

**BANTLI GÖTÜRÜCÜLERİN
OPTİMİZASYONU
Hamdi ZORLU
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Nurşen ÖNTÜRK**

2009

T.C.
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BANTLI GÖTÜRÜCÜLERİN OPTİMİZASYONU

Hamdi ZORLU

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: Yrd. Doç. Dr. Nurşen ÖNTÜRK

TEKİRDAĞ-2009

Her hakkı saklıdır

Yrd. Doç. Dr. Nurşen ÖNTÜRK danışmanlığında, Mak. Müh. Hamdi ZORLU tarafından hazırlanan bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı: Prof.Dr. Bülent EKER

İmza:

Tez Danışmanı: Yrd. Doc. Dr. Nurşen ÖNTÜRK

İmza:

Üye: Yrd. Doc. Dr. Semih ÜZE

İmza:

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun tarih ve
sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof.Dr. Orhan DAĞLIOĞLU
Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BANTLI GÖTÜRÜCÜLERİN OPTİMİZASYONU

Hamdi ZORLU

Namık Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Nurşen ÖNTÜRK

Günümüzde enerji ve sanayi hammaddelerine olan yüksek talep, dünyada bu hammaddelerin üretiminin artmasına neden olmuştur. Bu üretim artışı beraberinde transport sorununun giderek yükselmesi, daha yüksek kapasiteli ve sürekli çalışabilen iş makinelerinin kullanımını kaçınılmaz hale getirmiştir.

Bu çalışmada, taşınacak malzeme özellikleri ve miktarına, işletmenin çalışma koşullarına en uygun bantlı konveyör sisteminin tasarımı amaçlanmış ve bu doğrultuda bir çimento fabrikasında mevcut olan bantlı konveyörün optimizasyonu gerçekleştirilmiştir

Anahtar kelimeler: Transport, Bantlı Götürücü(Konveyör), Tasarım, Optimizasyon, Kapasite.

2009, 103 sayfa

ABSTRACT

MSc. Thesis

OPTIMIZATION OF BELT CONVEYORS

Hamdi ZORLU

Namık Kemal University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Nurşen ÖNTÜRK

Today, the high demand of energy and industry raw materials, led to the increase in world production of these materials. This will increase production gradually increases with the problem of transport, higher capacity and can run continuously in the use of construction machinery is inevitably bring.

In this study, intended design most suitable belt conveyor system for factory working conditions, depending on the properties of the materials transported and the amount and in this direction optimization of belt conveyor was carried out which are available in a cement factory.

Keywords: Transport, Belt Conveyor, Design, Optimization, Capacity.

2009, 103 pages

ÖNSÖZ

Bugün endüstride işletme ekonomisine en fazla etki eden faktörlerden biri malzeme iletimidir. Malzeme iletiminde maliyete, iletimin debisi ve hızı önemli bir şekilde tesir etmektedir. Lastik bantlı götürücüler (konveyörler, ileticiler) verimi artırarak maliyet yönünden iyi bir çözüm olmaktadır.

Bu çalışmada Lastik bantlı iletim tesislerinin hesap şekillerini kullanarak seçilen bir bantlı götürücünün belirli koşullar altında mümkün olan alternatifler içinden en iyi tasarımının nasıl yapılacağı ele alınarak bantlı götürücünün tasarım açısından optimizasyonuna çalışılmıştır.

Bu tez çalışmasını almamı sağlayan ve her zaman sahip olduğu fikirlerle bana yol gösterdiğini inandığım, danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Nurşen ÖNTÜRK'e ve bana her türlü konuda desteğini ve yardımlarını esirgemeyen Makine Mühendisliği Anabilim Dalı başkanı Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu tezin hazırlanmasında yardım ve özverilerini esirgemeyen Prof. Dr. Bülent EKER'e teşekkürü bir borç bilirim.

Aynı zamanda bu çalışmada yardımlarını esirgemeyen GENKON MÜHENDİSLİK MÜŞAVİRLİK İNŞAAT VE TİCARET A.Ş. çalışanlarından Mak. Müh. Soner BOYACIOĞLU ve mekanik tekniker Sabri DÜZGÜN'e teşekkür ederim.

Hamdi ZORLU

SİMGELER DİZİNİ

<u>Simge</u>	<u>Boyut</u>	<u>Birim</u>
a	Parça boyutu	[mm]
a_{\max}	En büyük parça boyutu	[mm]
a_{\min}	En küçük parçanın boyutu olarak	[mm]
a'	Ortalama parça büyüklüğü	[mm]
B	Bant genişliği	[mm]
B_T	Tambur genişliği	[mm]
$C_{eğ}$	Eğilme moment faktörleri	[-]
C_b	Burulma moment faktörleri	[-]
(c_1, c_2)	Tahrik faktörlerinin	[-]
D	Tahrik tamburu çapı	[mm]
d	Tambur mil çapı	[mm]
D_T	Tahrik tamburu çapı	[mm]
D_K	Kuyruk tamburu çapı	[mm]
e	Moment kolu	[mm]
f	Banttaki çökme (sehim) miktarı	[mm]
(f_1, f_2)	Sürtünme faktörleri	[-]
f_{em}	Emniyetli çökme miktarı	[mm]
$F(\chi)$	Amaç fonksiyonu	[-]
F_1, F_2	Doldurma kesit alanı	$[m^2]$
G	Birim bant boyuna düşen ağırlık	[daN/m]
G_1	Hareketli parçalar için birim metredeki ağırlık	[daN/m]
G_B	İletim bandının birim boy ağırlığı	[daN/m]
G_D	Toplam hareketli dönüş rulo gurubu ağırlığı	[daN]
G_T	Toplam hareketli taşıyıcı rulo gurubu ağırlığı	[daN]
G_w	Tambur ağırlığı	[daN]
$g_j, h(\chi)$	Eşitsizlik ve eşitlik kısıtları	[-]
h	Tamburlar arası dikey mesafe	[mm]
k	Düzeltilme katsayısı	[-]
K	Bant çekme zorlanması (her kat için)	[daN/cm]

<u>Simge</u>	<u>Boyut</u>	<u>Birim</u>
K_1	Bantların kopma dayanımı (her kat için)	[daN/cm]
K_{em}	Emniyetli bant kopma dayanımı (her kat için)	[daN/cm]
L	Konveyör boyu	[mm]
L_1	Tambur eksenleri arası	[mm]
(L, L_1, L_2)	Dönüş rulo gurubunun ana boyutları	[mm]
L_D	Dönüş rulo gurupları arasındaki aralıklar	[mm]
$L_{eş}$	Eşdeğer konveyör uzunluğu	[mm]
L_g	Bant gergi miktarı	[mm]
L_T	Taşıyıcı rulo gurupları arasındaki aralıklar	[mm]
M_b	Tahrik tamburundaki burulma veya döndürme momenti	[daNmm]
$M_{eğ}$	Eğilme momenti	[daNmm]
n_k	Kapasite emniyeti	[-]
n_T	Tahrik tamburunun devir sayısı	[1/dak]
N	Tahrik tamburundaki güç	[kW]
P	Tambur ile bant arasındaki yük iletim kabiliyeti	[daN/m ²]
P_D	Dönüş makarasına gelen yük	[daN]
P_m	Gerekli motor gücü	[BG]
P_t	Toplam güç	[BG]
P_T	Taşıyıcı makara grubuna gelen yük	[daN]
P_1	Boş çalıştırma gücü	[BG]
P_2	Malzemeyi yatay iletme gücü	[BG]
P_3	Malzemeyi düşey iletme gücü	[BG]
Q	Bantlı konveyörün kritik taşıma kapasitesi	[t/h]
Q_t	Bantlı konveyörün teorik taşıma kapasitesi	[t/h]
R	Tambur yataктаğı tepki kuvveti	[daN]
S	Bant emniyet katsayısı	[-]
T_D	Dönüş makaraları sürtünme kuvveti	[daN]
T_E	Tambur tarafından iletilecek olan çevre kuvveti(etken kuvvet)	[daN]
T_T	Taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti	[daN]
T_1	Bandın gergin kolundaki çekme kuvveti	[daN]
T_2	Bandın gevşek kolundaki çekme kuvveti	[daN]

<u>Simge</u>	<u>Boyut</u>	<u>Birim</u>
T_1'	Kalkış anı gerilme fazlalığı	[daN]
$(T\ddot{U})_T$	Tahrik tamburu tambur üstü	[mm]
$(T\ddot{U})_K$	Kuyruk tamburu tambur üstü	[mm]
v	Konveyörün Bant hızı	[m/s]
$(WP)_K$	Kuyruk tamburu çalışma noktası	[mm]
$(WP)_T$	Tahrik tamburu çalışma noktası	[mm]
$\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_p$	Dizayn değişkenleri	[-]
z	Bant tabaka sayısı	[-]
α	Bant eğim açısı	[°]
γ	Malzeme yığılma yoğunluğu	(t/m ³)
δ	Bantın tahrik tamburuna sarılma açısı	[°]
η_t	Motor verimi	[-]
λ	Bant oluklaşma açısı	[°]
μ	Bant ile tambur arasındaki sürtünme kat sayısı	[-]
τ_{em}	Mil malzemesinin kayma emniyet gerilmesi	[daN/mm ²]
φ	Dinamik şev açısı	[°]

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1.GİRİŞ	1
1.1 Bantlı Götürücüler	1
1.2 Bantlı Götürücülerin Kullanıldığı Yerler	5
1.3 Bantlı Konveyörlerin Elemanları	5
1.3.1 Makaralar.....	6
1.3.1.1 Makara konstrüksiyonu	9
1.3.1.2 Makara konstrüksiyonunda kullanılan malzemeler	10
1.3.1.3 Darbe makaralar	10
1.3.1.4 Makara çapları	11
1.3.1.5 Mil ve rulman hesabı	11
1.3.1.6 Makaraların yağlanması ve sızdırmazlık.....	11
1.3.1.7 Makaraların sürtünme direnci.....	12
1.3.1.8 Makara gruplarının aralıkları.....	12
1.3.2 Tamburlar	13
1.3.2.1 Tahrik tamburu	13
1.3.2.2 Yardımcı tamburlar	14
1.3.2.2.1 Bombeli tamburlar	14
1.3.2.2.2 Motorlu tamburlar.....	15
1.3.2.2.3 Kaynaklı tamburlar	15
1.3.2.3 Tambur konstrüksiyonu.....	16
1.3.2.3.1 Tambur genişliği.....	16
1.3.2.3.2 Tambur çapları.....	16
1.3.2.3.3 Tambur milinin hesabı.....	17
1.3.2.3.4 Tamburların İmalatı.....	19
1.3.2.3.5 Tamburların yataklanması	19
1.3.2.3.6 Tamburun mile kamalanması	19
1.3.2.3.7 Tamburdaki sürtünme kayıpları.....	20
1.3.2.3.8 Tamburların tahrik şekilleri.....	20
1.3.2.4 Gergi düzeni	24

1.3.2.5 Bantlı konveyörlerin yükleme sistemleri.....	25
1.3.2.5.1 Besleyicilerde bantlı konveyörlerin yüklenmesi	26
1.3.2.6 Bantlı konveyörlerin boşaltma sistemleri	27
1.3.2.6. 1 Sıyırıcılarla boşalma	27
1.3.2.6.2 Boşaltma olukları.....	28
1.3.2.7 Bant temizleyicileri.....	29
1.3.2.8 Bantlı konveyörün şasi konstrüksiyonu.....	30
1.3.2.8.1 Şasinin bölümleri	30
1.3.2.9 Konveyör galerileri ve köprüleri	32
1.3.2.10 Konveyör bandının özellikleri ve seçimi.....	33
1.3.2.10.1 Kauçuk bandın özellikleri ve yapısı	33
1.3.2.10.2 Bandın ortadan sevki	34
1.3.2.10.3 Konveyör bantlarının yapım özellikleri.....	35
1.3.2.10.4 Konveyör bantların çeşitleri	37
1.3.2.10.5 Dokuma örgülü bantlar	39
1.3.2.10.6 Çelik kordlu bantlar	41
1.3.2.10.7 Çelik saçlı bantlar	42
1.3.2.10.8 Lastik bantlar	43
1.3.2.10.9 Profilli bantlar.....	43
1.3.2.10.10 Kevlar esasla bantlar.....	43
1.3.2.10.11 Bant tabaka sayılarının bulunması.....	47
1.4 Dizayn Optimizasyonu Teorisi.....	48
1.4.1 Optimizasyon nedir?.....	48
1.4.2 Optimizasyonda mühendislik uygulamaları	49
1.4.3 Dizayn optimizasyonu probleminin formülasyonu	49
1.4.4 Dizayn değişkenleri	50
1.4.5 Amaç fonksiyonu.....	51
1.4.5 Dizayn kısıtları	52
1.4.5.1 Doğrusal ve doğrusal olmayan kısıtlamalar	52
1.4.5.2 Eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamaları.....	52
1.4.6 Kısıtlanmamış ve kısıtlanmış optimizasyon problemlerinin formüle edilmesi.....	53
1.4.7 Neden optimizasyon?	54
1.5 Tezin Amacı	54
2. LİTARATÜRÜN GÖZDEN GEÇİRİLMESİ	55
3. SEÇİLEN BİR BANTLI GÖTÜRÜCÜNÜN TASARIM AÇISINDAN OPTİMİZASYONU	58
3.1 Optimizasyon Amaçları ve Optimizasyon Parametreleri	67

3.1.1 Konveyör giriş değerleri.....	67
3.1.2 Konveyör eğim kontrolü.....	68
3.1.3 Teorik kapasite ve bant genişliği hesabı.....	68
3.1.4 Rulo çapı ve aralıklarının tayini	73
3.1.5 Konveyörü çalıştırmak için gerekli güç hesabı	76
3.1.6 Tahrik düzeni ve sürtünme kuvvetleri	78
3.1.7 Bant kuvvetlerin hesabı	79
3.1.8 Bant dokusunun(karkasının) seçimi	82
3.1.9 Tambur Sisteminin ve Tahrik Mekanizmasının Optimize Edilmesi	85
3.1.9.1 Tambur çapları ve mil çaplarının tayini	85
3.1.9.2 Redüktör ve motor seçimi.....	90
3.1.10 Şasi Sisteminin Optimize Edilmesi	95
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI	97
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	100
6. KAYNAKLAR.....	101
ÖZGEÇMİŞ.....	103

Şekil 1.1. Örnek bir bantlı konveyör iletim sistemi kesiti	1
Şekil 1.2. Kuyruk tamburu bir vidalı tertibatla gerdirilmiş yatay bantlı götürücünün şematik olarak görünüşü ve temel ekipmanları	2
Şekil 1.3. Ağırlıklı gergi tertibatıyla gerdirilmiş yukarı eğimli bantlı götürücünün şematik olarak görünüşü ve temel ekipmanları	2
Şekil 1.4. Seyyar bantlı götürücünün şematik olarak görünüşü ve temel ekipmanları	3
Şekil 1.5. Çeşitli bantlı konveyör tipleri.....	4
Şekil 1.6. Bantlı iletim sistemlerinin kullanıldığı yerlere örnekler	5
Şekil 1.7. Bantlı iletim sistemlerinin temel ekipmanları	6
Şekil 1.8. Çeşitli makara grupları	7
Şekil 1.9. Makaraların tamburdan itibaren düzeni	9
Şekil 1.10. a) Makara konstrüksiyon resmi	9
Şekil 1.10.b) Makara montaj resmi	10
Şekil 1.11. Lastik kaplı darbe makaraları	10
Şekil 1.12. Dönüş makarası	13
Şekil 1.13. Tahrik tamburları.....	13
Şekil 1.14. Yardımcı tamburlar	14
Şekil 1.15. Bombeli tambur.....	14
Şekil 1.16. Motorlu tambur.....	15
Şekil 1.17. Kaynaklı tambur	15
Şekil 1.18. Bir tahrik tamburu milindeki eğilme tesirleri.....	17
Şekil 1.19. Bir saptırma tamburu milindeki eğilme tesirleri	18
Şekil 1.20. Bir bantlı konveyörün tahrik tamburuna tesir eden bant kuvvetleri	20
Şekil 1.21. Bantlı konveyörlerin tahrik şekilleri.....	22-23
Şekil 1.22. Gerdirme sistemleri	25
Şekil 1.23. Besleyiciler.....	27
Şekil 1.24. Boşaltma sistemleri	28
Şekil 1.25. Kazıyıcı sistemleri.....	29
Şekil 1.26. Kazıyıcı sistemlerin üç boyutlu görünüşü.....	29
Şekil 1.27. Orta şasi.....	30
Şekil 1.28. Şasi kısımları	31
Şekil 1.29. Gergi düzeni şasisi kısımları	32
Şekil 1.30. Konveyör galerileri ve köprüleri	33
Şekil 1.31. Konveyör bandının içyapısı	36
Şekil 1.32. Dokuma örgülü konveyör bandı.....	39
Şekil 1.33. Düz sargılı karkas dokuma.....	41

Şekil 1.34. Sıkı dokuma karkas	41
Şekil 1.35. Tipik çelik kord karkası içeren bant kesiti	42
Şekil 1.36. Kevlar esaslı bandın kesiti.....	45
Şekil 1.37. Konveyör bantlarının bant mukavemetleri.....	46
Şekil 1.38. Konveyör bantlarının karşılaştırılması	47
Şekil 1.39. Kevlar esaslı bandın uzama değerleri.....	47
Şekil 1.40. Optimizasyon eğrisi.....	48
Şekil 1.41. Çeşitli kesitler ve bunlara ait dizayn parametreleri	51
Şekil 1.42. (a), (b) Minimum ve maksimum bulma	52
Şekil 1.43. Eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamaları arasındaki fark.....	53
Şekil 3.1. İş akış planı.....	59
Şekil 3.2. Optimum tasarım prosesleri	61
Şekil 3.3. seçilen bandın plan görünüşü.	64
Şekil 3.4 a) Seçilen bandın kesit görünüşü.....	64
Şekil 3.4 b) Seçilen bandın kesit görünüşü.	64
Şekil 3.5. Standart eğik konveyör şeması.....	65
Şekil 3.6. Hesap yönteminin akış şeması.	66
Şekil 3.7. Bantın optimize edilecek ekipmanları ve kısımları.....	67
Şekil 3.8. Konveyör lastik bandı optimizasyon şeması.....	69
Şekil 3.9. Bantlı konveyör doldurma enine kesit.....	70
Şekil 3.10. Eğime bağlı kapasite azalma faktörü.	71
Şekil 3.11. Taşıyıcı ve dönüş rulo gruplarının ana boyutları.....	74
Şekil 3.12. Maksimum ve minimum bant kuvveti.....	79
Şekil 3.13. c_1 ve c_2 tahrik faktörlerinin tambur ile bant arasındaki sürtünme katsayısı (μ) ve sarım açısı (δ) arasındaki bağıntı.	81
Şekil 3.14. Tahrik tamburu mili çapını hesabı.....	86
Şekil 3.15. Tahrik tamburu boyutları.....	88
Şekil 3.16. Saptırma tambur mili çapını hesabı.....	88
Şekil 3.17. Üç fazlı asenkron AC motorlar boyutları.....	92
Şekil 3.18. KA88 redaktör boyutları.	94
Şekil 3.19 a). Optimize edilmiş konveyörün plan görünüşü ve ana ölçüleri.....	95
Şekil 3.19 b). Optimize edilmiş konveyörün kesit görünüşleri ve ana ölçüleri.....	95
Şekil 3.19 c). Optimize edilmiş konveyörün kesit görünüşleri ve ana ölçüleri.....	96

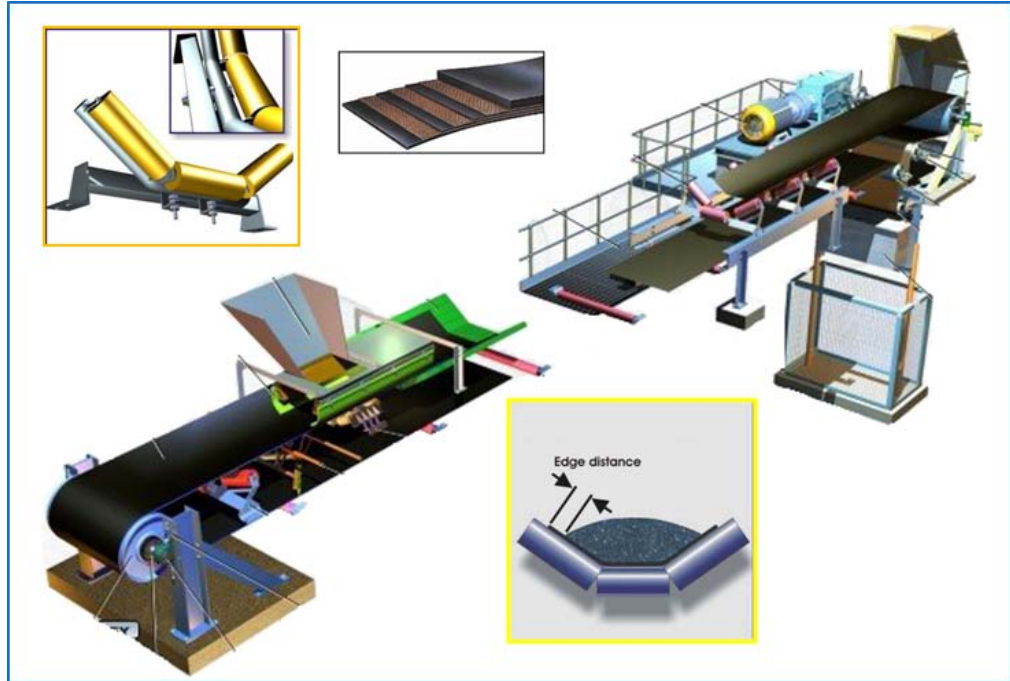
Çizelge 1.1. Yük durumuna göre moment faktörleri.....	19
Çizelge 1.2. Çeşitli karkas malzemelerinin özellikleri.....	38
Çizelge 1.3. Bant tabaka sayısı. (tekstil dokulu bantlar için).....	40
Çizelge 1.4. Kevların karşılaştırmalı mekanik özellikleri.....	44
Çizelge 3.1.a) Optimize edilecek teknik özellikleri.....	62
Çizelge 3.1.b) Optimize edilecek bandın teknik özellikleri.....	63
Çizelge 3.2. Optimize edilecek bandın ekipmanları.....	63
Çizelge 3.3. Optimize edilecek bandın giriş değerleri.....	68
Çizelge 3.4. Önerilen bant hızları (m/sn).....	71
Çizelge 3.5. Teorik kapasite ve konveyör lastik bandı genişliğinin tayini.....	72
Çizelge 3.6. Taşıyıcı ve dönüş rulo çaplarının bant hızına ve genişliğine bağlı optimum değerleri.....	74
Çizelge 3.7. Ø108 çapındaki taşıyıcı ve dönüş rulo guruplarının ana boyutları ve ağırlık değerleri.....	75
Çizelge 3.8. Taşıyıcı ve dönüş rulo gurupları arasındaki öngörülen aralıklar (mm).....	75
Çizelge 3.9. İletim bandı ağırlıkları: G_b (daN/m).....	78
Çizelge 3.10. Band çekme kuvveti t_1 hesabı için $[1 + 1 : (e^{\mu\delta} - 1)]$ faktörünün değerleri ve μ katsayısı.....	80
Çizelge 3.11. Bantların emniyetli kopma dayanımlarına göre kullanım alanları.....	83
Çizelge 3.12. Tekstil bantların kopma dayanımı: k_1 (daN/cm - her kat için).....	83-84
Çizelge 3.13. Malzeme türüne bağlı olarak bantlarda üst ve alt kaplama kalınlıkları.....	85
Çizelge 3.14. Banttaki tabaka sayısı ve karkas tipine göre tavsiye edilen en az tambur çapları.....	86
Çizelge 3.15. Üç fazlı asenkron AC motorlar – EFF2 serisi 400v teknik bilgiler.....	91
Çizelge 3.16. Üç fazlı asenkron AC motorlar ölçüleri.....	92
Çizelge 3.17. Redüktör seçim Çizelgesi.....	93
Çizelge 3.18. KA88 redaktör ölçüleri ve teknik özellikleri.....	94
Çizelge 4.1. Optimize edilmiş bandın ekipmanları.....	97
Çizelge 4.2. Bantlı götürücünün optimize öncesi ve sonrası teknik özellikleri.....	98-99

1. GİRİŞ

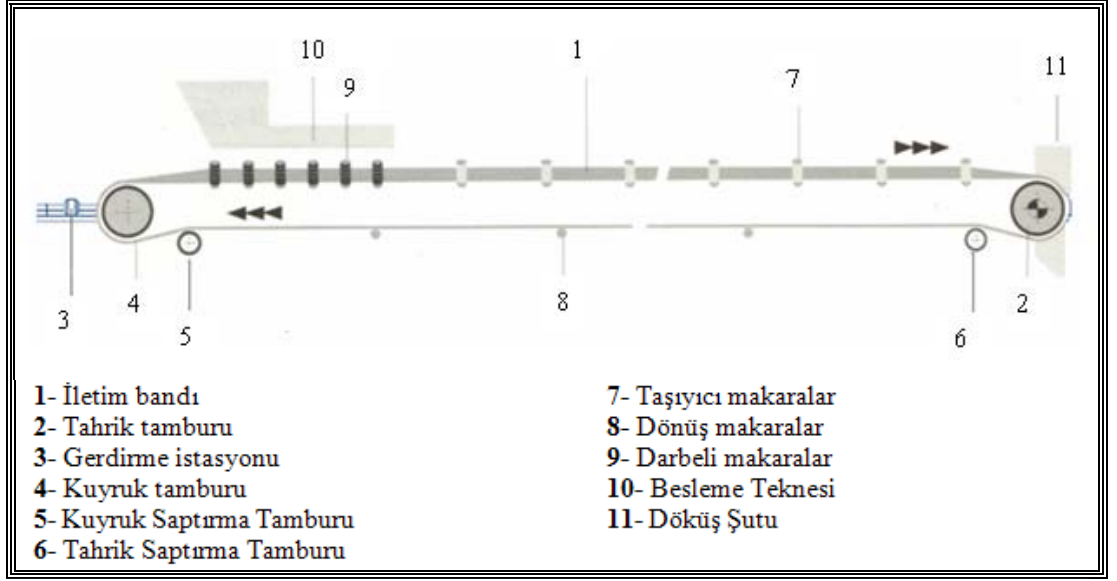
1.1 Bantlı Götürücüler

Bugün endüstride işletme ekonomisine en fazla etki eden faktörlerden biri malzeme iletimidir. Bantlı konveyörler, sürekli malzeme iletiminde birçok uygulama alanları içinde en verimli sistemi oluştururlar. Bantlı konveyörler, sabit ve hareketli olmak üzere iki tipte imal edilirler. Sabit bantlı konveyörlerin bütün yapılışı şekilleri, kullanılma müddetince, sabit olarak kalacak şekildedir. Erişilebilen yüksek taşıma kapasitesi, uzun mesafelere yük taşıma yeteneği, transport yolunun kavisli olabilmesi, basit tasarım, hafif yapı, güvenilir işletme gibi özellikler bantlı konveyörleri en çok kullanılan transport makinesi durumuna getirmiştir. Taşınan malzeme ıslak veya kuru olduğu gibi taneli parça halinde de olabilir.

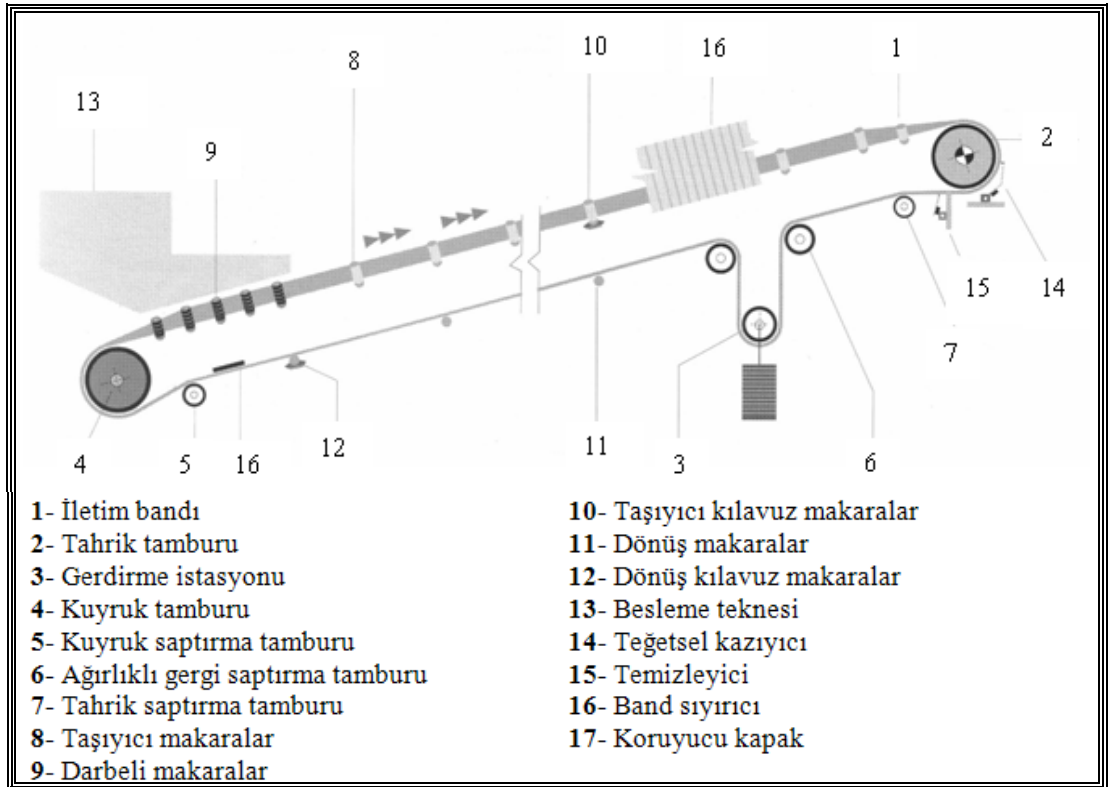
Lastik bantlı iletim sistemlerinde sonsuz hareketli bir bant malzemeyi yatay veya eğimli olarak yukarıya veya aşağıya nakleder. Bantın görevi, iletilecek malzemeyi yükleme yerinden boşaltma yerine taşımaktır. Bu görevi yerine getirebilmek için bant, amaca uygun bir makine konstrüksiyonu üzerine yerleştirilmiştir. Bu sistemde, biri tahrik sistemi ile irtibatlı tahrik tamburu diğeri gerdirme sistemine bağlanmış olan bir yön değiştirme (Kuyruk) tamburu vardır. Çelik konstrüksiyon, üst bant hattını taşıyan taşıyıcı makaraları ve alt bant hattını taşıyan geri dönüş makaralarını taşımaktadır(Şekil 1.1).



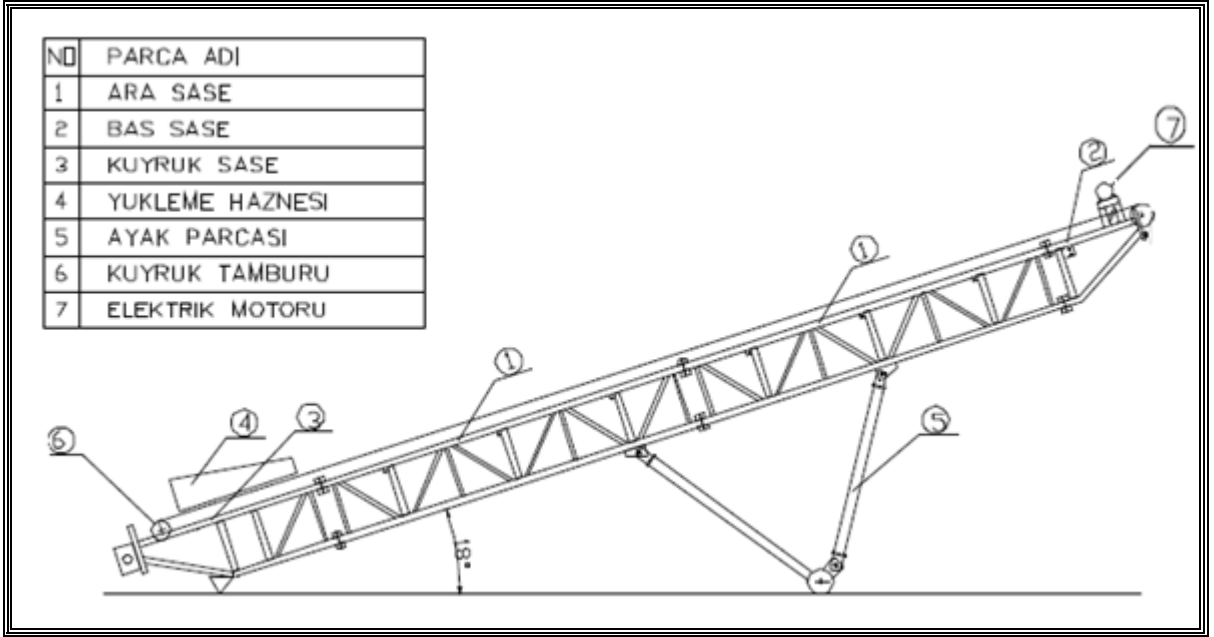
Şekil 1.1. Örnek bir bantlı konveyör iletim sistemi kesiti [20]



Şekil 1.2. Kuyruk tamburu bir vidalı tertibatla gerdirilmiş yatay bantlı götürücünün şematik olarak görünüşü ve temel ekipmanları [5]

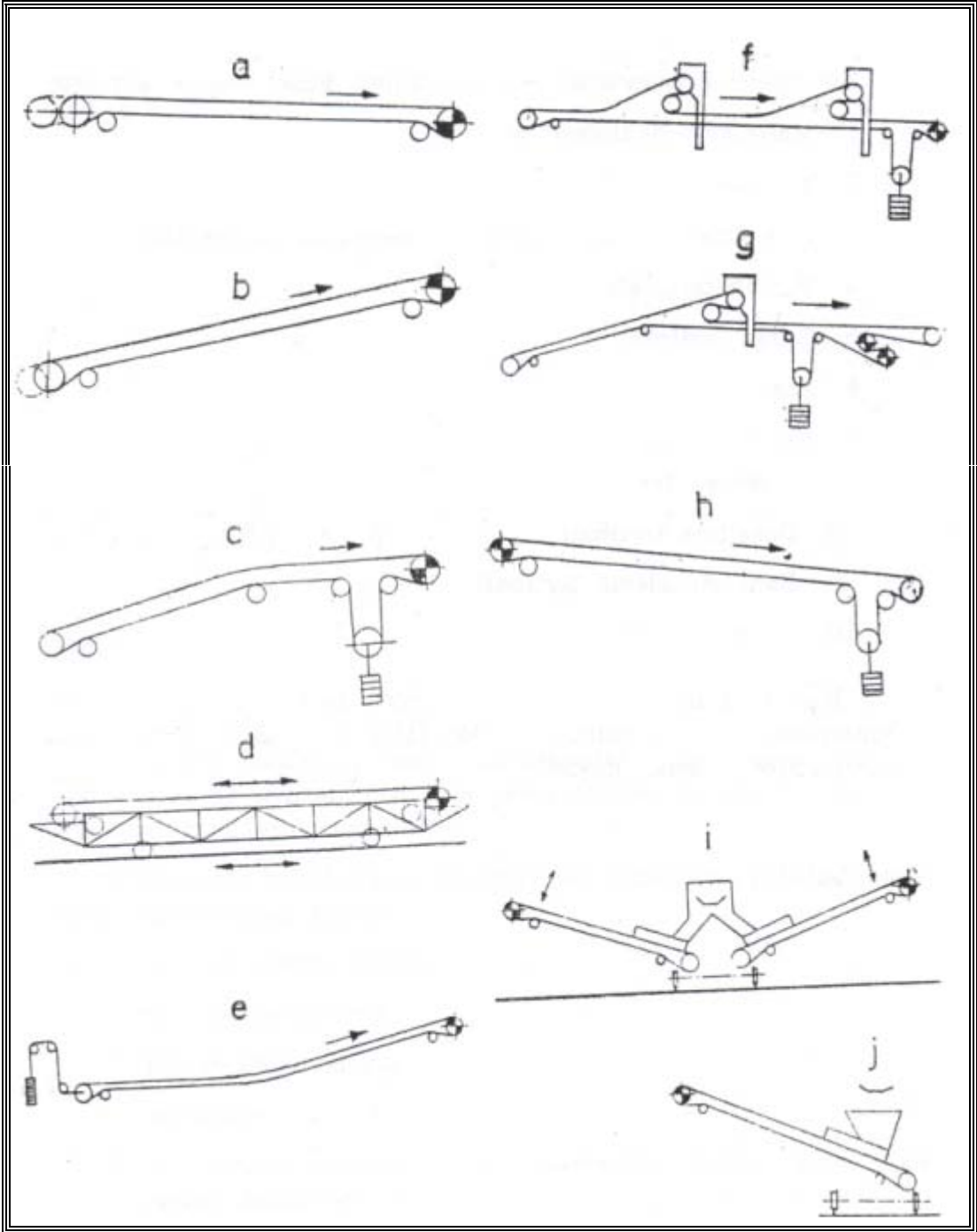


Şekil 1.3. Ağırlıklı gergi tertibatıyla gerdirilmiş yukarı eğimli bantlı götürücünün şematik olarak görünüşü ve temel ekipmanları [5]



Şekil 1.4. Seyyar Bantlı Götürücünün Şematik Olarak Görünüşü ve Temel Ekipmanları [2]

Kullanma maksatlarına göre çok çeşitli bantlı konveyör konstrüksiyonları yapılmıştır. Şekil 1.5.de çeşitli bantlı konveyör tipleri gösterilmiştir. Bunlar: (a) Yatay konveyör, (b) Eğimli konveyör (a ve b de kuyruk tamburu bir vidalı tertibatla gerilmektedir), (c) Konveks bir ara parçası olan ağırlık gergili bir konveyör, (d) Tevzi konveyörü (mekik konveyör), (e) Konkav bir ara parçası olan ağırlık gergili bir konveyör, (f) Sabit triperli ve iki noktadan boşaltma yapan bir konveyör, (g) Boşaltma arabalı (çift tahrik tamburlu ve ağırlık gergili bir konveyör), (h) Aşağı eğimli konveyör, (i) Çift kanatlı bir boşaltma arabası olan konveyör, (j) Radyal boşaltma yapan konveyör.



Şekil 1.5. Çeşitli bantlı konveyör tipleri [11]

1.2 Bantlı Götürücülerin Kullanıldığı Yerler

Bantlı götürücüler sabit veya hareketli olarak yapılabilirler. Bantlı konveyörler malzeme naklinden başka, yükleme ve boşaltma tesislerinde, stoka alma ve malzemeyi stoktan alma tesislerinde büyük ölçüde kullanılırlar. Bantlı konveyörlerin kullanıldığı başlıca yerler aşağıda verilmiştir:

- Maden ocakları,
- Cevher hazırlama tesisleri,
- Dökümhanelerde kum hazırlama tesisleri,
- Termik santraller,
- Liman yükleme ve boşaltma tesisleri,
- Büyük inşaat tesisleri,
- Beton hazırlama tesisleri,
- Kimya, kâğıt, çimento ve şeker sanayinde,
- Tahıl silolarında,
- Gıda sanayinde, kullanılmaktadır.

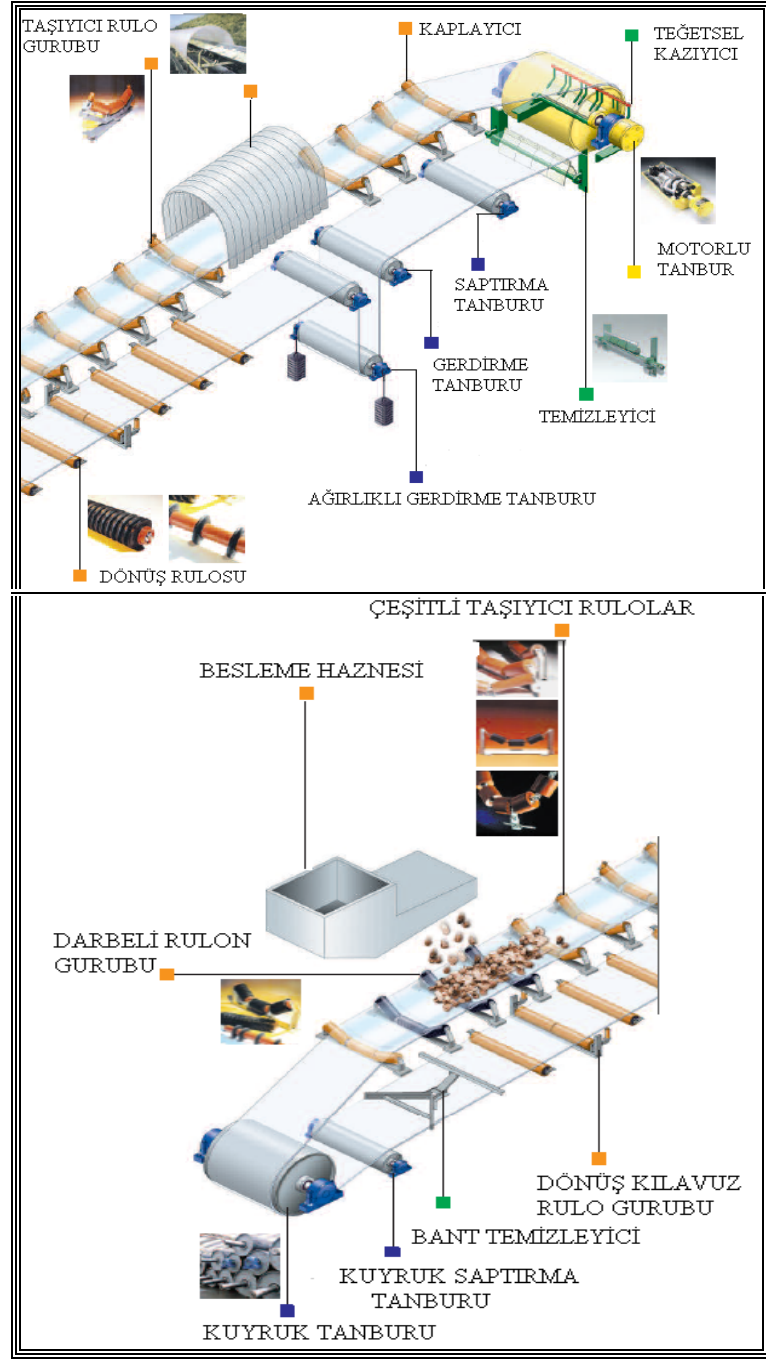


Şekil 1.6. Bantlı iletim sistemlerinin kullanıldığı yerlere örnekler [15]

1.3 Bantlı Konveyörlerin Elemanları

Bir bantlı konveyörün ana elemanları genel olarak şunlardır;

- Taşıyıcı ve dönüş makaraları
- Baş, kuyruk, gergi ve saptırma tamburları
- Tahrik düzeni
- Gergi düzeni
- Şasi
- Yükleme düzeni
- Boşaltma düzeni
- Bant temizleme düzeni
- Diğer teçhizat
- Malzemeyi nakleden bant

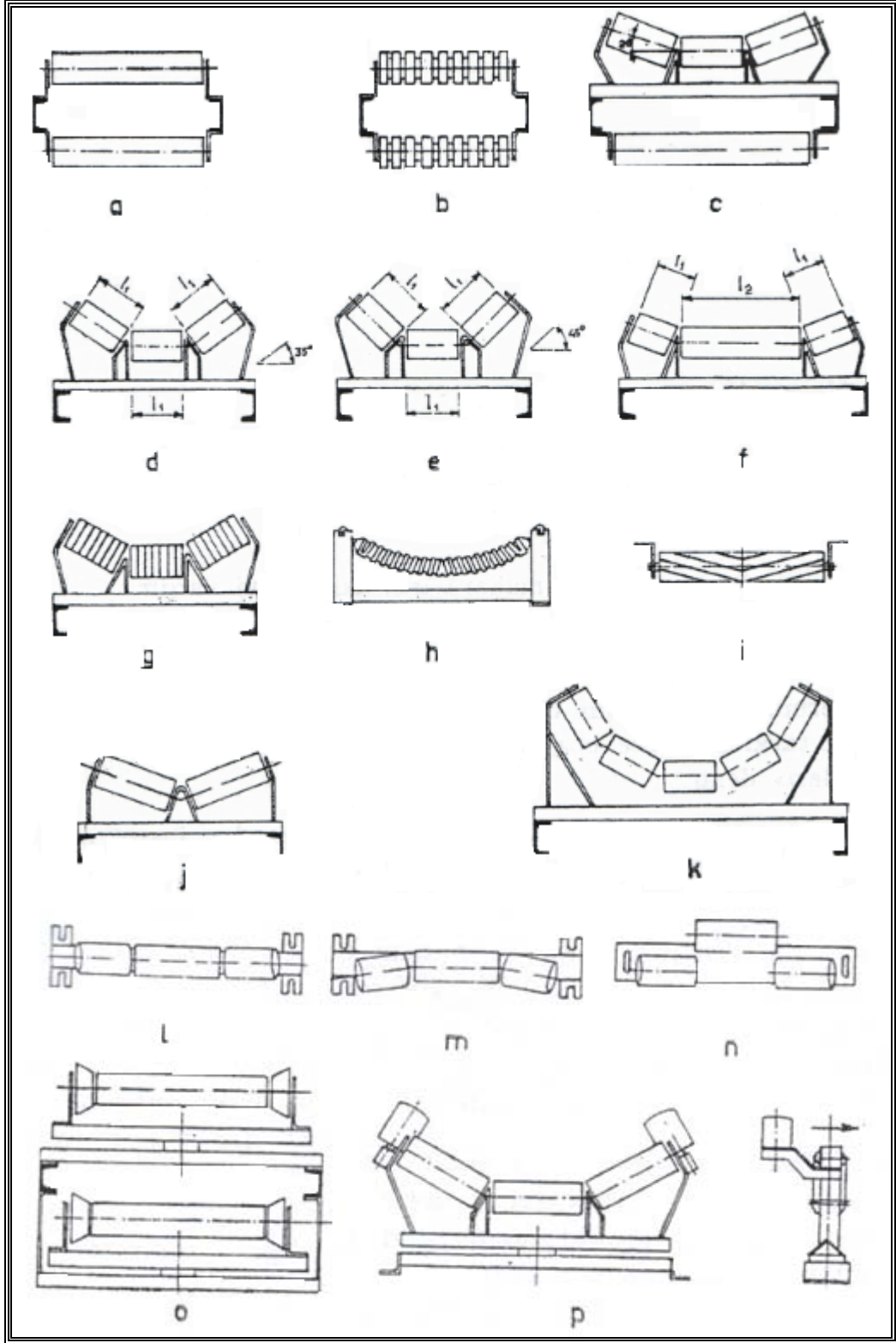


Şekil 1.7. Bantlı iletim sistemlerinin temel ekipmanları [6]

1.3.1 Makaralar

Taşıyıcı makara (rulo) grubu en basit halde genişliği banttadan daha büyük olan silindirik bir rulodan ibarettir. Bu tip düz taşıyıcı makara grupları daha çok parça malzemenin naklinde veya besleyici bantlarda kullanılır. Bantlı konveyörlerde makaraların iki önemli görevleri vardır:

- Malzemeyi taşıyan banta veya dönüş kolunda baş banta mesnetlik etmek
- Gerektiği zaman banta oluk şekli vermek



Şekil 1.8. Çeşitli makara grupları [11]

(a) Düz taşıyıcı ve dönüş makara grubu, (b) Lastik kaplı düz darbe makara grubu, (c) Üçlü taşıyıcı ve tekli dönüş makara grubu (yan ve orta makaralar aynı boyda olup yan makaralar yatayla 20° açı yapmaktadırlar), (d) Üçlü 35° taşıyıcı makara grubu, (e) Üçlü 45° taşıyıcı makara grubu, (f) Üçlü 20° yanları kısa Üçlü makara grubu, (g) Üçlü

lastik kaplı taşıyıcı makara, (h) Üzerindeki malzeme ağırlığına göre oluklaşabilen bükülebilir makara, (i) Banta yapışan malzemenin dökülmesi için ızgara şeklinde yapılmış dönüş makarası, (j) İkili taşıyıcı makara grubu, (k) Beşli taşıyıcı makara grubu, (l) Üç makara aynı hizada monte edilmiş, (m) Bantın kılavuzlanması için, yan makaralar öne çevrilmiş, (n) Yağlama kolaylığı bakımından orta makara kaçık yerleştirilmiş, (o) Bantı merkezlemek için düz kılavuz makara grubu, (p) Üçlü kılavuz makara grubu.

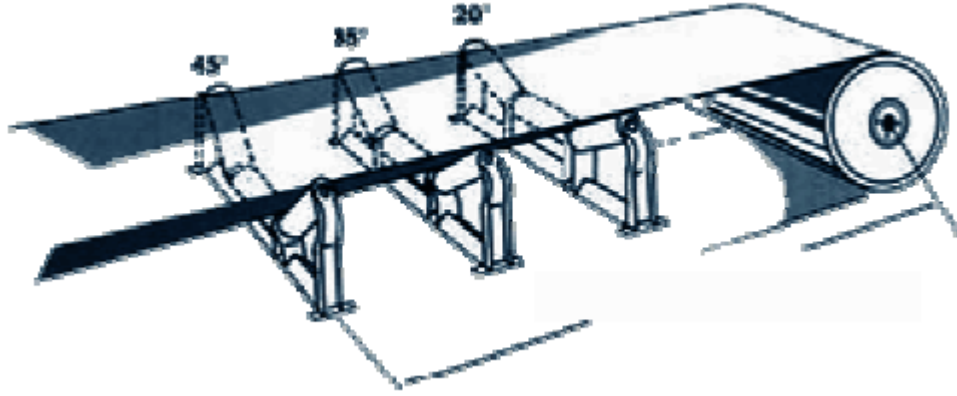
Eğer makaralara darbeli yükler geliyorsa, bantın ezilmemesini temin için, (b) deki gibi lastik kaplı makaralar kullanılır.

Bantın kapasitesini arttırabilmek için, orta makaraları yatay ve yan makaraları (c), (d), (e) ve (f) de görüldüğü gibi, eğimli olan üçlü taşıyıcı makara grupları yapılmaktadır. Yan makara eğimleri, en çok 20° yapılır, kapasiteyi daha çok arttırmak için 30° -35° - 45° eğimlerde makara grupları kullanılması eğilimi de yaygındır. Darbeli yükler varsa (g) deki gibi lastik kaplı makaralar kullanılır. Banta daha iyi bir şekil verebilmek için (h) da görüldüğü gibi bükülebilir makaralar kullanılabilir.

Bazen 500 mm. ye kadar dar bantlarda, üçlü yerine, (j) de görüldüğü gibi, ikili makara grupları kullanılır. (k) da beşli bir makara grubu görülmektedir. Bir zamanlar çok kullanılan beşli makara gruplarının faydaları daha iyi bir oluklaşma temin etmek suretiyle bant ömrünü uzatmak ve bantın kapasitesini arttırmaktır. Mahsurları ise konstrüksiyonun zor ve pahalı olması ve makaraların yağlanma zorluklarıdır. Bir zamanlar çok kullanılan beşli gruplar bugün nadir olarak kullanılmaktadır.

Üçlü bir hizada bulunan makara gruplarında, bantın sıkışmaması bakımından, makaraların üst kenarları arasındaki aralık 10 mm. den büyük olmamalıdır.

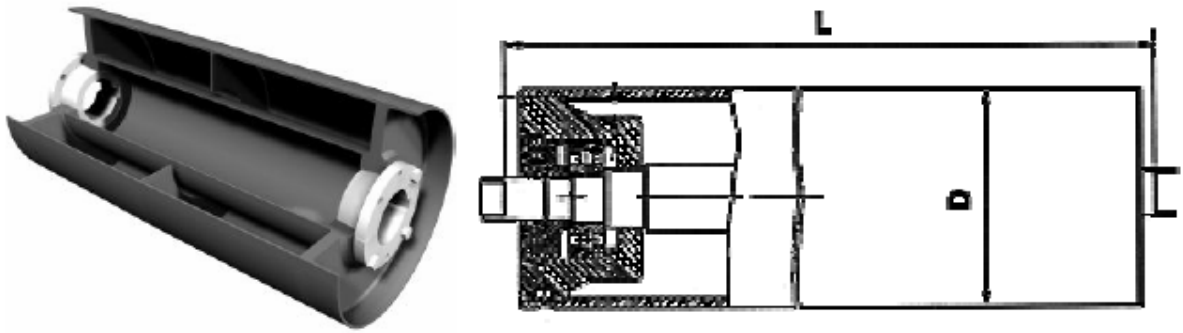
Makaralar genellikle çelik konstrüksiyon bir şasi üzerinde mesnetlenirler; Makaraları taşıyan bu şasi, bant şasisine civatalarla bağlanır. Makaraların bant hareketine dik yönde ayarlanabilmesini temin için, makara şasisi üzerindeki delikler oval yapılırlar. Makara şasisinin dizaynı makaraların kolayca sökülüp takılmasına imkân verecek şekilde olmalıdır. Ağır malzeme taşıyan geniş bantlarda makara şasisinin gerektiği kadar rijit olmasına bilhassa dikkat edilmelidir.



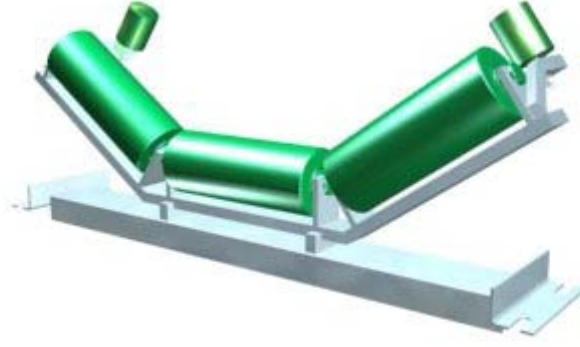
Şekil 1.9. Makaraların tamburdan itibaren düzeni [18]

1.3.1.1 Makara konstrüksiyonu

1. Makaralar genel olarak sabit bir mil üzerinde iki noktada yataklanmış, serbest dönen bir borudan ibarettir. Makara konstrüksiyonunda dikkat edilmesi gereken noktalar şunlardır:
 - Yağlamanın iyi olması,
 - Rulmanlara toz ve zararlı maddelerin girmemesi için iyi bir sızdırmazlık,
 - Yatakların aşırı yüklenmemesi için makaralar hafif ve dengeli olmalıdır,
 - Seri imalatta ucuzluk sağlayacak bir konstrüksiyon.



Şekil 1.10. a) Makara konstrüksiyon resmi [18]



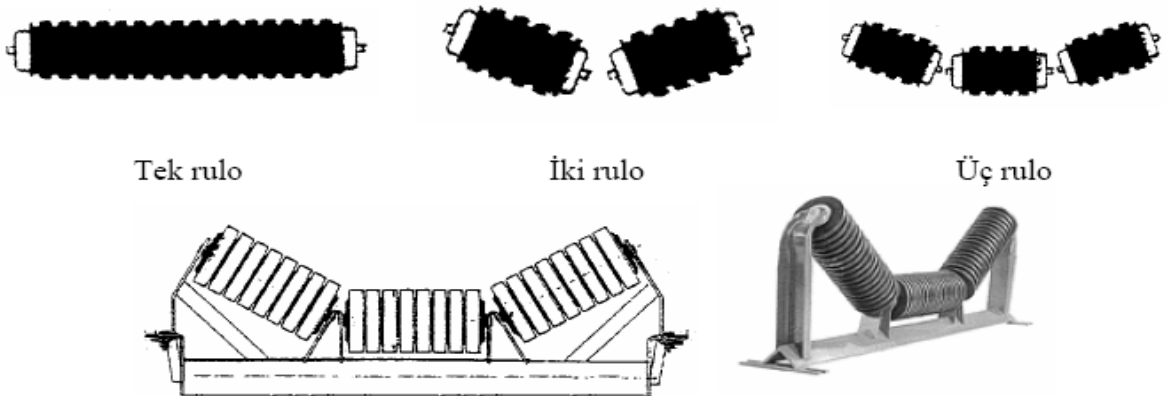
Şekil 1.10.b) Makara montaj resmi [20]

1.3.1.2 Makara konstrüksiyonunda kullanılan malzemeler

Makaralar çelik, dökme demir, plastik veya lastik kaplı borudan; rulman yatakları ve kapakları preslenmiş saç, çelik, temper, kır döküm veya hafif alaşımlardan pres döküm olabilir. Mil işlendiği takdirde St 42 ve St 50 kalitesinde çelikten; işlenmediği takdirde soğuk çekilmiş çelikten imal edilir. Tek sıra bilyeli veya konik rulmanlar kullanılır. Yağlama bir gres nipel ile yapılır. Nipel kapağa veya sabit olan mile takılır. Günümüzde kendinden yağlamalı rulmanlı yataklar yaygın olarak kullanılmaktadır.

1.3.1 Darbe makaraları

İri parçaların banta yüklediği yerde, bantın hasar görmemesi için lastik kaplı darbe makaraları kullanılmalıdır. Lastik kaplama, darbe etkilerinin daha kolay absorbe edilmesi için girintili çıkıntılı imal edilir.



Şekil 1.11. Lastik kaplı darbe makaraları [18]

1.3.1.4 Makara çapları

Çalışma şartları ve bant genişliği makara çapını tayin eden faktörlerdir. Makara apı yapıldığı borunun çapına bağlı olarak değişir. Makara çapının büyük alınması, bantın eğrilik yarıçapını büyüteceğinden bant ömrü bakımından faydalıdır. Buna karşılık çapın büyümesi ile maliyetler artmaktadır.

1.3.1.5 Mil ve rulman hesabı

Kullanılan miller sadece eğilmeye maruzdur. Rulmanlar ise makaraların devir sayısına ve taşıdıkları yüke göre seçilir. Rulmanın taşıdığı yük makaranın dönen kısımlarının ağırlığı ile malzeme bantın makaranın üzerine düşen ağırlığının toplamına eşit olur. Bantlı konveyörün kapasitesi Q [t/h] ve hızı v [m/s] ise üniform yüklü malzemenin birim bant boyuna düşen ağırlığı,

$$G = \frac{Q}{3,6v} \quad [\text{daN/m}]$$

dir. Taşıyıcı makara grubuna gelen yük:

$$P_T = \left(\frac{Q}{3,6V} + G_B \right) \cdot 10^{-3} \cdot L_T + G \quad [\text{daN}]$$

dir. Dönüş makarasına gelen yük ise:

$$P_D = 10^{-3} \cdot G_B \cdot L_D + G_D \quad [\text{daN}]$$

dir. Taşıyıcı makara grubunu üç makaradan ibaret olması halinde, P yükünü % 60 ile 76 arasında ortadaki yatay makara ve %12.5 ile 20 arasında yandaki eğimli makaraların her biri tarafından taşınır. Yan makaralar aynı zamanda aksenal yüke de maruzdurlar. 10 - 15 yıllık bir ömre göre makara seçilir. Rulmanın geçtiği mil g6 ve h6 toleransı ile (nokta yük) rulmanın geçtiği göbek ise K7, M7 ve N7 toleransı ile (evre yükü) işlenmelidir.

1.3.1.6 Makaraların yağlanması ve sızdırmazlık

Makaralardaki rulmanların yağlanması gresle yapılır. Çalışma yeri ve çalışma sıcaklığına bağlı olarak uygun gres seçilir. Genelde makaralara gres tek taraftan, sabit milin ortasından gövdedeki gres hücresinin uygun bir yere açılan bir delik vasıtasıyla sevk edilir. Yağ kanalının ucuna bir gresör takılır. Mile iç boru arasındaki boşluk bir yağ deposu oluşturur ve diğer yatağın gresle beslenmesini sağlar. Makara grubuna sadece bir taraftan yaklaşılabilen konveyörlerde destekle yağ kanalı veya boru donanımı bulunan bir yağlama tertibatı kullanılır. Periyodik olarak dıştan gres pompası ile gres basılır.

1.3.1.7 Makaraların sürtünme direnci

Makaralarda rulmanlı yatak kullanıldığında sürtünme katsayıları oldukça küçüktür. Makaraların dış çapına indirgenmiş ortalama sürtünme katsayısı 0.02 ile 0.04 arasındadır.

1.3.1.8 Makara gruplarının aralıkları

Taşıyıcı makara grupları arasındaki mesafenin büyük seçilmesi malzeme yüklü bantın sıralar arasında sarkmasına ve bunun sonucunda makaralara darbe yüklerinin gelmesine neden olur. Ağırlığın dar tutulması halinde ise kullanılan makara sayısı artacağından yatırım maliyeti artar. Bu yüzden makara grupları arasında optimum aralığın seçilmesi gerekir. İki makara grubu arasındaki sarkma miktarı(f)

$$f \leq \frac{L_T^2 \cdot (G_B + G) \cdot 10^{-3}}{8 \cdot T_1}$$

dir. Burada

T_1 : Bandın gergin kolundaki çekme kuvveti [daN]

G: Birim uzunluğa isabet eden malzeme ağırlığı [daN/m]

G_B : İletim bandının birim boy ağırlığı [daN/m]

L_T : Taşıyıcı makara grupları arasındaki mesafe [mm]

Sarkma miktarının aralığın %2'sinden fazla olması halinde darbe yüklerinin süratle yükseldiğini gösterdiğinden imalatçılar sarkmanın %2 olarak sınırlandırılmasını tavsiye etmektedir.

$$\frac{f}{L_T} = \frac{L_T \cdot (G_B + G) \cdot 10^{-3}}{8 \cdot T_1}$$

Dolayısıyla bant germe kuvveti;

$$T_1 \geq \frac{L_T \cdot (G_B + G) \cdot 10^{-3}}{0,16}$$

olmalıdır.

Yükleme bölgesinde makara aralığı normal aralığın yarısı kadar alınarak bantın makaralar arasında fazla sarkması önlenir. Yüklenen malzeme parçalı ve keskin ise bantın fazla aşınacağı bu bölgede plastik makaralar kullanılarak darbe tesiri azaltılır. Şekil 1.12'de görülen dönüş makarası daha az yük taşıdıkları ve darbe tesirlerinden etkilenmediklerinden daha büyük aralıklarla yerleştirilebilirler.



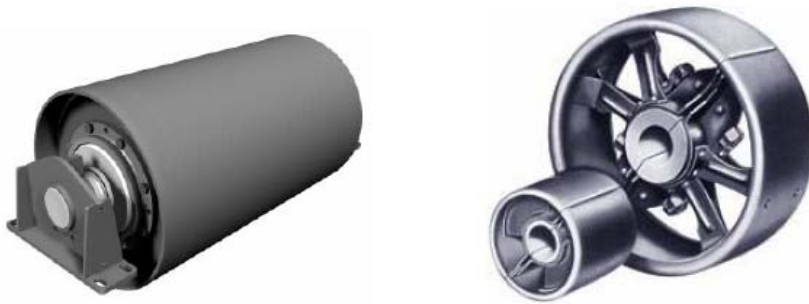
Şekil 1.12. Dönüş makarası [18]

1.3.2 Tamburlar

Bir bantlı konveyör genel olarak çeşitli görev yüklenmiş tamburlarının arasında gerilmiş olarak hareket eden bir banttandır.

1.3.2.1 Tahrik tamburu

Banta hareket veren tambura tahrik tamburu adı verilir (Şekil 1.13). Bir konveyördeki tahrik tamburu sayısı bir veya daha fazla olabilir. Tek tahrik tamburu olan bir konveyörde tahrik tamburundaki bant kuvvetleri ile sarım açısı arasında Euler (Eytelwein) bağıntısı vardır. Bu şekilde banttaki çekme kuvvetlerini arttırmak için iki yol vardır; sarım açısını ve sürtünme katsayısını büyütmek. Sarım açısı en az 180 derece olabilir. Tahrik tamburunun yanında bir saptırma tamburu kullanarak sarım açısı 260 dereceye kadar arttırılabilir. Sarım açısını daha da çok arttırabilmek için iki tahrik tamburu kullanılır. Böylece sarım açısını 500 dereceye kadar arttırmak mümkün olur. Çelik tamburlarda bant ile tambur arasındaki sürtünme katsayısı 0.05 ila 0.45 arasındadır.



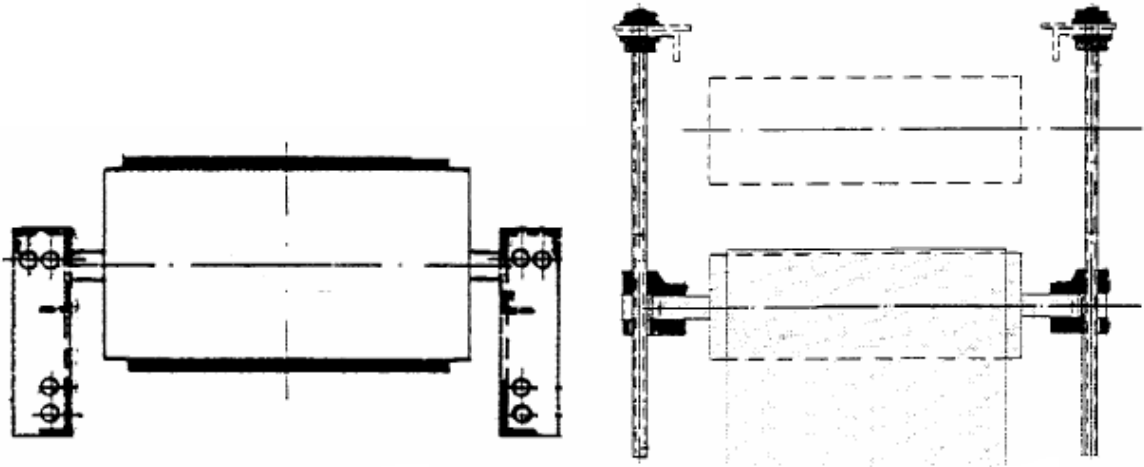
Şekil 1.13. Tahrik tamburları [18]

Sürtünme katsayısını arttırmak sureti ile aynı gücü daha az çekme kuvveti ile nakledebilmek mümkündür. Bu amaçla tahrik tamburları bazen 10 – 15 mm kalınlığından lastikle kaplanır. Bu halde sürtünme katsayısı 0.20 – 0.60 arasında değişir. Hesaplarda

emniyetli tarafta kalmak için; sürtünme katsayısı çıplak tamburlarda 0.25 lastik kaplılarda ise 0.35 kabul edilmektedir.

1.3.2.2 Yardımcı tamburlar

Tahrik tamburunun dışında kalan tamburlara yardımcı tamburlar denir. Kuyruk tamburu, saptırma tamburu ve gergi tamburu bu tip tamburlara örnekler Şekil 1.14'da görülmektedir.

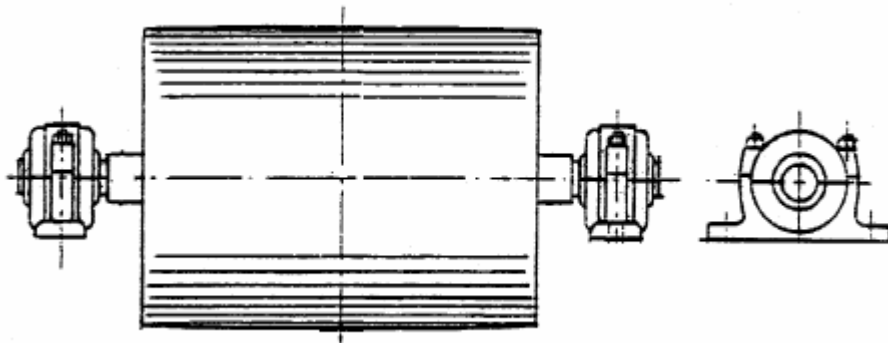


Şekil 1.14. Yardımcı tamburlar [18]

1.3.2.2.1 Bombeli tamburlar

Bantın konveyör ekseninden kaçmaması için; tahrik, baş ve kuyruk tamburları hafif konik yapırlar (Şekil 1.15). Bantın enine yönde fazla zorlanmaması için aşağıdaki hallerde tamburlar bombeli yapılmazlar:

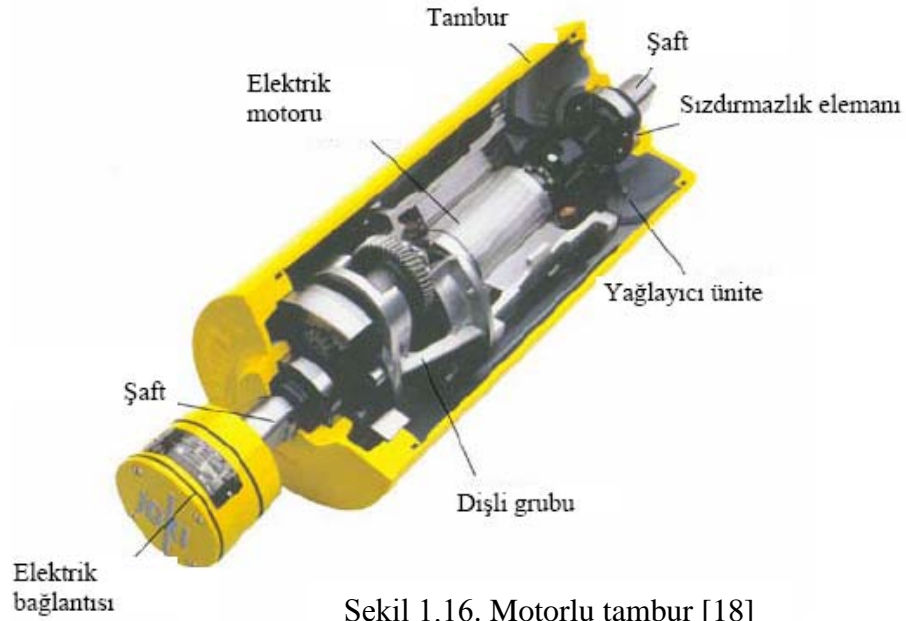
- Tandem tahrikteki tahrik tamburları
- Banttaki azami gerilmenin $> 1,5$ (daN/mm) tabaka olduğu konveyörlerdeki tamburlar. Ağırlık gergi ve saptırma tamburları bombeli yapmaya gerek yoktur.



Şekil 1.15. Bombeli tambur [18]

1.3.2.2.2 Motorlu tamburlar

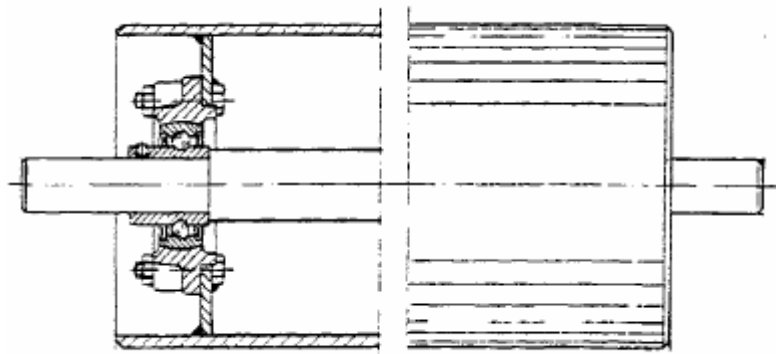
Motorlu tambur çok az yer tuttuğu ve dış etkenlere karşı korunmuş olduğu için, küçük bantlı konveyörlerde çok kullanılır (Şekil 1.16). Bu konstrüksiyonda motor ve dişli kutusu tambur içinde monte edilmiştir. Motorlu tamburların güçleri genellikle 0.05 ila 20 kW arasında olmakla beraber, sabit konveyörlerde 140 kW'ta kadar güçlerde yapılabilirler.



Şekil 1.16. Motorlu tambur [18]

1.3.2.2.3 Kaynaklı tamburlar

Kaynaklı tamburların zarfları en az 4 mm kalınlığındaki saçların kıvrılması ile yapılır (Şekil 1.17). Tamburun dengeli ve salgısız imal edilmesine itina edilmelidir.



Şekil 1.17. Kaynaklı tambur [18]

1.3.2.3 Tambur konstrüksiyonu

1.3.2.3.1 Tambur genişliği

Tambur genişliği bant genişliğinden 75 -150 mm daha fazla alınır.

Buna göre,

$$B_T = B + (75-150) \text{ [mm]} \text{ olarak bulunur.}$$

1.3.2.3.2 Tambur çapları (D)

Tamburlarda bant eğriliğinden dolayı, tambur çaplarının küçük alınması bant ömrü bakımından zararlıdır. Buna karşılıklı tambur çaplarının büyük alınması ekonomik yönden uygun değildir. Pamuk, naylon ve suni ipek gibi doku karkaslı bantlara da tambur çapları, karkastaki kat sayısına göre veren ampirik formüller vardır. Bant kuvvetlerinin büyük olduğu tahrik tamburlarında çap yardımcı tamburlarınkinden büyük seçilmelidir. Ayrıca tahrik tamburu çapının gerekenden daha büyük seçilmesi durumunda dişli kutusundaki çevrim oranı daha büyük olması gerekeceğinden dişli kutusu fiyatı da artacaktır.

Banttaki tabaka sayısı z ise tahrik tamburu çapı aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$D = (125 \text{ ilâ } 190). z \quad \text{[mm]}$$

Yardımcı tamburların çapı ise, aşağıdaki denklem vasıtası ile bulunabilir.

$$D = (100 \text{ ilâ } 125). z \quad \text{[mm]}$$

Çizelge I'de tabaka sayısı ve karkas tipine göre asgari tambur çapları verilmiştir. Bantlardaki çalışma gerilmesinin emniyet gerilmesine nazaran düşük olması halinde, tambur çaplarının daha küçük alınabileceğine dikkat edilmelidir.

DIN 22102 ye göre tahrik tamburu çapı, tamburdan banta yükün iletim kabiliyeti bakımından aşağıdaki denklem vasıtası bulunabilir.

$$D \geq \frac{360.T_E}{P.\pi.a.B} \quad ; D: \text{ Tahrik tamburu çapı [mm]}$$

Ayrıca $D > (0,125 \text{ ile } 0,180).z$ şartı da sağlanmalıdır. (Yeraltında $D > 0,08.z$).

B : bant genişliği [mm]

T_E : tahrik tamburundaki etken kuvveti [daN]

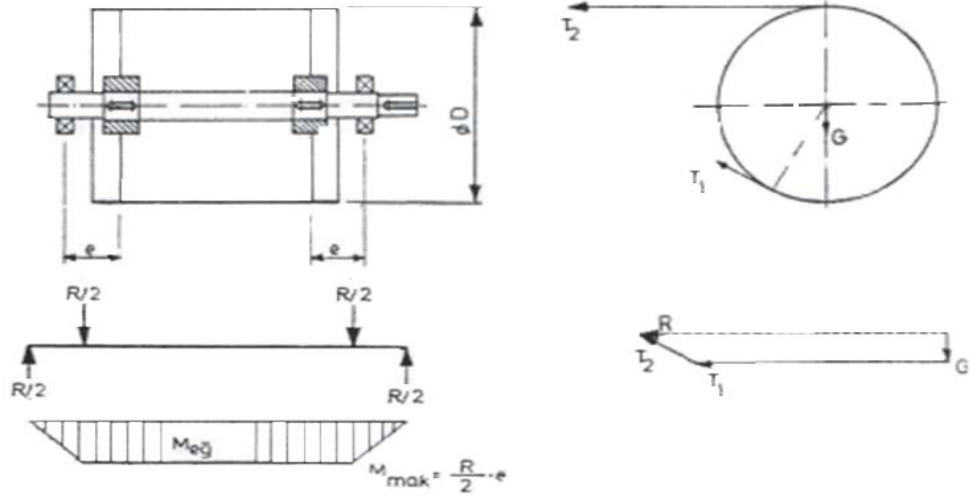
P : tambur ile bant arasındaki yük iletim kabiliyeti

$P = 1600 \text{ — } 2000 \text{ daN/m}^2$ (yeraltında $P < 3500 \text{ daN/m}^2$)

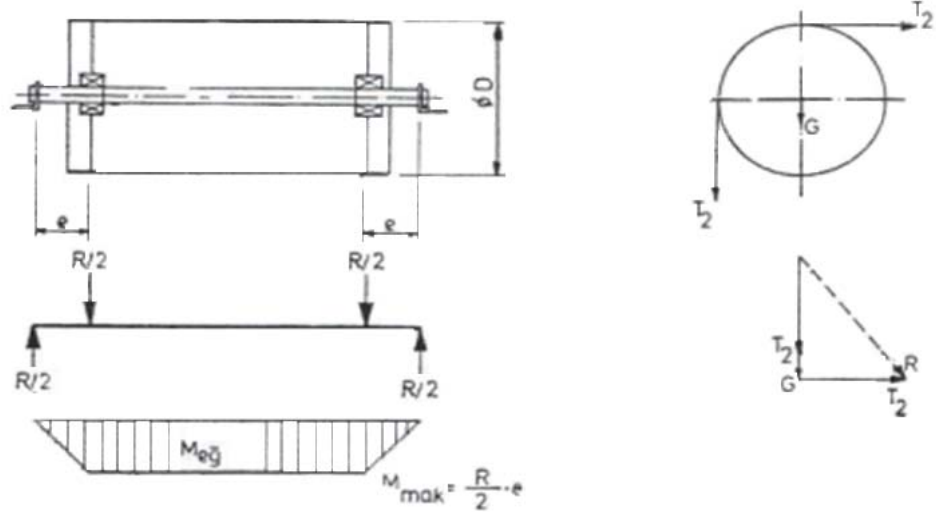
a : bantın tahrik tamburuna sarılma açısı [°]

1.3.2.3.3 Tambur milinin hesabı

Tahrik tamburlarının milleri hem eğilme hem de burulmaya maruz oldukları halde yardımcı tamburların milleri sadece eğilmeye maruzdur. Tahrik tamburlarının milleri tamburla birlikte döner, yardımcı tamburlarının milleri ise sabit veya döner olabilir. Mukavemet kurallarına uygun olarak eğilme ve/veya burulma hesapları yapılır. Sürtünme tesirleri ihmal edilir. Mildeki eğilme ve burulma momentleri ve yatak kuvvetleri hesaplandıktan sonra çeşitli şekil ve çizelgeler yardımı ile mil çapları seçilebilir. Rulmanlara gelince bunlar yatak kuvvetleri ve devir sayısı belli olduğundan, tesirin ömrüne göre veya 10 ila 15 yıllık bir ömür süresi dikkate alınarak seçilirler. Ağır sanayi tesislerindeki konveyörlerde taşıma gücü yüksek olan, 222 serisi çift sıra oynak makaralı rulmanlar kullanılmalıdır. Miller normal olarak Ç42-Ç50 veya Ç1018- Ç1020 kalitesinde akma çeliktir.



Şekil 1.18. Bir tahrik tamburu milindeki eğilme tesirleri [11]



Şekil 1.19. Bir saptırma tamburu milindeki eğilme tesirleri [11]

Tahrik tamburu milindeki burulma momenti aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$M_b = 955 \cdot 10^3 \cdot \frac{N}{n}$$

M_b : Tahrik tamburundaki burulma veya döndürme momenti [daNmm]

N : tahrik tamburundaki güç [kW]

n : tahrik tamburunun devir sayısı [1/dak]

Bantın eğilmesi ve tambur milindeki sürtünme sebebiyle hasil olan sürtünme tesirleri mil hesabında dikkate alınmayacak kadar küçük mertebededir. Mildeki eğilme ve burulma momentleri ve yatak kuvvetleri hesaplandıktan sonra, ASME formülüne yardımcı ile, mil çapı bulunabilir. Eğilme ve burulmaya maruz millerin ASME formülüne göre hesabı denenmiş, başarılı ve nispeten daha basit bir metottür. ASME formülü esas olarak maksimum kayma gerilmesi teorisine istinat eder.

ASME formülü:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \tau_{em}} \sqrt{(C_{eğ} \cdot M_{eğ})^2 + (C_b \cdot M_b)^2}}$$

d : Tambur mil çapı (mm)

τ_{em} : mil malzemesinin kayma emniyet gerilmesi (daN/mm²)

$M_{eğ}, M_b$: Çapı hesaplanacak kesitteki eğilme ve burulma momentleri (daNmm)

$C_{eğ}, C_b$: moment faktörleri (Çizelge 1.1)

St 42, St 50 kalitesinde çelik malzeme için $\tau_{em} = 4,25$ daN/mm² değeri kabul edilmiştir.

Bu metoda göre mil çapı seçerken aşağıdaki gibi hareket edilir :

1. çapı hesaplanmak istenen mil kesitine gelen eğilme ve burulma momentleri hesaplanır.
2. Bu moment değerleri, işletme şartlarına göre tespit edilmiş bulunan aşağıdaki faktörlerle çarpılırlar :

Çizelge 1.1. Yük durumuna göre moment faktörleri [11]

Yük durumu	Moment faktörleri	
	$C_{eğ}$	C_b
1 —Duran miller		
Tedricen tatbik edilen yükler	1,0	1,0
Ani tatbik edilen yükler	1,5-2,0	1,5 - 2,0
2 Dönen miller		
Tedricen tatbik edilen yükler	1,5	1,0
Kararlı yükler	1,5	1,0
Ani tatbik edilen yükler (az darbeleri)	1,5-2,0	1,0 - 1,5
Ani tatbik edilen yükler (çok darbeleri)	2,0-3,0	1,5 - 3,0

1.3.2.3.4 Tamburların İmalatı

Tamburlar döküm veya daha çok kaynaklı olarak imal edilirler. Döküm tamburlar, çelik döküm veya dökme demir olabilirler. Döküm tamburlar, hafiflik bakımından, kollu yapılırlar. Bunlar tek veya çift kollu olabilirler.

1.3.2.3.5 Tamburların yataklanması

Milin yaltaklanması bakımından yataklar ikiye ayrılabilirler: (a) Dıştan yataklı ve (b) İçten yataklı. Tahrik tamburları daima dıştan yataklıdır. Yardımcı tamburlar ise içten veya dıştan yataklı olabilirler. Tamburlar normal olarak (yatak kuvvetleri küçük çıksa bile) 222 veya 223 seri çift sıra makaralı rulmanlarla yataklanmalıdır. Hafif hizmet tipi konveyörlerde çift sıra oynak bilyeli 12, 13, 22 ve 23 serisi rulmanlar kullanılabilir.

1.3.2.3.6 Tamburun mile kamalanması

Alışılmış tambur konstrüksiyonlarında tambur göbeği mile burunlu kamalarla kamalanmaktadır. Kamaların sökülebilmesi için, yatakla göbek arasında uzun bir mesafenin bırakılması mecburiyeti bu konstrüksiyonda eğilme momentinin büyük olmasına sebep olur. Bu sakıncayı yenmek, ayrıca tamburun milden kısa zamanda ve kolaylıkla sökülüp takılabilmesi için, konik gergi burçları kullanılmaktadır. Bu burçlar tamburun mile sıkı geçmesini sağlarlar.

1.3.2.3.7 Tamburdaki sürtünme kayıpları

Uzun konveyörlerde tamburlardaki sürtünme kayıpları önemsiz olduğu halde, kısa ve yatay konveyörlerde gücün önemli bir kısmını teşkil eder.

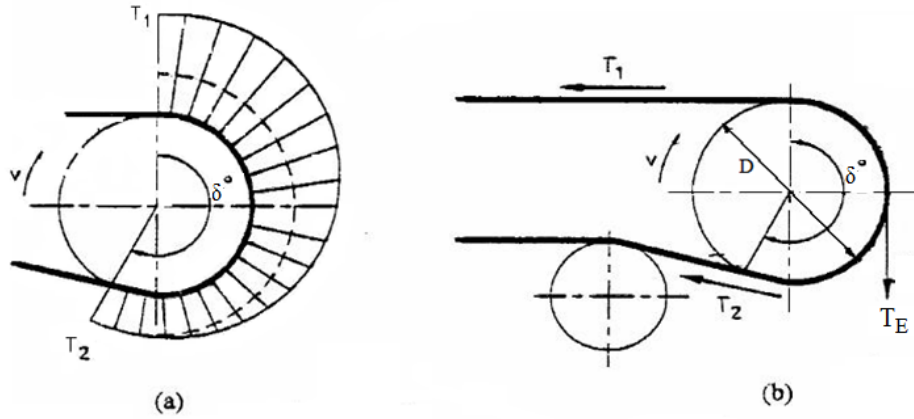
1.3.2.3.8 Tamburların tahrik şekilleri

Bir bantlı konveyörün tahrik tamburuna sarılan bantın gergin ve gevşek kollarındaki çekme kuvvetleri sırası ile T_1 ve T_2 ise tahrik tamburundaki döndürme momenti denklem,

Euler'e göre $T_1 = T_2 \cdot e^{\mu \cdot \delta}$ ifadesinden faydalanılarak,

$$M_b = (T_1 - T_2) \cdot \frac{D}{2}$$

şeklinde tayin edilir.



Şekil 1.20. Bir bantlı konveyörün tahrik tamburuna tesir eden bant kuvvetleri [19]

Tahrik tamburundaki güç ise;

$$N = \frac{(T_1 - T_2) \cdot v}{75\eta} \quad [\text{BG}] \quad \text{veya} \quad N = \frac{(T_1 - T_2) \cdot v}{102\eta} \quad [\text{kW}] \quad (T_1 - T_2 = T_E)$$

olarak hesaplanır.

Bantlı konveyörlerde güç iki türlü hesaplanabilir:

- Bant genişliği kapasite ve konveyörün ana boyutları bilindiğine göre tahrik gücü hesaplanır; bundan sonra T_1 ve T_2 bant kuvvetleri bu güç değerinden hareket edilerek hesaplanır.
- Bant kuvvetleri hesaplanır, tahrik tamburunun iki tarafındaki bant çekme kuvvetleri hesaplandıktan sonra, yukarıdaki formül yardımı ile güç hesaplanabilir.

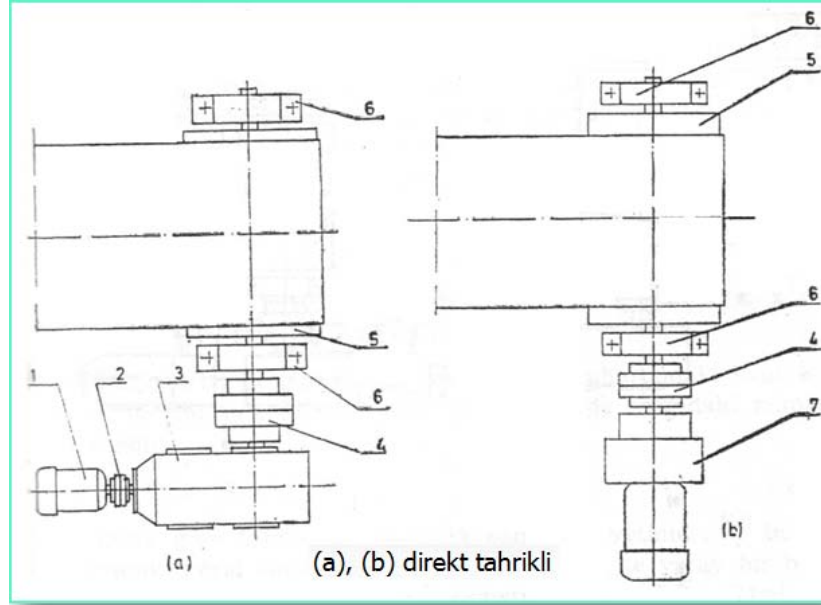
Birinci hesap yolunda bantı tahrik için gerekli gücün beş bileşenden ibaret olduğu kabul edilir.

- Konveyörü boşa çalıştırmak için gereken güç.
- Malzemeyi yatay nakletmek için gereken güç.
- Malzemeyi düşey nakletmek için gereken güç
- Malzemeyi ivmelendirmek için gereken güç
- Diğer güç kayıplarını karşılamak için gereken güç

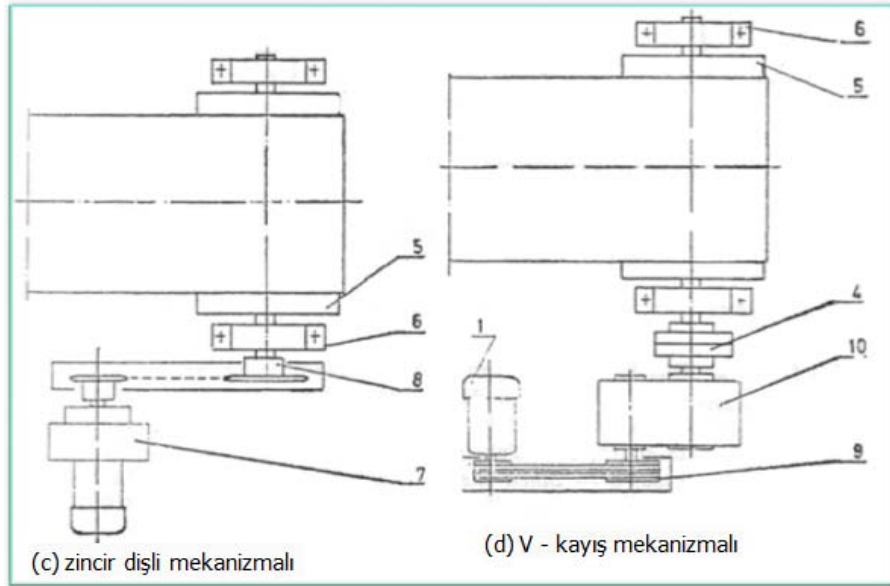
Banlı konveyörler genellikle elektrik motoru ile tahrik edilirler. Motorun devir sayısı tahrik tamburunkinden oldukça fazla olduğundan, araya en az iki kademeli bir dişli kutusu koymak gerekir. Duruma göre bunlar değişik şekillerde monte edilebilirler. Şekil 1.21’de çeşitli tahrik şekilleri gösterilmiştir. (a)’daki tertip az yer tutması bakımından pek çok kullanılır, bu tipte dişli kutusu sonsuz, vidalı veya konik dişli olabilir. Birincisinin ucuz olmasına karşılık, ikincisinin veriminin yüksek olması üstünlüğü vardır.

Tahrik düzeni şunlardan oluşur:

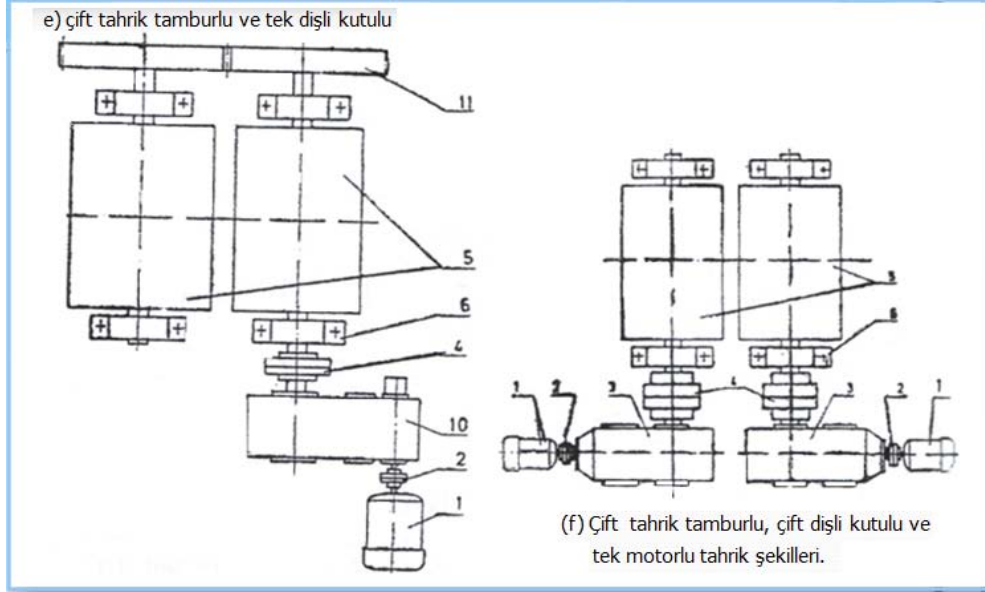
1. Motor,
2. Motor kavraması,
3. Sonsuz vidalı veya konik dişli kutusu,
4. Tambur kavraması,
5. Tahrik tamburu,
6. Tahrik tamburu yatağı,
7. Motorlu dişli kutusu,
8. Zincir dişli mekanizması,
9. V - kayış mekanizması,
10. Dişli kutusu,
11. Hareket dişlileri.



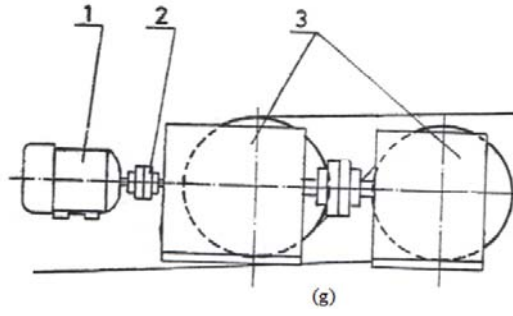
Şekil 1.21 (a), (b). Bantlı konveyörlerin tahrik şekilleri [11]



Şekil 1.21 (c), (d). Bantlı konveyörlerin tahrik şekilleri [11]



Şekil 1.21 (e), (f). Bantlı konveyörlerin tahrik şekilleri [11]



Şekil 1.21 (g). Bantlı konveyörlerin tahrik şekilleri [11]

1.3.2.4 Gergi düzeni

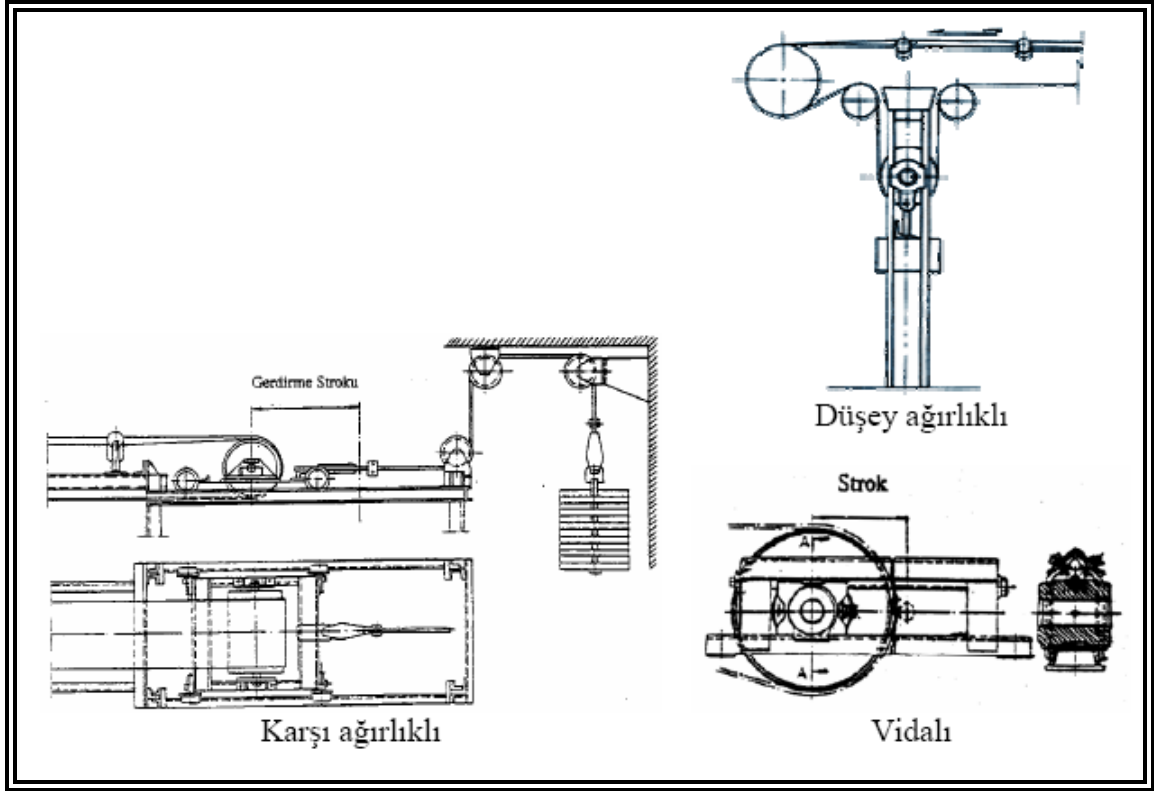
Gergi düzeni bant kollarındaki gerekli çekme kuvvetini temin eder. Gergi kuvvetinin az olması bakımından gergi düzenini banttaki çekme kuvvetinin en az olduğu yere yerleştirmek tercih edilmelidir. Çoğunlukla gergi düzeni konstrüksiyonun elverişli olduğu yere konmaktadır. Aşağıdaki denklem göz önüne alınırsa;

$$T_2 = \frac{T_E}{e^{\mu\delta} - 1}$$

Burada, T_E bantı hareket ettiren etken kuvvettir. Bu kuvvetin doğabilmesi için, bantın gevşek kolunda T_2 gibi bir çekme veya germe kuvvetinin mevcut olması gereklidir. İşte bu T_2 kuvvetini oluşturmak için kullanılan düzene germe veya gergi düzeni denir. T_2 kuvvetinin en küçük olduğu yer genellikle tahrik tamburunun gerisidir. Gergi düzeni kullanılmasının dört nedeni vardır:

- (Yukarıda anlatıldığı gibi) Bantın tahrik tamburuna kayma yapmaması için gerekli T_2 kuvvetini temin etmek.
- Bilhassa yükleme bölgesinde bant oluklaşmasının bozulmaması ve bantın makaralar arasında gerekenden fazla sarkmaması için olan asgari bant kuvvetini temin etmek.
- Bantta hasıl olan uzama ve kısalmaları karşılamak.
- Bant ekleri için bir miktar bant stoku elde etmek. Aksi halde ek yerinin tamiri esnasında çift ek yapmak zorunluluğu ortaya çıkar.

Genellikle küçük kapasiteli konveyörlerde vidalı gergi düzeni, büyük kapasiteli olanlarda ise otomatik gergi düzeni kullanılır (Şekil 1.22).



Şekil 1.22. Gerdirme sistemleri [18]

1.3.2.5 Bantlı konveyörlerin yükleme sistemleri

Bir bantlı konveyörün iyi bir şekilde çalışabilmesi için, aşağıdaki iki şartın gerçekleşmesi şarttır:

- Bantlı konveyör iyi bir şekilde yüklenmelidir.
- Bantlı konveyör iyi bir şekilde boşaltılmalıdır.

Bantlı konveyör konstrüksiyonu bu iki hususa en büyük dikkati vermelidir. Bantlı konveyörlere malzeme genellikle bir oluk vasıtası ile verilir. Oluk malzemenin etrafa yayılmasını ve dökülmesini önleyerek, muntazam bir şekilde banta verilmesini sağlar. Malzemenin banta yüklemesinde bilhassa üç noktaya dikkat edilmelidir:

- Bant düzgün bir şekilde ve bant eksenine göre simetrik olarak yüklenmelidir.
- Banta gelen darbe ve aşınma tesirleri asgariye indirilmelidir.
- Malzemenin bant yönündeki hızı, bant hızına eşit olmalıdır.

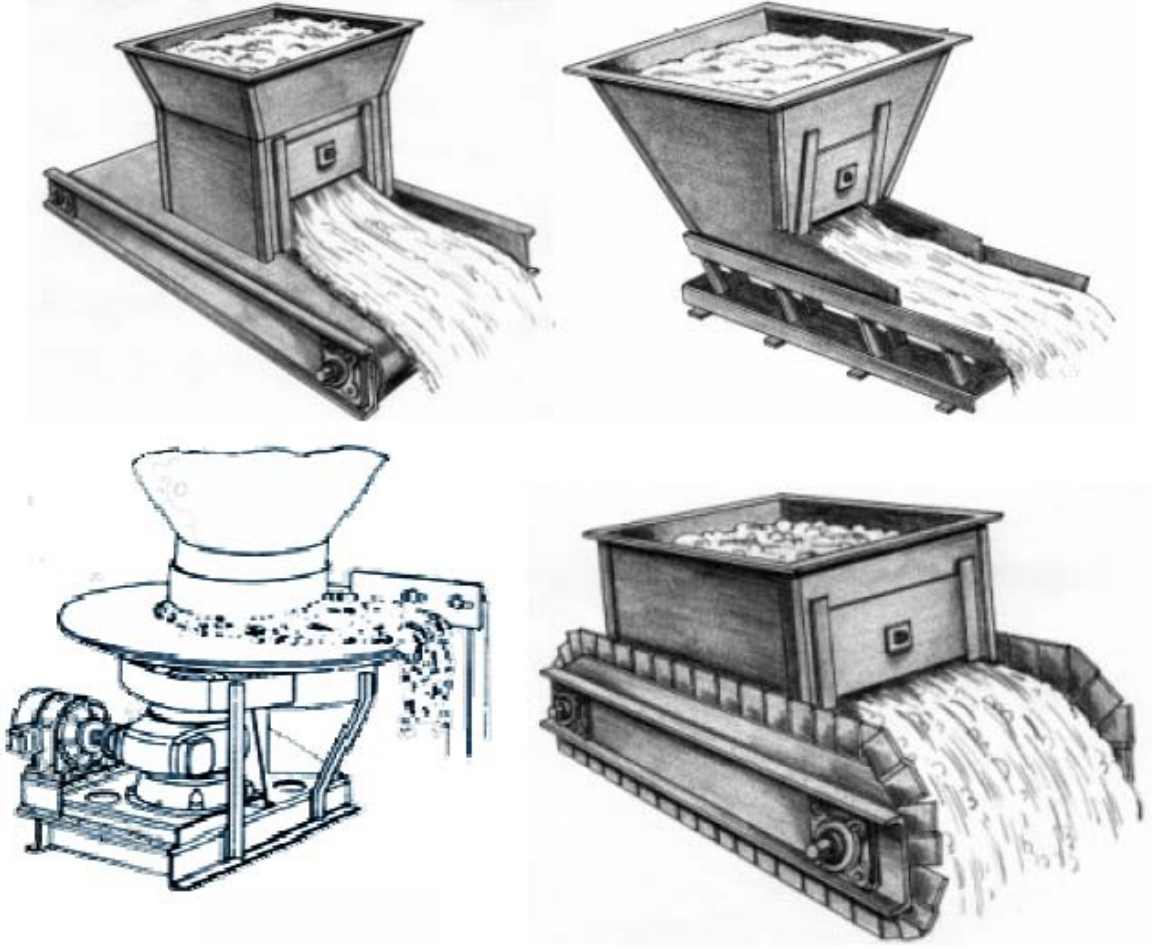
Bant düzgün bir şekilde yüklenmez ise, bantın kapasitesinden tam olarak faydanılamaz ve bant kenarından malzemenin dökülmesi ihtimali artar. Bu durum özellikle yüklemenin bant eksenine dik doğrultuda olması halinde görülür. Bantın en çok tahribe uğradığı yer yükleme bölgesidir. Zira ne gibi tedbir alınırsa alınsın, yüklenme bölgesinde malzeme banta daima yüksekten dökülür ve bu dökülmenin banta dik tesiri banta darbe şeklindeki bir zorlama yapar. Dökülme hızının banta paralel bileşeni ise, bantın aşınmasına sebep olur. Aşınma

tesirini azaltmak için, malzeme bantın hareket yönüne dökülmelidir. Malzeme hızı aynı değilse, yükleme noktasında hız farkı yüzünden bir malzeme türbülansı oluşur.

1.3.2.5.1 Besleyicilerde bantlı konveyörlerin yüklenmesi

Bantlı konveyörün düzgün bir şekilde yüklenmemesi, bant üzerinde boş ve aşırı yüklenmiş bölgelerin meydana gelmesine yol açar. Bu durum kapasitenin azalmasına ve bantın kenarından malzemenin dökülmesine sebep olur. Malzemeyi düzgün bir şekilde sabit debi ile nakleden makinelere besleyici denir.

- Bantlı besleyici
- Çelik plakalı besleyici
- Vargel besleyici
- Vidalı besleyici
- Küreyicili besleyiciler
- Titreşimli besleyiciler
- Döner kanallı besleyiciler
- Döner tamburlu besleyiciler
- Döner tablalı besleyiciler
- Döner küreyicili besleyiciler



Şekil 1.23. Besleyiciler [18]

1.3.2.6 Bantlı konveyörlerin boşaltma sistemleri

Bantlı konveyörlerde en çok rastlanan boşalma şekli, baş tamburdan malzemenin boşaltılmasıdır. Baş tamburdan direk olarak boşaltmada malzemenin yörüngesi bir parabolüdür. Boşaltma olduğunun konstrüksiyonunda malzeme yörüngesinin çizilmesi şarttır.

1.3.2.6.1 Sıyırıcılarla boşalma

Sıyırıcılar sabit veya bir araba üzerinde hareketli olabilirler. Sıyırıcılar hem yığıma hem de parça malzemenin boşaltılmasında kullanılabilirler. Sıyırıcılar düz veya ok şeklinde yapılabilirler. Ok şeklindeki sıyırıcılar bir mafsallık etrafında dönerek bantın üzerinden kaldırılabilirler. Normal çalışma esnasında, sıyırıcının lastik kenarları bantın üzerine bastırılırlar. Bantın hasar görmemesi için, sıyırıcının bastırma kuvveti gerekli olandan fazla olmamalıdır. Ok açısı 60 – 90 derece arasında alınır.

Bir boşalma arabasının konstrüksiyonunda dikkat edilecek hususları:

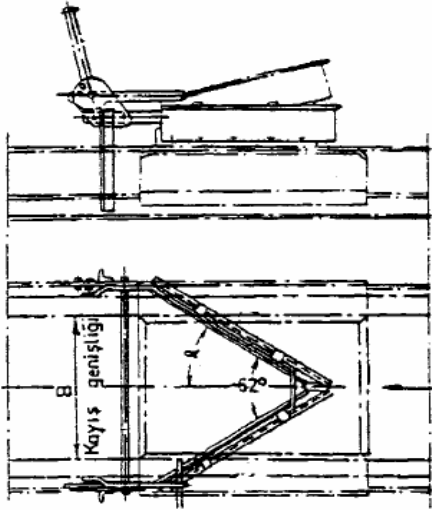
- Tamburlara tesir eden bant ve ağırlık kuvvetleri çizilerek tekerlek basınçları hesaplanmalı ve arabanın devrilmeye karşı emniyeti kontrol edilmelidir.

- b) Boşaltma arabasına çıkan bantın eğimi, o malzeme için müsaade edilen azami bant eğiminden fazla olmamalıdır.
- c) Arabanın hareketi sınırlanmalıdır.
- d) Özellikle geniş bantlı konveyörlerde, bant kuvvetlerinin bileşkesinin boşaltma arabasını hareket ettirme ihtimali mevcut olduğundan, bu gibi hallerde boşaltma arabasının yürütme düzeni bir frenle teçhiz edilmelidir.

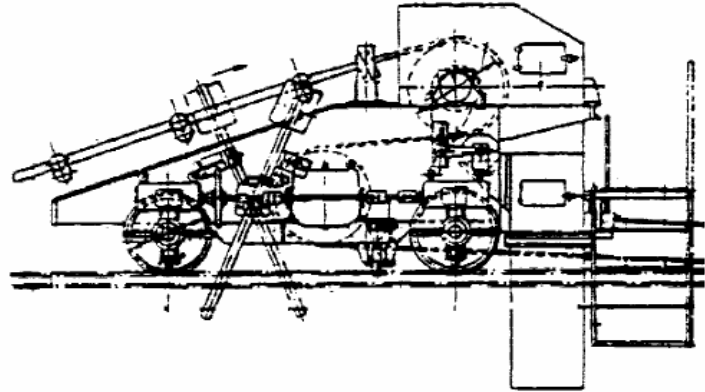
1.3.2.6.2 Boşaltma olukları

Boşaltma olukları malzemenin yerçekimi kuvveti ile naklini sağlar. Oluk eğimi malzemenin rahatça akmasını sağlayacak kadar büyük seçilmeli, fakat malzemenin bir çığ gibi akmasına da sebep olmamalıdır. Oluk eğimi oluk malzemesi ve nakledilen malzemeye göre değişmektedir. Boşaltma oluklarının konstrüksiyonunda gerekli itinanın gösterilmesi her zaman için faydalıdır. Oluk konstrüksiyonunda aşağıdaki hususlar göz önüne alınmalıdır:

- Boşaltma eğrisi
- İnce ve tozlu malzemenin tozlanması
- Asgari oluk eğimi
- Banta yapışan malzemenin banttan sıyrılması
- Boşaltılan malzemenin istenilen yere yönetilmesi



(a) İki yanlı boşaltma pulluğu

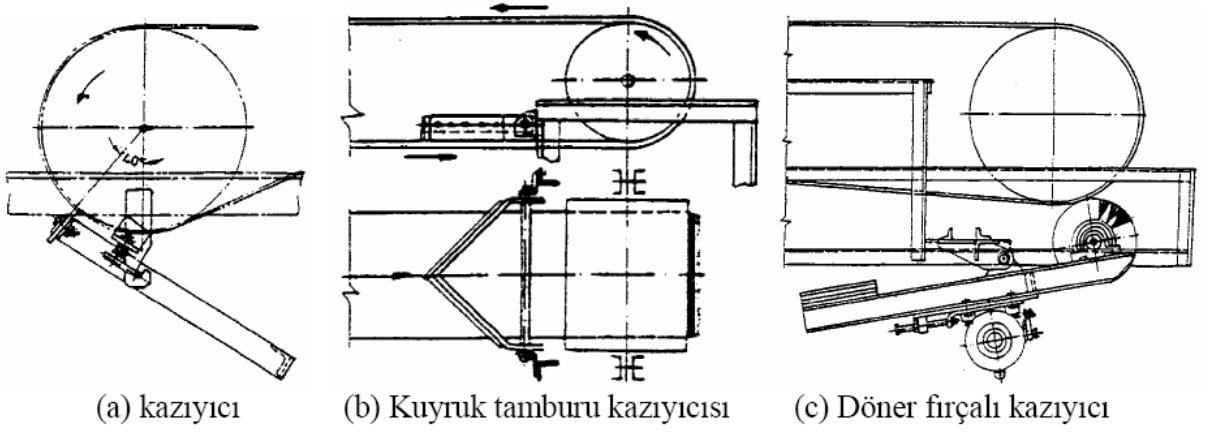


(b) Hareketli boşaltıcı

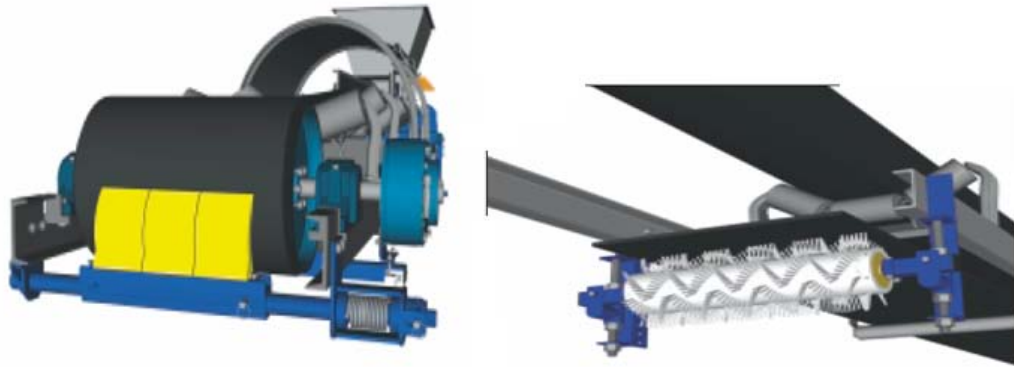
Şekil 1.24. Boşaltma sistemleri [12]

1.3.2.7 Bant temizleyicileri

Siliciler ya da kazıyıcılar bantın dış yüzeyine tutunan kuru malzemeyi temizlemeye yararlar (Şekil 1.25). Islak ve yapışkan malzemenin temizlenmesi için döner fırça kullanılır. Kazıyıcı düzeneklerde temizleme işlemi, ya mafsallı bir çubuğa tutturulmuş bulunan bir lastik şeritle fırça durumunda ise sert kıl fırça ya da silindirik fırçaya ana doğruları boyunca tutturulmuş 1.0 ila 1.2 mm capron fiberi şeritlerle yerine getirilir. Bant temizleyiciler, boşaltma tamburunun yakınına yerleştirilirler ve kazınan malzeme boşaltma oluğuna dökülür. Bantın iç yüzeyini, istenmeden saçılan malzemenin temizlemesi için kuyruk tamburu yakınına bir kazıyıcı yerleştirilir. Bazı durumlarda, malzemenin alt tarafa dökülmesini önlemek için, alt ve üst kayış arasında bir dolu bölme yapılır.



Şekil 1.25. Kazıyıcı sistemleri [12]



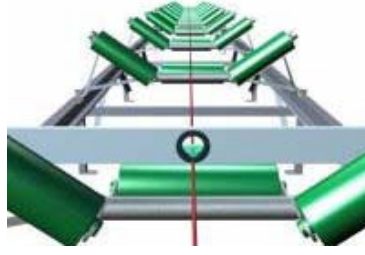
1.3.2.8 Bantlı konveyörün şasi konstrüksiyonu

Bantı taşıyan taşıyıcı ve dönüş makara grupları bir şasi üzerine tespit edilirler. Kullanma amaçlarına göre, bu şasi konstrüksiyonu farklı şekillerde olabilir. Devamlı çalışan tesislerde şasi konstrüksiyonu genellikle hadde profillerden yapılır. İnşaat işlerinde kullanılan portatif konveyör ise daha ziyade hafif profillerden veya borudan yapılmış şasi konstrüksiyonuna sahiptir. Gerek inşaat ve yol şantiyelerinde, gerekse yeraltı maden galerinde kullanılan konveyörlerin konstrüksiyonunda montaj ve sökölmenin kolay yapılabilmesine dikkat edilmelidir.

1.3.2.8.1 Şasinin bölümleri

a) Orta şasi

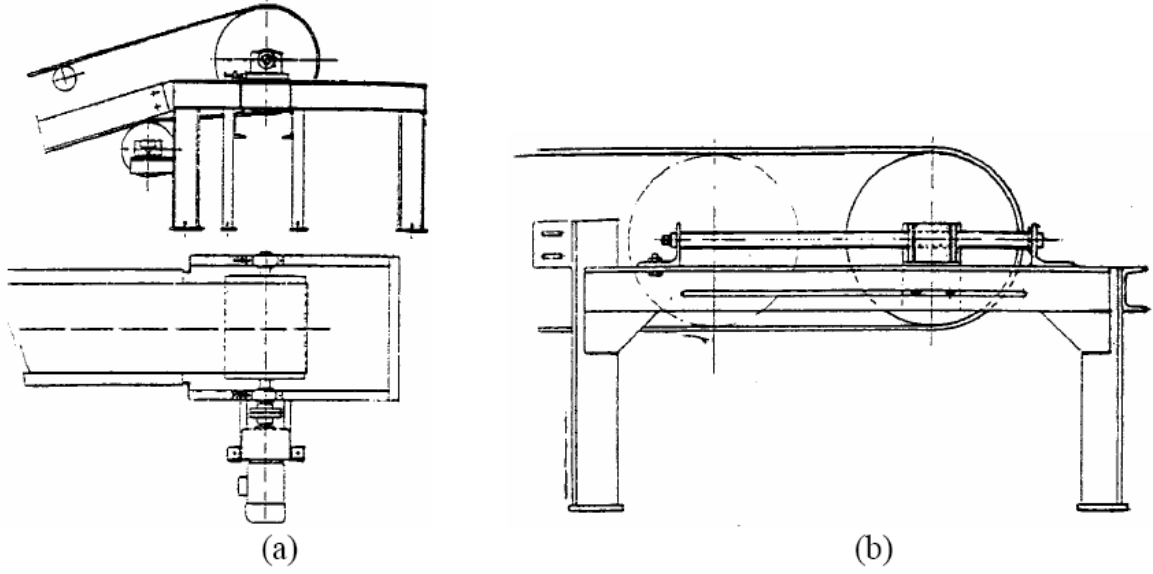
Bir konveyörün orta kısmında sadece taşıyıcı ve dönüş makaralarını taşıyan kısımdır (Şekil 1.27). Orta şasi ayrıca U profilinden veya hafif konveyörlerde köşebent veya borudan imal edilirler. Bazı bantlı konveyör imalatçıları orta şasi kısımlarını standart parçalar halinde imal etmektedirler.



Şekil 1.27. Orta şasi [18]

b) Baş taraf şasisi

Baş tamburu ile boşalma olduğunu taşıyan şasi kısmıdır (Şekil 1.28a). Baş tamburu aynı zamanda tahrik tamburu ise, tahrik şasisi de baş taraf şasisine bağlanır. Baş tambur ve oluğun oldukça ağır olması ve banttaki çekme kuvvetlerinin alınabilmesi için, baş taraf şasisi oldukça rijit yapılmalıdır.



Şekil 1.28. Şasi kısımları [18]

c) Tahrik şasisi

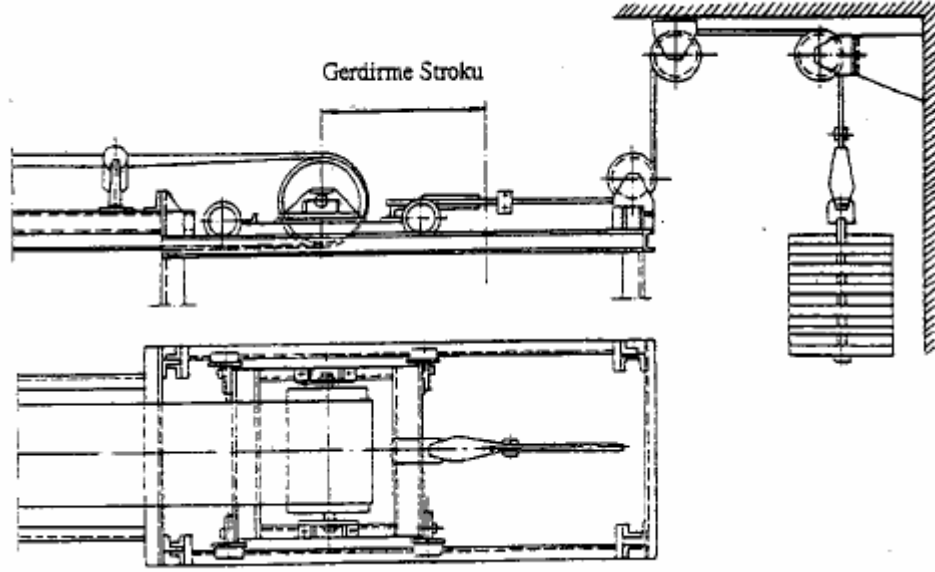
Tahrik tamburları ile bunların tahrik tertibatı taşıyan şasi kısmıdır. Bu kısmın konstrüksiyonunda, bant kuvvetleri ve zati ağırlıklar göz önüne alınmalıdır.

d) Kuyruk taraf şasisi

Bant germe kuvvetleri ve tambur ağırlığına maruzdur (Şekil 1.28b). Şasinin bu bölümüne gelen kuvvetler baş taraf şasisine göre oldukça azdır.

e) Gergi düzeni şasisi

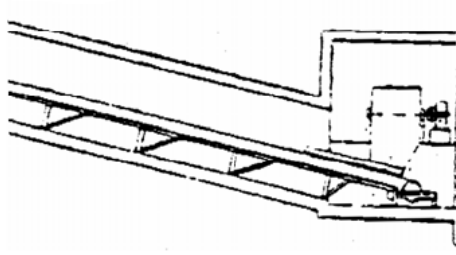
Gergi tertibatına ait saptırma tamburları aksamı taşıyan şasi kısmıdır. Gergi düzenin yer aldığı gergi şasisi Şekil 1.29'de görülmektedir.



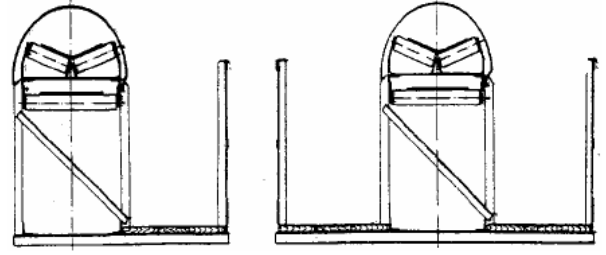
Şekil 1.29. Gergi düzeni şasisi kısımları [18]

1.3.2.9 Konveyör galerileri ve köprüleri

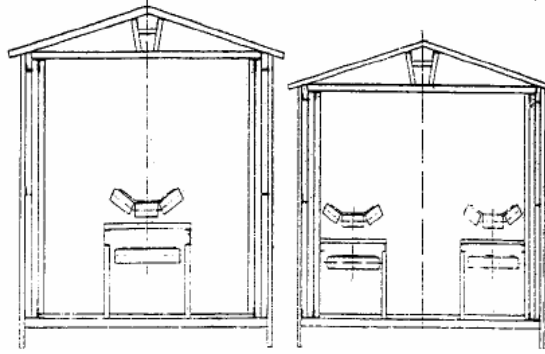
Bugün birçok tesislerde ana nakil elemanı olarak kullanılan bantlı konveyörleri taşıyan ve muhafaza eden yapı bölümlerine, yapılış şekline göre, konveyör galerisi veya konveyör köprüsü denmektedir (Şekil 1.30). Bantlı konveyörler arazi üzerinde korunmasız olarak tesis edilebilirler. Bina içinde ayrıca bir korunma veya bir galeriye ihtiyaç olmaz. Eğer konveyörün yer altından geçmesi isteniyorsa, bu taktirde konveyör bir beton galeri içine alınır. Bu galeri beton bir kutu şeklinde yapılır. Bantlı konveyör zeminde yukardan geçirileceği zaman, bu köprü teşkil edilir. Bazı hallerde bant şasisi bir kafes kiriş haline getirilip köprü teşkil edilir ve yürüme kolları bu köprüye bağlanır. Kafes kiriş hem bantlı konveyörü hem de yürüme yollarını taşır.



(a) Betonarme konveyör galerisi



(b) Açık bant köprüsü



(c) Kapalı bant köprüsü

Şekil 1.30. Konveyör galerileri ve köprüleri [18]

1.3.2.10 Konveyör bantının özellikleri ve seçimi

1.3.2.10.1 Kauçuk bantın özellikleri ve yapısı

Bant, malzemenin nakledilmesi ek olarak hareket için gerekli olan çekme kuvvetine, malzemenin mekanik ve korozif aşındırma tesirine, rutubete ve sıcaklığa dayanıklı olmalıdır. Bant ayrıca malzemenin yükleme bölgesinde darbe tesirine, rulolara yaslanmasında ve kasnaklara sarılmasından ötürü eğilmeye ve santrifüj kuvvete de maruzdur. Arızasız bir çalışma için bir konveyör bantının aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekir:

- Az nem çekme özelliği
- Yüksek dayanım
- Düşük özgül ağırlık
- Az uzama
- Tamburlara sarılma ve oluklaşmadan dolayı oluşan etkilere dayanım
- Eğrilik değişimlerinin neden olduğu alternatif gerilmelere dayanım
- Malzemenin aşındırıcı etkilerine dayanıklılık ve uzun ömür

Orta kısmında mukavemeti sağlayan pamuk veya naylon gibi sentetik malzemedan yapılmış birkaç tabakalı bir dokuma bulunan lastik bantlar, yukarıdaki şartları en iyi şekilde sağladıklarından dolayı geniş bir uygulama alanı bulmuşlardır. Bantlarda dokuma tabakalarının arası, üst, alt ve yanlar lastikle kaplanır.

1.3.2.10.2 Bantın ortadan sevki

Bantlı konveyörlerin bant ekseninin konveyör eksenini üzerinde kalmasını sağlamak şarttır. Bantın yana kaçması malzemenin dökülmesine ve bantın hasar görmesine neden olacaktır. Düz makaralarda bantın merkezlenmesi kolaydır; fakat üçlü taşıyıcı makaralı konveyörlerde ise hareketli bir bant yükseğe tırmanmak isteyeceğinden bantın yüksek olan yan makaralara kaçma ihtimali yüksektir. Aşağıdaki noktalar bantın yana kaçma ihtimalini arttırmaları:

- Eğim açısı artması
- Makaralar arasındaki mesafenin fazla olması
- Makaraların kaymalı yataklı olması
- Bantın rijit olması nedeniyle orta makaraya oturmaması
- Bantın tam ortadan yüklenmemesi
- Bant hızının yüksek olması
- Bantın makaraya iyi oturmaması
- Makara ve tamburların sıkışması ve zor dönmesi
- Ek yerinin düzgün yapılmamış olması
- Makara ve tamburların konveyör eksenine tam dik olarak yerleştirilmemiş olması
- Bant şasisinin istikametinin ve tesviyesinin tam olmaması
- Açıkta çalışan konveyörlerde rüzgâr etkisi

Bantın ortadan sevki için alınacak konstrüktif önlemler şunlardır:

- a) Yan makaralar bantın hareket yönünde 1.5° ile 3° arasında eğimli yerleştirilmesi
- b) Baş ve kuyruk tamburları bombeli yapılması
- c) Sabit kılavuz makaraları kullanılır. Yan kılavuzlar bant şasisinin kenarına tespit edilmiş olup, bantın kenarına temas ederek bantın yana doğru hareketini sınırlar. Bant kenarlarında aşınmaya neden olacağından uzun bantlı konveyörlerde kullanılmaması
- d) Kılavuz makara grupları kullanılması

Dökme ve parça malzemeleri bir bant üzerinden bir yerden diğer bir yere ileten sürekli Bantlı konveyörler, endüstrinin hemen hemen tüm kollarında geniş bir uygulama alanı vardır. Taşınan malzemeler kuru veya ıslak olabilir, pülverize hububatta olduğu gibi tane veya kömürde olduğu gibi parça halinde olabilir. Çalışma sıcaklığı normal bantlı konveyörlerde $100 - 150^{\circ}\text{C}$, özel sentetik bantlı konveyörlerde 150°C kadardır. İşte bu çeşitlilik konveyör sistemlerinde değişik yapıda bantların geliştirilmesini ve kullanılmasını gerektirmiştir. Konveyör bantı, malzemenin nakledilmesine ilaveten hareket için gerekli olan çekme kuvvetine, malzemenin mekanik ve korozyon aşındırma tesirine, rutubete ve sıcaklığa dayanıklı

olmalıdır. Konveyör bantı ayrıca malzemenin yüklenme bölgesinde darbe tesirine, rulolara yaslanmasından ve kasnaklara sarılmasından ötürü eğilmeye ve santrifüj kuvvete de maruzdur.

Orta kısmında mukavemeti temin eden pamuk veya naylon vb sentetik malzemedan yapılmış birkaç tabakalı bir dokuma bulunan lastik bantlar, yukarıdaki şartları en iyi şekilde sağladıklarından dolayı geniş bir uygulama alanı bulmuşlardır. Arızasız bir çalışma için bir konveyör bantının aşağıdaki özelliklere sahip olması istenir:

1. Az nem çekme
2. Yüksek mukavemet
3. Düşük özgül ağırlık
4. Az uzama
5. Tamburlara sarılma ve oluklaşmadan dolayı hasıl olan eğilme tesirlerine mukavemet
6. Eğrilik değişmelerinden hasıl olan alternatif gerilmelere mukavemet
7. Malzemenin aşındırıcı tesirlerine mukavemet ve uzun ömür
8. Darbeye yüksek dayanım
9. Düşük ağırlıkta ve uzamada, enine ve boyuna yüksek elastisite
10. Kimyasal bileşenlerden etkilenmeme.

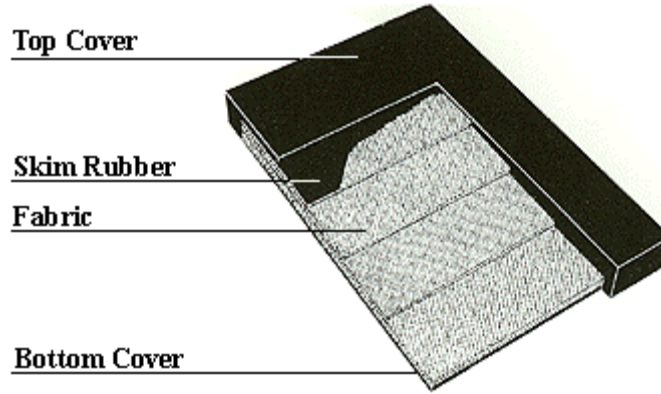
1.3.2.10.3 Konveyör bantlarının yapım özellikleri

Konveyör bantı, orta kısmında mukavemeti temin eden pamuktan veya naylon, rayon vs. gibi suni ve sentetik malzemedan yapılmış çok tabakalı dokuma veya kord (iplik) karkas veya çelik tel ihtiva eder. Karkas yapıda, sentetik lastik veya polimer (polivinilklorid gibi) malzemeler dolgu olarak kullanılarak, banttan istenen özellikler karşılanır. Bu dolgu karışımlarının kimyasal yapısı değiştirilerek değişik kullanım amaçlarına hizmet edecek bantlar elde edilir. Genel amaçlı bantlar, -45°C ile +60°C arasında kullanılır. Donmaya karşı dayanıklı bantlar -60°C; ısıcağa dayanıklı bantlar +100°C ve yüksek sıcaklığa dayanıklı bantlar ise +200°C sıcaklıklarda kullanılabilir.

Bant kaplamaları, konveyör bantını ve karkas yapısını korumak ve bantın servis ömrünü uzatmak için kullanılır. Kaplamalar, elastomer (tabii veya suni kauçuk), plastomer (örn PVC) ve diğer malzemedan olabilir. Makara tarafındaki ve taşıyıcı taraftaki kaplama kalınlıkları yüklemelere bağlı olup, her siparişte mutabık kalınmalıdır. 4 mm ye kadar olan kaplama kalınlıklarının toleransı (- 0.2 ile +1 mm), 4 mm den fazla olanların ise (-0.05 ile + 1 mm) dir Şekil 1.31’da konveyör bantının iç yapısı görülmektedir.

Kaplamalar aşağıdaki özellikleri temin etmek için kullanılır:

- a) sürtünmeyi arttırmak
- b) eğimli çalışmayı sağlamak
- c) temizlenebilirlik
- d) sürtünme katsayısını arttırmak
- e) istenen renkleri sunmak
- f) kesilme direnci sağlamak
- g) yük darbe dayanımı sağlamak



Şekil 1.31. Konveyör bantının iç yapısı [18]

Kauçuk kaplama, karkasın bozulmasını, mekanik hasara uğramasını, taşınan yükün zarar vermesini önler. Ayrıca yük taşınan üst kısım ile makara ve tambur üzerinde hareketi sağlayan alt kısım ilave koruyucu kauçuk katına sahiptir. Lastik kaplama ise tabakaları birbirine bağlar ve karkas bantın dış yüzeyindeki mekanik (makaralar üzerinde ezilme, yüklenme bölgesindeki darbe tesirleri...) ve korozyif etkiler ile rutubet ve sıcaklıktan korur.

Ayrıca kaplamalar, ateşe, yağa ve kimyasallara karşı banta ilave koruma da sağlarlar. Bantın taşımada kullanacağı malzemeye uygun sertlikte ve kalınlıkta kaplama seçilmesi gerekir. Özellikle pamuk esaslı karkasların küf ve kimyasal maddeler nedeniyle çabuk bozulmaları bu korumaları gerekli kılmıştır. Polymer çeşitleri kaplama malzemesi olarak yaygın kullanım alanı bulmuşlardır. Bunlardan polivinilklorid, doğal kauçuk, çeşitli sentetik kauçuklar ve ürethan malzemeleri en yaygın kullanılanlardır. Ayrıca karışım yapılarak polymer kaplamaların özelliklerinde iyileştirmeler de gerçekleştirilebilir. Katkı malzemeleri olarak, diğer polymerler, antioksidantlar, pigmentler yaygın kullanılmaktadır.

Kaplamanın kalınlığı bantın aşınması ve tahrip olmasına dayanımı etkiler. Kalınlık artışı bant imalatında maliyete en az etkide bulunan faktördür. Kauçuk esaslı bantların aşınma dayanımları PICO adı verilen yenme testi ile belirlenir. En yüksek yenme rakamı en dayanıklı elastomer için kullanılır. Örneğin PICO oranı 135 olan elastomer Kalite I, PICO oranı 100

olan elastomer Kalite II ve PVC malzemesi PICO 50 dir. Taber yenme testi, aşınma değeriyle daha doğrudan ilişkili olduğundan sık kullanılır.

Bantın ortasındaki dokuma tabakalarının hepsine birden karkas adı verilir. Kauçuk kaplı bantlar, iç yapısındaki karkas malzemelerinin tüm yüzeylerinin elastik koruyucu madde (kauçuk) ile kaplanmasından oluşur. Karkas banttaki çekme kuvvetini nakleder, bantın yük taşımamasını sağlar ve bantta oluşan uzunlamasına çekme gerilmesini karşılar.

Karkas, pamuk veya sentetik malzemedен olabileceği gibi; iplik kortlu veya çelik sac olabilir. Sentetik ipliklerin çekme dayanımları yüksektir; fakat uzamaları fazla olduğu için yalnız başlarına kullanılmazlar. Polyester dışındaki sentetik malzeme genellikle pamukla birlikte kullanılır. Karkas yapısı, elyaf – kauçuk, kablo (halat) – kauçuk ikilisinden oluşabilir. Ek yerlerinde kat uçları üst üste binip, bazı yerlerde kalınlık yapmamalıdır. Konveyör bantın içinde bulunan karkastan beklenenler:

- a) yüklü bantın hareket etmesi için gerekli çekme gerilmesini sağlamak
- b) konveyör bantına yüklenmeden oluşan darbeleri absorbe etmek
- c) yükü desteklemek için gerekli katılığı sağlamak
- d) uygun birleştirme yöntemi için gerekli dayanımı sağlamak

1.3.2.10.4 Konveyör bantların çeşitleri

Konveyörlerde kullanılan bantlar karkas yapılarına göre iki genel gruba ayrılmıştır. Bunlar dokuma örgülü bantlar ve çelik kordlu bantlardır. TS547 Konveyör Kayışları Standardı'ndan kullanılan malzemelerle ilgili özellikler bulunabilir. Karkas pamuk veya sentetik malzemedен dokunmuş olabileceği gibi iplik kordlu, çelik kordlu veya çelik sac olabilir. Günümüzde konveyör bantlarında kapron, naylon, lavsan ve diğer sentetik elyaflar yüksek dayanımları nedeniyle kullanılırlar. Karkaslarda kullanılan çeşitli malzemelerin özellikleri Çizelge 1.2'de verilmiştir.

Sentetik ipliklerin çekme mukavemeti yüksek olmasına rağmen, uzamalarının fazla oluşu yalnız başlarına kullanılmalarına engel teşkil eder. Bu bakımdan polyester dışındaki sentetik malzemeler genellikle pamukla birlikte kullanılır. Pamuk-rayon, pamuk-naylon kombinezonları genelde kullanılır.

Çizelge 1.2. Çeşitli Karkas Malzemelerinin Özellikleri [18]

Malzeme	Piyasa Adı	İplik Çapı [mm]	Kopma Muk. [N/mm]	Uzama [%]	Yoğunluk [gr/cm ³]
Pamuk		0,02	4 - 6	3 - 7	1,54
Suni İpek	Rayon Viskon	0,01 - 0,038	4 - 6	9 - 20	1,50
Polyamide	Naylon Perlon	> 0,007	7 - 9	16 - 28	1,10
Polyester	Dacron Diolen Treviro Terylen Vesten	> 0,007	7,5 - 9,5	11 - 13	1,18
Polyvinyl	Kıralon Vinyol	> 0,007	4 - 8	20 - 25	1,30
Cam iplik		0,007 - 0,01	14,5	2 - 3	2,50
Çelik kord		1 - 5	25	1 - 2	7,80

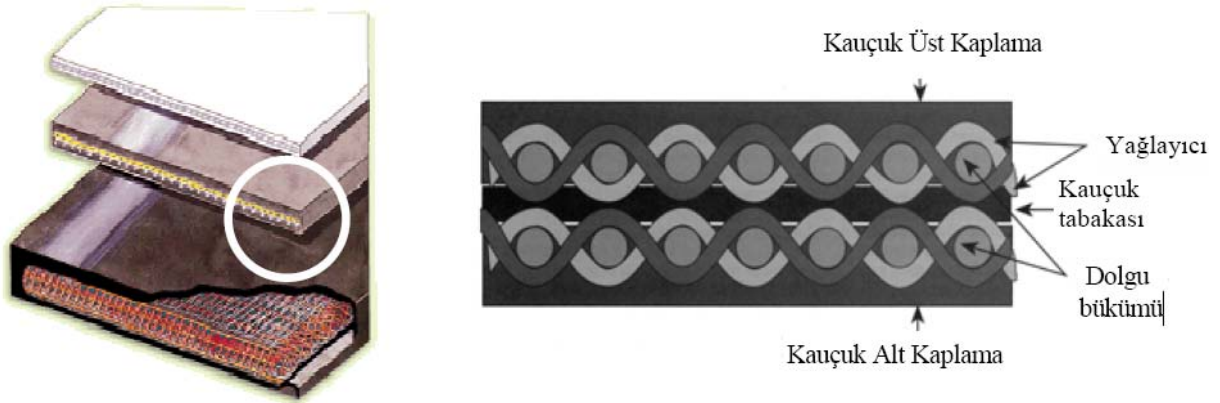
Bant yapımında yaygın olarak kullanılan dokuma malzemeleri aşağıda verilmiştir.

- a) Doğal pamuk: uzun zamandır bant imalinde kullanılmaktadır. Islanmış durumda dayanımının artması, yüksek nem çekmesi, ancak düşük boyutsal stabilitesi ve küften etkilenmesi özellikleri arasındadır.
- b) Rayon: pamuktan bir miktar daha dayanıklıdır fakat ıslanmasıyla çekme dayanımı düşer. Kimyasal dayanımı pamuk ile aynıdır. Yüksek nem çekmesi, ancak düşük boyutsal stabilitesi ve küften etkilenmesi özellikleri arasındadır. Artık günümüz konveyör bantı imalatında kullanılmaz.
- c) Cam yünü: rayona göre oldukça dayanıklıdır. Düşük uzaması, yüksek sıcaklığa maruz yerlerde kullanılabilmesi bant imalinde sınırlı kullanımına neden olmuştur.
- d) Naylon-Polyamid: yüksek dayanım, yüksek uzama, aşınmaya, yorulmaya ve darbeye dayanımı özellikleri arasındadır. Ağırlığının % 10 kadar nemi absorbe edebilir. Buna karşın düşük boyutsal stabilite ve küfe karşı yüksek dayanım sergiler. Günümüz bantlarında % 20 oranında kullanılmaktadır.
- e) Polyester: yüksek dayanım, aşınmaya ve yorulmaya dayanım sergiler. Oldukça düşük nem çekme ancak yüksek boyutsal stabilitesi vardır. Küften etkilenmez. 1960'lardan itibaren bant dokuması olarak tercih edilir. Bugün polyester % 75 oranında bant imalinde kullanılır.
- f) Çelik: yüksek dayanım ve düşük uzamanın istendiği yerlerde kullanılır. Çok az oranda kullanılmaktadır. Yerini çelik kordlu karkasa bırakmıştır.

g) Kevlar Aramid: çelikten iki kat dayanıklı ve çelik ile polyester arası uzama karakteristiği sergiler. Çelikten daha hafiftir ve paslanmaz.

1.3.2.10.5 Dokuma örgülü bantlar

Dokuma örgülü konveyör bantları, doğal / sentetik dokuların lastik veya plastik emprenye edilmesi ve üzerlerinin lastik / plastikle kaplanmasından elde edilir. Dokuma örgülü bantta tabaklar arası üst, alt yüz ve yanlar kauçukla kaplıdır. Bant karkası konveyör bantının çekme gücünü ileten kısmı olup bir veya çok katlı dokuların bazen içerisinde tel veya kord konularak elde edilmiş malzemelerdir. Şekil 1.32'de dokuma örgülü bantın tabakaları görülmektedir.



Şekil 1.32. Dokuma örgülü konveyör bantı [18]

Karkas tabakaları arasındaki kauçuk aynı zamanda tabakaları su geçirmez hale getirir. Bantın alt kaplaması bant karkasının üzerini kaplayan ve bantın makaralara temas eden yüzünde bulunan bant karkasını koruyucu ve aşınmayı önleyici malzemedir. Bu kaplama banta pislik nüfuziyetini önlediği gibi, tamburdan aldığı tahrik kuvvetini karkasa nakleder. Üst kaplama bant karkasının üzerini kaplayan ve bantın yük taşıyan yüzünde bulunan daha kalın ve daha iyi özelliklere sahip kauçuk tabakasıdır. Kalınlığı yaklaşık olarak 1,5 ile 12 mm arasındadır. Koruyucu kat bant karkasının daha çok korunması gerektiği hallerde üst veya alt kaplama ile bant karkası arasında kaplama içine yerleştirilen seyrek dokulu veya kordlu olup, delinme, yırtılma ve kesilmeyi sınırlayıcı bir veya çok katlı dokudur.

Dokuma tabakasında uzunlamasına sargı ve ters yönlü sargı ile atkı katmanları bulunabilir. En yaygın kullanılan dokuma tarzı tek sıralı sargı dizileri olan karkas yapısıdır. İki sıralı sargı dizileri büyük yoğunluklu dökme malların taşınmasında güvenilirliği arttırmaktadır. Karkas üzerindeki koruyucu tabaka, karkasın hasara uğramasına engel olur.

Eğer yüksek sıcaklığa dayanıklılık istenecekse, ısı yalıtımı sağlayan bir tabaka, ilk tabaka üzerinde bulunmalıdır.

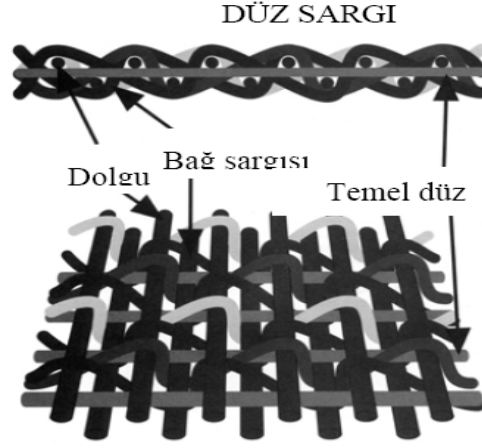
Bantın mukavemetini içindeki karkas temin eder. Karkastaki dokumanın cinsi ve sayısı, bantın maruz kaldığı çekme gerilmesini taşımaya yeterli olmalıdır. Maksimum tabaka sayısı mukavemet hesabıyla elde edilir. Tabaka sayısı, bant genişliğine, mukavemetine, rijitliğine bağlıdır. Rijitlik bantın makaralar üzerinde şekil alabilme yeteneğidir. Bant genişledikçe tabaka sayısı artmalıdır. Oluklaşması istenen bantlarda karkastaki dokuma tabaka sayısını istenildiği kadar arttırmak mümkün değildir, aksi halde bant oluk şeklini almaz. Bant genişlikleri için önerilen tabaka sayıları Çizelge 1.3’de görülmektedir.

Çizelge 1.3. Bant Tabaka sayısı. (Tekstil Dokulu Bantlar İçin) [18]

Bant Genişliği [mm]	Minimum / Maksimum Tabaka sayısı	Bant Genişliği [mm]	Minimum / Maksimum Tabaka sayısı
300	2 / 3	1200	2 / 5
400		1400	
500	2 / 5	1600	3 / 5
650		1800	
800		2000	
1000		2500	4 / 5

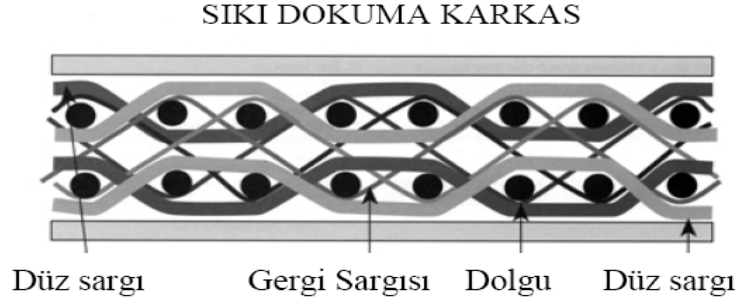
Bant karkasının asıl görevi yüklü bantı hareket ettirmek için gerekli gerilim gücünü taşımak ve bant üstüne yüklenirken malzemenin saldıdığı çarpma enerjisini absorbe etmektir. Bir bantlı konveyörün karkası genellikle sürtünme veya köpük kauçuk ile birleştirilmiş dokumadan oluşan katlardan meydana gelmiştir. Bant imalinde kullanılan minimum tabaka sayısı üçtür; bu değer bant genişliği bağlı olarak 15’e kadar çıkabilir. Bununla beraber karkas iç örgülü liflerden oluşmuş bir tek kattan da ibaret olabilir. Standart örgü kat, enine ve boyuna ipliklerden oluşmuştur. Boyuna iplikler, uzunlamasına gerilimi taşıyan kısımlardır. Enine olanlar ise özellikle bir arada tutma ve genel olarak ipliklerin düzeni sağlar.

Dokunmuş ipliklerin enine ve boyuna kullanılanları aynı bükülmüş iplik türünden olabileceği gibi, enine bir tür ve boyuna başka bir tür iplik kullanılabilir. Düz sargılı karkas, temel sargıların bükülmeden bulunduğu ve esas yük taşıyan elemanların bunlar olduğu yapıdır. Düz sargılı karkas dokuma türlerine ait çeşitli örnekler Şekil 1.33’de verilmiştir.



Şekil 1.33. Düz sargılı karkas dokuma [18]

Bant böylece boyutsal stabilite ve yük altında kiriş gibi davranma imkânı sağlar. Sıkı dokuma karkas, düz sargılı karkas yapısından türetilmiş ve polyester filamen bükümler ile polyetser elyaf sarımlardan oldukça kompleks bir dokuma elde edilir. Sıkı dokuma karkas yapısı Şekil 1.34’de görülmektedir

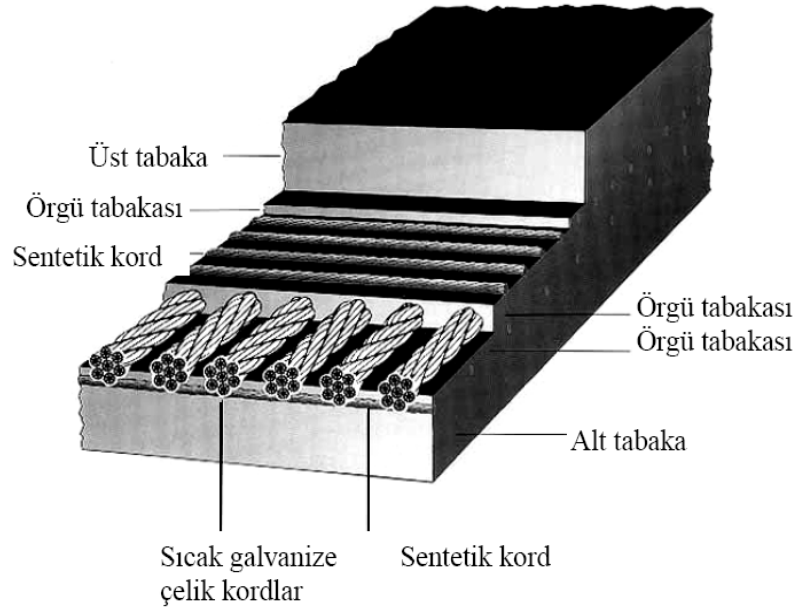


Şekil 1.34. Sıkı dokuma karkas [18]

1.3.2.10.6 Çelik kordlu bantlar

Çelik kordlu konveyör bantı, çelik örgülerin lastikle empenye edilmesi ve üzerinin lastikle kaplanması ile elde edilen malzemenin yatay veya eğimli olarak genellikle uzun mesafelerde bir yerden başka bir yere büyük kütleli malzemelerin taşınmasında kullanılan taşıyıcı bir elemandır. Lastik içerisine çekme kuvvetlerini taşımak üzere, çelik tellerden yapılmış kortlar yerleştirmek sureti ile daha büyük çekme kuvvetlerini taşıyabilen ve daha uzun ömürlü olan bantlar yapılmıştır. Bant boyu uzadıkça, yükleme noktasındaki darbeler nedeni ile hasıl olan aşınma azalmaktadır. Bugün dünyanın en uzun bantlı konveyörlerinin hepsinde çelik kortlu saçlar kullanılmaktadır. Çelik örgü atkı ve çözümleri çelik kordlardan oluşan hasır şeklinde dokunur. Çelik kordlu bantların tipik uzamaları 10 emniyet faktörü için % 0,2 ila 0.5 arasında kalmaktadır. M kalite aşınmaya dayanıklı olmalı veya 150°C sıcaklığa

dayanıklıdır. Şekil 1.35’de dokuma katmanlarının arasında yer alan çelik tel halatlı bant görülmektedir.



Şekil 1.35. Tipik çelik kord karkası içeren bant kesiti [18]

Bu bantların diğer bantlara göre üstünlükleri şunlardır:

- a) bant boyu daha uzun yapılabilir.
- b) uzama az olduğundan germe mesafesi daha kısadır
- c) uzun bir bant aynı noktalar arasında çalışan birkaç banttan daha uzun ömürlüdür.

1.3.2.10.7 Çelik saçlı bantlar

Ortasında çelik kordlar yerine, yüksek dayanımlı çelik saç bulunan bantlar da yapılmaktadır. Çelik saç kalınlığı 0,5 ila 1,6 mm, üst kaplama kalınlığı 3 ila 10 mm alt kaplama kalınlığı ise 2 mm dir. Bu çelik saçların kopma dayanımını takriben 120 kg/mm^2 olup, emniyet gerilmesi 35 kg/mm^2 alınmaktadır. Bu bantın mahsurlu tarafı, enine esnekliğinin az olmasıdır. Bazen çelik bantlar çıplak olarak kullanılırlar. Bunlar karbon çeliği veya paslanmaz çelik saçlardan yapılırlar. Çelik bantlar koku vermezler, sıyrılmazlar ve hasar görmeden soğuk veya sıcak su ile yıkanabilirler; çok hijyenik olup, gıda sanayi için idealdirler. Ayrıca çıplak çelik bantlar lastik bantlardan daha ucuzdurlar. Karbon çelik saçlar 100°C ile 120°C sıcaklıktaki malzemelerin, 300°C kesikli taşımada kullanılabilir.

1.3.2.10.8 Lastik Bantlar

Lastik bantın mahzurlarından biri yağa karşı gayet hassas olmasıdır. Buna karşılık neopren ve kloropren gibi suni lastikler yağdan başka, kömür katranından elde edilen solventlerin, aromatik hidrokarbonların ve klorlu solventlerin tesirlerine karşı gayet mukavim olduklarından, suni lastik bantların kullanılması gün geçtikçe artmaktadır.

1.3.2.10.9 Profilli Bantlar

Artan eğim açısı ile iletilen mal parça büyüklüğüne ve özelliğine bağlı olarak kaymasını önlemek için eğik taşımada bant yüzeyi uygun profillerle donatılır. En uygun taşıyıcı yüzeyin seçimi taşınacak malzeme ve kullanım şartlarına bağlıdır. Hafif taneli malzemeler için 12° ile 15° eğim açıları, nemli malzeme için 45° eğim açılarına müsaade edilir.

Kaplama yüzeyi düz olan bantlar, ancak 18 – 22° eğim açılarında kullanılabilmektedirler. Daha yüksek eğimlerde, malzemenin geri kaymasını önlemek için, taşıyıcı yüzdeki bant kaplamasına özel kesitler verilir.

1.3.2.10.10 Kevlar esaslı bantlar

Kevlar, aromatik esaslı polyamid malzemesidir. Kevlar karbon ve cam lifler birbirinden farklı özelliklere sahip olduklarından, bunların üstün yönlerinden yararlanmak için aynı karma malzeme içinde birlikte kullanılırlar. Bu bantlar suni ve sentetik esaslı bantlar sınıfına girmektedir. Endüstriyel ve ileri teknolojinin çok değişik taleplerini karşılamak için Dupont firması tarafından Kevlar, Aramid ismiyle piyasaya sunulmuş yüksek mukavemetli bir elyaftır. Naylonun keşfinden bu yana suni elyafta en önemli gelişme olduğu söylenebilir.

Aromatik polyamide aramid adı verilmektedir. Aromatik çevrim yapıları yardımıyla yüksek erime sıcaklığı, yüksek termal stabilite ve yüksek performansa sahip özellikleri vardır. Bu polimerler, birçok amaç için kullanıldığında erimezler, yaklaşık olarak çözülemez polimerlerdir. Polimerizasyonu, elyaf olarak çekilmesi ve son işlemleri Naylon 6.6 veya Naylon 6'dan daha masraflıdır. Bu nedenle yüksek dayanım, yüksek modül, ısıya dayanım arzulanıldığı yerlerde kullanılır. Kevlar 500°C civarında erir ve yüksek dayanımlı Naylon veya polseyterden 2 kat daha fazla çekmeye mukavimdir. Ağır çalışma şartları olan konveyör bantlarında kullanılır. Radyal takviye olarak çelik tel yerine kullanılır. Amid bağlarıyla oluşan iç yapısı nedeniyle bu polimer ısı ve alev almaya dayanıklı ve dikkate değer çekme dayanım ve modülü sunarlar.

Dupont Company 1971'de Aramid elyafı sunmuştur. 1974'de genel terim olarak A.B.D.'de kullanılmaya başladı. Aramid elyafı ile ilgili ilk çalışmalar gene aynı firma tarafından AT-1 adı ile 1967 yılında yapıldı. Bu çalışmada ısıya dayanım özelliğinin varlığı

saptandı. Conex firması 1970'lerin ilk yarısında Nomex adını verdiği aromatik esaslı elyaf üzerinde çalıştı. Rusya'da MPD-I adıyla sivil ve askeri alanda aramid elyaf çalışmaları yapıldı. Dupont firması 1970'lerde yaptığı çalışmalar sonunda Kevlar 29 ve Kevlar 49'u piyasaya sürdü.

- Kevlar Malzemesinin Mekanik Özellikleri;

Kevlar elyafları, ağırlıklarına oranla yüksek dayanıma sahip elyaflar olduklarından takviye elyafı olarak kullanılmaktadır. E cam elyafına oranla 3 kat, çelik korda oranla 5 kat daha hafif yapıdadırlar. Bu özellikleri nedeniyle kurşun geçirmez yelek, radyal lastik takviyesi, tekneler, uçaklar, roket parçaları, konveyör bantları gibi yerlerde kullanımları yaygınlaşmıştır.

Kevlar elyaflar 196°C ile 204°C sürekli çalışma sıcaklıklarında, erimeden ve yanmadan kullanılabilir. Geçici olarak 538°C temas sıcaklığında ısı direnci gösterirler. Kevlar malzemesi düşük ağırlığı, yüksek sünekliği, korozyondan etkilenmeyen, iletken olmayan, esnek ve açık havada çelik korddan 5 kat dayanıma, su içinde 20 kat dayanıma sahip olması, çelik kordların yerini almasına neden olmaktadır.

Kevlar elyafı kullanmak özellikle lastik ürünler için hafiflik, sertlik ve dayanıklılık ile birlikte yüksek mukavemet ve çekme modülü sağlamaktadır. Kevlar, konveyör bant imalatı için ideal olarak uygun kılan, özellikler arasında eşsiz bir denge sunar

Kevlar elyaflar yüksek dayanıklılık ve yüksek çekme modülü, düşük uzama, sürünme ve iyi termal stabilite sunar. Bununla beraber çelikten farklı olarak düşük yoğunluk, kimyasal dayanım ve yorulma dayanımı ve organik elyafın karakteristikleri gibi davranışlara sahiptir. Kullanımda yaygın olarak bulunan konveyör bant takviyelerinden en yüksek dayanım, ağırlık oranına sahiptir. Diğer organik elyafların (polyester ve naylon gibi) iki katından daha fazla ve çeliğin beş katından fazladır. Uygun olarak kullanıldığında takviyelerde en yüksek özgül modüle sahip olanıdır. Naylon ve polyester karşılaştırıldığında uzaması ve sürünmesi düşüktür, sadece çelikten biraz fazladır. Çizelge 1.4'de Kevların mekanik özellikleri diğer elyaflarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 1.4. Kevların karşılaştırmalı mekanik özellikleri [18]

	KEVLAR	Çelik	Naylon	Polyester
Çekme Muk. [N/mm ²]	2760	2400 / 2800	1000	1150
Çekme Modülü [N/mm ²]	58000	145000 / 200000	5600	13800
Kopma uzaması [%]	4,00	2,00	18,20	14,50
Yoğunluk [gr/cm ³]	1,44	7,85	1,14	1,38

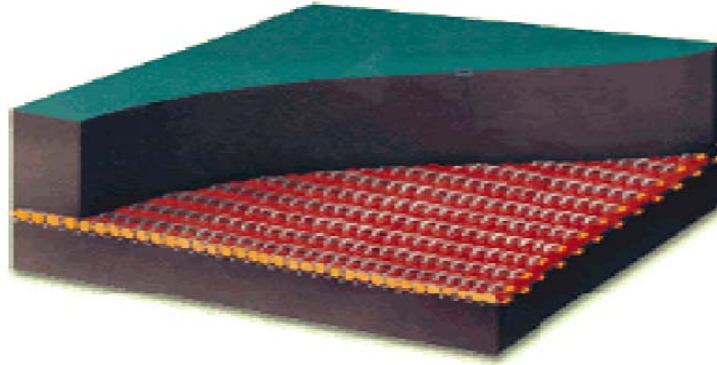
Kevlar mükemmel termal stabilite gösterir. Çok yüksek sıcaklık şartlarında kullanılmak için oldukça uygundur. Kevlar esas olarak -30°C ile $+120^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında dayanım düşmesi ve gevrekleşme göstermez. Bu nedenle Kevlar esaslı takviyeler konveyör bantı uygulamalarında yüksek sıcaklıklarda iyi performans gösterir. Yaklaşık 430°C üzerinde karbonlaşmaya başlar.

Kevlar çok çeşitli kimyasal maddelere karşı çok iyi direnç gösterir ve küflenme, çürüme veya paslanma tehlikesi yoktur. Performansının etkilenmemesi için uzun süre asit veya bazla konsantre edilmesi gerekir. Bu önemli mekanik, termal ve kimyasal özellikler, Kevlar konveyör bant karkaslarının takviyesi için uygun kılmaktadır.

- Kevlar esaslı bantın karkas yapısı;

Kevlar esaslı bantlar sert ve sağlamdır. Düz-çözgü, tamamen sentetik karkas, geleneksel çok tabakalı yapı veya çelik kord/kauçuk bant yapısından daha gelişmiştir. Boyuna ve enine dayanım paralel tabakalarda toplanır ve yüksek değerdedir. Eşsiz bağlantı sistemi sayesinde birbirine kenetlenir. Sentetik elyaflar, yüksek birim dayanım ve olağanüstü abrazyona, kesilme, yırtılma ve paslanmaya direnç gösterir. Bu bantlar olağanüstü kötü kullanmaya direnç, yüksek yük-taşıma kapasitesi, arttırılmış ömür ve çok düşük uzamaya sahiptir, üstün nitelikli yüksek gerilimli bant yapılarıdır.

Düz-çözgü yapısındaki bantın kötü kullanmaya karşı direnci diğer klasik bantlardan daha iyidir. Çarpma, yırtılma ve yarıma direnci enine karkas bileşenlerinin yüksek dayanımlı olmasından dolayı çok yüksektir. Kötü kullanmaya karşı direnç, bantın kolaylıkla taşımada ve yüklemde hasara kolay uğratılmaması demektir. Şekil 1.36'de görüleceği gibi düz-çözgü karkas kendiliğinden yüksek dayanım tesiri ve kullanmada, düşük uzama ile dizayn edilmiştir. Kevlar elyaflar, çok yüksek dayanımlı çözgü ipliklerinde de kullanılmıştır. Enine çarpma direnci sağlam atkılarının bu yapıda kullanımıyla sağlanır.



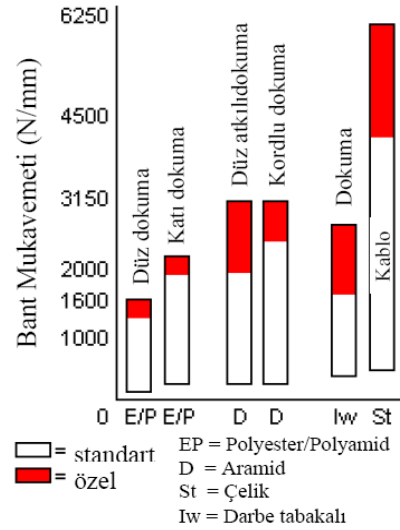
Şekil 1.36. Kevlar esaslı bantın kesiti [18]

Karkas yapısından kaynaklanan yorulma direncinin çelik kordlu bantdan daha iyi olması, bu bantların besleyici ve istifleyici bantlar gibi yorulmanın olacağı uygulamalar için uygundur. Kevlar esaslı bantlar, Staramid veya Aramid adıyla piyasada bulunmaktadır.

- Kevlar Esaslı Konveyör Bantlarının Üstünlükleri;

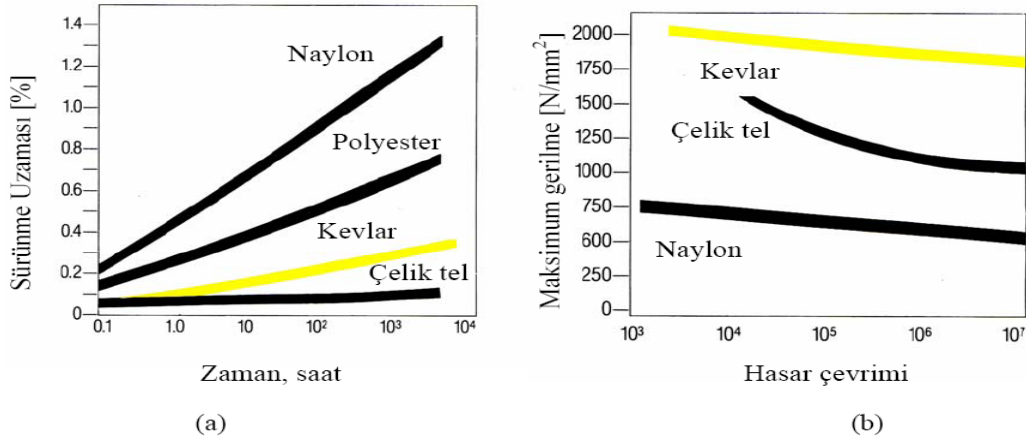
Yüksek çekme dayanımı ve düşük uzama sağlayarak, küfe aleve ve kimyasallara dayanıklılığı, hafif yapıda olması ve yüksek çalışma sıcaklıklarına direnci gibi özellikleri nedeniyle diğer sentetik elyaflardan üstündür. Yüksek elastisite modülüne sahip olan Aramid bantlar, bu özelliklerinde dolayı çelik bantlar haricinde diğerlerinde daha düşük uzama değerlerine sahiptir.

Kevlar esaslı konveyör bantları % 15 uzama sınırını rahatlıkla aşmaktadır. Kevlar (Aramid) esaslı konveyör bantları ile yaygın kullanılan konveyör bantlarının bant mukavemeti bakımından karşılaştırılması Şekil 1.37'de görülmektedir.



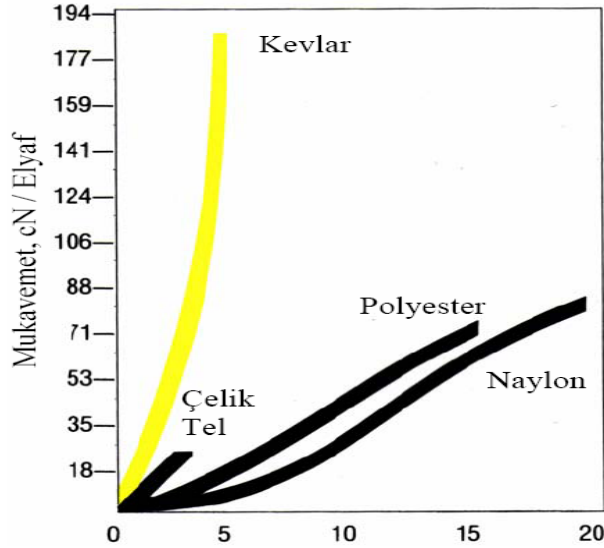
Şekil 1.37. Konveyör bantlarının bant mukavemetleri [18]

Kevlar esaslı bantlar, tabaka ayrımı bir endişesi olmaksızın yüksek bir yorulma dayanımı gösterir. Uzun bant ömrü küçük çaplı makaralar ile sağlanır. Mükemmel oluklaşma ve germe özellikleri ilave olarak elde edilir. Kevlar esaslı bantların, naylon, polyester, çelik tel gibi diğer elyaflarla karşılaştırmalı olarak sürünme uzaması değişimi Şekil 1.38a'da görülmektedir. Kevlar esaslı (aramid) konveyör bantlarının diğer bantlarla karşılaştırmalı olarak yorulma değerleri Şekil 1.38b'de görülmektedir.



Şekil 1.38. Konveyör bantlarının karşılaştırılması [18]

Kevlar esaslı Aramid konveyör bantların düşük uzama değerleri karşılaştırmalı olarak çelik tel, polyester ve naylon malzemesi ile Şekil 1.39'de verilmiştir. Çelik malzemesinden sonra en iyi uzama değerine sahip konveyör karkas malzemesi kevlar olduğu görülmektedir.



Şekil 1.39. Kevlar esaslı bantın uzama değerleri [18]

1.3.2.10.11 Bant tabaka sayılarının bulunması

Konveyör bantın genişliği için, bant stabilitesi ve bant kenarlarının eğim açısına bağlı tanımlanan minimum ve maksimum tabaka sayıları belirlenmiştir. Bantta oluşan gerilmeye bağlı bant tabaka sayısı(z) ,

$$z \geq \frac{K_{em}}{K_1}$$

ile tespit edilir. Burada,

$$K = \frac{T'_1}{B} \cdot 10 \quad \text{daN/cm}$$

$$K_{em} = S.K \quad \text{daN/cm}$$

K: Bant kopma dayanımı

S: Bant emniyet katsayısı

K_{em} : Emniyetli bant kopma dayanımı

T_1' =Kalkış ani çekme kuvveti [daN]

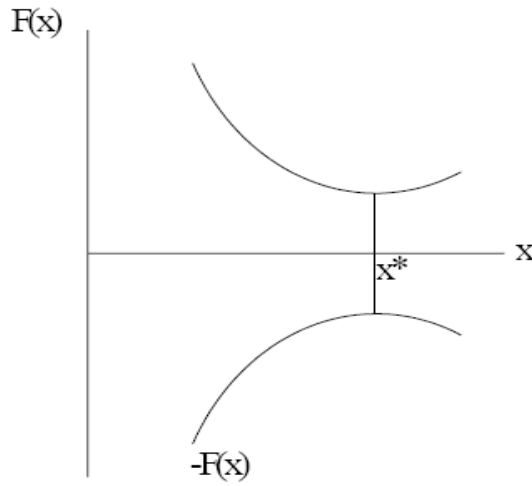
B: Bant genişliği [mm]

K_1 : Bantların kopma dayanımı. (Çizelge 3.13)

1.4 Dizayn Optimizasyonu Teorisi

1.4.1 Optimizasyon nedir?

Optimizasyonun matematiksel anlamı, bir fonksiyonun maksimum veya minimum değerini veren durumların bulunması işlemidir. Bir optimizasyon problemi genel olarak; $F(\chi)$ fonksiyonunu minimize eden $g_j(\chi) \leq 0$; $j = 1, 2, \dots, m$ ve $h_i(\chi) = 0$; $i = 1, 2, \dots, n$ kısıtlarını sağlayan $\chi = \{ \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_p \}$ değerlerinin bulunması şeklinde tanımlanabilir. Burada $F(\chi)$ fonksiyonu amaç fonksiyonudur. $g_j(\chi)$, $h_i(\chi)$ eşitsizlik ve eşitlik kısıtlarıdır. $\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_p$ ise dizayn değişkenleridir.



Şekil 1.40. Optimizasyon eğrisi [23]

χ^* noktası $F(\chi)$ fonksiyonunun minimum noktası ise, $-F(\chi)$ fonksiyonunun maksimum noktasıdır. Optimizasyonun mühendislik anlamı ise, verilen koşullar altında en iyi sonucu elde etme işidir. Herhangi bir mühendislik sisteminin tasarımında, konstrüksiyonunda veya bakımda mühendisler birçok aşamada teknolojik ve idari kararlar alırlar. Bunlar, kârın maksimum olması, maliyetlerin minimum olması, ürün ağırlığının minimum olması ve

verimin maksimum olması gibi kararlardır. Bu kararlar belirli değişkenlerin bir fonksiyonu olarak ifade edilebilirse optimum dizayn problemini oluşturabilirler. Elbette ki farklı optimizasyon problemleri için farklı optimizasyon metotları geliştirilmiştir.

- **Matematiksel metot:** Bir fonksiyonun verilen koşullar altında minimumunu veya maksimumunu bulmada işe yarar.
- **Stokastik metot:** Rasgele değişen değişkenler ile tanımlanan problemlerin analizinde kullanılır.
- **İstatistiksel metot:** Deneysel verilerin analizi ve fiziksel durumun tam kesin olarak anlatılabilmesi için ampirik modellerin kurulmasına olanak sağlar.

1.4.2 Optimizasyonda mühendislik uygulamaları

Optimizasyon herhangi bir mühendislik probleminde kolayca uygulanabilir. Önemli olan amaç fonksiyonunu sağlamak için kullanacağımız parametreleri ve kısıtları yani optimizasyon değişkenlerini iyi belirlemektir. Optimizasyonun kullanılabileceği farklı alanlarda mühendislik uygulamalarına dair aşağıda birkaç örnek verilmiştir;

- Uzay yapıları ve uçakların minimum ağırlıkta dizaynı için,
- İnşaat yapılarının minimum maliyetlerde tasarımı ve yapımı için,
- Su kaynak sistemlerinin maksimum kararlılıkta dizaynı için,
- Yapıların deprem, rüzgar ve diğer tip düzensiz zorlanmalarda minimum ağırlıkta dizaynı için,
- Mekanizmalar, kamlar, dişliler ve diğer makine elemanlarının optimum tasarımı için,
- İletim makinelerinin minimum maliyeti için dizayn çalışmalarında,
- Minimum üretim maliyeti için metal kesme işlemlerinde,
- Elektrik ağlarının optimum dizaynında,
- En kısa yol problemlerinde,
- Boru hattı sistemlerinin dizaynında,
- Sanayi için şehir seçimlerinde,
- Kontrol sistemlerinin optimum dizaynında,
- Amaç olarak minimize ya da maksimize edilebilecek her türlü problemde,
- Endüstri mühendislerinin amaç aldığı her türlü yöneylem çalışmasında,

optimizasyon metotları kullanılır.

1.4.3 Dizayn Optimizasyonu probleminin formülasyonu

Bir optimizasyon probleminin matematiksel olarak formüle edilebilmesi için aşağıdaki üç basamak takip edilmelidir;

- **Dizayn değişkenlerinin belirlenmesi;**

Herhangi bir mühendislik sistemi bazı nicelikler ile tanımlanır. Bu niceliklerden bazıları başlangıçta sabit kabul edilir. Diğerleri dizayn işlemi boyunca değişken olarak davranır. Bunlara dizayn değişkenleri denir. Örneğin, giriş devri n_1 ve çıkış devri nolan bir dişli grubu dizaynında, dişli sayıları olan z_1 ve z_2 , aks aralığı a , malzeme ve dişli profili karakterize edilir. Diş profili ve malzeme başlangıçta sabit kabul edilirse z_1 , z_2 ve a dizayn değişkenleridir.

- **Amaç fonksiyonun tanımlanması ve dizayn değişkenleri cinsinden ifade edilmesi;**

Klasik bir dizayn, problemin sadece fonksiyonel ve diğer bazı gereksinimlerini karşılandığı kabul edilen dizaynın bulunmasıdır. Genelde birden fazla kabul edilebilir dizayn vardır. Optimizasyonun amacı bunlar arasında “en iyi” olanını seçmektir. En iyiyi seçebilmek içinde bir kriter olmalıdır. Bu kriter dizayn değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak ifade edilebildiğinde amaç fonksiyonu adını alır. Amaç fonksiyonun seçimi en önemli kararlardan biridir. Örneğin maksimum gücü ileten bir dişli kutusu minimum ağırlıkta olmayabilir veya bir yapıyı minimum ağırlıkta yaparsınız fakat gerilmeler çok fazla olur. Bazı durumlarda ise eş zamanlı sağlanması gereken birden fazla kriter olabilir. Örneğin bir dişli çifti minimum ağırlık ve maksimum verim için tasarlanabilir. Böyle problemlere çok amaçlı (multiobjective) programlama problemi ya da optimizasyon problemi adı verilir.

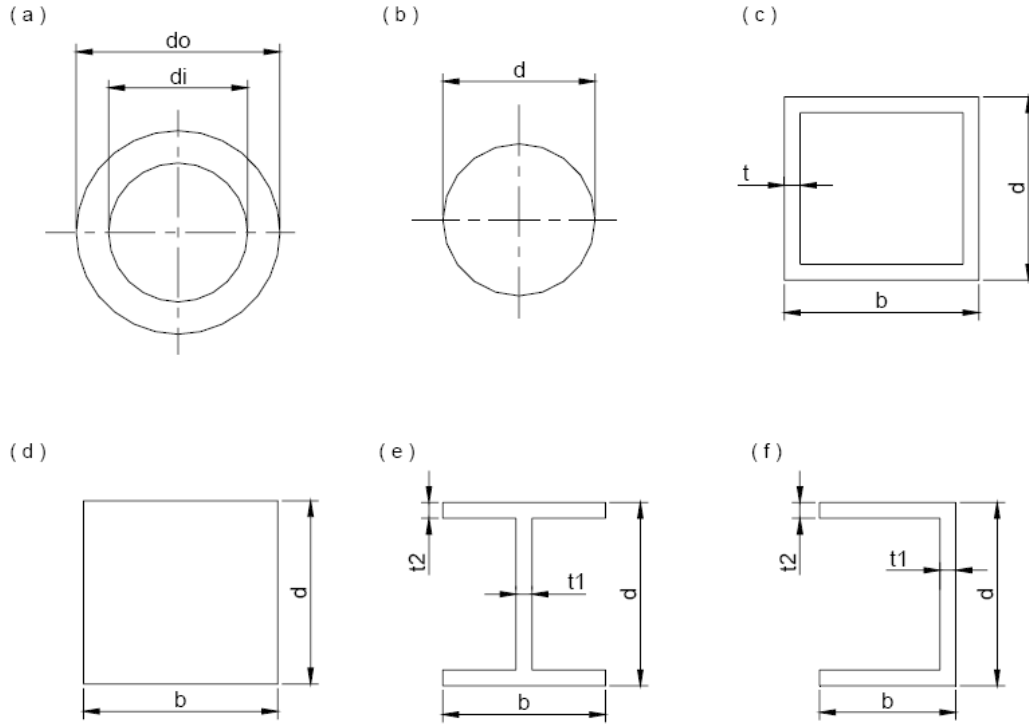
- **Kısıtların tanımlanması ve dizayn değişkenleri cinsinde ifade edilmesi;**

Tüm mühendislik sistemleri verilen kaynaklara ve işleyiş gereksinimlerine göre tasarlanıp üretilirler. Örnek olarak yapı işletme yükü altında hasara uğramamalıdır, ya da bir makine elemanı çalıştığı yerde üzerinde oluşan gerilmelere dayanabilmelidir. Yani makine elemanı emniyetli gerilme değerlerinde çalışmalıdır. Uygun tasarımı elde etmek için sağlanması gereken bu sınırlamalar dizayn kısıtları olarak adlandırılırlar.

1.4.4 Dizayn değişkenleri

Bir sistemin dizaynını tanımlamak için seçilen değişkenlere dizayn değişkenleri denir. Bu değişkenlere ilk olarak rasgele değerler verilerek sistem oluşturulur. Dizayn değişkenlerinin doğru seçilmesi gerekmektedir. Bunlar, mümkün olduğu kadar birbirlerinden bağımsız olmalıdırlar. Bazen bağımlı dizayn değişkenleri seçilmişse de, bu problem formülasyonunun gereksiz yere karmaşık hale gelmesine neden olur.

Örnek olarak Şekil 1.41.(a)'daki boru incelenirse; bu boruya ilk bakışta dizayn değişkenleri olarak iç çap (d_i), dış çap (d), ve et kalınlığı (t) söylenebilir. Fakat burada t 'nin ve d_o 'ya bağımlı olduğu gözden kaçırılmamalıdır.



Şekil 1.41. Çeşitli kesitler ve bunlara ait dizayn parametreleri [23]

Mesela; $d_i = 20$, $d = 22$ ve $t = 2$ olarak alınmaz. Çünkü $t = 0.5 (d_o - d)$ dir. Eğer problemi d_o , d_i ve t ' yi dizayn değişkenleri olarak tanımlanırsa, $t = 0,5 (d_o - d)$ de sınırlama olarak almak zorunda kalınır. Böylece problem gereksiz yere karmaşık hale getirilip zaman kaybetmiş olunur. Dizayn değişkenleri olarak d_i ve d' yi almak daha uygun ve yeterlidir. Şekil 1.41 'de bazı kesitler ve bunlara ait dizayn değişkenleri de gösterilmiştir. Özet olarak, bir problemin dizayn değişkenlerini belirlemek için aşağıdaki hususlar dikkate alınır:

- Dizayn değişkenleri mümkün olduğu kadar birbirinden bağımsız olarak alınmalıdır.
- Bir dizayn problemini doğru olarak formüle edebilmek için minimum sayıda dizayn değişkeni gerekir. (Arora, J., 1989)

1.4.5 Amaç fonksiyonu

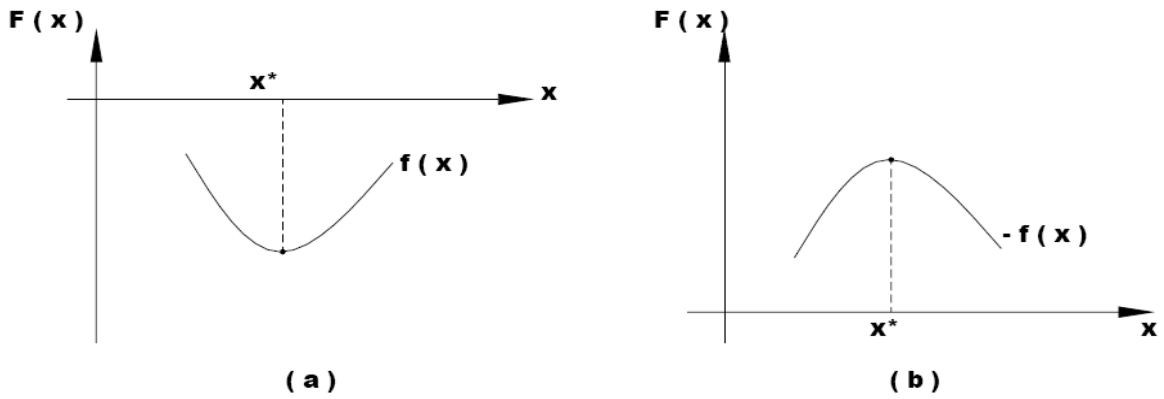
Bir sistem ile ilgili birden fazla ve bazıları diğerlerinden daha iyi uygun dizaynlar olabilir. Bunları birbirleri ile kıyaslamak için bir kritere ihtiyaç vardır. İşte bu kritere optimum dizayn problemi için amaç fonksiyonu denir. Bu fonksiyon dizayn değişkenlerine bağımlıdır. χ dizayn değişkeni vektörü olmak üzere, amaç fonksiyonu $f(\chi)$ ile gösterilir.

Amaç fonksiyonunu doğru seçmek dizayn işleminde çok önemlidir. Minimum maliyet, maksimum kâr, minimum ağırlık, minimum enerji gibi birçok amaç fonksiyonu

kullanılmaktadır. Eğer amaç fonksiyonu maksimum kâr problemindeki gibi bir maksimum bulma problemi ise $-f(x)$ olarak alınır (Şekil 1.42).

Birçok dizayn problemlerinde, amaç fonksiyonu ve bunun dizayn değişkenleri ile nasıl bir ilişkisi olacağı açık değildir. Genelde bu tip problemler birçok alt probleme ayrılarak, her birinin dizayn optimizasyonu yapılarak çözülür. Örneğin bir binek arabanın optimizasyonu için dizayn değişkenleri nelerdir?. Amaç fonksiyonu nedir?. Dizayn değişkenleri ile ifade edilecek fonksiyonel hali nasıldır?. Bu oldukça karmaşık bir problemdir.

Fakat problem, kapılar, yan paneller, tavan, süspansiyon sistemi, iletim sistemi vb. gibi alt problemlere ayrılarak her biri optimize edilerek çözülebilir.



Şekil 1.42. (a), (b) Minimum ve maksimum bulma [23]

1.4.5 Dizayn kısıtları

1.4.5.1 Doğrusal (lineer) ve doğrusal olmayan (nonlinear) kısıtlamalar

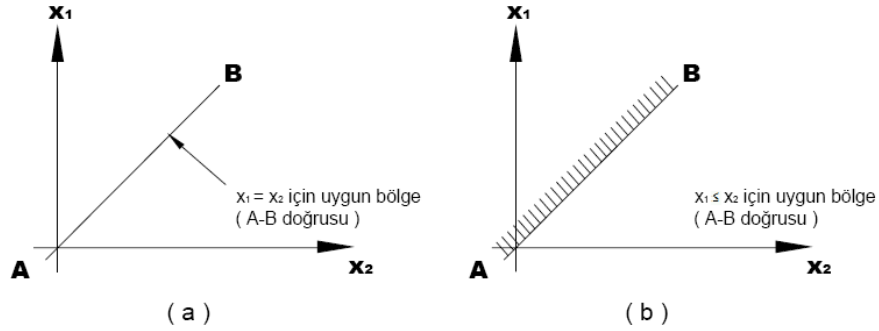
Kısıt fonksiyonu dizayn değişkenlerinin sadece birinci derecedeki terimlerini içeriyorsa bunlara doğrusal kısıtlar denir. Eğer dizayn değişkenlerinin daha yüksek derecedeki terimleri varsa, bunlara doğrusal olmayan kısıtlar denir.

1.4.5.2 Eşitlik (equality) ve eşitsizlik (inequality) kısıtlamaları

Dizayn problemleri eşitlik ve eşitsizlik kısıtlarını içerebilirler. Örneğin; istenen operasyonu yapabilmek için bir makine parçasının tam olarak Δ kadar hareket etmesi gerekiyorsa, bunu bir eşitlik sınırlaması olarak ele alınması gerekir. Uygun bir dizayn tüm eşitlik kısıtlamalarını tam olarak sağlamalıdır.

Eşitsizlik kısıtlamalarında ise, hesaplanan değerlerin bazı değerlerin üstüne çıkmaması veya bazı değerlerin altına düşmemesi istenir. Örneğin; gerilme değeri malzeme emniyet gerilmesi kısıtını aşmamalı, malzemede oluşacak deformasyon belirtilen alanları aşmamalıdır. Eşitsizlik kısıtlamalarına göre birçok uygun dizayn olabilir. Fakat eşitlik kısıtlamalarına göre uygun dizayn bulmak daha zordur.

Bu durumu daha iyi anlayabilmek için Şekil 1.43' incelenebilir. Şekil 1.43(a) $x_1 = x_2$ eşitlik kısıtlamasını göstermektedir. Bu kısıtlamaya göre uygun dizaynlar A-B doğrusu üzerinde bulunmalıdır. Fakat kısıtlama Şekil 1.43(b)' deki gibi $x_1 \leq x_2$ eşitsizlik kısıtlaması şeklinde yazılırsa uygun bölge çok daha geniş olur. A-B doğrusu üzerindeki veya altında kalan bölgenin içindeki herhangi bir nokta uygun dizaynı vermektedir. (Arora, J., 1989)



Şekil 1.43. Eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamaları arasındaki fark [23]

1.4.6 Kısıtlanmamış (unconstrained) ve kısıtlanmış (constrained) optimizasyon problemlerinin formüle edilmesi

Optimizasyon problemleri kısıtlanmamış (unconstrained) ve kısıtlanmış (constrained) olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir. Adından da anlaşılacağı gibi kısıtlanmamış optimizasyon, amaç fonksiyonu üzerinde hiçbir kısıtlamanın olmadığı problemlerin optimum çözümünün bulunmasıdır. Kısıtlanmış optimizasyon ise en az bir adet kısıtlamanın tanımlandığı problemlerdir.

Her iki problem tipi için de geliştirilmiş çözüm teknikleri vardır. İlk bakışta mutlaka kısıtlamalar olacağı düşünülerek, kısıtlanmamış problemlerin mühendislik sahasındaki bir dizayn problemi ile ilişkisi olamayacağı düşünülebilir. Fakat kısıtlanmış problemler bazı tekniklerle, daha basit çözüm teknikleri içeren kısıtlanmamış problemlere dönüştürülerek de çözülebilir.

Dizayn optimizasyonu problemlerinin genel tanımı aşağıdaki gibi yapılmaktadır.

$\chi = (\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)^T$ dizayn değişkenleri vektörü olmak üzere;

$F(\chi) = f_i(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)$ amaç fonksiyonu

$h_1(\chi) = 0 \quad i=1 \rightarrow p$ eşitlik kısıtlamaları

$g_1(\chi) \leq 0 \quad i=1 \rightarrow m$ eşitsizlik kısıtlamalarına göre minimum yap.

Eğer kısıtlanmamış bir optimizasyon problemi ise sadece;

$F(x) = f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$ amaç fonksiyonunu minimum yap. (Arora, J., 1989)

1.4.7 Neden optimizasyon?

- Çünkü Optimizasyon "En İyileme" anlamına gelir ve her zaman için hedeflenen bir sonuçtur.
- Bir işin yapılmış olması demek, o işin en iyi şekilde yapıldığı anlamına gelmez. Optimizasyon teknikleri, yapılmış veya yapılmakta olan işin en iyi çözümünü ortaya koymak için kullanılır.
- Bu teknikler kullanılarak ortaya konulmuş olan çözüm, Optimum Çözüm olarak adlandırılır. Hedef her zaman için bu optimum çözümü yakalayabilmektir.
- Optimizasyon, anlamından da anlaşılacağı gibi, her alanda kullanılmaktadır. Yapılacak olan bir inşaatın tutun bir web sitesine kadar her alanda bu tekniklere ihtiyaç duyulur.

1.5 Tezin Amacı

Bantlı götürücülerin tasarımında her yönden optimum sonuçlara ulaşmak için bu tez çalışmasında hedef; bantlı götürücülerin tasarımında etki eden parametrelerin değerlerini belirli koşullar altında maksimize veya minimize ederek mümkün olan alternatifler içerisinde en iyi parametre değerlerini bulup, bantlı götürücünün tasarımını en uygun şekilde sokmaktır. Bu amaca ulaşmak için aşağıdaki adımlar izlenecek:

- Uygulama verilerine bakılarak belirli tonajda bir bantlı götürücü seçilecek ve bu bantlı götürücünün teknik özellikleri çizelge ya da şamalarla verilecek.
- Bantlı götürücünün tasarım optimizasyon parametrelerinin ne olduğu ve bu tasarımın nasıl gerçekleştiği açıklanıp, sonuca gidilecektir.

2. LİTARATÜRÜN GÖZDEN GEÇİRİLMESİ

Alışverişiçi (1985) “Transport Tekniği 2.Fasikül Bantlı Konveyörler (Konstrüksiyonu, Hesaplanması ve Projelendirme Örnekleri)” adlı eserinde bantlı konveyörlerin konstrüksiyonu ve hesaplanması anlatılmış olup, ayrıca projelendirmede yardımcı olmak üzere, bu konu ile ilgili gerekli bütün çizelgeler ve örnek hesaplamalar verilmiştir.

Aşık (1982) “Bantlı Konveyörler Hesap ve Konstrüksiyon Esasları” adlı kitabında bantlı konveyör tesislerinin şartnamelerinin hazırlanması, hesabı ve konstrüksiyonu için mühendis ve konströktörlere gerekli bilgileri vermek amacı ile hazırlanmış bir kaynaktır.

Bu kitapta daha çok konstrüktif bilgi ve hesap esasları vermek amacı güdülmektedir. Bunun yanında bantlı konveyörlerin işletme ve bakımı ile ilgili olarak bazı bilgiler, bantlı konveyörlerin hesabında yol göstermek bakımından tipik sayısal örnekler ve bantlı konveyörlerin hesap ve konstrüksiyonunda kullanılacak olan şekiller ve çizelgeler bir arada verilmiştir.

Cerit (1976); “Götürücüler (Konveyörler) ve İlgili Donatımı”, Sovyet malzeme iletimi (material handling) uzmanlarından A.Spivakovsky ve V.Dyachkov tarafından yazılarak 1969 yılında Moskova'da Barış Yayınları arasında basılan bu kitap İngilizce çevirisinden A. Münir Cerit tarafından Türkçe'ye çevrilmiştir.

Kitapta, malzeme iletiminde kullanılan belli başlı bütün götürücü türleri ele alınmış ve her türün ana elemanları tanıtıldıktan sonra tasarım için gerekli sayısal değerler verilmiş ve bu açıklamalar, en az bir tane gerçek uygulama örneği ile somutlaştırılmıştır.

Cürgel, Feyzulloğlu (2003) “Transport Tekniği Problemleri” adlı eseri başlı başına problem çözümleri ve örneklemelerle ilgili olarak taşıma tekniği konusunu içeren bir yayındır. Bu anlamda gerek üniversitede okuyan öğrenciler gerekse üretimde çalışan mühendisler için bir başvuru kaynağı niteliğindedir. İçeriği incelendiğinde eserin bir problem kitabı olmaktan öteye çözüm aralarında yapılan açıklamalar ve eklenen çizelgeler sayesinde öğretici bir ders kitabı gibi hazırlandığı açıkça görülebilir. Bazı problemlerin ise başlı başına bir proje konusu şeklinde verildiği de ayrıca tespit edilebilir. Kitapta kullanılan eşitlikler, çözüm yöntemleri, sayısal değerlerin bulunduğu çizelgeler ve diğer büyüklükler için önemli ölçüde kaynakça kısmında belirtilen yayınlardan yararlanılmıştır.

Dursun (2005); “Bantlı İletim Sistemlerindeki Tambur Milinde Oluşan Gerilmelerin Analizi” adlı bitirme tezinin ilk bölümünde Lastik Bantlı İletim Sistemlerine değinilmiş ve çalışma prensibi incelenmiştir. . İkinci bölümde tahrik tamburu ve mili üzerinde durulmuş, çalışma esnasında maruz kaldıkları çeki kuvvetleri hesaplanmıştır. Tahrik tamburu ve milinin

ayrıca gerilmeleri azaltacak olan modelin modellenmesi yapılmıştır. Çalışmanın son bölümünde ise bilgisayar ortamında elde edilen gerilme analizlerinin sonuçları incelenmiş ve değerlendirme yapılarak iyileştirme çalışması için tasarım önerisinde bulunulmuştur.

Gerdemeli (2007) ; “ Sürekli Transport Sistemleri ” adlı eserinde bantlı götürücülerin çalışma prensibini, esas itibariyle nelerden oluştuğunu ve bunların tanımı, nerelerde kullanılmasının daha ekonomik olduğunu, hesap esaslarından “Bir bantlı götürücüde kayış ana boyutlarının, gerekli motor gücünün, bant tahrik yöntemlerinin belirlenmesi de kullanılan hesaplar” bahsetmiştir.

Kurbanlı Oğlu (2002), “Transport Tekniği Teori Konstrüksiyon Çözümlü Problemler”. Transport Tekniği kitabı teori, konstrüksiyon ve çözümlü problemler bölümlerinden meydana gelmektedir. Bu konuda başka yayınların olduğu şüphesizdir. Burada konstrüksiyona ve çözümlü problemlere daha geniş yer ayrılmaktadır.

Kutay (2004), “Mukavemet Değerleri”;TMMOB makine Mühendisleri odası uzmanlık alanına giren diğer konularda olduğu gibi, mukavemet alanında da ülkemizdeki kaynakların sayısı sınırlıdır. Bu nedenle özellikle makine imalatında çalışan teknik elemanların yararlanabileceği, mukavemet bilgilerini içeren ve birçok güncel bilginde eklenerek yayınlanması ile önemli bir ihtiyaç karşılanmıştır.

Rollers and Components for Bulk Handling adlı eserde bantlı götürücülerin (konveyörlerin) projelendirmesi ve tasarımı için teknik bilgilere ve bantlı götürücün esas bileşenleri olan rulolar, tamburlar, lastik bantlar, bant temizleyiciler, lastik bant koruyucu kapakları hakkında kapsamlı açıklamalara yer verilmiştir (**Anonim 2002**).

Demirsoy (2002) , “Lastik Bantlı İleticilerin Hesap Şekli Ve Günümüzdeki Durumu”. Bu tebliğ ile lastik bantlı iletim tesislerinin hesap şekilleri, son zamanlarda kullanılmaya başlanılan lineer tahrik sistemi, bant gerdirme sistemleri ve bantların ivme kontrolları hakkında bilgi verilmeye çalışılmıştır.

Eskikaya (1965), “Lastik Bantlı Konveyörler”.Bu makalede verilen bantlı konveyör esasların çoğu genel olup bütün bant tesislerine uygulanabilme İmkânına sahipse de, konunun genişliği yüzünden, ayrıcalı durumlarda sadece yeraltı uygulaması gözönüne alınmıştır.

Kleynhans Justus (2007), “Design and Review of Millmerran Coal Handling Plant”.Bu çalışmada bir kömür taşıması işletmesi için kullanılan bantlı konveyörün dizaynında etki eden parametrelerden ve temel ekipmanlarından ayrıntılı olarak bahsedilmiştir.Ayrıca özel olarak bantlı konveyör tambur mil çaplarının, bant kuvvetlerine göre nasıl hesaplanacağını da anlatmıştır.

Sipahi (2004), “Dip Klapesinin Ansys ile Dizayn Optimizasyonu”. Bu tez çalışmasında dizayn optimizasyonunun teorisi ve pratikte kullanıldığı mühendislik alanları kısaca açıklanmıştır. Günümüz teknolojisinde bu işlemleri bilgisayar ortamında yapabilen ANSYS programının dizayn optimizasyonu modülünün temel kavramları anlatılmıştır.

Varol (1976), “Bantlı Konveyör Konstrüksiyon Detayları”.Bu kitapta bantlı konveyörlerin temel ekipmanlarının konstrüksiyon detayları ayrıntılı olarak verilmektedir.

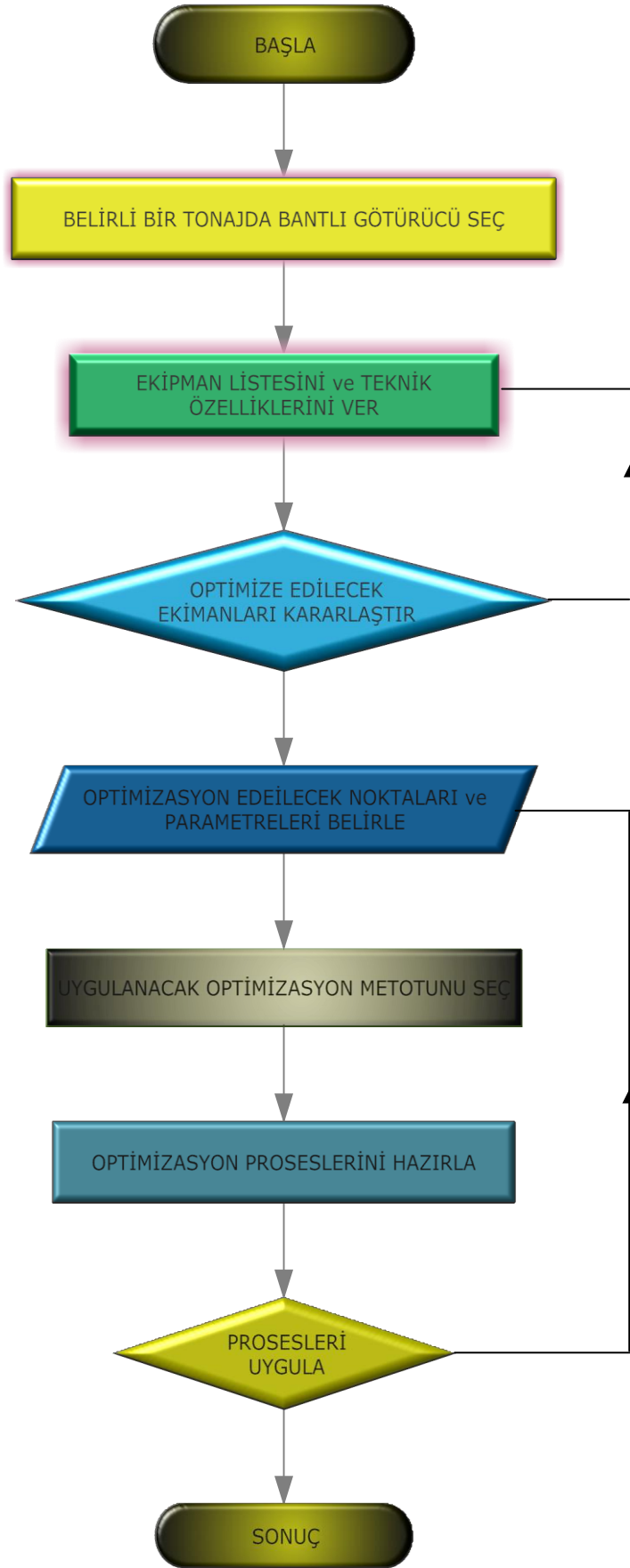
3. SEÇİLEN BİR BANTLI GÖTÜRÜCÜNÜN TASARIM AÇISINDAN OPTİMİZASYONU

Bu çalışmada optimizasyonun mühendisliğe uygulanması gerçekleştirilerek seçilen bir bantlı götürücünün belirli koşullar altında mümkün olan alternatifler içinden en iyi tasarımının nasıl yapılacağı ele alınarak bantlı götürücünün işletim performansının iyileştirilmesi yapılacaktır. Bunun için iş akış planı Şekil 3.1’de verilmiştir.

Optimizasyon, yapılmış veya yapılmakta olan işin en iyi çözümünü ortaya çıkarmasıyla optimum çözümü yakalayabilmemizi sağlar. Dolayısıyla bir bantlı götürücünün tasarım işinin en iyi yapılması optimizasyonun mühendisliğe uygulanması ile sağlanır. Böylece, bantlı götürücünün tasarım probleminin hedefi olan ‘en iyi tasarım’ optimizasyon teknikleriyle optimum çözüme ulaşmış olur.

Mühendislik uygulamalarında; tasarım yaparken veya üretim yaparken sistemi tanımlayan birçok parametre vardır ve bu parametrelerden en uygun olanların seçilmesi gerekir. Bu seçimde amaç: minimum malzeme kullanmak yani maliyeti azaltmak ve kazancı maksimum yapmaktır. İşte bu nedenlerle optimizasyon kullanılır ve sistemde parametrelerin optimum değerlerinin bulunması gerekir.

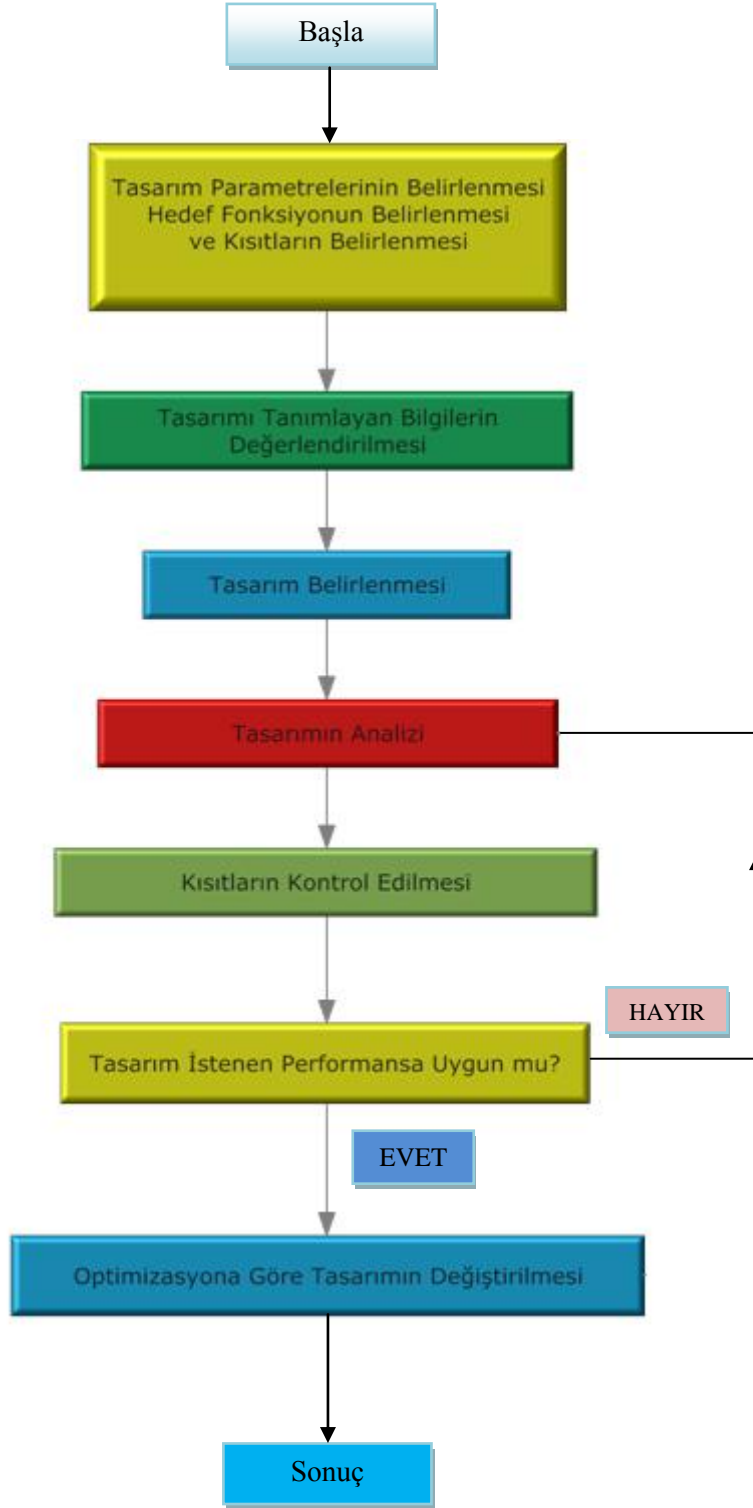
Optimizasyonu bir tasarımda ele almadan önce tasarım ve analiz arasındaki farkı bilmek gerekir. Analiz, bir sistem veya makine elemanın çevresel etkiye karşı verdiği yanıtları, tepkileri tespit eden bir prosesidir. Örneğin, bir makine elemanına etkiyen kuvvetler neticesinde oluşan gerilmelerin hesaplanması analiz olarak değerlendirilir. Diğer yandan, tasarım (design) sistemi tanımlama prosesi olarak tanımlanabilir. Örneğin makine elemanın, kendisinden istenilen işlemleri yerine getirmesi için gerekli olan boyutları, malzeme özelliklerini belirleme işlemi tasarım olarak adlandırılır. Buradan da açıkça görüleceği gibi analiz tasarımın bir alt prosesidir ve elde edilen boyutların tasarım gereklerine uygun olup olmadığını denetlememize yardımcı olur.



Şekil 3.1. İş akış planı

Klasik bir tasarımda tasarım tamamen tasarımcının bilgisi ve tecrübesi dâhilinde gerçekleştirilir. Tasarımcı tasarımın istenen performansa uygunluğunu deneyerek veya tecrübelerine dayanarak gözden geçirir ve tasarımı gerçekleştirir. Bu yaklaşım bazı yönleri ile tatmin edici olmasına karşın tasarım üzerindeki kısıtlamalar ve değişkenlerin fazla olması durumunda tasarımcı karmaşa yaşar ve tasarım istenen düzeyde olamaz. Fakat bu süreç bir optimizasyon yaklaşımı ile ele alındığında tasarım problemi bütün yönleri ile ele alınmış olur. Çünkü optimizasyon teknikleri temel olarak matematiksel modellemelerle tasarımcıya büyük avantajlar sağlar. Şekil 3.2’de optimum tasarım prosesi gösterilmektedir.

Şekilde tasarımla ilgili değişkenler ve tasarım kısıtlamaları belirlendikten sonra tasarımla ilgili bilgiler değerlendirilerek bir başlangıç tasarımı ortaya konur. Bu aşamadan sonra tasarım kısıtları kontrol edilir ve tasarımın istenen performansı sağlayıp sağlamadığı belirlenir. Eğer tasarım istenen performansa uygunsa tasarım başarıyla tamamlanmıştır. Eğer tasarım istenen performansa uygun değilse optimizasyona bağlı olarak tasarım yeniden analiz edilerek farklı çözümler üretilir.



Şekil 3.2. Optimum tasarım prosesleri

Çizelge 3.1.a) Optimize edilecek teknik özellikleri

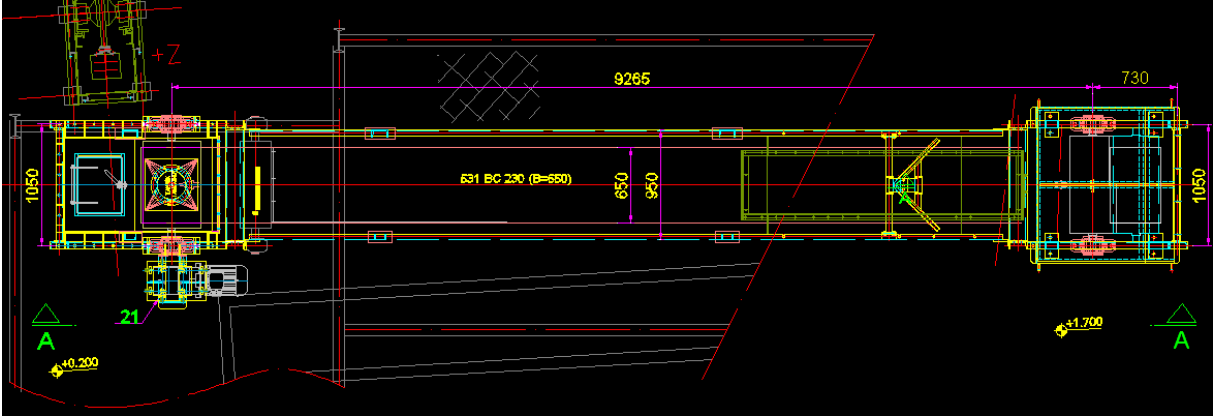
DİZAYN BİLGİLERİ		DEĞERLER			
		BİRİM	DEĞER		
AKIM ŞEMASI KAPASİTESİ		t/h	50		
TAMBURLAR ARASI MESAFE		(mm)	9,3		
EĞİM		(°)	2		
ÇALIŞMA SAATİ		(SAAT)	24		
DÜŞEY MESAFE		(mm)	1500		
TASINAN MALZEME	ÖZELLİKLERİ	ÇİMENTO HAMMADDE			
	MALZEME YIĞMA YOĞUNLUĞU	(t/m ³)	1,4		
	TANE BÜYÜKLÜĞÜ	(mm)	0 – 25		
	NEM	(%)	2		
	SICAKLIK	(C°)	35		
	DİNAMİK SEV AÇISI	(°)	10		
	BANT OLUK ACISI	(°)	30		
	KONVEYORÜN METRESİNDE TAŞINAN MALZEMENİN AĞIRLIĞI	(daN/m)	35		
BANT	HIZ	(m/s)	0.8		
	GENİŞLİK	(mm)	650		
	BEZ TİPİ	(-)	EP800		
	KAT ADEDİ	(-)	3		
	KALINLIĞI ÜST KAPLAMA	(mm)	4		
	ALT KAPLAMA KALINLIĞI	(mm)	2		
	TOPLAM KALINLIK	(mm)	10,5		
	YAPIŞTIRMA PAYI HARİÇ BANT UZUNLUĞU	(mm)	19950		
TAHRİK	REDUKTOR ÇIKIŞ:30,57 d/d MOTOR:5 kW, 1500 d/d				
	TAMBUR DEVRİ	30.57			
	KAPLİN	-			
	TAMBUR BİLGİSİ				
TAMBURLAR	İSİM	ÇAP	ADET	ÖZELLİK	MİL ÇAPI
	TAHRİK	Ø500	1	12mm LASTİK KAPLI	Ø85
	KUYRUK	Ø400	1		Ø70
	SAPTIRMA	Ø216	1		Ø55

Cetvel 3.1.b) Optimize edilecek bandın teknik özellikleri

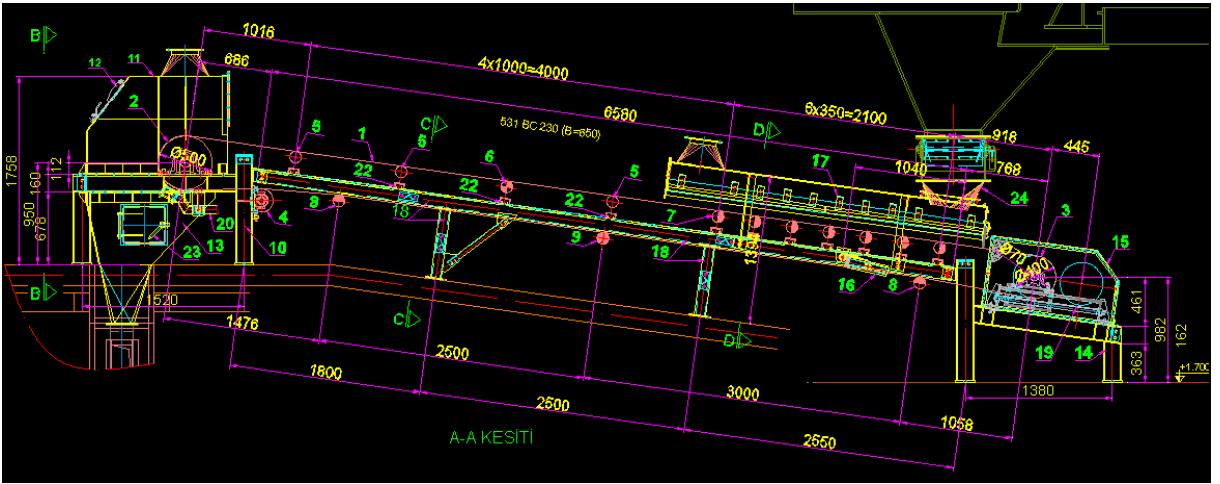
RULOLAR	SEMBOL	İSİM	ADET	ÇAP
		30° TAŞIYICI RULO İSTASYONU	5	Ø108x250xØ20
		30° DARBELİ RULO İSTASYONU	5	Ø108x250xØ20
		DÖNÜŞ RULO İSTASYONU	2	Ø108x750xØ20
				
		KILAVUZ TAŞIYICI RULO İSTASYONU	1	Ø108x250xØ20
	KILAVUZ DÖNÜŞ RULO İSTASYONU	1	Ø108x750xØ20	

Çizelge 3.2. Optimize edilecek bantın ekipmanları

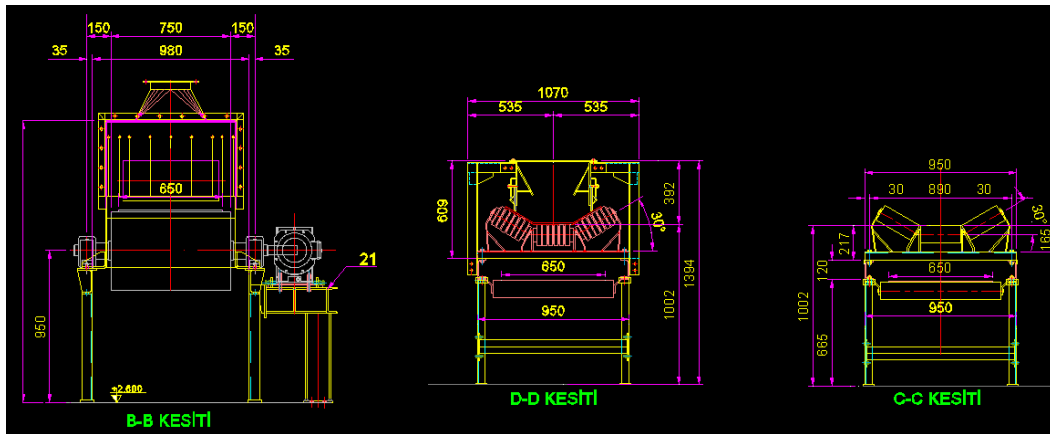
EKİPMAN LİSTESİ		
POZ	TANIM	ADET
1	BANT (B=650)	1
2	TAHRİK TAMBURU Ø500xØ85x750	1
3	KUYRUK TAMBURU Ø400xØ70x750	1
4	SAPTIRMA TAMBURU Ø216xØ55x750	1
5	30° TASIYICI RULO GRUBU	3
6	KILAVUZ TASIYICI RULO İSTASYONU	1
7	30° DARBELİ RULO GRUBU	7
8	DÖNÜŞ RULO GRUBU	2
9	KILAVUZ DÖNÜŞ RULO İSTASYONU	1
10	TAHRİK TAMBURU SASESİ	1
11	TAHRİK TAMBURU DAVLUMBAZI	1
12	KONTROL KAPAĞI	1
13	TAHRİK TAMBURU ALT ŞUTU	1
14	KUYRUK TAMBURU SASESİ	1
15	KUYRUK TAMBURU DAVLUMBAZI	1
16	V SIYIRICI	1
17	YÜKLEME TEKNESİ	1
18	TAŞIYICI SASE VE AYAKLAR	1
19	VİDALI GERGİ TERTİBATI	1
20	AĞIRLIKLI SİLİCİ	1
21	TAHRİK UNİTESİ	1
22	SASE ÖRTÜ SACI	1
23	AĞIRLIKLI SİLİCİ KONTROL KAPAĞI	2
24	BANT BESLEME ŞUTU	1



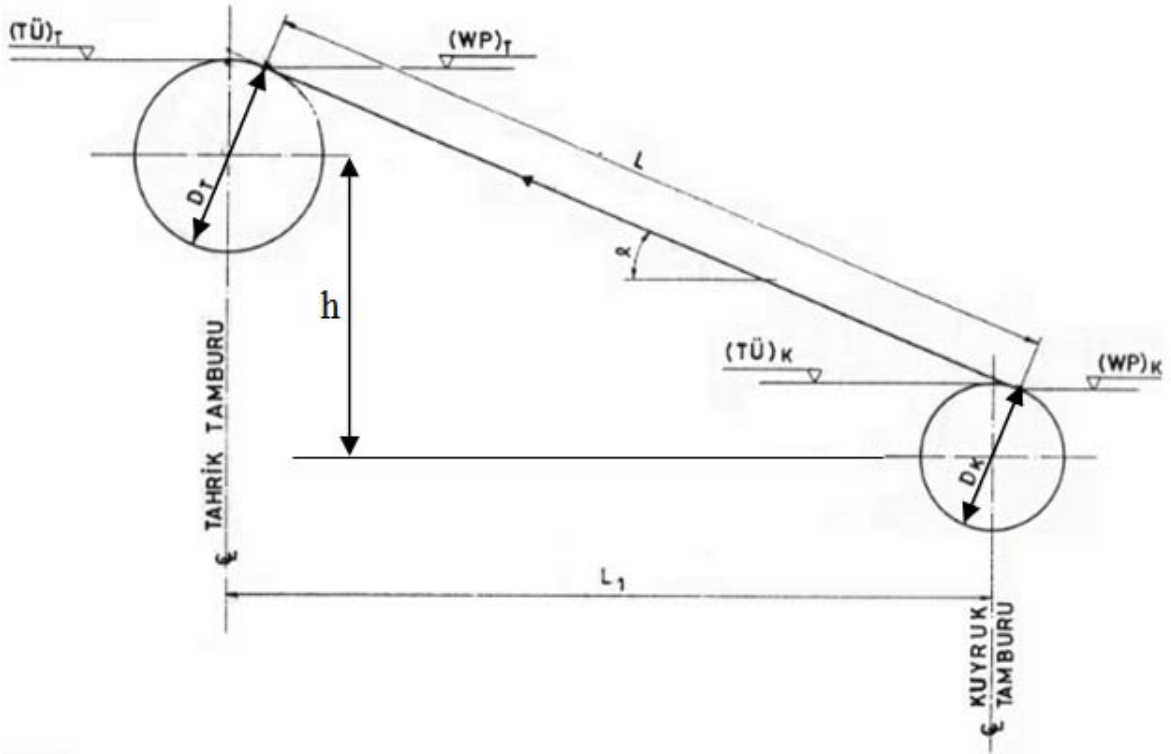
Şekil 3.3. Seçilen bantın plan görünüşü



Şekil 3.4. a) Seçilen bantın kesit görünüşü



Şekil 3.4. b) Seçilen bandın kesit görünüşü



Şekil 3.5. Standart eğik konveyör şeması [24]

$(WP)_T$ = Tahrik Tamburu Çalışma Noktası [mm]

$(WP)_K$ = Kuyruk Tamburu Çalışma Noktası [mm]

$(TÜ)_T$ = Tahrik Tamburu Tambur Üstü [mm]

$(TÜ)_K$ = Kuyruk Tamburu Tambur Üstü [mm]

L = Konveyör Boyu [mm]

L_1 = Tambur Eksenleri Arası [mm]

D_T = Tahrik Tamburu Çapı [mm]

D_K = Kuyruk Tamburu Çapı [mm]

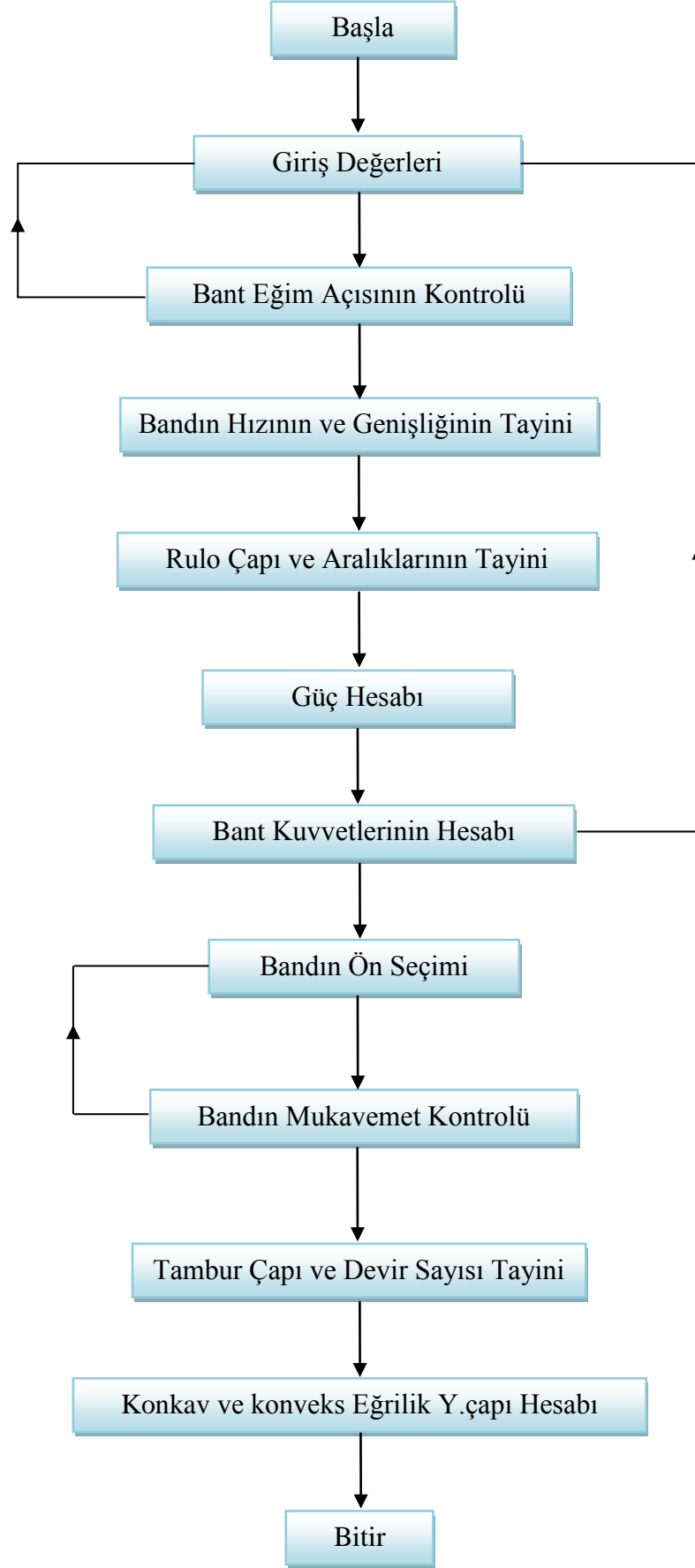
α = Bant Eğim Açısı [°]

$$(TÜ)_T = (WP)_T + \frac{D_T}{2} (1 - \cos\alpha)$$

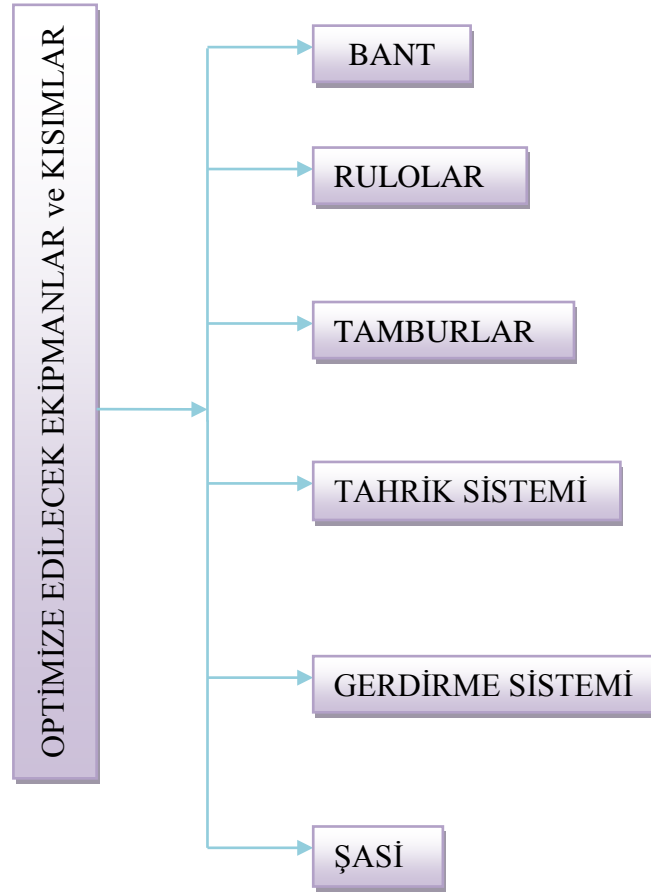
$$(TÜ)_K = (WP)_K + \frac{D_K}{2} (1 - \cos\alpha)$$

$$L_1 = L \cos\alpha + \frac{D_T \cdot D_K}{2} \sin\alpha$$

h = Tamburlar Arası Dikey Mesafe [mm]



Şekil 3.6. Hesap yönteminin akış şeması



Şekil 3.7. Bantın optimize edilecek ekipmanları ve kısımları

3.1 Optimizasyon Amaçları ve Optimizasyon Parametreleri

Optimum Tasarım Prosesleri (Şekil 3.2) kaile alınarak, hesap yönteminin akış şeması dâhilinde (Şekil 3.6) izlenecek yol ile optimizasyon amaçlarına ulaşılabacaktır. Başlangıç için konveyör giriş değerleri verilmelidir. Eğim kontrolü, bant hızı tayini, teorik kapasite ve bant genişliği hesabı yapılmalıdır.

3.1.1 Konveyör giriş değerleri

Optimizasyon amaçlarına ulaşılması için konveyör giriş değerleri bir hayli önemli oluğu bilinmeli ve bu değerlerin doğru şekilde yazılmasına gayret gösterilmelidir. (Çizelge 3.3)

Çizelge 3.3. Optimize edilecek bantın giriş değerleri

Konveyör Giriş Değerleri			
1	Kritik Taşıma kapasitesi (t/h)	Q	150
2	Taşınacak malzeme	HAMMADDE	
3	Malzeme yığma yoğunluğu (t/m ³)	γ	1,4
4	Dinamik şev açısı (°)	φ	10
5	Besleme Tipi	Düzgün	
6	Tamburlar arası yatay mesafe (m)	L	9
7	Tamburlar arası dikey mesafe (m)	h	1,5
8	Konveyör eğimi (°)	α	9,5
9	Bant Formu (OLUKLU) (°)	λ	30

3.1.2 Konveyör eğim kontrolü

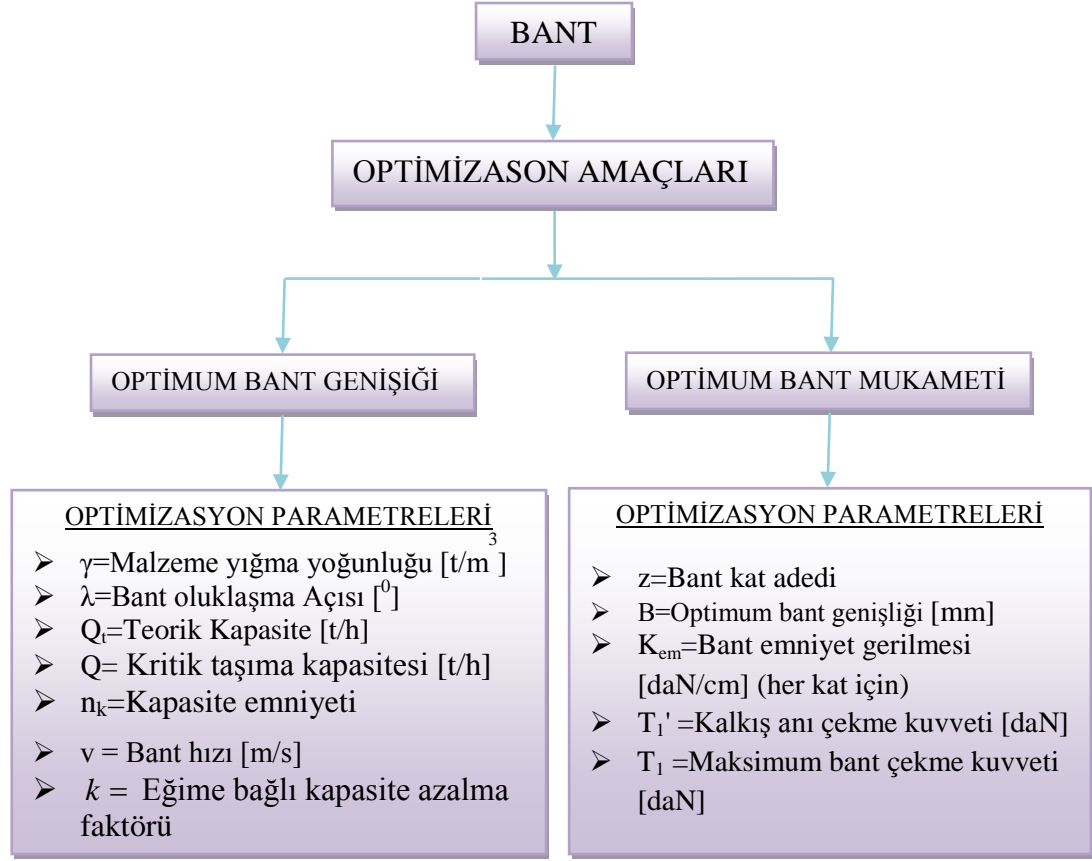
Taşınacak bu malzeme için azami konveyör eğimi 18^0 dir; konveyör giriş değerleri (Çizelge 3.3) verilen konveyör eğimi $\alpha = 9,5^0$ dir. Dolayısıyla eğim herhangi bir sorun arz etmemektedir.

3.1.3 Teorik kapasite ve bant genişliği hesabı

Bir bantlı konveyörde bant (kayış) ana boyutları ve gerekli motor gücünü belirlemek için kullanılan ilk veriler:

- İletilecek yükün karakteristikleri
- Hesaplanmış ortamla ve maksimum kapasite
- Konveyörün geometrisi ve ana boyutları
- İşletme koşulları (kuru veya ıslak ortam, açık veya kapalı bölge ve besleme ve boşaltma yöntemleri)

Konveyör lastik bantı optimizasyon prosedürü Şekil 3.8 devrilmiştir. Bu prosedür çerçevesinde Çizelge 3.5’de bant hızı, teorik kapasite ve konveyör lastik bantı genişliğinin tayini yapılmıştır.



Şekil 3.8. Konveyör lastik bantı optimizasyon şeması

30°-0°-30° tipi oluklaşma (Şekil 3.9) için bant genişliği:

B =Konveyör Bant Genişliği [m]

Oluklu bant için $b = 0,9 \cdot B - 0,05$ [m]

v = Bant hızı [m/s]

γ =Malzeme yığılma yoğunluğu [t/m³]

$(F_1 + F_2)$ = Toplam doldurma kesit alanı [m²]

Q_t = Teorik taşıma kapasitesi [t/h]

Q =Kritik taşıma kapasitesi [t/h]

n_k =Kapasite emniyeti (1,2 < n_k < 1,8)

k = Eğime (α) bağlı kapasite azalma faktörü

$n_k = Q_t / Q \cdot k$

Buna göre, bantlı konveyörün teorik taşıma kapasitesi

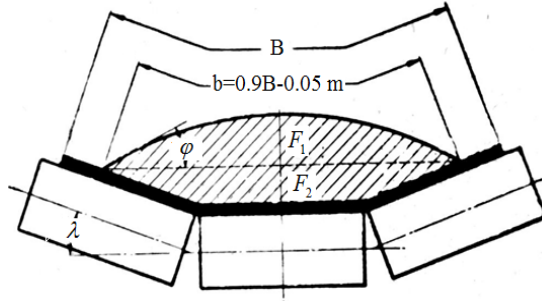
$$Q_t = Q.k.n_k \quad [t/h]$$

formülüyle bulunur.

$$Q_t = (F_1 + F_2).v.\gamma.3600 \quad [t/h]$$

$$\lambda=30^\circ \text{ için } Q_t = 540.v.\gamma(0,9.B - 0,05)^2 \Rightarrow B = \frac{\sqrt{\frac{Q_t}{540.v.\gamma} + 0,05}}{0,9} \cdot 10^3 \quad [mm]$$

Burada “B” fonksiyonu optimum dizayn probleminin amaç fonksiyonudur. Minimum bant genişliği tespit edilirse bantlı götürücünün tasarım açısında optimizasyonu gerçekleştirilebilir.



Şekil 3.9. Bantlı konveyör doldurma enine kesit [22]

Yukarıdaki denklemden hesaplanan bant genişliği, aşağıdaki optimizasyon kısıtlarını sağlamak zorundadır.

$$\text{Sınıflandırılmamış malzemeler için: } B \geq 2a'+200 \quad [mm]$$

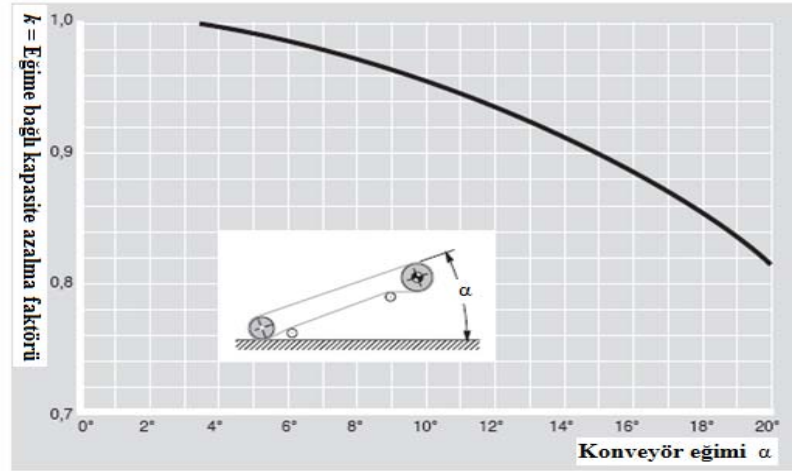
$$\text{Sınıflandırılmış malzemeler için: } B \geq 3,3a'+200 \quad [mm]$$

a parçanın boyutu olmak üzere a_{\max} en büyük parça boyutu, a_{\min} en küçük parçanın boyutu olarak alındığında a_{\max} / a_{\min} oranı 2,52'dan büyükse malzeme sınıflandırılmamış malzeme olarak adlandırılır. Eğer bu oran 2,5'den küçükse malzeme sınıflandırılmıştır denir. Sınıflandırılmış malzemeler ortalama parça büyüklüğü diye ifade edilen;

$$a' = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2}$$

değeri ile nitelendirilir. Sınıflandırılmamış malzemelerde $a' = a_{\max}$ alınır.

Eğimli bir konveyörde, yükün muhtemel saçılmalarını tanımlamak için hesaba dahil edilir. Bu katsayı konveyörün eğimine bağlıdır. (Şekil 3.10)



Şekil 3.10. Eğime bağlı kapasite azalma faktörü [5]

Bant hızı; iletilen malın cinsine, bant genişliğine, konveyör eğimine ve ara boşaltmalar olup olmayacağına bağlıdır. Önerilen bant hızları Çizelge 3.4'de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Önerilen bant hızları (m/sn) [19]

Dökme yük özellikleri	Malzemeler	Bant genişliği, B [mm]			
		400	500-650	800-1000	1200-1600
		Bant hızı, v [m/s]			
Aşındırıcı ve aşındırıcı malzemeler, kırılmış fakat sınıflandırılmamış	Kömür, tuz, kum, turba	1.0	1.25	2.0	2.0
		1.6	2.0	4.0	4.0
Aşındırıcı, küçük ve orta parçalı ($a' < 160$ mm)	Çakıl, cevher, cüruf, kırma taş	1.0	1.0	1.6	2.0
		1.25	1.6	2.0	3.0
Aşındırıcı, büyük parçalı ($a' > 160$ mm)	Kaya, cevher, taş	–	1.0	1.0	1.6
			1.6	1.6	2.0
Kırılgan yükler, sınıflandırılmış malzeme	Kok, kömür, odun kömürü	1.0	1.0	1.25	1.6
		1.25	1.6	1.6	2.0
Pülverize yük, tozlu	Un, çimento, fosforit	0.8			
		1.0			
Tahıl	Çavdar, buğday	2.0 – 4.0			

Aynı malzeme için bant genişliği arttıkça, malzemenin bant üzerinde daha iyi yayılabilmesi ve aşınma ile yer değiştirmenin azalması sebepleri dolayısıyla, daha yüksek hızla seçilebilir. Ağır ve aşındırıcı malzemede daha düşük hızlar seçilmelidir. Odun talaşı gibi çok hafif malzemede bant hızı 2 m/s' yi, un ve çimento gibi kolay tozutan malzemede ise 0,8 -1,0 m/s yi geçmemelidir.

Yukarıdaki Çizelgede verilen değerler yükleme şekli, eğim açısı ve yardımcı teçhizata bağlı olarak tatbikatta değişebilir. Malzemenin bant hareketi yönünde verildiği, bant eğiminin düşük olduğu ve malzemenin baş tamburdan boşaltıldığı özel hallerde bu Çizelgedeki değerlerin çok üstüne çıkıldığı görülmektedir. Bunun aksine bant eğimi fazla ise veya nakledilen malzemenin kırılma ihtimali varsa (kok veya kömür gibi) Çizelgede verilen değerlerin altına inilmelidir.

Bant üzerinde bant tarafından tahrik edilen boşaltma arabaları varsa, bant hızı 2 m /sn' yi geçmemelidir.

Boşaltma lastik kenarlı sıyırıcılarla yapılıyorsa, bant hızı 1 m/s'yi geçmemelidir (sadece odun pülpünün naklinde istisna olarak 1,5–2,0 m/s hız tercih edilir)

Çizelge 3.5. Teorik kapasite ve konveyör lastik bantı genişliğinin tayini

Parametreler	Sembol		Sonuç
Kritik taşıma kapasitesi (t/h)	Q	150	
Bant hızı(m/sn)	v	$0,8 \leq v < 1$	Hız 0,8 seçildi.
Eğime bağlı kapasite azalma faktörü($\alpha=8^0$)	k	0,96	
Kapasite emniyeti (Optimizasyon kısıdı)	n_k	$1,2 < n_k < 1,8$	1,5 seçildi
Malzeme yığıma yoğunluğu (t/m^3)	γ	1.4	
Teorik Kapasite(t/h)	Q_t	$Q_t = Q \cdot n \cdot k$	216
Minimum bant genişliği (B):			
$B = \sqrt{\frac{216}{540 \cdot 0,8 \cdot 1,4}} + 0,05 \cdot 10^3 = 720 \text{ mm}$			
Bulunan "720 mm" değeri DIN 221002'ye göre minimum değer olan 800 mm alınmıştır.			

Burada $1,2 < n_k < 1,8$ ve $0,8 \leq v < 1$ eşitsizlikleri birer optimizasyon kısıdır. Her iki eşitsizlik aralığı için sırasıyla oluşturulan teorik kapasite ve hız değerleri matrislerinin her bir elemanı amaç fonksiyonunun değişkenleri olan teorik kapasite ve hızı verir. Bu matrislerin her bir elemanlarıyla oluşturulan ikili kombinasyonların amaç fonksiyonuna yazılmasıyla minimum bant genişliği 650 ve 800 mm olarak bulunmaktadır. Ancak teorik kapasite değişken değerinin, kritik taşıma kapasite değerinin takriben %50 fazlasını veren kapasite emniyeti ($n_k=1,5$) değeri ile hesaplanmış olan 216 t/h seçilmiş olması ve hız değişkeninin değeri, taşınan malzemenin tozutan bir malzeme olmasından dolayı 0,8 m/s uygun görülmesi ile minimum bant genişliği 800 mm seçilmiştir.

3.1.4 Rulo çapı ve aralıklarının tayini

Konveyörler kullanılacağı sektörün ortamlarına ve gerekliliklerine uygun imal edilmekte, makinelerin çalışanlarla uyumluluğu sağlanarak, harcanan iş gücünün en verimli bir şekilde kullanılmasını sağlamaktadır.

Uzun konveyör ömrü rulo ile başlar. Bir rulonun işletme süresi rulonun sızdırmazlık özelliği ile belirlenir. Tüm hava şartlarına dayanabilecek en dayanıklı sızdırmazlık elemanına sahip olmalıdır.

Çok çeşitli yüklerin taşınmasında, makine ve montaj hatlarında malzemelerin iletilmesi ve birbirine aktarılmasında kullanılabilirler. Parça mallar, köşeli veya silindirik mallar, kutulu, ambalajlı ürünler yatay veya eğimli olarak taşınabilir. Ürünler, konveyör şasisi üzerine düzgün aralıklarla yerleştirilmiş rulolar üzerinde iletilirler.

Yükleme alanındaki rulo ve bant üzerindeki artmış gerilim tampon ringlerinin kullanımıyla azaltılır.

Geri dönüş ruloları için taşınan malzemenin yapışmasını engellemek ve rulo kabuğundaki bantın taşıyıcı kısmını korumak için destek ringleri kullanılır.

Taşıyıcı ve dönüş rulo çaplarının bant hızına ve genişliğine bağlı optimum değerleri Çizelge 3.6' dan alınır. Buna göre; taşıyıcı ve dönüş rulo çaplarının Ø 108 seçilmesi en uygundur.

Ø108 çapındaki taşıyıcı ve dönüş rulo guruplarının ana boyutları ve ağırlık değerleri Çizelge 3.7' den okunabilir. Buna göre; üçlü taşıyıcı rulo gurubunun ana boyutları (L, L₁, L₂), hareketli parça ağırlığı ve toplam ağırlığı okunur. Bu değerler: L=315 mm, L₁=323mm, L₂= 347mm, hareketli parça ağırlığı=4.3kg (her bir rulo için),toplam hareketli taşıyıcı rulo gurubu ağırlığı (G_T)=3x4.3x9.81x10⁻¹=12.6 daN bulunur.

Dönüş rulo gurubunun ana boyutları (L, L₁, L₂), hareketli parça ağırlığı ve toplam ağırlığı ise: L=950mm, L₁=958mm, L₂= 982mm, hareketli parça ağırlığı=10.1kg toplam hareketli dönüş rulo gurubu ağırlığı (G_D)=1x10.1x9.81x10⁻¹=9.9 daN bulunur.

Taşıyıcı ve dönüş rulo gurupları arasındaki öngörülen aralıklar Çizelge 3.8'de malzeme özgül ağırlığına bağlı olarak verilmiştir. Buna göre; taşıyıcı rulo gurupları arasındaki aralıklar (L_T)=1200x0.75=900mm, yükleme bölgesinde bu değer yarıya iner. Dönüş rulo gurupları arasındaki aralıklar (L_D)= =3000mm'dir.

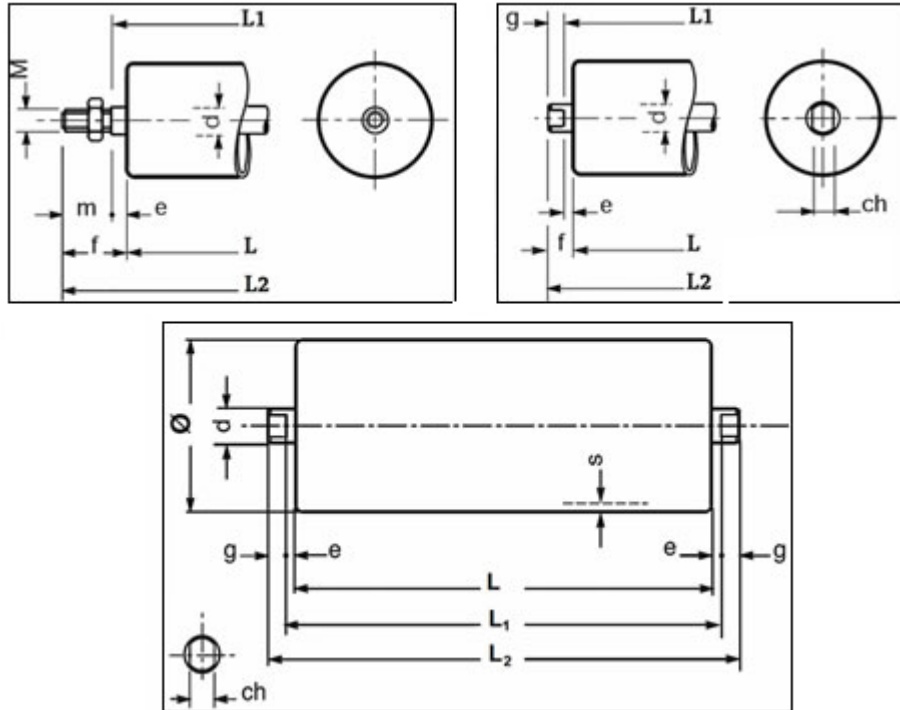
Taşıyıcı ve dönüş ruloların teknik özellikler (İmren Makine konveyör ruloları)

Rulo gövdesi	- St 37/ Ø50 ~ 159 mm/3 ~ 5 mm
Rulo mili	- Ø 20 ~ 30 mm Transmisyon Çeliği
Rulman	- SKF / FAG / ORS

Labirent	- Poliamid-6
Toz kapağı	- 2 mm St37
Toz lastiği	- Nitril Kauçuk
Boya	- Astar + Elektrostatik Boya


Çizelge 3.6. Taşıyıcı ve dönüş rulo çaplarının bant hızına ve genişliğine bağlı optimum değerleri [5]

BANT ENİ mm	BANT HIZI ≤ 2 m/s			2 m/s			≥ 4 m/s		
	\emptyset			\emptyset			\emptyset		
500	89			89					
600	89	108		89	108		133		
800	89	133		89	108	133	133	159	
1000	108			108	133				
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	194
1600	133	159		133	159	194	133	159	
1800	159	159		159	194		159		
2000	159	194	194	159	194		194	194	
2200	194			194					



Şekil 3.11. Taşıyıcı ve dönüş rulo gruplarının ana boyutları [5]

Çizelge 3.7. Ø108 çapındaki taşıyıcı ve dönüş rulo gruplarının ana boyutları ve ağırlık değerleri [5]

Ø 108 mm / 6206 d : 30 ch : 22 s : 3.5 e : 4 g : 12  (KOD NO:S108C)	BANT		RULO				
	Genişlik mm		Ölçüler mm			Ağırlık kg	
			L2	L	L1	Hareketli parça	Toplam
		800	347	315	323	4.3	6.3
		1000	412	380	388	4.9	7.2
	800	1200	497	465	473	5.7	8.4
		1400	562	530	538	6.3	9.4
	1000	1600	632	600	608	6.9	10.4
		1200	732	700	708	7.8	11.9
		1400	832	800	808	8.7	13.3
		1600	932	900	908	9.6	14.8
	800		982	950	958	10.1	15.5
	1000		1182	1150	1158	11.9	18.4
	1200		1432	1400	1408	14.2	22.1
	1400		1632	1600	1608	16.0	25.0
	1600		1832	1800	1808	17.8	27.9

Çizelge 3.8. Taşıyıcı ve dönüş rulo grupları arasındaki öngörülen aralıklar (mm) [13]

Bant genişliği (mm)	L _T Malzemenin özgül ağırlığı (t/m ³)						Dönüş rulosu (makarası) L _D
	0,5	0,8	1,2	1,6	2	2,4	
300-400	1600	1500	1500	1500	1400	1400	3000
450-550	1600	1500	1500	1400	1400	1400	3000
600-700	1500	1500	1400	1400	1200	1200	3000
750-800	1500	1400	1200	1200	1000	1000	3000
900	1400	1400	1200	1200	1000	1000	3000
1000	1400	1400	1200	1000	1000	900	2700
1200	1200	1200	1000	1000	900	900	2700
1400	1200	1200	1000	1000	900	900	2700
1600-1800	1200	1000	1000	900	900	900	2500
2000	1200	1000	1000	900	900	900	2500

Not: 1. Yükleme bölgesindeki rulo aralığı yarı yarıya azaltılmalıdır.
2. Çalışma şartları ağırsa rulo aralıkları % 25 oranında azaltılabilir.

3.1.5 Konveyörü çalıştırmak için gerekli güç hesabı

Tahrik gücü hesabı beş guruba ayrılabilir. Bunlar:

- Boş çalıştırma gücü,
 - Malzemeyi yatay iletme gücü,
 - Malzemeyi düşey iletme gücü,
 - Toplam gücü,
 - Gerekli motor gücüdür.
- a) Boş çalıştırma gücü (P_1):

$$P_1 = \frac{f_1 \cdot G_1 \cdot L_{eş} \cdot v}{75000} \quad (BG)$$

Eşdeğer konveyör uzunluğu $L_{eş}$ tayin edilirken her iki uçtaki kasnaklarda meydana gelen sürtünmeye tekabül etmek üzere konveyör eksenleri arasındaki L mesafesine sabit bir uzunluk eklenmektedir. Konveyör üzerine yapılan tecrübeler bu uzunluğun 15 ile 45 m arasında seçilmesi gerektiğini göstermektedir. Daha emniyetli olması bakımından 45 m seçilirse;

$$L_{eş} = L + 45000 \text{ mm}$$

Eşdeğer boyla ilgili verilen bir bağıntı da:

$$L_{eş} = 1.07L + 15000 \text{ mm}$$

$$L_{eş} = L + 45000 = 9000 + 45000 = 54000 \text{ mm}$$

Bu denklemde sürtünme faktörleri $f_1 = f_2 = 0.03$ alınmalıdır

Burada hareketli parçalar için birim metredeki ağırlık (G_1):

$$G_1 = 2 \cdot G_B + (G_T/L_T + G_D/L_D) \cdot 10^3 \quad (\text{daN/m})$$

İletim bantı ağırlığı: $G_B = 12,5$ (daN/m) (Çizelge 2,9)

Toplam hareketli taşıyıcı rulo gurubu ağırlığı (G_T) = 12,6 daN

Toplam hareketli dönüş rulo gurubu ağırlığı (G_D) = 9,9 daN

Taşıyıcı rulo gurupları arasındaki aralıklar (L_T) = 900 mm

Dönüş rulo gurupları arasındaki aralıklar (L_D) = 3000 mm

Bant hızı (v) = 0,8 m/s

$$G_1 = 2 \cdot G_B + (G_T/L_T + G_D/L_D) \cdot 10^3 = 2 \cdot 12,5 + \left(\frac{12,6}{900} + \frac{9,9}{3000} \right) \cdot 10^3 = 42,3 \text{ daN/m}$$

$$P_1 = \frac{f_1 \cdot G_1 \cdot L_{eş} \cdot v}{75000} = \frac{0,03 \cdot 42,3 \cdot 54000 \cdot 0,8}{75000} = 0,7 \text{ BG}$$

b) Malzemeyi yatay iletme gücü (P_2) :

$$P_2 = \frac{f_2 \cdot Q_1 \cdot L_{eş}}{270000} \text{ (BG)}$$

$$P_2 = \frac{f_2 \cdot Q_1 \cdot L_{eş}}{270000} = \frac{0,03 \cdot 216 \cdot 54000}{270000} = 1,3 \text{ BG}$$

c) Malzemeyi düşey iletme gücü (P_3) :

$$P_3 = \frac{Q_t \cdot h}{270} \text{ BG}$$

$$P_3 = \frac{Q_t \cdot h}{270000} = \frac{216 \cdot 1500}{270000} = 1,2 \text{ BG}$$

d) Toplam güç (P_t):

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 \text{ (BG)}$$

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 = 0,7 + 1,3 + 1,2 = 3,2 \text{ BG}$$

e) Gerekli motor gücü (P_m) :

Verim 0.85 ve emniyet katsayısı 1,2 olarak kabul edilmiştir.

$$P_m = S_{em} \cdot \frac{P_t}{\eta_t} \text{ BG}$$

$$P_m = S_{em} \cdot \frac{P_t}{\eta_t} = 1,2 \cdot \frac{3,2}{0,85} = 4,5 \text{ BG}$$

veya

$$P_m = \frac{4,5}{1,36} = 3,3 \text{ kW}$$

Çizelge 3.9. İletim bantı ağırlıkları: G_B (daN/m) [13]

Bant genişliği (mm)	Malzemenin yığılma özgül ağırlığı		
	0,45-1,20	1,20 - 2,00	2,00-3,20
300	3,1	3,8	3,9
350	3,7	4,5	4,6
400	4,2	5,2	5,3
450	4,6	6,0	6,1
500	5,2	6,7	6,8
550	5,7	7,6	8,0
600	6,2	8,5	9,2
650	6,6	9,0	9,8
700	7,3	9,5	10,6
750	7,8	10,3	11,6
800	12,0	12,5	15,0
900	13,4	14,0	17,0
1000	15,0	16,0	19,2
1400	22,5	25,5	29,2
1600	27,6	30,3	33,5
1800	30,0	36,0	38,0
2000	33,0	40,0	42,0

3.1.6 Tahrik düzeni ve sürtünme kuvvetleri

Konveyörün tahriki baş tamburdan yapılacaktır. Tek saptırma kasnaklı olarak tertiplenecek olan konveyörde gergi tertibatı konveyörün boyunun 60m'den kısa olmasından dolayı kuyruk tamburu şasesine yerleştirilecek vidalı gergi düzeneği ile sağlanacaktır.

Dönüş makaraları sürtünme kuvveti

$$T_D = f_1 \cdot \left(10^{-3} \cdot G_B + \frac{G_D}{L_D} \right) \cdot L_{eş} \text{ (daN)}$$

Burada sürtünme kat sayısı $f_1=0.025$ alınır

$$T_D = 0,025 \cdot \left(10^{-3} \cdot 12,5 + \frac{9,9}{3000} \right) \cdot 54000 = 178,5 \text{ daN}$$

Taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti

$$T_T = f_2 \cdot \left(\left(G_B + \frac{Q_t}{3,6 \cdot v} \right) \cdot 10^{-3} + \frac{G_T}{L_T} \right) \cdot L_{eş} \text{ (daN)}$$

Sürtünme değeri sayısı $f_2=0.03$ kabul edilirse

$$T_T = 0,03 \cdot \left(\left(12,5 + \frac{216}{3,6 \cdot 0,8} \right) \cdot 10^{-3} + \frac{12,6}{900} \right) \cdot 54000 = 164 \text{ daN}$$

3.1.7 Bant kuvvetlerin hesabı

Lastik bantlı ileticilerde gerekli güç; motor, dişli kutusu ve tambur üzerinden banta iletilmektedir. Tambur ile hareket eden bant arasında iyi bir iletim ancak yeteri derecede bir kuvvet bağıntısı ve bantın öngerdirilmesi ile mümkün olabilir. Kuvvetin dönen bir tamburdan lastik banta iletimi sürtünme ile olmakta ve bu teorik olarak Eytelwein sınır şartıyla ifade edilmektedir. Bantın tambura olan sarım açısı δ , her ikisinin arasındaki sürtünme katsayısı μ ise ve kuvvet bağıntısı kayma sınırına kadar zorlanırsa, tamburun her iki tarafında banta T_1 ve T_2 kuvvetleri tesir eder.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\delta}$$

($e = 2,7183$ tabii logaritma tabanı)

Tambur tarafından iletilecek olan çevre kuvveti (etken kuvvet) bantın her iki hattındaki kuvvetlerin birbirleriyle olan farkıdır.

$$T_E = T_1 - T_2$$

$$T_E = \frac{75 \cdot P_m}{v} \text{ daN}$$

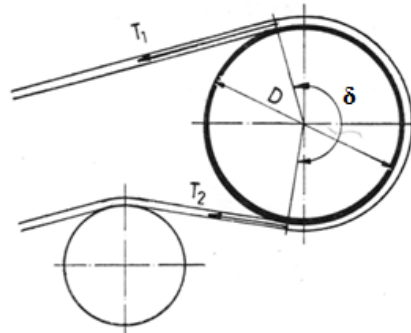
Burada, yukardaki denklemlerden bantın her iki hatındaki kuvvetler

$$T_1 = T_E \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\delta} - 1} \right) = T_E c_1, \quad T_2 = T_E \left(\frac{1}{e^{\mu\delta} - 1} \right) = T_E c_2$$

elde edilir.

$$\text{Burada ; } T_E = \frac{75 \cdot P_m}{v} = \frac{75 \cdot 4,5}{0,8} \approx 422 \text{ daN}$$

$$\text{Diğer taraftan; } \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\delta}$$



Şekil 3.12. Maksimum ve minimum bant kuvveti

Saptırma tamburu nedeniyle bantın sarım açısı $\delta = 190^\circ$ için c_1 değeri 1,46 (Çizelge 3.10) ve bant ile tambur arasındaki sürtünme kat sayısı $\mu=0,35$ (Çizelge 3.10) alınırsa;
Gergin koldaki bant kuvveti

$$T_1 = T_E \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\delta} - 1} \right) = T_E c_1 = 422 \cdot 1,46 = 616 \text{ daN}$$

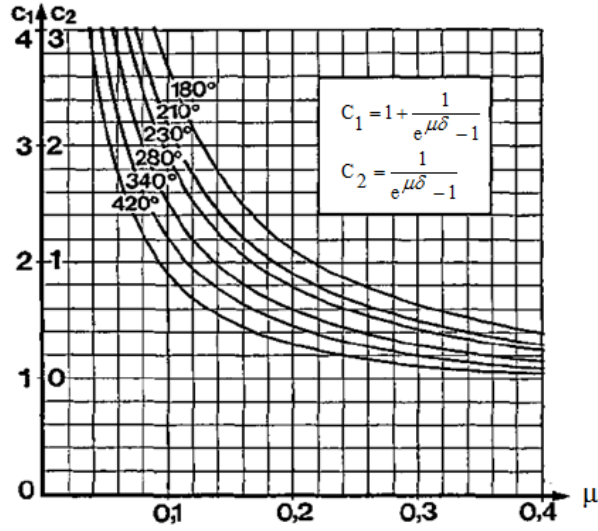
ve gevşek koldaki bant kuvveti

$$T_E = T_1 - T_2 \quad \square \quad T_2 = T_1 - T_E = 616 - 422 = 194 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

Çizelge 3.10. Bant çekme kuvveti T_1 hesabı için $[1 + 1 : (e^{\mu\delta} - 1)]$ faktörünün değerleri ve μ katsayısı [15]

		TEK TANBURLU TAHRİK			
Tambur üst yüzeyi	Sürtünme katsayısı (μ)	Sarım açısı (δ)			
		180°	190°	200°	210°
Çıplak yaş ve pislenmiş	0,10	3,7	3,55	3,41	3,28
Ok şeklinde profilli lastik , yaş ve pislenmiş	0,25	1,83	1,77	1,71	1,67
	0,30	1,64	1,59	1,54	1,50
Parlak, kuru, ok şeklinde profil lastik, Keramik, yaş ve pislenmiş	0,35	1,50	1,46	1,42	1,38
Lastik, kuru Tahta, kuru Doku, kuru	0,40	1,40	1,36	1,33	1,30
	0,45				
Ok şeklinde profilli keramik, yaş	0,50	1,26	1,23	1,21	1,19
Keramik, kuru	0,55	1,22	1,19	1,17	1,15



Şekil 3.13. c_1 ve c_2 tahrik faktörlerinin tambur ile bant arasındaki sürtünme katsayısı (μ) ve Sarım açısı (δ) arasındaki bağıntı [15]

Bant germe kuvveti; ağırlık düzeni kuyruk tamburunda olduğuna göre:

$$T_G = 2 \cdot (T_2 + T_D) \text{ (daN)}$$

$$T_G = 2 \cdot (T_2 + T_D) = 2 \cdot (22 + 194) = 432 \text{ daN}$$

Bant germe miktarı ise;

$$L_g = 0,015 \cdot L \text{ (mm)}$$

Buradan

$$L_g = 0,015 \cdot L = 0,015 \cdot 9000 = 135 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Banttaki çökme (sehim) kontrolü de yaparsak,

$$f \leq \frac{L_T^2 \cdot (G_B + G) \cdot 10^{-3}}{8 \cdot T} \text{ (mm)}$$

Burada birim bant ağırlığı (Çizelge 2.9) $G_B = 12,5$ daN/m olarak alınmıştır. Bant üzerindeki yükün düzgün yayılı olduğu kabul edilirse, birim bant uzunluğuna düşen malzeme ağırlığı Q_t (t/h) ve hız v (m/s) olmak üzere

$$G = \frac{Q_t}{3,6 \cdot v} = \frac{216}{3,6 \cdot 0,8} = 75 \text{ daN/m}$$

Malzeme iletimi sırasında bant makaraları arasında ön görülenden fazla sehim yapılmamalıdır. Optimum sonuç için banttaki çekme kuvveti aşağıdaki şartı sağlamak zorundadır.

$$T \geq \frac{L_T \cdot (G_B + G) \cdot 10^{-3}}{0,16} \text{ (daN)}$$

$$T \geq \frac{900 \cdot (12,5 + 75) \cdot 10^{-3}}{0,16} = 492 \text{ daN}$$

Banttaki (gergin kolda) en büyük çekme kuvveti $T = T_1 = 616 \text{ daN}$ olduğuna göre çökme miktarı

$$f = \frac{(900)^2 \cdot (12,5 + 75) \cdot 10^{-3}}{8.616} = 14 \text{ mm}$$

Emniyetli çökme miktarı

$$f_{em} = 0,02 L_T$$

$f_{em} = 0,02 \cdot 900 = 18 \text{ mm}$ olup, $f = 14 \text{ mm} < f_{em} = 18 \text{ mm}$ temin edildiğinden bant, sehim bakımından uygundur.

3.1.8 Bant dokusunun(karkasının) seçimi

Banttaki çekme zorlanması

$$T_1' = \text{Kalkış anı gerilme fazlalığı} (\text{Katsayı} = 1,3) = 1,3 T_1 = 800 \text{ daN}$$

$$K = \frac{T_1'}{B} \cdot 10 = \frac{800}{800} \cdot 10 = 10 \text{ daN/cm}$$

Emniyet katsayısı $S = 12$ alınırsa emniyet gerilmesi

$$K_{em} = S \cdot K = 12 \cdot 10 = 120 \text{ daN/cm}$$

olur. Emniyetli kopma dayanımına göre bantların kullanım alanlarına göz atıldığında (Çizelge 3.11) bu iş için B(Pamuklu), BZ(Pamuklu ve Viskon) ve Z(Viskon) bant malzemelerinin kullanılabilceği görülür. Bant malzemesi olarak Z125 malzemesi seçilirse $K_1 = 125 \text{ daN/cm}$ 'lik kopma dayanımına (Çizelge 3.12) sahip bu bantın tabaka (kat) sayısı

$$z = \frac{K_{em}}{K_1} = \frac{120}{125} = 0,96$$

Ancak emniyet bakımından banttaki tabaka sayısının $z = 3$ alınması uygun olur.

Bant üzerinde ambalajsız ve az aşındırıcılı parça malzeme taşınması söz konusu olduğundan bantın

Üst kaplama kalınlığı: 3mm

Alt kaplama kalınlığı: 1mm

Seçilmesi uygun olacaktır. (Çizelge 3.13)

Çizelge 3.11. Bantların Emniyetli kopma dayanımlarına göre kullanım alanları [13]

Bantın emniyetli kopma dayanımı K_{em} (daN/cm)	Doku Malzemesi					
	B BZ	Z	R	EP	EZ	st
40	X					
50	X					
63	X					
80	X					
100	X	X				
125	X	X				
160	X	X				
200	X	X				
250	X	X				
315	X	X				
400	X	X				
500	X	X				
630	X	X				
800		X	X	X		
1000			X	X		X
1250			X	X		X
1600			X	X		X
2000			X	X		X
3150			X	X		X
4000			X	X		X
5000						X
6300						X

Çizelge 3.12. Tekstil bantların kopma dayanımı: K_1 (daN/cm - her kat için) [13]

Doku türü	Boyuna (çözgü)	Enine (atkı)
Pamuklu		
B 25	25	10
B 50	50	20
B 63	63	25
B 80	80	32
Viskonlu		
Z 60	60	32
Z 80	80	35
Z 100	100	40
Z 125	125	50
Suni ipek (Rayon)		
R 80	80	48
R 110	110	55
R 120	120	60
R 160	160	80

Çizelge 3.12. Tekstil bantların kopma dayanımı: K_1 (daN/cm - her kat için) [13]

Doku türü	Boyuna (çözgü)	Enine (atkı)
Suni ipek (polyamid)		
RP 100	100	40
RP 125	125	50
RP 160	160	65
RP 200	200	80
RP 250	250	80
RP 315	315	80
RP 400	400	100
RP 500	500	100
Polyester-polyamid		
EP 100	100	40
EP 125	125	50
EP 160	160	65
EP 200	200	80
EP 250	250	80
EP 315	315	80
EP 400	400	100
EP 500	500	100
EP 630	630	120
Çelik kortlu		
St 500	500	
St 600	600	
St 700	700	
St 800	600	
St 900	900	
St 1000	1000	
St 1200	1200	
St 1600	1600	
St 2000	2000	
St 2500	2500	
St 3150	3150	
St 4000	4000	
St 5000	5000	

Çizelge 3.13. Malzeme türüne bağlı olarak banlarda üst ve alt kaplama kalınlıkları [13]

1. YIĞMA MALZEME	Üst kaplama kalınlığı(mm)	Alt kaplama kalınlığı (mm)
HAFİF Ağaç talaşı, baca tozu, çimento tozu, çok ince kömür vs.	2,0	0,8–1,0
AZ ASINDIRICI Kum bitümlü kömür; 75 mm. den küçük taş veya kömür vs.	2,0–3,0	0,8–1,0
AŞINDIRICI Antrasit kömürü, kok, sinter 250 mm. den küçük cevher, kömür veya kireç taşı	2,5–6,0	1,6–2,0
AĞIR VE AŞINDIRICI 250mm. den büyük taş, keskin kenarlı cevherler, kuvarz vs.	6,0–12,0	2,0
2. PARÇA MALZEME		
Kağıt veya bez torbalar içindeki hafif yükler: kitap, paket, vs.	1,0	1,0
Yumuşak ambalajlı malzeme: Sent kutular içinde 15 daN'a kadar ağırlıkta paket balya ve torbalar	1,5–3,0	1,0
15 daN'dan ağır parçalar: Kutu, varil ve sepetler	1,5–4,5	1,0-1,5
Ambalajsız malzeme: Makine parçaları, seramik parçaları, makine elamanları, vs.	1,5-6,0	1,0-1,5

3.1.9 Tambur sisteminin ve tahrik mekanizmasının optimize edilmesi

3.1.9.1 Tambur çapları ve mil çaplarının tayini

Bant katsayısı $z=3$ ve doku türü Z125 olan bant için Çizelge (Çizelge 3.14'den)

Tahrik tamburu çapı	:350 mm (G=280 daN)
Kuyruk tamburu çapı	:300 mm (G=240 daN)
Saptırma tamburu çapları	:200 mm (G=160 daN)

Çizelge 3.14. Banttaki tabaka sayısı ve karkas tipine göre tavsiye edilen en az tambur çapları[13]

Kat sayısı	B50 Z70 R70 EP100			Z125 B63 EP160 R100 RP150			RP160 B80 EP 200			RP200 EP250			RP200 EP300		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
2	200	150	150	250	200	150	300	250	200	300	250	200	550	400	350
3	300	250	200	350	300	200	450	350	300	600	500	400	600	500	400
4	400	300	250	450	350	300	600	450	350	600	500	400	700	600	500
5	500	400	350	600	450	350	675	600	450	750	600	500	900	700	600
6	600	450	400	675	500	450	900	675	600	900	750	600	1100	900	700
7	675	600	450	750	675	500	1050	750	675	1050	900	675	1250	1100	800
8	750	675	500	900	750	600	1200	900	675	1200	1000	750	1400	1150	900
9	900	675	600	1050	900	600	1350	1050	950	1350	1050	900	1550	1250	1100
10	1050	750	675	1200	900	675	1500	1200	900	1500	1200	1050	1800	1400	1260
12	1800	1350	1050	1350	1050	900	1800	1350	1050	1600	1500	1200	2100	1800	1400

A: Tahrik tamburları

B: Baş, kuyruk, triper, gergi ve yüksek germe tarafındaki saptırma

C: Alçak germe tarafındaki saptırma tamburları

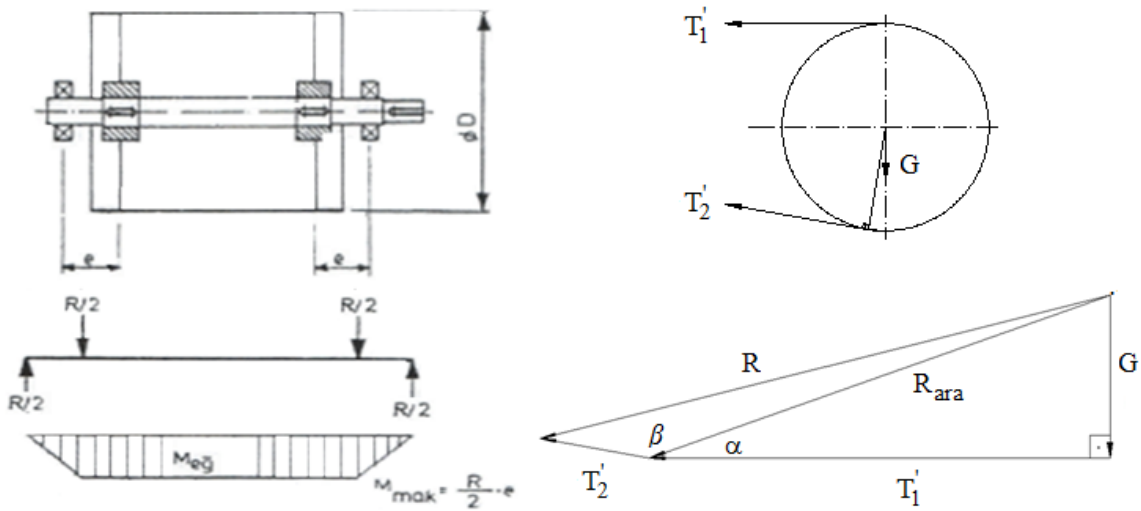
DIN 22101' e göre standartlaştırılmış tambur çapları: mm

200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000

Eğilme ve burulmaya maruz millerin ASME formülüne göre mil çapı hesabını kullanarak tambur mil çapları hesaplanacak.

Tahrik tamburu mili çapını hesabı,

Bantlı konveyörlerin tahrik tamburları kararlı yüke göre hesaplanırlar; buna göre $C_{eg} = 1,5$ ve $C_b = 1,0$ değerleri alınır.



Şekil 3.14. Tahrik tamburu mili çapının hesabı

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G}{T_1} = \frac{280}{800} = 0,35 \Rightarrow \alpha = 19,3^\circ$$

$$\beta = 180 - 10 - \alpha = 150,7^\circ$$

$$R_{\text{ara}} = \sqrt{G^2 + T_1'^2} = \sqrt{280^2 + 800^2} = 847,5 \text{ daN}$$

$$R = \sqrt{R_{\text{ara}}^2 + T_2'^2 - 2 \cdot R_{\text{ara}} \cdot T_2 \cdot \cos \beta}$$

$$R = \sqrt{847,5^2 + 378^2 - 2 \cdot 847,5 \cdot 378 \cdot \cos 150,7^\circ}$$

$$R \approx 1192 \text{ daN}$$

Tambur mile iki yerden vidalı gergi burcu ile bağlıdır. Bu sebeple bağlanan yerler ve yataktaki tepki kuvveti:

$$R = 1192 \text{ daN}$$

Tahrik tambur mili tüm değişken zorlanmalara uğramaktadır:

Eğilme Momenti:

Tahrik milinde azami eğilme momenti, milin tambura kamalandığı noktada meydana gelir.

$$M_{\text{eğ}} = \frac{R}{2} \cdot e = \frac{1192}{2} \cdot 210 = 125160 \text{ daNmm}$$

Burulma Momenti:

$$M_b = 955000 \cdot \frac{P}{n} = 955000 \cdot \frac{4}{42} \approx 9048 \text{ daNmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \tau_{\text{em}}} \sqrt{(C_{\text{eğ}} \cdot M_{\text{eğ}})^2 + (C_b \cdot M_b)^2}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 4,25} \sqrt{(1,5 \cdot 125160)^2 + (1 \cdot 9048)^2}} = 60,84 \text{ mm}$$

Asgari tahrik mili çapı bu değerden büyük en yakın standart çap 65mm seçilir. Milin sadece burulma tesirine maruz olan uç kısmındaki mil çapı en az 60 mm olmalıdır.

Milin uç kısmındaki çap $d_1 = 60$ mm alındığı zaman, diğer çaplarda konstrüktif olarak büyüyecektir. $d_2 = 65$ mm, $d_3 = 75$ mm, $d_4 = 80$ mm alınmıştır.

Saptırma tambur mili burulmaya maruz kalmaz ve $C_{eğ} = 1,0$ alınırsak;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \tau_{em}} \sqrt{(C_{eğ} \cdot M_{eğ})^2}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 4,25} \sqrt{(1,0 \cdot 20265)^2}} = 28,95 \text{ mm}$$

Asgari Saptırma mili çapı bu değerden büyük en yakın standart çap 30mm seçilebilir. Fakat θ açısı duruma göre artırılabilceği için optimum mil çapı 45 mm seçildi. Çapı 45 mm olan mil için SFK rulman kataloğundan[8] uygun rulman yatağı seçilmiştir. Buna göre;

SNH 510 TC(Yatak gövdesi),22210 EK (Rulman), H310 (Adaptör), TSNA 510 C (Keçe) özellikli rulman yatağı seçildi.

Kuyruk tamburu mili çapını da hesaplırsak,

Bileşke kuvvet (R)

$$R = \sqrt{(2 \cdot T_2')^2 + (G_K)^2} = \sqrt{(2 \cdot 378)^2 + (240)^2} = 793 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

Azami eğilme momenti,

$$M_e = \frac{R}{2} \cdot e = \frac{793}{2} \cdot 210 = 83265 \text{ daNmm}$$

değerindedir.

Kuyruk tambur mili de burulmaya maruz kalmaz ve $C_{eğ} = 1,0$ alınırsak;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \tau_{em}} \sqrt{(C_{eğ} \cdot M_{eğ})^2}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 4,25} \sqrt{(1,0 \cdot 83265)^2}} = 46,38 \text{ mm}$$

Emniyet açısından minimum kuyruk mili çapı 50 mm seçilir. Çapı 50 mm olan mil için SFK rulman kataloğundan[8] uygun rulman yatağı seçilmiştir.

Buna göre;

SNH 511 TC(Yatak gövdesi),22211 EK (Rulman), H311 (Adaptör), TSNA 511 C (Keçe) özellikli rulman yatağı seçildi.

3.1.9.2 Redüktör ve motor seçimi

$$\text{Tahrik tamburu devir sayısı, } n_T = \frac{60.v}{\pi.D} \quad (\text{d/d}) \quad (n_T = n_2)$$

Buradan;

$$n_T = \frac{60.v}{\pi.D} = \frac{60.0,8}{\pi.0,37} = 41,3 \text{ d/d}$$

bulunur.

Hesaplara göre gerekli motor gücü 3,3 kW ve tahrik tamburu devir sayısı 41,3 d/d bulunmuştur. Fakat standartlar içerisinde bu değerleri bulamadığımızdan bu değerleri karşılayacak optimum derler seçilir. Standartlar içerisinde 3,3 kW yerine 4 kW motor; 41,3d/d yerine 42 d/d çıkışlı redüktör uygun görülmüştür.

$$n_T = \frac{60.v}{\pi.D} = \frac{60.v}{\pi.0,37} = 42 \quad \Rightarrow \quad v = \frac{\pi.D.42}{60} = \frac{\pi.0,37.42}{60} = 0,81 \approx 0,8 \text{ m/s}$$

Seçmiş olduğumuz tambur çapı ve devir sayısı bant hızına uygundur. Buna göre; motor gücü 4 kW, tamburu devir sayısı 42 d/d alınmıştır. Bu değerler doğrultusunda Çizelge 3.15'den uygun motor seçilir. Buna göre teknik bilgileri,

$$P_m = 4 \text{ kW}$$

Tip: VM 112M

Frekans: 50 Hz

Gerilim: 400V (diğer özellikleri Çizelgede verilmiştir) olan motor seçilmiştir.

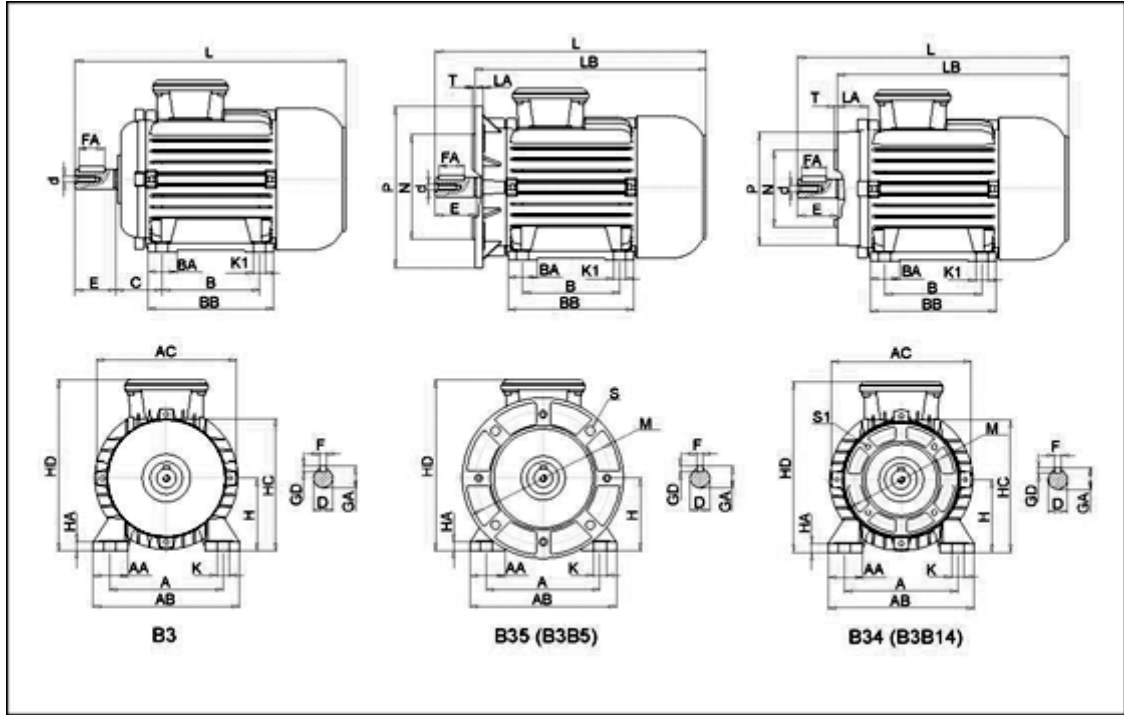
Motor gücü 4 kW (50Hz) ve $n_2 = 42$ (50 Hz) olduğuna göre, Redüktör seçimini de Çizelge 3.17'den yaparsak,

Redüktör tipini K.88-M112MB4 buluruz. Bağlama tipine göre Şekil 3.18 KA88 redaktör uygun bulunmuştur. Redüktörün gerekli özelliklerini Çizelge 3.18'den motor tipine (M112M) göre okuya biliriz.

Çizelge 3.15. Üç fazlı asenkron AC motorlar – EFF2 serisi 400V teknik bilgiler [9]

Type Tip	Rated Values							Starting Data		Breakdown Torque	Weight	
	Anma Değerleri							Kalkış Değerleri				
	Output		Voltage	Speed	Current	Power Factor	Efficien cy	Torque	Current	Torque	Devrilme Momenti	Yaklaşık Ağırlık B3
	Güç		Gerilim	Hız	Akım	Güç Katsayısı	Verim	Moment	Kalkış Akımı	Kalkış Momenti		
kW	HP	V	d/dak	A	cos φ	η %	Nm	A	Nm	Nm	kg	
4 Poles - 4 Kutuplu							Synchronous Speed 1500 rpm - Senkron Hız 1500 d/dak					
VM 71	0,25	1/3	400	1380	0,9	0,70	60	1,7	2,9	3,4	3,6	5,0
VM 71	0,37	1/2	400	1390	1,2	0,66	69	2,5	4,7	6	6,1	6,0
VM 80	0,55	3/4	400	1365	1,6	0,75	70	3,9	6	7	7,8	7,5
VM 80	0,75	1	400	1370	2,1	0,72	73	5,2	9,8	9,9	10,4	8,6
VM 90S	1,1	1,5	400	1380	2,7	0,80	81	7,7	12,5	16,9	17,5	11,3
VM 90L	1,5	2	400	1390	3,7	0,80	80	10,3	18	25,7	27,8	13,3
VM 100	2,2	3	400	1400	5,3	0,80	81	15,6	28	37,2	42	17,5
VM 100	3	4	400	1405	6,9	0,81	83	20,4	38	44,9	49	21,0
VM 112	4	5,5	400	1425	8,6	0,85	85	28	45	67	70	28,0
VM 112	4	5,5	Δ400	1425	8,6	0,85	85	28	45	67	70	28,0
VM C112	5,5	7,5	400	1415	11,7	0,85	86	38	62	95	98	32,2
VM C112	5,5	7,5	Δ400	1415	11,6	0,85	86	38	62	95	98	32,2
VM 132 S	5,5	7,5	Δ400	1430	11,2	0,85	86	36,7	65	88	91	40,1
VM 132 S	5,5	7,5	400	1430	11,2	0,85	86	36,7	65	88	91	40,1
VM 132 M	7,5	10	Δ400	1430	15,2	0,85	89	50	93	125	125	48,5
VM C132 M	9	12	Δ400	1445	18,0	0,85	88	59,7	102	136	150	57,0

- Voltage Gerilim: 400V
- Frequency Frekans: 50 Hz
- Int. Protection Koruma Derecesi: IP 55
- Insulation Class Yalıtım Sınıfı: F
- Duty Type Çalışma Türü: S1
IEC: 34-1



Şekil 3.17. Üç fazlı asenkron AC motorlar boyutları [9]

Çizelge 3.16. Üç fazlı asenkron AC motorlar ölçüleri [9]

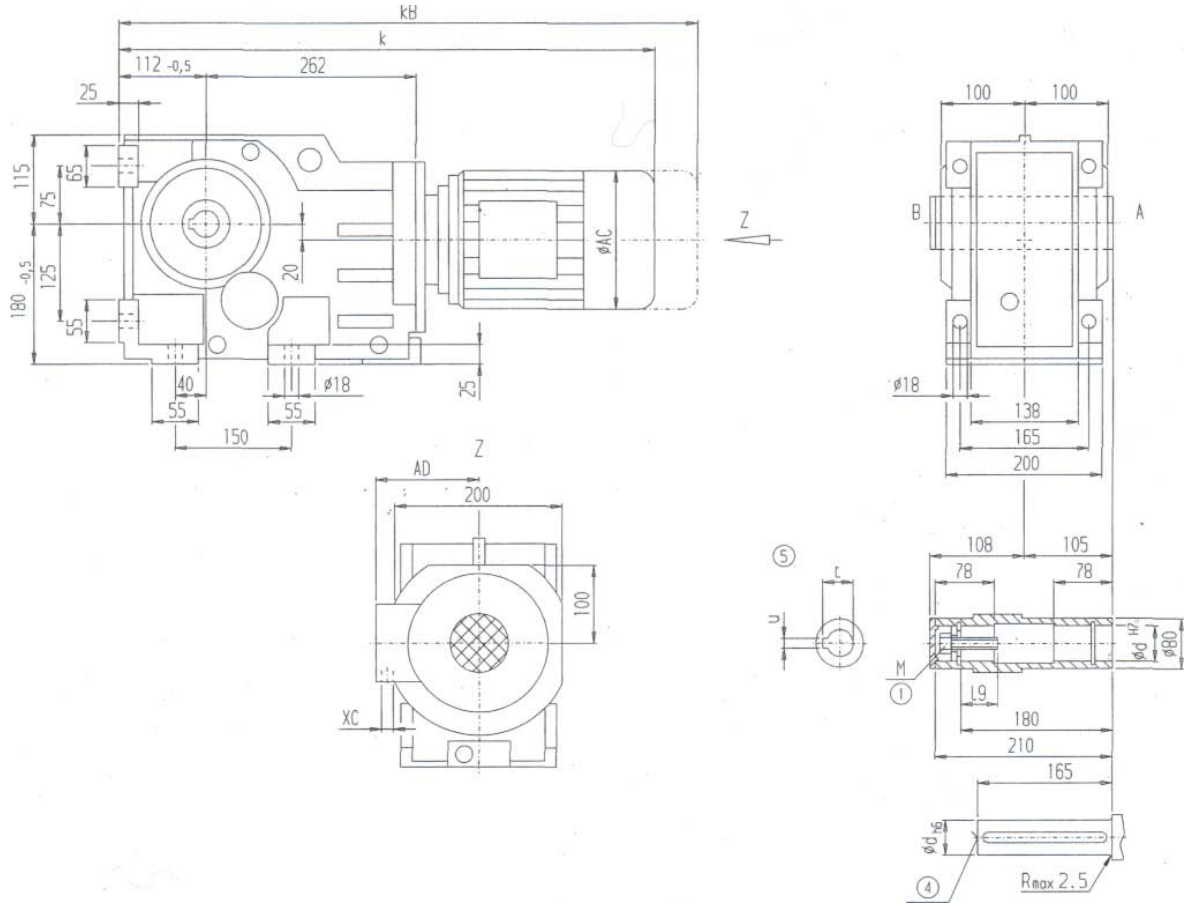
TS 731 - TS 732

	71			80			90S			90L			100			112			132S		132M	
	B3	B5	B14	B3	B5	B14	B3	B5	B14	B3	B5	B14	B3	B5	B14	B3	B5	B14	B3	B5	B3	B5
A	112	112	112	125	125	125	140	140	140	140	140	140	160	160	160	190	190	190	216	216	216	216
AA	33	33	33	38	38	38	43	43	43	43	43	43	47	47	47	47	47	47	58,5	58,5	58,5	58,5
AB	140	140	140	159	159	159	181	181	181	179	179	179	200	200	200	228	228	228	260	260	260	260
AC	136		136	154		154	172		172	172		172	191		191	215		215	255		255	
B	90	90	90	100	100	100	100	100	100	125	125	125	140	140	140	140	140	140	140	140	178	178
BB	108	108	108	125	125	125	130	130	130	155	155	155	174	174	174	175	175	175	180	180	218	218
BA	26	26	26	32	32	32	34	34	34	35	35	35	40	40	40	38	38	38	37	37	37	37
C	45			50			56			56			63			70			89		89	
D	14	14	14	19	19	19	24	24	24	24	24	24	28	28	28	28	28	28	38	38	38	38
d	M5	M5	M5	M6	M6	M6	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M10	M10	M10	M10	M10	M10	M12	M12	M12	M12
E	30	30	30	40	40	40	50	50	50	50	50	50	60	60	60	60	60	60	80	80	80	80
FA	18	18	18	28	28	28	36	36	36	36	36	36	50	50	50	50	50	50	70	70	70	70
F	5	5	5	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
GD	5	5	5	6	6	6	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	8	8	8	8
GA	16	16	16	21,5	21,5	21,5	27	27	27	27	27	27	31	31	31	31	31	31	41	41	41	41
H	71	71	71	80	80	80	90	90	90	90	90	90	100	100	100	112	112	112	132	132	132	132
HA	10	10	10	11	11	11	12	12	12	12	12	12	13	13	13	14	14	14	17,5	17,5	17,5	17,5
HC	129,5	129,5	129,5	147	147	147	165	165	165	165	165	165	183	183	183	222	222	222	263	263	263	263
HD	180	180	180	198	198	198	217	217	217	217	217	217	235	235	235	276	276	276	317	317	316	316
K	11	11	11	15	15	15	15	15	15	15	15	15	18	18	18	18	18	18	28	28	28	28
K1	7	7	7	10	10	10	10	10	10	10	10	10	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
L	242	242	242	274	274	274	303	303	303	328	328	328	371	371	371	385	385	385	455,5	455,5	494	494
LA		8	34,5		10	34,5		10	37,5		10	37,5		13	43		13	47		18		18
LB		212	212		234	234		253	253		277	277		311	311		323	323		377,2		416,6
M		130	85		165	100		165	115		165	115		215	130		215	130		265		265
N		110	70		130	80		130	95		130	95		180	110		180	110		230		230
P		160	105		200	120		200	140		200	140		250	157		250	160		300		300
S		10			12			12			12			15			15			15		15
S1			M6			M6			M8			M8			M8			M8				
T		3,5	2,5		3,5	3		3,5	3		3,5	3		4	3,5		4	3,5		4		4

All dimensions in mm - Ölçüler mm birimindedir

Çizelge 3.17. Redüktör seçim Çizelgesi [7]

P _{Motor} [kW]	n ₂ (50 Hz) [1/min]	n ₂ (60 Hz) [1/min]	T ₂ [Nm]	f _B [-]	i _{ges} [-]	Getriebe motor Gear Motor	
4 kW (50 Hz) 4,8 kW (60 Hz)	3,6	4,3	10512	1,3	264,18	K.168-M132MA6	
	3,9	4,7	9701	1,4	243,8 *		
	4,2	5	8999	1,5	226,15		
	4,5	5,4	8489	1,6	213,33 *		
	4,8	5,8	7940	1,7	199,54		
	3,8	4,6	10010	0,8	251,55		K.148-M132MA6
	4,1	4,9	9230	0,87	231,95 *		
	4,7	5,6	8092	0,99	306,08		
	5,3	6,4	7255	1,1	274,42 *	K.148-M112MB4	
	5,7	6,8	6650	1,2	251,55		
	6,2	7,4	6132	1,3	231,95 *		
	6,7	8	5683	1,4	214,96		
	7,1	8,5	5403	1,5	204,38 *		
	7,6	9,1	5050	1,6	191,02		
	8,6	10,3	4454	1,8	168,5 *		
	9,1	10,9	4201	1,9	158,93		
	10,1	12,1	3765	2,1	142,41 *		
	6,5	7,8	5859	0,8	221,64		K.128-M112MB4
	7,1	8,5	5398	0,87	204,18 *		
	7,6	9,1	4997	0,94	189,04		
	8,2	9,8	4647	1	175,8 *		
	8,8	10,6	4338	1,1	164,11		
	9,8	11,8	3882	1,2	146,84 *		
	10,6	12,7	3597	1,3	136,06		
	11,6	13,9	3297	1,4	124,73 *		
	12,6	15,1	3023	1,6	114,34		
	14,8	17,8	2576	1,8	97,44		
	16,8	20	2273	2,1	85,98 *	K.108-M112MB4	
	10,4	12,5	3671	0,82	138,87		
	11,2	13,4	3407	0,88	128,86 *		
	12	14,4	3173	0,95	120,03		
	13,3	16	2869	1	108,52 *		
	14,5	17,4	2641	1,1	99,9		
	16,1	19,3	2375	1,3	89,85 *		
	17,4	21	2192	1,4	82,9		
	21	25	1857	1,6	70,24		
	24	29	1618	1,9	61,22 *		
	28	34	1377	2,2	52,08	K.88-M112MB4	
	19,2	23	1995	0,83	75,45 *		
	21	25	1839	0,9	69,57		
	25	30	1543	1,1	58,37		
	29	35	1317	1,3	49,8 *		
35	42	1097	1,5	41,5			
42	50	909	1,8	34,4 *			
47	56	816	2	30,87 *			
51	61	753	2,2	28,5			
57	68	675	2,4	25,53 *			
61	73	622	2,7	23,54			
73	88	522	3	19,75			
129	155	296	2,7	11,21			
154	185	249	3,1	9,41			
180	216	212	3,4	8,03 *			
216	259	177	3,9	6,69			
261	313	146	4,4	5,54 *			
44	53	867	0,95	32,78 *	K.68-M112MB4		
48	58	803	1	30,38			
52	62	740	1,1	27,99 *			



Şekil 3.18. KA88 redaktör boyutları [7]

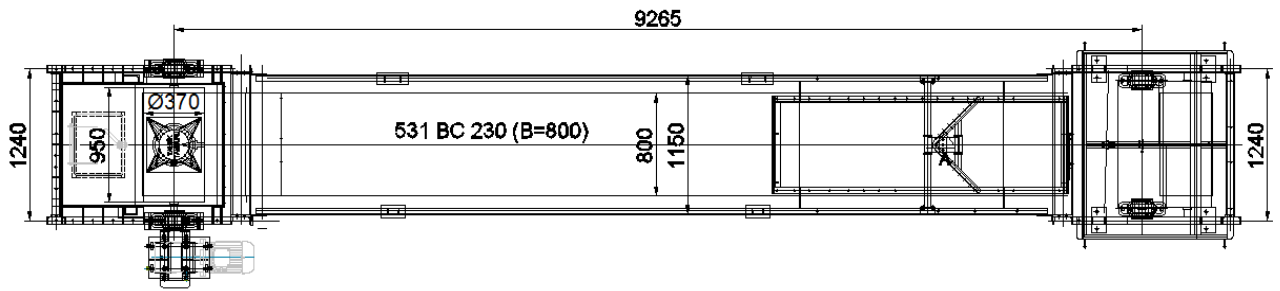
Çizelge 3.18. KA88 redaktör ölçüleri ve teknik özellikleri [7]

d	19	M	t	u
60	54	M20	64,4	18
50	44,5	M16	53,8	14

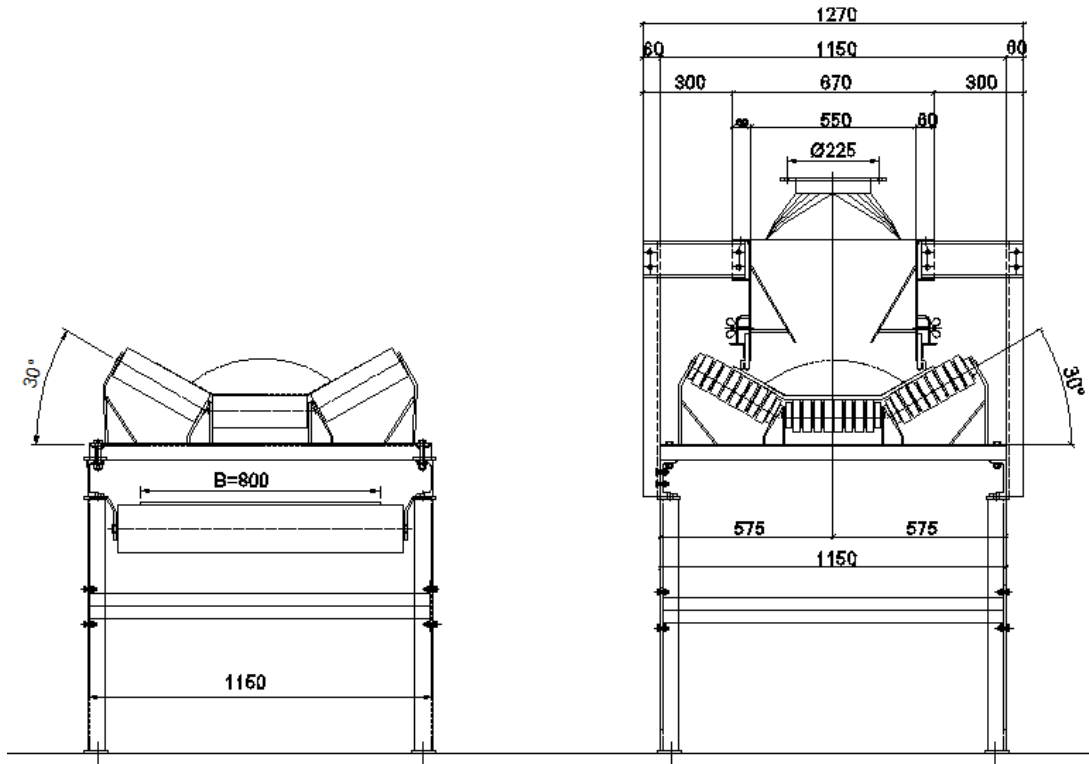
Motor	KA88					Gewicht/Weig KA88
	k	KB	AC	AD	XC	
M71	617	661	138	118,5	2xM20x1,5	69
M80	638,5	693,5	158	126,5	2xM20x1,5	71
M90S	679,5	745,5	176	150	2xM25x1,5	73
M90L	679,5	745,5	176	150	2xM25x1,5	75
M100L	724,5	796,5	194	160	2xM25x1,5	84
M112M	774	855	218	167,5	2xM25x1,5	92
M132S	864,5	964,5	258	181	2xM32x1,5	104
M132M	864,5	964,5	258	181	2xM32x1,5	125
M160M	948	1065	310	199	2xM32x1,5	141
M160L	948	1065	310	199	2xM32x1,5	155

3.1.10 Şasi sisteminin optimize edilmesi

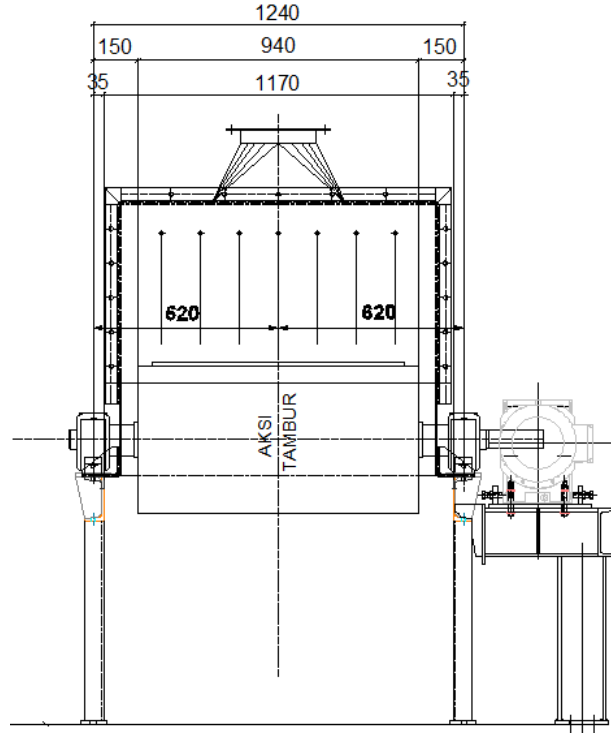
Bant genişliğinin atmasından dolayı (650mm'den 800mm'ye artması) şasi üzerine montajlanan tambur ve rulo gruplarının boylarının artmasına neden oldu. Dolayısıyla montajlanmanın yapılabilmesi için şasi aralık mesafelerinin artırılması gerekmektedir. Buna göre, tahrik ve kuyruk tamburu şasi aksı aralığı (tahrik ve kuyruk tamburu yataklar arası mesafe) 1050mm'den 1240mm'ye; taşıyıcı şasi U profilleri sırt mesafe aralığı 950mm'den 1150mm'ye çıkartmıştır (Şekil 3.18). Ayrıca şasiler üzerine montajlanan diğer mevcut ekipmanlarda yapılan bu değişikliğe göre adapte edilecektir.



Şekil 3.19. a) Optimize edilmiş konveyörün plan görünüşü ve ana ölçüleri



Şekil 3.19. b) optimize edilmiş konveyörün kesit görünüşleri ve ana ölçüleri



Şekil 3.19. c) optimize edilmiş konveyörün kesit görünüşleri ve ana ölçüleri

4.ARAŞTIRMAR SONUÇLARI

Bu bölümde optimize edilen bantlı götürücünün ekipman listesi, optimize öncesi ve sonrası iki bantlı götürücünün dizayn bilgileri karşılaştırmalı olarak Çizelgeler halinde verilmiştir. Malzeme tonajı artması, transport sisteminin önemli ölçüde değişmesine neden olmuştur. Bunu aşağıdaki Çizelgeleri incelersek açıkça anlarız.

Çizelge 4.1. Optimize edilmiş bantın ekipmanları

EKİPMAN LİSTESİ		
POZ	TANIM	ADET
1	BANT (B=800)	1
2	TAHRİK TAMBURU Ø350xØ65x950	1
3	KUYRUK TAMBURU Ø300xØ55x950	1
4	SAPTIRMA TAMBURU Ø200xØ45x950	1
5	30° TASIYICI RULO GRUBU	3
6	KILAVUZ TASIYICI RULO İSTASYONU	1
7	30° DARBELİ RULO GRUBU	7
8	DONÜŞ RULO GRUBU	2
9	KILAVUZ DONÜŞ RULO İSTASYONU	1
10	TAHRİK TAMBURU SASESİ	1
11	TAHRİK TAMBURU DAVLUMBAZI	1
12	KONTROL KAPAĞI	1
13	TAHRİK TAMBURU ALT ŞUTU	1
14	KUYRUK TAMBURU SASESİ	1
15	KUYRUK TAMBURU DAVLUMBAZI	1
16	V SIYIRICI	1
17	YÜKLEME TEKNESİ	1
18	TAŞIYICI SASE VE AYAKLAR	1
19	VİDALI GERGİ TERTİBATI	1
20	AĞIRLIKLI SİLİCİ	1
21	TAHRİK UNİTESİ	1
22	SASE ÖRTÜ SACI	1
23	AĞIRLIKLI SİLİCİ KONTROL KAPAĞI	2
24	BANT BESLEME ŞUTU	1

Çizelge 4.2. Bantlı götürücünün optimize öncesi ve sonrası teknik özellikleri

DİZAYN BİLGİLERİ		DEĞERLER					
		BİRİM	DEĞER				
			ESKİ	YENİ			
AKIM ŞEMASI KAPASİTESİ		t/h	50	150			
TAMBURLAR ARASI MESAFE		(mm)	9,3	9			
EĞİM		(°)	8	9,5			
ÇALIŞMA SAATİ		(SAAT)	24	24			
DÜŞEY MESAFE		(mm)	1500	1500			
TASINAN MALZEME	ÖZELLİKLERİ	(-)	ÇİMENTO HAMMADDE				
	MALZEME YIĞMA YOĞUNLUĞU	(t/m ³)	1,4	1,4			
	TANE BÜYÜKLÜĞÜ	(mm)	0 - 25	0-25			
	NEM	(%)	2	2			
	SICAKLIK	(C°)	20	20			
	DİNAMİK SEV AÇISI	(°)	10	10			
	BANT OLUK ACISI	(°)	30	30			
	KONVEYORÜN METRESİNDE TAŞINAN MALZEMENİN AĞIRLIĞI	(daN/m)	35	75			
BANT	HIZ	(m/s)	0.8	0.8			
	GENİŞLİK	(mm)	650	800			
	BEZ TİPİ	(-)	EP200	Z125			
	KAT ADEDİ	(-)	3	3			
	ÜST KAPLAMA KALINLIĞI	(mm)	4	3			
	ALT KAPLAMA KALINLIĞI	(mm)	2	1			
	TOPLAM KALINLIK	(mm)	10,5	9,5			
	YAPIŞTIRMA PAYI HARİÇ BANT UZUNLUĞU	(mm)	19950	19000			
TAHRİK	ESKİ TAHRİK	YENİ TAHRİK					
	MOTOR:5 kW, 1500 d/d	MOTOR:4 kW, 1500 d/d					
	TAMBUR DEVRİ: 30.57	TAMBUR DEVRİ: 42					
TAMBURLAR	TAMBUR BİLGİSİ						
	İSİM	ÇAP		ADET	ÖZELLİK	MİL ÇAP	
		ESKİ	YENİ			ESKİ	YENİ
	TAHRİK	Ø500	Ø350	1	10mm LASTİK KAPLI	Ø85	Ø65
	KUYRUK	Ø400	Ø300	1		Ø70	Ø55
SAPTIRMA	Ø216	Ø200	1		Ø55	Ø45	
RULOLAR	İSİM	ADET		ÇAP			
		ESKİ	YENİ	ESKİ	YENİ		
	30° TAŞIYICI RULO İSTASYONU	3	3	Ø108x250xØ20	Ø108x315xØ30		
	30° DARBELİ RULO İSTASYONU	7	7	Ø108x250xØ20	Ø108x315xØ30		
	DÖNÜŞ RULO İSTASYONU	2	2	Ø108x750xØ20	Ø108x950xØ30		
	KILAVUZ TAŞIYICI RULO İSTASYONU	1	1	Ø108x250xØ20	Ø108x250xØ30		
KILAVUZ DÖNÜŞ RULO İSTASYONU	1	1	Ø108x750xØ20	Ø108x950xØ30			

Cetvel 4.2. Bantlı götürücünün optimize öncesi ve sonrası teknik özellikleri

ŞASI	İSİM	GENİŞLİK		NOT: Genişlik, taşıyıcı şasi için; tasarımda kullanılan U 120 profillerinin sırt ara mesafesi (Şekil 3.19), tahrik ve kuyruk şasisi için; tahrik ve kuyruk tamburu yataklar arası mesafeyi belirtiyor(Şekil 3.19).
		ESKİ	YENİ	
	TAŞIYICI ŞASI	950 mm	1150 mm	
	TAHRİK ŞASİSİ	1050 mm	1240 mm	
	KUYRUK ŞASİSİ	1050 mm	1240 mm	

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Lâstik Bantlı Konveyörlerin birçok endüstri kolunda çok geniş bir uygulama alanı vardır. Tesisi meydana getiren unsurların içinde, gerek teknik gerekse ekonomik bakımdan en büyük önemi, bizzat bantın kendisi teşkil etmektedir. Sentetik maddeler pamuğa nazaran daha dayanıklı olduğu için, son senelerde nylon, rayon, dacron ve polyamid gibi malzemelerin bant yapısında ana eleman olarak kullanılması geniş ölçüde artmıştır. Ancak sentetik maddelerin çok elâstik ve yanıcı oluşları, bunların bazı karışım kombinezonları halinde kullanılmasını gerektirmektedir.

Bantın örtü tabakası olarak uzun zaman kauçuk kullanılmışsa da artık yerlerini gittikçe artan bir hızla PVC diye bilinen maddeye bırakmaktadırlar.

Bir bant tesisinde net çekme kuvveti kasnakla bant arasındaki sürtünme katsayısının ile bantın tahrik kasnağına sarıldığı açıya bağlıdır. Nemlilik, sürtünme değerini büyük ölçüde düşürmektedir. Sürtünme katsayısını artırmak için kasnakların üzeri kauçuk, seramik veya benzeri maddelerle kaplanmalıdır.

Tesis için gerekli toplam güce gelince, bu:

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 = \frac{f_1 \cdot G_1 \cdot L_{eş} \cdot v}{75000} + \frac{f_2 \cdot Q_1 \cdot L_{eş}}{270000} + \frac{Q_t \cdot h}{270000}$$
 ifadesi ile belirlenmektedir. Buna

bantın İlk hareketi için gerekli İvme kuvvetleri dahil değildir. Nakliyat meyil aşağı yapıyorsa, h kot farkının çok büyük olması halinde P_t negatif olabilir. Bu takdirde bant tahrik motorlarını jeneratör gibi çalıştırmak imkânı hâsıl olmaktadır.

Sonuç olarak bantlı götürücünün tasarım açısından optimum değerlere ulaşması için amaç fonksiyonunun minimum bant genişliği olarak belirlenmiş ve bu amaç fonksiyonu malzemenin; yığılma yoğunluğu, tonajı, taşıma hızı gibi değişkenler ile matematiksel olarak formüleştirilmiştir. Optimizasyon kısıtların tanımlanması ve dizayn değişkenleri cinsinde ifade edilmesi gerçekleştirildikten sonra optimizasyon kısıtları ile oluşturulabilecek teorik kapasite ve hız değerleri matrislerinin her bir elamanının ikili kombinasyonlardan en uygun olan değerler seçilmiştir. Bu değerlerin amaç fonksiyonda yerine yazılmasıyla minimum bant genişliği tespit edilmiştir. Optimum bant genişliğinin tespiti doğrultusunda konstrüksiyonun diğer boyutlarının da optimum değerde dizaynı gerçekleştirilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Alışverişi M (1985).Transport Tekniği Bantlı Konveyörler. İstanbul Teknik Üniversitesi. 328s, İstanbul.
- [2] Anonymous (1986). Bantlı konveyör. Maker Mak.Santic.Ltd., <http://www.makermakina.com> (erişim tarihi, 10.11.2008).
- [3] Anonymous (1988). Conveyor Components, Wilatt Conveyors Inc, http://www.wilattconveyors.com/pics/conveyor_components.pdf (erişim tarihi, 10.11.2008).
- [4] Anonymous (1989). Taşıyıcı Geri Dönüş Rulo Grubu. İmren makine, <http://www.İmrenkonveyor.com/tasiyici-geri-donus-rulo-grubu.html> (erişim tarihi, 11.01.2009).
- [5] Anonymous (2002). Rollers And Components For Bulk Handling. Indicazioni Tecnich, http://www.rulmeca.com/download_cms/catalogues/Rulmeca_Bulk_GB_def.pdf (erişim tarihi, 10.12.2008).
- [6] Anonymous (2002). Rollers And Components For Belt Conveyors In Bulk Handling Applications.IndicazioniTecniche, http://www.rulmeca.com/download_cms/catalogues/rc/english/ENG_completo.pdf (erişim tarihi, 10.12.2008).
- [7] Anonymous (2005). Flender Drives and Automation. Flender, 582s, Tübingen.
- [8] Anonymous (2005). SKF Product Catalogue. SKF, http://www.skf.com/skf/product/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?presentationType=3&lang=en&tableName=2_1_1a (erişim tarihi, 15.12.2008).
- [9] Anonymous (2005). Volt Elektrik Motor Tanıtım Kataloğu. Volt Elektrik, <http://www.voltelektrik.com/volt.pdf> (erişim tarihi, 10.12.2008).
- [10] Anonymous (2008). Trellex Conveyor Components, Metso Corporation, [http://www.metso.com/inetMinerals/MaTobox7.nsf/DocsByID/DE3007EB7A5A221B42256AFC03FDF91/\\$File/1037_Comp_EN.pdf](http://www.metso.com/inetMinerals/MaTobox7.nsf/DocsByID/DE3007EB7A5A221B42256AFC03FDF91/$File/1037_Comp_EN.pdf) (erişim tarihi, 10.11.2008).
- [11] Aşık E (1982). Bantlı Konveyörler Hesap ve Konstrüksiyon Esasları. Makine Mühendisler Odası Yayınları No:98, 333s, Ankara.
- [12] Cerit A (1976). Götürücüler (Konveyörler) ve İlgili Donatımı. Maya Matbaacılık, 427s, Ankara.
- [13] Cürgül ve Feyzullohoğlu (2003). Transport Tekniği Problemleri. Birsen Yayınevi. 334s, Kocaeli.
- [14] Demirsoy M (2002). Lastik Bantlı İleticilerin Hesap Şekli Ve Günümüzdeki Durumu. Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Maden Mühendisliği Bölümü, Bornova-İzmir.
- [15] Dursun I (2005). Bantlı İletim Sistemlerindeki Tambur Milinde Oluşan Gerilmelerin Analizi. Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir.
- [16] Eskikaya Ş (1965). Lastik Bantlı Konveyörler. I.T.O. Maden Fakültesi, XI: 31–54.
- [17] Gerdemeli İ (2007). Bantlı Konveyör hesapları. Sürekli Transport Sistemleri. Ed: İ.T.Ü, İstanbul, 79–102.
- [18] Gerdemeli İ (2007). Bantlı Konveyörlerin Konstrüksiyonu. Sürekli Transport Sistemleri. Ed: İ.T.Ü , İstanbul, 41–78.
- [19] Gerdemeli ve İmrak (2007). Bantlı Konveyörlerin Hesapları. Transport Tekniği. Ed: İ.T.Ü, İstanbul, 1–24.
- [20] Kleynhans Justus C (2007). Design and Review of Millmerran Coal Handling Plant. MSci. Thesis, University of Southern Queensland Faculty of Engineering and

Surveying, Toowoomba- Australia.

- [21] Kurbanoglu C (2002). Transport Tekniği teori konstruksiyon ozümlü problemler. Atlas Yayın Dağıtım, 322s, İstanbul.
- [22] Kutay Güven M (2004). Mukavemet Değerleri. Makine Mühendisler Odası Yayınları No:353, 286s, Ankara.
- [23] Sipahi E (2004). Dip Klapesinin Ansys ile Dizayn Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [24] Varol H (1976). Bantlı Konveyör Konstruksiyon Detayları. Tüstaş Sınâî Tesisleri. 56s, Ankara.

ÖZGEÇMİŞ

Hamdi ZORLU 02.01.1982 tarihinde Erzurum ilinin ilçesi olan Aşkale’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Aşkale ve Ilıca ilçelerinde tamamladı. Lise eğitimini İstanbul Kabataş Erkek Lise’sinde tamamladı ve 2003 yılında girdiği Trakya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde 2007 yılında lisan öğrenimini tamamlayıp, bu bölümden makine mühendisi unvanıyla mezun oldu. Akabinde 2007 yılında girmiş olduğu Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü Çorlu Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde halen yüksek lisan öğrenimini sürdürmektedir.