回転バルブ型変動圧力発生装置の開発†

小 島 時 彦*・大 岩 彰*

Development of Dynamic Pressure Generator Using Rotating Valve

Tokihiko KOBATA* and Akira OOIWA*

In order to generate precise dynamic pressure, we are developing a dynamic pressure generator using a newly rotating valve. This paper describes the principle of the valve and the generator and some experimental results. The generated waveform is square whose amplitude and fundamental frequency can be changed. When the supplied difference pressure was 5kPa and the fundamental frequency was changed from 1 to 100Hz, we measured the waveform by a pressure transducer, and evaluated the amplitude and the mean value of the waveform. As an experiment result, the amplitude and the mean value of the generated pressure were almost constant in the frequency range from 1Hz to 50Hz.

Key Words: dynamic pressure generator, rotating valve, dynamic pressure measurement

1. はじめに

近年、産業各分野において、より高精度な変動圧力測定への要求が高まってきている。そのための様々な圧力センサ、計測器が次々と開発され、圧力計測の現場で用いられている。しかしながら、変動圧力の測定方法、圧力計の動特性評価法などの“共通”の技術基盤は確立されているとはいえない状況である。

これまでの変動圧力計測の研究成果については1967年のNBSによる報告¹⁾と1992年のNISTのワークショップでの報告²⁾により概要を把握できる。これらによれば、変動圧力の高精度測定には、基準となる変動圧力発生技術の開発とその信頼性を評価する計測技術の開発が必要である。

変動圧力を発生する装置としては多くの装置が提案され、用いられてきている³⁾。フランスではショックチューブ、瞬時解放バルブを用いて圧力センサの動特性評価サービスをおこなっている⁴⁾。また、アメリカのNISTではショックチューブによって発生した変動圧力をCARS（アンチストークスラマン分光法）を用いて測定する研究が進められている^{5), 6)}。

現在、計量研究所では回転バルブ型の変動圧力発生装置を用いて高精度で変動圧力を発生する技術を開発中である。本手法を用いる目的は、校正可能な変動圧力の振幅・周波数の限界範囲の拡大ではなく、むしろ、実際に負荷圧力をくわえられたセンサの特性を高精度に評価できるより実用的な校正

技術の確立にある。回転バルブ型変動圧力発生装置については既に報告⁷⁾があり、その特徴としては(1)周期的発生装置、(2)発生波形は矩形、(3)変動の基本周波数は、モータの回転数に応じて変化可能、(4)装置に供給する圧力は事前に静定圧力として調整可能であることがあげられる。しかし、高い基本周波数をもつ変動圧力を発生させるときにその波形の歪みが無視できなくなるので、その周波数範囲は低く制限されていた。今回、新たに製作した装置では従来とは構造の異なる回転バルブを用いる。この装置により、より広い周波数範囲において高精度に変動圧力を発生させる技術を開発する。

本論文では開発した回転バルブ、及びそのバルブを用いて試作した変動圧力発生装置について詳しく述べる。また、その発生圧力を半導体圧力センサで計測した結果について示す。

2. 開発した回転バルブ

Fig. 1 と Fig. 2 は本手法で用いる回転バルブと固定バルブの概形を示す図である。回転バルブは固定バルブの中で回転する。これらの材質はステライトである。回転バルブの外径は約25.23mmであり、固定バルブの内径はそれよりもおよそ2μmだけ大きい。従って、固定バルブと回転バルブの間の隙間（クリアランス）は約1μmである。斜線で示される部分は断面をあらわす。Fig. 1を用いて回転バルブの内部の構造について説明する。それぞれ、回転バルブを(a)上面、(b)正面、(c)下面、(d)右側から見た図である。また(e)は(b)に示されたAA断面を示す。Fig. 1(e)に示されているように、回転バルブの側面には90度毎、4方向に孔が空けられている。その孔の形状は幅3mm、長さ7mmのグラウンド形である。回転軸に関して互いに対称の位置にある2つの孔は、Fig. 1(b)の断面に示すように回転バルブ下部、あるいは

† 第35回SICE学術講演会で発表(1996・7)

* 計量研究所力学部 つくば市梅園1-1-4

* Mechanical Metrology Department, National Research Laboratory of Metrology, Tsukuba
(Received April 18, 1997)
(Revised April 6, 1998)

Fig. 1 Rotor valve

Fig. 2 Stator valve

Fig. 1(d)の断面に示すように回転バルブ上部に通じるように加工してある。よって、回転バルブ下部から圧力 P_1 、上部から P_2 の圧縮空気を送ると、回転バルブ側面の孔からは90度毎に交互に P_1 , P_2 , P_1 , P_2 の圧力を持った空気が放出される。Fig. 2の(a)は固定バルブを側面から見た図、(b)は(a)に示されたAA断面をあらわす。Fig. 2(b)に示されているように、固定バルブの側面には90度毎、4箇所内側から外側に通じる直径3.2mmの丸穴を加工してある。

Fig. 3は回転軸に垂直な断面図であり、回転バルブが固定バルブ中で回転する際に、固定バルブ外側に置かれたセンサにどのように圧力がかかるかを示す。図において、固定バルブに加工された4つの孔の先には圧力センサが取り付けられているとする。ここで、回転バルブは時計方向に回転し、Fig. 3(a)の状態において上下のセンサに P_1 、左右のセンサに P_2 の圧力がかかっていると。 (a)の状態から時計方向に45度回転した(b)の状態では、回転バルブ外周の孔が、固定バルブに空けられた丸孔から外れる。しかし、回転バルブと固定バルブの間のクリアランスは十分に小さいので、空気の漏れはほとんどなく、上下左右のセンサは(a)で与えられた圧

Fig. 3 Principle of valve movement

力値に保たれる。(b)の状態から、さらに45度回転した(c)の状態では、(a)の状態とは逆に上下のセンサに圧力 P_2 、左右のセンサに圧力 P_1 がかかる。(d)の状態では、各センサは(c)で与えられた圧力値に保たれる。以後、これを繰り返す。したがって、各センサには P_1 と P_2 の圧力が同周期で交互にかかり、その発生波形は原理的には矩形波となる。

3. 実験装置

Fig. 4に装置全体の概略図を示す。装置は大きく6つの部分からなる。それらは回転バルブ型変動圧力発生装置、一定圧力供給装置、バルブ回転制御装置、変動圧力測定装置、環境パラメータ測定装置、各装置の制御とデータ処理をおこなう計算機(DELL社製 OptiPlex GXM5100)である。一定圧力供給装置、バルブ回転制御装置、環境パラメータ測定装置には GPIB 通信機能があり計算機からの制御が可能である。また、変動圧力測定装置からのアナログ出力は、AD変換器(NATIONAL INSTRUMENT社製 AT-MIO-16X)によりデジタル信号に変換された後、計算機に取り込まれる。このAD変換器は16bitの分解能を持ち、サンプリング周波数の上限は100kHz/(測定チャンネル数)によって決められる。測定用のプログラムはLabVIEW(NATIONAL INSTRUMENT社製 Ver 3.1.1/J)を用いて作製した。このプログラムにより、測定は計算機からの制御で自動的に行われる。以下、上述した各装置について簡単に説明する。

3.1 回転バルブ型変動圧力発生装置

Fig. 4の中央部分に示されているのが回転バルブ型変動圧力発生装置である。装置のハウジングの材質は真鍮である。Fig. 1とFig. 2で示した回転バルブと固定バルブは装置下部に格納される。気体の洩れを防ぐため、固定バルブ上下面とハウジングの間にはOリングを用いた。バルブを回転させるモータは装置上部に置かれる。モータについては3.3節で詳しく説明する。モータ軸と回転バルブ軸の連結には2つの金属コイルバネ(三木ブリー社製 ZG-6, ZG-8 6-4)を用いて軸

Fig. 4 Experimental setup

の間の偏心、偏角を取ることができるようにした。また、センサ先端が固定バルブに空けられた導管の出口に可能な限り近く設置できるように用いるセンサ毎にアダプタを真鍮で作製した。これらアダプタと固定バルブ側面との間にも空气の漏れがないようにOリングを用いてシールした。また、バルブ内部に塵や埃が入り込み、バルブの回転に悪影響を与えることが無いように、発生装置全体を鉄のアンクルで囲み、ビニールカバーで覆った。

3.2 一定圧力供給装置

実験に用いた媒体は乾燥空気である。計量研の実験室で利用できる圧縮空気を減圧弁で100kPa程度に減圧した後、一定圧力調整装置(DHI社製PPC1)により、希望する値 P_0 をもつ一定圧力を得た。本論文での結果は全て P_0 を5kPaに調整して得られたデータである。調整装置には精密圧力計(DHI社製RPM1)が接続され、これを連動して用いることにより、圧力値のフィードバック制御を高精度で行うことが可能である。精密圧力計のレンジはゲージ圧で約100kPa、精度はフルスケールの $\pm 0.01\%$ である。内部の圧力センサは振動式であり、積分時間0.67秒のデータを1.5秒ごとにサンプリングした。一定圧力に制御された空気は、容積 0.01m^3 の空気溜に蓄えられ、PFA製のチューブを通り変動圧力発生装置に至る。その際、バルブ内部に塵が入り込まないように、チューブ間に $0.5\mu\text{m}$ 以下の粒子を捕らえるための空気フィルタを設置した。Fig. 4には示さなかったが、変動圧力発生装置内部の供給側の容積を大きくするため、その部分に2つめの空気溜(容積 0.004m^3)をPFA製のチューブにより接続した。本実験で用いた空気溜の容積の範囲では、容積値を大きくすることにより、制御時に起こる圧力値の変動量が小さくなることを確認できた。一定圧力供給装置により制御された圧力値の標準偏差は目標圧力値 P_0 が5kPaの場合、 0.5Pa 以下、平均変動率は 0.5Pa/s 以下であった。

3.3 バルブ回転制御装置

装置はエンコーダ付き直流モータ(千葉精密社製ENC-183802)、モータ制御用ドライバ(同社製TSD-03-060)、信号発生器(HEWLETT PACKARD社製33120A)、直流電源からなる。信号発生器は回転制御の基準信号として用いる。このことにより、回転の安定度は高く、高精度の回転制御が可能である。モータ回転数の上限は約12000rpmであるので1秒間に200回転近くまでの高速回転が可能である。本実験で用いた回転バルブは1回転する間に2周期分の矩形波を発生する。従って、基本周波数 f_0 Hzの矩形変動圧力を発生する場合、モータの回転数 R rpmは式(1)によって決定する。

$$R = 60 \times f_0 / 2 \quad (1)$$

3.4 変動圧力測定装置

本実験では半導体ゲージ圧力センサ(豊田工機社製PD104KW-30K)を用いて計測をおこなった。センサの出力は計測用アンプ(同社製AA6210)により増幅される。使用した圧力センサは受圧面がシリコンであり、導管型の形状を持つ。1次共振周波数は6kHzである。計測用アンプからのアナログ出力は、オシロスコープでモニタされると同時に前述したAD変換器によりデジタル信号に変換後、計算機に取り込まれる。

3.5 環境パラメータ測定装置

環境パラメータとして、実験装置周辺の温度、湿度、大気圧を測定した。発生装置周辺の温度、発生装置に入出力する空気温度、モータ周辺の温度は9本のサーミスタ温度計を用いることにより測定した。サーミスタ温度計の出力値はあらかじめ恒温水槽と標準温度計を用いて校正した。また、実験をおこなった部屋は約23度に空調制御されている。

実験中の各点での温度を測定した結果、モータの温度は約30度程度にまで上昇することが知られた。しかし、入出力す

Fig. 5 Measured waveforms and power spectra

る空気温度、装置周辺及び圧力センサ付近の温度変化は実験をととして ± 0.5 度以下であり、モータあるいは回転体から発生する熱がセンサに与える影響は小さいと考えられる。湿度、大気圧についても測定をおこなったが、実験中に大きな変動はなかった。

4. 実験方法と結果

基本周波数 f_0 の矩形波変動圧力を発生させるために式 (1) からバルブ回転数を決定した。バルブに供給する2つの圧力の一方 P_0 は3.2節で述べた装置によりつくりだし、もう一方は大気圧とした。本論文では P_0 を5kPaに設定し、その測定値 P との絶対誤差 $|P - P_0|$ が ± 0.5 Paかつ P の変化率が ± 0.1 Pa/s以内のときに発生した変動圧力を測定した。

サンプリング点数 N は、データを計算機に取り込んだ後、FFT (高速フーリエ変換) を用いて周波数解析を行うために 2^a (a は自然数) となるように決定した。本論文で示すデータは全て N を 2^{14} (32768) として得られた結果である。また、サンプリング周波数は25kHzとして行った。

4.1 発生波形とパワースペクトル

Fig. 5(a), (b), (c) はセンサ A を用いて P_0 が5kPa, f_0 が (a) 10Hz, (b) 50Hz, (c) 100Hz のときに得られた発生波形である。グラフの横軸は時間で100ms分を表す。また、縦軸は計測アンプの出力値である。アンプの増幅率はバルブを回転させる前にゲージ圧力0kPaから5kPaの入力に対して出力が0Vから5Vになるように調整してある。各図から立ち上がり時間の速い矩形波形が得られていることがわかる。1周期分の波形には立ち上がり時と立ち下がり時の2回に高周波数の Ringing がみられる。その1つの Ringing の継続時間は発生矩形波一周期のおよそ4分の1である。また、その振幅は発生周波数を増加させるほど大きくなっている。

Fig. 5(d), (e), (f) はそれぞれ Fig. 5(a), (b), (c) に示した

波形から得られたパワースペクトルである。32768 点の FFT により求められた。サンプリング周波数は25kHzであるので、周波数分解能は約0.76Hzである。Fig. 5の横軸は f_0 で0Hzから2kHzまでを示す。縦軸はパワースペクトルの対数表示である。 f_0 でのピーク値が0dBとなるように表示した。各図には f_0 の奇数倍周波数

$$f_i = (2i + 1)f_0 \quad (2)$$

において優勢なピークがみられる。ここで i は自然数である。式 (2) により決定される周波数は、第19倍成分まで分解能の精度で一致した。偶数倍周波数

$$f_j = 2jf_0 \quad (3)$$

においてもピークはみられるが最大ピークと比較するとその振幅比はおおよそ0.01以下である。式 (3) において j は自然数である。また、上述した以外の周波数においてもピークがみられる。 f_0 の半分の自然数倍周波数

$$f_k = (1/2)kf_0 \quad (4)$$

においても弱いピークがみられる。ここで k は自然数である。

Fig. 6 は Fig. 5(b) の波形にプロットされた各点 (32768 点) から計測アンプの出力値 (x) の関数として示したヒストグラムである。本論文ではこのようにして得られたヒストグラムにみられる2つの山の頂点の横軸座標 x_1, x_2 ($x_1 > x_2$) の間隔

$$A = x_1 - x_2 \quad (5)$$

の値を求め、評価に用いた。また、 x_1, x_2 の平均値 x_m を

$$x_m = (x_1 + x_2)/2 \quad (6)$$

から求めた。さらに、Ringing の振幅を評価するために、各発生周波数ごとに波形の最大値 $x_{\max}$ と最小値 $x_{\min}$ を求め、以下の式

$$a = (x_{\max} - x_{\min} - A)/2 \quad (7)$$

Fig. 6 Histogram obtained from measured waveform

Fig. 7 Experimental results of A , x_m , a

から a を Ringing の振幅として求めた。

4.2 発生周波数を変化させた場合

ここでは装置により P_0 が 5kPa, f_0 が 1Hz から 100Hz までの矩形圧力を f_0 を変化させながら発生させた。はじめに f_0 の値を 1Hz から 100Hz まで増加し、その後、再び 1Hz まで減少させ、 f_0 に関して一往復させた。往復のデータを求めることにより、増加時と減少時に得られる値の比較が可能になる。

Fig. 7 は計測波形から得られた A , x_m , a を f_0 の関数として示したグラフの一例である。これらの特性は測定に用いるセンサにより異なる。各点は f_0 を 1Hz から 100Hz まで増加させながら、あるいは逆に 100Hz から 1Hz まで減少させながら測定した 12 個 (6 回の往復分) のデータの平均値である。増加時と減少時に同じ f_0 において得られたデータを比較したところ、増加、減少の違いによる測定値への影響はほとんどみられなかった。従って、ここでは増加時と減少時のデータをそれぞれ一回の測定データとして扱っている。1Hz から 100Hz の各 f_0 で、それぞれ 12 点から得られる A , x_m , a の標準偏差は全て 0.025V 未満であり、これは供給した圧力差に対応する電圧のおよそ 0.5% 未満であった。

A の変化量は f_0 が 1Hz のときの値を基準とした場合、40Hz 以下の範囲で 1% 未満、50Hz 以下では 3% 未満であった。同様に、 x_m の変化量は f_0 が 1Hz のときの値を基準とした場合、

40Hz 以下の範囲で 1% 未満、50Hz 以下で 2% 未満であった。高い f_0 の範囲では A , x_m , a の各値が f_0 によって変動している。100Hz 以下の範囲で A , x_m の変化量はそれぞれ 7%, 6% 未満であった。また、Ringing の振幅は、一部の範囲を除いて f_0 にほぼ比例して増加した。

5. 考 察

本装置では開発した回転バルブをその軸がほぼ鉛直方向となるように設置した。したがって、下面からの圧力をかけない状態ではバルブ自身の質量による鉛直下向きの力と上方から回転バルブをつり上げている力が釣り合っている。バルブ上面を大気に開放し、下面から正のゲージ圧力を供給する場合には、上下面の面積がおおよそ同じであることからその圧力差に比例したスラストの力がかかる。よって、下面からの圧力を増加していくと回転バルブはその力によって鉛直上向きに押し上げられる。このスラストの力がある量より大きくなるとバルブに連結されているモータに負担がかかり、回転の安定度が悪くなった。スラストの力が問題にならずに装置を使用できるバルブ下面から供給する正のゲージ圧力の範囲は 0 kPa から 10 kPa 程度であった。この問題は回転バルブの構造によるものであるが、現在スラストの影響を受けない新しい回転バルブを設計中である。

本装置で用いた直流モータはその回転数を広い回転範囲 (0~12000rpm) にわたって任意に設定することができる。回転制御は基準信号発生器による回転数制御のため安定である。また、回転バルブはエアベアリングと原理的には同じ構造を持つので、回転ムラが非常に小さく、これ自身による振動、騒音もほとんど無かった。実験では 1Hz から 100Hz の基本周波数を持つ矩形波を発生させるため、30~3000rpm の回転速度範囲だけを用了。それ以上の範囲では以下に述べるバルブ回転に伴うポンプ効果の影響が問題となるからである。

一定圧力供給装置からの圧縮空気は、バルブの回転に伴い発生装置の測定孔に流入し、その後、大気に開放される。このバルブ回転によるポンプ効果により微量な体積が供給側から流出することになる。ポンプ効果の影響はバルブの回転数が大きいほど、測定孔の数が多いほど、大きくなる。一定圧力供給装置はそのような状況であっても供給圧力値を一定に保つように制御しているが、回転数をある値よりも大きくしてバルブを回転させるとき、制御量が流出量に追いつかなくなり、供給圧力は徐々に減少してしまう。本論文で実験したバルブの回転数域では問題にならなかったが、今後さらに高周波数の変動圧力を発生するために、ポンプ効果の影響を小さくする必要がある。この問題に対する設計上の解決法として測定孔の数、及びその体積を減らす方法が挙げられる。

本手法による発生圧力の振幅の大きさは原理的には供給一定圧力の値を変えることにより任意に調整できる。また、供給圧力値は既存の静定圧力標準から校正可能である。供給圧力の安定度については発生装置に至る前に通過する空気溜付近での圧力値を用いて評価をおこなった。その位置での測定

結果は P_0 が 5kPa のとき、標準偏差が 0.5Pa 以下であり、良好であった。しかしながら、予備実験において回転バルブのすぐ上流の圧力値を観測した結果、バルブ管内の気柱が共鳴していることの影響を受け僅かに変動成分が見られた。実際に発生装置の測定孔に供給される時点での圧力は、さらに大きい一定値からのばらつきを持っていることが予想される。今後の実験では光学的手法を用いて、この評価をおこなうことを考えている。

実験から得られた波形には立ち上がり時と立ち下がり時に Ringing がみられる。主に回転バルブ内の導通管と測圧孔の気柱振動の共鳴周波数による振動成分である。これらの影響は発生基本周波数が低い場合には少ないが、高い場合には顕著である。この原因は発生周波数が高くなると矩形波が持つ高次の周波数成分が気柱振動の共鳴周波数 (約 2400Hz) 付近で増幅されるためである。この気柱振動による悪影響を受けない発生周波数の上限は本装置と今回使用したセンサの組み合わせでは 50Hz 程度であった。Ringing の影響を減少させるためにはバルブ内の気柱形状の検討が必要である。

本手法による発生波形は矩形波に近いのでそのパワースペクトルは基本周波数の奇数倍成分を高次まで含む。また、実際には完全な矩形波形ではないので、偶数倍成分にも弱いピークがみられる。さらに、式 (4) で決定される基本周波数の半分の自然数倍周波数においても微弱なピーク成分がみられる。このピーク成分の原因は回転バルブと固定バルブに加工された孔が完全には対称になっていないことによると考えられる。開発した回転バルブは一回転すると 2 周期分の矩形波を励起するが、この 2 つの波形は実際には加工精度等の原因によりわずかに異なっている。したがって、バルブ 1 回転で 1 周期 (基本周波数の半分の周波数) となるような周波数成分が発生し、その自然数倍においても弱いピーク成分が存在する。

本装置の特徴として、変動圧力の平均値を任意に設定できることがあげられる。本実験では供給圧力の一方をゲージ圧で P_0 とし、もう一方を大気圧としたので、センサが実際に受ける変動一周期間の平均圧力はゲージ圧で $P_0/2$ である。この平均圧力は発生周波数が低い範囲では、ほぼ一定であるので、それに対応する電圧を各周波数毎に求めることにより、センサの絶対値としての出力が周波数とともに変化する量を評価できる。本実験で使用したセンサでは、この値が周波数変化により大きく変化することはなかったが、別のセンサでは周波数増加に伴って大きく減少し、異なる傾向の結果が得られた。この量の評価は、変動圧力を受けているセンサの出力特性を調べる際に重要になると考えられる。

6. ま と め

高精度に変動圧力を発生させるために、従来とは構造の異なる回転バルブを用いた発生装置を試作した。本論文では、開発したバルブの動作原理、発生装置について詳しく述べた。また、予備実験として、本装置により圧力差 5 kPa、発生基本周波数が 1 Hz から 100 Hz の矩形波変動圧力を発生させ、

半導体圧力センサによって測定した結果について示した。

実験で得られたデータから、供給した 2 つの圧力の差と平均に対応する電圧、また Ringing の振幅に対応する電圧を各発生周波数毎に求め、以下の結果を得た。

- (1) 各周波数におけるそれぞれの値の標準偏差は、供給した圧力差 (5kPa) に対応する電圧のおよそ 0.5% 未満であり、繰り返し性の良い実験結果が得られた。
- (2) 供給した 2 つの圧力差に対応する電圧の変化量は 40Hz 以下の範囲で 1% 未満、50Hz 以下では 3% 未満であった。
- (3) 供給した 2 つの圧力の平均値に対応する電圧の変化量は 40Hz 以下の範囲で 1% 未満、50Hz 以下で 2% 未満であった。

以上は使用したセンサとアンプの特性を含めた結果であるが、50Hz までの周波数範囲ではほぼ一定の振幅と平均値を持った矩形変動圧力の発生が可能であることが示された。

現在、計量研究所では、大振幅、高周波数用の発生装置、及びそのための評価手法を開発中である。

参 考 文 献

- 1) Schweppe, Eichberger, Muster, Michaels, Paskusz : Methods for the Dynamic Calibration of Pressure Transducers, National Bureau of Standards Monograph, **67**, (1963)
- 2) Bean, Rosasco : Proc. Workshop on the Measurement of Transient Pressure and Temperature, NISTIR, **4828**, (1992)
- 3) ANSI MC88.1-1972 A Guide for the Dynamic Calibration of Pressure Transducers, American Society of Mechanical Engineers, (1972)
- 4) J. P. Damion : Means of dynamic calibration for pressure transducers, Metrologia, **30-6**, 743/746 (1994)
- 5) V. E. Bean : Dynamic pressure metrology, Metrologia, **30-6**, 737/741 (1994)
- 6) Bean, Boewrs, Hurst, and Rasasco : Development of a primary standard for the measurement of dynamic pressure and temperature, Metrologia, **30-6**, 747/750 (1994)
- 7) D. F. Muster : Periodic-Function Generators, National Bureau of Standards Monograph, **67**, 87/95 (1963)

[著 者 紹 介]

小 畠 時 彦 (正会員)

1990 年筑波大学基礎工学類物理学専攻卒業。同年筑波大学大学院博士課程工学研究科入学、1995 年修了。同年工業技術院計量研究所に入所、現在に至る。圧力計測、音響計測に関する研究に従事。音響学会会員 (工学博士)。

大 岩 彰 (正会員)

1976 年東京大学卒業計数工学科計測専修コース修了。同年工業技術院計量研究所に入所、現在に至る。流体粘度の計測。圧力の標準と計測に関する研究に従事。機械学会、応用物理学会などの会員 (工学博士)。