The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	人力飛行機のドライブシャフト機構におけるギアの最適化による駆動機構の高効率化に関する研究
Author(s)	吉原, 拓哉
Citation	平成27年度学部学生による自主研究奨励事業研究成果報告書. 2016
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/54657
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

申請先学部　工学部
採択番号　　No.1

平成27年度学部学生による自主研究奨励事業研究成果報告書

ふりがな 氏　　名	よしはら　　たくや 吉原　　拓哉	学部 学科	工学部 電子情報工	学年	２年
ふりがな 共　同 研究者名		学部 学科		学年	年
					年
アドバイザー教員 氏名	尾﨑　　雅則	所属	工学研究科 電気電子情報工学専攻		
研究課題名	人力飛行機のドライブシャフト機構におけるギアの最適化による 駆動機構の高効率化に関する研究				
研究成果の概要	研究目的、研究計画、研究方法、研究経過、研究成果等について記述すること。必要に応じて用紙を追加してもよい。				

１、研究目的

人力飛行機の駆動機構として、一般にチェーンで伝達する方法やベルトなどを用いる方法が採用されているが、我々は独自にドライブシャフト機構をこれまで採用してきた。

ドライブシャフトとはパイロットによって生み出されたトルクをシャフト(軸)とギアによって伝達させるものである。このドライブシャフト機構の採用によりテンショナーなどの調整部品が不要になり軽量化が達成されたが、この機構のエネルギー損失など未だ不明な点が多い。なかでも、ギアは各部材のエネルギー伝達の観点から大変重要な役割を果たしており、ギアにおけるエネルギー損失が駆動機構全体の効率に大きな影響を及ぼすものと考えられる。すなわち、駆動機構の高効率化のために、種々のギアのエネルギー損失を評価してギアパラメータ（材質、形状）の最適化を行うことは不可欠である。

２、ギアの諸元の決定

２－１形状の特徴

傘歯車の形状として図１、２にあるように大きく二つに分類される。すぐ歯傘歯車はバックラッシ調整が容易であるが、騒音や振動が発生しやすい。一方で曲がり歯傘歯車は耐久性があり、騒音、振動が発生しにくいが、調整が難しく、内側にスラスト荷重がかかるので適切な軸受設計の際に適切なものを選択する必要がある。

図１　すぐ歯傘歯車

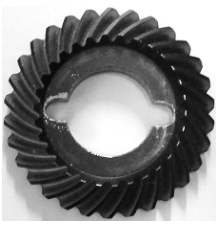


図２　曲がり歯傘歯車

２－２　強度計算

まず条件にあった歯車を選定するために表１の条件を与え、歯車の強度計算を行った。計算方法は JGMA403-01 と JGMA404-01 を用いた。ここで例年モジュール２のギアが使われていることから信頼度係数を 1.0、過負荷係数を 1.0 とした。ギアボックスの設計上、モジュールについては２を上限とし、全てのギアは同じモジュールに焼き入れされているものとする。

表１　各種諸元

回転数(rpm)	80.0
設計出力（W)	300.0
歯数比	1.5
圧力角(度)	20.0
ねじれ角（度）	35.0

歯車の強度が十分であるかどうかを評価するためには、与えられた条件から曲げ強さと歯面強さを満たす必要がある。そのため、各種諸元より中央ピッチ円上の呼び円周力F_{tm}(kgf)を求め、許容歯元曲げ応力σ_{Flim}と許容ヘルツ応力σ_{Hlim}から得られる中央ピッチ円上の許容円周力F_{tmlim}を上回らないようにしなければならない。表２では得られた二つのF_{tmlim}のうち、値の小さい方のみを記した。

表２　強度計算結果

小歯車及び大歯車の呼び円周力(kgf)			143.7	
名称	材質	モジュール	小歯車のFtmlim(kgf)	大歯車のFtmlim(kgf)
グリーソンすぐばかさ歯車	S45C	2.0	146.9	147.8
グリーソン曲がりばかさ歯車	S45C	2.0	209.4	204.9
グリーソン曲がりばかさ歯車	SCM415	2.0	412.8	403.9
グリーソンすぐばかさ歯車	S45C	1.5	65.53	65.53

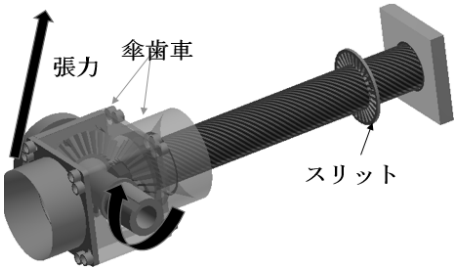
故にモジュール２と決定できた。

３、歯車のエネルギー損失試験

３－１　試験方法

この試験はギアボックスに一定のエネルギーを与え、ギアで変換された後のシャフトの回転数を計測することで変換後のエネルギー状態を読み取るものである。エネルギー損失は他の部材の摩擦、騒音や振動などが考えられるが、ここでは全てギアで発生するものとする。

試験方法は図３，４にあるように重りをつるし、この位置エネルギーを利用することでギアボックスに一定のトルクを与えている。ギアで変換された後に回転するシャフトにスリットを取り付けて、フォトインタラプタで回転数を読み取った。また試験の条件は表３の通りである。



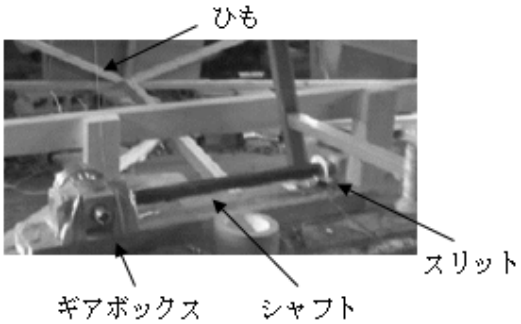


図３　ギアボックスの詳細図　　図４　試験の詳細図

表３　試験実施時の条件

重り(kg)	4.00
重り落下高さ(m)	1.41
スリットの数	30.00
計測の間隔(ms)	30.00

３－２　試験結果及び考察

各ギア対して１０回ごとに試験を行い、平均化したものを図５に表した。但し、1000ms 時以降はエネルギーの供給が終了しているものとした。

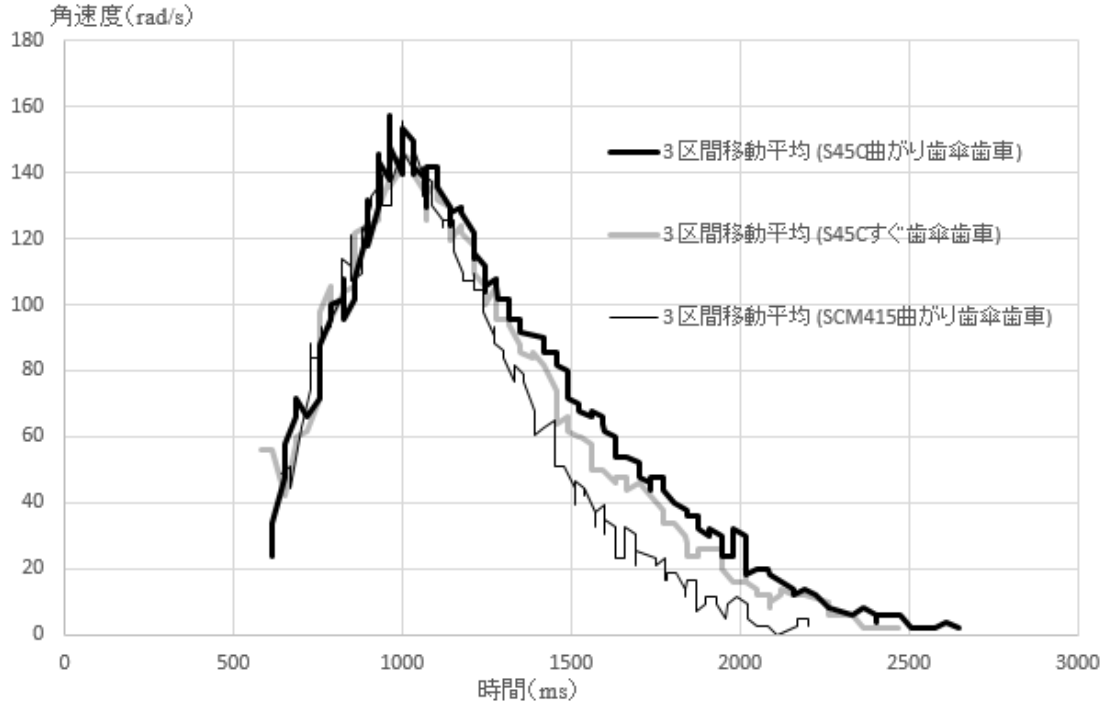


図５　時間とシャフトの平均角速度の関係

この結果よりエネルギー供給時の角速度の差異はほとんど分からない程度であるが、1000ms 以降では各ギアの差異を読み取ることができる。

ここで、各ギアの違いを定量的に評価するために歯車の慣性モーメントをI、1000ms 時を最大角速度ω_{max}とし 1000ms 以降の総回転数Nに比例する抵抗係数kを定義することでエネルギー損失Wについて考える。但し抵抗係数kは角速度が変化することで値が変化しない定数とする。

$$W = \frac{1}{2} I {\omega_{max}}^2 \cdots (1)$$

$$W = kN \qquad \cdots (2)$$

総回転数Nは計測時に同じ時間の値に違いがある場合は平均化し、時間ごとに角速度が線形変化しているとみなすことで求めた。またギアの慣性モーメントはどの部分も一様な密度で分布しているものとし、体積については 2D の CAD データから外端の歯先の部分を回転させることで

計算を行い、諸元を表４に表した。

表４　各ギアの諸元

		質量(g)	体積(m^3)	慣性モーメント($g*mm^2$)
Ⅰ	SCM415小ギア	56.50	9.20	122611.38
	SCM415大ギア	120.10	19.250	1152145.24
Ⅱ	S45C直ぐ歯小ギア	56.50	10.220	136701.13
	S45C直ぐ歯大ギア	111.90	19.580	1099942.76
Ⅲ	S45C曲がり歯小ギア	59.40	9.760	134720.69
	S45C曲がり歯大ギア	112.40	19.250	1082110.88

表４及び式１、２を用いて各ギアにおける抵抗係数kを求めた。

$$k_{\mathrm{I}} = 0.92$$
$$k_{\mathrm{II}} = 0.72$$
$$k_{\mathrm{III}} = 0.69$$

また、人力飛行機で用いる角速度域のみで部分的に計算しても同様の結果となった。

この結果からは最も S45C 曲がり歯の歯車の効率が良いということが定量的に評価できた。しかし、ギア単体で比較した場合、材質のみの影響で効率に大きな差異が現れるとは考えにくい。原因として考えられることは表２から分かるように SCM415 は S45C に比べて強度が強く、旋盤での切削加工が難しく精度良く追加工しづらい材質となっていることである。今回の試験で使用した、SCM415 の歯車の追加工ではワイヤー放電加工機を使用したが、円形切削とそれに伴う、クランクシャフトとのはめ合わせが十分では無かったために組み立て時にギアの中心軸がシャフトの軸からずれたことで歯車の能力が十分に発揮出来なかったと考えられる。

次に S45C の歯車どうしで比較してみる。形状の違いから考えると回転時にすぐ歯傘歯車は歯車どうしが周期的に触れ合っている一方で、曲がり歯傘歯車は、常に歯車どうしが触れ合っているため、摩擦が大きくなる可能性やねじれ角によりバックラッシ調整が難しくなることが考えられたため、駆動効率が低くなってしまう可能性があった。しかし、その影響は少ないという結果が読み取れる。故に、精度良く追加工ができる材質であるどうかが容易に高い駆動効率を持つ機構を製作できることに大きく影響している。

４、結論

ギアの選定時に一般的に不安となる歯面強さを強度のある材質に変えるのではなく、モジュールや焼き入れを行うことでなるべく加工が容易な材質にするのはもちろんのことだが、駆動機構の観点からすれば、なるべく機体全体の必要出力を減らし、プロペラの回転数を調整することでギアにかかる必要強度を減らすことがより軽量でかつ高効率な駆動機構を生み出すことができる。

５、参考文献

・『歯車技術資料』　小原歯車工業株式会社
・「機械設計工学-機能設計-（第２版）」(1999) 井澤　實