

ロール形もみすり機の脱ぶ部機構内の動力の伝達特性に関する実験的研究*

田 辺 一・岩 尾 俊 男

Hajime TANABE and Toshio IWAO

Power Transmission Analysis on the Rubber-Roll Type Husking

I 研究の目的

もみすり機についての研究は従来より脱ぶ機能、すなわち所要動力、脱ぶ性能に関するものが多く、脱ぶ部内の動力の伝達と消費の関係については、ただ早坂氏⁽¹⁾がもみすり機の動力の消費の関係は、動力の還元として説明しているに過ぎず、いまだ明らかにされていない点が多い。

筆者らは脱ぶ部機構内の各要素に必要な以上の強度が付与されている事実にかんがみ、さらに既報⁽²⁾⁽³⁾の研究結果から動力の伝達と消費の関係を解明する必要を感じ、動力の伝達に関する要因（供給量、ロール間隙、ロール回転速度、周速度差率および動力の伝達の方法など）と動力消費の関係について実験を行ない、その結果に基づいて動力の伝達関係を明らかにしてもみすり機の設計製作および改善に資せんとする。

II 実験装置

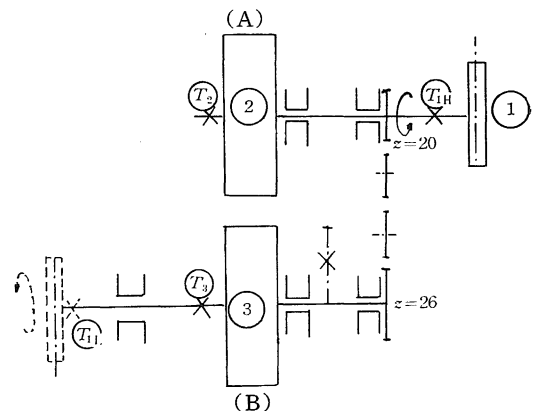
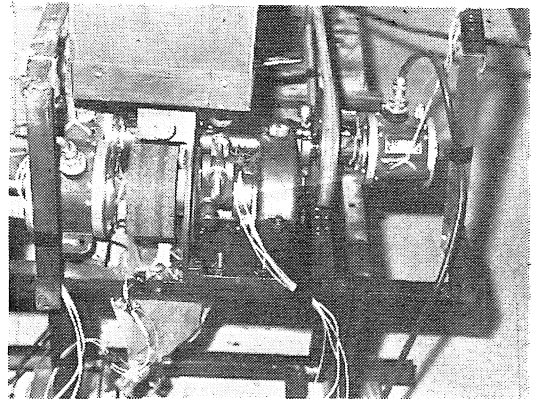
第1図(A)(B)は実験装置を示す。供試機は2.5inch形同形ロールもみすり機（周速度差率23%）の脱ぶ部で電動機（3相PS）により無段変速機を介して駆動される。

低速軸駆動の場合は低速軸を延長して駆動軸とした。

各軸トルクは、軸のねじれによる測定方法を試みたが二次振動による影響が大きいため、片持梁の表裏にストレインゲージをはり、その曲げ応力から測定する方法を用いた。片持梁は25mm×20mmで、固定端は第2図に示すようにスリップリングテープカラー上に溶接により固定され、他端は梁の前後への自由な回転を拘束し、トルクを伝達するために二又形受けにより支持されている。またスラストベアリングによりロールともみすり機枠の間隙およびロールの左右の遊びを防止した。

もみの供給量は、片持梁につり下げたビニール袋にすり出し量を収納し、その量の変化を記録することにより測定した。この場合もみの流下衝撃による影響はロール下に設けたもみ衝突板によって緩和した。

ロール周速度差率は、ロール径の組み合わせまたは歯数比により変えられるが、本実験は歯数（高速ロール側20枚、低速ロール側26枚）を一定にして、ロール径の組



第1図 (A)(B) 実験装置

① 駆動軸
② 高速ロール
③ 低速ロール
(A)図は高速軸駆動の場合である。

* 農業機械学会第27回総会講演
** 農業機械工学研究室

み合わせによった。

第1表は周速度差率とロール径の組み合わせを示す。

供試もみは品種金南風，含水率12.5%，よく精選したものである。

第1表 周速度差率とロール径の組み合わせ

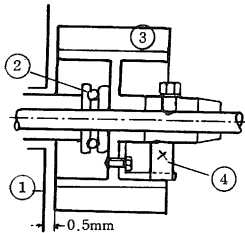
周速度差率 (%)	高速ロール径 (mm)	低速ロール径 (mm)
0	127	165
5	134	165
10	141	165
15	150	165
20	150	156
23	150	150
30	165	150
35	165	139
41	165	127

III 実験結果および考察

1. もみをすらない場合

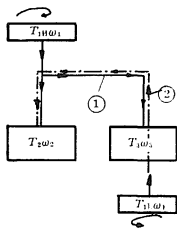
1) 高速軸駆動の場合

第2表は各軸にブレーキを作用させた場合の各軸動力と入力との関係を示す。この結果より、ロール間にもみをすらない場合は、入力は高速ロール側動力、低速ロール側動力と各摩擦損失の和に等しいと考えられる、よって入力軸、高速ロール軸、低速ロール軸に作用する軸トルクを T_{1H} 、 T_2 、 T_3 、それぞれの角速度を ω_1 、 ω_2 、 ω_3 とし、各機素の動力伝達損失の和を η_H とすると、脱ぶ部機構内の動力伝達の関係はつぎのように表わせる。



第2図 トルク測定装置

- ①: もみすり機フレーム
- ②: スラストベアリング
- ③: ロール
- ④: トルクピックアップ



第3図 もみをすらない場合の機構内動力の伝達

- ① 高速軸駆動の場合
- ② 低速軸駆動の場合

$$T_{1H}\omega_1 = T_2\omega_2 + T_3\omega_3 + \eta_H^* \dots (1)$$

$$\frac{T_2\omega_2}{T_{1H}\omega_1} = 1 - \frac{T_3\omega_3}{T_{1H}\omega_1}$$

$$- \frac{\eta_H}{T_{1H}\omega_1} \dots (2)$$

高速軸駆動では $\omega_1 = \omega_2$ であるから

$$\frac{T_2}{T_{1H}} = 1 - \frac{T_3\omega_3}{T_{1H}\omega_1} - \frac{\eta_H}{T_{1H}\omega_1} \dots (3)$$

$$\text{ここで } \frac{T_3\omega_3}{T_{1H}\omega_1} > 0,$$

$$\frac{\eta_H}{T_{1H}\omega_1} > 0 \text{ であるから}$$

$$\frac{T_2}{T_{1H}} < 1 \text{ である。よって}$$

$$T_{1H} > T_2 \text{ の関係にある。}$$

第2表 もみをすらない時の高速軸駆動の場合の動力消費の関係

入力 (PS)	高速ロール軸動力 (PS)	低速ロール軸動力 (PS)	その他摩擦損失 (PS)
0.394	0	0.333	0.061
0.818	0.218	0.541	0.056
0.675	0.361	0.270	0.044
0.925	0.289	0.562	0.074

註: 高速軸および低速軸の動力はブレーキ軸動力である。

第3表 もみをすらない時の低速軸駆動の場合の動力消費の関係

入力 (PS)	高速ロール軸動力 (PS)	低速ロール軸動力 (PS)	その他摩擦損失 (PS)
1.420	0.708	0.514	0.200
1.500	0.847	0.379	0.274
2.010	0.902	0.950	0.140
2.140	0.943	0.903	0.274

註: 高速軸および低速軸の動力はブレーキ軸動力である。

以上の結果より、もみをすらない場合の脱ぶ部機構内における動力の伝達は、高速ロール軸、低速ロール軸それぞれ岐路であり、独立系⁽⁶⁾と言える。第3図における実線はこの場合の動力の伝達系路を示す。

また、低速ロール側にブレーキを作用させた場合のロール間隙調節棒に作用する力は引張力となる。

これは第4図に示す歯車列から明らかのように、低速軸にブレーキを作用させることにより駆動歯車により低速ロール側歯車が駆動されるため、低速ロール側歯車軸に外向きの力が作用するからである。

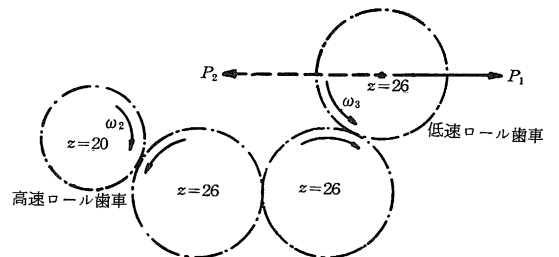
2) 低速軸駆動の場合

第3表は両ロールにブレーキを作用させた場合の各軸動力と入力との関係を示す。

高速軸駆動の場合と同様に、これら動力の関係は次のように表わされる。

$$T_{1L}\omega_1 = T_2\omega_2 + T_3\omega_3 + \eta_L^* \dots (4)$$

低速軸駆動の場合は $\omega_1 = \omega_3$ であるから、



第4図 低速または高速ロールにブレーキを作用させた場合のロール間隙調節棒に作用する力の方向

$$\frac{T_2}{T_{1L}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \left(1 - \frac{T_3}{T_{1L}} - \frac{\eta_L^*}{T_{1L}\omega_1} \right) \dots\dots(5)$$

第3表より、 $\frac{T_2}{T_{1L}}$ の値は常に $\frac{T_2}{T_{1H}} < 1$ の関係にある。すなわち、高速軸駆動の場合と同様に動力の伝達の関係は第3図に一点鎖線で示す岐路すなわち独立系⁽⁵⁾である。

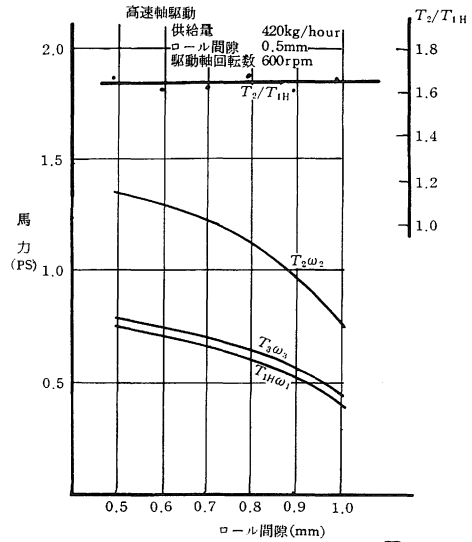
高速ロール側にブレーキを作用させた場合のロール間隙調節棒（低速ロール軸側駆動歯車の軸心）に作用する力の方向は第4図に示すように、高速ロールを駆動させようとする力により低速歯車軸心に P_2 方向の力が働き、ロール間隙調節棒には圧縮力が作用する。

2. もみをする場合

1) 高速軸駆動の場合

(1) 供給量と各軸動力 第5図は主軸回転数 600rpm, ロール間隙 0.5mm の場合の供給量と各軸動力との関係の1例を示す。供給量と各軸動力との関係はほぼ比例的関係にあり、高速ロール軸の動力が入力より大きく（約1.8倍）なっている。高速軸駆動の場合、 $\omega_1 = \omega_2$ であるから、 $T_2\omega_2/T_{1H}\omega_1$ の値、すなわち、 T_2/T_{1H} の値は供給量の増加にかかわらずほぼ一定の値と考えられる。いいかえれば、 $T_{1H}\omega_1$, $T_2\omega_2$ の値は供給量の増加により増加するが、 T_2/T_{1H} の値は供給量の変化に影響されない。

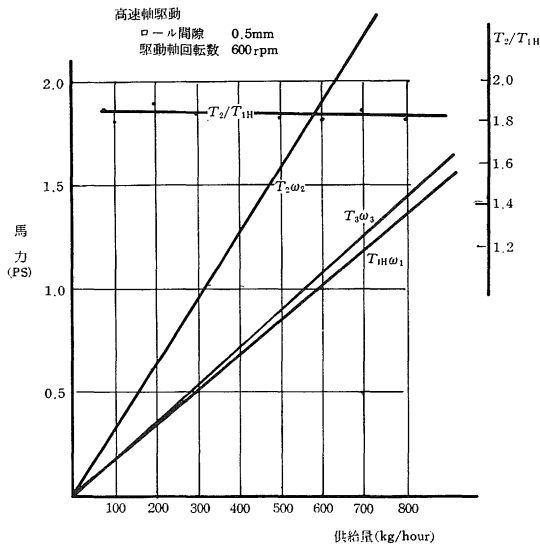
(2) ロール間隙と各軸動力 第6図は主軸回転数 600rpm, 供給量 420kg/hour の場合のロール間隙と各軸動力の関係の1例を示す。ロール間隙の増加とともに各軸



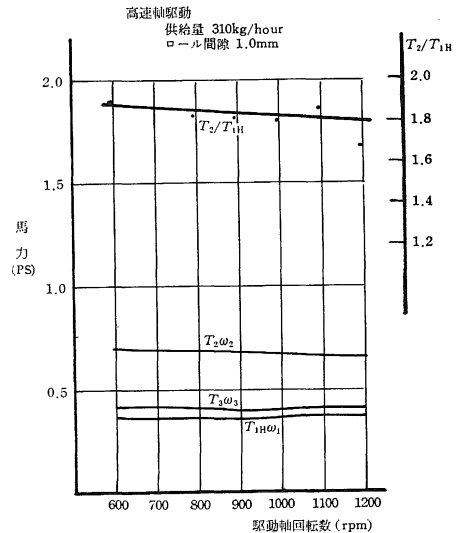
第6図 ロール間隙と各軸動力および $\frac{T_2}{T_{1H}}$ の関係

動力はほぼ比例的に減少するが、 T_2/T_{1H} の値はロール間隙の変化にかかわらずほぼ一定とみなしうる。供給量の変化の場合と同様に、ロール間隙の変化は各軸動力の大きさに影響するが、 T_2/T_{1H} , $T_2\omega_2/T_{1H}\omega_1$ の値には影響をおよぼさない。

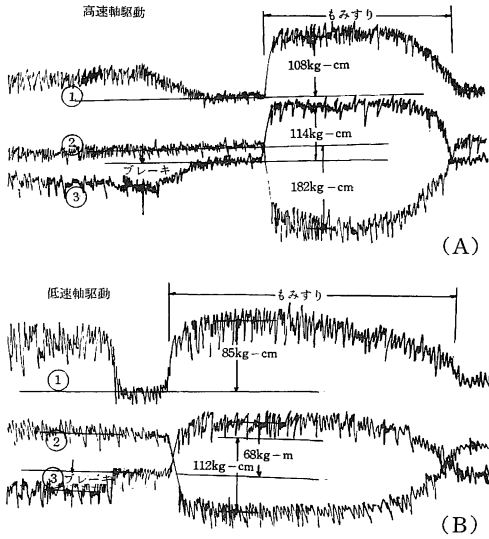
(3) 回転数と各軸動力 第7図はもみ供給量 310kg/hour, ロール間隙 1.0mm の場合の高速ロール軸回転数と各軸動力の関係の1例を示す。ロール回転数の増加により、各軸動力はほとんど変化しない。 T_2/T_{1H} の値も



第5図 供給量と各軸動力および $\frac{T_2}{T_{1H}}$ の関係



第7図 駆動軸回転数と各軸動力および $\frac{T_2}{T_{1H}}$ の関係



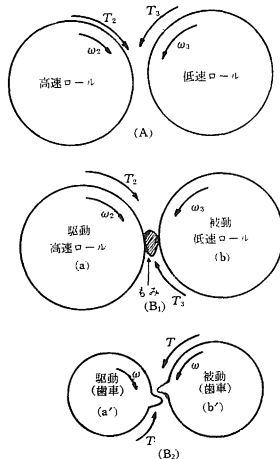
第8図 オシログラム上の各軸トルクの関係

- ① 駆動軸トルク
- ② 高速ロール軸トルク
- ③ 低速ロール軸トルク

ほど一定である。

以上のことから、もみすり機構内動力伝達と消費の関係について、もしもみをする場合の動力の伝達が、高速ロール側と低速ロール側がともに岐路となり独立系であるとすると、(1)式の関係が成立し、 T_2/T_{1H} の値が1より大きくなることはあり得ない。しかし実験の結果では、周速度差率(23%)で、 $T_2\omega_2$ は $T_{1H}\omega_1$ の約1.8倍の大きさとなった。すなわちこれによって、もみをする場合の動力の伝達は岐路(独立系)とはならないことが明らかである。この関係は、記録紙上の各軸トルクとくに低速軸トルクの方が、もみをすらない場合(低速ロールにブレーキを作用

させた場合と同様の方向)ともみをする場合とは異なる(反対)ことから見ても明らかである。第8図(A)(B)は高速、低速ロール軸駆動の場合のオシログラム上のトルクの方角と大きさを表わす。この関係は、第9図(A)に示すように、もみをすらない場合は独立系で高速、低速ロール軸ともに駆動軸となるが、もみをする場



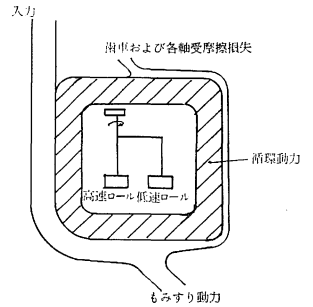
第9図 動力伝達の関係

- (A) : もみをすらない場合
- (B1)(B2) : もみをする場合

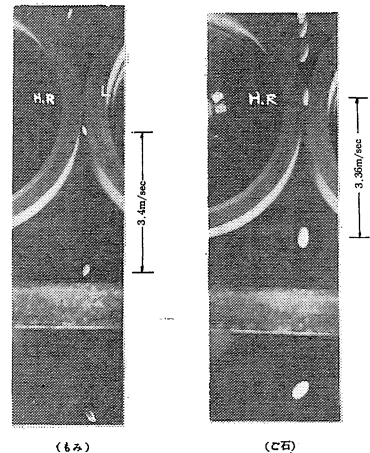
合には、第9図(B1)に示すようにもみを介して摩擦伝動となり、駆動(高速ロール側)と被動(低速ロール側)の関係となる。すなわち、高速ロールにより低速ロールが駆動されようとするために、動力はaからbに伝

達される。歯車列においては、第9図(B2)に示すように、被動側より駆動側(b'からa')に動力が伝達される。だから動力は第10図のように循環(4)(5)するものと考えられ、さらに高速ロール軸側には、動力の大きさが循環動力ともみすり動力の和として表わされる。このために、 $T_2\omega_2$ の値が $T_{1H}\omega_1$ の値より大きくなる。すなわち、高速ロールに作用した動力($T_2\omega_2$ あるいは T_2)は、もみに作用した動力であるがもみをするために消費された動力だけではない。

もし、 T_2 がもみをするために消費されたトルクであり、各部の摩擦損失を無視した場合、早坂氏(4)は、もみすり仕事の関係は $T_2(\omega_2 - \omega_3) = \omega_1 T_{1H}$ と考えられ、 T_{1H} と T_2 の関係が $T_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2 - \omega_3} T_{1H}$ となり周速度差率が小さくなると T_2/T_{1H} の値が極端に大きくなると説いている。その説明においては、入力=出力の関係が成立し得ない。第11図のストロボスコープによる流下速度の写真解析および既報(4)(5)から明らかにもみのロール間流下速度は、両ロールの相対速度差($\omega_2 - \omega_3$)により流下するのでなく、高速ロール周速度に近い速度



第10図 高速軸駆動の場合のもみすり機構内の動力の循環



第11図 ストロボスコープによる写真例
高速ロール周速度 3.45m/sec.

で流下するので、高速ロールに作用した T_2 はもみに作用したトルクで、もみをするために消費されたトルクのみではないと云うことができる。

以上のことから、循環動力は高速ロールより低速ロールに伝達され循環するから、脱ぶ部機構内の動力消費の関係は、高速軸動力と低速軸動力の差に機構全体の摩擦損失動力を加えたものが入力に等しいと考えられつぎのように表わせる。

$$T_{1H}\omega_1 = T_2\omega_2 - T_3\omega_3 + \eta_H^* \quad \dots\dots(6)$$

$$\frac{T_2}{T_{1H}} = 1 - \frac{T_3\omega_3}{T_{1H}\omega_1} - \frac{\eta_H^*}{T_{1H}\omega_1} \quad \dots\dots(7)$$

(高速軸駆動の場合)

ただし $\omega_1 > \omega_3, \omega_1 = \omega_2$

$$\frac{T_2}{T_{1L}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \left(1 + \frac{T_2}{T_{1L}} - \frac{\eta_L^*}{T_{1L}\omega_1} \right) \quad \dots\dots(8)$$

(低速軸駆動の場合)

ただし $\omega_1 < \omega_2, \omega_1 = \omega_3$

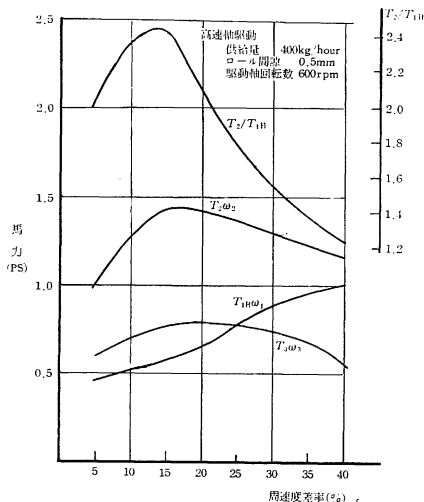
前項の結果から、もみすり機構内の動力については、入力のみ外に循環動力の検討を忘れてはならない。そこで循環動力について検討する。

(4) 周速度差率と各軸動力 循環動力の大きさは、すなわち次式のように表わせる。いま循環動力を P_c とし、 $\frac{\eta^*}{T_1\omega_1}$ は $\eta^* \ll T_1\omega_1$ で小さいからこれを省略すると、

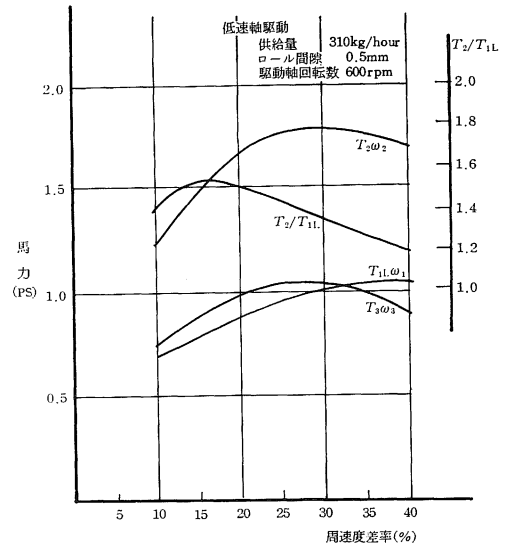
$$P_c = T_2\omega_2 - T_1\omega_1 \quad \dots\dots(9)$$

$$\frac{P_c}{T_1\omega_1} = \frac{T_2}{T_1} - 1 \quad \dots\dots(10)$$

入力に対する循環動力の割合は、 T_2/T_1 で表わされる。周速度差率が一定の場合は、もみの供給量、ロール間隙および駆動軸回転数の変化にかかわらず、 T_2/T_{1H} あるいは、 $T_2\omega_2/T_{1H}\omega_1$ が一定であったが、周速度差



第12図 周速度差率と各軸動力および T_2/T_{1H} の関係



第13図 周速度差率と各軸動力および T_2/T_{1L} の関係

率の変化により変化することも予測されるので、以下に周速度差率の変化と各軸動力の関係を示す。

第12図は高速軸駆動の場合（もみ供給量 400kg/hour, ロール間隙 0.5mm), 第13図は低速軸駆動の場合（もみの供給量 310kg/hour, ロール間隙 0.5mm) で各駆動軸回転数 600rpm のときの各軸動力および T_2/T_1 の関係の1例を示す。入力周速度差率の増加とともに大きくなる。高速ロール、低速ロール軸動力は周速度差率約15%を境にして周速度差率の変化とともに減少の傾向がある。したがって、動力の伝達に関する $T_2\omega_2/T_1\omega_1$ の値は周速度差率15%を境にして周速度差率の増減とともに減少する傾向がある。この場合 $\omega_1\omega_2\omega_3$ が一定であり、第1表より明らかなように、低速ロール径が周速度差率の増加とともに小さくなることも関係があるかと考えられるが、(7)(8)式より T_2/T_1 も周速度差率約15%を境にして小さくなる。したがって循環動力が小さくなる。 T_2/T_1 の値は周速度差率約15%の時で高速軸駆動で約2.4、低速軸駆動で1.6である。

循環動力は(10)式より、これらの値から1を差引いた値としておよそその見当がつく。

これらの循環動力は各々歯車の歯面の接圧を高め、その結果歯面の摩耗、振動および騒音などの原因になるので、設計に当り充分の配慮が望まれるところである。

摘 要

この研究は、供給量、ロール間隙、ロール回転速度、ロール周速度差率および駆動方法ともみすり機構内の動力の伝達と消費の関係を明らかにしたものである。実験

機は 2.5inch 同形ロールもみすり機の脱ぶ部（周速度差率23%）である。周速度差率の変化は、高速ロール、低速ロール径の組み合わせによつた。実験の結果はつぎのとおりである。

1) もみをすらない場合、高速、低速軸駆動の場合いづれも入力は高速ロール側動力と低速ロール側動力および各部摩擦損失の和に等しい。また、機構内動力の伝達は高速ロール軸、低速ロール軸いづれも独立系で岐路となる。この場合の T_2/T_1 の値は常に1より小さい。

2) もみをする場合、もみの供給量、ロール間隙、回転速度の変化により各軸動力はほぼ比例的関係で変化する。 T_2/T_{1H} あるいは $T_2\omega_2/T_{1H}\omega_1$ の値は約1.8でほとんど一定である。脱ぶ部機構において、動力は高速ロールより低速ロールに伝達し循環動力となって循環する。その結果、高速ロール側の動力は循環動力ともみすり動力の和が現われる。だから、もみすり時の入力は高速軸動力と低速軸動力の差（もみすりに要する動力）と機構全体の摩擦損失の和に等しい。したがって、摩擦損失を小さいと仮定すると循環動力は駆動側ロール軸動力から入力を差し引いたものである。

3) 循環動力はおおよそ $\left(\frac{T_2\omega_2}{T_1\omega_1} - 1\right)$ によって決定さ

れる。 T_2/T_1 の値は周速度差率の変化とともに変化する、その値の最大値は周速度差率約15%のときに現われ、その値は、高速軸駆動で約2.4、低速軸駆動で約1.6である。

この循環動力は各歯車の面圧と高め、その結果、歯面の摩擦、振動および騒音などの原因になる。

引用文献

1. 早坂豊吉：遊星歯車機構と伝達力学 1963 日刊工業、東京 P30~36
2. 岩尾俊男：農業機械学会 関西支部報（第11号）：21-25, 1959
3. 岩尾俊男：農業機械学会第23回講演要旨：55-56, 1964
4. Kutzbach, K : Reibung und Abnutzung von Zahnradern Zeit. V.D.I. 70. 30 : 999-1003, 1926
5. 仙波正荘：歯車（第10巻）1967 日刊工業、東京 P3809-3836
6. 藪村光雄・川村 登：農業機械学会誌 22 : 103-106, 1960
7. 田辺 一・岩尾俊男・藤久保義貞・高田善清：農業機械学会関西支部報（第25号）：54-56, 1968

Summary

This experiment is dealt with the problems of transmission and consumption of power applied to husking elements varied with feeding quantity, roll clearance, speed of drive shaft, different ratio of peripheral velocity of rolls and driving methods. Apparatus is husking head of rubber roll type husker. Values of different ratio of peripheral velocity of rolls were get according to the combination of some kinds of diameter of rolls, while it was 23% for the same diameter of rolls. The test results are as follows ;

1) In unhusking, the sum total of the friction loss and power applied to high and low speed shaft is equal to input in spite of driving methods. The transmission of power result in branch and the value of T_2/T_1 is always smaller than 1.

2) In husking, the power applied to each drive shaft varies proportionally with changing of feeding quantity, roll clearance and speed of drive shaft, respectively. But, judging from the value of T_2/T_{1H} or $T_2\omega_2/T_{1H}\omega_1$ which is constant, about 1.8, the power is transmitted through the circulation circuit from high speed roll to low speed one. The power applied to high speed roll is sum of the powers of husking and circulating. Therefore, power input is the sum total of friction loss and difference of power applied to high speed and low speed roll, consequently, assuming that the friction loss is negligible small, circulating power is shown as the difference power of driving shaft and power input.

3) The circulating power is decided by $\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$, approximately. The maximum value of T_2/T_1 is about 2.4 in high speed shaft driving, and about 1.6 in low speed shaft driving, respectively, at the about 15% of different ratio of peripheral velocity of roll. Accordingly, the circulating power or torque may be kept mind, causing of the large contact pressure of gear surface, by which exert unfavorable influences like abrasion, vibration and noise upon the husking elements.