T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖKME MALZEME TAŞIYAN BİR BANTLI KONVEYÖRÜN TEORİK VE NÜMERİK OLARAK ANALİZİ

Mehmet Ozan KARABULUT

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ

Eş Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT

Nisan, 2021

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖKME MALZEME TAŞIYAN BİR BANTLI KONVEYÖRÜN TEORİK VE NÜMERİK OLARAK ANALİZİ

Mehmet Ozan KARABULUT tarafından hazırlanan tez çalışması 29.04.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ Yıldız Teknik Üniversitesi Danışman	Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT Yıldız Teknik Üniversitesi Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Serpil KURT, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ ve eş danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Dökme Malzeme Taşıyan Bir Bantlı Konveyörün Teorik ve Nümerik Olarak Analizi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mehmet Ozan KARABULUT

İmza

Aileme

TEŞEKKÜR

Öncelikle bu tezin hazırlanmasında, çalışmanın başından sonuna kadar her aşamasında yardımlarını, desteklerini ve bilgi birikimini esirgemeyen danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ'a ve eş danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT'a teşekkürlerimi ve minnetlerimi sunarım.

Her zaman yanımda olan, destek, ilgi, anlayış ve hoşgörülerini eksik etmeyen canım aileme sonsuz teşekür ederim.

Mehmet Ozan KARABULUT

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ x
ŞEKİL LİSTESİ xi
TABLO LİSTESİ xiii
ÖZET xiv
ABSTRACT xvi
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 2
1.3 Hipotez 2
2 KONVEYÖR SİSTEMLERİ 4
2.1 Konveyör Sistemi Çeşitleri 4
2.1.1 Bantlı Konveyörler 4
2.1.2 Yerçekimli Makaralı Konveyörler 5
2.1.3 Tahrikli Makaralı Konveyörler 5
2.1.4 Zincir Konveyörler 6
2.1.5 Power & Free Konveyörler 7
2.2 Konveyör Sistemin Avantajları ve Dezavantajları 8
2.3 Bantlı Konveyörlere Giriş 9
2.3.1 Bantlı Konveyörlerin Kullanım Alanları 9
2.3.2 Bantlı Konveyörlerin Avantajları ve Dezavantajları 10
2.3.3 Bantlı Konveyörlerin Elemanları 10
3 BANTLI KONVEYÖRLERDE HESAPLAMALAR 26
3.1 Bant Genişliği Hesabı 26
3.2 Kapasite/Debi Kontrolü 31
3.3 Gerekli Tahrik Gücü Hesabı 34
3.3.1 Boşta Çalıştırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_1) 37
3.3.2 Yatay Malzeme İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_2) 37
3.3.3 Malzemenin Düşey İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_3) 38
3.3.4 Malzemeyi Hızlandırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_4) 38
3.3.5 Diğer Güç Kayıpları (P_5) 38

3.3.6 Toplam Güç (P) 39
3.3.7 İhtiyaç Duyulan Motor Gücü 39
3.4 Tahrik Düzeni ve Sistemde Oluşan Sürtünme Kuvvetleri 39
3.4.1 Düz Çalıştırma Sistemi 39
3.4.2 Saptırma Tamburlu Sistem 42
3.4.3 Çift Tamburlu Sistem 44
3.5 Bant Karkası Tayini 45
3.6 Makara Aks Çapı ve Tambur Çapı 49
3.7 Tahrik Tambur Genişliği ve Devir Sayısı 50
4 BANTLI KONVEYÖRÜN TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ 51
4.1 Kullanılacak Konveyörün Özellikleri 51
4.2 Düz Ruloların Desteklediği Bant 51
4.2.1 Taşınacak Malzeme Debisi 51
4.2.2 Malzeme Debisi Kontrolü 52
4.2.3 Yaklaşık Bant Ağırlığı 53
4.2.4 Makaraların Temel Özelliklerinin Seçimi 53
4.2.5 Taşıyıcı ve Dönüş Makara Grupları Arasında Öngörülen Aralıklar ... 53
4.2.6 Hareketli Parçaların Birim Ağırlığı ve Eşdeğer Konveyör Uzunluğu 53
4.3 İhtiyaç Duyulan Güç Hesabı 54
4.3.1 Boşta Çalıştırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_1) 54
4.3.2 Yatay Malzeme İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_2) 54
4.3.3 Malzemenin Düşey İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_3) 54
4.3.4 Malzemeyi Hızlandırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_4) 54
4.3.5 Diğer Güç Kayıpları (P_5) 55
4.3.6 Hareket Tamburuna Gerekli Toplam Güç 55
4.3.7 İhtiyaç Duyulan Motor Gücü 55
4.4 Tahrik ve Sürtünme Kuvvetleri 55
4.4.1 Bant Kuvvetlerinin Hesabı 55
4.4.2 Taşıyıcı ve Dönüş Makaralarındaki Sürtünme Kuvvetleri 56
4.4.3 Gergi Ağırlığı 56
4.4.4 Banttaki Çökme/Sehim Miktarı 57
4.4.5 Makara Aks Çapı 57
4.4.6 Bant Karkası Tayini 57
4.4.7 Tambur Çapları ve Genişliği 58
4.4.8 Tahrik Tamburu Devir Sayısı 59

5 AYRIK ELEMANLAR METODU İLE ANALİZ 60
5.1 Ayrık Elemanlar Metoduna Giriş 60
5.2 Bantlı Konveyörün Ayrık Elemanlar Metodunun Oluşturulması 61
5.2.1 Geometrinin Oluşturulması 61
5.2.2 Geometrinin Ayrık Eleman Paket Programına Aktarılması 61
5.2.3 Yığın Malzeme Özelliklerinin Girilmesi 62
5.2.4 Bant Malzeme Özelliklerinin Girilmesi 63
5.2.5 Etkileşimlerin Belirlenmesi 64
5.2.6 Geoemetrinin Programa Aktarılması 64
5.3 Ayrık Elemanlar Metodu Analizi Sonuçları 67
5.3.1 Kum Analizi Sonuçları 67
5.3.2 Bant Analizi Sonuçları 67
6 SONLU ELEMANLAR METODU İLE ANALİZ 70
6.1 Sonlu Elemanlar Metoduna Giriş 70
6.2 Bantlı Konveyör Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması 70
6.2.1 Geometrinin Hazırlanması 70
6.2.2 Ağ Örgüsünün Oluşturulması 71
6.2.3 Sınır Şartlarının Girilmesi 71
6.3 Analiz Sonuçları 72
7 SONUÇ VE ÖNERİLER 74
KAYNAKÇA 76
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 79

SİMGE LİSTESİ

K_1	Bandın kopma dayanımı
G_B	Bant ağırlığı
B	Bant genişliği
α	Bant sarım açısı
L	Bant uzunluğu
K	Banttaki çekme zorlanması
f	Banttaki çökme miktarı
A	Banttaki kesit alanı
G	Birim banttaki malzeme ağırlığı
P_1	Boşta çalıştırmak için ihtiyaç duyulan güç
°	Derece
T_D	Dönüş makalarında oluşan sürtünme kuvveti
L_D	Dönüş makaralar arası uzaklık
G_T	Dönüş makaraların ağırlığı
Q_d	Düz taşıyıcı makaralı bantlarda debi
B_d	Düz taşıyıcı makaralı bantlı konveyörde bant genişliği
k	Eğim açısına bağlı kapasite indirgeme faktörü
$Q_{eğimli}$	Eğimli çalışan konveyörde taşıma kapasitesi
S	Emniyet katsayısı
K_{em}	Emniyetli bant gerilmesi
f_{em}	Emniyetli çökme miktarı
$L_{eş}$	Eşdeğer konveyör uzunluğu
T_E	Faydalı, çevresel kuvvet
P_m	Gerekli motor gücü
G_G	Gergi ağırlığı
T_1	Gergin koldaki bant kuvveti
T_a	Germe kuvveti
T_2	Gevşek koldaki bant kuvveti
G_1	Hareketli elemanların ağırlığı
F_1	Kesit alanı
F_2	Kesit alanı
z	Konveyör bandının kat sayısı
T_B	Konveyör bant ağırlığının bileşeni
θ	Konveyör eğim açısı
v	Konveyör hızı
C_1	Konveyörün eğimine bağlı katsayı
Λ	Makara oluk açısı
v_m	Malzeme hızı
Q	Malzeme kapasitesi
P_3	Malzemenin düşey iletimnde ihtiyaç duyulan güç
P_4	Malzemeyi ivmelendirmek için ihtiyaç duyulan güç
B_o	Oluklu bantlarda bant genişliği
Q_o	Oluklu bantlarda debi
f_1	Sürtünme katsayısı
f_2	Sürtünme katsayısı

μ	Sürtünme katsayısı
D	Tambur çapı
M	Tamburda meydana gelen moment
n_T	Tamburdaki devir sayısı
φ	Taşınacak yükün statik sevk açısı
γ	Taşınan malzemenin yoğunluğu
L_T	Taşıyıcı makaralar arası uzaklık
G_T	Taşıyıcı makaraların ağırlığı
T_T	Taşıyıcı makaralarında oluşan sürtünme kuvveti
P	Toplam güç
η	Verim
Q_{yatay}	Yatay çalışan konveyörde taşıma kapasitesi
P_2	Yatay malzeme iletiminde ihtiyaç duyulan güç
E	Young modülü
b	Yük taşınan bant genişliği
H	Yükseklik

KISALTMA LİSTESİ

AEM	Ayrık Elemanlar Metodu
BR	Butadiene Rubber
CR	Chloroprene Rubber
EPDM	EthylenePropylene Diene Monomer
GM	General Motors
IIR	Isobutylene Isoprene Rubber
IR	Isoprene Rubber
NBR	Nitrile Butadiene Rubber
NR	Natural Rubber
PVC	Polyvinyl chloride
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Montaj yapılan tesiste kullanılan konveyör sistemi 4
Şekil 2.2 Bantlı konveyör 5
Şekil 2.3 Kartonları taşımak için kullanılan makaralı konveyör 5
Şekil 2.4 GM montaj tesisinde makaralı konveyör 6
Şekil 2.5 Palet zincir konveyör 7
Şekil 2.6 Ford Motor montaj fabrikasındaki Power & Free konveyör 8
Şekil 2.7 Bantlı konveyörün kullanıldığı bir yere örnek 10
Şekil 2.8 Düşey gerdirilmiş bir bantlı konveyör aksamları 11
Şekil 2.9 Yatay bantlı konveyörün şematik olarak görünüşü ve ekipmanları 12
Şekil 2.10 Bir konveyör bandının iç yapısı 13
Şekil 2.11 Tekstil esaslı taşıma bandı örneği 15
Şekil 2.12 Çelik kord karkası içeren bandın kesiti 15
Şekil 2.13 Makara sistemleri 18
Şekil 2.14 Lastik kaplı makaralar 19
Şekil 2.15 Farklı boyutlardaki tamburlar 19
Şekil 2.16 Vidalı gergi düzeni 20
Şekil 2.17 Ağırlıklı düşey gergi düzeni 20
Şekil 2.18 Bantlı konveyörde yükleme ve boşaltma hazneleri 21
Şekil 2.19 Düz sıyırıcı ile boşaltım 21
Şekil 2.20 Ok sıyırıcı ile boşaltım 22
Şekil 2.21 Boşaltma arabası ile boşaltım 22
Şekil 2.22 Döner olukla boşaltım 22
Şekil 2.23 Raflı oluk ile boşaltım 22
Şekil 2.24 Silgi tertibatı ile bant temizleme düzeni 23
Şekil 2.25 Tambur ile bant temizleme düzeni 23
Şekil 2.26 Döner fırça ile temizleme düzeni 24
Şekil 2.27 Orta şasi 24
Şekil 2.28 Şasi kısımları 25
Şekil 2.29 Gergi düzeni şasisi 25
Şekil 3.1 Konveyörler 27
Şekil 3.2 Düz bant üzerindeki malzemenin yayılışı 31
Şekil 3.3 İkili makara kullanılması durumunda banttaki malzeme yayılışı 31

Şekil 3.4 Yatay konveyörde bant çevresindeki gergi kuvvetleri değişimi 39
Şekil 3.5 Eğimli konveyörlerde bant gergi kuvvetleri değişimi 41
Şekil 3.6 Gergin ve gevşek koldaki kuvvetler 43
Şekil 3.7 Çift saptırma kasnaklı çalışma düzeni 44
Şekil 3.8 Çift tamburlu çalışma düzeninde oluşan gergi kuvvetleri 44
Şekil 4.1 Düz makaralı bantta malzeme yayınımı 52
Şekil 5.1 Bantlı konveyör tasarımı 61
Şekil 5.2 EDEM programı karşılama ekranı 61
Şekil 5.3 Yığma malzeme özellikleri girdisi ekranı 62
Şekil 5.4 Bir kum taneciğinin kordinat sisteminde görünümü 63
Şekil 5.5 Bant malzeme özellikleri girdisi ekranı. 63
Şekil 5.6 Kum-Kum etkileşimi için katsayılar 64
Şekil 5.7 Kum ve bant etkileşimi için katsayılar 64
Şekil 5.8 Geoemetrinin programa aktarılması 65
Şekil 5.9 Bant hızı ve bant hareketinin başlangıç ve bitiş noktasının bilgileri 65
Şekil 5.10 Saniyede taşınacak kum miktarı ve taşınacak toplam kütle 66
Şekil 5.11 Simülasyon ayarları 66
Şekil 5.12 Taşınan toplam kum tanesi sayısı 67
Şekil 5.13 Bant hızı 68
Şekil 5.14 Bant üzerindeki toplam kuvvet 69
Şekil 5.15 Banda uygulanan toplam basınç miktarı 69
Şekil 6.1 Sonlu elemanlar analizi için kullanılacak model 70
Şekil 6.2 Ağ örgüsü 71
Şekil 6.3 Sınır koşulları 72
Şekil 6.4 Toplam deformasyon 73
Şekil 6.5 Eşdeğer (von-mises) gerilme 73

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Çeşitli Karkas Malzemeleri ve Özellikleri 14
Tablo 2.2 Bantlarda kullanılan kaplama malzemeleri ve özellikleri 17
Tablo 3.1 θ açısına göre $C1$ katsayısının değerleri 27
Tablo 3.2 Bazı yığın malzemelerin yoğunlukları 28
Tablo 3.3 Bazı yığın malzemelerin yığın açısı 29
Tablo 3.4 Önerilen bant hızları 30
Tablo 3.5 Standart bant genişlikleri 30
Tablo 3.6 2'li makaralarda oluk açısına göre K değerleri 32
Tablo 3.7 3'lü makaralarda oluk açısına göre K değerleri 33
Tablo 3.8 Eğime bağlı değişen k indirgeme faktörü 33
Tablo 3.9 Yaklaşık bant ağırlığı [daN/m] 34
Tablo 3.10 Makara çapları ve ağırlıkları ile ilgili kabuller 35
Tablo 3.11 Makaralar arasında öngörülen aralıklar 36
Tablo 3.12 Boşaltma arabaları için ihtiyaç duyulan güç 38
Tablo 3.13 Bant emniyet katsayısı 46
Tablo 3.14 Bandın emniyetli kopma dayanımına göre karkas malzemesi seçimi . 47
Tablo 3.15 Bant karkas malzemesi kopma dayanımları K_1 (daN/cm) 48
Tablo 3.16 Önerilen kaplama kalınlıkları 49
Tablo 3.17 Makara aks çapları 49
Tablo 3.18 Karkas malzemesine göre tambur çapları (mm) 50
Tablo 4.1 Kum özellikleri 51
Tablo 4.2 Makara temel büyüklükleri 53
Tablo 4.3 Bant malzemesi genel özellikleri 58

ÖZET

Dökme Malzeme Taşıyan Bir Bantlı Konveyörün Teorik ve Nümerik Olarak Analizi

Mehmet Ozan KARABULUT

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ

Eş-Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT

Malzemeleri bir noktadan diğer noktaya taşıyan sistemlere konveyör sistemleri denir. Konveyör sistemleri özellikle her türlü endüstriyel tesislerde çokça yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Katı malzemelerin yatay veya az bir eğimle sürekli bir şekilde taşınması için bantlı konveyörler en önemli taşıma araçlarından birisidir. Bantlı konveyörler; kum, kömür, maden, tahıl gibi farklı boyutlardaki malzemelerin taşınmasında kullanılırlar. Bantlı konveyörler ile dökme malzemelerin iletiminin verimli bir şekilde sağlanabilmesi için tasarımın etkin bir şekilde gerçekleştirilmesi gerekir.

Bu çalışmada tasarımı yapılan bantlı konveyör sisteminin nümerik analizinin hem ayrık elemanlar metodu hem de sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılması amaçlanmıştır. Elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak tasarımı yapılan bantlı konveyör sistemi hakkında değerlendirmeler yapılmıştır.

Bu çalışmada ilk olarak, literatür taraması yapılmış, konveyör sistemlerinden bahsedilmiştir. Bantlı konveyör sistemleri ve hesaplamaları detaylı olarak anlatılmıştır. Daha sonra 1500 mm uzunluğunda, 408 mm bant genişliğinde, çalışma

hızı 1 m/s olan ve eğimsiz şekilde kum taşıyan bir bantlı konveyörün teorik ve nümerik yöntemler yardımıyla etkin bir biçimde tasarlanması amaçlanmıştır.

Bantlı konveyörün tasarım parametreleri belirlendikten sonra CATIA® programı kullanılarak modellemesi yapılmıştır. EDEM® programı kullanılarak bantlı konveyörün ayrık elemanlar metodu ile analizi ve ANSYS® programı kullanılarak sonlu elemanlar metodu ile statik analizi yapılmıştır. Bant üzerine gelen kuvvet ve sehim hem teorik hem de bilgisayar ortamında hesaplanmış, sonucunda yapılan tasarımın emniyetli olduğu tespit edilmiştir. Ek olarak nümerik yöntemler yardımıyla yapılan analizlerin doğruluğu hakkında değerlendirmeler yapılmıştır. İki farklı nümerik yöntem arasında geçiş sağlanarak optimum tasarım gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bantlı konveyör, ANSYS programı, EDEM programı, Sonlu Elemanlar Metodu, Ayrık Elemanlar Metodu

ABSTRACT

Theoretical and Numerical Analysis of a Belt Conveyor Carrying Bulk Material

Mehmet Ozan KARABULUT

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ

Co-advisor: Assist. Prof. Dr. Berna BOLAT

Systems that carry materials from one point to another are called conveyor systems. Conveyor systems are widely used especially in all kinds of industrial facilities. Belt conveyors are one of the most important transportation vehicles for the continuous transportation of solid materials with a horizontal or little inclination. Belt conveyors; are used for transporting different sized materials such as sand, coal, mine and grain. In order to ensure the efficient transmission of bulk materials with belt conveyors, the design must be carried out effectively.

In this study, it is aimed to perform the numerical analysis of the belt conveyor system designed by using both the discrete element method and the finite element method. By comparing the obtained results, evaluations were made about the designed belt conveyor system.

In this study, firstly, the literature was reviewed and conveyor systems were discussed. Belt conveyor systems and calculations are explained in detail. Then, it was aimed to effectively design a belt conveyor with a length of 1500 mm, a belt width of 408 mm, a working speed of 1 m / s and without an inclination, with the help of theoretical and numerical methods.

After the design parameters of the belt conveyor were determined, it was modeled using the CATIA® program. The belt conveyor was analyzed with the discrete element method using the EDEM® program and static analysis with the finite element method using the ANSYS® program. The force and deflection on the belt were calculated both theoretically and in a computer environment, and it was determined that the design was safe. In addition, evaluations were made about the accuracy of the analyses made with the help of numerical methods. The optimum design was achieved by providing transition between two different numerical methods.

Keywords: Belt conveyor, ANSYS software, EDEM software, Finite Element Method, Discrete Element Method

1 GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Malzemelerin üretimi, tüketimi, depolanması ve dağıtılmasında endüstriyel taşıma teknikleri çokça uygulanmaktadır [1]. İmalat ve hizmet sektörlerinde faaliyet gösteren firmalar için geliştirilen, taşıma ekipmanlarını barındıran sistemlere endüstriyel taşıma sistemleri denir. Taşınacak malzeme cinsi, taşıma şekli, tahrik çeşidi, ağırlık, malzeme taşıma mesafesi, sistemin çalışma toleransları temel tasarımı oluşturur [2]. En sık kullanılan taşıma sistemlerinden biri bantlı konveyörlerdir. Bantlı konveyörler farklı proseslerde uzun mesafeler arasında malzeme taşınmasında görev alır. Uzun mesafelerde taşıma yapıldığından bu tür konveyörlerde toz ile etkileşim artar. Bu sistemlerin kontrol edilmemesi durumunda sistemin parçalarında arızalar ve ekstra maliyetler ortaya çıkar. Bu nedenle kirliliğin en aza indirgenmesi, mümkünse ortadan kaldırılması önemlidir [1]. Bantlı konveyör sistemlerinde malzeme taşıma mesafesi 1 km'ye kadar çıkmaktadır. Bu sistemlerde bant genişliği ise 300-3000 mm arasında değişmektedir. Daha fazla mesafelere malzeme taşınmak isteniyorsa özel çözümler bulmak gereklidir. Konveyörlerde malzeme taşınımı hem teorik hem de nümerik olarak birçok kez ele alınmıştır. Konveyör bandındaki dinamik karakteristikleri bulmayı hedefleyen bu nümerik çalışmalarda genelde sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır [3]. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılan bir diğer çalışmada ise bantlı konveyörün statik analizi yapılmıştır. Naylon 66 konveyör bandı kullanılması durumunda konveyörde oluşan toplam deformasyon ve eşdeğer (Von-Mises) gerilme değerleri bulunmuştur [4]. Bir diğer çalışmada ise, ayrık elemanlar yöntemini uygulanmıştır [3]. Bantlı konveyörlerde tamburlar ve şaftlar üzerinde de çalışmalar yapılmıştır. Jones, kaynaklı konveyör tamburlarının farklı ölçülerde olması durumunda yorulma ömürlerini incelemiştir [5]. Affolter, uzun bir maden ocağı konveyöründe kullanılan tamburun yorulması ile ilgili çalışma yapmıştır. Bu çalışma sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır [6]. Zyl ve Al-Sahli,

konveyör tamburunun motor milini sonlu elemanlar metodu kullanarak incelemiştir. Kırılma mekanizmaları hakkında çalışma yapmışlardır [7].

Nümerik çalışmalara ek olarak konveyör bantları ile ilgili olarak deneysel çalışmalar da mevcuttur. Grincova ve arkadaşları, dokuma ve çelik karkaslı bant yapısına sahip konveyörlerde, yükleme bölgelerinde çarpma sonucu oluşan mekanik hasarları incelemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bantlarda absorbe edilen enerji miktarlarını inceleyerek bantların dayanımlarıyla ilgili çıkarımlarda bulunmuşlardır [8]. Andrejiova ve arkadaşları, malzemenin yükleme anında konveyöre düşmesi ve bantta meydana gelen aşınmaları konu alarak çalışma yapmışlardır [9]. Andrejiova ve arkadaşlarının yaptıkları bir diğer çalışmada, poliamid karkaslı bant (P2000/4), poliamid ve polyester karkaslı bant EP2000/4 yapısına sahip farklı konveyör bantları kullanarak çalışmalar yapmışlardır. Bu bantlar üzerine farklı yüksekliklerden (0-2,4 m), çeşitli malzemeler (küre, piramid) bırakılarak, konveyör bantlarında meydana gelen hasarlar araştırılmıştır [10]. Federko ve arkadaşları, diğer araştırmalardan farklı olarak konveyör bandında meydana gelen termal aşınmayı ele almışlardır. Sıcaklığı 120 °C olan cevherin bant üzerinde taşınması sonrasında bandın hangi bölgesinin daha çok aşındığı ve hangi bölgesinin ise daha az aşındığı ile alakalı deneysel sonuçlar elde etmişlerdir [11]. Ek olarak konveyörler ile ilgili çeşitli kitaplar bulunmaktadır [12],[13],[14].

1.2 Tezin Amacı

Tasarımı yapılan bantlı konveyör sisteminin nümerik analizinin hem ayrık elemanlar metodu hem de sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılması amaçlanmıştır. Nümerik çalışmalarda çıkan sonuçlar ile teorik çalışmalarda çıkan sonuçlar karşılaştırılarak, tasarımı yapılan bantlı konveyörün emniyetli olup olmadığının tespit edilmesi amaçlanmıştır. Ek olarak yığın malzemelerin iletiminin tek rulolu bantlı konveyörler ile mümkün olup olmadığı tespit edilmek istenmiştir.

1.3 Hipotez

Bu çalışmada öncelikle bantlı konveyör hesaplamaları yapılmıştır. Bantlı konveyörün tasarım parametreleri, teorik hesaplamalar yapılarak belirlenmiştir.

Daha sonra diğer çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada bantlı konveyör sisteminin nümerik analizi hem ayrık elemanlar metodu hem de sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. İki farklı nümerik yöntem arasında geçiş sağlanarak optimum tasarım gerçekleştirilmiştir.

İleride bu çalışma farklı malzemeler ve dinamik analizlerle bantlı konveyör sisteminin optimizasyonu için genişletilebilir.

2
KONVEYÖR SİSTEMLERİ

2.1 Konveyör Sistemi Çeşitleri

Ürünü bir noktadan diğer noktaya taşıyan sistemlere konveyör sistemleri denir. Belirli işler için uygun olan birçok farklı konveyör tipleri vardır. Konveyör sistemleri özellikle her türlü endüstriyel tesislerde çokça yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Konveyörler, zemin konveyörler (bantlı konveyörler, makaralı konveyörler ve zincir konveyörler) ve askılı (monoray, power and free veya elle itme) olarak mevcuttur. Konveyörler malzemeyi taşımak, ürünleri ara bir bölgede toplamak veya yeniden sıralamak için kullanılır. Üretim verimliliğini arttırmak, yaralanmaları azaltmak ve hasara karşı korumak için endüstride bu sistemlere ihtiyaç duyarız [15]. Şekil 2.1'de otomotiv sektöründe montaj yapılan bir tesiste kullanılan konveyör sistemi gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Montaj yapılan tesiste kullanılan konveyör sistemi [15]

2.1.1 Bantlı Konveyörler

Bantlı konveyör sistemleri, çok yönlü ve en basit malzeme taşıma sistemleridir. İki veya daha fazla makara, bir ürünü A noktasından B noktasına pürüzsüz ve hızlı bir şekilde hareket ettiren kayışı tahrik eder. Kayışlar, kumaş veya kauçuktur ve bunlar genellikle imalat ve dağıtım tesislerinde kullanılır [15]. Şekil 2.2'de örnek bir bantlı konveyör gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Bantlı konveyör [15]

2.1.2 Yerçekimli Makaralı Konveyörler

Bu tür konveyörler, bir ürünü hareket ettirmek için yerçekimi kuvvetini kullanarak bu ürünün konveyör boyunca hareket etmesine izin verir. Makaralı konveyörler olarak da bilinen yerçekimi konveyörleri, en basit ve ekonomik konveyör çeşididir. Ürünün, yüzey boyunca yuvarlanmasına izin vererek çalışırlar. Bu tür konveyörler küçük bir eğim olduğunda iyi çalışırlar. Bu küçük eğim sayesinde ürün, bir noktadan diğer bir noktaya taşınır [16]. Şekil 2.3'te kartonları taşımak için kullanılan bir makaralı konveyör gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Kartonları taşımak için kullanılan makaralı konveyör [17]

2.1.3 Tahrikli Makaralı Konveyörler

Çok çeşitli yükleri götürmede rulolu konveyör kullanılması idealdir. Fabrika içerisinde makine ve montaj hatlarında malzeme, parça iletilmesi ve birbirine

aktarılmasına uygundur. Ayrıca montaj hattı biriktirme, depolama ve paketlemede verimi artırma amacıyla kullanılır. Normal ve ağır yüklerin taşınması için uygundur. 100-500 kg/m ağırlıkları rahatlıkla taşır. Normal tiplerde tahrik boydan boya tek sıra zincirle sağlanmaktadır. Ağır tiplerde ise yüksek güçlü zincir 2 sıra dişli üzerine 180 ° sarılmakta rulodan ruloya güçlü bir tahrik sağlanmaktadır. Sessiz ve kaymasız çalışmaktadır [18]. Şekil 2.4'te GM tesisinde kullanılan makaralı konveyör gösterilmiştir.



Şekil 2.4 GM montaj tesisinde makaralı konveyör [19]

2.1.4 Zincir Konveyörler

Zincir konveyör sistemleri, ürünleri üretim hattı boyunca taşımak için kullanılan sağlam ve dayanıklı konveyörlerdir. Genelde makaralı bir konveyör üzerinde taşınmayan birçok parçaya uygundurlar. Ağır ürünler bu sistemle taşınabilir. Bu nedenle zincir konveyörler paletleri, rafları, konteynerleri ve sağlam bir alt yüzeye sahip herhangi bir ürünü taşırlar. Zincir konveyör sistemleri depolarda, otomotiv tesisleri ve dağıtım merkezleri de dahil olmak üzere çok sayıda endüstriyel ve ticari ortamda bulunabilir [18]. Şekil 2.5'te bir zincir konveyör örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Palet zincir konveyör [20]

2.1.5 Power & Free Konveyörler

Zincirin (Power) sadece itme görevini üstlendiği malzemelerin ikinci bir ray içerisinde ilerleyen (Free) trolleyler vasıtasıyla taşındığı konveyör sistemleridir. Bu sistemler birçok ringden oluşabilir. Bu ringler birbirinden farklı hızlarda çalışabilir, ürünler farklı ringlerde dolaşarak sıralarını değiştirebilir veya biri dururken diğeri hareket edebilir. Power&Free konveyörlerde taşınan parçalar, farklı ringlerde birbirinden farklı hızlarda hareket edebilir, sıralarını değiştirebilir, biri dururken diğeri hareket edebilir.

Otomotiv, beyaz eşya, yan sanayi, dayanıklı tüketim malları, plastik ve mobilya gibi farklı birçok sektörün yüzey işlem, boya ve üretim hatlarında taşıyıcı sistem olarak kullanılmaktadırlar [21]. Şekil 2.6'da bir Ford fabrikasında kullanılan Power & Free konveyör gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Ford Motor montaj fabrikasındaki Power & Free konveyör [22]

2.2 Konveyör Sistemin Avantajları ve Dezavantajları

Avantajları

- Eğer bu sistemler olmasaydı ürünlerin bir noktadan diğer noktaya taşınması işini insanlar yapacaklardı. Bu işi, sistemlerin yerine insanların yapması uzun vadede daha maliyetli ve az verimli olacaktır.
- Eğimli tasarlanan konveyörler, irili ufaklı malzemelerin bir yükseklikten diğer yüksekliğe kolayca taşınmasını sağlar. Ve bu da çok zaman kazandırır.
- Konveyörler, malzemeleri uzun süre boyunca sürekli yüklemek ve boşaltmak için sınırsız fırsat sunar.
- Büyük fabrikalar, malzemelerin birden fazla kat arasında taşınmasına ihtiyaç duyabilir. Konveyörler, malzemeleri hemen hemen hiçbir sınırlandırma olmaksızın, seviyeler arasında taşımak üzere tasarlanabilir.
- Otomatik eğimli kayışlara sahip konveyörler malzemeleri otomatik olarak boşaltabilir ve manuel boşaltmayı ortadan kaldırabilir. Bu aynı zamanda malzeme boşaltmalarının izlenmesinde zaman kaybı olmadığı anlamına gelir.
- Konveyörlerde malzemenin taşınma hızı ayarlanabilir. Bu, malzemelerin taşıma esnasında kırılması veya kayıplara neden olması gibi sorunları daha aza indirir.

- Konveyörler her iki yönde de hareket edebilir. Bu, malzemelerin üretim işlemi sırasında bir üretim prosesinden diğer üretim prosesine taşınması gerektiğinde çok faydalıdır [23].

Dezavantajları

- Konveyör sistemleri taşınabilir değillerdir. Konveyörler bir yere sabitlenmişlerdir. Artan talepleri karşılamak için depo yerleşimi veya fabrikadaki herhangi bir bölümdeki yerleşimi değiştirmek gerektiğinde sorunlar ile karşılaşılabilir.
- Konveyörler, mobil robotlardan iki kat daha pahalıdır [24].

2.3 Bantlı Konveyörlere Giriş

Katı malzemelerin uzun mesafeler boyunca yatay veya az bir eğimle sürekli bir şekilde taşınması için bantlı konveyörler en önemli taşıma araçlarından birisidir. Bantlı konveyörler kum, kömür, maden, tahıl gibi malzemelerin taşınmasında kullanılmıştır ve başarılı olmuştur. Kuru veya ıslak malzemelerin iletiminde bu tür konveyör kullanılabilir. Bu tür konveyörde bandın hareket etmesini sağlayan bir veya birkaç tambur bulunmaktadır. Tambur tarafından hareket ettirilen bant ise iletilmesi gereken malzemeyi taşır.

Bantlı konveyörlerde malzemeler belirli bir eğimle taşınıyorsa, bu eğimin %20 yi geçmemesini dikkate almalıyız. Bantlı konveyörler normalde -20°C ile +125°C arasında çalışabilirler. Ancak iyileştirilmiş sentetik bantlar yardımıyla bu çalışma sıcaklıkları +175°C'ye kadar çıkabilirler. Bantlı konveyörler 500 hatta 1000 mm 'ye kadar ürünleri taşıyabilirler. Bant genişlikleri ise 300-3000 mm boyutları arasında olabilir [3].

2.3.1 Bantlı Konveyörlerin Kullanım Alanları

Maden ocaklarında, kum hazırlama tesislerinde, cevher hazırlama tesislerinde, termik santrallerde, dökümhanelerde, liman yükleme ve boşaltma tesislerinde, büyük inşaat şantiyelerinde, hafriyat ve beton hazırlama tesislerinde, kimya, kağıt, çimento ve şeker sanayinde ve tahıl silolarında yaygın olarak bantlı konveyörlerden yararlanılır. Yukarıda belirtildiği üzere bantlı konveyörlerin, liman yükleme ve boşaltma tesislerinde kullanılabileceğini de gördük. Bu da demek oluyor ki, bantlı

konveyörler kullanarak, ürünleri taşımanın yanında boşaltma ve yükleme işlemleri de yapılabilmektedir [12]. Şekil 2.7'de bantlı konveyörün kullanıldığı bir yere örnek gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Bantlı konveyörün kullanıldığı bir yere örnek [25]

2.3.2 Bantlı Konveyörlerin Avantajları ve Dezavantajları

Avantajları

- Taşınan ürün debisi büyüktür.
- Gereken enerji oldukça düşüktür.
- Yatırım maliyeti, servis ve hizmet masrafları düşüktür.
- Çelik halatlı bantlar kullanıldığı taktirde büyük mesafelere iletim söz konusudur.

Dezavantajları

- Yukarı doğru iletimi sınırlıdır.
- Yüksek bant aşınması görülmektedir.
- Yüksek miktarlarda toz oluşumu gözlenmektedir.
- Kısmi yüklemelerde verimi düşüktür.

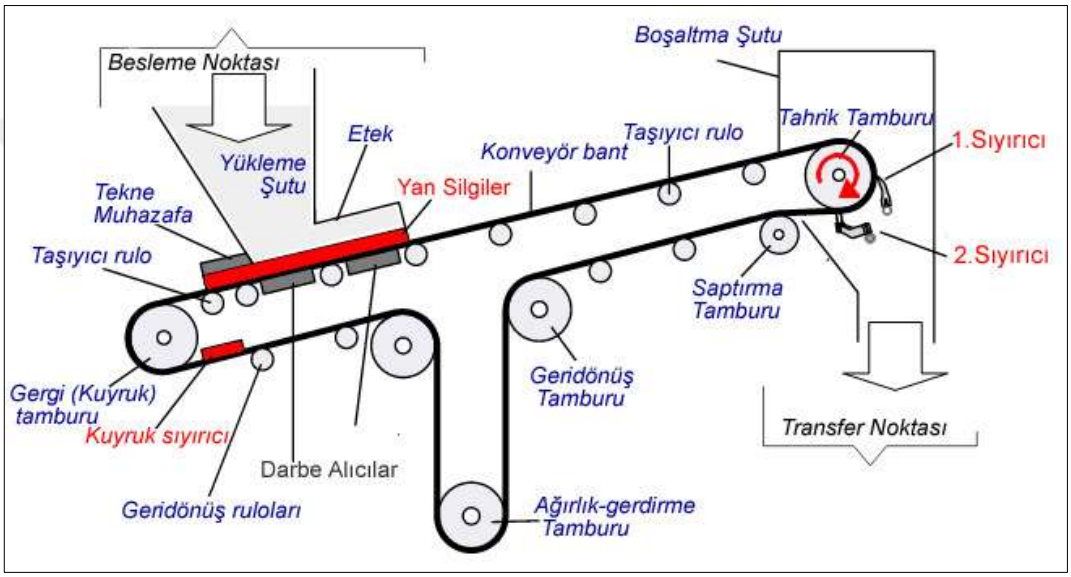
2.3.3 Bantlı Konveyörlerin Elemanları

Bu konveyörler iki tambur arasında sıkıştırılmış ve makaralarla desteklenmiştir hareketli bir banttan meydana gelmektedirler.

Elemanları şunlardır;

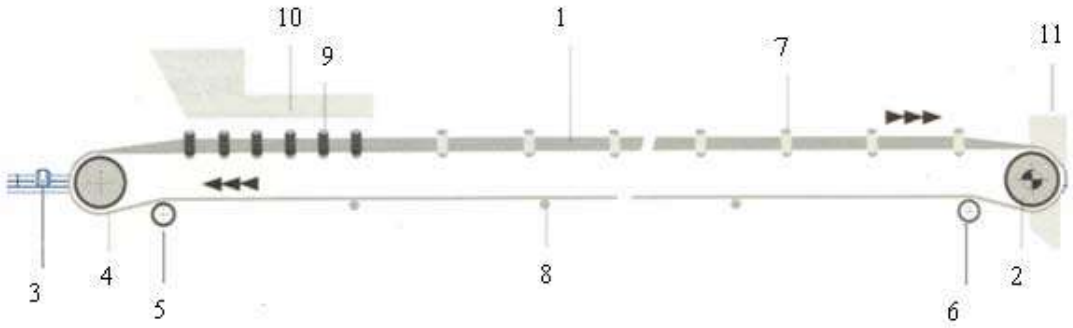
- Gerdirme tahribatı
- Taşıma bandı
- Şasi
- Makaralar
- Tahrik, dönüş, saptırma tamburları
- Yükleme ve boşaltma haznesi
- Bant temizleme düzeni [3].

Şekil 2.8'de düşey gerdirilmiş bir bantlı konveyör aksamları gösterilmiştir.



Şekil 2.8 Düşey gerdirilmiş bir bantlı konveyör aksamları [1]

Yükler bandın üst şerit kısmında yol alır ve alt şerit ise boş olarak döner. Tahrik tamburu hareketi başlatacak kısımdır. Taşınacak malzemeler, makinenin üzerinde bulunan bir veya daha fazla yükleme noktasından bant üzerine taşınır. Bandın üzerinde bulunan yükler boşaltma noktalarına kadar taşınırlar ve bu noktaya gelindiğinde ürünler boşaltılır. Bant temizleyicinin görevi ise bandın üzerindeki yapışmış malzemeleri temizlemektir [1]. Şekil 2.9'da yatay bantlı konveyörün şematik görünüşü ve temel ekipmanları gösterilmiştir.



1- İletim bandı
2- Tahrik tamburu
3- Gerdirme istasyonu
4- Kuyruk tamburu
5- Kuyruk Saptırma Tamburu
6- Tahrik Saptırma Tamburu
7- Taşıyıcı makaralar
8- Dönüş makaralar
9- Darbeli makaralar
10- Besleme Teknesi
11- Döküş Şutu

Şekil 2.9 Yatay bantlı konveyörün şematik olarak görünüşü ve ekipmanları [26]

Taşıma Bantları: Taşıma bantları bir ya da çok katmandan oluşan, kumaşların kaplanması sonucu elde edilen ürünlerdir. Taşıma bantları 150 yıla yakın süredir kullanılmaktadır. Bu taşıma bantları, ilk olarak pamuğun kauçukla kaplandığı bantlardır. Ancak lif malzemelesi olarak kullanılan pamuğun nemden ve bakterilerden kolayca etkilenmesi, bu üretilen bantların çok dayanıklı olmamasına sebep olmuştur. Daha sonra naylon/pamuk kumaşlar lif malzemesi olarak kullanılmıştır. Günümüzde ise naylon ya da poliester lifler kullanılmaktadır. Bu lifler düşük yoğunluğa sahiptirler ve mekanik özellikleri iyidir. Buna istinaden daha hafif ve mukavemeti yüksek taşıma bandı imal edilmesine imkan sağlar. Ek olarak neme ve birçok kimysallara karşı dayamımlı olmaları sebebiyle tercih edilebilirler.

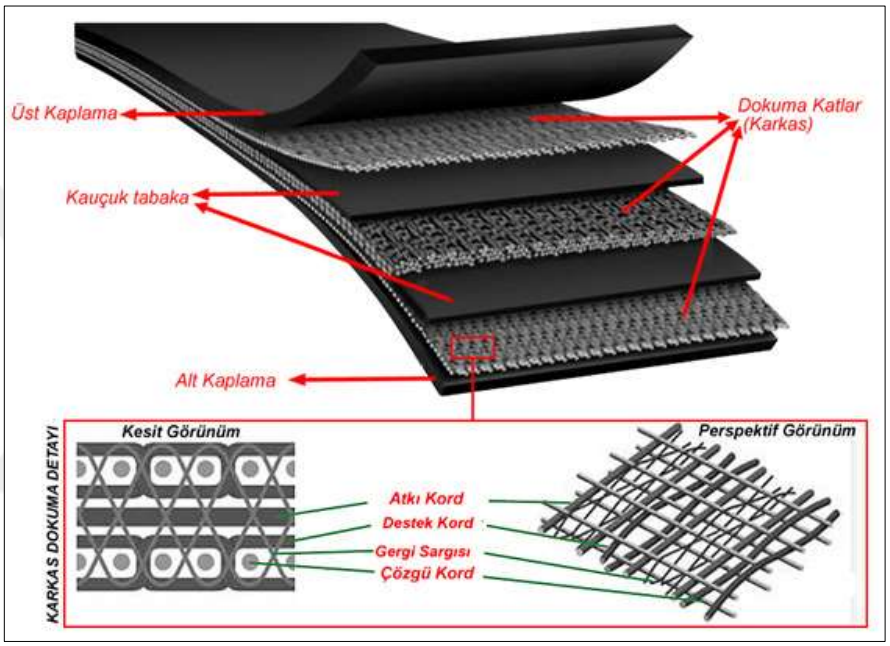
Bantlar, kullanım alanlarına özel üretilirler. Örneğin; büyük taneli materyallerin iletimi sağlamak için darbeye dayanıklı bantlar, sıcak materyallerin iletimi yapacaksak ısıya dayanıklılığı yüksek olan bantlar, yağ içeren gıda maddelerini taşımak için ise yağa dayanıklı bantlar seçmeliyiz [27].

Bantlar, yukarıda yazılanlardan da anlaşılacağı gibi taşıma sistemlerideki en önemli elemandır. Bu yüzden taşıyıcı sistemlerin sağlıklı çalışabilmesi için bantların aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekir.

- Düşük seviyede nem çekmesi

- Mukavemeti yüksek olması
- Hafif olması
- Uzama miktarlarının çok düşük seviyede olması
- Aşındırıcı etkilere karşı mukavemetli olması
- Sıcağa, soğuğa, yağa, oksitlenmeye yani korozif ortamlara karşı dayanıklı olması [25].

Bantlı konveyörler sistemlerinin en önemli elemanı olan bandı meydana getiren kısımlar Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Bir konveyör bandının iç yapısı [1]

Bandın ortasında bulunan, karkas adı verilen dokuma katlar çekme kuvvetini iletir ve bandın yük taşıması sağlar. Dokuma katları arasındaki lastik/kauçuk tabaka bu karkas tabakalarını birbirine bağlar. Aynı zamanda tabakaları su geçirmez duruma getirir. Alt yüzeydeki kauçuk tabaka ise, makaralardan kaynaklı olarak bandın ezilmesini önler, bandı pisliklerden korur ve tamburdan aldığı tahrik kuvvetini karkasa iletir. Üst tabaka ise daha kalındır. Malzemelerin banda yüklenmesi esnasında oluşan darbelere karşı bandı korur [3].

Taşıma bantlarındaki minimum tabaka sayısı 3'tür. Tabaka sayısı bant genişliğine bağlı olarak 15'e kadar çıkabilir. Ek olarak karkas yapısı, liflerden oluşmuş tek veya

daha fazla kattan meydana gelebilir. Banda etki eden kuvvetler ve bant parametreleri, bantta kullanılacak karkas yapısının kat sayısını hesaplamamızda yardımcı olur. TS547 standardına göre taşıma bantları karkas yapılarına göre tekstil esaslı ya da çelik esaslı bantlar olmak üzere ikiye ayrılmıştır [1].

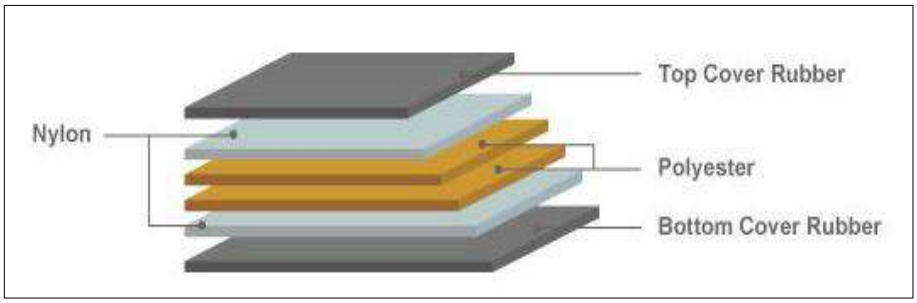
Karkaslarda kullanılan çeşitli malzemeler ve özellikleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1 Çeşitli Karkas Malzemeleri ve Özellikleri [3]

Malzeme	Piyasa Adı (Bazıları)	İplik Çapı [mm]	Kopma Muk. [N/mm^2]	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 Vesten	> 0,007	7,5 - 9,5	11 - 13	1,18
Polyvinyl	Kuralon 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

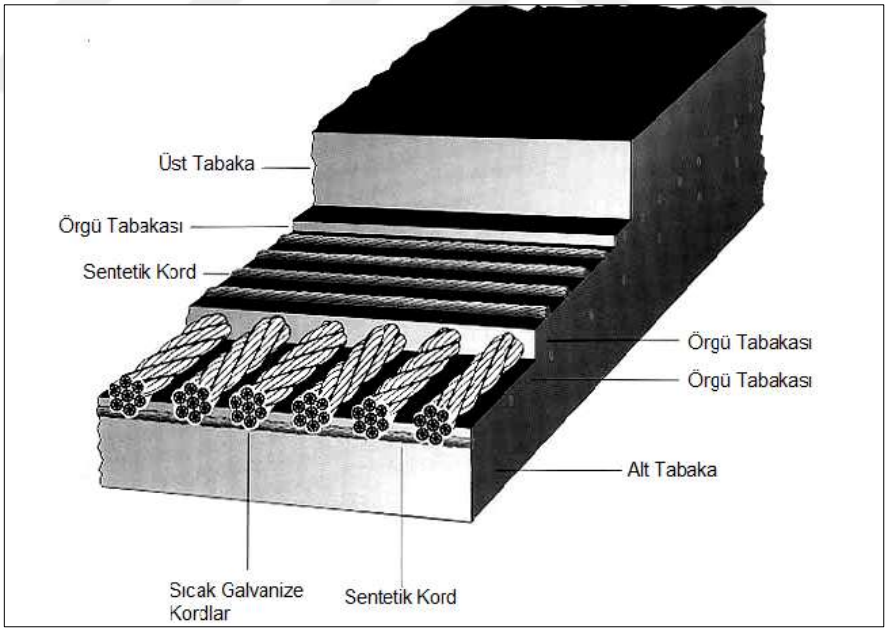
Tekstil esaslı taşıma bantları: Taşıma bantlarında farklı lifler kullanılmaktadır. Bu sayede kumaşlarda, ısı ve kimyasallara karşı dayanım, yıpranma, yorulma gerilme mukavemetleri geliştirilmektedir. Bu lifler taşıma bandında karışım olarak da bulunabilirler. Bu lif kombinasyonları, aramid ve polyester çözgü ile naylon atkı,

polyester çözgü ile polyester atkı gibi olabilir [27]. Şekil 2.11'de tekstil esaslı taşıma bandı katmanları örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.11 Tekstil esaslı taşıma bandı örneği [27]

Çelik Esaslı Taşıma Bantları: Çelik tellerin ve bu tellerinin üzerine kauçuk kaplanmasıyla meydana gelen bantlar, çelik esaslı taşıma bantlarıdır. Bu teller çelik halatlardan meydana gelir. Bu çelik halatlar yüksek çekme dayanımına sahiptir. Bu tellerin kauçuk ile kaplanmasının sebebi dış kaplamaların yapışmasıını kolaylaştırmak ve yırtılma mukavetini arttırmaktır [27]. Çelik kord karkaslı bandın kesiti Şekil 2.12'de gösterilmiştir.



Şekil 2.12 Çelik kord karkası içeren bandın kesiti [27]

Taşıma bantları, kaplanacak kumaş (karkas) ve polimerik kaplama olmak üzere iki temel bileşenden oluşmaktadır.

Kaplanacak Kumaş (Karkas): Banttaki gerilme sonucu meydana gelen yükleri tutar. Bandın kumaş katı olarak bilinen karkas çekme kuvvetini iletir ve bandın yük taşımasına yardımcı olur. Banttaki karkas kısmı bir veya birkaç kattan oluşabilmektedir. Daha önceden de belirtildiği gibi en çok kullanılan kumaşlar, naylon ve polyesterlerdir. Taşıma bandı üretimi için kullanılan bu kumaşlarda dimi, bezeyağı ve sepet örgü gibi yapılar oluşturulur. Bantlarda kenar aşınmaları, yırtılmalar ve gerilmeler görülmektedir. Bantlarda özel örgüler kullanarak aşınma, yırtılma ve gerilme gibi olumsuzlukları azaltabiliriz. Kumaş katının iki veya üç olması boyut değişme direncini artırır. Kumaşlara yapılan kaplamaların yapışmasını arttırmak için kumaşlar bazen şardonlanır.

Polimerik Kaplama: Sentetik, doğal kauçuk veya kauçuğa benzer polimerler kullanılarak kaplamalar yapılmaktadır. Selüloz eterler, poliamidler, poliesterler, selüloz esterler, vinilklorür, vinilklorür, poliüretanlar, vinildenklorür, doğal ve sentetik elastomerler ve kauçuklar gibi polimerik maddeler kumaş katlarını birleştirmek için kullanılır.

Bant yapımında kullanılan dokuma malzemeleri diğer adıyla lifler aşağıdaki gibidir:

Pamuk: Bant imalinde uzun zamandır kullanılan geleneksel liflerdendir. Sentetik liflerin yüksek mukavemetli olması sebebiyle günümüzde yerini kaybetmiştir. Islakken dayanımı artar ve nem çekme özelliği yüksektir. Ancak pamuk, küften kolayca etkilenirler ve boyutsal stabilitesi düşüktür. Asit ve ısıl direnci düşüktür, kırılgandırlar ve darbe emiciliği düşüktür.

Rayon: Dayanımı pamuğa göre bir miktar yüksektir. Ancak ıslanmasıyla beraber çekme dayanımında düşme görülür. Kimyasal olarak dayanımları, pamuk malzemesi ile karşılaştırıldığında aynıdır. Pamukta görülen neme karşı hassas olması, düşük boyutsal stabilitesi ve küften etkilenme gibi özellikler rayon malzemesinde de geçerlidir. Ek olarak polyestere göre yüksek üretim maliyeti vardır. Günümüz konveyör imalatında dokuma malzemesi olarak yerini kaybetmiştir.

Cam Yünü: Dayanıklılığı rayona göre oldukça iyidir. Uzaması düşüktür. Ancak yüksek sıcaklığa maruz yerlerde kullanılabilmesi sebebiyle kullanım alanları sınırlıdır.

Naylon/Polyamid: Yüksek mukavemet özelliği sayesinde pamuk ve rayon kumaşlara nazaran avantaja sahiptir. Aşınmaya, darbeye ve yorulmaya karşı dayanım sergilerler. Yüksek uzama özelliğine yani esneklik özelliğine sahiptirler. Ağırlığının %10'u kadar nemi çekebilir. Buna karşın boyutsal stabilitesi düşüktür. Günümüzde dokuma malzemesi olarak %20 oranında kullanılmaktadır.

Polyester: Kimyasallara, neme ve aşınmaya karşı yüksek dayanım sergilerler. Yorulmaya karşı da dayanımları iyidir. Boyutsal stabilitesi yüksektir. Küften etkilenmezler. Aşınma dirençleri naylona göre düşüktür ancak naylonda bulunan yüksek mukavemet, esneklik ve sertlik özellikleri polyesterde de vardır. Gıda taşıma bantlarında en çok kullanılan dokuma malzemesi polyesterdir. Polyester günümüzde %75 oranında bant imalinde lif malzemesi olarak yerini alır.

Çelik: Dayanımının yüksek, uzamanın düşük istendiği yerlerde kullanılır. Kullanım oranı düşüktür. Yerini çelik kordlu kaskas almıştır.

Kevlar aramid: Çeliğe göre daha dayanıklıdır. Hafif materyal olması sebebiyle çeliğin kullanıldığı birçok alanda aramid lifler kullanılmaya başlanmıştır. Paslanmazlar. Yüksek sıcaklığa ve kimyasallara karşı dayanımı yüksektir [27].

Bantlarda kullanılan kaplama malzemeleri ve özellikleri Tablo 2.2'de gösterilmiştir.

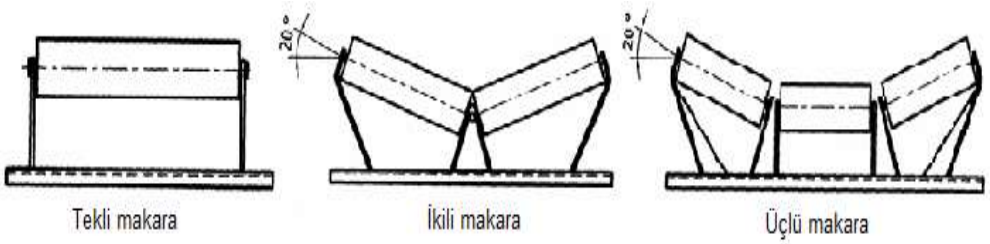
Tablo 2.2 Bantlarda kullanılan kaplama malzemeleri ve özellikleri [1]

Kısa sembol (ASTM D 1418-79)	Yaygın kullanılan adı	Bilesimi	Genel özellikleri
NR	Doğal	Isopren	Aşınma, kesilme ve delinme dayanımı mükemmel. Yağlı ortamlarda çalışılmamalı.
SBR	SBR	Styrene-butadiene	Aşınmaya dayanım mükemmel, kesilme, delinme, yırtılma, ısıya dayanım iyi.

Table 2.2 Bantlarda kullanılan kaplama malzeme ve özellikleri (devamı)

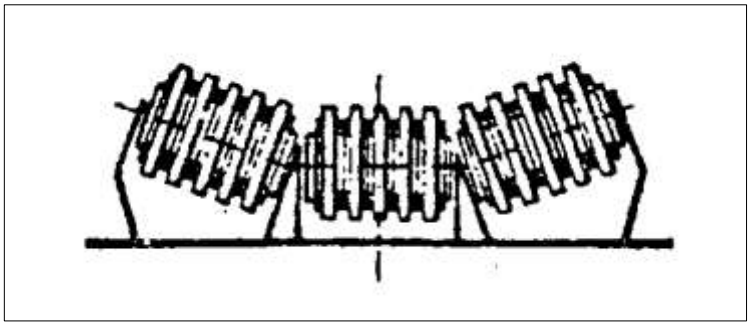
EPDM	Etilen-Propilen kauçuk	Ethylene-propylene diene terpolymer	Isıya dayanım ve yaşlanma çok iyi. Aşınmaya karşı dayanımı iyi.
CR	Neopren	Chloropren	Güneşe, aleve ve aşınmaya karşı dayanım iyi.
NBR	Buna N	Nitrile-butadiene	Hayvansal, bitkisel ve petrol kökenli yağlarla çok iyi çalışabilir.
IR	Poliizopren	Isoprene, sentetik	Doğal kauçuk malzemesi ile özellikleri aynıdır.
BR	Polibutadien	Polybutadiene	Esneklik ve aşınmaya karşı dayanımı çok iyi.
IIR	Butil	Isobutyleneısoprene	Yüksek ısıya karşı dayanımı çok iyi. Aşınmaya karşı dayanımı iyi.

Makaralar: Genişliği banttan daha fazla olan silindirik rulolardan meydana gelen taşıyıcı elemanlara makara denir. Parça malzemenin iletiminde ve besleyici bantlarda bu tür makara grupları kullanılır. Malzemenin taşındığı banda veya dönüş tarafında boş banda mesnetlik vermek, gerektiğinde banda oluk şeklini vermek makaraların görevleri arasındadır [25]. Şekil 2.13'te konveyör bandındaki makara sistemleri gösterilmiştir.



Şekil 2.13 Makara sistemleri [25]

Üzerinde malzeme taşınan makaralar "taşıyıcı makaralar" olarak adlandırılır. Alt kısımda sadece boş bant taşınıyorsa bu makaralara ise "dönüş makaraları" denir. Darbeli yüklerin konveyör bandına zarar vermemesi isteniyorsa Şekil 2.14'teki gibi lastik kaplı makaralar tercih edilmelidir [3].



Şekil 2.14 Lastik kaplı makaralar [3]

Tamburlar: Tamburlar bandı hareket ettiren elemanlardır. Konveyörlerde hareket tamburu ve yardımcı tamburlar kullanılır. Basit bir konveyör hareket ve kuyruk tamburlarından meydana gelir. Bandın hareket etmesini sağlayan tamburlara hareket tamburu denir. Motordan kazandığı dönme hareketini banda aktararak bandın hareket etmesini sağlar. Konveyörün iletimini etkileyen en önemli faktör sarılma açısıdır. Saptırma tamburları sarılma açısını değiştirmek için kullanılır. Ek olarak banttaki sarkmayı önlemek ve gerginliği sağlamak amacıyla germe tamburu kullanılır. Bu tamburlar yardımcı tambur olarak adlandırılır [3].

Bir konveyörde birden fazla hareket tamburu kullanılabilir. Banttaki çekme kuvvetlerini arttırmak için sarım açısını ve sürtürme katsayısını arttırmak gerekir. Birden fazla hareket tamburu kullanılarak sarım açısı 500°' ye kadar artabilir. Sürtünme katsayısını arttırmak için hareket tamburları 10-15 mm kalınlığında lastik ile kaplanabilir [25]. Şekil 2.15'te farklı boyutlarda üretilmiş tamburlar gösterilmiştir.

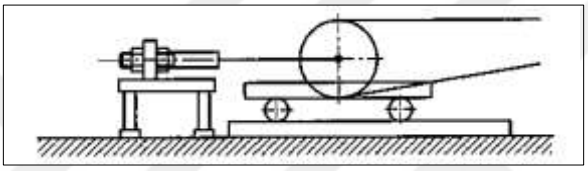


Şekil 2.15 Farklı boyutlardaki tamburlar [25]

Gergi Tertibatı: Bant kollarında meydana gelen çekme kuvveti temini için konveyörde gergi düzeni bulunmalıdır. Gergi düzeni aşağıdaki amaçlar için kullanılır:

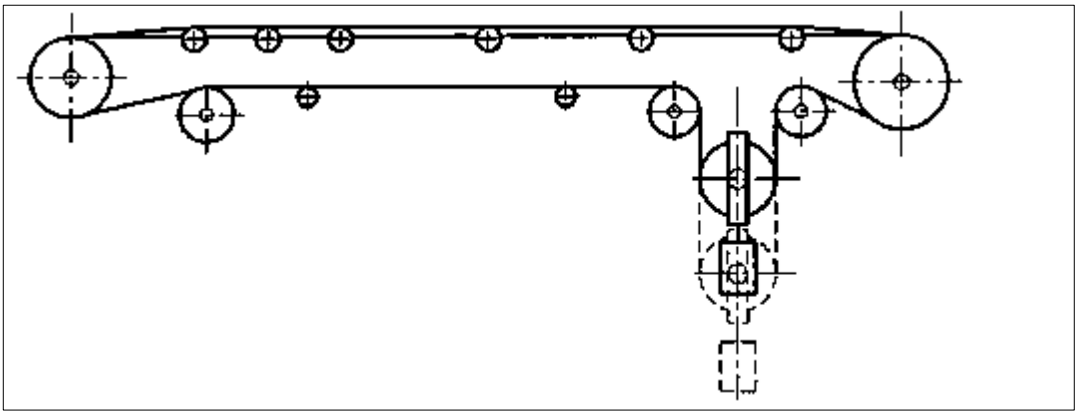
- Bandın tambur üzerinde kaymaması,
- Bandın makaralar arasından fazla sarkmaması,
- Bantta meydana gelebilecek uzama ve kısalmaları önlemek.

Küçük tip konveyerlerde banttaki çekme kuvvetleri küçük olduğu için vidali gergi düzeni daha çok tercih edilir. Bu gergi düzeni ucuz ve basittir. Gergi kuvveti ayarlanırken ustalık istemesi ve bu ayarın sürekli bozulması bu gergi düzeninin dezavantajlarıdır [3]. Şekil 2.16'da vidalı gergi düzeni gösterilmiştir.



Şekil 2.16 Vidalı gergi düzeni [3]

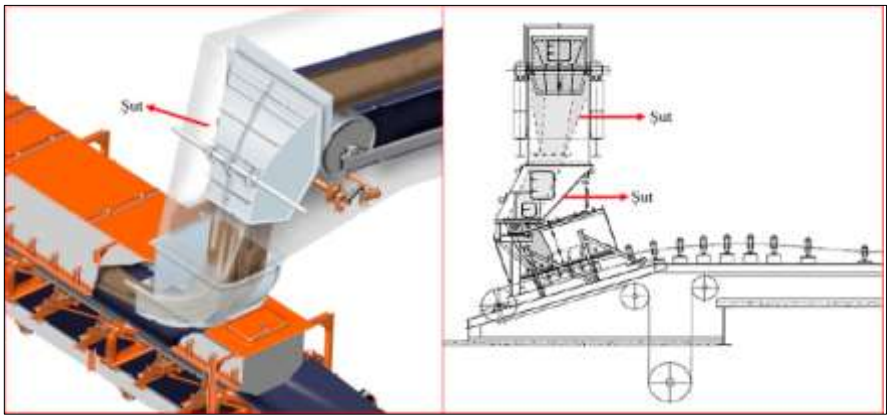
Şekil 2.17'de ise ağırlıklı düşey gergi düzeni gösterilmiştir. Burada gergi ağırlığı gevşek taraftaki çekme kuvvetinin iki katı olacak şekilde hesaplanır [3].



Şekil 2.17 Ağırlıklı düşey gergi düzeni [3]

Yükleme ve boşaltma hazneleri: Taşınacak malzeme bantlı konveyör üzerine gergi tamburuna yakın noktadan boşaltma haznesi yardımıyla gönderilir. Malzeme genellikle hareket tamburundan başka bir hazeneye ya da direkt yığın bölgesinen

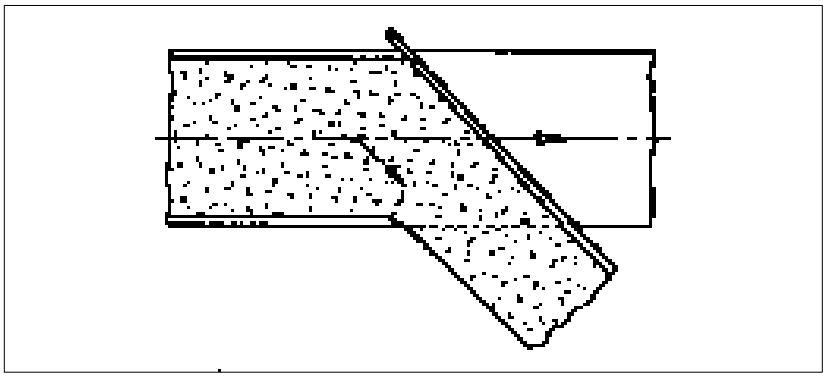
boşaltılmaktadır. Şekil 2.18'de bir bantlı konveyörde taşınan malzeme bir hazne üzerinden başka bir banta iletilir.



Şekil 2.18 Bantlı konveyörde yükleme ve boşaltma hazneleri [1]

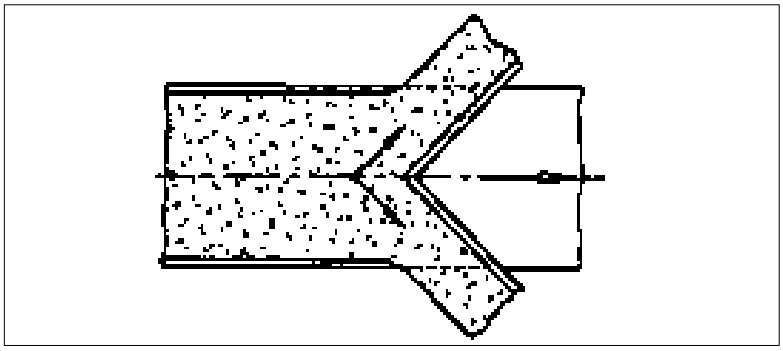
Boşaltma haznelerinden malzeme yerçekimi kuvveti yardımıyla iletilir. Haznenin eğimi konstrüksiyon şekli, malzemesi ve iletilen malzemeye göre farklılık göstermektedir. Boşaltma sırasında konveyör bandına darbe yükleri gelmektedir. Ek olarak bu bölgede toz ve dökülmeler görülür. Bu nedenle bu şut bölgelerin tasarımı, yerleşimi ve eğimi önemlidir. Bu bölgelere toz toplama ve sızdırmazlık gibi sistemler eklenmelidir [1].

Boşaltma tekneleri boşaltma olukları, boşaltma arabaları veya sıyırıcı gibi şekillerde olabilirler [3]. Şekil 2.19'da düz sıyırıcı ile boşaltma örneği gösterilmiştir.



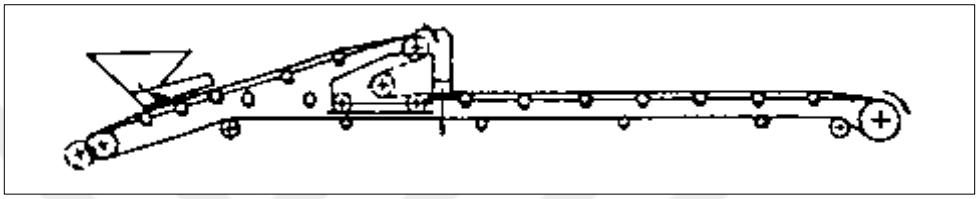
Şekil 2.19 Düz sıyırıcı ile boşaltım [3]

Şekil 2.20'de ise ok sıyırıcı ile boşaltma örneği gösterilmiştir.



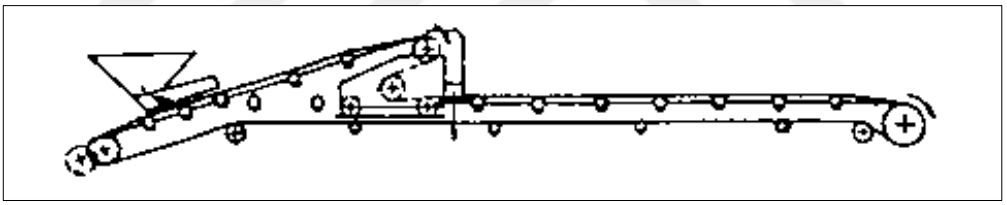
Şekil 2.20 Ok sıyırıcı ile boşaltım [3]

Şekil 2.21'de boşaltma arabası ile boşaltım gösterilmiştir.



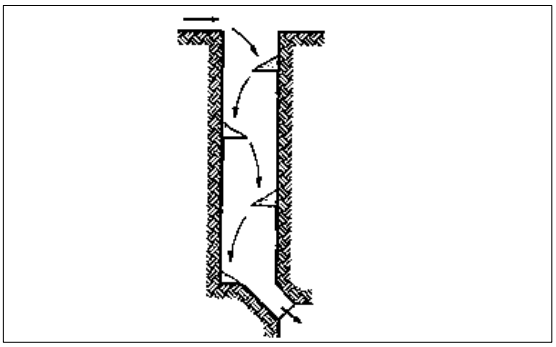
Şekil 2.21 Boşaltma arabası ile boşaltım [3]

Şekil 2.22'de döner olukla boşaltım gösterilmiştir.



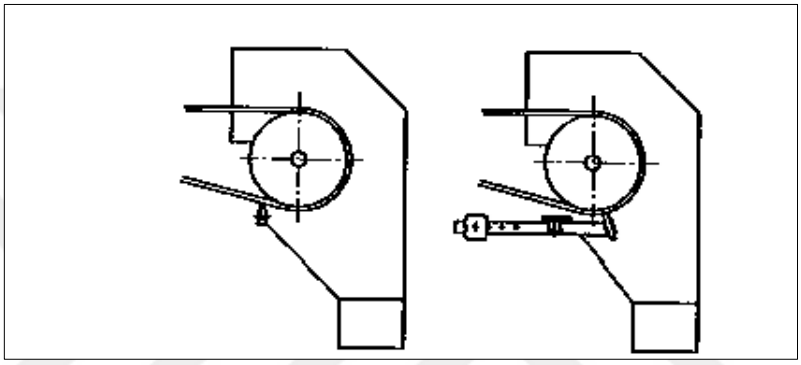
Şekil 2.22 Döner olukla boşaltım [3]

Son olarak Şekil 2.23'te ise raflı oluk ile boşaltım gösterilmiştir.

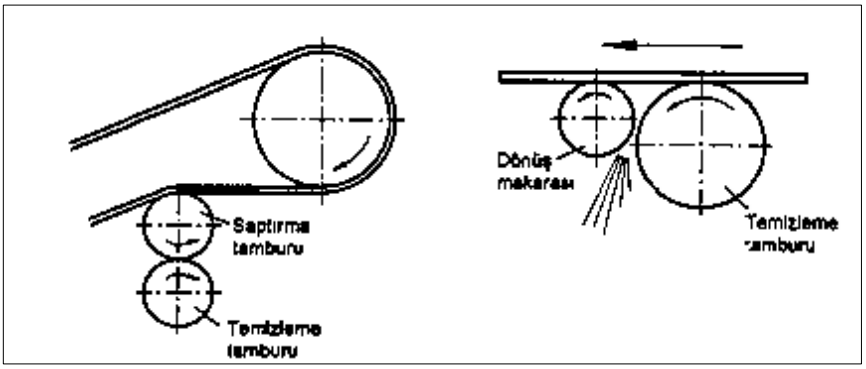


Şekil 2.23 Raflı oluk ile boşaltım [3]

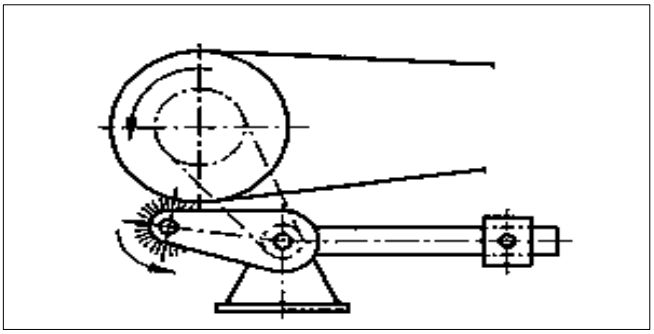
Bant Temizleme Düzeni: Taşınan malzeme ıslak veya yapışkan bir türde ise bu malzeme banda yapışır ve dönüş kolunda devam eder. Bu kolda bulunan tambur, makara ve çalışma tertibatına zarar verecektir. Malzemenin bant taşımayan bölgeye dökülmesi durumunda bandın gergin olması nedeniyle bu malzemenin makara ve tamburlarda aşınmaya neden olması açıkça bellidir. Bu malzemenin tambur ve makaralarla temasının önlenmesi gereklidir. Bu nedenle aşındırıcı malzeme iletimi gerçekleşiyorsa, taşıyıcı makaraların alt bölgesine plaka yerleştirilerek bant üzerinden dökülen malzemenin dönüş taraftaki banda düşmesi engellenir [3]. Şekil 2.24, 2.25 ve 2.26'da bant temizleme düzeni çeşitleri gösterilmiştir.



Şekil 2.24 Silgi tertibatı ile bant temizleme düzeni [3]



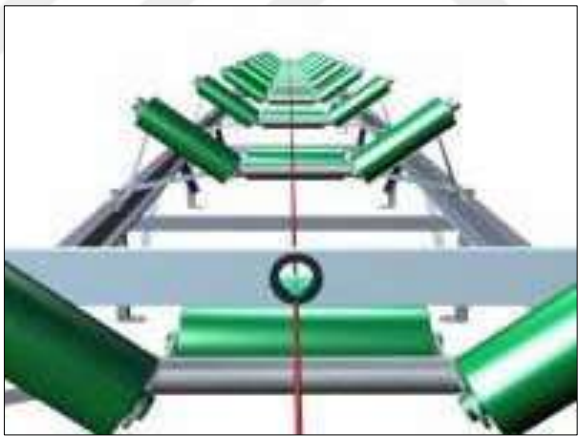
Şekil 2.25 Tambur ile bant temizleme düzeni [3]



Şekil 2.26 Döner fırça ile temizleme düzeni [3]

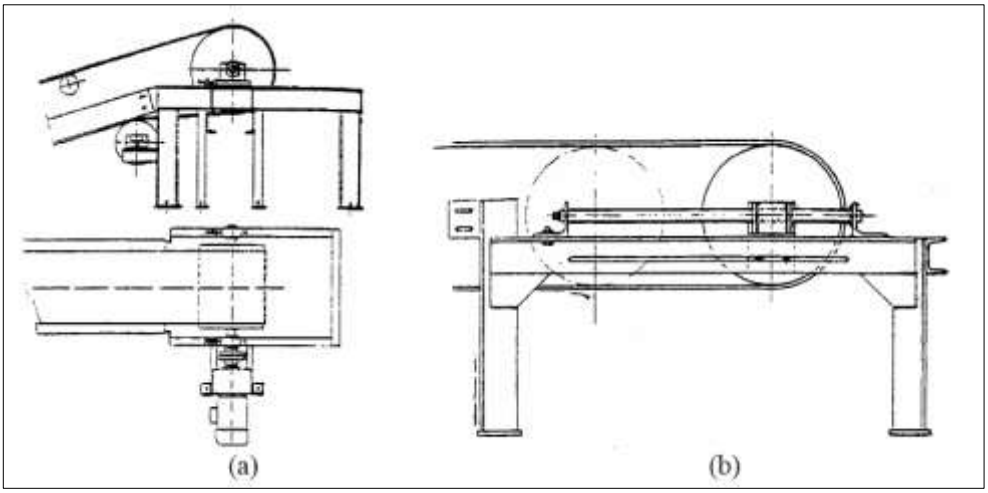
Şasi: Taşıyıcı ve dönüş makaralar bir şasi üzerine yerleştirilirler. Bu şasi konstrüksiyonu kullanım amacına göre farklı tiplerde olabilir. Sürekli çalışan sistemlerde bu konstrüksiyon için genellikle hadde profiller ve portatif konveyörlerde ise genellikle hafif profiller şasi konstrüksiyonu için tercih edilir. Şasi bantlı konveyörlerde orta şasi, baş taraf şasisi ve tahrik şasisi bölümlerinden oluşur.

Orta şasi: Sadece taşıyıcı ve dönüş makaraları taşır. Orta şasi hafif konveyör sistemlerinde köşebent ya da borudan veya U profilden imal edilirler [26]. Şekil 2.27'de orta şasi ile ilgili örnek gösterilmiştir.



Şekil 2.27 Orta şasi [26]

Baş taraf şasisi: Baş tambur ve boşaltma düzeni taşıyan kısımdır. Baş tamburun tahrik tamburu olduğu durumlarda tahrik şasisi de bu şasiye bağlanır. Tamburun ağır olması nedeniyle baş taraftaki şasinin rijit olması gereklidir. Şasi kısımları Şekil 2.28'de gösterilmiştir.

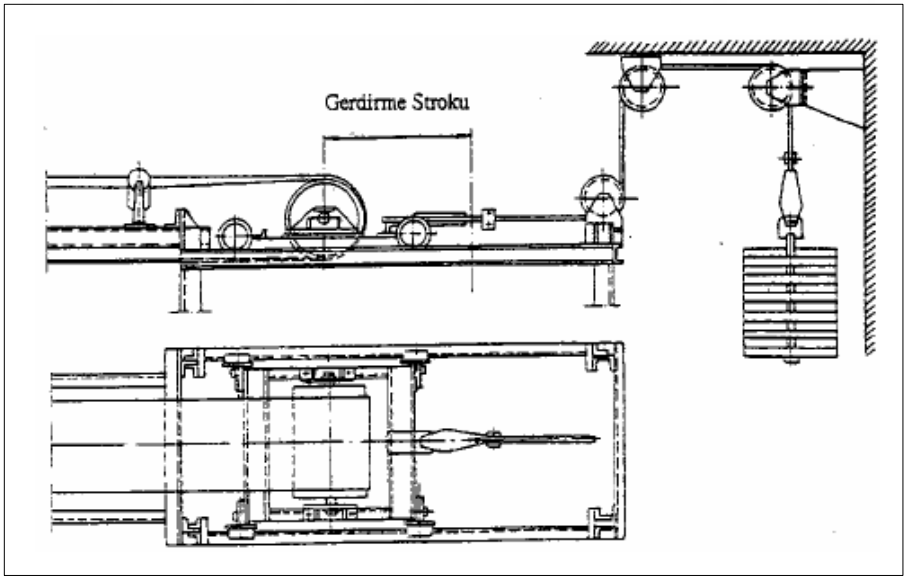


Şekil 2.28 Şasi kısımları [26]

Tahrik şasisi: Tahrik tamburlarını ya da diğer adıyla hareket tamburlarını ve tahrik tertibatını taşıyan kısımdır.

Kuyruk şasisi: Tambur ağırlığına ve germe kuvvetlerine maruzdur. Bu kısımda oluşan kuvvetler baş taraftaki kısma göre oldukça azdır.

Gergi düzeni şasisi: Gergi tertibatını taşıyan kısımdır. Şekil 2.29'da gergi şasisi gösterilmiştir.



Şekil 2.29 Gergi düzeni şasisi [26]

3
BANTLI KONVEYÖRLERDE HESAPLAMALAR

3.1 Bant Genişliği Hesabı

Dökme malzemeler taşınması durumunda, konveyörün kapasitesi ve taşınan malzemenin boyutu bant genişliğini etkileyen faktörlerdir. Eğer parça malzeme taşınıyorsa bu durumunda parçaların sayısı ve dış ölçüleri bant genişliği tayininde önemlidir. Tek rulolu yani düz taşıyıcı ruloların kullanıldığı bir bant üzerinde, serbest akışlı bir malzemenin ikizkenar üçgen biçimde olacağı öngörülür. B bant genişliği ve φ taşınacak malzemenin statik sevk açısı olmak üzere $b = 0{,}8B$ ve üçgenin taban açısı $\varphi_1 = 0{,}35\ \varphi$ olarak hesaplanır [12].

Eğimli bir konveyörde, yükün olası saçılmalarını engellemek için C_1 düzeltme katsayısı tanımlanır. Bu katsayı konveyörün eğimine bağlı olarak değişir. Düz bantlı sistemde taşınan yükün enine kesit alanı;

$$F_1 = \frac{bh}{2} C_1 = \frac{0{,}8B.\,0{,}4B.\,C_1.\,tan\varphi_1}{2} = 0{,}16B^2.\,C_1.\tan\,(0{,}35\varphi) \qquad (3.1)$$

Eğer malzemenin taşındığı bant oluklu taşıyıcı rulo takımı tarafından destekleniyorsa bu durumda banttaki yükün enine kesiti alanı F_1 ve F_2 üçgenlerinin alanları toplanarak bulunacaktır. Yan taraflarda bulunan ruloların eğim açısı 20° ve ortadaki ruloların uzunluğu $F_1 \cong 0{,}4B$ ise toplam alan;

$$\begin{aligned} F = F_1 + F_2 = {} & 0{,}16B^2.\,C_1.\tan(0{,}35\varphi) + 0{,}0435B.\,B^2 \\ & = B^2(0{,}16C_1 tan 0{,}35\varphi + 0{,}0435) \end{aligned} \qquad (3.2)$$

a-Düz rulolar tarafından desteklenen bant için debi hesabı;

$$\mathrm{Q}_d = 3600F_1 v\gamma = 576B^2C_1\gamma v\tan(0{,}35\varphi)\ \ [t/saat] \qquad (3.3)$$

ve bant genişliği hesabı ise:

$$B_d = \sqrt{\frac{Q_d}{576 C_1 \gamma v \, tan(0{,}35\varphi)}} \; [m] \qquad (3.4)$$

ile yapılır.

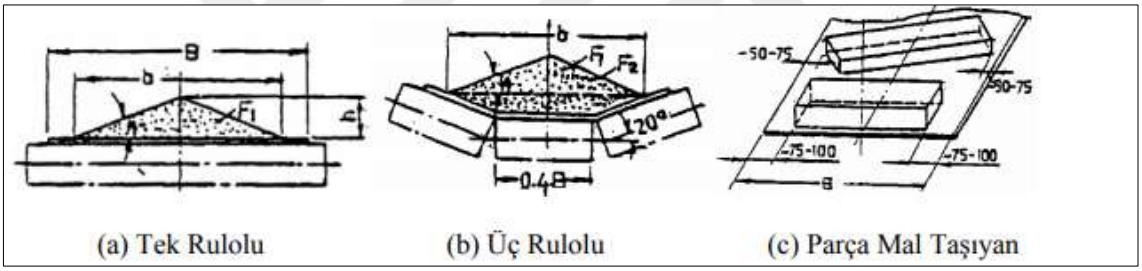
b-Oluklu rulolar tarafından desteklenen bant için debi hesabı;

$$Q_o = 3600 F v \gamma = 160 B_0 \gamma v [3{,}6 C_1 \tan(0{,}35\varphi) + 1] \; [t/saat] \qquad (3.5)$$

ve bant genişliği hesabı ise;

$$B_o = \sqrt{\frac{Q_o}{160 v \gamma \, [3{,}6 C_1 \tan(0{,}35\varphi) + 1]}} \; [m] \qquad (3.6)$$

ile yapılır. Şekil 3.1'de konveyörlerde kullanılan rulo tipleri gösterilmiştir.



(a) Tek Rulolu (b) Üç Rulolu (c) Parça Mal Taşıyan

Şekil 3.1 Konveyörler [12]

Ortalama bir değer olarak $\varphi = 45°$ alınabilir. Konveyörün eğim açısına bağlı olarak C_1 katsayısı tayin edilir. Eğim açısına bağlı olarak alınan C_1 değeri aşağıdaki çizelgede verilmiştir [12]. Tablo 3.1'de açıya bağlı değişen C_1 katsayısı değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3.1 θ açısına göre C_1 katsayısının değerleri [12]

θ	0-10°	0-15°	15-20°	>20°
C1	1	0,95	0,9	0,85

Tablo 3.2'de bazı yığın malzemelerin yoğunlukları, Tablo 3.3'te ise yine bazı yığın malzemelerin yığın açıları gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Bazı yığın malzemelerin yoğunlukları [28]

Malzeme	Yığın Yoğunluğu (t/m3)
Asfalt, zift	0,7
Beton, ıslak	1,8-2,4
Çakıl ve kum, nemli	2,0-2,4
Çimento	1,2-1,5
Granit	1,5-1,6
Kil, nemli	1,8
Kömür, ince	0,8-0,9
Kömür, tüvenan	0,75-0,85
Kum, kuru	1,3-1,4
Kum, nemli	1,4-1,9
Kül, ıslak	0,9
Kül, kuru	0,65-0,75
Linyit kömür, kuru	0,5-0,9
Un	0,5-0,6

Tablo 3.3 Bazı yığın malzemelerin yığın açısı [29]

Malzeme	Yığın açısı (°)
Asfalt, zift	30-45
Çakıl (doğal kumlu)	25-30
Çakıl (kırmataş)	45
Granit	35-40
Hindistan cevizi (dilimlenmiş)	45
Kil (kuru)	25-40
Kum, kuru	34
Kum, nemli	45
Kül	40
Tebeşir	45
Un (buğday)	45
Un (mısır)	30-40
Üçgül tohumu	28

İletim bandının hızı seçilirken, taşınan malzeme özellikleri, debi miktarı ve bant genişlikleri dikkate alınmalıdır. Yükleme ve boşaltma noktalarında tozutmayı önlemek için tozlu malzemeler taşınırken bant hızı düşük seçilmelidir. Yine aynı şekilde kırılgan malzemeler taşınırken kırılmayı önlemek için bu ürünler taşınırken de bant hızı düşük olmalıdır. Eğer ağır ve keskin malzeme taşıyorsa orta hızda iletilir [2]. Bant genişliği ve malzeme türü parametreleri dikkate alınarak tavsiye edilen bant hızları Tablo 3.4'te gösterilmiştir

Tablo 3.4 Önerilen bant hızları [30]

	Bant genişliği, *B* [mm]			
	400	500-650	800-1000	1200-1600
Malzemeler	Bant hızı, *v* [m/s]			
Kömür, tuz, kum	1,00	1,25	2,00	2,00
	1,60	2,00	4,00	4,00
Çakıl, cevher, cüruf, kırma taş	1,00	1,00	1,60	2,00
	1,25	1,60	2,00	3,00
Kaya, cevher, taş	–	1,00	1,00	1,60
		1,60	1,60	2,00
Kok, kömür, odun kömürü	1,00	1,00	1,25	1,60
	1,25	1,60	1,60	2,00
Un, çimento,	0,80			
fosforit	1,00			
Çavdar, buğday	2,00-4,00			

Bantlarda kullanılan standart bant genişlikleri dikkate alınarak uygun olan bant genişliği belirlenir. Tablo 3.5 bant genişliği tayininde kullanılır.

Tablo 3.5 Standart bant genişlikleri [2]

DIN22102	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
TS5477	-	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000

3.2 Kapasite/Debi Kontrolü

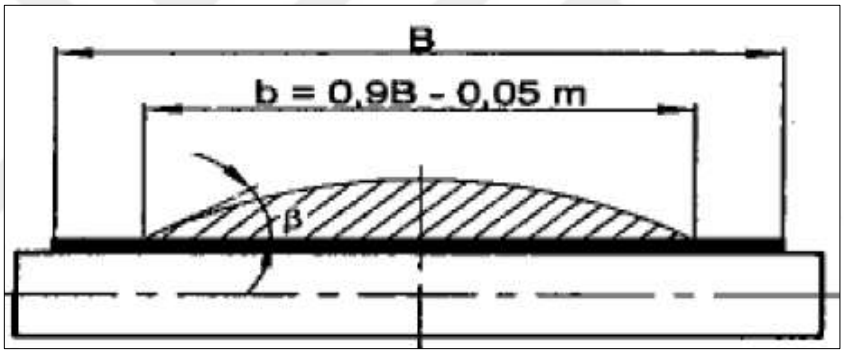
Malzemelerin bandın üzerinden dökülmemesi için bandın kenarlarından pay bırakılmalıdır ve bu bırakılması gereken kenar payı TS3964 ISO5048'e göre bandın her iki tarafında (0,05B-0,025B arasında) olacak şekilde dikkat edilmelidir [3]. Yük taşınacak bandın genişliği;

$$b = (0{,}9B - 0{,}05\ \ [m] \tag{3.7}$$

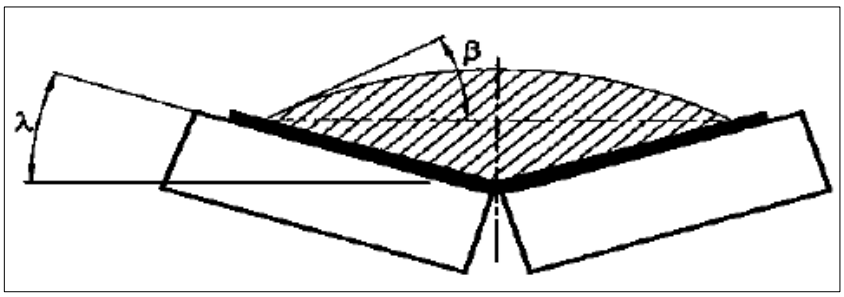
olacaktır. Eğer bant 2000 mm'den daha geniş ise bu durumda bant genişliği;

$$b = B - 0{,}25\ \ [m] \tag{3.8}$$

olarak dikkate alınmalıdır. Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'te malzemelerin bant üzerindeki yayılışları gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Düz bant üzerindeki malzemenin yayılışı [3]



Şekil 3.3 İkili makara kullanılması durumunda banttaki malzeme yayılışı [3]

Malzeme bant üzerinde parabolik şekil alıyormuş gibi düşünüldüğünde düz bir banttaki kesit alanı;

$$A = \frac{2}{3}bh \tag{3.9}$$

olur. Burada $b = 0{,}9B - 0{,}05$ ve $h = b/10$ olarak alınması durumunda;

$$A = \frac{1}{15}(0{,}9B - 0{,}05)^2 \tag{3.10}$$

ile hesaplanır. Malzeme kapasitesi için;

$$Q = 3600Av\gamma \ \ [t/saat] \tag{3.11}$$

eşitliği alındığında;

$$Q = 240v\gamma(09B - 0{,}05)^2 \ \ [t/saat] \tag{3.12}$$

hesaplanır. 3'lü makara grubu için kapasite;

$$Q = 440v\gamma(09B - 0{,}05)^2 \ \ [t/saat] \tag{3.13}$$

denklemi kullanılarak bulunur [3].

Taşınacak malzeme kapasitesini başka bir şekilde de hesaplayabiliriz. Ampirik bir şekilde $A \approx Kb^2$ alınarak malzeme kesit alanı hesaplanabilir. Bu eşitlikte;

a) Düz bantlarda K=0,067,
b) Oluklu 2'li makara gruplarında Tablo 3.6 kullanılarak K değeri bulunur.
c) Oluklu 3'lü makara gruplarında ise Tablo 3.7 kullanılarak K değeri bulunur.

Tablo 3.6 2'li makaralarda oluk açısına göre K değerleri [13]

λ	15°	20°	25°
K	0,125	0,140	0,151

Tablo 3.7 3'lü makaralarda oluk açısına göre K değerleri [13]

λ	20°	25°	30°	35°	40°
K	0,130	0,143	0,153	0,162	0,169

Yatay malzeme taşıdığımızda teorik yük kapasite formülü kulanılarak eğimli konveyörün kapasitesini hesaplayabiliriz. Eğimli çalışan konveyörün kapasitesini hesaplamak için eğim açısına bağlı indirgeme faktörü yani k katsayısı kullanılır. Bu durumda eğimli çalışan konveyörün malzeme taşıma kapasitesi;

$$Q_{eğimli} = k.Q_{yatay} \ [t/saat] \tag{3.14}$$

denklemi kullanılarak hesaplanır. Belirttiğimiz k indirgeme faktörü katsayısının eğime bağlı değişimi Tablo 3.8'de gösterilmiştir.

Tablo 3.8 Eğime bağlı değişen k indirgeme faktörü [13]

Konveyör eğim açısı φ	k
6°	0,98
8°	0,97
10°	0,95
12°	0,93
14°	0,91
21°	0,78
25°	0,68
28°	0,61
30°	0,56

3.3 Gerekli Tahrik Gücü Hesabı

Sistemi tahrik etmek için gerekli güç hesabı yapabilmemiz için aşağıdaki önemli bileşenleri dikkate almalıyız.

- Sistemi boşta çalıştığı zaman ihtiyaç duyulan güç
- Malzemenin yatay bir şekilde iletilmesi için ihtiyaç duyulan güç
- Malzemenin düşey bir şekilde iletilmesi için ihtiyaç duyulan güç.

Konveyör tesisatındaki sürtünme kaybını hesaplayabilmek için hem iletilen malzemenin hem de konveyörün hareketli parçalarının toplam ağırlığı, sisteme ait ortalama bir sürtünme katsayısı ile çarpılır. Tecrübeler dikkate alındığında ortalama çalışan bir konveyör tesisatında sürtünme katsayısı 0,03 olarak alınabilir [30].

Gerekli gücün bulunabilmesi için önce bant ağırlığı bulunmalıdır. Taşıyıcı ve dönüş makaraları temel büyüklükleri tayin edilmeli ve bu makara grupları arasında öngörülen aralıklar belirlenmelidir.

Bant ağırlığı tayini: Tablo 3.9'da yaklaşık bant ağırlıkları gösterilmiştir.

Tablo 3.9 Yaklaşık bant ağırlığı [daN/m] [14]

Bant genişliği (mm)	Malzemenin Yığma Özgül Ağırlığı (t/m^3)		
	0,45-1,20	1,2-2,00	2,00-3,00
300	3,10	3,80	3,90
400	4,20	5,20	5,30
500	5,20	6,70	6,80
600	6,20	8,50	9,20
650	6,60	9,00	9,80
700	7,30	9,50	10,60
800	12,00	12,50	15,00

Tablo 3.9 Yaklaşık bant ağırlığı [daN/m] (devamı)

1000	15,00	16,00	19,20
1400	22,50	25,50	29,20
1600	27,60	30,30	33,50
1800	30,00	36,00	38,00
2000	33,00	40,00	42,00

Yukarıda gösterilen Tablo 3.9'da bant genişliği ve malzemenin yığma özgül ağırlığı dikkate alınarak ortalama bant ağırlığı tayin edilir.

Makara çaplarının tayini:

Çalışma şartları ve bant genişliği makara çapının belirlenmesinde önemlidir. Makara çapı imal edilen borunun çapına bağlı olarak değişir. Makara çapı büyük seçildiğinde eğrilik yarıçapı artacağından bant ömrü bakımından yararlıdır. Ancak çap büyüdüğünde maliyetlerde artacaktır. Makara çapının ve ağırlıklarının belirlenmesinde Tablo 3.10 kullanılır. Tablo 3.10'da belirtilen makara ağırlıkları N cinsinden verilmiştir [31].

Tablo 3.10 Makara çapları ve ağırlıkları ile ilgili kabuller [31]

Makara Çapları (mm)	Makara Tipi	Bant Genişlikleri (mm)				
		300	400	500	650	800
38	Düz	12	14	16	19	23
	2 parçalı	15	17	19	23	27
	3 parçalı	18	20	22	26	31
51	Düz	17	19	21	27	33
	2 parçalı	20	23	26	31	37
	3 parçalı	25	27	31	35	41

Tablo 3.10 Makara çapları ve ağırlıkları ile ilgili kabuller (devamı)

63	Düz	22	26	30	37	44
	2 parçalı	30	34	38	45	52
	3 parçalı	38	42	46	59	60
89	Düz		41	50	64	78
	2 parçalı		55	65	78	93
	3 parçalı		70	79	93	107

Hareketli elemanların birim ağırlığı:

Sistemde hareketli elemanlar olarak bant, taşıyıcı makaralar ve dönüş makaralarını dikkate alabiliriz. Bu durumunda hareketli elemanların birim ağırlığı;

$$G_1 = 2G_B + \frac{G_T}{L_T} + \frac{G_D}{L_D} \ [daN] \tag{3.15}$$

formulü kullanılarak hesap yapılabilir. Belirtilen L_T ve L_D tablodan bulunur. Tablo 3.11'de makaralar arası öngörülen aralıklar gösterilmiştir.

Tablo 3.11 Makaralar arasında öngörülen aralıklar [2]

Bant Genişliği (mm)	Taşıyıcı Makara L_T (mm)						Dönüş Makarası L_D (mm)
	Malzemenin Özgül Ağırlığı t/m³						
	0,50	0,80	1,20	1,60	2,00	2,40	
300-400	1600	1500	1500	1500	1400	1400	3000
450-550	1600	1500	1400	1400	1400	1400	3000
600-700	1500	1500	1400	1400	1200	1200	3000
750-850	1500	1400	1200	1200	1000	1000	3000

Tablo 3.11 Makaralar arasında öngörülen aralıklar (devamı)

900	1400	1400	1200	1200	1000	1000	3000
1000	1400	1400	1200	1000	1000	900	2700

Her iki kasnakta meydana gelen sürtünmeyi karşılamak için konveyör uzunluğu mesafesine sabit bir uzunluk eklenerek eşdeğer konveyör uzunluğu tayin edilir. Konveyör sistemlerinde yapılan tecrübeler sonusunda bu uzunluğun 15 ile 45 m arasında seçilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır [30].

3.3.1 Boşta Çalıştırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_1)

Konveyörler boşta çalıştıklarında yani herhangi bir malzeme iletimi olmadığında aşağıdaki kayıpları karşılayacak kadar güc harcayacaktır. Bu kayıpları tambur ve makaralarda meydana gelen sürtünme kayıpları; bandın tambur ve makaralara sarılması esnasında meydana gelen şekil değiştirme sonucu oluşan kayıplar; tambur ve makaralarda imalat, montaj, işletme ve bakım hataları sonucunda yükselen sürtünme kayıpları olarak sıralayabiliriz. Boşta çalıştırıldığında ihtiyaç duyulan gücü hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$P_1 = \frac{f_1 G_1 L_{eş} v}{75} \; [BG] \tag{3.16}$$

f_1 sürtünme katsayısı ile ilgili bir değerdir. Bu değer 0,015-0,04 arasında seçilebilir [13].

3.3.2 Yatay Malzeme İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_2)

$$P_2 = \frac{f_2 Q L_{eş}}{270} \; [BG] \tag{3.17}$$

Yukarıdaki eşitlikte kullanılan f_2 değeri ise 0,02-0,04 arasında seçilebilir [13].

$$\mathrm{Q}_{hesap} = \frac{Q}{k} \tag{3.18}$$

k tablo 3.8'den seçilir.

3.3.3 Malzemenin Düşey İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_3)

Malzemeyi yukarı veya aşağı yönde H metre kadar taşımak için gerekli güç hesabı;

$$P_3 = \pm\frac{QH}{270}\ [BG] \tag{3.19}$$

formulü kullanılarak hesaplanır. Malzemenin iletimi yukarı yönde ise (+) eğer aşağıda yönde ise (-) işareti dikkate alınarak formülü kullanılır [13].

3.3.4 Malzemeyi Hızlandırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_4)

Oluk ve besleyicilerden banta yüklenen malzemenin hızı genellikle bant hızından düşüktür ve bu düşük hızdaki malzemeyi bant hızına yükseltmek için ek bir güç gereklidir. Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç;

$$P_4 = \frac{Q(v^2 - {v_m}^2)}{2650}\ [BG] \tag{3.20}$$

formülü kullanılarak hesaplanır. Ancak bu P_4 güç değeri ihmal edilir [13].

3.3.5 Diğer Güç Kayıpları (P_5)

Bant için gerekli tahrik gücü hesabı için en son olarak diğer güç kayıpları hesaplanır. Boşatma arabaları, yükleme tekneleri, sıyırıcılar, temizleme tertibatlarının sebep olduğu kayıplardır. Ancak burada en önemli kayıp bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabaları için harcanan kayıptır. Bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabaları için ihtiyaç duyulan güç değeri aşağıdaki çizelgede verilmiştir [3]. Tablo 3.12'de boşaltma arabaları için ihtiyaç duyulan güçler belirtilmiştir.

Tablo 3.12 Boşaltma arabaları için ihtiyaç duyulan güç [13]

Bant Genişliği (mm)	400	500	650	800	1000
Gerekli Güç (BG)	1,00	1,50	1,90	2,50	3,50

3.3.6 Toplam Güç (P)

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 \; [BG] \tag{3.21}$$

Kirlilik ve çalışma şartlarından kaynaklanan olumsuzluklar dikkate alındığında P_1 ve P_2 güçleri yaklaşık %60-%80 arasında arttırılarak toplam güç değeri hesaplanır [13].

3.3.7 İhtiyaç Duyulan Motor Gücü

Motorun gücünün hareket tamburundaki mile iletilmesinde meydana gelen kayıplar dikkate alınarak motor gücü hesaplanmalıdır. Elektrik motoru kullanıldığında ilk hareket kolaylığı olması için bu gücün %10-%40 oranında arttırılması önemlidir. Verim (η), 0,8-0,96 olmak üzere gerekli motor gücü;

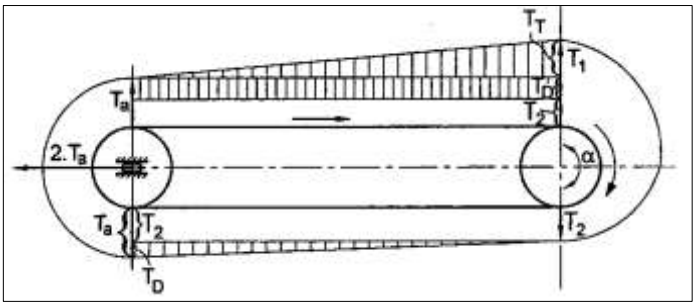
$$P_m = (1{,}1 \div 1{,}4)\frac{P}{\eta} \; [BG] \tag{3.22}$$

ile bulunur [13].

3.4 Tahrik Düzeni ve Sistemde Oluşan Sürtünme Kuvvetleri

3.4.1 Düz Çalıştırma Sistemi

Genellikle küçük konveyörlerde bu sistem uygulanır. Hareket bazen ön taraftan bazen de arkadan verilir. Bu tip sistem uygulanan yatay konveyörlerde T_1 ve T_2 gergi kuvvetlerini elde etmek için banda bir öngerilme sağlanmalıdır [3]. Şekil 3.4'te bant çevresindeki gergi kuvvetleri değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Yatay konveyörde bant çevresindeki gergi kuvvetleri değişimi [3]

Dönüş makalaralarında oluşan sürtünme kuvveti;

$$T_D = \mu_1 \left(G_B + \frac{G_D}{L_D} \right) L_{eş} \ [N] \tag{3.23}$$

ile bulunur ve μ_1 =0,02 ile 0,025 arasında seçilebilir.

Taşıyıcı makaralarında oluşan sürtünme kuvveti;

$$T_T = \mu_2 \left(G_B + \frac{G_T}{L_T} + \frac{\mathrm{Q}}{3{,}6v} \right) L_{eş} \ [N] \tag{3.24}$$

ile hesaplanır ve μ_2 =0,025 ile 0,03 arasında seçilebilir [13].

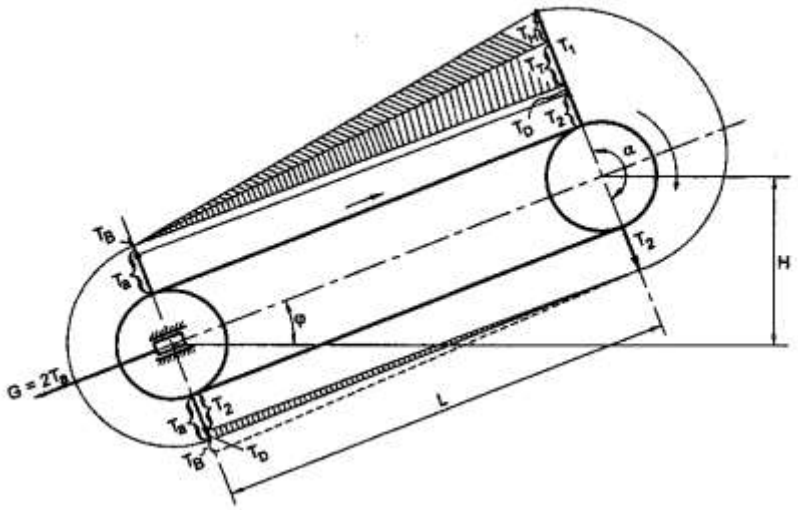
Bantta bir öngerilme oluşması gerektiğini anlatmıştık. Bu öngerilmeyi sağlamak için kuyruk tamburu kızak üzerine oturtturulur. Bu gergi tertibatı vidalı veya ağırlıklı ise bu durumda gereken ağırlık;

$$G_G = 2(T_2 + T_D) = 2T_a \ [N] \tag{3.25}$$

olarak hesaplanır. Ancak bu gergi tertibatı hareket tamburuna yakın bir bir noktada ise bu durumda gereken ağırlık;

$$G_G = 2T_2 \ [N] \tag{3.26}$$

formülü kullanılarak hesaplanacaktır [13]. Malzeme eğimli iletiliyorsa bu konveyördeki bant gergi kuvvetleri değişimi Şekil 3.5'teki gibi olacaktır.



Şekil 3.5 Eğimli konveyörlerde bant gergi kuvvetleri değişimi [13]

Malzemenin düşey hareketini sağlamak için banttaki ek germe kuvveti ve eğim nedeniyle bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni de göz önünde bulundurulmalıdır [3]. Kuyruk tamburundaki gergi kuvveti;

$$T_a = T_2 + T_D - T_B \ [N] \tag{3.27}$$

ile hesaplanır. Buradaki T_D ise**;**

$$T_D = \mu_1 \left(G_B cos\varphi + \frac{G_D}{L_D} \right) L_{eş} \ [N] \tag{3.28}$$

formulü kullanılarak bulunur. Bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni olan T_B ise;

$$T_B = G_B sin\varphi L_{eş} \ [N] \tag{3.29}$$

olarak hesaplanır. Kuyruk tamburundaki germe kuvveti sarılma açısı boyunca sabittir. Ön tamburdaki germe kuvveti, taşıyıcı makaralar nedeniyle T_a değerinden T_1 değerine doğru artar. T_1 germe kuvveti, T_a germe kuvvetine ek olarak bant bileşeni boyunca oluşan T_B, taşıyıcı makaralarda oluşan T_T sürtünme kuvveti ve malzemenin dikey yönde iletimininde olaşan T_H gergi kuvvetlerinin toplamıyla elde edilir [3]. T_1 gergi kuvveti formülü aşağıdaki gibi gösterilir;

$$T_1 = (T_2 + T_D - T_B) + T_T + T_H + T_B \tag{3.30}$$

Daha sonra bu formül sadeleştirilirse;

$$T_1 = T_2 + T_D + T_T + T_H \tag{3.31}$$

olarak elde edilir. Taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti ve düşey iletmek için gerekli gergi kuvvetleri ise aşağıdaki gibi formülüze edilir;

$$T_T = \mu_2 \left(\left(G_B + \frac{\mathrm{Q}}{3{,}6v} \right) cos\varphi + \frac{G_T}{L_T} \right) L_{eş} \tag{3.32}$$

$$T_H = \frac{\mathrm{Q}}{3{,}6v} Lsin\varphi = \frac{\mathrm{Q}}{3{,}6v} H \tag{3.33}$$

Gergi tamburu, kuyruk tamburuna yakın olduğu taktirde ihtiyaç ihtiyaç duyulan ağırlık;

$$G_G = 2T_a = 2(T_2 + T_D - T_B) \tag{3.34}$$

formülü ile bulunur. Gergi tamburu ön ve arka tamburlar arasında ise hareket tamburunda germe tertibatına kadar olan sürtünme kuvvetleri ve bant ağırlığı bileşenleri göz önünde bulundurulmalıdır [3].

3.4.2 Saptırma Tamburlu Sistem

Tamburda meydana gelen moment;

$$M = (T_1 - T_2) \frac{D}{2} \tag{3.35}$$

ve diğer taraftan çevresel kuvvet veya faydalı kuvet;

$$T_E = T_1 - T_2 \tag{3.36}$$

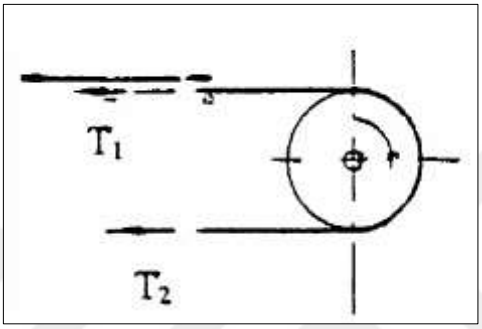
olarak yazıldığında moment;

$$M = T_E \frac{D}{2} \tag{3.37}$$

ve kasnağın çekme gücü;

$$P = \frac{T_E v}{75.\eta} \ [BG] \tag{3.38}$$

olarak hesaplanır. Burada T_E [daN] ve bant hızı v [m/s] olmalıdır [30]. Şekil 3.6'da bantta oluşan kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Gergin ve gevşek koldaki kuvvetler [30]

Gergin ve gevşek kollardaki çekme kuvvetlerinin dışında satrifüj kuvvet ve bandın kasnağa sarılmasından dolayı oluşan moment banda tesir etmektedir. Ancak bantlı konveyörlerde v hızı düşük olduğu için santrifüj kuvvetler ihmal edilebilir [30].

$$T_E = T_1 - T_2 \tag{3.39}$$

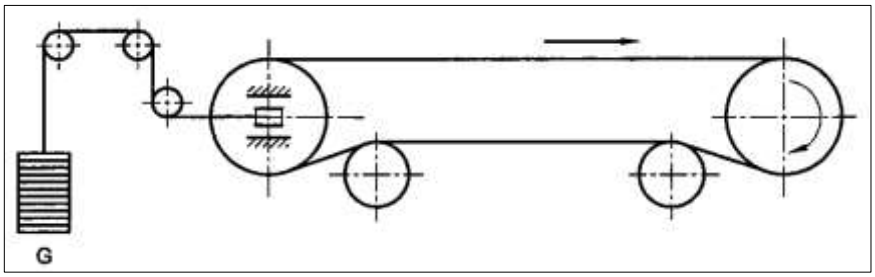
$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \tag{3.40}$$

Bağlantıları yerine yazılarak T_1 gergi kuvveti;

$$T_1 = \frac{75P}{v} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \tag{3.41}$$

olarak elde edilir. Küçük konveyörlerde tek saptırma tamburu kullanılırsa α, 210-220°' ye kadar ulaşabilir. Konveyörde çift saptırma kaynağı kullanılırsa sarım açıları bir miktar daha artacaktır. Baş ve kuyruk tamburları daha büyük ve saptırma

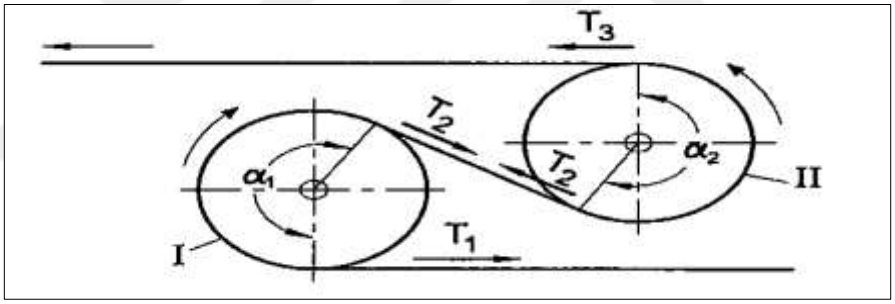
tamburları daha küçük seçilirse sarım açısı α, 260-270°'ye kadar çıkabilir [3]. Şekil 3.7'de çift saptırma kasnaklı çalışma düzeni gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Çift saptırma kasnaklı çalışma düzeni [3]

3.4.3 Çift Tamburlu Sistem

Yüksek kapasiteli geniş konveyörlerde tek motor ve çift dişli mekanizmazı ile hareket ettirilen çift hareket tamburu bulunur. Bu iki tambur da bağımsız iki elektrik motoru kullanılarak hareket ettirilir. Bu şekilde 420-500°'lere varan sarım açıları elde edilir [3]. Şekil 3.8'de çift tamburlu çalışmada gergi kuvvetleri gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Çift tamburlu çalışma düzeninde oluşan gergi kuvvetleri [3]

Şekil 3.8' e bakıldığında,

$$T_1 = e^{\mu\alpha} T_2 \tag{3.42}$$

ve faydalı kuvvet;

$$T_{E1} = T_1 - T_2 = T_1 \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}} \tag{3.43}$$

olarak hesaplanır. 2. hareket tamburunda;

$$T_2 = e^{\mu\alpha_2} T_3 \tag{3.44}$$

ise bu durumda 2. hareket tamburundaki faydalı kuvvet;

$$T_{E2} = T_2 - T_3 = T_2 \frac{e^{\mu\alpha_2} - 1}{e^{\mu\alpha_2}} \tag{3.45}$$

olarak yazılır. Etken çekme kuvvetleri tamburların güçleri ile orantılı olacaktır. Yani,

$$\frac{T_{E1}}{T_{E2}} = \frac{P_1}{P_2} \tag{3.46}$$

yazılması durumunda;

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\alpha_2} \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_2}} \tag{3.47}$$

olur. Hareket tamburlarındaki sarım açıları eşit ise formül aşağıdaki gibi sadeleştirilecektir.

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\alpha} \tag{3.48}$$

Çift tamburlu sistemlerde tamburla bant arasındaki kaymayı önlemek için ikinci tambur daha küçük çaplı seçilmelidir [13].

3.5 Bant Karkası Tayini

Banttaki çekme kuvveti bandın hareket tamburuna sarıldığı uçta en büyük değere ulaşmaktadır. Tamburu için gerekli tahrik gücü biliniyorsa bant kuvveti;

$$T_E = \frac{75P}{v} \tag{3.49}$$

$$T_1 = T_E \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \tag{3.50}$$

formülleri kullanılarak hesaplanır. Bandın santrifüj etkisiyle makaralar ve tambur üzerindeki eğilmesi ihmal edilebilir. Bant hesabı yapılırken yükün sadece karkas tarafından taşındığı kabul edilir. Elastik modülü düşük olan lastik ise yük taşımıyor şekilde kabul edilir. Burada lastiğin sadece karkası dış etkilere karşı koruduğu kabul edilir. Banttaki eğilme zorlanmaları, çekme zorlanmalarının yanında ihmal edilebilecek büyüklüktedir. Bu nedenle bant hesabı yapılırken sadece çekme kuvvetine göre hesap yapılır. Diğer zorlanmalar emniyet katsayısı olarak hesaba katılır. Bantlarda emniyet katsayısı tabaka sayısına göre belirlenir [3]. Tablo 3.13'te bantlarda alınması gereken emniyet katsayıları gösterilmiştir.

Tablo 3.13 Bant emniyet katsayısı [13]

Tabaka (kat) Sayısı (z)	3-5	6-9	10-14
Emniyet Katsayısı (S)	11	12	13

Bandın enine ve boyuna doğrultuda eğilme rijitliği vardır. Bu sebeble 6 katttan fazla bant seçilmemesi uygun görülür. Emniyet katsayısı seçilirken konveyör uzunluğu dikkate alınmalıdır. 100 m aks mesafeli bir bant kullanılıyorsa emniyet katsayısı en az 10 seçilmelidir. Eğer 500 metrenin üstünde bir aks mesafesi varsa daha büyük emniyet katsayı değerleri seçilmelidir [13].

Banttaki en büyük çekme kuvveti T_1 için çekme zorlanması;

$$K = \frac{T_1}{B} \tag{3.51}$$

olarak hesaplanır. Bu nedenle emniyetli bant gerilmesi;

$$K_{em} = SK \tag{3.52}$$

olur. Emniyetli bant gerilme değerlerinin bant türüne göre değişimi Tablo 3.14'te belirtilmiştir.

Tablo 3.14 Bandın emniyetli kopma dayanımına göre karkas malzemesi seçimi [13]

Bandın Emniyetli Kopma Dayanımı Kem (daN/cm)	Doku/Karkas Malzemesi				
	B	Z	R/RP	E/EP/EZ	Fe
40	X				
50	X				
80	X				
100	X	X			
160	X	X			
200	X	X			
400	X	X			
630	X	X			
1250			X	X	X
1600			X	X	X
2000			X	X	X

Bandın kat sayısı bulmak için bandın kopma dayanımı K_1 esas alınır. Banttaki gerilme;

$$SK = zK_1 = K_{em} \tag{3.53}$$

eşitliğini sağlamalıdır. Bandın karkas katını bulmak için ise;

$$z = \frac{SK}{K_1} = \frac{K_{em}}{K_1} \tag{3.54}$$

eşitliği kullanılarak bulunmalıdır. Bazı bantların karkas malzemesine göre kopma dayanımı Tablo 3.15'te gösterilmiştir.

Tablo 3.15 Bant karkas malzemesi kopma dayanımları K_1 (daN/cm) [13]

Malzemesi	Boyuna (çözgü)	Enine (atkı)
Pamuklu		
B25	25	10
B50	50	20
B80	80	32
Viskonlu		
Z60	60	32
Z80	80	35
Z100	100	40
Rayon		
R80	80	48
R120	120	60
R160	160	80
Polyamid		
EP100	100	40
EP125	125	50
EP200	200	80
EP250	250	80
EP500	500	100

Karkas malzemesini koruyucu görevi gören kaplamaların önerilen kalınlıkları ise Tablo 3.16'da gösterilmiştir [13].

Tablo 3.16 Önerilen kaplama kalınlıkları [13]

Yığma Malzeme	Açıklama	Üst Kaplama Kalınlığı (mm)	Alt kaplama kalınlığı (mm)
Hafif yığma malzeme	Ağaç talaşı, ince kömür	2,00	0,80-1,00
Az aşındırıcı	Kum, bitümlü kömür	2,00-3,00	0,80-1,00
Aşındırıcı	Antrasit kömür, kök	2,50-6,00	1,60-2,00
Ağır ve aşındırıcı	Ağır ve keskin kenarlı cevherler, kuvartz	6,00-12,00	2,00

3.6 Makara Aks Çapı ve Tambur Çapı

Tablo 3.17 kullanılarak seçilen rulo çapına göre aks çapı bulunur.

Tablo 3.17 Makara aks çapları [3]

Makara çapı (mm)	Aks çapı (mm)
100	15
125	20
150	25
175	30

Bant malzemesinde kullanılacak karkas tipine göre tambur çapları Tablo 3.18 kullanılarak belirlenebilir.

Tablo 3.18 Karkas malzemesine göre tambur çapları (mm) [3]

Kat sayısı (z)	B50-Z100-R70-EP100			RP160-B80-P200			RP200-EP250			RP200-EP300		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
2	200	150	150	300	250	200	300	250	200	550	400	350
3	300	250	200	450	250	300	600	500	400	600	500	400
4	400	300	250	600	450	350	600	500	400	700	600	500
5	500	400	350	675	600	450	750	600	500	900	700	600

3.7 Tahrik Tambur Genişliği ve Devir Sayısı

1000 mm'den daha az bant genişliği olan sistemlerde tamburun genişliği bant genişliğinden 50 mm daha fazla seçilir. Ancak bant 1000 mm'den daha geniş ise tambur genişliği bant genişliğinden 75-100 mm daha fazla seçilir.

Tamburdaki devir sayısı;

$$n_T = \frac{60v}{\pi D} \tag{3.55}$$

formulü kullanılarak hesaplanır. Redüktör seçimi yapılırken güç, devir sayısı ve mil çapı dikkate alınır [3].

4
BANTLI KONVEYÖRÜN TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

4.1 Kullanılacak Konveyörün Özellikleri

408 mm bant genişliği olan bantlı konveyörün uzunluğu 1500 mm olacaktır. Bu eğimsiz konveyörde kullanılacak motor gücü 0,37 kW seçilmiştir. İçi, yani karkas malzemesi polyester olan bant üzerinde malzeme taşınacaktır. Bu konveyörde kullanılacak tamburlar Ø114 mm çapta olacaktır. Konveyör üzerinde kum taşınacaktır. Bilinen bilgiler kullanılarak ilk olarak bu konveyörün taşıma kapasitesi hesaplanacaktır. Sonra maksimum debi/kapasite bulunarak hesaplanan taşıma kapasitesinin uygunluğu kontrol edilecektir. Bant ağırlığı, makaraların ağırlıkları ve boyutları, seçilen motor gücünün doğruluğunun teyidi, makaralardaki sürtünme kuvvetleri, sehim miktarı, bant kuvvetleri hesaplanacaktır. Seçilen bandın uygunluğu kontrol edilecektir. Hesaplamalar DIN standardına göre yapılmıştır.

L= 1500 mm – Konveyör Yatay Uzunluğu

B_d= 408 mm – Bant Genişliği

Taşınacak malzeme kumun özellikleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir. Tablo 4.1 oluşturulurken Tablo 3.2 ve 3.3'ten yararlanılmıştır.

Tablo 4.1 Kum özellikleri

	Yoğunluk (t/m^3)	Max Eğim Açısı (°)	Yığın Açısı (°)
Kum	1,4	20-30	34

4.2 Düz Ruloların Desteklediği Bant

4.2.1 Taşınacak Malzeme Debisi

Konveyör bant uzunluğu B_d= 408 [mm],

Yükün yığın açısı $\varphi = 34°$,

C_1, eğime bağlı bir katsayı olup Tablo 3.1 kullanılarak 0° eğim için 1 olarak alınır.

v, konveyörün hızı olup, Tablo 3.4 kullanılarak 1 m/s olarak seçilir. Elde edilen bu bilgiler ve (3.4) eşitliği kullanılarak,

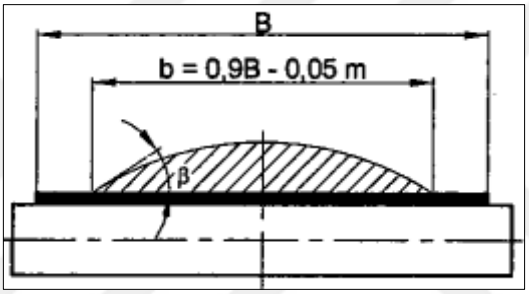
$$Q_d = 0{,}408^2 . 576.1.1{,}4.1. tan(0{,}35 \times 34) \quad (4.1)$$

$$Q_d = 28{,}29\ [t/h] = 77{,}1\ [N/s] \quad (4.2)$$

olarak hesaplanır.

4.2.2 Malzeme Debisi Kontrolü

Malzemenin düz makaralı bant üzerindeki yayınımı Şekil 4.1'deki gibidir.



Şekil 4.1 Düz makaralı bantta malzeme yayınımı [2]

$A \cong Kb^2$ eşitliği kullanılarak;

K= Düz bantlarda 0,067 alınacaktır. B=408 mm olduğu bilindiğine göre $A \cong Kb^2$ eşitliği kullanılarak ve (3.7)'den yararlanarak;

$$b = (0{,}9.0{,}408) - 0{,}05 = 0{,}317\ [m] \quad (4.3)$$

$$A = 0{,}067. 0{,}317^2 = 6{,}73 \times 10^{-3}\ [m^2] \quad (4.4)$$

hesaplanır. Debi kontrolü yapabilmemiz için yatayda taşınabilecek maksimum debi (3.11) eşitliği kullanılarak;

$$Q_{yatay} = 3600.6{,}73. 10^{-3}. 1.1{,}4 = 33{,}92\ [t/h] \quad (4.5)$$

olarak bulunur. Q_{yatay} değeri Q_d değerinden büyük olduğu için hesaplanan debi taşıma için uygundur.

4.2.3 Yaklaşık Bant Ağırlığı

$\gamma = 1{,}4\ t/m^3$ kum ve bant genişliği 0,4 m için Tablo 3.9 'dan yaklaşık bant ağırlığı hesaplanabilir. $G_B = 5{,}2\ daN/m$ seçilebilir.

4.2.4 Makaraların Temel Özelliklerinin Seçimi

Bant genişliği 400 mm için Tablo 3.10 kullanılarak makara çapı ve ağırlığı seçilir. Seçilen makara özellikleri Tablo 4.2'de gösterilmiştir.

Tablo 4.2 Makara temel büyüklükleri

	Taşıyıcı Makara	Dönüş Makara
D (mm)	63	63
G (daN)	2,6	2,6

4.2.5 Taşıyıcı ve Dönüş Makara Grupları Arasında Öngörülen Aralıklar

$\gamma = 1{,}4\ t/m^3$ kum ve bant genişliği 0,4 m için Tablo 3.11 kullanılarak, $L_T = 1500\ [mm]$ ve $L_D = 3000\ [mm]$ seçilmesi öngörülüyor. Ancak bizim konveyörün toplam uzunluğu 1,5 m'dir. Bu nedenle makara grupları arasındaki aralıklar, $L_T = 300\ [mm]$ ve $L_D = 600\ [mm]$ seçilecektir. Daha sonra sehim hesabı yapılacaktır. Bandın çökme miktarının uygunluğu kontrol edilecektir.

4.2.6 Hareketli Parçaların Birim Ağırlığı ve Eşdeğer Konveyör Uzunluğu

(3.15) eşitliği kullanılarak hareketli elemanların birim ağırlığı hesaplanır.

$$G_1 = 2.5{,}2 + \frac{2{,}6}{0{,}3} + \frac{2{,}6}{0{,}6} = 23{,}4\ \ [daN/m] = \ 23{,}85\ \ [kg/m] \qquad (4.6)$$

L=1,5 metre için eş değer konveyör uzunluğu;

$$L_{eş} = 1{,}5 + 15 = 16{,}5\ \ [m] \qquad (4.7)$$

olarak bulunur.

4.3 İhtiyaç Duyulan Güç Hesabı

4.3.1 Boşta Çalıştırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_1)

f_1 sürtünme katsayısı ile alakalı bir değerdir. 0,015-0,04 arasında bir değer alınabilir. Bu örnekte f_1 0,03 alınacaktır. P_1 gücünün bulunması için eşitlik (3.16) kullanılır.

$$P_1 = \frac{0{,}03.23{,}85.16{,}5.1}{75} = 0{,}157\ [BG] \tag{4.8}$$

4.3.2 Yatay Malzeme İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_2)

f_2 sürtünme katsayısı ile alakalı bir değerdir. 0,02-0,04 arasında bir değer alınabilir. Bu örnekte f_2 0,03 alınacaktır. P_2 gücünün bulunması için eşitlik (3.17) kullanılır. Eğim olmadığı için k, indirgeme faktörü 1 alınacaktır.

$$Q_{hesap} = \frac{28{,}29}{1} = 28{,}29\ [t/h] \tag{4.9}$$

$$P_2 = \frac{0{,}03.28{,}29.16{,}5}{270} = 0{,}052\ [BG] \tag{4.10}$$

4.3.3 Malzemenin Düşey İletiminde İhtiyaç Duyulan Güç (P_3)

Malzeme sadece yatay olarak iletileceği için ve bu nedenle düşeyde bir yol almayacağı için bu değer 0 alınabilir.

$$P_3 = 0\ [BG] \tag{4.11}$$

4.3.4 Malzemeyi Hızlandırmak İçin İhtiyaç Duyulan Güç (P_4)

Oluk ve besleyicilerden banta yüklenen malzemenin hızı genellikle bant hızından düşüktür ve bu düşük hızdaki malzemeyi bant hızına yükseltmek için ek bir güç gereklidir. Kapasitemiz yani debimiz düşük ve hızımız yüksek olmadığı için ihmal edilecektir.

$$P_4 = 0\ [BG] \tag{4.12}$$

4.3.5 Diğer Güç Kayıpları (P_5)

Bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabaları için harcanan güçtür. Bu problemde boşaltma arabaları bulunmadığı için bu güç 0 olarak dikkate alınacaktır.

P_5 değeri bu projede boşaltma arabaları bulunmadığı için sıfır kabul edilecektir.

$$P_5 = 0 \ [BG] \tag{4.13}$$

4.3.6 Hareket Tamburuna Gerekli Toplam Güç

Eşitlik (3.21) kullanılarak hesap yapılır.

$$P = (0{,}157 + 0{,}052) + 0 + 0 + 0 = 0{,}209 \ [BG] \tag{4.14}$$

Kirlilik ve çalışma şartlarından kaynaklanan olumsuzluklar dikkate alındığında P_1 ve P_2 güçleri yaklaşık %60-%80 arasında arttırılarak toplam güç değeri hesaplanır.

$$P = \ (0{,}157 + 0{,}052)1{,}7 + 0 + 0 + 0 = 0{,}36 \ [BG] \tag{4.15}$$

4.3.7 İhtiyaç Duyulan Motor Gücü

Motorun gücünün hareket tamburundaki mile iletilmesinde meydana gelen kayıplar dikkate alınarak motor gücü hesaplanmalıdır. Elektrik motoru kullanıldığında ilk hareket kolaylığı olması için bu gücün %10-%40 oranında arttırılması önemlidir. Verim (η), 0,8-0,96 arasında bir değer alınır. Hareket kolaylığı olması açısından bu uygulamada %20 artış seçilir. Verim (η) 0,9 alınır.

$$P_m = \frac{1{,}2.\ 0{,}36}{0{,}9} = 0{,}48 \ [BG] = \ 0{,}36 \ [kW] \tag{4.16}$$

Konveyörün projelendirilmesi yapılırken motor 0,37 kW gücünde seçilmişti. Yani yapılan motor seçiminin uygun olduğunu görebiliriz.

4.4 Tahrik ve Sürtünme Kuvvetleri

4.4.1 Bant Kuvvetlerinin Hesabı

Eşitlik (3.40), (3.41) ve (3.50) kullanılarak ve α = 180 °, μ = 0,3 için bant kuvvetleri hesaplanır.

$$T_E = \frac{75.0{,}48}{1} = 36 \ [daN] \tag{4.17}$$

$$36 = T_1 - T_2 \tag{4.18}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{0{,}3\left(\frac{180.\pi}{180}\right)} = 2{,}566 \tag{4.19}$$

$$T_1 = 2{,}566T_2 \tag{4.20}$$

$$T_2 = 22{,}99 \ [daN], T_1 = 58{,}99 \ [daN] \tag{4.21}$$

4.4.2 Taşıyıcı ve Dönüş Makaralarındaki Sürtünme Kuvvetleri

Dönüş Makaralarındaki Sürtünme Kuvveti:

μ_1 =0,02 ile 0,025 arasında seçilebilir. μ_1 0,025 mm alınırsa eşitlik (3.23) kullanılarak;

$$T_D = 0{,}025\left(5{,}2 + \frac{2{,}6}{0{,}6}\right)16{,}5 = 3{,}93 \ [N] \tag{4.22}$$

olarak bulunur.

Taşıyıcı Makaralarındaki Sürtünme Kuvveti:

μ_2 =0,02 ile 0,025 arasında seçilebilir. μ_2 0,03 mm alınırsa eşitlik (3.24) kullanılarak,

$$T_T = 0{,}03\left(5{,}2 + \frac{2{,}6}{0{,}3} + \frac{28{,}29}{3{,}6.1}\right)16{,}5 = 10{,}75 \ [N] \tag{4.23}$$

4.4.3 Gergi Ağırlığı

Gergi ağırlığı hareket tamburuna yakın bir yerde konumlandırılırsa eşitlik (3.26) kullanılarak,

$$G_G = 2(22{,}99) = 45{,}98 \ [daN] \tag{4.24}$$

4.4.4 Banttaki Çökme/Sehim Miktarı

$$f \leq \frac{{L_T}^2 (G_B + G)}{8T_1} \ [m] \tag{4.25}$$

G, birim bant boyu üzerine düşen malzeme ağırlığı şu şekilde hesaplanır;

$$G = \frac{\mathrm{Q}}{v} \ [daN/m] \tag{4.26}$$

$$G = \frac{28{,}29/3{,}6}{1} = 7{,}86 \ [kg/m] \ = \ [daN/m] \tag{4.27}$$

Sehim miktarı, G bulunduktan sonra hesaplanır.

$$f = \frac{0{,}3^2 (5{,}2 + 7{,}86)}{8.58{,}99} = 2{,}49 \ [mm] \tag{4.28}$$

$$f_{em} = 0{,}02 \times L_T \ [mm] \tag{4.29}$$

$$f_{em} = 0{,}02 \times 300 = 6 \ [mm] \tag{4.30}$$

$f_{em} \geq f$ olduğu için uygundur.

4.4.5 Makara Aks Çapı

Tablo 3.17' de 63 mm makara çapı için seçilmesi gereken aks çapı bulunmamaktadır. Daha emniyetli olması için 100 mm çaplı makara için belirlenen 15 mm aks çapı dikkate alınır.

4.4.6 Bant Karkası Tayini

Bant karkasının tayininde eşitlik (3.52) ve (3.55) kullanılır. Bunlarak ek olarak Tablo 3.13'ten yararlanılır ve emniyet katsayısı S=11 seçilir. Yongli Beltin firmasına ait seçilen P32-11 kodlu bant seçilir. (K_1=270 daN/cm). Tablo 4.3'te kullanılacak bant ile ilgili genel özellikler verilmiştir.

Tablo 4.3 Bant malzemesi genel özellikleri [32]

Karkas/Kumaş malzemesi	Monofilament Polyester, 3 kat
Üst tabaka	PVC-0,7 mm
Alt tabaka	PVC-0,8 mm
Toplam kalınlık	4,6 mm
Ağırlık	5,0 Kg/m2
Kopma dayanımı	270 N/mm
%1 uzama için germe kuvveti	18 N/mm
Minimum tambur çapı (normal bükülme)	100 mm
Çalışma sıcaklığı	-15°C / +80°C

$$K = \frac{T_1}{B} = \frac{58{,}99}{40} = 1{,}47 \ \ [daN/cm] \tag{4.31}$$

Tablo 2.13'ten emniyet katsayısı 11 alınır.

$$z = \frac{SK}{K_1} = \frac{K_{em}}{K_1} = \frac{11.1{,}47}{270} = 0{,}06 \tag{4.32}$$

Bant malzemesi ve bant karkası kat sayısı uygundur.

4.4.7 Tambur Çapları ve Genişliği

Tambur çapı ve uzunluğu projelendirilmesi yapılan firma tarafından belirlenmiştir. Bu nedenle tambur çapı ve uzunluğunda bir değişiklik yapılması planlanmamaktadır. Tambur uzunluğu, bant genişliğinde olacaktır. Tambur çapı ise

Ø114 mm seçilmiştir. Kullanılacak bantta minimum tambur çapı Ø100 mm olarak belirtildiği için Ø114 mm çaplı tamburun uygun olduğunu söyleyebiliriz.

4.4.8 Tahrik Tamburu Devir Sayısı

Eşitlik (3.56) kullanılarak;

$$n_T = \frac{60.1}{\pi.0{,}114} = 167{,}5\ \ [d/d] \tag{4.33}$$

olarak hesaplanır.

5
AYRIK ELEMANLAR METODU İLE ANALİZ

5.1 Ayrık Elemanlar Metoduna Giriş

Ayrık Elemanlar Metodu (AEM), hesaplama teknolojisinin gelişmesiyle çok parçacıklı sistemlerin süreksiz ortamlarda sayısal hesaplanması için kullanılan yöntemlerden biri olarak oldukça önem kazanmıştır. Binlerce parçacık içeren problemler AEM metodu ile birlikte günümüzde çözülebilir hale gelmiştir [33].

AEM'in teoriği Newton'un çalışmalarına dayanır. Granüler küresel şekilli parçacıkların dinamiği problemleri ilk olarak Cundall tarafından geliştirilmiştir. Daha sonra bu metot Mustoe tarafından esnek geometriye sahip parçacıklar için genelleştirilmiştir. Son çalışmalarda ise süreksiz deformasyon analizi için sonlu elemanlar ile birlikte bir metot geliştirilmektedir.

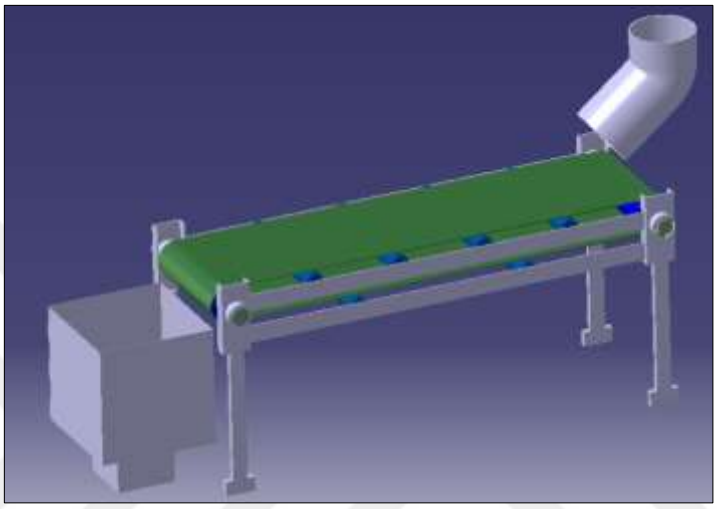
Ayrık elemanlar metodu, tanecikli parçacıkların yalnızca kütleye ve sabit bir geometriye sahip ayrık parçacıklar olarak en basit halde modellenmeyle oluşturulmuştur. Ancak zamanla parçacıkların bu modeli soyutlanmıştır ve ayrık nesneler olarak modellenen dinamik problemlerin hepsini kapsayacak bir şekil almıştır. Bu nedenle AEM soyut bir yaklaşım olarak ifade edilir.

Mühendislik problemleri çoğunlukla gerilme problemi, akış problemi, ısı problemi gibi sürekli ortam olarak modellenebilir sistemlerden oluşmaktadır. Ancak bazı problemlerde ortam süreksizliği sebebiyle sürekli ortam olarak modellenmesi mümkün değildir. Buna kum taneciklerinin hareketini örnek olarak verebiliriz. Kütleler birbirleri ile etkileşimde değillerdir ve bu nedenle tamamen ayrıktırlar. Süreksiz ortamın analitik modellenmesi mümkün olmadığı için nümerik yöntemler kullanılır. En genel yaklaşıma sahip yöntem ise AEM'dir [33].

5.2 Bantlı Konveyörün Ayrık Elemanlar Metodunun Oluşturulması

5.2.1 Geometrinin Oluşturulması

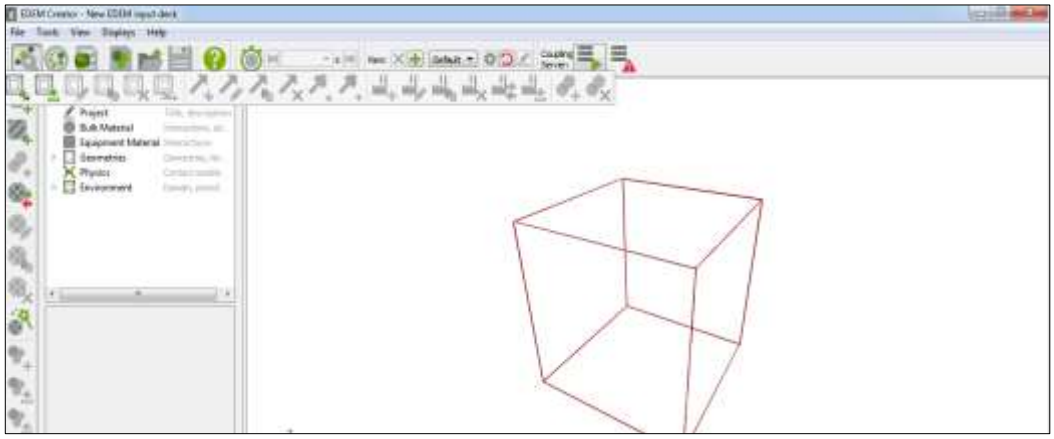
Ayrık elemanlar metodu ile analiz yapabilmek için ilk olarak geometrinin hazırlanması gerekmektedir. Catia V5R19 programı kullanılarak bantlı konveyör tasarımı yapılmıştır. Yapılan tasarım Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Bantlı konveyör tasarımı

5.2.2 Geometrinin Ayrık Eleman Paket Programına Aktarılması

Ayrık elemanlar yönteminin uygunlanacağı program EDEM olarak belirlenmiştir. Program çalıştırıldıktan sonra Şekil 5.2'deki gibi ekranla karşılaşılır.

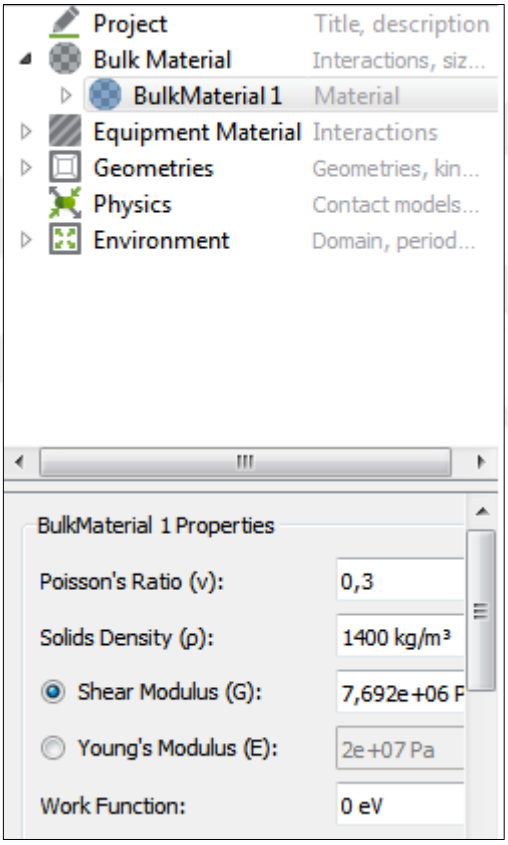


Şekil 5.2 EDEM programı karşılama ekranı

Karşılama ekranından da görüleceği üzere sırasıyla yığın malzemesi özellikleri, daha sonra kullanılan ekipmanın özellikleri girilir. Malzeme özellikleri girildikten sonra hazırlanan tasarım bu programa aktarılarak analiz yapılır. Konuyla ilgili detaylı aşamalar sırasıyla gösterilecektir.

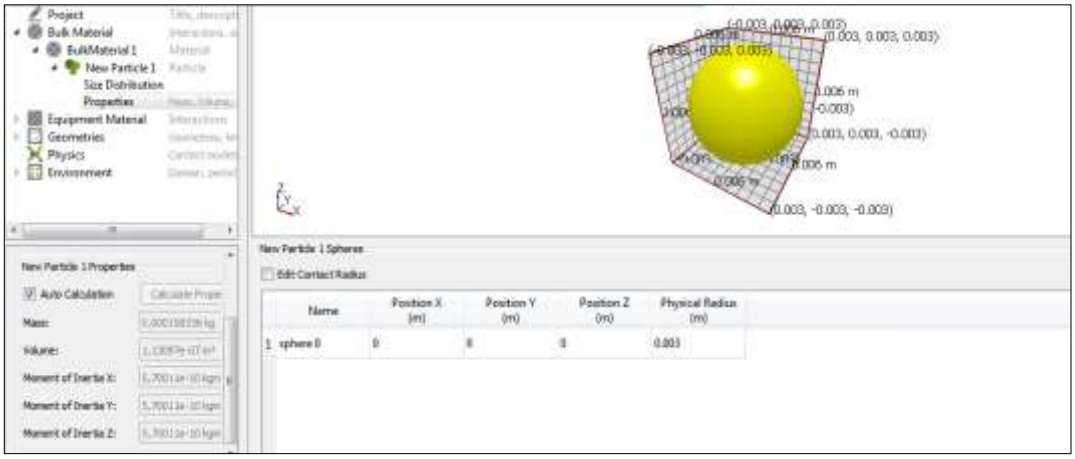
5.2.3 Yığın Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

Şekil 5.3'te belirtilen "Bulk material" adlı moda tıklanır. Bu sekmeden yığın malzememiz olan kumun özellikleri girilir. Kumun poisson oranı 0,3 olarak dikkate alınmıştır [34]. Tablo 4.1 kullanılarak kum yoğunluğu 1400 kg/m^3 girilir. Kum young modülü E, 20 MPa olarak seçilir [35].



Şekil 5.3 Yığma malzeme özellikleri girdisi ekranı

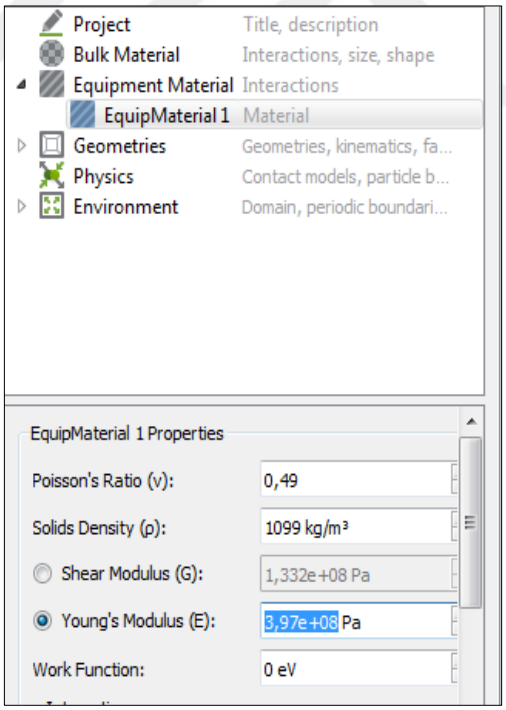
Kumun özellikleri girildikten sonra kum taneciklerinin her birinin kütlesi otomatik olarak hesaplatılır ve kumun bir tanesinin yarıçapı 0,003 m olacak şekilde Şekil 5.4'deki gibi programa girilir.



Şekil 5.4 Bir kum taneciğinin kordinat sisteminde görünümü

5.2.4 Bant Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

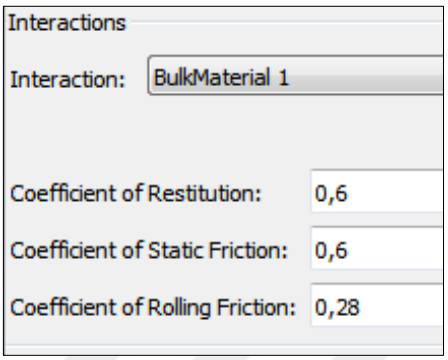
Kum malzeme özellikleri yanında bu programda malzemenin taşınacağı bandın özellikleri de önemlidir. Bez takviyeli lastik bantların yoğunluğu 1099 kg/m^3, poisson oranı 0,49 ve elastisite modülü ise 397 MPa alınacaktır [36]. Şekil 5.5'te bant malzeme özelliklerinin girildiği ekran gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Bant malzeme özellikleri girdisi ekranı.

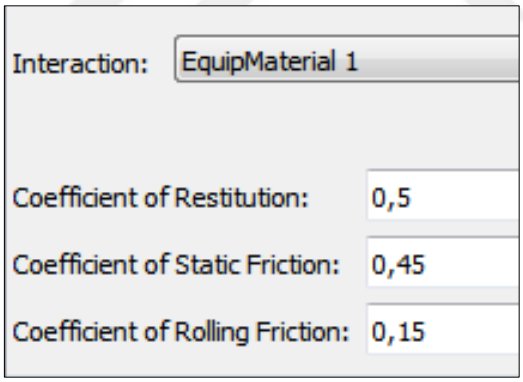
5.2.5 Etkileşimlerin Belirlenmesi

Kum ve bant arasında etkileşim eklenir. Buna ek olarak yığma malzemelerin kendi arasındaki etkileşiminin de girilmesi gerekir. Kum – Kum etkileşiminde geri getirme katsayısı 0,6, statik sürtünme katsayısı 0,6, yuvarlanma sürtünmesi katsayısı ise 0,28 olarak alınır [34]**.** Kum-Kum etkileşimi için katsayılar Şekil 5.6'daki gibi girilir.



Şekil 5.6 Kum-Kum etkileşimi için katsayılar

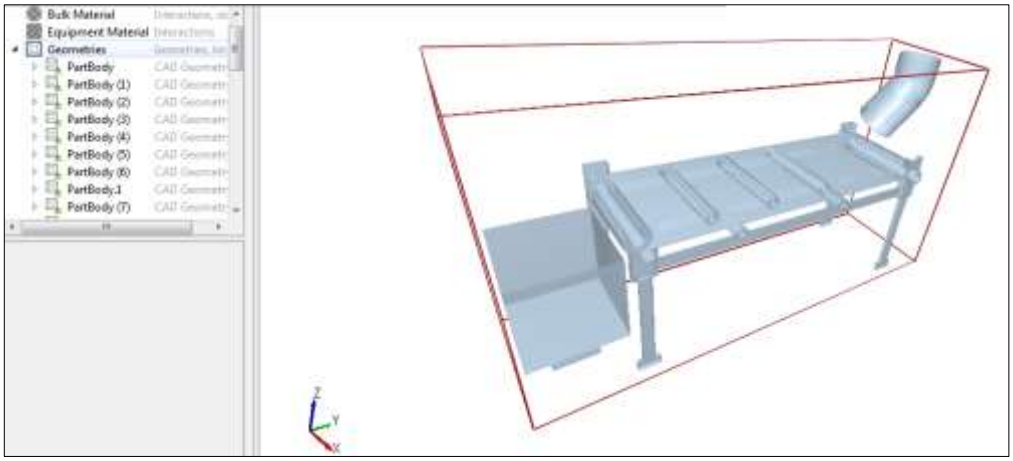
Kum-bant etkileşiminde geri getirme katsayısı 0,5, statik sürtünme katsayısı 0,45, yuvarlanma sürtünmesi katsayısı ise 0,15 olarak yaklaşık alınır. Kum ve bant arasındaki etkileşim için katsayılar Şekil 5.7'deki gibi girilir.



Şekil 5.7 Kum ve bant etkileşimi için katsayılar

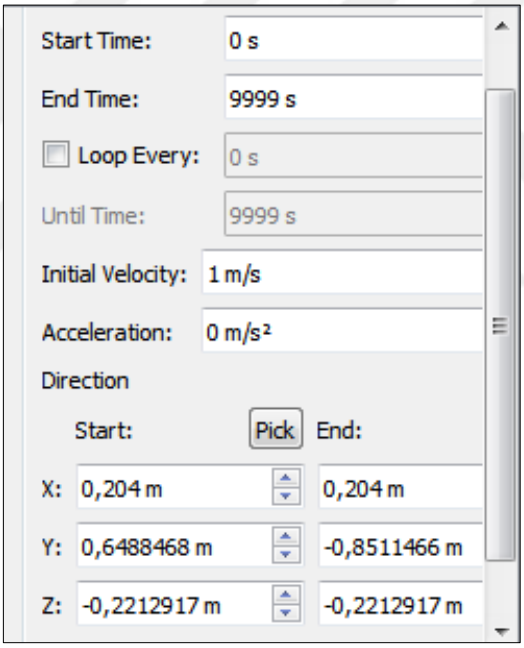
5.2.6 Geoemetrinin Programa Aktarılması

Şekilde 5.8'de gösterilen "Geometry" sekmesinden ürünün geometrisi programa aktarılır.



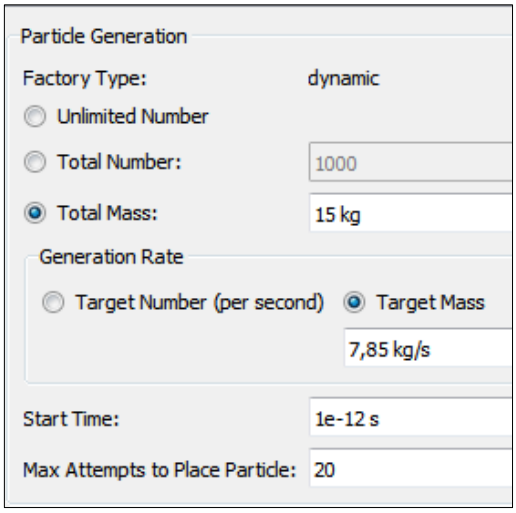
Şekil 5.8 Geoemetrinin programa aktarılması

Bantlı konveyör tasarımı programa aktarıldıktan sonra bant hızı ve bant hareketinin başlangıç ve bitiş noktaları girilir. Bu girdiler Şekil 5.9'da gösterilmiştir.



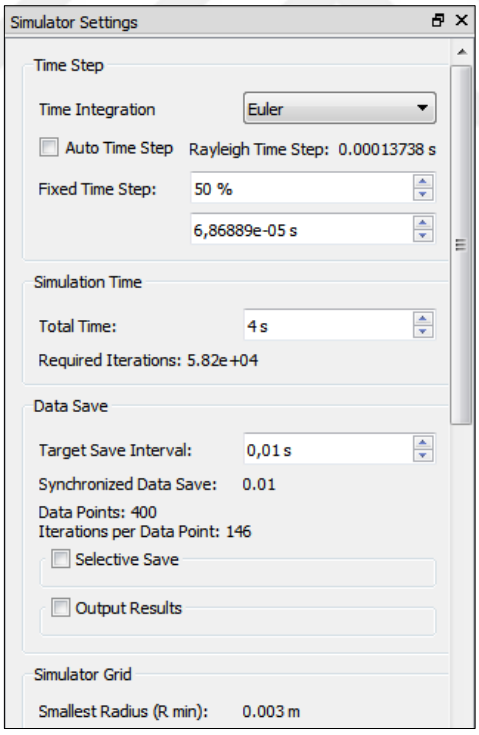
Şekil 5.9 Bant hızı ve bant hareketinin başlangıç ve bitiş noktasının bilgileri

Bant hareketi girildikten sonra saniyede taşınacak kum miktarı ve toplamdaki kum kütlesi girilir. Bu bilgiler Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Eşitlik (4.2)'de debi miktarı 28,29 t/h bulunmuştu. Bu miktarı kg/s cinsinden yazdığımızda 7,85 kg/s olmaktadır.



Şekil 5.10 Saniyede taşınacak kum miktarı ve taşınacak toplam kütle

Yukarıda anlatılan aşamalar tamamlandıktan sonra simülasyon aşamasına geçilir. Toplam simülasyon zamanı 4 saniye olarak girilir. Zaman entegrasyon metodu olarak Euler kulanılır. Sabit zaman adımı %50 olarak yazılır. Şekil 5.11'de simülasyon ayarları belirtilmiştir.



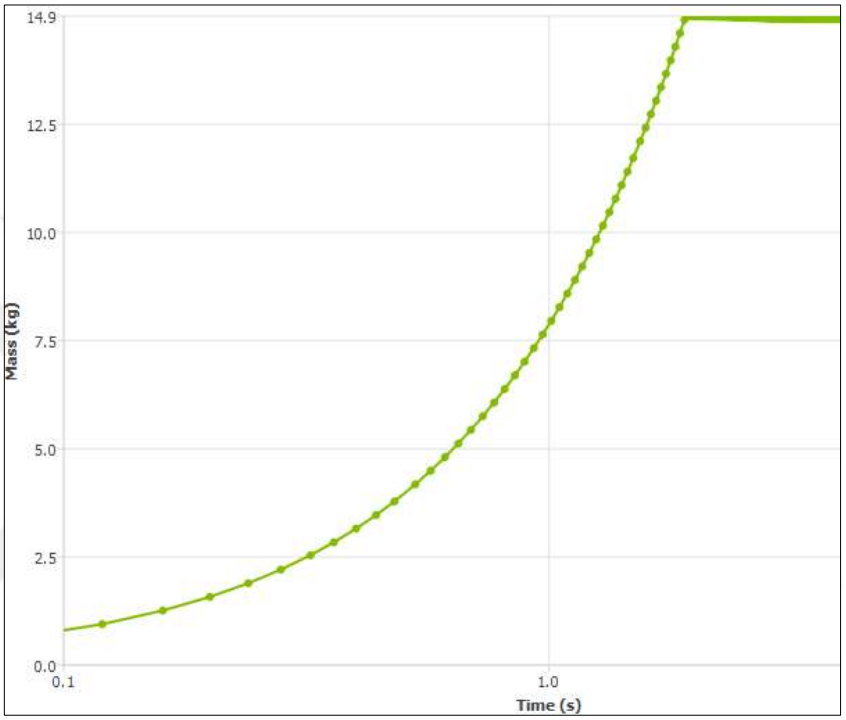
Şekil 5.11 Simülasyon ayarları

Simülasyon ayarları da girildikten sonra proje hazırdır. Analiz başlatılır ve sonuçlar beklenir.

5.3 Ayrık Elemanlar Metodu Analizi Sonuçları

5.3.1 Kum Analizi Sonuçları

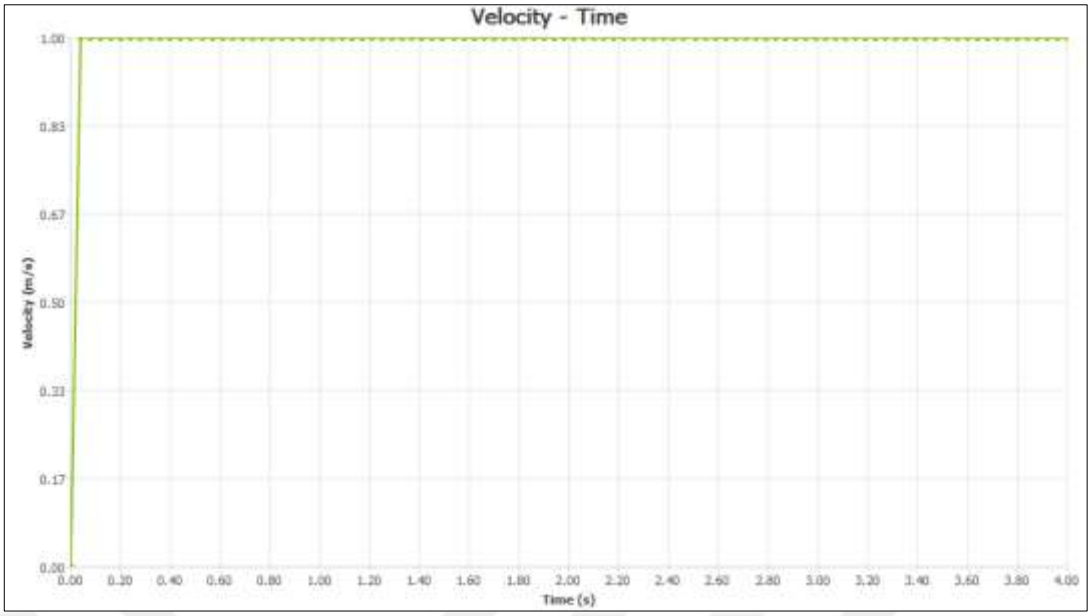
Sisteme toplam kütle olarak 15 kg girilmişti. Yani taşınması planlanan kum miktarı 15 kg olacaktı. Ancak dökülmeden kaynaklı olarak taşınan malzeme sayısı Şekil 5.12'de 14,90 kg olarak görülmektedir. Yani yaklaşık 100 gr kum malzemesi gerekli bölüme taşınamadan dökülmüştür.



Şekil 5.12 Taşınan toplam kum tanesi sayısı

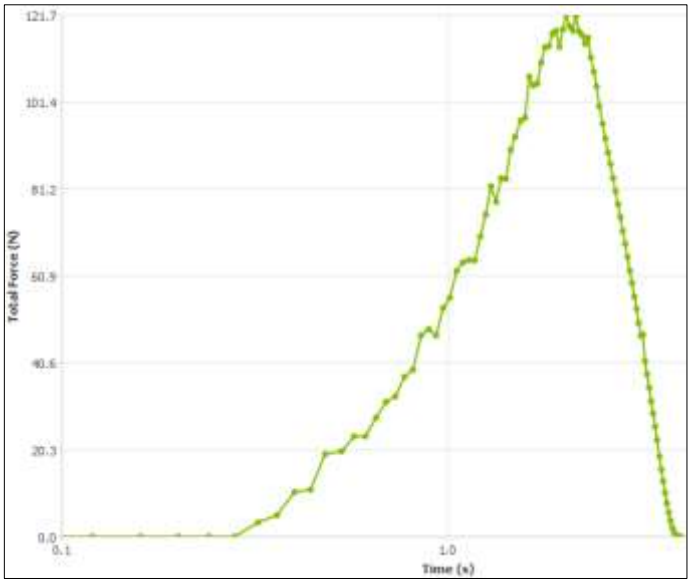
5.3.2 Bant Analizi Sonuçları

Bant hızı 1 m/s olarak sisteme girilmişti. Ve bu bant hızı sabit olacaktı, herhangi bir ivmelenme olmayacaktı. Şekil 5.13'e baktığımızda bant hızının yaklaşık 0,01. saniyede 1 m/s olduğunu görebiliriz.



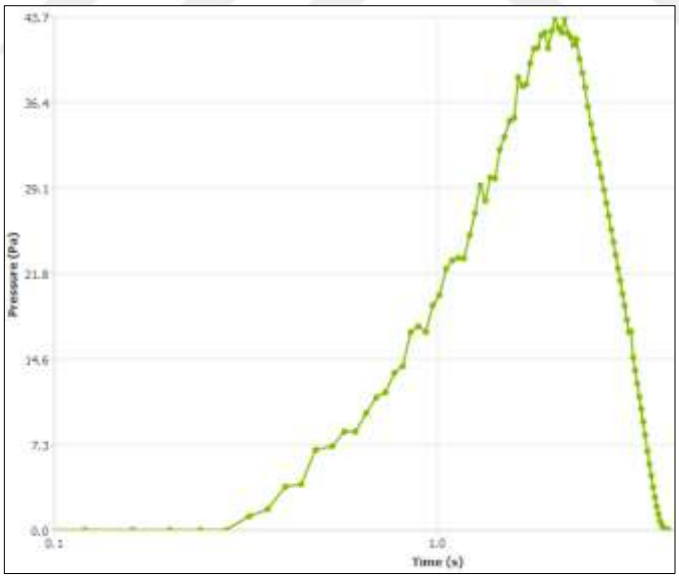
Şekil 5.13 Bant hızı

Bant debisi miktarı eşitlik (4.2)'den 77,1 N/s hesaplanmıştı. Bu bandın hızı 1 m/s'dir ve bandın uzunluğu ise 1,5 m'dir. Yani bandın başlangıç noktasından bitiş noktasına taşınması 1,5 s sürecektir. Bu şekilde düşündüğümüzde bant üzerindeki kum kuvvetinin yaklaşık 116 N olmasını beklemekteyiz. Şekil 5.14 incelendiğinde kumun bant üzerine uyguladığı toplam kuvveti maksimum 121,7 N olarak görebiliriz. Bu maksimum değerden sonra bant üzerindeki kum miktarının azalması sebebiyle banda uygulanan kuvvet miktarının azaldığını söyleyebiliriz.



Şekil 5.14 Bant üzerindeki toplam kuvvet

Şekil 5.15'de ise banda uygulanan toplam basınç değerini görebiliriz. Şekil 5.15 incelendiğinde banda uygulanan basıncın maksimum 43,7 Pa olduğu görülmektedir. Şekil 5.14'teki banda uygulanan toplam kuvvet grafiği ve Şekil 5.15'teki bantta oluşan toplam basınç grafiği neredeyse aynıdır. Bu değerler birbiriyle orantılıdır.



Şekil 5.15 Banda uygulanan toplam basınç miktarı

6
SONLU ELEMANLAR METODU İLE ANALİZ

6.1 Sonlu Elemanlar Metoduna Giriş

Sonlu elemanlar metoduyla (SEM) karmaşık problemler daha basit problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözüm bulunur. Metodun üç temel özelliği vardır. Sonlu elemanlar metodunda temel düşünce sürekli fonksiyonları, bölgesel sürekli fonksiyonlar ile temsil etmektir. Yani bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak, interpolasyon yapılarak bulunur. Bu metotta bilinmeyen ve bulunması istenen değerler nodlardaki değerler olacaktır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak bugüne kadar deneysel yöntemlerle incelenebilen birçok makine elemanları, mukavemet problemleri kısa sürede çözülebilir [3].

6.2 Bantlı Konveyör Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

6.2.1 Geometrinin Hazırlanması

Sonlu elemanlar yöntemi ile statik analizde kullanılacak program ANSYS olacaktır. Sonlu elemanlar yöntemi analizine başlamak için öncelikle geometri programa taşınır. Analizi yapılacak geometri Şekil 6.1'de gösterilmiştir.

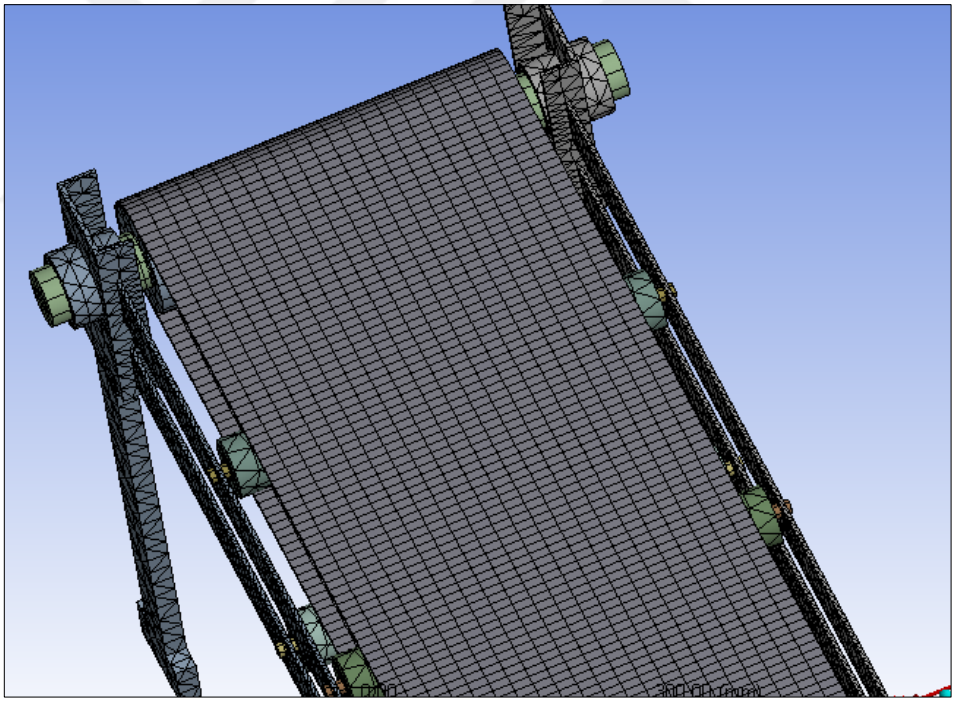


Şekil 6.1 Sonlu elemanlar analizi için kullanılacak model

Geometri aktarıldıktan sonra ilk olarak malzeme özellikleri girilecektir. Kullanılacak bant malzemesinin yoğunluğu 1099 kg/m^3, poisson oranı 0,49 ve elastisite modülü ise 397 Mpa alınacaktır [29]. Diğer parçalar ise yapı çeliği olarak otomatik belirlenecektir. Yapı çeliğinin yoğunluğu 7850 kg/m^3, poisson oranı 0,3 ve elastisite modulü 200 000 MPa, malzemenin çekme dayanımı 460 MPa ve akma dayanımı ise 250 MPa olarak programda belirlenmiştir.

6.2.2 Ağ Örgüsünün Oluşturulması

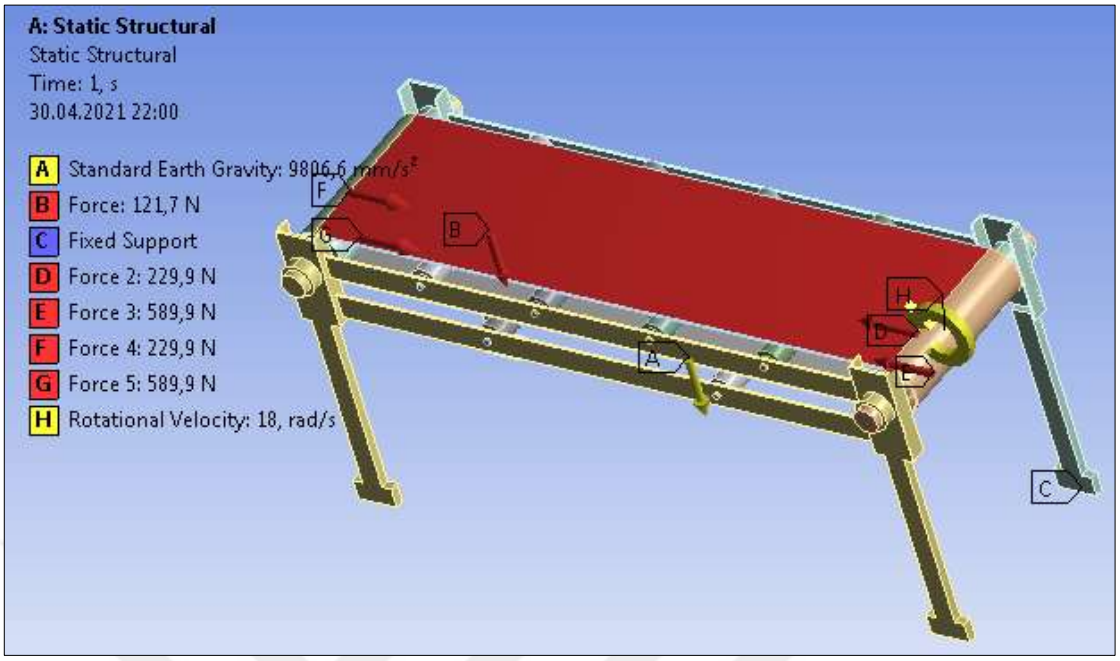
Ürünlerin kontakları oluşturulurken ve kontak tipleri belirlenirken hareketli parçalar için "no seperation", sabit parçalar için ise "bonded" seçilir. Kontaklar belirlendikten sonra otomatik atanan ağ örgüsü kullanılır. Bu aşamada "sizing" verilerek ağ örgüsünün kalitesi arttırılır, çözüm rahatlatılır. Şekil 6.2'de bu model için hazırlanan ağ örgüsü gösterilmektedir. Bu ağ örgüsünde 116478 adet düğüm ve 33554 adet eleman kullanılmıştır.



Şekil 6.2 Ağ örgüsü

6.2.3 Sınır Şartlarının Girilmesi

Ağ örgüsü tamamlandıktan sonra sınır koşulları belirlenerek ürünün statik analizi yapılır. Şekil 6.3'te sınır koşulları belirtilmiştir.

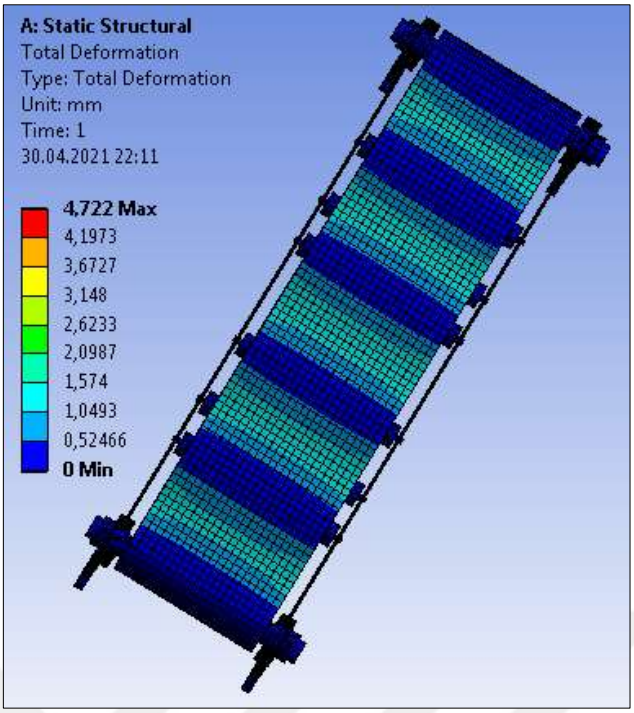


Şekil 6.3 Sınır koşulları

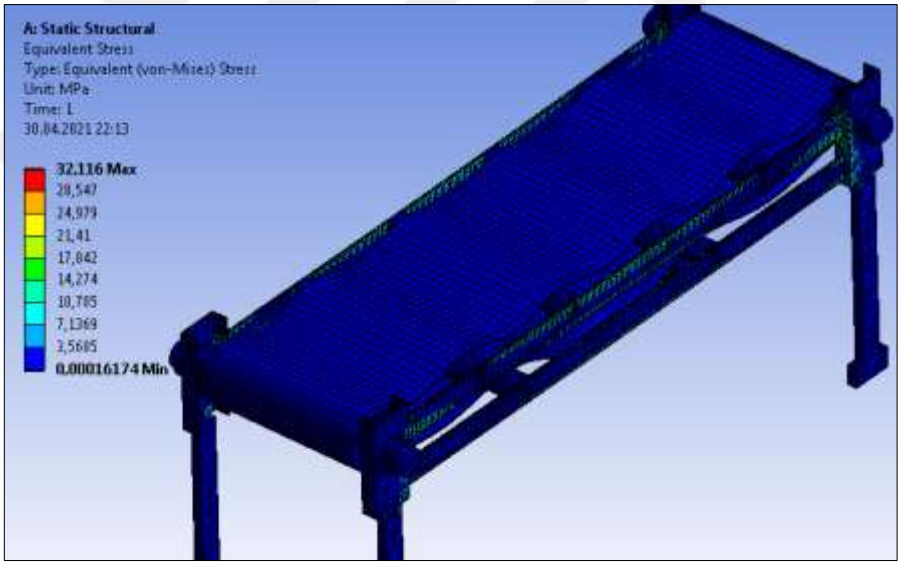
Şekil 6.3'te gösterilen sınır koşullarını özetlemek gerekirse; sabit mesnet olarak konveyörün bacak kısımları seçilmiştir. Bant üzerinde homojen bir biçimde 121,7 N kuvvet uygulanmıştır. Çekme kuvvetleri 589,9 N gergin taraftaki kuvvet, 229,9 N ise gevşek taraftaki kuvvet olarak banda uygulanmıştır. Standart yerçekimi koşullara eklenmiştir. Son olarak hareket tamburu miline dönme hızı 18 rad/s olarak girilmiştir.

6.3 Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar ile yapılan analiz sonuçları ise Şekil 6.4'te ve Şekil 6.5'te gösterilmiştir.



Şekil 6.4 Toplam deformasyon



Şekil 6.5 Eşdeğer (von-mises) gerilme

Şekil 6.4 incelendiğinde konveyörde oluşan minimum deformasyon değeri 0 mm ve maksimum değer ise 4,722 mm'dir. Şekil 6.5 incelendiğinde ise minimum eşdeğer (von-mises) gerilme değeri 0,00016 Mpa iken maksimum eşdeğer (von-mises) gerilme değeri ise 32,116 Mpa olarak görülmektedir.

7
SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bantlı konveyör sisteminin nümerik analizinin hem ayrık elemanlar metodu hem de sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılması amaçlanmıştır. Böylelikle iki farklı nümerik yöntem arasında geçiş sağlanarak yapılan bu çalışmanın tasarıma etkisi incelemiştir. Çalışmada nümerik çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile teorik hesaplamalarla elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak yapılan analizlerin doğruluğu değerlendirilmiştir. Tasarımı yapılan bantlı konveyörün emniyetli olup olmadığının tespit edilmesi amaçlanmıştır.

EDEM programına toplam kütle 15 kg olarak girilmiştir. Burada taşınması planlanan kum miktarı 15 kg olarak öngörülmüştür. Ancak taşınan malzeme kütlesi Şekil 5.12'de 14,9 kg olarak görülmektedir. Yaklaşık 0,1 kg kum malzemesi gerekli bölüme taşınamadan dökülmüştür. Kumun düz bantlı konveyörlerle tek rulolu sistemlerle de iletiminin mümkün olduğu görülmüştür.

Denklemler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda bant üzerinde taşınacak malzeme debisi 77,1 N/s olarak bulunmuştur. Bant uzunluğu 1,5 m ve konveyör hızı 1 m/s olduğu için bant üzerindeki kumun uyguladığı kuvvetin yaklaşık $(77{,}1 \times 1{,}5)/1 = 115{,}65$ N olması öngörülür. EDEM programında yapılan analiz sonucunda ise banda uygulanan kuvvet 121,7 N olarak okunmaktadır. Elde edilen bu sonuçlar birbirine yakındır. Bu durum yapılan analiz doğrulunu göstermektedir.

Denklemler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda banttaki çökme miktarı 2,49 mm olarak hesaplanmıştır. ANSYS programında yapılan analiz sonucunda üst bantta oluşan deformasyonun maksimum değeri yaklaşık 1,6 mm olarak elde edilmiştir. Analizden elde edilen banttaki toplam deformasyonun değeri, hesaplamalarla elde edilen değere yakındır. Ek olarak emniyetli çökme miktarından daha düşüktür. Bu sonuç elde edilen deformasyon değerinin güvenli olduğuu göstermektedir.

Son olarak ANSYS programında yapılan analiz sonuçları incelendiğinde eşdeğer (Von-mises) gerilme maksimum 32,116 MPa olarak okunmuştur. Malzemenin

çekme dayanımı ise 460 MPa'dır. Analizden elde edilen eşdeğer (Von-mises) gerilme değeri malzeme akma geriliminden daha az çıkmıştır.

Bu çalışmada teorik hesaplamalar sonucunda elde edilen değerlerin doğruluğunu değerlendirmek için iki farklı nümerik yöntem kullanılarak karşılaştırma yapılmıştır. Bu şekilde optimum tasarım gerçekleştirilmiştir.

Ayrık elemanlar metodu ile yapılan analiz sonucunda elde edilen banttaki maksimum kuvvet değeri, sonlu elemanlar metodu ile yapılacak analizde sınır şartı olarak girilmiştir. Bu şekilde iki farklı nümerik yöntem arasında geçiş sağlanmıştır.

Bantlı konveyörün tasarımının emniyetli olup olmadığı sadece teorik hesaplamalar kullanılarak tespit edilmemiş buna ek olarak nümerik yöntemler de tercih edilmiştir. Böylelikle bantlı konveyör tasarımının farklı yöntemlerle kontrol edilmesinin tasarım sürecine etkisi incelenmiştir.

KAYNAKÇA

[1] H. Ö. Arı, "Bantlı Konveyörler İçin Temizleyici Bir Sistem Tasarımı ve İmalatı," Mersin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Mersin, 2015.

[2] A. Solak, "Kömür Madenleri İçin Bantlı Konveyör Tasarımı ve Tasarım Parametrelerinin Optimizasyonu," İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2016.

[3] E. T. Dayan, "Bantlı Konveyör Tasarımı ve Analizi," İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2014.

[4] R. N. Sangolkar and V. P. Kshirsagar, "Modelling and Analysis of Industrial Belt Conveyor System Using Creo Parametric and Ansys Software," *Int. J. Tech. Res. Appl.*, vol. 3, no. 4, pp. 178–181, 2015, Accessed: Mar. 13, 2021. [Online]. Available: www.ijtra.com.

[5] D. R. H. Jones, "Fatigue failures of welded conveyor drums," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 2, no. 1, pp. 59–69, Mar. 1995, doi: 10.1016/1350-6307(95)00002-8.

[6] C. Affolter, G. Piskoty, R. Koller, M. Zgraggen, and T. F. Rütti, "Fatigue in the shell of a conveyor drum," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 14, no. 6 SPEC. ISS., pp. 1038–1052, 2007, doi: 10.1016/j.engfailanal.2006.11.071.

[7] G. Van Zyl and A. Al-Sahli, "Failure analysis of conveyor pulley shaft," *Case Stud. Eng. Fail. Anal.*, vol. 1, no. 2, pp. 144–155, Apr. 2013, doi: 10.1016/j.csefa.2013.04.011.

[8] A. Grincova, M. Andrejiova, D. Marasova, and S. Khouri, "Measurement and determination of the absorbed impact energy for conveyor belts of various structures under impact loading," *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 131, pp. 362–371, 2019, doi: 10.1016/j.measurement.2018.09.003.

[9] M. Andrejiova, A. Grincova, and D. Marasova, "Failure analysis of rubber composites under dynamic impact loading by logistic regression," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 84, no. 2017, pp. 311–319, 2018, doi: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.019.

[10] M. Andrejiova, A. Grincova, and D. Marasova, "Failure analysis of the rubber-textile conveyor belts using classification models," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 101, no. March, pp. 407–417, 2019, doi: 10.1016/j.engfailanal.2019.04.001.

[11] G. Fedorko, V. Molnar, M. Dovica, T. Toth, and M. Kopas, "Analysis of pipe conveyor belt damaged by thermal wear," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 45, pp. 41–48, 2014, doi: 10.1016/j.engfailanal.2014.06.016.

[12] İ. Gerdemeli, C. E. İmrak, and M. K. Kesikçi, *Sürekli Transport Sistemleri*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 2005.

[13] İ. Cürgül, *Taşıma Tekniği*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 2010.

[14] İ. Cürgül and E. Feyzullahoğlu, *Transport Tekniği Problemleri*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 2003.

[15] "Conveyor System Manufacturer | Conveyor Parts | Ultimation." https://www.ultimationinc.com/products-conveyor-systems/ (accessed Mar. 07, 2021).

[16] "Gravity Roller Conveyor Systems | Ultimation Industries." https://www.ultimationinc.com/products-conveyor-systems/gravity-roller-conveyor/ (accessed Mar. 07, 2021).

[17] "Conveyor system - Wikiwand." https://www.wikiwand.com/en/Conveyor_system (accessed Mar. 07, 2021).

[18] "OLCSAN Makina Sanayi A.S." http://www.olcsan.com/konvrulo.htm (accessed Mar. 07, 2021).

[19] "Live Roller Conveyor Systems | CDLR Conveyor | Ultimation." https://www.ultimationinc.com/products-conveyor-systems/chain-driven-live-roller-conveyor-cdlr/ (accessed Mar. 07, 2021).

[20] "Chain Conveyors by Ultimation Industries | Purchase Online." https://www.ultimationinc.com/products-conveyor-systems/chain-conveyor/ (accessed Mar. 07, 2021).

[21] "Power & Free Konveyörler – Yakut Makina." https://www.yakutmakina.com/project/power-free-konveyorler/ (accessed Mar. 07, 2021).

[22] "Power and Free Conveyor Systems | Ultimation Industries LLC." https://www.ultimationinc.com/products-conveyor-systems/power-and-free-conveyors/ (accessed Mar. 07, 2021).

[23] "Benefits of Using Conveyor Systems in Different Industries |." https://www.norcalcompactors.net/benefits-of-using-conveyor-systems-in-different-industries/ (accessed Mar. 07, 2021).

[24] "Conveyor system disadvantages and alternatives - 6 River Systems." https://6river.com/conveyor-system-disadvantages-and-alternatives/ (accessed Mar. 07, 2021).

[25] A. Şimşir, "Bantlı Konveyörler ve Tahrik Mekanizmalarının İncelenmesi," Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2013.

[26] H. Zorlu, "Bantlı Götürücülerin Optimizasyonu," Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Tekirdağ, 2009.

[27] Y. B. Sarı, "Gıda Taşıma Bantlarında Kullanılan Kumaşlar ve Polimerik Kaplamalar Arasındaki Yapışma Özelliğine Plazma İşlemlerinin Etkisi," Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İzmir, 2016.

[28] R. Alles, W. Ernst, W. S. W. Lubrich, G. Bottcher, H. Simonsen, and H. Zintarra, *Conveyor Belt System Design Service Manual*. ContiTech Transportbandsysteme GmbH, 2008.

[29] H. M. Beakawi Al-Hashemi and O. S. Baghabra Al-Amoudi, “A review on the angle of repose of granular materials,” *Powder Technol.*, vol. 330, no. 2017, pp. 397–417, 2018, doi: 10.1016/j.powtec.2018.02.003.

[30] İ. Gerdemeli, “Bantlı Konveyörler Hesap Esasları.” https://transport.itu.edu.tr/docs/librariesprovider99/dersnotlari/dersnotlarimak546/5-bantlı-konveyörlerin-mekanik-hesap-esasları.pdf?sfvrsn=2 (accessed Mar. 09, 2021).

[31] B. Bolat, “Bantlı İleticilerin Tasarım Hesapları.” https://avesis.yildiz.edu.tr/balpan/dokumanlar (accessed Mar. 09, 2021).

[32] “Product Data Sheet.” https://yonglibelting.com/en/assets/files/pdf/P32-11.pdf. (accessed Mar. 09, 2021).

[33] B. Er, “Galerkin Tabanlı Ayrık Elemanlar Metodu Parçacıklarının Birleşiminlerinde Dalga Yayılımı,” Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Bursa, 2013.

[34] M. Ucgul, C. Saunders, P. Li, and S. H. Lee, “Analyzing the mixing performance of a rotary spader using digital image processing and discrete element modelling (DEM),” *Comput. Electron. Agric.*, vol. 151, no. 1, pp. 1–10, 2018, doi: 10.1016/j.compag.2018.05.028.

[35] J. E. Bowles, “Foundation Analysis and Design,” 5., The McGraw-Hill Companies, Inc., 1996, p. 125.

[36] G. Fedorko and V. Ivančo, “Analysis of force ratios in conveyor belt of classic belt conveyor,” *Procedia Eng.*, vol. 48, pp. 123–128, 2012, doi: 10.1016/j.proeng.2012.09.494.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. M.O. Karabulut, B. Aşçıoğlu Temiztaş, B. Bolat, "Dökme Malzeme Taşıyan Bir Bantlı Konveyörün Teorik ve Nümerik Olarak Analizi", 1. Uluslararası Mühendislik Bilimleri ve Multidisipliner Yaklaşımlar Kongresi, s. 570, 23-24 Şubat 2021