

ANADOLU ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TÜRKİYE'DE İMAL EDİLEN HARMAN MAKİNALARININ
KARŞILAŞTIRILMASI, KONSTRÜKSİYONEL GELİŞTİRİLMESİ
VE TEMİZLEME ÜNİTESİ FONKSİYONLARI ÜZERİNE
BİR ARAŞTIRMA

DOKTORA TEZİ

Mak.Yük.Müh.Cahit KURBANÖĞLU

Tezin Teslim Edildiği Tarih : 18.6.1982

Tezin Müdafaa Edildiği Tarih : 25.3.1983

Tezi Yöneten Öğretim Üyesi : Prof.Dr.Battal KUŞHAN

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr.İrfan SAYGILI

: Prof.Dr.Mehmet Arif EROL

ESKİŞEHİR 1982

İ Ç İ N D E K İ L E R

	Sayfa
GİRİŞ	1
1.LİTERATÜR ÖZETİ	3
2.TÜRKİYE'DEKİ YERLİ TEMİZLEME ÜNİTELİ HARMAN MAKİNALARI	10
2.1. Yerli olarak imâl edilen harman makinalarının ülke ekonomisindeki yeri	10
2.2. Yerli Harman Makinalarının genel olarak fonksiyonları .	11
2.3. Temizleme üniteli harman makinalarının incelenmesi ...	15
2.4. Türkiye'de imâl edilen harman makinalarının karşılaştırılması	19
2.5. İncelenen makinaların tartışılması	21
3.MATERYÂL	23
3.1. Geliştirilen harman makinasının teknik özellikleri ...	23
3.1.1. Genel ölçüleri	23
3.2. Besleme (Harmanlama) ünitesi	30
3.2.1. Batör mili mukavemet kontrolü	35
3.2.2. Volan	39
3.3. Malama taşıyıcı band (Könveyör)	43
3.4. Temizleme ünitesi	50
3.4.1. Eleme kasası (eleme bloku)	50
3.4.1.1. Delik şekillerine göre elek şekilleri .	54
3.4.1.2. Eleme kafesi eleklerinin kinematiği ...	55
3.4.2. Vantilatör	65
3.4.2.1. Vantilatör konstrüksiyon özellikleri ..	67
3.4.2.2. Vantilatörlerin teorik hesaplanması ...	70
3.4.2.3. Vantilatörlerin karakteristik eğrilerinin mukayesesi	87
3.4.3. Eksantrik	87
3.4.3.1. Genel ölçüleri	87
3.4.3.2. Eksantrikte merkezkaçtan dolayı meydana gelecek titreşimler	96
3.4.3.3. Eksantriğin mukavemet kontrolü	98

	Sayfa
3.4.4. Kesmik (kez) oluğu ve tozluk haznesi ...	100
3.5. Tane çuvallama mekanizması	100
3.6. Transmisyon düzeni	107
3.6.1. Genel değeri	109
3.6.2. Transmisyon düzeninde kullanılan kayışlar ve numaraları	109
3.6.3. Transmisyon millerinde kullanılan yatakların seçimi	109
3.7. Deneme yapılan ikinci harman makinasının teknik değeri	111
3.8. Eleme tavaşı	114
3.9. Aspiratör	117
3.10. Makinanın diğeri aksamı	123
4. METOD	124
4.1. Bitki cinsleri	124
4.2. Batör devir sayısının belirlenmesi	126
4.2.1. Elektrikli takometre	126
4.2.2. Mekanik takometre	130
4.2.3. Dönme hızının bulunması	132
4.3. Makinada besleme hızının ve kapasitesinin belirlenmesi	132
4.4. Batör dönme momentinin belirlenmesi	133
4.4.1. Makinanın harcadığı ortalama gücün bulunması ..	135
4.4.2. Harman makinaları ünitelerinin harcadığı gücün belirlenmesi	137
4.4.3. Makina ünitelerinin randımanının saptanması ..	140
4.6. Elek alanlarının belirlenmesi	149
4.7. Makinaların vantilatör ve aspiratör hava hızlarının ölçülmesi	153
4.7.1. Vantilatör hava hızlarının belirlenmesi ...	153
4.7.2. Pitot tüpü ve hız ölçme yöntemi	155
4.7.3. Hava hızlarının değerlendirilmesi	157
4.8. Elek salınımlarının belirlenmesi	160
4.9. Harman makinalarında izlenen işlem sırası	167
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	
5.1. Deneylerde elde edilen verilerin bilgisayarda değeri- rilmesi	168
	168

	Sayfa
5.2. Sonuçların tartışılması	170
5.2.1. Teknik değerlerin tartışılması	170
5.2.2. Randımanların karşılaştırılması	177
5.2.3. Samandaki tane oranı	179
5.2.4. Temizleme derecesi	181
5.2.4.1. Geliştirilen harman makinasında tane temizleme derecesinin yükseltilmesi	181
5.2.4.2. 2.tip makinada (aspiratörlü), tane temizleme derecesinin yükseltilmesi	182
5.2.5. Bitki cinsinin harman makinası fonksiyonlarına etkisi	184
5.2.6. Diğer harmanlama özellikleri	185
5.3.Öneriler	185
ÖZET	188
ZUSAMMENFASSUNG	191
EKLER	194
REFERANSLAR	211
TEŞEKKÜR	
ÖZGEÇMİŞ	

GİRİŞ

Bir ülkede kalkınma; en genel anlamda ekonomik ve sosyal alanda, üretim kapasitesini artırarak, toplumun refah seviyesi yükseltmektir. Bir anlamda genişleme ve büyüme olarak tarif edilen bu terim gelişmekte olan ülkelerin temel amacını teşkil etmektedir. Tarım sektörü artan dünya nüfusu karşısında gün geçtikçe değer kazanmaktadır. Bundan dolayı yiyecek maddeleri üretiminde teknolojik gelişmelerden yararlanılması zorunludur.

Ülke tarımının makinalaşmasında ithal yoluna gitmek; traktör, motor v.b. gibi universal makinelerin dışında kalan birçok özel yapı arzeden makineler için uygun değildir. Çünkü bu makineler, her ülkede kendi karakterine uygun olarak imâl edilmektedir. Yabancı ülke şartlarına adaptasyonda arazinin topoğrafik durumu, parsel büyüklüğü, iklim şartları, toprak yapısı, insan iş gücü varlığı ve teknik bilgi gibi faktörler rol oynamaktadır.

Ülkemizin coğrafi durumu, tarımsal potansiyeli, üretim biçimi, tarıma elverişli bir yapıdadır. Tarıma dayalı sanayinin kalkınmada önemli bir ekonomi kaynağı olduğu açıktır. Dünya ekonomisinde önemli yeri olan Ortadoğu ülkeleriyle, ekonomik ilişkilerimizi düzenleyebilecek araç tarım sektörüdür. Ülkemiz tarımını bu yönde geliştirip güçlendirmekle, kazanılan döviz ağır sanayide kaynak yapılabilir. Sağlıklı bir tarımsal yapıya kavuşmak, tarıma dayalı sanayi ürünlerinin gelişmesiyle oluşur. Bu yönde en elverişli kaynak, tarım alet ve makineleridir. Onun için ülke yapısına uygun ve ileri teknolojiye dayalı bir tarım sanayii amaçlanmalıdır.

Ekili alanda en büyük pay tahıllara ve tahıllar içerisinde de buğday ve arpa aittir. Hububat üretiminin en önemli safhalarından olan hasatta harman makinelerinin kullanılmasına 1960 yılında Mersin ve Adana illerinde başlanmıştır. 1975 yılında 17647 adet olan sapdöğeri (batöz); 1980 yılında 42247 adede yükselmiştir. Bunun üç katı artışla imâlatına devam edilen savurmalı ve elemeli harman makineleri ise belli bir standardizasyona doğru yönelmesine rağmen, rantabl bir düzeye ulaşamamıştır. Bu nedenle mühendislik açısından, uygulamaya önem verilmesi gereklidir. Çünkü iki yıl sonra yapılan konstrüksiyonel değişiklik, önceki makineyi kullanılmaz hale getirmektedir.

Makinaların harmanlama ünitesinde kullanılan klâsik tip batörlerde tane kırılması, devir sayısı ile doğru ve besleme hızı ile ters orantılıdır. Besleme hızı artırılarak çok ince tabakalar halinde yedirme şekli, uzun bir konveyör ve fazla işçilik gerektirdiği gibi, tane kırılmamasına etkisi olmadığından pratik bir anlam kazanmamıştır. Tanelerin enerjik bir şekilde sınıflandırılması ve fazla eğime lüzum kalmadan elek üzerinde ilerlemeleri, eleklerin enine salınım hareketleriyle mümkündür.

Bu çalışmada, sapdöğerin harman ettiği malamayı temizleme ünitesine, malama taşıyıcı bir band vasıtasıyla nakledecek komple bir makina ile malamayı radyal vantilatörle aspire ederek, materyallerin ağırlığına göre analize tabi tutan ikinci makina tasarlanmıştır. Fonksiyonel olarak farklılıklar arzeden makinelerde harmanlama ünitelerinden çok, temizleme üniteleri üzerinde araştırma yapılmıştır. Makinalarda tane temizleme derecesini yükseltmek ve harmanlama kayıplarını azaltmada, yüksek besleme hızı ve ekonomik güç harcaması hedeflerdir. Buna etki eden, batör-vantilatör dönme sayısı, besleme hızı, elek salınım stroku, hava hızı, elek büyüklükleri ve özellikleri ile temizleme ünitesi besleme şekli tek tek çeşitli alternatiflerle değerlendirmeye sokularak sonuçları belirlenmiştir. Buna göre yeni makinanın harmanlama ekonomikliği ve verimliliyetinin düşük oluşu deney değerlerinin bilgisayarda geliştirilen matematik modellerle yorumlanması yapılarak saptanmıştır.

Çalışma beş kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısım literatür özetidir. İkinci kısım da yerli imâl edilen harman makinalarının teknik ve fonksiyonel özellikleri tanıtılarak karşılaştırılmıştır. Materyal ve metod, üçüncü ve dördüncü kısımlarda anlatılmıştır. Beşinci kısımda sonuç ve öneriler anlatılmıştır. Bundan sonra özet, yabancı dilde özet, ekler ve referanslar yer almıştır.

3. LİTERATÜR ÖZETİ

Ülkemiz genel olarak tarımsal mekanizasyon yönünden henüz ihtiyaca cevap verecek seviyede yükselmemiştir. Bunun sebeplerinin başında yerli sanaimizin yetersizliği düşünülebilir. Yabancı ülkelerden ithal yolu ile tarım sektörünün makina ihtiyacını karşılamak, her zaman mümkün değildir. Çünkü gerek ülkemizin döviz kaynaklarının sınırlı oluşu, gerekse ithal makinalarının fiyatlarının yüksekliği, küçük aile işletmeleri halinde bulunan tarım işletmelerinin satınalma güçleri dışında bulunması, bunu imkânsız kılmaktadır. Diğer taraftan traktör, motor vs.gibi universal makinaların dışında kalan bir çok özel yapı arzeden makinalar, her ülkede kendi tarım karakterine uygun olarak imâl edilmekte olup, bunların dış ülke şartlarına adaptasyonu ekseriya mümkün olmamaktadır. Zira adaptasyonda arazinin topoğrafik durumu, parsel büyüklüğü, iklim şartları, toprak yapısı, insan iş gücü varlığı ve teknik kabiliyet gibi birçok faktörler rol oynamaktadır. Tarımsal mekanizasyonda suni atlamalar önemli dengesizlik doğurabilir (1).

Tarımsal üretim, milli ekonomimiz dolayısıyla gayri safi milli hasıla içinde % 25 ile en büyük paya sahiptir (2).

Türkiye'de ekilen tarla arazisindeki toplam 3.058.905 işletmeden % 70 i buğday, % 30 u arpa yetiştirmektedir (3).

Toplam tarla işletmeleri 16.408.516 (ha) araziye kaplamakta olup, bunun % 57 si buğday; % 18 zi arpa ekili olarak bulunmaktadır (4).

Türkiye'de yıllara göre üretilen buğday, arpa, çavdar ve yulaf miktarları aşağıda verilmiş olup 1981 yılı rekoltesi tahmini, üretimin önemini ortaya koymaktadır (5).

<u>Yıllar</u>	<u>Buğday</u>	<u>Arpa</u>	<u>Çavdar</u>	<u>Yulaf</u>
1978	16 700	4 750	620	370
1979	17 500	5 240	620	370
1980	16 500	5 300	525	305
1981	17 000	5 900	530	327

Rakamlar 1000 ton ile çarpılacaktır.

Kalkınma plânında, traktör dışındaki tarım makinalarının, bu arada özellikle harman makinalarının da ihracatı yapılabileceği açıklanmaktadır. Bu plân döneminde 13,3 milyar TL değerinde tarım makinaları üretim artışı plânlanmıştır.

Tarım makinaları parkının, bugünkü durumunun üstünde bir çağdaşlaşma ve büyümeye kavuşmasının amaçlanması bu konuda araştırma ve geliştirme çalışmalarının yoğunlaştırılması gereğini ortaya koymaktadır (6) .

Sapdöğer harman makinaları, (savurmasız olarak) yıllara göre üretim ve artış oranları ve yüzdeleri aşağıda verilmektedir.

Sapdöğer harman makinası (adet), bir öncesine göre artış yüzdesi (%) (7)

1975	17 647	-
1976	21 338	20,9
1977	29 853	39,9
1978	34 692	16,2
1979	42 247	21,7

1975 yılında 77 milyon 612 bin baş hayvan mevcudunun, 1981 yılında 85 milyon başı bulduğu, ancak hayvan yiyecek artışının buna paralel gelişme gösterdiği bir gerçektir. Bugün ülkemizde 440 bin 325 hektar sahada yem bitkileri zira yapıldığı, bu durumun Türkiye'nin ekilmiş sahası içerisinde %17 oranını tutmaktadır. Bu rakamın %20 ye yakın çıkarılması hedeflenmelidir (8) .

Aslında besin değeri yok denecek kadar az olan, sadece fizyolojik doyu sağlayan saman, yurdumuz hayvancılığının mevcut yem açığı nedeniyle, kaba yem olarak büyük ölçüde kullanılmaktadır (9) .

Yeni bir kullanma amacıyla en uygun olanı bulmak için eskiyi tanımak, eskiyi tanımak için de onu denemek zorunludur. Şimdiye kadar çeşitli makinalar denenmiş ve bunlara ilişkin bazı özellikler saptanmıştır. Sapdöğerlerden üretilen samanın, hayvan yemi olarak değerlendirilebilmesi, bu makinaların tutulmasını hızlandırmakta, fakat bazı imalat ve montaj hataları, sağlanan faydayı sınırlandırmaktadır (10) .

Orta Anadolu Hububat Bölgesinde kullanılan Alet ve Makinaları üzerinde bir araştırma adlı çalışmada, harman alet ve makinalarının tarihçesi literatür kayıtlarına göre incelenmekte, biçer döverlerin gelişme ve çeşitli ülkelerde kullanma durumlarını açıklamaktadır. Bölgede kullanılan en basit harman vasıtaları ile harman makinaları ve biçer döverlerle harman işlemlerini ayrıntılı bir şekilde ortaya koymaktadır. Harman işine etki eden faktörler; batör çevre hızı, sap kitlesinin batörle kontrbatör arasında gördüğü sıkıştırma kuvveti, ekinin özelliği, tanenin nem derecesi, saptane oranı, verim ve biçme yüksekliği, hububatın cinsi ve çeşidi olarak belirlenmektedir. Harman makinaları hakkında görüşleri açıklanırken, saman yapımının aranılacak teknik özelliklerin başında gelmesi gerektiği ifade ile, sapı daha batörde saman yapabilen bir makinanın ideal harman makinası olabileceğini savunmaktadır (11) .

Buğday ve arpa harmanında öküz ve atların tespit edilen işverimleri, tane-saman oranı 1/2,4 civarında olan buğdayda, öküzün harmanlama iş verimi 46,04 kg/bir hakiki saattir. Aynı iş verimleri; 1/1,3 tane-saman oranlı arpada öküzle harmanda 81,43 kg/bir hakiki saat, atla harmanda 143.00 kg/bir hakiki saat olarak belirtilmektedir. Aynı araştırmada, dövenle harmanda kayıpların % 9,8 olduğu belirtilmektedir (12).

K a n a f o j s k i eserinde pervazlı batörlerde, batör ve kontrbatör ayarlarının değişik hububat çeşitlerine göre giriş, orta ve çıkışta kaç (mm) olması gerektiğini ve batör devirlerini deneme, sonuçlarına dayanarak vermektedir. Harman organlarının tiplerini, çalışma prensiplerini ve bunların teorilerini detaylı şekilde açıklamaktadır. $q = \eta \cdot h \cdot l \cdot v \cdot \gamma$ (kg/s) formülü ile batörün verimine etkili olan faktörleri açıklamaktadır.

η -Batör uzunluğu ile batöre sevkedilen materyal genişliği arasındaki katsayı.

l-Batör uzunluğu, m,

h-Batöre yedirilen sap yüksekliği, m

v-Batör kontrbatör arasından geçen materyalin ortalama geçiş hızı, m/sn

γ -Sapların hacim ağırlığı, kg/m³ (13).

Systimatikder Dreschorgane adlı makalede, literatür kayıtlarına göre harman organlarını; teğetsel sistem, aksenal teğetsel sistem, aksenal-teğetsel-radyal sistem ve radyal sistem olarak gruplamaktadır. Araştırmacı sistemlerin çalışma prensiplerini açıklamış ve uygulamada kullanılmış ve kullanılmakta olan 100 den fazla kontrüksiyona sahip batör tiplerini şekillerle tanıtmıştır (14).

E.Ü.Z.F.Ziraat Alet ve Makinaları Kürsüsünde denenen yerli tip harman makinasının ortalama güç sarfiyatının yedirme miktarına bağlı olarak 8,9...22,5 BG arasında değiştiği, harmanlama kayıplarının oldukça düşük düzeylerde olduğu tespit edilmektedir (15).

Treyler ve harman makinaları üzerine bir araştırmada, ortalama 850-950 d/d batör mili devrinde makinanın verimi sap-tane oranı 2,73 olan arpada 2372 kg/h, sap-tane oranı 4,76 olan buğdayda ise 1445 kg/h tir. Buğdayın harmanı sırasında alınan örneklerde ortalama olarak % 8 arpa, % 9 yabancı ot tohumu, % 2,33 saman, % 0,57 toprak, % 1,4 ot kökü, % 1,29 kırık tane oranı tespit edilmiştir (16).

Hububatın merkezkaç kuvveti ile harmanı üzerinde çalışmada, buğday ve benzeri hububatın santrifüj kuvveti ile harman edilebileceği, belirtilmektedir. Bu araştırmacılar dane nem yüzdesine bağlı olmaksızın, merkezkaç kuvvetiyle buğday harmanında, kırık danesiz mahsul elde etmenin mümkün olduğunu belirtmektedirler.

Bu sistemle harman ve dane ayırma işlemlerinin birleştirilebileceğini, ayrıca bir temizleme tertibatına lüzum kalmıyacağını belirtmektedir. Bu metodla harmanda merkezkaç kuvvetinin büyüklüğü tane embriyonuna kötü etki yapabileceği, buna karşılık uygun bir kuvvet tatbiki ile embriyon zedelemesinin elle hasatı daha az olacağı belirtilmektedir (17).

Farklı tip pervazları olan, kapalı, açık ve profil batörlerin, taneler ne şekilde hareket ettirdiği araştırılmakta, batör tipinin tanenin batör-kont batör arasındaki yörüngesini değiştirdiği incelenmekte ve sapın parçalanmasının tesiri de ortaya koyulmaktadır (18).

Yerli yapım sapdöğeri harman makinalarının batör konstrüksiyonunun geliştirilmesi olanaklarının araştırılması amacıyla yapılan çalışmada, proto tip olan yeniden tasarlanan üç ayrı batör parmak konstrüksiyonu ile orijinal parmak tipi ürün işleme kalitesi, ortalama moment, ortalama güç ve özgül enerji tüketimi nünden karşılaştırılmaktadır (19).

Yapılan işin durumuna ve makinada bulunan organlara göre; basit ve vantilatörlü tip, temizleme organlarına göre ise üç grupta incelenen sapdöğeri harman makinalarının organlarından olan batör çapları; 640 - 1000 mm, uzunlukları ise 850 - 1000 mm arasında tespit edilmektedir. Batör üzerindeki parmak sayısı 22-30 arasında olup mile 4 sıra halinde kaynatılmaktadır. Delikli saçın delik çapları ise 14 - 18,5 mm arasında değişimler gösterdiği anlatılmaktadır. Yapılan çalışmada 5 adet yerli yapısı basit tip sap döveri, 5 adet savurmalı (vantilatörlü) döğeri ve 5 adet de vantilatöre ek olarak elek ve triyör gibi temizleme organlarına sahip elemeli ve triyörlü sap döveri harman makinası materyal olarak seçilmiştir. Araştırmacı batör parmak uçları ile delikli plaka arasındaki uzaklıkları 18-25 mm arasında hesaplamıştır. Bu değerler değişmemekte olup sabittir. Batör parmaklarının çevre hızları ise 33,47 - 56,64 m/s arasında değişmektedir.

Makinaların iş verimlerini, başaklı sap olarak 1058 - 3000 kg-materyal/ saat arasında ve ortalama olarak 18,46 kg-materyal/h, tane olarak ise 410-760 kg-tane/h ve ortalama olarak ise 410 - 760 kg-tane/h ve ortalama olarakta 558 kg-tane/h olarak bulmaktadır. Elde edilen denemelerdeki kırık tane oranı % 4,38 e, yabancı madde miktarı % 3,35 a kadar çıkmaktadır. Temiz tane oranı ise % 98,50 ye yükselmektedir (20).

Yedirme yönü, batör besleme noktasının yeri ve pervaz dizilişlerinin harmanlamaya etkisini araştırmakta olan Baadere göre:

1- Harmanlama olayında etkili olan, pervazlar arasındaki boşluk değil pervazların formudur.

2- Çevre hızının düşük olduğu batörlerde parmaklar arası mesafe az olması matematikî olarak hesaplanmaktadır.

3- Radyal beslemede kısa saman miktarı ve güç miktarı artarak, kapasite azalmaktadır.

4- Teğetsel yedirmede batörün yüklenmesi farklılık göstermektedir.

5- Batör miline dik yedirme daha uygun bir yedirme şeklidir.

6- Besleme noktası yerinin batör mili ekseninden, batör yarıçapının yarısı kadar aşağıda olması daha homojen bir yedirme sağlamaktadır.

Aynı araştırmacı batör çapının, kontrbatörden tane ayırımına etkisini incelemiş olup, küçük batör çaplarının avantajları üzerine önerileri şunlardır:

1- Harmanlama daha iyidir.

2- Tane ayırımı daha iyidir.

3- Materyalin içeriye alınımı daha iyidir.

Büyük batör çaplarının avantajları üzerine önerileri ise:

1- Aynı sarılma açısında kontrbatör alanı daha fazladır.

2- Kısa saman azdır.

3- Atalet daha fazladır.

4- Sarılma imkânını daha azalmakta olduğu iddia edilmektedir (21).

Brenner de araştırmasında:

1- Güç sarfiyatı, tane miktarıyla değil, sap miktarıyla artmaktadır.

2- Yedirme miktarına paralel olarak güç sarfiyatı artmaktadır.

3- Parmaklı batörlerin yuttuğu güç pervazlı batörlerden fazladır.

4- Besleme hızı, pervazlı batörlerde, parmaklı batörlere nazaran daha fazla güç sarfiyatına sebep olmaktadır.

5- Demet halinde besleme, band halinde beslemeye göre daha fazla güç eğrisi artmasına sebep olmakla beraber, ortalama güç aynıdır.

6- Demet halinde beslemede, demet dağıtılmasına da güç harcanmaktadır.

7- Sabit harman makinalarında batör çapı istenildiği şekilde değiştirilebilir. Büyük batörlerin boştaki güç tüketimi daha fazladır. Fakat harmanlamada tüketilen güç aynıdır. Büyük batörler aşırı yüklemelere daha az duyarlıdır.

8- Harmanlamalarda devir sayısı yanında hububat cinsinin de kaliteye etkisi olmaktadır.

9- Darbeli yüklemelerde kapalı batör açık batöre nazaran daha fazla dayanıklıdır (22).

Biçer döğme batörü dönme momenti ve güç faktörü üzerine görüşlerini belirten Dolling'e göre:

1- Batör dönme momentine etkili faktörler; hububatın özelliği, konstrüksiyon özellikler ve hasat tekniğine bağlanmaktadır.

2- Güç tüketimi sap-tane oranının büyümesiyle orantılı olup, enine yedime ile bu artış azalmaktadır.

3- Toplam güç ihtiyacındaki dalgalanmalar sadece batör tarafından meydana getirilmektedir.

4- 5 sn.lık sürede ortalama 100 BG lük kabülde batörün yuttuğu güç, hub bata bağlı olarak 0 - 200 arasında değişmektedir (23).

Yeşil kısımlar ihtiva eden hububat hasadında, harmanlama kayıpları ve hasat makinaların güç ihtiyaçları araştırılmaktadır. Yeşil kısımlar ihtiva eden hububatın harmanında, kuru mahsul harmanına nazaran, kayıpların 8 kata, güç ihtiyacının ise 5 kata kadar arttığı görülmektedir. Ayrıca yeşil kısımların var oluş halinde, harman esnasında tanelerin ortamdan aldıkları su ile tane nem oranlarının % 4 ile % 6 arttığı tespit olunmaktadır (24).

Çok batörle döğme düzenlerinde, uygun batör çevre hızı seçilmesi halinde döğme için gerekli güç, tek batörlü döğme düzenlerine kıyasla % 25 daha yüksek olmaktadır. Aynı araştırmada 12 kg/s'ye kadarki döğme kapasitelerinde tek batörlü döğme düzenlerinin çok batörlülere kıyasla, daha başarılı kullanılacağı ve çok batörlü döğme düzenlerine ihtiyaç olmayacağı belirtilmektedir (25).

Türkiyede imâl edilmekte olan yerli tip harman makinalarını kapsayan übelirgin tipin çeşitli kontrollu şartlar altında özelliklerinin incelenmesinde yerli tip harman makinalarında besleme hızının artmasıyla yutulan ortalama güte artmaktadır. 800,900 ve 1000 d/d batör devrinde ve 780 mm çapında güç eğerleri birbirine paralel olmaktadır (26).

Çeşitli biçer döver harman makinaları konstrüksiyonlarının eleştirilmesinde, son 100 yıl içerisinde köklü bir değişiklik yapılmayıp, sistem olarak ki halini korumaktadır. Bunlarda temizleme ünitesi dört grupta toplanmaktadır.

1- Rüzgar basmalı (vantilatörlü) temizleyici

2- Emici basınç etkili (aspiratörlü) temizleyici

3- Kaskat elek ayırıcısı

4- Emici ve basınçlı (aspiratörlü ve vantilatörlü) rüzgar temizleyici

Son yıllarda yapılan çalışmalar sistemlerin geliştirilmesinden başka bir şey olmadığı iddia edilmektedir (27).

Temizleme sistemleri üzerinde araştırma yapan Reed, harmanlama sırasında, sap, saman ve tane karışımı batörden, materyal yürütücüleri üzerine bırakılır. Bu karışım, harman makinasının arka tarafına doğru yürütücüleriyle sallanarak taşındığı ve harmanlanmış hububat sapından ayrıldığı gözlem neticesinde ortaya çıkarılmaktadır. Küçük hız oranlarında tanenin saptan ayrılması, sap yürütücülerinin sonuna varmadan önce tamamlanmaktadır. Yüksek hız oranlarında ayrılma işlemi, sapın o noktaya varışı zamanında tamamlanamayıp, kayıplar meydana gelmektedir.

Temizleyici elekler boyunca hububat kaybı:

- 1- Elek ayarına,
- 2- Hava akımının hacim ve yönüne,
- 3- Ürün şartlarına,
- 4- Besleme hızına bağlı olduğu ifade olunmaktadır.

Ayrıca hububat taneleri, sap-saman-hububat karışımı, temizleyici eleği terkederken, makinanın en yakınına düşmeye eğilim göstermektedir. Çok yüksek hava akışı ile de hububat dışarıya üflenmektedir. Burada şartlara uygun bir dedektörle kayıp hızı ölçülmektedir.

Reed ayrıca tane kayıplarını ses yansıtıcılarıyla da ölçmeye muvaffak olmaktadır. Ses yansıtıcıları saniyede 40 hububat tanesi etkisine kadar izlemeye imkân tanımaktadır. Sistem, harman makinası motoru ve diğer hareketli parçaların meydana getirdiği herhangi bir mekaniksel titreşimlere veya gürültülere karşı etki göstermeyecek şekildedir. Böylece tane kayıp monitörleriyle, konkav temizleme, silindir hızı, saman elek açıklıkları, hava akış hacmi ve yönü gibi değişik ayarlamaların etkisi gösterilmektedir. Monitör, operatöre ürün şartları ne olursa olsun besleme hızını uygun bir seviyeye ayarlama imkânı vermektedir (28).

Elekler üzerindeki incelemelerinde, enine salınım yapan elek üzerinde taneler daha fazla oynadığını ileri süren Mutaft, bu hareketle tanelerin daha iyi temizlendiğini iddia etmektedir. Tanelerin enerjik bir şekilde sınıflandırılması ve fazla eğime ihtiyaç göstermeden elek üzerinde ilerlemeleri için eleklerin enine salınım hareketlerinin lüzumunu ortaya koymaktadır (29).

Herhangi bir elekte tam olarak tohumluk karışımının ayrılmasına etki eden faktörler:

- 1- Eleğin yüklenmesi
- 2- Tanelerin elek üzerinde hareket tarzı
- 3- Eleğin eğim açısı
- 4- Deliklerin diziliş tarzı
- 5- Eleğin aktif alan oranı olarak izah edilmektedir (30).

2. TÜRKİYE'DEKİ YERLİ TEMİZLEME ÜNİTELİ HARMAN MAKİNALARI

2.1. Yerli olarak imâl edilen harman makinalarının ülke ekonomisindeki yeri:

Ülkemiz, dünyada kalkınmakta olan ülkeler arasında bulunmaktadır. Bununla beraber kalkınması için en önemli faktör bu şartlarda tarım ve hayvancılık olup, bunu modern teknolojinin ışığı altında geliştirme hamlesinde bulunmaktadır.

İklim yönünden 6 ay yaz ve 6 ay da elverişsiz mevsimlerle birlikte kış iklimine maruz kalan ülkemizde hayvancılık faktörü bu haliyle büyük ölçüde etkilenmektedir. Batı, güney ve güney-doğu bölgelerimiz dışında kalan bölgelerin ekseriyeti dahil olmak üzere arazinin toplam tarla işletmelerinin % 73' ünü sadece buğday işgal etmektedir. Dolayısıyla buğday, ülkemizin ekmek ihtiyacı için üretilirken, onun sapının döğülmesiyle elde edilen saman da hayvanlarımızın başlıca yiyecek maddesini teşkil etmektedir. İklim şartlarının da etkisiyle, çoğu zamanlar saman fiyatlarının buğday fiyatları paraleline yükseldiği bir gerçek olarak görülmektedir.

Ülkemizin coğrafî yapısını da göz önünde bulundurduğumuzda, ekili arazilerin engebeli olmasıyla birlikte modern teknoloji, tarım sahasındaki talebe birçok fonksiyonların altında cevap veremeyince arazide de beklenen verim elde edilememiştir. Tarım sektörünün beklenen yerini bulamaması, ekonomik yönden de ülkemizde atıl bir kapasite oluşturmaktadır.

Bugün bazı bölgelerimizde, tarla işlemede karasaban, hasadın da harmanında, tırpan ve döven halen eski yerini korumaktadır. Bu şartlara göre işlenen arazi özelliğinde bir gelişme olmamaktadır. Ancak son zamanlarda döviz sıkıntısının açmış olduğu boşluğu, ziraat makinaları dalında yerli sanayii doldurmaya başlamıştır. Böylece arazi şartlarına elverişli, ekonomik ve bün-yemize uygun makinaların üretimi zaman geçtikçe gelişmekte ve ihtiyaca cevap verebildiği gibi bazılarının ihracatı da plânlanmaktadır.

Saman, bir hayvan yiyeceği ve kâğıtçılık sanayii hammaddesi olarak kullanılmaktadır. Ekili arazinin, biçer-döğer çalışma şartlarına uygun olmadığı yerlerde, tırpan, orak makinaları ve biçer bağlarla yapılmaktadır. Biçilen saplar ise harman makinalarıyla harman edilmektedir.

Harman makinalarından sapdöğerler Kıbrıs'tan ülkemize gelen bir taşkırmak makinasından faydalanılarak geliştirilmiştir. Önceleri kara batöz tabir edilen ve savurmasız olarak imâl edilmiştir. Harman makinaları, 1976 yılında % 39,9, 1979 yılında ise % 21 artış göstererek 42 247 adede yükselmiştir. Oysa 1973 yılında ülkemizdeki biçer döver sayısı 10 000 civarında olup, 1979 da 35 000 'i bulduğu tahmin edilmektedir. Dolayısıyla biçer-döğerlere karşılık sapdöğer harman makinaları artış yüzdesi çok daha fazla olmaktadır.

Biçer döğerler, hasatla harmanlama işlemini aynı anda yaparak, muhtemel mevsim tehlikelerini asgarî düzeye indirmektedirler. Dolayısıyla saman ihtiyacı olmayan ve arazi durumu düzgün olan bölgelerde biçer-döverler gezerek bir iki ay devamlı çalışabildiği gibi, harmanlama tane verimini de yükseltmektedir. Buna karşılık saman ihtiyacı olan bölgelerde arazi elverişli de olsa biçer döğerlere iş verilmemesi, harman makinalarının önemini bir kere daha ortaya koymaktadır.

Ayrıca işsizliğin mevcut olduğu ülkemizde sanayileşme, özellikle tarım ve hayvancılık sektöründe teknolojinin yerini bulması işsizliği daha da büyük boyutlara çıkarmaktadır. A.B.D.de yapılan araştırmada (31), tarımda çalışan nüfusun toplam nüfusa oranı zamanla azalarak 1960'ta % 8,7 iken, 1970'te % 4,8'e ve 1973'te % 4,5 e indiğini tespit etmektedir.

Uygulamalarda harman makinaları ekseriyetle traktör kasnağıyla tahrik edilmektedir. Bu da faydalanılmayan traktör gücünü artırmaktadır. Jones'e göre (32), traktörlerin yıllık kullanma zamanının iki katına çıkarılmasıyla (500 saatten 1000 saate) 15 - 22 kw güçte bir traktörün saat ücreti ise % 26,6 oranında azalmaktadır.

2.2.Yerli harman makinalarının genel olarak fonksiyonları:

Yerli harman makinalarını üç kısımda düşünmek mümkündür:

1. Batöz (Harmanlama ünitesi, sapdöğer):

Esas olarak batör, kontrbatör ve şasi diye üç kısma ayrılabilir. Batör; mil veya tambur üzerine, düz veya spiral sıra halinde parmakların kaynak edilmesinden meydana gelmiştir. Mil kesiti kare veya daire şeklinde olabilmektedir. Üzerindeki parmaklar, dikdörtgen şeklinde düz lama profil veya pervazlı olarak dizayn yapılmaktadır. Batör, iki başından yataklanarak balanslanmakta ve içinde döndüğü delikli plaka ile (kontrbatör) bir şaseye monte edilmektedir.

Batör miline bağlanan kasnak, dışarıdan bir güç kaynağı ile tahrik edilmektedir. Besleme ağzından, batör parmaklarıyla kontrbatör arasına gelen başaklı sapların, başaklarından taneleri ayrılırken, saplar da istenilen boyda, (batör parmaklarıyla kontrbatör aralığı ayarlanarak) saman haline getirilmektedir.

2. Elemeli ve savurmalı Batöz (Temizleme Üniteli harman makinası):

Bu makinada, birincisine ilâve olarak, malama haline gelen saman ve tane karışımını birbirinden ayıran eleme ve savurma kısımları bulunmaktadır. Temizleme ünitesi;

a. Eleme düzeni (elekler):

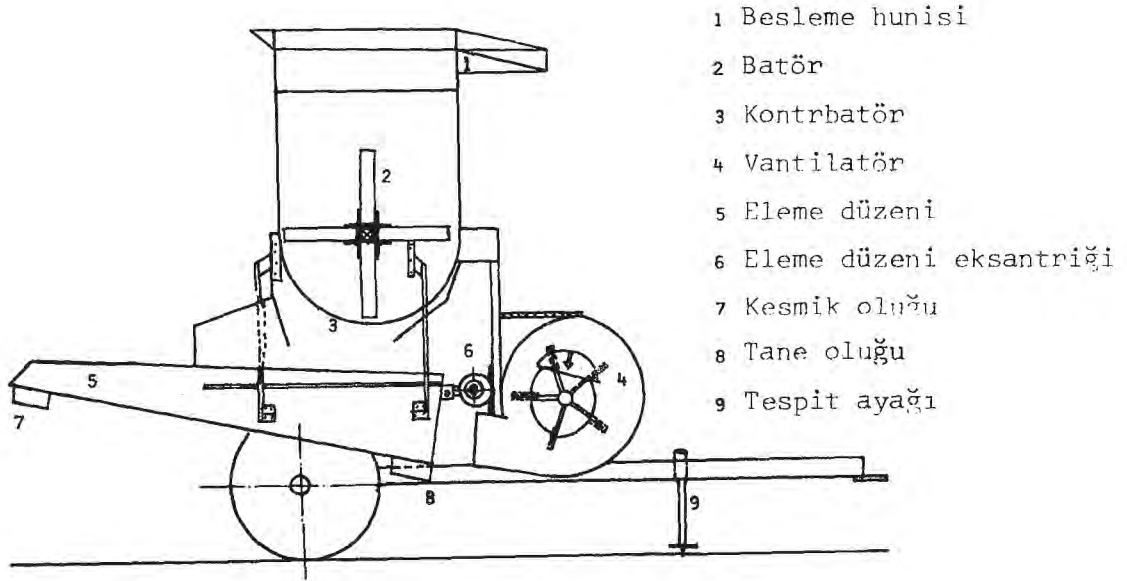
Kontrbatörden çıkan malama enine veya boyuna, bir eksantrik tarafından sallanım yapılan elekler üzerine gelmektedir. Eksantrik hareketini batör milinden almaktadır. Elekler dört tarafından hareketli mafsallarla şaseye tutturulmuştur. Sallanma yönüne dik doğrultulardaki sarsıntılar, desteklerle giderilmektedir. Kullanılan elekler, çeşitli şekillerde delikli saç elekler olduğu gibi, tel örgü elekler de olmaktadır.

b. Savurma düzeni (Vantilatör veya aspiratör):

Savurma, makina tipine göre bir vantilatör tarafından hava üflenerek veya materyal emilerek yapılmaktadır. Bu fonksiyonlara göre vantilatörlü veya aspiratörlü savurma sistemi olarak isimlendirilmektedir. Vantilatör, bir mil üzerine monte edilen kanatların bulunduğu çarkın, salyangoz muhafazaya yataklanmasıyla meydana gelmektedir. Çarkın kanat sırası ve sayısı makinanın özelliğine göre değişmektedir. Çark hareketini batör milinden bir kayış vasıtasıyla almaktadır. Radyal tipi vantilatörde hava, merkezden emilip, çevreden dışarıya basılmaktadır. Radyal tipli aspiratörde ise, merkezden emilen hava girişi eleme düzeni üzerine açılmaktadır. Dolayısı ile kanatlar, hem aspirasyon yapıp hem de materyal taşımaktadır.

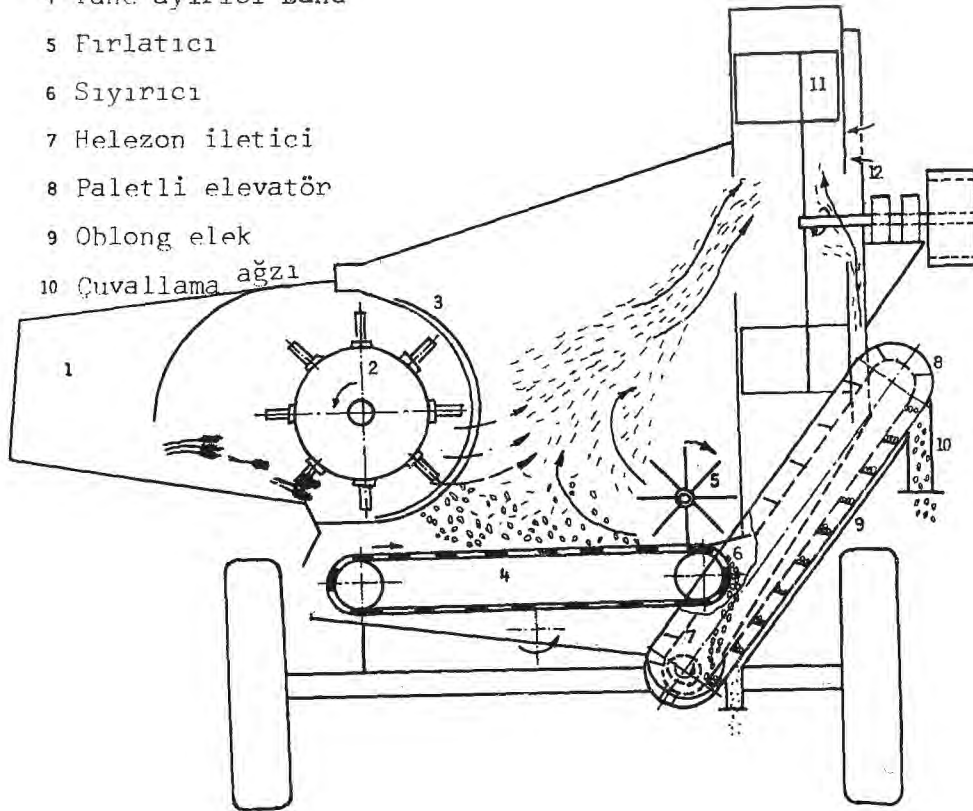
Bu makinaların fonksiyonlarına gelince; birincide batözden elek üzerine gelen malama içindeki tane sarsıntı ve ağırlığı yardımıyla samandan ayrılarak tane oluşuna gönderilmektedir. Vantilatör tarafından üflenene hava da samanı elek üzerinden makinanın dışarısına atmaktadır. Şekil:21/a. İkinci tip olan aspiratörlülerde ise, batözden eleme tavası üzerine gelen malama içerisindeki tane, ağırlığından dolayı eleme tavası üzerinde eğim doğrultusunda ilerlerken, samanları aspire edilerek taneden ayrılmaktadır. Ayrılan saman makinanın dışına fırlatılmaktadır. Şekil:3.46.

a.



b.

- | | |
|---------------------|----------------------|
| 1 Yedirme ağızı | 11 Aspiratör |
| 2 Batör | 12 Hava ayar klepesi |
| 3 Kontrbatör | |
| 4 Tane ayırıcı band | |
| 5 Fırlatıcı | |
| 6 Sıyırıcı | |
| 7 Helezon iletilici | |
| 8 Paletli elevatör | |
| 9 Oblong elek | |
| 10 Çuvallama ağızı | |



Şekil 2.1. Savurmalı ve bandlı kapalı tip harman makinaları (Evcim, s.225,1977)

c. Diğer harman makinaları (Özel konstrüksiyonlu makinalar):

Ülkemizde imâl edilen yerli tip harman makinalarının çoğunluğu aynı sistem üzerine imâl edildiği halde bazı değişik konstrüksiyonlara da rastlanmaktadır

Yerli tip olmayan harman vasıtalarından olan "Turner Harman makinası", parmaklı batörler grubundandır. Fakat parmaklarının oynak oluşuyla onlardan ayrılmaktadır. Bu harman makinasının Doğu Anadolu tahıl bölgesinde iyi sonuç vermediği görülmektedir (11).

Bantlı Kapalı tip harman makinası diye isimlendirilen ve ülkemizde kullanma sahası bulamayan başka bir sistemde, uzunluğu ayarlanabilir bir kardan mili vasıtasıyla tahrik edilen makinadır. Hareket ana tahrik kasnağından batör miline düz bir kayışla iletilmektedir. Ana tahrik kasnağı milinin geri ucunda, yardımcı organları tahrik eden kasnakla, zincir dişlisi bulunmaktadır. Düz kasnağın hareketi, düz kayışla 90° dönerek aspiratör miline paralel, aynı yükseklikte olan transmisyon miline iletilmektedir. Düz kasnak miline bağlı diğer bir kasnaktan, 90° dönerek fırlatıcı mili tahrik edilmektedir. Uç kısmında yer alan kasnak da aspiratör milini döndürmektedir. Ana tahrik mili üzerindeki zincir dişlisi ise ayırıcı bandın tamburunu, helezon taşıyıcı ve tane elevatörünü tahrik etmektedir. Helezon taşıyıcı mili üzerindeki zincir dişlisi kavraması, taşıyıcının tıkanması halinde, iletici, elevatör ve bandı durdurarak emniyet sağlamaktadır.

Makinada, besleme ağzı yerden 1 metre yüksekte olup, ayarlanabilir yapıya sahiptir. Bu yükseklikten dolayı besleme, elle de yapılmaktadır. Materyalin batör ve kontrbatör arasına girmesine aspiratör, emişiyle yardım etmektedir.

Batör, tambur üzerine lama demir kaynatılarak yapılmaktadır. Bu lama demirler üzerinde açılan deliklere yuvarlak parmaklar, somunlarla monte edilerek batör meydana gelmektedir. Parmakların uzunlukları 80 mm, aralarındaki mesafe 85 mm ve 88 adet parmak bulunmaktadır.

Kontrbatör bir kaynak konstrüksiyonu olup, çelik şeritlerin ondülâli şekillerinin çukur ve tepe noktalar karşılıklı gelmek şartıyla, dar yüzeylerinden birbiri üzerine bindirilerek kademeli bir şekilde kaynatılarak yapılmaktadır. Delikler batör dönme yönüne ters istikâmettedir.

Fonksiyonel olarak; malama kauçuk band üzerine düşerken samanın bir kısmı aspiratör tarafından emilmektedir. Ayrıca band santraç şeklinde dizilmiş yuvalarla donatılmıştır. Band üzerine dökülen taneler bu yuvalara yerleşmektedir. Sap, saman ve kesmik gibi materyalin tamamı veya bir kısmı band üzerinde kalmaktadır.

Dönerek hareket eden bu materyalin helezon taşıyıcıya geçmesi sıyırıcı tarafından önlenmektedir. Sıyırıcı önünde biriken materyal, aspiratörün tesir bölgesine, dönen fırlatıcı pervane tarafından atılmaktadır. Dönen band yuvalarındaki taneler ise ağırlıklarından dolayı hezonda taşıyıcı da toplanmaktadır. Sıyırıcının ağızı döner bandı kesmeyecek şekilde yapılmıştır. Band üzerindeki tane hafif olan yabancı materyali de hava akımı ile uzaklaştıran fırlatıcı, band hareketinin ters yönünde dönmektedir. Şekil 2.1/b

Makinadaki helozon taşıyıcı taneyi elevatöre getirmektedir. Elevatörün eğimli olan alt plakası oblong delikli olup tane yukarıya doğru sıyırılarak taşınırken, ince toz ve yabancı maddeler burada da temizlenmektedir. Paletler üzerinde kalan temizlenmiş tane çuallamaya gelmektedir.

İki tarafında daire kesitli iki giriş ağızı olan radyal vantilatör, diksin iki tarafına monte edilmiş kanatlardan ibarettir. Kanatlar merkezden çevreye doğru genişlemekte olup, diks ile flanşla tutturulmaktadır (9).

İncelenen harman makinalarının hemen hepsi bir şasi üzerine monte edilerek, iki tekerlek vasıtasıyla taşınmaktadır. Tekerlek ölçüleri 600x16 ebadında havalı lâstik tekerlektir. İçerisi dolu olan küçük boyda tekerleklerde kullanılmaktadır. Nakliye esnasında traktör kullanılmakta olup, sabit veya çıkarılabilir bir ok tarafından çekilmektedir. Harman makinasının bütün elemanları bu şasi üzerinde rahatlıkla taşınmaktadır.

2.3. Temizleme üniteli harman makinalarının incelenmesi:

Türkiye'de imâl edilen başlıca harman makinaları özellikle incelendiğinde, bunların % 99'u vantilatörlü emişli tip temizleme üniteli harman makinaları olduğu görülmektedir. Bu makinalardan tanınmış olanların deneme raporları, rapor yapan kuruluşlar veya firmalar tarafından temin edilerek değerleri aşağıda çıkarılmıştır.

Deneme Materyali	G e n e l Ölçüleri			Ağırlık (kg)	Besleme ağzı yerden yüks.
	Uzunluk (mm)	Genişlik (mm)	Yükseklik (mm)		
1- Akbel(Konya)	3700	1985	2000	1250	1730
2- Altınova(Adana)	4100	1700	2280	1000	1965
3- Emek(Ankara)	4300	1970	2530	1410	2100
4- Ertuğrullar(Burdur)	4310	2120	2420	1885	1945
5- Dalkıran(Kalecik)	4000	1840	2160	1120	1910
6- Güvenal(Balıkesir)	3840	2160	2150	1375	1750
7- Özyatağanlı(Konya)	3900	1920	2450	890	2000
8- Özdamar	4090	1800	2390	1000	1970
9- R.Kavruk	2250	1400	2000	460	1700
10- M.Pekbay	3750	1790	2580	986	2150
11- T.Z.D.K.(Adapazarı)	3980	1780	2600	1300	2200
12- Yıldırım	4800	1900	2500	1240	2150

Tablo:2.1. İncelenen temizleme üniteli harman makinalarının genel ölçüleri.

Deneme Materyali	Batör tipi	Batör çapı (mm)	Ortalama ba- tör devri d/d	Batör par- makları çev- re hızı (m/s)	Parmak uçları ile k.ba- tör arası uz.(mm)
1- Akbel	Açık tip	780	1039	42,40	40
2- Altınova	parmaklı	770	1000	40,29	15
3- Emek	"	770	900	36,24	40
4- Ertuğrullar	"	750	1020	40,03	40
5- Dalkıran	"	780	926	37,79	45
6- Güvenal	"	615	1100	35,40	15
7- Özyatağanlı	"	920	1050	50,52	40
8- Özdamar	"	750	1230	48,24	30
9- R.Kavruk	"	640	1000	33,47	18
10- M.Peybak	"	845	910	40,21	27
11- T.Z.D.K.	"	780	950	38,77	45
12- Yıldırım	"	700	1040	38,07	30

Tablo:2.2. İncelenen harman makinalarının harmanlama ünitesi değerleri.

Deneme Materyali	Batör genişliği	Batör parmak sayısı	Kontrbatör boyutları	Kontrbatör delik çapı (mm)	İlk elek genişl.
1.Akbel	1200	24 (4x6)	1200x1585	16	970
2.Altınova	980	24 (4x6)	1000x1200	15	960
3.Emek	1000	24	1000x1335	16	940
4.Ertuğrullar	1190	54 (6x9)	1200x1350	16	1165
5.Dalkıran	880	24 (4x6)	880x1365	15	970
6.Güvenal	1200	42	1200x1020	15	1200
7.Özyatağanlı	1000	24	1000x1570	16	1000
8.Özdamar	1000	22	1000x1271	18,5	960
9.R.Kavruk	850	24	850x1061	16	800
10.M.Peybak	880	22	880x1413	19	820
11.T.Z.D.K.	1000	-	1000x1350	15	980
12.Yıldırım	1000	26	1000x1195	16	930

Tablo:2.3. İncelenen harman makinalarının harmanlama Ünitesi ve elek ilişkileri

Deneme Materyali	Ü s t e l e k				A l t e l e k			
	Tipi	Uzunluğu (mm)	Genişliği (mm)	Eğim	Tipi	Uzunluğu (mm)	Genişliği (mm)	Eğim
1.Akbel	Y.D	910	1160	6,8	Y.D	370	1160	6,8
2.Altınova	Y.D	960	960	K.A	Y.D	460	960	K.A
3.Emek	KD-Tel	2500	940	4	KD-Tel	2500	940	11
4.Ertuğrullar	Oblong	1450	1165	K.A	Y.D	413	1165	K.A
5.Dalkıran	Y.D	1200	970	2,5	Y.D	965	970	2,5
6.Güvenal	Y.D	920	1200	K.A	Y.D	520	1200	K.A
7.Özyatağanlı	Y.D	1980	1000	-	Oblong	1900	920	-
8.Özdamar	Y.D	1100	960	K.A	Y.D	450	960	K.A
9.R.Kavruk	Y.D	520	800	-	Y.D	225	800	-
10.M.Peybak	Y.D	900	820	K.A	Y.D	500	800	K.A
11.T.Z.D.K.	Y.D.	1800	980	K.A	Y.D	1500	980	K.A
12.Yıldırım	Y.D.	1870	930	K.A	Y.D	1790	930	K.A

Y.D: Yuvarlak delikli, KD-Tel: Kare delikli tel, K.A: Kabili ayar

Tablo:2.4. Deneme materyallerinin elek ölçüleri.

Vantilatör (Aspiratör)

Deneme Materyali	Devir sayısı (d/d)	Genişliği (mm)	Kanat sayısı (adet)	Çapı (mm)	Tipi
1- Akbel	950	260	9	650	Radyal
2- Altınova	810	490	5	660	"
3- Emek	1000	1000	5	480	"
4- Ertuğrullar	1060	585	7	520	"
5- Dalkıran	1100	440	4	500	"
6- Güvenal	880	450	10	720	"
7- Özyatağanlı	410	930	5	550	"
8- Yıldırım	380	600	5	650	"

Tablo:25. Seçilen materyallerin vantilatör (aspiratör) ölçüleri.

Makinaların maksimum işverimi Elde edilen tane analizi

Deneme Materyali	tane-saman oranı	kg.mat/h	kg.tane/h	Nemlilik derecesi (%)	Kırık (%)	Yab. md. (%)	Temiz. derece. (%)
1- Akbel	1/2,24	1404	504	10	2,02	0,90	97,08
2- Altınova	1/2,0	1670	750	-	1,6	-	89,9
3- Emek	-	1250	460	-	0,70	1,70	97,60
4- Ertuğrullar	1/1,6	2300	1404	-	0,3	2,0	97,7
5- Dalkıran	1/2,32	730	310	11	0,82	0,3	98,5
6- Güvenal	1/1,38	1800	1340	9,8	-	0,83	97,6
7- Özyatağanlı	-	1500	564	-	1,20	0,30	98,50
8- R.Kavruk	-	1800	-	-	-	-	-
9- M.Peybak	-	2073	-	-	1,28	3,35	93,37
10- T.Z.D.K.	-	900	-	-	-	-	-
11- Yıldırım	-	1250	460	-	0,70	1,70	97,60
12- Özdamar	-	1800	508	-	0,50	2,00	97,50

Tablo2.6.Harman makinalarının iş kapasiteleri ve kaliteleri.

2.4. Türkiyede imâl edilen harman makinalarının karşılaştırılması:

Yerli imâl edilen savurmalı harman makinaları genellikle 100'lük ve 120'lik diye batör genişliklerine göre sınıflandırılmaktadır. Buna rağmen bu ölçülere uymayan makinalara da rastlanmaktadır. İnceleme yapmış olduğumuz makinalarda uzunluk; 2250 mm den 4800 mm ye kadar değişmekte olup ortalama değer 3918 mm, genişlik 1400 mm den 2160 mm ye kadar değişmekte olup ortalama değer 1901 mm olarak bulunmaktadır. Tablo2.1.den ortalama ağırlık 1159 kg, ortalama yükseklik 2388 mm ve ortalama besleme ağzı yüksekliği ise 1964 mm olarak bulunmaktadır. R.Kavruk dışındaki diğer makinaların ölçüleri arasında normal bir ilişki bulunmakta olup, ortalama uzunluk 4070 mm, ortalama genişlik 1946 mm, ortalama yükseklik 2433 mm, ortalama besleme ağzı yüksekliği 1988 mm ve ortalama ağırlık ise 1222 kg olarak hesaplanmaktadır.

İncelenen harman makinalarının harmanlama düzenleri Tablo:2.2 de görüldüğü gibi hepsinin batörleri açık tip olup, parmaklı veya pervazlı olarak imâl edilmektedir. En büyük batör çapı 950 mm, ortalama batör çapı 772 mm, ortalama batör devri 1022 d/d, ortalama batör çevre hızı 41,3 m/s ve batör parmak uçları ile kontrbatör arasındaki ortalama uzunluk ise 32 mm olarak ortaya çıkmaktadır.

Aynı makinalarda tablo2.3.de görüleceği gibi 1200 mm ve 1000 mm batör genişliklerinden, 850 mm'ye kadar küçülmekte olup, ortalama batör genişliği 1015 mm olmaktadır. Batör genişlikleriyle eleme düzenindeki ilk elek genişlikleri arasında % 12 lik ortalama bir küçülme mevcuttur. Ortalama ilk elek genişliği ise 894 mm olmaktadır. Bunun yanında batör genişlikleriyle ilk elek genişlikleri aynı olan makinalara da rastlanmaktadır.

Batör parmak sayıları 4 taraflı, çapraz sıralı 22 adet; 4 taraflı, düz sıralı 24 adet ve tambur üzerine 6 sıra, toplam 54 parmak arasında değişmekte olup, ortalama parmak sayısı 26 civarındadır. Bunun yanında kontrbatör genişlikleriyle batör genişlikleri arasında oran hepsinde 1 değerinde olup, kontrbatör delik çapları ortalama 16 mm dolayındadır.

Deneme materyallerinin elek ölçülerini incelediğimizde Tablo2.4, tip olarak ekserisinde yuvarlak delikli karışık sıralı veya yuvarlak delikli altıgen köşeli elekler kullanılmaktadır. Bunun yanında kare delikli tel ve oblong delikli saç eleklerle de rastlanmaktadır. Bu makinalar da üst elek (1.elek), alt elek (2.elek), bazılarında da 3.elek kullanılmaktadır. En uzun üst elek 2500 mm, en geniş üst elek ise 1200 mm dir. Alt eleklerden en uzun 2500 mm ve en geniş ise 1200 mm olarak tespit edilmektedir. Ekseri makinaların elekleri eğimli veya eğim verme ayarlı olarak imâl edilmekte olup en küçük eğim açısı $2,5^{\circ}$ ve en büyük eğim açısı ise 11° olmaktadır.

Tablo 2.5.de, incelenen makinaların vantilatör (aspiratör) ölçüleri görülmektedir. Buna göre kullanılan vantilatörlerin hepsi de radyal vantilatördür. Kanat sayıları 5 ile 10 adet arasında değişmektedir. Ortalama kanat sayısı 6 civarındadır. Bu vantilatörlerin ortalama devir sayıları 823 d/d olup, en büyük devir sayısı 1100 d/d dır. Ortalama çark çapı 591 mm ve ortalama salyangoz genişliği ise 593 mm olarak imâl edilmektedir.

Harman makinalarının iş kapasiteleri incelenecek olursa, saatte işlenen materyal 2300 kg ilâ 730 kg arasında değişmektedir. 2300 kg materyal işleyen makinanın batör genişliği 1190 mm, kontrbatör ebadları $1200 \times 1350 \text{ mm}^2$, batör çapı 750 mm, batör parmak sayısı 54 ve batör devri ise 1020 d/d değerlerindedir. Buna karşılık 730 kg materyal işleyen makinanın batör genişliği 880 mm, kontrbatör ebadları $880 \times 1365 \text{ mm}^2$, batör çapı 780 mm, batör parmak sayısı 24 ve batör devri ise 926 d/d değerindedir.

Bu değerlerden çıkarılan neticede, harmanlama düzeninde saatte işlenen materyal miktarı (q); $f(q) = f(a, A, D, n, z, k)$ şeklinde gösterilebilir. Burada a batör genişliği (mm), A kontrbatör alanı (mm^2), D batör çapı (mm), n batör devir sayısı (d/d), z batör parmak sayısı (adet) ve k bitki faktörü'dür. Fonksiyonda işlenen materyal bu değerlerle doğru orantılıdır.

İşlenen materyali az çok etkileyen özelliklerden bir tanesi de nemlilik derecesidir. Nemlilik derecesi doğrudan makinanın gücüne tesir etmektedir. Deneme materyallerinden Güvenal makinasının saman-tane oranı = 1/1,38 değerinde iken nem derecesi % 9,8 ve saatte işlenen tane miktarı ise 1510 kg dır. Aynı makinada 1/1,31 saman-tane oranında ve % 10,3 nem derecesinde, elde edilen tane miktarı 1043 kg tane/h olmaktadır (33). Diğer makinalardaki değerler Tablo 2.6. da görülmektedir. Makinanın harmanlama kapasitesi nemlilik derecesiyle ters orantılı olup, sabit güç kaynağında randımanı azaltacaktır.

Burada göze çarpan diğer bir özellik ise; makinanın saatte üretmiş olduğu tane miktarının tane/saman oranı ile ilişkili olmasıdır. Materyâldaki tane miktarı ile; tane üretimi doğru, kırık tane yüzdesi ise ters orantılıdır. Halbuki tane miktarı az olan saman içinde kırık tane yüzdesi de artmaktadır.

Temizleme derecesi Tablo 2.6.da görüleceği gibi % 98,5 değerine kadar yükselebilmektedir. Fakat tane miktarı yüksek olan materyalde bu oran düşmektedir. İnceleme yaptığımız makinalarda tane-saman oranı 1/1,38 olan makinada temiz tane % 97,6 iken, tane-saman oranı 1/2,32 olan makinada ise bu değer % 98,5 civarındadır.

Sono etkileyen fonksiyonlardan biri de besleme hızı olmaktadır. Besleme hızı arttıkça temiz tane oranı azalmakta, vantilatör devir sayısı arttıkça temiz tane oranı artmaktadır. Nitekim % 98,5 temizlikteki buğdayın vantilatör devri 1100 d/d iken, % 97,6 değerindeki makinanın vantilatör devri ise 880 d/d değerindedir.

Deneme Materyali	Boşta çekilen güçler (BG)			Yükte yaklaşık güçler (BG)		
	Batör	Eleme düzeni	Aspiratör	Toplam	Normal yükte toplam	Aşırı yükte toplam
1- Süvenal	1,22	0,40	3,03	4,65	19	30
2- Dalkıran	-	-	-	-	30,5	50,7
3- Akbel	-	-	-	-	38	48

Tablo:27. İncelenen makinalarda gereken güç miktarı.

İncelenen makinalarda güç ölçümü yapılmış olanların verdiği değerlere göre Tablo:27. 1800 kg materyal/h te 19 BG çekerken, 2.makina 730 kg-materyal/h te 30,5 BG ve 3.makina ise 1404 kg-materyal/h te 38 BG harcamaktadır.

2.5.İncelenen makinaların tartışılması:

İncelenen makinaların tablo değerlerinde standartlaşma yoktur. Her makinanın kendisine ait ölçü ve özellikleri vardır. Dolayısıyla kapasite ve randımanları arasında sıhhatli bir bağlantı kurmak ta oldukça güç olmaktadır.

Bir harman makinasının genel manâda kapasite ve verimine tesir eden ünitelerden biri de temizleme ünitesidir. Bu da incelenen makinalarda ayrı ayrı değerlerdedir. Dolayısıyla kapasite ve verimleri de değişmektedir.

Makinaların deneme raporlarından sonra yapılan firmalardaki incelemeler, makinalarda kontrüksiyon değişmelerinin devam ettiğini ve henüz kararlı bir yapıya kavuşmadığını göstermektedir.

Gerek makina imâlatçıları ve gerekse kullanan çiftçilerle yapılan görüşmelerde elde edilen bilgilere göre, kullananın memnun olduğu bir makinaya rastlanmamıştır.

Öncede bahsedildiği gibi Anadolu çiftçisinin baş problemi hayvan yiyeceğini temin etmektir. Bundan dolayıdır ki tarlasının başında buğdayı saptan ayıran biçer döğeri, hem ekini yüksek biçmesinden ve hem de başak kavuzunu tarlaya fırlatmasından dolayı tercih etmemektedir. Gerçi işçilik masrafları köylüyü bir takım teknik mekanizasyona sevk etmektedir. Ancak bu masraflara saman kaybı önleri için katlanılamamıştır.

Son zamanlarda harman makinasının önünden samanın alınması için aspiratörlü tip makinalara, saman sevketme borusu takılarak istenilen mesafeye üflenmektedir. Ancak bu esnada havada rüzgârlı ise samanın ince kısımları harman sahası dışına çıkarak kayıp olmaktadır.

En çok kullanılan makinalar aspiratörlü harman makinaları olup ve bu sahada imâlat yapan büyük firmalar, bu tip makinaları imâl etmeye devam etmektedirler. Fakat bu makinaların hemen hiçbirisinden sınıflandırılmış tohumluk buğday elde edilmemiştir. Hatta tohumluk temiz buğdaya bile cevap veremediğinden, elenen buğday önce tınaz makinasından sonra da selektör veya triyörden geçirilerek, sınıflandırılmış tohumluk buğday elde etme yoluna gidilmektedir.

Aspiratörlü harman makinalarında düzenli bir şekilde besleme yapıldığında, kırık taneye rastlanmaktadır. Demetler halinde yedirmede, kırık tane oranı düşmektedir. Ancak bu durumda eleme tavası üzerine fazla malama biriktiği için aspiratör, taneden samanı tam ayıramadığı için tane samanlı çıkmaktadır. Besleme normalden az olduğu zaman da tava üzerindeki malama ile birlikte tane aspire edilerek samana tane karışmaktadır.

Materyal normal nem sınırları dışında olduğu zaman, kontrbatörden çıkan malama, tanenin etrafını sardığı için eleme eleğinden kolayca aşağıya inemiyerek aspire edilip samana tane karışmaktadır. Aspiratörün devir sayısı azaltılınca da harmanlama güçleşmektedir. Bu esnada tane de samanlı çıkmaktadır.

Klâsik harman makinaları olan biçer döverlerin bir kısmı dahil olmak üzere gerek yerli aspiratörlü harman makinaları ve gerekse vantilatörlü harman makinalarının en büyük problemini harmanlama kayıpları teşkil etmektedir. En iyi özelliklere sahip olan makinalarda bile denemelerde bu değer % 0,4 ün altına düşmemiştir. Normal iş seyrinde bu değer % 0,8 - % 1,0 değerine kadar yükselmektedir. Ancak makina işçilik masraflarını azalttığı için şimdilik ihmal edilmektedir.

Besleme hızları çoğu makinada istenen seviyeye ulaşamamıştır. Bunun sebeplerinden birincisi temizleme ünitesi harmanlama kapasitesine kâfi gelmemektedir. İkinci sebep güç kaynağının ihtiyaca cevap verecek kapasiteye sahip olamayışındır. Bu istenmeyen mekanik ve fonksiyonel kayıplarından ortaya çıkmaktadır. Üçüncü sebep olarak ta harmanlama şartları makinanın yapısına uygun olmamaktadır. Bu da güç kaynağında gizli işsizlik meydana getirmektedir.

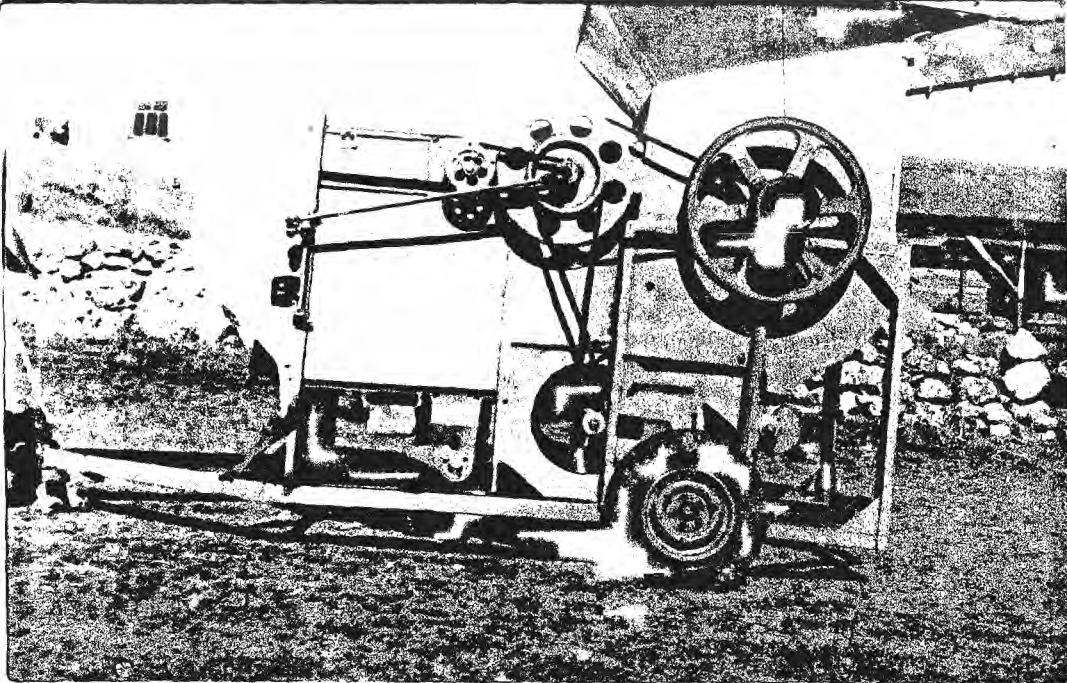
3. MATERYAL

3.1. Geliştirilen Harman Makinasının Teknik Özellikleri :

Sivas'ta imalatı gerçekleştirilen harman makinasında, buğday, arpa, çavdar, yulaf gibi tahıl bitkilerinin taneleri başak ve saplarından ayrılmaktadır. Sonra da bu taneler, saman ve yabancı maddelerden temizlenmektedir. Şekil 3.1.de ana parçaları ölçeklendirilerek, makinanın genel görünüşü taşıyıcı şasi, harmanlama ünitesi, temizleme kısmı, vantilatör ve tane çuvalama mekanizması v.s.gibi elemanları gösterilmiştir. Bu elemanların genel özellikleri ve fonksiyonları teker teker ele alınmıştır.

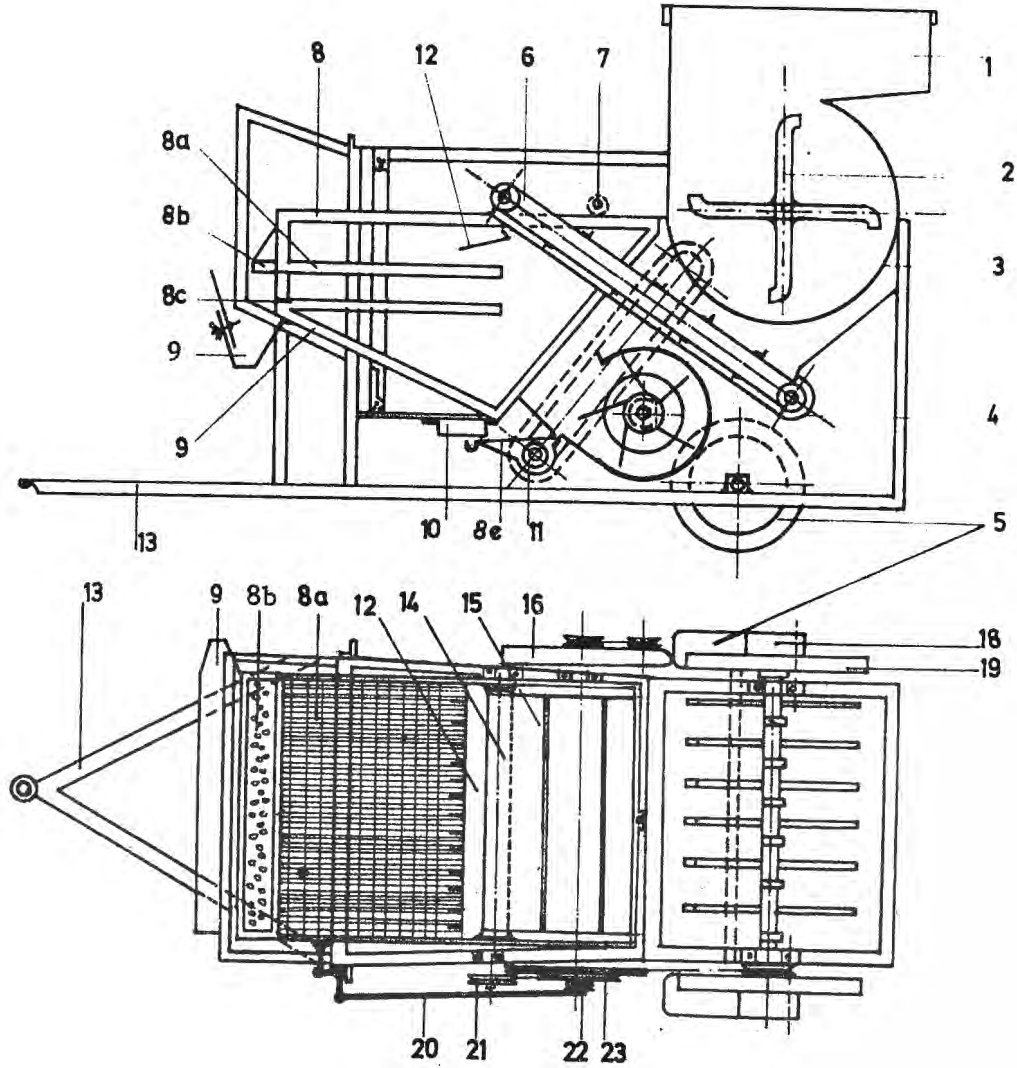
3.1.1. Genel Ölçüleri:

En büyük uzunluk	: 2800 mm
En büyük genişlik	: 1450 mm
En büyük yükseklik	: 2165 mm
Ağırlık	: 1300 kg
Toprak aralığı	: 215 mm



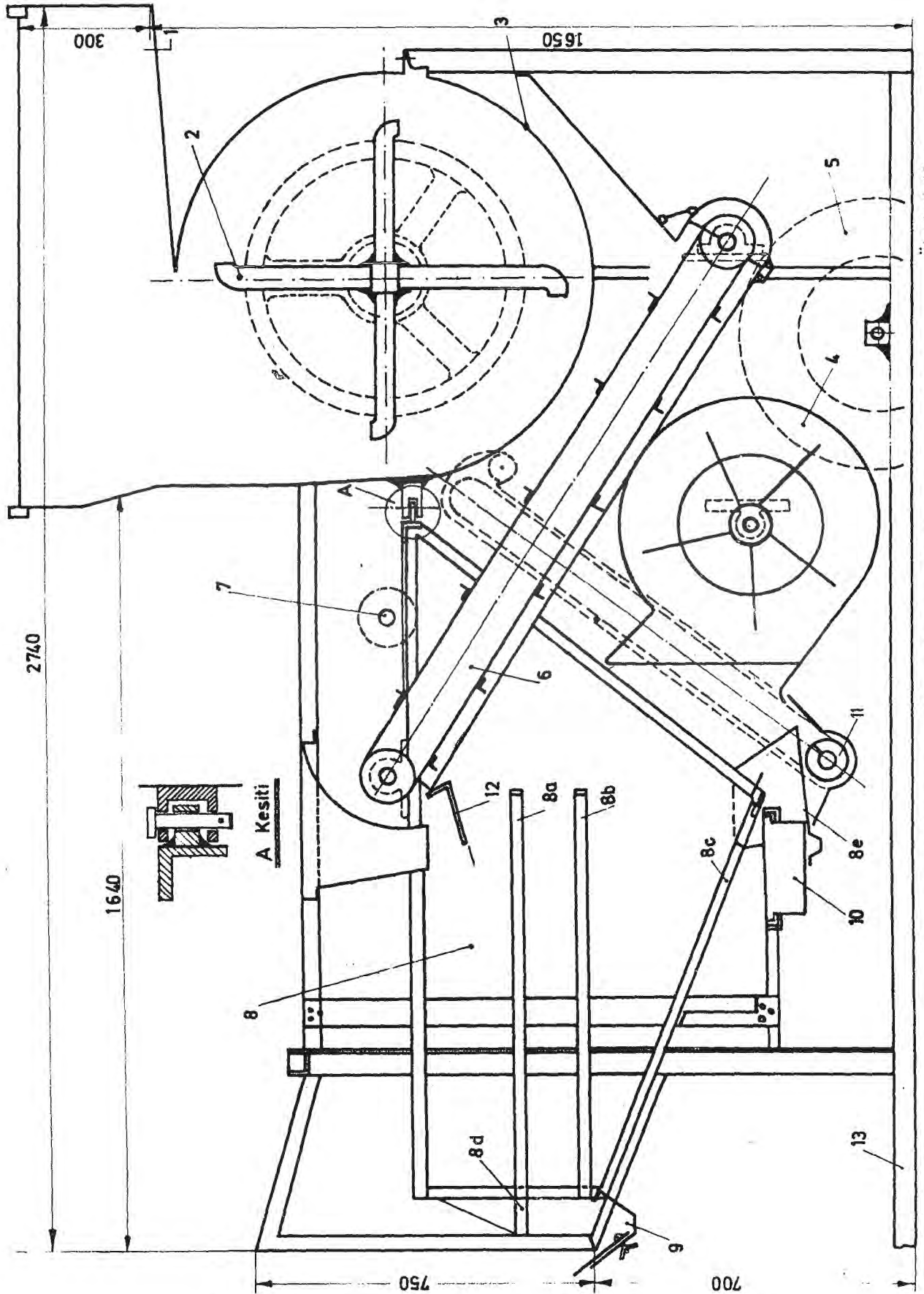
Resim 3.1. Yeni makinada genel görünüş.

Makinanın harmanlama ve temizleme düzenlerinin çatısı, malzemesi en kalın olan taşıyıcı şasi üzerine, kaynak bağlantısıyla bağlanmakta ve şasi rijitleştirilmektedir. Makinada kullanılan malzeme, köşebentler st 42, sac ise st 37 olarak seçilmiştir.



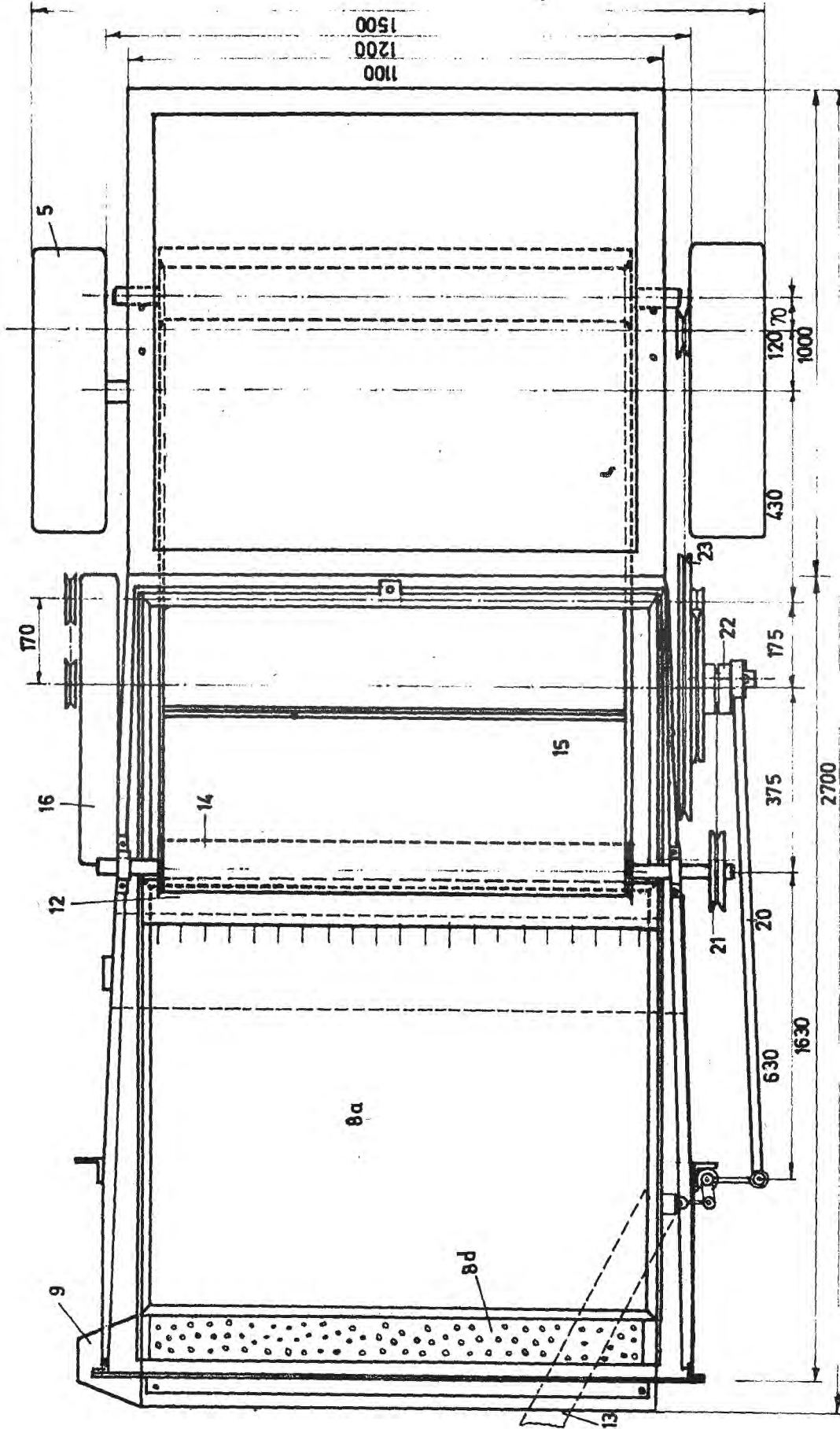
- | | | |
|-----------------------------|---|------------|
| 1. Besleme haznesi | 13. Çekme demiri | Öçek 1: 25 |
| 2. Batör | 14. Malama taşıyıcı band tahrik tamburu | |
| 3. Kontrabatör | 15. Malama taşıyıcı bandı | |
| 4. Vantilatör | 16. Dane çuvallama mekanizması | |
| 5. Tekerlek | 17. Dane çuvallama mekanizma tahrik kasnağı | |
| 6. Malama taşıyıcı band | 18. Batör tahrik kasnağı | |
| 7. Ara kasnak mili | 19. Batör volanı | |
| 8. Eleme kasası | 20. Eleme kasası öteleme mili | |
| 9. Kesme oluğu | 21. Malama taşıyıcı band tahrik kasnağı | |
| 10. Tozluk haznesi | 22. Eleme kasası tahrik eksantriği | |
| 11. Dane taşıma helizonu | 23. Üç kademeli ara kasnak | |
| 12. Malama tevzi parmaklığı | | |

Şekil.3.1 Geliştirilen savurmalı harman makinası enine ve boyuna kesiti resimleri.



Ölçek: 1:10

Şekil: 32 Geliştirilen elemeli savurmalı harman makinası boyuna kesiti



Şekil 3.3. Geliştirilen elemeli savurmalı harman makinası, savurma konstrüksiyonu boyuna kesiti. Ölçek 1:10

Harmanlama ünitesi (batöz) hazır yapılmış bir sapdöğör harman makinası olarak alınmakta olup, savurma ve eleme kısımları yeniden yapılarak makineye akuple edilmiştir. Savurma ve eleme düzenleri üzerinde çeşitli konstrüksiyon alternatifleri aranarak elverişli olanı üzerinde, makina en son şeklini almaktadır. Resim 3.1. Burada, daha önce batör parmakları üzerinde yapılan bir çalışma, mevcut batözün batör konstrüksiyonunun yapımında esas alınmıştır.

Makinanın genel yapısı incelendiğinde, taşıyıcı şasi 80x45x8 mm lik U profil demirden teşkil edilmektedir. Şekil 3.4-3.5. Bunun üzerine 65x40x6 mm lik U profil demirden harmanlama düzeninin iskeleti ile, 50x50x5 mm lik L profil köşebentle temizleme düzeninin iskeleti inşa edilmektedir. Bu iskelet arasında ise 40x40x4 mm L profil köşebent demiri kullanılmıştır. Çeki oku kasanın önüne yerleştirilerek, yerden yüksekliğini ayarlayabilen bir tertibatla donatılmaktadır.

Taşıyıcı şasi	:	
Tekerlekler	:	600x16 iki adet
İz genişliği	:	1350 mm
Dingil çapı	:	50 mm
Kasa uzunluğu	:	2525 mm
Kasa genişliği	:	1200 mm
Kasa yüksekliği	:	1430 mm
Saç kalınlığı	:	1,5 mm
Tekerlek aks çapı	:	φ 35 mm

Harman makinasının diğer bütün elemanları taşıyıcı şasi üzerine yerleştirilmekte olup bir vasıta ile komple nakledilmektedir.

Burada makinanın bütün yükü 35 mm çapında bir çift aks vasıtasıyla tekerleklere bindirilmiştir. Aks'lar ise yalnız eğilme momenti taşımaktadır. Buna göre (34) :

a. Taşıyıcı şasi eğilme mukavemet gerilmesi:

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{em} \quad \dots\dots 3.1$$

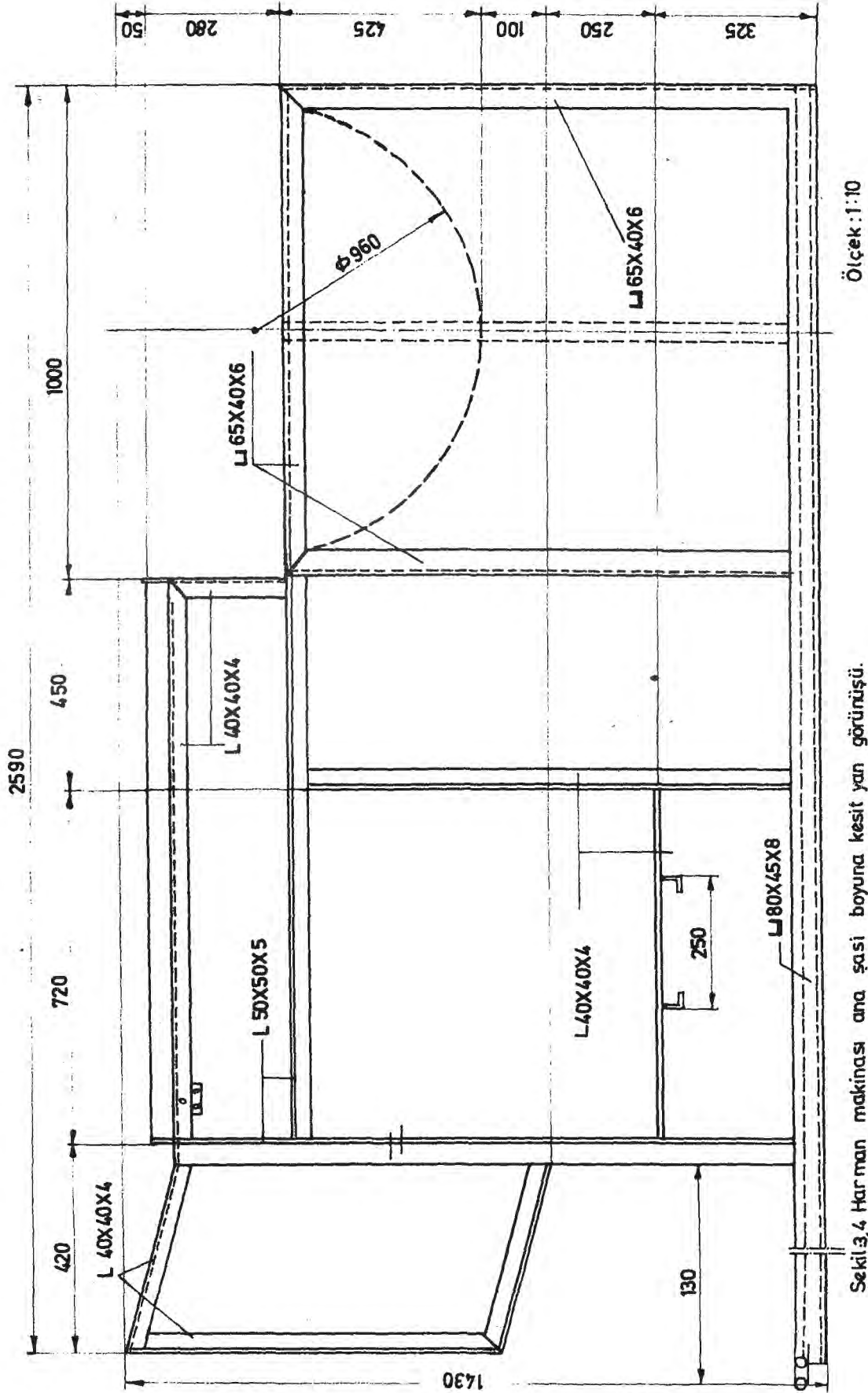
M_e = Eğilme mukavemet momenti, Nm

F = Aksın maruz kaldığı kuvvet, N

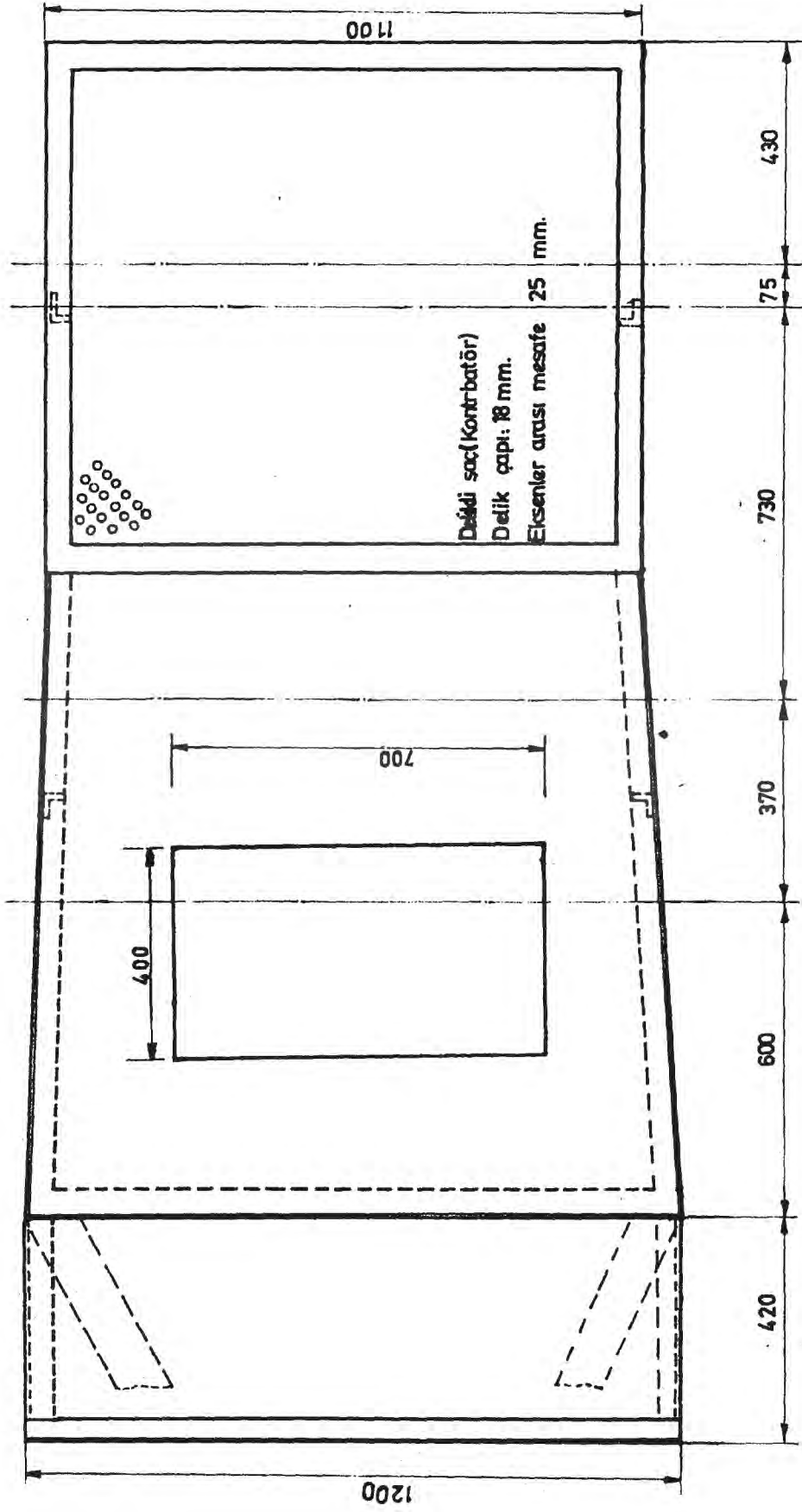
ℓ = Aks uzunluğu, m

W_e = Kesitin eğilme mukavemet momenti, m^3

σ_{em} = Eğilme mukavemeti emniyet gerilmesi, N/m^2



Şekil 3.4 Harman makinası ana şasi boyuna kesit yan görünüşü.



Öçek: 1 : 10

Şekil 3.5 Harman makinası ana şasi üst görünüşü.

Emniyet değerleri malzeme cinslerine göre tablolardan seçilmektedir.

b. Taşıyıcı şasi kesme mukavemet kontrolü:

$$\tau_k = \frac{F}{A} \leq \tau_{em}$$

τ_{em} = Makaslama emniyet gerilmesi, N/m²

A = Makaslama kuvvetine maruz kalan kesit alanı, m²

c. Tekerlek dingilinin mukavemet kontrolü:

Burada hem eğilme (3.1), hem de makaslama kontrolü (3.2) yapılarak en küçük mukavemet değerindeki en büyük kesit şekillendirilmesine gidilmektedir

d. Kaynak bağlantısı mukavemet kontrolü:

Dingil şaseye alın ve yan köşe kaynağı ile bağlantı yapılmakta olup, çekme ve eğilme kuvvetlerine maruz kalmaktadır.

$$\tau_k = \frac{F}{A} = \frac{F}{a_k(2\ell k_1 + 2\ell k_2)} = \frac{F}{0,7s(2\ell k_1 + 2\ell k_2)} \leq \tau_{em}$$

τ_k = Kaynak kopma mukavemeti N/m²

$\ell k_1, \ell k_2$ = alın ve yan kaynak uzunluğu, m

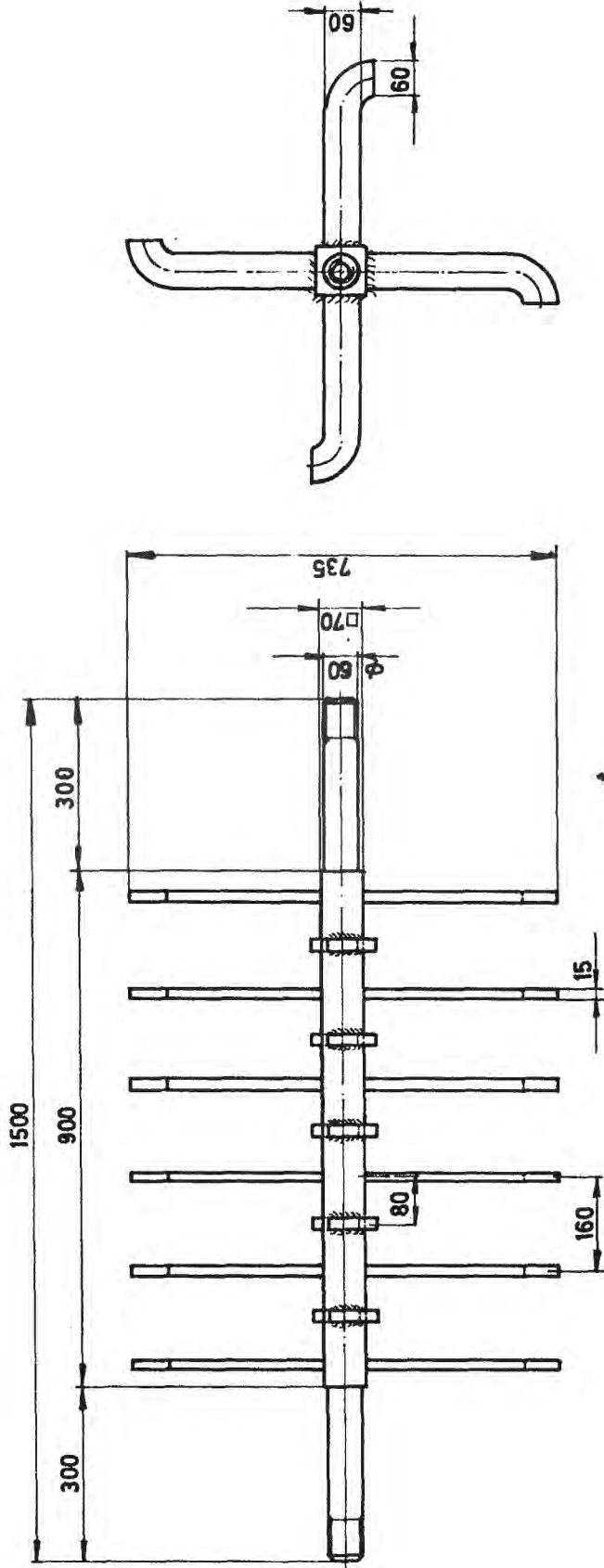
a_k = kaynak kalınlığı, m

s = malzeme kalınlığı, m

τ_{em} = Kaynak emniyet kopma mukavemeti, N/m²

3.2. Besleme (Harmanlama) Ünitesi:

Batör tipi	: Çubuklu parmaklı
Batör genişliği	: 1000 mm
Dövme genişliği	: 900 mm
Batör çapı	: 735 mm
Batör mili boyutları	: 70x70x900 mm
Batör parmak sayısı	: 22 adet
Batör parmak boyutları	: 60x10x330 mm
Batör parmakları arasındaki uzaklık	: 80 mm
Batör çalışma devri	: 855 d/d



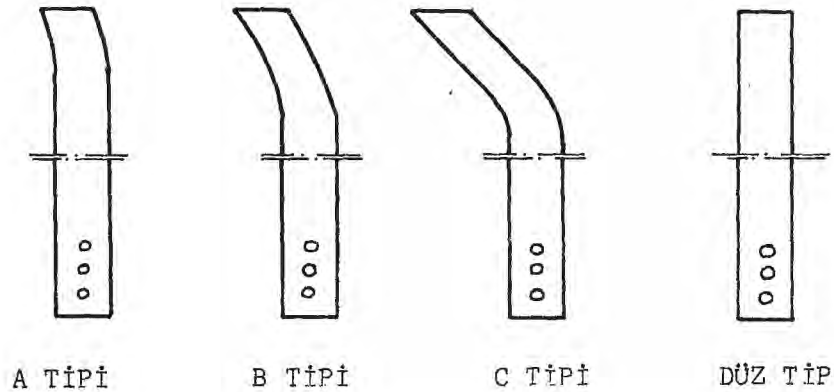
Şekil :3.6 Harman makinası batör ve batör mili konstrüksiyonu.

Tahrik kasnağı çapı	: 220 mm
Kontrbatör (delikli plâka) delik çapı	: $\phi 17$ mm
Deliklerin diziliş şekli	: Köşeleri ve ortası delik altıgen
Kontrbatör boyutları	: $\phi 900 \times 1000$ mm
Besleme ağzı yerden yüksekliği	: 1650 mm
Besleme ağzı genişliği	: 1200 mm
Besleme ağzı derinliği	: 300 mm

Besleme ağzı yerden 1650 mm yüksekte olup, besleme haznesi yukarıya doğru genişlemektedir. (Şekil 3.2/1) Haznenin etrafı 1,5 mm lik saç ile çevrilmiştir.

Batör tipi parmaklı olup, $60 \times 10 \times 330$ mm lik 22 adet parmaktan meydana gelmektedir. Batör mili boyutları Şekil 3.6.da $70 \times 70 \times 900$ mm olup, milin parmakları taşıyan kısmı kare profillidir. Batör parmakları mile kaynak bağlantısıyla monte edilmektedir. Batör mili malzemesi st42 seçilmiştir. Mil, gövdeye 2 adet, $d_1 = 60$ mm lik H313 numaralı oynak bilyalı germe manşonlu rulmanla yataklanmıştır (35).

Batör parmaklarının uç kısımları eğri formludur. Yerli yapım sapdöğeri harman makinelerinin batör konstrüksiyonunun geliştirilmesi olanaklarının araştırılması amacıyla yapılan çalışmada, prototip olarak yeniden tasarlanan üç parmak tipi, parmaklar arkaya eğik olarak planlanmaktadır. Eğrilik dereceleri $y = x^2$, $y = x^3/6$, $y = x^4/36$ gibi ikinci, üçüncü ve dördüncü dereceden denklemlere uyan prototip batörler kullanılarak, batör parmakları ile kontrbatör arasındaki ürünün harmanlanmasında ovalama etkisi dördüncü dereceden denkleme uyan parmak profilinde en çok olup, daha fazla eğimli bir parmak, ürünün makineye yedirilmesini güçleştireceğinden deneme dışı bırakılmıştır.



Şekil 3.7. Batör parmak tipleri.

Yeniden tasarlanan üç parmak tipi ile orijinal parmak tipi; ürün işleme kalitesi, ortalama moment, ortalama güç ve özgül enerji tüketimi yönünden karşılaştırılmaktadır. Şekil 3.7. Denemelere göre:

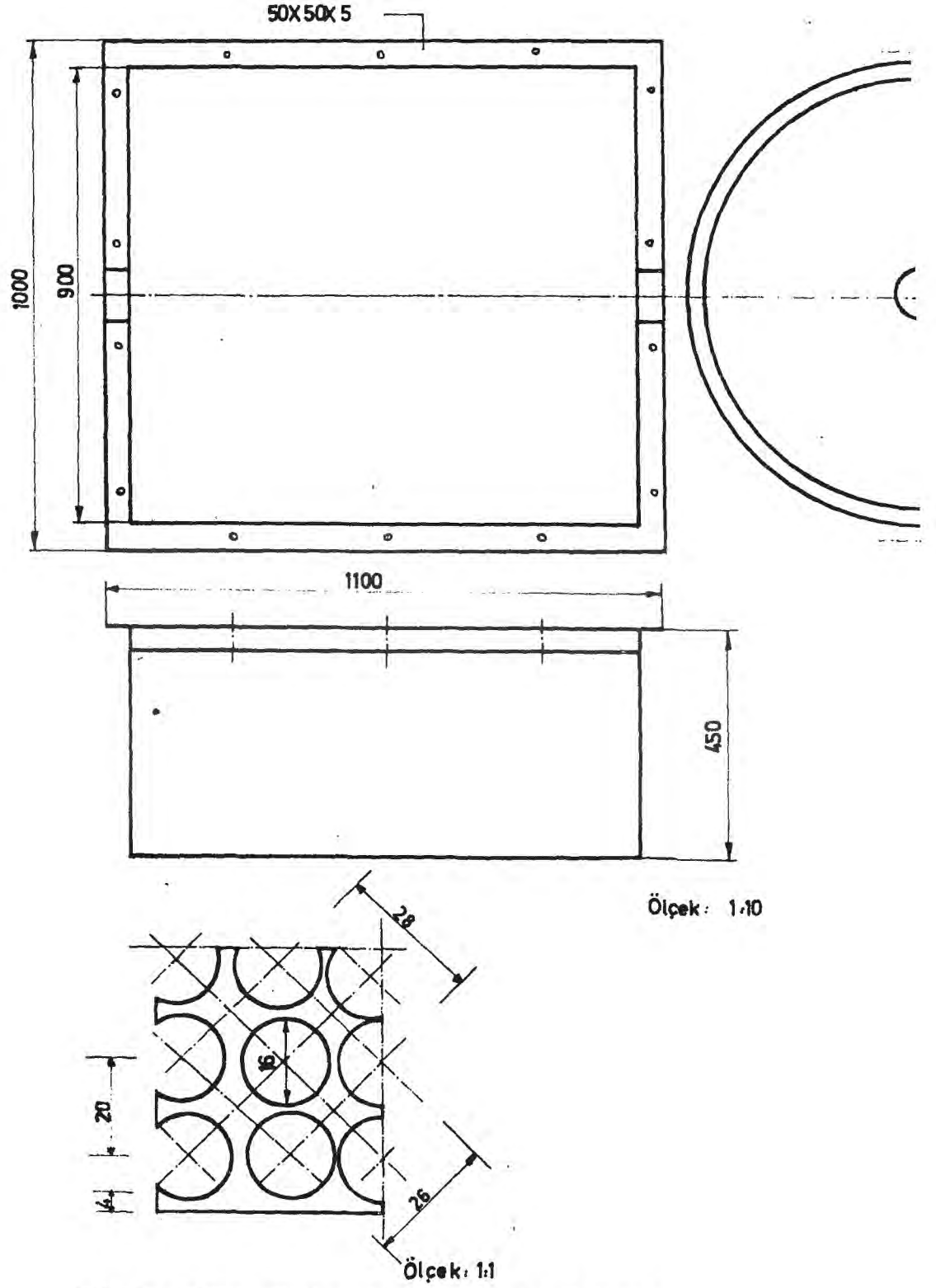
Parmak tipi	kırık tane oranı	harmanlanmamış tane oranı	Ortalama yutulan güç (kw)	Ortalama yutulan özgül enerji(kwh/t)
Orijinal tip	% 1,80	% 3,79	2,31	1,50
A tipi	% 1,74	% 3,33	2,16	1,43
B tipi	% 0,93	% 3,13	1,98	1,29
C tipi	% 0,06	% 1,01	1,76	1,18

Araştırmalardan elde edilen sonuçlara göre C tipi parmaklı batörün uygulamaya sokulması sonunda, kırık tane miktarında % 99,67 oranında, harmanlanmamış tane miktarında % 73,35 oranında ve özgül enerji tüketiminde % 21,33 oranında azalma sağlanmaktadır (19).

Orijinal tip düz parmaklı batörler, çalışma rejimi dışındaki devirlerde fazla miktarda tane kırmakla beraber, sapları da düzgün bir şekilde kesmektedir. Fakat çalışma süresi boyunca parmaklar arkaya doğru yıpranarak kendi kendine eğri bir şekil almaktadır. Bu formlarda tane kırılma oranı azalmakla birlikte saplar kesilme yanında ezilerek, hayvan yemi olarak daha yararışlı bir hal almaktadır. Bu durumdaki batörün parmaklarının fonksiyonu, materyali keserek değil, ezerek parçalamaktadır. Batör 800-900 d/d döndürülmüştür.

Kontrbatör (delikli saç) konstrüksiyonuna gelince şekil 3.8. saç kalınlığı 3 mm ve delik çapı 17 mm, köşeleri ve ortası delik altıgen plakadan ibaretir. Delik merkezleri arasında mesafe ise 20 mm dir. Delikli saçın ebadları $\phi 900 \times 1000$ mm olup, batör tarafından materyal işlenerek deliklerden dışarı santirifüj kuvveti ve yerçekim etkisiyle çıkarılmaktadır. Kontrbatör imali seri halde preslerle yapılmaktadır. Harman makinasına, etrafı lema demirle çerçevelenerek $150-160^\circ$ sarım açısında monte edilmektedir. Batör parmak ucu ile kontrbatör arasında mesafeler:

Giriş ağzında	: 80 mm
Alt nokta	: 30 mm
Giriş ağzı karşısında	: 100 mm
Delikli plaka örtme oranı	: 48 %



Şekil:3.8 Harman makinası kontrolatör konstrüksiyonu

Kontrbatör, batör döğme genişliğinde ve bütün olarak imâl edilmektedir. Delikler, talassız ve düzgün şekilde delinmektedir. Tane kırma oranına batör ve kontrbatör işçiliğinin de büyük tesiri olmaktadır.

3.2.1. Batör mili mukavemet kontrolü:

Batör mili dinamik olarak eğilme ve burulma mukavemetlerine maruz kalmaktadır. Batör milinde en zayıf kesit tahrik kasnağının bağlantı kısmı ile yataklama arasında kalan dairesel kesitli kısımdır. Mil malzemesi ve özellikleri her tarafta aynı olup, bu kesite göre yapılan mukavemet kontrolü, dikdörtgen kesit içinde emniyetli olacaktır. Buna göre (34):

$$\sigma_v \approx \sqrt{\sigma_e^2 + 4 \tau_b^2} \leq \sigma_{e_{em}}$$

formülüyle mukavemet kontrolü yapılarak, şekillendirilmeye gidilmekte,

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{10 M_v}{\sigma_{Dem}}} \dots\dots\dots 3.4$$

σ_{Dem} = Tam değişken zorlamada emniyet gerilmesi, N/m²

St 42 için $\sigma_{Dem} = 4,3.10^5$ N/m² alınmaktadır.

$$M_v \approx \sqrt{M_e^2 + 0,5 M_b^2}$$

$$\sigma_v = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{e_{em}} \quad (\text{Kontrol})$$

$$M_e = \sigma_e \cdot W_e \quad (\text{Şekillendirme})$$

σ_v = Eğilme ve burulma birleşik mukavemet gerilmesi, N/m²

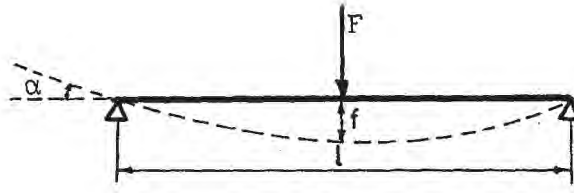
M_v = Eğilme ve burulma birleşik mukavemet momenti, Nm

M_e = Eğilme mukavemet momenti, Nm

M_b = Burulma mukavemet momenti, Nm

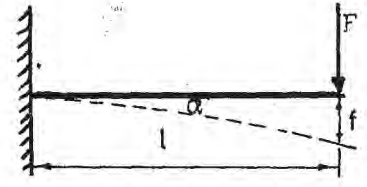
a. Eğilme deformasyonu:

Yataklama noktası ile, volanlı kasnağın mile bağlandığı kısımda meydana gelen gerilmeler. Şekil 3.9



$$M_e = \frac{F \cdot l}{4}$$

$$M_e = \frac{9 l^2}{8} = \frac{F l}{8}$$



$$M_e = F l \quad \text{Münferid yük}$$

$$M_e = \frac{9 l^2}{2} = \frac{F l}{2} \quad \text{yayılı yük}$$

Şekil 3.9.

$$f = \frac{F l^3}{48 EI} \leq f_{em}$$

$$\alpha = \frac{F}{16 EI} \leq \alpha_{em}$$

iki yatak arasında, yayılı yük altında milde meydana gelen gerilmeler.
Şekil 3.9.

$$f = \frac{5 F l^3}{384 EI} \leq f_{em}$$

$$\alpha = \frac{F l^2}{24 EI} \leq \alpha_{em}$$

$$f = \text{Çökme (sehim), m} \quad f_{em}/l \leq 0,3/1000$$

$$\alpha = \text{uçtaki eğim, } (^{\circ}) \quad \alpha_{em} \leq 1/1000 \text{ rad.}$$

b. Burulma deformasyonu:

$$\psi = \frac{M_b I}{G I_p} \leq \psi_{em}$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \frac{M_b I}{G \psi_{em}}} \quad \dots\dots\dots 3.5.$$

E = Elastisite modülü, N/m²

I = Kesitin eksenel (eğilme) eylemsizlik momenti, m^4

I_p = Kesitin kutupsal eylemsizlik momenti, m^4

G = Kayma modülü, N/m^2

ψ = Burulma deformasyonu, $\psi_{em} = 0,005 \text{ rad} = (0,005 \cdot 180^\circ / n = 0,286^\circ) / m$

$G = 8 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ için

$$d \geq 4 \sqrt[4]{MB}$$

d = mil çapı, m

$$M_b = 9,9 \times 10^5 \frac{N}{n}$$

N = Makinanın gücü, kw

n = devir sayısı, d/d

M_b = Döndürme momenti, Nm

I , I_p ve W değerleri malzeme şekillerine göre hesaplanmıştır.

$$W_e = 0,1 d^3 \quad \text{dairesel kesit}$$

$$W_e = 0,166 a^3 \quad \text{kare kesit}$$

$$I_p = 0,1 d^4 \quad \text{dairesel kesit}$$

$$I_p = 0,14 a^4 \quad \text{kare kesit}$$

$$I = 0,05 d^4 \quad \text{dairesel kesit}$$

$$I = 0,086 a^4 \quad \text{kare kesit}$$

c. Milin kritik devir sayısı:

n_k = Eğilme titreşimi için kritik devir sayısı, d/d

$$n_k = \frac{30}{\pi} \quad \omega_k \approx 9,54 \quad \omega_k = \frac{30}{\pi} \quad K \sqrt{\frac{c}{m}} \approx 8,5 \sqrt{\frac{c}{m}}$$

k = milin yataklama şeklini ifade eden katsayı (0,9 alınmıştır)

ω_k = kritik açısal hız, rad/sn

$$c = \frac{F}{f} = \text{yay rijitliği, } N/m$$

$$m = \frac{G}{g} = \text{kütle, } kg \text{ (Ns}^2/m\text{)}$$

$$n_k \approx 300 \sqrt{\frac{I}{f}} \dots\dots\dots 3.6$$

işletme devir sayısı (n) = kritik devir sayısı (n_k), rezonans olup mil kopabilir.

n_{k_b} = Burulma titreşimi için kritik devir sayısı, d/d.

$$n_{k_b} \approx 10 \sqrt{\frac{C_b}{I_b}} \dots\dots\dots 3.7$$

$$C_b = \frac{M_b}{\psi} = \frac{G I_p}{I}$$

C_b = Burulma yay rijitliği, Nm

$$I_d = \int dm.r^2$$

I_d = Kütleesel eylemsizlik momenti, m^4

d. Batör parmaklarının mukavemet kontrolü:

Batör parmakları, harmanlanan materyal karşısında eğilmeye maruz kaldığından; (34)

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \leq \sigma_{e_{em}}$$

Dikdörtgen kesit için eğilme mukavemet momenti

$$W_e = \frac{hb^2}{6}$$

$h > b$ dikdörtgenin kenarları, m

$\sigma_{e_{em}}$, kullanılan malzeme için sürekli mukavemet grafiklerinden alınır.

e. Parmakların mile bağlantı kaynağının mukavemeti:

Burada parmaklara gelen yük, kaynak yerinden parmakları koparmaya çalışabilir. Buna göre (36) :

Parmaklar mile dört taraflı köşe kaynağı ile bağlanmıştır.

$$\tau_k = \frac{F}{\Sigma [a_k(h+b)]} = \frac{F}{2a_k(h+b)} \leq \tau_{k_{em}}$$

F = Bir parmağa gelen kuvvet, N

$\tau_{k_{em}}$, kaynak kopma emniyet mukavemeti olup, kaynak kalitesine ve malzeme özelliğine göre seçilmektedir.

3.2.2. Volan

a. Genel özellikleri:

Harman makinasının batöz kısmında 80 kğ ağırlığında iki kademeli kasnağı bulunan iki adet, batör milinin iki ucuna takılan volan kullanılmaktadır. Şekil 3.10. Volan kasnaklarının iki kademeli seçilmesi, makinanın güç ölçmesinde kullanılan Prony güç ölçme cihazı kavramasının kolay monte edilmesini sağlamaktadır. Şekil 4.3. Ayrıca kavramanın üst üste ölçüm yapılabilmesi için soğuk kalması da kasnak içerisine su koyularak temin edilmiştir. Volan merkezinin yerden yüksekliği 1150 mm olup, makinanın ağırlık merkezinin yere yakın olmasına çalışılmıştır. Harman makinası tahrik kasnağının monte edildiği volanın çapı 712 mm, genişliği 65 mm dir.

Volanların ağırlıkları dolayısıyla kazandıkları ivme, batör güç eğrilerinin değişim sınırlarını azaltmaktadır. Demetler halinde yedirmede bile normal bir rejim kazandırarak kasnaklar arasındaki kayış kayması ve esnemesi minimum seviyeye inmektedir. Volan çapı batör çapına yaklaştıkça kütleli atalet momenti de büyümektedir. Makinanın ilk çalışma esnasında harcadığı güç, volanı küçük olanlara göre fazla olmasına rağmen, çalışma esnasında normal bir seyir kazandığından tahrik kaynağının anormal yüklenmesi önlenmektedir.

Makinada kullanılan volanlar dökme demir olduğundan, volanın kütleli atalet momenti, kollarını koparmayacak dönme devir sınırlarında kalması gerekmektedir. Dökme demirler için volan çevre hızları 30-40 m/s sınırlarında seçilmektedir. Çevre hızı büyüyünce malzemenin mukavemeti de artırılmaktadır (37).

b. Volan hesabı:

Makinada kollu volan kullanılmıştır. Üç kısımdan ibarettir. Jant, göbek ve kol kısımlarından meydana gelmiştir.

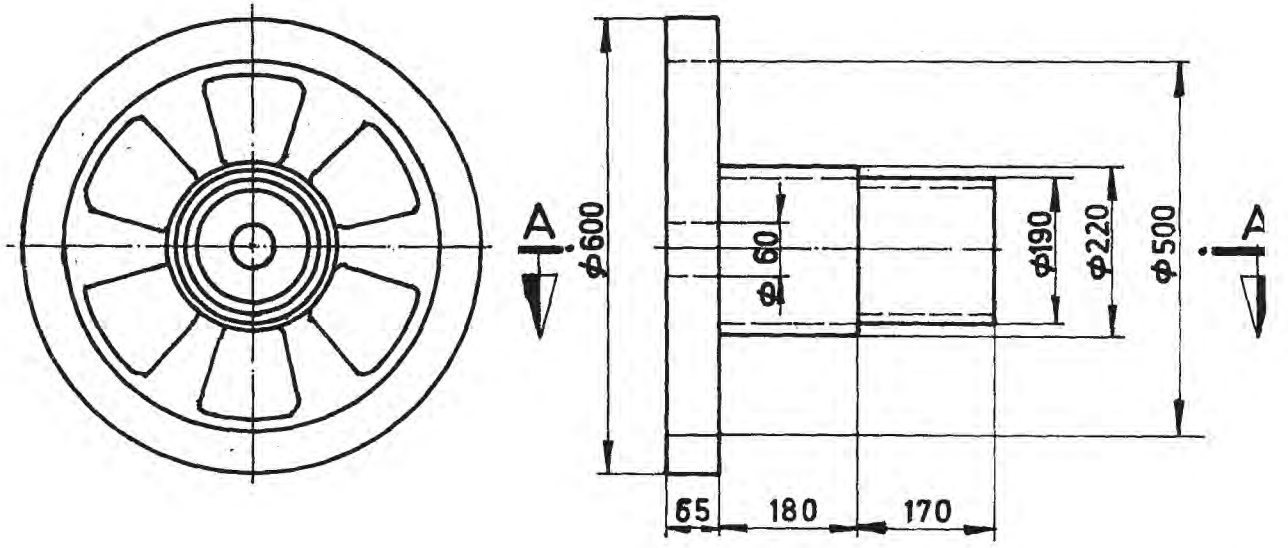
$$G = \frac{W_A}{\delta \cdot \omega_m^2 \cdot i^2} \cdot g = \frac{W_A}{\delta \cdot \omega_m^2 \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2} \cdot g$$

ω = açısal hız, 1/s

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

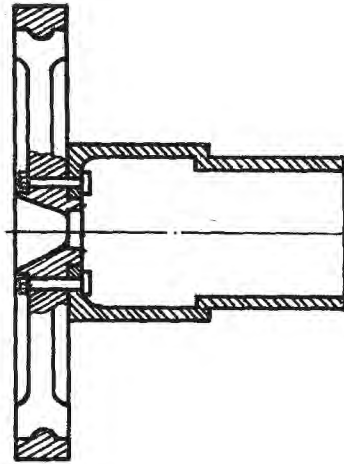
$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} = \frac{W_A}{\Theta \cdot \omega_m^2}$$

W_A = Döndürme momentinin iş fazlalığı, J



Ağırlık 80 kg.

A - A Kesiti



Şekil3,10 Batör kademeli tahrik kasnağı ve volanı. Ölçek 1:10

Θ = Savurma momenti, kg.ms^2

$$\Theta = m i^2$$

$$i = \frac{D}{2} = \text{Jirasyon yarıçapı, m}$$

$G = mg$ ağırlık, Ns^2/m

$$\omega_m = \frac{\pi n}{30}$$

Verilen herhangi bir makina için

$$GD^2 = \frac{3580.WA}{\delta.n^2} = \frac{3600.WA}{\delta.g}$$

$$GD^2.\delta = \frac{3580}{\delta.n^2} = \text{sabit} \dots\dots\dots 3.8$$

GD^2 = Savurma momenti, Nms^2

Bu bir hiperbol denklemdir. GD^2 nin artması δ yı çok çabuk azaltır. Bundan sonra δ yı azaltmak için (GD^2) yi çok fazla artırmak lâzımdır. Bunun için de iş makinelerinde büyük çaplı volanlar kullanılır. Diğer taraftan WA ve δ bilindiğinden n ve n^2 ile GD^2 tersorantılı olduğundan, devir sayısı fazla olunca volan için gerekli atalet momenti (ve ağırlığı) çok azalacaktır. Şekil 3.11.

Kollu volanlarda Jant ağırlığı $\approx 0,95 G$

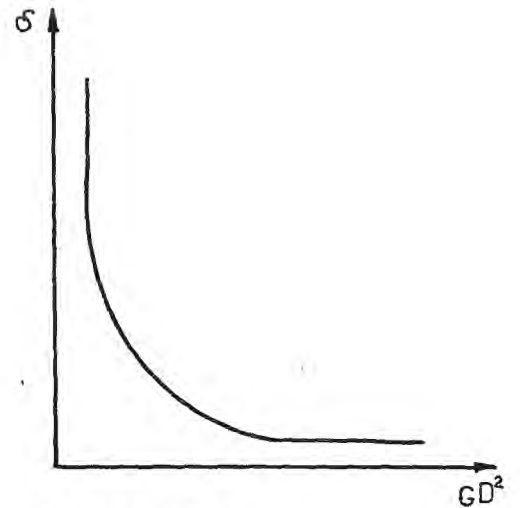
Dökme demirle yapılan volanlarda

$$\sigma_{em} = 70 \text{ kg/cm}^2,$$

Dökme çelikle yapılan volanlarda

$$\sigma_{em} = 600 \text{ kg/cm}^2$$

Buna tekabül eden çevresel hız $V = 30 \text{ m/s}$, dökme çelikte $V = 120 \text{ m/s}$ olduğundan, volan çapı da iç gerilmeler göz önünde tutularak malzemeye göre tain edilmektedir. Bazı hallerde döküme güvenildiğinde $V = 37 \text{ m/s}$ alınabilir. Buna tekabül eden emniyet gerilmesi 100 kg/cm^2 dir. Bazı hallerde de bu 40 m/s ye çıkabilir. Bundan sonra ki çevresel hızlar için ancak dolu volanlar kullanılmalıdır.



Şekil 3.11.

W_{Am} - Bir devir esnasında yapılan ortalama iş ise:

$$W_{Am} = 2 \pi r \cdot F_w$$

$$\psi = \frac{WA}{W_{Am}}$$

$$WA = 2 \pi r \cdot F_w \cdot \psi$$

$$GD^2 = \psi 2 \pi r \cdot F_w \cdot \frac{3580}{\delta \cdot n^2}$$

N_i = İndike güç, Kw

$$N_i = \frac{F_w \cdot 2 \cdot r \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$F_w \cdot 2 \pi \cdot r = N_i \cdot \frac{60000}{n}$$

$$GD^2 = \psi \cdot \frac{N_i \cdot 9549}{n} \cdot \frac{3580}{\delta \cdot n^2} = k \cdot \frac{N_i \cdot 10^6}{\delta \cdot n^3} \dots\dots\dots 3.9$$

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$$

k = sabit

η_m = mekanik verim

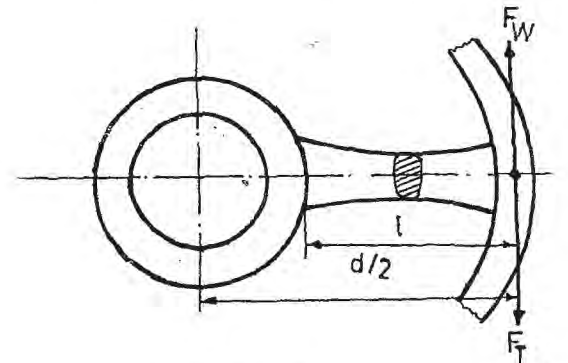
$$V_l = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

V_l = Volan Jantı lineer hızı, m/s

F_w = Faydalı direnç kuvveti, N

Kollu volanlarda elips şeklinde bir kolun mukavemetinin kontrolü için, kolun uzun ekseninin kısa eksenine oranı $a/b = k$ sabiti ile gösterilirse (38)

F_T çevre kuvvetini, yalnız bir kolun taşıdığı kabul edilerek, kontrole girilmektedir. Bu durumda kol, bir ucunda sarkan F_T kuvveti, diğer ucunda ankastre bir konsol giriş durumundadır. Şekil 3.12 En büyük moment göbek ucundaki momenttir, ($F_T \cdot l$).



Şekil 3.12.

$$F_T l \cong F_T \cdot \frac{d}{2} = Md \quad \text{kabul edilebilir.}$$

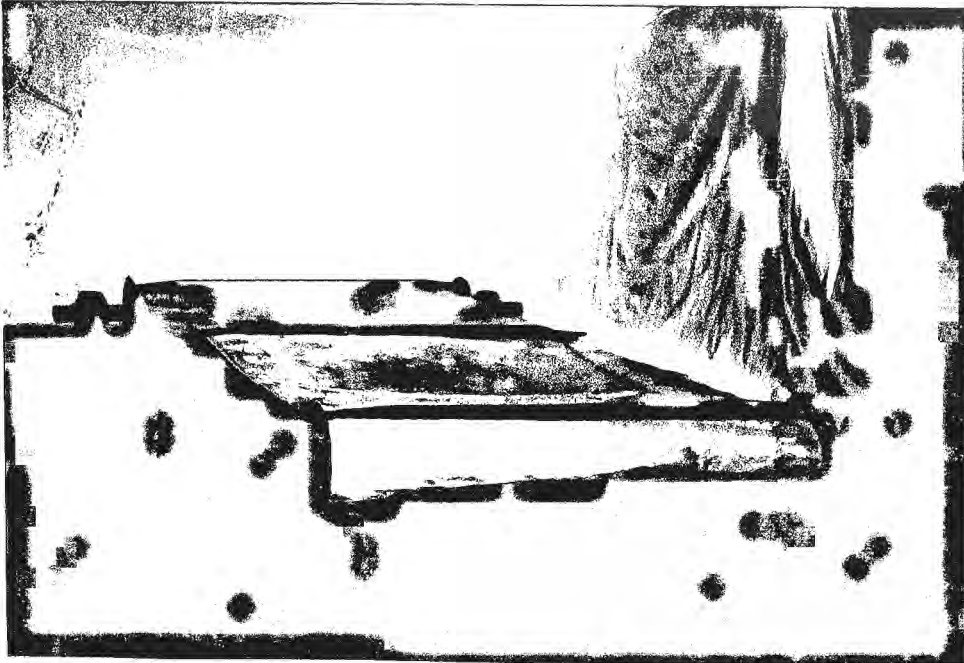
$$\sigma_e = \frac{Md}{\frac{\pi}{4} \cdot b \cdot a^2} = \frac{Md}{\frac{\pi}{4} \cdot \frac{a^3}{k}} \leq \sigma_{em}$$

F_T = Teğetsel (çevre) Kuvvet, N

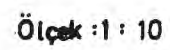
3.3. Malama taşıyıcı band (Konveyör):

a. Genel Özellikleri:

Batözde saman, tane ve yabancı maddelerle karışık olarak malama haline getirilen materyal, kontrbatörün hemen altında bulunan ve belli eğim altında dönmekte olan bir elevator üzerine dökülmektedir. Şekil 3.12. Makinada malama taşıyan band, harmanlama ünitesini, temizleme ünitesine bağlayan bir elemandır. Malama, band üzerinden eleme kafesine dökülmektedir. Resim 3.2.



Resim 3.2. Malama taşıyan band



Şekil3.12 Geliştirilen savurma konstrüksiyonun malama taşıyan elevatörü (6)

Malama, band üzerinde belli bir eğimle yükselerek eleme düzenine geldiğinden, eleme eleklerine üniform bir şekilde sevk edilmektedir. Yani harmanlama ünitesi nasıl beslenirse beslensin (demetler halinde yedirme, düzenli yedirme vs.), elekler homojen bir şekilde beslenmektedir. Eğer malama band üzerine fazla gelirse, geriye doğru kaymakta, az gelirse, geriye kayan malama ile takviye edilmektedir. Bu ise makinanın temizleme ünitesinin fonksiyonunu kolaylaştırmakla beraber, batözün iyi bir harmanlamaya sebep olan demetler halinde beslenmesine de imkân sağlamaktadır.

Malama taşıyıcı bandın başka bir avantajı da, geliştirilen makinanın yerden yüksekliğini asgariye indirmektedir. Dolayısıyla ağırlık merkezi yere yaklaştığı gibi, besleme yüksekliği de normal çalışma sınırında kalmaktadır.

Batör çevre hızının artması her türlü harmanlama kayıplarını azaltmaktadır. Aynı zamanda harmanlama sisteminde tane ayırımını iyileştirmektedir. İşte çevre hızını azaltmadan ve besleme hızını düşürmeden, bu şartlara uygun bir temizleme sisteminin çalışma veriminin istenen seviyede tutulması, malama taşıyıcı band vasıtasıyla mümkün olmuştur.

Araştırmacılarından Wieneke'ye göre klâsik tip batörlerde de tane kırılması devir sayısı ile doğru ve besleme hızı ile ters orantılı olup önemli seviyede değildir (39).

Arnold'a göre ise, klâsik tip batörlerde ve kuru şartlarda çevre hızının 5 m/s artması kısa saman oranını % 15-20 artırmaktadır.

Yedirme hızı artırılarak çok ince tabakalar halinde yedirme şekli zaten çok uzun bir konveyör band ve daha fazla işçilik gerektireceği için, özellikle harman makinalarının çalışma şartlarında pratik bir anlam kazanmayacaktır. Üstelik tane kırılmasına da etkisi olmamıştır (40).

Malama taşıyıcı band, çapı 120 mm, uzunluğu 1555 mm olan iki adet tambur (rulo) üzerine, bir çift 100x10x3350 mm boyutunda lastik bandaja branda perçinlenerek sarılmıştır. Tambur saç kalınlığı 1,5 mm, mil çapı 30 mm ve iki başını kapatan dairesel saçların çapı ise 170 mm dir. Baş taraftaki saçların büyük çapta seçilmesi bandın tambur üzerinde kaymasını önlemiştir. Taşıyıcı band, tambur milleriyle makinanın gövdesine, germe ayarı yapılacak şekilde yataklanmıştır. Millerden birisi üzerinde bulunan kasnak ile üç kademeli ara kasnak tarafından tahrik edilmektedir. Şekil 3.44/3,4.

Taşıyıcı band (konveyör) genel ölçüleri:

Tambur mil boyutları	: $\phi 30 \times 190$ mm
Tambur çapı	: $\phi 120$ mm
Band genişliği	: 850 mm
Band uzunluğu	: 1675 mm
Mil malzemesi	: St 42
Band malzemesi	: İki adet 100x10 mm lik lastik kayışa perçinlenmiş branda
Tahrik kasnağı çapı	: $\phi 200$ mm
Tahrik kasnağı devir sayısı	: 855 d/d
Mil yatakları muhafazası	: 30 mm lik yatak muhafazası
Kullanılan yataklar	: H 207 nolu rulman

Brand üzerinde malamanın homojen şekilde ilerleyebilmesi için, 380 mm aralıkla 8 adet 25x25x2,5 mm L profil demir monte edilmiştir.

b. Malama taşıyıcı band için teorik hesap (41):

$$W_o = \frac{qk}{v}$$

V = Bandın (konveyör) hızı, m/s

W_o = Üniform yüklü malzemenin birim band yüzeyine isabet eden ağırlığı, kg/m

qk = Malama taşıyıcı bandın nakil kapasitesi, kg/s

$$f = \frac{L_T^2 \cdot W}{8 F_s} \dots\dots\dots 3.10$$

L_T = Tamburlar arası mesafe, m

F_s = Band germe kuvveti, N

f = İki tambur arasında bandın sarkma miktarı (sehim), m

W = Birim uzunluğa isabet eden malzeme ve bant ağırlığı, kg/m

$$f/L_T = 0,02 \quad \text{kabul edilebilir.}$$

$$F_s \geq \frac{L_T \cdot W}{0,16}$$

şeklinde yazılmaktadır.

Tambur aralıkları 2700-3000 mm olan bandlarda, band genişliği malzeme yoğunluğuna göre 400-1600 mm arasında değişmektedir.

B genişliğinde, düz bir bandta gerekli kenar payı $= (0,05B + 0,025)$, m olmalıdır. Şekil 3.13.

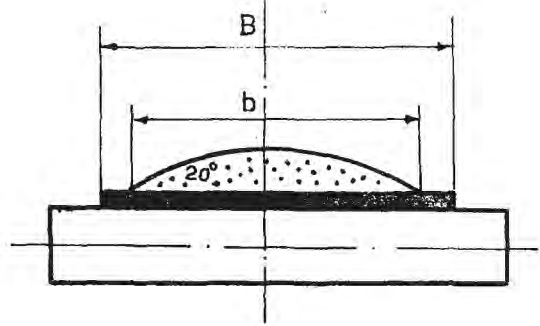
$$b = (0,9B - 0,05), m$$

B = Band genişliği, m

$$q_k = A \cdot V \cdot \gamma_m$$

A = Band üzerine yayılmış malzemenin kesiti, m^2

γ_m = Gevşek halde malzemenin özgül ağırlığı, kg/m^3



Şekil 3.13.

Teorik hesaplarda düz bir bandta malzemenin parabolik yayılımı kabul edilerek :

$$A = \frac{2}{3} b h$$

b, değeri bilindiğinden $h = \frac{b}{10}$ şeklinde yazılmaktadır

h = malzemenin ortadaki yüksekliği, m

$$A = 0,048 B^2$$

amprik olarak kabul edilebilir.

Yatay malzeme nakline ait teorik kapasiteden eğimli konveyörlerin kapasitesini bulmak için redüksiyon katsayısı k kullanılır.

$$Q_{\text{eğimli}} = k \cdot Q_{\text{yatay}}$$

Konveyör eğimi($^\circ$)	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	21	22	23	24	25	26	28	30
k	1.	.99	.98	.97	.95	.93	.91	.89	.85	.81	.78	.76	.73	.71	.68	.66	.61	.56

Tablo 3.1. Eğime bağlı olarak kapasite redüksiyon faktörü (Özdeş, 1961.s.48)

Bandı çeviren kasnak çapının kabaca tainine gelince:

$$\sigma_{eğ} = \frac{s_t}{D} E \quad \dots\dots\dots 3.11.$$

s_t = kayış veya bandın kalınlığı, m

D_k = Kasnağın veya tamburun çapı, m

$\sigma_{e\tilde{g}}$ = Bandın, en dış liflerdeki eğilme gerilmesi, N/m²

$d = (0,25 \sim 0,189) Z$

Z = Band tabaka sayısı

d_T = Tahrik kasnağı çapı, m

Tahrik kasnağında band elemanlarının uçlarına gelen germe kuvvetleri

$$F_s = p \cdot B \cdot R$$

p = Bandla tambur arasındaki yüzey basıncı, N/m²

R = Kasnağın veya tamburun yarıçapı, m

Tahrik kasnağı sarılma açısında (β) sınır şartları:

$$\beta = 0 \quad \text{iken} \quad F_s = F_{s_2}$$

$$\beta = \beta \quad \text{iken} \quad F_s = F_{s_1}$$

F_{s_1} = Gergin koldaki germe kuvveti, N

F_{s_2} = Gevşek koldaki germe kuvveti, N

$$F_{s_1} = F_{s_2} \cdot e^{\mu\beta}$$

μ = Bandla kasnak arasındaki sürtünme katsayısı

$$F_{s_0} = \frac{1}{\beta\mu} (F_{s_1} - F_{s_2})$$

F_{s_0} = Ortalama germe kuvveti, N

$$F_{sn} = F_{s_1} - F_{s_2}$$

F_{sn} = Net çekme kuvveti, N

$$p_m = \frac{F_{s_0}}{BR} = \frac{F_{sn}}{\beta\mu \cdot B \cdot R} = \frac{F_{sn}}{\beta \cdot \mu \cdot BD} \leq p_{mem}$$

B ve D , cm

p_m = Ortalama basınç, N/m²

$p_{mem} = (0,5 - 1) \text{ N/m}^2$

F_{Tr} = Çevredeki sürtünme kuvveti, N

$$F_{Tr} = \mu F_k \cdot \frac{d}{D}$$

F_k = Kasnağa gelen kuvvet

D = Kasnak çapı, m

d = Mil çapı, m

Kaymalı yataklarda $\mu = 0,05 - 0,10$

Rulmanlı yataklarda $\mu = 0,025 - 0,030$

M = Tahrik kasnağı döndürme momenti, Nm

$$M = F s_n \frac{d}{2}$$

N_k = Kasnağın gücü, Kw

$$N_k = \frac{F s_n \cdot V}{102} \dots\dots\dots 3.12.$$

bulunmaktadır.

$$N_B = \frac{\mu_B \cdot W_B \cdot (L_o + 45 \text{ m}) \cdot V}{102} \dots\dots\dots 3.13.$$

μ_B = Sürtünme faktörü olup, 0,03 değerinde alınmalıdır.

W_B = Band ve hareketli parçaların birim boya isabet eden ağırlığı, kg/m

V = Band hızı, m/sn

L_o = Konveyör eksenleri arasındaki mesafe, m

N_B = Boş konveyörün tahrik gücü, Kw

$$N_D = \frac{\mu_D \cdot q_k (L_o + 45 \text{ m})}{102}$$

N_D = Yatay olarak yük nakleden konveyörün tahrik gücü, kw

$$Q = \frac{1000 \cdot q_k}{3600}$$

Q = kapasite, t/h

$\mu_D = 0,03$

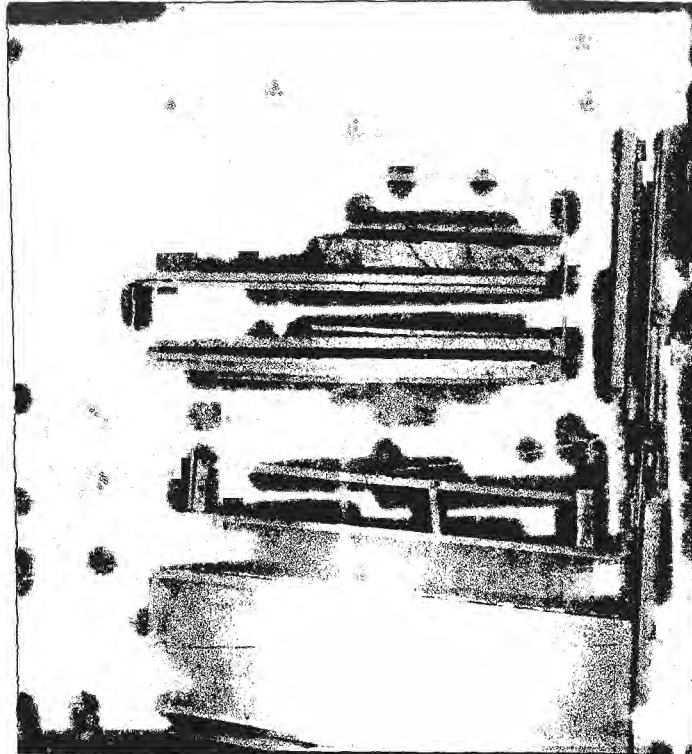
3.4. Temizleme Ünitesi:

3.4.1. Eleme Kasası (Eleme bloku):

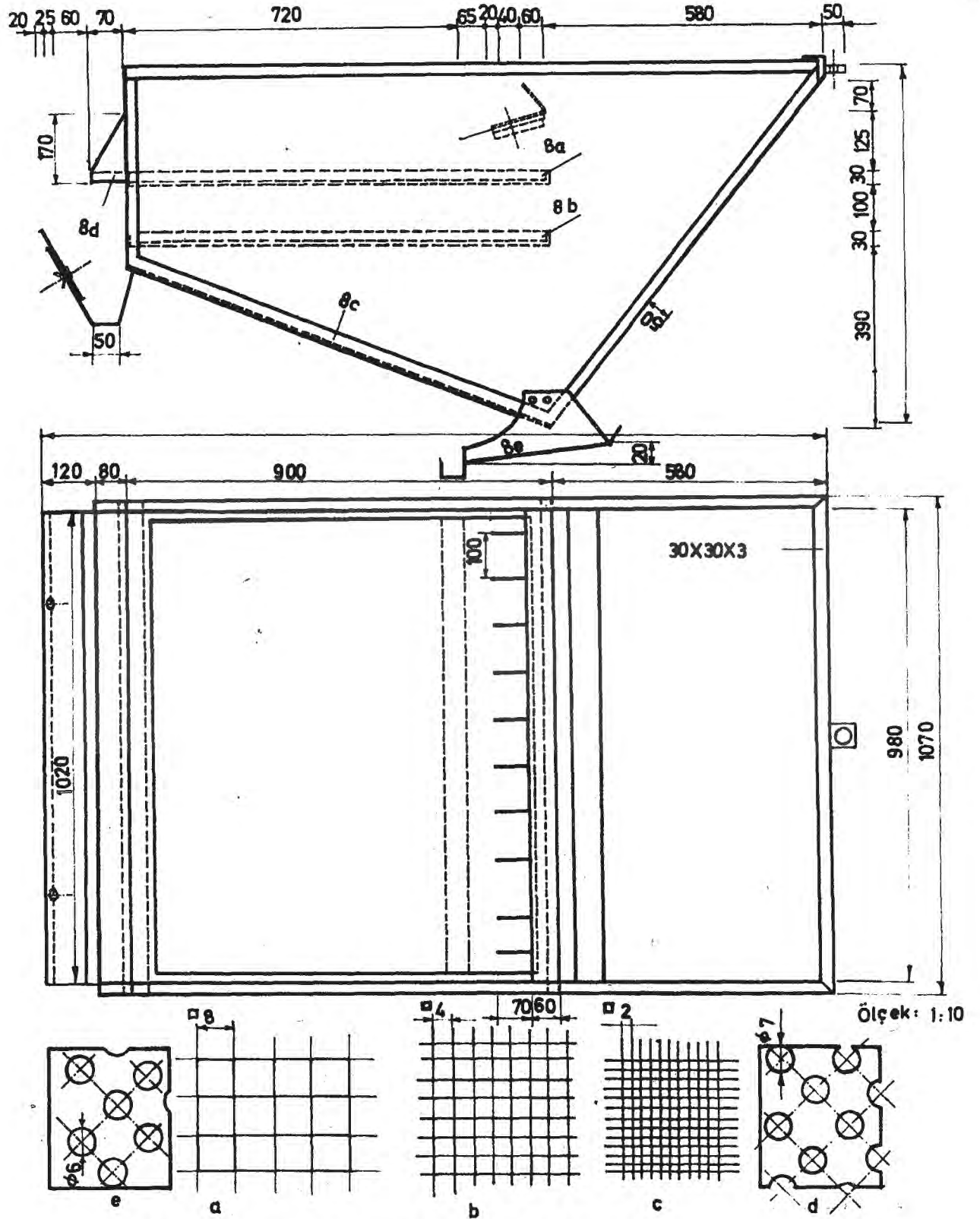
Eleme kasası, üst kenarı yere paralel ve tepesi kesik üçgen prizma şeklindedir. Üst ve alt kenarlarının yatay izdüşüm alanları $1665 \times 1070 \text{ mm}^2$ ile $900 \times 1070 \text{ mm}^2$ dir. Ön ve arka kenarlarının düşey izdüşüm alanları ise $365 \times 1070 \text{ mm}^2$ ile $775 \times 1070 \text{ mm}^2$ olarak şekillendirilmiştir. Şekil 3.14. Kafes üzerinde alanları eşit $900 \times 1070 \text{ mm}^2$, elek delikleri farklı, üç ayrı elek vardır. Elek aktif alanlarını artırmak için kare kesit delikli tel örme elek seçilmiştir. Şekil 3.14./a,b,c. Birinci eleğin hemen önünde $80 \times 1070 \text{ mm}^2$ alanında, yuvarlak delikli saç elek kullanılmıştır. Şekil 3.14/d.

Eleme kafesinin ön kısmında, küçük paralel kenarı 50 mm ve yüksekliği bir kenarı ile ayarlanabilen, yamuk kesitli 1,5 mm kalınlığında saçtan yapılan kesmik oluğu bulunmaktadır. Şekil 3.2./9. Kafesin alt kısmında ve tane oluğu üzerinde ise 1,5 mm kalınlıkta $350 \times 1020 \text{ mm}$ alanlı eleme eleği bulunmaktadır. Şekil 3.14/e

Eleme eleğine üst kısmında monte edilmiş $60 \times 1020 \text{ mm}$ alanında 20° eğiminde, ucunda parmaklar bulunan, malama tevzi parmaklığı bulunmaktadır. Şekil 3.5/12. Buna göre eleme kasası ölçüleri:



Resim 3.3. Eleme kasası ve band.



Şekil: 3.14 Eleme kafesi ve elek resimleri (g)

Ölçek: 1:1

Tipi	: Kaçık eksenli (eksantrik) bir krankla sağa sola harekettirilen, elek gruplu kafes
Kafesin genişliği	: 1070 mm
Kafes uzunluğu	: 1665 mm
1.Elek (a eleği)	: 900x1020 mm ² , delik alanı 8 mm, yatay
2.Elek (b eleği)	: 900x1020 mm ² , delik alanı 4 mm, yatay
3.Elek (c eleği)	: 900x1020 mm ² , delik alanı 2 mm, 25° eğimli
4.Elek (d eleği)	: 80x1020 mm ² , delik alanı $\phi 7$ mm, eğim ayarlı
5.Elek (e eleği)	: 350x1020 mm ² , delik alanı $\phi 6$ mm, eğim ayarlı
Kesmik (kez) oluşu	: 50x1020 mm ² , yükseklik ayarı max.300 mm.
Salınım stroku	: 60 mm

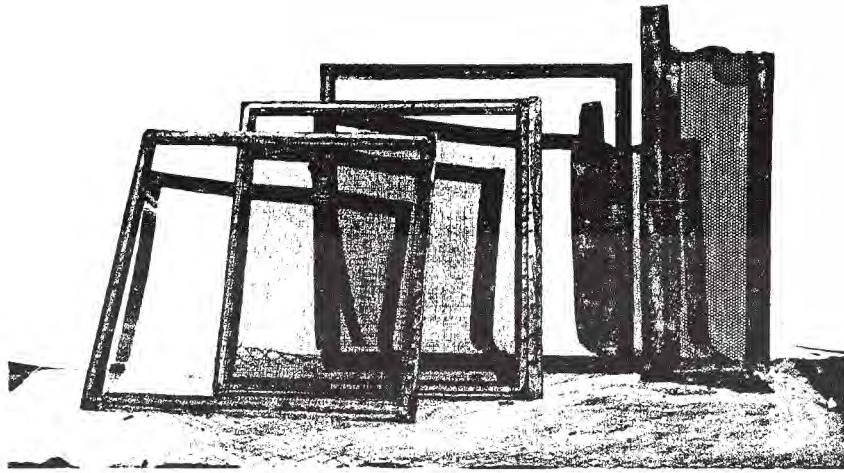
Eleme kafesi üç noktadan gövdeye bağlanmıştır. Arka taraf üst orta kısımdan harmanlama düzeni şasisine yataklanmış, Resim 3.3. Ön taraf iki yanından ise kayın ağacıyla askıya alınarak harmanlama düzeni şasisine sabit şekilde bağlanmıştır. Dolayısıyla eleme kafesi eğim ayarı yapılmasına ihtiyaç kalmamıştır.

Üç kademeli ara kasnak tarafından, ayarlanabilir eksantrik tahrik edilmekte, eksantriğe bağlı öteleme kolu da eleme kafesine enine salınım yaptırmaktadır. Eleme kafesi genişliği, hem eksantrik, hem de tahrik mekanizması (mafsal) tarafından ayarlanabilir şekilde dizayn edilmiştir. Şekil 3.45/3,4. Eleme kafesine monte edilen tahrik mafsallı deliklerinden iki, eksantrikten de üç genlik olmak üzere toplam altı genlik planlanmıştır. Şekil 3.2/22 ve Şekil 3.32.

Eleme kafesi, malama taşıyıcı bandın getirmiş olduğu materyali enine yapmış olduğu öteleme hareketiyle sağa-sola titreştirmektedir. Bu esnada vantilatörden gelen hava akımı tarafından da elekler üzerinde arkadan öne (saman çıkış ağzına) doğru yönlendirilmektedir. Taşıyıcı band üzerinden malama tevzi parmaklığına düşen malama, bütün harmanlama şartlarında bile a eleğini düzenli bir şekilde ve homojen olarak beslemektedir. İşte bu ilk düşüş esnasında, malamadaki ince saman ve tozlar eleğe değmeden rüzgâr akım doğrularına kapılarak makineyi terketmektedir.

1.elek üzerine, hava akım doğrultusu ile, yerçekim doğrultusu bileşke kuvveti yönünde düşen saman, tane ve yabancı maddeler karışımı, titreşimle ve yerçekim ağırlığıyla 2.ci eleğe geçmeye zorlarken, taneden hafif olan saman ve elekten geçemeyen taneler öne doğru sürüklenmektedir. Bu ara 1.elekte ilerlemekte olan taneler, eğimi ayarlanabilir yuvarlak delikli 4.elek tarafından tutularak, 2.eleğe veya kez oluşuna düşmektedir.

2.eleğe gelen tane, saman boğumları (kesmik), toz ve yabancı maddelerden tane 3.elek üzerine geçerken, diğerleri de rüzgâr akımı ve titreşimler tarafından elek üzerinden boşaltılmaktadır. Elek altına geçemeyen ağır saman, kesmik ve bir kısım taneler kez oluğuna gelmektedir. Saman ve tozlar ise makinanın önünden dışına atılmaktadır. 1.elekten kez oluğuna hiç veya çok az tane düşerken, 2.elekten çok az tane düşmektedir.



Resim 3.4. 1, 2, 3 ve 5.ci elek resimleri

Tane, ot tohum, ince toz ve toprak karışımı, yerçekim kuvveti ve hava akım çizgileri bileşke doğrultusunda, eğimli olan 3.eleğe dik veya dike yakın doğrultuda gelmektedir. Tane dışındaki karışım maddeleri, zayıf taneler, varsa kırık taneler, bu eleğin altına geçerek tozluk haznesinde toplanmaktadır. Elek eğim doğrultusunda kayan taneler ise, tane oluğu üzerinde bulunan 5.eleğe gelmektedir. Resim 3.4.

5.elek, eleme kafesine civatalarla tespit edilmiş olup, tane içerisindeki yabancı maddelerin ayrılmasına göre eğim ayarı yapılmaktadır. Öteleme hareketiyle üzerinden tane oluğuna geçemeyen taş, toprak, yabancı maddeler ve taneler, eleğin eğiminin bitiminde olan olukta toplanmaktadır. Oluk kez oluğuna doğru eğimli olduğundan, içindekileri de kez oluğundan gelen materyal üzerine boşaltmaktadır. Tane oluğunda ise temizleme derecesi yüksek olan tane toplanarak helezon tarafından çuvallamaya gönderilmektedir.

Harmanlamada, buğday harmanında 2.eleğe 4 mm lik, arpa harmanında ise 6 mm lik elek takılmıştır. İkinci defa buğday temizlemesinde 1.elek, 6 mm lik elek ile değiştirilmesi temizleme derecesini yükseltecektir. Böylece tane, makina da ikinci defa temizleme ünitesinde elenebilmektedir.

3.4.1.1. Delik şekillerine göre elek tipleri:

Elekler iki kısımda guruplandırılmaktadır.

- a. Delikli saç elekler
- b. Dokuma tel elekler

Saç elekler, metal saçlardan, özellikle demir saçtan imâl edilmekte olup,

- 1- Yuvarlak delikli saç elekler (daire kesitli)
- 2- Oblong delikli saç elekler (dikdörtgen kesitli)
- 3- Üç köşe delikli saç elekler (üçgen kesitli)

şeklinde sınıflandırılmaktadır.

Dokuma elekler:

- 1- Kare dilikli dokuma tel elekler
- 2- Dikdörtgen kesitli dokuma tel elekler
- 3- Örme tel elekler. Bunlar eşkenar dörtgen kesitli (rombik) olarak imâl edilmektedir.

Elekler şekillerine göre de:

- 1- Düz elekler
- 2- Silindirik elekler v.s. diye sınıflandırılmaktadır.

Tohum temizleme makinalarında kullanılan eleklerin delikleri yuvarlak oblong, kare, dikdörtgen ve rombik şeklinde olmaktadır.

Yuvarlak ve oblong deliklere saç eleklerde; kare, dikdörtgen ve rombik şeklindeki deliklere daha çok dokuma ve örme tel eleklerde rastlanmaktadır.

Yuvarlak ve kare delikliler taneleri genişliklerine göre, oblong delikliler taneleri kalınlıklarına göre, dikdörtgen delikliler taneleri uzunluklarına göre ve rombik deliklikler ise kaba temizlemeye göre sınıflandırma yapmaktadırlar.

Yuvarlak deliklilerde delik çapı, oblong deliklilerde uzunluk ve genişlik boyutlarından genişlik, kare deliklilerde karenin kenar uzunluğu, deliklerin gerçek ölçüsünü vermektedir.

Oblong delikli eleklerde delik uzunluğunun ayırmaya etkisi yoktur. Kare deliklilerde kaba ayırma iyi olmasına rağmen sınıflandırma kenar uzunluğu ve kenar uzunluğundan % 40 fazla olan köşegen uzunluğuna göre yapılmaktadır. Dikdörtgen kesitli dokuma tel elekler tınaz ve tarar makinalarında arpa eleği olarak kullanılmaktadır.

Mutaf'a göre tel eleklerin eleme kabiliyetleri sa eleklerine nazaran daha iyi olmakla beraber, ölçülerinin bozulması eleme hassasiyetini azaltmaktadır. Ayrıca sa levha üzerinde çok dar deliklerin açılması pratik bakımdan imkânsız olduğundan, sık elek ihtiyacı ince telden dokunmuş eleklerle karşılanmaktadır.

3.4.1.2. Eleme kafesi eleklerinin kinematiği:

Eleklere görevlerini yapabilmeleri için, tiplerine göre salınım veya dönme hareketi yaptırılmaktadır. Gurup halinde askılarla çatıya bağlanan düz elekler, eksantrikli veya kranklı bir mil vasıtasıyla salınım yaptırılmaktadır. Silindirik elekler dönme hareketi yapmaktadırlar.

Elek işinin kalitesi, eleme neticesinde ayrılmanın tam olup olmamasıyla ölçülmektedir. En iyi ayrılmanın ancak belirli bir kinematik rejim halinde mümkün olduğu denemelerle anlaşılmaktadır. Eleğin bu kinematik rejimi de salınım hareketinin ivmesi ile ilgilidir. Tohum temizleme ve sınıflandırma makinalarının çoğunda tatbik edilen yatay yöndeki salınım hareketinde eleğin ivmesi:

$$a = \omega_{eks}^2 \cdot r_A \cdot \cos \alpha_F$$

a = ivme, m/s^2

ω_{eks} = eksantrik veya krankın açısal hızı, rad/s

r_A = Amlitüd (genlik) eksantriğin veya krankın yarı çapına eşittir, m

α_F = faz açısı, ($^\circ$)

Salınım hareketinin en büyük ivmesi

$$a = \omega_{eks}^2 \cdot r_A = \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \cdot r_A \quad \dots\dots\dots 3.15.$$

n = eleğin dakikadaki salınım sayısı, $sal./d$

$\alpha_F = 0$ veya 180°

Muhtelif tohumların en iyi şekilde ayrılmaları için eleğin maksimum ivmesi:

İri ve orta tohumlar için (hububat ve taneli baklagiller vs.) $16-18 \text{ m/s}^2$

Ufak tohumlar için (Çayır otları vs) $10-13 \text{ m/s}^2$

Bu değerlere göre herhangi bir tohumluğun temizlenmesinde, elek takımı nın en uygun kinematik rejimi tayin edilebilir. (3.15) formülünden salınım sayısı (n) verilirse, (r_A) amplitüdü veya bir diğeri bulunabilir.

Enine salınım hareketi yapan eleklerde, taneler zikzak hareketleri yaparak elek üzerinde daha fazla oyalanmaktadırlar. Dolayısıyla taneler daha iy temizlenmektedir. Buna mukabil makinanın iş verimi istenen seviyeye çıkmamaktadır. Tanelerin enerjik bir şekilde sınıflandırılması ve fazla eğime ihtiyaç göstermeden elek üzerinde ilerlemeleri için eleklerin enine salınım hareketi yapmaları gerekmektedir (29).

Eleklerin eleme kabiliyetini etkileyen özelliklerden birincisi; tanelerin elek üzerinde fazla bir hızla hareket etmesi, ikincisi ise eleğin fazla ylenmesidir. Hızlı hareket eden eleklerde, delik ölçülerinden küçük olan tanelerin bile deliğe isabet etme şansı azalırken, elekler fazla yüklenince de taneler, kalın bir tabaka halinde hareket etmesinden dolayı en altta bulunan taneler, st kattaki küçük tanelerin bile deliklerden geçmesine engel teşkil etmek tedir.

Letoşnev'e göre tohumluk analizinin tam yapılması:

- 1- Tanelerin elek üzerinde hareket tarzına
- 2- Eleğin eğim açısına
- 3- Deliklerin diziliş tarzına
- 4- Eleğin aktif alan oranına
- 5- Eleğin yüklenmesine bağlanmaktadır.

Taneler genellikle ya elekten hiç ayrılmadan ileri geri kaydırılarak, ve yahut sıçratılarak elek üzerinde hareket ettirilirler. Tanelerin bu ileri geri kayma veya sıçrama hareketleri sıklařtıķa elek üzerinde ilerleme hızı artıp, eleğin sonuna gelmesi için lüzumlu zaman kısalmakta, deliklere isabet etme ihtimali azalmakta ve neticede iyi bir ayrılma elde edilememektedir. Tanenin iler geri kayma hareketi, eleğin muayyen stroklu ve muayyen frekanslı gidiş geliş hareketiyle sağlanmaktadır. Düşey hareketlerde eleğin ivmesi, üzerinde sıçrayan tanelerin ivmesinden fazla olursa, taneler elek üzerinde ilerleme imkânı bulmaktadırlar (30).

Eleme kasasında gurup halinde elek kullanarak, malamayı daha geniş bir alan üzerinde yayarak rzgra arz etmek ve bu suretle hafif olan yabancı maddelerin daha kolay, çabuk ve tam bir şekilde ayrılması temin edilmiştir.

Tel eleklerin tıkanması umumi bir mahzur olarak göze çarpmaktadır. Saç elek kullanmak suretiyle tıkanmayı kısmen olsun önlemek mümkün ise de, saç elekler aynı büyüklükteki tel eleklerle nazaran daha pahalı ve iş verimleri daha az olmaktadır. Çünkü saç eleklerde aktif alan oranı daha düşüktür. Eleme kafesinin ötelenmesi ve titreşimleri:

Eleme kafesi periyodik olarak salınıma maruz kalmaktadır. Mekanik titreşim tekniğinde bu hareket zorlanmış titreşimler olarak isimlendirilmektedir.

Peryodik bir kuvvetin titreşimi müsaait bir sisteme tesir ettiğini incelemekte olan Schuler, bu suretle sistemde doğan titreşimlere zorlanmış titreşimler ismini vermektedir. Böyle durumlar teknikte büyük bir rol oynamaktadır. Zorlanmış titreşimlerde birçok hallerde istenmiyen sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Bu dalda makina elemanlarının dönen veya periyodik olarak ileri geri hareket eden kütleleri tarafından doğrulan titreşimleri sayılmaktadır. Bu titreşimler millerin kırılmasıyla sonuçlanacak boyutlara ulaşabilmektedir.

Peryodik olarak tesir eden ikaz kuvvetine F dersek:

$$F = P \cos \omega t \quad \text{şeklinde yazılır.}$$

Burada zaman, titreşen kuvvetin pozitif maksimum noktasından itibaren hesaplanmaktadır. P = ikaz kuvvetinin genliği ve ω ikaz pülzasyonudur.

a. Zorlanmış titreşimlerin diferansiyel denklemi:

Harmonik kuvvet yardımıyla hareket denklemi olarak:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + K \frac{dx}{dt} + cx = F \cos \omega t$$

F = kuvvet

m = Titreşen sistemin bütün kütlesi

K = Sürtünme katsayısı (birim hız için sürtünme kuvveti)

c = yay sabiti

x = değişken yay uzunluğu (m kütlesinin yolu)

Burada $\frac{K}{m} = 2k$, $\frac{c}{m} = n_o^2$, $\frac{F}{m} = p$ koyularak

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2k \frac{dx}{dt} + n_o^2 x = p \cos \omega t \quad \dots\dots\dots 3.16.$$

elde edilmektedir.

n_0 = sönümsüz sistemin frekansı

k = söndürme eksponenti

Bu denklemin herhangi bir özel çözümü bulununca genel çözümü de yazılmaktadır. Buna ait her serbest titreşimi, yani:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2k \frac{dx}{dt} + n_0^2 x = 0$$

Homojen diferansiyel denkleminin her çözümü (3.16) nin bir çözümüne ekleyebiliriz. Homojen diferansiyel denklemin sağ tarafı sıfır olduğundan, bu denklemin dahil edilmesiyle kuvvet kanunu bozulmamaktadır. Aslında bu iki titreşimin toplanmasıyla genel çözüm bulunmuş olmaktadır. Demek ki toplam hareket, zorlanmış bir titreşim ile buna süperpoze olmuş bir serbest titreşimden ibarettir.

b. Zorlanmış titreşim denkleminin integrasyonu:

(3.16) diferansiyel denklemini integre edebilmek için reel cosinüs fonksiyonu yerine imajiner e-fonksiyonu koyulursa:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2k \frac{dx}{dt} + n_0^2 x = p e^{i\omega t} \dots\dots\dots 3.17.$$

yazılır.

Aşağıdaki hesaplarda x kompleks büyüklük olarak ortaya çıkabilmektedir. (3.17) denklemini integre etmek için

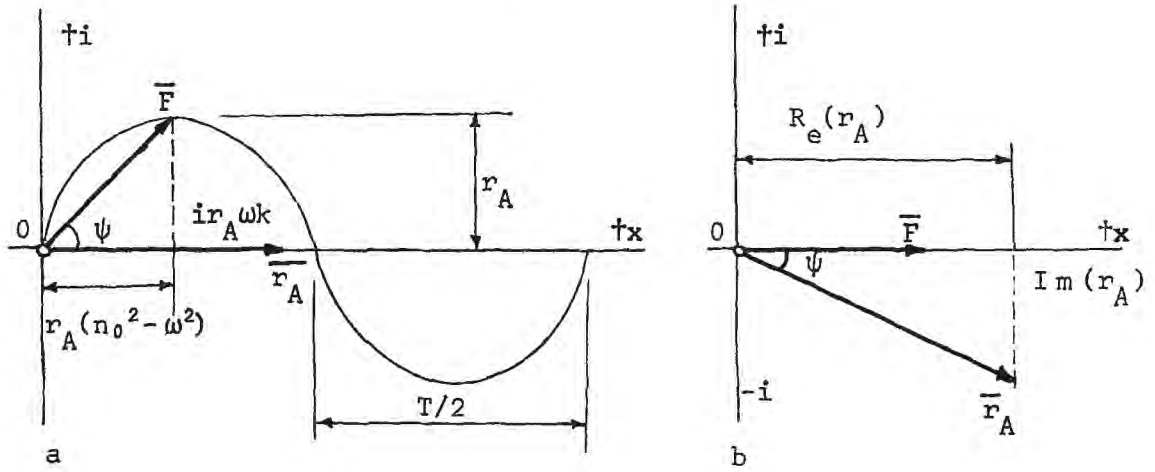
$$x = r_A \cdot e^{i\omega t}$$

yazılarak diferansiyel denkleme geçilirse, r_A için şart denklemi

$$-\omega^2 r_A + i\omega 2k r_A + n_0^2 r_A = p$$

$$r_A = p \frac{1}{(n_0^2 - \omega^2) + i\omega 2k} \dots\dots\dots 3.18.$$

elde edilmektedir. Demek ki r_A komplekstir. Bu fiziksel olarak, zorlanmış titreşimin ikaz eden titreşime nazaran bir faz koyması manasına gelmektedir.



Şekil 3.15. Kompleks düzlemde genlik vektörü $\overline{r_A}$ ve kuvvet vektörü $\overline{F}$

- a) Genliğin maksimum olduğu anda çizilmiş diyagram
b) Kuvvetin maksimum olduğu anda çizilmiş diyagram

c. Genliklerin incelenmesi:

(3.18) denkleminin mutlak değeri

$$|r_A| = |F| \frac{1}{\sqrt{(n^2 - \omega^2)^2 + 4k^2\omega^2}}$$

$|r_A|$ yı irdedelemek üzere biraz değiştirmekle

$$P = \frac{F}{m} = \frac{F}{c} \cdot \frac{c}{m} = \frac{F}{c} n_0^2 \quad \text{den}$$

$\frac{F}{c}$ faktörüne statik sapma adı verilmektedir. Statik sapma, F sabit kuvveti altında, sistemin denge konumundan sapma miktarıdır.

$$|r_A| = \frac{F}{c} \cdot \frac{n_0^2}{\sqrt{(n_0^2 - \omega^2)^2 + 4k^2\omega^2}} = \frac{F}{c} \cdot R \quad \dots\dots\dots 3.19.$$

yazılmaktadır. Aşağıdaki fonksiyonla tarif edilmekte olan R ye rezonans fonksiyonu adı verilmektedir.

$$R = \frac{n_0}{\sqrt{(n_0^2 - \omega^2)^2 + 4k^2\omega^2}}$$

R zorlanmış genlikleri elde edebilmek için, statik sapmanın çarpılması gereken sayıdır.

R yalnız aşağıdaki iki orana tabi olmaktadır.

$$\frac{\omega}{n_0} = \nu \quad \text{ve} \quad \frac{k}{n_0} = \beta, \quad \nu = \frac{n}{2\pi} = \frac{1}{T}$$

ω = ortalama dönme hızı

ν = dönüş noktası sayısı (saniyedeki titreşim sayısı), frekans

β = irca edilmiş söndürme sabiti

$$R = \frac{1}{\sqrt{(1-\nu^2)^2 + 4\beta^2\nu^2}} \dots\dots\dots 3.20.$$

yazılmaktadır.

Çeşitli β değerleri için R yi ν nün fonksiyonu olarak çizersek, artan β ile gittikçe yassılaşan çan biçimli eğriler elde edilmektedir. Küçük söndürme halinde R, rezonans noktası civarında çok yüksek değerlere ulaşır. Maksimum noktada

$$\frac{\partial R}{\partial \nu} = 0$$

olmaktadır.

$$-\frac{\partial R}{\partial \nu} = -\frac{1}{2} R^3 \left[-4\nu(1-\nu^2) + 8\beta^2\nu \right] = 0$$

Bu değer in sıfır olabilmesi için parantez içi sıfır olmalıdır. Yani maksimum noktası:

$$\nu_M^2 = 1 - 2\beta^2 \dots\dots\dots 3.21.$$

de olmaktadır. Bu maksimum, yalnız $2\beta^2 < 1$ için reel ν bölgesine düşer. Söndürme daha büyük olursa rezonans eğrisinin maksimumu $\nu = 0$ noktasına rastlamaktadır. Rezonans maksimumu sönümlü frekans n_s noktasına da rastlamamaktadır. Zira

$$n_s = \sqrt{n_0^2 - k^2} = n_0 \sqrt{1 - \beta^2}$$

halbuki burada

$$\omega_M = n_0 \nu_M = n_0 \sqrt{1 + 2\beta^2}$$

elde edilmektedir. Maksimum için (3.21), (3.20) de yerine koyularak,

$$R_{\text{mak}} = \frac{1}{2\beta} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^2}} = \frac{n_0^2}{2kn_s} \dots\dots\dots 3.22.$$

elde edilmektedir.

n_s = Söndürülmüş zatî frekans

Rezonans bölgesi için

$$R_{\text{res}} = \frac{1}{2\beta} \dots\dots\dots 3.23.$$

olmaktadır.

R_{res} ve R_{max} değerleri yalnız büyük β lar için birbirinden önemli derecede farketmektedir.

Rezonans fonksiyonunun incelenmesinde üç durum farkedilmektedir.

1- $\omega \ll n_0$, yani ν çok küçük. İkaz titreşimi, zatî titreşime kıyasla çok daha yavaş cereyan etmektedir. $\omega \rightarrow 0$ için $R \rightarrow 1$ olur.

2- $\omega \gg n_0$; $\nu \gg 1$,

artan ν ile R sıfıra gider.

3- Rezonans hali: $\omega = n_0$; $\nu = 1$,

$$R_{\text{res}} = \frac{1}{2\beta}$$

(3.23) formülünden görülmekte ki, söndürme küçük olduğu zaman zorlanmış titreşimin genliği rezonans halinde çok yüksek değerlere erişebilmektedir. Aynı kuvvetlerin doğuracağı statik sapmanın birkaç katına çıkılmaktadır. Hatta $\beta = 0$ için sonsuz olmaktadır.

d. Enerjinin maksimumu üzerinde düşünceler:

1- Dönüş noktasında zorlanmış titreşimin potansiyel enerjisi (bu sahada yalnız potansiyel enerji vardır, E_p).

$$E_p = \frac{cr_A^2}{2} = \frac{F^2 \cdot R^2}{2c}$$

Yani E_p değeri R^2 ile orantılıdır. R bir maksimuma sahipse, R^2 de bir maksimuma sahip olmaktadır. Demek ki E_p in maksimumu (3.21) de hesaplanan maksimum ile çakışmaktadır. Ve

$$v_{\max}^2 = 1 - 2\beta^2 \quad (\text{potansiyel})$$

noktasına isabet etmektedir.

2- Kinetik enerji (E_{kin}) ; $E_p = 0$ ve $V = V_0$ olan geçiş noktasında ele alınmaktadır. Burada V_0 başlangıç, V hareket halindeki hız olmaktadır.

$$E_{\text{kin}} = \frac{m}{2} V_0^2$$

Halbuki

$$x = |r_A| \cos(\omega t - \psi); \quad \frac{dx}{dt} = -|r_A| \omega \sin(\omega t - \psi)$$

olur. Geçiş noktasında $(\omega t - \psi) = \pi$ olmakta, buradan

$$V_0^2 = \left(\frac{dx}{dt} \right)_0^2 = r_A^2 \omega^2$$

elde edilmektedir. (3.19) daki r_A değeri burada yerine koyularak

$$E_{\text{kin}} = \frac{m}{2} \left(\frac{F}{c} \right)^2 R^2 \omega^2$$

bulunmaktadır.

$R^2 \omega^2$ maksimum olduğu zaman E_{kin} de maksimum olur. (3.20) den:

$$R^2 \omega^2 = n_0^2 \frac{v^2}{(1-v^2)^2 + 4\beta^2 v^2}$$

ortaya çıkmaktadır. Maksimum:

$$\frac{\partial}{\partial v} = \left[\frac{v^2}{(1-v^2)^2 + 4\beta^2 v^2} \right] = 0$$

$$\frac{1}{\text{payda}^2} \cdot \{ 2v [(1-v^2)^2 + 4\beta^2 v^2] - v^2 [-2(1-v^2) 2v + 8\beta^2 v] \} = 0$$

denkleminde elde edilmektedir. Parantez içi

$$(1-v^2)^2 + 2v^2(1-v^2) = 0$$

için ortadan kalkar. Burada β işin içine girmemektedir. Yani maksimum şekli β ya bağlı değildir. Maksimumluk,

$$v_{\max} = 1 \quad (\text{kinetik})$$

noktasında meydana gelmektedir. Fakat şimdi $v = 1$ için paydanın da sıfır olup olmadığı kontrol edilince; $\beta > 0$ için payda sıfır olmayıp, yalnız $\beta = 0$ için ispat edilememektedir. Zira $\beta = 0$ için matematik anlamda bir maksimum mevcut olmamaktadır.

Netice olarak:

Zorlanmış bir titreşimin potansiyel enerji bakımından maksimumu

$$\omega = n_0 \sqrt{1 - 2\beta^2}$$

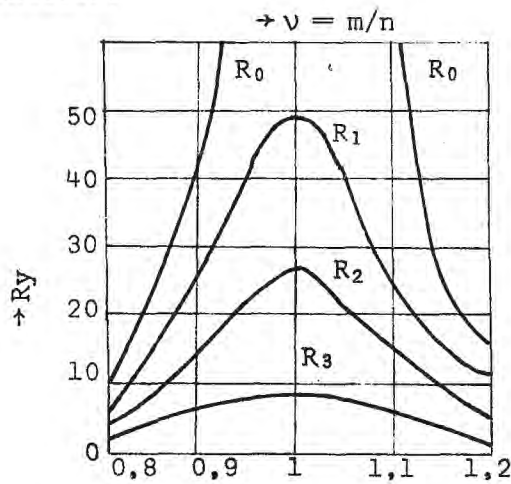
noktasında, yani genliğin maksimum olduğu noktada mümkündür. Buna mukabil titreşimin kinetik enerji bakımından maksimumu daima

$$\omega = n_0$$

için, yani söndürmenin şiddetinden bağımsız olarak, sönümsüz sistemin rezonans noktasında gerçekleşmektedir. Şekil 3.16 da böyle kinetik enerjinin rezonans eğrileri görülmektedir. Burada Rv değeri v ye tabi olarak çeşitli β lar için çizilmektedir. Bu eğrileri incelerken, kinetik enerjinin $(Rv)^2$ ile orantılı olduğu hatırlanmaktadır. Zira enerji denklemi:

$$E_{\text{kin}} = \frac{m}{2} \left(\frac{F}{c} \right)^2 \cdot n_0^2 (Rv)^2$$

şeklindedir.



Rv , çeşitli söndürme sabitleri için v ye tabi olarak çizilmektedir.

$\beta = 0$ için R ; $\beta = 0,01$ için R_1 ;

$\beta = 0,002$ için R_2 ;

$\beta = 0,1$ için R_3 ; Kinetik enerji $(Rv)^2$ ile orantılıdır.

Şekil 3.16. Kinetik enerjinin rezonans eğrileri.

e. Rezonans fonksiyonundan sistem sabitlerinin taini:

Şimdiye kadar sisteme ait v ve β değerlerinin verilmiş olduğunu kabul ederek, rezonans eğrisi hesaplanmaya çalışılmaktadır. Halbuki sisteme ait değerlerin taini gerekmektedir. Sistemin, söndürmesi küçük ve kolayca ölçülebi-
lecek rezonans maksimumu olduğu kabul edilmektedir. Bu durumda (3.22) e göre

$$R_{\max} = \frac{1}{2\beta} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\beta^2}}$$

olmaktadır. Bu değer yalnız β ya tabi olup normal olarak R değil genlik ölçül-
mektedir.

$$r_{A\max} = \left(\frac{F}{c}\right) R_{\max}$$

Şimdi $\left(\frac{F}{c}\right)$ ve β olmak üzere iki bilinmiyen olduğundan, yalnız maksimu-
munu tayin ettiğimiz tek bir ölçme kafi gelmemektedir. Rezonans eğrisinden baş-
ka, bir v değeri için ikinci bir ölçme yapıldığı takdirde:

$$\frac{r_{A^2}}{r_{A^2\max}} = \frac{R^2}{R_{\max}^2} = \frac{4\beta^2(1-\beta^2)}{(1-v^2)^2 + 4\beta^2 v^2} = \eta$$

olmaktadır.

η = Genliklerin karelerinin oranıdır.

Rezonatörün sönümsüz zatî frekansı η_0 bilinmekle, ω da ölçümle bilin-
mekte ve v belli olmaktadır. Ozaman yegane bilinmeyen olarak β^2 kalır. Bu se-
bepten denklem β^2 ye göre çözülerek:

$$\beta^4 - \beta^2(1-v^2\eta) + \frac{\eta}{4}(1-v^2)^2 = 0$$

$$\beta^2 = \frac{1}{2} \left[(1-v^2\eta) \pm \sqrt{(1-v^2\eta)^2 - \eta(1-v^2)^2} \right]$$

elde edilmektedir. Genlik oranı

$$r_A = r_{A\max} \cdot 0,707$$

ye tekabül edecek şekilde $\eta = 1/2$ seçilmekte:

$$\beta^2 = \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{v^2}{2}\right) \pm \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{3}{2} v^4\right)} \right]$$

Dolayısıyla fiziksel olarak β nın ancak tek bir değer alması icap ettiği göz-
önünde bulundurulmaktadır. (42)

3.4.2. Vantilatör:

Eleme kasasına gelen malama içerisindeki tanenin saman ve yabancı maddelerden ayrılması foksiyonunu eleme kasası yalnız başına yapamaz. Taşıyıcı bantın altında, harmanlama düzeni ile temizleme düzeni şasilerinin birleştiği yerde bulunan vantilatör, aero-dinamik özelliğiyle yardımcı olmaktadır.

Şekil 3.3/4

Aero-dinamik özelliklere göre ayırma hava ile tanelerin aynı yönde olmayan hareketleri neticesinde meydana gelmektedir. Hava, hareket tesir sahasında cisimlerin hareketlerine karşı bir direnç göstermektedir. Bu direnç bazı faktörlere bağlı olup, cismin kütlesiyle, yoğunluğuyla, yüzey şekliyle değişmektedir. Fazla hava direnciyle karşılaşan cisimler yavaş, az karşılaşan cisimler ise havaya göre daha hızlı hareket edebilmektedir. Tanelerin de aero-dinamik özelliklerine göre ayrılması bu esasa dayanmaktadır.

Hava akımının etkisine bırakılan bir karışımın içindeki hafif kısımlar, ağırlıkları az olduğundan, rüzgâr hızına çabuk kapılarak, kitlesi fazla olan kısımlara nazaran daha uzağa götürülürler. Böylece ağır olan tohumlar ve yabancı maddeler (taş parçacıkları, toprak vs.); toz, kavuz, saman gibi hafif olan maddelerden ayrılmaktadırlar.

Tohum temizleme ve sınıflandırma makinalarında vantilatör denilen özel bir cihaz tarafından meydana getirilmekte olan sun'i rüzgarın başlıca iki görevinin olduğunu açıklayan Mutaî:

- 1- Tohumluğu, önce kendisinden daha hafif ve daha ağır olan bütün yabancı maddelerden temizlemek,
- 2- Temizlenmekte olan ana bitki tohumlarını, tohumluk değerlerine göre sınıflara ayırmaktır.

Havanın cisimlere karşı gösterdiği direnç, cismin ağırlığına, büyüklüğüne, şekline, yüzeyinin durumuna bağlı olduğu gibi, rölatif hareket hızına, cismin duruşuna ve havanın durumuna da bağlanmaktadır.

Bu direnç formülüne edilecek olursa:

$$F_r = k \frac{\gamma_h}{g} A_F \cdot v_r^2 \dots\dots\dots 3.27.$$

Burada:

F_r = Cismin hareketine karşı koyan kuvvet, N

k = Direnç katsayısı

γ_h = Havanın özgül ağırlığı, kg/m^3

g = Yerçekim ivmesi, m/s^2

A_F = Cismin rölatif hareket yönünde, dikey düzlem üzerindeki iz düşüm alanı, m^2

v_r = Cisimle havanın rölatif hareket hızıdır. m/s

Tohumluğu teşkil eden taneler eğik veya yatay bir hava akımına bırakılırsa, hava akımı tanelere bir R kuvveti ile tesir etmektedir. Bu kuvvetin tesiri altında taneler belirli bir hız ve ivme kazanmaktadır. R kuvveti büyüdükçe tanelere verdiği hız da artar ve tanelere o nispette uzağa fırlatılırlar.

F_r kuvvetinin taneye sağladığı ivme şu şekilde tain edilmektedir.

$$a = \frac{F_r}{m} = \frac{k \gamma_h A_F}{m \cdot g} v_r^2 = \frac{k \gamma_h A_F}{G_t} v_r^2 \dots\dots\dots 3.28.$$

Burada:

m = cismin kütlesi, kg

G_t = cismin ağırlığı, kg

v_r^2 nin yanındaki $\frac{k \cdot \gamma_h \cdot A_F}{G_t}$ katsayısı tanenin aero-dinamik katsayısı olup

k_{ad} ile gösterilmektedir. Bu katsayı, tanenin aero-dinamik özelliklerinin bir ölçüsü olmaktadır. Fakat pratikte, fiziksel anlamı daha kolay anlaşılan diğer bir ölçü kullanılmaktadır. Buna "kritik hız" ismi verilmektedir. Kritik hız; cismin rölatif hızının, havanın gerçek hızına eşit olduğu hız olarak tarif edilmektedir. ($F_r = G_t$)

v_k = kritik hız, m/s

$$G_t = F_r = k \cdot \frac{\gamma_h}{g} A_F \cdot v_k^2$$

buradan

$$v_k = \sqrt{\frac{G_t \cdot g}{k \gamma_h A_F}}$$

olarak bulunmaktadır.

Tohumluk, hava akımı ile kısımlara ayrılabilmesi için kullanılan rüzgar hızı, birbirinden ayrılması istenen kısımların kritik hızlarının arasında bir değerde olması gerekmektedir.

Areo-dinamik katsayısı k_{ad} ile kritik hız v_k ile aynı cisim için bile farklı olmaktadır.

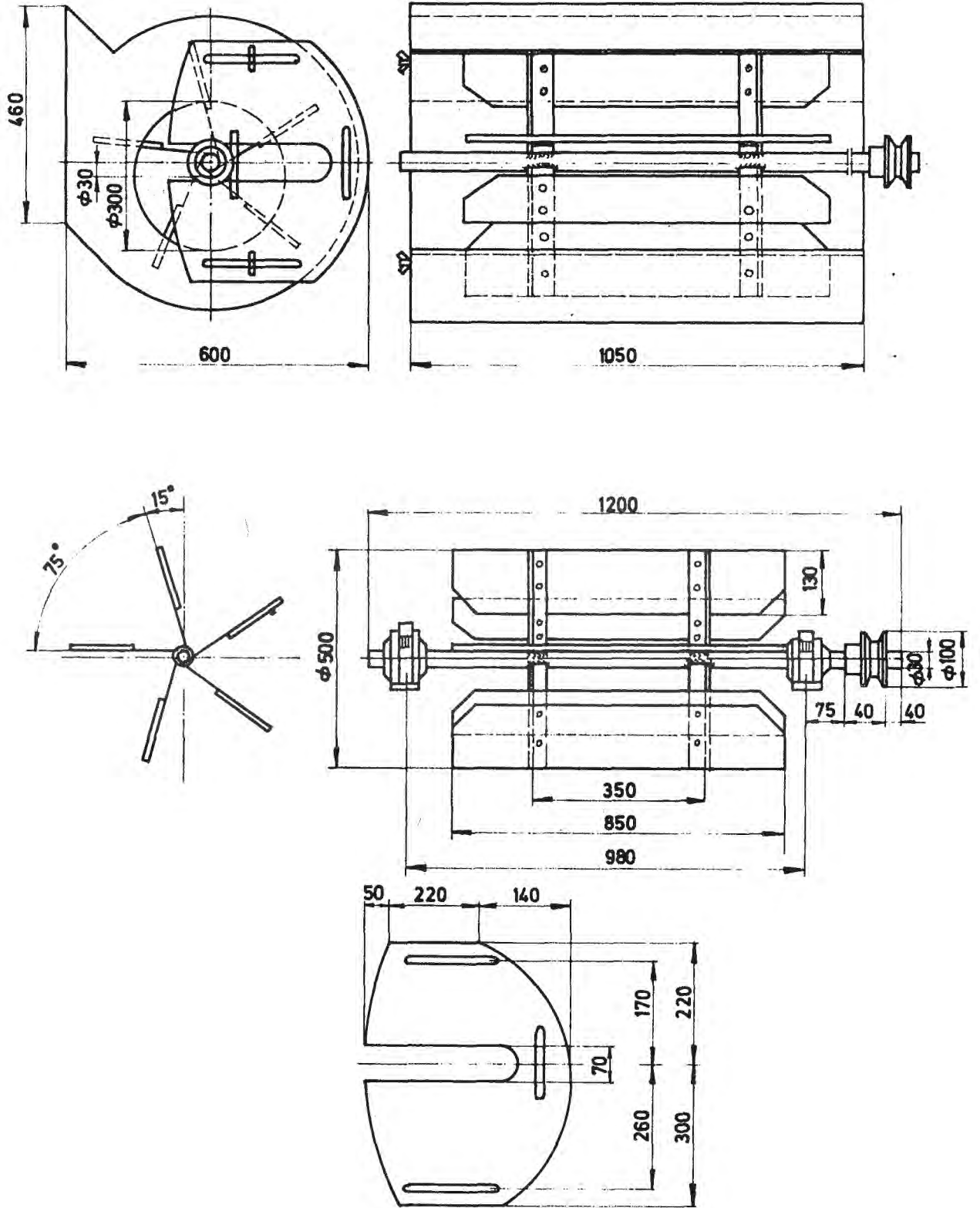
$$v_k = \sqrt{\frac{G_t \cdot g}{k \gamma_h A_F}} ; \quad k_{ad} = \frac{k \gamma_n \cdot A_F}{G_t} \dots\dots\dots 3.29.$$

Görülmektedir ki v_k ve k_{ad} , hava akımının tesir ettiği A_F alanına bağlıdır. Bu alan ise, küre şeklinde olmayan cisimlerin havada dönmeleri neticesinde daima değişmektedir. Örnek olarak; oval olan buğday tanesi en kısa eksen etrafında dönerek havadaki durumunu sık sık değişmektedir. Herhangi bir hububat tanesi rüzgar yönüne dikey durumdayken (A_F) alanı en büyük, rüzgara paralel durumda iken ise (A_F) alanı en küçük olmaktadır (29) .

3.4.2.1. Vantilatör konstrüksiyon özellikleri:

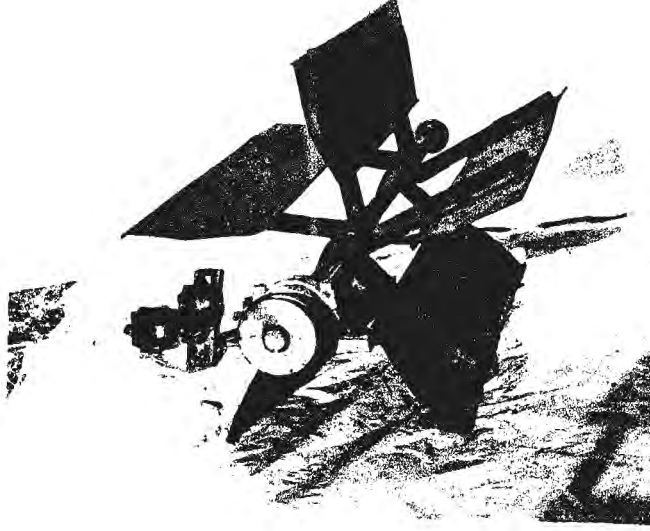
Harman makinasında, alçak basınçlı santrifüj etkili radyal vantilatör kullanılmaktadır. Vantilatör çarkı (fan) 30 mm çaplı bir mil etrafında 5 adet sağ kanattan ibaret olup, 30 mm lik rulman muhafazası ile H 207 numaralı rulmanla milin iki ucundan şasiye yataklanmıştır. Resim 3.5. Bunun etrafında vantilatör muhafazası yer almaktadır. Vantilatör muhafazası salyangoz, 1,5 mm lik saçtan yapılmış ve iki ucunda $\phi 300$ mm lik hava giriş delikleri bulunmaktadır. Bu deliklerin açıklıklarını ayarlayabilmek için ise iki adet hareket edebilen kapak bulunmaktadır. Şekil 3.17. Çark (fan), milinin bir ucundan $\phi 100$ mm lik tek kademeli bir kasnakla tahrik edilmektedir. Resim 3.4. Vantilatör kasnağı ise trapez profilli lastik kayışla, 3 kademeli ara kasnak vasıtasıyla tahrik edilmektedir. Şekil 3.44/5.

Vantilatör kasnağı tahrik edilince içerisindeki havayı santrifüz kuvveti etkisiyle etrafa doğru fırlatırken, hazne içindeki hava radyal olarak hazneyi terketmektedir. Bu esnada haznede bir basınç düşmesi meydana gelmektedir. Atmosfer basıncından düşük olan hazneye, aksenel olarak kenarlardaki giriş deliklerinden hava hücum etmekte ve böylece devamlı olarak çark tarafından hava üflenmektedir.



Şekil :3.17 Harman makinası vantilatör konstruksiyonu.

Ölçek 1:10



Resim 3.5. Vantilatör çarkı

Vantilatörün boyutlandırılması, ihtiyaç olan hava debisine, vantilatör devir sayısına, kullanılacak ortamın hava basınç durumuna veya vantilatör hava basıncına göre yapılmıştır.

Genel Ölçüler

Vantilatör tipi	: Radyal, giriş ağzı ayarlanabilir
Giriş ağzı	: 2 adet $\phi 300$ mm
Çıkış ağzı	: 1050×460 mm ²
Hazne dış çapı	: $\phi 600$ mm
Çark dış çapı	: $\phi 500$ mm
Hazne genişliği	: 1200 mm
Çark mili çapı	: $\phi 30$ mm
Kanat ebadları	: 980×130 mm
Kanat eğim açısı	: 15°
Kanat sayısı	: 5 adet
Kullanılan yatak tipi	: 30 mm oynak bilyalı germe manşonlu rulman,
Vantilatör devri/batör devri	: 585/855

H 207

3.4.2.2. Vantilatörlerin teorik hesaplanması:

Vantilatörler genel olarak üç guruba ayrılmaktadır.

- 1- Radyal vantilatörler
- 2- Eksenel vantilatörler
- 3- Dik akımlı vantilatörler

Radyal Vantilatörler: Eksenel olarak vantilatör fanına giren hava, salyangozu radyal olarak terketmektedir.

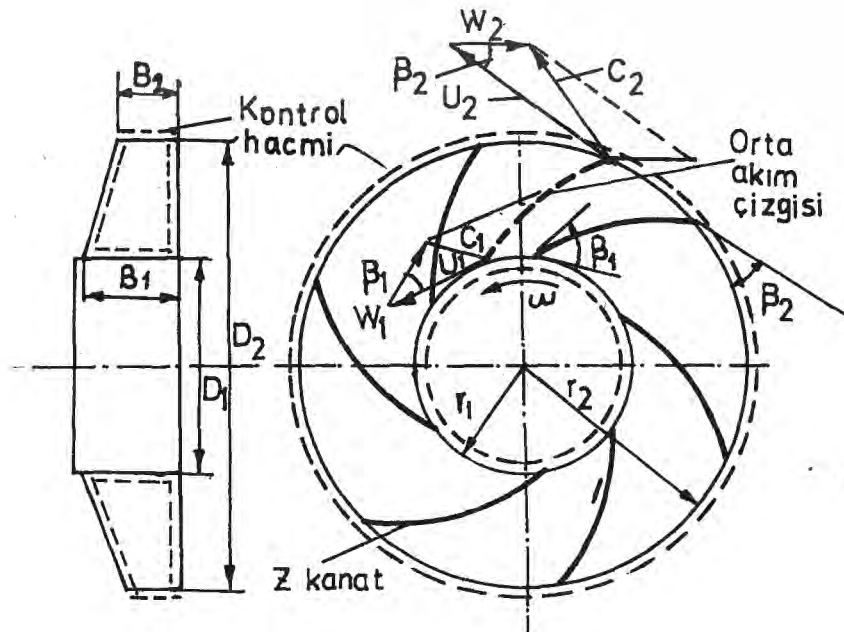
Salyangozun görevi, hava hızının bir kısmını basınca dönüştürmektedir.

Fan(döner çark) kanatları, geriye dönük, radyal ve ileriye dönük olarak imâl edilmektedir.

Eksenel Vantilatörler: Hava akımı eksenel olarak girip ve eksenel olarak vantilatörü terk etmektedir.

Dik akımlı vantilatörler: Hava akımı mil eksenine dik olup fanları radyal vantilatörlere benzemektedir.

a. Radyal vantilatörlerde enerjinin dönüşümü:



Şekil: 3.18.

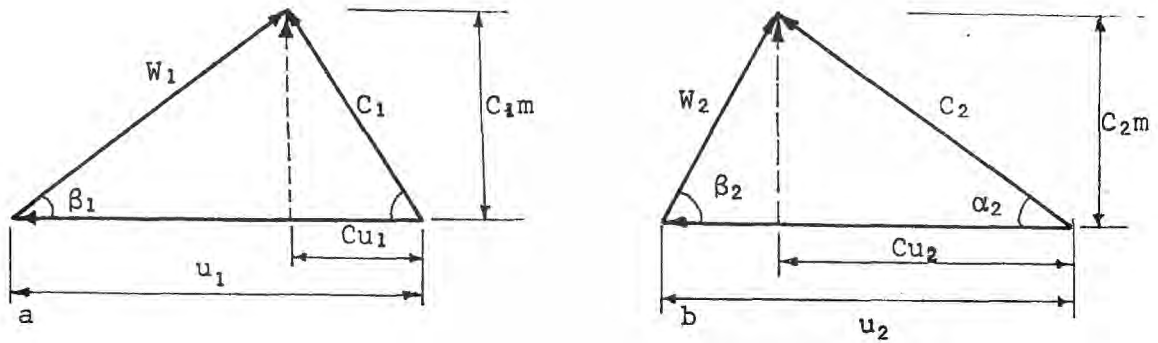
ω açısal hızıyla dönen çark, içindeki havayı dışarıya doğru ivmelendirmektedir. Böylece dönen çark girişinde alt basınç meydana gelmektedir.

Önce akış sürtünmesiz, sürekli, akım çizgilerine (kanat eğrilerine) paralel ve sonsuz sayıda kanat olduğu kabul edilmektedir. Şekil 3.18.

Mil merkezinden (r) kadar uzaklıkta bir yerde, kanat üzerindeki çevre hızı $U = \omega.r$ olarak ifade edilmektedir. Mutlak hız (c), çevre hızı (U) ve bağıl hız W nın vektörel toplamından:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \dots\dots\dots 3.30.$$

Girişteki hız için $\vec{C}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$, çıkıştaki hız için $\vec{C}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$ şeklinde yazılmaktadır. Şekil 3.19. a ve b de giriş ve çıkış üçgeni gösterilmektedir.



Şekil 3.19.

$$\text{Girişteki impuls} = \frac{\gamma.Q}{g} C_1 u = M C_1 u$$

$$\text{Çıkıştaki impuls} = \frac{\gamma.Q}{g} C_2 u = M C_2 u$$

Burada:

$$M = \frac{\gamma.Q}{g} \text{ kütleli debi}$$

Q = volumetrik debi,

İmpuls kuvveti dönme yönünde veya ters yönde olmaktadır. Burada $M C_1 u$ dönme yönünde, $M C_2 u$ ise dönme yönüne ters yöndedir.

Döner çarka aktarılan moment, giriş ve çıkıştaki momentler farkından bulunmaktadır.

$$\text{Giriş momenti} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot C_1 u r_1$$

$$\text{Çıkış momenti} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot C_2 u r_2$$

$$\text{Giriş momenti} = \text{Girişteki impuls momenti}$$

$$\text{Çıkış momenti} = \text{Çıkıştaki impuls momenti}$$

$$\text{Döner çarka aktarılan moment} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} (C_2 u r_2 - C_1 u r_1) \dots\dots\dots 3.31.$$

$$\text{Güç} = \text{Moment} \cdot \omega = \text{Moment} \cdot \frac{u}{r}$$

$$N_{th\infty} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} (C_2 u \cdot U_2 - C_1 u \cdot U_1) \dots\dots\dots 3.32.$$

Sonsuz sayıda kanat içinden birim zamanda geçen M kütlesinin veya $\gamma \cdot Q$ ağırlığında havanın toplam basıncının $\Delta P_{th\infty}$ kadar arttığı düşünülmektedir.

$$N_{th\infty} = \gamma \cdot Q \left(\frac{\Delta P_{th\infty}}{\gamma} \right) \dots\dots\dots 3.33.$$

(3.32) ve (3.33) eşitliğinden

$$\Delta P_{th\infty} = \rho (C_2 u U_2 - C_1 u \cdot U_1) \dots\dots\dots 3.34.$$

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad \text{şeklindedir.}$$

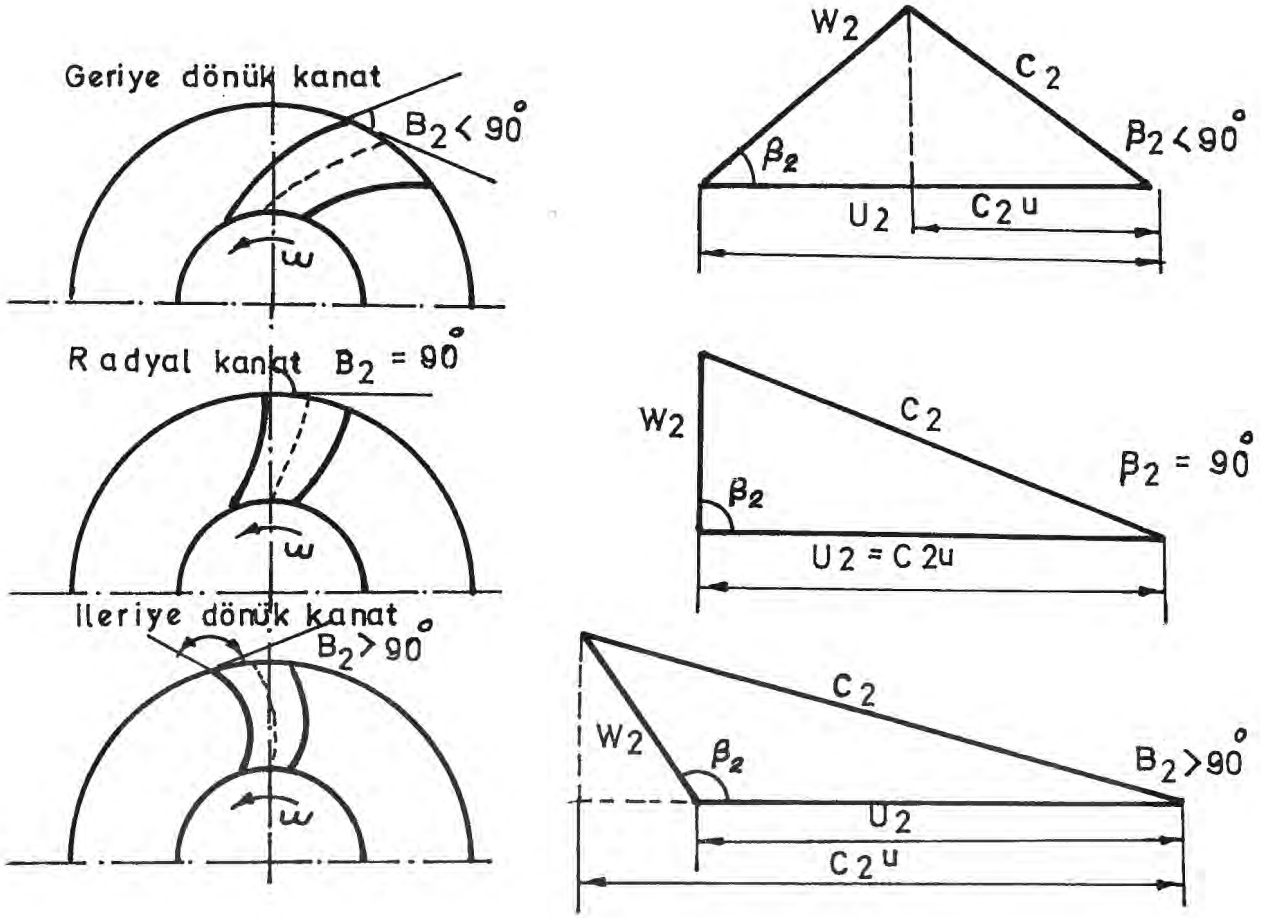
Belirli bir devir sayısı ile döndürülen, belirli biçimdeki döner çark içinden geçen havaya verilen enerji, döner çarkın giriş ve çıkışındaki çapına ve C_u hız bileşenine bağlanmaktadır.

β_1 giriş açıları ve giriş üçgenleri aynı olan fakat β_2 çıkış açıları farklı olan kanatları ele alacak olursak, U_2 hızlarının aynı olmasına rağmen kanat şekilleri β_2 açısının durumuna göre değişmektedir.

$$\beta_2 < 90^\circ$$

$$\beta_2 = 90^\circ$$

$$\beta_2 > 90^\circ \quad \text{durumlarına göre ele alınır}$$



Şekil 3.20.

$C_2 u < u_2$	$\beta_2 < 90^\circ$
$C_2 u = u_2$	$\beta_2 = 90^\circ$
$C_2 u > u_2$	$\beta_2 > 90^\circ$

Yukarıdaki açıklamalar ve şekil 3.20. den β_2 açısı büyüdükçe $C_2 u$ bileşenin büyüyeceği ve bu nedenle belirli bir çıkış çapındaki döner çark içindeki hava kütlesine daha fazla enerji verilebileceği görülmektedir.

Ancak $\beta_2 = 90^\circ$ durumunda, çıkış üçgeninden görülebileceği gibi, daha büyük bir $C_2 u$ elde edilebilir. İleri dönük kanat sisteminde C_2 hızı fazlasıyla artmaktadır.

Hava kütlesine aktarılan hız enerjisi, β_2 arttıkça artacaktır. O halde β_2 yi artırmakla havaya fazla miktarda kinetik enerji aktarmak gerekmektedir. Halbuki kinetik enerji, kanatlar arasında tekrar potansiyel enerjiye dönüştüğü zaman, statik basınç elde edilirken, büyük kayıplar meydana gelmekte ve bu sebep-

Gerçek vantilatörlerde, belirli sayıda kanatta, $C_{2u} > C_{3u}$, teorik toplam basınç:

$$\Delta P_{th} = \rho \cdot U_2 C_{3u}$$

şeklinde yazılmaktadır.

C.Pfleiderer'e göre μ radyal vantilatör güç azalma faktörü:

$$\Delta P_{th} = \mu \cdot \Delta P_{th\infty}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\Psi'}{Z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$$

yazılmaktadır.

$\frac{D_1}{D_2}$ = Giriş ve çıkış döner çark çapları oranı

Z = Döner çark kanat sayısı

$\Psi' = 0,65 - 0,85$ sabit sayı

b. Vantilatörlerde toplam basınç (ΔP) ve basma yüksekliği (H):

Bernoulli denklemi giriş ve çıkış noktalarına uygulanırsa:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = -E + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} \dots\dots\dots 3.35.$$

$$E = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

$$\Delta P_{din} = \left(\frac{C_2^2}{2g} \cdot \gamma - \frac{C_1^2}{2g} \cdot \gamma \right) \dots\dots\dots 3.36.$$

$$\Delta P_{sta} = P_2 - P_1 \dots\dots\dots 3.37.$$

gösterilmektedir.

$$\Delta P = \Delta P_{sta} - \Delta P_{din} \dots\dots\dots 3.38.$$

düşünülürse:

$$\Delta P_{sta} < \Delta P$$

$$\Delta P_{sta} > P$$

$$\Delta P_{sta} = \Delta P$$

olmaktadır.

P_a = Atmosfer basıncı, N/m^2

P_1 = Emme ağzındaki mutlak basınç, N/m^2

P_2 = Basma ağzındaki mutlak basınç, N/m^2

$P_1' = P_a - P_1$, Emme ağzındaki vakum, N/m^2

$P_2' = P_2 - P_a$, Basma ağzındaki manometrik basınç, N/m^2

Vantilatörün giriş ağzı alanı A_1 ve çıkış ağzı alanı A_2 olursa:

1. $A_2 > A_1$ olduğundan ve debi sabit ise
 $C_2 < C_1$ olur. $\Delta P_{din} < 0$; $\Delta P_{sta} > \Delta P$
2. $A_2 = A_1$ ve debi sabit ise
 $C_2 = C_1$ $\Delta P_{din} = 0$; $\Delta P_{sta} = \Delta P$
3. $A_2 < A_1$ ve debi sabit ise
 $C_2 > C_1$ $\Delta P_{din} > 0$; $\Delta P_{sta} < \Delta P$

Basma yüksekliğinin taininde:

P_2' küçük olduğunda $\Delta P \leq 0,03 P_1$ civarında % 1 hata ile

$$H = \frac{\Delta P}{\gamma} , \text{ kgm/kg}$$

olarak yazılmakta ve havanında özgül ağırlığı sabit kabul edilmektedir.

c. Vantilatörlerde Güç ve Kayıplar:

$$N = Q \cdot \Delta P / 1000 \dots\dots\dots 3.40.$$

$$N_e = (Q + \Delta Q) \Delta P_{th} / 1000 + N_m + N_r$$

$$\eta_h = \frac{\Delta P}{\Delta P + \Delta P_r}$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$$

$$\eta_r = \frac{N_i - N_r}{N_i}$$

$$\eta_i = \frac{N}{N_i} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_r$$

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}$$

$$\eta_g = \frac{N}{N_e} = \eta_i \cdot \eta_m$$

Q = Vantilatörün debisi, m³/s

ΔP = Toplam basınç N/m²

N = Vantilatörlerde faydalı güç, Kw

Q' = Döner çark içinden geçen debi, m³/s

N_e = Vantilatör miline aktarılan güç, Kw

N_i = iç güç, Kw

N_m = Mekanik kayıplara harcanan güç, Kw

ΔQ = Kaçak debi (Fana tekrar dönen debi), m³/s

ΔP_r = basınç kaybı

η_g = genel verim

η_h = hidrolik verim ($\geq 0,85$ alınabilir)

η_v = volümetrik verim

η_r = döner çark ve dış yüzeyler sürtme verimi

η_i = Vantilatör iç verimi

η_m = Mekanik verim

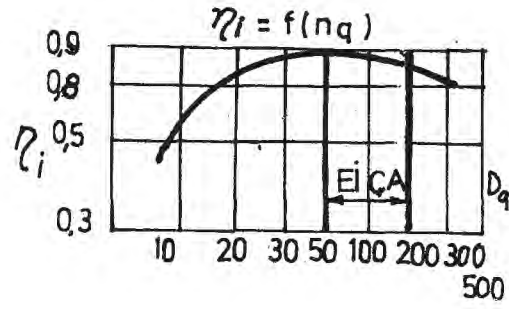
Vantilatörlerde çift taraftan emiş oluşu halinde, formüllerde kullanılan debinin yarısı alınmaktadır. Çift veya çok kademelilerde ise basma yüksekliği kademe sayısına bölünerek tek kademedeki basma yüksekliği bulunmaktadır.

d. Radyal akımlı vantilatör, döner çark (fan) hesabı:

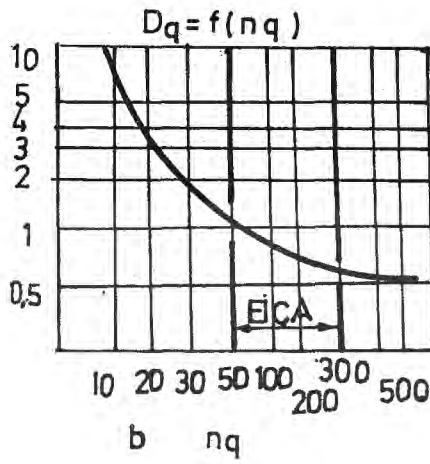
1- Özgül devir sayısının hesabı (n_q):

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}, \quad d/d$$

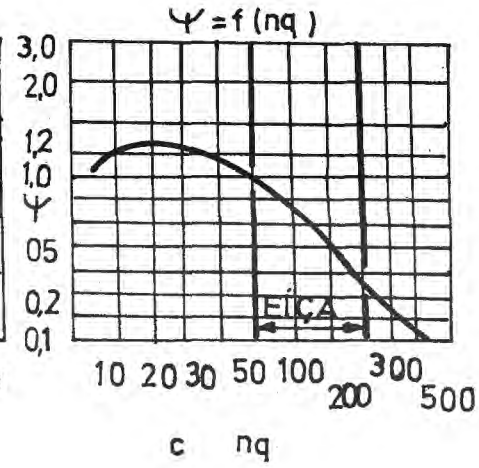
n_q , Q ve H değerleri bilinmektedir.



a



b



c

Şekil 3.22.

nq belli iken η_i , D_q ve ψ tablolarından okunur. Şekil 3.22.

2. Kanat çıkış çapının hesabı (D) ve vantilatör çalıştırma gücü (Ne):

$$D_2 = \frac{60 U}{\pi \cdot n} = \frac{19}{n} \sqrt{\frac{2g H}{\psi}}$$

$$Ne = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{102 \cdot \eta_i \cdot \eta_m}$$

Mekanik verim, vantilatörün bağlantısı ve redüktörle ilgilidir.

$$\eta_m = 0,80 - 0,97$$

3. Fan giriş çapı (D_s):

Vantilatörün fan giriş ağzındaki boşluk dayanma halkası ile kapatılarak kaçak debi ΔQ sınırlandırılmaktadır. Volümetrik verim ise yükselmektedir. $\eta_v = 0,95-0,98$ olması gerekirken dizayn hatasından bu verime erişilemez.

D_s çapındaki alandan C_s hızında debi giriyor ve kanat ucu mile paralel ise:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 Q'}{\pi \cdot C_s}} \cong D_1$$

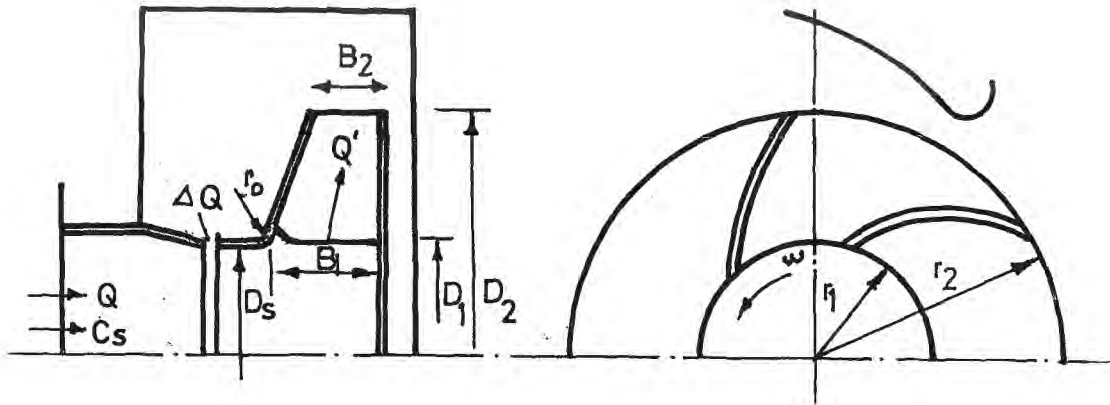
$$C_s = \epsilon \sqrt{2 g H}$$

C_s = emme hızı, m/s

D_s = emme çapı, m

D_1 = fan giriş çapı, m

ϵ = akış sayıları, (0,1-0,3)



Şekil 3.23.

4. Kanat giriş eni (B_1) ve giriş açısı (β_1):

$$B_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot D \cdot Com}$$

Com = Sürekli olan akımın ortalama hızı, m/s

C_s giriş hızı aksenal durumdan radyal duruma geçerken (yön değiştirmec yavaşlar, hızlanır veya aynı kalabilir. Bu üst kapak temas eğriliğine (r_D), c yanma halkasının temiz ve pürüzsüz olmasına bağlıdır.

$$Com > C_s$$

$$Com < C_s$$

$$Com = C_s$$

alınabilir.

Yüksek verimli fan dizaynı için:

$$m = \frac{Com}{C_s} = 0,5 \left(\frac{100}{nq} \right)^{1/6}$$

$$r_D = 0,14 D, \text{ mm} \quad (\text{Şekil 3.23.})$$

Kanat giriş açısının belirlenmesinde;

Giriş radyal ve hiç bir çarpma mevcut değilse

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{Com}{\xi_1 U_1} = \frac{mcs}{\xi_1 U_1}$$

Kanat önündeki ortalama meridyenel giriş hızı (Com), kanat daraldıkça artmaktadır.

$$C_{1m} > Com$$

$$\xi_1 = \frac{Com}{C_{1m}}$$

$C_{1m} = D_1$ çapında hava giriş hızı, m/s

$\xi_1 =$ Daralma faktörü

$S =$ kanat kalınlığı (s)

$s = 3-5 \text{ mm}$ arasında dizayn edilmektedir. Şekil 3.24.

$$\text{Girişte } \sin \beta_1 = \frac{s}{s_1}, \quad \text{çıkışta } \sin \beta_2 = \frac{s}{s_2}$$

$t_1 =$ girişteki kanat hatvesi, m

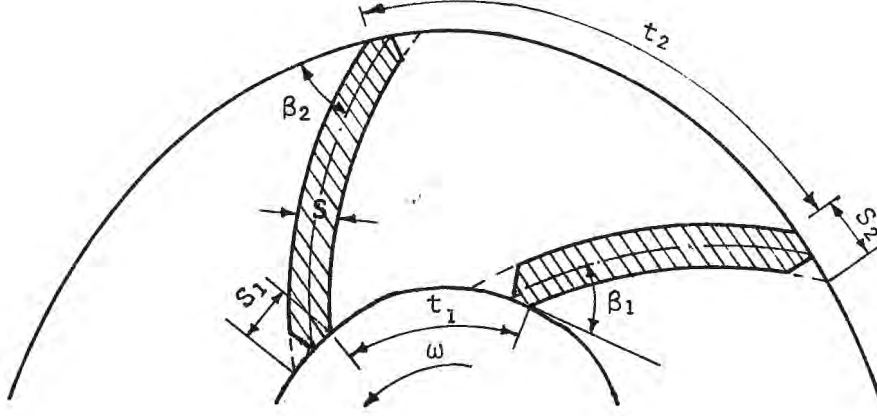
$t_2 =$ çıkıştaki kanat hatvesi, m

$B_1 =$ giriş açısı

$B_2 =$ çıkış açısı

S_1 = Giriş çevre üzerinde kanat kalınlığı, m

S_2 = Çıkış çevre üzerinde kanat kalınlığı, m



Şekil 3.24.

5. Kanat Sayısı (Z) :

$$Z = (3-8) \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z}$$

β_1 açısı ve kanat kalınlığı kabul edilerek S_1 bulunur.

S kanat kalınlığı santrifüz kuvvetlerine karşı koyacak şekilde,

$$\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ \text{ seçilmekle verim yükselmektedir.}$$

6. Kanat çıkış eni (B_2) :

$$B_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2m} \cdot \xi_2}$$

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z}$$

$$\xi_2 = \frac{t_2 - S_2}{t_2}$$

$$Q' = Q + \Delta Q$$

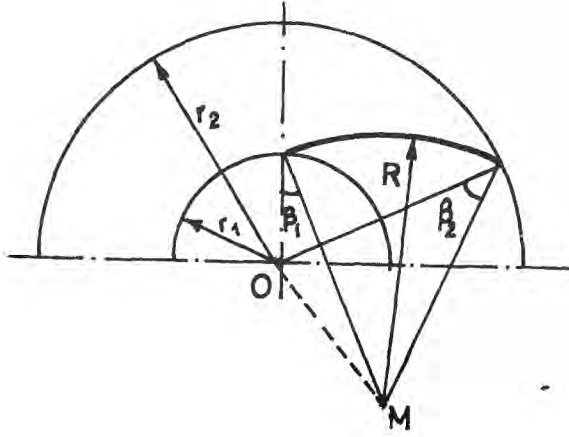
D_2 = Fan çıkış çapı, m

C_{2m} = Meridyen hız, m/s

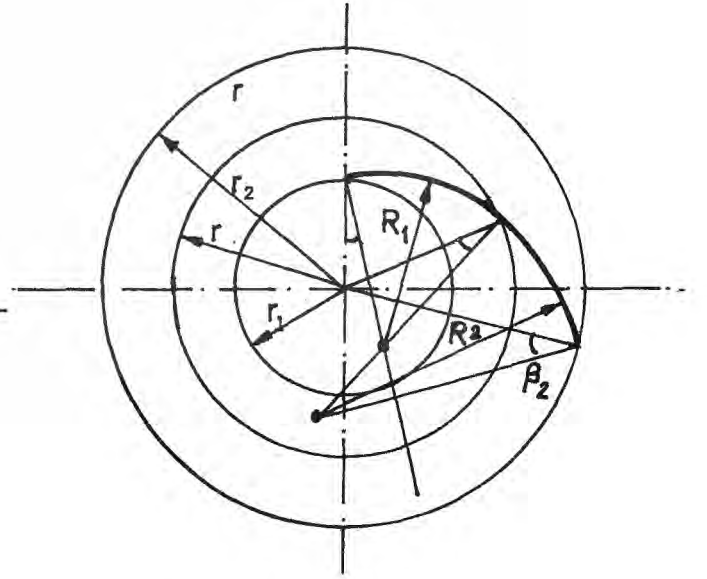
ξ_2 = Daralma faktörü

7. Kanat çizimleri:

Tek eğrilik yarıçaplı kanat çizimi; Önce r_1 ve r_2 yarıçapları, yatay ve düşey eksenlerle çizilerek giriş ve çıkış daireleri belirtilmektedir. Giriş dairesinin ordinat eksenini ile kesiştiği bir noktadan (β_1) açısı alınır. Bu açının diğer ikinci kenarı uzatılarak, uzatılan kenar üzerinde eğrilik yarıçapı = R kadar pergeli açarak M noktası merkez olmak üzere, bir daire çizilir. Şekil 3.25. (R) yarıçaplı dairenin, çıkış dairesini kestiği noktaya



Şekil 3.25. Tek eğrilik yarıçaplı kanat çizimi.



Şekil 3.26. İki eğrilik yarıçaplı kanat çizimi.

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)} \dots\dots\dots 3.41.$$

$$R_1 = \frac{r_1'^2 - r_1^2}{2(r_1' \cos \beta_1' - r_1 \cos \beta_1)}$$

$$R_2 = \frac{r_2^2 - r_1'^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1' \cos \beta_1')}$$

kadar kanat devam etmektedir. (R) yarıçaplı dairenin çıkış dairesi ile kesişme noktası, eğrilik yarıçapı merkezi olan (M) noktası ile birleştirilerek, bu kenar (β_2) açısının bir kenarı olmak üzere (β_2) açısı çizilmektedir. Geometrik olarak (β_2) açısının ikinci kenarı fan merkezinden geçmesi gerekmektedir. Fan merkezi (mil merkezi) O ise Cosinüs teoreminden:

$$\overline{OM}^2 = R^2 + r_1^2 - 2 r_1 R \cos \beta_1 \quad \text{küçük üçgen için}$$

$$\overline{OM}^2 = R^2 + r_2^2 - 2 r R \cos \beta_2 \quad \text{büyük üçgen için}$$

Bu denklemlerden (3.41.) formülü çıkarılmaktadır.

Çift eğrilik merkezli kanat çiziminde ise şekil: 3.26 R_1 ve R_2 eğrilik yarıçaplarına göre birincisi gibi çizilmektedir.

e. Salyangoz gövde çizimi:

Radyal akımlı vantilatörlerin salyangozlarının yan tarafları paralel olarak yapılmaktadır. Yan taraflarının düz imali ile iyi bir verimle beraber konstrüksiyon da basitleştirilmektedir.

Salyangoz gövde hesaplanırken, gövde içinde hareket eden hava hızının momentinin sabit olduğu bilinmektedir. Akışkanlar mekaniğinden, (dM) kütledeki havanın merkezkaç kuvvetle savrulması halinde merkezkaç kuvvet:

$$dF = dM \left(\frac{C_u^2}{r} \right)$$

denklemini yazılmaktadır. Burada kütle:

$$dM = B \cdot dr \cdot r d\theta \cdot \frac{\gamma}{g}$$

C_u - hız (m/s)

r - yarıçap (m) olarak ifade edilmektedir.

Şekil 3.27.deki elemanın alanı = $dr \cdot r d\theta$ olup, yükseklik B ise hacmi = $B \cdot dr \cdot r d\theta$ olmaktadır.

Merkezkaç kuvvet $dF = B \cdot dr \cdot r d\theta \cdot \frac{\gamma}{g} \left(\frac{C_u^2}{r} \right)$

Basınç $dP = \frac{dF}{B \cdot r \cdot d\theta} = \left(\frac{C_u^2}{r} \right) \cdot dr$

$$\frac{\gamma}{g} = \rho \text{ olup,}$$

$$\frac{dP}{dr} = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{Cu^2}{r} \right) \dots\dots\dots 3.42.$$

Aynı düzlemden geçen bir akım çizgisi boyunca Bernoulli denklemi uygulanırsa:

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{Cu^2}{2g} = Sbt \text{ diferansiyeli}$$

$$dZ + \frac{dP}{\gamma} + \frac{2Cu^2 dCu}{2g} = 0$$

$$dZ = 0 \text{ aynı düzlemde alınarak}$$

$$\frac{dP}{\gamma} = - \frac{Cu \cdot dCu}{g} \text{ yazılmaktadır.}$$

Denklem (3.42) den

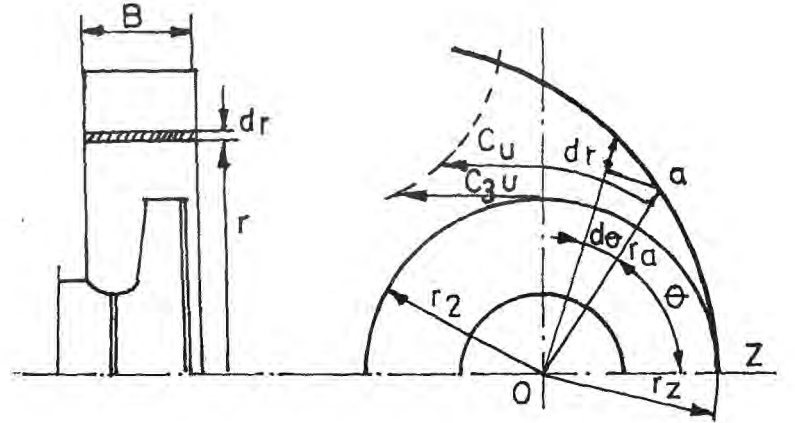
$$\frac{dr}{r} Cu^2 + Cu \cdot dCu = 0$$

veya

$$\frac{dr}{r} Cu + dCu = 0$$

$$\frac{dr}{r} + \frac{dCu}{Cu} = 0$$

$$r_1 C_{1u} = r_2 C_{2u} = Sbt$$



Şekil 3.28.

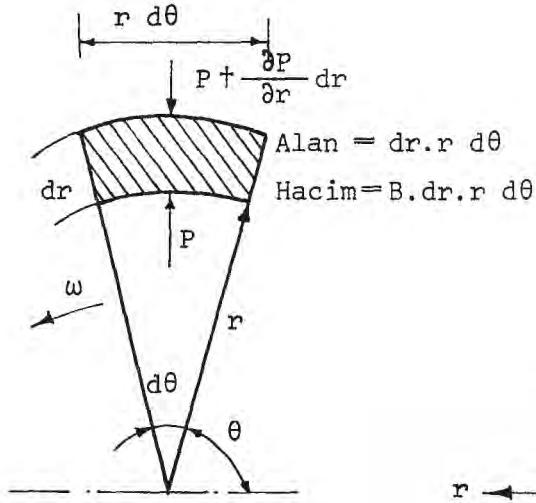
Aksiyel bir simetri ile $Cu = f(r)$ olarak hız değişimi bir parabol üzerinde gösterilmektedir. Şekil 3.29.

Hızın momentini sabit olduğuna göre ve döner kanatları terk eden havanın çevre hızı yönündeki hız bileşenlerinde C_{3u} olarak ifade edildiğine göre,

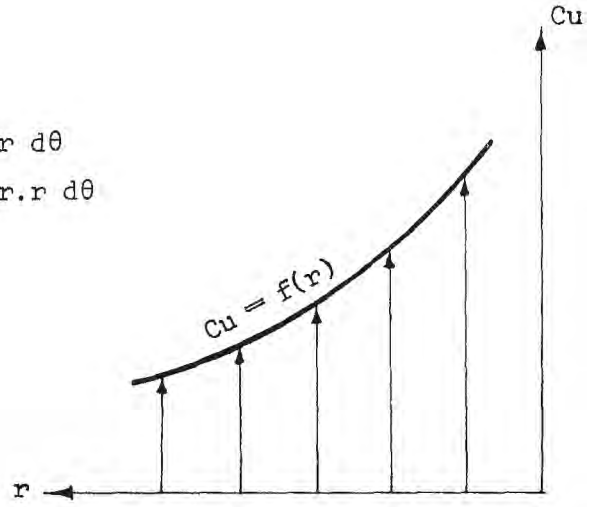
$$C_{3u} = r_2 = sbt = C$$

$$C_{3u} = \frac{C}{r_2}$$

yazılmaktadır.



Şekil 3.27.



Şekil 3.29.

Salyangoz spirali başlangıcını (Z) ile gösterirsek, Z noktasından θ radyan kadar ilerliyerek, dönüş yönünde a noktasına varınca, b merkezinden r_a kadar uzakta olduğumuz için B.dr kesitinden geçen hız $Cu = \frac{C}{r}$ olmaktadır.

Spiral (θ) radyan döndüğünde (r_z) yarıçapından (r_a) yarıçapına gelmektedir.

$$\Delta Q_{\theta} = \int_{r_z}^{r_a} B.dr.Cu = B.C \int_{r_z}^{r_a} \frac{dr}{r} = B.C.\ln \frac{r_a}{r_z}$$

θ radyan dönmekle, fandan elde edilen debi

$$\Delta Q_{\theta} = \frac{\theta}{2\pi} Q'$$

şeklinde olmaktadır.

$$B.C.\ln \frac{r_a}{r_z} = \frac{\theta}{2\pi} Q'$$

$$\ln \frac{r_a}{r_z} = \frac{Q'}{B.C.2\pi} \theta$$

Bu denklemde

$$C = r_2 C_{3u} = \frac{g.H_{th}}{U_2} . r_2$$

yazılmakla spirall şekli (θ) ya bağlı olarak tain edilmektedir. Bu denklem iy sonuç sağlaması bakımından pratikte umumiyetle kullanılır.

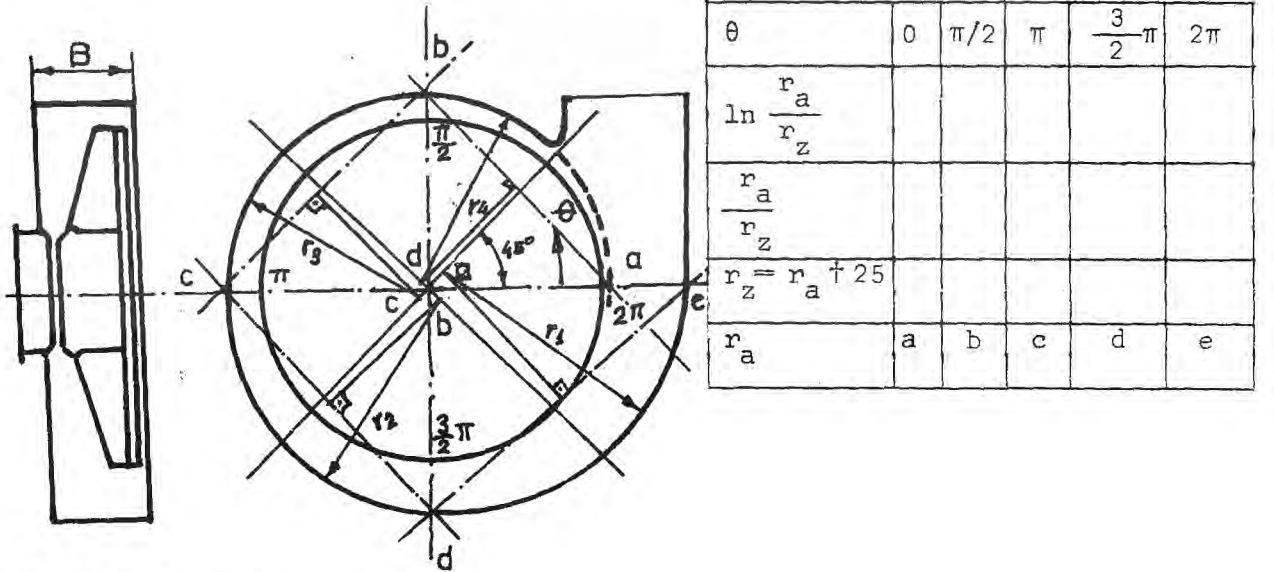
$$\theta = 0, \quad \pi/2, \quad \frac{3}{2}\pi \quad \text{ve} \quad 2\pi \quad \text{radyan değerleri verilerek salyan-}$$

goz çizilir. $r_z > r_2$ alınması, gürültüyü minimuma indirmek bakımından gerek-
mektedir. $r_z = r_2 + 25$ alınması gürültüyü azaltmaktadır.

$$B = (3-6) B_2$$

olarak alınmaktadır.

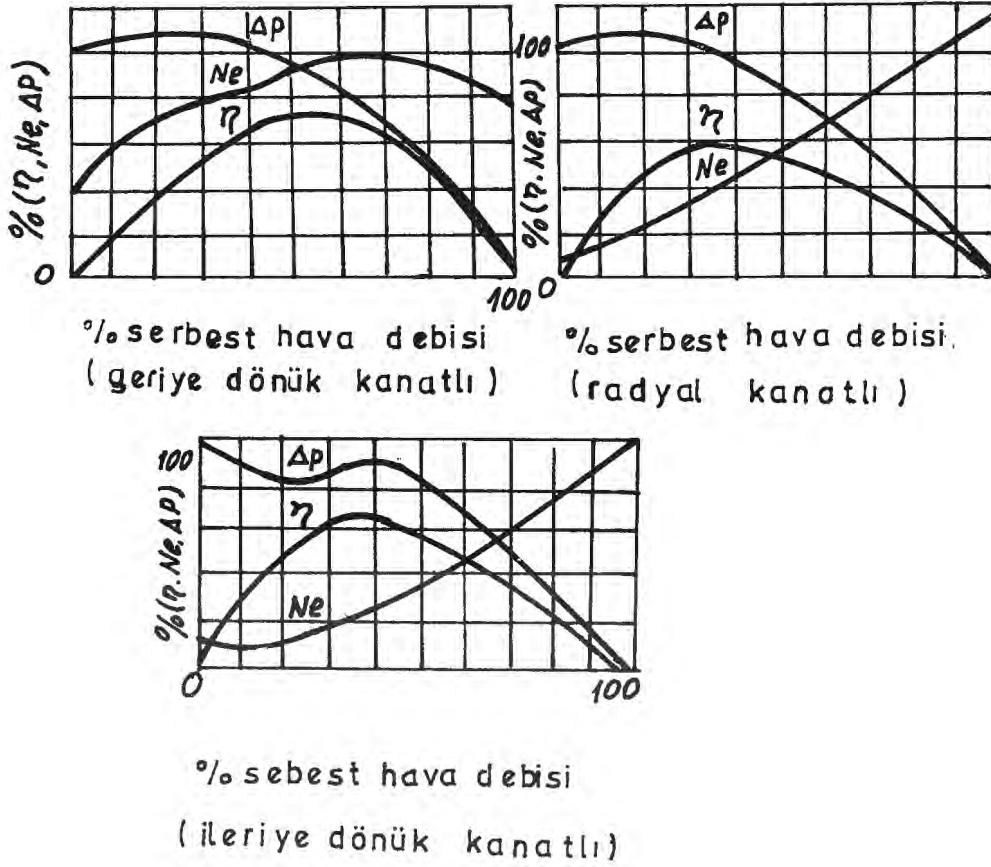
0 halde çizimde önce yatay ve düşey eksen çifti çizilmektedir. r_a yarı
çapları, eksenler merkezinden alınmakta ve θ ya göre işaretlenmektedir. Şekil
3.30.çizelgeye göre e ve d yarıçapları bir doğru ile birleştirilmektedir.



Şekil 3.30. Salyangoz dizaynı.

(2π ile $\frac{3}{2}\pi$ arası) Bu doğrunun ortasından çıkarılan dik 45° lik salyangoz ek-
senini a noktasında kesmektedir. Şekil 3.30. a noktasından pergelle r_1 yarı
çaplı ed çizilmekte ve aynı şekilde b,c,d noktalarına ait r_2, r_3, r_4 yarıçap-
ları bulunmaktadır. Salyangoz dili takriben 45° lik açı ile başlayarak ve iyice
yuvarlaştırılmaktadır.

3.4.2.3. Vantilatörlerin Karakteristik eğrilerinin mukayesesi:



Şekil 3.31.

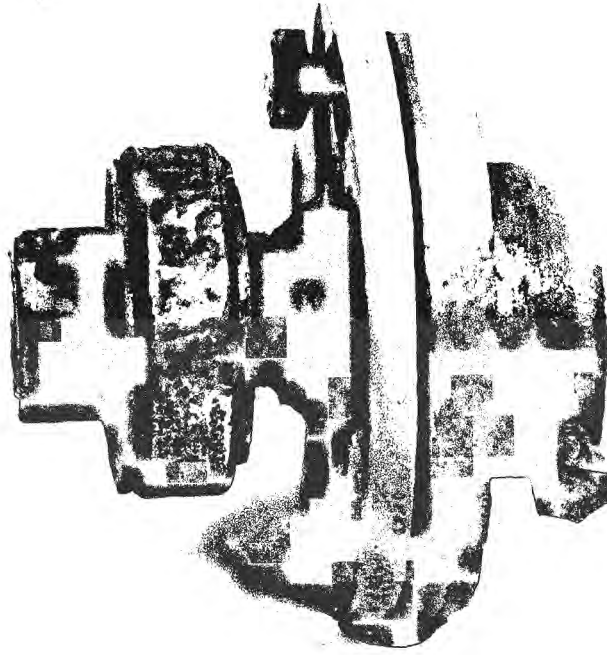
Karakteristik eğriler üzerinde ΔP vantilatör basıncını, Ne vantilatör gücünü ve η vantilatör genel verimini göstermektedir. % debi artışına göre, ΔP , η ve Ne % leri birbiriyle mukayese edilirse, genel verimi en iyi olan vantilatör, geriye dönük kanatlı olduğu görülmektedir. Şekil 3.31. Buna mukabil en az güç sarfiyatı ise ileriye dönük kanatlı vantilatör olmaktadır (43).

3.4.3. Eksantrik

3.4.3.1. Genel Özellikleri:

Harman makinasında temizleme ünitesi eleme kasasına salınımı eksantrik yaptırmaktadır. Şekil 3.2/22,23. Eksantrik batör miline bağlanan bir kasnaktan, bir adet 17x1550 numaralı trapez profil lastik kayışla tahrik edilmektedir. Eksantrik krank koluna, eleme kafesine enine hareket yaptıran bir öteleme kolu monte edilmiştir. Şekil 3.44. Öteleme kolu eksantriğe 16005 numaralı radyal

rulmanla yataklanırken, diğer ucundan eleme kafesine rot ve öteleme mafsalı ile monte edilmektedir. Öteleme mekanizmalarının da dizaynı özel bir deneme ile tain edilmiştir. Zira mekanizma üzerinde bulunan delikler vasıtasıyla kenardan salınım eksenine doğru yaklaştıkça, salınım strokları ayarlanabilmektedir.



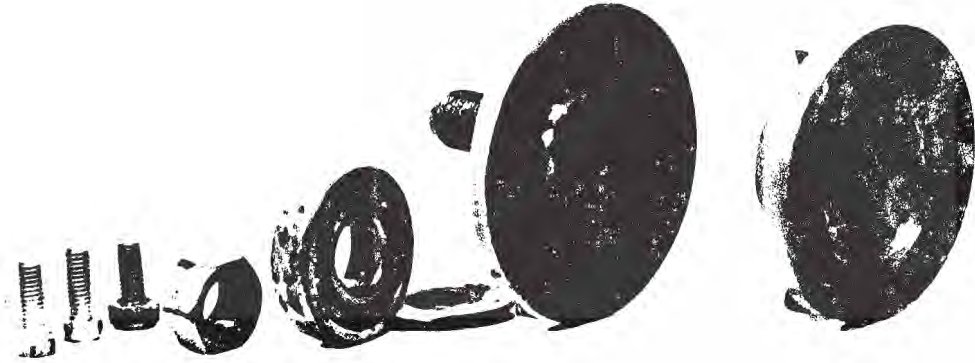
Resim 3.6. Eksantrik montaj resmi.

Öteleme mafsalları rulman yatak muhafazalarıyla şasiye birer lema tarafından kaynak konstrüksiyonu ile bağlanmıştır. Şekil 3.45 de öteleme mafsalı ile eleme kafesi arasında iki ucunda rot bulunan bir ara kuşak mevcuttur. Bunun uzunluğu sabit olup, rotlar vasıtasıyla bağlantı noktalarında, 3 doğrultuda esneme serbestliğine sahiptir.

Eksantriğin bağlı olduğu üç kademeli kasnak, 30 mm lik iki adet yatak muhafazasıyla, H207 numaralı iki adet oynak bilyalı germe manşonlu rulman ile eleme şasisine yataklanan bir mile bağlanmıştır. Kasnak malzemesi dökme demirden olup, kayış yuvasına trapez profilli lastik kayışlar takılmaktadır. Ayrıca mile sıkı geçirilerek bir cıvata vasıtasıyla sabitleştirilmiştir. Normal çalışmada dakikada 185 devirle döndürülmektedir. Böylece ara kasnak mili ile batör mili arasındaki tahvil oranı $i = 1:4,62$ olarak tespit edilmiştir. Batör miline bağlı kasnak, tek kademeli olarak seçilmiştir.

Burada eksantrik üzerinde biraz durmak gerekmektedir. Resim 3.6. Zira eksantrik genliği ayarlanabilir şekilde dizayn edilmektedir. Evvela eksantrik, flenşleri, eksantrik mili, rulman ve somundan meydana gelmektedir. Şekil 3.32.

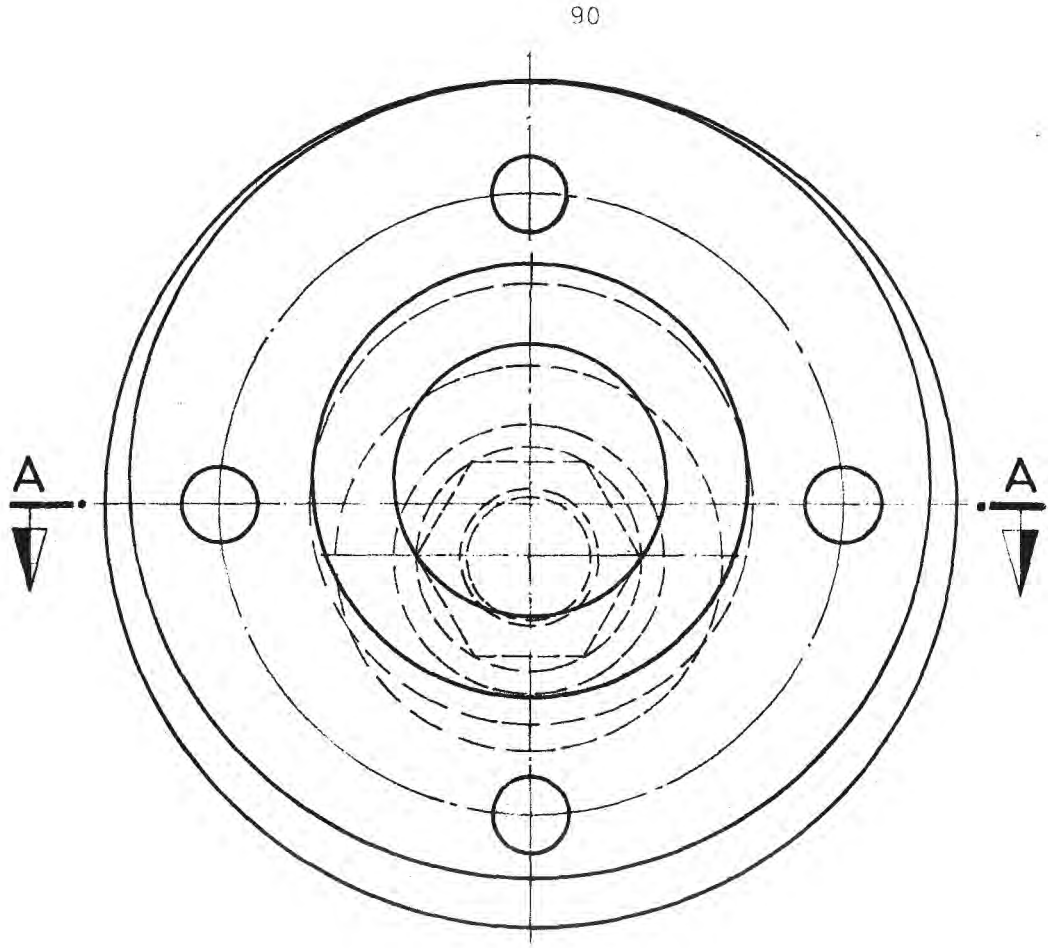
Eksantrik alt flenşi, iki parçadan ibaret olup, kaynak bağlantısı ile rijitleştirilmektedir. Şekil 3.34. Bunlardan alt flenşin en büyük çapı 113 mm olup, kalınlığı 10 mm dir. Bu dixin bir yüzünde, flenşle aynı merkezli, 62 mm çaplı ve 4 mm et kalınlığında, üst flenşe açılan yuvaya girebilecek bir çıkıntı bulunmaktadır. Diğer yüzünde ise flenşin merkezinden 10 mm mesafede ikinci merkezli, 27 mm çaplı, 4 mm derinliğinde başka bir yuva açılmıştır. Buraya üst flenşin kaynakla bağlantısı olan eksantrik mili (krank kolu) yuvalanmaktadır. Alt flenş üzerinde, üst flenşi bağlayacak 4 adet 10 mm çaplı civata deliği bulunmaktadır.



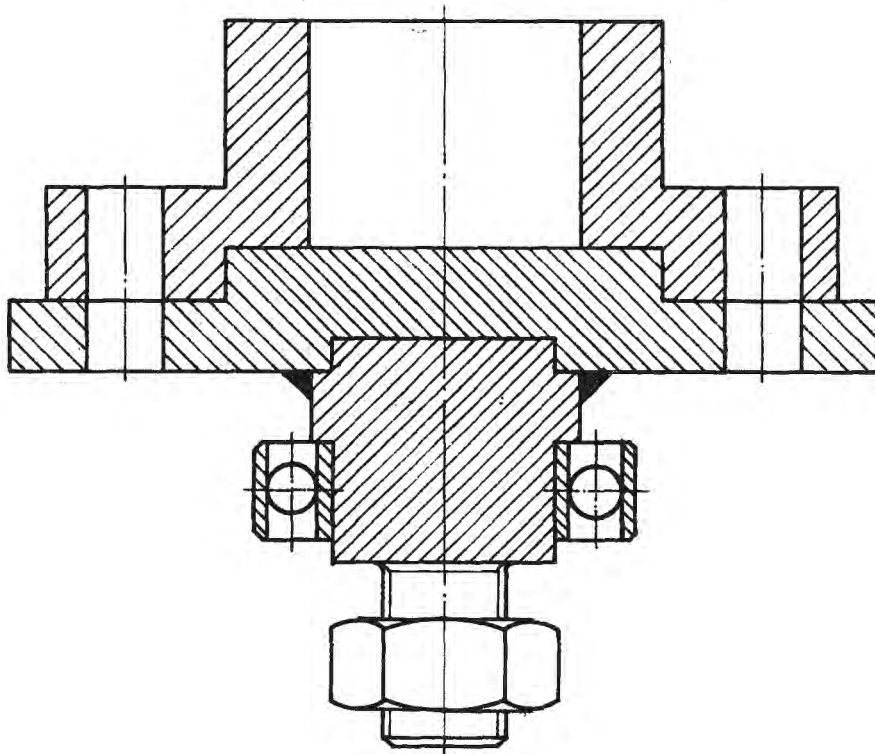
Resim 3.7. Eksantrik parçaları.

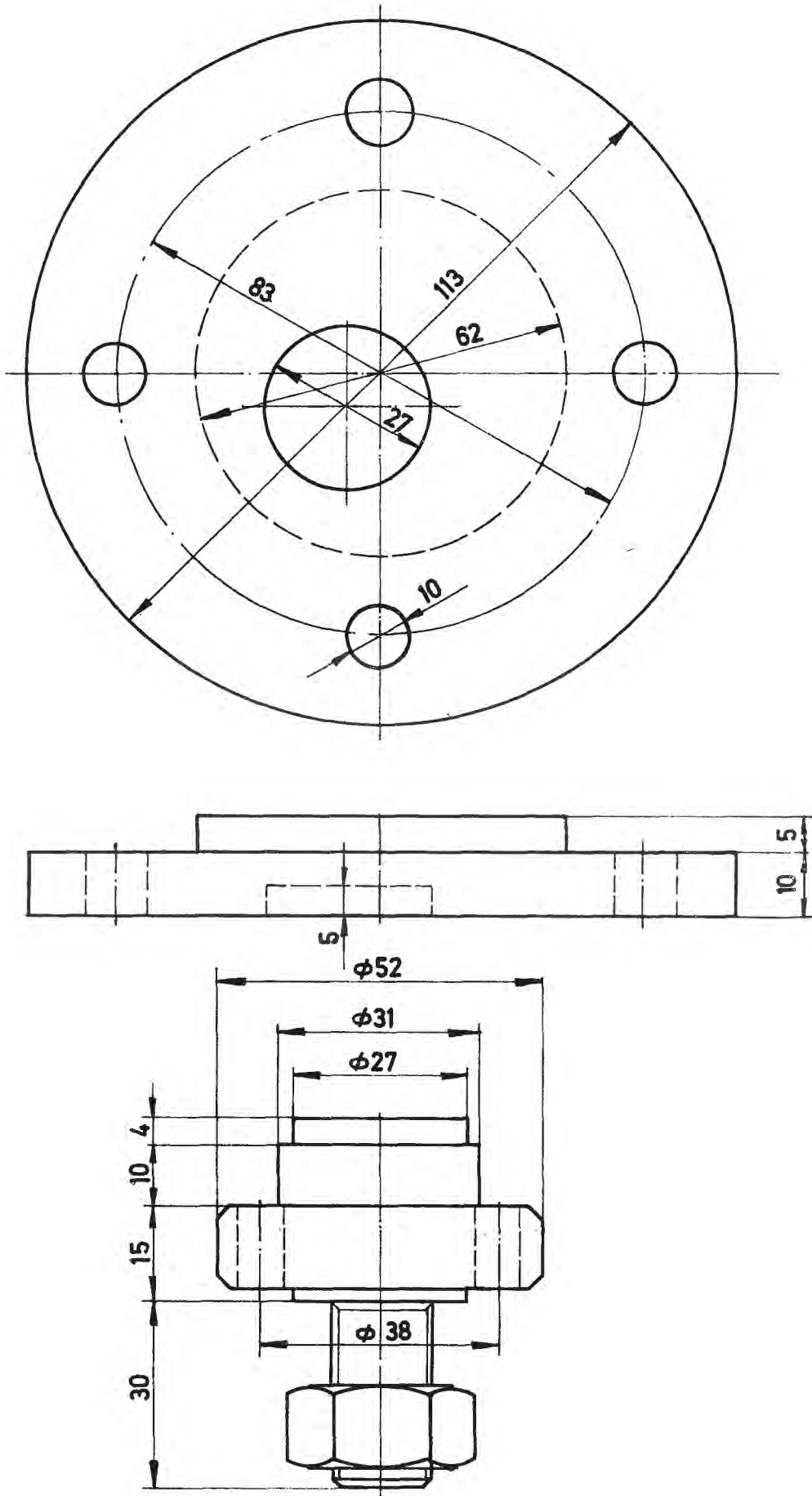
Eksantrik milinin en büyük fatura çapı 31 mm, kalınlığı 10 mm dir. Bu fatura bir tarafıyla alt flenşe dayanırken, diğer tarafı öteleme koluna yataklanan rulmana dayanmaktadır. Rulman milinin çapı veya rulman iç çapı 25 mm, rulman numarası 16005 dir. Krankın ucu vida ağızlı olup, rulman mile rondelalı bir somunla tespit edilmiştir.

Alt flenşle eksantrik mili merkezleri arasında 10 mm lik bir eksantriklik mevcuttur. Alt flenş ve krank kolu malzemeleri de St 42 olup, talaşlı şekillendirme ile dizayn edilmiştir. Kranklı milinde, M 22x2 somun kullanılmıştır. Alt flenş ile üst flenşin tesbit civata delik merkezlerinden 85 mm çaplı bir daire geçmektedir.

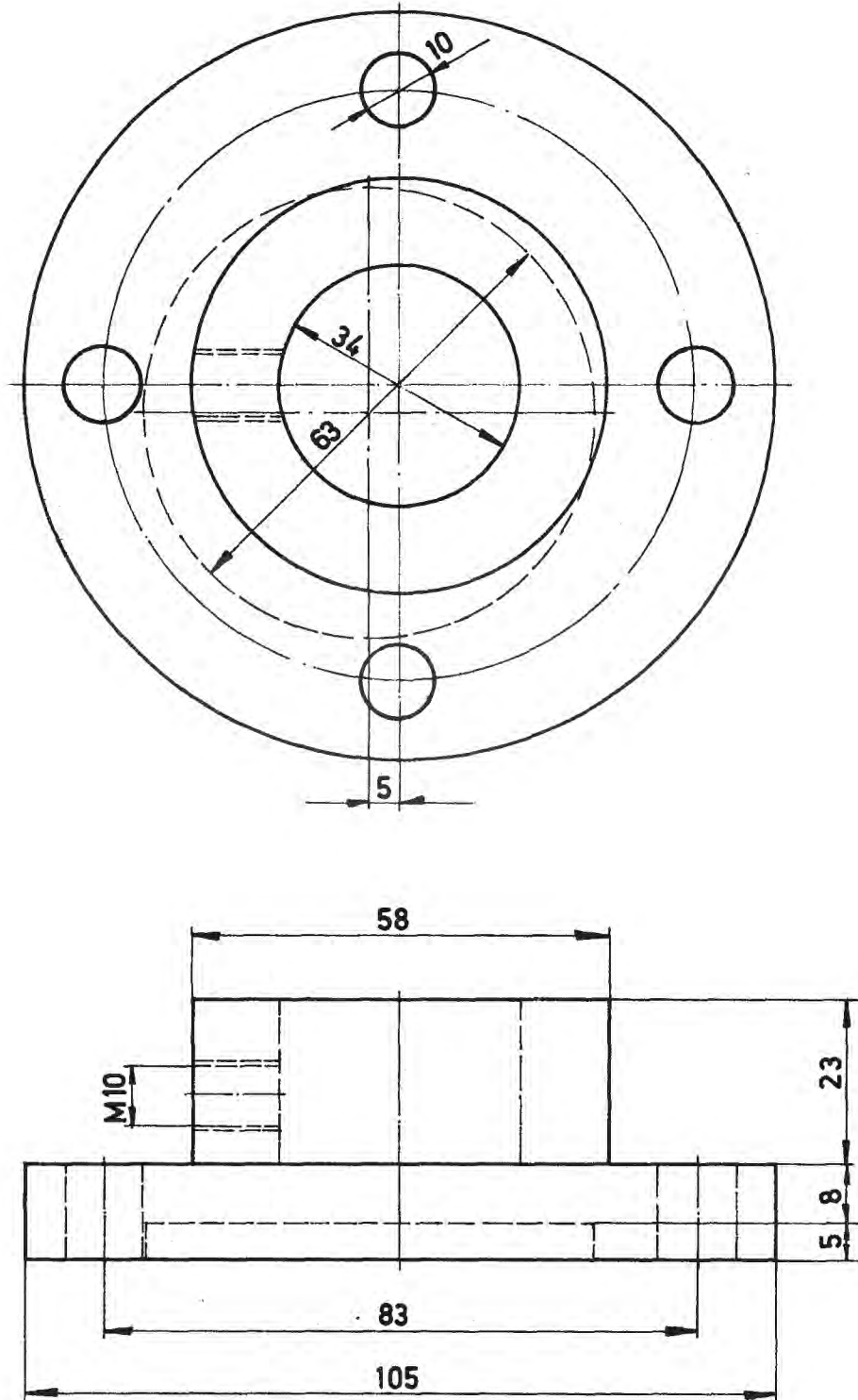


A-A Kesiti





Şekil:334 Eksantrik ayarlayıcı alt flanşı ve tahrik mili. Ölçek 1:1



Şekil:335 Eksantrik ayarlayıcı üst flanşı

Ölçek 1:1

Eksantrik üst flenşinin bir yüzünde, iki farklı çap vardır. Büyük daire 105 mm çap ve 13 mm kalınlıkta yapılmıştır. Aynı yüzde, merkezden 5 mm uzakta ikinci merkezli, 63 mm çaplı ve 5 mm derinliğinde başka bir yuva açılmıştır. Dolayısıyla flenş merkezi ile oyuk daire merkezleri arasında 5 mm lik eksantriklik mevcuttur. Şekil 3.35. Flenşin diğer yüzünde ise 58 mm dış, 34 mm iç çaplı ve 23 mm derinliğinde, tahrik miline bağlanması için (üç kademeli ara kasnak mili), bir silindir bulunmaktadır. Ayrıca bu kısım mile kontra somunlu bir tespit cıvatasıyla sabitleştirilmiştir. Flenşin üzerinde, alt flenşi monte edebilmek için 10 mm çaplı 4 adet cıvata deliği bulunmaktadır. Bütün bu kısımlar St 42 malzemeden imâl edilmiştir.

Eksantrikten, alt ve üst flenşlerini birbirine bağlama durumuna göre, maksimum, minimum ve optimum üç değerde genlik elde edilmektedir. Resim 3.7. Bu genlik durumları ayrı ayrı incelendiğinde değerler aşağıdaki şekilde saptanmıştır.

Alt flenşle krank kolu arasında 10 mm ; üst ve alt flenş bağlantı eksenleri ile, üst flenş eksenini arasında ise 5 mm lik bir eksantriklik olduğu yukarıda anlatılmıştır. Flenşler dört adet M10 cıvata ile birbirine bağlanmaktadır. Üst flenş eksantriği alt flenş eksantrikliğiyle aynı yönde olmak üzere flenşleri monte edip, şekildeki gibi bir markalama yapılacak olursa konu daha iyi açıklanacaktır. Örneğin; Üst flenşin tespit cıvata deliklerinden biri I alt flenşin buna rastlayan deliği I' rakamıyla işaretlenmektedir. Alt flenşin diğer delikleri sağdan sola II' ve III' diye işaretlenmektedir. Buna göre I rakamı sırasıyla I', II' ve III' rakamlarına getirilerek flenşler monte edilmiştir. Şekil 3.36.

Örnek: 1.

I - I' durumunda

$$\text{Eksantriklik} = 10 - 5 = 5 \text{ mm} \quad (\text{minimum eksantriklik})$$

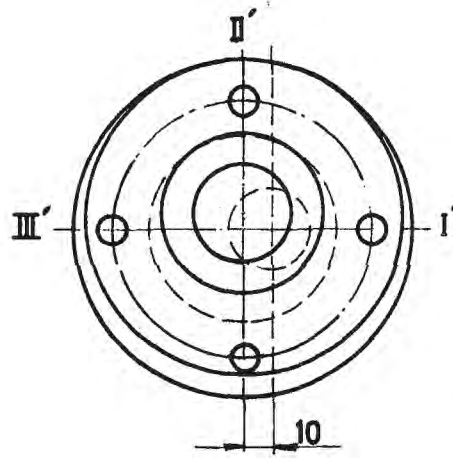
$$\text{Salınım} = 5 \times 2 = 10 \text{ mm}$$

Örnek: 2.

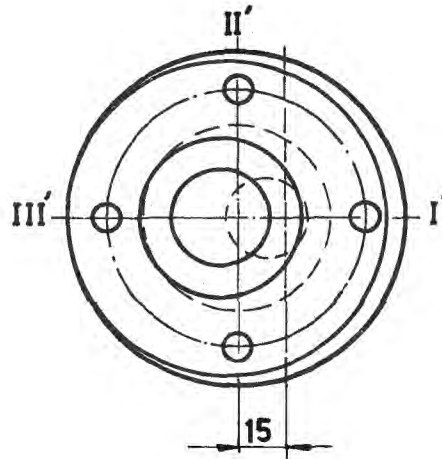
I - II' durumunda

$$\text{Eksantriklik} = \frac{10 + 5}{2} = 7,5 \text{ mm} \quad (\text{optimum eksantriklik})$$

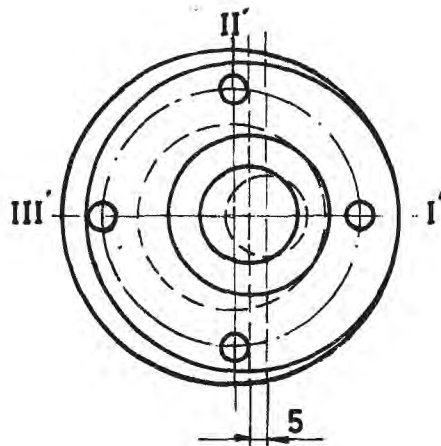
$$\text{Salınım} = 7,5 \times 2 = 15 \text{ mm}$$



Eksantrik 10 mm
Salınım 20 mm



Eksantrik 15 mm
Salınım 30 mm



Eksantrik 5 mm
Salınım 10 mm

Sekil: 3.36 Eksantrik ayarlayıcı salınım ayarları

Ölçek 1: 2,5

Örnek: 3.

I - III' durumunda,

Eksantriklik = $10 \text{ mm} + 5 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$ (maximum eksantriklik)

Salınım = $15 \times 2 = 30 \text{ mm}$

olarak üç ayrı eksantriklik ve salınım elde edilmiştir. Yani eksantrikliğin iki flenşte aynı yönde olmasında salınım 10 mm (Örnek 1); üst flenş bir delik sola döndürülünce eksantriklik, iki eksantrikliğin orta noktaları arasındaki uzaklık olup, salınım 15 mm olmakta (Örnek 2); iki flenşin eksantrik yönleri birbirine ters olunca, maksimum eksantriklik elde edilip salınım 30 mm olmaktadır. (Örnek 3)

Eksantriğin devir sayısı ise; ara kasnağın kademelerine göre en büyük çaptan küçük çapa doğru 185 d/d, 345 d/d ve 990 d/d olmaktadır. Çalışma devri 185 d/d olarak seçilmiş, diğer devirlerde çalışma, makinanın verimi yönünden uygun görülmemiştir.

Makinada, eksantriğin 15 mm lik salınımında, öteleme mekanizmasının, üst kolu iç, alt kolu dış, deliklerde çalışmaktadır. Bu durumda eleme kasasının salınımı 60 mm olarak belirlenmiştir.

Böylece öteleme mafsalının, eksene yakın delikleri eksantriğin salınımını aynen eleme kafesine iletirken, öteleme kolu rotu, öteleme mafsalının üst kolunun eksene yakın olan deliğine (iç delik), eleme kafesi rotu ise öteleme mafsalı alt kolunun dış deliğine monte edilerek, eksantriğin eleklere verdiği salınım iki katına çıkarılmaktadır.

Alt flenş en büyük çapı	: $\phi 113 \text{ mm}$
Alt flenş kalınlığı	: 10 mm
Alt flenş eksantrik miktarı	: 10 mm
Krank kolu çapı	: $\phi 25 \text{ mm}$
Krank kolu uzunluğu	: 45 mm
Rulman cinsi ve numarası	: Radyal, 16005
Rulmanın kola tespit şekli	: M22x2 somun
Üst flenş en büyük çapı	: $\phi 105 \text{ mm}$
Üst flenş kalınlığı	: 13 mm
Üst flenş eksantriklik miktarı	: 5 mm
Eksantriğin maksimum, optimum, minimum eksantrikliği:	15-7,5-5 mm
Flenş montaj civataları	: 4 adet, M10
Eksantrik devri/Batör devri	: 185/855

3.4.3.2. Eksantrikte merkezkaç kuvvetten dolayı meydana gelecek titreşimler :

Polavan'a göre; bu titreşimler çok zaman dengelenmemiş bir m_o kütlesinin dönmesinden doğmaktadır. Bu kütle yataklara

$$F_z = m_o r_{Ao} \omega^2$$

merkezkaç kuvvetini tatbik etmektedir. Burada

r_{Ao} = kütlenin eksantrisitesi

Bu merkezkaç kuvvet ω açısal hızı ile döndüğünden, belli bir X titreşim doğrultusuna düşen bileşen

$$F = F_z \cos \omega t = m_o r_o \omega^2 \cos \omega t \dots\dots\dots 3.24.$$

olmaktadır. Titreşime müsait bir sistem, bu kuvvetle ikaz yapılarak, aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilmektedir:

$$m \frac{dx^2}{dt^2} + K \frac{dx}{dt} + cx = m_o r_o \omega^2 \cos \omega t$$

Burada:

m = titreşen sistemin bütün kütlesi (dönen dengelenmemiş kütle dahil),

m_o = dönmekte olan dengelenmemiş kütle,

r = m_o kütlesinin ağırlık merkezinin dönme ekseninden uzaklığı,

$$\frac{m_o r_o}{m} = D = \text{izafî dengesizlik} = \text{dengelenmemiş kütle dolayısıyla S ağırlık merkezinin kayma miktarı},$$

ω = dengelenmemiş kütlenin açısal hızı,

$$\frac{K}{m} = 2k = \text{sürtünme katsayısı}$$

$$\sqrt{\frac{c}{m}} = n_o = \text{sönümsüz zatî frekans}$$

Bu işaretlerle (3.24.) yerine kompleks ifade tarzında aşağıdaki denklem elde edilmektedir:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2k \frac{dx}{dt} + n_0^2 x = D \omega^2 e^{i\omega t}$$

Herşey (3.17) deki gibidir, yalnız ikaz kuvveti burada $D\omega^2$ faktörüne sahip olmaktadır. Bu itibarla formüllerde F yerine $D\omega^2$ koyulmakla:

$$r_A = \frac{D\omega^2}{n_0^2 - \omega^2 + i 2k\omega}, \quad |r_A| = \frac{D\omega^2}{\sqrt{(n_0^2 - \omega^2)^2 + 4k^2\omega^2}},$$

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{+ 2 k\omega}{n_0^2 - \omega^2}$$

veya

$$\beta = \frac{k}{n_0}, \quad v = \frac{\omega}{n_0}$$

ile

$$\operatorname{tg}\varphi = + \frac{2\beta v}{1 - v^2}$$

şimdi

$$I \quad |r_A| = DR \quad \text{yazılacak olursa}$$

$$II \quad R = \frac{v^2}{\sqrt{(1-v^2)^2 + 4\beta^2 v^2}} \quad \text{Rezonans fonksiyonu}$$

$$III \quad x = |r_A| \cos(\omega t - \varphi)$$

olmaktadır. φ açısı şekil 3.15/b de olduğu gibidir $\operatorname{tg}\varphi = \frac{\operatorname{tg} 2k\omega}{(n_0^2 - \omega^2)}$ dir.

Buna mukabil rezonans fonksiyonu (3.20) formülü paydasındaki v^2 faktörü ile fark etmektedir. Bu sebepten dolayı, benzer bir cereyan tarzı göstermesine rağmen

$$v \rightarrow 0 \quad \text{için } (\omega \rightarrow 0): R = 0,$$

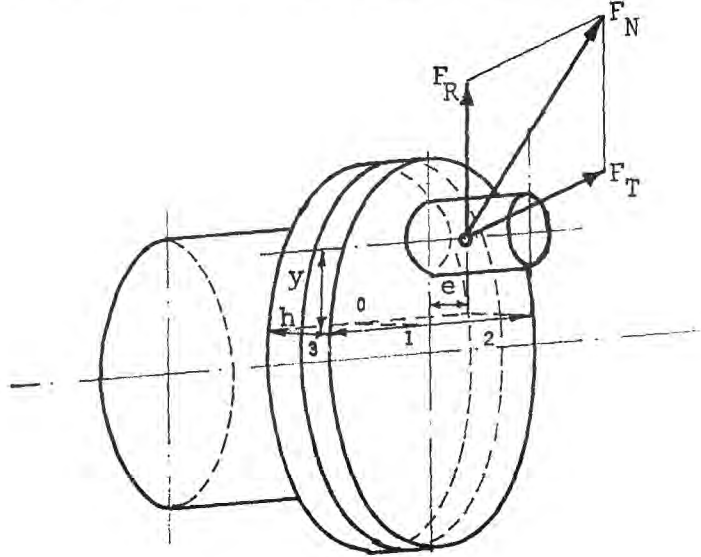
$$v \rightarrow \infty \quad \text{için } (\omega \rightarrow \infty): R = 1$$

olmaktadır.

Bu tip titreşimler çok defa miller üzerinde dinamik dengelenmemiş kütlelerin mevcudiyeti halinde ortaya çıkmaktadır. Bazan da bilhassa ikaz edilirler. Örneğin; sarımsalı eleklerde veya titreşim mukavemetli (deney) makinaları da. Ayrıca, bu tip titreşimlerin tatbikatı olarak makina parçalarının dinamik dengelenmesi de sayılabilir. Burada, dönen parçalarda mevcut dengesizliğin doğduğu titreşimlerin büyüklüğü, dengesizliğin büyüklüğü hakkında bilgi verir. Dönen dengesiz kütleler ilâve edilerek bu titreşimler ortadan kaldırılabilir. Böylece parça "dinamik dengelenmiş" olur (42).

3.4.3.3. Eksantrikliğin mukavemet kontrolü:

Radyal kuvvetten meydana gelen gerilme Şekil 3.37.



Şekil 3.37.

$$\sigma_c = \frac{F_R}{A} = \frac{F_R}{b \cdot h} \leq \sigma_{cem}$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{I_e} = \frac{F_N \cdot e}{\frac{1}{b} b h^2} \leq \sigma_{em}$$

$$\sigma_{top} = \sigma_c + \sigma_e = \frac{F_R}{bh} \left[1 + \frac{6e}{h} \right]$$

Teğetsel kuvvetten meydana gelen gerilme

$$\sigma'_e = \frac{M_e}{I_e} = \frac{F_T \cdot y}{\frac{1}{6} b h^2} \leq \sigma_{em} \quad \dots\dots\dots 3.25.$$

$$\tau_k = \frac{F_T}{\frac{2}{3}bh} \leq \tau_{kem}$$

$$\tau_{b_1} = \frac{Mb}{Ib} = \frac{F_T \cdot e}{\frac{2}{9}hb^2} \leq \tau_{bem} \dots\dots\dots 3.26.$$

$$\tau_{b_2} = \frac{Mb}{Ib} = \frac{F_T \cdot e}{\frac{2}{9}b \cdot h^2} \leq \tau_{bem}$$

$\sigma_c = F_R$ kuvvetinin çekme gerilmesi, N/m^2

$\sigma_e = F_R$ kuvvetinin e eksenindeki eğilme gerilmesi N/m^2

F_R = Radyal kuvvet, N

$\sigma_{top} = F_T$ kuvvetinin toplam gerilmesi, N/m^2

$\sigma'_e = F_T$ kuvvetinin y eksenindeki eğilme gerilmesi, N/m^2

$\tau_k = F_T$ kuvvetinin tarafsız tabakadaki kayma gerilmesi, N/m^2

$\tau_{b_1}, \tau_{b_2} = F_T$ kuvvetinin e eksenindeki burulma gerilmesi, N/m^2

τ_{b_1} gerilmesi 0 ile 1 noktalarında maksimumdur.

τ_{b_2} gerilmesi 2 ile 3 noktalarında minimumdur.

Bu iki durum için yapılır.

1- Eksantriğin eksantrik merkezleri ile öteleme kolu eksenini aynı hizaya geldiği zaman $F_T = 0$ olur. Kayma gerilmesi olmaz. Hesaplar σ_e ile yapılır.

2- Öteleme kolu, eksantrik krankına dik duruma geldiği zaman $F_R = 0$ olur. Hem eğilme gerilmesi hem de burulma gerilmesi vardır.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e'^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2}$$

$$\tau = \tau_k + \tau_{b_1}$$

σ_v = Bileşik mukavemet gerilmesi, N/m^2

3.4.4. Kesmik (kez) oluğu ve tozluk haznesi:

Eleme kasası 1. 2. ve 3.eleklerinden geçemeyen tane, sap boğumları (kesmik), yabancı maddeler (taş, toprak vs.), harmanlanmayan başaklar ve harmanlanmayan saplar, kesmik oluğunda toplanmaktadır. Kesmik oluğu boyu 1050 mm, eni en dar yerde 50 mm olup yüksekliği ayarlanabilir ve maksimum 300 mm ye kadar çıkabilmektedir. Kez oluğu eleme kasasına monte edilmiş olup, öteleme hareketi yaparak içerisindeki materyali sol tarafa doğru açık olan kapaktan boşaltmaktadır. Kez oluğu yatayla 5° altında tespit edilmiştir.

Eleme kasasına bağlı olan ve öteleme hareketi yapan e eleği üzerinde eğim istikametinde öne doğru kayan tane, saman ve diğer yabancı maddeler de tiliye kanalıyla kesmiğe boşaltılmaktadır.

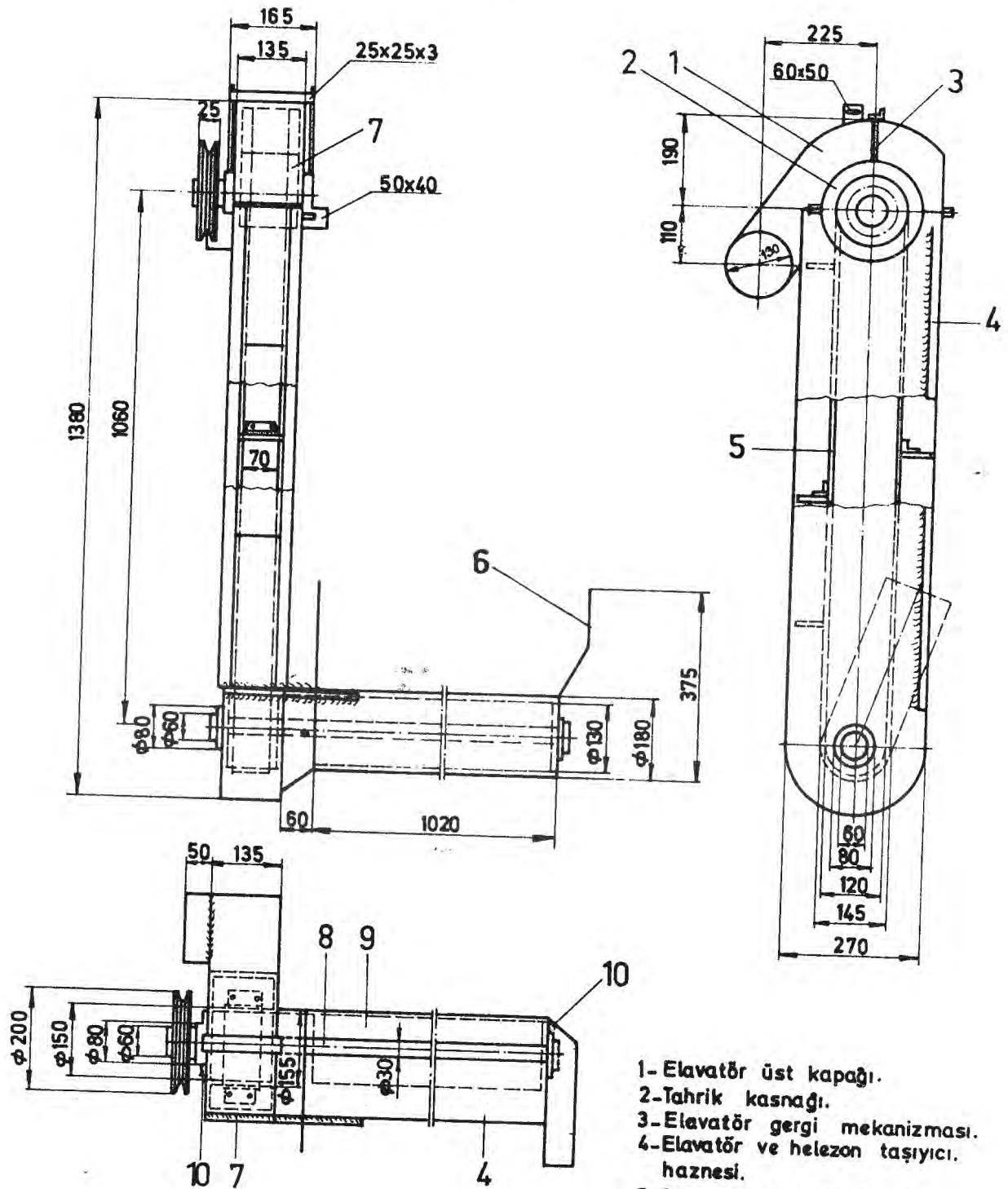
Eleme kasası altında bulunan c eleğinden alta geçen yabancı maddeler (ot tohumu, toz vs) toplanacağı bir tozluk haznesi yapılmıştır. Hazne doldukça çekilerek temizlenmektedir.

3.5. Tane çuvallama mekanizması:

Eleme kasasına gelen materyal, vantilatöründe devreye girmesiyle fonksiyonu tamamlanarak tane, saman, kesmik ve tozluk olarak kısımlara ayrılmaktadır

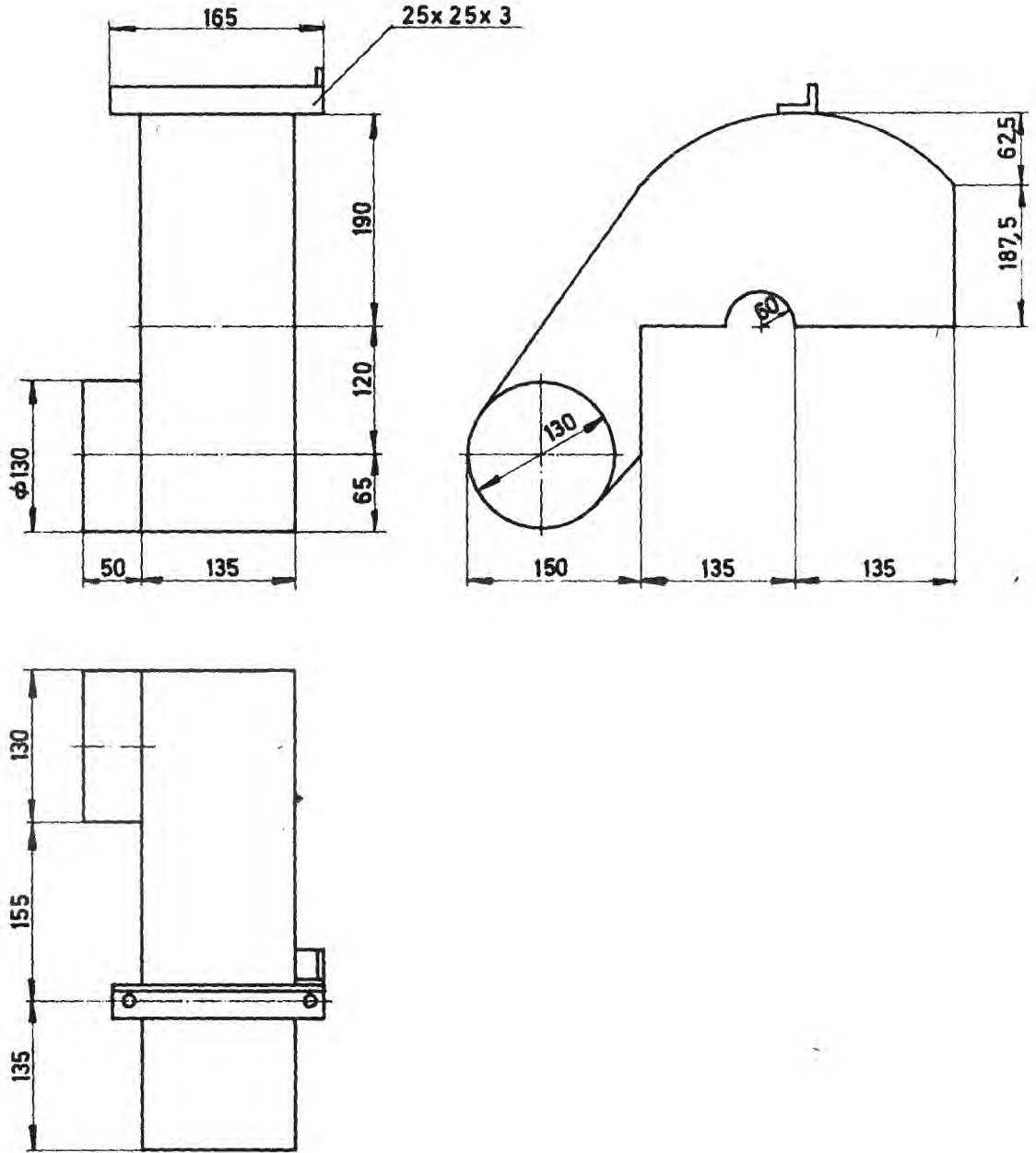
Hareketli olan eleme kasası c eleğinden ve eleme kasası e eleğinden geçen tane sabit olan tane oluğuna gelmektedir. Şekil 3.3/11. Burada tane, oluğun yataklık yaptığı bir helezon vasıtasıyla elevatöre oradan da istenen yere sevkedilmektedir. Bütün bu fonksiyonlar çuvallama mekanizması tarafından yapılmaktadır. Şekil 3.38. Çuvallama mekanizması harman makinasının sol tarafına ve ana şasiye bağlanmış olup; hareketini, üç kademeli ara kasnak milinden almaktadır. Şekil 3.1/12.

Çuvallama mekanizması; gerçilayarlı elevatör üst kapağı şekil 3.39, iki adet elevatör taşıyıcı tamburu ile bir adet tahrik kasnağı şekil 3.40, elevatör veya tane taşıyıcı band şekil 3.41. elevatör - helezon hazneleri şekil 3.42. ve helezon şekil 3.43. gibi ana kısımlardan teşkil edilmiştir.

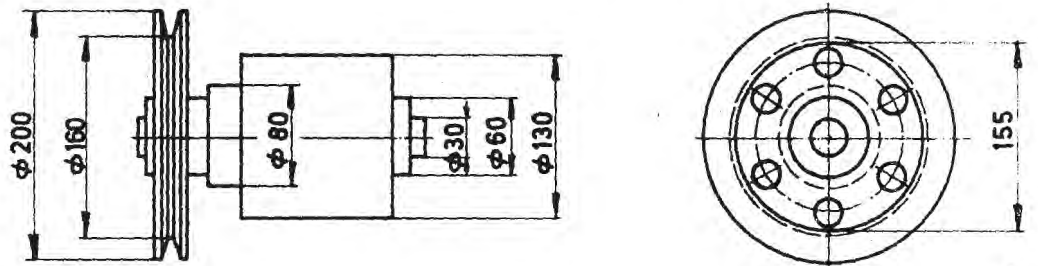


- 1-Elavator üst kapağı.
- 2-Tahrik kasnağı.
- 3-Elavator gergi mekanizması.
- 4-Elavator ve helezon taşıyıcı.
haznesi.
- 5-Elavator taşıyıcı band.
- 6-Helezon taşıyıcı bağlantı
civataları.
- 7-Elavator taşıyıcı tanbur.
- 8-Helezon taşıyıcı tahrik mili.
- 9-Helezon taşıyıcı.
- 10-Yatak tesbit kapağı.

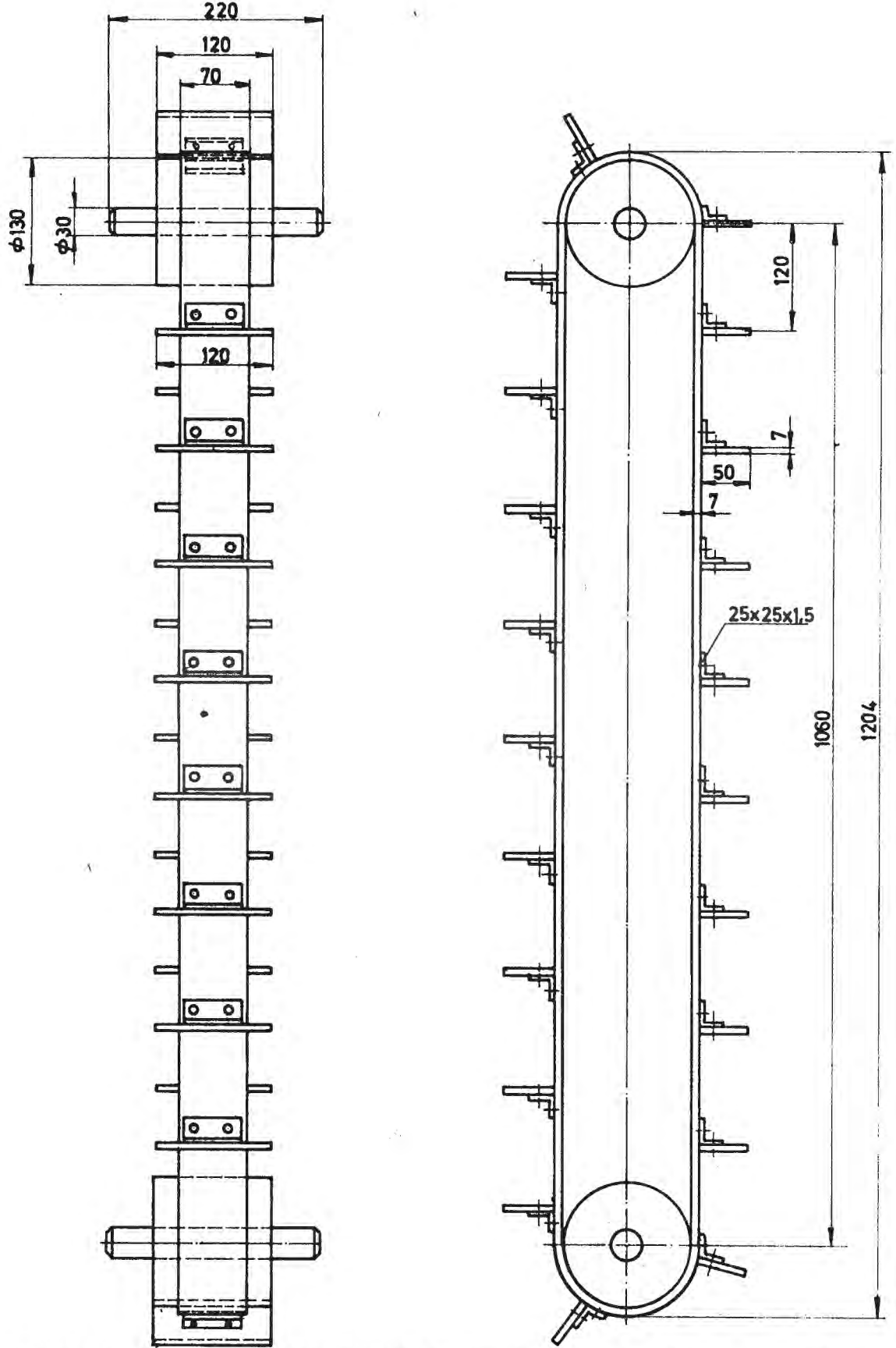
Sekil: 3.38 Dane çuvallama mekânizması



Şekil:3.39 Dane çuvallama mekanizması elevatör üst kapak resmi

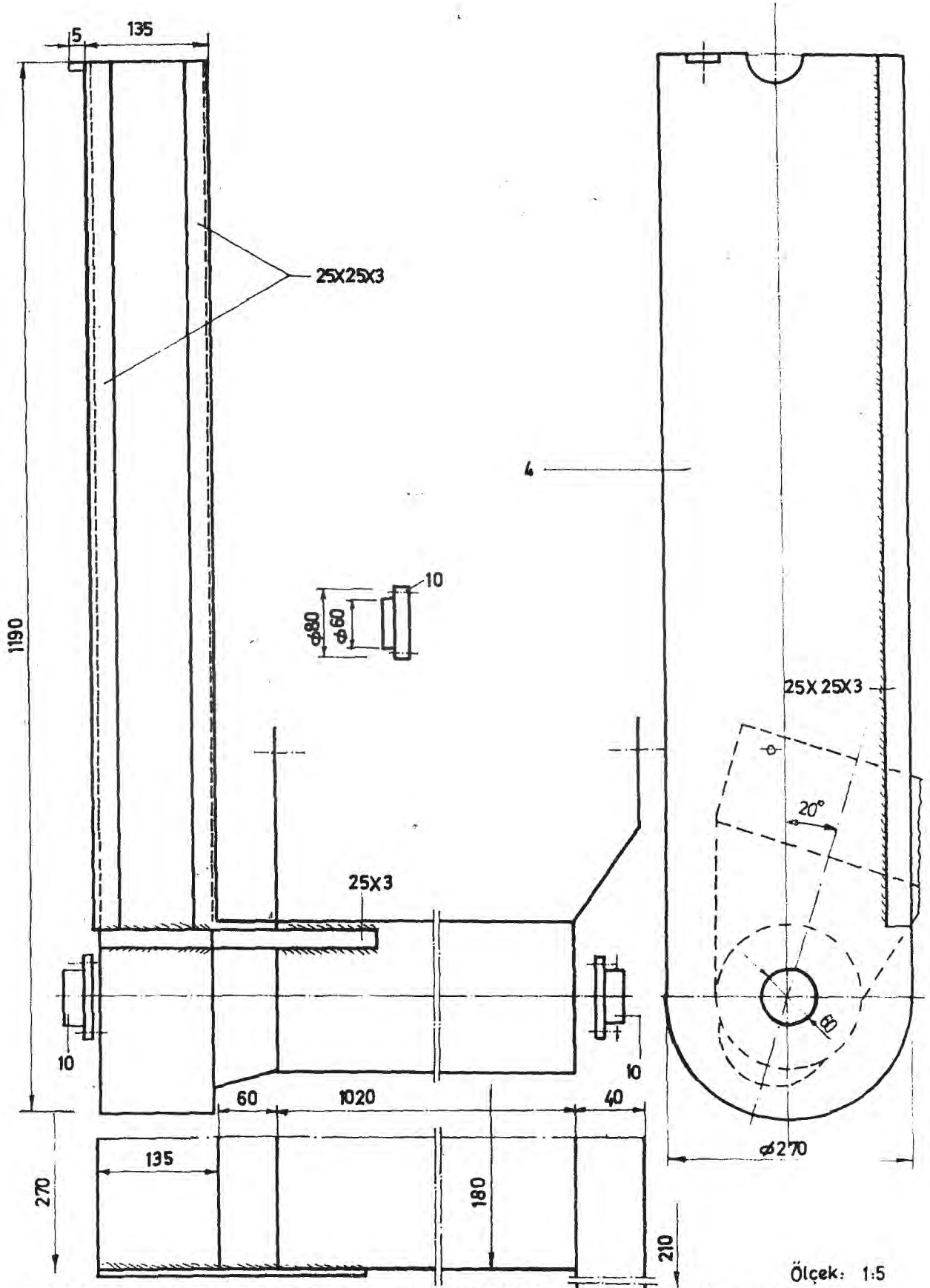


Şekil:3.40 Dane çuvallama mekanizması tahrik kasnağı ve elevatör taşıyıcı tanbur.
Ölçek 1/5

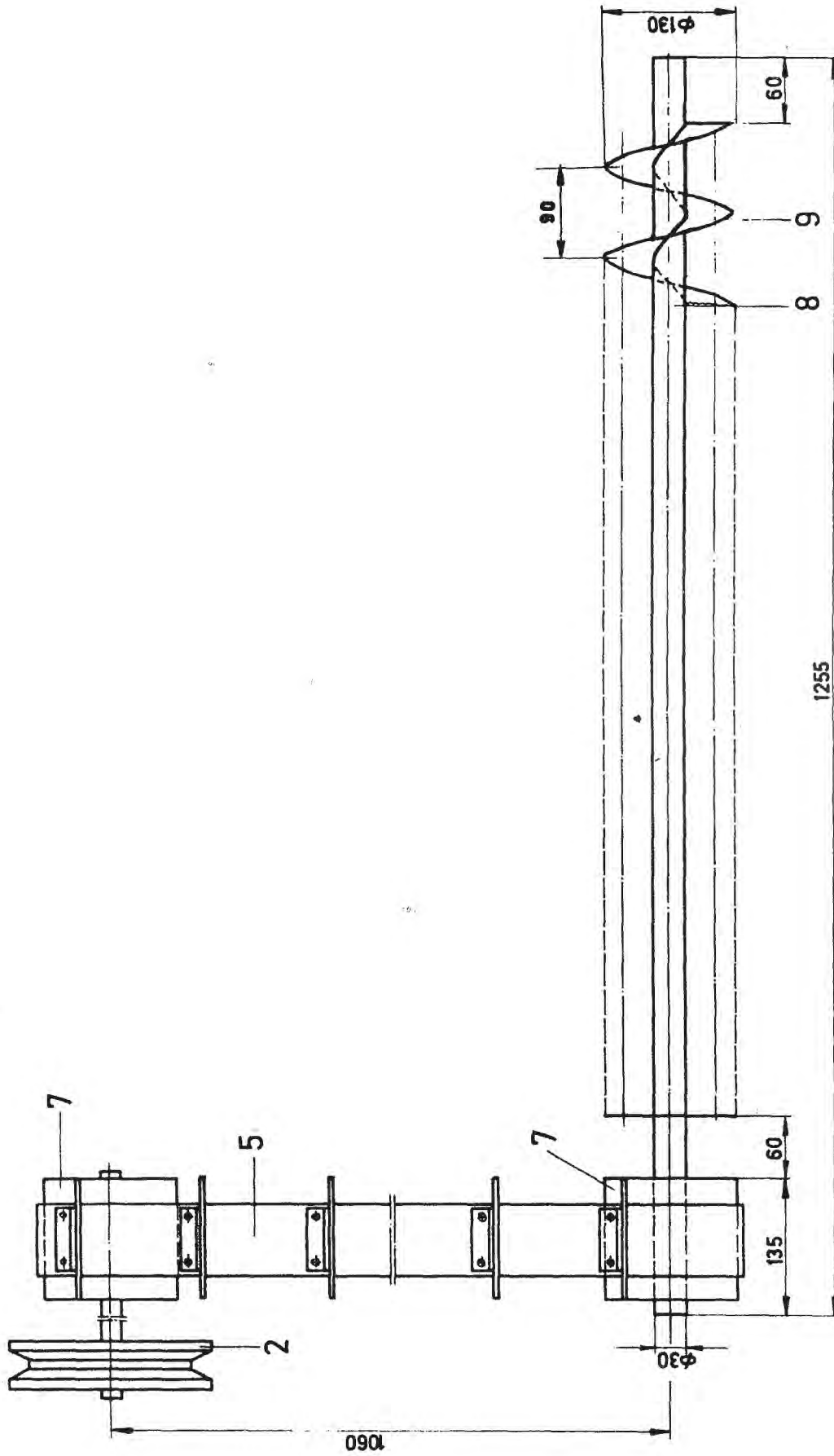


Sekil:3,41 Dane çuvalkama mekânizması elavator taşıyıcı band ve elavator taşıyıcı tanbur.

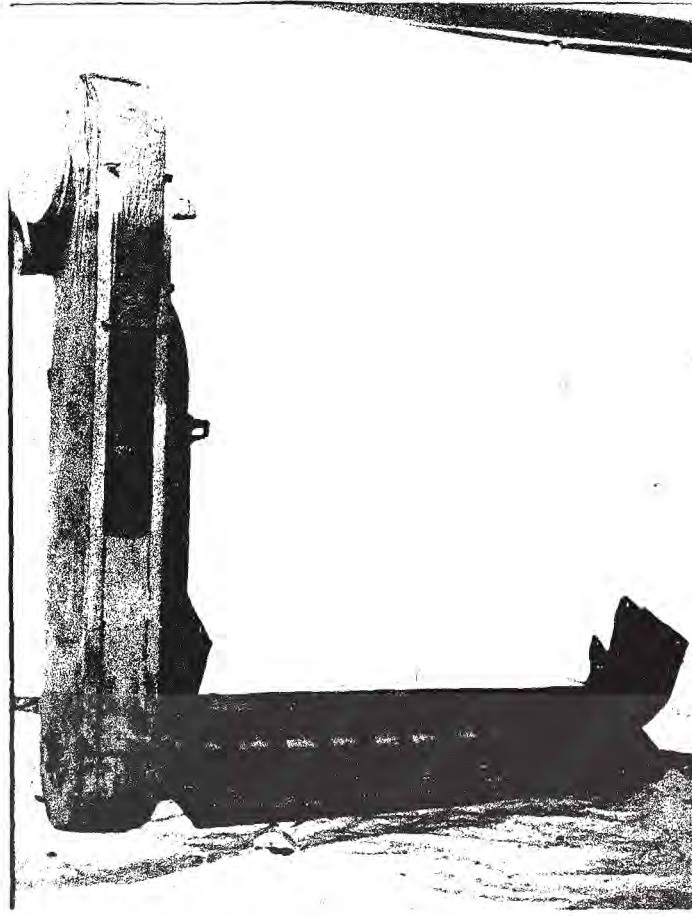
Ölçek 1/5



Sekit342 Dane çuvallama mekanizması elevatör ve helezon taşıyıcı hazneleri ve tespit kapağı.



Sekil 3.43. Dane çuvallama mekanizmasında 2,5,7,8 numaralı parçalar ve montaj resimleri.



Resim 3.8. Tane çuvallama mekanizması.

Çuvallama mekanizmasındaki helezon, 30 mm çaplı mil ile tane oluşuna iki ucundan H 207 numaralı oynak bilyalı germe manşonlu rulmanla monte edilmiştir. Helezon milinin sol ucuna ise elevatör bandını döndüren tamburlardan bir tanesi monte edilmiştir. Elevatör tamburunun ikincisi ise, elevatör haznesinin üst kapağı ile gövde arasına iki adet H 207 rulman ile yataklanmıştır. Üst tambur milinin uzantısında, 200 mm çaplı dökme demirden yapılmış mekanizma tahrik kasnağı vardır. Mekanizma kasnağının batör miline göre tahvil oranı $i = 1/7,9$ tahrik kasnağına göre tahvil oranı ise $i = 1/1,95$ olarak ölçülmüştür.

Çuvallama mekanizmasındaki tahrik kasnağı, elevatör tamburunu ve elevatör tamburuna bağlı olan elevatör bandını döndürmektedir. Elevatör bandının alt ucunda olan ikinci tambur ise helezon milini döndürmektedir. Helezon saat ibresi ters yönünde dönerken, haznesine dolan taneyi makinanın sağ tarafından sol tarafına doğru transfer ederek elevatör haznesi alt kısmına doldurmaktadır. Buradan elevatörle belli bir seviyeye çıkarılan tane, tahliye ağzından bir boru vasıtasıyla istenilen yere stok veya çuvallama yapacak şekilde plânlanmıştır.

Çuvallama mekanizmasında, harcanan güce karşılık tambur ve helezon mil-
lerinin mukavemet kontrolleri yapılmaktadır. Elevatör ve helezon hazneleri ise
1,5 mm lik saçtan yapıldığı için emniyet katsayısı istenilen emniyet sınırla-
rında kalmaktadır. Bölüm 3.3.a. da konveyör güç hesaplarından faydalanılmakta-
dır.

3.6. Transmisyon düzeni:

Harman makinası, 1976 yılı tasdikli, Farmer 103S model, 3 silindirli, su
soğutmalı, maksimum 45 BG bir traktörle tahrik edilmiştir. Kuyruk mili maksimum
momenti 75 kpm ve maksimum güçteki yakıt miktarı ise 10,35 lt/h olarak belirlen-
miştir (45). Resim 5.1.

Traktör kasnağı, kuyruk mili tarafından 540-1000 d/d başlangıç devirle-
riyle iki kademede döndürülmektedir. Kasnak çapı 216 mm ve dakikadaki devir sa-
yıları ise traktör devriyle değişmektedir.

Batör, 222 mm çap kademeli kasnağı tarafından, düz lastik kayışla opti-
mum 855 d/d da çalıştırılmıştır. Şekil 3.10. Batör tahrik kasnağının diğer ka-
deme çapı 190 mm, genişlikleri ise büyük çapta 180 mm, diğerinde 170 mm dir.
Kullanılan kasnağın, kayış kaymalarını azaltmak için bombeli yüzeyli imalatına
dikkat edilmesi gerekmektedir. Kasnaklar volana civatalarla monte edilmiştir.
Traktör kasnağı ile batör kasnağı arasındaki tahvil oranı $i_1 = 1/0,84$ olarak
belirlenmiştir.

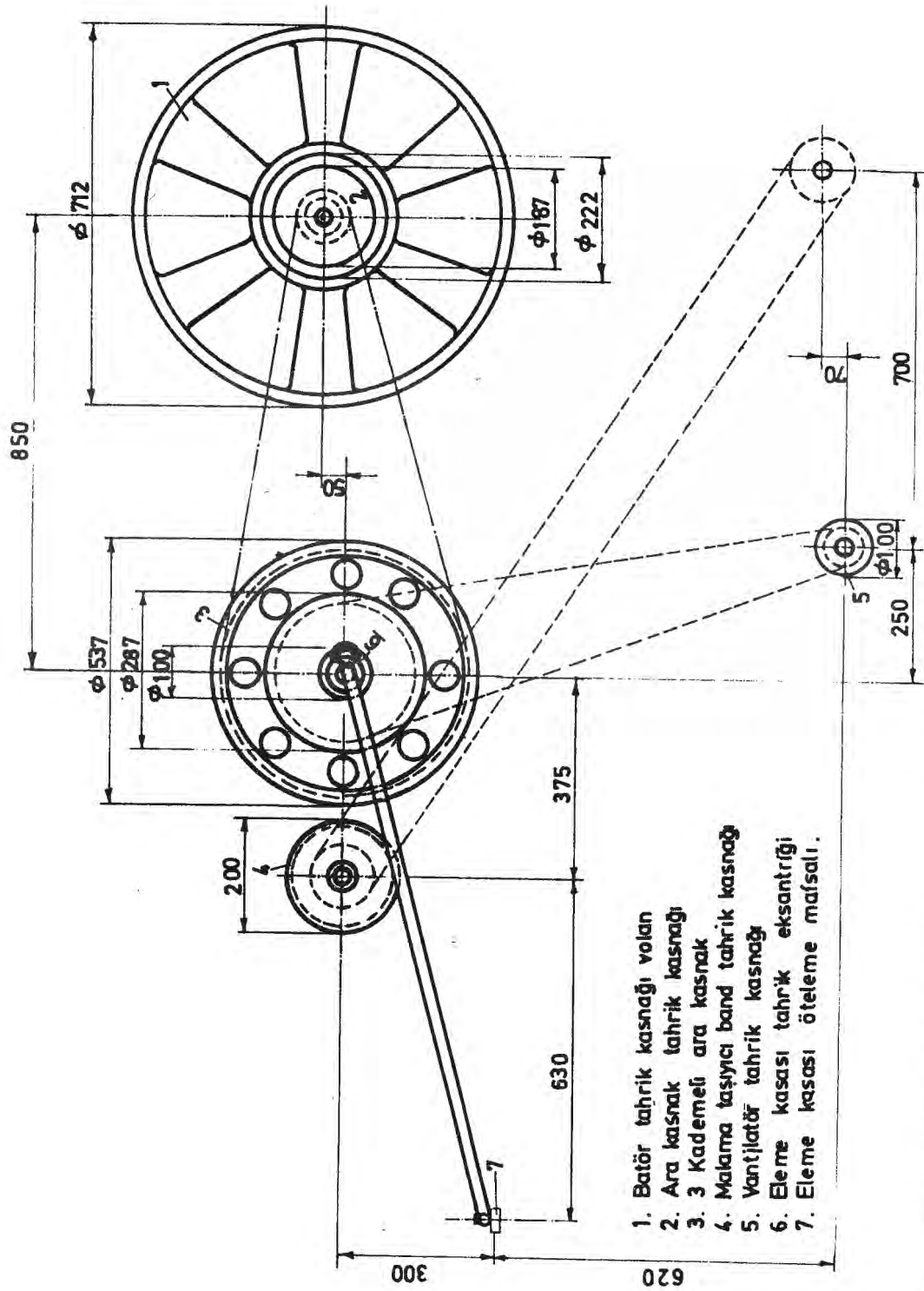
Temizleme ünitesine hareket veren, batör miline monte edilmiş 116
mm çapında, trapez yuvalı bir kayış kasnağı bulunmaktadır. Şekil 3.44/2.

Üç kademeli ara kasnağın kademe çapları 100-287-534 mm dir. Temizleme
ünitesi tahrik kasnağı, ara kasnağın büyük kademesine verilmiştir. Ara kasnak
185 d/d da çalıştırılmakta, tahrik kasnağı ile aralarındaki tahvil oran
 $i_2 = 1/4,62$ değerindedir. Şekil 3.44/3.

200 mm çaplı malama taşıyıcı band kasnağı, üç kademeli ara kasnağın kü-
çük kademesi tarafından 85 d/d da döndürülmüştür. Band kasnağı ile ara kasnak
tahvil oranı $i_3 = 1/2,18$ olmuştur. Şekil 3.44/4.

Vantilatör fan kasnağı çapı 100 mm, dönme devri 585 d/d dir. Fan kasnağı,
ara kasnağın orta kademesi tarafından tahrik edilmiştir. Fan kasnağı ile ara
kasnak arasındaki tahvil oranı $i_4 = 3,16$ dir.

Çuvallama mekanizması kasnağı 200 mm çaplı ve 108 d/d. hızla dönmektedir.
Ara kasnak milinin diğer ucuna tespit edilmiş, 110 mm çapında bir kasnak tara-



Şekil: 3.44 Getştirilen harman makinası transmisyon düzeni.

Ölçek: 1: 10

fından tahrik edilmektedir. Tahrik kasnağı ile mekanizma kasnağı arasındaki tahvil oranı $i_5 = 1/1,71$ olarak saptanmıştır. Resim 3.1.

3.6.1. Genel değerleri :

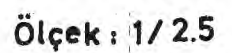
<u>Kasnak ismi</u>	<u>Kasnak çapı</u>	<u>Dönme devri</u>	<u>Tahvil oranı</u>
Traktör kasnağı	: 216	$n_1 = 1050$	—
Batör kasnağı	: 222	$n_2 = 855$	$i_1 = 1:0,84$
Üç kademeli ara kasnak	: 534-287-100	$n_3 = 185$	$i_2 = 1:4,62$
Taşıyıcı band kasnağı	: 200	$n_4 = 85$	$i_3 = 1:2,18$
Vantilatör kasnağı	: 100	$n_5 = 585$	$i_4 = 3,16:1$
Çuvallama mekanizma kasnağı	: 200	$n_6 = 108$	$i_5 = 1:1,71$
Çuvallama mekanizma tahrik kasnağı:	110	$n_3 = 185$	—

3.6.2. Transmisyon düzeninde kullanılan kayışlar ve numaraları

Batör kasnağı ile üç kademeli ara kasnak arasında	: 17×1550 no.kayış	1 adet
Üç kademeli ara kasnak ile vantilatör arasında	: 17×1650 "	" " "
Üç kademeli ara kasnak ile taşıyıcı bant kasnağı ara:	17×950 "	" " "
Çuvallama mekanizması ile tahrik kasnağı arasında	: 17×950 "	" " "

3.6.3. Transmisyon millerinde kullanılan yatakların seçimi:

Batör milinde $\phi 60$ mm iki adet oynak bilyalı germe manşonlu	H 313 nolu rulman
Üç kademeli ara kasnak milinde ($\phi 35$) iki adet oynak bilyalı germe manşonlu	H 218 nolu rulman
Taşıyıcı bant tambur millerinde ($\phi 30$) dört adet oynak bilyalı germe manşonlu	H 217 nolu rulman
Vantilatör fan milinde ($\phi 30$) iki adet oynak bilyalı germe manşonlu	H 207 nolu rulman
Çuvallama mekanizması millerinde ($\phi 30$) iki adet oynak bilyalı germe manşonlu	H 207 nolu rulman
Tekerlek akslarında ($\phi 35$) iki adet konik 30207 nolu rulman	

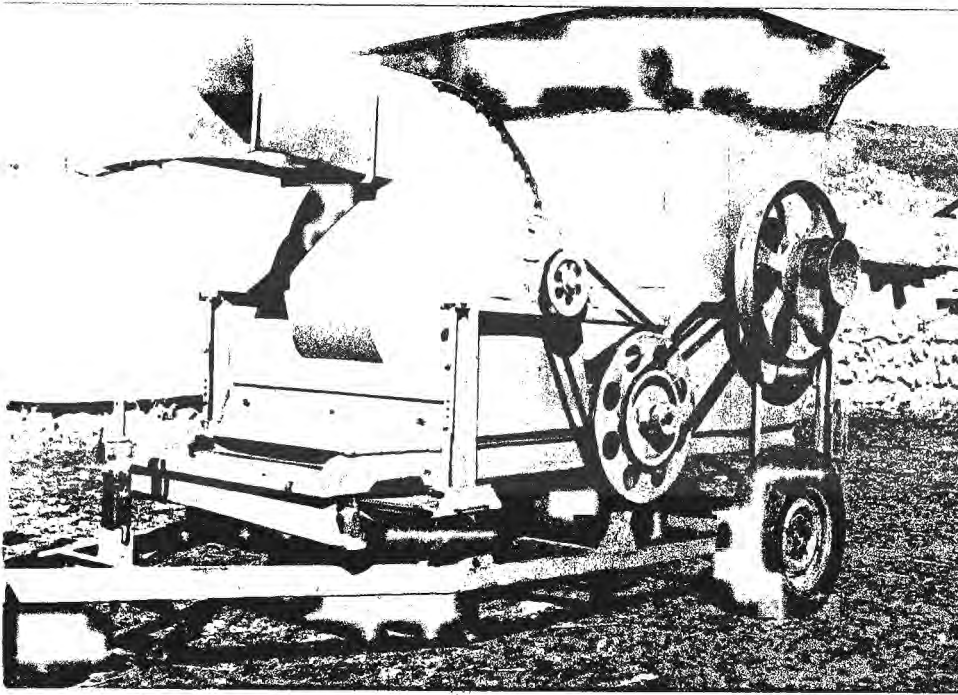


Şekil:345 Dönme hareketini öteleme hareketine dönüştüren mekanizma

DENEME YAPILAN İKİNCİ HARMAN MAKİNASI

3.7. Makinanın teknik değerleri:

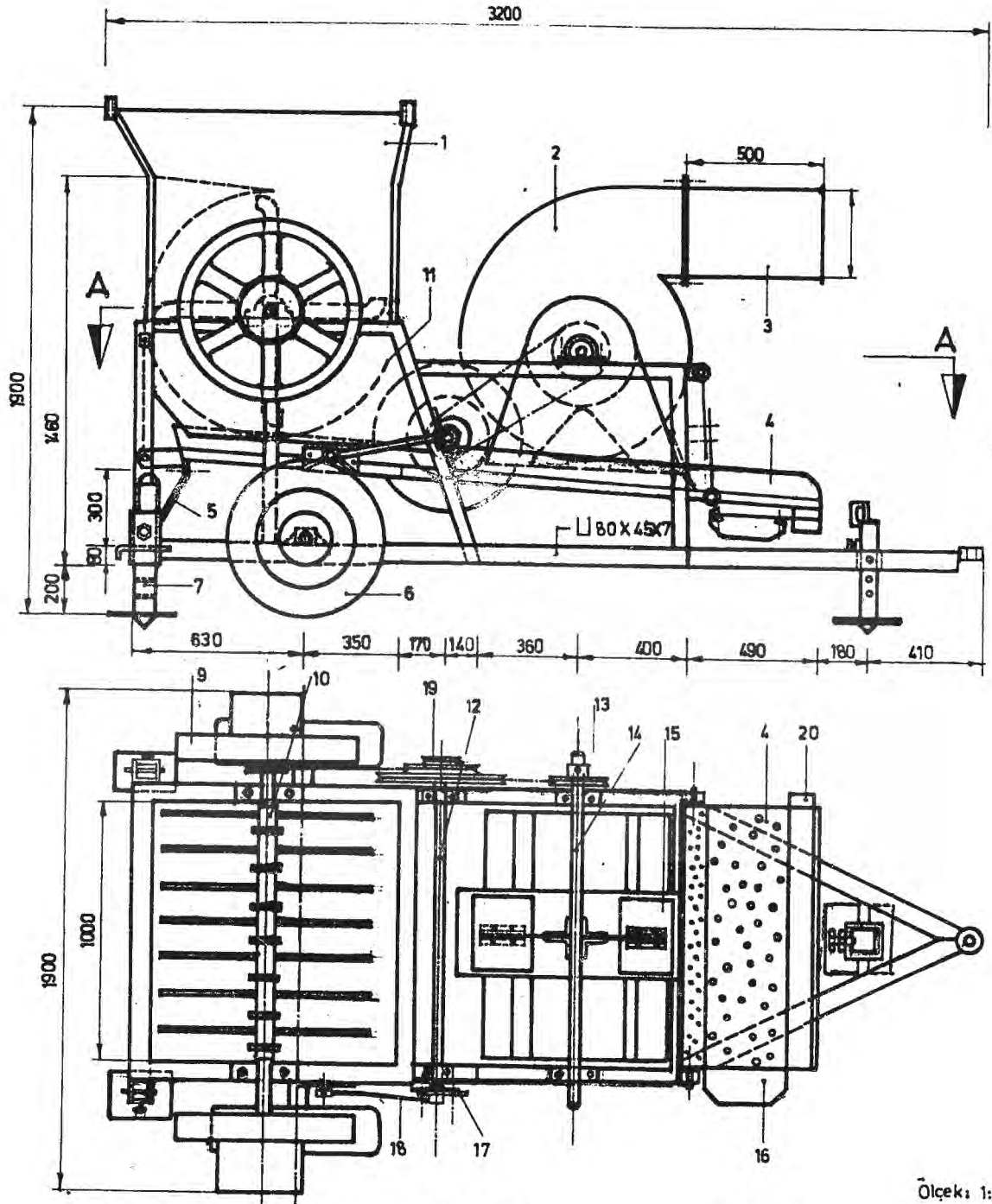
Türkiye'de ekseriyetle imâl edilen aspiratörlü harman makinalarının özelliğinde, bir adet aspiratörlü harman makinası imâl edilerek, eleme eleği ve aspiratör üzerinde denemeler yapılmıştır. Resim 3.9. İmâl edilen makinanın harmanlama düzeni, geliştirilen makinanın aynı boyut ve özelliklerine sahip olmakla beraber eleme tavası ve aspiratörü başka özellikler göstermektedir. Şekil 3.46.



Resim 3.9. Aspiratörlü harman makinası.

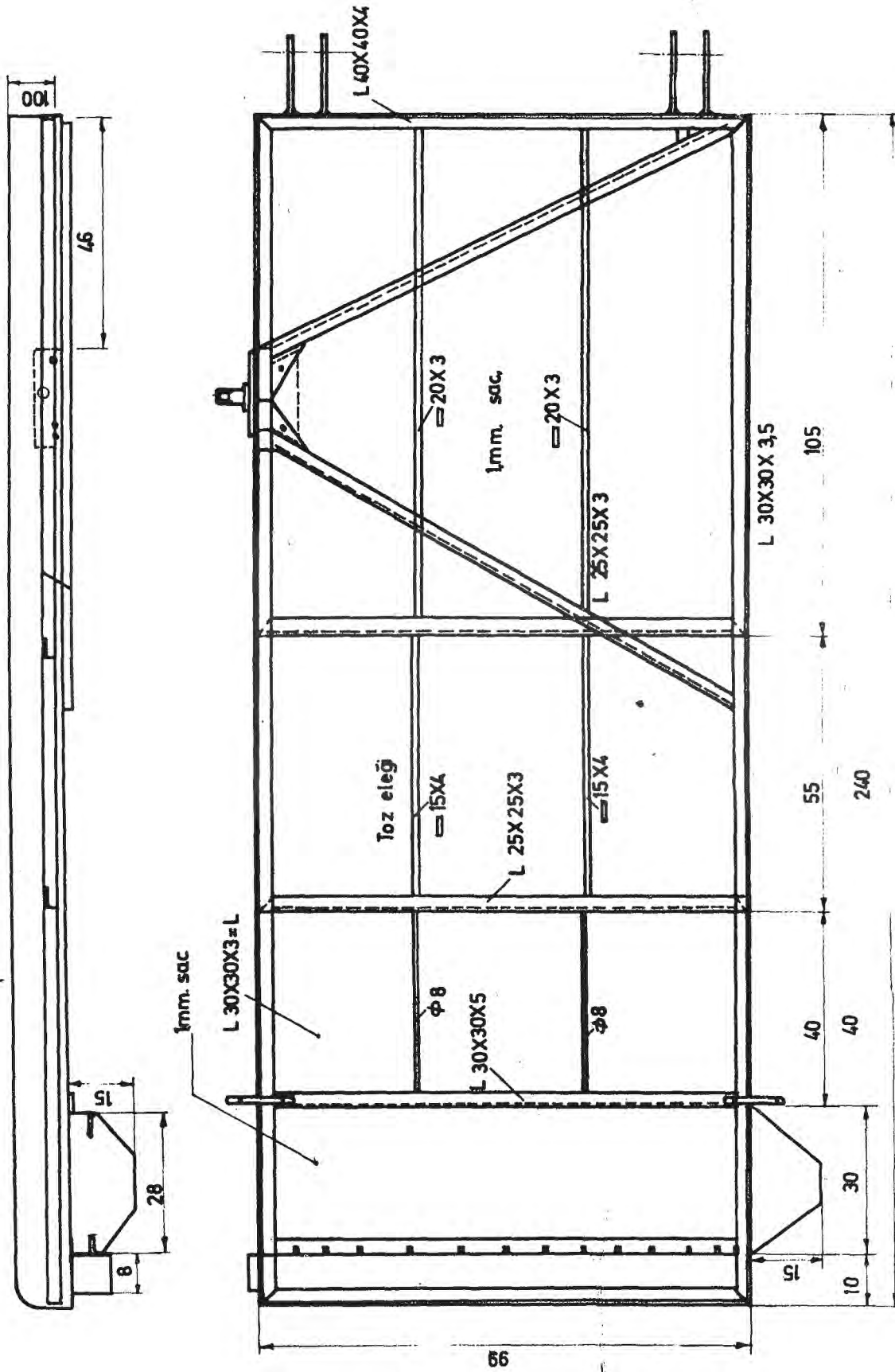
Makinanın teknik ölçüleri:

En büyük uzunluk	: 3200 mm
En büyük genişlik	: 1900 mm
En büyük yükseklik	: 1900 mm
Ağırlık	: 1250 kg
Toprak aralığı	: 200 mm



- | | | |
|--------------------------|-----------------------------------|--|
| 1 - Dövme haznesi | 8 - Çeki demiri | 15 - Aspiratör çarkı |
| 2 - Aspiratör | 9 - Batör tahrik kasnağı ve volan | 16 - Dane tahliye oluğu (3 mm'lik delikli sac) |
| 3 - Saman tahliye kanalı | 10 - Batör | 17 - Eleme tavası tahrik eksantrij |
| 4 - Eleme tavası | 11 - Kontrbatör | 18 - Eksantrik tahrik kolu |
| 5 - Tava gergi kolları | 12 - Eksantrik tahrik mili | 19 - 3 Kademeli ara kasnağı |
| 6 - 600X60 Tekerek | 13 - Aspiratör tahrik kasnağı | 20 - Kesmik tahliye oluğu |
| 7 - Tespit ayakları | 14 - Aspiratör tahrik mili | |

Şekil:3.46 Aspiratörlü sap döğer harman makinası dikine ve yatay kesit resimleri.



Şekil:3.47 Aspiratörülü savurmalı harman makinası eleme eleği kasası. Ölçek: 1 : 10

Araba şasisi :

Tekerlekler	: 600 × 16
İz genişliği	: 1500 mm
Dingil çapı	: $\square$ 80 mm
Kasa uzunluğu	: 2000 mm
Kasa genişliği	: 1160 mm
Kasa yüksekliği	: 900 mm

Harmanlama ünitesi :

Batör tipi	: Çubuk parmaklı
Batör genişliği	: 1000 mm
Batör çapı	: 735 mm
Batör mili boyutları	: $\square$ 70 × 70 × 900 mm
Batör parmak sayısı	: 22 adet
Batör parmak boyutları	: 60 × 10 × 330 mm
Batör parmakları arası uzaklık	: 80 mm
Batör kasnağı çapı	: 270 mm
Tavsiye edilen batör devir sayısı	: 850 d/d
Kontrbatör delik çapı	: ϕ 17 mm
Deliklerin diziliş şekilleri	: Merkezi ve köşeleri delik eşkenar altı
Besleme ağzı yüksekliği	: 1660 mm
Besleme ağzı genişliği	: 1100 mm

Parmak ucu ile delikli plâka arasımesafeler:

Giriş ağzında	: 80 mm
Alt noktada	: 30 mm
Giriş ağzı karşısında	: 100 mm
Delikli plâka örtme oranı	: 48 %

3.8. Eleme Tavası :

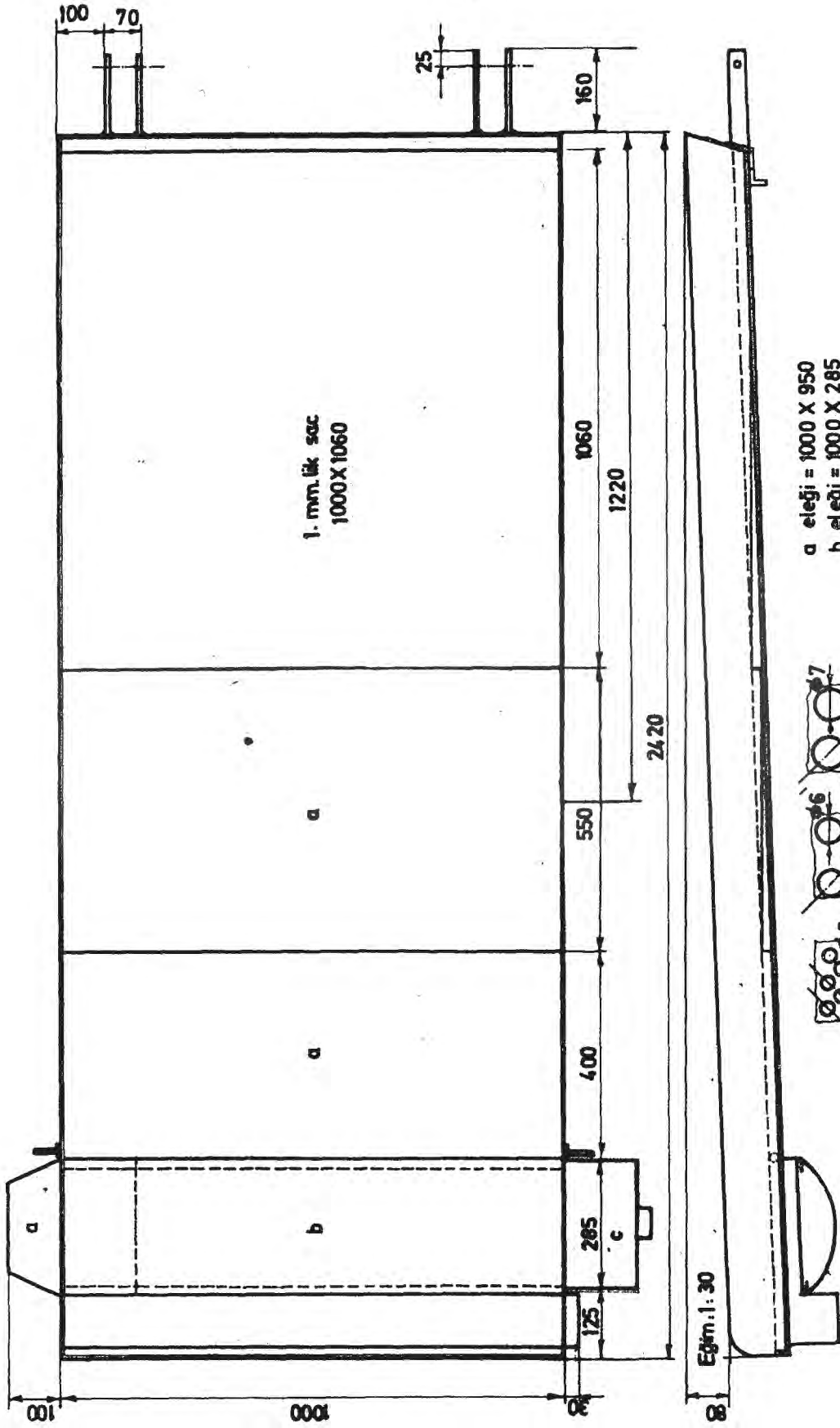
Eleme tavası, bir ucu kontrbatör altında, diğer ucu ise aspiratörün altından geçerek makinanın ön kısmına kadar uzanan 990 × 2400 mm² boyutlarındadır. 30 × 30 × 3,5 L profil köşebentle çevresinin, 25 × 25 × 2,5 L profil köşebentle de köprülerinin iskeleti teşkil edilmiştir. Şek. 3.47. Makinanın şasisine 4 köşesinden birer askı ile asılmış olup, sağa ve sola salınımları önlenmesi için arkasında iki adet karşılıklı yay ile gergiye alınmıştır. Elek eğimi ayarlanabi-

lir olup her dört askı kolu boyu değiştirilebilmektedir. Normal çalışma eğimi ise 1/30 civarında belirlenmiştir.

Eleme tavaasına, ülkedeki makinalardan farklı olarak yan tarafından salınım yaptırılmıştır. Tavadaki deformasyonlar önlenebilmesi için, salınım mili eleğe üçgen bir kuşakla bağlanmıştır. Elek iskeleti köprüler arası 15×4 mm lama demirle birleştirilip, eleme tavaasının üç tarafı ise 100 mm boyunda 1,5 mm lik saçla çevrilmiştir.

Eleme tavaasında üç karakteristik bölme vardır. 1000×1060 mm² büyüklüğündeki birinci bölme 1 mm lik düz saçtan yapılmıştır. Kontrbatörün altında, 1000×950 mm² büyüklüğündeki ikinci bölme, 1 mm kalınlığında, üzeri 3 mm çaplı delikli saçtan yapılmıştır. Birinci bölmeden 15 mm aşağıdan başlayıp, aspiratörün giriş kanalları altına kadar uzanmıştır. İkinci bölmede, aspiratörün hava giriş kanalları arasında 15 mm seviye farklı ikinci bir kademe daha yer almaktadır. Şekil 3.48/a. 1000×285 mm² büyüklüğündeki üçüncü bölme, 7 mm çapında karışık sıralı, 1 mm kalınlığında delikli saç olup, ikinci bölmeden sonra ve aynı seviyede öne doğru kez oluşuna kadar uzanmıştır. Şek. 3.48/b. Taneler aspiratörün etkisinden kurtularak bu eleğin altındaki şekil 3.48/c eleğine inmektedir. Dördüncü bölme olan c eleği 1000×260 mm² büyüklüğünde ve 1 mm kalınlığında, 6 mm çaplı karışık sıra delikli saç olup, elekten geçemeyen materyaller, oradan kez oluşuna dökülmektedir. Elek altına geçen taneler ikinci bölme elek saçından yapılmış tane oluşundan, makinanın sol tarafına sevk edilmektedir.

Eleme tavaasının diğer ucunda ve makinanın önünde ise 1 mm lik saçtan 1000×125 mm² büyüklüğünde, kesmik oluşu (kez) bulunmaktadır. Eleme tavaası, küçük eksenli bir krank (eksantrik) tarafından 10 mm genlik ile 20 mm lik salınım yapmaktadır. Eksantrik mili üç kademeli ara kasnak tarafından tahrik edilmektedir. Şekil 3.46./19. Üç kademeli ara kasnak, 534-287-100 mm çapındadır. Batör miline takılan 116 mm çaplı kasnak tarafından orta kademesi ile tahrik edilmiştir. Eksantrik, ayarlanabilir özel eksantrik olup Bölüm 3.4. de detaylı olarak şekillerle gösterilmiştir. Batör kasnağına göre 1/2,45 tahvil oranında döndürülmektedir. Harmanlama ünitesinden, eleme tavaasının birinci bölümüne dökülen malama, eleme tavaasının eğimi ve ileri geri salınımı sayesinde, eğim istikametinde, makinanın önüne doğru ilerlemektedir. Bu esnada ikinci bölmeye bir basamaktan inerek geçer. Malamanın bu düşmesi esnasında saman, toz vs.maddeleri aspiratör tarafından emilerek saman tahliye borusuna verilmektedir. İkinci bölmede kalan materyalin küçük kısımları (toz, ot tohumu vs) eleğin altına geçmektedir.



Ölçek: 1:10

Şekil 3.4.8 Aspiratör lü savurmalı harman makinası

Aspiratörün kaldırma kuvvetini yenebilen tane ve diğer maddeler yoluna devam ederken ikinci bölmenin basamağından aşağıya düşmekte ve bu esnada, aspiratör tarafından aspire işlemi tamamlanmaktadır. Üçüncü bölmeye gelen tane vb. içerisindeki yabancı maddeler bu elekten aşağıya geçerler. Aşağıya geçemeyen taş toprak ve kesmik gibi yabancı maddeler ise kez oluğuna giderek makinanın sol tarafından tahliye edilmektedir. Dördüncü bölmeye gelen tane burada yeniden elemeyetabi tutulmakta ve elekten geçemeyen maddeler aynı kez oluğuna geçmektedir. Tane oluğuna gelen, tane içindeki kırık, toz, toprak ve ot tohumları bu delikli sac tarafından ayrılarak toprağa boşaltılmaktadır. Tane ise makinanın sağ tarafından yere boşaltılmaktadır.

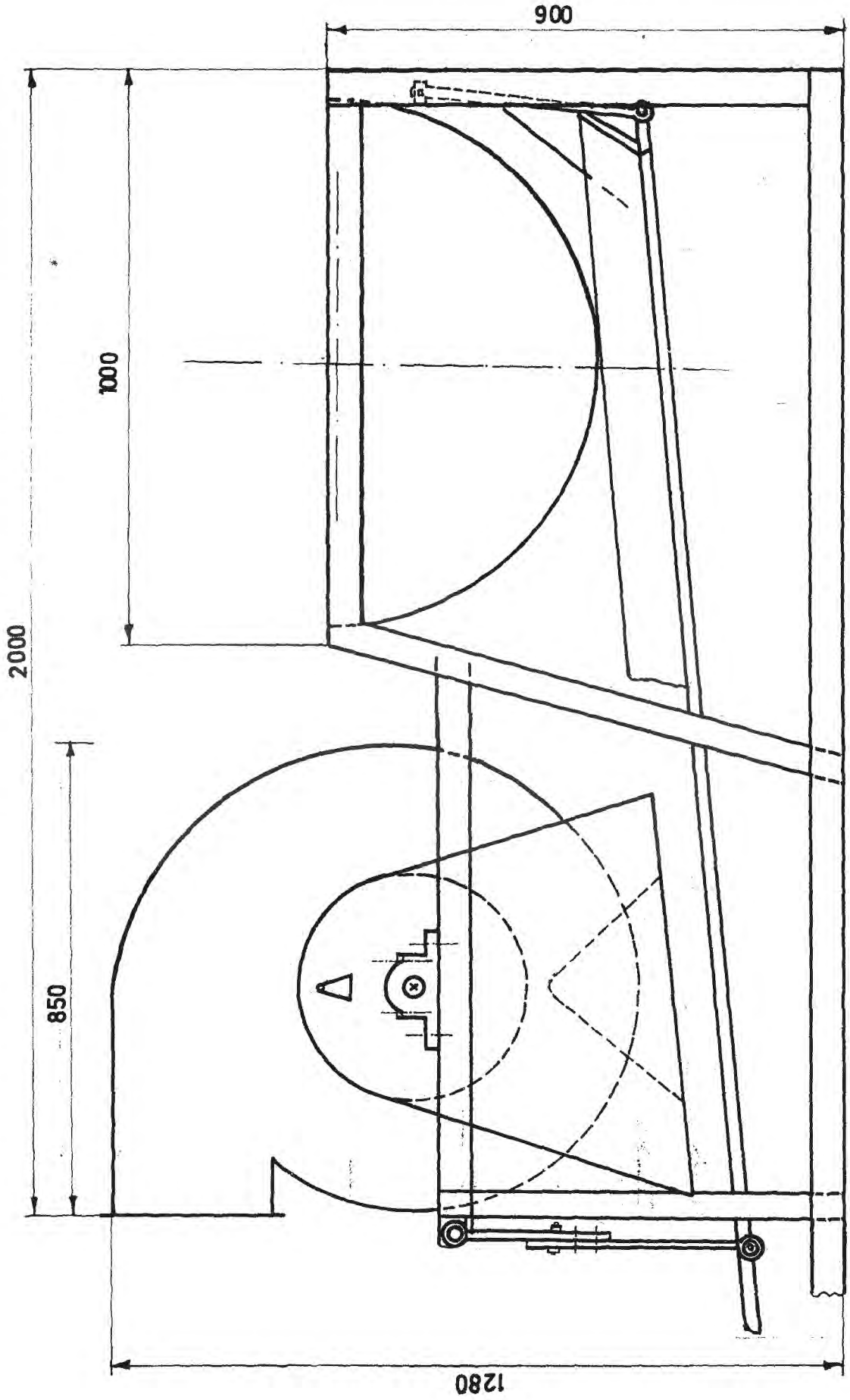
Eleme tavası :

Tipi	: Eksantrikle ileri-geri tahrik edilen eğimli bir tava.
Tavanın genişliği	: 1000 mm
Tavanın uzunluğu	: 2400 mm
1.Bölme	: $1000 \times 1060 \text{ mm}^2$
2.Bölme	: $1000 \times 950 \text{ mm}^2$
3.Bölme	: $1000 \times 285 \text{ mm}^2$
4.Bölme	: $1000 \times 260 \text{ mm}^2$
Tane oluğu	: $1100 \times 250 \text{ mm}^2$ (silindirik)
Kez oluğu (kalbur üstü)	: $1050 \times 125 \text{ mm}^2$ (dikdörtgen)
İleri geri hareket miktarı	: 20 mm
$i = \frac{\text{eksantrik devir sayısı}}{\text{Batör mili devir sayısı}}$	: $\frac{350}{850} = \frac{1}{2.45}$
Eğim oranı	: $1/30$ ($^{\circ}$)

3.9. Aspiratör :

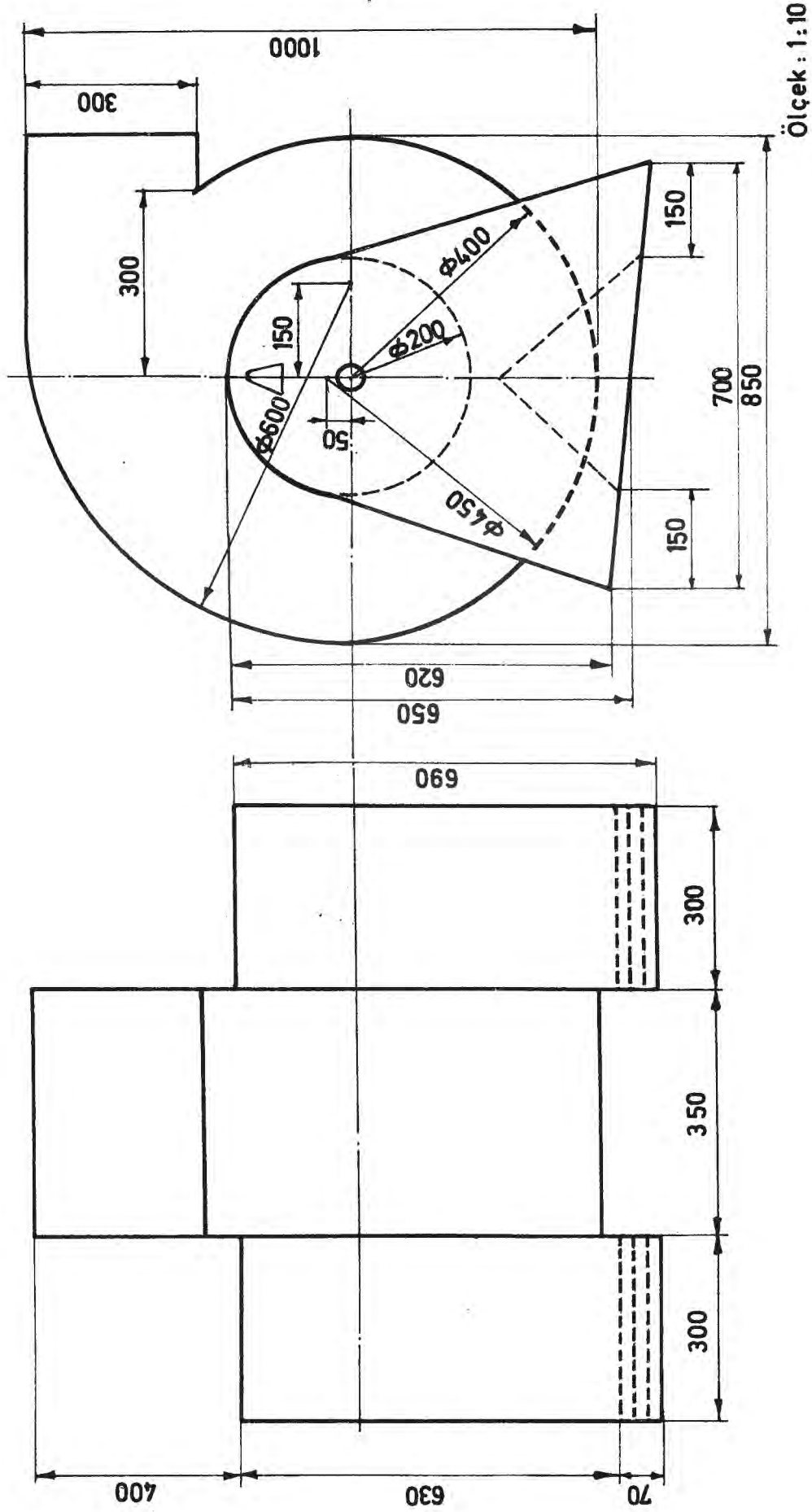
Harman makinasında kullanılan aspiratör, radyal tip bir çark (fan) ve bir gövdeden (salyangoz) meydana gelmektedir. Eksenel olarak emilen hava çatal şeklindeki birinci ve ikinci emme kanallarından vantilatör salyangozuna gönderilmektedir. Oradan radyal olarak bir tahliye borusu vasıtasıyla istenen istikâmete sevk edilmektedir. Şekil 3.49.

Salyangoz, özel şekilde imâl edilmiştir. Aspiratör, yapılan ayarlamalara göre hava ile birlikte materyal de emmekte ve eksenel olarak makinanın dışına, hava çıkış hızında fırlatmaktadır. Salyangozun özel imâlat resmi şekil 3.50 de ölçekli olarak gösterilmiştir.



Şekil.3/49 Aspiratörlü savurmalı harman makinası ana şasi ve aspiratörü.

Ölçek:1:10



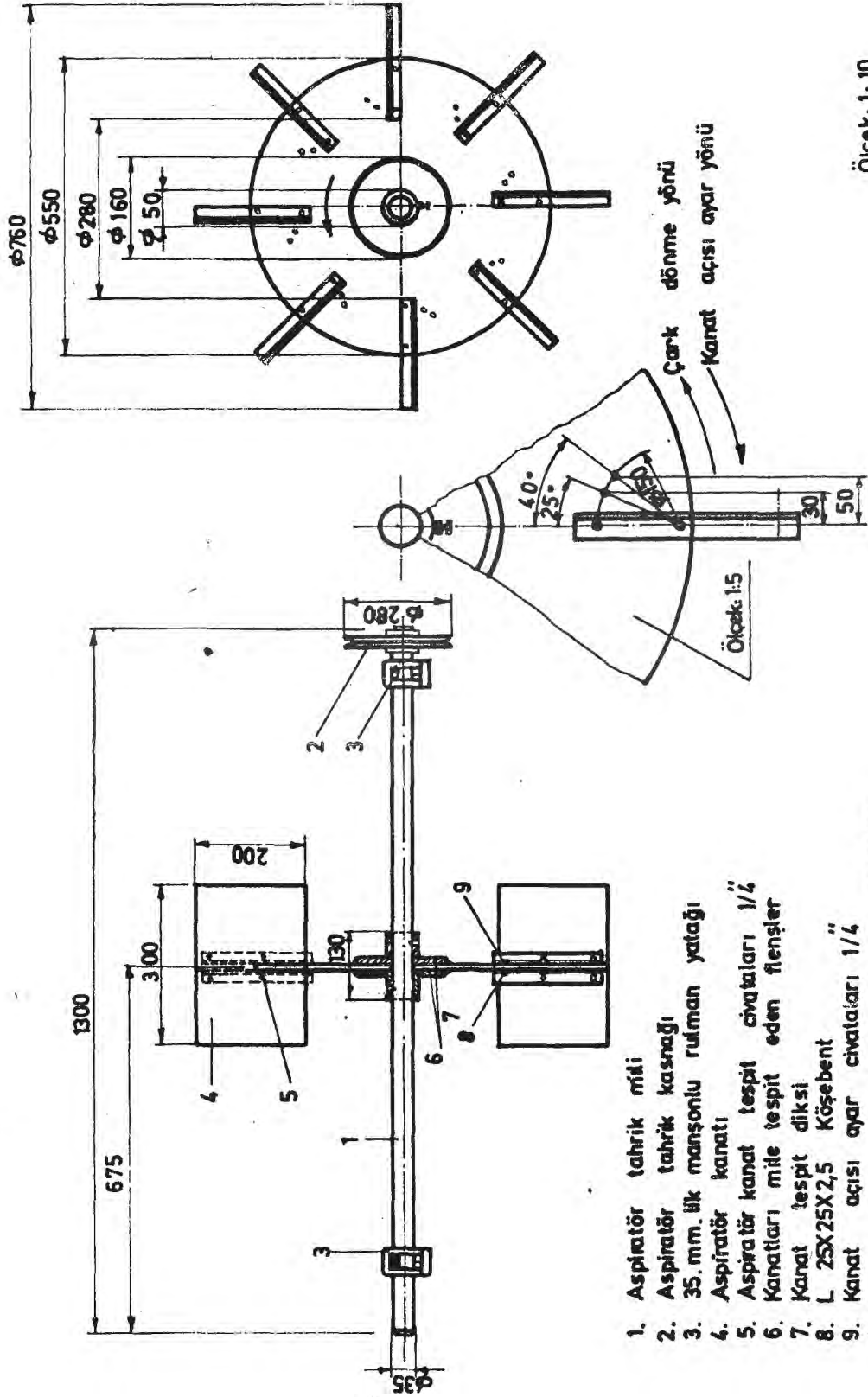
Seki 3.50 Aspiratör arka ve yan görünüşleri.

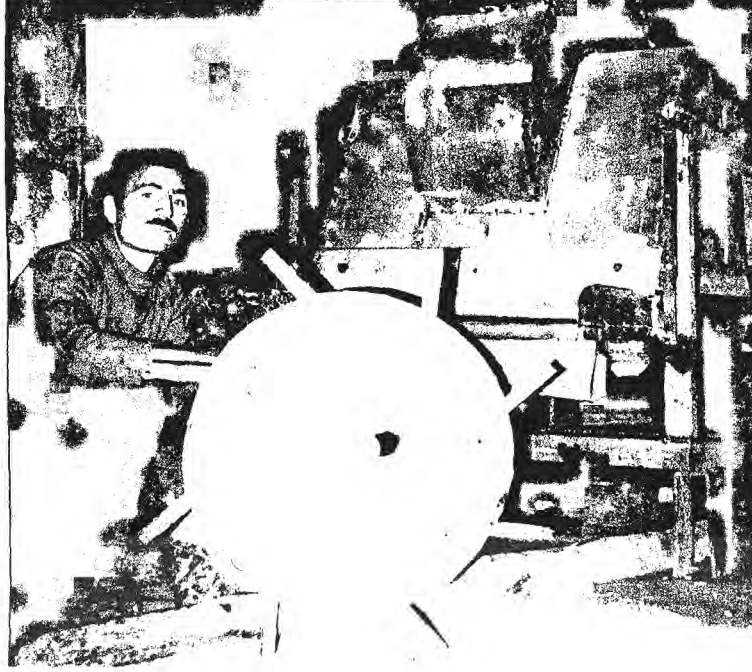


Resim 3.10. Aspiratör salyangoz ve fan montaj resmi.

Salyangoza emilen havanın hızı, emme kanallarının ön ve arka tarafına, elek üzerine inecek şekilde monte edilmiş olan iki adet kapakla ayarlanabilmektedir. Ayrıca yan taraflarına koluyan iki adet kapakcık vasıtası ile de bu ayar yapılmaktadır. Dolayısı ile salyangoz emme ağzı eleme tavası üzerine açılmış olup, tavaya uzaklığı ve yakınlığı ayarlanarak temizleme fonksiyonunu etkilemek mümkündür.

Aspiratör fanı da özel şekilde imâl edilmektedir. Makina denemeye tabi tutulduğu için 3 mm kalınlığında bir diks üzerine, kanatlar, eğimleri değiştirilebilir şekilde tespit edilmiştir. Resim 3.11. Eğim açıları ise 0° , 25° , 45° ye ayarlanabilmektedir. Eğim, dönme yönü ters istikâmetinde ve geriye doğru olmaktadır. Kanatlar ortalarından yarılarak dikse geçirilmiş ve iki tarafından $25 \times 25 \times 2,5$ L profil köşebentlerle civata bağlantısı ile monte edilmiştir. Bu çark 35 mm çaplı St 42 malzemeden bir mil tarafından, makina şasisine iki ucundan 35 mm lik H 208 oynak bilyalı germe manşonlu rulman tarafından yataklanmıştır. Üç kademeli ara kasnağın büyük kademesi tarafından tahrik edilmektedir. Kasnak çapı 280 mm, dönme devri ise 650 d/d olarak öngörülmektedir. Şekil 3.51 de bütün detaylar ölçekli olarak gösterilmiş ve Bölüm 3.4.2.2.de teorisi ve dizaynı anlatılmıştır.





Resim 3.11. Aspiratör çark diskı.

Aspiratör, eleme tavaasının ikinci bölmesinden geçen dövülmüş malzeme içindeki sap, saman gibi hafif parçaları emerek dışarı atmaktadır. Aspiratörün, dövme işlemine ve malamanın elek üzerinde ilerlemesine bir etkisi olmadığından, açık sistem bir çalışmaya sahiptir.

Aspiratör :

Tipi	: Radyal hava akımlı, özel
Giriş ağzı I.kanal	: $1000 \times 150 \text{ mm}^2$
Giriş ağzı II.kanal	: $1000 \times 150 \text{ mm}^2$
Çıkış ağzı	: $350 \times 300 \text{ mm}^2$
Çark mili	: $\phi 35 \text{ mm}$
Çark dış çapı	: $\phi 760 \text{ mm}$
Kanat sayısı	: 8 adet
Çark devir sayısı/ Batör devir sayısı (-)	: 650/850 -

3.10. Makinenin diğer aksamı:

Harmanlama esnasında, harman makinası üç ayakla yere dayandırılmıştır. İki adeti arka, bir adeti önde bulunan bu ayakların tabanları toprağa batması için geniş yüzeyli ve boyları arazi eğimine göre ayarlanabilir şekilde dizayn edilmiştir. Ayaklar $80 \times 8 \times 350$ mm, St 37 malzemeden seçilmiştir.

Bu makinenin transmisyon düzeninde; iki adet volanlı batör kasnağı, bir adet üç kademeli ara kasnak, bir adet aspiratör kasnağı ve bir adette ara kasnak milinin diğer ucuna bağlı eksantrik bulunmaktadır. Resim 3.9.

Makinada iki adet, trapez lâstik kayış kullanılmaktadır.

- 1- Batör ile kasnak arasında, bir adet trapez 17×1650 numaralı kayış,
- 2- Üç kademeli ara kasnak ile aspiratör arasında, bir adet trapez 17×1550 numaralı kayış,

Makinada kullanılmakta olan yataklar aşağıdaki şekilde sıralanmaktadır.

- 1- Batör milinde ($\phi 65$) iki adet oynak bilyalı germe manşonlu H 316 nolu rulman,
- 2- Ara kasnak milinde ($\phi 35$) iki adet oynak bilyalı germe manşonlu H 208 nolu rulman,
- 3- Aspiratör milinde ($\phi 35$) iki adet oynak bilyalı germe manşonlu H 208 nolu rulman,
- 4- Eksantrik salınım kolu uçlarında ($\phi 25$) radyal 16005 nolu rulman.

Harman makinasında, aspiratörden saman çıkma ağzına 350×300 mm² giriş, 350×320 mm çıkış ağızlı 500 mm uzunluğunda saman sevk borusu eklenmektedir. Bu kanalı daha da uzatarak veya yönlendirerek istenilen yere saman sevk etmek mümkündür. Gerekirse bir siklon vasıtasıyla saman istenilen yerde tutulabilmektedir. Ancak samanın ince kısımlarını bu sistemde tutmak mümkün olmamıştır. Hele çalışma yeri geniş ve elverişli değilse problem daha da büyümektedir.

4. METOD:

Deney yeri olarak Sivas'ın yakın köylerinden Çukurbelen seçilmiştir. Deney aracı olarak, iki harman makinası kullanılmıştır. Birinci makina bölüm 3.1.de ikinci makina bölüm 3.8.de tanıtılmıştır. Bitki cinsi olarak buğday ve arpa kullanılmıştır. Bu denemede komple bir çalışma yapılmakla beraber, araştırmalar temizleme ünitesi üzerinde yoğunlaştırılmıştır.

Tahrik kasnağının üç çalışma devrine karşılık, vantilatör ve aspiratör kanatlarına üç ayrı özel pozisyon verilmiştir. Elek gruplarına üç ayrı salın ve eleme kasası eleklerine üç ayrı alan tasarlanmıştır. Bütün bu alternatiflerle makinanın temizleme ünitesinin boşta ve iş esnasında harcadığı güç, harmanlama ünitesinin iş esnasında harcadığı güç ile makinanın kompleksinin iş esnasında harcadığı güç belirlenmiştir. Vantilatörlerin ürettiği hava basınçları ve hızları çeşitli noktalarda tespit edilmiştir. Bu ölçmeler ise makinanın çalışması uygun görülen optimum devirinin % 20 nispetinde azaltılıp çoğaltılmasıyla tekrarlanmıştır.

4.1. Bitki cinsleri :

Denemelerde bitki cinsi olarak buğday ve arpa kullanılmaktadır. Bunların özellikleri;

a) Buğday:

Köse 220/39 (T.ocestivum var.delfi körn)

Sap uzunluğu : Orta uzun

Başak karakteri : Orta uzunlukta (8,8 cm), seyrek, apikal, kılçıklı.

Tane karakteri : Rengi beyaz, uzunluğu orta (7,1 mm), genişliği orta (3,2 mm).

Bin tane ağırlığı : 40,01 gr.

Tarımsal özellikleri : Kışa ve kurağa dayanması iyi, yatmaya dayanması zayıf, tane dökmeye dayanması zayıf, harman kabiliyeti iyi.

Tane - saman oranı = 1/3,05

Tane nem oranı = % 8

Saman nem oranı = % 9,5

b) Arpa:

TOKAK 157/37 (H.dutichum nutas)

Bitki boyu : Uzun (80-100 cm)

Başak karakteri : İki sıralı beyaz uzun (8,25 cm) ve seyrek.

Tane karakteri : Taneleri kavuzlu, beyaz renkte, orta uzunlukta (8,3 mm)
genişliği (3,9 mm)

Bin tane ağır. : 48 gr.

Tane - saman oranı = 1/2,5

tane nem oranı = 8,5

saman nem oranı = 10

c) Tane saman oranının belirlenmesi :

TS 3222 uygun olarak yapılmaktadır. Deney için 1'er kg ağırlığında 5 demet başaklı sap seçilmiş, demetler elle harmanlanarak ayrı ayrı ağırlıklarının aritmetik ortalaması alınmıştır (46).

$$S/T = \frac{G_b - G_t}{G_t}$$

S/T = sap tane oranı

G_b = Başaklı sap, kg

G_t = Elde edilen tane, kg

d. Tane-saman nem oranlarının belirlenmesi :

T.S.1135 e göre yapılmaktadır. Nem miktarı, standarda tabi tutulan örneğin ağırlık oranının, kurutulmadan önceki ağırlık oranına bölünmesiyle bulunmaktadır. Denemelerde öğütülen buğday örneği 130-133°C sıcaklıktaki fırında 90 dakika; kıyılmış sap örnekleri ise 2 saat bekletilmektedir (47).

$$N.O = (g_y - g_k) \frac{100}{g_y}$$

N.O = Nem oranı, %

g_y = Denemede alınan örneğin ilk ağırlığı, kg

g_k = Denemede alınan örneğin kurutulmuş ağırlığı, kg

e. Bin tane ağırlığının bulunması :

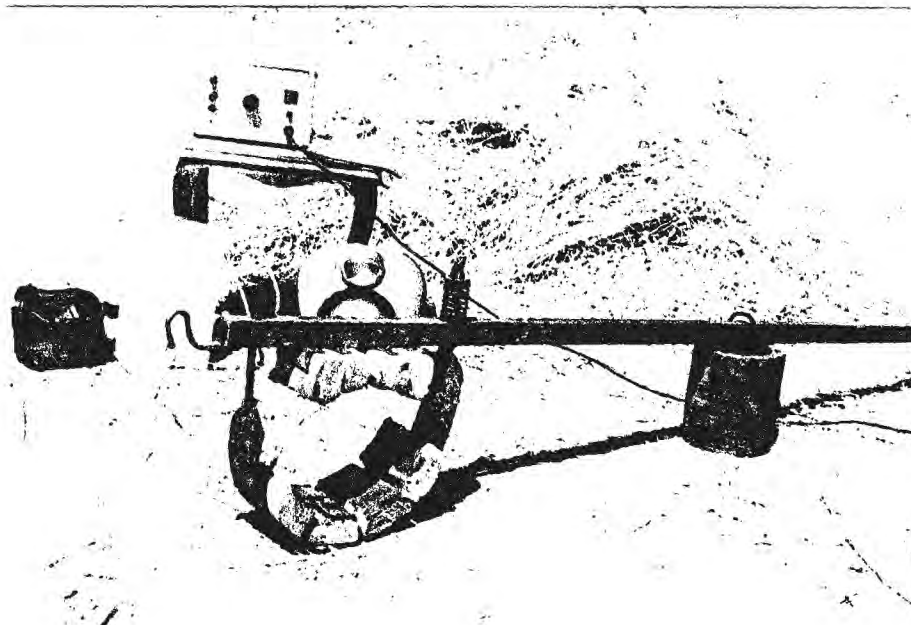
1000 adet tane ağırlığı ile 100 adet tane ağırlığı ayrı ayrı belirlenmiştir. 100 tane ağırlığı 10 ile çarpılıp, 1000 tane ağırlığıyla aritmetik ortalaması alınmıştır. Tartımlar 1 mg duyarlı hassas terazide gerçekleştirilmiştir.

4.2. Batör devir sayısının belirtilmesi :

Makina, denemelere geçilmeden önce 7-8 saat çalıştırılmıştır. Çalıştırma esnasında makinanın en yüksek verimli şekli tesbit edilmiştir. Kayıpların % 5 den az olduğu rejimde makinanın dönme devri batör milinden ölçülmüştür. Batör devir sayısının belirlenmesinde iki yöntem uygulanmıştır.

4.2.1. Elektrikli takometre:

Elektrikli takometre; HELİOS 5001 marka, E 21 typ, tek fazlı, 240 volt, 50 Hz frekanslı, 05 A ve 250-18000 d/d da ölçme yapan bir stroboskoptur. Bununla bir milin dönüş hızı, bu makina alete bağlanmadan, uzaktan ölçülmektedir. Hareket eden elemanları, duruyormuş gibi göstermektedir. Resim 4.1.



Resim 4.1. Deney cihazları.

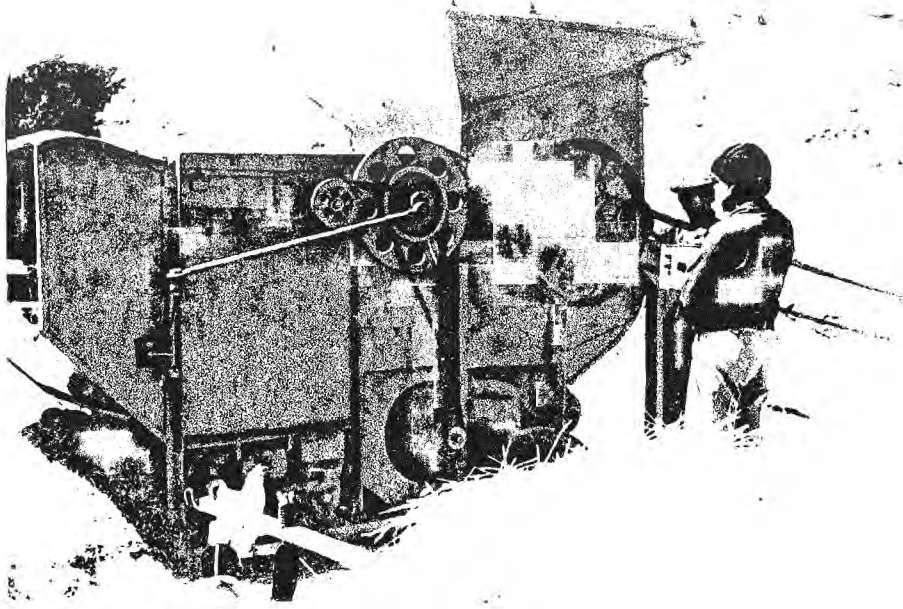


Ölçek: 1,10

Stroboskobun ana parçaları

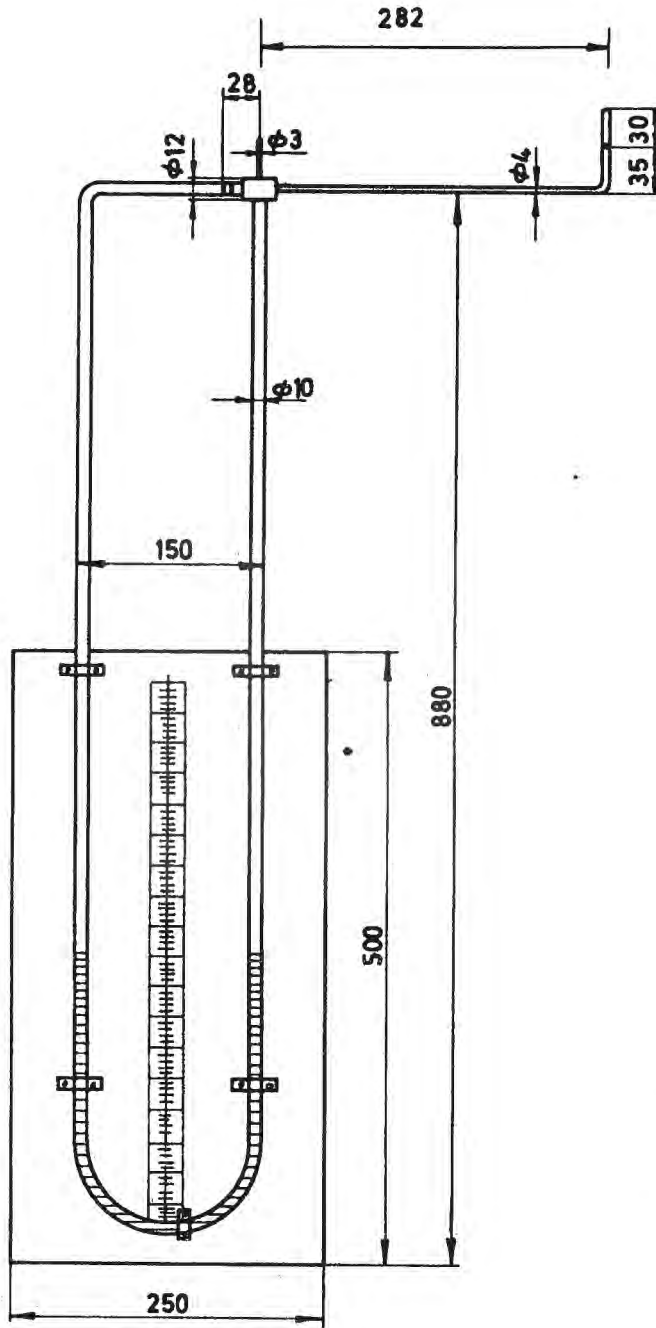
- a) Neon lambası,
- b) Lambanın komütatörünü çalıştıran elektrik motoru,
- c) Elektrik motoru reglaj düzeni,
- d) Elektrik motoruna bağlı etalon takometre.

Bu alet alternatif akım şebekesine bağlanmakta ve neon lambası dönüş devri ölçülecek eleman üzerine yönlendirilmektedir. Dönen eleman üzerine bir işaret yapılmakta ve anahtarla aletin lambası yakılmaktadır. Resim 4.2. Elektrik motoru lambanın komütatörünü açıp kapamakta ve lamba düzgün aralıklarla yanıp sönmektedir. Şayet lamba, işaretlenen döner elemanın işareti önünden geçerken yanıp sönerse, bu eleman, işaret belirtilen yerde olmak üzere, duruyor gibi görülmektedir. Bu anda elektrik motoruna bağlı etalon taksmetre, milin dakikadaki dönme devrini göstermektedir.



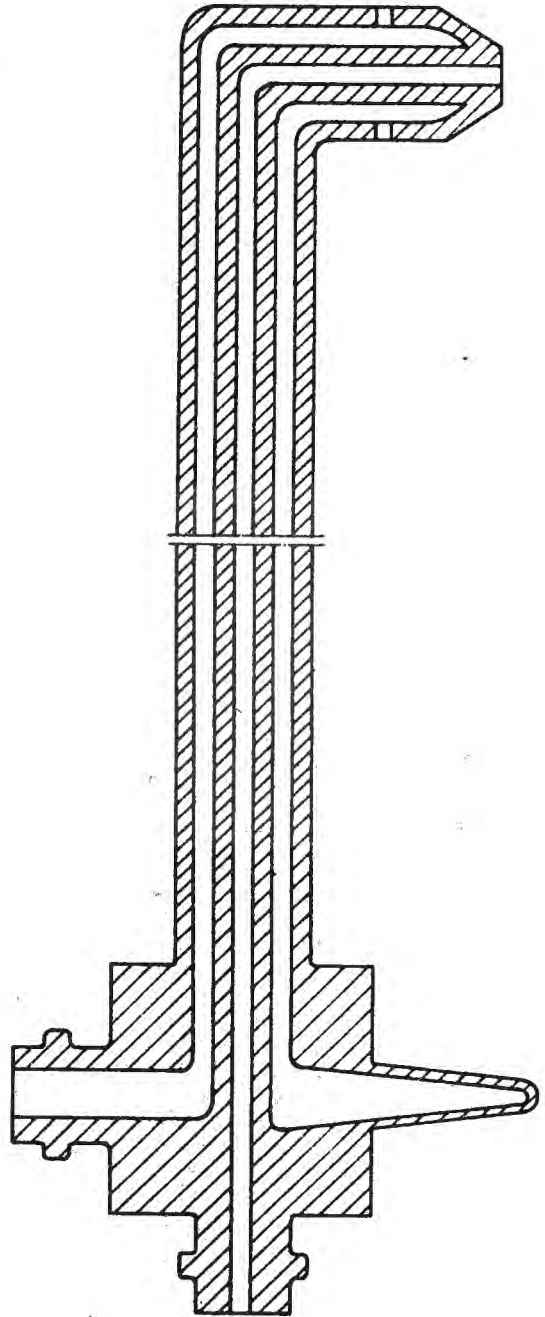
Resim 4.2. Yeni makinada stroboskopla devir ölçme.

Bu deneyden elde edilen değerlerin gerçek olması için aletin kalibrasyon ayarının iyi yapılmış olması gerekmektedir. Çeşitli şekilde kalibre edilen aletin takometresi, natürel frekansı bilinen bir diapazon ile de kontrol edilmektedir.



Ölçek 1 : 5

Şekil:42 Hız ölçme cihazı(Pitot tüpü)



Ölçeksiz

Neon lambası diapazona doğru tutulmakta ve elektrik motoru senkronize edilmektedir. Neon lambasının ışık titreşimleri ile diapazonun kol titreşimleri rezonans durumuna girdiği zaman takometrede okunan sayı ölçülür. Bu diapazondakinin aynı olması gereklidir.

4.2.2. Mekanik takometre :

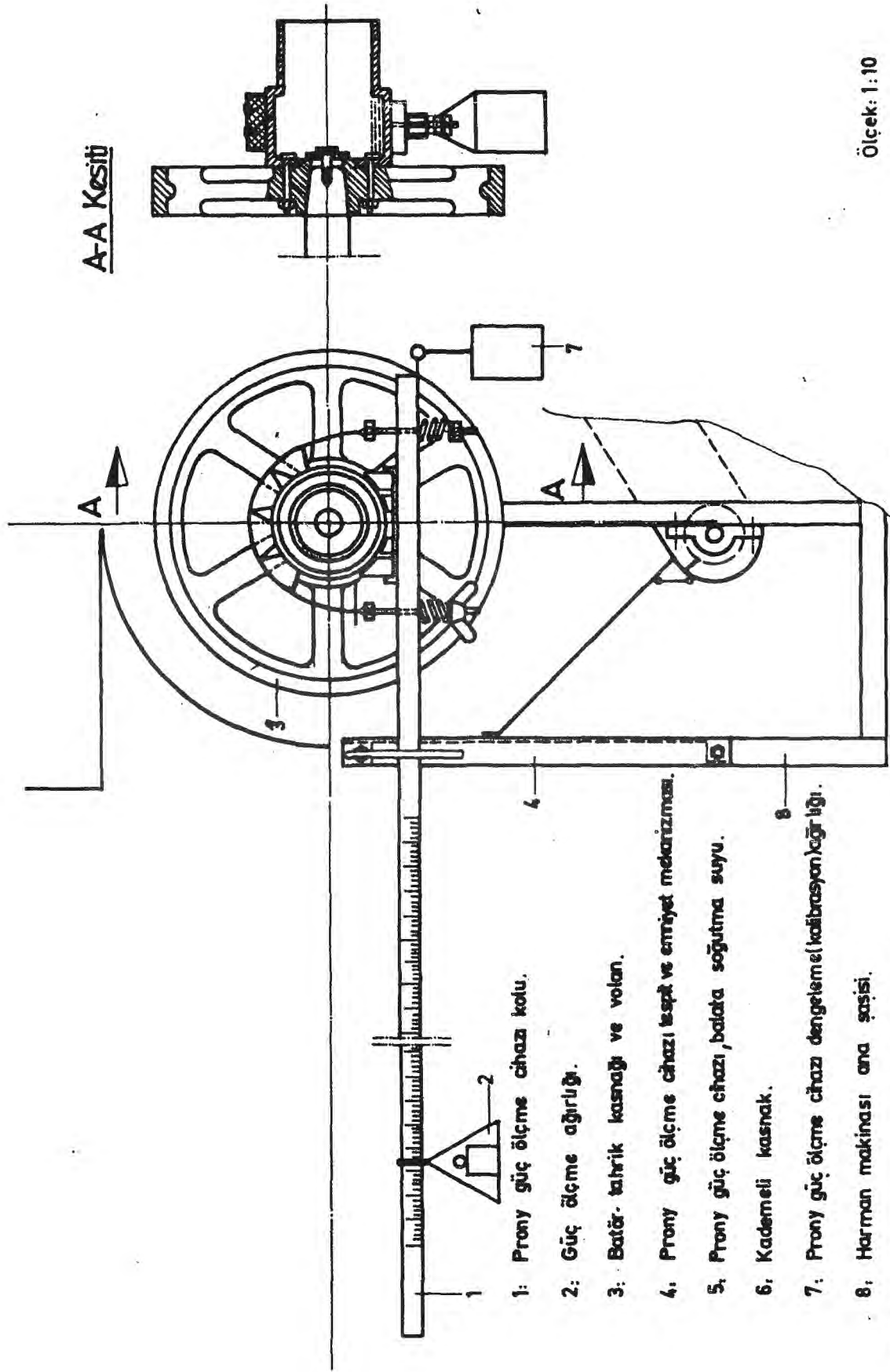
Mekanik takometre olarak 10000 d/d. ya kadar ölçme yapan bir el takometresi kullanılmıştır. Takometre REKORT marka ve iki yönde de dönmeleri ölçebilmektedir. Takometredeki 4 rakam hanesinden; birler hanesi her devirde, onlar hanesi on devirde, yüzler hanesi yüz devirde, binler hanesi ise bin devirde bir tur yaparak 9999 d/d ya kadar ölçme yapmaktadır. İki yöndeki ölçmeleri yapabilmesi için iki uçlu yapılmıştır. Bu alet dönme devrinin ani değerini vermekte olup, dönme devrinin ortalama değerini bulmak için dönüş sayısından başka bir de kronometre kullanılmıştır.

Kronometreye basıldığı zaman takometredeki sayı n_0 ve t saniye sonra kronometre durdurulduğu zamanki sayı n_1 olursa;

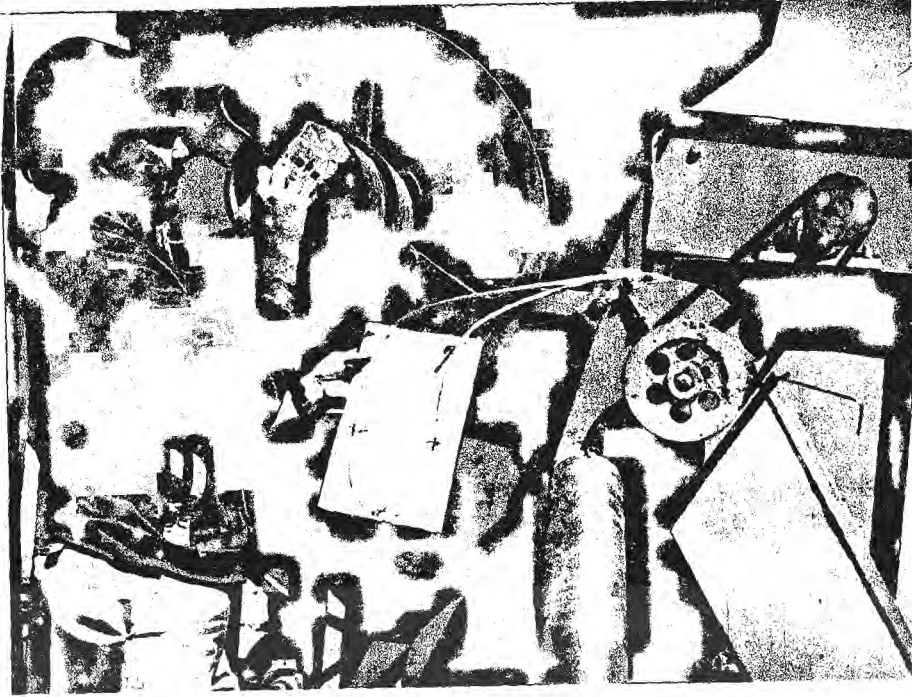
$$n_{\text{ort}} = \frac{n_1 - n_0}{t} \cdot 60 \text{ d/d} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Devir ölçmede, devri ölçülecek milin ucunda punta yuvası varsa, takometrenin köşeli kalem ucu buraya tutularak birim zamanda döndürülmektedir. Punta ucu açılmamışsa, lastik ucu ile aynı milde ölçme yapmakta mümkündür. Ancak kaymaları minimuma indirmek ve hataları azaltmak için milin merkezini iyi tespit etmek gerekmektedir.

Ölçmelerde, mil ucu olmadığında, içi boş kasnak ve benzeri dönen elemanların boşlukları yumuşak bir ahşapla kapatılır. Döner elemanın merkezine alet tutularak ölçme yapılır. Resim 4.3. Deneyde optimum batör devri 855 d/d, maksimum 900 d/d, minimum 800 d/d olarak belirlenmiştir. Diğer transmisyon kısımlarının optimum değerleri bölüm 3.6.1.de verilmiştir.



Şekil: 4.3 : Güç ölçme bağlantısı kısmi resmi.



Resim 4.3. Yeni makinada vantilatör çıkışında hava hızı ve takometre ile devir ölçme.

4.2.3. Dönme hızının bulunması :

$$n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_b}$$

n = Batör devir sayısı, d/d

u = Batör çevre hızı, m/s

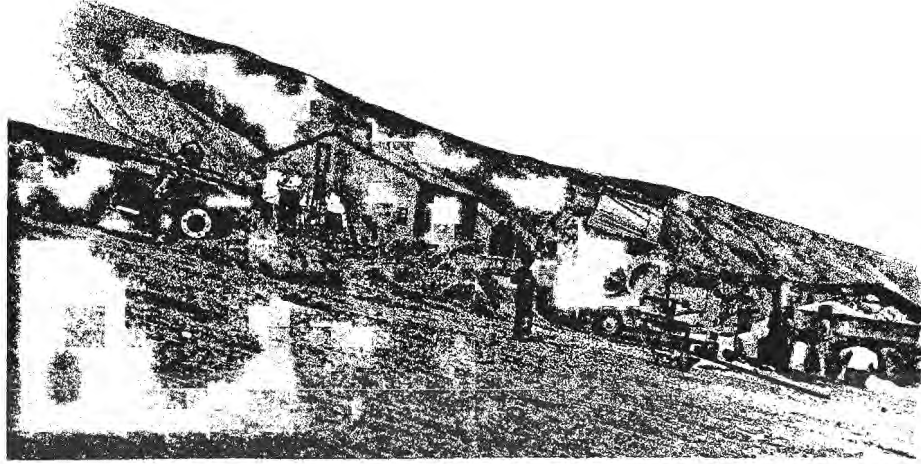
D_b = Batör çapı, m

4.3. Makinada besleme hızının ve kapasitesinin belirlenmesi:

T.S.3222 ye göre kapasite, toplam kaybı % 5'i aşmayan bir çalışma düzende, sapdöğerin en çok besleme hızıdır. Besleme hızı ise, birim zamanda sapdöğere yedirilen başaklı sap miktarı olup, kg/h şeklinde tarif edilmektedir.

Optimum çalışma devrinde ve düzenli demetler halinde beslemede, tartılan üç parça başaklı sap ayrı ayrı zamanlarda harmanlanarak, harmanlama süresitesbit edilmiştir. Bu sürelerin aritmetik ortalamasından besleme hızı belirlenmiştir.

Besleme hızı bulunurken; ön denemeler sırasında, tane temizlik kontrolleri, samandaki tane miktarı, kırık ve yabancı maddeler araştırılmıştır. Yüksek iş verimini belirleyen değerler tain edilmiştir. Resim 4.4.



Resim 4.4. Besleme hızı taini.

Erol, iş verimini makinanın bir saatte başaklı sap olarak harman ettiği (kg) materyal ve elde edilen (kg) tane cinsi diye ifade etmektedir. Bu işlem makinanın beş ayrı denemesi sonucu karara bağlanmaktadır.

Net iş verimi; makinanın herhangi bir kesinti olmaksızın sürekli çalışması şartıyla ortaya çıkardığı belli zamandaki iş verimi olmaktadır.

İş kalitesi; maksimum net iş denemeler sırasında, denemelerin ilk beş dakikası içerisinde, ortasında ve bitimine yakın elde edilen tanelerden 2 kg numune alınmaktadır. Bu taneler 100'er gramlık kısımlara ayrılmakta ve en az 5 defa tekrarlar, tane, kırık tane ve yabancı madde analizine tabi tutularak, tartım % olarak ifade edilmektedir. Tartma işlemi 1 gr. duyarlıklı hassas terazide yapılmaktadır (20). Ölçmelerde ise 1 mg duyarlıklı terazi kullanılmıştır.

4.4. Batör dönme momentinin belirlenmesi :

Batör dönme momentinin bulunmasında değişik bir yol izlenmiştir. Şekil 4.1. da görülen sürtünmeli baskılardan, Prony cihazı kullanılmıştır. Sürtünmeli baskılar, gerçekte motor gücü bulmak için, bir cismin diğer bir cisim üzerindeki sürtünme kuvvetinin işiyle karşılaştırılmaktadır. Sürtünme kuvvetinin yaptığı iş belirtildiği zaman motorun veya makinanın baskı gücünde elde edilmektedir (48).

Bu cihaz 100 BG den küçük ve $n = 1000$ d/d ya kadar olan makinalarda kullanılmaktadır. Erarslan'a göre Prony cihazı çeşitli şekillerde yapılabilir. Bunlar kasnak veya volan jantı üzerine, bir şerit veya büyük tahta paten veyahut ta şerit içinde en az 6 mm aralıkta dizilmiş tahta takozlarla sürtmektedir. Resim 4.1. Böylece sürtünme kuvveti baskıyı hareket yönüne doğru döndürmek istemektedir. Baskının kolu ya bir kantar üzerine dayandırılmakta veyahutta şekilde görüldüğü gibi kolun yatay durumda kalması, bir G ağırlığı ile sağlanmaktadır. Ölçme esnasında alet, makinaya emniyetli bir şekilde tesbit edilmeli ve sürtünme esnasında ısınmadan dolayı takozlar yanmaya karşı su ile korunmalıdır.

Kantarın ağırlığı veya deneyde kullanılan G_p ağırlığı ile ağırlıktan dönme merkezine uzaklık olan L_p kolu çarpımı kasnak yüzündeki sürtünme kuvvetlerine eşit olan teğetsel kuvvetin momentini vermektedir. Buna göre:

$$M_B = G_p \times L_p = F_T \cdot D/2 \quad \dots\dots\dots 4.1.$$

M_B = Batör dönme mometni, Nominal moment, kgm

G_p = Prony dengeleme ağırlığı, kg

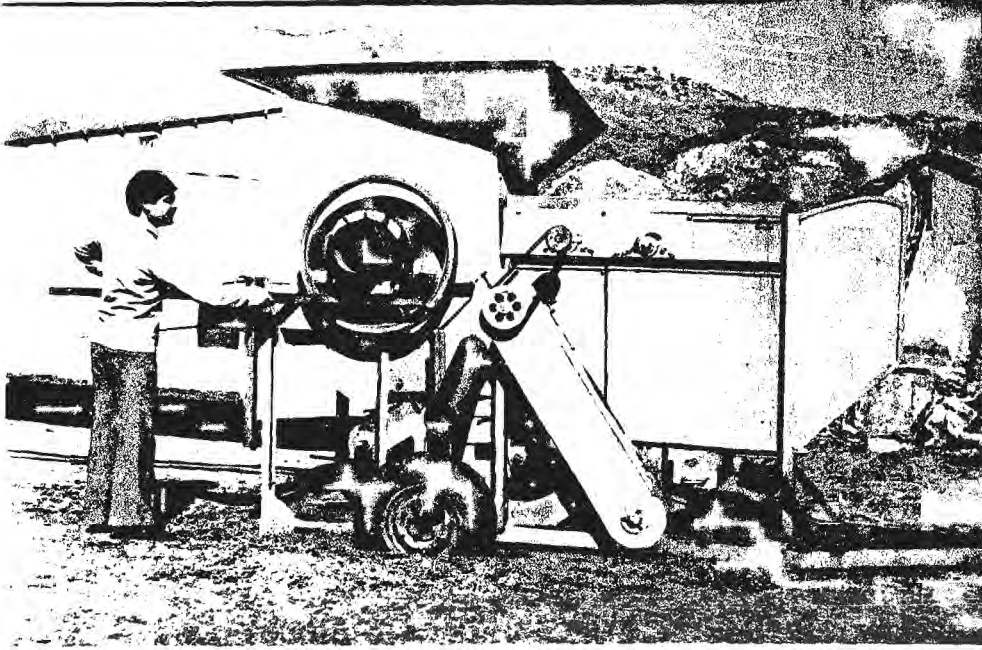
L_p = Prony moment kolu, m

F_T = Teğetsel kuvvet, kg

$D/2 = R$ = Kasnak yarıçapı, m

Deney esnasında prony güç ölçme cihazı, makinanın kasnağına bağlanarak, cihaz kolu hareket sınırlarında emniyetli şekilde makinaya tesbit edilmiştir. Özel olarak seçilen batör kasnağı içine, dönme esnasında su doldurulmuştur. Şekil 4.2. Her denemede ısınan su yeniden değiştirilmektedir. Sürtünmeleri azaltmak için takozlar gresle yağlanmış ve üç ayrı devirde, üç ayrı besleme kapasitesinde makinanın moment değerleri ölçülmüştür. Ayrıca materyalin cinsi değiştirilerek momentler ölçülüp ve bunlar kayıt edilmiştir.

Prony güç ölçeri, ağırlık merkezi döndürülen kasnağın merkezi olmak üzere, yere paralel kalacak şekilde dengelenmiştir. Bu ise karşı ağırlıkla sağlanmıştır. Resim 4.5. Şayet kol bir kantara dayandırılacak olunursa, o zaman cihazın darası alınır.



Resim 4.5. Yeni harman makinasında boşta çalışmada güç ölçme.

Prony güç ölçme cihazında kullanılacak paten ve takozlar, çınar, akgürgen ve kavak gibi daha ziyade yumuşak ağaçlardan yapılmasına, kasnak yüzüne gres sürerek sürtünmenin boş çalışmada asgariye indirilmesine çalışılmıştır.

Sürtünen yüzeyler ufak olursa yer yer kızmadan dolayı sürtünme katsayısı değişebileceğinden kol fazla oynamakta ve bazan da takozlar sarabilmektedir. Bu esnada kol sert hareketler yapmaktadır. Onun için kasnak yüzüne gelen güç belirli değeri geçmemesine dikkat edilmiştir.

Su ile soğutulan Prony cihazında, kasnak yüzünde cm^2 alana 0,125 BG den fazla güç düşmeyecek şekilde, ne kadar güce dayanabileceği hesaplanmıştır.

4.4.1. Makinanın harcadığı ortalama gücün bulunması:

Harmanlama esnasında makinanın fonksiyonel özelliğinden dolayı harcadığı moment devamlı değişme göstermektedir. Bunun için ortalama momentten, ortalama güç hesabına gidilmektedir. Fakat denemelerde prony güç ölçme cihazı ile doğrudan güç değerleri hesaplanmıştır.

Buna göre Nominal güç:

$$N_p = \frac{2\pi.n}{60.75} \cdot M_B = \frac{2\pi.n}{60.75} \cdot F_T \cdot \frac{D}{2} = \frac{2\pi.n}{60.75} L_p \cdot G_p$$

veya

$$N_p = \frac{n.L_p.G_p}{716.2} \dots\dots\dots 4.2.$$

N_p = Prony güç ölçerin harcadığı güç, BG

n = Makinanın dönme devri, d/d

1 kw = 1.36 BG = 102 kgm/s (Kilowatt)

1 N = 1 kgm/s² (Newton)

1 kg = 1 N s²/m (Kilogram)

Deneylerde hesap kolaylığı sağlamak için

$$L_p = k.716.2, m$$

alınmaktadır. Genel olarak

$$k = 0,0005; \quad 0,001; \quad 0,003 \quad \text{baskı katsayısı}$$

olmaktadır. Buna göre

$$N_p = k.n.G_p \dots\dots\dots 4.3.$$

yazılabilmektedir.

Güç ölçme üç ayrı devir ve besleme hızında yapılmıştır. Bunun yanında deneme esnasında, nem oranı değişik materyaller kullanılmıştır. Bütün bu ölçmelerden, iş esnasında her iki makinanın ünitelerinin ayrı ayrı ve toplam olarak harcadıkları ortalama efektif güç ile, temizleme ünitelerinin başta çalışırken harcadıkları efektif güç ölçülmüş ve grafiklerde gösterilmiştir.

Makinanın iş yapma gücünü dönme devri, besleme hızı ile bitkinin cinsi ve fiziksel özelliklikleri vs.etkilemektedir. Bundan dolayı normal rejimde çalıştırılamayan makinanın, değişen moment sınırlarında, harcanan güçte farklılıklar meydana gelmektedir. Bu fark :

$$N(HT)_i = N(HT)_{i \max} - N(HT)_{i \min}$$

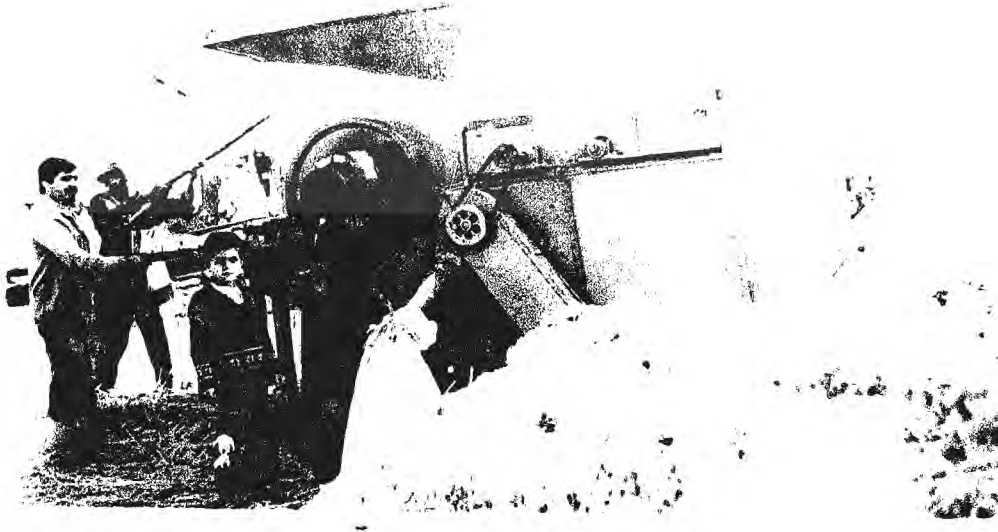
şeklinde yazılmaktadır. Aynı harmanlama devrinde, efektif ortalama harmanlama gücü:

$$N(HT)_{i \text{ ort}} = \frac{N(HT)_{i \max} + N(HT)_{i \min}}{2} \dots\dots\dots 4.4.$$

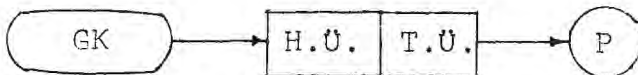
şeklinde belirlenmektedir.

4.4.2. Harman makinası ünitelerinin harcadığı gücün bulunması:

Harman makinası (HÜ + TÜ), bir traktör güç kaynağı (GK) ile tahrik edilip, prony. cihazı (P) ile boşta Resim 4.5. ve iş esnasında Resim 4.7.-4.8. harcanan güçler belirlenmiştir.



Resim 4.6. Yeni harman makinasında iş esnasında güç ölçme.



$$\text{Neo} - N(HT)_o = NP(HT)_o \text{ (Boşta)} \dots\dots\dots 4.5.$$

$$\text{Neo} - (N(HT)_o + N(HT)_i) = NP(HT)_i \text{ (iş esnasında)} \dots\dots 4.6.$$

4.5. ile 4.6. taraf tarafa çıkarılırsa:

$$N(HT)_i = NP(HT)_o - NP(HT)_i \dots\dots\dots 4.7.$$

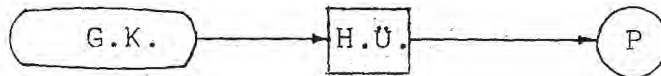
şeklinde bulunur. Güç kaynağı diesel motor olduğuna göre:

$$Neo = \frac{P_{me} \cdot Vh \cdot z \cdot n}{900} \dots\dots\dots 4.8.$$

- Neo = Güç kaynağının efektif gücü, BG
 N(HT)_o = Harman makinasının boşa harcadığı efektif güç, BG
 NP(HT)_o = Harman makinasının (komple), boşa ölçülen prony gücü, BG
 N(HT)_i = Harman makinasının iş esnasında harcadığı efektif güç, BG
 NP(HT)_i = Harman makinasının (komple), iş esnasında ölçülen prony gücü, BG

Güç ölçme sırasında, motorun yakıt pompasına kumanda eden kremayer çubuğu, regülatör kontrolünden çıkarılıp, sabit yakıt ayar konumuna getirilmiştir. Böylece deneylerde sabit yakıt ve hız sağlanarak, sabit güç deneyleri yapılmıştır. Güç kaynağının, iş esnasında gücünün sabit kalması (4.6.) ise, Pron cihazı L_p mesafesi küçültülerek, yani kavrama gevşetilerek temin edilmiştir.

Harman makinasının temizleme ünitesi (T.Ü.) devreden çıkarılıp, yalnız harmanlama ünitesiyle (H.Ü.) aynı ölçme yapıldığında:



$$Neo - NH_o = NP_{Ho} \text{ (Boşa) } \dots\dots\dots 4.9.$$

$$Neo - (NH_o + NH_i) = NP_{Hi} \text{ (iş esnasında) } \dots\dots\dots 4.10.$$

4.9. ile 4.10 taraf tarafa çıkarılırsa:

$$NH_i = NP_{Ho} - NP_H \dots\dots\dots 4.11.$$

NH_o = Harmanlama ünitesinin boşa harcadığı efektif güç, BG

NH_i = Harmanlama ünitesinin iş esnasında harcadığı efektif güç, BG

NP_{Ho} = Harmanlama ünitesinin boşta ölçülen prony gücü, BG

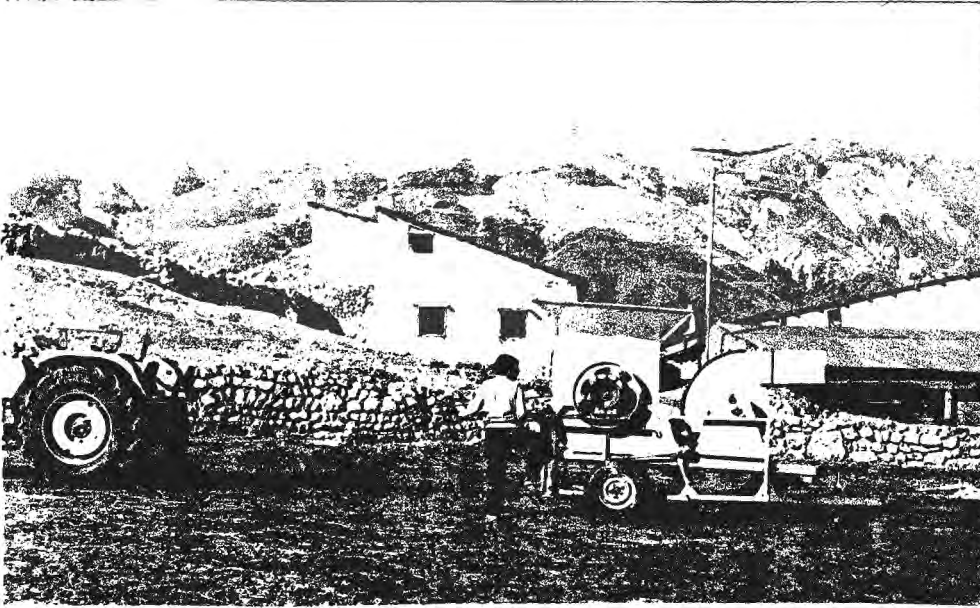
NP_{Hi} = Harmanlama ünitesinin doluda ölçülen prony gücü, BG

$$NT_i = NH_i - N(HT)_i \dots\dots\dots 4.12.$$

NT_i = Temizleme ünitesinin iş esnasında harcadığı efektif güç, BG

$$NT_o = NP(H_o) - NP(HT)_o \dots\dots\dots 4.13.$$

NT_o = Temizleme ünitesinin boşta harcadığı efektif güç, BG



Resim 4.7. İkinci harman makinasında boşta güç ölçme.

Bu denemelerde her iki harman makinasında, harmanlama ünitesinin boşta harcadığı güç belirlenememiştir. Zaten prony cihazı, makinanın boşta harcadığı güçten daha fazlasını harcadığı gerçektir. Temizleme ünitesinin kısımlarının da ayrı ayrı harcadıkları güçler hassas olarak ölçülememiştir. Ancak harman makinasının; harmanlama ünitesinin iş esnasında harcadığı güç (4.11), temizleme ünitesinin boşta (4.13) ve iş esnasında (4.12) harcadığı güç ile makinanın harmanlama ve temizleme üniteleriyle birlikte, iş esnasında komple har-

cadiğı güç(4.7) değerleri belirlenmiştir. Ek: I. Tablo 1 ve 2.



Resim 4.8. İkinci makinada iş esnasında güç ölçme.

4.4.3. Makina ünitelerinin randımanının saptanması :

Bir makinada randıman, iş yapma esnasında harcanan efektif gücün, toplam güce bölünmesiyle belirlenir.

$$r = \frac{\text{Makinanın iş esnasındaki top. effek. gücü} - \text{Makinanın boşa çalışmada top. ef.}}{\text{Makinanın iş esnasındaki toplam efektif gücü.}}$$

$$r_M = \frac{NP(HT)_o - NP(HT)_i}{NP(HT)_o}$$

$$r_T = \frac{NT_i - NT_o}{NT_i}$$

r_M = Harman makinasının (komple) randımanı, %

r_T = Harman makinası temizleme ünitesinin randımanı, %

Geliştirilen ve ikinci tip harman makinalarında, çeşitli ünitelerde ölçüler güçlerden Ek: I. Tablo: 1 ve 2., randıman hesabına gidilmiştir. Bu değerler Şekil 4.4 ve 4.5 de iki makina içinde grafiklerle belirlenmiştir.

a) Toplam tane miktarının belirlenmesi :

TS 3222 ye göre, belirli bir sürede elde edilen toplam tane miktarı şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$G_t = \frac{g_t}{g_t + g_s} \times q_b \times t$$

G_t = Toplam tane miktarı, kg

g_t = Birim saptan elde edilen tane miktarı, kg

g_s = Birim saptan elde edilen saman miktarı, kg

q_b = Beslenme hızı, kg/h

t = Çalışma süresi, h

Tartı ile tesbit edilip harmanlanmakta olan birim miktardaki başaklı sap içinden, belli sürede tane ve saman ayırımı yapılmıştır. Bunlarda ayrı ayrı tartılarak, Önceden bilinen besleme hızı yardımıyla, toplam tane miktarı belirlenmiştir.

b) Harmanlanmamış tane yüzdesi :

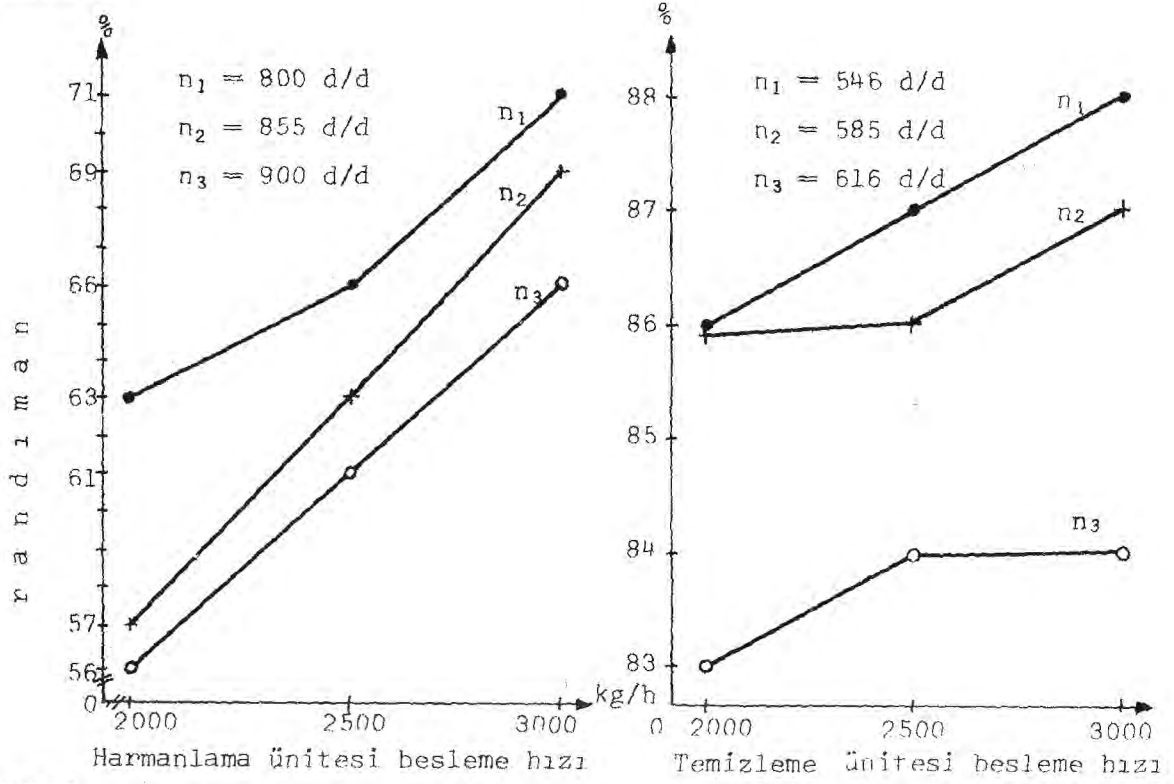
$$H.T.Y. = \frac{g_h}{G_t} . 100$$

HTY = Harmanlanmamış tane, %

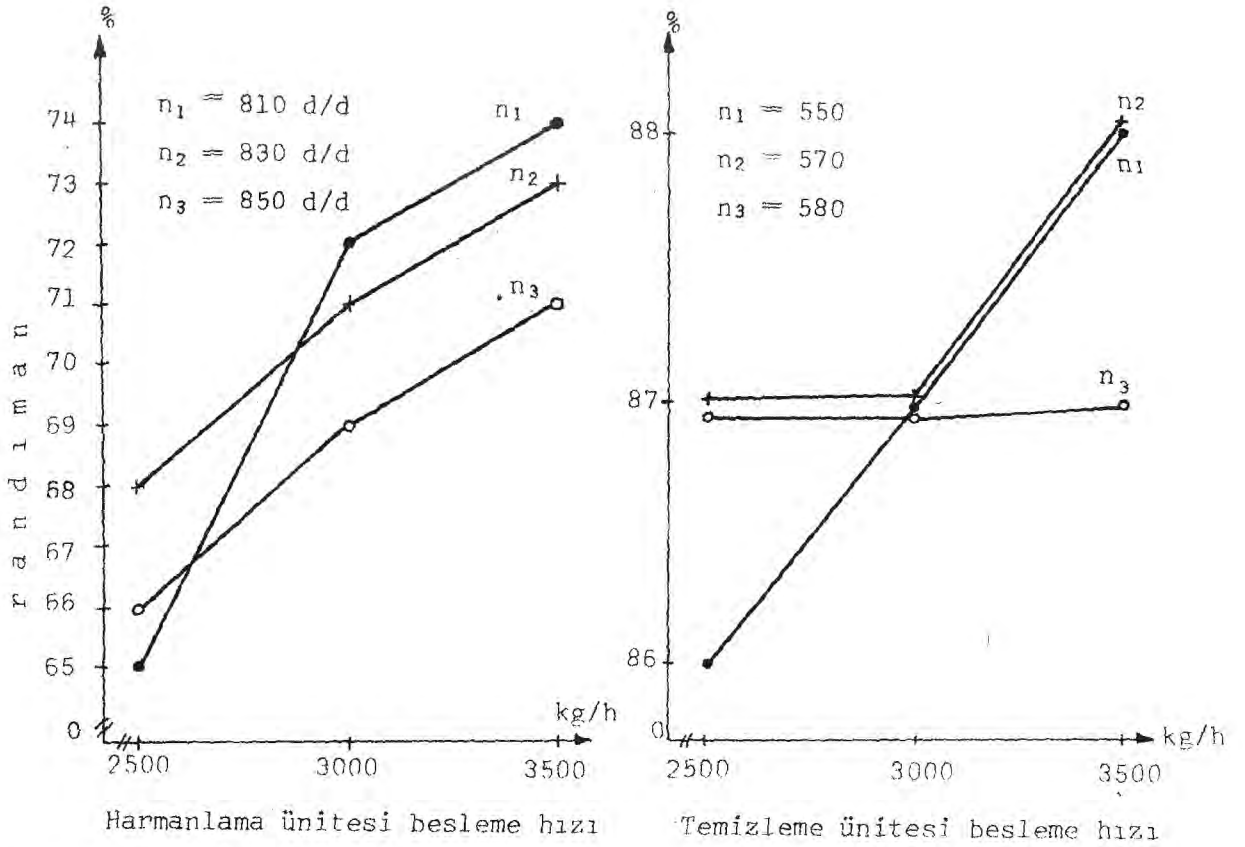
g_h = Çıkış ağzından elde edilen harmanlanmamış tane miktarı, kg

Makinanın belli çalışma zamanında, çıkış ağzından elde edilen harmanlanmamış başakların buğdayları ayrılarak tartılmaktadır. Bu esnadaki toplam tane miktarından, harmanlanmamış tane yüzdesi bulunmaktadır. Harmanlanmamış tane yüzdesi, konstrüksiyonel özellik, devir sayısı ve besleme hızına bağlı olup, çalışmalarda kayda değer görülmemiştir.

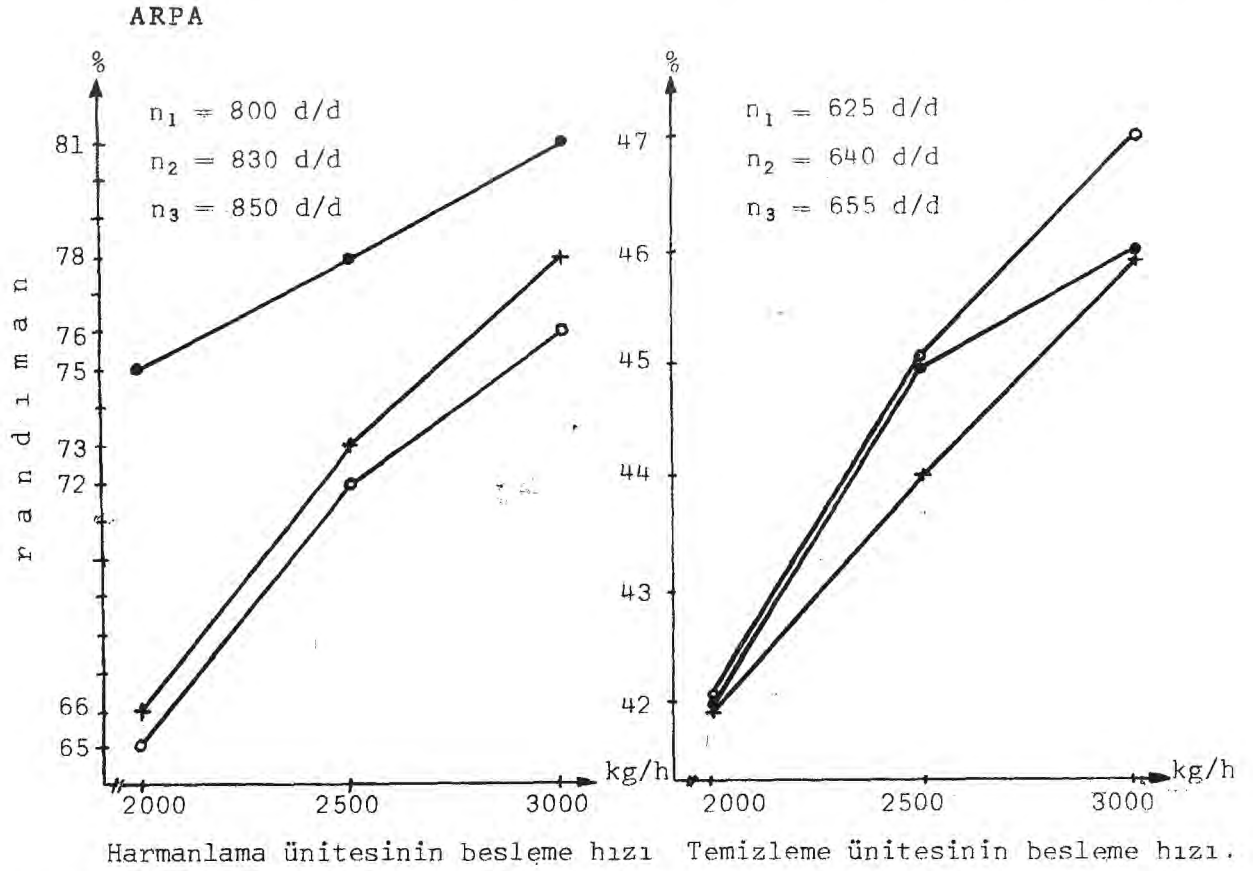
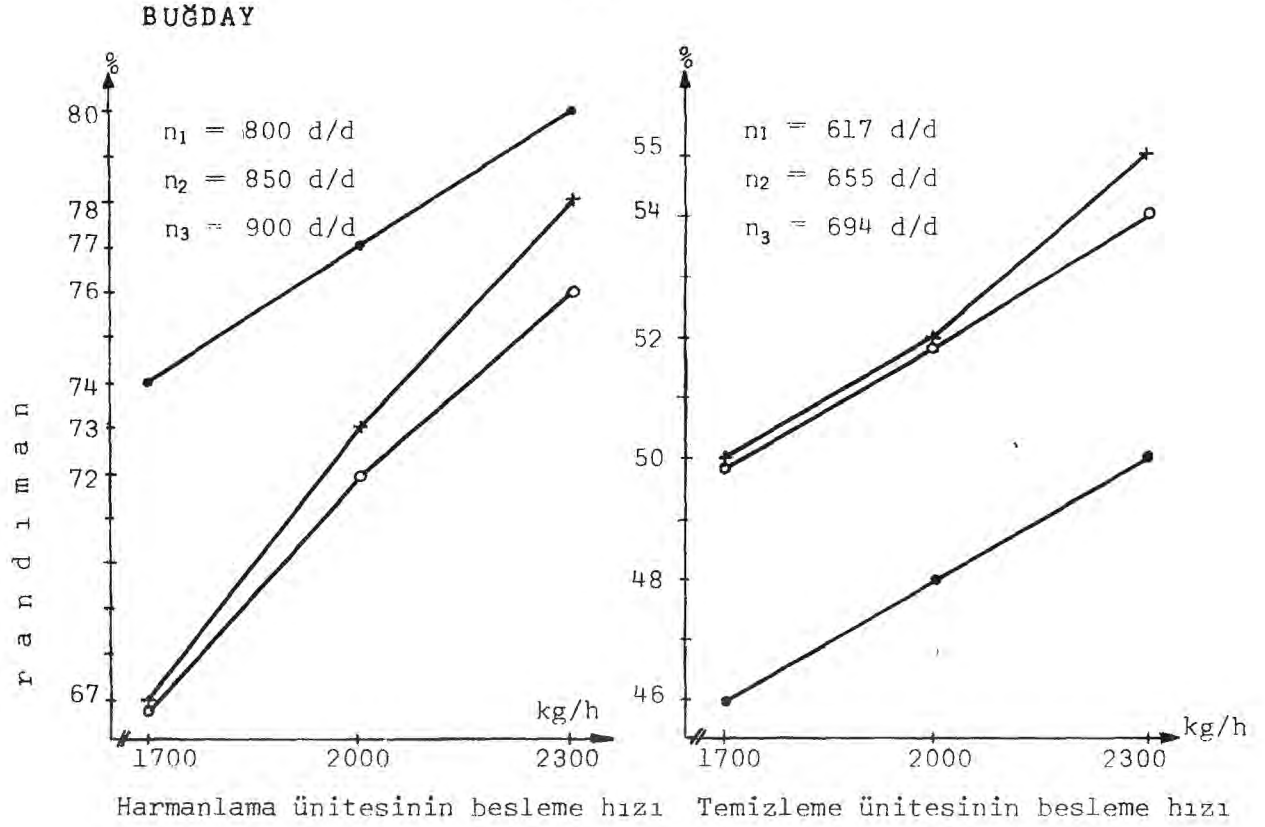
BUĞDAY



ARPA



Şekil 4.4. Geliştirilen makinada, harmanlama ve temizleme ünitesi randımanları.



Şekil 4.5. Aspiratörlü makinada, harmanlama ve temizleme ünitesi randımanları.

c) Kırık tane yüzdesi :

Aynı standartta kırık tane yüzdesi (K.T.Y.):

$$K.T.Y. = \frac{g_{kr}}{G_t} \times 100$$

g_{kr} = Bütün çıkış ağızlarından elde edilen kırık tane miktarı, kg

Kırık tane yüzdesini bulmada, belli zamanda elde edilen temiz tane, ke mik, elek altı ve samandaki kırık tanelerin tek tek analizi yapılmıştır.

Batör parmaklarının formu ve optimum devir sayısında kırık tane oranı mühimsenmiyecek değerlerde kalmıştır. Şekil 4.6. Ek: I - Tablo: 4.

d) Temizleme derecesinin belirlenmesi :

Harman makinasından elde edilmek istenen önemli sonuçlardan biri de, m kinadan tohumluk tane elde etmektir. Temizleme derecesi ise harmanlama kayıpl rı, eleme düzeninin özellikleri ve harmanlama ünitesiyle değişmektedir.

$$T.D. = \frac{g_{tt} - g_m}{g_n} \times 100$$

T.D. = Temizleme derecesi, %

g_m = Örnek içindeki tane dışında kalan materyal miktarı, kg

g_n = Bürüt örnek miktarı, kg

g_{tt} = Örnek içindeki toplam temiz tane miktarı, kg

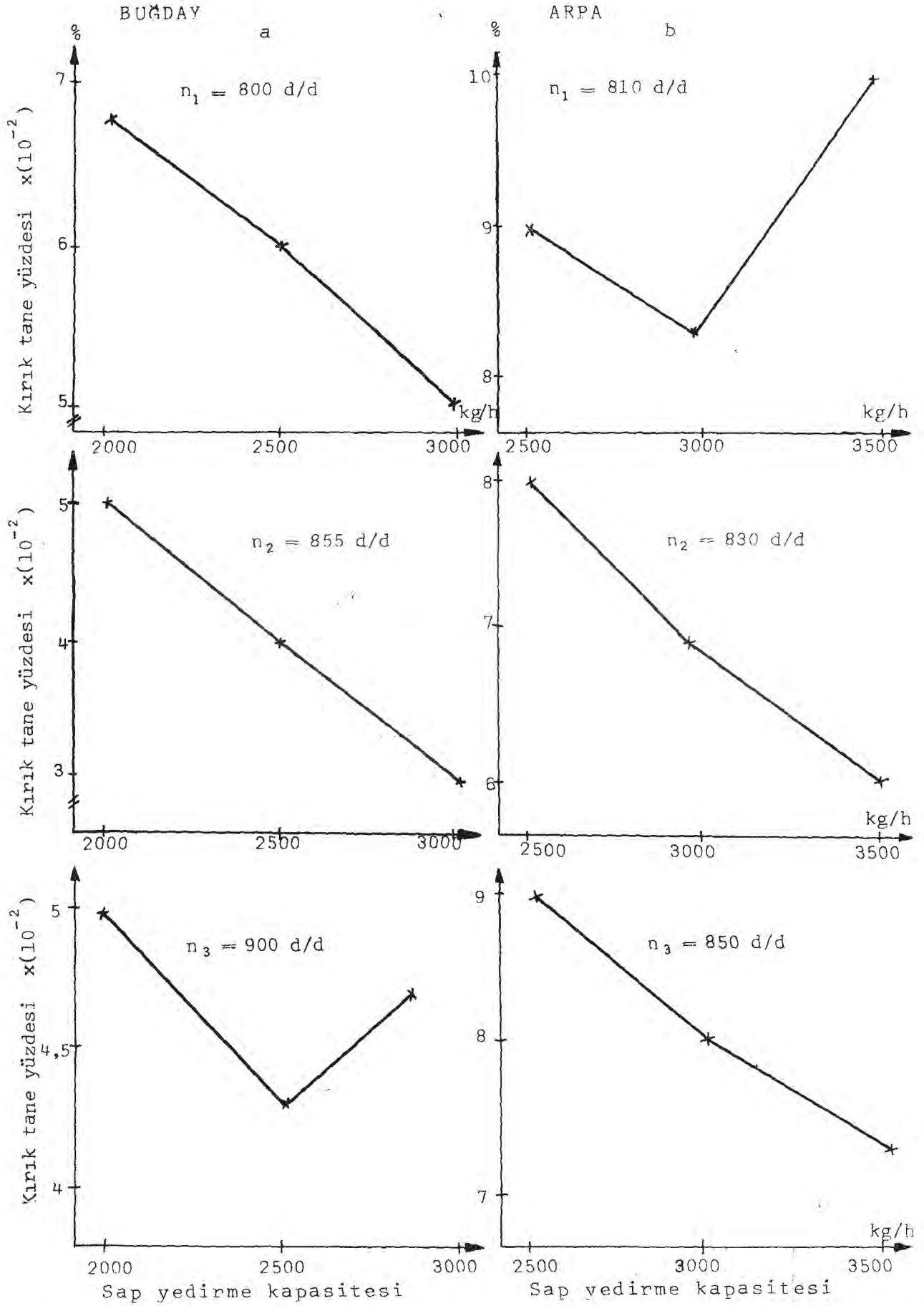
Çalışmalarda, harmanlama ünitesinden, temizleme ünitesine malama, düzen li ve homojen bir şekilde eğimli bir bant vasıtasıyla nakledilmiştir. Eleme ka sasının enine salımını ile, temizleme derecesi yükseltilmiştir. Ek: I. Tablo: ve 9. Şekil 4.7.

e) Temizleme kayıp yüzdesi :

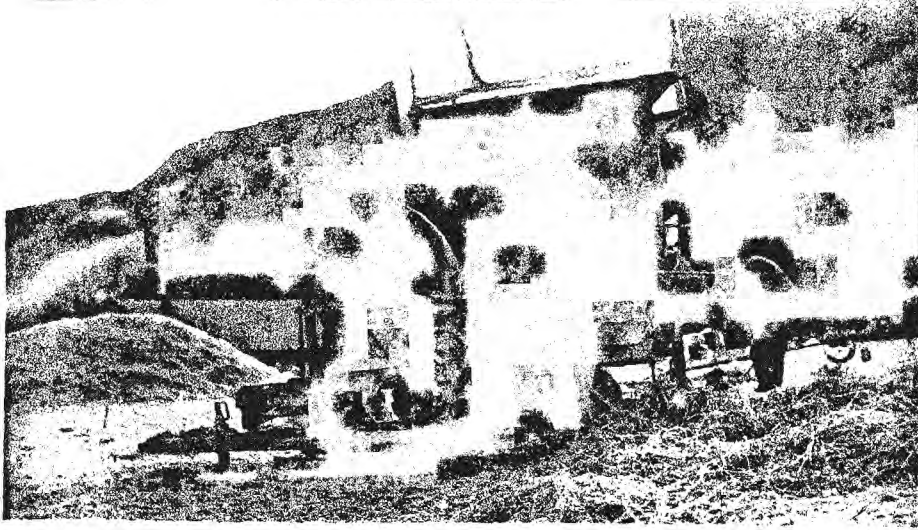
TS 3222 ye göre temizleme kayıp yüzdesi (T.K.Y):

$$TKY = \frac{g_{ts}}{G_t} \times 100$$

g_{ts} = Saman içindeki tane miktarı, kg



Şekil 4.6. Geliştirilen makinede buğday ve arpa harmanında değişik besleme hızlarında kırık tane yüzdeleri.



Resim 4.9. Samandaki tane miktarı taini.

Geliştirilmekte olan makinada, birim sapların harmanlanmasından sonra, çıkış ağzından alınan samanın tamamı özel olarak analize tabi tutulmuştur. Resim 4.9. Beş defa tekrar eden bu analizlerde tane miktarına rastlanmamıştır. Şekil 4.8. Buna karşılık aspiratörlü harman makinasında ise bu miktar, devir sayısı ve besleme hızının fonksiyonu olarak değişmiştir. Şekil 4.9. Ek: I. Tablo: 4-6 ve 8.

f) Kavuzlu tane oranının belirlenmesi :

Hububatın kavuzlarından ayrılması; batör konstrüksiyonunun, batör dönme devrinin ve hububatın cinsinin bir fonksiyonu olduğu söylenebilir.

Kullanılan hububat cinsi ve konstrüksiyon özellikler, kavuzlu taneyi minimuma indirdiği için ihmâl edilmiştir.

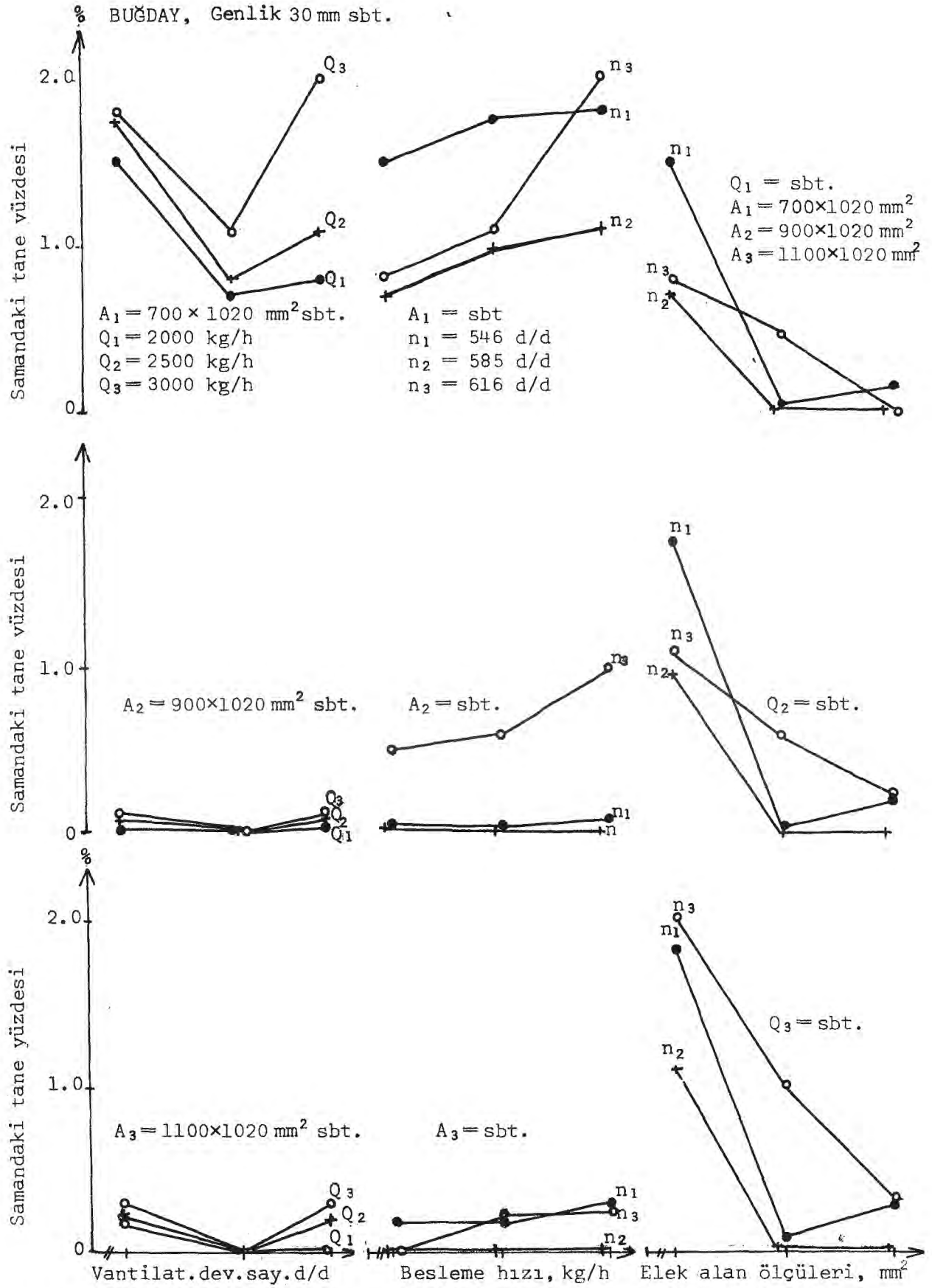
g) Kesmik içindeki tane yüzdesi :

$$K.T.Y. = \frac{g_{tk}}{g_{nk}} \cdot 100$$

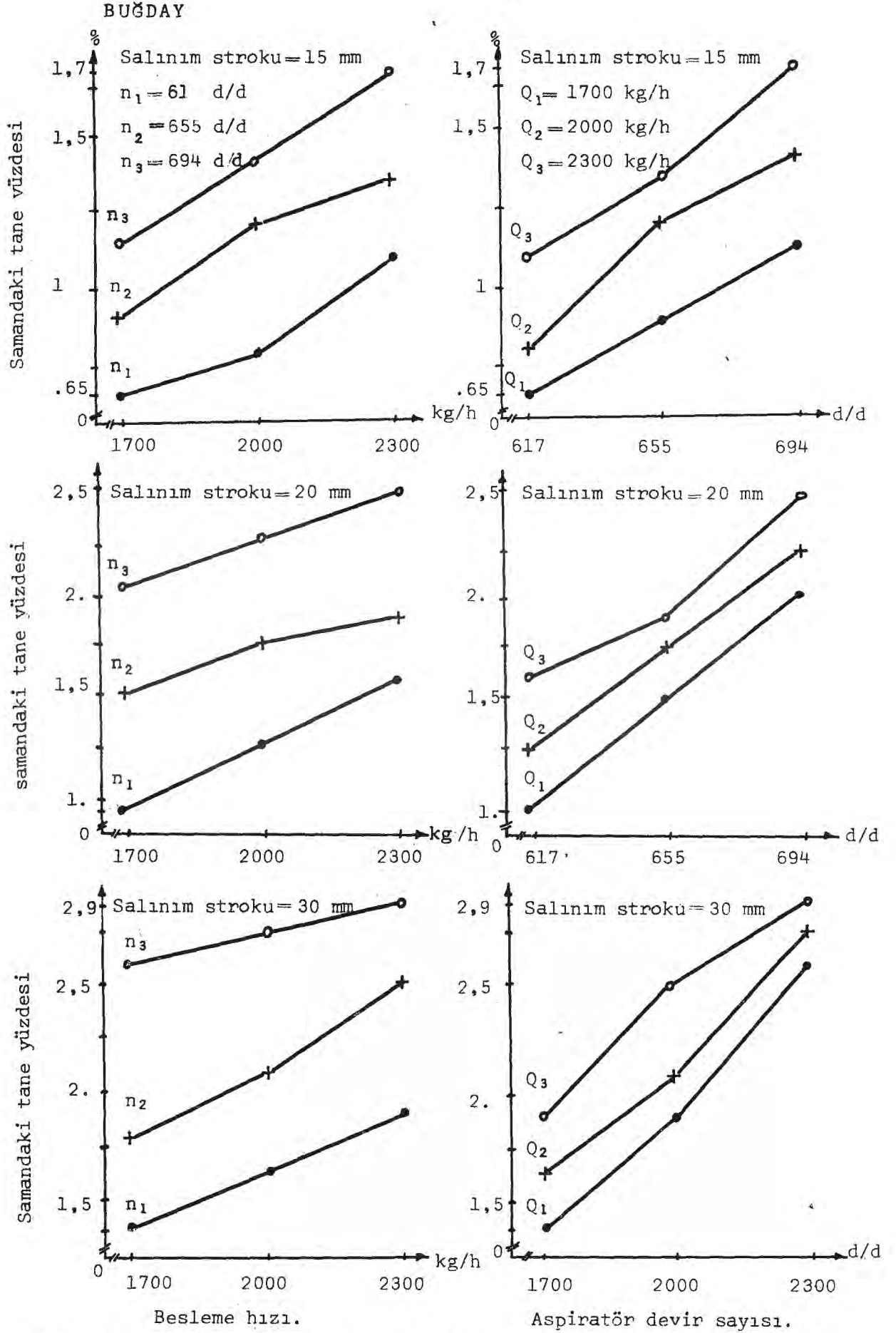
K.T.Y. = Kesmik içindeki tane, %

g_{tk} = Kesmik içindeki tane miktarı, kg

g_{nk} = Bürüt kesmik numune miktarı, kg.



Şekil 4.8. Besleme hızı, vantilatör devri ve elek alanlarının, samandaki tane miktarına etkisi.



Şekil 4.9. Besleme hızı ve aspiratör devir sayısının samandaki tane miktarına etkisi.

Kesmik kayıpları, birinci harman makinasında, komple elek grubundan 4. elek tarafından azaltılmaktadır. Aynı şekilde 5. elek tarafından kesmik kanalına tahliye edilmekte olan kesmik içerisindeki tane kayda değer. Şekil 3.14. Ancak makinanın temizleme ünitesi besleme ağzından, tekrar devreye sokularak ortadan kaldırılmıştır. Şekil 3.3.

Aspiratörlü harman makinasında ise tane oluğu üzerindeki şekil 3.48/c eleği altına geçemeyen materyal kesmik oluğunda toplanmıştır.

h) Elek altı tane yüzdesi :

Yeni tip makinada elek altı materyali, 2 mm. kare delikli tel elekten geçerek tozluk hanesinde toplanmaktadır. İçerisinde kayda değer tane yoktur. Şekil 3.5./10.

İkinci makinada elek altı, 3 mm çaplı delikli saçtan ve tane oluğu altından yere boşaltılmaktadır. Tane kaybı yoktur. Şekil 3.18/a.

i) Toplam kayıp yüzdesi :

$$T_o.K.Y. = H.T.Y + K.T.Y. + T.K.Y.$$

$$T_o.K.Y. = \text{Toplam kayıp miktarı, \%}$$

j) Harmanlama verimi :

Harmanlanmamış tane miktarının, toplam tane miktarına oranı,

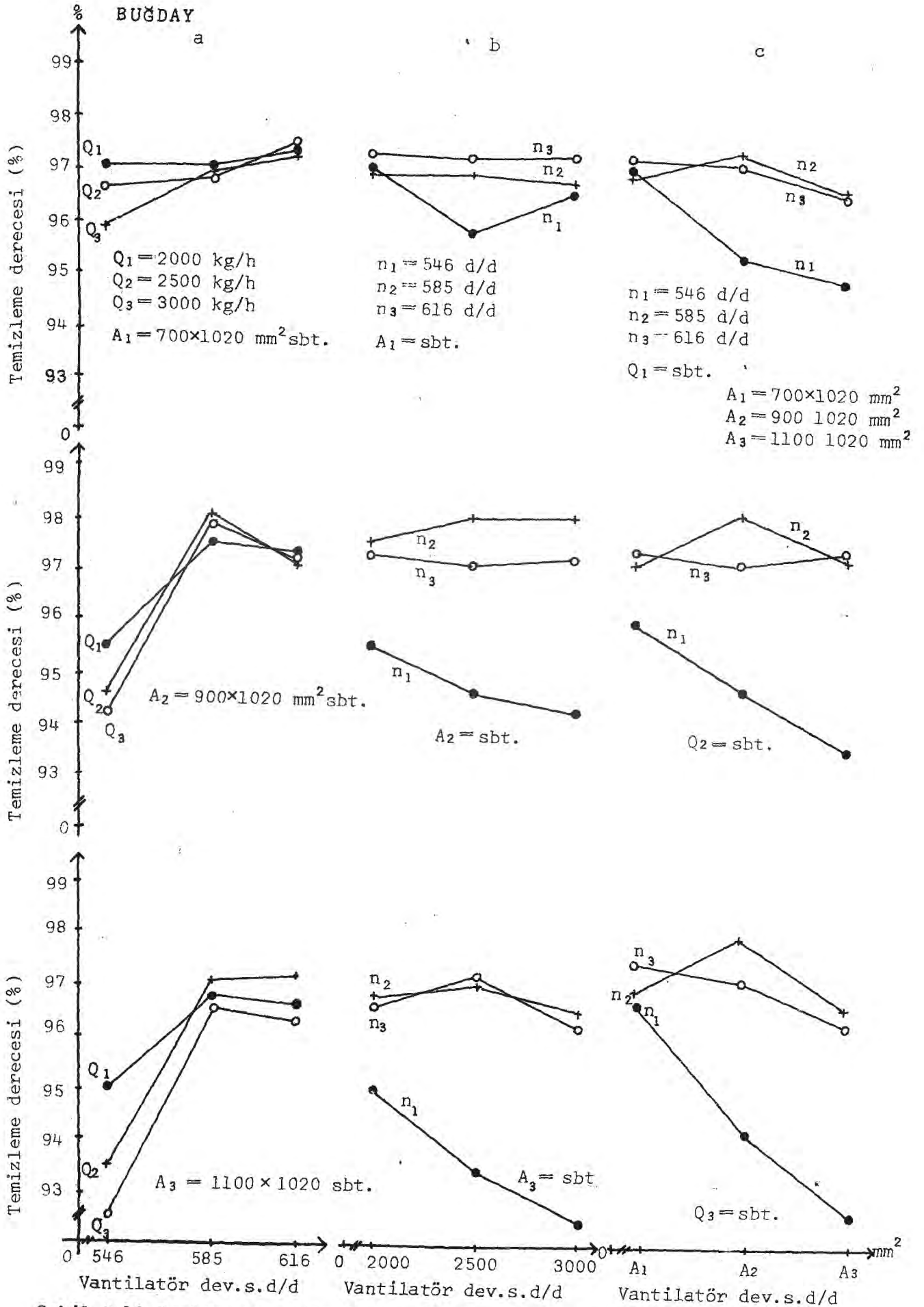
$$H.V. = 100 - H.T.Y.$$

$$H.V. = \text{Harmanlama verimi, \%}$$

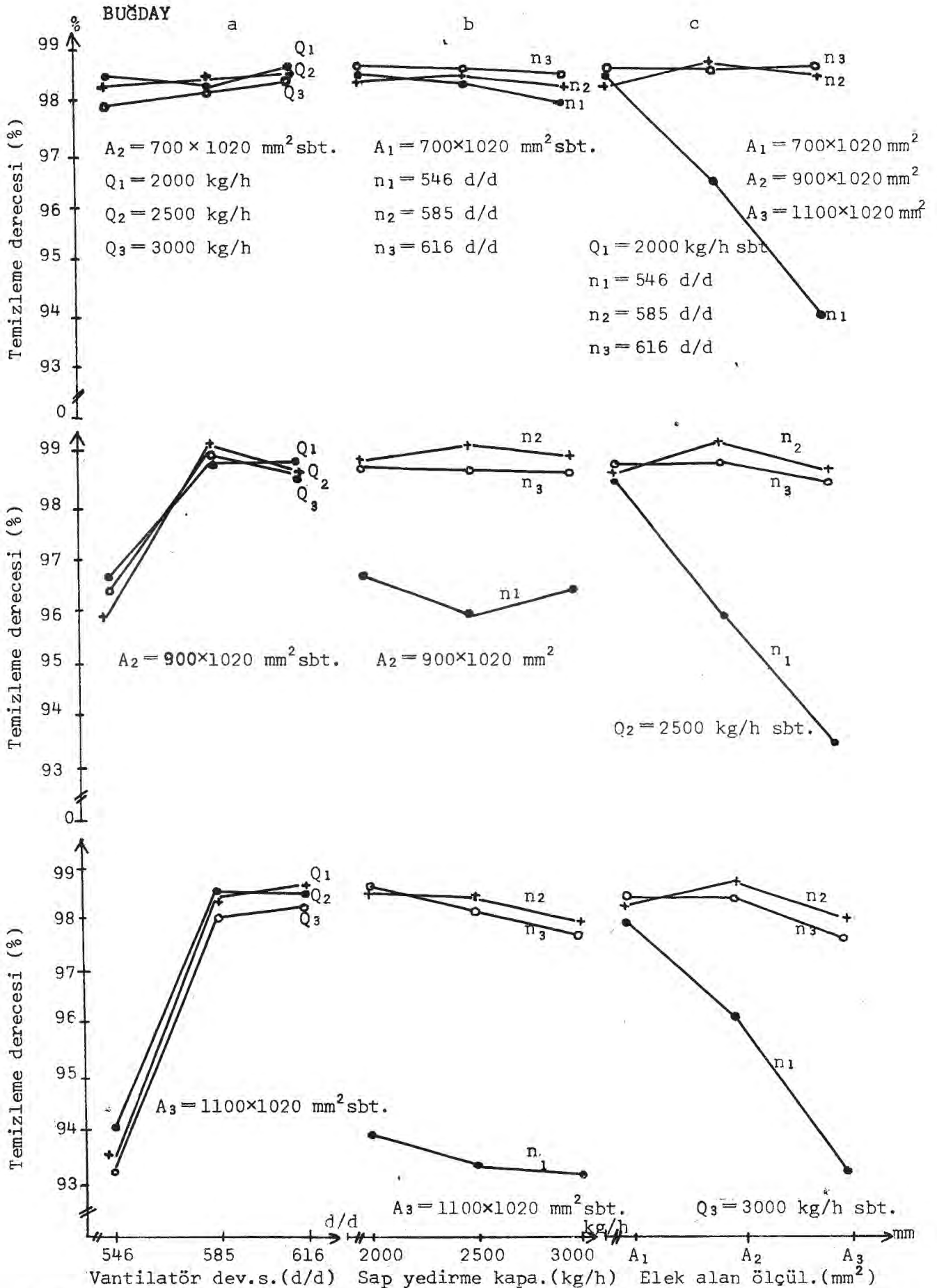
4.6. Elek alanlarının belirlenmesi :

Yeni tip makinada, genişliği kontrbatör genişliğine eşit, üç ayrı boyda ve alanda elek üzerinde ölçme yapılmıştır. Optimum alanın belirlenmesi, üç ayrı vantilatör devri ve üç ayrı genlikte temizleme derecelerinin mukayesesi ile olmuştur. Ek I. Tablo: 4. Şekil 4.10, 4.11, 4.12.

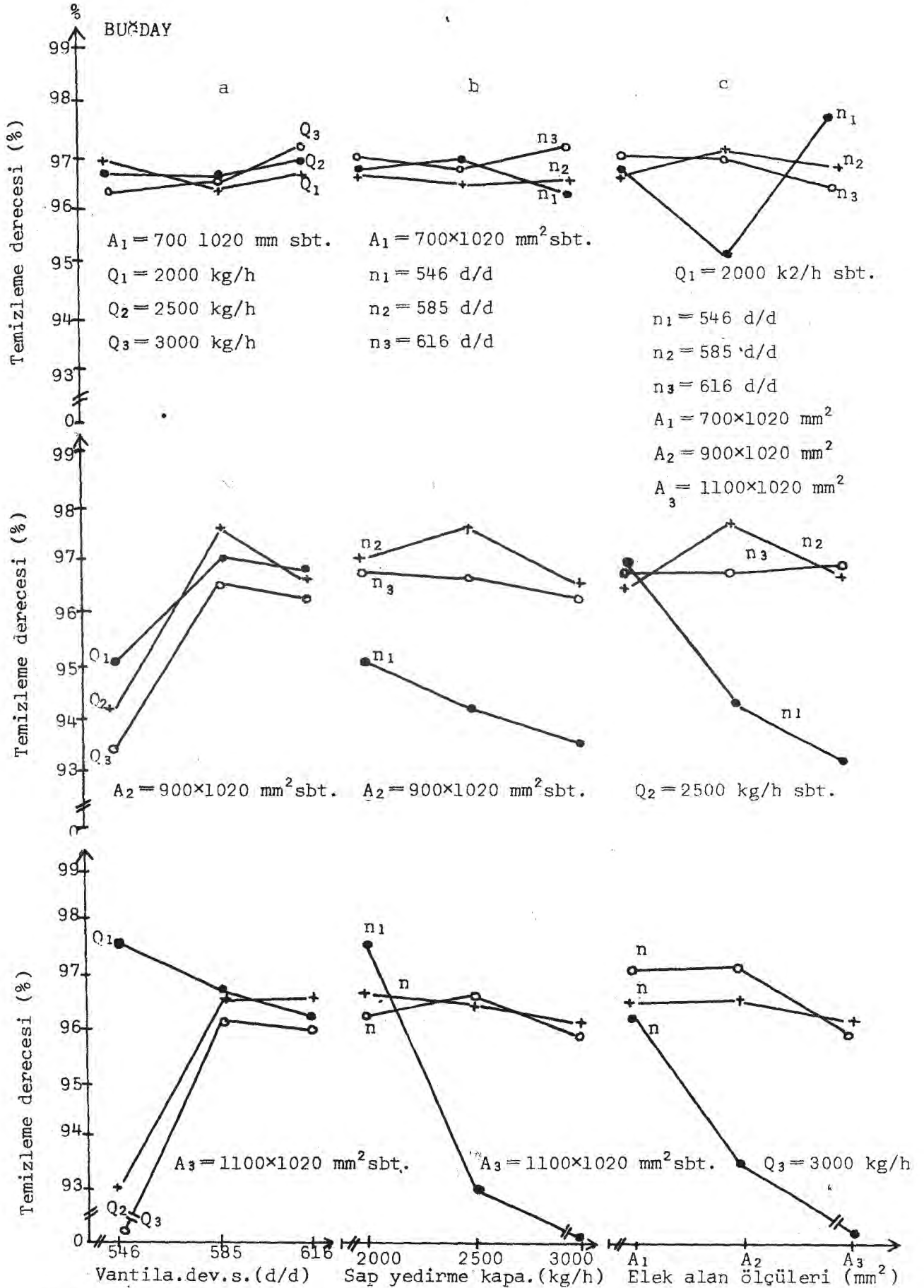
Şekil 3.46.da 1.-2.-3.eleklerin alanları eşit ($a = b = c$) ve denemelerde $700 \times 1020 \text{ mm}^2$, $900 \times 1020 \text{ mm}^2$, $1100 \times 1020 \text{ mm}^2$ olarak seçilmiştir. Elek boyu uzun olunca tane temizleme yüzdesi düşmüş, kısa olunca saman içerisindeki tane yüzdesi artmıştır. En yüksek temizleme derecesi $900 \times 1020 \text{ mm}^2$ alanlı elekten elde edilmiştir.



Şekil 4.10. Besleme kapasitesi, vantilatör çalışma devri ve elek alanlarının temizleme derecelerine etkisi ($r_A = 25 \text{ mm}$)



Şekil 4.11. Besleme hızı, vantilatör çalışma devri ve elek alanlarının temizleme derecesine etkisi ($r_A = 30 \text{ mm}$)



Şekil 4.12. Besleme hızı, vantilatör çalışma devri ve elek alanlarının temizleme derecesine etkisi ($r_A = 40 \text{ mm}$)

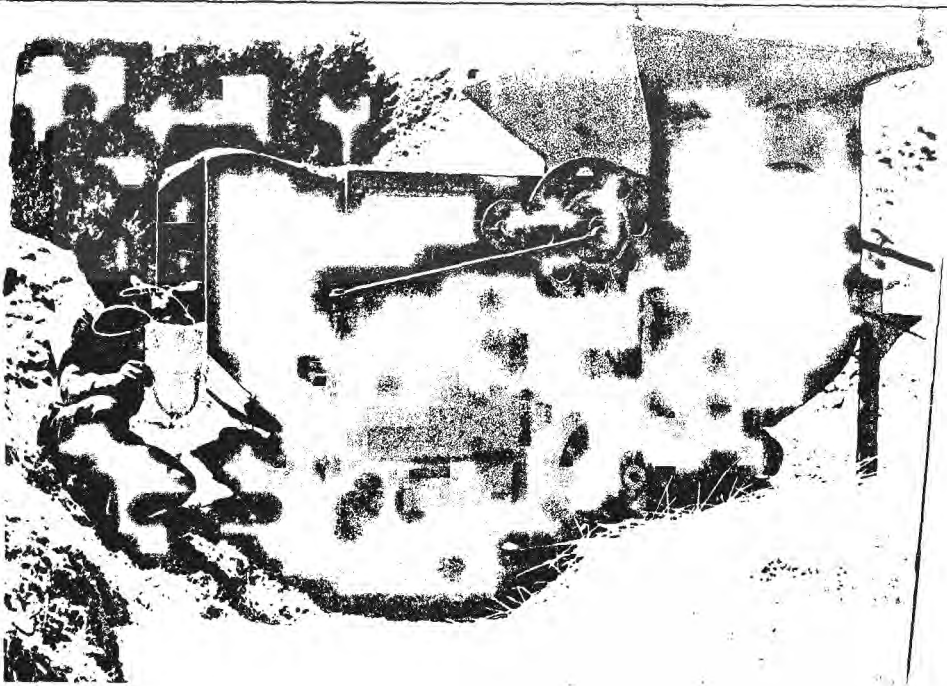
Aspiratörlü makinanın eleme tavası bölüm 2.deki makinalar göz önünde tutularak sabit alanlı yapılmıştır.

4.7.Makinaların vantilatör ve aspiratör hava hızlarının ölçülmesi:

4.7.1. Vantilatör hava hızlarının belirlenmesi:

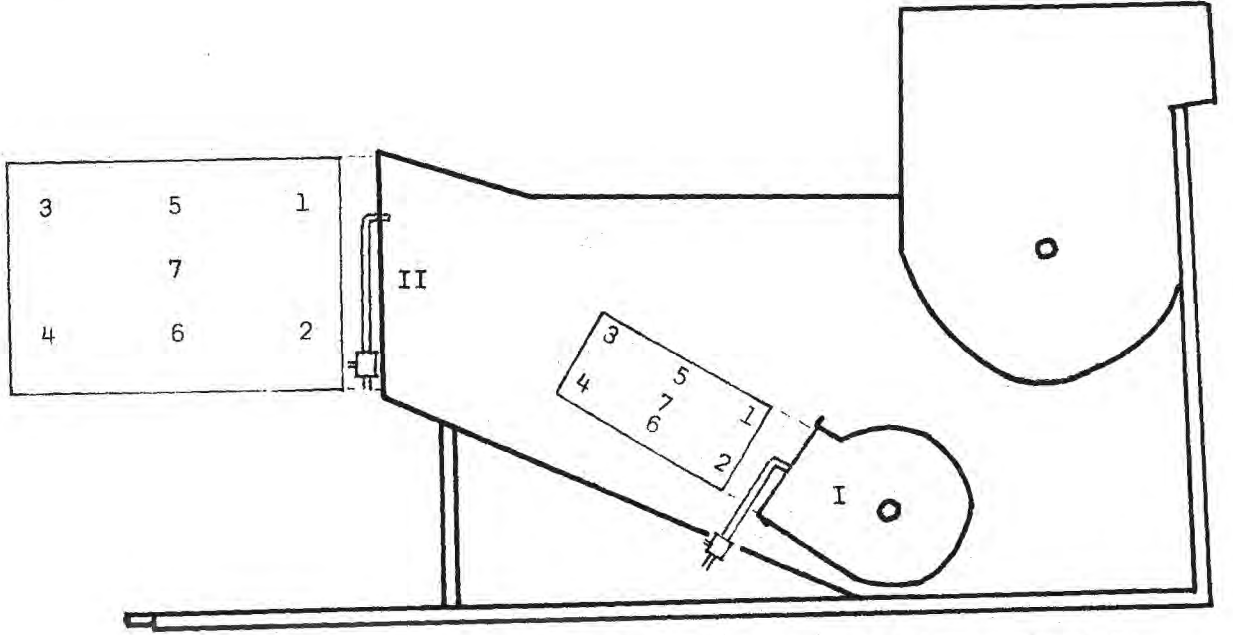
Hava akımı hakkında en açık bilgiyi, karakteristik kesitlere göre hava hız değişim grafikleri vermektedir. Her iki makinanın da hava hızı ölçme kesitleri dikdörtgen şeklinde dizayn edilmiştir.

Pitot tüpü yardımıyla, akışkan basınçlarından, hız hesabına geçilerek ölçmeler değerlendirilmiştir. Resim 4.1. Ancak manometrik bir okuma hassaslığına ulaşılammıştır.

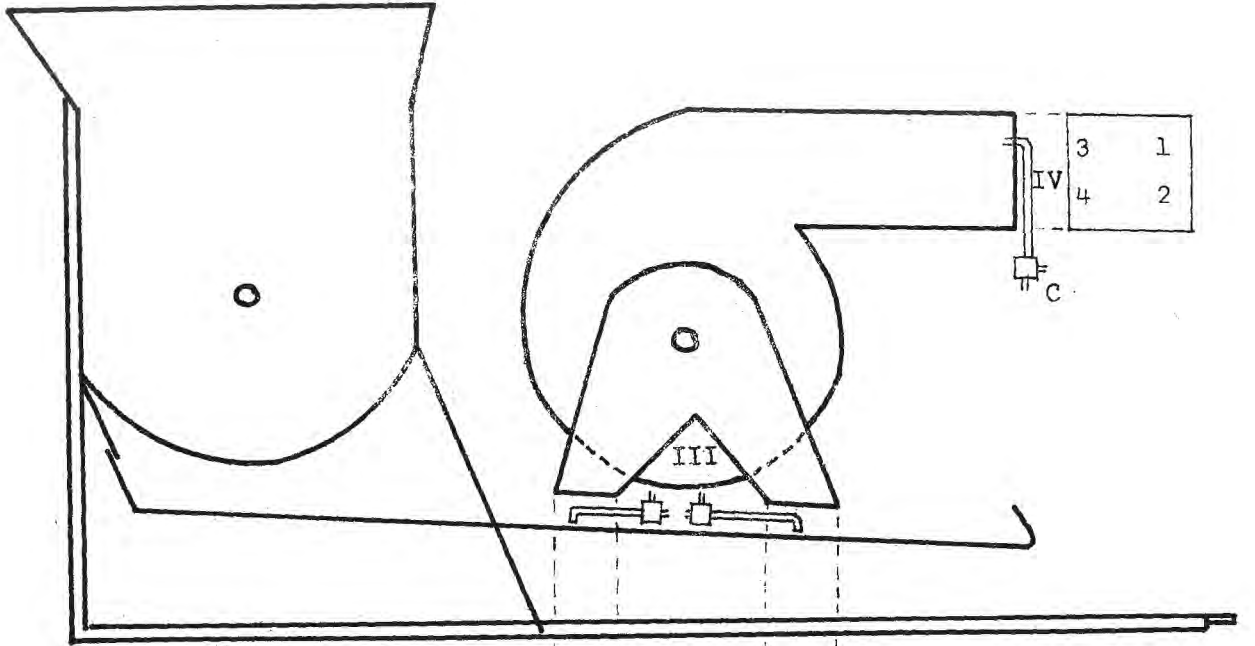


Resim 4.10. Yeni harman makinasında saman çıkış ağzında hava hızı ölçme.

Makinaların deneme yapılan devir sayılarında ve boşta çalışırken hava hızları ölçülmüştür. Birinci makina bu ölçme vantilatör çıkışında ve makinanın saman çıkış ağzında yapılmıştır. Her kesitte 7 noktada hız ölçülmüştür. Resim 4.3 - 4.10. Şekil 4.13.



- I- Vantilatör çıkışında hava hızı ölçme noktaları
 II- Makinanın saman çıkış ağzında hava hızı ölçme noktaları



- III- Aspiratör 1.ve 2.hava giriş
 ağızları hız ölçme noktaları

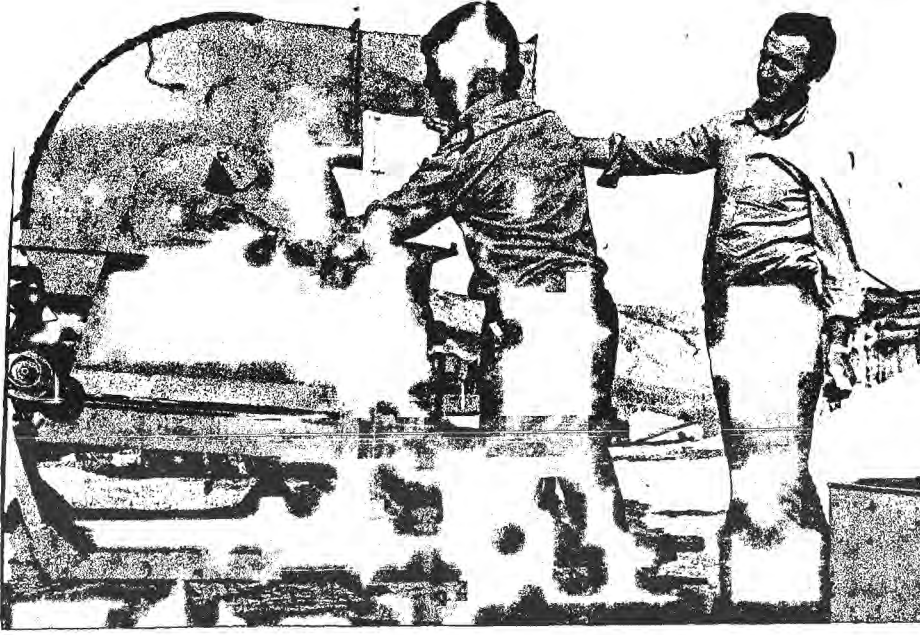
- IV- Aspiratör saman çıkış ağ-
 zında hız ölçme noktaları

4	3
2	1

4	3
2	1

Şekil 4.13. Harman makinalarında hava hızı ölçme noktaları.

Aspiratörlü makinada, iki ayrı hava giriş kesitleriyle, saman çıkış ağzında ve 4 noktada hava hızı ölçülmüştür.

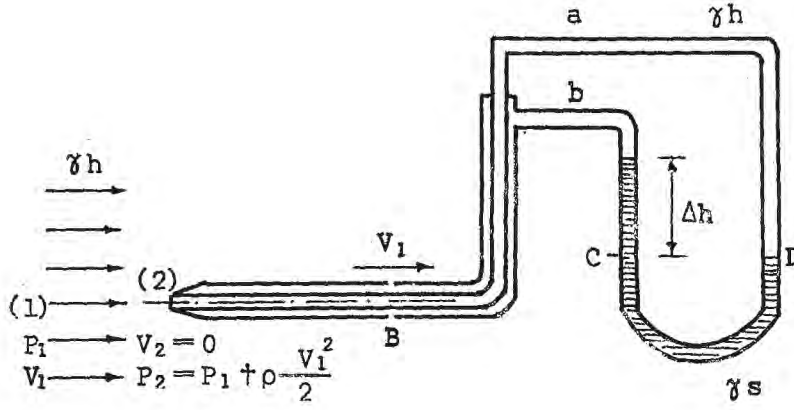


Resim 4.11. İkinci makinada tokometre ile devir ve aspiratör çıkış ağzında hava hızı ölçme.

Hava hızları, üç ayrı vantilatör dönme devrinde ve kanatlara dönme yönünün ters istikametinde üç ayrı eğim verilerek yapılmıştır. Birinci tip makinada vantilatör giriş ağzı açık, yarı açık ve kapalı konumlarda tutularak ölçmeler tekrarlanmıştır. Ek: I. Tablo: 10-11-12 ve 13.

4.7.2. Pitot tüpü ve hız ölçme yöntemi:

Ölçülen toplam basınç ve statik basınç farkından dinamik basınca geçmek yerine, doğrudan doğruya dinamik basıncı ölçmek için geliştirilmiştir. Pitot tüpü iç içe iki tüpten meydana gelmektedir. Şekil 4.14. Ucu açık olan iç tüpe bağlı koldan toplam basınç (a), dış tüpe bağlı olan koldan ise statik basınç (b) etki yapmaktadır.



Şekil 4.14.

Bu kollar bir fark basınç ölçerine bağlanarak aradaki basınç farkı ölçülmektedir. Şekil 4.14.

$$\frac{P_2}{\gamma_h} = \frac{P_1}{\gamma_h} + \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\frac{P_B}{\gamma_h} = \frac{P_1}{\gamma_h}$$

Basınç Ölçerin D ve C kolları arasındaki basınçlar eşitlendiğinden,

$$P_2 + \gamma_h \Delta h = P_1 + \gamma_s \Delta h$$

$$\frac{V_1^2}{2g} = \left(\frac{\gamma_s}{\gamma_h} - 1 \right) \Delta h$$

$$V_1 = \sqrt{2g \left(\frac{\gamma_s}{\gamma_h} - 1 \right) \Delta h} \quad \dots\dots\dots 4.14.$$

bulunmaktadır.

B delikleri üzerindeki hız esas çıkış hızından biraz daha büyük olduğundan, statik tüp gerçek statik basınçtan daha küçük bir basınç ölçmektedir. Dolayısıyla 4.14. eşitliğindeki hızın 1'den küçük bir hız katsayısı ile çarpılması gerekmektedir (49).

$$V = C \sqrt{2g \left(\frac{\gamma_s}{\gamma_h} - 1 \right) \Delta h} \quad \dots\dots\dots 4.15.$$

Burada:

C = Reynolds hız katsayısı = 0,97 - 100

γ_s = Suyun özgül ağırlığı = 1000 kg/m^3

γ_h = Havanın özgül ağırlığı = $1,293 \text{ kg/m}^3$

Δh = Su sütunu olarak basınç farkı, mmSS

g = Yerçekimi ivmesi = $9,81 \text{ m/s}^2$

V = Gerçek hız, m/s

Bunlar 4.15 formülünde yerine koyularak

$$V = 3.18 \sqrt{\Delta h} \dots\dots\dots 4.16.$$

bulunur.

4.7.3. Hava hızlarının değerlendirilmesi :

Bir taneyi kaldırmak için gerekli dinamik basınç (29);

$$P_d = 1,3 \cdot \gamma_t \cdot D_t$$

$$V_t = 4 \sqrt{P_d}$$

P_d = Dinamik basınç, mmSS

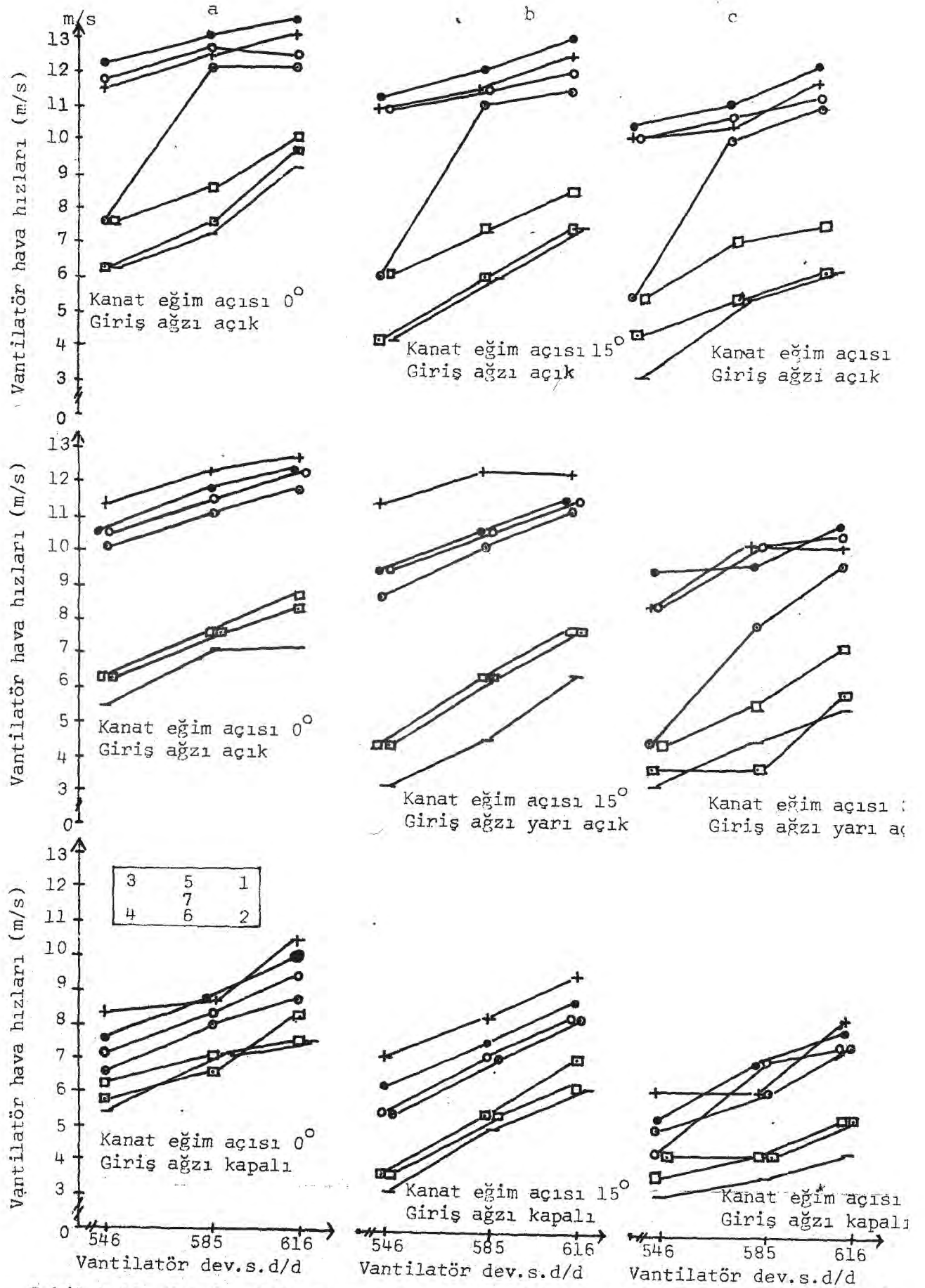
V_t = Bir taneyi taşımak için gerekli hız, m/s

γ_t = Tanenin özgül ağırlığı, kg/m^3

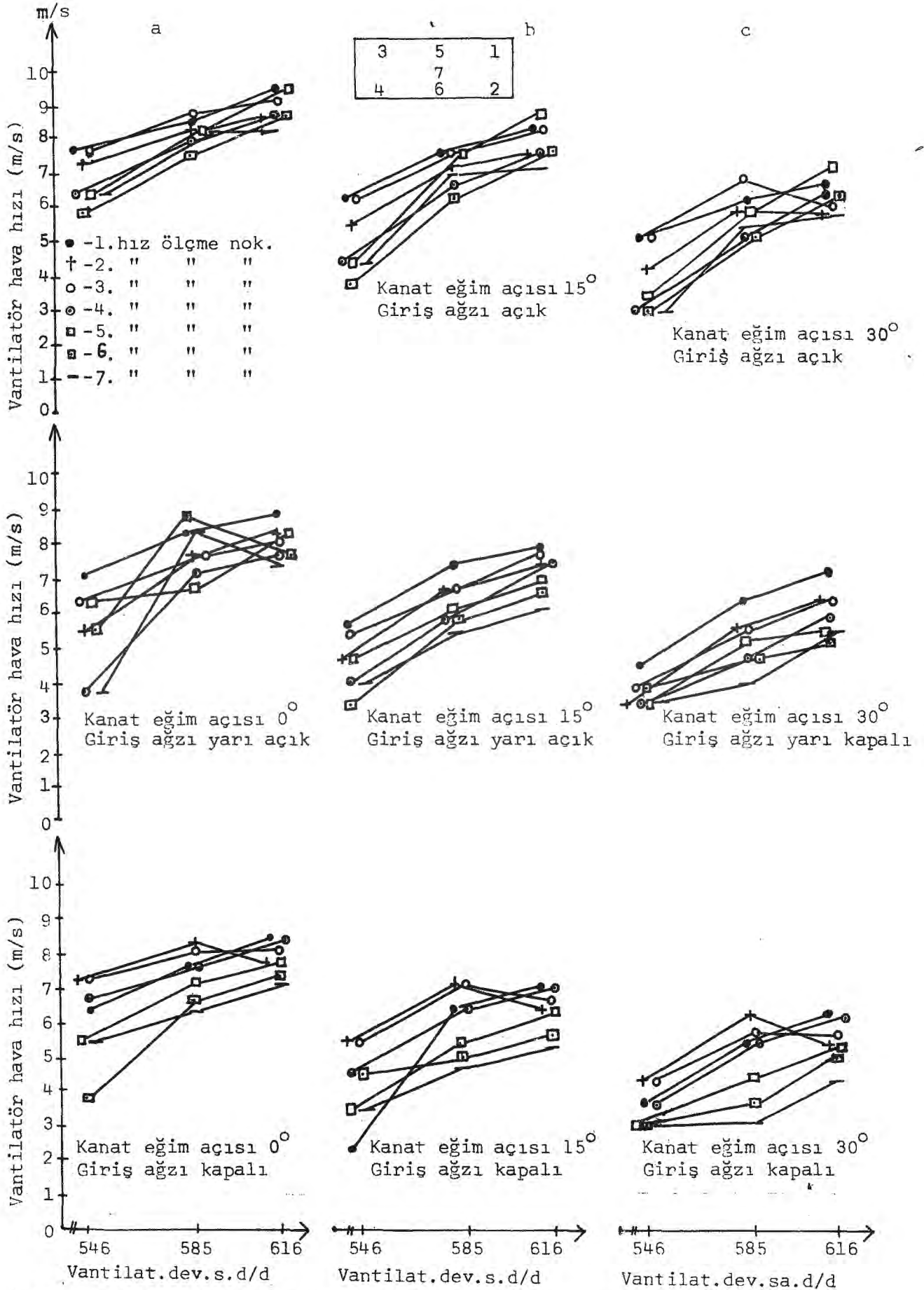
D_t = Tane hacmine eşit kürenin çapı, mm

Pitot tüpü ile doğru ölçme yapılabilmesi için, tüpün ucu hava akış doğrultusuna dönük ve ekseni akışa paralel olması gerekmektedir. Aksi halde hatalı ölçme meydana gelir.

Yeni tip harman makinasında, her kesitte 27 adet hız ölçümü yapılmıştır. Şekil 4.15 ve şekil 4.16. da vantilatör hava çıkış ağzında ve makinanın çıkış ağzında 7 noktada ölçülen hava hızları grafiklerle gösterilmiştir.



Şekil 4.15. Vantilatörün çıkış ağzında muhtelif devir ve hava giriş durumlarının göre hız ölçme noktaları grafikleri (Şekil 4.10)



Şekil 4.16. Üç ayrı devir ve hava giriş ağzı durumlarında, makinanın saman çıkış ağzında hava hızları.

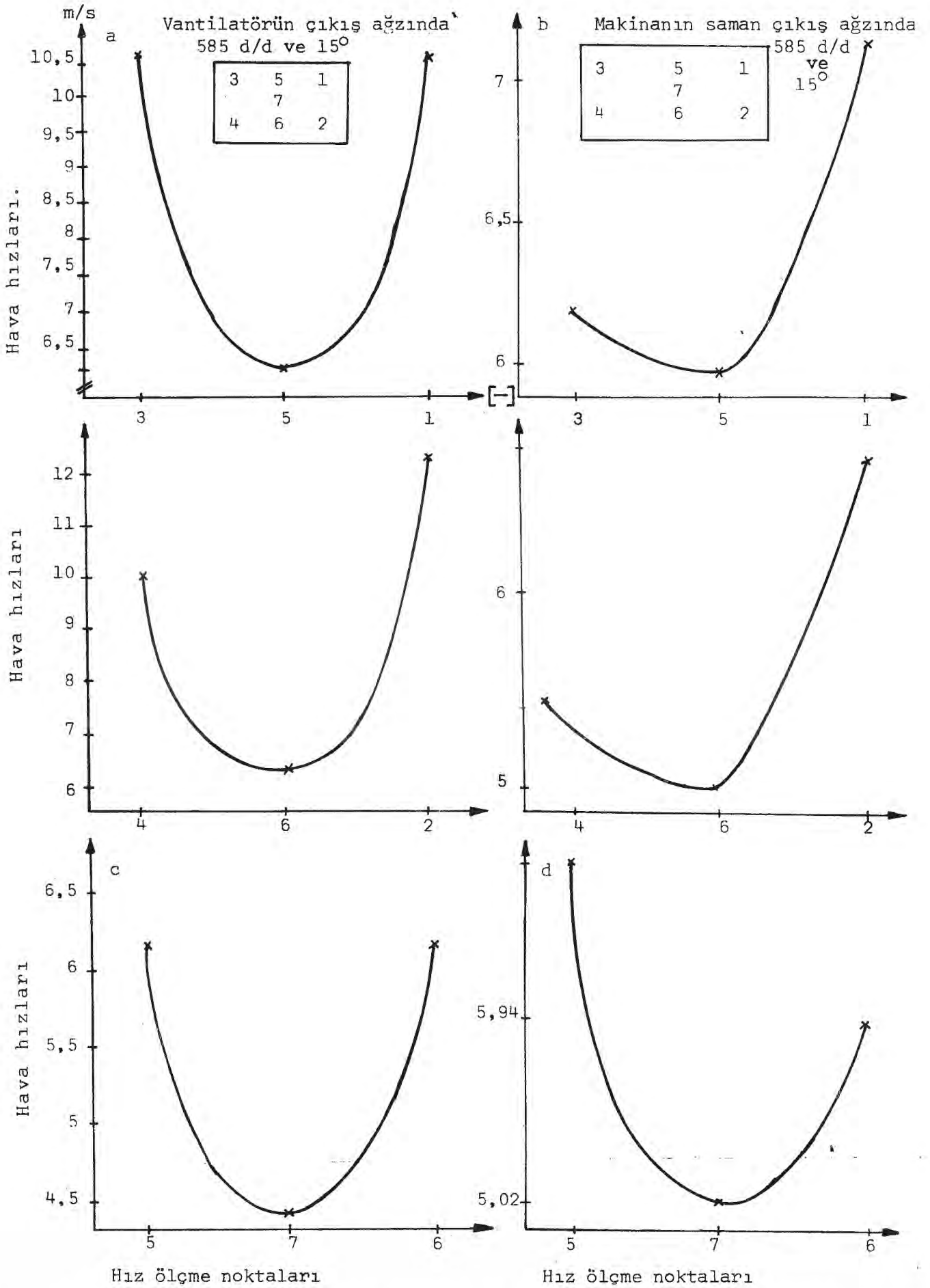
Ölçme sırasında, hava hızları vantilatör kenarlarında daha fazla, ortalarında daha az olduğu görülmüştür. Şekil 4.17.de vantilatör hava çıkış ağzında ve makinanın hava çıkış ağzında, kesit alanlarına göre hız grafiklerinin nasıl değiştiği belirlenmiştir.

İkinci makinada ise 4 ayrı noktada ve her kesitte 9 adet hava hızı ölçümü gerçekleştirilmiştir. Hava giriş ağızlarında, kapakların konumlarının değiştirilmesiyle ortaya çıkabilecek basınç düşmeleri araştırılmamıştır. Şekil 18 de üç ayrı devir ve kanat eğiminde, 4 noktadaki hava hız grafikleri görülmektedir.

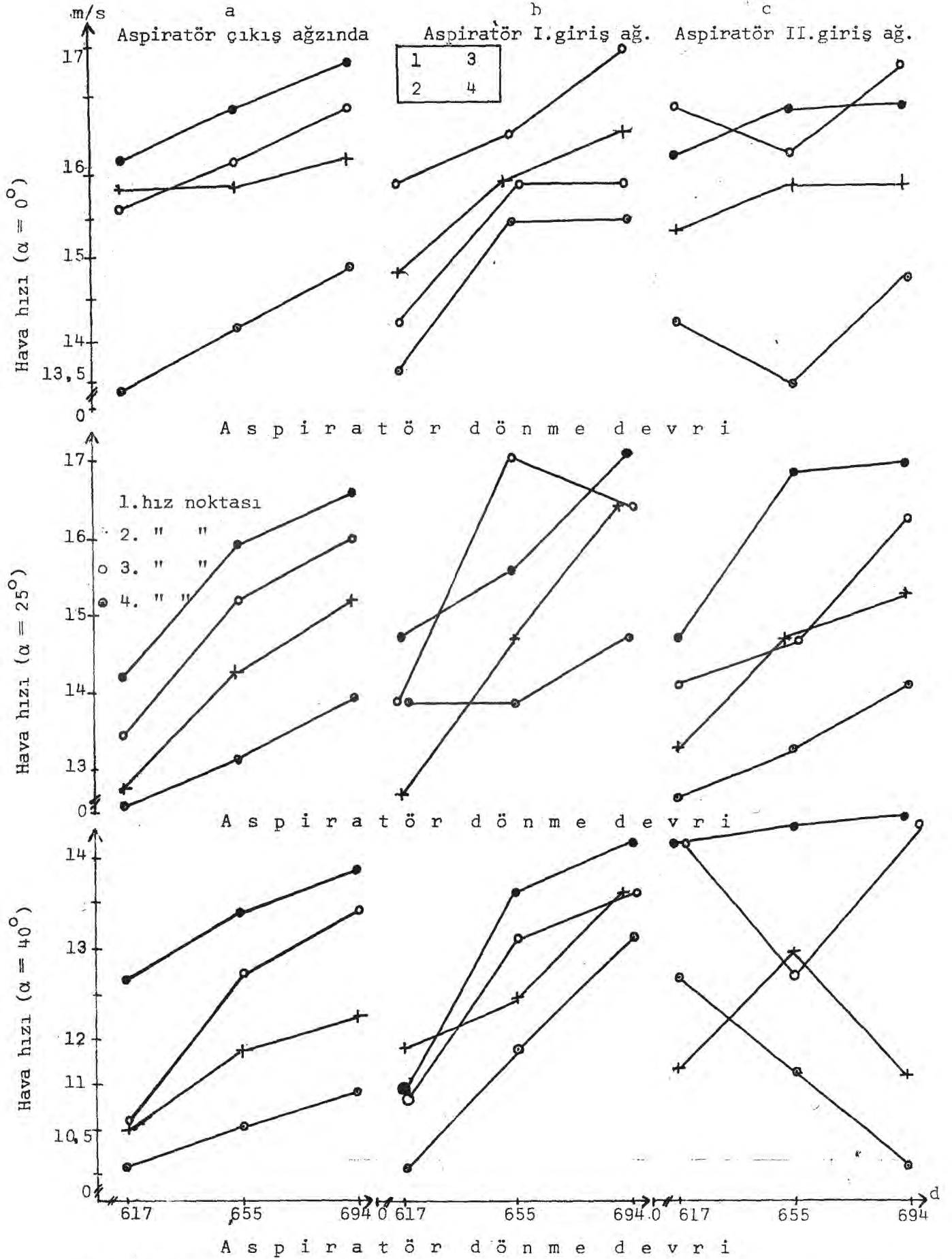
4.8. Elek salınımlarının belirlenmesi :

Geliştirilen harman makinası elek kasasına eksantrikle üç, öteleme kol ve mafsallarıyla birlikte 6 salınım verilmiştir. Bölüm 3.4.3.1. Denemelerde; 25, 30, 40 mm. genlikte üç ayrı devir, besleme hızı, elek alanı, vantilatör hava giriş kesiti ve kanat konumunda temizleme dereceleri ayrı ayrı belirlenmiştir. Şekil 4.10-4.11-4.12 ve 4.19. sonunda bu parametreler ikiye ikiye sabit tutularak, ek: I Tablo: 10 değerleri şekil 4.20.de optimum çalışma devrinde temizleme derecesinin değişim grafikleri gösterilmiştir.

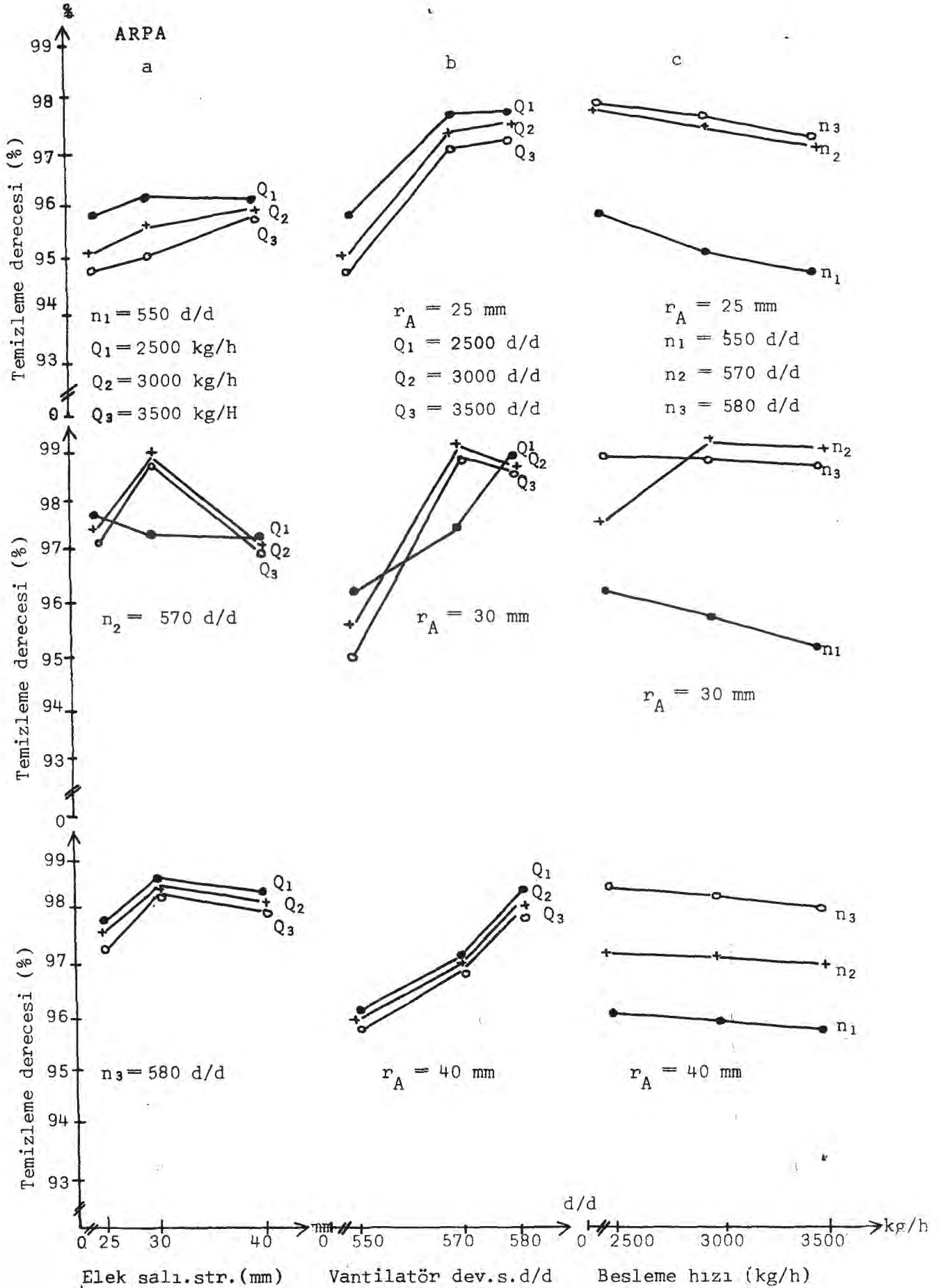
Aspiratörlü harman makinasında, eksantrikle eleme tavasına üç salınım verilmektedir. Mevcutlardan farklı bir uygulama da eleme tavasına yandan salınım yaptırılmasıdır. Bu makinada 7,5, 10, 15 mm genlikte, üç ayrı dönme devri, besleme hızı ve kanat konumunda tane temizleme dereceleri Ek I Tablo: 8 ve şekil 4.21. de gösterilmiştir. Ek I Tablo: 9 değerleri ikiye parametre sabit tutularak, grafiklerle gösterilmiştir. Şekil 4.22.



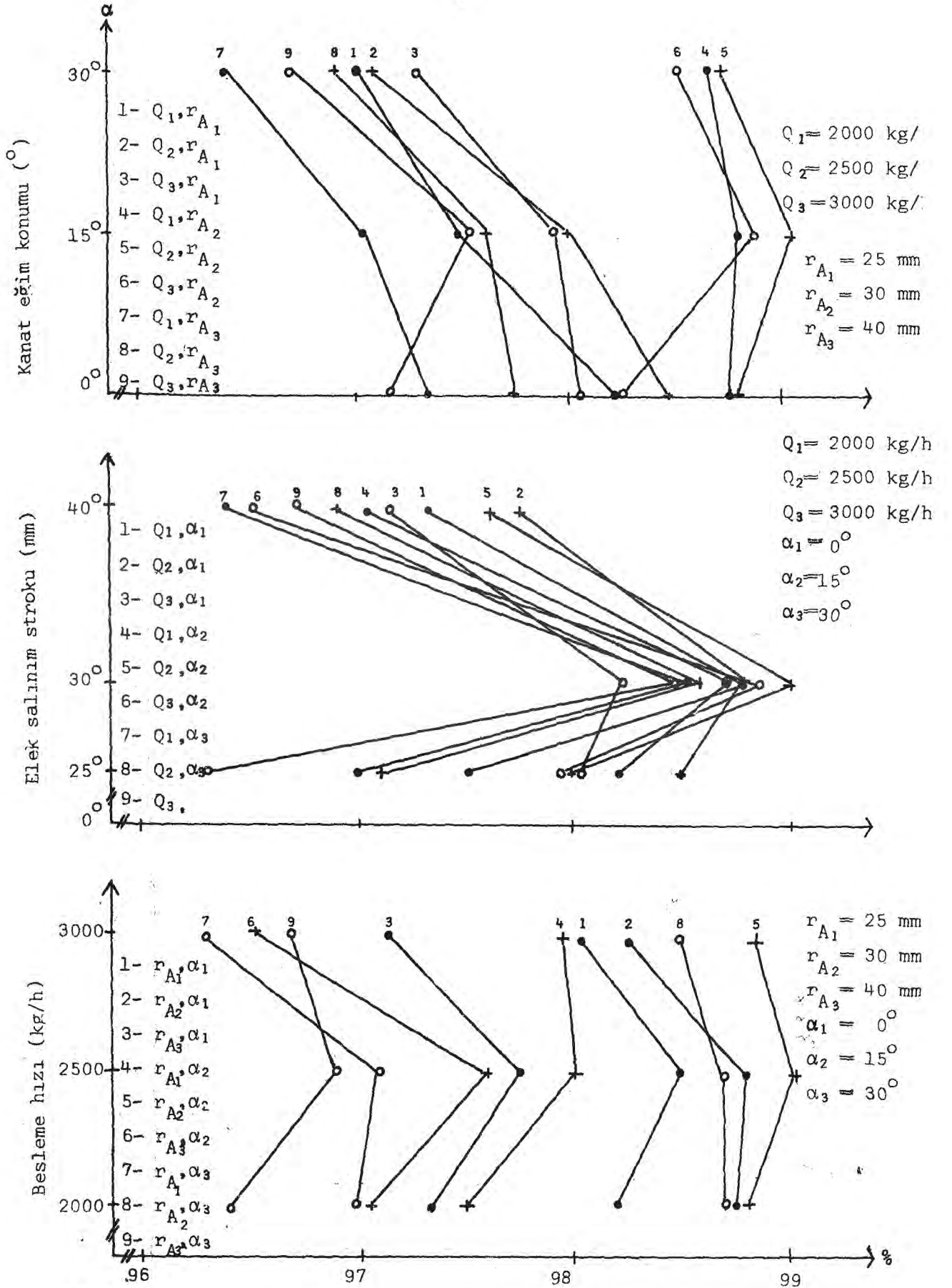
Şekil 4.17. Vantilatörün çıkış ağzında ve makinanın saman çıkış ağzında ölçülen



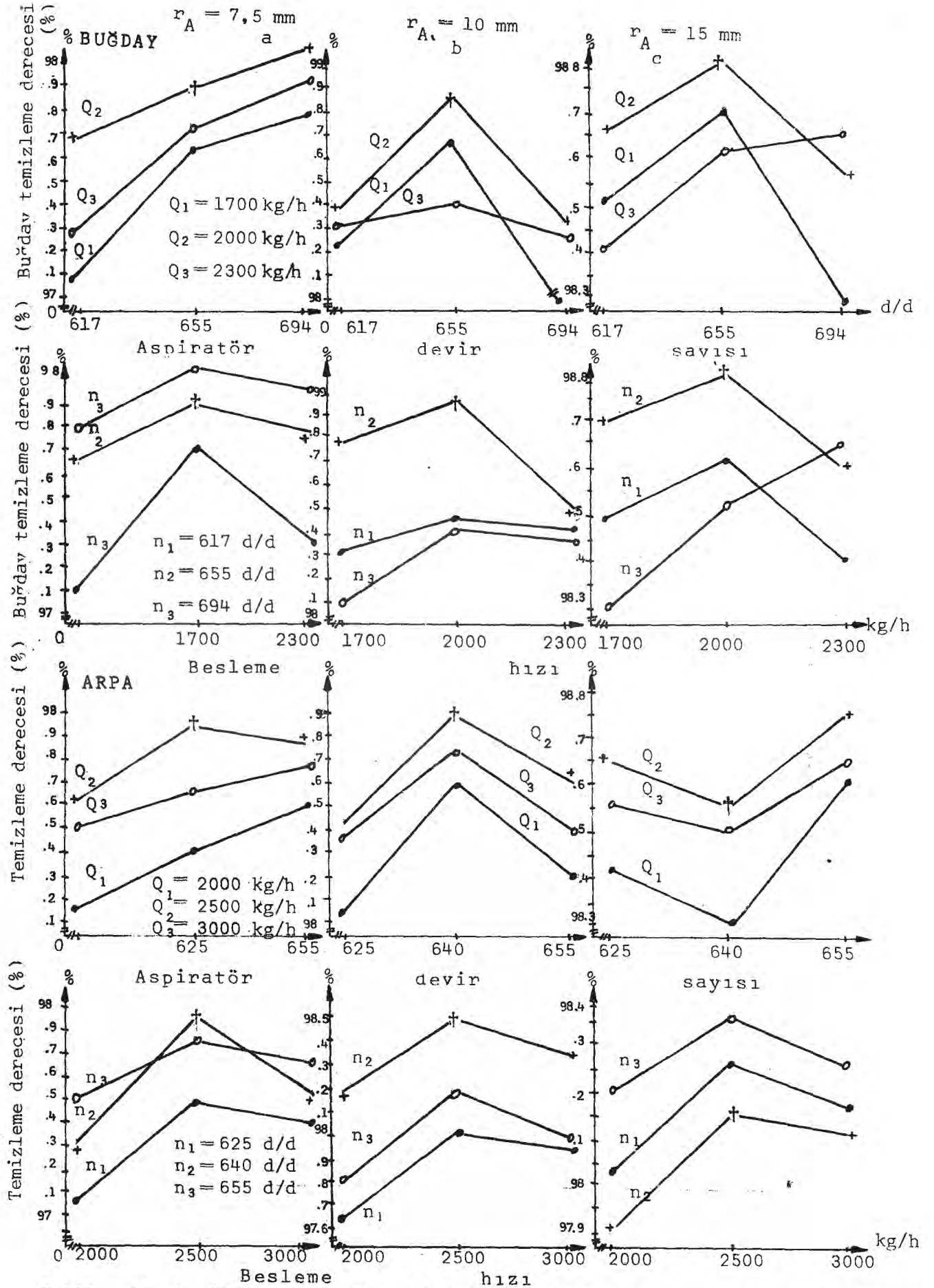
Şekil 4.18. Aspiratörün çeşitli devir sayılarında ve kanat eğiminde, belli noktalarda ölçülen hava hızları.



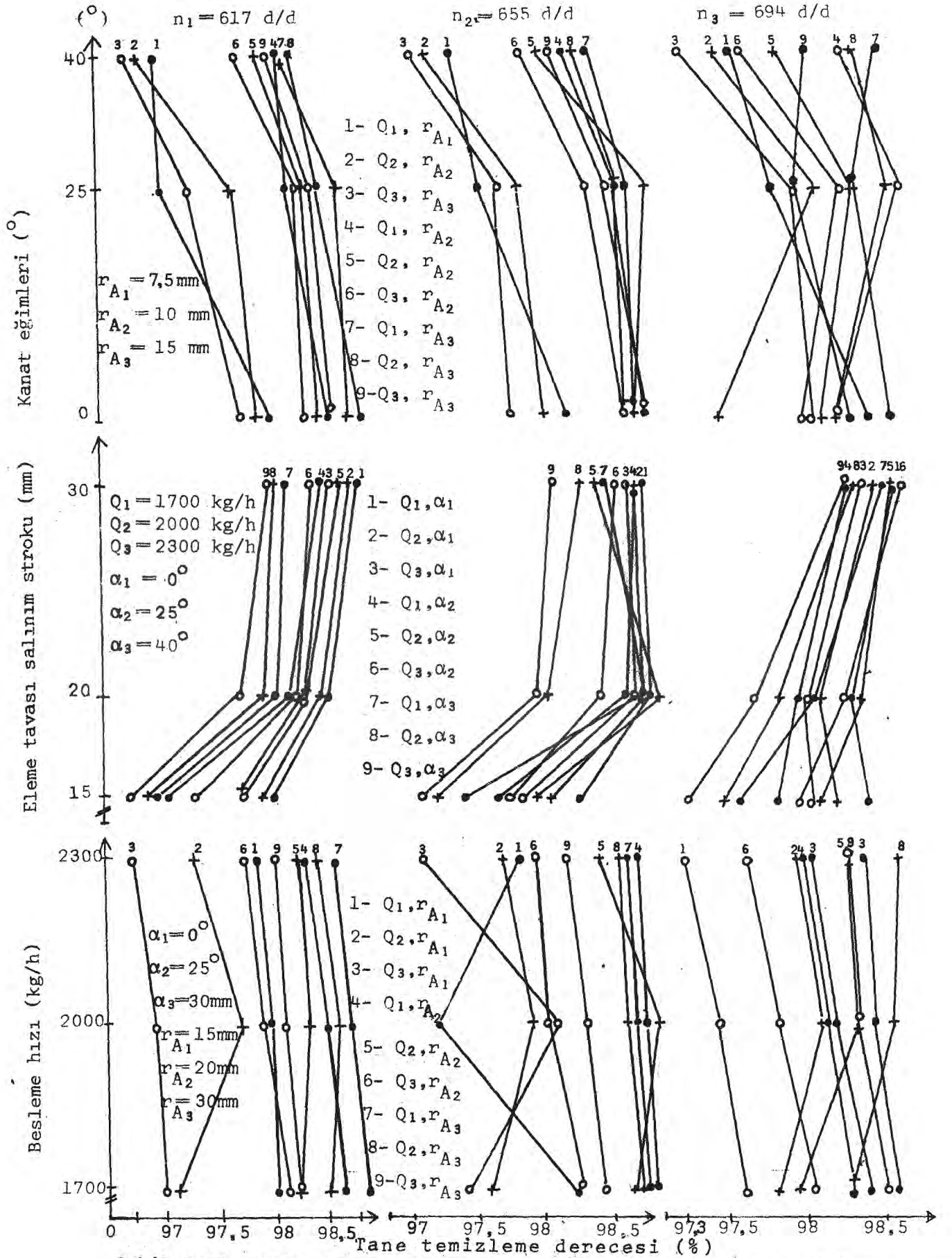
Şekil 4.19. Besleme hızı, vantilatör devir sayısı ve elek salınımının temizleme derecesine etkisi.



Sekil 4.20. 585 d/d vantilatör devrinde tane temizleme derecesi (%)

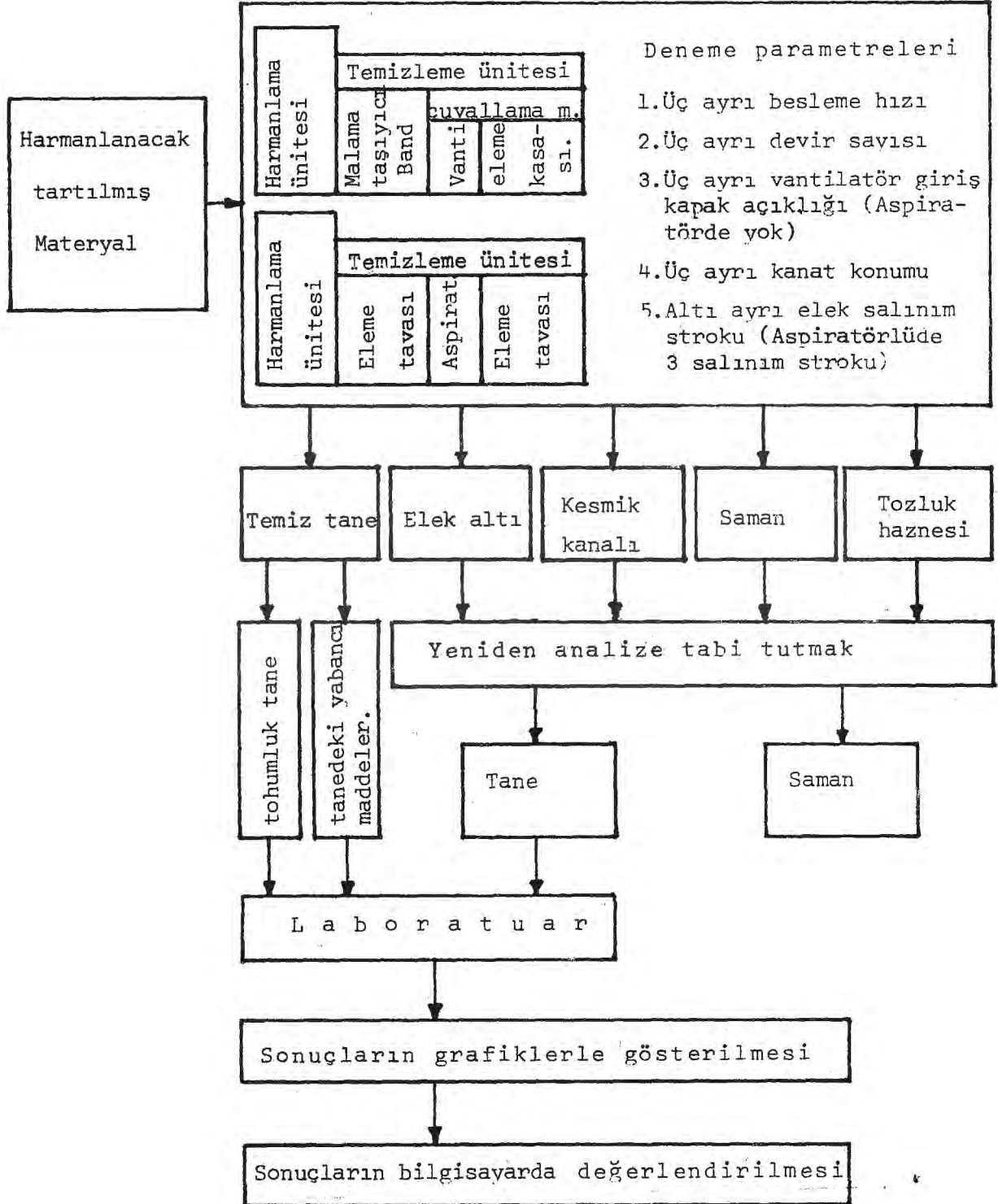


Şekil 4.21. Aspiratörlü harman makinasında; buğday ve arpa harmanında genlik, d vir ve kapasitenin temizlik derecesine etkisi.



Şekil 4.22. Besleme hızı, kanat konumu, eleme tavası salınım strokunun tane temizleme derecesine etkisi.

4.9. Harman makinalarında izlenen işlem sırası :



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Deneylerde elde edilen verilerin bilgisayarda değerlendirilmesi:

a) Bir model örneği:

Yapılan deneylerde elde edilen sayısal değerlerin istatistikî olarak değerlendirilmelerinde regrasyon analizi ile ilgili BASIC dilinde yazılmış bir bilgisayar programından faydalanılmıştır. Regrasyon analizinde en küçük kareler metodu kullanılmıştır. Sayısal değerlerden yalnız buğday için yapılan ölçmeler değerlendirmeye sokulmuştur. Her matematiksel modelin özeti tablolar halinde çıkarılmıştır.

	regrasyon k.s	R.K. standart S.
	-----	-----
A 1	-5.7918E-04	1.6226E-04
A 2	1.13333E-04	1.62531E-05

	T sayilari	anlam limiti
	-----	-----
A 1	3.56945	.988237
A 2	6.97304	.999597

	Beta Sayilari

A 1	1.93304E-06
A 2	-4.53906E-06

Intersept deageri.....: .841046
 Sapma Kareleri Toplami.: 2.70889E-02
 Hata Kareleri Toplami...: 2.43152E-02
 Bag. Deg. Stan. Sapm....: 5.48623E-02
 Bag. Deg. Stan. Hatasi..: 5.19778E-02
 Determinasyon K.Sayisi.: .897607
 Koralasyon K.Sayisi.....: .947421
 K.K.S. Icin T Sayisi.....: 24.4807
 F Testi Icin F Sayisi...: 26.299
 K.K.S. Icin Anlam % si.: 1.00003

Tablo: 5.1. Bilgisayarda yapılan matematik model örneği (Ek I Tablo: 1)

Örnek olarak Tablo: 5.1. Matematik modelinin Özeti, Tablo: 5.2. Matematik model: 1 de çıkarılmıştır. Buna göre:

x_1 = Batör devir sayısı, d/d

x_2 = Besleme hızı kg/h

y_1 = Geliştirilen harman makinasının randımanı, %

ile gösterilirse; x_1 ve x_2 ile y_1 arasındaki bağıntıyı gösteren matematiksel modelin

$$y_1 = A_0 + A_1x_1 + A_2x_2 \dots \dots \dots 5.1.$$

olduğu kabul edilerek en küçük kareler metoduyla A_0 , A_1 ve A_2 regresyon katsayıları hesaplanmıştır. Bu modelde A_0 değeri intersept değeridir. Tablo: 5.1. de korelasyon katsayısı (K.K) % 94 bulunmuştur. Korelasyon katsayısı anlam yüzdesi (K.K.A.%) 1 olup, % 100 anlamlı çıkmıştır. Buna göre söz konusu bağımsız değişkenler ile randıman arasında kuvvetli bir ilişki bulunduğu anlaşılmaktadır. A_1 ve A_2 nin T testine göre anlamlılık limiti (A.L.) % 98 ve % 99 olarak belirlenmiştir. Buradan batör devir sayısını tanımlayan x_2 ve besleme hızını tanımlayan x_1 değişkenlerinin randıman üzerindeki etkisinin kuvvetli olduğu görülmektedir. Ayrıca regresyon katsayılarından (R.K) A_1 in işaretinin (-) olması, batör devir sayısının randımanını negatif yönde etkilediğini, A_2 nin işaretinin (+) olması ise besleme hızının randımanı pozitif yönde etkilediğini göstermektedir. Yani; batör devir sayısının azaltılması ve besleme hızının artırılması randımanı artıracaktır.

b) Bilgisayar program özetleri :

Geliştirilen matematiksel modeller, doğrusal ve parabolik olarak programlanmıştır. Örneğin:

$$y_1 = A_0 + A_1x_1 + A_2x_2 + A_3x_1^2 + A_4x_2^2 \dots \dots 5.2. \text{ (Tablo: 5.2, Model: 2)}$$

$$y_1 = A_0 + A_1x_1 + A_2x_1^2 \dots \dots \dots 5.3. \text{ (Tablo: 5.4, Model: 1)}$$

$$y_1 = A_0 + A_1x_1 + A_2x_2 + A_3x_3 + A_4x_1^2 + A_5x_2^2 + A_6x_3^2 \dots 5.4. \text{ (Tablo: 5.4 Model 2)}$$

$$y = A_0 + A_1x_1 \dots \dots \dots 5.5. \text{ (Tablo: 5.5, Model: 2)}$$

$$y = A_0 + A_1x_1^2 + A_2x_2^2 + A_3x_3 \dots \dots \dots 5.6. \text{ (Tablo: 5.7, Model : 2)}$$

$$y = A_0 + A_1x_1^2 + A_2x_2 + A_3x_3 \dots \dots \dots 5.7. \text{ (Tablo: 5.7, Model: 2)}$$

şeklinde modeller geliştirilmiştir. Paremetre ve değişkenlerin ifadeleri tabloların altlarında gösterilmiştir. Buna göre:

Tablo: 5.2.de geliştirilen makinada, randımanın, besleme hızı ve batı devir sayısı ile nasıl değiştiği, Tablo: 5.3.de 2.tip makinada randımanın besleme hızı ve devir sayısı ile nasıl değiştiği araştırılmıştır.

Tablo: 5.4.de geliştirilen makinada, samandaki tane oranı ve temizleme derecesine; vantilatör devir sayısının elek alan ölçüsünün besleme hızını nasıl etki ettikleri araştırılmıştır.

Tablo: 5.5.de aynı yeni tip makinada, elek salınım strokunun, kanat eğim konumunun ve besleme hızının temizleme derecesine etkisi araştırılmıştır.

Tablo: 5.6.da 2 tip (aspiratörlü) harman makinasında, samandaki tane oranı ve temizleme derecesine, elek salınım stroku, aspiratör devir sayısı ve besleme hızının etkisi araştırılmıştır.

Tablo: 5.7.de ise 2.tip makinada, elek salınım strokunun, kanat eğim konumunun besleme hızının ve aspiratör devir sayısının temizleme derecesine etkisi matematik modellerle araştırılmıştır.

Bu tablolarda korelasyon katsayı yüzdesi yüksek olan ve korelasyon katsayısı anlam yüzdesi bire yakın olan modeller değerlendirilmeye alınmıştır. B modellerden regrasyon katsayısı anlam yüzdeleri bire yakın olan değerlerden parça türevi alınarak, değişkenlerin optimum değerleri bulunmuştur. Bölüm 5.2

5.2. Sonuçların tartışılması :

5.2.1. Teknik değerlerin karşılaştırılması:

Türkiye'de imâl edilen makinalar bölüm 2.3.de incelenmiştir. Tablo: 2.1 de 12 makinanın teknik değerlerinin aritmetik ortalaması ile, denemelerde üzerinde durulan yeni tip ve ikinci makinaların teknik değerleri karşılaştırılmıştır. Buna göre geliştirilen makinada en büyük uzunlukta % 30, genişlik % 24, yükseklikte % 8 miktarında küçültme yapılmıştır. Besleme ağzının yerden yüksekliğinde ise % 16 azalma olmuştur. 2.tip makinada bu azalma sırası ile % 20, % 0,01, % 19 ve % 16 civarındadır. Tablo 2.2.de ortalama batör çapında % 3 oranında bir azalma olmuştur. Tablo 2.5.de ortalama vantilatör çapında % 16 azalma aspiratör çapında % 23 artma olmuştur.

Bu değerlerden görülmüştür ki geliştirilen makinaya fizikî yönden ekonomiklik kazandırılmıştır.

MATEMATİK			X_1	X_2	X_1^2	X_2^2	A_0	K.K.	K.K.T.S.	K.K.A. %
MODEL			A1	A2	A3	A4				
y ₁	1	R.K.	-5.7918E-4	1.13333E-4			.841046	.947421	24.4807	1.00003
		(±)								
		S.S.	1.6226E-4	1.625331E-5						
		T.S.	3.56945	6.97304						
	2	A.L.	.988237	.999597			6.23632	.961529	33.7116	1.00005
		R.K.	-1.35074E-2	1.80018E-4	7.61221E-6	-1.33369E-8				
		(±)								
		S.S.	9.83056E-3	2.86424E-4	5.78747E-6	5.71896E-8				
y ₂	3	T.S.	1.37402	.628501	1.31529	.233205	1.10062	.919984	15.8436	1.00003
		A.L.	.758644	.436248	.741303	.17296				
		R.K.	-3.25582E-4	1.133333E-5						
		(±)								
	4	S.S.	5.66411E-5	5.67354E-6			-2.2918	.984754	86.102	.993001
		T.S.	5.74815	2.35009						
		A.L.	.998823	.942976						
		R.K.	7.68298E-5	1.33227E-5	-4.71548E-6	1.92807E-12				
y ₂	4	(±)					-2.2918	.984754	86.102	.993001
		S.S.	1.77402E-3	5.16881E-5	1.04441E-6	1.03204E-8				
		T.S.	4.33082	.25777	4.51498	1.8682E-4				
		A.L.	.987716	.190709	.989359	.1,40124E-4				

y₁ = Harman makinası randımanı,

y₂ = Temizleme ünitesi randımanı

x₁ = Batör devir sayısı, d/d,

x₂ = Besleme hızı, kg/h

Tablo: 5.2. Geliştirilen harman makinasında randımana ait matematik modeller
(Ek: I. Tablo: 1)

MATEMATİK MODEL			x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	A0	K.K.	K.K.T.S.
			A1	A2	A3	A4			
y ₁	1	R.K.	-.011877	2.9257 E-4	6.67272 E-6	-3.70313 E-8	5.56624	.980596	67.508
		S.S. (±)	5.45995 E-3	3.5697 E-4	3.21127 E-6	8.91589 E-8			
		T.S.	2.17529	.819592	2.0,7791	.415341			
		A.L.	.904808	.541558	.893778	.300813			
	2	R.K.	-5.33333 E-4	1.44444 E-4			.902222	.962832	34.923
		S.S. (±)	1,0789 E-4	1.79816 E-5					
		T.S.	4,94332	8,03289					
		A.L.	.997434	.99983					
y ₂	3	R.K.	.016281	-1.82826 E-6	-9.34179E-6	1.85126 E-8	-6.6376	.996575	385.643
		S.S. (±)	-1.41834 E-3	9.27307 E-5	8.34198 E-7	2.3161 E-8			
		T.S.	11.4789	1.97158 E-2	11.1985	.799302			
		A.L.	.99973	1.47865 E-2	.999697	.531143			
	4	R.K.	.0004	7.22222 E-5			2.33333 E-2	.905982	13.3765
		S.S. (±)	1.04147 E-4	1.73578 E-5					
		T.S.	3.84073	4.16079					
		A.L.	.991478	.99409					

y₁ = Aspiratörlü harman makinası randımanı, y₂ = Temizleme ünitesi randımanı

x₁ = Batör devir sayısı, d/d

x₂ = Besleme hızı, kg/h.

Tablo: 5.3. Aspiratörlü harman makinasında randımana ait matematik modeller
(Ek I. Tablo: 2.)

MATEMATİK MODEL		x_1	x_2	x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	A0	K.K.	K.K.T.S.	K.K.A.%
		A 1	A 2	A 3	A 4	A 5	A 6				
y ₁	1	R.K.	1.12099				-.934E-2				
		S.S. ($\pm$)	.473718				.40807E-3				
		T.S.	2,36636				2.28967				
		A.L.	.973634				.968883				
	2	R.K.	-.44621	-.253E-1	-.196E-2	.3861E-3	.1264E-4	.4356E-6			
		S.S. ($\pm$)	.123303	.579E-2	.2572E-2	.1062E-3	.3210E-5	.5136E-6			
		T.S.	3.61882	4.378	.765416	3.63561	3.93709	.847986			
		A.L.	.998301	.99972	.547046	.998366	.999199	.593528			
	3	R.K.	.1999E-2	-.26E-2	.2088E-3						
		S.S.	.3064E-2	.5374E-3	.2149E-3						
		T.S.	.652582	4.83782	.9717						
		A.L.	.47951	.999939	.658701						
y ₂	4	R.K.	3654E-1	-.423E-2	-.3833E-3						
		S.S. ($\pm$)	.7581E-2	.1329E-2	.5318E-3						
		T.S.	4.82067	3.18386	.720752						
		A.L.	.999938	.995877	.521681						
	5	R.K.	1.12094	.1051E-1	-.861E-3	-.934E-3	-.819E-5	.956E-7			
		S.S. ($\pm$)	.403197	.1893E-1	.8412E-2	.3473E-3	.104E-4	.167E-5			
		T.S.	2.78014	.555367	.102406	2.68979	.78049	.569E-1			
		A.L.	.988465	.415203	.8054E-1	.985225	.555765	.4484E-1			
	6	R.K.		-.253E-1			.1264E-4				
		S.S. ($\pm$)		.7123E-2			.3949E-5				
		T.S.		3.55956			3.20116				
		A.L.		.998421			.99618				

y₁ = Samandaki tane oranı (%), y₂ = Temizleme derecesi (%),

x₁ = Vantilatör devir sayısı (d/d), x₂ = Elek ölçüsü (mm²), x₃ = Besleme hızı (kg/h)

Tablo: 5.4. Geliştirilen harman makinasında y₁ ve y₂ ye ait matematik modeller.
(Ek I. Tablo: 4.)

MATEMATİK		x_1	x_2	x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^3	A0	K.K.	K.K.T.S
MODEL		A 1	A 2	A 3	A 4	A 5	A 6			
y	1	R.K.	-.586E-1	-.255E-1	-.118E-3			100.342	.575684	4.30521
		S.S.(±)	.2501E-1	.1145E-1	.3437E-3					
		T.S.	2.60797	2.23055	.3459					
		A.L.	.984285	.964263	.267441					
	2	R.K.	-.586E-1					99.6619	.435288	2.68522
		SS(±)	.2380E-1							
		T.S.	2.46536							
		A.L.	.979106							
	3	R.K.	1.57925			-.249E-1		73.7573	.812428	11.9488
		SS(±)	.278869			.4336E-2				
		T.S.	5.66306			5.8828				
		A.L.	.999997			1				
	4	R.K.		-.255E-1				98.1879	.372294	2.16099
		SS(±)		.1249E-1						
		T.S.		2.04536						
		A.L.		.948531						
	5	R.K.		-.185E-2			-.790E-3	98.1277	.385408	2.26321
		SS(±)		.4567E-1			.1462E-2			
		T.S.		.4054E-1			.54015			
		A.L.		.3200E-1			.405933			
	6	R.K.			-.118E-3			98.1008	.57732E-1	.28963
		SS(±)			.4031E-3					
		T.S.			.294871					
		A.L.			.229474					
	7	R.K.			.7004E-2		-.142E-5	89.4443	.207871	1.08629
		SS(±)			.6989E-2		.1395E-5			
		T.S.			1.00205		1.02075			
		A.L.			.673696		.682458			
	8	R.K.	1.57925	-.255E-1	-.118E-3	-.249E-1		74.4378	.895529	22.611
		SS(±)	.2218898	.6369E-2	.1910E-3	.3371E-2				
		T.S.	7.11701	4.01223	.622191	7.39316				
		A.L.	1	.999425	.459793	1.00001				
	9	R.K.	1.57935			-.2492E-1	-.847E-3	74.2563	.901899	24.1693
		SS(±)	.215396			.32725E-2	.198E-3			
		T.S.	7.33228			7.61687	4.27835			
		A.L.	1			1	.999704			

y = Temizleme derecesi (%), x_1 = strok (mm), x_2 = Kanat eğim konumu ($^{\circ}$),
 x_3 = Besleme hızı (kg/h)

Tablo: 5.5. Geliştirilen harman makinasında temizleme derecesine ait matematik modeller.(Ek I.Tablo: 7.)

MATEMATİK		x_1	x_2	x_3	x_1^2				
MODEL		A 1	A 2	A 3	A 4	A 0	K. K.	K.K.T.S.	K.K.A.%
y ₁	1	R.K.	.700794E-1	.109649E-1	.685186E-3				
		SS(±)	.578175E-2	.116207E-2	.147195E-3				
		T.S.	12.1208	9.43565	4.65495				
		A.L.	1	1	.999899				
	2	R.K.	-.278478		-.455874E-2				
		SS(±)	.160542		.350035E-2				
		T.S.	1.7346		1.30237				
		A.L.	.904374		.79486				
	3	R.K.			.685186E-3				
		SS(±)			.465424E-3				
		T.S.			1.47217				
		A.L.			.846557				
	4	R.K.	.700794E-1						
		SS(±)	.1316E-1						
		T.S.	5.32519						
		A.L.	.999986						
	5	R.K.		.109649E-1					
		SS(±)		.316269E-2					
		T.S.		3.46696					
		A.L.		.99809					
y ₂	1	R.K.	.526985E-1	.197371E-2	.129632E-3				
		SS(±)	.940854E-2	.189102E-2	.239529E-3				
		T.S.	5.60113	1.04373	.541196				
		A.L.	.999996	.692554	.406428				
	2	R.K.	.401717		-.763476E-2				
		SS(±)	.939586E-1		.204861E-2				
		T.S.	4.27547		3.72679				
		A.L.	.999746		.998962				
	3	R.K.		.197371E-2					
		SS(±)		.276697E-2					
		T.S.		.713312					
		A.L.		.517743					
	4	R.K.			.129632E-3				
		SS(±)			.35298E-3				
		T.S.			.36725				
		A.L.			.283477				
	5	R.K.	.526988E-1						
		SS(±)	.929611E-2						
		T.S.	5.66888						
		A.L.	.999994						

y₁ = Samandaki tane oranı (%), y₂ = Temizleme derecesi (%), x₁ = strok (mm)
x₂ = Aspiratör devir sayısı (d/d), x₃ = Besleme hızı (kg/h)

Tablo 5.6. Aspiratörlü harman makinasında y₁ ve y₂ ye ait matematik modeller.
(Ek I. Tablo 8.)

MATEMATİK		x_1	x_2	x_3	x_4	x_1^2	x_2^2	x_3^2	x_4^2			
MODEL		A 1	A 2	A 3	A 4	A 5	A 6	A 7	A 8	A 0	K.K.	K.K.T.S.
y	1	R.K.				.109E-2	-.35E-3	-.52E-7	.761E-6			
		S.S. ($\pm$)				.117E-3	.509E-4	.341E-7	.812E-6			
		T.S.				9.35257	7.05227	1.54219	.936936	97.7296	.803689	20.1741
		A.L.				1.00016	1.00016	.872966	.64831			
	2	R.K.	.524E-1	-.13E-1	-.20E-3	.104E-2						
		S.S. ($\pm$)	.529E-2	.200E-2	.134E-3	.105E-2						
		T.S.	9.90928	6.74845	1.53428	.99031				97.0223	.81016	20.9545
		A.L.	1.00017	1.00016	.871035	.67495						
	3	R.K.	.361319	.433E-2		-.675E-2	-.463E-3					
		S.S. ($\pm$)	.537E-1	.618E-2		.117E-2	.154E-3					
		T.S.	6.72764	7.00571		5.76981	2.99289			93.9903	.876635	33.6556
		A.L.	1.00016	.514377		1.00016	.996445					1.00017
	4	R.K.	.361319			-.675E-2						
		S.S. ($\pm$)	.748E-1			.163E-2						
		T.S.	4.82539			4.13839				93.7103	.73368	14.1236
		A.L.	1.00008			.999995						1.00008
	5	R.K.		.433E-2			-.463E-3					
		S.S. ($\pm$)		.1112E-1			.278E-3					
		T.S.		.389277			1.66257			98.3843	.479774	5.5394
		A.L.		.301893			.899669					1.00008
	6	R.K.		-.1350E-1								
		S.S. ($\pm$)		.298E-2								
		T.S.		4.51748						98.4269	.450831	5.02926
		A.L.		1.00002								1.00003
	7	R.K.	.524E-1									
		S.S. ($\pm$)	.664E-2									
		T.S.	7.89977							96.9977	.661988	10.4738
		A.L.	1.00004									1.00004

y = temizleme derecesi (%), x_1 = strok (mm), x_2 = Kanat eğim pozisyonu ($^{\circ}$),
 x_3 = besleme hızı(kg/h), x_4 = Aspiratör devir sayısı (d/d)

Tablo: 5.7. Aspiratörlü harman makinasında temizleme derecesine ait matematik modeller. (Ek I. Tablo 9.)

5.2.2. Randımanların karşılaştırılması:

Bütün imâl edilen yerli harman makinalarında besleme hızı ve devir sayısına bağlı olarak güç te artmaktadır. Deneme raporlarından ve literatürden elde edilen değerlere göre daha az güç sarfiyatıyla yüksek besleme hızlarına çıkabilmektedir. Ancak bu makinaların konstrüksiyonel özelliklerinden dolayı, bir kısım materyalin batör parmakları arasına dolmasıyla, işe çevrilemeyen atıl güç meydana getirerek, randımanı düşürmektedir.

İncelenen makinaların buğday harmanında, güç tespiti yapılanlarda Tablo 2.7, aritmetik güç ortalaması, 1311 kg materyal/h te 29.16 BG olmuştur. Bu makinalardan Güvenal için normal çalışmada 1800 kg.materyal/h besleme hızı ve 970 d/d batör dönme devrinde yutulan güç 19 BG, maksimum kapasitede 840 d/d batör dönme devrinde yutulan güç ise 30 BG olmuştur.

Geliştirilen makinada güç sarfiyatı 2500 kg.materyal/h besleme hızı ve 855 d/d batör dönme devrinde 14,3 BG, 3000 k.materyal/h besleme hızı ve 900 d/d da 18,15 BG olarak belirlenmiştir. Şekil 4.3. Buna göre Tablo 2.7. güç aritmetik ortalamalarına göre % 51, Güvenal'e göre % 25 nispetinde güç tasarrufu sağlanmıştır.

Bilgisayar programında elde edilen değerlerden Tablo 5.2.de matematik Model: 1 ile tablo: 5.3.de matematik model 3, birinci ve ikinci tip makinalar için aynı dereceden seçilerek (formül 5.1), harman makinalarının komple randımanları karşılaştırılmıştır. Her iki makinanın da randımanlarının optimum bölgeleri taranmıştır. Tablo 5.8. Buna göre randıman, makinanın besleme kapasitesiyle pozitif değer kazanmakta; batör dönme devriyle negatif değer kazanmaktadır. Örneğin; besleme hızı arttıkça randıman her iki makinada da artmakta, batör devir sayısı azaldıkça randıman yine artmaktadır. Ancak batör devir sayısı belli bir devirden daha aşağıya düşürülmesi mahzurlu olmaktadır. Zira Wieneke, batör çevre hızı artmasıyla, başak içindeki tanelerin ivmesi artmakta ve bu ivme sayesinde tanelerin ayrılmasının mümkün olduğunu söylemektedir (39).

Geliştirilen harman Makina. Aspiratörlü harman Makinası

Tablo 5.3. Model 1

kg/h d/d	2000	2500	3000	2300	2000	1700	kg/h d/d
900	.545	.602	.659	.579	.545	.511	900
855	.571	.628	.685	.605	.571	.540	850
800	.601	.660	.717	.637	.601	.569	800
800	.704	.761	.818	.738	.704	.671	800
855	.735	.792	.849	.769	.735	.694	850
900	.621	.783	.855	.784	.711	.667	900
d/d kg/h	2000	2500	3000	2300	2000	1700	d/d kg/h

Geliştirilen harman makinası. Aspiratörlü harman makinası

Tablo: 5.8. Harman makinaları genel randımanlarının karşılaştırılması.

Tablo: 5.8.de görüleceği gibi geliştirilen makinanın randımanı ikinci tip makinadan % 20 daha yüksektir.

Aynı karşılaştırma harman makinaları temizleme üniteleri için yapılacak olursa Tablo: 5.9.daki durum ortaya çıkmaktadır.

Geliştirilen Harman Makina. Aspiratörlü Harman Makinası

Tablo 5.3. Model 3

kg/h d/d	2000	2500	3000	2300	2000	1700	kg/h d/d
900	.834	.840	.849	.838	.834	.850	900
855	.848	.855	.862	.851	.850	.846	850
800	.866	.873	.880	.869	.865	.862	800
900	.507	.515	.523	.509	.507	.506	900
855	.509	.517	.525	.511	.507	.486	850
800	.487	.523	.559	.509	.487	.466	800
d/d kg/h	2000	2500	3000	2300	2000	1700	d/d kg/h

Geliştirilen Harman Makina. Aspiratörlü harman makinası

Tablo: 5.9. Harman makinaları temizleme ünitesi randımanlarının karşılaştırılması.

Geliştirilen harman makinasında (Tablo 5.2, Matematik model 3) randıman, besleme hızı ile doğru, batör dönme devriyle ters orantılı iken, ikinci tip makinada (tablo 5.3, matematik model 4) randıman, batör devir sayısı ve besleme hızı ile doğru orantılı olmuştur. Buradan da görüleceği gibi birinci makinanın temizleme ünitesinin randımanı, ikinci makinaya göre % 34 daha yüksektir. Birinci makinanın temizleme ünitesinde, malama taşıyıcı band, eleme kasası, vantilatör ve çuvallama mekanizması; ikinci makinanın temizleme ünitesinde aspiratör ve eleme tavası vardır.

Buradan sonuç olarak ifade edilecek olursa, birinci tip makinada güç değişimine batör devri tesirli olurken, ikinci tip makinada buna aspiratör de ilâve edilmektedir.

Bir makinanın çalışması sırasında kararlı bir güç grafiğini elde etmek oldukça güçtür. Çünkü gücü etkileyen fonksiyonların, materyalin cinsi, konstrüksiyon özellikler, besleme hızı ve şekli, güç kaynağının karakteristik özellikleri çalışma şartları vb. sabit tutulması mümkün değildir. Çünkü makinanın kırık tane oranına da tesir eden bu fonksiyonlar, devir sayısı azaltılarak ve besleme hızı artırılarak ortadan kaldırılmaktadır. Onun için kırık tane yüzdesini azaltmak için, batör parmak konstrüksiyonu, kontrbatör delik konstrüksiyonu ve işçilik kalitesi üzerinde durulmaktadır. Bölüm 3.2. Şekil 4.5. Genel olarak bağlı demetler halinde yedirmede daha az kırık taneye rastlanmaktadır. Elek grubuna da enine salınım yaptırıldığından, materyalin akış istikâmetine dik titreşim, analizi kolaylaştırmaktadır.

5.2.3. Samandaki tane oranı :

Harman makinası temizleme ünitesine gelen taneli materyal (malama), batör dönme devri, elek salınım stroku, makina besleme hız ve şekli ile vantilatör kanat konumuna bağlı olarak analiz yapılmaktadır. Tane, saman ve yabancı maddeler şeklindeki bu ayrılma sırasında, samandaki tane miktarını minimuma indirmek makinadan beklenen başlıca özelliklerdendir.

Tablo 5.4.de geliştirilen matematik modellerden 2, 3 ve 6 numaralı olanlar yeni tip makinada samandaki tane oranını vermektedir. Korelasyon katsayısı en yüksek olan 2.modelde samandaki tane miktarını vantilatör devir sayısı negatif yönde, elek alanı negatif yönde, besleme hızı negatif yönde etkilemektedir.

Formül (5.4) şeklinde kurulan modelde bu değerlerin kareleriyle pozitif yönde etkilenmektedir. Matematik modelin kısmî türevden elde edilen optimum vantilatör devir sayısı $x_1 = 577$ d/d, optimum elek alanı $x_2 = 1006 \times 1020$ mm² ve optimum besleme hızı ise $x_3 = 2461,5$ kg/h olarak bulunmuştur. Makinanın dizaynında optimum çalışma şartlarında vantilatör devir sayısı 585 d/d, elek alanı 900×1020 ve besleme hızı 2500 kg/h olarak belirlenmiş olup değerler birbirine yakın çıkmıştır. Bu şartlarda çalışmada, samanda tane miktarına rastlanmadığı gibi şekil 4.7, matematik modelde - 0,121 oluşu ölçmelerimizi doğrulamıştır. Aynı matematik modelde samandaki tane yüzdesi: Vantilatör devir sayısı 546 d/d, elek alanı 900×1020 mm² ve 2000 kg/h besleme hızında 1,25 616 d/d, 1100×1020 mm² ve 3000 kg/h te 0,62 olarak bulunmuştur. 3 ve 6 numaralı modellerde benzer şekilde yorumlanabilir.

Elek salınım stroku azalınca saman içerisinde tane miktarı azalmaktadır. Tersî olunca samandaki tane miktarı da artmaktadır.

Tablo 5.6.da ikinci tip harman makinasında geliştirilen matematik modellerden 1,2 ve 4 numaralı olanlar, samandaki tane yüzdesini vermektedir. Korelasyon katsayısı en yüksek olan 1.modelde samandaki tane yüzdesi elek salınım stroku, aspiratör devir sayısı ve besleme kapasitesi ile pozitif yönde etkilenmektedir. 2.modelde ikinci dereceden denklemin kısmî türevi alınıp sıfıra eşitlendiğinde aspiratör eleme tavası optimum salınımı $x_1 = 30,5$ mm çıkmaktadır. Denemelerde kullanılan salınım miktarlarında 30 mm ye yakın çıkmıştır. 1 nolu matematik modelde 15 - 20 - 30 mm lik salınım stroku, 617 - 655 - 694 d/d aspiratör devir sayısı ve 1700 - 2000 - 2300 kg /h besleme hızında samandaki tane yüzdesi 0,614 - 1,586 ve 2,920 olup, oldukça yüksek değerlere çıkmaktadır.

Salınım stroku fazla olunca, eleme tavası eğimi istikâmetinde büyük harlelerde ilerliyen materyâl, kademelerden geçerken bir çağlayan gibi akarak ele yüzeyinden ayrılmaktadır. Bu esnada aspiratörün sabit devirde birinci salınım miktarına göre elek yüzeyinden ayrılan materyali emme miktarı daha fazla olmaktadır. Dolayısı ile samana daha fazla tane gitmektedir.

Bu makinada besleme hızı kararlı olmayınca eleme tavası üzerine gelen materyalde değişik debide olmaktadır. Şayet eleme tavasına fazla miktarda malama gelirse aspire gücü sabit olduğundan, tamamını analize tabi tutamayacağından samana tane kaçmaktadır. Tersî olduğunda örneğin, eleme tavasına malama geldiğinde, malama kolay aspire edileceğinden saman içerisine tekrar tane atacaktır.

5.2.4. Temizleme derecesi:

Temizleme ünitesinin fonksiyonunu yerine getirirken aranılan özelliklerden birisi de yüksek temizleme derecesinde tane üretmesidir. İdeal bir temizleme ünitesi, başaklı sapı işleyip tohumluk tane verebilmesidir. Bu da temizleme ünitesinin besleme hızına, besleme şekline, elek alanlarına, elek salınım strokuna, vantilatör devir sayısına vantilatör kanat konumuna bağlıdır.

5.2.4.1. Geliştirilen harman makinasında tane temizleme derecesinin yükseltilmesi:

a) Elek besleme hızı:

Deneylerde elde edilen sayıların bilgisayarda değerlendirilmesiyle Tablo 5.4, matematik model 5 de korelasyon katsayı en yüksek olan denklemden, ayrıca model 1 ve 4 den çıkarılan sonuca göre besleme hızı, tane temizleme derecesini negatif yönde etkilemiştir. Yani besleme hızı arttıkça temizleme derecesi azalmaktadır. Bunun da optimum değeri aynı tablo model 2 den 2461 kg/h olarak bulunmuştur. Model 5 de 2500 kg/h besleme hızında, 585 d/d vantilatör devrinde ve orta elek alanında temizleme derecesi % 98,75 olarak bulunmuştur. Denemede ise aynı değerlerde tane temizleme derecesi % 99,2 olmuştur. Şekil 4.6.

b) Elek besleme şekli:

Konstrüksiyonel özellikten dolayı, makinanın herhangi başaklı sap besleme hızında, malamanın eleme eleklerine kararlı ve homojen bir şekilde gelmesi temin edilmiştir. Nem miktarına bağlı kalmaksızın, malama tevzi parmakları sayesinde, sabah nemi veya hafif ıslanmış sapların malaması bile dağıtılarak temizleme fonksiyonu kolaylaştırılmıştır.

c) Elek salınım stroku:

Makinanın temizleme ünitesinin fonksiyonlarına tesir eden en büyük etken elek genliği ve salınım stroku olarak görülmüştür. Bütün matematik modellerde gerek samandaki tane miktarını, gerekse tane temizleme derecesini elek genliği pozitif yönde etkilemiştir. Tab.5.5 de korelasyon k. en yüksek olan matematik model 9.da kısmî türev alınarak elek salınım genliği için bir optimum değer bulunmuştur. Buna göre $x_1 = 31,6$ mm genlikte temizleme derecesi maksimum olmaktadır. $x_1 = 30$ mm için ise % 98,97 derecede tane temizliğine ulaşılmıştır. Denemelerde ise 30 mm genlikte % 99,2 dereceye çıkılmıştır. Şekil 4.6. ve 4.10.

Böylece bu makınada temizleme derecesinde bölüm 2.3.deki makinalara göre % 3 den fazla bir artış elde edilmiştir.

Tablo 5.5.de korelasyon katsayısı % 81 olan model 3.de ise temizleme derecesinin yalnız elek salınım genliğine bağlı olarak değişmesi gösterilmektedir. $x_1 = 25$ mm genlikte temizleme derecesi % 97,6 , $x_1 = 30$ mm genlikte % 98,7 ve $x_1 = 40$ mm genlikte ise % 97 olarak bulunmuştur. Bu modelde de optimum salınım genliği $x_1 = 31,6$ mm olarak bulunmuştur.

d) Vantilatör devir sayısı:

Denemelerde batör dönme devrine bağlı olarak vantilatörde üç ayrı hız kademesinde döndürülmüştür. Vantilatör dönme devrine bağlı olarak tane temizleme derecesi şekil 4.10.da gösterilmiştir. Tablo 5.4.de matematik model 1,4 ve 5 de görüldüğü gibi vantilatör dönme devri x_1 , tane temizleme derecesini pozitif yönde etkilemiştir. Yalnız dönme devrine ait olan model 1.de kısmî türev alarak optimum vantilatör devri $x_1 = 599,9$ d/d olarak bulunmuştur. Deneylerde ise optimum devir olarak 585 d/d seçilmiştir. Değerlerin birbirine yakın olması vantilatör devir sayısının uygun seçildiğini göstermektedir. Bu model de $x_1 = 546$ d/d da % 96, $x_1 = 585$ d/d da % 98,55 ve $x_1 = 616$ d/d da % 98,51 tane temizleme derecesi elde edilmiştir.

e) Vantilatör kanat konumu:

Bölüm 3.4.2.3.de radyal vantilatörlerde kanat eğimi geriye doğru artırılınca vantilatör verimi arttığı görülmektedir. Fakat vantilatörün hava debisi ve buna bağlı olarak hızı azalmaktadır. Şekil 4.15. Bunun yanında vantilatörün kenarlarında orta kısımlarına göre hava hızlarının fazla olması Şekil 4.1 materyalin elek üzerinde kenarlara birikimini önlemektedir. Tablo 5.5.de üç ayrı kanat eğim konumunda yapılan matematik modellerde görülmüştür ki kanat eğim konumu temizleme derecesini negatif yönde etkilemektedir. Korelasyon katsayısı çok zayıf olan model 5.de optimum kanat konum açısı $1^{\circ},17$ çıkmıştır. Bundan dolayı kanat eğim konumlarının hava hızına negatif etkisi, tane temizleme derecesini de beklenen yönde etkilememiştir.

Bunların dışında elek alanlarının temizleme derecesine etkisi Şekil 4.9-4.10.ve 4.11.de gösterilmiştir.

5.2.4.2. 2.tip makinada (aspiratörlü), tane temizleme derecesinin yükseltilmesi:

Bu harman makinasında da, birincisinde belirtilen parametreler üzerinde durulmuştur. Yalnız bu makinada elek alanı sabit tutulmuştur. Buna göre tane temizleme derecesine elek besleme hızı, elek salınım stroku, aspiratör dönme devri ve aspiratör kanat konumu etki etmektedir.

a) Elek besleme hızı:

Burada da makinada üç ayrı başaklı sap besleme hızında deneme yapılmıştır. Bu değerlerin temizleme derecesine etkisi Şekil 4 21.de gösterilmiştir. Bu sayısal değerlerin bilgisayarda değerlendirilmesinde Tablo 5.6.da Model 1.den şu sonuç çıkartılmıştır. Besleme hızı, temizleme derecesini pozitif yönde etkilemektedir. Buna göre 1700, 2000 ve 2300 kg/h besleme hızında temizleme dereceleri % 97,74, % 98,12, % 98,76 olarak bulunmuştur. Fakat bu eleme tava-sının düzenli bir şekilde beslenmesiyle mümkündür. Aksi halde sap besleme hızının kararsız oluşu temizleme derecesini negatif yönde etkilemektedir.

b) Elek salınım stroku:

Eleme tava-sı salınım stroklarını değiştirerek üç ayrı genlikteki ölçmelerin temizleme derecesine etkisi Şekil 4.21de gösterilmiştir. Birinci makina-da olduğu gibi bu makinada da elek salınım stroku, temizleme derecesine tesir eden en önemli faktör olmuştur. Tablo 5.6.da Matematik model 1, 2 ve 5 ile Tablo 5.7.de Matematik model 1, 2, 3 ve 4 de eleme tava-sı salınım stroku, temizleme derecesini pozitif yönde etkilemiştir. Korelasyon katsayısı en yüksek olan matematik model 2 ve 4 de, kısmî türev alınarak optimum elek salınım stroku $x_1 = 26,3$ mm olarak bulunmuştur. Denemelerde ise 15, 20, 30 mm lık salınım strokları ele alınmıştır. Bunlardan en yüksek temizleme derecesine 20 mm salınım storukunda çıkmıştır. Bu değerle ölçmelerin doğruluğunu göstermektedir. Model 2 de 15, 20 ve 30 mm salınım stokunda elde edilen temizleme dereceleri ise sırasıyla % 97,69 , % 98,34 ve % 98,56 olmuştur.

Bu makinada elek salınımları yalnız eksantrik tarafından temin edilmiştir. Mevcut makinalardan farklı olarak eksantrik eleme tava-sının yanına monte edilmiştir. Eğimi ayarlanabilen iki kademeli eleme tava-sının salınım stroku az olunca, eğim iskikâmetinde aspiratöre doğru titreştirilerek ilerleyen materyal kademelerden düşerken elekten fazla ayrılamaz. Dolayısıyla aspiratör tarafından da iyi analiz yapılamıyarak tane temizleme derecesi azalmaktadır. Onun için optimum salınım stroku saptanmıştır.

c) Aspiratör dönme devri:

Denemelerde makinanın batör dönme devrine bağlı olarak üç ayrı aspiratör dönme devrinde hava hızları çeşitli noktalarda ölçülerek grafiklerle gösterilmiştir. Şekil 4.18. Bu değerler bilgisayarda programlanarak Tablo 5.6. Matematik model 1 de aspiratör devir sayısının temizleme derecesini pozitif yönde etkilediği görülmüştür. Ancak temizleme derecesi ile aspiratör devir

sayısı arasında kuvvetli bir ilişki yoktur. Aspiratörün 617, 655 ve 694 d/d lık dönme devrinde temizleme dereceleri bu modelde sırası ile % 97,64, % 98, % 98,76 olarak saptanmıştır.

d) Aspiratör kanat konumu:

Aspiratör kanatları da geriye doğru eğimleri ayarlanabilir şekilde dizayn edilmiştir. Ancak bu eğimlerin verdiği faydaları; giriş kapakları ayarı salyangoz ayar kapakçığı ve aspiratör devir sayısı da vermektedir. Kanat eğim konumlarında elde edilen sayısal değerler Şekil 4.18.de gösterilmiştir. Tablo 5.7. Matematik model 3-4 ve 5.de görüldüğü gibi, kanat eğim konumu tane temizleme derecesini negatif yönde etkilemiştir. Onun için her iki makinada da kanat eğim konumlarında yapılan değişiklikler aktif bir roloynamamıştır. Bütün bu faktörlerin temizleme derecesine etkisi ise değişkenler ikişer ikişer sabit tutularak şekil 4.22.de gösterilmiştir.

5.2.5.Bitki cinsinin harman makinası fonksiyonlarına etkisi:

Buraya kadar bitki cinsi olarak bir çeşit buğday kullanılmış ve sonuçlar belirtilmiştir. Deneme sırasında bir cins de arpa kullanılmıştır. Bölüm 4. Elde edilen sonuçlar her iki tip makinada da aynı özellikte bulunmuştur. Buna göre:

a) Geliştirilen birinci tip makinada optimum çalışma devrinde ve verim en yüksek durumda batör dönme devri 830 d/d, besleme hızı 3000 kg/h olarak saptanmıştır. Bu değerlerin % 2 alt ve üst sınırlarında çalışılarak yapılan güç tespitleri Şekil 4.3.de belirtilmiştir. Bu durumda arpa harmanında, buğdaya göre makinanın batör devrinde % 2 düşüş, besleme hızında ise % 16 artış olmuştur. Bu değerlerde harman makinası randımanında % 3, temizleme ünitesi randımanında % 1 artış görülmüştür.

İkinci tip makinada ise arpa harmanında optimum çalışma devri 830 d/d, besleme hızı 2500 kg/h olarak belirlenmiştir. Şekil 4.4. Bu esnada buğday harmanına göre harman makinasındaki randıman aynı, temizleme ünitesindeki randıman düşüşü ise % 15 olarak saptanmıştır.

Her iki makinada da buğday harmanına nispeten kırık tane oranında ise % 04 kadar artış görülmüştür. Ek I. Tablo 4.ve 6.

b) Arpa harmanı elek salınım strokları, buğday için uygulanan aynı değerler kabul edilmiştir. Burada da elek salınım strokunun samandaki tane mikta

pozitif yönde etki ettiği söylenebilir. Birinci makinada 30 mm salınım genliğinde elek alanlarının optimum değerinde samandaki tane miktarında % 2 artış görülmüştür. Ek I Tablo 6.

İkinci makinada ise 10 mm elek salınım genliğinde samandaki tane miktarında % 28 düşüş görülmüştür. Ek I. Tablo 8.

c) Bu makinalarda arpa tane temizleme derecesine etki eden bölüm 5.24. deki faktörler burada da geçerlidir. Birinci makinada elek cinsleri değiştirilerek bölüm 3.4.1. temizleme derecesini yükseltmek mümkündür. İkinci makinada bu imkân yoktur. Yapılan ölçmelerde birinci makinada optimum 570 d/d vantilatör devrinde, 3000 kg/h besleme hızında ve 30 mm elek salınım genliğinde tane temizleme derecesinde % 016 düşüş görülmüştür. Şekil 4.19. İkinci makinada ise optimum 640 d/d aspiratör devrinde, 2500 kg/h besleme hızında, 10 mm elek salınım genliğinde temizleme derecesinde % 35 düşüş saptanmıştır. Şekil 4.21.

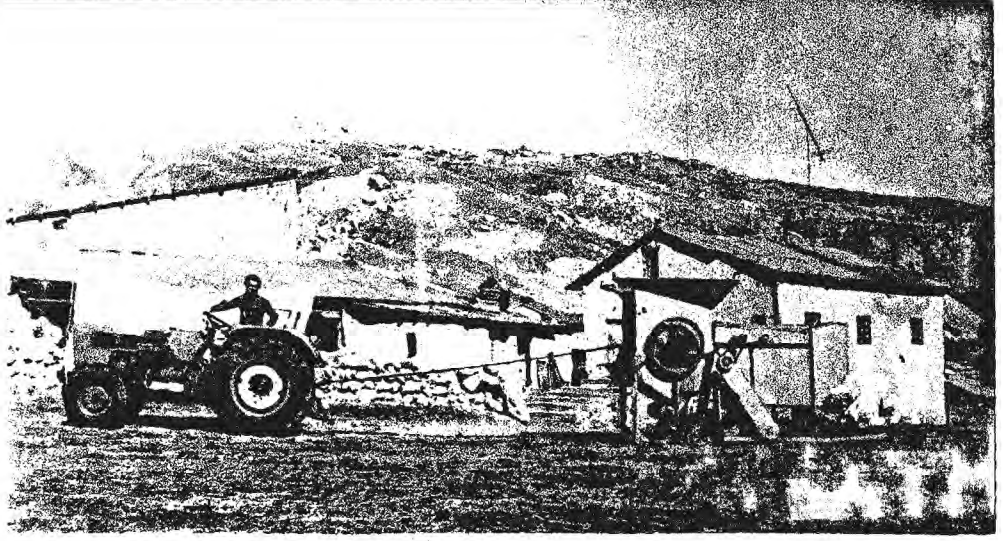
5.2.6. Diğer harmanlama özellikleri:

a) Toplam tane miktarının saptanmasında, belli besleme hızında, birim miktar başaklı sap harmanlanmıştır. Tane ve saman miktarları ölçülerek belirlenmiştir. Bölüm 4.1.c. de belirlenen tane saman oranına % 01 hata ile eşit çıkmıştır. Saman analize tabi tutularak, samanda tane olmadığı görülmüştür. Buradan materyal tanelerenin oldukça değişik özellikler taşıdığı sonucuna varılmıştır.

b) Harmanlanmamış tane miktarını azaltmak için çalışma şartları gayet iye seçilmiştir. Bunun yanında besleme haznesinin hacmi genişletilerek, harmanlanmadan samana veya taneye kaçan başaklı saplar için önlem alınmıştır. İş esnasında kalifiye eleman çalıştırılmıştır. Sonuç olarak harmanlanmamış tane miktarı ihmal edilecek seviyede çıkmıştır.

5.3. Öneriler:

Bu çalışmada açıklık kazanması gereken konuların olduğu gerçektir. Hububat üzerine imâl edilen harman makinalarının ülke şartlarına uygun ekonomik yapıya kavuşturulması için çalışmalar devam etmektedir. Yapılan araştırmalara faydalı olmak amacıyla aşağıdaki önerilerde bulunulmuştur.



Resim 5.1. Harman makinasının güç kaynağına bağlanması.

1. Bu tip makinalar stasyoner harman makinaları olup, halen güç kaynağı olarak traktör kullanılmaktadır. Resim 5.1. Makinaların çalıştırılması için optimum 10,5 kw, maksimum 13,5 kw.lık güce ihtiyaç vardır. % 85 elektrik olan köylerimizde, 15 kw.lık bir elektririk motoru güç kaynağı için yeterli olacaktır. Böylece maliyet, yakıt, işçilik, yedek parça vs. yönünden büyük tasarruf sağlanacaktır. Her alanda kullanılma serbestisi olan traktöre verimli çalışma esnekliği kazandırılacaktır.

2. Bu çalışmada araştırmalar temizleme ünitesi üzerinde yoğunlaştırılmıştır. Makinanın harmanlama ünitesinde batör parmak uçlarının eğiminden başka bir değişiklik yapılmamıştır. Temizleme ünitesi hazır batöze monte edilmiştir. 1980 istatistiklere göre ülkede 47 bin batöz vardır. Temizleme üniteli harman makinalarının imâliyle, bu kapasitenin % 80 ni kullanılmaz durumdadır. Batözlerin çalışma ömrü 53 bin saat, 2208 gün olup, 52 sene kullanılabilir yapıya sahiptir. Bundan dolayı temizleme ünitesinin bu makinalara montesiyle yarı yarıya inen maliyet ülke ekonomisi için ihmal edilemez.

3. İzmir'de tarım konulu bir toplantıda biçerdöğerle hasatta 1 milyon 150 bin ton ürün kaybı olduğu açıklanmıştır. Bunun 86250 tonu tane olup toplam ürünün % 7,5 nu teşkil etmiştir. Bu kadar kayıp yalnız operatör faktörüne atfedilemez. Samanın öneminin de fazla olduğu ülkemizde klasik harman makinalarının bu kaybı karşısında, yerli harman makinalarının önemi artmaktadır.

İşsizliğin yüksek seviyede olduğu bir zamanda, tarım sahasında düzenli bir organize ile, bu makinalar için dışa akan döviz kaybı önlenabilir.

4. Ülkemizde yaygınlaşan aspiratörlü tip harman makinalarında, aspirasyon esnasında, özellikle tane ağırlıkları aynı olmayan materyâlin analizinde, samana karışan tane kayıplarının azaltılması gerekmektedir. Ayrıca bu makinalarda aerodinamik etkiden dolayı meydana gelen saman kayıpları küçümsenemez. Bu kayıpları önlemek için aspiratör çıkış ağzına uygulanacak filitreler, bir araştırma konusu olabilir.

5. Harman makinalarında randımanın yükseltilmesi teknolojinin hedeflerinden biridir. Bilimsel olarak makina ünitelerinin elemanları konstrüksiyonel ve mekanizasyon yönünden araştırılarak fonksiyonlarının belirlenmesine devam edilmektedir. Örneğin; bu elemanlardan batör miline bağlanan volan, makinanın işe başlaması sırasında bir miktar güç yutmaktadır. Ancak çalışma rejimindeyken güç ihtiyacının ani artışlarında, batörün devrinin düşmesine engel olmaktadır. Volan bu fonksiyonunu yerine getirmesinde randımana ne yönde etki ettiği araştırılabilir.

Ö Z E T

Bu çalışma ile, ülkemizde imâl edilen, yerli sapdöğەر ve savurmalı s döğەر harman makinalarının önemli olanları üzerinde etüd ve değęerlendirmele yapılmıştır. Özellikle hayvancılık ve tarla ziraatının bugünkü karakterinde dolayı yaygın olarak imâl edilen bu makinalar günden güne önem kazanmakta v son günlerde de Ortadoğų ölkelerine ihracaatları söz konusu olmaktadır.

Halâ hazır çeşitli tip harman makinaları, "Aspiratörlü harman makinası" diye adlandırılan bir harman makinası tipine doğru standartlaşmaya yöneldiğ: göze çarpmaktadır. Ancak bu makinalar hayvan yemi olarak kullanılan samanın, kavuz gibi faydalanılacak kısımlarının, bilhassa harmanlama yerinin uygun ol madığı hallerde, elden çıkmasına sebep olmakla birlikte, hemen hepsinde tane kaybına belirli bir yüzdeye kadar da rastlanmaktadır.

İstatistikler 1980 yılına kadar Türkiye'de imâl edilen sapdöğەرlerin adedini 49 000 adet olarak vermektedir. Bu kadar makinanın, savurmalı harman makinalarının imâlatıyla % 80 nispetinde âtıl bir duruma geçtiğı araştırma- lardan ortaya çıkmaktadır. Sapdöğەر makinalarına, temizleme ünitesinin monte edilmesiyle, savurmalı sapdöğەر harman makinalarının maliyeti yarıya inerken ölkü ekonomisi için yabana atılmayacak bir kazanç sağlaması söz konusu olabi lir.

Araştırmalar neticesi, güç ihtiyacı da azaltılmak suretiyle yüksek ka- pasitede çalışabilen, ekonömik ve değışik konstrüksiyonda bir makina gelişt- rilmiştir. Harmanlama ünitesi için seçilen uygun parmak tipi yardımı ile dö- ven samanına yakın özelliklere sahip saman elde edilmiş, diğەر taraftan kırıl tane oranı önemli derecede düşürölmüştür. Temizleme ünitesinde ise, temizleme derecesine tesir eden fonksiyonlar gözönüne alınarak, çeşitli alternatifler denenmiştir.

Yeni tip makinada, her türlü besleme şeklinde, temizleme ünitesine aka malzeme debisinin sabit ve yüzeye homojen dağılışı, harmanlama ünitesi ile te- mizleme ünitesi arasına yerleştirilen bir malama taşıyıcı band sayesinde ger- çekleştirilmiştir. Böylece samandaki besleme hızına bağılı tane kayıpları, or- tadan kaldırılmıştır. Bu makinada başaklı sap nemlilik toleransı diğەر maki- nalara oranla daha yüksek tutulabilmektedir.

Geliştirilen makinada eleme kafesinin elek grubu boyutları çeşitli ala- larda denenmiş ve kullanılabılır optimum bir alan saptanmıştır. Bunun yanında

eleme kafesine enine salınım verilip, eleme oranı en büyük olan kare delikli tel elek kullanılmıştır.

Eleme kafesi salınım strokunu değiştirebilmek için bir eksantrik geliştirilmiş ve üç ayrı genlikte salınım mekanizmasına ve eleme kafesine iki ayrı öteleme hareketi yaptırılacağı altı ayrı salınım strokunda temizleme dereceleri tespit edilmiştir. Harmanlama verimi en yüksek salınım stroku belirlenmiştir.

Geliştirilen makinanın vantilatör kanat eğim pozisyonları, dönme istikâmetinin ters yönünde üç ayrı pozisyonda değiştirilerek, üç ayrı giriş ağzı açıklığında, temizleme derecesine etkileri ve bu konumlarda pitot tüpü ile vantilatör çıkış ağzında, makinanın saman çıkış ağzında, çeşitli noktalarda hava hızları tespit edilmiştir. Temizleme derecesini en yüksek yapan, hava giriş ağzı ve kanat eğimi pozisyonları denemelerde belirlenmiştir.

Bu makinada, tane çuvallama mekanizması projelendirilerek tane oluğundaki kayıplar, tozluk haznesi yapılarak elek altındaki tane kapıları ve kesmik oluğunu düzenli şekilde kanaliz ederek kesmik tekrar temizleme ünitesinde işlenebilir bir şekilde plânlanmıştır. Böylece saman dışındaki harmanlama kayıpları asgariye indirilmiştir. İhtiyaç halinde ise temizleme ünitesinde tane tekrar temizlemeye tâbi tutulabilmektedir.

Geliştirilen harman makinasında, harmanlama ünitesi besleme ağzı, mala taşıyıcı band sayesinde istenilen seviyeye düşürülebilir. Bu sayede ağırlıkların merkezinin yere yaklaşmasıyla titreşimler azalmaktadır. Ancak bunun da bir sınırı geçmemesi gerekmekte olduğu kanaatine varılmıştır.

Ayrıca ülkemizde yaygın olan aspiratörlü harman makinası ele alınarak, mevcut makinalardan farklı olarak, eleme tavasına bir eksantrikle yan tarafından salınım yaptırılıp, üç ayrı genlikte temizleme dereceleri belirlenmiştir. Aspiratör kanat eğim pozisyonları ise geriye doğru değiştirilerek üç ayrı açıda temizleme dereceleri, harmanlama kayıpları tespit edilerek bu esnadaki hava hızları pitot tüpü ile ölçülmüştür.

Her iki makina da traktörle tahrik edilmişti. Bir prony güç ölçme cihazıyla harmanlama ünitesinin iş yapma esnasında, temizleme ünitesinin boşta ve iş yapma esnasında ayrı ayrı harcadığı güç miktarları mekanik olarak belirlenmiştir. Prony cihazı yeniden yapılmıştır. Geliştirilen makinada harcanan güç, aspiratörlü harman makinası ve mevcut makinalara göre daha az seviyede bulunmuştur.

Her iki makinada da, harmanlamada, özellikleri tespit edilmiş bir c. buğday ve arpa kullanılmıştır. Bu materyallerin işlenmesinde, üç ayrı besleme hızında (kapasite), buna tekabül eden üç ayrı devir sayısı, devir ölçerle ölçülmüştür.

Ölçmelerde elde edilen sayısal değerlerden, temizleme derecesine etk eden faktörler grafiklerle belirlenmiştir. Bu sayılardan buğday değerlerine ait matematiksel modeller kurularak, bilgisayarda BASİC dilinde en küçük kareler metodu ile regrasyon analizleri yapılmıştır ve çıkan sonuçların yorumu yapılmıştır.

ZUSAMMENFASSUNG

Mit dieser Arbeit wurden die Drescher und Schleuderdreschmaschinen, die in unserem Lande Türkei produziert werden, untersucht und ihre Ergebnisse bewertet. Wegen des heutigen Zustandes der Tierzüchtung und Landwirtschaft im Lande spielen diese Maschinen, deren Produktion schon weit verbreitet ist, heute wichtigere Rolle als vorher und kommt auch ihren Export nach Naheosten heute schon in Frage.

Man merkt, dass es die Neigung gibt, die gegenwaertigen Typen von Dreschmaschinen in Richtung einer Dreschmaschine, die "Die Aspirationsdreschmaschine" genant wird, zu standardisieren. Aber alle diese Maschinen führen dazu, dass bei ungünstigen Dreschplaetzen die nützlichen Teile des Strohs verlorenght, wobei auch fast bei allen Typen von diesen Maschinen einen bestimmten Prozent von Kornverlust zu beobachten ist.

Nach statistischen Kenntnissen erreichte die Produktion der Dreschmaschinen in der Türkei bis Ende 1980 auf einen Wert von 49 000. Dabei wurde es festgestellt, dass 80 % dieser Maschinen wegen der Produktion der Schleuderdreschmaschinen unnützlich gezaehlt wurde. Durch Montieren einer Reinigungsanlage sinkt das Kosten der Schleuderdreschmaschinen etwa um die Haelfte woraus sich die Wirtschaft des Landes einen bestimmten, nicht vernachlaessigbaren Nutzen zieht.

Als Folge der Untersuchungen hat man eine Maschine mit unterschiedlicher Konstruktion und erniedrigtem Energieverbrauch etwickelt, die eine höhere Kapazitaet erweist und folglich noch wirtschaftlicher ist. Durch eine günstige Auswahl von Schlagkreuztrommeltyp hat man den Stroh mit hochgünstigen Eigenschaften erhalten und andererseits wurde die Pozeutzahl der beschae-digten körner richtig erniedrigt. Ausserdem hat man in der Reinunganlage die Faktoren im Auge behalten, die den Reinigungsgrad beeinflussen, und dabei wurde unterschiedliche Alternativen untersucht.

Mit dieser Maschine wurde die homogene Verteilung und die konstante Fliesgeschwindigkeit bei allen Zuführungsarten durch Anrichtung eines Traegerbandes zwischen Dresch-und Reinigungsanlage verwirklicht. Dadurch wurde auch die an Zuführungsgeschwindigkeit gebundene Kornverluste beseitigt. Bei dieser Maschine darf auch die Feuchtigkeitstolerenz des Zuführmaterials höher gehalten werden als bei den Anderen.

Für diese entwickelte Maschine hat man auch unterschiedliche Siebflächen untersucht und eine optimale Fläche festgestellt. Nebenbei zwingt man den Siebkaefig zur Schwankung in Querrichtung und verwendete ein Sieb mit Quadratlöcher, die das maximale Siebverhaeltnis ergaben.

Um den Schwankungshub variieren zu können, entwickelte man einen Exzenter. Damit wurden bei sechs unterschiedlichen Schwankungshüben die verschiedenen Reinigungsgrade infolge von drei unterschiedlichen Amplituden festgestellt wobei die Schwankungsmechanismus und der Siebkaefig zur zwei Translationsbewegung gezwungen wurde. Man hat auch den Schwankungshub festgestellt, die den höchsten Wirkungsgrad beim Dreschen ergab.

Die Flügelneigungen der neuentwickelten Maschine wurden in der umgekehrten Drehrichtung und naehmlich in drei Zustaenden festgelegt. Dabei wurde bei drei verschiedenen Eintrittswerten die Reinigungsgrade bestimmt und an verschiedenen Stellen im Austrittsrohr des Ventilators und am Austrittspunkt der Maschine für Stroh die Luftgeschwindigkeit mit Hilfe von Pitot-Rohr gemessen. Bei den obengenannten Versuchen hat man die Weite für Lufteintrittskanäle und die Flügelneigung festgelegt, die den Reinigungsgrad auf den höchsten Wert bringen.

Bei dieser Maschine hat man eine Kornpackungsmechanismus entworfen, womit es ermöglicht wurde, die Verluste im Kornrohr und die Kornverluste im unteren Teile des Siebs zu erniedrigen. Auf dieser Weise kamen die Dreschverluste ausser Stroh auf ein Minima. Auf Wunsch, oder wenn es nötig ist, können die Körner in der Reinigungsanlage wieder gereinigt werden.

Man kann den Zuführungseintritt durch das Traegerband auf die gewünschte Höhe bringen. Da sich der Schwerpunkt zum Boden naehert, werden die störenden Schwingungen weniger. Man hat aber dabei festgestellt, dass der Schwerpunkt der Maschine eine bestimmte Höhe vom Boden nicht unterschreiten soll.

Ausserdem hat man die Siebtafel der Dreschmaschine mit Aspiratör, die in unserem Lande weit verbreitet ist, zur seitlichen Schwankung gezwungen und bei drei verschiedenen Amplituden die Reinigungsgrade festgestellt. Die Neigungen der Flügel des Aspirators werden nach rückwaerts geaendert, bei drei verschiedenen Winkelwerten die Reinigungsgrade und Dreschverluste festgestellt und die Luftgeschwindigkeiten mit Hilfe eines Pitot-Rohres gemessen.

Die beiden Maschinen wurden durch einen Traktor angetrieben. Mit Hilfe eines Prony-Leistungsmessers hat man den Leistungsbedarf der Dreschanlage während der Arbeit, der Reinigungsanlage im Leerlauf und auch während der Arbeit mechanisch gemessen. Der Leistungsbedarf der neuentwickelten Maschine ist viel kleiner als bei der Maschine mit Aspirator und als bei den Anderen.

Beim Dreschen auch bei beiden Maschinen wurde eine Weizen- und Gerstensorte verwendet, deren Eigenschaften schon man kannte. Beim Dreschen wurden drei unterschiedlichen Drehzahlen für die drei unterschiedlichen Zuführungsgeschwindigkeiten mit Hilfe eines Drehzahlmessers gemessen.

Aus den bei Messungen erhaltenen Zahlenwerten hat man die Einflussfaktore für Reinigungsgrad grafisch festgestellt aus diesen Zahlen wurde für die Werte von Weizen mathematische Modelle entworfen, mit Hilfe von der Rechenmaschine, Basic-Sprache und vom Verfahren der kleinsten Quadrate die Regrationsanalyse durchgeführt und die Ergebnisse interpretiert.

Ek I. Tablo 1. Geliştirelen harman makinasında güç ve randıman değerleri.

BİTKİ CİNSİ	BAŞTÖR DEVİR SAYISI (d/d)	I NP_{H_0} (BG)	II $NP(HT)_0$ (BG)	III NT_0 (BG)	BESLEME HIZI (kg/h)	IV NP_{H_i} (BG)	V $NP(HT)_i$ (BG)	VI NT_i (BG)	VII r_M (%)	VIII r_T (%)
B U Ğ D A Y	800	17,86	17,83	0,35	2000	8,00	5,35	2,65	0,63	0,86
					2500	7,72	4,82	2,90	0,66	0,87
					3000	7,40	4,13	3,10	0,71	0,88
	855	21,37	20,97	0,40	2000	10,78	7,83	2,95	0,57	0,86
					2500	9,72	6,67	3,05	0,63	0,86
					3000	8,72	5,52	3,20	0,69	0,87
	900	26,15	25,65	0,50	2000	12,85	9,75	3,10	0,56	0,83
					2500	11,81	8,61	3,20	0,61	0,84
					3000	10,80	7,50	3,30	0,66	0,84
A R P A	810	18,63	18,28	0,35	2500	8,90	6,30	2,60	0,65	0,86
					3000	7,80	5,00	2,80	0,72	0,87
					3500	7,65	4,70	2,95	0,74	0,88
	830	19,75	19,38	0,37	2500	9,10	6,20	2,90	0,68	0,87
					3000	8,60	5,60	3,00	0,71	0,87
					3500	8,35	5,20	3,15	0,73	0,88
	850	20,90	20,51	0,39	2500	9,95	6,90	3,05	0,66	0,87
					3000	9,45	6,35	3,10	0,69	0,87
					3500	8,95	5,75	3,20	0,71	0,87

- I - Harmanlama ünitesinin boşta ölçülen müstakil proyn gücü.
 II - Harman makinasının (komple), boşta ölçülen proyn gücü.
 III - Temizleme ünitesinin boşta harcadığı efektif güç ($III = I - II$)
 IV - Harmanlama ünitesinin iş esnasında ölçülen müstakil proyn gücü.
 V - Harman makinasının (komple) iş esnasında ölçülen proyn gücü.
 VI - Temizleme ünitesinin iş esnasında harcadığı efektif güç ($VI = IV - V$)
 VII - Harman makinasının randımanı.
 VIII - Harman makinası temizleme ünitesinin randımanı.

Ek I. Tablo 2. Aspiratörlü harman makinasında güç ve randıman değerleri.

BİTKİ CİNSİ	BATÖR DEVİR SAYISI(d/d)	I NP_{H_0} (BG)	II $NP_{(HT)_0}$ (BG)	III NT_0 (BG)	BESLEME HIZI (kg/h)	IV NP_{H_i} (BG)	V $NP_{(HT)_i}$ (BG)	VI NT_i (BG)	VII r_M (%)	VIII r_T (%)
B U Ğ D A Y	800	18,10	16,10	2,00	1700	7,90	4,15	3,75	0,74	0,46
					2000	7,55	3,65	3,90	0,77	0,48
					2300	7,25	3,20	4,05	0,80	0,50
	850	21,00	18,80	2,20	1700	10,55	6,15	4,40	0,67	0,50
					2000	9,65	5,05	4,60	0,73	0,52
					2300	8,90	4,00	4,90	0,78	0,55
	900	26,30	23,80	2,50	1700	12,85	7,75	5,10	0,67	0,50
					2000	11,70	6,45	5,25	0,72	0,52
					2300	10,05	5,50	5,55	0,76	0,54
A R P A	800	18,40	16,40	2,00	2000	7,50	4,00	3,50	0,75	0,42
					2500	7,15	3,50	3,65	0,78	0,45
					3000	6,80	3,05	3,75	0,81	0,46
	830	20,00	17,90	2,10	2000	8,75	5,01	3,65	0,66	0,42
					2500	8,60	4,80	3,80	0,73	0,44
					3000	7,85	3,90	3,90	0,78	0,46
	850	21,20	19,00	2,20	2000	10,35	5,50	3,85	0,65	0,42
					2500	9,25	5,25	4,00	0,72	0,45
					3000	8,60	4,40	4,20	0,76	0,47

- I - Harmanlama ünitesinin boşta ölçülen müstakil proyn gücü.
 II - Harman makinasının (komple), boşta ölçülen proyn gücü.
 III - Temizleme ünitesinin boşta harcadığı efektif güç.
 IV - Harmanlama ünitesinin iş esnasında ölçülen müstakil proyn gücü.
 V - Harman makinasının (komple), iş esnasında ölçülen proyn gücü.
 VI - Temizleme ünitesinin iş esnasında harcadığı efektif güç.
 VII - Aspiratörlü harman makinasının randımanı.
 VIII - Aspiratörlü harman makinası temizleme ünitesinin randımanı.

Ek I. Tablo 3. Geliştirilen makinada buğday için değişik devir sayısı ve besleme hızında ölçülen değerler.

Genlik = 25 mm ve Salınım = 50 mm						
Vantilatör devir sayısı. (d/d)	Eleme eleği cinsi Şekil 10	Elek ölçüleri. (mm)	Besleme hızı. (kg/h)	Samandaki tane oranı (%)	Temizleme derecesi. (%)	Kırık tane oranı (%)
546	a = b = c	700 × 1020	2000	2,01	97,1	—
			2500	2,3	95,9	—
			3000	2,5	96,7	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	1,5	95,5	0,07
			2500	1,75	94,6	0,06
			3000	1,90	94,2	0,05
	a = b = c	1100 × 1020	2000	0,9	95,00	—
			2500	1,2	93,45	—
			3000	1,55	92,08	—
585	a = b = c	700 × 1020	2000	1,00	97,05	—
			2500	1,10	97,00	—
			3000	1,50	96,90	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	0,30	97,50	0,05
			2500	0,50	98,00	0,04
			3000	0,70	97,95	0,03
	a = b = c	1100 × 1020	2000	0,10	96,80	—
			2500	0,20	97,10	—
			3000	0,30	96,60	—
616	a = b = c	700 × 1020	2000	1,82	97,40	—
			2500	2,35	97,30	—
			3000	2,95	97,45	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	0,95	97,25	0,05
			2500	1,58	97,09	0,04
			3000	1,65	97,15	0,05
	a = b = c	1100 × 1020	2000	0,4	96,70	—
			2500	0,67	97,20	—
			3000	0,78	96,30	—

Ek I. Tablo 4. Gelistirilen makinada buğday için değişik devir sayısı ve beleme hızında ölçülen değerler.

Genlik = 30 mm ve Salınım = 60 mm.						
Vantilatör devir sayısı (d/d)	Eleme Eleği Cinsi	Elek Ölçüleri (mm ²)	Besleme hızı. (kg/h)	Samandaki tane miktarı. (%)	Temizleme derecesi. (%)	Kırık tan oranı (%)
546	a = b = c	700 × 1020	2000	1,50	98,60	—
			2500	1,75	98,40	—
			3000	1,80	98,00	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	0,04	96,60	0,07
			2500	0,06	95,80	0,06
			3000	0,10	96,30	0,05
	a = b = c	1100 × 1020	2000	0,18	94,00	—
			2500	0,20	93,40	—
			3000	0,30	93,30	—
585	a = b = c	700 × 1020	2000	0,70	98,40	—
			2500	0,98	98,44	—
			3000	1,10	98,30	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	—	98,80	0,05
			2500	—	99,02	0,04
			3000	—	98,85	0,03
	a = b = c	1100 × 1020	2000	—	98,60	—
			2500	—	98,50	—
			3000	—	98,10	—
616	a = b = c	700 × 1020	2000	0,80	98,70	—
			2500	1,10	98,65	—
			3000	2,00	98,50	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	0,50	98,75	0,05
			2500	0,60	98,65	0,04
			3000	1,00	98,55	0,05
	a = b = c	1100 × 1020	2000	—	98,70	—
			2500	0,20	98,35	—
			3000	0,30	97,80	—

Ek I. Tablo 5. Geliştirilen makinede buğday için değişik devir sayısı ve besleme hızında ölçülen değerler.

Genlik = 40 mm ve Salınım = 80 mm						
Vantilatör devir sayısı (d/d)	Eleme Eleği Cinsi	Elek Ölçüleri. (mm)	Besleme hızı (kg/h)	Samandaki tane Oranı (%)	Temizleme derecesi. (%)	Kırık tane (%)
546	a = b = c	700 × 1020	2000	1,63	96,7	—
			2500	1,82	96,9	—
			3000	1,95	96,3	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	1,00	95,11	0,07
			2500	1,20	94,2	0,06
			3000	1,45	93,2	0,05
	a = b = c	1100 × 1020	2000	—	97,7	—
			2500	0,15	93,10	—
			3000	0,60	91,50	—
585	a = b = c	700 × 1020	2000	0,30	96,65	—
			2500	0,55	96,40	—
			3000	0,70	96,50	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	—	97,05	0,05
			2500	—	97,60	0,04
			3000	—	96,53	0,03
	a = b = c	1100 × 1020	2000	—	96,75	—
			2500	—	96,60	—
			3000	—	96,20	—
616	a = b = c	700 × 1020	2000	1,12	97,00	—
			2500	1,35	96,70	—
			3000	1,80	97,15	—
	a = b = c	900 × 1020	2000	0,60	96,80	0,05
			2500	0,85	96,65	0,04
			3000	1,00	96,25	0,03
	a = b = c	1100 × 1020	2000	—	96,35	—
			2500	0,30	96,70	—
			3000	0,48	96,00	—

Ek I. Tablo 6. Geliştirilen makinada arpa için değişik devir sayısı ve besleme hızında ölçülen değerler.

Vantilatör giriş ağzı yarı açık ve kanat eğim konumu 15°						
Elek Salınım Stroku (mm)	Vantilatör devir Sayısı (d/d)	Elek Ölçüleri Şekil 10. (mm) a = b = c	Besleme Hızı Kapasitesi (kg/h)	Samandaki tane Oranı (%)	Temizleme Derecesi (%)	Kırık tane Oranı (%)
25	550	900 × 1020	2500	0,09	95,85	—
			3000	0,15	95,10	—
			3500	0,20	94,75	—
	570	900 × 1020	2500	—	97,80	0,09
			3000	—	97,45	0,08
			3500	0,01	97,15	0,10
	580	900 × 1020	2500	0,60	97,85	—
			3000	0,75	97,65	—
			3500	0,80	97,25	—
30	550	900 × 1020	2500	0,06	96,20	—
			3000	0,08	95,60	—
			3500	0,15	95,00	—
	570	900 × 1020	2500	—	97,40	0,08
			3000	—	98,86	0,07
			3500	0,02	98,80	0,06
	580	900 × 1020	2500	0,70	98,70	—
			3000	0,90	98,54	—
			3500	1,20	98,44	—
40	550	900 × 1020	2500	0,60	96,15	—
			3000	0,75	96,00	—
			3500	0,90	95,80	—
	570	900 × 1020	2500	0,01	97,25	0,09
			3000	0,03	97,20	0,08
			3500	0,04	97,05	0,07
	580	900 × 1020	2500	0,80	98,50	—
			3000	0,95	98,35	—
			3500	1,30	98,10	—

Ek I. Tablo 7. Sabit vantilatör devri ve sabit giriş ağzında temizleme dereceleri.

vantilatör devir Sayısı (d/d)	Elek salınım stroku (mm)	Kanat Eğim Açısı (°)	Vantilatör giriş ağzı	Elek ölçüleri a = b = c (mm)	Sap yeme Kapasitesi (kg/h)	Temizleme derecesi. (%)
585	25	0°	Yarı açık	900 × 1020	2000	98,20
					2500	98,50
					3000	98,05
		15°	Yarı açık	900 × 1020	2000	97,50
					2500	98,00
					3000	97,95
		30°	Yarı açık	900 × 1020	2000	97,00
					2500	97,10
					3000	96,30
	30	0°	Yarı açık	900 × 1020	2000	98,75
					2500	98,80
					3000	98,25
		15°	Yarı açık	900 × 1020	2000	98,80
					2500	99,02
					3000	98,85
		30°	Yarı açık	900 × 1020	2000	98,65
					2500	98,70
					3000	98,50
	40	0°	Yarı açık	900 × 1020	2000	97,35
					2500	97,75
					3000	97,15
		15°	Yarı açık	900 × 1020	2000	97,05
					2500	97,60
					3000	96,53
		30°	Yarı açık	900 × 1020	2000	96,40
					2500	96,90
					3000	96,70

Ek I. Tablo 8. Aspiratörlü makinada değişik devir sayısı, salınım stroku v besleme hızında ölçülen değerler.

B U Ğ D A Y					A R P A			
Elek Salınım Stroku (mm)	Aspirat. devir sayısı (d/d)	Sap yeme Kapasite. (kg/h)	Samanda- ki tane oranı (%)	Temizle- me dere- cesi. (%)	Aspirat. devir sayısı (mm)	Sap yeme Kapasite. (kg/h)	Samanda- ki tane oranı. (%)	Temiz. me Derece (%)
15	617	1700	0,65	97,10	625	2000	0,15	97,15
		2000	0,80	97,70		2500	0,25	97,60
		2300	1,10	97,30		3000	0,35	97,50
	655	1700	0,90	97,65	640	2000	0,20	97,40
		2000	1,20	97,90		2500	0,40	97,95
		2300	1,35	97,75		3000	0,50	97,65
	694	1700	1,15	97,80	655	2000	0,30	97,60
		2000	1,40	98,10		2500	0,45	97,85
		2300	1,70	97,95		3000	0,60	97,75
20	617	1700	0,95	98,20	625	2000	0,85	97,65
		2000	1,25	98,35		2500	0,95	98,05
		2300	1,60	98,30		3000	1,10	97,95
	655	1700	1,50	98,65	640	2000	0,90	98,20
		2000	1,75	98,85		2500	1,25	98,50
		2300	1,90	98,40		3000	1,50	98,35
	694	1700	2,05	97,95	655	2000	1,15	97,80
		2000	2,30	98,30		2500	1,35	98,20
		2300	2,50	98,25		3000	1,65	98,00
30	617	1700	1,95	98,50	625	2000	1,50	98,05
		2000	1,65	98,65		2500	1,75	98,25
		2300	1,90	98,40		3000	1,90	98,15
	655	1700	1,80	98,70	640	2000	1,80	97,90
		2000	2,10	98,80		2500	1,95	98,15
		2300	2,50	98,60		3000	2,15	98,10
	694	1700	2,60	98,30	655	2000	2,00	98,20
		2000	2,75	98,55		2500	2,30	98,35
		2300	2,90	98,65		3000	2,50	98,25

Ek I. Tablo 9. Aspiratörlü makinada değişik devir sayısı, salınım stroku, kanat eğim konumu ve besleme hızında ölçülen değerler.

İşlenen materyal			B U Ğ D A Y			A R P A			
Aspira.dev.s.(d/d)			617	655	694	625		640	655
Eleme tavası stroku (mm)	Kanat eğim konumu (°)	Besleme Hızı (kg/h)	Temizleme derecesi (%)	Temizleme derecesi (%)	Temizleme derecesi (%)	Besleme hızı (kg/h)	Temizleme derecesi (%)	Temizleme derecesi (%)	Temizleme derecesi (%)
15	0	1700	98,00	98,25	98,40	2000	97,50	97,85	98,00
		2000	97,95	98,10	98,20	2500	97,35	97,65	97,85
		2300	97,70	97,80	98,05	3000	97,30	97,55	97,70
	25	1700	97,10	97,65	97,80	2000	97,15	97,40	97,60
		2000	97,70	97,90	98,10	2500	97,60	97,95	97,85
		2300	97,30	97,75	97,95	3000	97,50	97,65	97,75
	40	1700	97,00	97,40	97,60	2000	97,40	97,50	97,60
		2000	96,85	97,20	97,45	2500	97,25	97,35	97,50
		2300	96,70	97,10	97,30	3000	97,10	97,25	97,40
	0	1700	98,60	98,80	98,30	2000	98,05	98,45	98,30
		2000	98,50	98,75	98,15	2500	97,90	98,35	98,10
		2300	98,35	98,70	98,00	3000	97,75	98,30	97,95
20	25	1700	98,20	98,65	97,95	2000	97,65	98,20	97,80
		2000	98,35	98,85	98,35	2500	98,05	98,50	98,20
		2300	98,30	98,40	98,25	3000	97,95	98,35	98,00
	40	1700	98,10	98,25	98,05	2000	97,75	98,15	97,85
		2000	97,90	98,05	97,80	2500	97,60	98,05	97,80
		2300	97,75	97,95	97,65	3000	97,50	97,85	97,75
30	0	1700	98,80	98,75	98,55	2000	98,35	98,55	98,65
		2000	98,70	98,70	98,45	2500	98,25	98,40	98,50
		2300	98,60	98,65	98,40	3000	98,20	98,30	98,30
	25	1700	98,50	98,70	98,30	2000	98,05	97,90	98,20
		2000	98,65	98,65	98,55	2500	98,25	98,15	98,35
		2300	98,40	98,60	98,60	3000	98,15	98,10	98,25
	40	1700	98,20	98,45	98,50	2000	98,10	98,05	98,15
		2000	98,10	98,30	98,35	2500	97,90	98,00	98,05
		2300	98,00	98,20	98,25	3000	97,80	97,85	97,95

Ek I. Tablo 10. Değişik devir sayılarında vantilatör hava hızları.

Batör d. Vant.d. (d/d)	Hız ölçme noktal.	V a n t i l a t ö r k a n a t e ğ i m k o n u m u 0°											
		Vantilatör çıkış ağzında hava hızları.						Makina saman çıkış ağzında hava hızları					
		Giris ağzı açıkl.		Giris ağzı kapa.		Giris ağzı kapa.		Giris ağzı açıkl.		Giris ağzı kapa.		Giris ağzı kapa.	
		mm.SS	M/S	mm.SS	M/S	mm.SS	M/S	mm.SS	M/S	mm.SS	M/S	mm.SS	M/S
800 546	1	15	12,31	11	10,54	6	7,78	6	7,78	5	7,11	4	6,36
	2	13,5	11,68	13	11,46	7	8,41	5	7,11	3	5,5	5	7,11
	3	14	11,83	11	10,54	5	7,11	6	7,78	4	6,36	5	7,11
	4	6	7,78	10	10,05	4,5	6,74	4	6,36	3,5	3,94	4,5	6,74
	5	6	7,78	4	6,36	4	6,36	4	6,36	4	6,36	3	5,5
	6	4	6,36	4	6,36	3,5	5,94	3,5	5,94	3	5,5	3,5	3,94
	7	4	6,36	3	5,5	3	5,5	4	6,36	3,5	3,94	3	5,5
855 585	1	17	13,11	14	11,83	8	8,99	7,5	8,70	7	8,41	6	7,78
	2	15,5	12,51	15	12,31	8	8,99	7	8,41	6	7,78	7	8,41
	3	16	12,72	13	11,46	7	8,41	8	8,99	6	7,78	6,5	8,10
	4	15	12,31	12	11,01	6,5	8,10	6,5	8,10	5	7,11	6	7,78
	5	8	8,99	6	7,78	5	7,11	7	8,41	4,5	6,74	5	7,11
	6	6	7,78	6	7,78	4,5	6,74	6	7,78	8	8,99	4,5	6,74
	7	5,5	7,45	5	7,11	5	7,11	7	8,41	7	8,41	4	6,36
900 616	1	18	13,49	15	12,31	10	10,05	9	9,54	8	8,99	7	8,41
	2	17	13,11	16	12,72	11	10,54	8	8,99	7	8,41	6	7,78
	3	16	12,72	15	12,31	9	9,54	8,5	9,27	6,5	8,10	6,5	8,10
	4	15	12,31	14	11,83	8	8,99	8	8,99	6	7,78	7	8,41
	5	10	10,05	8	8,99	6	7,78	9	9,54	7	8,41	6	7,78
	6	8	9,99	7	8,41	7	8,41	8	8,99	6	7,78	5,5	7,45
	7	8,5	9,27	5	7,11	6	7,78	7	8,41	5,5	7,45	5	7,11

Ek I. Tablo 11. Değişik devir sayılarında vantilatör hava hızları.

V a n t i l a t ö r k a n a t e ğ i m k o n u m u 15°													
Batör d. Vant.d. (d/d)	Hava hızı ölç.no Şekil	Vantilatör çıkış ağzında hava hızları.				Makina saman çıkış ağzında hava hızları							
		Gir. ağz. açıklık		Gir. ağz. yarı aç.		Gir. ağz. kapalı		Giriş ağzı açıklık		Gir. ağz. yarı aç.		Gir. ağz. kapalı	
		mm.SS.	M/S	mm.SS.	M/S	mm.SS.	M/S	mm.SS.	M/S	mm.SS.	M/S	mm.SS.	M/S
$\frac{800}{546}$	1	13	11,46	9	9,54	4	6,36	4	6,36	3	5,5	2	2,49
	2	12	11,01	13	11,46	5	7,11	3	5,5	2	4,49	3	5,5
	3	12	11,01	9	9,54	3	5,5	4	6,36	2,5	5,02	3	5,5
	4	4	6,36	8	8,99	3	5,5	2	4,49	1,5	3,89	2	4,49
	5	4	6,36	2	4,49	1,5	3,89	2	4,49	2	4,49	1,5	3,89
	6	2	4,49	2	4,49	1,5	3,89	1,5	3,89	1	3,18	2	4,49
	7	2	4,49	1	3,18	1,5	3,18	2	4,49	1,5	3,89	1,5	3,89
$\frac{855}{585}$	1	15	12,31	11	10,54	6	7,78	6	7,78	5	7,11	4	6,36
	2	14	11,83	15	12,31	7	8,41	5	7,11	4	6,36	5	7,11
	3	14	11,83	11	10,54	5	7,11	6	7,78	4	6,36	5	7,11
	4	13	11,46	10	10,05	5	7,11	4,5	6,74	3	5,5	4	6,36
	5	6	7,78	4	6,36	3	5,5	6	7,78	3,5	5,94	3	5,5
	6	4	6,36	4	6,36	3	5,5	4	6,36	3	5,5	2,5	5,02
	7	4	6,36	2	4,49	2,5	5,02	5	7,11	2,5	5,02	2	4,49
$\frac{900}{616}$	1	17	13,11	13	11,46	8	8,99	7	8,41	6	7,88	5	7,11
	2	16	12,72	15	12,31	9	9,54	6	7,78	5	7,11	4	6,36
	3	15	12,31	13	11,46	7	8,41	7	8,41	5,5	7,45	4,5	6,74
	4	14	11,83	12	11,01	7	8,41	6	7,78	5	7,11	5	7,11
	5	8	8,99	6	7,78	4	6,36	8	8,89	4,5	6,74	4	6,36
	6	6	7,78	6	7,78	5	7,11	6	7,78	4	6,36	3,5	5,94
	7	6	7,78	4	6,36	4	6,36	5	7,11	3,5	5,94	3	5,5

Ek I. Tablo 12. Değişik devir sayılarında vantilatör hava hızları.

V a n t i l a t ö r k a n a t e ğ i m k o n u m u 30°														
Batör d. Vant.d. (d/d)	Hız ölçme noktal Şekil	Vantilatör çıkış ağzında hava hızları.						Makina saman çıkış ağzında hava hızları.						
		Giriş ağzı açık		Gir. ağ. yarı kap		Gir. ağ. kapalı		Giriş ağzı açık		Gir. ağ. yarı a.		Giriş ağzı kap.		
		mm.SS	M/S	mm.SS	M/S	mmSS	M/S	mmSS	M/S	mmSS	M/S	mmSS	M/S	
$\frac{800}{546}$	1	11	10,54	9	9,54	3	5,5	3	5,5	2	4,49	1,5	3,89	
	2	10	10,05	7	8,41	4	6,36	2	4,49	1	3,18	2	4,49	
	3	10	10,05	7	8,41	2	4,49	3	5,5	1,5	3,89	2	4,49	
	4	3	5,5	2	4,49	2,5	5,02	1	3,18	1	3,18	1,5	3,89	
	5	3	5,5	2	4,49	1,5	3,89	1,5	3,89	1	3,18	1	3,18	
	6	2	4,49	1,5	3,89	2	4,49	1	3,18	1,5	3,89	0,5	2,24	
	7	1	3,18	1	3,18	1	3,18	1	3,18	1	3,18	1	3,18	
$\frac{855}{585}$	1	12	11,01	9	9,54	5	7,11	4,5	6,74	4	6,36	3	5,5	
	2	11	10,54	10	10,05	4	6,36	4	6,36	3	5,5	4	6,36	
	3	11,5	10,78	10	10,05	5	7,11	5	7,11	3	5,5	3,5	5,94	
	4	10	10,05	8	8,99	4	6,36	3	5,5	2	4,49	3	5,5	
	5	5	7,11	3	5,5	2	4,49	4	6,36	2,5	5,02	2	4,49	
	6	3	5,5	1,5	3,89	2	4,49	3	5,5	2	4,49	1,5	3,89	
	7	3	5,5	2	4,49	1,5	3,89	3,5	5,94	1,5	3,89	1	3,18	
$\frac{900}{616}$	1	15	12,31	11,5	10,78	6,5	8,10	5	7,11	5	7,11	4	6,36	
	2	14	11,83	10	10,05	7	8,41	4	6,36	4	6,36	3	5,5	
	3	13	11,46	11	10,54	6	7,78	5,5	7,45	4	6,36	3,5	5,94	
	4	12	11,01	9,5	9,8	6	7,78	4,5	6,74	3,5	5,94	4	6,36	
	5	6	7,78	5	7,11	3	5,5	6	7,78	3	5,5	3	5,5	
	6	4	6,36	3,5	5,94	3	5,5	4,5	6,74	2,5	5,02	2,5	5,02	
	7	4	6,36	3	5,5	2	4,49	4	6,36	2	4,49	2	4,49	

Ek I. Tablo 13. Değişik devir sayıları ve kanat eğim konumunda aspiratör hava hızı değerleri.

Aspiratör dev. s. (d/d)	Hız ölç. nokt. Sekil	Aspiratör çıkış ağzında hava hız.						Aspiratör I. giriş ağzında						Aspiratör II. giriş ağzında					
		Kanat eğimi 0°			Kanat eğimi 25°			Kanat eğimi 0°			Kanat eğimi 25°			Kanat eğimi 0°			Kanat eğimi 25°		
		mmSS	m/s	mmSS	m/s	mmSS	m/s	mmSS	m/s	mmSS	m/s	mmSS	m/s	mmSS	m/s	mmSS	m/s	mmSS	m/s
617	1	26	16,21	20	14,22	16	12,72	13	11,46	10	10,05	8	8,99	13	11,46	10	10,05	8	8,99
	2	22	14,91	16	12,72	12	11,01	11	10,54	8	8,99	7	8,41	11	10,54	8	8,99	5	7,11
	3	24	15,57	18	13,49	14	11,09	10	10,05	9	9,54	6	7,76	14	11,89	9	9,54	8	8,99
	4	18	13,49	15	12,31	11	10,54	9	9,54	9	9,54	5	7,11	9	9,54	7	8,41	6	7,76
655	1	28	16,82	25	15,90	18	13,49	14	11,89	14	10,54	10	10,05	14	11,89	14	11,89	8	8,99
	2	25	15,90	20	14,22	14	11,89	13	11,46	10	10,05	8	8,99	12	11,01	10	10,05	6	7,76
	3	26	16,21	23	15,25	16	12,72	13	11,46	13	11,46	9	9,54	13	11,46	10	10,05	7	8,41
	4	20	14,22	17	13,11	12	11,01	12	11,01	9	9,54	7	8,41	8	8,99	8	8,99	5	7,11
694	1	30	17,41	27	16,52	19	13,86	16	12,72	13	11,46	11	10,54	14	11,89	4	11,89	8	8,99
	2	26	16,21	23	15,25	15	12,31	14	11,89	12	11,01	10	10,05	12	11,01	11	10,54	5	7,11
	3	28	16,82	25	15,90	18	13,49	13	11,46	12	11,01	10	10,05	15	12,31	13	11,46	8	8,99
	4	22	14,91	19	13,86	13	11,46	12	11,02	10	10,05	9	9,54	10	10,05	9	9,54	4	6,36

EK II.1 REGRASYON ANALİZİ

```

10 OPEN "pr:" AS FILE 1
20 REM regrasyon analizi
30 READ N,M,K
40 DIM K1(1,K)
50 DIM A(N,M),Z(1,42),A9(K,K),X9(1,K),B9(K,K)
60 FOR I=1 TO N
70   FOR J=1 TO M
80     READ A(I,J)
90   NEXT J
100 NEXT I
110 FOR I=1 TO 42
120   READ Z(1,I)
130 NEXT I
140 FOR I=1 TO N
150   X(I,1)=A(I,2)
160   X(I,2)=A(I,3)
170   Y(I,1)=A(I,1)
180   FOR J=1 TO K
190     P(1,J)=P(1,J)+X(I,J)/N
200   NEXT J
210   Y=Y+Y(I,1)/N
220 NEXT I
230 FOR I=1 TO N
240   FOR J=1 TO K
250     X(I,J)=X(I,J)-P(1,J)
260   NEXT J
270   Y(I,1)=Y(I,1)-Y
280 NEXT I
290 FOR I=1 TO K
300   FOR J=1 TO K
310     FOR L=1 TO N
320       A9(I,J)=A9(I,J)+X(L,J)*X(L,I)
330     NEXT L
340   NEXT J
350   FOR L=1 TO N
360     X9(1,I)=X9(1,I)+X(L,I)*Y(L,1)
370   NEXT L
380 NEXT I
390 FOR I=1 TO K
400   B9(I,I)=1
410 NEXT I
420 FOR J=1 TO K
430   T=A9(J,J)
440   FOR L=1 TO K
450     A9(J,L)=A9(J,L)/T
460     B9(J,L)=B9(J,L)/T
470   NEXT L
480   X9(1,J)=X9(1,J)/T
490   FOR I=1 TO K
500     P=A9(I,J)
510     IF I=J THEN 570
520     FOR L=1 TO K
530       A9(I,L)=A9(I,L)-P*A9(J,L)
540       B9(I,L)=B9(I,L)-P*B9(J,L)

```


EK II.2

EK II.1 in devamı

```

550     NEXT L
560     X9(1,I)=X9(1,I)-P*X9(1,J)
570     NEXT I
580     NEXT J
590     FOR I=1 TO K
600         FOR J=1 TO K
610             A9(I,J)=B9(I,J)
620         NEXT J
630     NEXT I
640     A0=Y
650     FOR I=1 TO K
660         A0=A0-X9(1,I)*P(1,I)
670     NEXT I
680     A8=A0
690     FOR I=1 TO N
700         Y2=Y2+Y(I,1)*Y(I,1)
710     NEXT I
720     FOR I=1 TO K
730         FOR J=1 TO N
740             Y3=Y3+X(J,I)*Y(J,1)
750         NEXT J
760         A2=A2+X9(1,I)*Y3
770         Y3=0
780     NEXT I
790     FOR I=1 TO N
800         FOR J=1 TO K
810             A4=A4+X(I,J)*X9(1,J)
820         NEXT J
830         A5=A5+A4*A4
840         A4=0
850     NEXT I
860     A9=Y2-A5
870     S=(Y2-A2)/(N-K)
880     FOR I=1 TO K
890         W(1,I)=SQR(S*A9(I,I))
900     NEXT I
910     PRINT #1 "
-----"
920     FOR I=1 TO 6
930         PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(71) "!"
940     NEXT I
950     R=A2/Y2
960     E3=SQR(R)*SQR(N-2)/(1-R)
970     E4=(R/K)/((1-R)/(N-K-1))
980     I=1
990     T(1,I)=E3
1000     GOSUB 1570
1010     E5=ABS(T)
1020     FOR I=1 TO K
1030         T(1,I)=ABS(X9(1,I)/W(1,I))
1040         GOSUB 1570
1050         K1(1,I)=ABS(T)
1060     NEXT I
1070     PRINT #1 "
!"

```

EK II.3

EK II.2 nin devamı

	Regrasyo K.Sayisi	Standart Sapmasi	T Sayisi
1080 PRINT #1 " !			
1090 PRINT #1 " !	---	-----	-----
1100 FOR I=1 TO K			
1110 PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(12) " A" TAB(14) I TAB(21) X9(1,I) TAB(33)			
TAB(45) T(1,I) TAB(59) K1(1,I) TAB(71) "!"			
1120 NEXT I			
1130 FOR I=1 TO 3			
1140 PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(71) "!"			
1150 NEXT I			
1160 PRINT #1 " !	0.500	0.900	0.950
9 !			0.990
1170 PRINT #1 " !	-----	-----	-----
1180 FOR I=1 TO K			
1190 Q1\$="Kabul" : Q2\$="Kabul" : Q3\$="Kabul" : Q4\$="Kabul" : Q5\$="Kabu			
1200 IF ABS(T)<.5 THEN LET Q1\$="Red"			
1210 IF ABS(T)<.9 THEN LET Q2\$="Red"			
1220 IF ABS(T)<.95 THEN LET Q3\$="Red"			
1230 IF ABS(T)<.999 THEN LET Q5\$="Red"			
1240 PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(11) " A" TAB(14) I TAB(22) Q1\$ TAB(32) Q			
2) Q3\$ TAB(52) Q4\$ TAB(62) Q5\$			
1250 NEXT I			
1260 FOR I1=1 TO 3			
1270 PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(71) "!"			
1280 NEXT I1			
1290 PRINT #1 " !	Beta Sayilari		
! "	-----		
1300 PRINT #1 " !			
! "			
1310 FOR I=1 TO K			
1320 FOR J=1 TO N			
1330 Y6=Y6+X(J,I)			
1340 NEXT J			
1350 E6=X9(1,I)*Y6/SQR(Y2/N)			
1360 PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(11) " A" TAB(14) I TAB(27) E6 TAB(71) "!"			
1370 Y6=0			
1380 NEXT I			
1390 FOR I=1 TO 4			
1400 PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(71) "!"			
1410 NEXT I			
1420 PRINT #1 " !	Intersept deageri.....;	A8 TAB(71) "!"	
1430 PRINT #1 " !	Sapma Kareleri Toplami..;	Y2 TAB(71) "!"	
1440 PRINT #1 " !	Hata Kareleri Toplami..;	A2 TAB(71) "!"	
1450 PRINT #1 " !	Bag. Deg. Stan. Sapm...;	SQR(Y2/N) TAB(71) "	
1460 PRINT #1 " !	Bag. Deg. Stan. Hatasi..;	SQR(A2/N) TAB(71) "	
1470 PRINT #1 " !	Determinasyon K.Sayisi..;	R TAB(71) "!"	
1480 PRINT #1 " !	Koralsasyon K.Sayisi.....;	SQR(R) TAB(71) "!"	
1490 PRINT #1 " !	K.K.S.Icin T Sayisi.....;	E3 TAB(71) "!"	
1500 PRINT #1 " !	F Testi Icin F Sayisi...;	E4 TAB(71) "!"	
1510 PRINT #1 " !	K.K.S. Icin Anlam % si..;	E5 TAB(71) "!"	
1520 FOR I=1 TO 10			
1530 PRINT #1 TAB(7) "!" TAB(71) "!"			
1540 NEXT I			
1550 PRINT #1 " !	-----		

EK II.4

EK II.3 ün devamı

```

1560 GOTO 1710
1570 V=N-K-1
1580 B=T(1,I)
1590 A=0
1600 DEF FNY(F)=1/((1+F*F/V)^(V+1)/2)
1610 P=(B-A)/100
1620 A0=A+2*P
1630 T=FNY(A)+FNY(B)+4*FNY(A+P)
1640 FOR X=A0 TO B-P STEP 2*P
1650     T=T+2*FNY(X)+4*FNY(X+P)
1660 NEXT X
1670 T=T*P/3
1680 IF V>30 THEN LET V=30+INT(V/10+.5)-3
1690 T=T*2*Z(1,V)
1700 RETURN
1710 END
1720 DATA 9,3
1730 DATA 2
1740 DATA 800,17.86,17.83,.35,2000,8,5.35,2.65,.63,.86
1750 DATA 800,17.86,17.83,.35,2500,7.72,4.82,2.9,.66,.87
1760 DATA 800,17.86,17.83,.35,3000,7.4,4.13,3.1,.71,.88
1770 DATA 855,21.37,20.97,.4,2000,10.87,7.83,2.95,.57,.86
1780 DATA 855,21.37,20.97,.4,2500,9.72,6.67,3.05,.63,.86
1790 DATA 855,21.37,20.97,.4,3000,8.72,5.52,3.2,.69,.87
1800 DATA 900,26.15,25.65,.5,2000,12.85,9.75,3.1,.56,.83
1810 DATA 900,26.15,25.65,.5,2500,11.81,8.61,3.2,.61,.84
1820 DATA 900,26.15,25.65,.5,3000,10.8,7.5,3.3,.66,.84
1830 DATA .319428,.353725,.367591,.375022,.379622,.382744
1840 DATA .385005,.386708,.388042,.389115,.390028,.390754
1850 DATA 391371,.391903,.392366,.392771,.393130,.393449,.393735,.3
1860 DATA .394227,.39444,.394635,.394813,.394976,.395128,.395269
1870 DATA .395399,.395521,.395633,.396457,.396951,.397282,.397518,.
1880 DATA .397831,.397937,.398029,.398105,.398167,.398220,.398269

```

REFERANSLAR

1. Kuşhan, B., "Erzurum'da imâl Edilen Harman Makinaları Üzerine Bir Araştırma" A.Ü.Z.F.Y.No: 369, s.5-30, 1975
2. T.T.R.M. , "Sayılarla Türkiye" Başbakanlık Top.ve Tar.Reformu Müsteşarlığı, s.65, 1975
3. D.P.T., "Bitkisel Üretim Raporu" No: 1128, s.95, 1978
4. D.İ.E., "Tarımsal Yapı ve Üretim" No: 941, s.4, 1979
5. D.İ.E., "Türkiye İstatistik Yıllığı" No: 980, s.96, 1981
6. D.P.T., "Dördüncü Beş Yıllık Kalkınma Plânı" No: 1664, s.95-96, 1979
7. D.İ.E., "Türkiye İstatistik Cep Yıllığı" No: 930, s.96-108, 1980
8. Eral, K., "Çayır Mera Semineri" İzmir, 1981
9. Evcim, Ü., "Türkiye'de imâl Edilen Harman Makinaları Üzerine Bir Araştırma" E.Ü.Z.F.Doktora Tezi, s.4-50, 1975
10. Doğuş, R., " Yerli Tip Sapdöğər Makinaları" A.Ü.Z.F.c.13, s.176-177, 1963
11. Doğuş, R., "Orta Anadolu Hububat Bölgesinde Kullanılan Harman Alet ve Makinaları Üzerine Bir Araştırma" A.Ü.Z.F.No: 95, s.107, 1956
12. Dinçer,H., "Ziraat Makinaları Dönme Momenti ve Motor Gücü ile Olan Bağintısı" c.6, Sayı: 23, s.123, 1968
13. Kanafojski, C., "Erntemaschinen-Halmfrucht" Veb Verlag Technik, s.476, 1961
14. Caspers, L., "Systematik der Dreschorgane" Grundlagen der Landtechnik Band 19, s.9-17, 1969
15. A.D.R.M., "Arı Sap Kıyma Makinası Deneme Raporu" E.Ü.Z.F. No: 75, 1969
16. Kuşhan, B., "Erzurum ve Kars illerinde imâlatı Özellik Arzeden Treyler ve Harman Makinaları Üzerine Bir Araştırma" A.Ü.Z.F. Doçentlik Tezi, 1970

17. Lamp, B.J., "W.F.Bucheale, "Centrifugal Thresting of Small Grains Transection of the ASAE, s.138, 1960
18. Schulze, K.H., "Tarım Makinalarının Zorlanma Ölçülerinin Önemi" Tebliğ.I, Elektronik Ölçü Tekniği Semineri, 1975
19. Yazıcıoğlu, O., "Yerli Yapım Sapdöğər Harman Makinalarının Batör Konrüksiyonunu Geliştirme Olanakları Üzerinde Bir Araşıma" A.Ü.Z.F.Doktora Tezi, 1980
20. Erol, M.A., "Yerli yapım Sapdöğər Harman Makinaları Üzerinde Bir Araştırma" Cilt. 25, F.3, s.606, 1976
21. Baader, W., "Ein Fluss der Beschickungsrichtung USW.Auf der Dresc vorgang" Grundl.d.Landtechnik, H.21, s.16-21, 1964
22. Brenner, W.G., "Untersuhungen an Dreschtrommeln Unter Besonderer Ber sichtigung der Entwicklung Von Kleinmashdreschen" RKL-Schriften, H.51, 1934
23. Dolling, C., "Der Drehmoment Und Leistungsbedarf Von Maehdreschert- rammeln im Feldbetrieb", Grundl.d.Landtechik, H.6, s.27-34, 1955
24. Segler, G.und F.Wieneke, "Dreschverluste Und Leistungbe darf des Mahdreschers B. Verarbeiten Getneide Mit Grundgutbesatz" Landtechnisc Forsmhung.II, Hef.5, s.143, 1961
25. Kugler, K., "Leistung und Technischer Aufwand Mahdrecshen Mit Mehr rommeldrecshwerken" Agrartechnik, H.12,s.576, 1976
26. Evcim, Ü., "Yerli Tip Harman Makinalarında Harmanlama Olayının Kuramı ve Optimum Konrüksiyona Yaklaşım Yolları" T.B.T.A.K.V.Bilim Kongresi s.230, 1977
27. Herbsthofer, F.J., "Wo stehen wir im Mahdrescherbau und wie geht es weiter Grundl. Landtechnik, Bd.24, s.94-103, 1974
28. Reed, W.B., M.A. "Kombine Harvester Grain Loss Minitör" s.525-528, 1969
Grofum and E.A.Krase,
29. Mutaş, E., "Tohum Temizleme ve Sınıflandırma Makinaları" E.Ü.Z.F. No: 47, s.35-50 , 1969
30. Letoşnev, M.N., "Selskhozjiajstvennye Masiny Teorijairasçet" s.570, 19:

31. Smith, H.P.and L.H.Wilkes "Farm Machinery and Equipment" Gth.Edition, Mc Graw-Hill Book Company, 518 pp, 1963
33. Öz.İ.H., T.Kurtay ve M.Arpacı "Güvenal G 120 Harman Makinasının Çalışma Prensibinin ve iş Yeteneğinin Tespiti" Rapor No: 76/6, İ.T.Ü.M.F. 1976
34. Akkurt, M.,ve M.Savcı, "Makina Elemanları" İ.T.Ü. Sayı: 900, s.5-45, 1972
35. S.K.F., "Kugallager, Rollenlager" Katalog No: 2400 T., 1975
36. Çakmak, S., "Makina Elemanları" İ.D.M.M.A. Sayı: 196, s.27, 1976
37. Palavan, S., "Pistonlu Makinalar Dinamiği" İ.T.Ü. Sayı: 899, s.102, 1972
38. İleri, H., "Grafostatik ve Mukavemet" Birsen Kitapevi Yayınları, s.277, 1976
39. Wieneke, F.und L.Caspers, "Versuch Einer Dünnschichtigen Getriedezuführung Beim Dreschen" Grundl. Landtechnik, No: 3, s.7-15, 1966
40. Arnold, R.E.and J.R.Lake "Experimets With Rasp Bar Threshing Drums,II: Comparison of Open and Closed Concaves" J.Agr.Eng.Res., s.250-251 1964
41. Özdaş, M.N., "Bandlı Konveyörler" İ.T.Ü. Sayı: 445, s.29-35, 1961
42. Schüller, "Mekanik Titreşimlere Giriş" Tercüme s.Palavan, Sayı:664 s.142-174, 1966
43. Gökelim, A.T., "Vantilatörler" İ.D.M.M.A. No: 141, s.5-95, 1977
44. Okday, Ş., "Makina Elemanları" Kutulmuş Matbaası, İstanbul s.313, 1971
45. S.T.O.T.C., "Summary Of Tests Carried Out Under The Oecd Tractor Code" s.27, 1980
46. T.S.E., "Tahıl Sapdöğerleri için Muayene ve Deney Esasları" No: 112, Ts 3222, 1978
47. T.S.E., "Tahıl ve Mamüllerinin Rutubet Miktarının Taini, (Etüv-de Kurutma Metodu)" Ts 1135, 1972
48. Erarslan, N., "Motor Deneyleri" M.E.B.T.O.K. Sayı 50, s.53, 1947
49. Edis, K., "Uygulamalı Akışkanlar Mekaniği" İ.T.Ü. Sayı: 894, s.835 1972

Bu çalışmayı yöneten ve çalışma süresince büyük ilgi ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Hocam Prof.Dr.Battal KUŞHAN'a teşekkürlerimi arz ederim.

Gösterdikleri yakın ilgiden dolayı Prof.Dr.İrfan SAYGILI, Prof.Dr.Mehmet A.EROL, Prof.Dr.İ.Hakkı ÖZ, bilgisayar programlarının yazılışı sırasında yardımcı olan Doç.Ö.Rıza AKGÜN, uygulamada her türlü imkânlarını esirgemeyen SİDEMAS Müessesesi Müdürü Yaşar MERGAN, Donatım Fabrikası Müdürü Ebubekir KURBANOĞLU'na; bana bu fırsatı veren ve çalışmalarımın yapılmasına yardımcı geçen Isparta Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi yönetici ve elemanlarına teşekkürlerimi sunarım.