354 ゴム巻きロールのパターン形成現象の防止対策 —直径比の影響—

Countermeasure Against Pattern Formation Phenomena of Roll Covering-Rubber - Effect of roll diameter ratio -

学 森 裕介(大分大) 正 劉 孝宏(大分大)
正 松崎健一郎(九大) 正 末岡 淳男(九大)
正 森田 英俊(佐世保高専) 正 大村 和久(九大)

Yusuke MORI, Graduate School of Oita University, 700 Dannoharu, Oita
Takahiro RYU, Oita University, 700 Dannoharu, Oita
Kenichiro MATSUZAKI, Kyushu University, 744 Motooka, Nishi-ku, Fukuoka
Atsuo SUEOKA, Kyushu University, 744 Motooka, Nishi-ku, Fukuoka
Hidetoshi MORITA, Sasebo National College of Technology, 1-1, Okishincho, Sasebo, Nagasaki
Kazuhisa OMURA, Kyushu University, 744 Motooka, Nishi-ku, Fukuoka

The rubber surface of a size press roll of a paper making machine is deformed into a certain convex polygon at a high nip force and at an operating speed of the rolls rotating in contact with each other viscoelastically. This polygonal deformation is called pattern formation phenomena, and occurs gradually, which leads to strong vibration of the machine. This problem is similar to other pattern formation phenomena, for instance, polygonal deformations of the smoother roll in paper making machine, regenerative chatters in cutting, and the polygonal deformation of the work roll in a hot leveler. This paper describes the countermeasures to avoid the pattern formation by changing the diameter ratio of the top roll to the bottom roll. It is found from the numerical analysis and experiment that the optimum ratio exists to decrease the instability effectively.

Key Words: Self-Excited Vibration, Vibration of Rotating Body, Unstable Vibration, Paper-Making, Machine, Size Press, Pattern Formation

A 1. 緒 言

工業界には、ロールとロールが接触回転する接触回転系が数多く存在する。それらが長時間稼働するとロール表面にバーマークと呼ばれる光沢むらの発生や、継続運転が不可能になる。本報告では、同質のゴム巻きロールからなる接触ロール系に対し、それらの直径比を変更することにより不安定度を減少させる最適設計について理論および実験の両面から検討する。

A 2. 実験結果および考察

抄紙機サイズプレスパートのゴム巻きロールのパターン形成現象に対し、トップロール(TR)およびボトムロール(BR)からなるゴム巻きロールを接触回転させる実験を行った。実験は発生させる角形数より TR 回転数を算出し、10 分間連続で回転を行った。測定は、TR 支持部に加速度ピックアップを取り付け、TR の上下方向の振動を測定した。図 A1 はロール回転数 $f=15.3\text{Hz}$ において、同径のロールを用いた場合の 600 s 後の TR 加速度の周波数分析結果を示す。図から、固有振動数である約 75.625Hz の振動が発生しているのがわかる。図 A2 は図 A1 と同様の実験におけるパターン形成現象の成長曲線である。図から、実験開始と終了で約 12dB 振幅が成長している。図 A3 は BR の直径比を変更し $f=14.7\text{Hz}$ における結果を示す。この場合、TR が 5.5 角形に変形したと仮定すると、BR は 6.41 角形に変形することになり、TR および BR の角形数が最も整数値から離れた条件である。図から、実験開始から全ての角形数において成長が見られないことがわかる。図 A2 と比較しても成長の抑制が顕著である。

また、実験と同様のモデルによる数値計算を行ったところ、実験結果と良い一致を示した。

Fig.A1 Frequency analysis

Fig.A2 Growth of pattern formation
($D_1=240\text{ mm}$, $D_2=240\text{ mm}$ ($\beta=1$))

Fig.A3 Growth of pattern formation
($D_1=206\text{ mm}$, $D_2=240\text{ mm}$ ($\beta=0.858$))

1. 緒 言

工業界には、ロールとロールが接触回転する接触回転系が数多く存在する。それらが長時間稼働するとロール表面にバーマークと呼ばれる光沢むらの発生が発生したり、継続運転が不可能になる。このような現象は、抄紙機や製鉄機械^{(1),(2)}、自動車タイヤ⁽³⁾、鉄道のレール⁽⁴⁾などあらゆる接触回転部を有する機械にも発生する。これまでの研究⁽⁵⁾から、抄紙機プレスパートのスムーザロールに発生する粘弾性変形をとまなうパターン形成現象に対し、発生メカニズムや防止対策の検討を行ってきた。

通常、スムーザロールは、軟質ゴムと硬質ゴムからなる一対のゴムロールから構成されるが、ドライヤパートの後に配置されるサイズプレスパートでは、同質のゴムが用いられることも多い。昨年度の研究において、同様な実験を行ったが、直径比の最適条件を求めるには至っていなかった⁽⁶⁾。そこで本報告では、同質のゴム巻きロールからなる接触ロール系に対し、それらの直径比より詳細に変更することにより不安定度を減少させる最適設計について理論および実験の両面から検討する。

2. 実験装置

抄紙機サイズプレスパートは、湿紙に圧力をかけて絞り出すプレスパートを通過後に加熱乾燥するドライヤパートの後段に位置し、澱粉などの溶液を紙表面に塗布するパートである⁽⁷⁾。本報告では、サイズプレスパートを模擬した一対のゴム巻きロールを接触回転させる実験装置を製作し、パターン形成現象を抑制するためのロール直径比の最適値を理論および実験の両面から検証する。

図 1 に、実験に用いた実験装置を示す。実験装置はトップロール(以後 TR と呼ぶ)およびボトムロール(以後 BR と呼ぶ)の 2 種類のゴム巻きロールをある線圧のもとに接触回転させるものである。TR の軸端は板ばねで支持されており、BR は土台に直接固定されている。そのため、TR のみが上下方向に振動可能である。TR および BR 表面には同質のゴム硬度 85 度のウレタンゴム系材料が巻かれている。これらの材料は抄紙機で実際に使用されている材料である。TR および BR はともに直径 240mm、幅 150mm である。TR 支持部には 2 本の油圧シリンダが取り付けられており、両ロール間を抄紙機と同等の 44.1N/mm の線圧で加圧している。BR は自在継手を介して AC サーボモータに接続されている。TR の上下方向振動は加速度センサにより測定した。ロール系支持部の振動特性はハンマリング試験により求めた。系の固有振動数は接触時で 75.625Hz であった。

Fig.1 Experimental Apparatus

3. 理論解析

図 2 に実験装置を模擬した解析モデルを示す。TR および BR はそれぞれ質量 m_1 および m_2 の質点とし、その外径を D_1 および D_2 とする。ニップ部は点接触と仮定する。TR は剛性係数 k_1 のばねおよび粘性減衰係数 c_1 のダッシュポットで基礎支持されている。TR および BR のニップ部ゴムは図に示すように、おのおの剛性係数 k_3, k_5 の瞬時弾性変形部と剛性係数 k_4, k_6 および粘性減衰係数 c_4, c_6 からなる遅延弾性変形部から形成される最も簡単な 3 要素モデルでモデル化する。この遅延弾性変形部に変形が蓄積していく。ロールゴム部の遅延弾性変形を考慮した変位座標 x_1, z_1, y および z_2 に関する運動方程式は以下ようになる。

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 + k_3 (x_1 - z_1) &= 0 \\ k_3 (z_1 - x_1) + c_4 \dot{w}_1 + k_4 w_1 &= 0 \\ c_4 \dot{w}_1 + k_4 w_1 + c_6 \dot{w}_2 + k_6 w_2 &= 0 \\ c_6 \dot{w}_2 + k_6 w_2 + k_5 z_2 &= 0 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、

$$\begin{aligned} u_1(t) &= z_1(t) - y(t) \\ u_2(t) &= z_2(t) - y(t) \\ w_1(t) &= u_1(t) - \exp(-\alpha_1 T_1) u_1(t - T_1) \\ w_2(t) &= u_2(t) - \exp(-\alpha_2 T_2) u_2(t - T_2) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2)$$

T_1, T_2 は TR および BR の回転周期、 $u_1(t), u_2(t)$ はそれぞれニップ部通過直後の TR および BR ゴム部の遅延弾性変形量、 t は時間、 α_1, α_2 はそれぞれ TR および BR の変形回復部の回復特性指数を表す。

TR の回転周期を 2π とするために、式(1)に対して、次式のような変数変換を導入する。

$$\tau = \omega_1 t, \quad \omega_1 = 2\pi / T_1 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 ω_1 は TR 回転角速度である。BR の回転角速度 ω_2 との関係は次式となる。

$$\omega_2 = \beta \omega_1, \quad \beta = D_1 / D_2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

β は TR と BR の外径比を表す。両ロール間にわずかな滑りがある場合についても式(4)を用いて同様に表すことができる。式(1)に対して式(3)の変数変換を行った後、初期値をすべて零とした Laplace 変換を施すと次式を得る。

$$AX = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、

$$A = \begin{bmatrix} g_1 & -k_3 & -k_3 & 0 \\ -k_3 & g_2 & k_3 & 0 \\ -k_3 & k_3 & k_3 + k_5 & k_5 \\ 0 & 0 & k_5 & g_3 \end{bmatrix}$$

$$X = (X_1, U_1, Y, U_2), \quad 0 = (0, 0, 0, 0)$$

$$g_1 = m_1 \omega_1^2 s^2 + c_1 \omega_1 s + k_1 + k_3$$

$$g_2 = k_3 + (c_4 \omega_1 s + k_4) [1 - \exp\{-2\pi(s + \alpha_1 / \omega_1)\}]$$

$$g_3 = k_5 + (c_6 \omega_1 s + k_6) [1 - \exp\{-2\pi(s + \alpha_2 / \omega_1) / \beta\}]$$

ここに、 X_1, U_1, Y および U_2 はそれぞれ x_1, u_1, y および u_2 の Laplace 変換後の像関数、左肩号「 t 」は転置を表す。

式(5)から、特性方程式は次式となる。

$$\det A = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(6)から、特性根 $s = (\sigma + jN, N = \sqrt{-1})$ を求め、特性根の

Fig.1 Analytical model

Table 1 Standard parameters

Parameter	Value
m_1	56.3 kg
k_1	3.5 MN/m
k_3, k_5	22 MN/m
k_4, k_6	111 MN/m
c_4, c_6	58 kNs/m
α_1, α_2	2.0 1/s
D_1, D_2	240 mm

うち、1つでも実部 σ が正の根が存在すればパターン形成現象が発生する。式(6)の不安定特性根の虚部に関しては、式(3)、(4)から、TRおよびBRはそれぞれ角振動数 $\omega_1 N$ および $\omega_1 N/\beta$ で振動することになる。従って、TRおよびBRのゴム部変形の角形数 N_1, N_2 は次式となる。

$$N_1 = N, N_2 = N/\beta \quad \dots\dots\dots (7)$$

4. 数値計算結果

4.1 基準パラメータによる不安定領域

数値計算に用いた基準パラメータを表1に示す。これらは、図1に示す実験装置をもとに設定した値である。

図2は、TR回転数 $f = \omega_1/2\pi$ (Hz)とTR角形数 N_1, N_2 の関係を示す。図中の双曲線は固有振動数とTR回転数 f との比を示している。図中、太線は不安定特性根を表す。図から、固有振動数付近で不安定領域が存在しているのがわかる。ロールが同径であるため、TRおよびBRはともに同一のほぼ整数角形($N_1=N_2$)で変形する。図3は、図2における特性根の実部の値を示したものである。なお図3以降の図中に記載している番号は、後述の実験でターゲットとした回転数を表す。図2及び図3から、TRおよびBRが全回転数域にて不安定度が大きくなっている。これは結合型の不安定と呼ばれ、危険度が高い⁽⁵⁾。

以上の基準パラメータによる結果を基準として、直径比を変更することにより、不安定領域がどのように変化するか検討し、最適な直径比を考察する。

4.2 様々な直径比における不安定領域

まず、ロールの組合せを変更した場合の不安定領域を、基準パラメータにおける不安定領域と比較する。以後の数値計算で用いた直径比は後述の実験で用いたものである。

図4(a)および4(b)はそれぞれ $D_1=240$ mm, $D_2=206$ mm (β

Fig.2 Relationship between f and N ($D_1=D_2=240$ mm) Fig.3 Degree of instability σ ($D_1=D_2=240$ mm) (a) Relationship between f and N (b) Degree of instability σ Fig.4 The loci of unstable regions
($D_1=240$ mm, $D_2=206$ mm ($\beta=1.165$))

$=1.165$)における不安定特性根の軌跡及び不安定度を示す。この場合、 $f=11.7$ Hz($N_1=6.5, N_2=5.58$)では不安定度がほぼ零であり、この回転数で稼働させることでパターン形成は発生しないと考えられる。しかしその回転数付近の $f=11$ Hzに不安定度の大きな結合型の領域が存在しているため、予想された固有振動数と違った場合や作動回転数の変更により危険度の高いパターン形成が発生する可能性がある。

(a) Relationship between f and N (b) Degree of instability σ Fig.5 The loci of unstable regions
($D_1=206$ mm, $D_2=223$ mm ($\beta=0.924$))

図 5(a)および 5(b)はそれぞれ $D_1=206$ mm, $D_2=223$ mm ($\beta=0.924$)における不安定特性根の軌跡および不安定度を示す。この場合、直径比が同径の場合に比べ、全回転数域について不安定度の減少が確認できる。しかし不安定度が零となる回転数は存在しないため、過去に検討された制振対策⁽⁵⁾を施さない限り、完全安定として稼働することはできないと考えられる。

図 6(a)および 6(b)はそれぞれ $D_1=206$ mm, $D_2=240$ mm($\beta=0.858$)としたときの、不安定特性根の軌跡および不安定度を示す。この場合、図 4(a)および 4(b)同様、 $f=14$ Hz ($N_1=5.5$, $N_2=6.41$)で不安定度が零となっているが、 $f=13.5$ Hz に大きな不安定度を有する結合型の領域が存在する。

図 7(a)および 7(b)はそれぞれ $D_1=206$ mm, $D_2=257$ mm($\beta=0.802$)としたときの、不安定特性根の軌跡および不安定度を示す。この場合は、不安定度が零に近い回転数である $f=14.7$ Hz($N_1=5.27$, $N_2=6.57$)付近には $f=14$ Hz と 15Hz および 16Hz に不安定度の比較的小さい独立型の不安定領域が存在しており、結合型が発生する回転数まで離れている。つまり、図 4 における $f=11.7$ Hz および図 6 における $f=14$ Hz に比べ、固有振動数のずれおよび回転数を変更する場合のロバスト性が確保されている。

5. 実験

これまでの研究により、TR と BR の発生角形数が最も整数角形から離れた関係にあれば不安定度を低減できるとわかっている。また昨年度、TR を整数角形とし、BR のみ整数角形から最も離れた場合について実験を行い、直径比を変更することによる不安定度の低減を確認した⁽⁶⁾。そこで、本実験では、TR, BR の双方とも整数から離れた角形数となるよう回転数を設定してパターン形成の成長の有無を検

(a) Relationship between f and N (b) Degree of instability σ Fig.6 The loci of unstable regions
($D_1=206$ mm, $D_2=240$ mm ($\beta=0.858$)) (a) Relationship between f and N (b) Degree of instability σ Fig.7 The loci of unstable regions
($D_1=206$ mm, $D_2=257$ mm ($\beta=0.802$))

証し、先に述べた計算結果および昨年度行った実験におけるパターン形成の成長と比較検討する。

5.1 TR, BR 共に整数角形とした場合

実験は、前節の理論解析と同様の直径比で、10 分間連続で回転を行った。測定は、TR 支持部に加速度ピックアップを取り付け、TR の上下方向の振動を測定した。

図 8 は同径のローラ($D_1=240\text{mm}$, $D_2=240\text{mm}$)を用いて、ターゲットとする角形数を n_1 , $n_2=5$ とした場合の TR 加速度の周波数分析結果を示す。図 8(a)~(c)はそれぞれ、運転開始直後、300 s 後および 600 s 後の結果を示す。図から、固有振動数成分である約 75.625Hz の振動が成長しているのがわかる。また、図 9 には、同径における $n_1=5$ におけるパターン形成の成長曲線を示す。振幅は指数関数的にゆっくりと成長しており、これは粘弾性変形を伴うパターン形成の成長の特徴を示している。

理論解析の図中に縦線とともに示した番号は、以後の実験番号と条件が一致している。以後の実験番号は No. を付して表す。

表 2 には、TR および BR がともに整数角形に近い領域に設定した場合における実験開始直後から 10 分後までに成長した振幅の成長度を示す。表中の $\bar{N}_1$ および $\bar{N}_2$ はそれぞれ(固有振動数/TR 回転数)および(固有振動数/BR 回転数)を示す。図 10 に代表として $\beta=0.802$ (No.4)におけるパターン形成の成長曲線を示す。表 2 および図 10 から、同径以外についても TR, BR 共に整数角形とした場合、パターン形成は大きく成長していることがわかる。

(a) Just after the operation

(b) $t=300\text{ s}$

(c) $t=600\text{ s}$

Fig.8 Frequency analysis of TR
($D_1=240\text{ mm}$, $D_2=240\text{ mm}$ ($\beta=1$))

Fig.9 Growth of pattern formation
($D_1=240\text{mm}$, $D_2=240\text{mm}$ ($\beta=1$))

5.2 BR のみ整数角形から最も離れた場合

表 3 は、TR を整数角形とし、BR を整数角形から最も離れた場合の実験開始直後から 10 分後までに成長した振幅を示す。図 11 は No.7($\beta=0.858$, $\bar{N}_1=4$, $\bar{N}_2=4.66$)におけるパターン形成の成長曲線を示す。この時、BR は整数から離れているにもかかわらず振幅は大きく成長している。これは図 6(b)の $f=19.6\text{Hz}$ を見てもわかるように、独立型でも TR が整数角形に変形し不安定度を有したパターン形成が発生したためと考えられる。また、No.8($\beta=0.924$, $\bar{N}_1=5$, $\bar{N}_2=5.41$)について、TR および BR が共に整数角形の場合の 5 角形(No.2)に比べ、成長は減少しているものの振幅は 7dB ほど成長している。この場合も、TR が主に整数角形に変形するため、不安定度が大きくなったものと考えられる。TR を整数角形とし、BR のみ整数角形から最も離れた場合、TR の不安定度が大きい回転数で回転させることになるため、パターン形成の成長は減少するが、パターン形成を完全に抑制することはできない。

5.3 TR, BR 共に整数角形から最も離れた場合 ($\beta=1$)

5.2 節で述べたように TR の不安定度が大きいと、BR を整数角形から最も離れた場合でもパターン形成は発生する。

Table 2 Growth of pattern formation

No.	f	β	$\bar{N}_1$	$\bar{N}_2$	Growth
1	18.9Hz	1	4	4	15dB
2	15.1Hz	1	5	5	12dB
3	12.6Hz	1	6	6	6dB
4	19.4Hz	0.802	4	4.99	16dB
5	15.6Hz	0.858	5	5.83	11dB
6	12.9Hz	0.858	6	6.99	7dB

Fig.10 Growth of pattern formation
($D_1=206\text{mm}$, $D_2=257\text{mm}$ ($\beta=0.802$))

Fig.11 Growth of pattern formation
($D_1=206\text{mm}$, $D_2=240\text{mm}$ ($\beta=0.858$))

Table 3 Growth of pattern formation

No.	f	β	$\bar{N}_1$	$\bar{N}_2$	Growth
7	19.4Hz	0.858	4	4.66	18dB
8	15.8Hz	0.924	5	5.41	7dB

Table 4 Growth of pattern formation

No.	f	β	$\bar{N}_1$	$\bar{N}_2$	Growth
9	10.2Hz	1	4.5	4.5	1.5dB
10	11.7Hz	1	5.5	5.5	3.11dB
11	13.8Hz	1	6.5	6.5	2.3dB
12	16.8Hz	1	7.5	7.5	2.0dB

Fig.12 Growth of pattern formation
($D_1=240\text{mm}$, $D_2=240\text{mm}$ ($\beta=1$))

そこで図 12 に $\bar{N}_1$, $\bar{N}_2=5.5$ とした時のパターン形成の成長曲線を示す. 図より, TR と BR が同径であるため結合型となり危険度が高いにも関わらず, BR のみ整数角形から最も離れた場合より振幅の成長は小さくなっている. また表 4 には, 上記の条件で $\beta=1$ とした時の実験開始から 10 分後における振幅の成長を示す. 表より, TR, BR 共に整数角形から最も離れた場合, 振幅はほぼ成長しないといえる. つまり直径比変更の抑制対策を行う際, TR, BR とともに整数角形から最も離れた値となる回転数(不安定度が最も小くなる回転数)で稼働することが, パターン形成を完全に抑制することにつながると言える. しかしこの場合, 固有振動数および作動回転数が僅かにかわるだけで, 結合型の危険度が高いパターン形成が発生する可能性がある.

5.4 TR, BR 共に整数角形から最も離れた場合 ($\beta \neq 1$)

5.3 節で述べた結合型に比べ, 危険度の低い独立型での抑制効果を検証するため, 図 13 に $\beta \neq 1$ とし $\bar{N}_1$, $\bar{N}_2$ は共に整数から最も離れた値として, 不安定度が零である $\beta=0.858$ における $\bar{N}_1=5.5$, $\bar{N}_2=6.41$ (No.13)をターゲットとして 10 分間作動させた時のパターン形成の成長曲線を示す. 図 13 よりパターン形成は全く成長していない. つまり, 直径比を変更し回転数を調整することで, パターン形成現象を完全に抑制することができた. また表 5 に, 上記の条件で $\beta \neq 1$ とした時の実験開始から 10 分後における振幅の成長を示す. 表 5 より, 不安定度が小さい部分で稼働させた結果, パターン形成の成長を消滅させることはできなかったが, 結合型における成長とかわらない, もしくはそれ以下の成長であった. つまり, 同径の場合は予想された固有振動数が変化したり, 設計仕様により作動回転数が変わった場合結合型のパターンが形成される危険性があるが, 不安定領域が独立型に配置されたこの場合においては, 独立型の不安定度の大きな領域でもパターン形成の成長は結合型に比

Fig.13 Growth of pattern formation
($D_1=206\text{mm}$, $D_2=240\text{mm}$ ($\beta=0.858$))

Table 5 Growth of pattern formation

No.	f	β	$\bar{N}_1$	$\bar{N}_2$	Growth
13	14.1Hz	0.858	5.5	6.41	0dB
14	14.7Hz	0.802	5.27	6.57	2.7 dB
15	11.7Hz	1.165	6.5	5.58	3dB
16	11.9Hz	0.858	6.5	7.58	3dB
17	17.2Hz	0.802	4.5	5.61	4.2dB

べ小さく, 同径の場合よりも安全である. しかしながら $\beta=0.858$, $\beta=1.165$ では回転数が $f=13\text{Hz}$ と 11Hz , $\beta=0.802$ では回転数が $f=19\text{Hz}$ の場合, 理論解析から結合型が発生することがわかる. このような回転数で稼働せざるを得ない可能性があるならば, $\beta=0.924$ のような不安定領域の配置となる直径比を選択の方が危険性は少ないと思われる.

6. 結 論

抄紙機サイズプレスパートにおけるゴム巻きロールのパターン形成現象に対して, ロールの直径比の影響を検証した. 一對のロールの直径を適当に変更することにより, 広い回転数範囲で不安定度を低減できる組み合わせがあることがわかった.

文 献

- (1) Roberts, W.L., Four-h Mill-Stand Chatter of the Fifth-Octave Mode, Iron and Steel Engineer, October(1978), 41-47.
- (2) 御園生一長, 薄鋼板の冷間圧延におけるチャタリングの検討, 塑性と加工, Vol.21, No.238, (1980), 1006-1010.
- (3) 末岡ほか4名, 自動車タイヤの多角形化現象, 機論, 62-600, C (1996), 3145-3152.
- (4) 須田義大ほか3名, コルゲーションの成長・減衰機構に与える定常滑り率の影響, 機論, 67-659, C (2001), 2272-2277.
- (5) 劉孝宏ほか4名, ゴム巻きロールの多角形化現象(対をなすロールの粘弾性変形をともに考慮した場合), 機論, 59-567, C (1993), 3349-3356.
- (6) 劉孝宏ほか4名, 対をなすゴム巻きロールの粘弾性変形を考慮したパターン形成現象の防止対策, 機講論, No.09-23, (2009), p.143.
- (7) 原啓志, 紙のおはなし, (1992), 114, 日本規格協会.