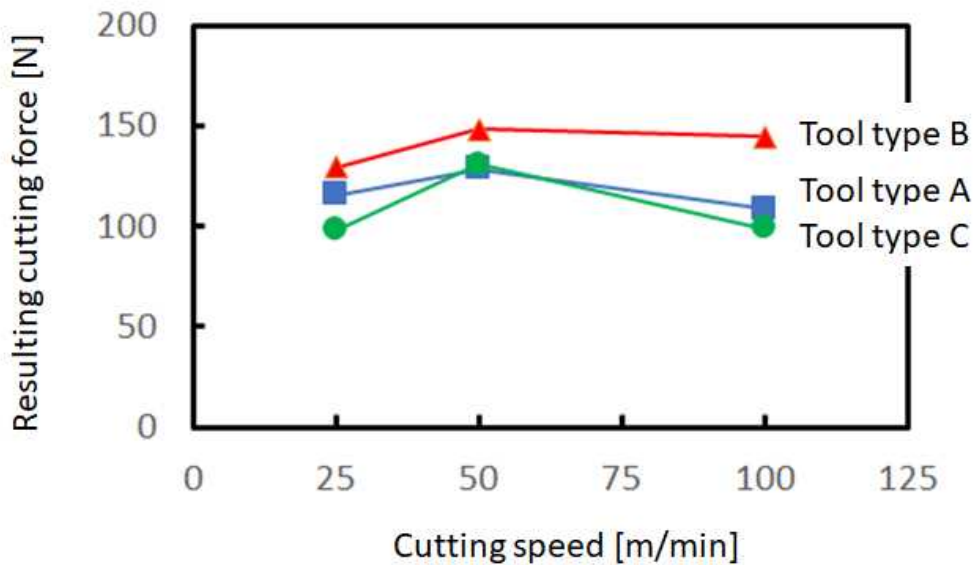


図 3-6-10 各工具における切削速度と切削力との関係

#### (6) おわりに

Cr-Mo-V 鍛鋼の切削特性を調査するために、Cr-Mo-V 鍛鋼製円柱をさまざまな条件下で CNC 旋盤によって加工した。比較のために、ステンレス鋼で作られた円柱も切削した。その結果、サーメット工具の摩耗は WC 工具よりも少なく、切削速度が 50~100m/min で小さくなった。さらに、工具摩耗はステンレス鋼よりも大きかった。切削力の測定により、Cr-Mo-V 鍛鋼はステンレス鋼よりも大きな切削力が必要であり、これが工具摩耗の原因のひとつと考えられる。また、Cr-Mo-V 鍛鋼の切りくず形成を調査し、Cr-Mo-V 鍛鋼の切りくず長さはステンレス鋼よりも大きいことがわかった。

また Cr-Mo-V 鍛鋼を、異なる形状のチップブレイカを備えたさまざまな工具で旋削し、切りくず形成と工具摩耗について調べた。その結果、切りくず形成および工具摩耗の観点から、14° 以下の角度を持つチップブレイカを有する工具が Cr-Mo-V 鍛鋼を旋削するのに適していることがわかった。

なお本研究では、チップブレイカの形状を系統的に変化させて、チップブレイカ形状の影響を詳細に調べることを計画した。このために、チップブレイカが形成されていない工具を準備して、プロファイル研削盤でさまざまな形状のチップブレイカを加工した。それを用いて Cr-Mo-V 鍛鋼を切削したが、切れ刃の損傷が頻発して実験が困難であった。これは、サーメット工具の場合、プロファイル研削盤では加工面にマイクロクラックが生じやすく、このマイクロクラックが工具損傷の起点となったと考えられる。よって、プロファイル研削盤でチップブレイカを創成するのは、硬度の高い Cr-Mo-V 鍛鋼の加工には不向きであり、工具を焼結する際にチップブレイカを付与する必要があると考えられる。

(7) 参考文献

- (1) Viswanathan R and Jaffee R I, Toughness of Cr-Mo-V Steels for Steam Turbine Rotors. J Eng Mater Technol. 1983; 105: 286-294.
- (2) Masuyama F, History of Power Plants and Progress in Heat Resistant Steels. ISIJ International, 2001; 41: 612-625.
- (3) Kitagawa T, Maekawa K, Shirakashi T, and Usui E, Study on analytical prediction of cutting tool life (4th report) – Characteristics equation of flank wear-. J. Jpn Soc for Prec Eng. 1987; 53: 1414-1419.
- (4) Yamane Y and Sekiya K, An Evaluation of Difficulty in Machining Difficult-to-Cut Materials by using Difficult-to-Cut Rating. J. Jpn Soc for Prec Eng. 2004; 70: 407-411.
- (5) 中山 一雄, チップブレーカの研究, 日本機械学会論文集, 1961, 27(178) p. 833-843
- (6) 長谷川 嘉雄, 花崎 伸作, 藤原 順介, 和田 任弘, チップブレーカに関する研究 (広域型チップブレーカの切りくず折断機構), 精密工学会誌, 1986, 52(5) p. 858-863
- (7) 帯川 利之, 笹原 弘之, 白井 英治, チップブレーカ作用の有限要素法解析, 精密工学会誌, 1992, 58(12) p. 2051-2056

### 3-6-2. SUS304 の疲労強度と加工面性状との関係

#### (1)はじめに

オーステナイト系ステンレスである SUS304 (18Cr-9Ni) は、耐食性に優れており、耐熱鋼としても広く使用されている。たとえば、食品設備や一般化学設備、発電設備などの高温高圧環境下で使われる機械部品の材料として利用されている。SUS304 製の機械部品は、製造の最終工程において、仕上として、切削加工が施されることが多い。このため、その表面性状は切削加工によって決定される。

これまでの多くの研究から、表面性状は疲労強度に影響を及ぼすことが知られている(1-8)。たとえば、また蓮沼らは、切削された SUS316 の低サイクル疲労試験を実施して、表面に存在する損傷に着目した疲労寿命の研究を実施している。また、研磨や研削で加工された試験片を回転疲労試験して疲労特性を明らかにした研究が数多くある(9-11)。一方、切削面を対象とした研究として、村上らは、切削によって周期的な表面粗さを生成し、その表面粗さ値と疲労強度の関係を詳細に調べている(12, 13)。しかし、村上らが対象とした試験片の表面粗さは、産業的に使われる機械部品の表面粗さと比較すると 1 桁程度大きな値である。以上のように、通常の切削された機械部品に見られる表面粗さの疲労強度への影響については十分な検討が行われているとは言えない。そこで本研究では、そこで本研究では、SUS304 を工作物として用いて、JISにおいて除去加工の表面形状として規定される水準の表面を、旋削によって創成した。その試料を用いて、表面粗さと疲労強度との関係を調べるた。

#### (2)加工硬化層の調査

疲労強度は表面の加工硬化層に影響される。そこで、本研究では加工硬化層の厚さと硬さを一定にして、表面粗さの異なる試験片について疲労試験をすることにした。そこで、疲労試験に先立って、以下のように、切削条件と表面粗さおよび加工硬化層の関係を調べた。

##### (2-1)実験方法

各種切削条件で旋削加工を行い、生成される加工硬化層を調べた。サーメット製で、先端半径 0.4mm の工具を用いた。工作物には直径 50mm、厚さ 20mm の引き抜き材を用いた。

まず、図 3-6-11 に示すように引き抜き材を四分の一に分け、切断面をアクリル樹脂に埋め込んだのちに、研磨布などを用いて鏡面に研磨した。そして、ビッカース硬度を調べた。ビッカース硬度の試験位置も図 1 に示す。試験の負荷は 490mN とした。試験は各位置に対して 3 回行い、測定結果を平均した。

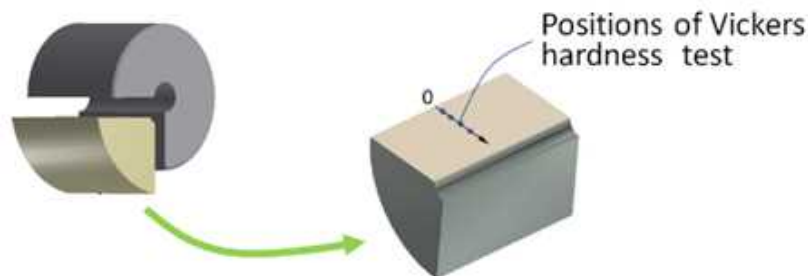


図 3-6-11 ビッカース硬度の測定方法

図 3-6-12 に引き抜き材のビッカース硬度の測定結果を示す. 同図のように, 表面から 3mm 程度の深さまで硬化層があることがわかる. このことから, 切削における硬化層を調べるにあたり, 旋削により表面から 5.0mm を加工して, 引き抜き材の硬化層を除去した. この加工により, 今度は切削の硬化層が生じたが, その厚さは 0.1mm 程度であった. そこで, この加工で製作された  $\Phi 40\text{mm}$  の試験片を切削実験で用いることにした. 切削面の表面粗さは, レーザープローブ式の表面粗さ計で測定した. 切削面の硬化層の測定方法も図 3-6-11 に示したものと同一である.

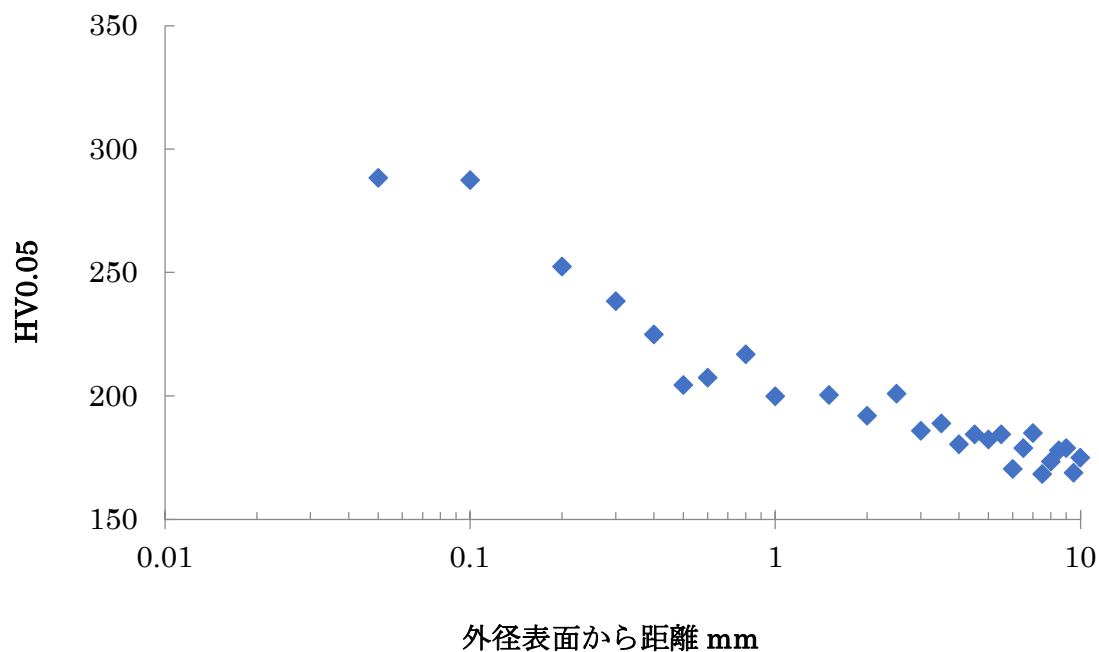


図 3-6-12 引き抜き材の表面硬化層

## (2-2) 実験結果

図 3-6-13 には、切削結果の一例として、切込み深さを 0.3mm として、送りを変化させた場合の表面粗さとビッカース硬度を示す。図 13 に示すように、送りを変化させることによって表面粗さが変化することがわかる。ビッカース硬度については、送りが 0.2mm/rev の場合はやや大きな値となっているが、0.08～0.16mm/rev の範囲では、ほとんど同じであることがわかる。なお、切り込み深さや切削速度を変化させても表面粗さや加工硬化層の厚さはほとんど変化しなかった。

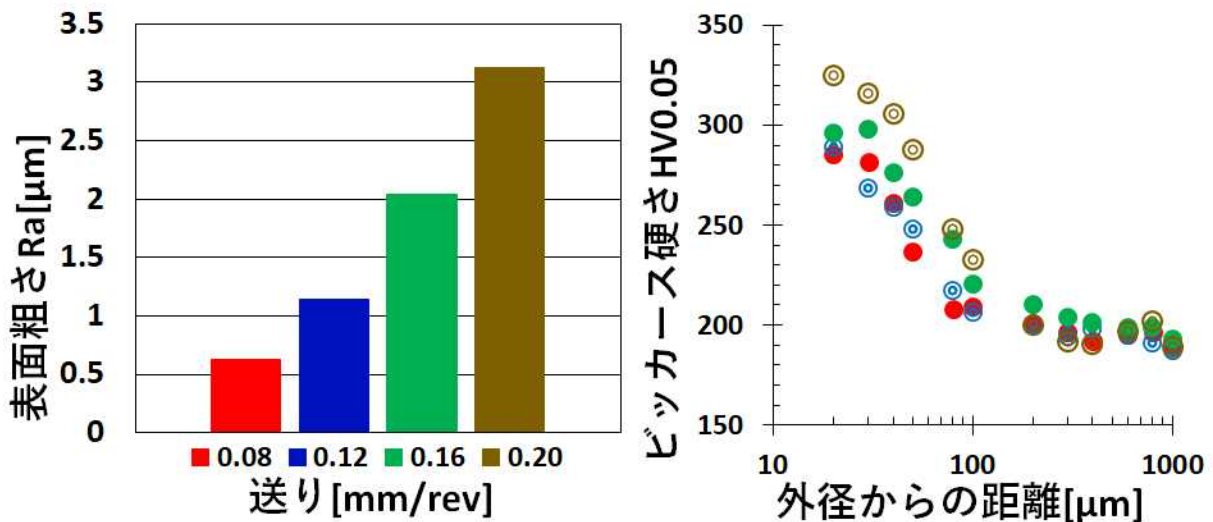


図 3-6-13 送り速度を変えた場合の表面粗さと加工硬化層の変化

## (3) 疲労試験

### (3-1) 試験片の製作

試験片の blanks 材は Φ20mm 長さ 200mm の SUS304 製の引き抜き材である。この素材から、CNC 旋盤を用いて、図 3-6-14 に示す試験片を製作した。製作方法としては、まず、粗切削によって概略形状を加工し、そのあとで、平行部だけを仕上げ切削した。これにより、平行部において表面粗さの異なる試験片を得た。仕上げ切削の条件は、切込み深さを一定の 0.3 mm として、送りは 0.08, 0.12, 0.16 mm/rev の 3 とおりに変えた。この切削条件であれば、前項で記したように、硬化層の深さと硬度はほとんど同じと見なせる。また、この条件で加工される面の表面粗さは、平滑面～中級仕上げ面に該当する。これは、普通旋盤で得られる機械加工部品の表面粗さとしては、ほぼ上限から下限の範囲にあると考えて良い。



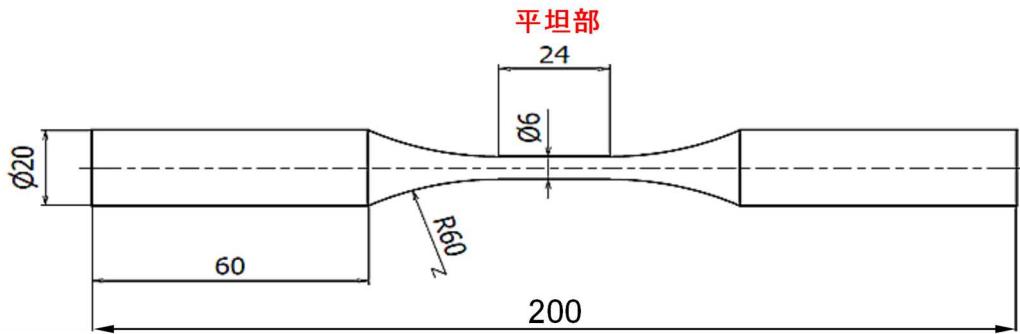


図 3-6-14 試験片形状

図 3-6-15 には、切削面の表面粗さをレーザプロブ式の表面粗さ計で測定した結果をまとめる。また図 3-6-16 には、粗さ曲線の例を示す。図 3-6-14 の測定結果は、図 3-6-12 で得られた表面粗さとほとんど同じ結果が得られていることがわかる。また、送り 0.08 mm/rev で切削された試験片の平行部を研磨紙で研磨することで、平滑な試験片も製作した。研磨部の直径を測定した結果、研磨量は 0.05mm 程度であった。研磨面の表面粗さは、図 3-6-14 に示すとおり、Ry 1.31 $\mu$ m, Ra 0.11 $\mu$ m と平滑であった。

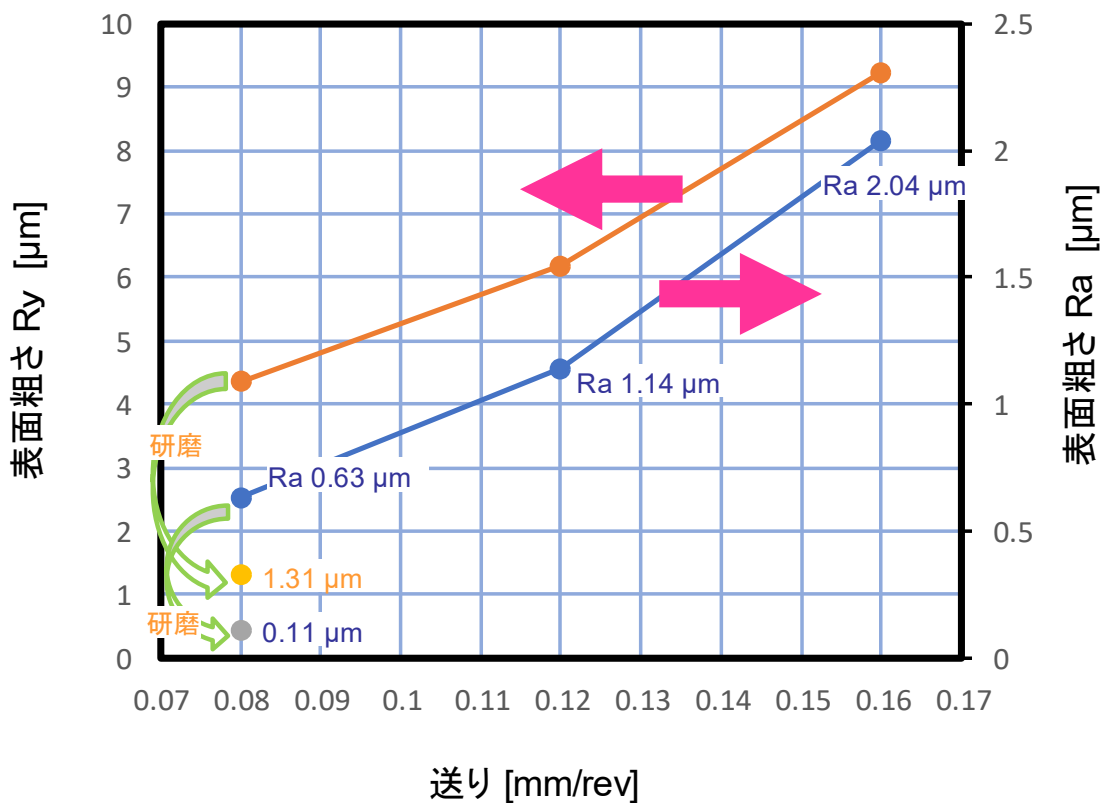
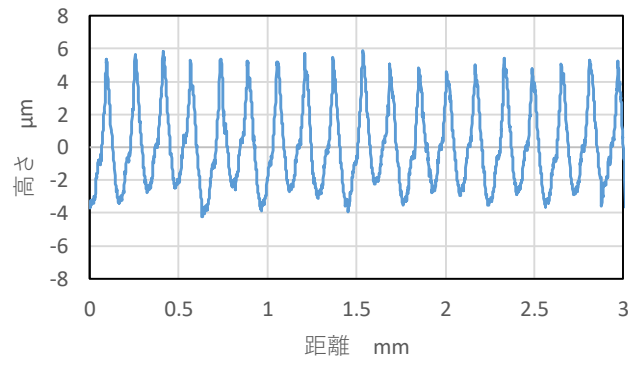
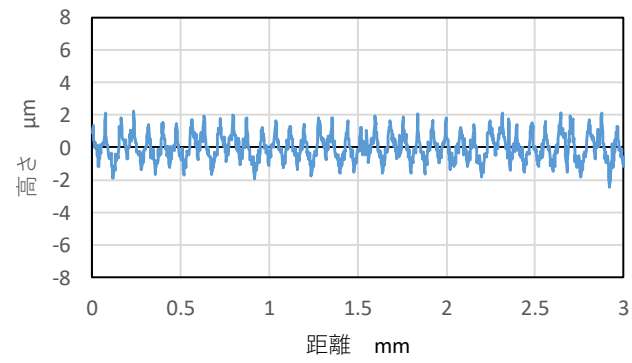


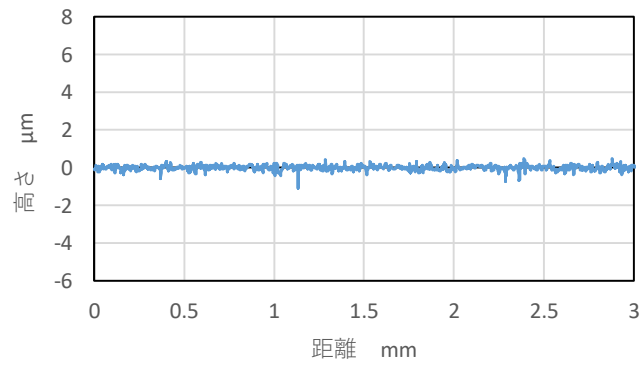
図 3-6-15 旋削条件と加工面（平坦部）の表面粗さ，ならびに研磨試験片の製作結果



(a) 送り 0.16mm/rev で加工された面. Ra 2.04μm



(b) 送り 0.12mm/rev で加工された面. Ra 1.14μm



(c) 送り 0.08mm/rev で加工された面を研磨したもの. Ra 0.11μm

図 3-6-16 表面粗さ曲線の例

### (3-2) 表面粗さの異なる試験片による疲労試験

図 3-6-17 に模式的に示すように、部分片振りによって疲労試験を行った。用いた試験機は、油圧式小型疲労試験機（島津製作所製，EHF-UD5-20L）である。疲労試験の応力振幅は，200，250MPa，最小応力  $\sigma_{min}$  は 70MPa とした。本試験における，平均応力と応力振幅は下式のとおりである。

$$\sigma_m : \text{平均応力} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3-6-1)$$

$$\sigma_a : \text{応力振幅} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3-6-2)$$

また，応力の周波数は 15Hz とした。疲労試験は，試料が破壊していなくても，サイクル数は  $1.2 \times 10^6$  で終了することにした。

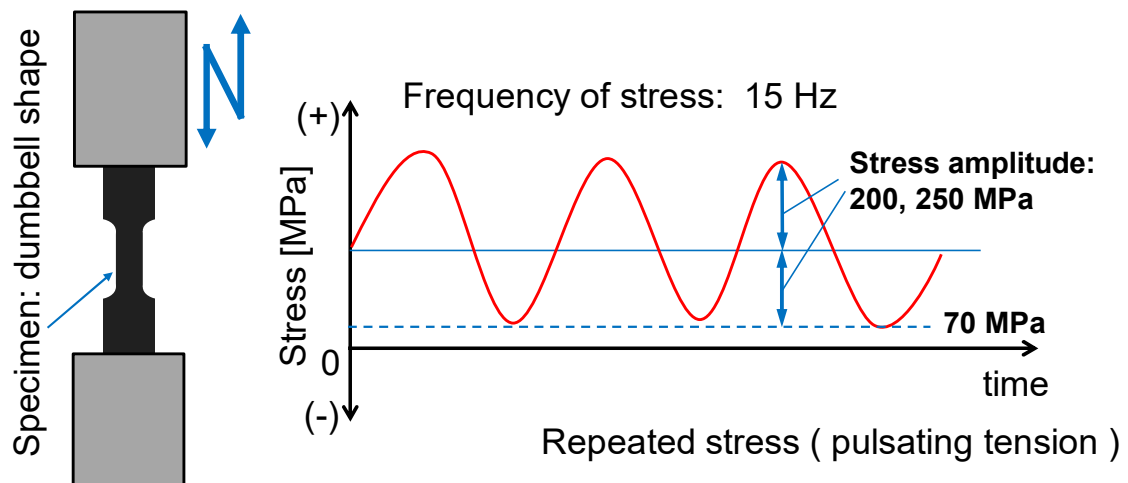


図 3-6-17 疲労試験方法

図 3-6-18 に、疲労試験の結果を示す。同図に示すように、研磨試験片は、応力振幅 200MPa でしか実験していないが、これは破断に至らなかった。一方、切削試験片は、すべて破断した。すなわち、表面が平滑でない限り、疲労強度は低下することがわかった。しかし、図 3-6-18 に示すように、表面粗さと疲労強度(繰り返し数)に相関は見られなかった。

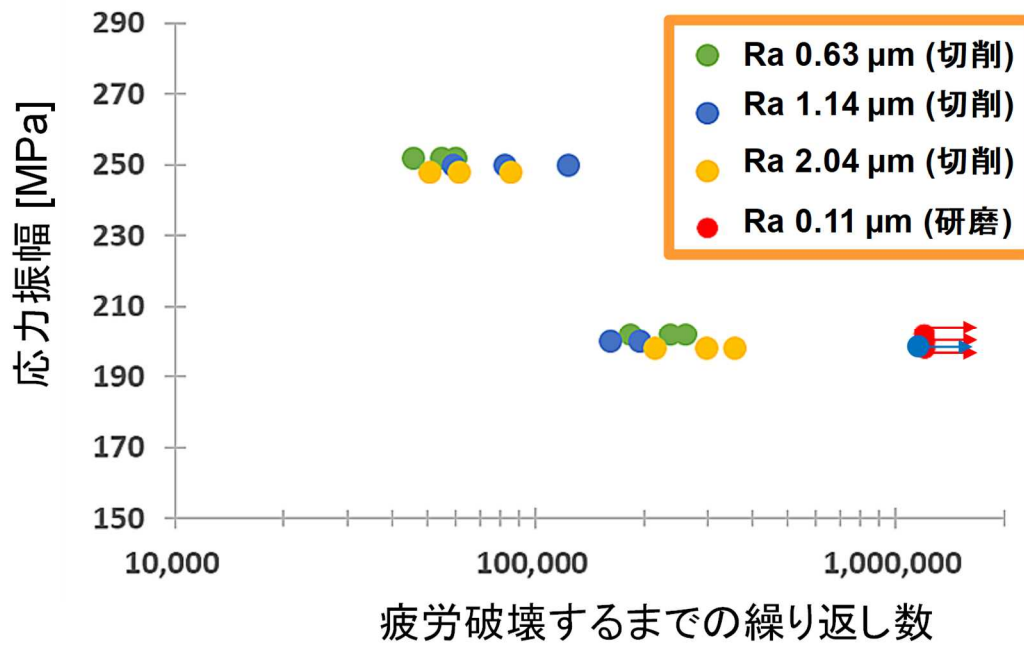


図 3-6-18 各種表面粗さ試験片の疲労強度

#### (4) 微小溝付き試験片の疲労試験

図 3-6-18 の実験結果から、微小であっても表面の凹凸は疲労強度に影響を及ぼすが、疲労強度と表面粗さの間には相関は見られないことがわかった。しかし、既往の研究では、表面の傷が大きいほど、疲労強度が低下することが示されている。そこで、本試験片の場合、どの程度深い傷であれば相関が認められるのかを調べることにした。具体的には、疲労試験片の中央部に深さの異なる溝が付いた試験片を準備して、溝の深さと疲労強度との関係を調べた。

溝付き試験片の製作手順は、図 3-6-19 に示すとおりである。すなわち、深さ  $10\mu\text{m}$  以上の溝は、旋盤で加工するようにした。溝加工に用いた切削工具は、表面粗さの異なる試験片を製作するときに用いたものと同じもので、ノーズ半径が  $0.4\text{mm}$  の工具である。したがって、形成される溝も、谷部が  $R0.4\text{mm}$  の丸溝となる。溝付き試験片の素材は、送り  $0.08\text{mm/rev}$  で加工されたもの（表面粗さ  $Ra0.63\mu\text{m}$ ）を用いた。一方、旋盤の位置決め分解能は  $10\mu\text{m}$  なので、 $10\mu\text{m}$  よりも浅い溝は旋盤で加工するのは困難である、そこで、薄刃の刃物を用いて手作業で溝を加工するようにした。用いた素材は、送り  $0.08\text{mm/rev}$  で加工したあと、研磨紙で研磨したものである。

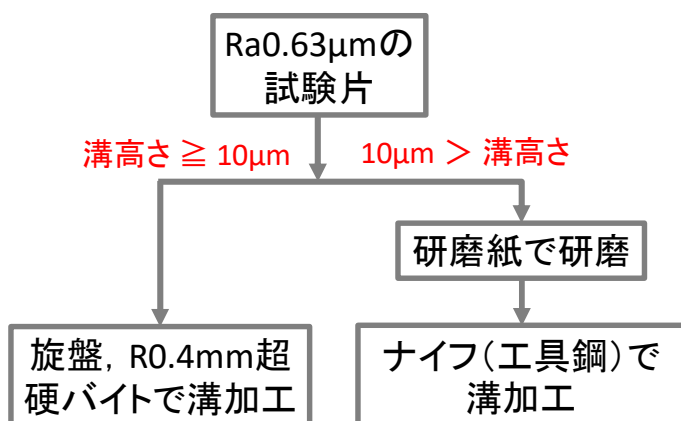
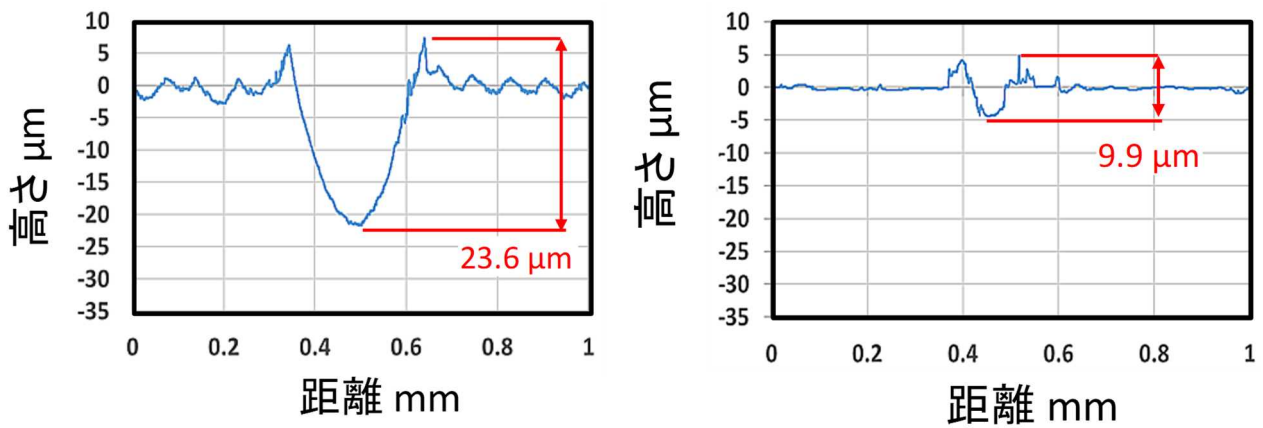


図 3-6-19 溝付き試験片製作手順

このように旋盤と手作業で形成した溝の深さを実測したところ、約  $2\mu\text{m}$ ~ $35\mu\text{m}$  であり、ほぼ所望の深さの溝付き試験片を製作することができた。図 3-6-20 に加工された溝の例を示す。なお、溝を加工すると、溝の周辺が盛り上がる。そこで、表面粗さの形態と統一するために、溝深さに盛り上がり高さを加えたものを、溝深さと定義することにした。



(a) 送り 0.08mm/rev で加工された試験片に形成された溝 (b) 研磨された試験片に形成された溝

図 3-6-20 溝形状の測定例

溝付き試験片を応力振幅 200MPa で疲労試験した。図 3-6-21 に疲労試験結果を示す。同図に示すように、溝高さと疲労強度（繰返し数）には相関があることがわかる。溝深さが大きくなるほど、疲労破壊しやすい。溝深さが低くなるにつれて、疲労強度のばらつきが大きくなる傾向にある。なお、破断部を観察すると、すべての試験片で、溝部から破断されていた。

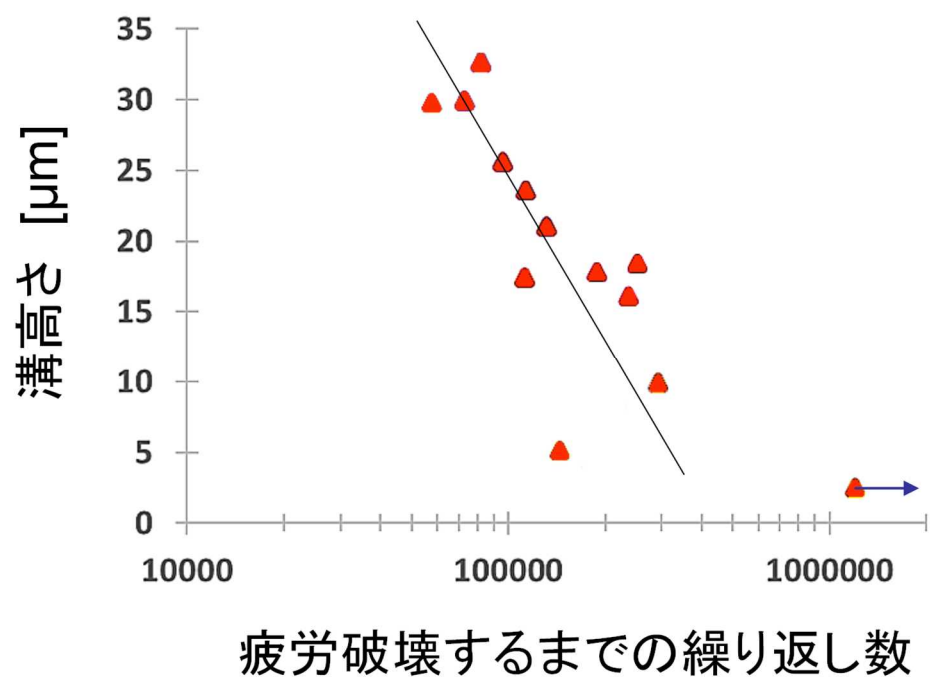


図 3-6-21 微小溝付き試験片の疲労強度

そこで図 3-6-17 に示した切削試験片のなかで、応力振幅 200MPa の疲労試験の結果を、つぎのように整理し直すことにした。すなわち、疲労試験片の粗さ曲線から 10 個の凹凸を抜き取って、その平均値を求めた。その値を切削痕深さと定義した。ここで、表面粗さの Ry 値を切削深さと定義することも考えられるが、こうすると、表面粗さのノイズ成分やうねりが含まれ、切削深さの値は過大になる。そこで、本研究では、粗さ曲線から 10 個の凹凸を抜き取って計算した値を用いることにした。

図 3-6-22 は、上記のように求めた切削痕深さと疲労寿命との関係を、図 3-6-21 に示した溝付き試験片の疲労試験結果の上にプロットしたものである。同図に示すように、切削試験片の実験結果は、溝付き試験片に関する実験結果で得られた相関直線の近傍に位置している。さらに、切削試験片の実験結果は、溝付き試験片の実験結果のばらつきの中にもほぼ包含されることがわかる。旋削で形成される表面粗さの差異 (Ra0.63~2.04 $\mu\text{m}$ ) は小さいため、疲労寿命の差異として表れない。また、切削試験片の疲労試験結果は、微小溝付き試験片の疲労試験結果と矛盾しない。これらのことから、SUS304 は、一般的な旋削加工で製造された加工された部品であれば、疲労強度は切削条件に依存しないといえる。

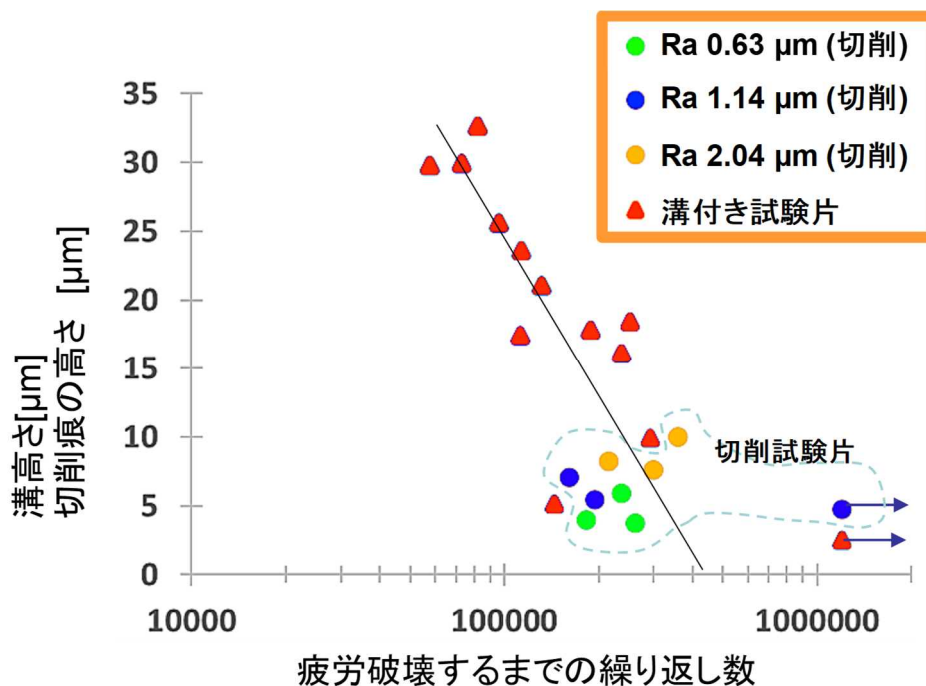


図 3-6-22 微小溝付き試験片，切削試験片の疲労強度。これは、微小溝付き試験片の実験結果 (図 3-6-22) と、切削試験片の実験結果 (図 3-6-18) と同一グラフにプロットしたものの。

## (5) 結言

SUS304 について、旋削試験片の表面粗さと疲労強度との関係を調べた。試験片は、平滑面 (Ra0.63 $\mu$ m, Ry4.4 $\mu$ m) ~中級仕上げ面(Ra2.04 $\mu$ m, Ry9.2 $\mu$ m)であり、これは普通旋盤で得られる面としてはほぼ上限~下限に相当する。切削試験片 (Ra0.63~2.04 $\mu$ m, Ry4.4~9.2 $\mu$ m) については、表面粗さと疲労強度に相関は見られなかった。微小溝付き試験片(溝高さ 5.2~32.6 $\mu$ m)については、溝深さと疲労強度には相関があった。切削試験片の実験結果は、微小溝付き試験片で得られた実験結果のばらつきの中にほぼ包含される。すなわち、旋削で形成される表面粗さの差異 (Ra0.63~2.04 $\mu$ m) は小さいため、疲労寿命の差異として表れないが、切削試験片の疲労試験結果は、微小溝付き試験片の疲労試験結果と矛盾しない。

## (6) 参考文献

- (1) 竹内悦男, 松岡三郎, 西島敏, 木村恵: 室温における SUS304 鋼の疲労特性, 日本機械学会論文集 A 編, 51 (464), 967-974, 1985
- (2) 西谷弘信, 今井良一, 奥園兼郷: 表面仕上げ材における疲労限度の意味, 日本機械学会論文集 A 編, 1987, 53 (494) 1888-1892
- (3) 西谷弘信, 今井良一: 表面仕上げが異なる S45C 平滑材の疲労過程, 日本機械学会論文集 A 編, 1985, 51 (463) 766-774
- (4) 西谷弘信, 今井良一: S45C および SCM435 熱処理材の回転曲げ疲労強度におよぼす表面仕上げの影響, 日本機械学会論文集 A 編, 1983, 49 (442) 693-698
- (5) 高瀬徹, 瀬戸口克哉, 若原力: S25C 焼なまし材およびポリカーボネートの疲労強度に及ぼす表面粗さの影響, 日本機械学会論文集 A 編, 1998, 64 (622) 1463-1467
- (6) Ataollah Javidi, Ulfried Rieger, and Wilfried Eichlseder, The effect of machining on the surface integrity and fatigue life, *International Journal of Fatigue* 30 (2008) 2050–2055
- (7) 蓮沼将太, 野呂亮太, 麻生俊, 小川武史: オーステナイト系ステンレス鋼の低サイクル疲労強度に及ぼす表面加工層の影響, 日本機械学会論文集, 82 (840) 16-00183, 2016
- (8) 渡部正気, 古市博: 高硬度鋼の疲労強度に及ぼす表面仕上げの影響 (炭化けい素およびダイヤモンド砥粒の場合), 日本機械学会論文集 C 編, 1990, 56 (528) 2257-2262
- (9) 渡部正気, 古市博: 高硬度鋼の疲労強度に及ぼす研削加工の影響: 第1報, CBN および WA 砥粒による研削によって生じる被削材の表面性状, 日本機械学会論文集 C 編, 1990, 56 (528) 2252-2256
- (10) 渡部正気, 古市博: 高硬度鋼の疲労強度に及ぼす研削加工の影響: 第2報, 疲労き裂生成との関連, 日本機械学会論文集 C 編, 1991, 57(535) 1002-1007
- (11) S. O. A. El-Helieby and G. W. Rowe, Influences of surface roughness and residual stress on fatigue life of ground steel components, *Metals Technology*, 7 (1), 1980, 221-225
- (12) 村上敬宜, 堤一也, 藤嶋正博: 疲労強度に及ぼす表面粗さの影響の定量的評価, 日本機械学会論文集 A 編, 62 (597) 1124-1131, 1996
- (13) 村上敬宜, 高橋宏治, 山下晃生: 疲労強度に及ぼす表面粗さの影響の定量的評価: 粗さの深さとピッチの影響, 日本機械学会論文集 A 編, 63 (612) 1612-1619, 1997



### 3-6-3. CrMoV 鍛鋼の疲労強度と加工面性状との関係

#### (1)はじめに

Cr-Mo-V 鍛鋼は、発電所のタービンロータやタービンバルブなど、高温高圧環境で使用される機械部品に適した材料である(1-3)。一般に、Cr-Mo-V 鍛鋼製の部品は、製造工程の最終段階において切削加工で表面仕上げが行われる。したがって、Cr-Mo-V 鍛鋼の切削特性を理解することは、高精度に部品を効率的に製造するために重要であると考えられる。しかし、Cr-Mo-V 鍛鋼を切削した場合の表面粗さや加工硬化層に関する研究はほとんど行われていない。また、SUS304 と同様に、Cr-Mo-V 鍛鋼についても通常の切削で形成される表面性状が疲労寿命に及ぼす影響を調べた研究も見られない。

前章では、Cr-Mo-V 鍛鋼製の円柱を、さまざまな条件下で CNC 旋盤で旋削した場合の工具摩耗や切りくず形成を調査した(3)。本研究では、さまざまな旋削条件下で Cr-Mo-V 鍛鋼の工作物を旋削し、その加工硬化層を調査した。得られた実験結果から、表面粗さが異なり加工硬化層の少ない Cr-Mo-V 鍛鋼の試験片を製作し、疲労試験を実施することにより、表面粗さの疲労寿命への影響を評価した。

#### (2) 供試材料

本研究で用いた Cr-Mo-V 鍛鋼製の工作物は 3-6-1 章で使用したものと同一である。実験で用いた工作物は、図 3-6-23 の左側のハッチング領域から切り出したものである。また、比較のためにステンレス鋼 SUS304 も用いた。

#### (3) 加工硬化層の測定

##### (3-1) 実験方法

まず、ブランク材の硬化層を調べた。前記の 3-6-2 (2) 章で述べてた方法で測定した。測定結果を図 3-6-24 に示す。同図のように加工硬化層はほとんどみられなかった。実験にあたり直径を統一するための旋削を行ったが、それでも硬化層は図 3-6-24 と同程度であった。

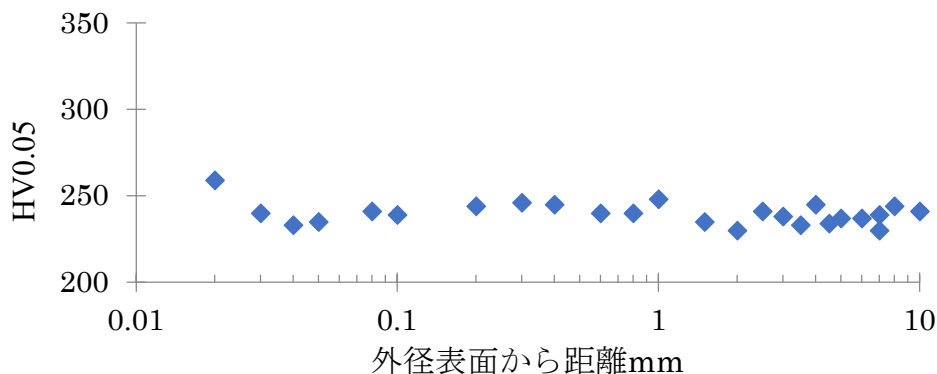


図 3-6-24 Cr-Mo-V 鍛鋼ブランク材の硬化層の表面硬化層

つぎに、表 3-6-3 に示す各種条件で旋削加工することで生じる加工硬化層を調べた。工具には、ノーズ半径 0.4mm のサーメット工具を用いた。工作物は直径 35mm、厚さ 20mm の円柱である。切削条件と試験片を表 2 に示す。切削速度は、すべての試験片について 50m/min とした。旋削された試験片を分割して、ビッカース硬度計で加工硬化層を評価した。

また、前記の SUS304 の引き抜き材についても、表 3-6-3 の B1~B6 の条件で切削して、加工硬化層の評価を行った。

表 3-6-3 切削条件と試験片番号

Feed rate [mm/rev]	Depth of cut [mm]		
	0.3	0.5	1.0
0.08	B1	B2	B3
0.20	B4	B5	B6
0.31	B7	B8	B9

### (3-2)実験結果

図 3-6-25 には、さまざまな旋削条件下で、Cr-Mo-V および SUS304 の試験片の表面下で生成された加工硬化層の深さの測定結果を示す。同図に示すように、Cr-Mo-V 鍛鋼は SUS304 に比べると加工硬化層が生じにくいことがわかる。Cr-Mo-V 鍛鋼において加工硬化層が発生するのは、送り速度 0.31mm/rev の場合だけである。0.31 mm/rev の送り速度でも、Cr-Mo-V 鍛鋼の加工硬化層の深さはわずか 40 $\mu$ m であった。一方、SUS304 の場合は、いずれの場合でも、最大約 100 $\mu$ m の深さで加工硬化層が生成された。

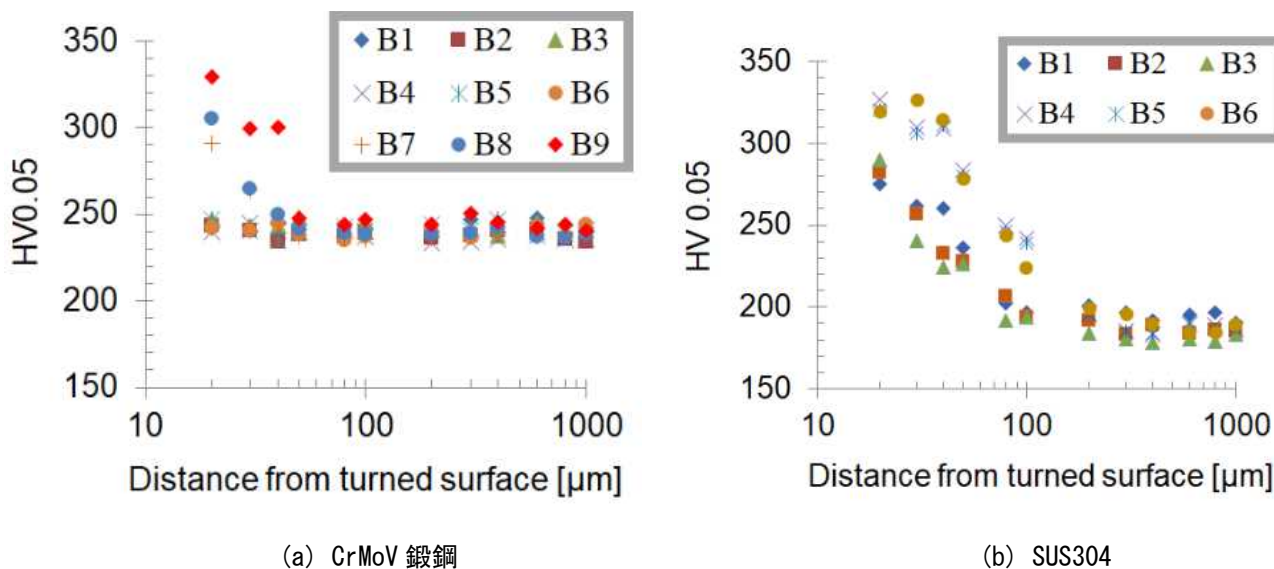
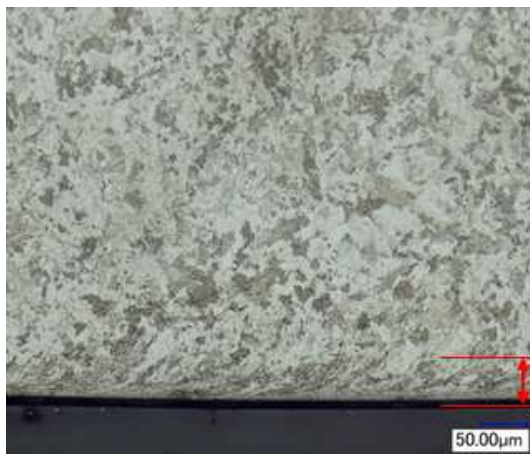
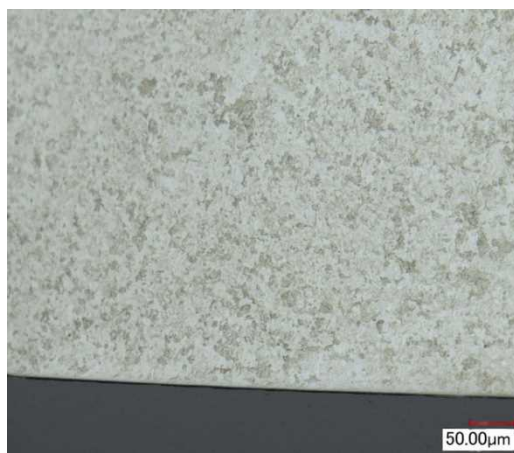


図 3-6-25 ステンレス鋼 SUS304, CrMoV 鋼の各種切削条件における加工硬化層の評価

表面の金属の構造を観察するために、Cr-Mo-V 鍛鋼の試料の切削面を研磨し、エッチングした。エッチング液は、塩酸 5cc、トリニトロフェノール 1g、エタノール 100cc の混合液で、エッチング時間は 9s とした。観察結果、図 3-6-26 に示すように、0.31mm/rev の送り速度により得られた試料では、深さ 40 $\mu$ m まで塑性変形している。一方、0.20mm/rev の送り速度により得られた試料では塑性変形はほとんどみられない。この観察結果と図 3-6-25 から、加工硬化層の生成の原因は、主に旋削で生じた塑性変形によるものと考えられる(5-7)。



(a) 切り込み 0.3mm, 送り速度 0.31mm/rev (条件 B7) で加工された試料



(b) 切り込み 0.3mm, 送り速度 0.20mm/rev (条件 B4) で加工された試料

図 3-6-26 CrMoV 鋼の切削面近傍の金属組織観察結果

#### (4) 疲労試験

##### (4-1) 試験片の製作方法

旋削された Cr-Mo-V 鍛鋼の疲労試験を、次のようにさまざまな表面粗さの試験片を用いて行った。図 3-6-25 に示すように、Cr-Mo-V 鍛鋼の場合、0.2mm/rev 以下の送り速度では加工硬化層はほとんど見られない。このような条件で旋削することで、加工硬化層を発生させることなく、さまざまな表面粗さの疲労試験片を作ることができる。これにより、表面粗さのみに依存する疲労寿命を調べることができる。そこで、試験片は 0.08, 0.12 および 0.16 mm/rev の送り速度によって製作した。試験片の形は 200mm の長さのダンベル形状とした。製作した試験片の表面粗さを、レーザープローブ式三次元測定器を用いて測定した。測定の結果、平均表面粗さ Ra は 0.90, 1.31, 2.25  $\mu\text{m}$  であった。

##### (4-2) 疲労試験の方法

疲労試験は、油圧式小型疲労試験機を用いて、応力振幅 300, 350, 400MPa の部分片振りで行った。最小応力  $\sigma_{\min}$  は 70MPa とした。応力の周波数は 15Hz とした。試験は、試料が破壊していなくても、 $1.2 \times 10^6$  のサイクル数で終了することにした。

##### (4-3) 疲労試験の結果

図 3-6-26 には、疲労破壊断面の SEM 観察結果の例を示す。応力振幅 450MPa では 27 回の繰返しで破壊したものである。同図に示すように、応力振幅を 400MPa から 300MPa に低下させることによって、疲労き裂進展領域が広がっていくのがわかる。

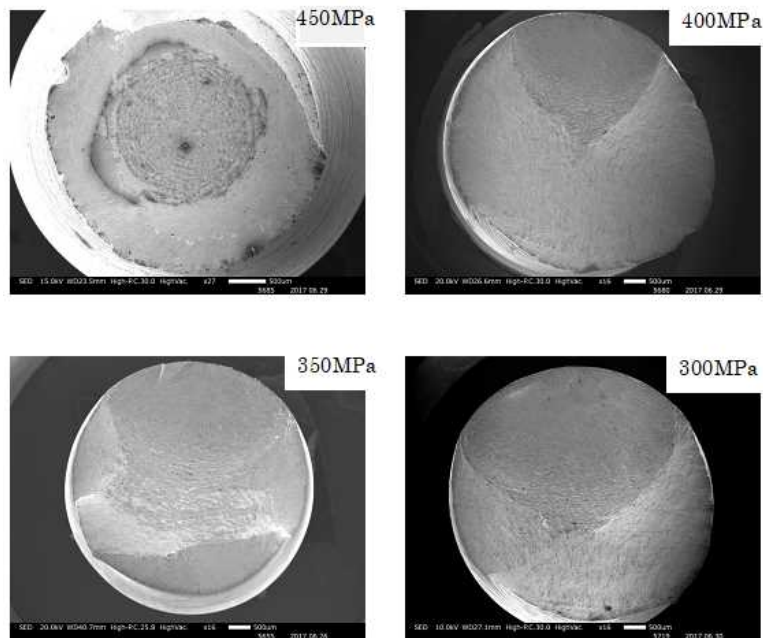


図 3-6-25 Cr-Mo-V 鋼の疲労破断面の SEM 観察例

図 3-6-27 には疲労試験の結果を示す。同図では、各種の表面粗さを有する試験片の応力サイクル数と応力振幅との関係を示している。応力振幅 450MPa では、前記のように 20 数回程度で破断したので図 3-6-27 には示していない。図 3-6-27 では、矢印は  $1.2 \times 10^6$  の応力サイクルの数で破壊が生じなかったことを表している。図示のように、応力振幅が 400MPa の場合、疲労寿命は表面粗さとは無関係であることがわかる。しかし、応力振幅を低くしていくと、疲労寿命は表面粗さに影響される傾向を示すことがわかる。

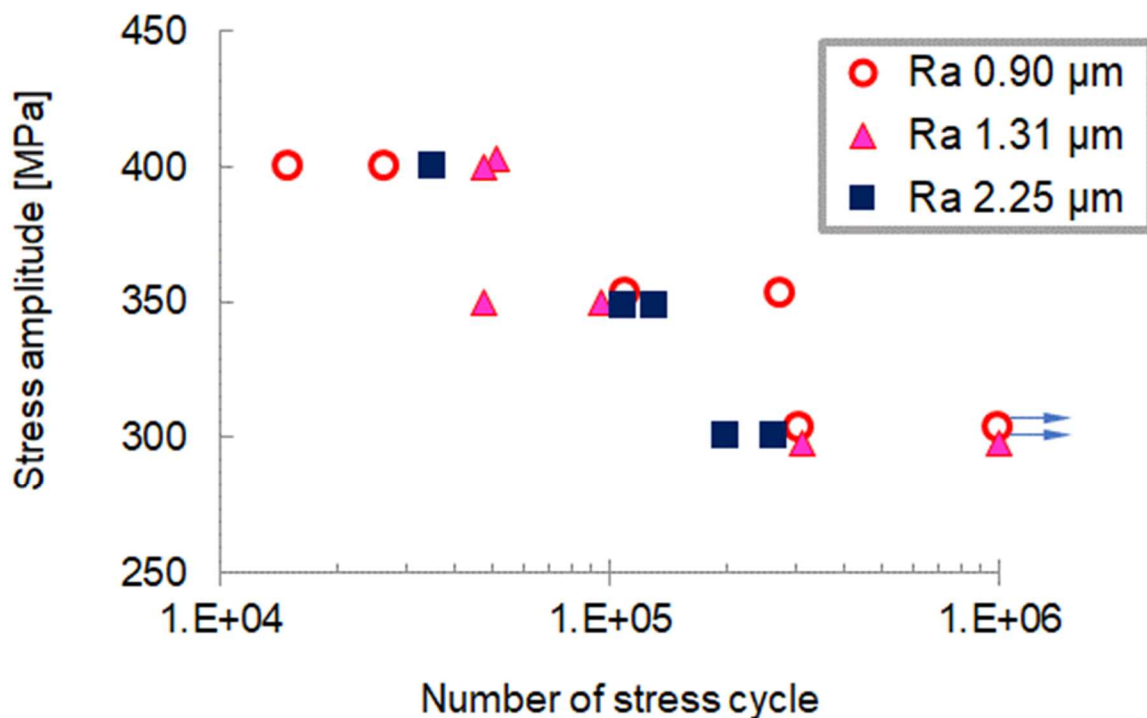


図 3-6-26 様々な表面粗さを有する CrMoV 鋼の疲労寿命

#### (5) おわりに

さまざまな旋削条件下で Cr-Mo-V 鍛鋼とステンレス鋼 SUS304 を加工した。その結果、Cr-Mo-V 鍛鋼は SUS304 に比べて加工硬化層がほとんど生成されにくいことがわかった。

さまざまな表面粗さを有する加工硬化層の少ない Cr-Mo-V 鍛鋼の試料を製作し、疲労寿命を評価した。疲労試験は、300~400MPa の範囲で応力振幅を変化させることによって行った。その結果、応力振幅が低いと表面が滑らかになるにつれて疲労寿命が長くなることがわかった。

#### (6) 参考文献

- (1) Viswanathan R and Jaffee R I, Toughness of Cr-Mo-V Steels for Steam Turbine Rotors. J Eng Mater Technol. 1983; 105: 286-294.
- (2) Masuyama F, History of Power Plants and Progress in Heat Resistant Steels. ISIJ International, 2001; 41: 612-625.

- (3) B. Fnides, M. A. Yallese, T. Mabrouki, and J-F. Rigal, Surface roughness model in turning hardened hot work steel using mixed ceramic tool, *Mechanics*, Vol 77, No 3 (2009) , 68-73
- (4) Takino H, Ota M and Yamanaka A, "CUTTING CHARACTERISTICS IN TURNING OF Cr-Mo-V FORGED STEEL," 2016, Proc. 31st American Society for Precision Engineering (ASPE) Annual Meeting. 562-565
- (5) 引地力男, 近藤英二, 皮籠石紀雄, 新井実, 切削加工における加工硬化層の生成機構 (第 1 報, 加工硬化層の生成に関する力学的因子の検討), *日本機械学会論文集 C 編*, 2000, 66 (647) p. 2423-2428
- (6) 引地力男, 近藤英二, 皮籠石紀雄, 新井実, 切削加工における加工硬化層の生成機構 (第 2 報, 加工硬化層の深さに影響する力学的因子の計算モデルによる検討), *日本機械学会論文集 C 編*, 2002, 68 (671) p. 2169-2174
- (7) 白樫高洋, 帯川利之, 笹原弘之, 和田 武司, 切削加工変質層生成過程のシミュレーション解析 (第 1 報), 残留応力分布の予測法の提案と妥当性の検証, *精密工学会誌*, 1993, 59 (10) p. 1695-1700

### 3-7. 回転式攪拌装置の流体力学的荷重と疲労強度評価

攪拌用の翼を回転させ、内容物の混合を行う回転式攪拌槽装置は、多くの産業分野で見られる最も汎用される装置の一つである。エネルギー、石油精製、化学等のプラントにおいては、反応、物質移動を促進する目的で高温、高圧のタンク内で攪拌混合を行うことも少なくない。回転式攪拌装置では、回転軸である攪拌軸の先端に、攪拌翼を設置して対象流体に流れを発生させる。これらの攪拌軸、翼にはタンク内の流動状態に対応したトルク、ラジアル荷重が作用するため、攪拌条件（翼形状、軸長、翼回転数、流体粘度等）に応じた装置の強度設計が求められる。不適切な設計は装置の破損、内容物の漏洩、火災、爆発等の甚大事故につながる。当然のことながら強度設計の基本となるのは、装置に付与される荷重である。回転式攪拌装置では、一般に攪拌翼を回転させるためのモーメントであるトルクに基づき設計がなされてきた。また、トルクとともに発生する、攪拌翼に水平方向から作用するラジアル荷重については、トルクに比例するとする経験則に基づき設計を行ってきた。このような設計はタービン翼やパドル翼を攪拌槽の中心で回転させる従来型の攪拌装置、手法では問題ないが、近年、攪拌混合操作の高度化を目的に種々開発される新しい攪拌翼、攪拌手法にそのまま適用できるかは不明である。さらにいえば、これまでの設計法は、翼の回転が安定した定常状態におけるトルクの平均値に基づく設計であるが、新しい攪拌手法では、定常状態であっても、トルクが大きく変動する場合がある。また、ラジアル荷重の値もこれまでの攪拌方式に比べ大きくなり、その変動幅も大きくなる。これまで、これらの設計は主に経験的な知見に基づき行われることが多かったが、既存設備の老朽化や新しい攪拌方式の開発に伴い、より高いレベルの安全・安心設計を行うため、タンク内の流動状態と装置に作用する応力の理論的解析、それに基づく疲労寿命の高精度な予測が求められつつある。本研究では、まず、種々の攪拌条件において攪拌軸、翼に作用するトルク、ラジアル荷重を定量的に明らかにし、その発生メカニズムを解明する。さらに、この知見に基づき、流れの変動に伴う応力の変動を考慮した回転式攪拌装置の疲労寿命予測法を確立しエネルギー、化学等機器の安全性向上を目指す。

本研究の研究イメージを図3-7-1に示す。回転式攪拌装置に作用する荷重として、回転モーメントであるトルクと回転軸の水平方向からの力であるラジアル荷重が疲労を含む強度設計に重要と考えた。また、これらは流体との相互作用や装置構造と関連し時間的に変動する。変動は疲労強度における繰返し応力として作用すると考えられ、その振幅、周波数を明らかにするとともに、発生メカニズムの解明を目標とした。これらの知見は回転攪拌装置の連続運転に関する疲労強度の評価に寄与するものと考えられる。さらにトルクに関しては定常運転時の

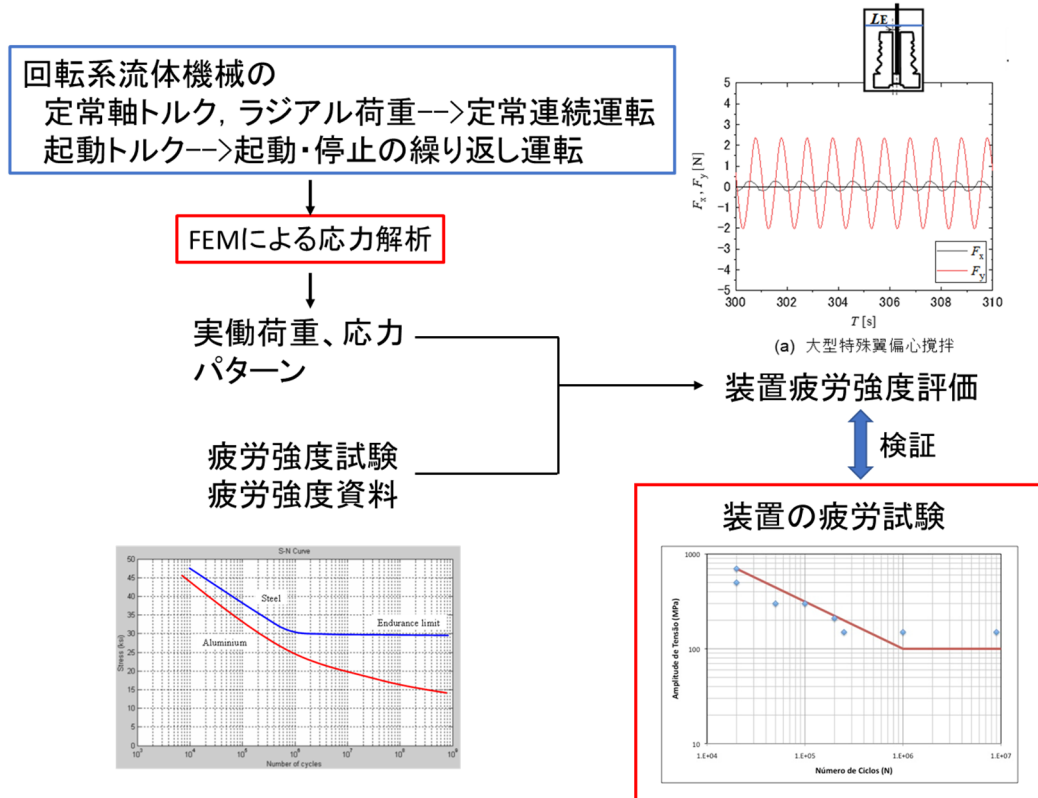


図 3-7-1 研究のイメージ

トルク（定常トルク）とともに定常トルクに比べ大きな値を示す回転開始時のトルク（起動トルク）の大きさ、発生メカニズムについても検討を行った。起動トルクに関する知見は起動・停止を繰り返すような装置の使用を行う場合の疲労強度評価を可能にすると考えられる。

### 3-7-1. 回転式攪拌装置の定常トルクとその動的挙動

(1) はじめに

回転式攪拌装置の定常トルクの平均値  $T$  [Nm] については、式(3-7-1)に基づき、それぞれの攪拌翼に作用する攪拌所要動力  $P$  [W] として整理され、従来型の翼の定常トルクの平均値に関しては十分な知見があると考えられる。

$$P = 2\pi nT \quad (3-7-1)$$

ここで  $n$  [s<sup>-1</sup>] は攪拌翼の回転数速度

また、攪拌所要動力と各種攪拌条件は式(3-7-2)、(3-7-3)に基づき攪拌レイノルズ数  $Re$ 、動力数  $Np$  として無次元化され、図 3-7-2 に示されるような  $Np-Re$  線図として整理され<sup>1)</sup>、相似形装置であれば、槽の大きさに依らず動力を介し、トルクの値を得ることが可能である。

$$Re = \frac{\rho n d^2}{\mu} \quad (3-7-2)$$

$$Np = \frac{P}{\rho n^3 d^5} = \frac{2\pi T}{\rho n^2 d^5} \quad (3-7-3)$$

ここで  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]、 $\mu$  [Pa.s] は流体密度、粘度、 $d$  [m] は攪拌翼径である。

しかし、近年新しく開発された高性能攪拌翼、攪拌方式については体系的な報告がまだ十分ではない。またトルクの経時的な変動についての報告は極めて少ない。そこで本研究ではこれまで体系的なトルクの報告のない攪拌翼を対象にトルクの経時変化の測定を行い、平均トルクを取得するとともに、トルクの経時的な変動をトルクの標準偏差として得た。

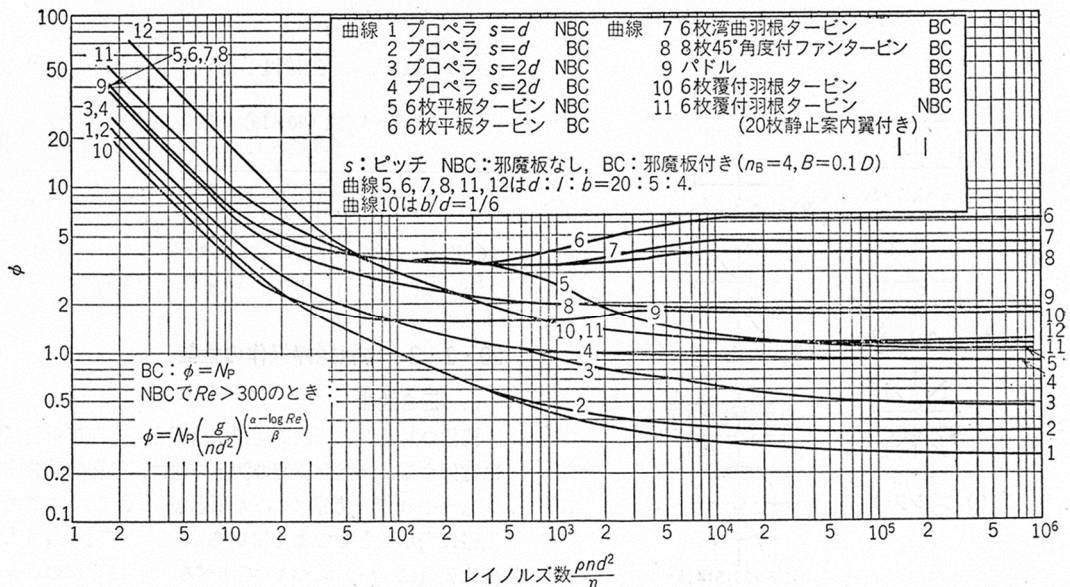


図 3-7-2  $Np-Re$  線図の一例

#### (2) 試験方法

図 3-7-3 に試験に用いた攪拌装置の概略を 2 枚垂直パドル翼を設置した場合を例に示した。攪拌槽には円筒槽を用い、槽底形状は平底あるいは皿底槽とした。低粘度液を対象とした乱流での中心攪拌においては、攪拌槽壁



に槽径の1/10の幅の邪魔板を4枚設置した。モータに適宜な直径の攪拌軸を設置し、そこに攪拌翼を設置し試験を行った。図3-7-4には試験に用いた攪拌翼の概略を表3-7-1にはそれぞれの翼を用いる試験での装置条件を示した。2段ディスクタービンの形状は、ラシウトンタービン翼を模して作製されており、2つの攪拌翼間のクリアランスを変えて試験を行っている。また、2枚垂直パドルは次に示す各種大型特殊翼の下段翼に相当する形状とした。マックスブレンド（住友重機械工業(株)）、フルゾーン（神鋼環境ソリューション(株)）、MR203、MR205（佐竹化学工業(株)）は大型特殊翼に分類される翼で、広い粘度範囲の流体、言い換えれば層流から乱流状態の広範囲の攪拌操作において高い性能を示す翼である。これらの翼の寸法は槽径に対応した各メーカーの標準寸法を採用した。

攪拌液には、水（密度 $\rho=997\text{ kg/m}^3$ 、粘度 $\mu=0.001\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ）、グリセロール（ $\rho=1260\text{ kg/m}^3$ 、粘度 $\mu=1.10\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ）およびそれらの混合液を用い、層流から乱流の攪拌状態での試験を行った。また、非ニュートン粘度がトルクに及ぼす影響について検討するためカルボキシルメチルセルロース（CMC、ダイセル化学）水溶液ももちいた。

トルクの測定は、攪拌軸に設置した歪ゲージ（PCF-02-35S4-T3-44、東洋測器）で攪拌軸のねじれ歪みを測定することで行った。攪拌液や気温の影響を排除するため、本測定では4点式の測定を採用した。歪ゲージの抵抗値（歪）は攪拌翼、軸とともに回転する無線アンプ（TWI-701、東洋測器）からコンピュータに接続された計測システム（TWT、東洋測器）転送され、予め作成した歪み-トルクの相関式により、トルクの値を得た。計測の時間分解能は、無線アンプ-計測システム間の転送速度に依存し、本試験では80 Hz（0.0125-s）である。

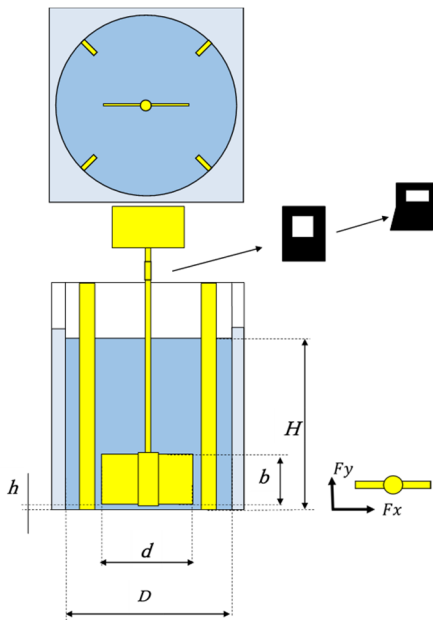


図 3-7-3 定常トルクの測定装置概略

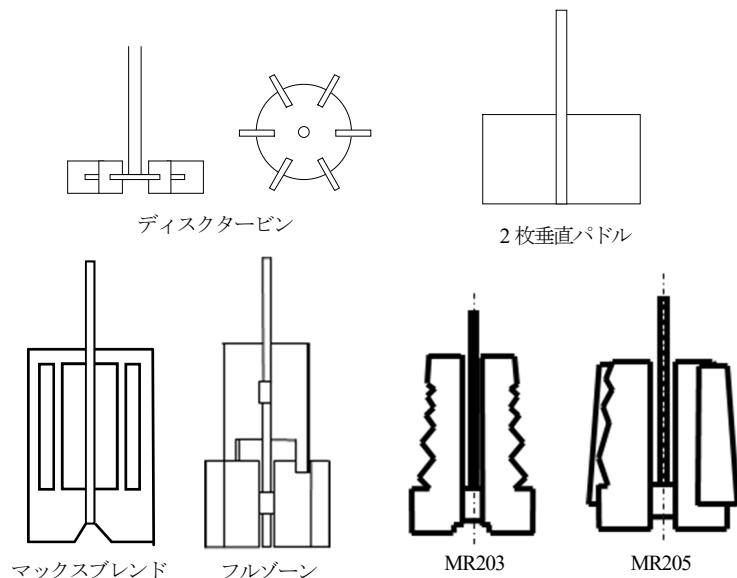


図 3-7-4 測定対象攪拌翼の概略

表 3-7-1 各種攪拌翼の寸法条件

攪拌翼	槽径 $D$ [m]	翼径 $d$ [m]	軸径 $d_s$ [m]	槽底形状
2段ディスクタービン	0.31	0.123	0.012	皿底
2枚垂直パドル	0.20	0.110	0.008	平底
マックスブレンド	0.31	0.116	0.015	皿底
フルゾーン	0.20	0.120	0.008	平底
MR203	0.20	0.147	0.008	平底
MR205	0.20	0.141	0.008	平底

### (3) 試験結果

#### (3-1) 中心攪拌における2枚パドルの定常トルク

攪拌軸を攪拌槽の中心で回転させる中心攪拌における定常トルクについて、2枚垂直パドルを例として示す。

図 3-7-5 には高粘度ニュートン流体であるグリセリンを攪拌液とした場合のトルクの試験結果を示す。この条件では攪拌レイノルズ数  $Re = 7 \sim 63$  である。回転式攪拌装置では  $Re$  が 100 以下では槽内はほぼ層流状態で流動していると考えられ、層流攪拌状態にあると考えられる。同図(a)にはトルクを測定した経時変化を示した。図の横軸は計測時間であり、トルクの値が急峻に増加する時刻にモータの回転を開始しており、逆に減少する時刻に回転を停止している。回転数を順次増加して測定を行っているため、階段状にトルクが増加している。トルクの経時変化の解析は翼が一定回転数で回転している段階のステップ部のデータを対象に行った。それぞれの回転数における線の幅はトルクの変動を示している。グリセリンを攪拌液とした場合、回転数の増加により変動の幅が小さくなっていることが分かった。同図(b)には、回転数  $n = 2 \text{ s}^{-1}$  におけるトルクの経時変化の拡大図を示した。トルクは平均値  $T_{ave}$  を中心に規則的に変動していることが分かる。後述するように、この変動の周波数は回転数の4倍である。本試験では4枚の邪魔板が槽壁に設置されており、攪拌翼が回転する場合の抵抗となっているためトルクの変動が生じていることが推察された。本研究では変動の幅を評価するためにトルクの標準偏差  $T_{sd}$  を用いることにした。

図 3-7-6 には水を攪拌液とした場合のトルクの経時変化とその拡大図を同様に示した。この試験条件では攪拌レイノルズ数  $Re = 6000 \sim 54500$  であり、攪拌槽内は乱流状態にある乱流攪拌での結果である。同図(a)より回転数

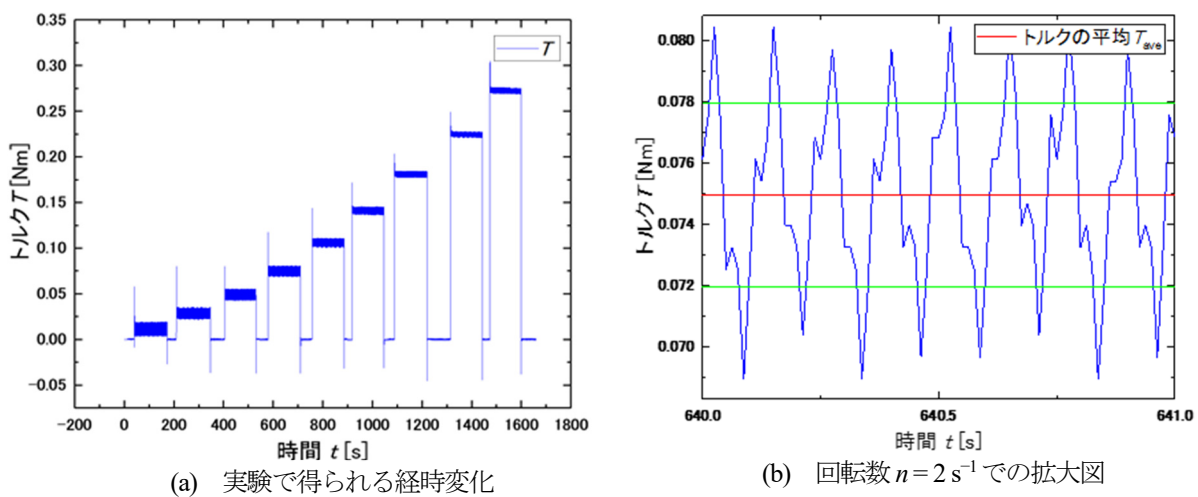


図 3-7-5 グリセリン中の攪拌におけるトルクの経時変化

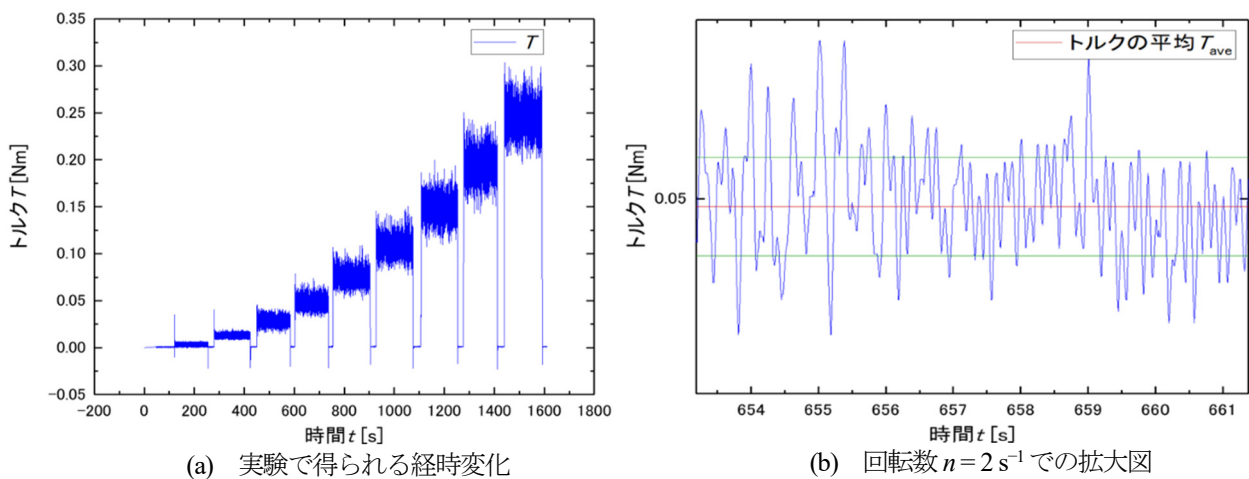


図 3-7-6 水中の攪拌におけるトルクの経時変化

の増加に伴いトルクは増加する点は層流攪拌と同様である。一方、線の幅が示すトルク変動の大きさは、回転数が増加した場合、層流攪拌とは逆に増加することが分かる。また、同図(b)に見られるようにトルクの変動は層流攪拌に比較し不規則性が増していることが分かる。

これらの減少を定量的に整理するため、先ず平均トルク  $T_{ave}$  およびトルクの標準偏差  $T_{std}$  と回転数の関係について調査した。図 3-7-7 には平均トルク  $T_{ave}$  と翼回転数  $n$  の関係を攪拌液の粘度毎に両対数グラフで示した。いずれの攪拌液においても、 $T_{ave}$  と  $n$  は両対数グラフ上で直線的であることが確認された。層流攪拌と考えられる  $\mu=1.1$  Pa.s では  $T_{ave}$  は  $n$  に比例しており、遷移状態から乱流攪拌と考えられる  $m=0.164\sim 0.001$  Pa.s では  $T_{ave}$  は  $n$  の 2 乗に比例して増加することが確認された。層流攪拌では摩擦抗力によりトルクが発生するため、トルクは翼回転数（厳密には翼と流体の相対速度）に比例し、乱流攪拌では圧力抗力でトルクが発生するためトルクは翼回転数の 2 乗に比例することが知られている。本試験の結果も妥当な結果であることが確認された。

図 3-7-8 にはトルクの標準偏差  $T_{std}$  と翼回転数  $n$  の関係を示した。層流攪拌においては、 $T_{std}$  は  $n$  に対して 0.5 乗で減少することが分かる。この原因はまだ定かではないが、層流攪拌におけるトルクの変動には攪拌軸の反りや攪拌軸の設置時のずれも影響しており、回転数の増加に伴うジャイロ効果により回転軸の保存性が増し、より正確に中心攪拌が実現できるため、トルクの変動が減少したものと思われる。遷移状態から乱流攪拌においてはトルクの変動は翼回転数の 1 乗に比例して増加することが分かる。また、いずれの場合でも  $T_{std}$  は  $T_{ave}$  の約 1/10 程度であることが分かる。また、層流攪拌においては  $n$  の増加により  $T_{ave}$  は増加し、 $T_{std}$  が減少すること。乱流攪拌においては  $n$  の増加により  $T_{ave}$  が 2 乗で増加し、 $T_{std}$  は 1 乗でしか増加しないことから攪拌軸の強度設計においてはトルクの平均値  $T_{ave}$  の影響が重要になることが推察される。

図 3-7-9(a)には層流攪拌におけるトルク経時変化の FFT 周波数解析について示す。なお、横軸には周波数  $f$  を回転数  $n$  で無次元化している。回転数の 4 倍の周波数 ( $f/n=4$ ) に大きな振幅をもつことが分かる。攪拌翼は 1

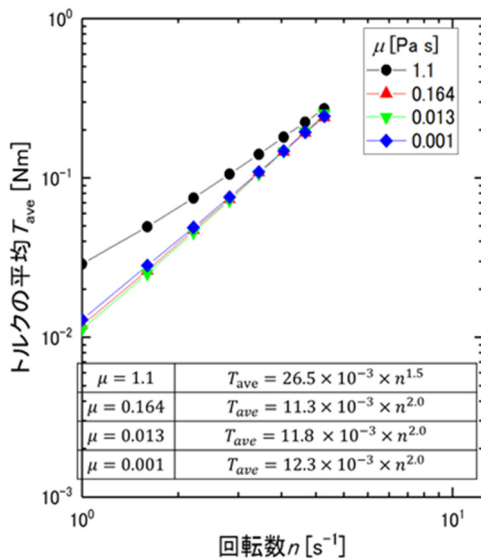


図 3-7-7 翼回転数と平均トルクの関係

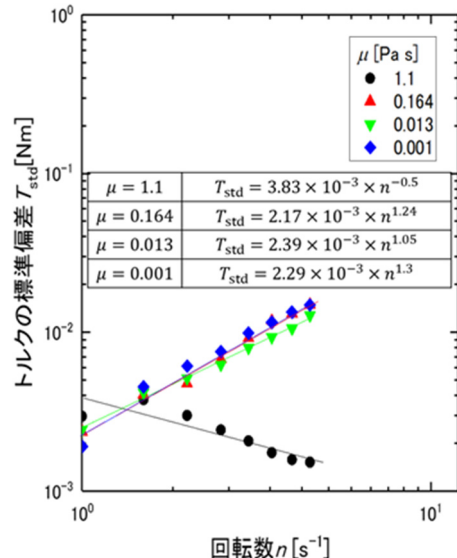


図 3-7-8 翼回転数とトルクの標準偏差数の関係

回転数当たり 4 回邪魔板に隣接領域を通過する。トルクの変動が 2 枚の羽根が邪魔板に接近することにより発生していることを明確に示している。同図(b)には乱流攪拌においては FFT 周波数解析を同様に示した。層流攪拌の場合と同様  $f/n = 4$  に大きな鋭く、大きなピークが見られる。乱流攪拌においても 4 枚の邪魔板がトルクの変動を発生させていることが分かる。また  $f/n = 1.5$  に比較的大きく、やや幅広なピークが見られ、 $f/n < 4$  の低周波数の領域に数多くのピークが見られる。これらのピークは図 3-7-1 のトルクの経時変化に見られた不規則で大きなうねりに相当するものである。層流攪拌では見られないことから、乱流攪拌で見られる流れの変動、いわゆる乱流の長周期変動に由来しているものと考えられる。乱流攪拌の流れでは、当然のことながら高周波数の渦、流れの変動も発生するが、そのような乱流流動の影響はトルクの変動に大きな影響を及ぼさないことも分かった。

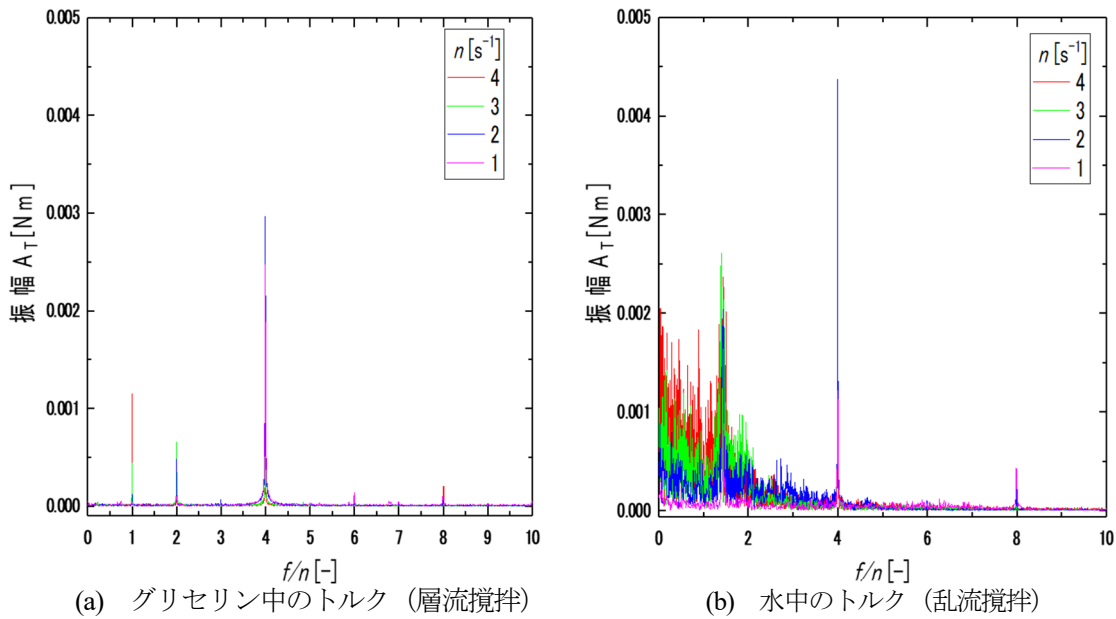


図 3-7-9 トルク経時変化の FFT 周波数解析

### (3-2) 偏心攪拌におけるトルク

攪拌装置の回転軸（攪拌軸）を攪拌槽の中心に設置する中心攪拌では、特に低粘度液を対象とした乱流攪拌において軸部に固体的回転体と呼ばれる、攪拌翼と相対速度をもたない円筒状の領域が発生する。この領域は回転方向の速度は有するものの、剪断速度や乱れが発生せず、さらには、その領域と外部との流体交換が起こらないため攪拌の大きな目的である混合において大きな問題となる。また、固体的回転体外部の領域も、回転方向の速度が支配的で混合に効果的な半径方向、高さ方向の速度が小さく問題となる。この問題を解決するために通常は邪魔板と呼ばれる板を槽壁に設置し、回転方向の流れを妨げ、高さ方向、半径方向の流れを誘発させる槽構造がとられる（邪魔板攪拌槽）。しかし、邪魔板は装置の洗浄において問題となる他、場合によっては摩擦により異物混入の原因となることがある。邪魔板を用いない混合促進の方法の一つとして偏心攪拌がある。この手法では攪拌軸を槽中心から偏心させた位置に設置する。攪拌翼に近づいた槽壁が邪魔板として機能するため、適切な条件では固体的回転体の発生は抑えられ、高さおよび半径方向速度の増大が見られる。また、著者らの先行研究において層流攪拌条件における偏心攪拌では、槽内に非軸対称の複雑な流れが発生し（中心攪拌では軸対称の流れが基本となる）、混合が促進されることが示されている<sup>25)</sup>。偏心攪拌は混合を促進する新しい攪拌手法の一つであるが、槽壁と攪拌翼の接近によりトルクやその変動の増加が懸念される。本研究では従来型の小型翼の一つである 6 枚垂直パドルの偏心攪拌と、最新の攪拌手法である大型特殊翼であるマックスブレンドを用いた偏心攪拌について調査した。

#### (3-2-1) 6 枚垂直パドルの偏心攪拌

6 枚垂直パドルの攪拌において、偏心攪拌を行った場合について偏心条件がトルク、およびトルクの変動に及ぼす影響について示す。図 3-7-10 には 6 枚垂直パドルをグリセリン中で用いた場合の平均トルク  $T_{ave}$  と翼回転数の関係を偏心率をパラメータとして示した。なお偏心率  $r_E$  は、中心攪拌を想定した場合の翼先端と槽壁の距離に対する偏心時の距離として次式で定義した。なお  $r_E$  は中心攪拌で 0 であり、翼先端が槽壁に接するとき 1 となる。

$$r_E = \frac{L_E}{(D-d)/2} \quad (3-7-4)$$

層流攪拌と考えられるグリセロール中の攪拌では平均トルクは回転数に対して 2 乗で増加する典型的な回転数依存を示すことが分かる。また偏心条件を変えても平均トルクの値に変化は見られなかった。層流攪拌における

トルクは攪拌翼周りの局所的な流れにより発生しており、攪拌翼を偏心させた場合でも槽壁等の影響が翼周りの流れに影響を及ぼしていないため、偏心による平均トルクへの影響が現れなかったと考えられる。図 3-7-11 にはトルクの標準偏差について同様に示した。トルクの標準偏差は高回転数においては偏心率の増加（攪拌翼が槽壁に近づく）に伴い大きくなるものの、その値は平均トルクの値の 1/10 程度であることが分かった。

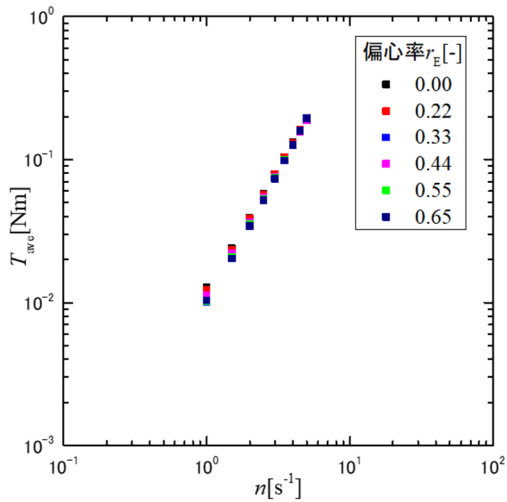


図 3-7-10 6 枚垂直パドルのグリセリン中における翼回転数と平均トルクの関係

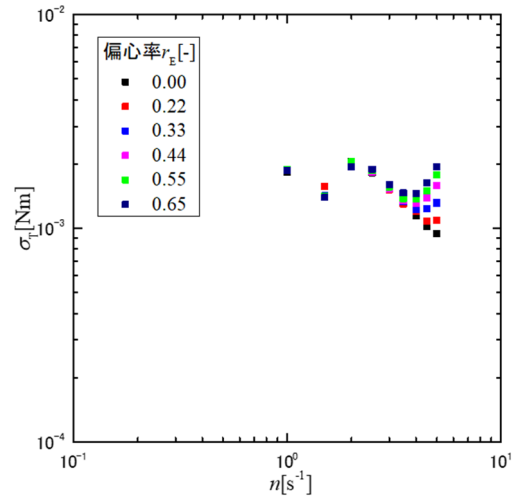


図 3-7-11 6 枚垂直パドルのグリセリン中における翼回転数とトルクの標準偏差の関係

図 3-7-12 に同様に水中での攪拌、乱流攪拌における結果を示した。同図に示されるように平均トルクは層流攪拌の場合と異なり偏心率により変化する。偏心率が大きくなると平均トルクは大きくなった。図 3-7-13 に示されるようにいずれの回転数でも平均トルクは偏心に比例して増加することが分かった。これは偏心攪拌の装置設計において重要な知見と考えられる。乱流のトルクが圧力抗力により発生していることから考えると、偏心により攪拌翼先端と槽壁が近づくことによって、翼と流体の相対速度が大きくなり、大きな圧力抗力が発生しているためと考えられる。図 3-7-14 にはトルクの標準偏差と翼回転数の関係を示した。偏心率が小さい場合、トルクの標準偏差は回転数により大きく変化しなかった。これは軸対称な 6 枚の攪拌羽根がトルクの変動を相殺しているためと考えられる。偏心率が大きい場合には、偏心によりそれぞれの羽根に非対称な圧力抗力が作用するため変動が大きくなったものと考えられる。なお、ここでは図の提示は割愛するが、6 枚垂直パドルにおけるトルクの FFT 周波数解析は、回転数と同じ周波数に鋭いピークが見られた。これは軸の反り、設置時のずれに起因するものと思われ、偏心による影響は検出されなかった。

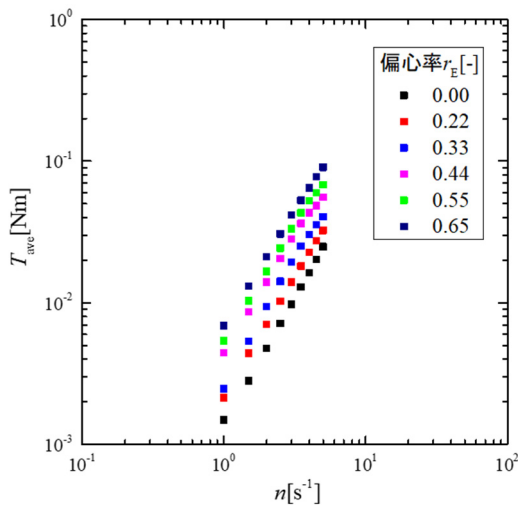


図 3-7-12 6 枚垂直パドルの水中における翼回転数と平均トルクの関係

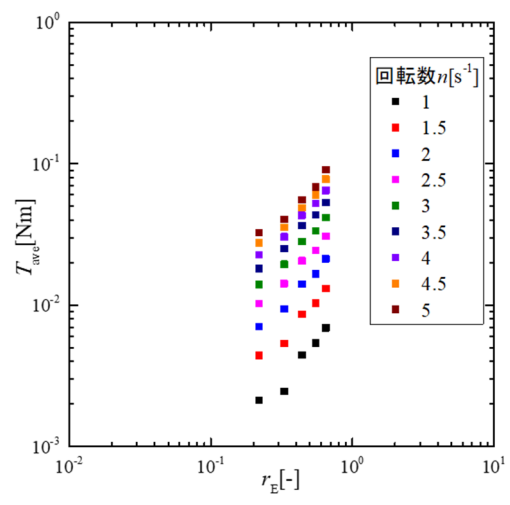


図 3-7-13 6 枚垂直パドルの水中における偏心率と平均トルクの関係

汎用される小型翼である6枚垂直パドルのトルクについて強度設計の観点から纏めれば、前述の2枚垂直パドルの場合と同様、平均トルクに比べ、いずれの回転数、偏心条件でもトルクの標準偏差は1/10以下であり、平均トルクに基づく強度設計が妥当なものだと判断された。

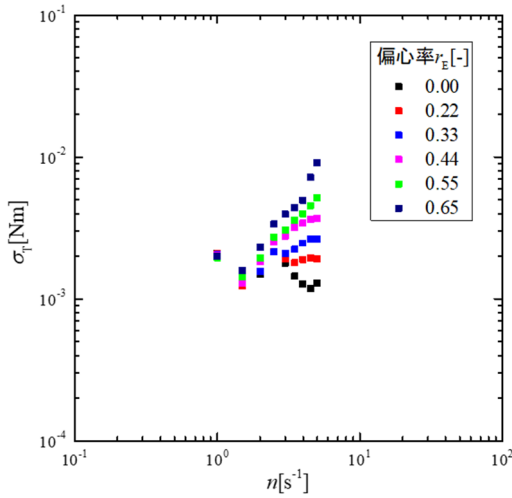


図 3-7-14 6枚垂直パドルの水中における翼回転数とトルクの標準偏差の関係

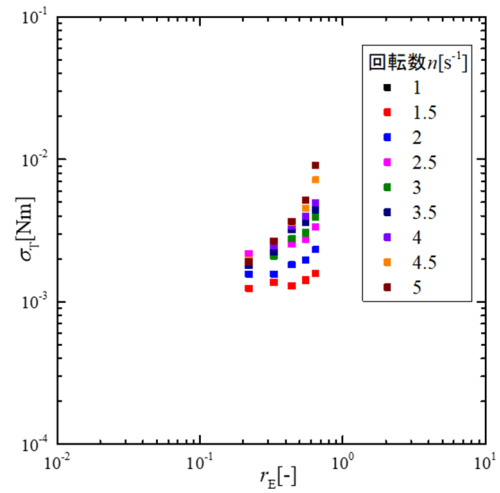


図 3-7-15 6枚垂直パドルの水中における偏心率とトルクの標準偏差の関係

### (3-2-2) マックスブレンドの偏心攪拌

大型特殊翼の偏心攪拌の事例として、マックスブレンドの偏心攪拌について示す。図3-7-16には、マックスブレンドの回転数  $2 \text{ s}^{-1}$  におけるトルクの経時変化をいくつかの偏心条件で示した。同図(a)に示される  $r_E = 0.00$  (邪魔板無し) の中心攪拌の場合、トルクは複雑に変動している。この場合、攪拌レイノルズ数  $Re$  は 54450 であり、攪拌槽内は乱流による変動が発生している。 $r_E = 0.11$  (図(b)) でのトルク時系列の変動には、わずかに周期的な規則性が見られるが、 $r_E = 0.00$  の場合との差は小さい。 $r_E = 0.22 \sim 0.65$  (図(c)) では、 $r_E$  の増加により、大きく増加する。また、トルクの変動は明らかに周期的である。変動の振幅も  $r_E$  の増加とともに大きくなる。

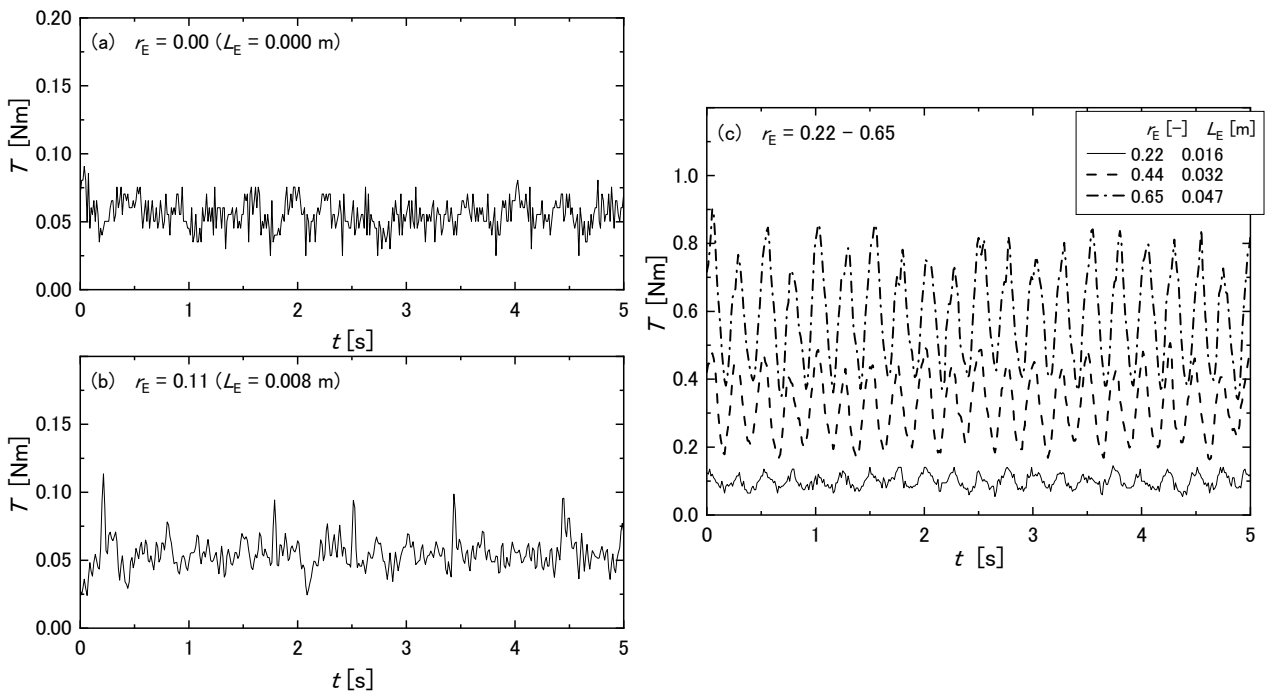


図 3-7-16 マックスブレンドの偏心攪拌におけるトルクの経時変化

図3-7-17には、 $n=2\text{s}^{-1}$ のトルクの経時変化に関するFFT周波数解析の結果を示す。横軸が周波数 $f$ 、縦軸が周波数成分毎の振幅 $A_T$ で表記した。 $r_E=0.00$ (図(a))では、特有の広いピークが周波数 $f=2.4\text{Hz}$ (翼回転数の1.2倍)に観察される。このピークは(3-1)節で示した2枚パドルにおける $f n = 1.5 n$ のピークに対応している。ピークは槽内のフローパターンの周期的変動が関係しているものと思われる。松田ら<sup>6)</sup>は乱流攪拌槽内のフローパター

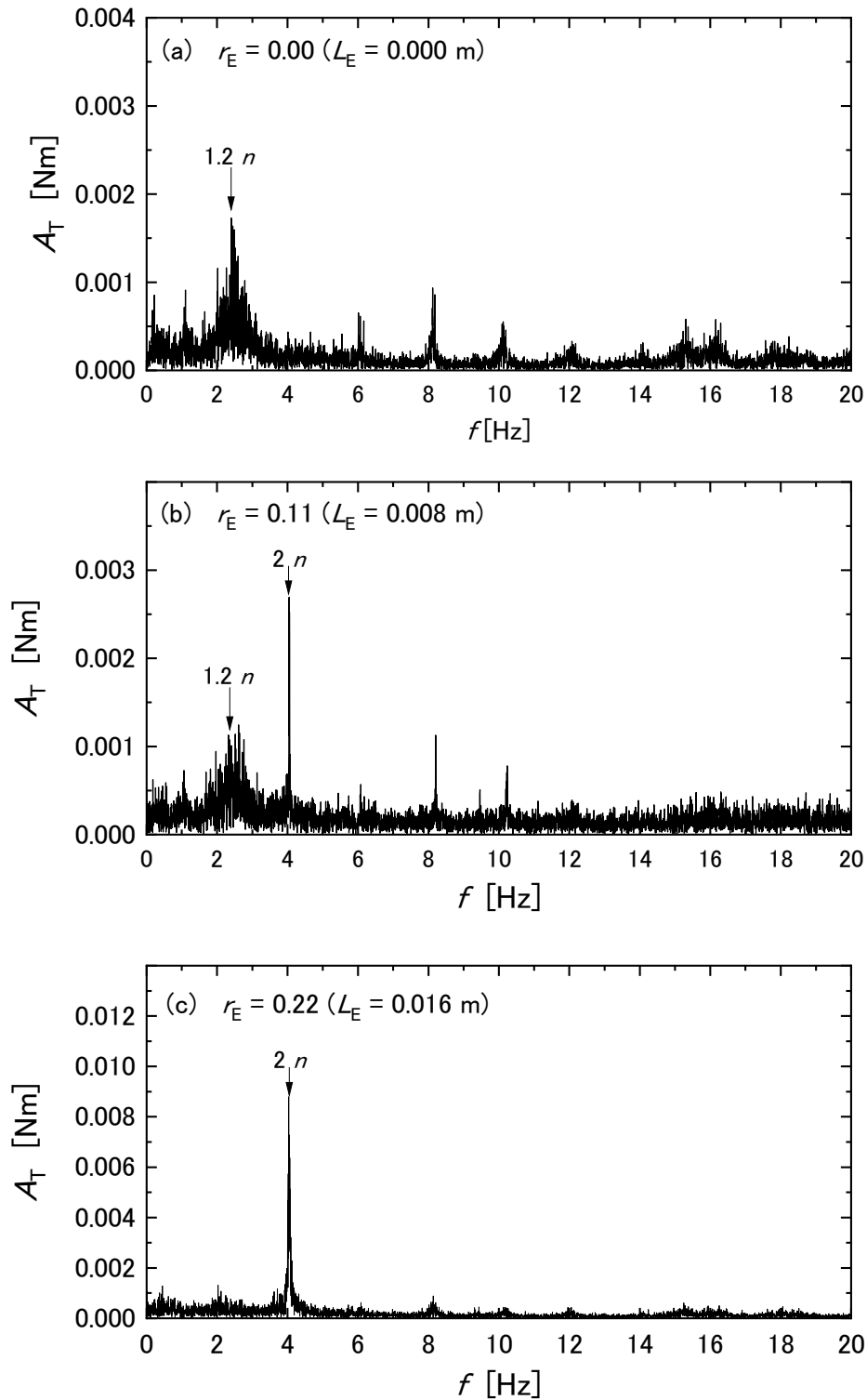


図3-1-17 マックスブレンドの偏心攪拌におけるトルクのFFT解析 (1/2)

ンの低周波（長周期）の変動を指摘しておりそれとも関連づけられるかもしれない。  $r_E = 0.11$ (図(b))では、  $f=2.4$  Hz のピークに加え  $f=4$  Hz ( $f/n=2$ )のピークが見られる。 このピークは非常に鋭く、  $f=2.4$  Hz のピークのような乱流減少やフローパターンの低周波数変動によるものとは別種の原因により発生しているものと考えられる。 Maxblend は 2 枚翼であり、 偏心攪拌においては翼 1 回転当たり 2 回羽根の先端が槽壁に接近する。 この機械的な現象がトルクにおける  $f/n = 2$  の変動を発生していると考えられる。  $r_E = 0.11$  では乱流的な変動 ( $f/n=1.2$ ) と機械的な変動 ( $f/n=2$ ) の両方が観測される。  $r_E$ が増加するした場合(図(c), (e)),  $f = 2n$  のピークはより大きくなり、逆に乱流に起因するピークは小さくなる。  $f = 2n$ のピークは図3-7-1(c)の周期的な変動に相当します。  $r_E = 0.44, 0.65$  では、 さらに  $f/n= 2$  のピークが顕著となり、 機械的要因で発生する変動がトルクの経時変化を決めていることが分かった。

図 3-7-18 では、 平均トルクと翼回転数の関係を両対数グラフで示した。 それぞれの偏心率  $r_E$  で、 平均トルクは、 回転数のほぼ 2 乗に比例する。 トルクは攪拌羽根の背面の負圧に基づく抵抗力による発生する。 一般に、 抵抗力は、 羽根の抗力係数  $C_D$  および流体の動圧  $\rho v^2/2$  から見積もられ、 回転式攪拌装置の場合は  $C_D (nd)^2/2$  に比例するします。 乱流攪拌では  $C_D$  は一定値をとると考えられるので、 上述の結果は妥当なものと考えられる。 図 3-7-19 では、 平均トルクと  $r_E$  の関係を片対数グラフで示した。  $r_E = 0.00$  および  $r_E = 0.11$  での平均トルクはほぼ等しいことが分かる。  $r_E > 0.11$  の範囲では、 平均トルクは  $r_E$  に対して指数的に増加することが分かった。 片対数グラフ上の勾配はほとんど同じで、 これらのデータに基づき平均トルクに関する相関性方程式が得られた。

$$T_{ave} = 9.1 \times 10^{-3} n^{2.0} \exp(4.6 r_E) \quad (3-7-5)$$

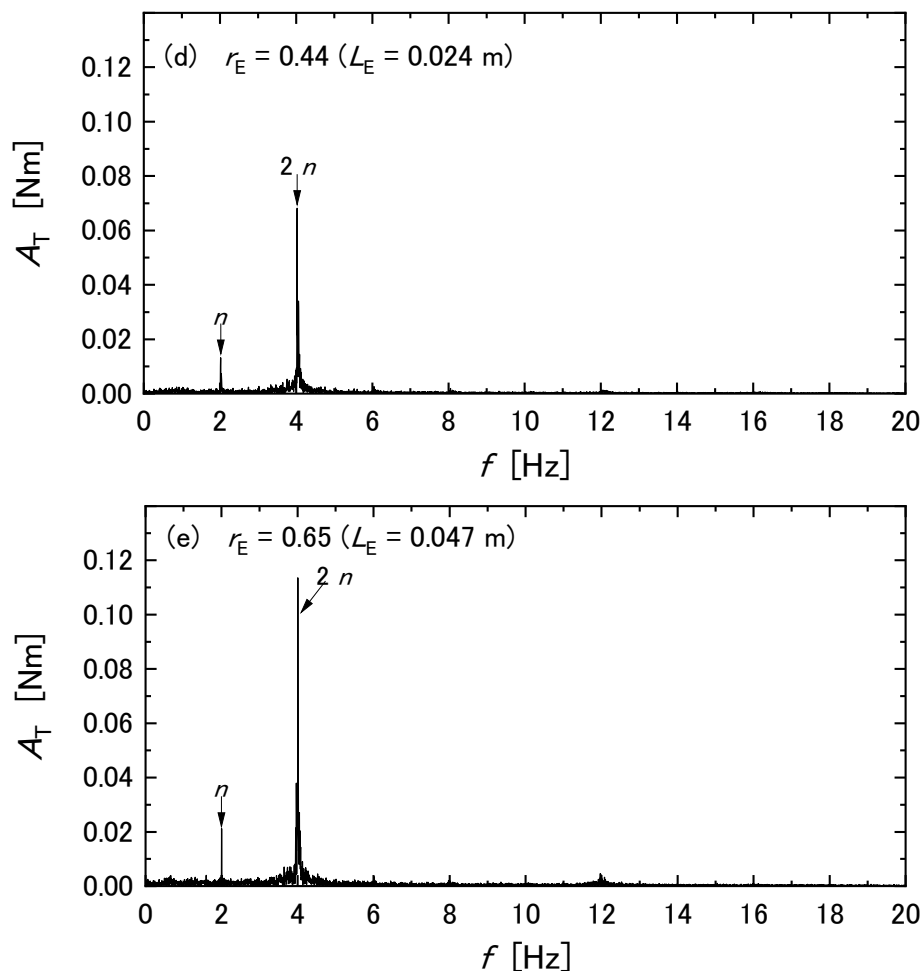


図 3-1-17 マックスブレンドの偏心攪拌におけるトルクの FFT 解析 (2/2)



トルクの標準偏差  $T_{std}$  と回転数, 偏心率の関係を, 図 3-7-20 に示す.  $T_{std}$  は  $r_E$  の増加にともない増加し, 特に  $r_E = 0.44$  で大幅な増加が見られた. これまで示してきた  $T_{std}$  と同様に, 平均トルクに比較して,  $T_{std}$  は小さく 15% 以下であった.

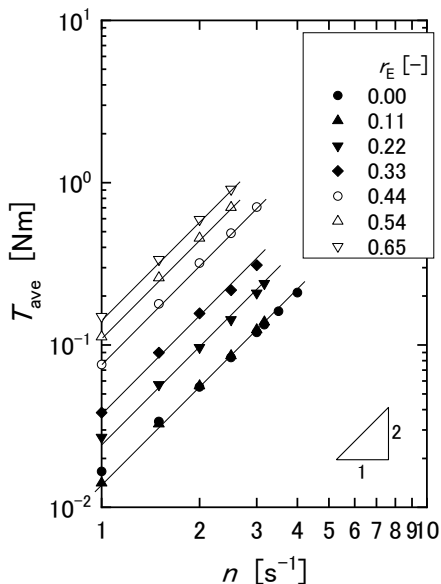


図 3-7-18 翼回転数と平均トルクの関係

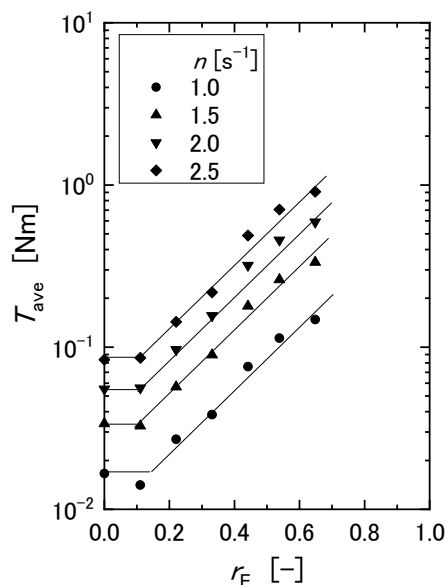


図 3-7-19 偏心率と平均トルクの関係

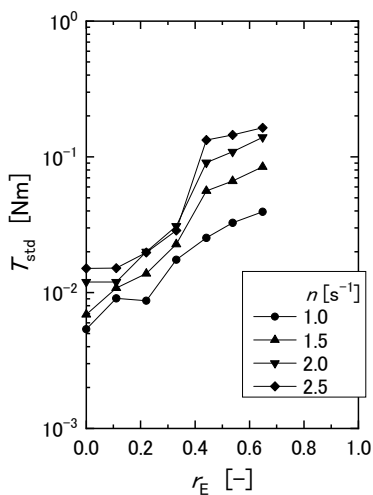


図 3-7-20 翼回転数, 偏心率とトルクの標準偏差との関係

#### (4) 回転式攪拌装置のトルクに関するまとめ

本研究では表 3-7-1 に示した各種攪拌条件において, その平均トルクとトルクの標準偏差およびトルクの変動周波数を測定した. これらの値のうちトルクの標準偏差はいずれの場合も平均トルクに比べ 10%程度と小さく, 材料強度や疲労強度に及ぼす影響は小さいと判断された. 回転式攪拌装置のトルクに関するまとめとして, 表 3-7-2 には試験を行った各種装置について平均トルクの見積を行うための相関式を示す.

表 3-7-2 平均トルクの相関式

攪拌翼	相関式
2 段ディスクタービン	$T_{ave} = 0.87 \rho^{1.0} d^{5.0} n^{2.0}$
2 枚垂直パドル	$T_{ave} = 0.71 \rho^{1.0} d^{5.0} n^{2.0}$
マックスブレンダー	$T_{ave} = 0.072 \rho^{1.0} d^{5.0} n^{2.0} \exp(4.6r_E)$
フルゾーン	$T_{ave} = 1.41 \rho^{1.0} d^{5.0} n^{2.0}$
MR203	$T_{ave} = 1.38 \rho^{1.0} d^{5.0} n^{2.0}$
MR205	$T_{ave} = 1.48 \rho^{1.0} d^{5.0} n^{2.0}$

### 3-7-2. 回転式攪拌装置における起動トルクとその発生メカニズム

#### (1) はじめに

回転翼を用いる攪拌操作の設計においては、攪拌所要動力が極めて重要となる。一般に攪拌所要動力は、攪拌翼を定常状態で回転させるために必要な軸トルクから求められ、翼から攪拌液に対して単位時間に与えられるエネルギーを意味する。すなわち攪拌所要動力は、攪拌効果のために使われるエネルギーということができ、特に乱流状態での攪拌においては、混合、伝熱、分散、物質移動現象を定量的に説明する因子である。それゆえ動力特性を理解、推算することは攪拌操作の設計において不可欠である。しかし、攪拌装置を機械的に設計する場合には、この攪拌所要動力に基づくトルク見積もりでは十分でないことがある。液中に設置した攪拌翼が回転を始めるとき（攪拌翼起動時）は、定常状態におけるトルクよりも大きなトルクが発生する<sup>7)</sup>。定常状態の攪拌所要動力が熱として散逸するエネルギーを補填し、定常状態を維持するために必要なエネルギーだとすれば、起動時トルクは静止した液を、定常状態まで加速するためのエネルギーであり、一般に攪拌所要動力に比べ大きな値（場合によっては数倍も）となるのである。攪拌羽根や攪拌軸、継ぎ手の設計はこの起動時トルクを考慮して設計することが必要となる。具体的には起動トルクを下回る強度設計では装置は延性破壊するであろうし、また、起動一停止頻繁に行う装置であれば起動トルクの大きさと、その頻度を考慮した疲労強度設計が必要となる。本研究では、翼回転数、翼枚数、幅、攪拌液粘度毎の起動トルクの大きさを明らかにするとともに、起動トルクの発生メカニズムの解明を行う。

#### (2) 試験方法

試験装置には3-7-1節に示した攪拌槽を用いた。攪拌翼については表3-7-3に示した各種攪拌翼の起動トルクの測定を行った。なお、Hi-F ミキサー（綜研テクニクス(株)）およびアンカーについては図3-7-21に概略を示す。また垂直パドル翼に関しては、羽根枚数 $n_p$ 、羽根幅 $b$ を変えて測定を行った。起動トルクに及ぼす粘度の影響を調べるため攪拌液には水、グリセリン水溶液を用いた。

予めモータの定常時の回転数 $n$ （設定回転数）を設定し、主電源を入れることで翼の回転を急峻に開始させトルクの経時変化を測定した。トルクの検出は攪拌軸に設置した歪みゲージ（PCF-02-35S4-T3-44、東洋測器(株)）により行った。この歪みゲージはトルク測定用に開発されたものであり、一枚のチップ内にねじれ歪を測定する

表 3-7-3 各種攪拌翼の寸法条件

攪拌翼	槽径 $D$ [m]	翼径 $d$ [m]	羽根枚数 $n_p$ [-]	軸径 $d_s$ [m]	槽底形状
垂直パドル	0.31	0.150	2, 4, 6	0.012	皿底
45° 傾斜パドル	0.31	0.150	4	0.012	皿底
マックスブレンダー	0.31	0.116	2	0.015	皿底
Hi-Fミキサー	0.31	0.188	2	0.008	皿底
アンカー	0.31	0.270	2	0.008	皿底
2段ディスクタービン	0.31	0.123	6	0.012	皿底
フルゾーン	0.20	0.120	2	0.008	平底

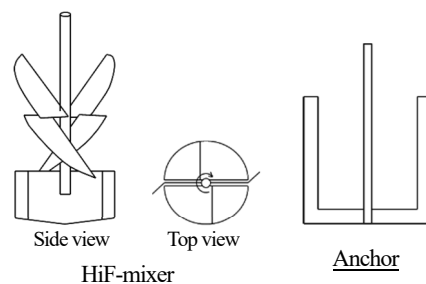


図 3-7-21 実験に用いた攪拌翼

ための 45° 傾斜の一組の歪ゲージが構成されている。

### (3) 試験結果

#### (3-1) 垂直パドル翼の起動トルク

##### (3-1-1) 起動トルク発生 の概要

図 3-7-22 に起動時のトルクの経時変化の一例を示す。設定回転数  $1.5 \text{ s}^{-1}$  の場合、トルクはモータ起動直後に急峻に大きくなり何度か増減したあと 0.5 秒以降ほぼ一定値となる。さらに、4 秒以降徐々にトルクが小さくなり、6 秒以降は一定の値を示し続ける。このトルクが定常状態のトルクである、起動時には最大で定常時のトルクの 2 倍の値を示す。設定回転数  $3.0 \text{ s}^{-1}$  の場合も同様であるが、起動直後のトルクよりも、その後続くおよそ 2 秒までのトルクの方が大きな値を示す。このように攪拌翼起動時のトルクは回転数によって大小関係が逆転する 2 種類のトルクが含まれていることが分かる。起動直後の極大値を第 1 起動トルク  $T_{s1}$ 、 $T_{s1}$  発生後から定常状態のトルク  $T_{ave}$  に達するまでのトルクの最大値を第 2 起動トルク  $T_{s2}$  として検討する。図 3-7-23 には邪魔板を設置していない攪拌槽で測定した攪拌開始時のトルクの経時変化を示す。邪魔板無の攪拌槽の場合、定常状態のトルクは邪魔板付きに比べ小さいが、起動トルクが発生する領域でのトルクの挙動は邪魔板槽の場合と一致しており、起動トルクの発生においては邪魔板の有無は関係していないことが分かった。

図 3-7-24 には回転数  $n$  と  $T_{s1}$ 、 $T_{s2}$  の関係の模式図を示す。 $T_{s1}$  および  $T_{s2}$  は、それぞれ  $n$  の 1 乗および 2 乗に比

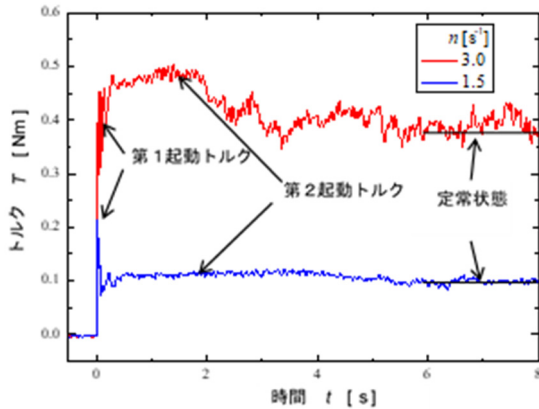


図 3-7-22 起動時のトルクの経時変化

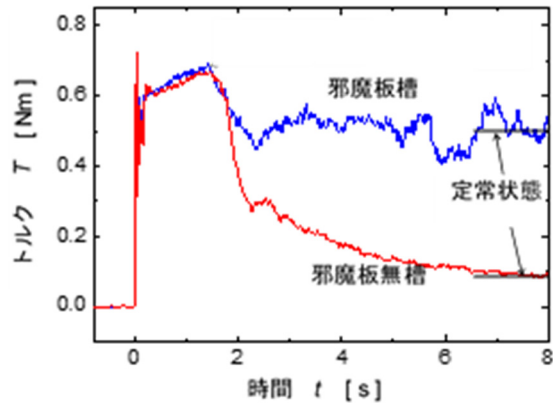


図 3-7-23 邪魔板の有無が起動トルクに及ぼす影響

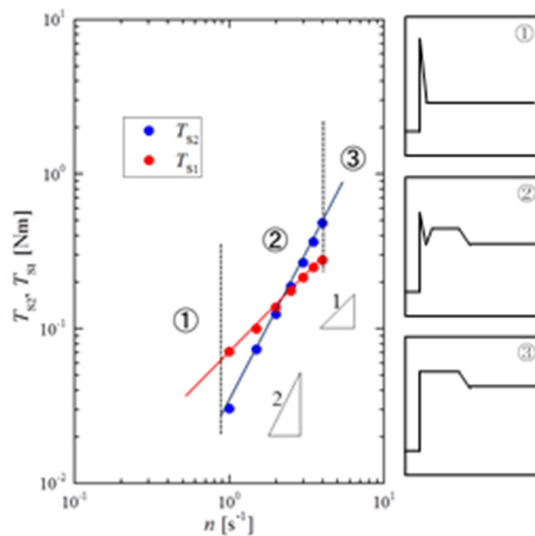


図 3-7-24 翼回転数と第 1 および第 2 起動トルク

例して増加する。層流攪拌のような低回転数の条件では  $T_{s1}$  は経時変化において最大のトルクであり、一方、 $T_{s2}$  は  $T_{ave}$  と識別が難しいほど小さい (図中①)。回転数が大きくなると  $T_{s1}$ 、 $T_{s2}$  ともに増加するが、 $T_{s2}$  が回転数の 2 乗に比例し増加するため、次第に  $T_{s1}$  を上回るようになる (図中②)。さらに回転数が大きくなると、 $T_{s2}$  が著しく大きくなり  $T_{s1}$  の観測は難しくなる。このような回転数に対しての挙動に違いは、発生メカニズムの違いを示唆する。

### (3-1-2) 起動トルク発生メカニズム

起動トルクの発生メカニズムは、攪拌開始時に翼からどのように流れが発生するか密接に関係する。ここでは数値シミュレーションにより流れを可視化し、起動トルクの発生メカニズムについて検討する。流れの解析は汎用熱流体解析ソフト Rflow ((株)アールフロー) を用い、実験と同形状の攪拌翼、攪拌槽を対象に行った。なお、液面については液面高さ固定、自由滑り境界を採用している。攪拌翼、攪拌液が静止した状態を初期条件とし、0.0625 秒までに翼が  $3 \text{ s}^{-1}$  に加速 (加速度:  $96\pi \text{ rad./s}$ ) し、その後一定速度で回転する条件で流動解析を行った。この加速度は別途実測した翼加速度の値である。また流動状態は乱流となるので解析においては乱流モデルとして LES を用い、計算の時間刻み  $1.25 \times 10^{-3} \text{ s}$  とした。計算によって得られたトルクの経時変化と実験値は、第 1 および第 2 起動トルクの発生、継続時間、大きさなどの点でよく一致しており数値シミュレーションにより攪拌開始時の流動が再現できているものと判断された。図 3-7-26 には図 3-7-25 に示すトルクの経時変化の特徴的な点および定常状態での流動状態を示す。(a) 点はトルクが第 1 起動トルクにむかって増加する途中の点であり、攪拌翼によって液が動き出した瞬間といえる。流れは攪拌翼のそれぞれの羽根の近傍のみで生じており、羽根間の流れはまだ弱い。(b) 点は、まさに第 1 起動トルクが発生している点であり、同時に攪拌翼の加速が終わる点でもある。攪拌羽根の背面の負圧領域で流れが発達し始めているが流れは翼近傍のみで生じており、攪拌翼の旋回体積外の液体はまだほぼ静止している。また、この点で攪拌羽根と液の相対速度が最も大きくこの状況が第 1 起動トルクを生むことが分かる。(c) 点は第 1 起動トルク領域と第 2 起動トルク領域の間のトルクが極小値となった点である。この点では羽根間の流れがかなり発達している。これが羽根と液の相対速度の減少につながりトルクの低下根間の流れがかなり発達している。これが羽根と液の相対速度の減少につながりトルクの低下となって現れる。しかし、流体は高速で回転しているので遠心力が働き、翼旋回体積から半径方向に向かう流れ、すなわち吐出流が発生し始める。(d) 点はまさに第 2 起動トルクが発生している状況であるが、この状況では吐出流が次第に大きくなり槽壁付近まで到達し、槽壁に沿って上方、下方に流れが発達していく。攪拌槽内全体に大循環流が発生しているとはいえ、攪拌翼の近傍の上下から翼領域に吸い込まれた液体が、半径方向に高速に吐出する状況を呈する。翼水平断面における速度は、次に示す定常状態 (e) も含め、(d) 点で最も大きく、別途計算した吐出流量の値も最も大きかった。また、第 2 起動トルクの状態は数秒継続するが、その間、乱流的な流れの変動は全く観測されなかった。(e) は定常状態の状況の一例である。槽内に大きな循環流が発達している。乱流による変動が発生し、それにより (e) も非対称な速度分布となっている。大循環流が発生し攪拌翼に上下から攪拌液が流れ込むことによって、羽根背面の負圧が小さくなり (d) 点に比べ、半径方向および周方向速度が低下したものと考えられる。起動トルクの発生から定常状態に変化する状況について、さらに詳細に検討すべき点もあるが、少なくとも、第 1 起動トルクと第 2 起動トルクの発生メカニズムが大きく異なることが推察された。次節以降では第 1 起動および第 2 起動トルクを分け、それぞれ発生メカニズムとその定量化について検討する。

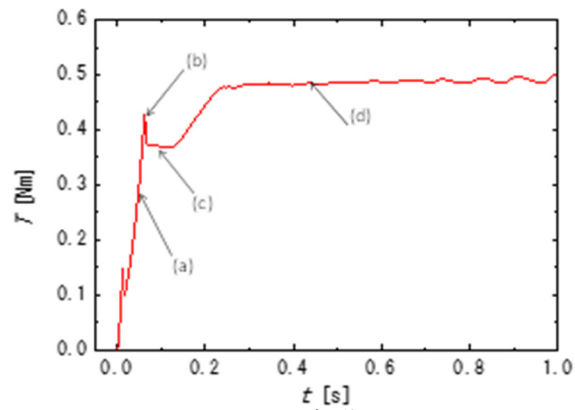


図 3-7-25 CFD による起動トルク

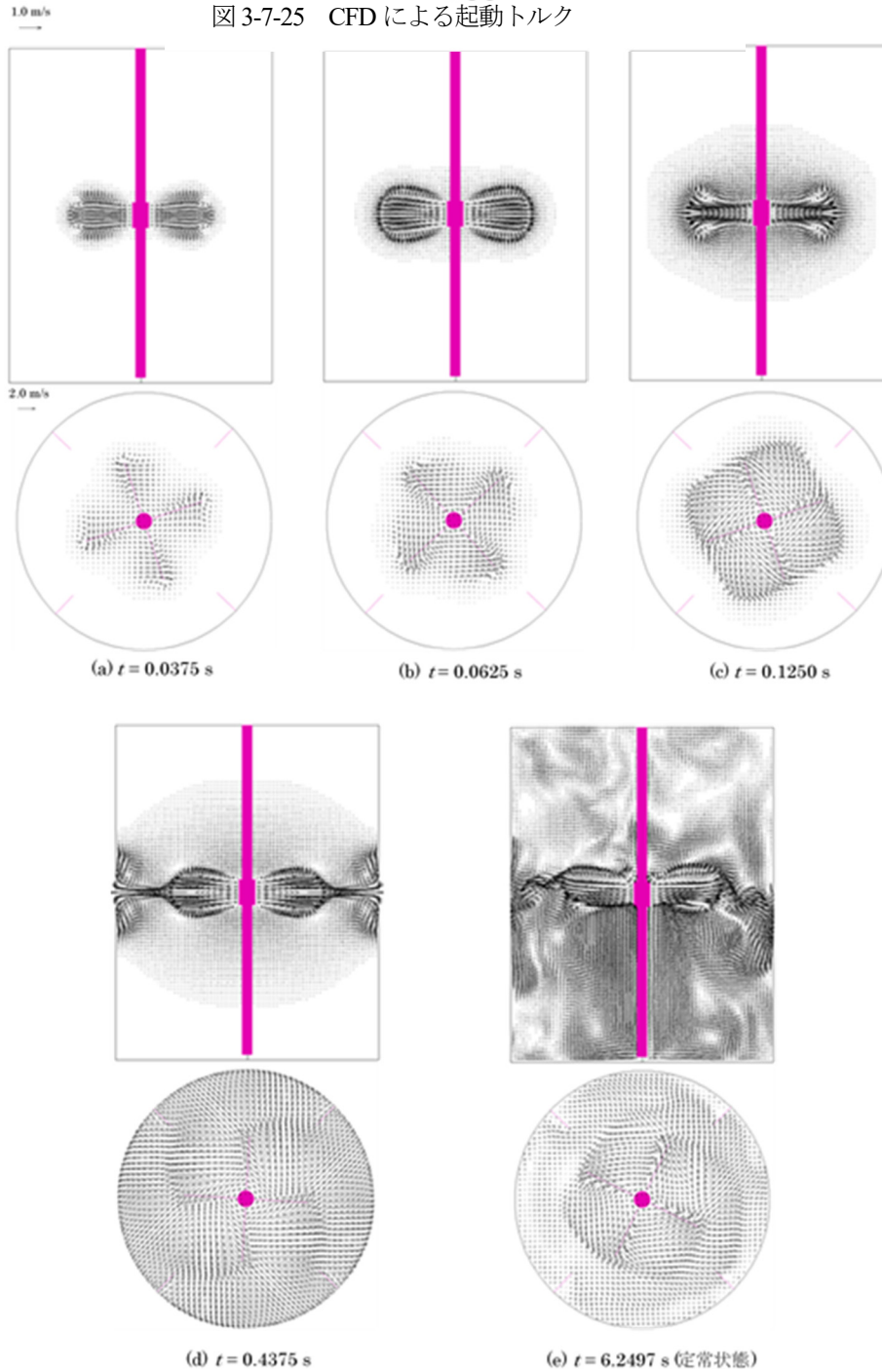


図 3-7-26 図 3-7-25 中における各点の速度ベクトル

### (3-1-2) 起動トルクの定量化

図 3-7-27 に攪拌開始直後（第 1 起動トルクの発生時）のトルクの詳細を示す。また同図にはトルクと同時測定した攪拌翼の角速度  $\omega$  [rad./s] も併せて示した。翼の角速度は約 0.05 秒間増加しており、第 1 起動トルクは明らかにこの加速中に発生し、翼角速度が設定した翼回転数で安定になると迅速に小さくなるのが分かる。第 1 起動トルクが角加速度に比例することは、いわゆる運動方程式 ( $F = m\alpha$ ) が示すところであり、第 1 起動トルクが攪拌液を固体的に加速させるためのトルクと推察された。これらのことから、第 1 起動トルクに関する次式が得られる。

$$T_{s1} = 1.09 \times 10^{-6} \rho^{0.92} \alpha \quad (3-7-6)$$

式 (3-7-7) は直径  $D$ 、高さ  $L$  の円柱（固体）を角加速度  $\alpha$  で水平回転させる場合のトルクの理論式である。

$$T = J\alpha = \frac{\pi}{32} D^4 L \rho \alpha = 1.49 \times 10^{-6} \rho \alpha \quad (3-7-7)$$

式中の  $J$  は慣性モーメントである。式(1)の係数、指数は最小二乗法で求めたものであり、 $\rho$  の指数 0.92 を 1 とみれば、式 (1) と式(2)は同じ形である。また、円柱の直径および高さに本研究の攪拌翼の翼径、翼幅を代入し求めた式 (2) の係数は、式 (1) のそれとほぼ等しく、推定した第 1 起動トルクの発生メカニズムとその相関式の妥当性が確認される。

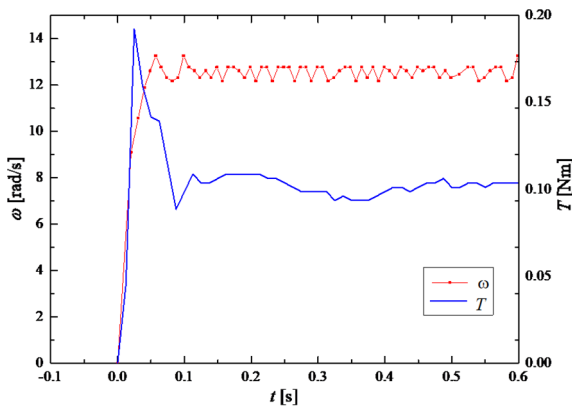


図 3-7-27 第 1 起動トルクの発生状況

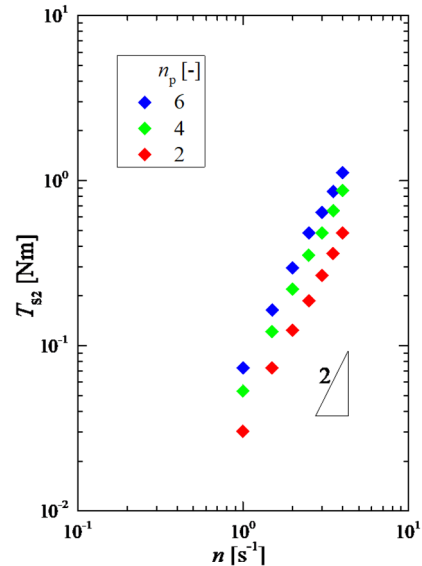


図 3-7-28 翼回転数と第 2 起動トルクの関係

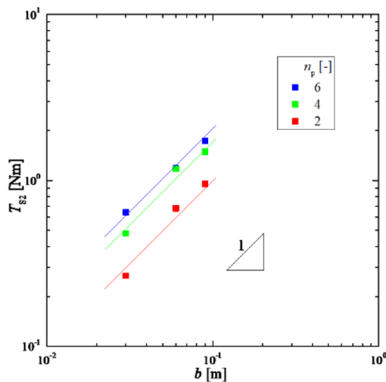


図 3-7-29 翼幅と第 2 起動トルクの関係

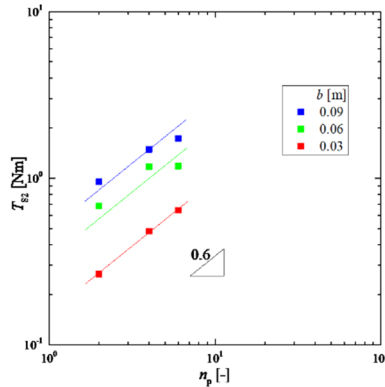


図 3-7-30 羽根枚数と第 2 起動トルクの関係

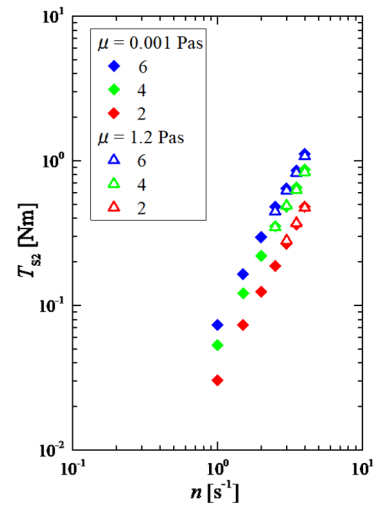


図 3-7-31 液粘度と第 2 起動トルクの関係

図 3-7-28 に第 2 起動トルクと翼回転数の関係を示す。第 2 起動トルクは翼回転数の 2 乗に比例することが分かる。これは第 2 起動トルクが定常状態の乱流攪拌のトルクと同じく、攪拌羽根背面の負圧に起因する圧力抗力によって発生していることを示している。第 2 起動トルクが発生する領域では、図で示されるように攪拌槽内の大循環流はまだ十分発達しておらず、攪拌翼と攪拌液の相対速度が大きく、定常状態に比べ大きな抗力が発生したものと考えられる。図 3-7-29 および 30 に第 2 起動トルクに及ぼす翼幅、羽根枚数の影響をそれぞれ示す。第 2 起動トルクは翼幅に比例して増加する。抗力は流れに対する断面積に比例するので、翼面積が翼幅の増加により比例して増加することを考えると極めて妥当な結果である。また、羽根枚数を増やした場合、第 2 起動トルクは枚数の 0.6~0.7 乗に比例して増加する。羽根枚数が増加した場合も、翼幅を増加させたときと同様に流れに対する断面積は比例して増加するが、羽根枚数を増加させた場合には単純に 1 乗に比例しない。それぞれの羽根背面の負圧が隣接する羽根と干渉し小さくなるため 0.6~0.7 乗に比例することになる。このことは垂直パドル翼の攪拌所要動力でも確認されている。図 3-7-31 に第 2 起動トルクに及ぼす粘度の影響について示す。同図から明らかのように粘度は第 2 起動トルクにほとんど影響しない。これは第 2 起動トルクが圧力抗力によって発生していることを裏付けている。

上述したデータに基づき、第 2 起動トルクについては翼形状の影響を考慮した式 (3-7-8) の相関式が得られた。

$$T_{s2} = 0.82b^{1.0}n_p^{0.63}n^{2.0} \quad (3-7-8)$$

### (3-2) 2 段ディスクタービン翼の起動トルク

既往の研究から、翼が 1 段の場合における起動トルクの発生メカニズム及び各種設置条件との検討は行われてきた。しかし、攪拌翼を多段で用いた場合については検討が不十分で、本研究では攪拌において汎用される翼であるディスクタービン翼を 2 段で使用した場合の起動トルク及びラジアル荷重と回転数、翼の設置間隔との関係について検討し定式化を行った。さらに起動トルク発生メカニズムを明らかにするために CFD による解析も行った<sup>6)</sup>。

#### (3-2-1) 起動トルク発生の概要と発生メカニズム

図 3-7-32 にクリアランス 0.04m、翼回転数  $6 \text{ s}^{-1}$  でのトルクの経時変化を示す。2 段ディスクタービンの場合には単段の場合と異なる経時変化を示した。はじめのピークは、第 1 起動トルク  $T_{s1}$  で、前項に述べた慣性モーメントによる起動トルクと考えられる。その後、同じくらいのあるいはそれ以上の大きさのトルクが第 2 起動トルク  $T_{s2}$  として観測される。第 2 起動トルクが低下すると再びトルクは増加し、第 3 起動トルク  $T_{s3}$  を示した後、徐々に定常トルク  $T_{st}$  となる。クリアランスによっては第 2 起動トルクが観測されない場合もある。第 2 起動トルクが他の起動トルクに比べ大きい場合が多いので、これらの発生メカニズムを明らかにすることは重要と考えられる。本研究では数値流体力学的シミュレーション (CFD) により回転起動時における槽内の流動状態を得、検討することでその解明を目指した。

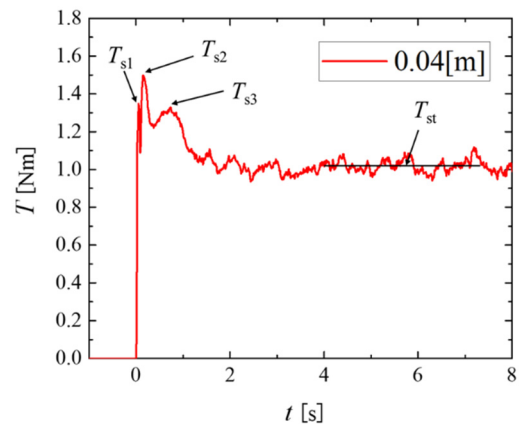


図 3-7-32 2 段ディスクタービン翼の起動トルク

図 3-7-33 には、CFD により得られたトルクの経時変化を、図 3-7-34 には図 3-7-33 中の(a)~(c)の時刻における攪拌槽内の流動の経時変化を示す。(a)は  $T_{s1}$  が終わり、 $T_{s2}$  が発生しはじめる翼回転後 0.025 s の速度ベクトルである。翼回転開始直後は、各翼から独立して流れを発生し始めるが、槽内には流れが広がっていないことがわかる。(b)は  $T_{s2}$  が発生している翼回転後 0.15 s の状況であり、槽内全体の流速は小さく、翼の水平断面付近でのみ流動が見られる。また 2 段翼のそれぞれの流れが合流し始めていることが分かる。第 2 起動トルクはそれぞれの翼が発生した独立の流れが、合流していく過程で発生することが分かった。この起動トルクは 2 段さらには多段翼でのみ見られるものである。(c)は第 2 起動トルクが終了したと思われる翼回転後 0.4 s の速度ベクトルを示します。この状態で 2 つの翼からの流れは完全に合流する。しかし合流した流れはまだ翼近傍のみの流れであり、槽内全体には広がっていない。(d)は定常状態と考えられる翼回転後 1.8 s での流れである。合流した流れが槽内全体に行

きわたっている。このような状態では攪拌翼と液流の相対速度が小さくなりトルクは減少し、定常状態の値を示すことになる。これらのことをまとめると、第1起動トルクは翼の加速により発生するトルクであり、第2起動トルクは2段の翼の流れが合流していく過程のトルク、第3起動トルクは合流した流れが槽内全体に広がる過程で発生することが分かった。

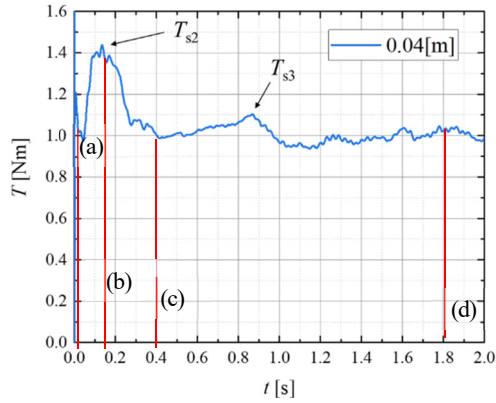


図 3-7-33 CFD によって得られた起動時のトルクの経時変化

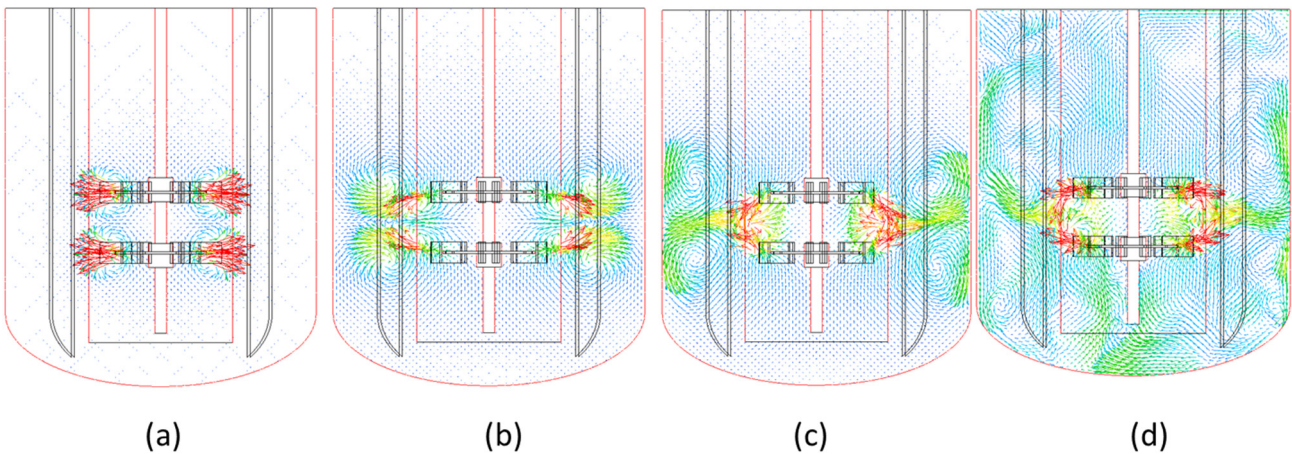


図 3-7-34 2 段ディスクタービンの起動時の槽内速度ベクトル

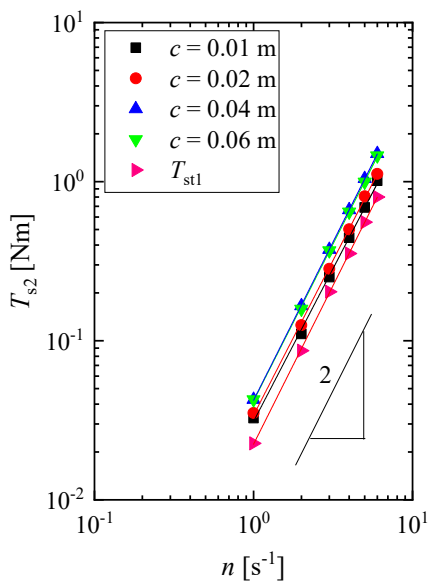


図 3-7-35 翼回転数と第2 起動トルクの関係

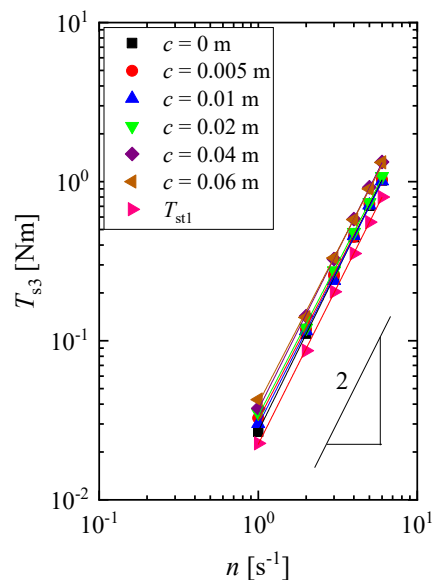


図 3-7-36 翼回転数と第3 起動トルクの関係



### (3-2-2) 起動トルクと翼回転数およびクリアランスの関係

第1起動トルクに関しては前項に示した慣性モーメントに基づく整理が成り立つので、ここでは第2および第3起動トルクの回転数、翼間クリアランスの関係について検討する。図3-7-35に第2起動トルク  $T_{s2}$  と回転数  $n$  との関係、図3-7-36に第3起動トルク  $T_{s3}$  と回転数  $n$  との関係を示す。図3-7-35と-36の比較より  $T_{s2}$  は  $T_{s3}$  に比べ大きい値を示し、強度設計では第2起動トルクに着目する必要があることが分かった。また、いずれの条件でも、 $T_{s2}$ 、 $T_{s3}$  は回転数の2乗で増加することが分かる。これは起動トルクが攪拌液と攪拌翼との相対速度に基づく圧力抗力によって発生していることを示している。

図3-7-37に各回転数における第2起動トルクとクリアランスとの関係を示す。第2起動トルク  $T_{s2}$  は低クリアランス及び高クリアランスにおいては観測されない。クリアランスが0.02mから0.04mにかけて一定の勾配を持って増加した。それ以降のクリアランスではほぼ一定の値を示す。クリアランスが0.02mから0.04mにかけて増加の傾向は、第2起動トルクの発生と関連する2翼の流れの合流過程の差違によると考えられ、クリアランスが増加することで初めから合流している流れの割合が減り、時間が経ってから合流する流れの割合が増加するためと考えられる。クリアランスが0.04mから0.07mにかけてはクリアランスが増加しても2つの翼からの流れは合流しないため一定の値をとり続けると考えられる。図3-7-38に第3起動トルク  $T_{s3}$  の場合について示す。 $T_{s3}$  の場合も第2起動トルクと同様の傾向を示した。 $T_{s3}$  は上下段の流れの合流によらず槽内全体に流れが広がる過程によって発生するものであるため、すべてのクリアランスにおいて値が検出された。

本研究では第2起動トルクの定量的な整理を試みた。図3-7-39に2段翼の第2起動トルクを1段翼の定常トルクで無次元化した  $T_{s2}/T_{s1}$  と翼間クリアランスを槽径で無次元化した  $c/D$  の関係について示した。2段翼の第2

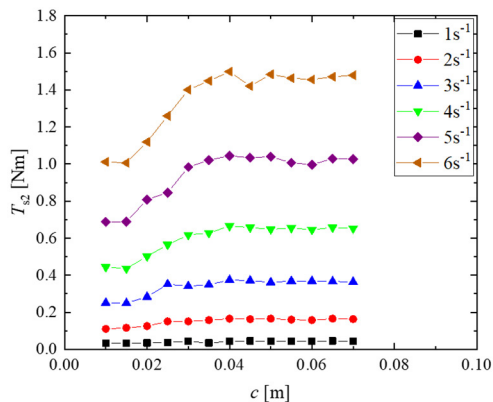


図3-7-37 翼間クリアランスと第2起動トルクの関係

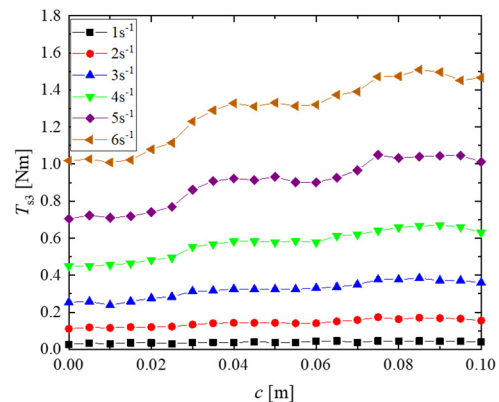


図3-7-38 翼間クリアランスと第3起動トルクの関係

起動トルク  $T_{s2}$  の無次元化の基準として1段翼の定常トルク  $T_{s1}$  を用いたのは、1段翼の定常トルクの値については推算式、動力線図等の報告が多数なされているためである。1段翼の定常トルク、2段翼の第2起動トルクともに圧力抗力に基づく回転数の2乗に比例するトルクであるため、回転数に依存しない線で第2起動トルクの整理が行えることが分かる。また、 $c/D = 0.115$  は2翼の流れの合流の有無により相関が変化する点であり、定式化においては場合分けが必要であることが分かった。いずれの場合も第2起動トルクが大きく、強度設計では2段翼のクリアランスの影響を考慮し、第2起動トルクに着目する必要があることが分かった。それぞれの領域の相関式として次式が得られ

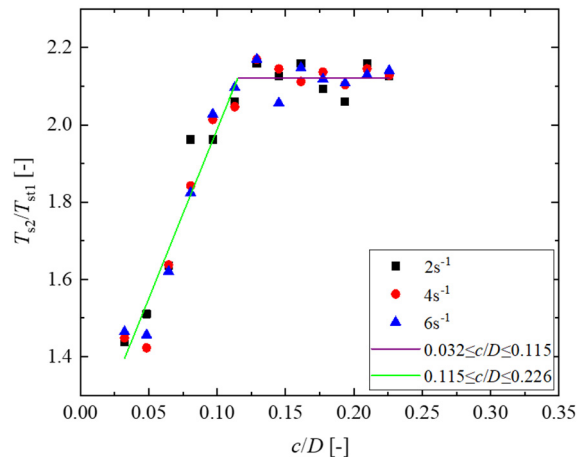


図3-7-39 第2起動トルクの無次元相関

た.

$$\left. \begin{aligned} c/D < 0.115: & \quad (T_{s2}/T_{st1}) = 8.75(c/D) + 1.11 \\ 0.115 \leq c/D: & \quad (T_{s2}/T_{st1}) = 2.12 \end{aligned} \right\} \quad (3-7-9)$$

### (3-3) フルゾーン翼の起動トルク

大型特殊翼の起動トルクの事例としてフルゾーン翼の起動トルクについて示す。大型特殊翼は高粘度流体を対象とした層流攪拌から低粘度流体を対象とした乱流攪拌まで幅広く使われるため、本研究ではグリセリンを用いた層流攪拌と水を用いた乱流攪拌のそれぞれの起動トルクについて調査した。

図3-7-40には翼回転数  $2s^{-1}$  における水中およびグリセリン中の翼回転開始時のトルクの経時変化を示した。前項までに示した垂直パドル、2段ディスクタービンに比べ明らかに複雑な挙動を示すことが分かる。水中のトルクには回転開始直後に鋭いピークとして観測される第1および第2起動トルク ( $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$ ) がみられ、その後、値の小さな第3起動トルク  $T_{s3}$  のピークが見られた。さらに0.4s以降に比較的長く継続する第4、第5起動トルク ( $T_{s4}$ ,  $T_{s5}$ ) が観測され定常トルク  $T_{st}$  に至った。フルゾーンは図3-7-4に示されているように上下2段の翼が  $45^\circ$  の位相をもって

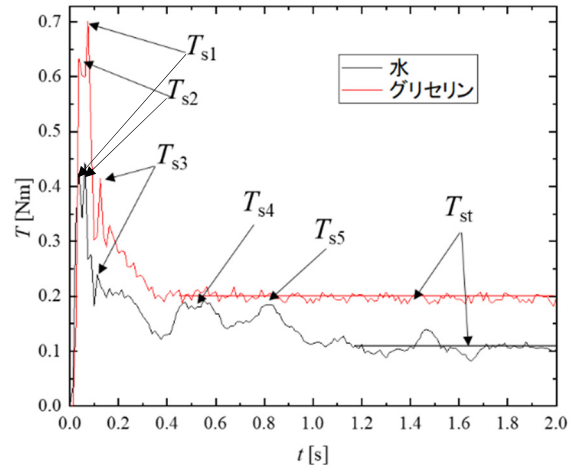


図3-7-40 フルゾーン翼の起動トルク

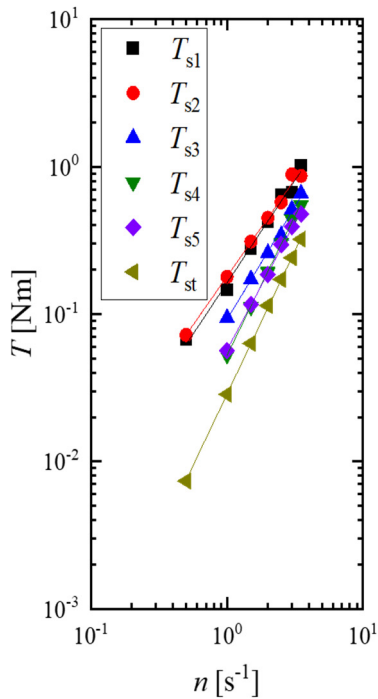


図3-7-41 水中における翼回転数と起動トルク関係

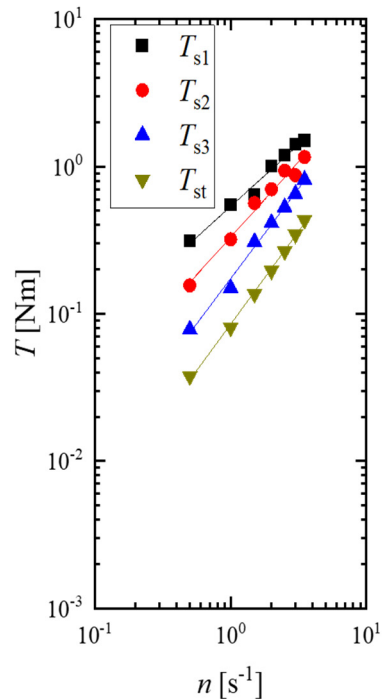


図3-7-42 グリセリン中における翼回転数と起動トルクの関係

設置されている構造である。別途行った CFD 等の結果より、 $T_{s1}$ 、 $T_{s2}$ は翼の加速過程で発生し、それぞれ下段翼および上段翼の慣性モーメントに由来するトルクであることが分かった。また、 $T_{s3}$ は上下段翼の流れの合流に関連し、 $T_{s4}$ 、 $T_{s5}$ は下段翼、上段翼の流れが槽内に広がる過程で発生することが分かった。グリセリン中のトルクでは $T_{s1}$ 、 $T_{s2}$ 、 $T_{s3}$ は水中とほぼ同様に観測されたが、 $T_{s4}$ 、 $T_{s5}$ は観測されなかった。層流攪拌ではトルクは摩擦抗力により発生するためと考えられる。

図 3-7-41 には水中の起動トルクと翼回転数の関係を示した。いずれの回転数でも第 1 起動トルク、第 2 起動トルクの値が大きいことが分かる。回転数に比例してその値が大きくなることから、慣性モーメントに由来するトルクであることが推察される。第 3～第 5 起動トルクは回転数の 2 乗に比例し増加しており、乱流攪拌に特徴的な圧力抗力の影響が見られた。図 3-7-42 に示したグリセリン中の起動トルクでは、第 1 起動トルクが最も大きく、大型特殊翼の起動トルクでは、慣性モーメントに由来する第 1、第 2 起動トルクが強度設計において重要となることが推察された。それぞれのトルクは回転数にほぼ比例して増加しているが、高回転数の第 3 起動トルクに若干の冪数の変化が見られ、トルクを支配する抗力が摩擦効力から圧力抗力に変化する予兆が見られた。

#### (4) 回転式攪拌装置における起動トルクのみとめ

パドル、ディスクタービン等の小型翼の第 1 起動トルクは翼の加速度および慣性モーメントにより発生し、第 2 起動トルクは定常流動状態に至るまでの翼と流体の相対速度が大きい状態での圧力抗力で発生することが分かった。このうち第 1 起動トルクについては、今回の検討では攪拌翼自体の慣性モーメントは考慮に入れず議論している。石油化学等で見られる実施の大規模装置においては翼自体も相当の重量をもちその慣性モーメントも大きい、また翼加速度が大きい場合にはさらに大きな第 1 起動トルクを発生することもある点注意を要する。また大型特殊翼は第 1、第 2 起動トルクが実験室レベルの小規模装置においても大きい。第 1 起動トルクは翼回転体積の慣性モーメント、翼加速度に基づき見積もることができるので、強度設計においては十分考慮すべきである。また、第 2 起動トルクが起動トルク中最大になる場合もあるので、本研究で得られた第 2 起動トルクの計算式を表 3-7-3 に一覧する。

表 3-7-3 第 2 起動トルクの相関式

攪拌翼	相関式
垂直パドル	$T_{s2} = 10.7\rho^{1.0}b^{1.0}n_p^{0.63}d^{5.0}n^{2.0}$
45° 傾斜パドル	$T_{s2} = 0.21 \rho^{1.0}d^{5.0}n^{2.0}$
マックスブレンド	$T_{s2} = 1.31 \rho^{1.0}d^{5.0}n^{2.0}$
Hi-F ミキサー	$T_{s2} = 2.33 \rho^{1.0}d^{5.0}n^{2.0}$
アンカー	$T_{s2} = 0.52 \rho^{1.0}d^{5.0}n^{2.0}$

### 3-7-3. 回転式攪拌装置におけるラジアル荷重とその動的挙動

#### (1) はじめに

回転式攪拌装置では運転中トルクとともに回転軸に垂直なラジアル方向の力、いわゆるラジアル荷重も作用する。トルクが攪拌翼に作用する圧力抗力や摩擦抗力に基づく力であり、発生メカニズム、定量的整理の手法はある程度明らかになっている。しかし、ラジアル荷重は研究例も少なく、十分な知見が揃っていない状況にある。回転式攪拌装置は一般に、モータに攪拌軸が接続され、その他端に攪拌翼が設置される。攪拌翼に作用するラジアル荷重は攪拌軸に対する曲げモーメントとして働き、場合によっては装置強度を支配する可能性もある。これまでの装置設計では定常トルクの 10 倍の曲げモーメントが作用すると仮定するなど、極めて経験的な知見でラジアル荷重を見積もるため、過剰な安全率を考慮せざるをえず、過大な攪拌軸径を採用するなど問題があった。また軸径の増大は、軸シール、変速ギアの仕様をあげ、装置のイニシャルコストを大きくすることも問題である。本研究では、まず経験的に推察されてきたラジアル荷重の大きさ、変動の状況を実測し、回転数等の

攪拌条件との関係を明らかにし、強度設計に益する形で整理することを目的とした。

(2) 試験方法

試験装置には3-7-1節に示した攪拌槽を用いた。攪拌軸には、直交2方向の歪を測定するための歪ゲージを設置した。歪ゲージから得られたデータは材料力学に基づく計算により攪拌翼中心高さにおけるラジアル荷重として評価した。攪拌翼については表3-7-4に示した各種攪拌翼のラジアル荷重の測定を行った。測定で得られる直交2方向のラジアル荷重 ( $F_x$ ,  $F_y$ ) は合成ラジアル荷重  $(F_x^2 + F_y^2)^{1/2}$  としても評価した。攪拌液には主に水、グリセリンを用い、粘度の影響を調査するためグリセリン水溶液も用いた。

表 3-7-4 各種攪拌翼の寸法条件

攪拌翼	槽径 $D$ [m]	翼径 $d$ [m]	羽根枚数 $n_p$ [-]	軸径 $d_s$ [m]	槽底形状
垂直パドル	0.31	0.150	2, 6	0.012	皿底
2段ディスクタービン	0.31	0.150	6	0.012	皿底
マックスブレンド	0.31	0.164	2	0.015	皿底
フルゾーン	0.20	0.120	2	0.008	平底
MR203	0.20	0.147	2	0.008	平底
MR205	0.20	0.141	2	0.008	平底
アンカー	0.20	0.180	2	0.008	平底

(3) 試験結果

(3-1) 2枚パドル翼の中心攪拌におけるラジアル荷重

図3-7-43にパドル翼に作用するラジアル荷重の経時変化の一例として、水中における合成ラジアル荷重の経時変化を示す。いずれの粘度においても、翼回転数  $n$  が大きくなるとラジアル荷重の値が大きくなるのが分かる。拡大図に示したように本研究では平均合成ラジアル荷重  $F_{xy,ave}$  (以下、平均ラジアル荷重) と変動幅を表す合成ラジアル荷重の標準偏差  $F_{xy,std}$  (以下、ラジアル荷重の標準偏差) でデータを整理した。変動するラジアル荷重の最大値は、平均ラジアル荷重にラジアル荷重の標準偏差の3倍を加えた値 ( $F_{xy,ave} + 3F_{xy,std}$ ) として求められた。

図3-7-44に平均ラジアル荷重と翼回転数の関係を示す。粘度  $\mu$  が小さい方が平均ラジアル荷重が大きいことが分かる。ラジアル荷重の及ぼす回転数の影響は、 $\mu = 1.1$  Pa·s 以外の平均ラジアル荷重は  $n$  の2乗に比例して増加し、 $\mu = 1.1$  Pa·s の場合は  $n$  の1.5乗に比例して増加することが分かる。図3-7-45にラジアル荷重の標準偏差と回転数との関係を示す。平均ラジアル荷重の場合と同様での傾向を示した。図3-7-46には2枚パドル翼に作用する力の模式図を示す。羽根の回転方向前面は正圧状態であり羽根を押す  $F_1$ ,  $F_3$  が作用し、背面は負圧状態であり羽根を引き戻す  $F_2$ ,  $F_4$  が働く。トルク  $T$  はこれらの和で求められるのに対して、ラジアル荷重  $F$  は4つの力のバランスとして求められる。もし軸対称な力 ( $F_1$  と  $F_3$ ,  $F_2$  と  $F_4$ ) が等しいならば軸に作用するラジアル荷重は発生しないことになる。すなわちラジアル荷重は本質的に羽根に作用するアンバランスにより発生すると考えられる。低粘度流体中において平均ラジアル荷重、ラジアル荷重の標準偏差が大きいのは、より乱流の乱れが

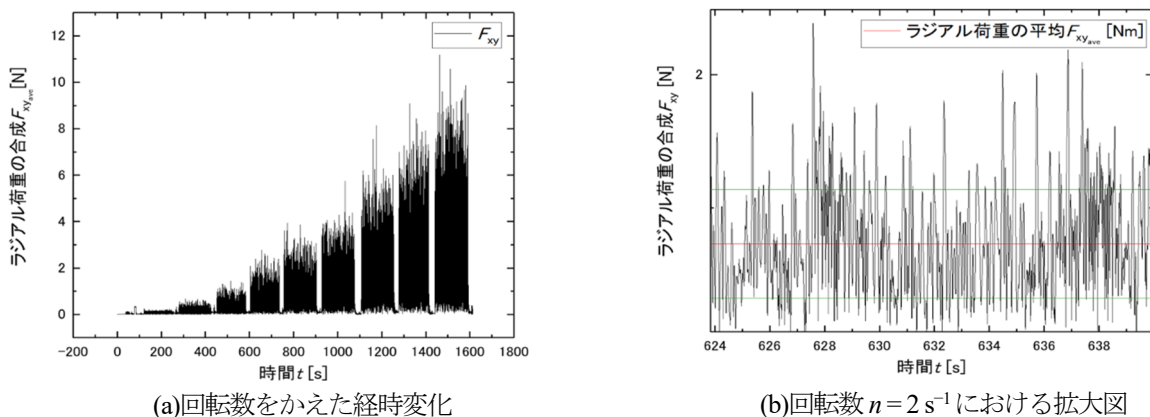


図3-7-43 2枚パドル翼中心攪拌における合成ラジアル荷重の経時変化

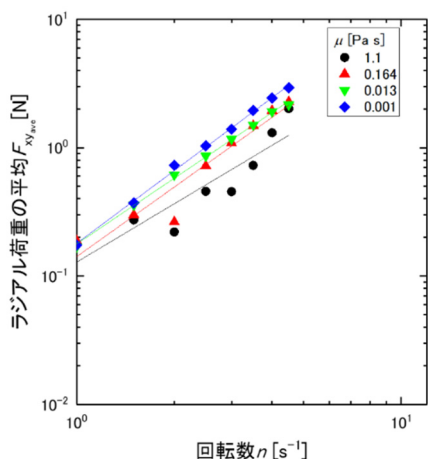


図 3-7-44 翼回転数と平均ラジアル荷重の関係

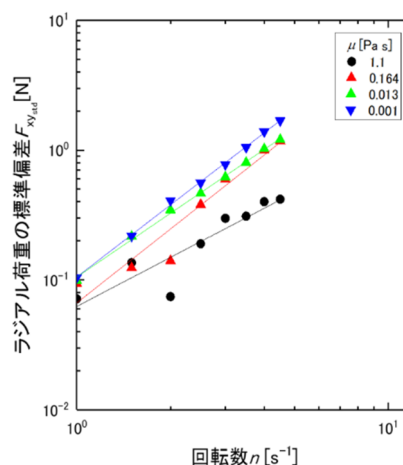
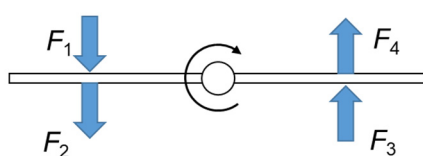


図 3-7-45 ラジアル荷重の標準偏差と翼回転数の関係



$$\text{トルク } T = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

$$\text{ラジアル荷重 } F = (F_1 + F_2) - (F_3 + F_4)$$

図 3-7-46 ラジアル荷重の発生の模式図

強い低粘度液中でアンバランスが強く発生しているためと考えられる。また、平均ラジアル荷重、ラジアル荷重の標準偏差が $\mu = 1.1 \text{ Pa s}$ の場合、 $n$ の1.5乗、 $\mu = 1.1 \text{ Pa s}$ 以外では、 $n$ の2乗に比例するのは、 $F_1 \sim F_4$ が各々 $n$ の1.5乗、2乗に比例して増加していることに依ると考えられる。このことは $n$ に対するトルクの依存性から確認された。

### (3-2) 偏心撹拌におけるラジアル荷重

撹拌操作は工業的に用いられる重要な単位操作の一つである。撹拌操作によって伝熱や混合、物質移動の促進が可能である。したがって化学産業をはじめ、食品産業や薬品産業、晶析操作など、さまざまな産業で広く用いられる。工業的な撹拌操作では、一般的に邪魔板と呼ばれる板状の構造物が取り付けられた撹拌槽が用いられる。この邪魔板によって槽内の流れの方向が複雑となり、混合が促進されることが知られている。その一方で、邪魔板に汚れなどが付着すると予期せぬ反応や異物の混入、品質の低下につながるため洗浄が必要となる。大型の撹拌槽を用いる場合、邪魔板の洗浄および殺菌処理には大きなコストがかかる。そのため食品産業や薬品産業、晶析操作において、邪魔板無しの撹拌槽が用いられるケースが存在する。しかし邪魔板無し撹拌槽では槽の中心に固体的回転部という領域が発生する。この固体的回転部では、領域内外の混合が進まず、混合不良部が発生する。そのような問題を解決するためにさまざまな対策が取られるが、その一つとして偏心撹拌と呼ばれる撹拌操作がしばしば用いられる。偏心撹拌では邪魔板を用いることなく撹拌槽内に上下循環流を発生させることができるため、固体的回転部を解消し、混合や物質移動を促進することができる。その一方で中心撹拌と比べて、偏心撹拌では軸をねじる力であり軸トルクと、曲げる力であるラジアル荷重が大きくなり、軸受けなど撹拌機器を破損する危険性がある。そのため、本研究では、汎用される小型翼の偏心撹拌と、近年注目される大型特殊翼の偏心撹拌についてラジアル荷重の測定を行った。

#### (3-2-1) 6枚パドル翼偏心撹拌におけるラジアル荷重

図 3-7-47 は、回転数  $n=5\text{ s}^{-1}$ 、偏心率  $r_E=0.65$  における直交 2 方向および合成ラジアル荷重の経時変化を示す。(a)に示した水中におけるラジアル荷重は乱流攪拌であるにもかかわらず極めて周期的な変動を示しており、乱流による不規則な変動以上に偏心による攪拌翼と槽壁の接近、乖離がラジアル荷重の変動が支配的であることが分かる。(b)に示したグリセリン中における経時変化は、規則的な変動を示しており、層流攪拌状態であるため乱流変動がなくなっていることが分かる。また、x 方向および y 方向のラジアル荷重はほぼ等しかった。これはラジアル荷重を軸に設置した歪ゲージにより検出しているためである。

図 3-7-48 には、翼回転数  $n=5\text{ s}^{-1}$ 、偏心率  $r_E=0.65$  の偏心攪拌における FFT 周波数解析結果を示す。 $F=5.0\text{ Hz}$  ( $f/n=1$ ) に鋭いピークが見られ、その振幅は中心攪拌場合の 10 倍近い値であった。偏心攪拌ではラジアル荷重が増大されることが確認された。偏心攪拌における攪拌軸に作用する荷重の方向を明確にするためリサージュ曲線による検討を行った。図 3-7-49 は回転する軸に設置した歪ゲージから得られるラジアル荷重 (回転座標系) を静止座標系変換したリサージュ曲線を示す。リサージュの原点はラジアル荷重が発生していない状況を示し、赤い円はリサージュ曲線の平均を示す。リサージュ曲線の中心は y 方向にずれており、偏心により y 方向に常に約 2.5N のラジアル荷

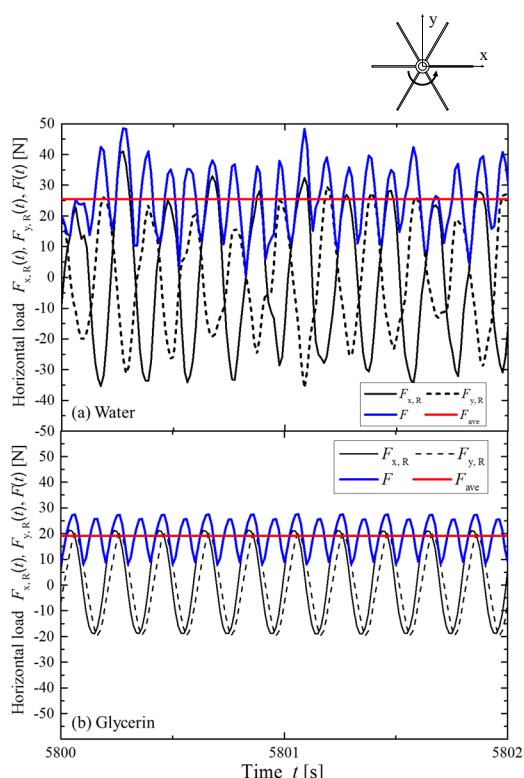


図 3-7-47 ラジアル荷重の経時変化  
( $n=5\text{ s}^{-1}$ ,  $r_E=0.65$ )

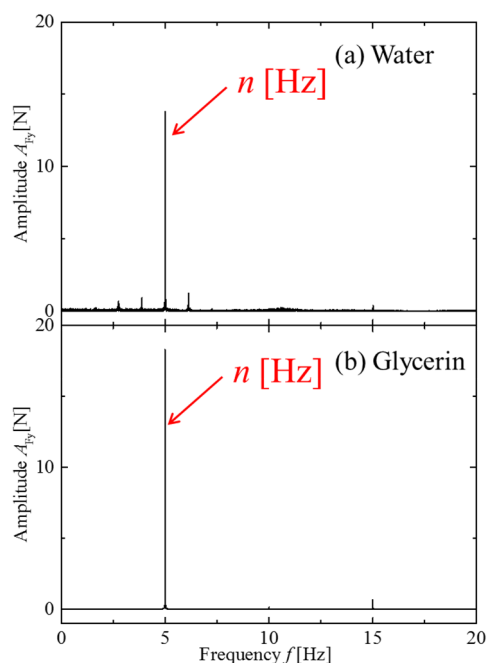


図 3-7-48 ラジアル荷重の FFT 周波数解析  
( $n=5\text{ s}^{-1}$ ,  $r_E=0.65$ )

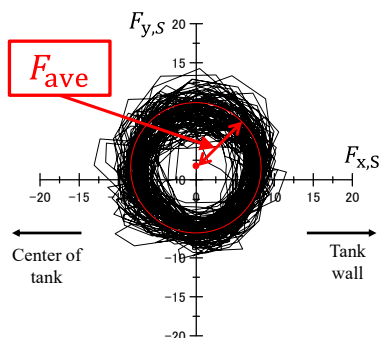


図 3-7-49 ラジアル荷重のリサージュ曲線  
(水中,  $n=2.5\text{ s}^{-1}$ ,  $r_E=0.44$ )

重が作用しながら、12Nの振幅の変動を発生していることが明らかになった。

図3-7-50には、ラジアル荷重と翼回転数の関係を示す。グリセリン中の平均ラジアル荷重は翼回転数に比例することが分かる。一方、水中の平均ラジアル荷重は翼回転数の2乗に比例することが分かる。これら翼回転数に対する依存性は、トルクの場合と同じであった。図3-7-51にはラジアル荷重と偏心率の関係を示した。いずれの場合も平均ラジアル荷重は偏心率に比例して増加することが分かった。

偏心条件を含む様々な攪拌条件、装置スケールにおけるラジアル荷重を整理するため無次元線図による整理を試みた。平均ラジアル荷重に関する新しい無次元数として、次式のラジアル荷重数  $Np_{F_{ave}}$  を定義した。

$$Np_{F_{ave}} = \frac{nF_{ave}d}{\rho n^3 d^5} = \frac{F_{ave}}{\rho n^2 d^4} \quad (3-7-10)$$

図3-7-52には  $Np_{F_{ave}}$ - $Re$  線図を示す。スケールが異なる偏心攪拌において各々の  $r_E$  で1本の曲線で纏められており、種々の攪拌条件でのラジアル荷重の見積が行える。

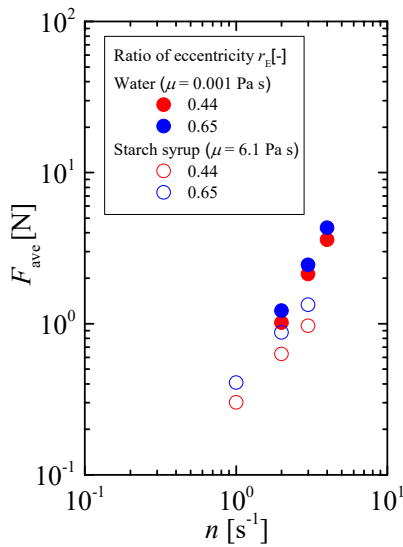


図3-7-50 翼回転数と平均ラジアル荷重の関係

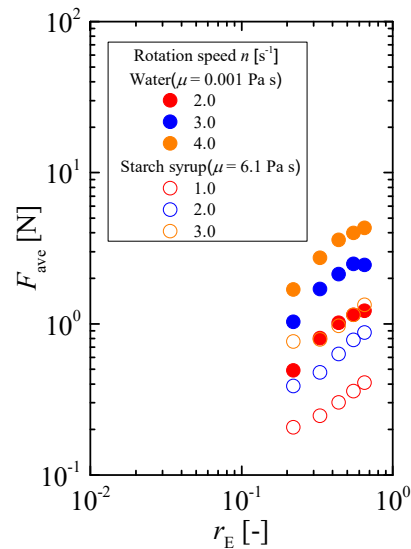


図3-7-51 偏心率と平均ラジアル荷重の関係

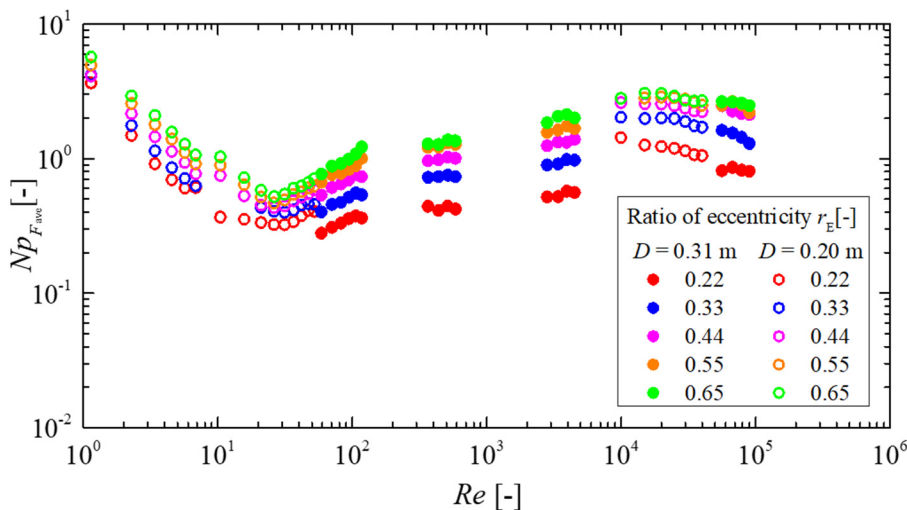


図3-7-52 平均ラジアル荷重に関する無次元線図

### (3-2-2) マックスブレンド偏心攪拌におけるラジアル荷重

図3-7-53には典型的な例として、水中の翼回転数  $n = 2s^{-1}$ での  $x$  方向 ( $F_x$ )  $y$  方向 ( $F_y$ ) のラジアル荷重の経

時変化を示す。同図(a)および(b)はそれぞれ偏心率  $r_E = 0.00$  および  $0.22$  の場合である。  $F_x$  と  $F_y$  は正負で変動しており、それらの平均はほとんど  $0$  であった。  $F_y$  は  $F_x$  より大きく、また周期的であることが分かる。翼に垂直方向である  $F_y$  は偏心攪拌の翼と槽壁の接近—乖離に伴い発生しているのに対して、翼の接線方向である  $F_x$  は  $F_y$  に付随して発生している荷重と考えられる。

図 3-7-54 には翼回転数  $n=2\text{s}^{-1}$ 、偏心率  $r_E=0.22$  ラジアル荷重の FFT 周波数解析を示す。  $F_y$  の振幅は  $F_x$  より大きかった。また、  $f=2\text{Hz}$  ( $f/n=1$ ) のピークは両方の場合において観測された。歪ゲージが攪拌軸に設置され回転しながら歪の検出を行っているため、攪拌翼が 1 回転し 2 枚の羽根がそれぞれ 1 度ずつ槽壁に接近すると、歪ゲージには正・負のラジアル荷重が検出されることになる。周波数解析における  $f/n = 1$  のピークは、ラジアル荷重が羽根と槽壁の相互作用で発生していることを裏付けている。

図 3-7-55 にはマックスブレンドによる攪拌においてラジアル荷重を支配する  $F_y$  と翼回転数、偏心率の関係を示す。  $F_y$  の平均値はほぼ  $0$  であるため、ここでは  $F_y$  の振幅を標準偏差  $F_{y,\text{std}}$  として評価した。  $F_{y,\text{std}}$  は翼回転数  $n$  と両対数グラフ上で直線関係にある。グラフの勾配より  $F_{y,\text{std}}$  は回転数  $n$  の 2 乗に比例することが分かった。マックスブレンドの偏心攪拌においても、攪拌翼に作用する圧力抗力のアンバランスによりラジアル荷重が発生していることが示唆された。一方、偏心率  $r_E$  と関係は指数関数的であることが分かる。この傾向は先述した 2 枚パド

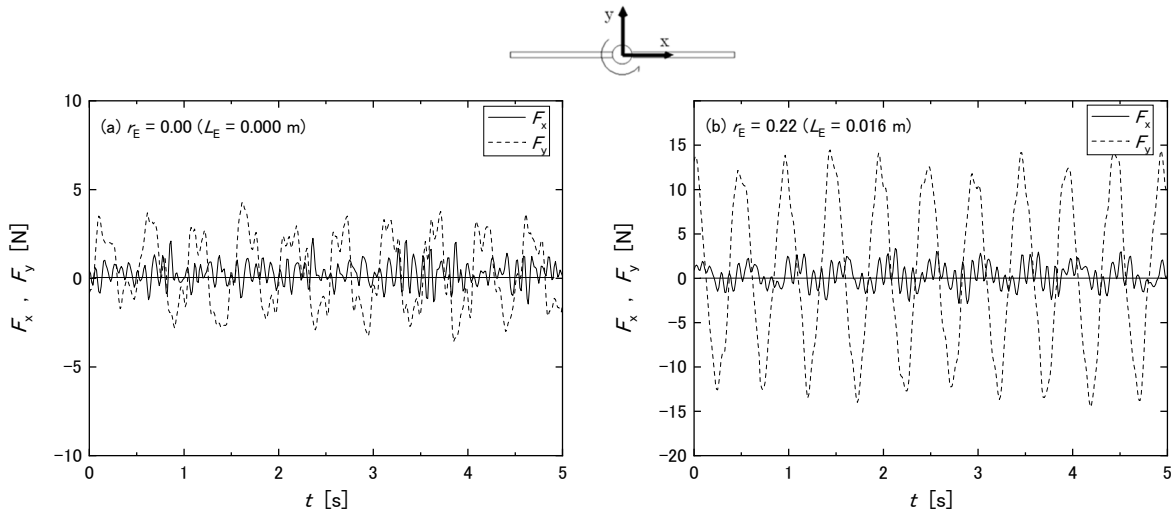


図 3-7-53 マックスブレンドのラジアル荷重の経時変化

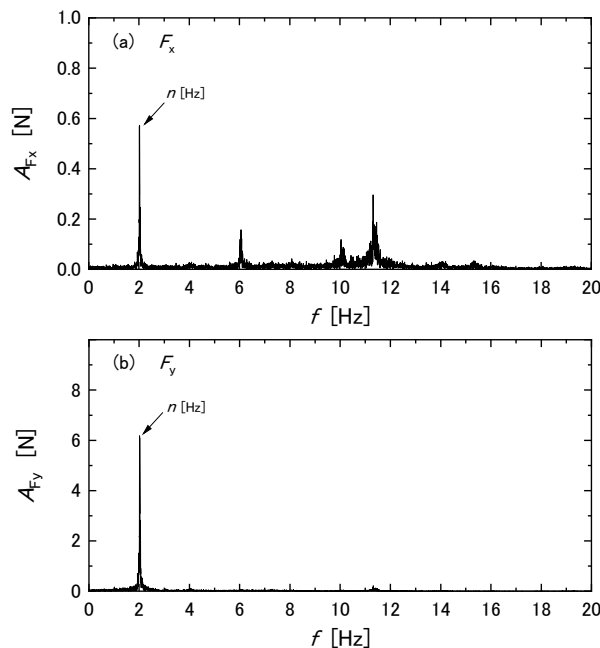


図 3-7-54 マックスブレンドのラジアル荷重の周波数解析



ル偏心撹拌と同様であり，2枚翼の特徴と考えられる．これらの結果より次の相関式を得た．

$$F_{y,\text{std}} = 0.56n^{2.2} \exp(5.1r_E) \quad (3-7-11)$$

また，Fx と Fy の合成ラジアル荷重については以下の式が得られた．

$$F_{xy,\text{std}} = 0.66n^{2.1} \exp(4.9r_E) \quad (3-7-12)$$

これらの式はマックスブレンド偏心撹拌の軸強度設計等で有用と思われる．

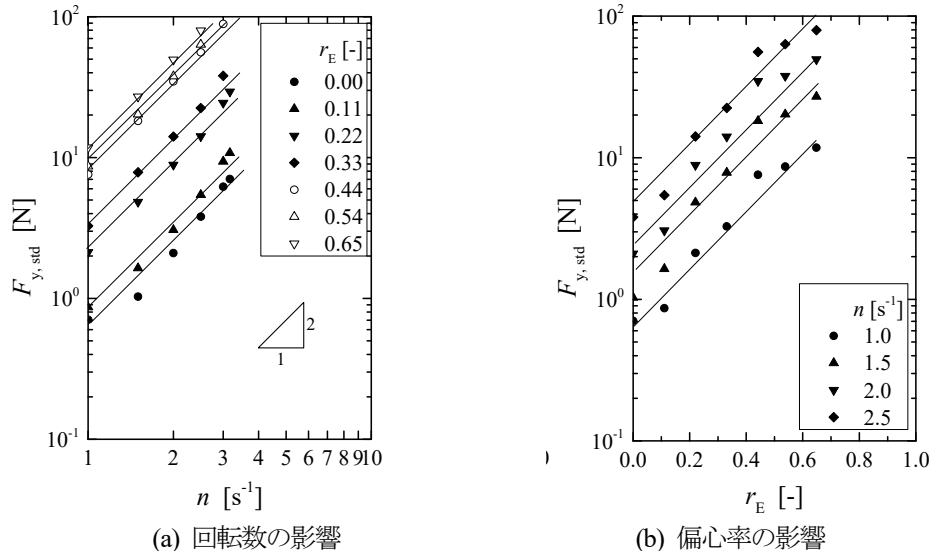


図 3-7-55 ラジアル荷重に及ぼす翼回転数，偏心率の影響

#### (4) 回転式撹拌装置のラジアル荷重のまとめ

回転式撹拌装置におけるラジアル荷重について，偏心撹拌も含めて計測を行った．ラジアル荷重の発生周期はいずれの翼でも  $f_n=1$  であった．種々の撹拌翼のラジアル荷重の相関式を表 3-7-5 に示す．

表 3-7-5 ラジアル荷重に関する相関式

撹拌翼	$F_{xy,\text{ave}}$ の相関式	$F_{xy,\text{std}}$ の相関式
垂直パドル	$F_{xy,\text{ave}} = 0.71\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$	$F_{xy,\text{std}} = 0.40\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$
2 段ディスクタービン	$F_{xy,\text{ave}} = 0.58\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$	$F_{xy,\text{std}} = 0.28\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$
マックスブレンド	$F_{xy,\text{ave}} = 3.65\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}\exp(4.9r_E)$	$F_{xy,\text{std}} = 1.45\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}\exp(4.7r_E)$
フルゾーン	$F_{xy,\text{ave}} = 0.93\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$	$F_{xy,\text{std}} = 0.41\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$
MR203	$F_{xy,\text{ave}} = 0.72\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$	$F_{xy,\text{std}} = 0.37\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$
MR205	$F_{xy,\text{ave}} = 0.68\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$	$F_{xy,\text{std}} = 0.33\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$
アンカー	$F_{xy,\text{ave}} = 0.88\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$	$F_{xy,\text{std}} = 0.52\rho^{1.0}d^{4.0}n^{2.0}$

### 3-7-4. 回転式撹拌装置の流体力学的荷重に基づく疲労強度評価

#### (1) はじめに

前節までに回転式撹拌装置で発生する流体力学的な荷重起動トルク，定常トルク，ラジアル荷重について調査，検討を行ってきた．本節では，これらの流体力学的荷重に基づく疲労強度の評価について検討する．2枚パドル翼の偏心撹拌を対象に，実験値に基づく FEM 応力解析を行い，回転曲げの S-N 線図に基づく疲労寿命の予測を行うとともに，実際に疲労破壊実験を行い，妥当性等について検討した．

## (2) 試験方法

図 3-7-56 には、疲労試験を行った装置の概略を示す。攪拌槽には槽径  $D=0.2\text{m}$  の邪魔板無し円筒平底槽を用いた。攪拌翼には翼径  $d=0.11\text{m}$ 、翼幅  $b=0.06\text{m}$  の 2 枚垂直パドル翼を用いた。攪拌方式は偏心攪拌とし、翼は偏心率  $r_E=0.65$  (偏心距離  $L_E=0.03\text{m}$ ) の位置に設置し、回転数  $n = 2.0\text{s}^{-1}$  で攪拌を行った。攪拌軸には直径  $0.008\text{m}$ 、肉厚  $0.001\text{m}$  のアルミ引抜丸パイプ (A6063) を用いた。また、モータとの接続はドリルチャックを用いて行い、ドリルチャックから攪拌翼中心までの長さを  $0.35\text{m}$  とした。攪拌液には水を用い、攪拌レイノルズ数  $Re=24200$  の乱流攪拌条件とした。まず、前節までに述べた試験方法により、起動トルクおよび定常状態におけるトルク、ラジアル荷重の測定を行った。その後、連続運転を行い、疲労により破損するまでの時間を測定した。

有限要素法 (FEM) による応力解析は Inventor 2018 (Autodesk 社) を用いて行い、解析対象は攪拌軸のみとし、実験値に基づきモーメント (トルク)、荷重 (ラジアル荷重) を付与して応力分布、ファンミーゼス応力、最大主応力を算出した。

## (3) 試験結果

### (3-1) 起動トルク、定常トルク、ラジアル荷重および疲労破壊

起動トルクとしては第 1 起動トルクと第 2 起動トルクが観測された。第 1 起動トルクは  $0.32\text{ Nm}$  であり、第 2 起動トルクは  $0.14\text{ Nm}$  であった。

図 3-7-57 には、定常状態におけるトルクとラジアル荷重の経時変化を示す。ラジアル荷重については、2 枚パドル翼であるため攪拌翼に垂直な成分である  $F_y$  が支配的な状況であった。また、偏心攪拌であるため、 $f_n=1$  の周期的な挙動を示した。また、トルクも周期的 ( $f_n=2$ )、規則的に変動しており、ラジアル荷重が極大、極小を示す時刻で極大、極小を示すことが分かった。

連続運転による疲労破壊は、147 日で起こり、トルクの周期に基づけば  $5.08 \times 10^7$  回、ラジアル荷重の周期に基づけば  $2.54 \times 10^7$  回の繰り返し荷重が破壊したことになる。

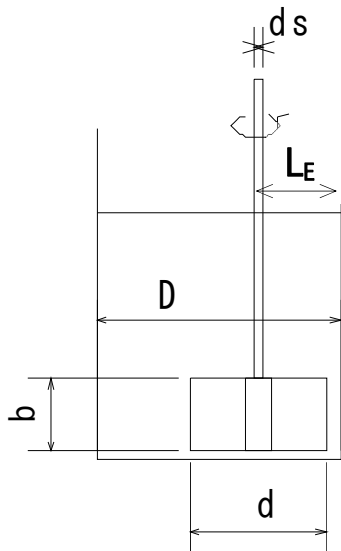


図 3-7-56 疲労強度試験装置の概略

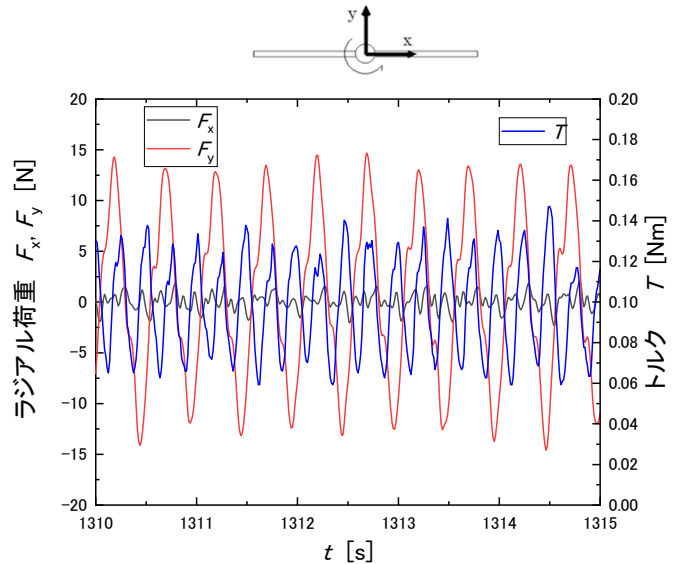


図 3-7-57 定常状態におけるトルク、ラジアル荷重の経時変化

### (3-2) 疲労強度評価

#### (3-2-1) 起動トルクに基づく評価

図 3-7-58 に応力解析の一例として第 1 起動トルクの値に基づく結果を示す。固定端である攪拌軸上部で大きな応力が観測された。表 3-7-6 には第 1、第 2 起動トルクの値に基づいたファンミーゼス応力、最大主応力の値を示す。図 3-7-59 はアルミニウム A6031 の回転曲げ試験による S-N 線図である<sup>8,9)</sup>。同図に基づき評価すれば、本試

験装置における起動トルクでは  $10^9$  回以上の装置の起動—停止を行っても疲労破壊は起こらないと推定された。但し、第1起動トルクについて注意を要する。第1起動トルクは攪拌翼の巡回体積内の流体および攪拌翼そのものの加速に伴うモーメントである。今回の研究室規模の装置であれば、攪拌翼そのものの慣性モーメントは無視できるため小さな値を示しているが、工業規模の実機では翼自体の慣性モーメントは相応に大きなものとなるため、第1起動トルクの影響は無視できないものと考えられる。また、翼の回転加速度に比例して大きくなるため、その点も適切な制御が必要になるものと考えられる。

表 3-7-6 起動トルクに基づく応力解析結果

	起動トルク [Nm] (モーメント)	ファンミーゼス応力 [MPa]	最大主応力 [MPa]
第1 起動トルク	0.32	8.42	4.86
第2 起動トルク	0.14	3.68	2.13

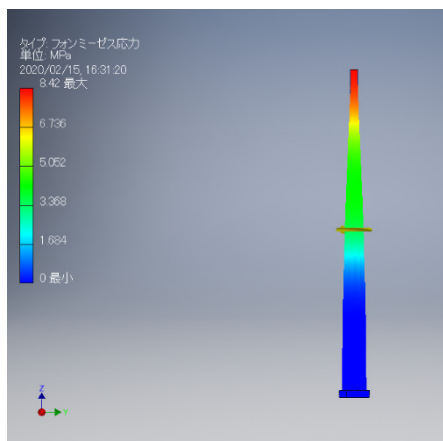


図 3-7-58 第1 起動トルクに基づく  
応力解析結果

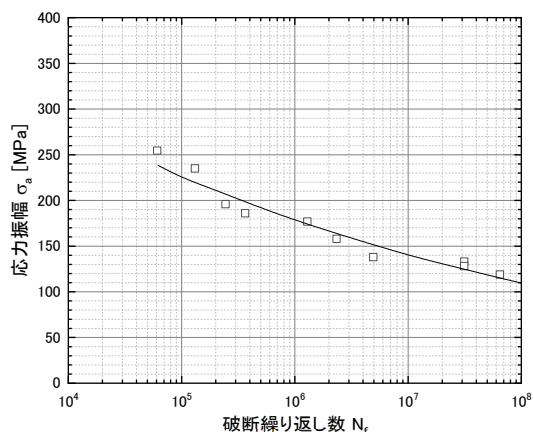


図 3-7-59 アルミニウム A6031 の S-N 線図  
(回転曲げ)

### (3-2-1) 定常状態のトルク、ラジアル荷重に基づく評価

図 3-7-57 に基づき、定常トルクの最大値を 0.10Nm、ラジアル荷重の最大値を 13.5N とし、応力解析を行った結果を図 3-7-60 および表 3-7-7 に示す。表中には定常トルクのみ、ラジアル荷重のみ、および定常トルクとラジアル荷重を同時に作用させた場合の応力値を示した。定常トルクにより発生する応力はラジアル荷重の数%程度

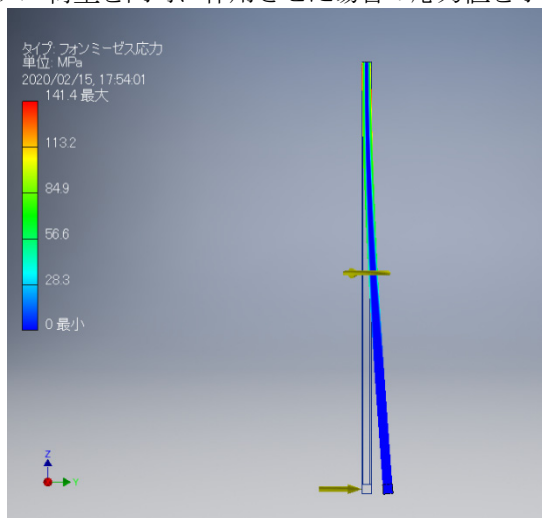


図 3-7-60 定常トルクとラジアル荷重  
に基づく応力解析結果

表 3-7-7 定常トルク、ラジアル荷重による応力

	ファンミーゼス応力 [MPa]	最大主応力 [MPa]
定常トルク	2.63	1.52
ラジアル荷重	137	163
定常トルク +ラジアル荷重	141	178

と小さく、疲労強度においてはラジアル荷重の影響が極めた大きいものと考えられる。またラジアル荷重は軸長が大きくなった場合、同時に大きくなり工業規模の実機においては、疲労強度を決める決定的な因子になると考えられる。

図3-7-61には、S-N線図上に応力解析結果および実験により得られた疲労破壊に要したラジアル荷重の繰り返し回数を示した。ファンミーゼス応力に基づき推定される繰返し回数と、実験により得られた繰返し回数は、よく一致していた。回転式攪拌装置の疲労強度を、攪拌軸材のS-N線図（回転曲げ）および定常トルク、ラジアル荷重に基づくファンミーゼス応力により評価する見通しを得ることができた。

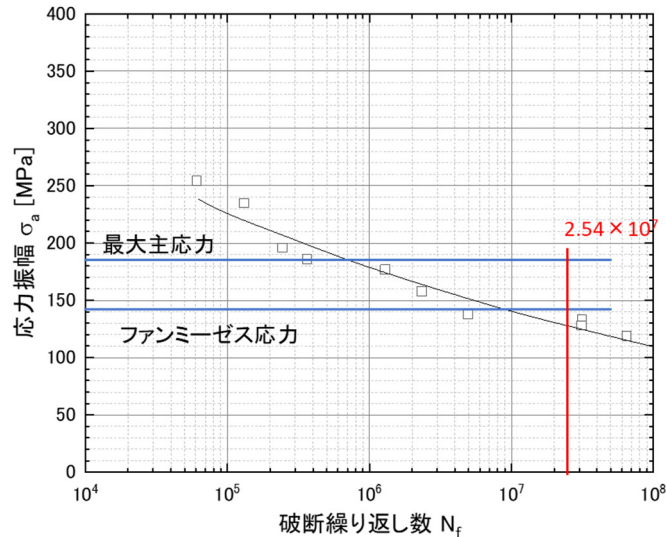


図3-7-61 定常トルク、ラジアル荷重に基づく疲労強度の評価

【参考文献】

- 1) 化学工学会編，化学工学便覧改訂7版（2011，丸善）
- 2) Nishi, K., N. Enya, Y. Tanaka, R. Misumi and M. Kaminoyama.; “Mixing of Eccentrically Located Hi-F Mixer,” *J. Chem. Eng. Japan*, **44**, 859–867 (2011)
- 3) Nishi, K., N. Enya, R. Misumi and M. Kaminoyama; “Power Consumption and Mixing Performance of an Eccentrically Located MAXBLEND Impeller,” *J. Chem. Eng. Japan*, **47**, 146–150 (2014)
- 4) Karcz, J., Cudak, M. and Szoplik, J.; "Stirring of a Liquid in a Stirred Tank with an Eccentrically Located Impeller," *Chem. Eng. Sci.*, **60**, 2369 - 2380 (2005)
- 5) Woziwodzki, S., L. Broniarz-Press and M. Oxhowiak; “Effect of eccentricity on transitional mixing in vessel equipped with turbine impeller,” *Chem. Eng. Research Design*, **88**, 1607-1617 (2010)
- 6) Matsuda, N. , Y. Tada, S. Hiraoka, S. Qian, H. Takeda, K. Ishida and Y. Mouri; “Frequency Components Related to the Macro-Instabilities of Flow in an Agitated Ves-sel,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **29**, 327–332 (2003)
- 7) Nishi, K., Y. Bando, R. Misumi, M. Kaminoyama: “Starting Torque of Vertical Paddle Impellers,” *J. Chem. Eng. Japan*, **50**, 677-683 (2017)
- 8) 中村孝，“金属疲労の基礎知識”，*鑄造工学*，**79**，58-69（2007）
- 9) 布斑成具，“アルミニウムおよびアルミニウム合金の疲労”，*軽金属*，**28**，568-574（1978）