

気泡崩壊による水の衝撃力を利用した 機械要素の高強度化に関する研究

岡山大学大学院 自然科学研究科

助教 關 正憲

(平成 20 年度一般研究開発助成 AF-2008011)

キーワード：歯車，ピーニング，疲労強度

1. 研究の目的と背景

歯車の疲労強度を検討する場合、歯の曲げ強度と面圧強度を考慮し、2つの強度のうち、小さい値をその歯車の疲労強度とするのが一般的である¹⁾。歯の曲げ強度の場合、ショット（小球）を高速度で衝突させるショットピーニング（以下、SP と記す）による曲げ強度向上が数多く報告されており²⁾、曲げ強度はアークハイト値の増加に比例する傾向にある。しかし、歯車の面圧強度に及ぼす SP の影響に関しては、SP による硬さと圧縮残留応力の増加は得られるものの、面圧強度や歯車精度に悪影響となる表面粗さも増大することから、SP により疲労寿命が向上した報告³⁾だけでなく、低下した報告⁴⁾も存在する。その疲労強度が低下した主な原因として、ショットの衝突による表面粗さの増大が挙げられることが多い。

新しい表面処理方法として、気泡崩壊による水の衝撃力を利用したキャビテーションピーニング（以下、CP と記す）がある。CP とは、図 1 に示すようなキャビテーション気泡の崩壊時に生じる衝撃波やマイクロジェットによる衝撃力を用いたピーニング⁵⁾である。一般にキャビテーションについては、流体機械の性能劣化、壊食による固体面の破壊、振動や騒音の発生などが悪影響として挙げられる⁶⁾。キャビテーションによる壊食は、液体中に発生した多数の気泡が固体面近くで崩壊する際に固体面に損傷を与える現象⁷⁾であり、気泡の最大崩壊圧力は数 GPa 以上に達すると考えられている^{8),9)}。その崩壊圧力を逆転の発想により有効利用したものの 1 つが CP である。

CP では、SP の場合のようなショットを用いるのではなく、キャビテーションを伴う高速水噴流（キャビテーション噴流）を利用しており、CP による表面改質によって金属材料の高強度化を実現することができる特徴を有する。CP で用いるキャビテーション噴流には、図 2 に示すように水中に高速水噴流を噴射させる水中キャビテーション噴流と気中に高速水噴流を噴射させる気中キャビテーション噴流がある。これまでに、炭素鋼やアルミニウム合金などの金属材料に対し、CP によって圧縮残留応力が導入されたことが示され、さらに回転曲げ疲労強度が向上する結果が得られた^{10),11)}。したがって、CP による鋼歯車の疲労強度向上にも十分に期待できる。そこで本研究では、生

産性の効率を考慮し、処理時間 5 分以内の CP に着目した。処理時間 5 分以内の CP を鋼ローラと鋼歯車に施し、それらの疲労試験を行った。そして、それらの疲労強度に及ぼす CP の影響について検討した。

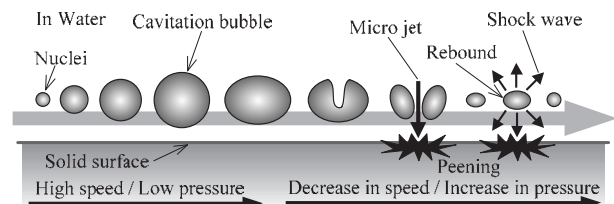
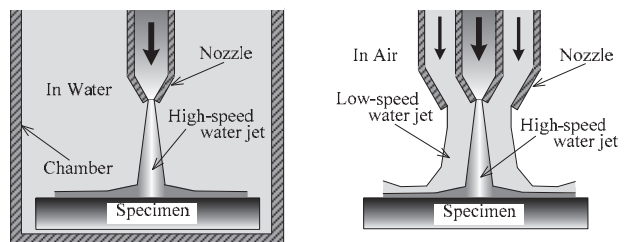


図 1 キャビテーション気泡の変化



(a) 水中キャビテーション噴流 (b) 気中キャビテーション噴流

図 2 水中ならびに気中キャビテーション噴流

2. 実験方法

2・1 試験ローラと試験歯車の製作

ローラの疲労試験で用いた試験ローラ対は、試験ローラと相手ローラで構成され、これらの直径は 60 mm である。一方、歯車の疲労試験にはモジュール 5 mm の試験歯車と相手歯車で構成される試験歯車対が用いられた。表 1 に試験歯車対の諸元を示す。試験ローラと試験歯車はクロム鋼（JIS : SCr420）で製作され、相手ローラと相手歯車はクロムモリブデン鋼（JIS : SCM415）で製作された。これらは浸炭硬化の後、研削仕上げされた。その後、表 2 に示す条件でローラと歯車に CP が施された。本研究で用いた CP は水中キャビテーション噴流を用いた CP であり、図 3 に示すように水中でローラまたは歯車を 20 rpm で回転させながら、ローラ円周面および歯車歯面に水中 CP を施した。本研究では 2 種類の水中 CP を用い、1 つは図 3 の左図に示す高速水噴流と同時に低速水噴流を噴射させたも

の、もう一つは図3の右図に示す高速水噴流のみを噴射させたものである。前者が表2のCP条件名でHL1とHL5であり、後者がH5である。CPの処理時間は1分または5分とした。

表1 試験歯車対の諸元

	Test pinion	Mating gear
Module	mm	5
Pressure angle	deg.	20
Number of teeth	20	21
Addendum modification coefficient	0	-0.19
Tip circle diameter	mm	110.0 113.1
Center distance	mm	102
Facewidth	mm	5 22
Contact ratio		1.536

表2 キャビテーションピーニング条件

Condition name		HL1	HL5	H5
High-speed water jet	Nozzle diameter d_H	2 mm		
	Injection pressure p_H	30 MPa		
	Standoff distance s_H	140 mm		80 mm
Low-speed water jet	Nozzle diameter d_L	50 mm		---
	Injection pressure p_L	0.02 MPa		---
	Standoff distance s_L	80 mm		---
$s_H - s_L$		60 mm		---
Processing time t		1 minute	5 minutes	5 minutes
Rotational speed of roller and gear		20 rpm		

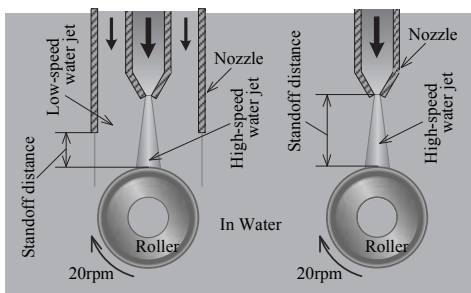


図3 ローラに対するキャビテーションピーニング

2・2 試験ローラと試験歯車の表面性状

図4と図5に試験ローラ円周面および試験歯車歯面の表面写真と粗さ曲線をそれぞれ示す。ここで、試験片の表記名のRとGはそれぞれ試験ローラならびに試験歯車を示す。またCPを施していない試験片をNPとした。図4の表面写真は、レーザ顕微鏡によって試験ローラ円周面を撮影したものであり、図5の表面写真は、レプリカ法によって転写した試験歯車歯面を実体顕微鏡により撮影したものである。また図中の粗さ曲線は表面粗さ測定器によって、試験ローラ円周面をローラ軸方向に、試験歯車歯面のかみあいピッチ点付近を歯形方向に測定して得られたものである。これらの図より、すべての表面写真で研削痕を観察することができる。通常、研削仕上げの金属材料にSPを施した場合、ショットによる塑性変形によって圧痕が生じ、研削痕が消失する。しかしながら、CPの場合には、ローラおよび歯車にCPを施しても研削痕が残存しており、大

きな塑性変形が起こっていないと言える。また試験片の粗さ曲線をみても、CPを施していないR-NPとG-NPに比べ、CPを施した試験片の粗さ曲線はほぼ同じか、その振幅が少し小さくなっていることがわかる。したがって、SPの場合と比較すると、表面粗さに及ぼすCPの影響は小さいと言える。

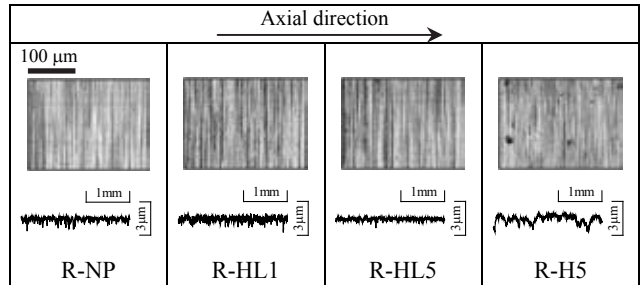


図4 試験ローラの表面写真と粗さ曲線

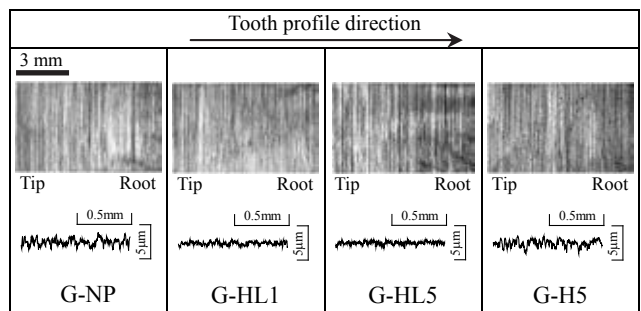


図5 試験歯車の表面写真と粗さ曲線

表3 試験ローラの表面性状

Specimen	Test roller			
	R-NP	R-HL1	R-HL5	R-H5
R_a μm	0.08	0.07	0.12	0.24
R_z μm	1.20	1.10	1.38	2.13
HV	803	827	834	869
$(\sigma_x)_r$ MPa	-351	-551	-648	-1134
$(\sigma_y)_r$ MPa	-58	-216	-371	-649

表4 試験歯車の表面性状

Specimen	Test pinion			
	G-NP	G-HL1	G-HL5	G-H5
R_a μm	0.31	0.28	0.30	0.31
R_z μm	2.34	2.14	2.26	2.42
HV	718	725	729	759
$(\sigma_x)_r$ MPa	-369	-377	-451	-424
$(\sigma_y)_r$ MPa	-529	-554	-671	-873

表3と表4に試験ローラと試験歯車の表面粗さ、表面硬さならびに表面残留応力を示す。ここで表中の表面粗さ R_a と R_z は、図4および図5で示した粗さ曲線の算術平均粗さ R_a と最大高さ R_z である。また表面硬さは、マイクロピッカース硬度計を使用してローラ円周面下ならびに歯車歯面下の硬さ分布を測定し、得られた硬さ分布を近似した際の深さ $z=0.0$ mmにおける硬さである。表面残留応力は、特性X線としてCrK α 線を用い、 $2\theta\text{-sin}^2\psi$ 法により

測定を行った¹²⁾。表中の $(\sigma_x)_r$ は、ローラ円周面におけるローラ軸方向または歯車歯面のかみあいピッチ点付近における歯筋方向の表面残留応力であり、 $(\sigma_y)_r$ は、ローラ円周面におけるローラ円周方向または歯車歯面のかみあいピッチ点付近における歯形方向の表面残留応力である。

表3、表4より、試験ローラと試験歯車の表面硬さならびに表面圧縮残留応力はCPによって増加した。しかし、G-HL1とG-HL5のそれらは、CPによって大きくは増加しなかった。この原因として、CPはキャビテーション気泡の崩壊時に生じる衝撃波やマイクロジェットによる衝撃力を利用したピーニングであるが、キャビテーション気泡の崩壊が歯面付近で上手く発生しなかった¹³⁾と考えられる。一方、R-H5の表面粗さはCPによって増加したが、その他の試験片の表面粗さはCPを施していない試験片とほぼ同じであった。

2・3 ローラ試験と歯車試験

本研究では、ローラの疲労試験にばね負荷式二円筒滑り転がり疲労試験機¹⁴⁾を使用し、試験ローラを低速側（ローラ周速度4.50 m/s、滑り率-25.6%）、相手ローラを高速側（ローラ周速度5.65 m/s、滑り率+20.4%）としてローラの転がり疲労試験を行った。一方、歯車の疲労試験にはFZG型動力循環式歯車試験機¹⁵⁾を使用し、試験歯車を被動側、相手歯車を駆動側として、試験歯車の回転速度 $n_1=1800$ rpmで運転疲労試験を行った。負荷の基準には、2つのローラ間または歯車歯面のかみ合いピッチ点におけるヘルツの最大接触応力 p_{max} ¹⁶⁾を用いた。また潤滑油として、ローラの疲労試験ではATF（動粘度33.18 mm²/s [313 K]、7.225 mm²/s [373 K]）を使用し、歯車の疲労試験ではEPギヤ油（動粘度190.9 mm²/s [313 K]、17.47 mm²/s [373 K]）を使用した。

本研究の疲労試験では、任意の試験ローラおよび試験歯車の繰返し数 N_1 ごとにローラ円周面または歯車歯面に生じたピッチングの面積を測定し、試験ローラ対または試験歯車対の総接触面積に対するピッチング面積の比で表すピッチング面積率を求めた。そのピッチング面積率が5%に達したときの試験ローラおよび試験歯車繰返し数をその疲労寿命 N とした。また、ローラの大きな損傷あるいは歯の折損により異常振動が発生し、振動感受スイッチによって試験機が自動停止したときの試験ローラまたは試験歯車繰返し数も疲労寿命 N とした。さらに、 $N=2 \times 10^7$ に対するヘルツの最大接触応力 p_{max} を試験ローラおよび試験歯車の疲労強度 $(p_{max})_{lim}$ とした。

3. 実験成果

3・1 試験ローラと試験歯車の疲労寿命

図6と図7に疲労試験で得られた試験片の p_{max} - N 線図を示す。本研究で用いた試験ローラと試験歯車の主な損傷形態は、表面き裂に起因するピッチング損傷であった。図6より、すべての試験ローラの疲労寿命はCPによって増

加し、特にR-H5の疲労寿命が大きく増加した。図7においても、G-H5の疲労寿命はその他の試験歯車よりも長かった。しかしながら、G-H5を除く試験歯車の疲労寿命は、CPによってあまり増加しなかった。これは、CPによるピーニング効果、つまりCPによる表面硬さや表面圧縮残留応力の増加が、表4で示したようにG-HL1とG-HL5に対して十分に得られなかったことが原因であると考えられる。一方、R-H5とG-H5の疲労寿命はCPによる大きなピーニング効果によって特に増加した。

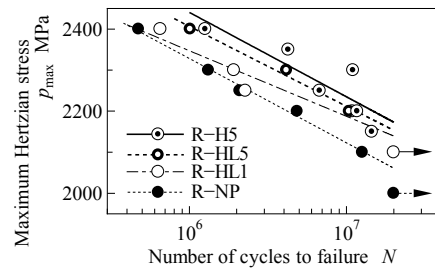


図6 試験ローラの p_{max} - N 線図

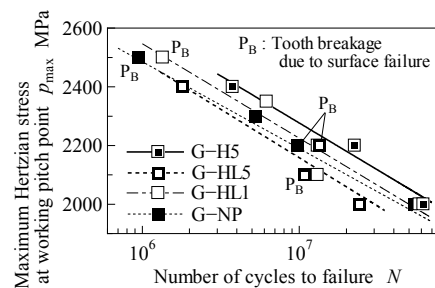


図7 試験歯車の p_{max} - N 線図

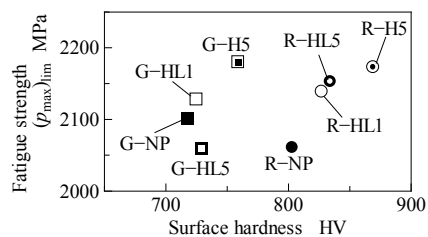


図8 試験片の疲労強度と表面硬さの関係

3・2 試験ローラと試験歯車の疲労強度

図8に試験片の疲労強度 $(p_{max})_{lim}$ と表面硬さの関係を示す。この図より、表面硬さが大きいほど疲労強度が大きくなっている。本研究で疲労強度が最も向上したR-H5とG-H5は、それぞれR-NPとG-NPに比べて約5%および約4%の疲労強度向上が得られた。過去の研究¹⁷⁾において、SPによる浸炭硬化ローラの疲労強度向上は最大で約6%であったことから、本研究で用いたCPはSPとほぼ同等の疲労強度向上が得られたと言える。

3・3 硬さに対する垂直応力の比の算出

先述したように、本研究で用いた試験ローラと試験歯車

の主な損傷形態は、表面き裂に起因するピッチング損傷であった。したがって、表面で最大となる接線方向の垂直応力 σ_y に着目した¹⁷⁾。垂直応力 σ_y を求めるにあたり、試験片の表面性状の測定と同じ方向に x - y - z 座標系をとった。その座標系において J.O.Smith の解析法¹⁸⁾を用い、試験ローラ円周面と試験歯車歯面のかみ合いピッチ点付近における垂直応力 σ_y を求めた。さらに前報¹⁷⁾、¹⁹⁾で用いた浸炭硬化ローラと歯車の場合と同様に、疲労強度に及ぼす平均応力の影響を無視し、材料の降伏強さあるいは疲労強度が硬さに比例すると仮定して、試験片の垂直応力 σ_y をそのビッカース硬さ HV で除した振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ を用い、試験ローラと試験歯車の疲労寿命と疲労強度について考察した²⁰⁾。垂直応力 σ_y を計算するにあたり、表 3 と表 4 で示した残留応力が考慮された。

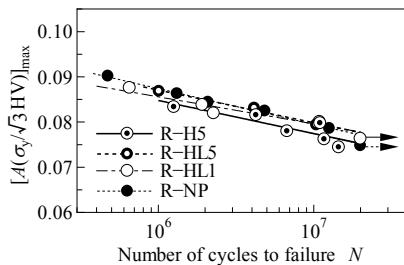


図 9 試験ローラの $[A(\sigma_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ - N 線図

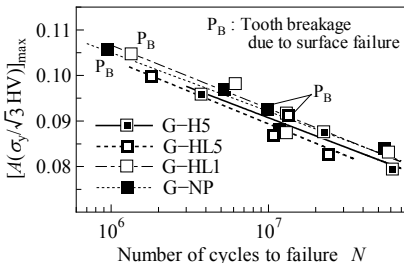


図 10 試験歯車の $[A(\sigma_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ - N 線図

3・4 硬さと垂直応力による疲労強度の評価

図 9 と図 10 に試験片の $[A(\sigma_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ - N 線図を示す。図 6 と図 7 の p_{\max} - N 線図と比べ、縦軸を $[A(\sigma_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ に置き換えることによって硬さ以外の影響が現れる。SP の場合には、疲労強度に及ぼす影響として硬さ以外に表面粗さなどの影響が大きいため、 $[A(\sigma_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ - N 線図において SP 条件の違いによってプロット点が大きくばらつく²¹⁾。しかしながら図 9 と図 10 では、本研究で得られたすべてのプロット点が、ほぼ一直線上に並んでいることがわかる。これは試験片の疲労強度に及ぼす硬さ以外の影響がほとんどないことを示しており、本研究で用いた試験片は CP による表面硬さの増加によって直接的に疲労寿命ならびに疲労強度が向上したと言える。

4. 結言

本研究では CP の実用化を目指し、処理時間 5 分以内の CP による鋼ローラと鋼歯車の疲労強度向上について検討を行った。処理時間 5 分の CP によって表面硬さの増加が得られ、CP による表面硬さの増加が直接的に鋼ローラと鋼歯車の疲労強度向上につながっていることを明らかにした。さらに CP による鋼ローラと鋼歯車の疲労強度向上が SP と同程度となったことを示した。今後は、さらなる疲労強度向上を目指し、CP 条件の最適化と実験的評価により研究を実施していきたいと考えている。

謝 辞

本研究は、財団法人天田金属加工機械技術振興財団の平成 20 年度一般研究開発助成を得て行われたものである。記してここに謝意を表する。

参考文献

- 1) 日本機械学会, 技術資料歯車強さ設計資料, (1979), 85, 日本機械学会.
- 2) B-R.Hoehn, P.Oster and U.Weigand, VDI Ber (Ver Dtsch Ing), 1665-2 (2002), 1087-1097.
- 3) 松井勝幸, 他 4 名, 機論, 66-650, A (2000), 1878-1885.
- 4) D.V.Girish, M.M.Mayuram and S.Krishnamurthy, Tribology International, 30-12 (1997), 865-870.
- 5) 祖山 均, 油空圧技術, 42-8 (2004), 35-39.
- 6) 加藤洋治, キャビテーション, (1999), 3, 槇書店.
- 7) 文献(6)の p.199.
- 8) 文献(6)の p.203.
- 9) 祖山 均, シンポジウム ショットレスピーニング, (1999), 9-16.
- 10) D.Odhiambo and H.Soyama, International Journal of Fatigue, 25 (2003), 1217-1222.
- 11) H.Soyama, K.Saito and M.Saka, Transactions of the ASME, Journal of Engineering Materials and Technology, 124 (2004), 135-139.
- 12) The Society of Materials Science, Japan, Standard Method for X-Ray Stress Measurement, (1982), 4, The Society of Materials Science.
- 13) H.Soyama and Y.Sekine, International Journal of Sustainable Engineering, 3-1 (2010), 25-32.
- 14) 吉田 彰, 大上祐司, 關 正憲, 他 3 名, 機論, 68-668, C (2002), 1265-1272.
- 15) M.Seki, A.Yoshida, et al., Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 1-4 (2007), 518-529.
- 16) K.L.Johnson, Contact Mechanics, (1987), 84, Cambridge University Press.
- 17) A.Yoshida, M.Seki, Y.Ohue, et al., Proceedings of JSME Summer Annual Meeting, 03-1 (2003), 19-20.
- 18) J.O.Smith and C.K.Liu, Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics, 20-2 (1953), 157-166.
- 19) M.Seki, H.Soyama, M.Fujii and A.Yoshida, Tribology Online, 3-2 (2008), 116-121.
- 20) K.Fujita and A.Yoshida, Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, 23-178 (1980), 587-594.
- 21) M.Seki, A.Yoshida, et al., Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 1-4 (2007), 518-529.