



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	吹上式揚穀装置の性能について
Author(s)	常松, 栄; TSUNEMATSU, Sakae; 南部, 悟 他
Citation	北海道大學農學部邦文紀要, 3(1), 26-31
Issue Date	1958-03-14
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/11640
Type	departmental bulletin paper
File Information	3(1)_p26-31.pdf



吹上式揚穀装置の性能について**

常 松 栄*
南 部 悟*

Performance of the blower-type elevating attachments for threshing machines.

By

Sakae TSUNEMATSU
Satoru NAMBU

I. 緒 言

一般の動力脱穀機並びに自動脱穀機に使用されている揚穀装置として所謂スロワーが今日多く見られるが、このスロワーの特長⁽⁴⁾として構造の簡単なこと、資材及び製作労力の節約、調節箇所殆どなく故障の少ないこと等があげられている。又、此の種スロワーはその作用の点で吐出口高さ及び回転数等からも跳上式と云われている。

然しながら北海道に於ける脱穀機の特殊的な条件⁽⁵⁾、例えば気象的条件、作物の性状、農家経営規模の大きさ、作業様式の相違等によつて脱穀機に装着した揚穀機も上述の府県のものとは異り、堅固且つ高効率のものが要求されるようになった。即ち、脱穀してできた精粳はすぐに農家の収納場又は階上にまで一気に吹上げて移送するため、その吹上高さや毎時揚穀量も府県のスロワーに比して数倍を必要としている。此処に北海道に於いて独創的形態を有する藤原式自脱に装着した吹上式揚穀装置についてその性能を研究する機会を得たのでその結果を詳細に述べ、これが今後における揚穀装置の設計及び製作の参考となるならば幸いである。

II. 試験方法

1. 供試装置

藤原式吹上式揚穀装置の構造は第1図(a)の如く

である。即ち糶供給漏斗、糶送出し螺線及び糶吹上部(スロワー)よりなり、スロワー部は藤原式自脱に装着したものと全く同一物である。その寸法の概要を述べると、羽根車直径 $D_2 = 280$ mm, 幅 70 mm, ケーシング内幅 80 mm, 吸気口径 115 mm, 吹出口径 96 mm, 羽根取付角 $\beta_2 = 75^\circ$ で従来使用されてきた鑄鉄製羽根をゴム製羽根とし、その硬度は 75 度であり、羽根枚数は 4 及び 6 枚の 2 種とした。羽根車及び羽根の形態は第1図(b)(c)の如くである。

所要馬力の測定には自記式電力計(110 V, 5 A)を使用し、原動機には 3 相分捲電動機(0.5~0.16 HP/2000~650 r.p.m.) を使用して入力電力を馬力に換算した。風速の測定にはピラム風速計を使用した。

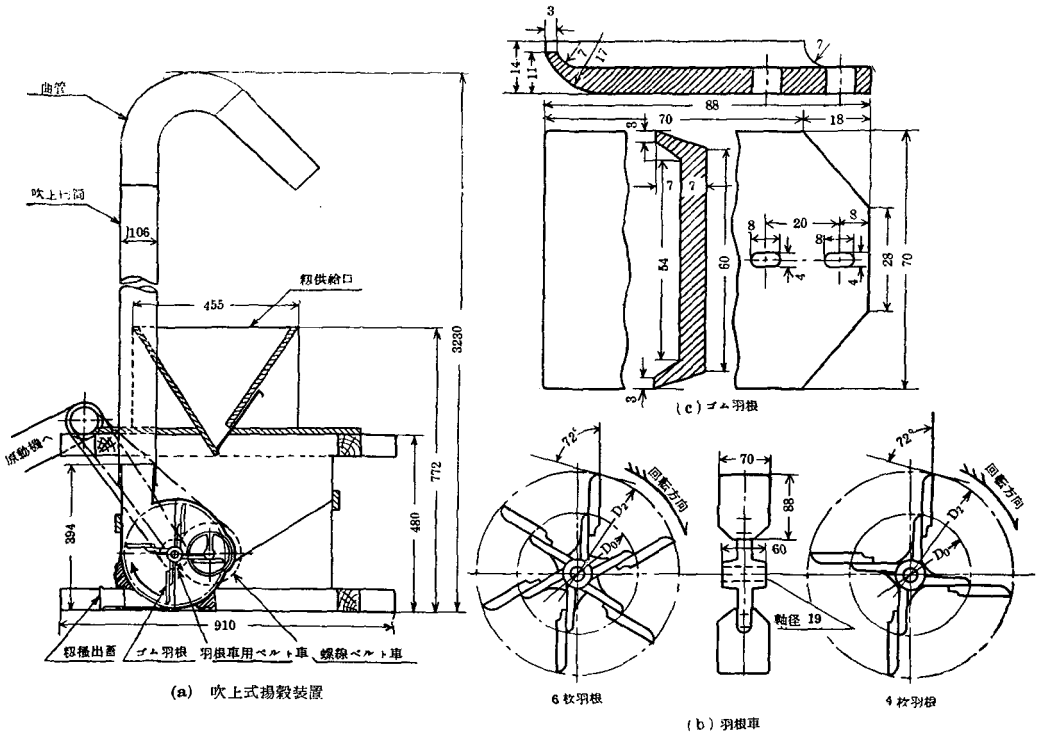
2. 試験方法

羽根車の指定回転数は凡そ 1200 r.p.m. となつているためこれを 1000~1400 r.p.m. とし、100 r.p.m. 毎に測定して羽根枚数は 4 枚及び 6 枚とした。空転時に於いては各部の所要馬力及び円筒出口の風速を測定し、吹上円筒高さによる出口風速の変化を測定した。負荷時に於いては毎時揚穀量と消費馬力並びに玄米歩合との関係を見出した。更に規定高さ迄揚穀可能な最低回転数、羽根先端とケーシングとの最小間隙、羽根先端の磨耗形状と揚穀能力との関係、切わらの混入せる場合の影響等をも観察した。

尚、供試材料の品種は水稲「照錦」及び「中生栄光」で、糶の水分含有率は夫々 14.4% 及び 14.0% であつた。

* 北海道大学農学部農業機械学教室

** この研究の一部は北海道科学研究補助金によつてなされた。ここに謝意を表する。

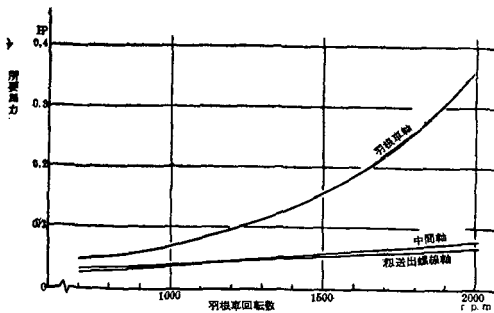


第 1 図

III. 試験結果及び考察

1. 所要馬力並びに出口風速

空転時に於ける本装置の動力分布を第 2 図に示す。



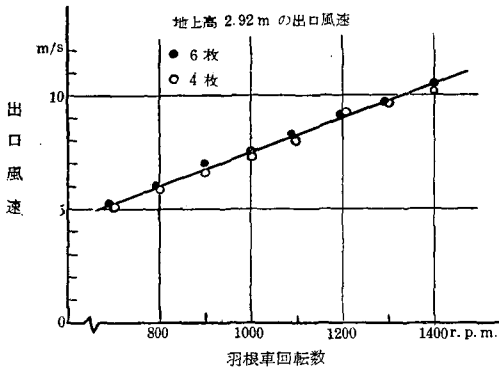
第 2 図 空転時所要馬力

藤原式 B 型自脱の扱胴軸回転数は稲用 450~560 r.p.m., 麦類用 600~650 r.p.m. に対してスロワー軸は 1250~1800 r.p.m. の範囲であるからこの間の所要馬力は 0.1~0.26 HP となつている。即ちスロワー軸の回転数を必要以上に上昇させることは空転時の所要馬力を急激に高めるので感心できない。

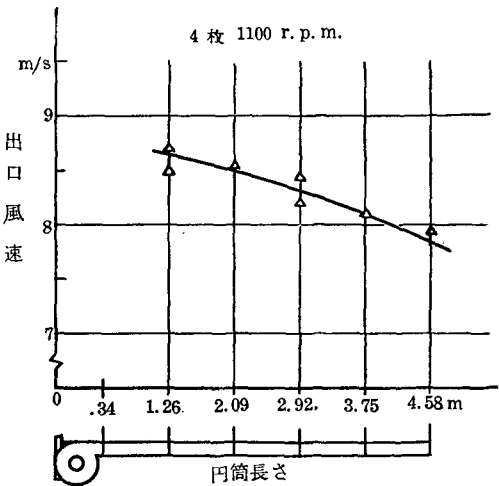
吹上円筒の一定高さ (2.91 m) の出口風速と羽根車回転数との関係は第 3 図 (a) の如くで 1000~1400 r.p.m. に於いて夫々 7.5~10.5 m/s の風速であり、4 枚よりも 6 枚の方がやや高いようであるがその差は極めて僅かである。

円筒長さと出口風速との関係は第 3 図 (b) の如くである。即ち本装置の円筒は家庭用 3.5 寸径のストーブ円筒 1~5 本をそのまま接ぎ、地上高 1.26~4.58 m に至る夫々の出口風速を測定したが、4 枚、1100 r.p.m. では 8.6~7.8 m/s に低下しており、実際に穀粒の吹上げをなす場合、風路の摩擦による風速の低下の傾向は大きくなるものと思われる。

次にケーシングと羽根先端との最小間隙を 3, 6, 9, 13 mm と逐次広くした場合の出口風速の変化を見ると第 1 表の如くである。即ち間隙 9 mm 以上となれば出口風速は急激に低下し始める傾向があり、しかも実際に間隙を 9 mm 以上として使用することはないのであつて長期使用による羽根先端磨耗による以外は 9 mm 以下で使用すべきでありその場合の出口風速は大して変化がない。



(a)



(b)

第 3 図

第 1 表 羽根先端間隙と出口風速

羽根枚数	羽根車回転数	羽根先端間隙 (mm)			
		3	6	9	13
4枚	r.p.m.	m/s			
	1000	7.5	7.5	7.4	6.9
	1100	8.5	8.4	8.2	7.7
	1200	9.3	9.1	8.8	8.4
	1300	9.9	9.7	9.6	9.0
1400	10.5	10.5	10.4	9.7	

2. 負荷時性能

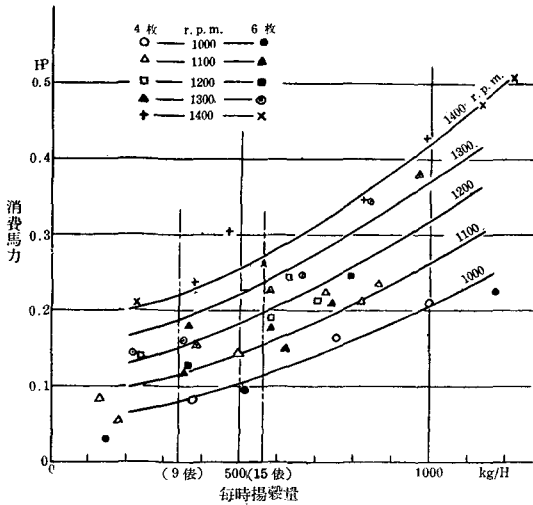
負荷時消費馬力 第 2 表は藤原式スローアの試験成績を示す。此の中、毎時揚穀量と消費馬力との関係は第 4 図 (a) に示す如くである。即ち、羽根車の回転数を一定とした場合毎時揚穀量を増加すれば消費馬力

第 2 表 藤原式スローアの試験成績

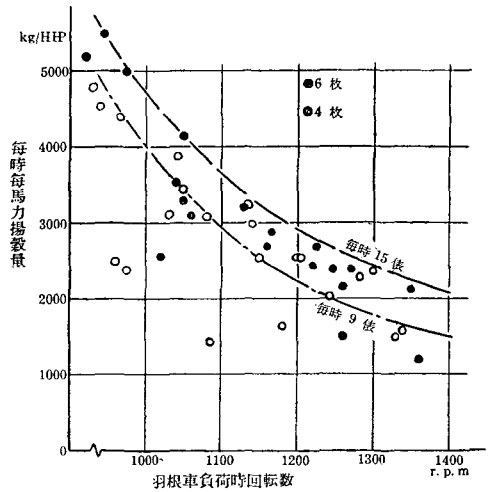
羽根枚数	羽根車回転数		消費馬力 HP		工 程		玄米歩合
	空転時 r.p.m.	負荷時 r.p.m.	平均	最大	kg/H	kg/H, HP	
6枚	1000	973	0.03	0.03	139	4970	1.81
	"	947	0.09	0.11	510	5490	1.45
	"	920	0.23	0.23	1167	5190	1.65
	1100	1048	0.15	0.20	615	4160	2.73
	"	1020	0.33	0.35	855	2560	2.23
	"	1060	0.12	0.14	352	3030	3.84
	"	1038	0.21	0.22	736	3540	3.37
	"	1050	0.18	0.19	576	3270	3.47
	1200	1163	0.13	0.14	360	2880	1.05
	"	1128	0.25	0.26	786	3210	4.89
	"	1160	0.18	0.19	489	2690	2.78
	1300	1260	0.16	0.22	344	2140	9.58
"	1220	0.34	0.39	830	2420	4.04	
"	1260	0.14	0.15	211	1500	8.70	
"	1223	0.24	0.27	655	2680	9.80	
1400	1350	0.26	0.27	555	2120	10.58	
"	1245	0.51	0.53	1210	2390	2.88	
"	1360	0.21	0.22	214	1020	12.36	
"	1270	0.47	0.49	1126	2390	—	
4枚	1000	940	0.17	0.18	747	4530	1.84
	"	967	0.08	0.10	370	4410	1.68
	"	973	0.12	0.14	290	2400	1.91
	"	957	0.15	0.18	385	2500	1.08
	"	930	0.21	0.21	993	4780	0.97
	1100	1037	0.21	0.23	815	3870	1.83
	"	1047	0.14	0.17	490	3430	2.04
	"	1030	0.23	0.25	709	3120	2.95
	"	1085	0.08	0.09	121	1460	3.37
	"	1077	0.06	0.08	172	3070	3.12
	1200	1140	0.19	0.20	580	3000	3.33
	"	1178	0.14	0.16	229	1650	4.25
"	1148	0.25	0.27	620	2530	4.60	
"	1133	0.21	0.27	696	3280	3.03	
1300	1243	0.18	0.24	362	2030	6.44	
"	1205	0.22	0.25	567	2540	7.19	
"	1197	0.38	0.39	963	2550	4.68	
1400	1340	0.24	0.29	376	1590	8.72	
"	1297	0.35	0.40	820	2370	8.35	
"	1330	0.31	0.32	464	1520	3.76	
"	1283	0.42	0.43	982	2320	2.94	

は増加し、1400 r.p.m. の場合は 1000 r.p.m. よりも急激な増加をしている。

今、水稲の反収を玄米 6 俵とし、玄米容量が籾の 60~65% であるとするならば籾の反収は 9.2~10 俵となる。藤原式 B 型自脱の能率は毎時 1.0~1.5 反とされているので、斯かる能率に適合した本装置の毎時脱穀重量は 9~15 俵の範囲となる。そこで此の範囲に於ける消費馬力は第 4 図 (a) より適正回転数 1100~



(a) 負荷時消費馬力



(b) 揚穀能率

第 4 図

1200 r.p.m. に於いて 0.12~0.20 HP である。概して 6枚羽根は 4枚よりも各回転数を通じて僅かに高い傾向がある。

揚穀能率 第 4 図 (b) は羽根車回転数と毎時毎馬力揚穀量との関係を示している。即ち、羽根車回転数の増加に反比例して毎時毎馬力揚穀量が減少してくるのは回転数増加による消費馬力の急激上昇によるものであり、6枚及び4枚ではその能率曲線が夫々9俵及び15俵の曲線とほぼ一致している。例えば 1200 r.p.m. では 2200~2900 kg/H・HP の揚穀能率を示している。

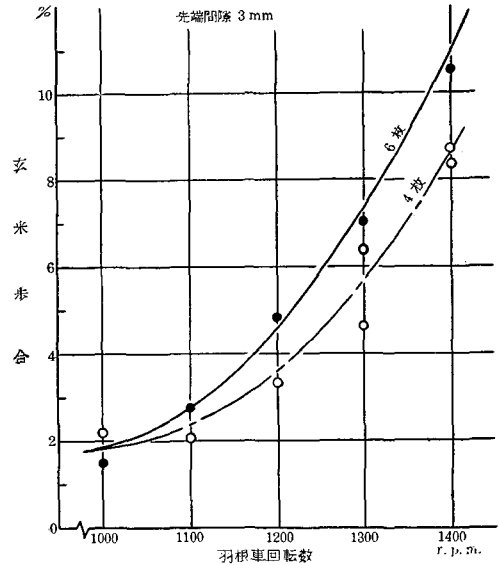
靱に及ぼす機械的傷害

(1) 羽根車回転数と玄米歩合

最小先端間隙 3 mm, 枚数 4 及び 6 枚, 1000~1400 r.p.m. に於いて各回転数毎のサンプリングにより玄米歩合 (重量百分率) を求めこれを第 2 表に示し軸回転数との関係を図示すれば第 5 図の如くである。即ち、6枚では 1000 r.p.m. で 1.8% のものが、回転数増加につれて急激に上昇し、4枚ではその傾向は僅かに減るが例えば 1200 r.p.m. では 3.5% を示し、既に 1000 r.p.m. のその 2倍の値を示しているため 4, 6 枚共に 1200 r.p.m. 以上で使用することは却つて玄米歩合の急増を招く結果となる。

(2) 羽根先端間隙と玄米歩合

第 3 表によれば先端間隙 3~9 mm に於いて玄米歩合は 1.39~0.16% に減少し、先端間隙を広くすれば靱に及ぼす機械的傷害が減少することになり、13 mm



第 5 図 玄米歩合との関係

では 1300 r.p.m. 以下では既に揚穀不可能となり、更にこれを 1400 r.p.m. 以上にすれば始めて揚穀可能と

第 3 表 羽根先端間隙と玄米歩合

先端間隙 mm	3	6	9
玄米歩合 %	1.39	0.21	0.16
指数	100	15	12

(4枚, 1100 r.p.m.)

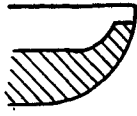
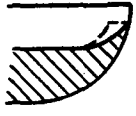


なつた。

(3) 羽根先端形状と玄米歩合

上記試験の結果最適先端間隙を 6 mm とし、4枚、

1100 r.p.m. の場合について ゴム羽根の先端形状を第 4 表の如く夫々加工して各々の靱に及ぼす機械的傷害の差異を求めて比較して見た。

第 4 表

	① 原形	②	③	④
羽根先端の形状				
玄米歩合	0.53%	0.78%	2.11%	5.60%

(4枚羽根, 1100 r.p.m. 先端間隙 6 mm)

即ち、①の先端部が 3 mm 磨耗した状態の④では玄米歩合 5.6% で①の約 10 倍にも達しており、③の形状では 900 r.p.m. では揚穀能力が全くなり、これを 1000 r.p.m. とすれば揚穀可能となつた。斯かる先端の形状は原形①の如く或程度内側へ彎曲し更に若干の肉厚をも必要としていることが覗われる。

揚穀可能の限界 脱穀作業中に扱筒の回転数が急激に低下した場合、相対的にスロワー部羽根車の回転数も低下するが、その際の許容最低回転数を 4 及び 6 枚羽根について夫々比較して見た。即ち、揚程 3.23 m とした場合、最小間隙 3 mm として 4 枚では最初 805 r.p.m. に於いて供給量の多少に拘らず揚穀不可能であつたのが、890 r.p.m. に於いて毎時供給量 209 kg (5.6 俵) で漸く可能となつた (常時平均 853 r.p.m., 最低 830 r.p.m.)。6 枚では最初 800 r.p.m. に於いて既に不可能となり (毎時 186 kg = 5.0 俵), 850 r.p.m. では可能となつた (毎時 547 kg = 14.6 俵, 平均 807 r.p.m., 最低 800 r.p.m.)。

両者を比較すると 4 枚では 900 r.p.m. 以下、6 枚では 800 r.p.m. 以下では揚穀不可能となることを知つた。茲に揚穀不可能とはケーシング中に靱が留まり羽根がゴム製のため靱の掬い上げ作用が緩慢となり吹上円筒内の靱吹上作用が完全に停止した状態を云う。更に風速を考慮するならば 4 枚羽根で 1000 r.p.m. 以上、6 枚羽根で 900 r.p.m. 以上が揚穀に必要な実用最低回転数として夫々 7.5 m/s 及び 6.7 m/s の出口風速を以て実用最低出口風速と称して差支えないと思われる。しかし、これは空転時の出口風速であり、実際作業中は羽根車の回転数も低下し且つ穀粒が風路中にあるため出口風速は更に低下する。

先端間隙の広い場合、13 mm では作業時回転数 1100~1300 r.p.m. 付近では揚穀不可能で 1400 r.p.m. にして始めて可能となることが認められた (空転時出口風速は 9.6 m/s)。

羽根磨耗試験 上記試験の結果常用先端間隙 6 mm, 最初回転数 1100 r.p.m., 揚程 3.23 m とし、靱 60 kg を吹上げて逐次循環させたが、4 枚羽根で 5 回、6 枚羽根で 8 回夫々循環させてもその磨耗箇所並びに磨耗量を知ることは不可能であつた。けれどもバケットエレベーターの場合にバケット外端縁が損耗することから推して、スロワーでは羽根先端部分であることは察するに容易なことである。尚第 1 図 (c) に示す如く羽根取付孔が楕円形を呈しているのは仮に先端部が磨耗しても或程度 (約 4 mm) 繰出して磨耗前と同一直径となし使用できるようにしたものである。

切わら混入試験 4 枚羽根では靱 5 kg に対して長さ 12 cm の切わら (水稻茎稈) 25 g (5%) を混入して見たが、靱供給口につまつて落下せず従つて均一なる供給法ではなかつたが、800 r.p.m. に低下させても全部吹上げることができた。次に長さ 6 cm の切わら 1% 混入では 900 r.p.m. でも吹上可能であつた。即ちこれは脱穀機 1 番口に穂切や茎稈の混入著しき場合を想定して見たものであるが、本装置では材料の供給法が一樣とはならず却つて靱送出し螺旋出口の軸受部に切わらがたまる傾向を生じ、斯かる切わら混入状態は風選作用の極めて不良なる結果ありうることであり、従つて風選作用が正常の場合は何等支障がない。又、吹上カッターの如く吹上円筒中に生ずる材料のつまりの如き現象は先ず考慮外と思われる。

IV. 総 括

以上の諸結果を総括して列記すれば次の如くである。

1. 空転時の所要馬力は羽根車 1250~1800 r.p.m. に於いて 0.1~0.26 HP である。
2. 円筒出口風速は羽根車回転数に比例し、円筒長さに反比例する。
3. 最小先端間隙が 3~9 mm 迄は風速の低下が少く 13 mm では低下の傾向が強くなる。
4. 毎時扱穀量 9~15 俵 (340~563 kg) に於いて 1100~1200 r.p.m. では消費馬力は 0.12~0.20 HP である。
5. 揚穀能率は羽根車回転数に関係なく 6 枚羽根が毎時 15 俵に、4 枚羽根が毎時 9 俵に相当する能力がある。
6. 羽根の先端形状は第 4 表 ① の如く若干の凹曲面状を呈し、先端間隙は 6 mm 附近が適当である。
7. 円筒直径 106 mm で地上高 2.91 m の出口風速は 7 m/s 以上あれば揚穀は可能である。
8. 扱の吹上効果より見れば 6 枚羽根よりも 4 枚の方が高い回転数を必要としている。
9. 玄米歩合は 4 枚羽根の方が低く且つ揚穀能力が充分あるため 6 枚に比して羽根を 2 枚減ずることにより製作費の節約ができる。

扱に及ぼす機械的傷害に関しては脱穀材料の品種並びに乾燥程度に依つて異り、パケットコンベヤよりもむしろ多いと云われている。即ち、羽根の形状、取付角度、位置及び材質に依り異なるが、ゴム硬度並びに形態は実用上充分なることを知つた。羽根に関して G. Segler⁽²⁾ はゴムを表面に貼りつけることにより吹上材料の損傷は 1/3 に減ずると云い、ケーシングに関しては羽根車と同心円であり且つ吹出口に対してその 1/2 の所に羽根先端がくるようにすると云つている。今後は羽根の磨耗状態を調査し、以上の諸条件についても充分に検討を加え、損傷粒歩合を軽減するよう研究を進めたい。

参 考 文 献

- 1) Henderson, S.M., Perry, R.L.: Agriculture Process Engineering, 1955
- 2) Segler, G.: Entwerfen landwirtschaftlicher

Fördergebläse, grdlgn. d. Landtechn. Heft 1, 1951

- 3) 狩野秀男：脱穀と扱摺 昭和 31 年
- 4) 中村忠次郎：動力脱穀機用としての揚穀装置に関する研究 農機誌 第 12 巻 第 3,4 号
- 5) 中村, 来田：跳上式揚穀機に関する研究 (第 4 報) 農機誌 第 18 巻 第 4 号
- 6) 常松, 西村：北海道に於て発達した脱穀機について 2,3 の考察 農機誌 第 13 巻 第 1, 2 号

Summary

The testing was conducted to determine the best condition under which the threshed grain can be elevated most effectively minimizing grain damage. The blower used for this test has special shape of rubber blades, as used for the self-feeding threshing machine. The results of the tests indicate the following characteristics:

1. Under no-load condition the power requirements are 0.1~0.2 HP at a rotor speed of 1250~1800 r.p.m. The loaded power for this unit are 0.12~0.2 HP at a rotor speed of 1100~1200 r.p.m. In unhulled rice the elevating capacity are 340~563 kg per hour, the number of blades are respectively four and six.
2. Wind velocity at the spout of the pipe increased as rotor speed goes up and it decreased as the height of pipe is higher. At the lifting height of 2.91 m, it is necessary to be more than 7 m/s at the wind velocity of the spout.
3. When the tip clearance is 3~9 mm, the wind velocity drop is tend to lower than that of 13 mm.
4. The most effective shape of the blade's tip end is shown in table 4 ①, and it looks like concave. The most proper tip clearance is approximately 3~6 mm.
5. The percentage of damage when unhulled rice is elevated by four blades rotor is lower than when it is elevated by six blades rotor, and it is enough to elevate grains. As for the blowing effect, the speed of rotor with four blades is higher than that of six blades.