

実践報告・資料

腕相撲ゲーム機の製作 — 卒業研究の紹介 —

宮城職業訓練短期大学校 青柳幸四郎・伊藤秀夫

Manufacture of "Arm Wrestling Game Machine"

— Example of Graduation Research —

Kōshirō Aoyagi, Hideo Itō

要約 卒業研究で、「腕相撲ゲーム機」を製作した。ゲーム機のねじり抵抗（トルク）発生部にはコイルばねを使用し、その出力トルク（腕にかかる反力に対応する）が、アームの回転につれて指数関数的に増大するようにするため、偏心歯車を力伝達機構に採用した。また、もどり時に腕に加わるショックを和らげるため、コイルばねと偏心歯車の間にショックアブソーバを設置した。腕力の定量的な評価は、力伝達軸のトルクを検出し、これから腕力を算出する方法で行った。これらの製作に学生達は自主性を持って積極的に取り組み、指導側から見ても高く評価出来る作品に仕上げた。この課題は、翌年度の学生達に引き継がれ、残されていた2、3の問題点も解決され、さらに、新たな音声発生装置も取り付けられて学園祭に出品された。多くの来客や、学生、職員がこのゲーム機に挑戦し、学園祭は盛り上がりを見せた。

本卒業研究は、指導側にとっても、課題の選定や仕事への取り組み、さらに、安全などについての指導のあり方の面で自覚させられる事が多かった。

I はじめに

課題を選定するに当たって、「自家製のロードセルを組み込んだ機械であること」の条件を示した。これに基づき学生達は色々議論を重ね、学園祭で来校者が楽しめるようなゲーム機にすることに決めた。そして、数個の案の中から「腕相撲ゲーム機（Arm Wrestling Game Machine）」（以下、AWMと略記する）を選び、その製作研究に全力で取り組んだ。出来上がった作品に彼らも満足がいった様子であったが、自主性を持って完成までこぎつけた彼らの努力は、指導側から見ても十分評価できるものであった。

以下、この卒業研究^{(1),(2)}の内容を記述しながら、今後の卒業研究の指導のあり方についても考えてみた。

II AWMの基本構造

腕相撲は、腕によるねじりモーメント（トルク）を競うゲームであり、そのトルクあるいは腕の力が定量的に評価されるものでなければならない。また、対象者は大人から子供まであり、けがなどをすることなく安心して楽しめることが条件となる。これらのことを考え、AWMの基本構造を、図1のようにしたが、この特徴を挙げると次の通りである。

- ① ゲーム機側のトルク抵抗発生部にコイルばねを用いた。そして、機械をコンパクトにするために、通常は余り使用されないが、コイルばねのねじり抵抗を活用する機構を採用した。
- ② 偏心歯車を用いて、初期の段階は小さな力でも容易にねじれるが、後半は大きな力を必要とするような力の伝達機構にした。
- ③ ねじられたコイルばねの急激なもどりで、けがをしないようにショックアブソーバを設けた。
- ④ トルクあるいは腕力を定量化するために、自家製ロードセル（トルクメータ）を設置し、左右両方の

腕に等しく使えるようにした。

- ⑤ 腕力がある値に達した時、タイミング良く「ファイト！」などの音声が出るようにした。

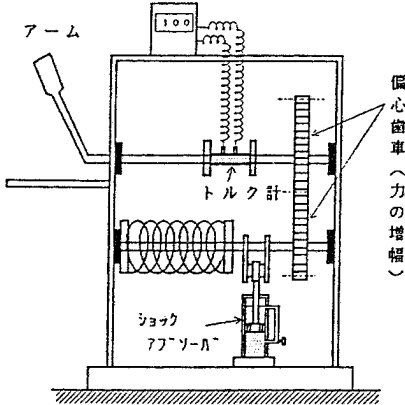


図1 AWMの概略の構造 (計画図)

III ゲーム機の設計と製作

1 最大トルクの決定

各部の設計を進めるためには、ゲーム機にかかる最大トルクをどの程度にしたらいいかを知る必要があった。そのため、仲間の学生の協力も得ながら、概略の腕の長さとして約30cmの値を得た。また、腕の力は図2に示したように、万力に挟んだレバー (1.0cm×2.0cm断面のSUS304の角棒) の根元の部分にひずみゲージをはり、一方の端を握って腕力Fを加え、実際に生じるひずみεを測定し、式(1)から計算で求めた。

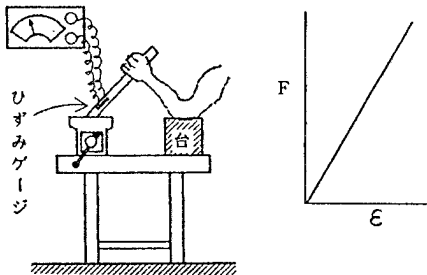


図2 腕力の測定方法の概略図

$$F = \frac{M}{l_a} = \frac{EZ}{l_a} \epsilon \quad (1)$$

ここに、

- M : 曲げモーメント (kgf・cm)
- E : ヤング率 (=2.06×10⁶ kgf/cm²)
- Z : 角棒の断面係数 (=0.67cm³)
- l_a : 腕の長さ (cm)

結果を表1に示した。これから、Fの値は20~75kgfの範囲に入ることが確かめられ、腕力の最大値として、100kgfをとれば十分と判断された。したがって、今後の設計基準となるトルクの値を、

$$\begin{aligned} T &= F \times l_a \\ &= 100 \text{ kgf} \times 30 \text{ cm} \\ &= 3000 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \end{aligned} \quad (2)$$

と決めた。

表1 腕力の測定値

50 kgf 未満	25人
50~69kgf	11人
70~75 kgf	2人

なお、本卒研では、ひずみの測定に、静ひずみ計 SM-60D、および SDB-320 B (いずれも共和電業製) を用いた。

2 コイルばねの選定とねじり特性調査

(1) ばねの構造とトルク伝達機構

ゲーム中に、アーム (以下、人間の腕と区別するため、ゲーム機側のそれをアームと呼ぶ) に最大トルクがかかった時にアームの最大回転角が約90°に達すること、また、前述したように、初期の段階においては小さな力でも相対的に大きな回転角がとれ、回転角の増加につれて次第に抵抗を増すような「トルクT_aとアーム回転角θ_aの関係」にすることを前提に、コイルばねの選定およびばねの構造の検討を進めた。

最初は、図3に示したように二種類の強度の異なるばねを組み合わせ、図4に示したようなばねのトル

ク伝達曲線 “ $T_a - \theta_a$ ” 特性を出すことを目指した。

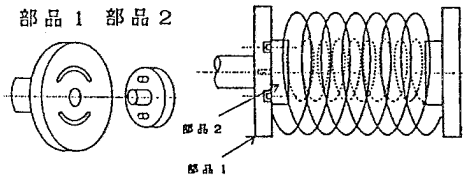


図3 ばねの構造

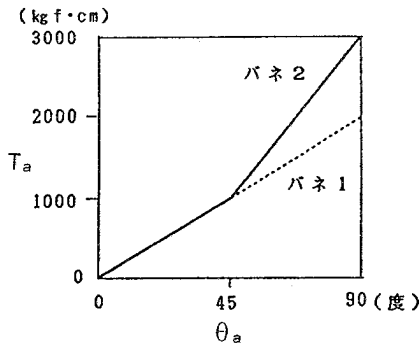


図4 “ $T_a - \theta_a$ ” 特性

すなわち、 $\theta_a = 45^\circ$ までは外側のばねに力が働き、それ以上になると内側のばねにも力が働くような仕組みを考えた。ただ、この欠点は、力の伝達が途中で急に変化し連続的にならないことであった。

次に検討した案は、だ円歯車を用いることであった。これだと “ $T_a - \theta_a$ ” 特性を、図5に示したような目標

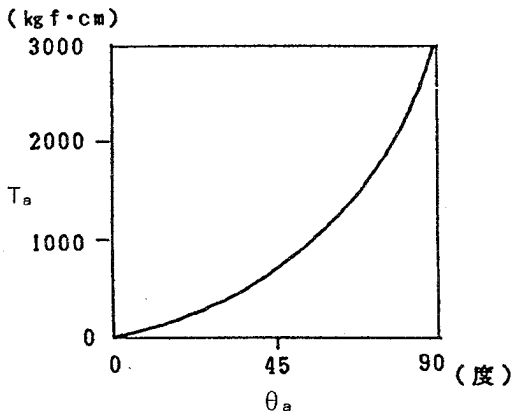


図5 偏心歯車の “ $T_a - \theta_a$ ” 予想特性

の曲線に近付けることが可能であり、構造的にもばねが一本で済むから単純にできるなどの利点があった。それで、これを採用することにしたが、卒研全体のスケジュールを考えると、正規のだ円歯車に取り組むのは困難と思われたので、これは次年度以降でとり上げることにし、今回は円形歯車の回転中心をずらして偏心させた疑似だ円歯車（本報告では、これを偏心歯車と称した）を、だ円歯車の代用として使用することにした。

(2) ばねの設計

コイルばねの素線は、引張り・圧縮を受けるとせん断変形するが、ねじりを受けると主として曲げ変形する。今回の例は後者で、素線に生ずる応力は式(3)で、また、ばねの全ねじり角は式(4)で表わされ⁽³⁾⁽⁴⁾、以下で行ったばねの詳細検討にはこれらを用いた。

$$\sigma_a = \frac{T_s}{Z} = \frac{32}{\pi d^3} T_s \quad (3)$$

$$\theta_s = 2 \pi n \frac{R}{\cos \alpha} \left(\frac{\sin^2 \alpha}{G I_p} + \frac{\cos^2 \alpha}{E I} \right) T_s \quad (4)$$

ここに、

- T_s : ばねにかかるトルク (kgf·cm)
- σ_a : ばね素線の許容曲げ応力 (kgf/cm²)
- θ_s : ばねの全ねじり角 (rad)
- d : 素線直径 (cm)、 R : コイル半径 (cm)
- n : コイル巻数 (-)、 P : コイルピッチ (cm)
- α : 進み角 $(= \tan^{-1} \frac{P}{4R})$ (rad)
- Z : 断面係数 $(= \frac{\pi}{32} d^3)$ (cm³)
- I : 断面二次モーメント $(= \frac{\pi}{64} d^4)$ (cm⁴)
- I_p : 極断面二次モーメント $(= \frac{\pi}{32} d^4)$ (cm⁴)
- G : 横弾性係数 $(= 0.83 \times 10^6)$ (kgf/cm²)
- E : ヤング率 $(= 2.06 \times 10^6)$ (kgf/cm²)

式(3)に、前述した最大トルク $T_s = 3000$ kgf·cm と、許容応力 $\sigma_a = 7500$ kgf/cm² (ばね鋼の抗張力を $\sigma_b = 15000$ kgf/cm² と見積りばね素線の安全率を2として決めた)を代入して d を計算し、下記の値を得た。

$$d = 1.6 \text{ cm}$$

次に、コイルばねの巻数を決める必要があったが、

これは、前述のねじり角が、ほぼ90°になることを条件に、式(4)を用いて巻数nを逆算した。また、コイルの全長Lは、

$$L = 4nR \cdot \tan \alpha \quad (5)$$

から求めた。

表2に、乗用車用のコイルばねの既製品の仕様を参考にしながら計算した結果を示した。

表2 コイルばねの計算結果

d	σ_a	α	2R	n	L
cm	kgf/cm ²	度	cm	巻	cm
1.6	7500	10	10	12	41.0
			12	10	同上
			14	8	同上

(3) ばねのねじり特性の測定

上記の表2の仕様に近いばねがないかを、当校の近くの車の解体工場に当たってみたが、素線の直径が1.2cm以下の弱いばねしか入手できなかった。それで、ギヤ比等を適当に変えることによって、これらのばねを何とか活用出来ないかを検討してみた。

ばねにかかるトルクはギヤ比を変えることによって許容トルクまで小さくすることが出来たが、その分ばねに生じるねじり角は大きくなり、アーム側の90°の回転角を確保するのに必要なばね側のねじれ角は約212°と見積られた。このねじれ角が、入手したばねで達成出来るかどうかを、式(4)を用いて調べてみたところ、90.6°の角度しか得られず、これらのばねの活用は困難なことが判明した。

それで、高強度のばねが、どんな所に使用されているのかをメーカー等に当たってみたところ、サファリラリーなどに出場する特殊自動車に使用されていることがわかった。しかし、これを今すぐ入手することは困難だったので、身近なところで目的にかなうばねはないかを色々探した結果、トヨベッククラウンの前輪に目標の寸法に近い太いばねが使用されているのが見つかった。その寸法を測定してみたところ目標のばねに近いことがわかったので、それを購入して用いることにした。

入手したばねの寸法は、次の通りであった。

- 素線径：d=1.5cm
- コイル径：2R=12.7cm
- ら旋のすすみ角：10°
- 巻数：9巻(有効8巻)
- コイルの高さ：L=43cm

このばねのねじり特性を調べるに当り、はじめ、図6(a)に示したように、ばねの一方の端(フランジ部)を力に扶み、もう一方の端に鋼製パイプを取り付け、これを手で握ってねじってみた。しかし、ばねがたわんで正確な実験ができないことがわかり、図6

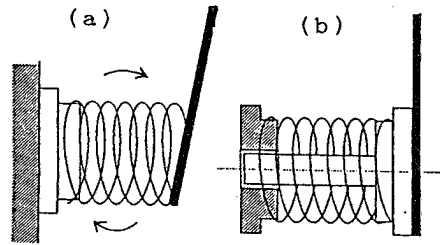


図6 ばねの固定方法

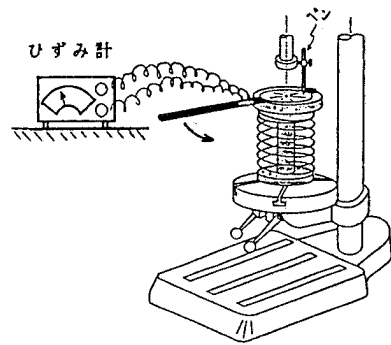


図7 ばねのねじり実験方法

(b) に示したようにばねの固定法を改良した。すなわち、鋼製の軸（パイプ）をコイルを貫通させて両端のフランジに取り付け、その際、一方の端は固定し、他端は自由に回転出来るようにした。この軸を取り付けたことによって、ばねのたわみを防止することができ、同時にゲーム機にもこの構造を採用できることが確認できた。

ばね特性の測定は、図7に示したような方法で行った。すなわち、直立ボール盤のテーブル上にばねの下端部を固定し、ばね上端部には角度を目盛った円盤とひずみゲージをはった鋼材のレバーを取り付け、このレバーの端を手で持って回転力を加え、そのさい生じるトルクとレバーの回転角との関係を求めた。トルクはレバーの長さからひずみから算出した力を乗ずることによって求め、また、レバーの回転角度は前記の目盛盤から読み取った。なお、ひずみと力の関係は、予め、図8に示した方法で校正曲線（実験式）を作成しておきそれから求めた。

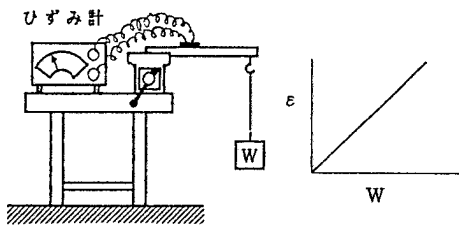


図8 レバーにかかる力の測定法

以上のようにして得られたばねのねじり特性を図9に示したが、これからねじり角とトルクとの関係が求められ、ねじり角 θ_s が 81.5° の時、トルク T_s は $3000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$ に達することがわかった。また、ねじり方向が右と左に変わってもほとんど差がないことも確かめられた。

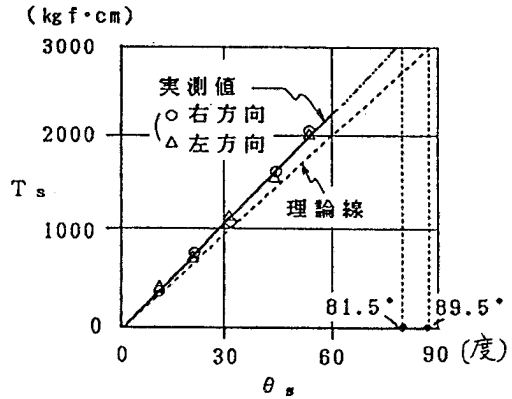


図9 コイルばねのねじり特性

3 偏心歯車

(1) 歯車の設計

歯車のピッチ円径は、ゲーム機の大きさとのバランスを考え $15 \sim 20 \text{ cm}$ 前後にすることにし、材料を探したところ直径 20 cm の快削鋼の丸棒を入手出来たので、以下、これを基に歯車の設計を進めた。

ギヤ比は1対1、歯車は標準平歯車を採用し、モジュール $m = 4 \text{ (mm)}$ 、圧力角 $\alpha = 20^\circ$ として、ピッチ円径 D を計算した。すなわち、材料の削り代を見込んでピッチ円径を概略 19.0 cm とし、これに最も近い数値で、 $m = 4$ の倍数となる値として、 $D = 18.8 \text{ cm}$ と決定した。

したがって、歯数 Z_1, Z_2 は、

$$Z_1, Z_2 = \frac{D}{m} = \frac{18.8 \times 10}{4} = 47 \text{ (枚)} \quad (6)$$

と求められた。

歯幅 b は、下記の、式(7)および式(8)を用いて計算し(材質、快削鋼)、両者を満たす値を採用したが、その際、トルクの値としては $T = 3000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$ を与えた。⁽⁶⁾すなわち、歯の曲げ強度⁽⁶⁾から、

$$T = \frac{\pi B \sigma_a m y D}{2} \rightarrow b = 3.24 \text{ cm} \quad (7)$$

また、歯の面圧⁽⁶⁾から、

$$T = \frac{f_v f_w k b D^2}{2} \rightarrow b = 3.26 \text{ cm} \quad (8)$$

ただし、

D=18.8 cm (ピッチ円径)
 $\sigma_a=240 \text{ kgf/cm}^2$ (交番荷重)
 $k=13.0 \text{ kgf/cm}^2$ (触面応力係数)
 $y=0.130$ (歯形係数)
 $f_v=0.5$ (低速)
 $f_w=0.8$ (荷重の変動が少ない)

の各値が得られたので、両者を満たすbの値として、

$$b=4.0 \text{ cm}$$

に決めた。

(2) 偏心量の決定

前述したように、今回採用した偏心歯車は、円形歯車の回転中心をずらして回転軸を偏心させた疑似だ円歯車であるが、これには、通常、かみ合いの進行につれて歯と歯の干渉が生じ途中で回転不能となる欠点がある。

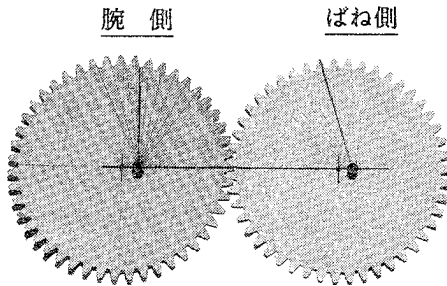


写真1 偏心歯車の模型

しかし、このゲーム機では360°回転させる必要はなく、90°回転させれば目的を果たすことが出来たためこの採用が可能であった。ただ、干渉による抵抗が大き過ぎると、トルクなどの測定精度に影響をおよぼすので出来るだけ小さくする必要があった。それで、写真1に示したような、厚紙から切り出した歯車の模型を用いて、0°~90°の範囲内で偏心量を色々に変化させながらかみ合い状態を調べ、無理のないかみ合いが得られる偏心量eを探し、以下の値に決めた。

$$e=1.5 \text{ cm}$$

次に、この偏心量を採用した場合のばね側の最大回転角を求め、その時得られるトルクについて検討した。

小さな力でも大きな回転角を得るには、図10に示したように、アーム側の回転半径 r_1 をばね側の回転

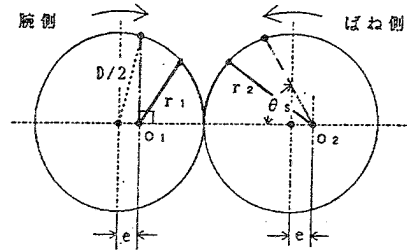


図10 ばね側の回転角の計算

半径 r_2 よりも小さくなる方向に偏心させなければならない。それで、アーム側の回転角を、 $\theta_a=90^\circ$ にして、この時のばね側の回転角を求めてみた。すなわち、図10を参考にして導かれた次式、

$$\theta_s = 90^\circ - \tan^{-1} \frac{2e}{\sqrt{(D/2)^2 - e^2}} \quad (9)$$

に、 $e=1.5 \text{ cm}$ を代入したところ、 $\theta_s=72.1^\circ$ が得られ、この角度に対応するトルクを前記の図9を用いて求めたところ、約2600 kgf・cm (目標トルクの87%) が得られた。

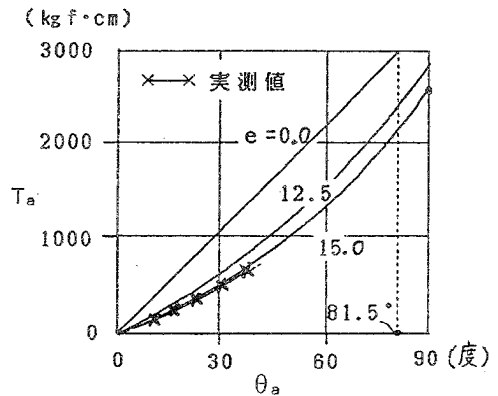


図11 トルク (T_a) と回転角 (θ_a) の関係

この値は、目標値に比べて小さいが、強度のさらに大きいばね (90°の回転角で約3500 kgf・cmのトルクが出るばね) を用いない限り解決は困難であり、今回は、これで進めることにした。

図11に、偏心量を変えて計算したトルク T_a と回転角 θ_a の関係と、それを実測で確かめた値を併せて示した。これらから、偏心量を1.25cmあるいは1.5cmにすると、前記の図5に示した目標の線の傾向に次第に近づいて行くことがわかった。

4 ショックアブソーバ

(1) ショックアブソーバの設計

ゲーム中、腕の力を抜いた際にアームが急激にもどる反動で、けがなどが生じないようにするため、行きは無抵抗で、もどりに抵抗を生じるようなショックアブソーバをつけることにした。その設置箇所は、コイルばねと歯車間の軸とし、ピストン・クランク機構で作動するようにした。また、内部構造は、当校のねじり試験機についているショックアブソーバなどを参考にして、図12に示したような油圧シリンダー式を採用した。

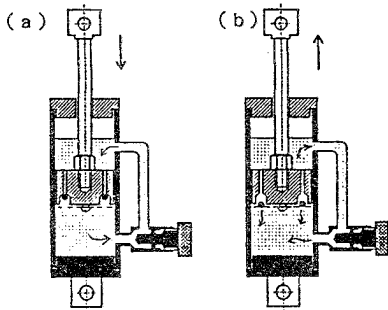


図12 ショックアブソーバの図

なお、製作を容易にするため市販品では管の内部に設けているバイパスを外部に出し、そのバルブの締め加減を調整することによってショックアブソーバのきき具合を変えられるようにした。

シリンダーの内径は、機械全体とのバランスを考え、4.5cmとしたが、オリフィスの断面積 a は、次式⁽⁵⁾を用いて概略の見当をつけた。

$$F_p = pA$$

$$a = \sqrt{\frac{\rho}{2p} \cdot \frac{AV_p}{C_d}} \quad (10)$$

- F_p : ピストンにかかる抵抗力 (=5000 N)
- p : シリンダー内圧力 (=3.14×10⁶ N/m²)
- A : ピストン断面積 (=15.90×10⁻⁴ m²)
(シリンダー内径を4.5cmとして計算)
- V_p : ピストン速度 (=1.0 m/sec)
- ρ : 液体密度 (=900 kg/m³、機械油)

C_d : 流出係数 (=√0.5)

すなわち、オリフィス断面積として、

$$a = 0.269 \text{ cm}^2$$

が得られたので、この値を目安にしてショックアブソーバの設計・製作を行った。

(2) ショックアブソーバの効果

ショックアブソーバを本体に組み込んで、実際にその効果を確かめたところ、急激なもどりを緩和するのに、十分にその役割を果たし得ることが判った。

その効果は、また、アームの先端部に加速度計を取り付けてもどり時の加速度を測定することによって知ることが出来た。その記録チャートを図13に示した。

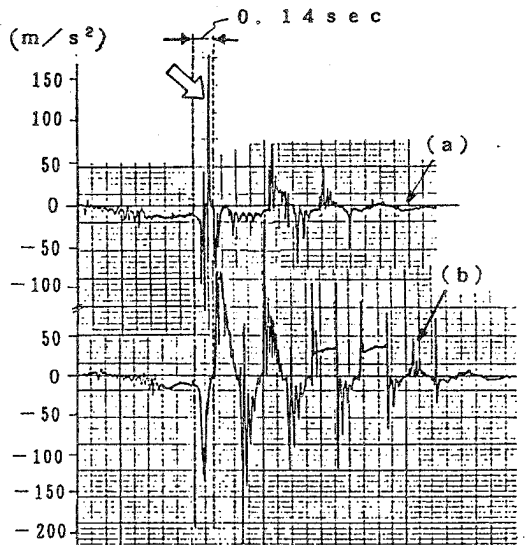


図13 アームのもどり時の加速度

同図の (a) がショックアブソーバをきかした場合で、(b) がきかさなかつた場合である。これらの、スタートから0.14秒間における加速度の挙動を見ると、(b) の場合は正と負の大きな加速度が繰り返し続いているのに対し、(a) の場合は、アームのもどり時にそれを妨げる方向の大きな加速度が生じ (矢印)、それ以後は振れが急に小さくなるのが読み取れ、これが実際に腕に感じられたショックの緩和作用であることが分かった。

5 トルクメータ

(1) トルクメータの設計

腕の力は、軸に加わるトルクを測定して、それから算出することにし、ひずみゲージ式のトルクメータの製作を行った。

トルクを精度良く検出するには、先に決めた最大トルク $T = 3000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$ がかった時に、おおむね、 $\epsilon_T = 2000 \times 10^{-6}$ 程度の出力ひずみが検出軸に生じるようにする必要がある⁽⁷⁾。それで、図14に示したように四枚ゲージ法を採用し、一枚のひずみゲージ当り $\epsilon = 500 \times 10^{-6}$ のひずみを生じさせることを目標に軸径の計算を進めた。

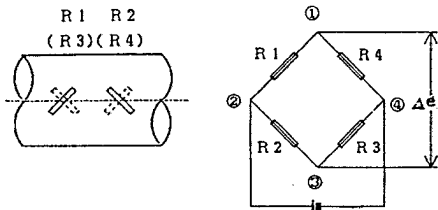


図14 ゲージの接着と結線

ひずみゲージは、軸線に対して45°方向（主応力方向）にはり付けて主ひずみ ϵ_1 、 ϵ_2 を測定し、せん断ひずみ γ は、次式から求めた（図15参照）。

$$\gamma = 2\epsilon_1 = 2\epsilon_2 \quad (11)$$

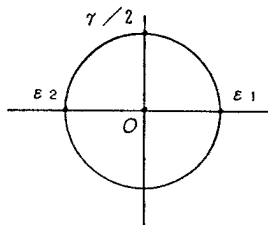


図15 モールのひずみ円
(単純せん断)

$\epsilon_1 = 500 \times 10^{-6}$ とすると $\gamma = 1000 \times 10^{-6}$ が得られるから、これを、下記の丸棒のねじりに関する基礎式、

$$\tau = G\gamma \quad (12)$$

に代入してせん断応力 τ を求め、さらに、これを次式、

$$T = Z_p \tau = \frac{\pi d^3}{16} \tau \quad (Z_p: \text{極断面係数}) \quad (13)$$

に代入することによって、検出軸の軸径 d は、

$$d = 2.6 \text{ cm}$$

と求められた（ただし、 $G = 0.83 \times 10^{10} \text{ kgf/cm}^2$ を使用）。

次に、この時の軸の強度について調べた。式(12)に、 $\gamma = 1000 \times 10^{-6}$ を代入し、せん断応力 τ を求めたところ、 $\tau = 830 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ が得られたので、これと許容せん断応力 $\tau_a = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ （材質 S45C）を比較した結果、強度的にも満足されることが確かめられた。これらの結果に基づいて設計・製作したトルク検出軸を図16に示した（なお、ひずみ検出部の軸径は素材寸法との関係で2.5cmとなった）。

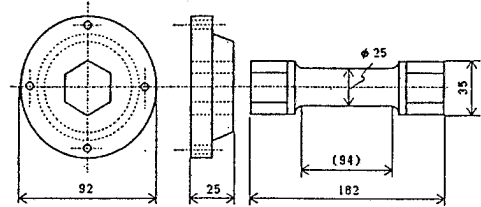


図16 トルクメータひずみ検出軸の概略図

(3) 校正実験

トルクメータの校正は、当校のねじり試験機を用いて行った。そのため、図16に示したように、ひずみ検出軸とフランジ部をはめ込み式にし、校正時は軸を取

(kgf・cm)

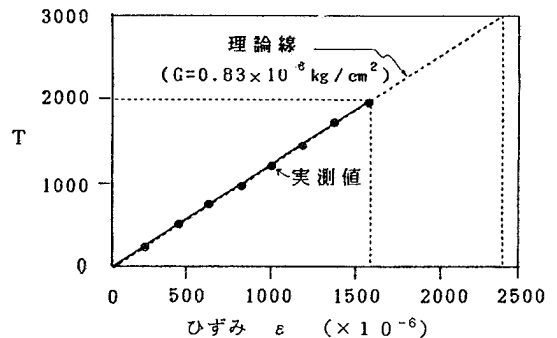


図17 トルクメータの校正カーブ

り外して試験機にかけられるようにするとともに、軸がチャック内で滑らないようにするため軸の端の部分を六角形断面に加工した。

図17に校正試験で求めたカーブと、理論計算で求めたカーブを併せて示した。両者はほとんど一致し、実測値が妥当なものであることが確認された。

また、ロードセルの性能を示す代表的な特性を、このトルクメータについて求めてみた。

$$\text{定格出力ひずみ} (\varepsilon_{\max}) = 2220 \times 10^{-6}$$

$$\text{非直線性} = \frac{\Delta \varepsilon_a}{\varepsilon_{\max}} \times 100 = 0.95 \%$$

$$\text{ヒステリシス} = \frac{\Delta \varepsilon_b}{\varepsilon_{\max}} \times 100 = 0.63 \%$$

ここに、 $\Delta \varepsilon_a$ 、 $\Delta \varepsilon_b$ は、図18で定義した値を使用した。

これらの数値は、市販のロードセル⁽⁷⁾と比べ、ほとんど同等のレベルと見なせるものであった。

(a) 非直線性

(b) ヒステリシス

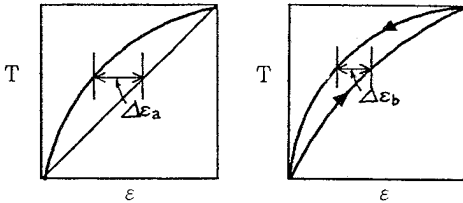


図18 非直線性、ヒステリシス説明図

(4) 腕力の表示

腕力で生じたひずみは、電圧変化として出力されるが、この電圧変化が腕力の値に換算されて直ちにデジタル表示されるように、市販のデジタルコンデンショナ(共和電業製：WGA-700 A)を使用した。

ただ、このコンデンショナでは最大値が表示(ホールド)されるようになってはいるが、右回りを基準にとると、右回りの最大値は表示されるが、左回りの最大値は表示されない(数値がマイナスとなるため)欠点があった。それで、図14に示したゲージ結線図のブリッジ端子①と③を、左右の回転方向で入れ換える切り替えスイッチを取り付けることによって、左右どちらの

場合でも最大値が表示されるように改良を加えた。

6 電子発声器の取り付け

ゲームを楽しむために、ゲーム中に、腕力が一定の基準値を越えた時、タイミング良く、「ファイト!」とか「あなたの勝ち!」などの声が出る電子発声装置を取り付けた。

その原理を図19に示したが、音声(アナログ信号)をデジタル化(A/D変換)してICメモリに記憶しておき、再生する時は、このICメモリをD/A変換して再びアナログ信号に変え、スピーカを通して元の音声にもどすものである。

装置は、市販の電子部品がセットになったキット(嘉穂無線エレクト)を購入して組み立てたが、発声のタイミングの制御は、アームの回転角を基準に取って、アームが一定の角度に到達した時にリミットスイッチが入るようにした。すなわち、リミットスイッチを床面に固定したアクリル板に取り付け、また、スイッチを押す棒をアームに連なる回転軸に取り付けて、アームが回転して棒がスイッチを押したとき声が出るようにした。

7 各部および全体フレームの加工

(1) 歯車の加工

材料は、直径20cmの快削鋼(SUM31)の丸棒を使

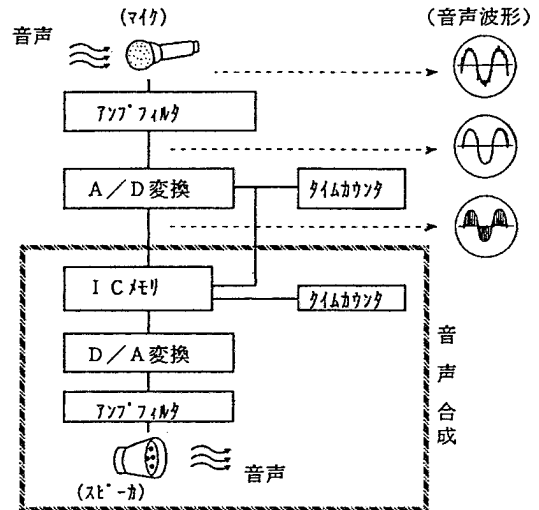


図19 電子発声の原理説明図

て、それ以後は、自分達から積極的に行動するようになった。

そして、その後の指導側の留意点は、進行状態を見ながら、スケジュールの見直し、部品購入手配、加工技術のポイント指摘、および理論式の提示などをタイミングを失わずにアドバイスすることであった。

(2) 仕事への取り組み方

全体の活動を通して、学生達の努力が感じられた点が多くあったが、その内の主なものを以下に記した。

- ① 今回学生達が製作に取り組んだゲーム機は、過去に作ったことのない初めてのものであったため、たよれる資料がなく、足を使ってこまめにデータを集めたこと（腕力の見積り、ばね探しなど）。
- ② 設計、加工に当たっては直感をやめ、可能な限り理論式、実験式を活用したこと。
- ③ それが難しい場合は、模型を作って実際に試してみて決めたこと、また、新しい工夫をこらしながらハードルを乗り越えたこと（ばねの固定法、偏心量の見当を付けるモデル作りなど）。

ただ、これらのために、構想立案、各部の詳細検討および設計に時間が取られ、卒研の約半分の時間を費やすこととなった。

(3) 理論の重要性の再認識

トルク校正において、実験値と理論値が一致せず、その原因を校正実験装置にあると考え、色々試してみたがはつきりしなかった。それで、可能性のある要因を分析し、本格的に原因究明を行ったところ、使用慣れからくる実に単純な計器の使用ミスにあったことが判明した。このことについて、「理論的に見て納得のいかないことの裏には、無視出来ない何かがあることを知った」⁽²⁾と感想で述べていたが、理論でチェックしなければ、誤りに気がつかないままになってしまった訳で、理論の重要性を体験することが出来た。

注) ひずみ計 SM-60D の場合、ブリッジを構成するひずみゲージの数によってスイッチを切り替える必要があり、これを誤ると正しいひずみが表示されない（約70%のひずみが表示されるため、誤りに気が付き難い）。

また、積極的に理論式を活用することによって、一見、複雑に見える計算式も、単純な基本式から構成さ

れたもので、思っていたほど難しいものではないことなどを知ることが出来た（せん断ひずみと軸径の関係など）。

(4) 安全について

ゲーム機の製作には種々の工作機械が使用されたが、幸いにけがなどの事故もなく無事終了することが出来た。ただ、途中、加工が夜間にまで及ぶことがしばしば出てきたので、安全上の配慮から下記の取り決めをした。

「加工は午後六時までとし、それ以降は、机上で出来る仕事に切り換えること」

これによって、その場に居合わせた、直接担当教官以外の多くの機械系教官らの目も届き、協力も得られ易くなって、安全確保にも役立つものと考えられる。

(5) その他

一般に、「個性の強い人は、納得が得られれば自分から積極的に行動するが、逆の場合はその反動として消極的になる」傾向がある。今回の学生達は、どちらかと言うと、相対的に個性の強い学生の集りであった。しかし、彼らの長所がうまくかみ合って活動した好例と思われる。スタート時、あるいは後半において、もたつきも見られたが、無事切り抜けることが出来た。ただ、その背景には、校長や機械系教官らの学生への励ましや暖かいバックアップがあったことも見逃せない。

V まとめ

卒業研究で、「腕相撲ゲーム機（AWM）」を製作した。製作に当たった学生達の活動は、指導側から見ても高く評価出来るものであり、「いろいろ苦労したが、やりがいがあった」⁽¹⁾という感想に彼らの満足感も表われていた。ただ、学園祭の日程やカリキュラムとの関係で、自分達の作品を、自分達の年度中に学園祭に提出できなかったのが心残りだったかもしれない。しかし、翌年度の学生達⁽²⁾にこれが引き継がれ、残された2、3の問題点の解決や、新たな音声発生装置などの取り付けも行われて学園祭に提出された。多くの来客や、学生、職員がこのAWMに挑戦し（表3

参照)、上位者には賞品なども用意されるなどして学園祭を盛り上げた。

今回の指導が、十分であったかどうか自信はないが、指導側が留意すべき点は、常時、気を配り、時を失せず適切な指導、アドバイスをすることであると感じた。そのためには、また、指導側も日常のスケジュールを吟味し、いつでも柔軟に対応できるような心身のゆとりを持っておく事が大切なことを知った。

表3 AWMによる腕力の記録(単位: kgf)

順位	挑戦者	右手	左手
一位	A(学生)	54.7	60.0
二位	B(来客)	51.8	53.6
三位	C(学生)	43.8	33.2
四位	D(学生)	43.2	33.0
五位	E(学生)	38.8	41.3

(おわりに)

学生は、レポートの中で、「今まで、校長先生とはめったに話し合う機会が無かったので、今回、色々議論できたこと、また、とてもためになる話ばかりしてもらったことなどが大変うれしかった⁽¹⁾」と感想を述べていた。

入学式と卒業式でしか顔を会わせる機会が無いと思っていた校長と具体的な技術的課題について色々話合いが出来たことに、学生達は大きな感動を覚えたようで、短大の活性化のためにも大きなプラスであったとの実感を得た。この場を借りて、当校の前校長である酒井高男氏に感謝する。だ円歯車のヒントも同氏から頂いたものである。

なお、本報告に関係する卒研は、以下の学生が担当した。

平成元年度：石森 豊、菊池文敏、桜田秀則、
中塩勝之

平成二年度：西条哲司、三浦 岳

参考資料

- (1) 石森 豊、菊池文敏、桜田秀則、中塩勝之：平成元年度卒業研究報告「アームレスリンク・マシンの製作」
- (2) 西条哲司、三浦 岳：平成二年度卒業研究報告「アームレスリンク・マシンの改良」
- (3) S.チモシエンコ著、鶴戸口、岡村訳「材料力学」(中)、東京図書 P.264
- (4) 湯浅著「材料力学公式集」、コロナ社、P.142
- (5) 機械工学便覧(改訂第六版)機械要素 B1-P.149
- (6) 岡野他著「機械の要素」、明現社、P.114
- (7) 共和電業カタログ