

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK SICAKLIKTA ÇALIŞAN BANTLI**  
**KONVEYÖRLER**

Makine Mühendisi Murat DEMİR

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında**

**Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ**

**İSTANBUL , 2006**

# İÇİNDEKİLER

## **BÖLÜM-1 BANTLI KONVEYÖRLERİN İNÇLENMESİ**

SAYFA NO

1.1 :GİRİŞ	7
1.2 :BANTLI KONVEYÖRLER	8
1.3 :BANTLI KONVEYÖRLERİN KULLANILDIĞI YERLER	8

## **BÖLÜM-2 YÜKSEK SICAKLIKTA ÇALIŞAN BANTLI KONVEYÖRLER**

2.1 :GİRİŞ	11
2.2 :ISIYA DAYANIKLI KONVEYÖR BANTLARI	13
2.3 :KULLANIM ALANLARI	13
2.4 : YÜKSEK SICAKLIKTA KULLANILAN BANT TİPLERİ	13
2.4.1:EPDM-EPDM TİPİ BANTLAR	13
2.4.2 : IRR-EPDM VE CI-IIR TİPİ BANTLAR	13
2.4.3 :SBR ESASLI KONVEYÖR BANTLARI	14
2.5 :BANT KONSTRÜKSİYONU	15
2.6 :YÜKSEK SICAKLIKTA KULLANILAN BANT TİPLERİNİN	16
2.6.1 :SERTLİK	17
2.6.2 :AŞINMA	18
2.6.3 :KOPMA DAYANIMI	19
2.6.4 :KOPMA UZAMASI	20
2.6.5 :SONUÇ	20

**BÖLÜM-3:YÜKSEK SICAKLIKTA ÇALIŞAN BANTLI KONVEYÖRLERİN****PROJELENDİRME ESASLARI**

3.1 :BANT GENİŞLİĞİ TAYİNİ	21
3.2 DOLDURMA ENİNE KESİTİ İLE BANT HIZININ ÖN TAHMİNİ	21
3.3 :TAMBUR ÇEVRE KUVVETİ VE TAHRİK GÜCÜNÜN TAYİNİ	22
3.4 $G_m$ TAYİNİ	23
3.5 MAKSİMUM ÇEKME KUVVETLERİNİN TAYİNİ	23
3.6 :BANT TİPİNİN TAYİNİ	24
<b>3.1 BÖLÜM-4 :PROJE UYGULAMASI</b>	
4.1 :PROJE VERİLERİ	26
4.2 :BANT GENİŞLİĞİNİN TAYİNİ	26
4.3 : $G_m$ TAYİNİ	27
4.4 :BANT ÇEVRE KUVVETİNİN HESAPLANMASI	27
4.5 :BANT ÇEKME KUVVETLERİNİN HESAPLANMASI	28
4.6 :BANT TİPİNİN TESPİTİ	29
4.7 :TAŞIMA MAKARA MESAFESİNİN BELİRLENMESİ	29
4.8 :BANT KUVVETLERİNİN TEKRAR TAYİNİ VE EMNİYET KONTROLÜ	29
4.9 :TAHRİK GÜCÜNÜN HESAPLANMASI	30
4.10 :TAMBUR ÇAPININ HESAPLANMASI	31
4.11: TAMBUR GENİŞLİĞİNİN HESAPLANMASI	31
4.12 :TAHRİK TAMBURU MİL ÇAPI HESABI	32

4.13 :TAHRİK SİSTEMİ KAMALARININ BOYUTLANDIRILMASI	35
4.14 :TAHRİK TAMBURU YATAK SEÇİMİ	37
4.15 :TAHRİK TAMBURU ET KALINLIĞI KONTROLÜ	38
4.16 :KUYRUK TAMBURU MİL ÇAPI HESABI	39
4.17 :KUYRUK TAMBURUYATAK SEÇİMİ	42
4.18 :KUYRUK TAMBURU ET KALINLIĞI KONTROLÜ	42
4.19 :TAŞIMA RULOLARININ MİL ÇAPI HESABI	43
4.20 :TAŞIMA RULOSU YATAK SEÇİMİ	46
4.21 :VİDALI GERME TERTİBATININ BOYUTLANDIRILMASI	47
4.22 :KAVRAMA SEÇİMİ	49
<b>BÖLÜM-5:SONUÇ</b>	50
<b>KAYNAKLAR</b>	51
<b>BÖLÜM-6:EKLER</b>	52
ŞEKİL-2 DÜZELTME FAKTÖRÜ(K)	52
ŞEKİL-3:İLETME UZUNLUĞUNA BAĞLI YAN DİRENÇ(C) SABİTİ	53
TABLO-1 :TEORİK İLETİM KAPASİTESİ	54
TABLO-2(BANT AĞIRLIKLARI)	55
TABLO-3(DÖNEN TAŞIYICI RULOLARIN AĞIRLIKLARI)	56
TABLO-4(EN KÜÇÜK TAŞIYICI RULO ÇAPI)	57
TABLO-5( $e^{\mu\alpha}$ DEĞERLERİ)	58
TABLO-6(RULO DEVİR SAYILARI)	59

TABLO-7(TAMBUR ÇAPI HESABI İÇİN GEREKLİ 'C SABİT)	60
TABLO-8(KAT KALINLIĞI)	61
ŞEKİL-4(DOKUMA ÇEKİRDEK KALINLIĞI)	62
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	63
<b>KULLANILAN SEMBOLLER</b>	

$a(m)$  :Taşıma makara mesafesi

$B(mm,cm)$  :Bant genişliği

$C$  :Yan dirençleri kapsayan katsayı

$D(mm)$  :Tambur çapı

$d_b(mm)$  :Bant kalınlığı

$d_k (mm)$ :Dokuma çekirdek kalınlığı

$F (m^2)$  :Bant doldurma enine kesiti

$f$  :Ana dirençleri kapsayan katsayı

$G_B (N/m)$  :Metre başına bant ağırlığı

$G_G (N/m)$  :Metre başına mal ağırlığı

$G_m (N/m)$  :Üst ve alt kuşakta , metre başına , bant ve taşıyıcı ruloların dönen parçalarının ağırlığından oluşan kuvvet

$G_{RO} (N/m)$ : Üst kuşakta , metre başına , taşıyıcı rulo istasyonlarının dönen parçalarının ağırlığı

$G_{RU} (N/m)$ : Alt kuşakta , metre başına , taşıyıcı rulo istasyonlarının dönen parçalarının ağırlığı

$G_v = 2T_v(N)$ :Ön gergi kuvveti

$H$  (m) :Toplam iletme yüksekliği

$h/a$  :Sehim oranı

$IG$  (t/h) :Kütlesel iletme kapasitesi

$I_v$  (  $m^3/h$  ) :Hacimsel iletim kapasitesi

$K_t$  (N/cm) :cm başına gerçek bant zorlaması

$K_z$  (N/cm) :Bir dokuma katının yırtılma mukavemeti

$K$  :Eğimli işletmelerde , iletme kapasitesi için düzeltme faktörü

$L$  (m) :İletme uzunluğu

$N$  (KW) :Motor gücü

$n$  (d/d) : Devir sayısı

$P$  (N) :Tambur çevre kuvveti

$T$  (N) :Bant çekme kuvveti

$T_1$ (N) :Sarıma tarafı kuvveti, en büyük bant çekme kuvveti

$T_2$  (N) :Boşalma tarafı kuvveti

$T_3$  (N) :Kuyruk tamburu bant çekme kuvveti

$T_4$  (N) :Kuyruk tamburu bant çekme kuvveti

$V$  (m/s) :İletim hızı

$\omega$ (1/s) :Açısal hız

$Z$  :Dokuma katlarının sayısı

$\gamma$  ( $t/m^3$ ): Yığın yoğunluğu

$\delta$  ( $^\circ$ ) :Bantlı konveyörün eğim açısı

$\alpha$  ( $^\circ$ ) :Sarım açısı

$\mu$  :Tahrik tamburu ile bant arasındaki sürtünme katsayısı

$\eta$  (%) :Mekanizma verimi

$M_e$  (Nm):Eğilme momenti

$M_b$  (Nm):Burulma momenti

$R$  (KN) :Mesnet tepkileri

$F$  (KN) :Mile gelen radyal kuvvet

$F_{eş}$ (KN);Yatağa gelen eşdeğer kuvvet

$C_{150}$ (KN):Yatağın yük kapasitesi

$\sigma_c$ ( $N/mm^2$ ) :Eğilme gerilmesi

$\sigma_e$ ( $N/mm^2$ ) :Çekme gerilmesi

$\sigma_k$  ( $KN/mm^2$ ):Kopma dayanımı

$\sigma_D$  ( $N/mm^2$ ) :Sürekli yorulma dayanımı

$\sigma_{AK}$  ( $N/mm^2$ ) :Malzemenin akma dayanımı

$S$ :Emniyet katsayısı

$l$ (mm):Kama boyu

$\tau_b$  ( $N/mm^2$ ) :Burulma gerilmesi

$K_{\text{ç}}$  : Çentik faktörü

$K_b$  : Boyut faktörü

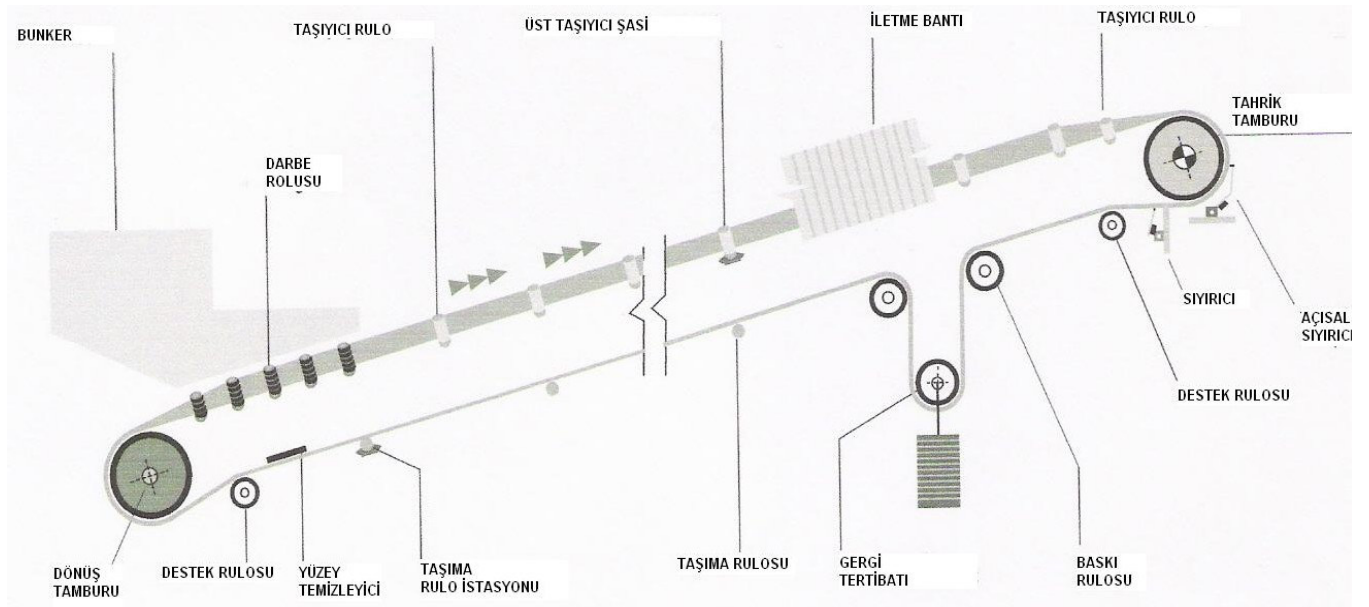
$K_y$  : Yüzey faktörü



## 1 -BANTLI KONVEYÖRLERİN İNCELENMESİ

### 1.1 GİRİŞ

Bantlı konveyörler, büyük miktarlarda katı malzemenin sürekli olarak uzun mesafelere yatay ve belli sınırlar içerisinde eğimli olarak iletilmesinde kullanılan transport araçlarıdır. Sabit ve hareketli olmak üzere iki tipte imâl edilirler, sabit bantlı konveyörlerin bütün yapılış şekilleri, kullanılma müddetince, sabit olarak kalacak şekildedir. Bunlar öyle dizayn edilirler ki, diğer bir yerde tekrar monte edilebilmesi için, kolaylıkla sökülebilmeli ve taşınabilmelidirler. Ayrıca, rasyonel bir imalat için, konveyör imal eden fabrikalar geniş ölçüde norm yapı elemanları kullanırlar. Şekil.-1.1'de bir bantlı konveyörün temel elemanları gösterilmiştir.



Şekil-1.1 Bir Bantlı Konveyörün Temel Elemanları

İletme bandı , taşıma şasisi üzerine tespit edilmiş taşıma makaraları üzerinde hareket etmektedir. Tahrik kuvveti bir veya birkaç tahrik tamburu vasıtasıyla sürtünme sonucu bant üzerine nakledilir. Sürtünmeyi sağlayabilmek için, bant bir gergi tertibatının yardımı ile, ön gerilmeye tabi tutulur. Bandın mal ile doldurulmasını, doldurma istasyonu sağlar. Boşaltma istasyonunda bant malı tekrar geri verir. Bandın düzgün, hareket tertipleri ve bant temizleyicileri bandın düzgün bir hareketi için birçok tesislerde gerekli olmaktadır.

Teorik iletme kapasitesi, pratikte yalnız en uygun işletme şartlarında, yani yatay ve kesiksiz iletme, ayrıca bandın düzgün beslenmesiyle net hesaplama değerine erişilebilir.

Yükselen iletmelerde gerçek erişilebilir iletme kapasitesi azalır, bu halde hesaplarda bir düzeltme faktörü 'K' göz önüne alınmalıdır. Bu faktörün değeri şekil-2 de(DIN22101 e göre) 30° ye kadar eğim açıları için verilmiştir. [1]

## 1.2 BANTLI KONVEYÖRLER

Herhangi bir tesiste muhtelif malzemenin , eşyanın , işlenmiş ve işlenmemiş makine parçalarının bir yerden diğer bir yere nakledilmesi yükün cinsine , büyüklüğüne ve mesafeye bağlıdır. Bu nakil işinin enerji , zaman ve para bakımından en elverişli bir şekilde yapılması işletme ekonomisine doğrudan doğruya etki eder. Bu esaslar dahilinde malzeme naklinde ; bantlı , rulolu , zincirli , pnömatik , hidrolik ve helezonlu konveyörler , muhtelif tipte elevatorler . asansörler, palanga ve çıkırıklar , gezer köprüler , hareketli , sabit , döner vinçler , liman vinçleri , yükleme köprüleri , özel vinçler ve her tipten yük taşıyan araba , vagon ve motorlu araçlar gibi birçok transport elemanı kullanılmaktadır.

Bunlar arasında konumuzu teşkil eden bantlı konveyörler büyük miktarlarda katı malzemenin sürekli olarak uzun mesafelere yatay ve belli sınırlar içerisinde eğimli olarak iletilmesinde çok elverişlidir. Ayrıca bu tip konveyörler ile kuru veya ıslak her türlü malzeme iletilmektedir. Malzeme pülvarize , taneli ve parçalı olabilir. Bantlı konveyörler özellikle kum , sinter kok , taş gibi aşındırıcı ( abrazif ) malzemeler için çok elverişlidir.

Eğimli olarak malzeme naklinde malzemeye bağlı olarak kullanılabilen eğim ortalaması 20 ° 'yi geçmemelidir.Çalışma sıcaklığı olarak , bantlı konveyörler 100-125 ° C sıcaklığa ,özel sentetik bantlı olanlar 150 ° C sıcaklığa , ve soğuk ortamlarda ise -20 ° C sıcaklığa kadar kullanılabilir. Asgari 3 - 5 metrelik seyyar konveyörlerden birkaç yüz metrelik sabit tesis konveyörlerine kadar muhtelif boylarda konveyörler yapılmaktadır. Ayrıca konveyörleri seri olarak çalıştırmak suretiyle malzemenin iletim mesafesini birkaç kilometreye çıkarmak mümkündür.

Bantlı konveyörlerin naklettikleri malzeme debisi , seyyar bantlardaki saatte birkaç tondan , linyit istihsal tesislerinde 3.2 metre genişliğindeki bantlarla 15.000 tona ulaşmıştır. Konveyör sistemini taşıyan çerçeve basit bir kiriş konstrüksiyondan ibarettir.

Bu bakımdan bantlı konveyör hafif dağlık arazide , nehir üzerinden ve tünelden malzeme nakline de çok elverişlidir.[1]

### **1.3 BANTLI KONVEYÖRLERİN KULLANILDIĞI YERLER**

#### **1.3.1 Maden Ocakları**

Maden kuyularında ham maddenin ve cevherin istihsalinde işletme ekonomisinin en önemli faktörü malzeme naklidir. Bu halde gerekli olan malzeme nakli maden kuyusundan tasfiye edilinceye kadar , arada kırma , öğütme , eleme , yıkama , konsantrasyon işlemleri ve artıklarında nakli ilave edilmek üzere bir seri işlemden ibarettir. Bundan sonra elde edilen malzemenin depolanması ve demiryolu veya gemiye yüklenmesi söz konusudur.

Bugün yüksek kaliteli sentetik iplik bilhassa çelik telli bantlarla tek veya çok az sayıda seri konveyör kullanılması ve böylece ara aktarma sayısının azaltılması mümkün olmaktadır. Yüksek mukavemetli bantlar pahalı olduklarından maksimum emniyet yüklerinde kullanılmalıdır. Maden işlerinde kömür , demir filizi ve diğer ham maddelerin naklinde yüksek kaliteli bantlar daha çok tercih edilmektedir. Ayrıca bu gibi işletmelerde çalışma şartları zorlu olduğundan bantların aşınmasını ve hasara uğramasını önleyecek tedbirlerin alınması gerekmektedir. Çünkü bir konveyör tesisinde maliyetin yaklaşık olarak yarısını bant fiyatı oluşturmaktadır.

#### **1.3.2 Enerji Santralleri**

Modern enerji santrallerinde malzeme depolama ve nakil problemi önemle göz önüne alınan noktalardan biridir. Bugün yerlerinin kullanılabilirliği yeterince olmayan küçük santraller dışında , bütün enerji santralilerinde bantlı konveyörler kullanılmaktadır. Gerçekten bantlı konveyörler kömürün vagon veya gemilerden bunkerlere naklinde kullanılabilir tek metot olarak kullanılmaktadır.

Enerji santrallerinde bunkerlerden ayrı olarak birkaç aylık kömürün depolanacağı bir depo sahasına ihtiyaç vardır. Bir ana konveyör ve yan tevzi konveyörleri ile kömürün sahaya kolaylıkla tevzii ve depo edilmesi ve tekrar bunkerlere sevki mümkündür. Bu işlemler içinde yine en uygun olan bantlı konveyörlerdir. Bu arada santrallerde önlenmesi gereken malzeme nakli esnasında meydana gelen tozdur. Toza karşı malzeme kapalı tünelle sevk edilmeli ve boşaltılması için özel boşaltma olukları kullanılmalıdır.

### 1.3.3 Liman Yükleme Ve Boşaltma Tesisleri

Limarlarda maden cevheri , kömür , tahıl v.b. gibi malzemenin yükleme ve boşaltılmasında malzeme naklinin büyük tonajlarda ve en kısa zamanda yapılması istenir. Bu sebepten liman işletmelerinde sabit ve hareketli bantlı konveyörler kullanılmaktadır. Örneğin Haydarpaşa Limanını silosunda her birinin genişliği ( B ) 800 mm , uzunluğu ( L ) 215 m ve kapasitesi ( Q ) 200 t / h olan iki bantlı rıhtım konveyörü sayesinde gemiye nakil kapasitesi 400 t / h ' tir.

### 1.3.4 Diğer Kullanma Yerleri

Bantlı konveyörler ayrıca , baraj , yol , köprü v.s. gibi inşaatlarda hafriyat ve beton hazırlama tesislerinde kullanılmaktadır. Ayrıca dökümhanelerde döküm kumunun nakil , hazırlama , kalıplama makinelerine tevzii ve tekrar kum hazırlama tesisine dönüşünü sağlamak için kullanılır.

Metalürji , kimya sanayi , çimento , kağıt , şeker ve gübre sanayisinde hammaddelerin fabrikalara sürekli olarak sevkini sağlamak ve buralarda bulunan fırınların içersine malzeme iletimini sağlayan diğer bir deyişle sıcaklık etkisinde çalışan konveyörler özellikle ele alacağımız konveyör tipidir. [3]

## **2. YÜKSEK SICAKLIKTA ÇALIŞAN BANTLI KONVEYÖRLER**

### **2.1 GİRİŞ**

Yüksek sıcaklıkta çalışan bantlı konveyörler diğer bantlı konveyörlerin çalışma prensipleriyle çok farklılık göstermemekle beraber çalışma koşullarının farklılıkları yönüyle ayrılırlar. Genelde bantlı konveyörler 100<sup>0</sup>C seviyesine kadar çalışma koşullarına sahiptirler. Bu aralık çeşitli kaplama ve bant tipleriyle genişletilmektedir. Bu tip konveyörlerin diğer bantlı konveyörlerden ayıran en önemli özellik kullanılan bantlardır.

Yüksek sıcaklıkta çalışan bantlı konveyörler genel olarak gıda sektöründe , seramik sanayinde , metalurji yani dökümhanelerde ve kimya sektöründe kullanılmaktadır. Gıda sektöründe fırınların içine gıdaların taşınması ve alınması işleminde kullanılan konveyörlerde tel bantlı konveyörler kullanılır, çalışma sıcaklıkları en yüksek olan konveyör tipidir. Bu tip konveyörleri bantları paslanmaz çelikten yapılırlar sürekli çalışma durumunda 150<sup>0</sup>C daki malzemeyi iletirken kesikli çalışma durumunda 300<sup>0</sup>C a kadar malzemenin naklinde kullanılabilirler. Seramik sanayinden kullanılan konveyör tipide yüksek sıcaklık altında çalışmaktadır yaklaşık olarak çalışma sıcaklığı gıda sektörüyle aynıdır. Bu nedenle burada da tel bantlı konveyörler kullanılmaktadır. Aralarındaki fark ise burada kullanılan bantın paslanmaz çelikten olmaması ve daha geniş aralıklı olması ve dolayısıyla daha ucuz olmasıdır. Metal sektöründe ise genelde dökümhanelerde dökümden çıkan silisli kumun taşınmasında kullanılmaktadır buradaki yaklaşık sıcaklık 140<sup>0</sup>C civarındadır bu tip konveyörlerde de genelde yanmaya dayanıklı asbest kaplı özel bantlar kullanılmaktadır.

### **2.2 ISIYA DAYANIKLI KONVEYÖR BANTLARI**

Konveyör batlarının ısıya dayanıklı hale getirilmesini sağlayan en önemli faktör , bantın kauçuk kaplama kullanılarak kaplanmasıdır. konveyör bantlarının kauçuk kaplama ile kaplanarak ısı dayanımlarının artırılması yaklaşık yüz yıllık bir imalat geçmişine sahiptir.

Konveyör bantlarının ısı dayanımlarının artırılmasında kullanılan başlıca kaplama çeşitleri şunlardır;

\*NR(Isoprene,doğal)

\*SBR(Styrene-butadien)

\*EPDM(Ethylene –propylene-diene-terpolymer)

\*CR(Chloroplene)

\*NBR(Nitrile-butadiene)

\*IR(Isoprene,sentetik)

\*BR(Polybutadiene)

\*IIR(Isobutilen-ısoprene)

Isıya dayanımın ön planda tutulduğu işletmeler için en uygun bant seçiminde, ısıya dayanım özelliğinin yanında bandın diğer kimyasal ve mekanik özelliklerinin de bir bütün olarak değerlendirilmesi gerekir.Özet olarak ısıya dayanıklı bantların kullanıldığı işletmelerde aranan özellikler genel olarak şunlardır;

1-Taşınan malzeme özellikleri(yüzey,boyut,malzeme şekli)

2-Bant üzerinde taşınan malzemenin soğuma aralığı

3-Bant üzerinde taşınan malzemenin yapışkanlık ve yayılma özelliği

a-Yapışkan kütle yoğunluğu

b-Malzemenin kendi içinden hava geçirerek soğuyabilme özelliği(gevşekliği)

4-Malzemenin boşaltma noktasına kadarki sıcaklık dağılımı

5-İletim mesafesi

6-Bant hızı

7-Bandın geri dönüş sırasındaki yeterli soğuyabilme özelliği

8-Bandın konveyörde bulunan tahrik sisteminden aldığı sıcaklık miktarı.

Burada dikkat edilmesi gereken diğer bir hususta bant ömrünün üst kaplama kalınlığından direkt olarak etkilendiğidir.Üst kaplama kalınlığı daha fazla olan bantların servis ömrü daha uzun olmaktadır.Teoride yüksek sıcaklığa dayanım istenen durumlarda minimum bant kaplama kalınlığı 4:2 mm olmakla birlikte pratikte bu tip bantlarda üst kaplama kalınlığı 6:2 mm olarak kullanılmaktadır.

## **2.3 KULLANIM ALANLARI**

- \*Çimento fakrikaları
- \*Maden ocakları
- \*Kireç ocakları
- \*Dökümhaneler
- \*Gübre fabrikaları
- \*Kimya endüstrisi
- \*Tuğla fabrikaları
- \*Çelik fabrikaları
- \*Enerji santralleri

## **2.4 YÜKSEK SICAKLIKTA KULLANILAN BANT TİPLERİ**

### **2.4.1 EPM-EPDM TİPİ BANTLAR**

EPM ve EPDM kaplı bantların en önemli özellikleri ; yaşlanmaya, ozona ve yüksek sıcaklığa karşı mükemmel dayanım göstermesi, aşınmaya karşıda çok iyi dayanım göstermesidir.Bu tip bantlar 190 °C ile 250 °c ye kadar olan sıcak malzemenin iletiminde kullanılabilirler.Bu tip bantları diğer ısı dayanıma sahip bantlardan ayıran en önemli özellik karkas dokusunun metal hasırlarla desteklenmiş olmasıdır.Üst kaplamada kullanılan bu metal hasır orta tabakada bulunan karkasın taşınan sıcak malzeme tarafından yakılmasını ve deforme edilmesini önler.

EPM ve EPDM tipi konveyör bantları tuğla, curuf, kok kömürü gibi yüksek sıcaklığa sahip malzemelerin taşınması için kullanılan ideal bant tipidir.Bu tip bantlar metal hasır içerikli olmasına karşın, yüksek esneklik ve kaymama özelliğine sahiptir.bu özellikleri sayesinde çok küçük tambur çaplarında kullanıma elverişlidirler.Ayrıca malzemenin iletimi sırasında malzemenin alev alması ihtimaline karşıda dayanıklılık gösteren bant tipidir.

### **2.4.2 IIR-EPDM ve CI-IRR TİPİ BANTLAR**

Bu tip bantlar ısıya karşı mükemmel dayanım özelliklerine sahipken yaşlanma ve ozona

karşı çok iyi dayanım, aşınmaya karşı ise iyi bir dayanım özelliğine sahiptir.

IIR(ısobutylene-ısoprene) esaslı bantlar genel olarak yüksek sıcaklık yüklemelerine dayanabilmeleri amacıyla dizayn edilirler.Sürekli malzeme iletiminde 170<sup>0</sup>C ye kadar sıcak malzeme iletimini gerçekleştirebilmektedirler.

IIR esaslı konveyör bantları genellikle maden ocakları,dökümhaneler ve kum kurutma tesislerinde kullanılan konveyörlerde uygulama alanına sahiptirler.

Bu tip bantlar kesintili malzeme iletiminde iletilen malzeme sıcaklığının 170<sup>0</sup>C yi aştığı durumlarda da kullanılabilirler.Bu tip bantlarından ek olarak kimyasal etkilere karşı dayanım özellikleri de bulunmaktadır.

### 2.4.3 SBR ESASLI KONVEYÖR BANTLARI

SBR(styrene-butadiene)esaslı konveyör bantları mükemmel aşınma dayanımına sahipken kesilmeye, delinmeye, yırtılmaya ve ısıya karşı çok iyi dayanıma sahiptir.Buna karşın bu tip bantların yağ dayanımı iyi değildir.

SBR esaslı konveyör bantları iki banda oranla daha düşük sıcaklıktaki malzeme iletiminde kullanılır.Bu tip bantlar ortalama 130<sup>0</sup>C ye kadar malzeme iletiminde kullanılır.Burada bant ömrünü etkileyen birincil faktör taşıyıcı taraftaki kaplama kalınlığıdır.Bu tip bantlar kesintili çalışmalarda dahi 130<sup>0</sup>c nin üzerinde sıcaklığa sahip malzeme iletiminde kullanılmamalıdır.Buna karşın zorunlu durumlarda nadiren çalışmada daha yüksek sıcaklıklarda kullanılabilir.Bandın içeriğinde bulunan SBR bandın aleve karşı dayanıklı olmasını sağlamaktadır.

BANT TİPİ	SÜREKLİ İLETİMDE MAX. MALZEME SICAKLIĞI(°C)	KESİNTİLİ İLETİMDE MAX MALZEME SICAKLIĞI(°C)	KOPMA DAYANIMI(N/mm <sup>2</sup> )	KOPMA UZAMASI(%)	AŞINMA (mm <sup>2</sup> )
EPM	190	250	≥12,5	≥400	≤115
EPDM	180	250	≥15	≥400	≤110
IRR/EPDM	170	190	≥12,5	≥500	≤250
CI/IRR	170	190	≥12,5	≥450	≤250
SBR	130	150	≥20	≥500	≤150

Tablo 2.1 :Isıya dayanıklı konveyör bantları ve teknik özellikleri

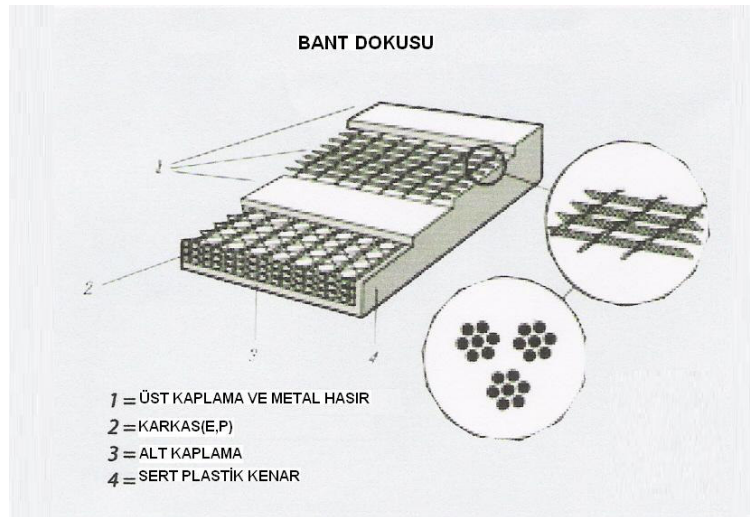




Şekil 2.1 Çelik üretim tesisinde curufun taşınması

## 2.5 BANT KONSTRÜKSİYONU

Yüksek sıcaklıkta kullanılan bantlarda karkas malzemesi olarak polyester polyamid fabrik kullanılır. Mukavemeti yüksek ve uzama özelliği az olan polyester doku bandın uzunluğu boyunca yerleşmiştir. Ayrıca iletim esnasında bandın uzamasına ve kışalmasına yardımcı olur. Karkas içinde enine yerleşmiş olan polyamid dokulu bandın düzgün(kaymadan) ilerlemesini sağlar. Bu iki sentetik fiber kombinasyonu bandın mukavemetini artırarak yüksek yükler altında deformasyon olmaksızın iletimi sağlar.



Şekil 2.2 :Bant dokusu

## 2.6 YÜKSEK SICAKLIKTAKULLANILAN BANT TIPLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Uluslar arası alanda yüksek sıcaklıkta kullanılan bantları üreten birçok firma bulunmaktadır.Bu alanda firmaların bant tiplerini farklı isimlerle veya özelliklerle tanımlamaları, işletmelerin taşıyacakları malzeme için optimum bandı seçmelerini zorlaştırmaktadır.Bu tip bantların kaplamasında genel olarak üç tip kauçuk karışım kullanılmaktadır.

\*SBR tabanlı karışım(styrene butadiene kauçuk)

\*IIR tabanlı karışım(butyl kauçuk)

\*EPDM veya EPM tabanlı karışım(ethylene propylene kauçuk)

Astm	GENEL ADI	KOMPOZİSYONU	GENEL ÖZELLİKLERİ
<b>D 141879</b>			
<b>NR</b>	Tabii	Isoprene,tabii	Aşınmaya, kesilmeye ve delinmeye karşı mükemmel dayanıklılık.İyi esneklik.Yağa karşı dayanıklı değil.
<b>SBR</b>	SBR	Styrene-butadiene	Mükemmel aşınma dayanımı ve kesilmeye, delinmeye,yırtılmaya,ısıya karşı iyi dayanımı var.Yağa dayanıklı değil.
<b>EPDM</b>	Ethlene-Propylene Kauçuk	Ethylene-propylene Diene terpolymer	Yaşlanmaya,ozona ve ısıya karşı mükemmel dayanıklı,aşınmaya karşıda çok iyi dayanıklılığı vardır.
<b>CR</b>	Neoprene	Chloprene	Ozona,güneş etkisine ve aleve karşı dayanıklılığı iyi.Aşınma ve petrol bazlı yağlara karşı dayanıklı.
<b>NBR</b>	Buna N	Nitril-butadiene	Bitki,hayvan ve petrol yağlarına karşı mükemmel dayanıklılık.
<b>IR</b>	Polysoprene	Isoprene,sentetik	Tabii kauçuk ile aynı özellikte.
<b>BR</b>	Polybutadiene	Polybutadiene	Mükemmel aşınma dayanıklılığı ve yüksek esneklik sağlar.düşük ısıda mükemmel esnekliğe sahiptir.
<b>IIR</b>	Butly	Isobutylene-isoprene	Isıya karşı mükemmel dayanıklılık, yaşlanma ve ozona karşı çok iyi dayanıklılık, aşınma karşı iyi dayanım.

Tablo 2.2 Yüksek sıcaklıkta kullanılan bantların karşılaştırılması

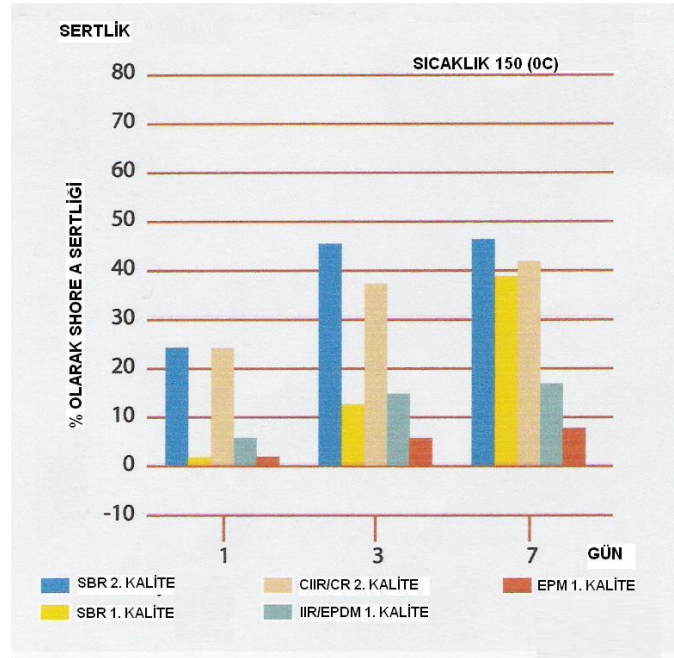
Bu tip bantlarda taşınacak malzemenin özelliğine uygun bant materyali laboratuvar deneylerinden geçirilerek belirlenmelidir. Bu amaçla yapılan deneylerde kullanılan kaplama çeşitleri 150<sup>0</sup>C sabit sıcaklıkta bir ila yedi gün bekletilmiş, deney sonunda sertlik, aşınma, kopma dayanımı ve kopma uzaması açısından karşılaştırılmıştır.

BANT TİPİ	KAPLAMA KALINLIĞI(mm)		BANT KALINLIĞI(mm)	BANT AGIRLIĞI(kp/m <sup>2</sup> )	BANT GENİŞLİĞİ(mm)
	ÜST	ALT			
EP315/2	5	1,5	9,5	11	500-800
EP500/4	5	1,5	10,3	12,2	800-1000
EP400/3	5	1,5	10	10,9	500-800
EP400/3	4	2	9	10,3	650

Tablo 2.3 :Yüksek sıcaklıkta kullanılan konveyör bantları ve fiziksel özellikleri

### 2.6.1 SERTLİK

Konveyör bantlarının düzgün ilerlemesinde ve montajlarının kolay olmasını sağlayan en önemli özelliklerinden biride sertliktir. Bu deney farklı bant kaplamalarına sahip yaklaşık 55 ile 65 shore-A sertliğindeki bantların kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi birinci gün sonunda bantların sertlik değerlerinde gözle görülür değişimler olmuştur. Deney sonunda kauçuk kaplamanın sertliği artmakta buna bağlı olarak elastikliği ise azalmaktadır.



Şekil 2.3 - 150<sup>0</sup>C sabit sıcaklıkta bant sertliğinin zamanla değişimini gösteren grafik

\*SBR 2. kalite +%46

\*SBR 1. kalite +%39

\*CIIR/CR 2. kalite +%42

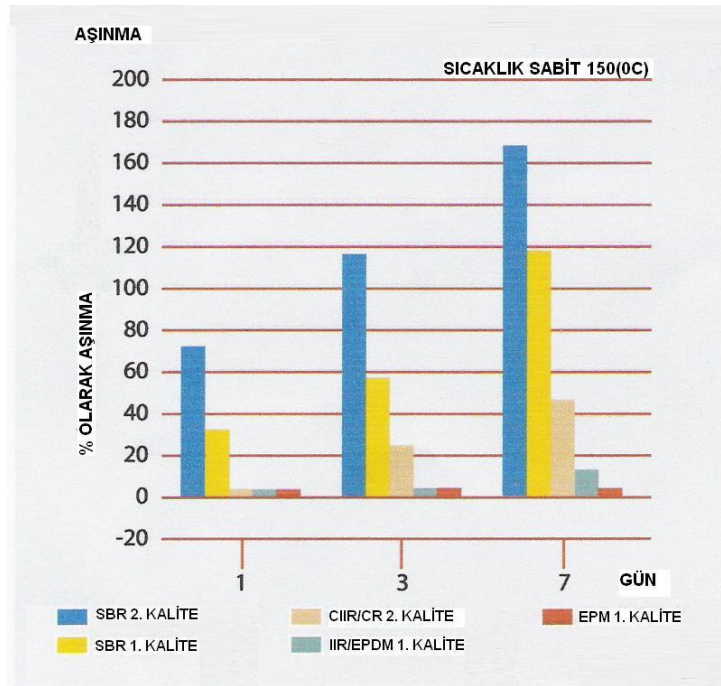
\*IRR/EPDM +%17

\*EPM +%7

Yukarıdaki parametrelerin değışme miktarından da anlaşıldığı gibi sertliği en az değışen kauçuk kaplama EPM tipi kaplamadır.

## 2.6.2 AŞINMA

Konveyör bantlarının seçiminde ve karşılaştırılmasında ana kriterlerden biride aşınmadır. Yüksek sıcaklıkta kullanılan bant tiplerinde kısa sürede yüksek aşınma değerleri gözlenebilmektedir.



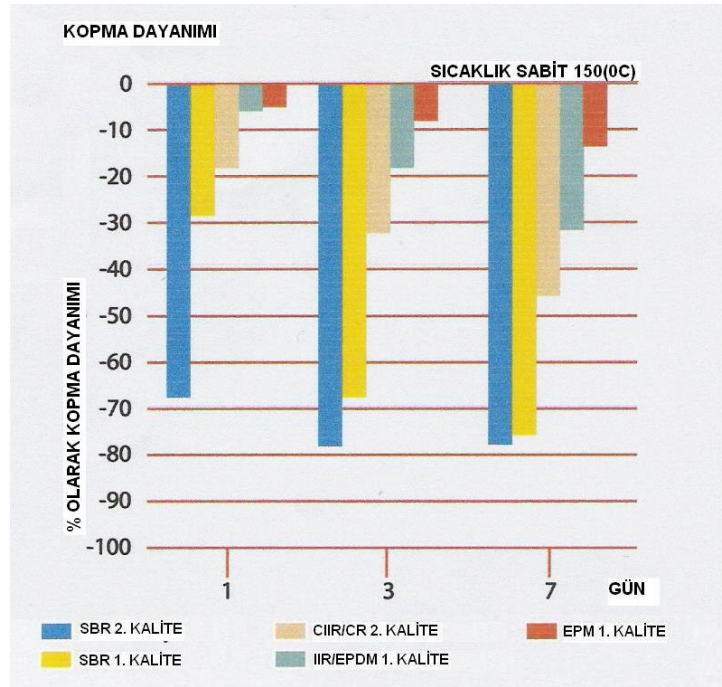
Şekil 2.4 150 °C sabit sıcaklıkta bandın aşınma miktarının zamanla değışimini gösteren grafik

Grafikten de anlaşıldığı gibi kauçuk kaplamalar kısa sürede yüksek aşınma değerlerine ulaşmışlardır. Kaplamalardaki aşınma neredeyse lineer olarak artarak , %55 ile %170 arasında değerlere ulaşmıştır.

EPM kauçuk kaplamayla giydirilmiş bant yüksek ısıya maruz kalmasına karşın yüksek aşınma dayanımı göstermiştir. Bandın aşınma değeri zamanla neredeyse sabit kalmıştır. Bu özelliğinden dolayı bu bant tipi sıcak malzeme iletimi için ideal bir özellik göstermektedir.

### 2.6.3 KOPMA DAYANIMI

Yüksek sıcaklıktaki bant tiplerinin karşılaştırılmasında bir diğer önemli kriterde bantların sıcaklık altında kopma dayanımlarındaki değişimdir. Grafikten de anlaşıldığı gibi 150<sup>0</sup>C sabit sıcaklık altında yedi gün sonunda çeşitli kauçuk kaplamaya sahip konveyör bantlarının kopma dayanımları dramatik bir şekilde düşme göstermiştir.



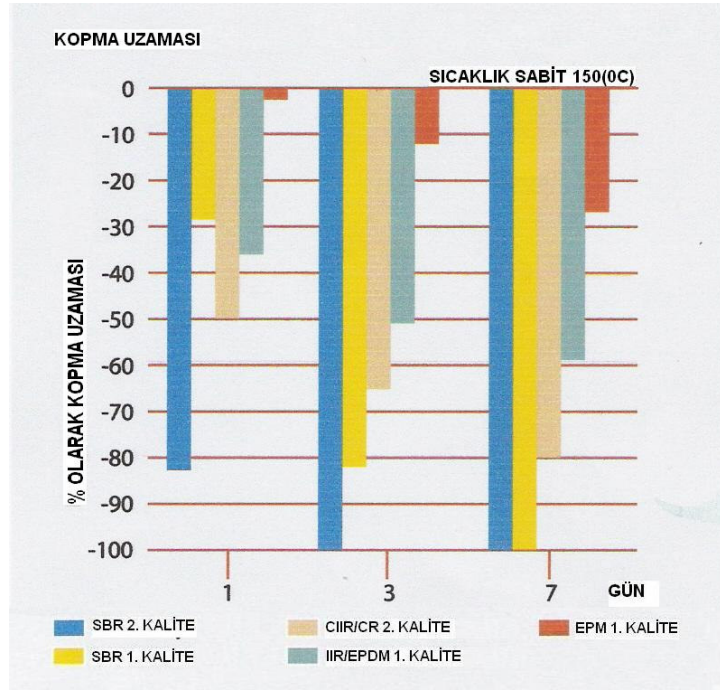
Şekil 2.5- 150<sup>0</sup>C sabit sıcaklıkta bandın kopma dayanımının zamanla değişimini gösteren grafik

CIIR/CR 2. kalite bandın kopma dayanımı %55 e , IIR/EPDM bandın kopma dayanımı %68 e , SBR bandın kopma dayanımı ise %22-26 düşmüştür.

Burada EPM kauçuk kaplamalı bandın kopma dayanımı %13 ile en az azalan bant tipi olduğu gözlenmektedir. Bu özelliği bu tip bantların ısıya dayanımının yanında mekanik olarak ta dayanımlarının yüksek olduğunu göstermektedir.

### 2.6.4 KOPMA UZMASI

Bu grafikte sertlik karşılaştırmasını doğrular niteliktedir. Deney sonucunda CIIR/CR 2. kalite bandın kopma uzaması %20 düşmekte , IIR/EPDM bandın kopma uzaması %41 oranında azalmaktadır. SBR bandın ise kopma uzaması 0 seviyesine gerilemektedir , malzemenin neredeyse tamamen elastiklik özelliğini kaybettiği görülmektedir.



Şekil 2.6 – 150°C sabit sıcaklıkta bandın kopma uzamasının zamanla değişimini gösteren grafik

Bu karşılaştırma da göstermektedir ki EPM karışımı kauçuk kaplama ile giydirilmiş konveyör bantları yüksek ısı altında özelliğini yitirmemiş ilk gün alınan değerler ile yedinci gün alınan değerlerin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.

### 2.6.5 SONUÇ

150°C sabit sıcaklıkta ve yedi günde yapılan deney göstermiştir ki farklı kauçuk kaplamalarla giydirilmiş bantlar deney öncesinde alınan sertlik, aşınma, kopma dayanımı ve kopma uzaması değerleri deney sonunda önemli farklılıklar göstermiştir. Deneyde kullanılan konveyör bantlarından yüksek sıcaklıkta kullanıma en uygun olan bant tipi başka bir deyişle parametreleri en az değişen bant tipi EPM olarak adlandırılan konveyör bandı olduğu açık bir şekilde ortaya çıkmaktadır. [14]

### 3-YÜKSEK SICAKLIKTA ÇALIŞAN BANTLI KONVEYÖRLERİN PROJELENDİRME ESASLARI

#### 3.1 BANT GENİŞLİĞİNİN TAYİNİ

İletme bandının genişliği , ilk olarak iletilen malın cinsine özellikle tane büyüklüğüne göre seçilmelidir. Prensipte olarak dökme mallar için düz bant kullanılmaz. Bunlar, eğer mal iletim yolu üzerinde sıyrılıyorsa veya aks mesafesi çok kısa ise , göz önünde tutulmalıdır.

Eğik rulolu bantlar düz bantlara nazaran daha büyük bir doldurma kesitine sahiptirler. Genelde 30° den 45° ye kadar olan eğik rulo açıları kullanılmaktadır.

Eğik rulo kullanılması bant ve konstrüksiyonun daha küçük ve daha ucuz olmasına yardımcı olur. Bunun yanında iletim sırasında malın aşağıya düşmesi şeklindeki kayıplarında önüne geçilebilir.[1]

#### 3.2 DOLDURMA ENİNE KESİTİ İLE BANT HIZININ ÖN TAHMİNİ

Elektrik motorları devir sayıları sabit olduğundan , mekanizmaların nakil oranları ve tambur çapları normlaştırılmıştır .Bu nedenle bir bantlı konveyör tesisinin projelendirilmesinde amaca uygun bir standart hız seçilmelidir.

Yer altı maden ocağı işletmelerinde genelde bant hızları 2m/s nin altında ; sınırlı olarak 4m/s ye kadar olabilmektedir.Linyit kömürü işletmelerinde bant hızları büyük tesislerde 4-5,2 m/s Kayar iletim tesisleri için ve ekseri parça mal bantlı tesisler için bu değerlerin daha küçük olanları kullanılmaktadır.

Bir tesis için belirli bir iletim kapasitesi talep edilmiş ise  $F(m^2)$  enine doldurma kesiti olarak ve  $V(m/s)$  bant iletim hızı olarak :

$$I_v = F.v.3600(m^3 / h) \quad (3.1)$$

Ortaya çıkmakta , hızın daha büyük bir değeri, daha küçük bir enine kesit elde edilmesini sağlamaktadır. Böylece hem daha dar bir tesis hem de maksimum bant çevre kuvveti ve minimum bant çekme kuvvetini oluşmasını sağlamaktadır. [1]

### 3.3 TAMBUR ÇEVRE KUVVETİ VE TAHRİK GÜCÜNÜN TAYİNİ

Hareket halinde , tahrik tamburu çevresinde , bütün hareket dirençlerinin toplamı :

$$P = c \times f \times L \left( G_M + \frac{I_G}{3.6 \times v} \right) \pm \frac{I_G \times H}{3.6 \times v} \quad (3.2)$$

Çevre hızının tayinine ait formül tesisin %70 ila %100 nispetinde geçerlidir. Kuvvetin tayininde iletim yönü önemli rol oynamaktadır. Yukarı yönlü iletim durumunda formüldeki işaret pozitif, aşağı yönlü iletimde ise negatif olmaktadır.

Formülde bulunan parametreler sırasıyla ;

**P(N):**reket halinde , tahrik tamburu çevresinde , bütün hareket dirençlerinin toplamı

**C** :Yan dirençleri kapsayan katsayı

**f** : Esas dirençleri kapsayan sürtünme katsayısı

**L(m)** :İletme uzunluğu

**G<sub>m</sub>(N/m)** Üst ve ait kuşaktaki bandın iletime uzunluğuna ait taşıyıcı makaraların dönen kısımlarının ağırlığından oluşan kuvvet.

**I<sub>v</sub>(m<sup>3</sup>/h):**Hacimsel iletime kapasitesi

**γ (t/m<sup>3</sup>):** Yığın yoğunluğu

**V(m/s):** İletim hızı

**H(m):**Toplam iletime yüksekliği

Buradan hareketle tahrik gücü hesaplanabilir:

$$N = \frac{P \times v}{\eta} \quad (3.3)$$

Burada güç KW cinsinden hesaplamaktadır.

P kuvveti formülünde bulun yan direnç katsayısı şekil -3 den iletim uzunluğuna bağlı olarak elde edilen eğriden okunabilmektedir.

Pratikte *f* eğerleri işletmenin çalışma şartlarına göre 0,012 ile 0,027 arasında değişmektedir. Aşağıda bu parametre ile ilgili ampirik değerler verilmiştir.

*f*=0,016-0,018 : sabit , iyi düzenlenmiş , taşıma makaraları kolay harekete geçirilen ve mallar küçük iç sürtünme dirençlerine tesisler için;



$f = 0,020$  : Normal şartlarda

$f = 0,023-0,027$  : Kötü düzenlenmiş tesisler için , toza karşı özellikle salmastra yapılmış taşıma makaraları ile , yapışkan ve sıcak malların iletilmesinde ve ara sıra kuvvetli aşırı yükleme durumunda . [1]

### 3.4 $G_M$ (Üst ve alt kuşakta bandın ve taşıyıcı makaraların dönen kısımlarına ağırlığından oluşan kuvvet) TAYİNİ

$$G_M = 2 \times G_B + G_{RO} + G_{RU} \quad (3.4)$$

Üst ve alt kuşaktaki bandın iletme uzunluğuna ait taşıyıcı makaraların dönen kısımlarının ağırlığından oluşan kuvvet  $G_m$  in tayini için metre uzunluğa ait bant ağırlığı  $G_B$  belirlenmelidir. Daha önceden dokuma katlarının sayısı ve cinsi , ayrıca taşıyıcı ve hareketli taraftaki örtü sayısı , bütün bu hesaplamaların sonucunda Tablo-2 den tayin edilebilir.

$G_{RO}$  ve  $G_{RU}$  iletme uzunluğunun 1 metresine ait taşıma makara istasyonunun dönen parçalarının ağırlıkları olup tablo-3 den taşıma makara mesafesine bölünmesiyle bulunurlar.

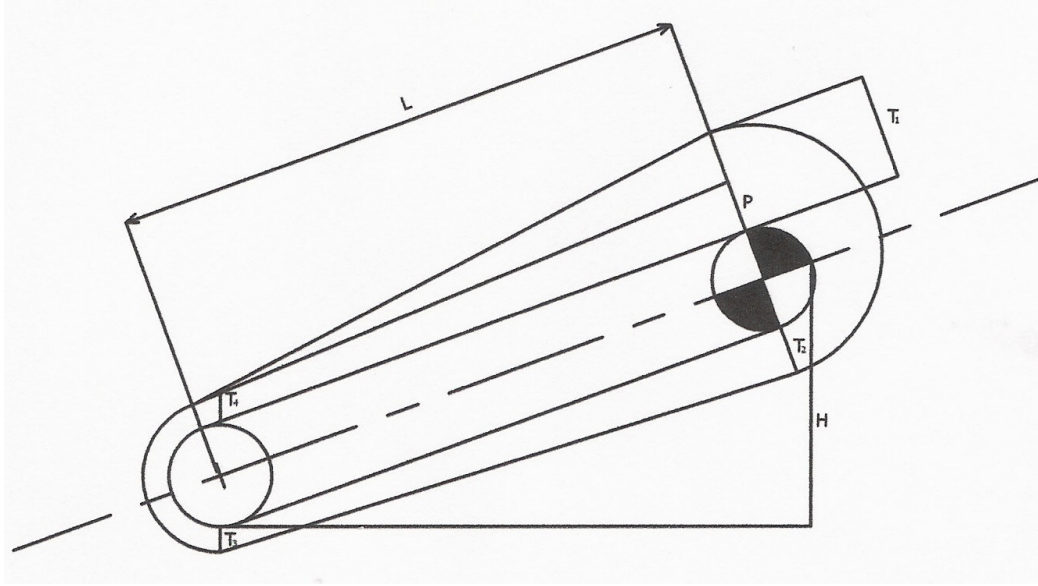
Aynı bant hızında daha küçük boyuttaki taşıma makaraları , daha büyük devir sayıları ile daha büyük hareket dirençleri meydana getirdiğinden , taşıma makaralarının seçiminde bu unsurlar göz önünde bulundurulmalıdır. [1]

### 3.5-MAKSİMUM BANT ÇEKME KUVVETLERİNİN TAYİNİ

Kuvvetlerin denge şartından , çevre kuvveti  $P$  , sarılma ve boşalma tarafındaki kuvvetlerin farkına eşittir.

$T_2 = T_1 - P$  şeklindedir. Ayrıca  $P$  çevre kuvvetinin tamburdan bant üzerine sürtünme ile naklinde Eytelwein şartı sağlanmalıdır.

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \alpha} \quad (3.5)$$



Şekil-3.1 Bant çekme kuvvetlerini dağılımı

Burada  $T_1$  en büyük bant çekme kuvveti olmaktadır. Birkaç dönüşümden sonra aşağıdaki denklemler elde edilmektedir.

$$T_1 = P \times \left( 1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (3.6)$$

$$T_2 = P \times \left( \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (3.7)$$

Burada  $e^{\mu\alpha}$  değeri arttıkça bant çekme kuvvetlerinin arttığı gözlenmektedir. Aynı zamanda bu değer tablo-5 den çeşitli sarım açıları ve sürtünme katsayıları için belirlenebilir.  $T_1$  ve  $T_2$  bant hesabı için temel parametrelerdir. Boşalma tarafındaki en küçük ön gergi kuvveti verildiğinde, çekme elemanlarının ölçüleri ve bandın yapısı tayin edilebilir. Ön gergi kuvveti  $G_V = 2 \cdot T_V$  civarındadır. [1]

### 3.6-BANT TİPİNİN TAYİNİ

$T_1$  değerinin hesaplanması durumunda bant genişliği başına gerçek bant zorlanması hesaplanabilir.

$$K_t = \frac{T_1}{B} \quad (3.8)$$

Dinamik zorlanmalardan, bandın eğilmesi, katların düzgün olmayan yüklenmesi, bağlantı yerlerindeki mukavemet kaybı, tamiri mümkün olmayan bant yaralanmaları, eskime dolayısıyla mukavemet kaybı gibi ek yüklemeler, emniyetsizlik faktörü, bandın yırtılma mukavemetine kadar yüklenmesini engellemek amacıyla bir emniyet katsayısını gerektirmektedir.

DIN22101 e göre emniyet katsayıları, 3-5 katlı bantlar için  $S=10$ , 6-9 katlı bantlar için  $S=12$ , 10-14 katlı bantlar için  $S=13$  civarında alınabilmektedir.

Aks mesafesi ne kadar büyükse spesifik bant zorlaması o kadar az olmaktadır. Zira en büyük ve en küçük bant gerilmesi arasındaki gerilme değişimi sayısı, uzun aks mesafelerinde aynı hızdaki kısa mesafeli tesislerden daha az olmaktadır.

Bant zorlaması ile emniyet katsayısı arasındaki ilişki aşağıdaki formülde belirtilmiştir.

$$K_t \times S = Z \times K_z \quad \Rightarrow Z = \frac{K_t \times S}{K_z} \quad (3.9)$$

Burada  $z$  pamuk dokuma katlarının sayısı,  $K_z$  (KN/cm) bandın bir katına ait yırtılma mukavemeti ise,  $Z \times K_z$  gerçek bant zorlaması  $K_t$  nin  $S$  katı olduğu görülmektedir. [1]

## 4-PROJE UYGULAMASI

### 4.1 PROJE VERİLERİ

İletim uzunluğu : L=20m

Kütleli iletim kapasitesi :  $I_G=60t/h$

İletilen malzeme : Döküm sonrası elde edilen kum

Malzeme sıcaklığı=  $140^{\circ}C$

Malzemenin yığın yoğunluğu :  $\gamma =0,65 t/m^3$

### 4.2 BANT GENİŞLİĞİNİN TAYİNİ

$$I_G = 60t / h \quad (4.1)$$

$$I_G = I_V \times \gamma \quad \Rightarrow I_V = \frac{I_G}{\gamma} = \frac{60}{0,65} \quad \Rightarrow I_V = 92,3m^3 / h \quad (4.2)$$

Bulunan  $I_V$  değeri ve üç parçalı  $30^{\circ}$  lik eğik rulo açılı rulo için bant genişliği 500mm ve dökme açısı  $20^{\circ}$  olan bant seçildi.

$I_V$  değeri tablo-1 den  $V=1m/s$  çevre hızı ve  $30^{\circ}$  lik eğik rulo açısı ile  $20^{\circ}$  dökme açısı için  $97m^3/h$  dir.

Seçilen 500mm bant genişliği için gerekli rulo çapı  $\phi=90mm$  olarak belirlendi. (DIN 15207,Tablo-4 )

500mm bant genişliği ve en küçük taşıyıcı makara çapı olan  $\phi=90mm$  için iletim hızı 1,68 m/s olarak belirlendi.

İşletme yukarı yönlü taşıma işlemi yaptığından , gerçek erişilebilir işletme kapasitesi azalacaktır. Bu nedenle hesaplarda 'K' azaltma faktörünün kullanılması gerekmektedir.

Bu 'K' faktörü şekil-2 den eğim açısı referans alınarak seçilmiştir.

Yukarı yönlü iletimde  $\delta=10^{\circ}$  eğim açısı için düzeltme faktörü  $K=0.95$  olarak bulunur.

$$I_V = I_V \times v \times K \quad \Rightarrow I_V = 154,812m^3 / s \quad (4.3)$$

154,812 $\geq$ 92,3 olduğundan seçilen 500mm genişliğindeki bant yeterli olacaktır.[1]

### 4.3 $G_m$ (Alt ve üst kuşakta bant ve ruloların dönen kısımlarının ağırlıklarından meydana gelen kuvvet)TAYİNİ

İletilen malzemenin bant katlarını zedelemesini önlemek amacıyla taşıyıcı tarafta 6mm, hareketli tarafta 2mm kaplama levha kalınlığı yeterli olacaktır.

İlk yaklaşım olarak bant ağırlığını bulabilmek için Tablo-2.3 den EP315/2 tipinde bir bant seçilirse ; bu bant tipi için 4 katlı 5:1,5mm kaplama kalınlıklı bandın ağırlık değeri Tablo-2.3 den  $G_B=250 \text{ N/m}^2$  olarak bulunur.Taşıma makara mesafesi rulo istasyonu başına,üst kuşakta 1m , alt kuşakta ise standart değer olan 3m seçilerek üst ve alt kuşakta rulo istasyonları başına , dönen taşıyıcı ruloların ağırlıkları Tablo-3 den  $G_{RO}=180/1 \text{ N/m}^2$  ve  $G_{RU}=114/3 \text{ N/m}^2$  olarak bulunur.

Buna göre  $G_M$  hesaplanırsa;

$$G_M = 2 \times G_B + G_{RO} + G_{RU} = 2 \times 125 + 180 + 38 \Rightarrow G_M = 468 \text{ N/m}^2 \quad (4.4)$$

Olarak bulunur. [1]

### 4.4- BANT ÇEVRE KUVVETİNİN HESAPLANMASI

C:Yan direnç katsayısı olup, aks mesafesine bağlı olarak bulunan bir katsayıdır iletim mesafesi olan  $L=20\text{m}$  için aşağıdaki Şekil-3 den  $C=3,15$  olarak tespit edilir.

f:Hareket direnci olup tesisin çalışma şartlarına göre tespit edilmektedir.'f' katsayısı çok iyi tasarlanmış temiz yapılarda 0,016 , orta temizlikteki tesislerde 0,020 , çok kirli çalışma ortamları için 0,027 alınabilir. Tasarımını yaptığımız tesiste döküm kumu taşıdığından çalışma ortamı oldukça kirlidir bu nedenle hareket direnci 0,027 alınmalıdır.Formülde bulunan  $\pm$  simgesi aşağı yönlü iletimde (-), yukarı yönlü iletimde (+) olarak alınmalıdır . Bu bilgiler ışığında P (4.5) den çevre kuvveti hesaplanırsa;

$$P = C \times f \times L \left( G_m + \frac{I_G}{3.6 \times V} \right) \pm \frac{I_G \times H}{3.6 \times V} \quad (4.5)$$

$$P = 3.15 \times 0,027 \times 20 \left( 20.3 + \frac{92.3}{3.6 \times 1.68} \right) + 0,65 \frac{92.3 \times 3.5}{3.6 \times 1.68} \quad (4.6)$$

$$\Rightarrow P = 1960 \text{ N}$$

Bulunan çevre kuvvetinin yanında bant üzerinde etkili olan sıyrıcı kuvveti mevcuttur toplam çevre kuvvetini bulmak için bu kuvvetler toplanmalıdır. Sistem tasarımında  $P_{\text{sıyrıcı}}=2280$  N olan bir sıyrıcı seçilmiş olup, buradan;

$$P_{\text{TOP}}=P+P_{\text{sıyrıcı}}=1960+2280= 4240 \text{ N} \quad (4.7)$$

#### 4.5 BANT ÇEKME KUVVETLERİNİN HESABI

$T_1$  ve  $T_2$  bant çekme kuvvetleri tahrik sistemi tarafından iletilen moment nedeniyle oluşan kuvvetlerdir.

$$T_1 = P \times \left( 1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \text{ şeklindedir.} \quad (4.8)$$

$$A = \left( 1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (4.9)$$

Burada  $\mu$  bant ile kasnak arasındaki sürtünme katsayısıdır. Tamburun torna edilmesi ve kuru işletme durumu için  $\mu=0,3$  olacaktır.

Sarım açısı  $\alpha=180^\circ$  olarak tahrik sistemi tasarlanmıştır. Burada  $\mu$  ve  $\alpha$  değerleri referans alınarak Tablo -5 den  $e^{\mu\alpha}$  değeri 1,64 olarak bulunur.Buradan;

$$T_1 = 4240 \cdot 1,64 = 6954 \text{ N olarak hesaplanır.}$$

$$T_2 = T_1 - P = 6954 - 4240 = 2714 \text{ N dur.}$$

Kuyruk tamburunda  $T_3$  ve  $T_4$  kuvvetleri meydana gelir.Bu kuvvetler aynı yönlü ve birbirine eşittir.Üst kuşaktaki sıyrıcı bu kuvvetleri azaltıcı etki yapacaktır.

$$T_4 = T_3 = T_1 - C \times f \times L \times (G_G + G_B + G_{RO}) - H \times (G_G + G_B) \quad (4.10)$$

$$G_G = \frac{I_G}{3.6 \times V} = \frac{60}{3.6 \times 1.68} = 226 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$T_4 = T_3 = 6954 - 3.15 \times 0.027 \times 20 \times (226 + 250 + 180) - 3.5 \times (226 + 250)$$

$$T_4 = T_3 = 4720 \text{ N} \quad (4.12)$$

$$T_4 = T_3 = 4720 - 2280 = 2440 \text{ N}$$

#### 4.6 BANT TİPİNİN TESPİTİ

Kuvvetlerin hesaplanması sırasında EP315/2 tipinde 4 katlı 5:1,5mm kaplamalı bir bant seçilmiştir. Buradan hareketle gerçek bant zorlaması hesaplanırsa ;

$$K_r = \frac{T_1}{B} = \frac{6954}{50} = 139 \text{ N/cm} \quad (4.13)$$

Sistem önemli zorlanmalar ve değişken durumlar etkisi altında çalıştığından emniyet katsayısı S=10 olarak alınır;

$$K_r \times S = Z \times K_z \quad \Rightarrow Z = \frac{K_r \times S}{K_z} = \frac{6.1 \times 10}{50} = 1.22 \quad \Rightarrow Z_{\min} = 3 \quad (4.14)$$

500 mm genişliğinde EP315/2 5:1,5 mm kaplamalı ve 4 katlı bant için Tablo-2.3 den bant ağırlığı  $G_B = 11 \times 0,5 = 125 \text{ N/m}$  olarak bulunur.

#### 4.7 TAŞIMA MAKARA MESAFESİNİN BELİRLENMESİ

Burada h sehim taşıma makara mesafesinin %1 olarak alınır;

$$a = \frac{8 \times \left( \frac{h}{a} \right) \times T_4}{G_B + G_G} = \frac{8 \times 0.01 \times 1.22}{3.6 + 9.920} = 0.721 \text{ m} \quad (4.15)$$

$$\Rightarrow a = 1 \text{ m}$$

Buradan üst rulo istasyonlarının arasındaki mesafe 1m olarak hesaplanır. Alt rulo mesafesi ise standart değer olan 3m olarak belirlenir.[1]

#### 4.8 BANT KUVVETLERİNİN TEKRAR TAYİNİ VE EMNİYET KONTROLÜ

$$P = C \times f \times L \left( G_m + \frac{I_G}{3.6 \times V} \right) \pm \frac{I_G \times H}{3.6 \times V} \quad (4.16)$$

$$G_M = 2 \times G_B + G_{RO} + G_{RU} = 2 \times 125 + 180 + 38 \quad \Rightarrow G_M = 468 \text{ N/m} \quad (4.17)$$



$$P = 3.15 \times 0,027 \times 20 \left( 20,3 + \frac{60}{3.6 \times 1.68} \right) + 0,65 \frac{60 \times 3.5}{3.6 \times 1.68}$$

$$\Rightarrow P = 1960N \quad (4.18)$$

Burada sıyrıcı kuvveti çevre kuvvetini arttırıcı etki yaptığından bu iki kuvvet toplanırsa;

$$P_{TOP} = P + P_{sıyrıcı} = 1960 + 2280 = 4240 \text{ N}$$

$$T_1 = P \times \left( 1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) = 4240 \times 1.64$$

$$T_1 = 6954N \quad (4.19)$$

Bizim sistemimizin tasarım aşamasında belirlenmiş olan emniyet katsayısının ( $S_{\text{öng}}=10$ ) kontrolü yapılırsa ;

$$S_{mev} = \frac{Z \times B \times K_z}{T_1} = \frac{2 \times 50 \times 50}{6954}$$

$$S_{mev} = 17 \quad (4.20)$$

Burada  $S_{mev} \geq S_{\text{öng}}$  olduğundan seçilen bant emniyetlidir.[1]

#### 4.9-TAHRİK GÜCÜNÜN HESAPLANMASI

$$N = \frac{P \times V}{\eta} = \frac{1960 \times 1.68}{0.8}$$

$$N = 3780W = 3.78KW \quad (4.21)$$

Bu çıkış gücü ve sistem gereksinimleri esas alınarak verimi %80 olan helisel konik dişlili redüktör ve 5.5KW lık çıkış gücü bulunan motordan oluşan tahrik sistemi seçilmiştir.

#### 4.10-TAMBUR ÇAPININ HESAPLANMASI

$$D = \frac{d_k}{C} \times 100 \quad (4.22)$$

Tablo-7 den c katsayısı pamuk ve sentetik yünden tek ve karışık polyamid veya polyester lifli çekme elemanı için , müsaade edilebilir bant kuvvetlerinden faydalanma 61-100 ve saptırma tamburu sarım açısı 180° için C=1,67 olarak bulunur. EP315/2 bant için bir kat kalınlığı tablo-8 den 1,3mm olarak bulunur.

Buradan çekirdek kalınlığı şekil-4den  $d_k=1.3 \times 2=2,6$ mm olarak hesaplanır.

$$D = \frac{2.6 \times 100}{1.43} \quad (4.23)$$

$$D = 180 \text{mm}$$

Bu çap değeri norm tambur çapı olarak D=200mm seçildi. Bu çap değeri imalatta kolaylık açısından hem tahrik hem de kuyruk tamburu çapı olarak belirlenmiştir.[1]

#### 4.11-TAMBUR GENİŞLİĞİNİN HESABI

Bulunan 500mm bant genişliği üzerinden hareketle tavsiye edilen değer olan B+100mm olmak üzere her iki taraftan 50mm bırakılarak tambur boyu L=600mm olarak hesaplanır.

**4.12 TAHRİK TAMBURU MİL ÇAPI HESABI**

Mil malzemesi St50-2 olarak seçildi ve çalışma şartları esas alınarak emniyet katsayısı  $S=2$  olarak alındı .Bu malzeme için emniyetli gerilme hesaplanırsa;

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S} \quad (4.24)$$

$$\tau_{em} = \frac{170}{2} = 85 \text{ N / mm}^2$$

Buradan mil çapı hesaplanırsa;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_{em}} \times \sqrt{(C_e \times M_e)^2 + (C_b \times M_b)^2}} \quad (4.25)$$

$C_e$ =Eğilme yükseltme faktörü

$C_b$ =Burulma yükseltme faktörü olmak üzere;

Eğilme + burulma durumunda  $C_e=1.5$  ,  $C_b=1$  olarak alınır.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 85} \times \sqrt{(1,5 \times 212 \times 10^3)^2 + (1 \times 335 \times 10^3)^2}}$$

$$d = 36,5 \text{ mm}$$

Burada mil çapı  $d= 40$  mm olarak alınabilir.

### **Mukavemet Kontrolü:**

Mil üzerinde maksimum eğilme momenti milin tambura moment iletimini sağlayan kamanın bulunduğu noktada meydana gelecekti dolayısıyla bu bölge mil için kritik kesit olarak mukavemet kontrolü yapılması gerekli bölgedir.Ayrıca mil yüzeyi ince tornalama ile işlendiğinden yüzey pürüzlüğü  $R_a=1,6\mu\text{m}$  olarak tespit edilmiştir.

### **Eğilme Momenti:**

$$M_{e \max} = \frac{R}{2} \times e \quad (4.26)$$

$$M_{e \max} = 2.12 \times 100 = 212 \text{ Nm}$$

**Burulma Momenti:**

$$n_r = \frac{\omega \times 30}{\pi} \quad (4.27)$$

$$\omega = \frac{V}{r} \quad (4.28)$$

$$\omega = \frac{1.68}{0.1} = 16.8 \text{ r/s}$$

$$n_r = \frac{16.8 \times 30}{\pi} = 160 \text{ d/d}$$

Bu devir ihtiyacına göre seçilen redüktörün çıkış devri  $n=157 \text{ d/d}$  dır. Buna göre burulma momenti hesaplanırsa;

$$P = M_b \times \omega \quad (4.29)$$

$$M_b = \frac{5.5 \times 30 \times 10^3}{\pi \times 157}$$

$$M_b = 335 \text{ Nm}$$

**Gerilmeler Hesaplanırsa;**

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} \quad ; W = \frac{\pi \times d^3}{32} \quad (4.30)$$

$$\sigma_e = \frac{212 \times 10^3 \times 32}{\pi \times 40^3}$$

$$\sigma_e = 33.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} \quad ; W_p = \frac{\pi \times d^3}{16} \quad (4.31)$$

$$\tau_b = \frac{335 \times 10^3 \times 16}{\pi \times 40^3}$$

$$\tau_b = 26.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \times \tau_b^2} \quad (4.32)$$

$$\sigma_e = 0 \quad \Rightarrow \quad \sigma_0 = \sqrt{3 \times 26.7^2} = 46.2 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_g = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \times \tau_b^2} \quad (4.33)$$

$$\tau_b = 0 \quad \Rightarrow \quad \sigma_g = \sqrt{33.7^2} = 33.7 \text{ N/mm}^2$$

### Goodman Yaklaşımına Göre Analitik Yöntemle Kontrol

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D^* / S} + \frac{\sigma_0}{\sigma_K / S} \leq 1 \quad (4.34)$$

$$\sigma_D^* = \frac{K_b \times K_y}{K_\zeta} \sigma_D \quad (4.35)$$

Burada mil malzemesi olan St50-2 çelik için yorulma dayanımı  $\sigma_D=240\text{N/mm}^2$  , kopma dayanımı  $\sigma_k=500\text{N/mm}^2$  olarak tablodan okunmuştur(DIN 17100)

Aynı zamanda yüzey faktörü ince tornalama yüzey pürüzlülüğü  $R_a=1,6\mu\text{m}$  ve kopma dayanımı için Şekilden  $K_y=0,9$ , boyut faktörü 40mm mil çapı için şekilden  $K_b=0,85$  , çentik faktörü A tipi kama yuvası ve kopma dayanımı için şekilden  $K_\zeta=1,9$  olarak okunur.

Bu değerlere göre;

$$\sigma_D^* = \frac{0.85 \times 0.9}{1.9} \times 240 = 96 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{33.7 \times 2}{96} + \frac{46.2 \times 2}{500} \leq 1$$

$$0.88 \leq 1$$

Olduğundan kesit için hesaplanan mil çapı emniyetlidir. [5]

## 4.13- TAHRİK SİSTEMİ KAMALARININ BOYUTLANDIRILMASI

### A)MİL-TAMBUR BAĞLANTI KAMALARI

Hesaplanan 40mm mil çapı için TS 147 den  $b.h=12.8$  olarak alınarak  $h=0,4.h=3,2\text{mm}$  olarak hesaplanır. Ayrıca kama malzemesi st37-2 olarak tespit edilirse bu malzeme için akma dayanımı DİN 17100 den  $240\text{N/mm}^2$  olarak bulunur.

**a)Yüzey basıncına Göre**

$$p_{em} = \frac{\sigma_{Ak(\varphi)}}{S} \quad (4.36)$$

$$p_{em} = \frac{240}{2} \quad \Rightarrow p_{em} = 120N / mm^2$$

$$l \geq \frac{2 \times M_b}{d \times h \times p_{em}} \quad (4.37)$$

$$l \geq \frac{2 \times 335 \times 10^3}{3.2 \times 120 \times 40} \quad l \geq 44mm \text{ olarak hesaplanır.}$$

**b)Kesme Gerilmesine Göre**

St37-2 malzeme için akma gerilmesi DİN 17100 den  $140 N/mm^2$  olarak bulunur.

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S} = \frac{140}{2} = 70N / mm^2 \quad (4.38)$$

$$l \geq \frac{2 \times M_b}{d \times b \times \tau_{em}} \quad (4.39)$$

$$l \geq \frac{2 \times 335 \times 10^3}{12 \times 140 \times 70} \quad l \geq 20mm$$

Bulunan kama boyları içinde en büyük değer 44mm dir bu değer standart değer olan  $l=45mm$  ye tamamlanırsa kama boyutlandırılmış olur.

**B- MİL-KAVRAMA BAĞLANTI KAMASI**

Hesaplanan 30mm mil çapı için TS 147 den  $b.h=8.7$  olarak alınarak  $h=0,4.h=2,8mm$  olarak hesaplanır. Ayrıca kama malzemesi St37-2 olarak tespit edilirse bu malzeme için akma dayanımı DIN 17100 den  $240N/mm^2$  olarak bulunur.

**a)Yüzey basıncına Göre**

$$p_{em} = \frac{\sigma_{Ak(\varphi)}}{S}$$

$$p_{em} = \frac{240}{2} \Rightarrow p_{em} = 120 \text{ N/mm}^2$$

$$l \geq \frac{2 \times M_b}{d \times h \times p_{em}}$$

$$l \geq \frac{2 \times 335 \times 10^3}{2.8 \times 120 \times 30} \quad l \geq 66 \text{ mm} \text{ olarak hesaplanır.}$$

#### b) Kesme Gerilmesine Göre

St37-2 malzeme için akma gerilmesi DIN 17100 den  $140 \text{ N/mm}^2$  olarak bulunur.

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S} = \frac{140}{2} = 70 \text{ N/mm}^2$$

$$l \geq \frac{2 \times M_b}{d \times b \times \tau_{em}}$$

$$l \geq \frac{2 \times 335 \times 10^3}{12 \times 30 \times 70} \quad l \geq 40 \text{ mm}$$

Bulunan kama boylan içinde en büyük değer 66mm dir bu değer standart değer olan  $l=70\text{mm}$  ye tamamlanırsa mil ucu kaması boyutlandırılmış olur. [5]

#### 4.14- TAHRİK TAMBURU YATAK SEÇİMİ

Tambur milinin yatak seçiminde yatağın önemli ölçüde radyal yükler altında çalışacağı bunun yanında hafif aksenal yüklere de maruz kalacağı düşünülerek yatak tipi oynak bilyalı olarak seçilir. Bu tip yataklar için  $p=3$  dür. Aynı zamanda yatak için aksenal kuvvet  $F_a=0$  alınarak  $F_{eş}=F_r=2,19\text{KN}$  olarak hesaplanır.

Kaldırma ve iletme makineleri için öngörülen ömür 12000-2000 iş.saat arasından  $L_{h\ddot{u}ng} = 17500$  iş.saat seçilirse;

$$C_{ISO} = \sqrt[p]{\frac{60 \times n}{10^6} \times L_{h(\ddot{u}ng)} \times F_{eş}} \quad (4.40)$$

$$C_{ISO} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 157}{10^6} \times 17500 \times 2.12} \Rightarrow C_{ISO} = 11 \text{ KN}$$



$d_i=35\text{mm}/5=0,7$  iç çap sembolü, oynak bilyeli rulman ve C<sub>iso</sub>-11KN için ORS rulman katalogundan 1207 serisi oynak bilyeli rulman seçildi. Seçilen bu rulman için yük kapasitesi C<sub>ISO</sub>=12,5KN dur.

#### **Yatak Yuvası Seçimi;**

Seçilen 1207 serisi rulman için ORS yuva katalogundan S 7245 serisi yatak yuvası seçildi. [5]

#### **4.15-TAHRİK TAMBURU ET KALINLIĞI KONTROLÜ**

Tambur malzemesi St37 çelik ve et kalınlığı h=6mm olarak seçilirse. Bu malzeme için emniyetli gerilme değeri DIN 17100 den  $100\text{N/mm}^2$  olarak alınarak;

$$\sigma = \frac{0.96 \times (T_1 + T_2)}{\sqrt{D \times h^3}} \leq \sigma_{em} \text{ olmalıdır.} \quad (4.41)$$

$$\frac{0.96 \times 4240}{\sqrt{200 \times 6^3}} \leq 100 \quad \Rightarrow 19.58 \leq 100$$

Mevcut durumda tambur et kalınlığı emniyetlidir. [4]

**4.16 KUYRUK TAMBURU MİL ÇAPI HESABI**

Mil malzemesi St50-2 olarak seçildi ve çalışma şartları esas alınarak emniyet katsayısı  $S=2$  olarak alındı .Bu malzeme için emniyetli gerilme hesaplanırsa;

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S} = \frac{170}{2} = 85 N / mm^2$$

Buradan mil çapı hesaplanırsa;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_{em}} \times \sqrt{(C_e \times M_e)^2 + (C_b \times M_b)^2}}$$

$C_e$ =Eğilme yükseltme faktörü

$C_b$ =Burulma yükseltme faktörü olmak üzere;

Eğilme durumunda  $C_e=1$  ,  $C_b=0$  olarak alınır.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 85} \times \sqrt{(1 \times 122 \times 10^3)^2}}$$

$$d = 20mm$$

Burada mil çapı standart rulo mili çapına tamamlanarak  $d= 35$  mm alınabilir.

### **Mukavemet Kontrolü:**

Mil üzerinde maksimum eğilme momenti milin tambura moment iletimini sağlayan kamanın bulunduğu noktada meydana gelecektir dolayısıyla bu bölge mil için kritik kesit olarak mukavemet kontrolü yapılması gerekli bölgedir.Ayrıca mil yüzeyi ince tormalama ile işlendiğinden yüzey pürüzlüğü  $R_a=1,6\mu m$  olarak tespit edilmiştir.

### **Eğilme Momenti:**

$$M_{e \max} = \frac{R}{2} \times e$$

$$M_{e \max} = 1.22 \times 100 = 122 Nm$$

**Gerilmeler Hesaplanırsa;**

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} \quad ; W = \frac{\pi \times d^3}{32}$$

$$\sigma_e = \frac{122 \times 10^3 \times 32}{\pi \times 35^3}$$

$$\sigma_e = 29 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \times \tau_b^2} \quad \sigma_e = 0 \quad \tau_b = 0 \Rightarrow \sigma_0 = 0$$

$$\sigma_g = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \times \tau_b^2}$$

$$\tau_b = 0 \quad \Rightarrow \quad \sigma_g = \sqrt{29^2} = 29 \text{ N/mm}^2$$

**Analitik Yöntemle Kontrol**

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D^* / S} \leq 1$$

$$\sigma_D^* = \frac{K_b \times K_y}{K_\zeta} \sigma_D$$

Burada mil malzemesi olan St50-2 çelik için yorulma dayanımı  $\sigma_D = 240 \text{ N/mm}^2$ , kopma dayanımı  $\sigma_k = 500 \text{ N/mm}^2$  olarak tablodan okunmuştur (DIN 17100)

Aynı zamanda yüzey faktörü ince tornalama yüzey pürüzlülüğü  $R_a = 1,6 \mu\text{m}$  ve kopma dayanımı için Şekilden  $K_y = 0,9$ , boyut faktörü 35mm mil çapı için şekilden  $K_b = 0,87$ , çentik faktörü A tipi kama yuvası ve kopma dayanımı için şekilden  $K_\zeta = 1,9$  olarak okunur.

Bu değerlere göre;

$$\sigma_D^* = \frac{0,87 \times 0,9}{1,9} \times 240 = 99 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{29 \times 2}{99} \leq 1$$

$$0,58 \leq 1$$

Olduğundan kesit için hesaplanan mil çapı emniyetlidir. notları, [5]

#### 4.17- KUYRUK TAMBURU YATAK SEÇİMİ

Tambur milinin yatak seçiminde yatağın önemli ölçüde radyal yükler altında çalışacağı bunun yanında hafif eksenel yüklere de maruz kalacağı düşünülerek yatak tipi oynak bilyalı olarak seçilir. Bu tip yataklar için  $p=3$  dür. Aynı zamanda yatak için eksenel kuvvet  $F_a=0$  alınarak  $F_{eş}=F_r=1.22KN$  olarak hesaplanır.

Kaldırma ve iletme makineleri için öngörülen ömür 12000-2000 iş.saat arasından  $L_{h\ddot{u}ng} = 17500$  iş.saat seçilirse;

$$C_{ISO} = \sqrt[3]{\frac{60 \times n}{10^6} \times L_{h(\ddot{u}ng)} \times F_{eş}}$$

$$C_{ISO} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 157}{10^6} \times 17500 \times 1.22} \Rightarrow C_{ISO} = 6.35KN$$

$d_i=30mm/5=0,6$  iç çap sembolü, oynak bilyalı rulman ve  $C_{iso}=6.35KN$  için ORS rulman katalogundan 1206 serisi oynak bilyalı rulman seçildi.Seçilen bu rulman için yük kapasitesi  $C_{ISO}=12,4KN$  dur.

#### Yatak Yuvası Seçimi;

Seçilen 1206 serisi rulman için ORS yuva katalogundan S 62.35 serisi yatak yuvası seçildi. [5]

#### 4.18-KUYRUK TAMBURU ET KALINLIĞI KONTROLÜ

Tambur malzemesi St37 çelik ve  $D=200mm$  için et kalınlığı  $h=6mm$  olan tambur borusu seçilirse. Bu malzeme için emniyetli gerilme değeri DIN 17100 den  $100N/mm^2$  olarak alınarak;

$$\sigma = \frac{0.96 \times (T_3 + T_4)}{\sqrt{D \times h^3}} \leq \sigma_{em} \text{ olmalıdır.}$$

$$\frac{0.96 \times 2440}{\sqrt{200 \times 6^3}} \leq 100 \Rightarrow 11.2 \leq 100N / mm^2$$

Mevcut durumda tambur et kalınlığı emniyetlidir. [4]

**4.19 TAŞIMA RULOLARININ MİL ÇAPI HESABI**

Burada önce taşıma rulolarına gelen maksimum kuvvet hesaplanmalıdır. Bunun için maksimum kuvvet;

$$P_T = \left( \frac{I_V \times \gamma}{3.6 \times V} + G_B \right) \times a_0 + G_{RO} \quad (4.42)$$

$$P_T = \left( \frac{92.3 \times 0.65}{3.6 \times 1.68} + 3.6 \right) \times 1 + 7.9$$

$$P_T = 214.2N$$

**Eğilme Momenti:**

$$M_{e \max} = \frac{R}{2} \times e$$

$$M_{e \max} = 107.1 \times 50 = 5.36Nm$$

Mil malzemesi St50-2 olarak seçildi ve çalışma şartları esas alınarak emniyet katsayısı S=2 olarak alındı .Bu malzeme için emniyetli gerilme hesaplanırsa;

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S} = \frac{170}{2} = 85N/mm^2 \quad \text{Buradan mil çapı hesaplanırsa;}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_{em}} \times \sqrt{(C_e \times M_e)^2 + (C_b \times M_b)^2}}$$

$C_e$ =Eğilme yükseltme faktörü

$C_b$ =Burulma yükseltme faktörü olmak üzere;

Eğilme durumunda  $C_e=1$  ,  $C_b=0$  olarak alınır.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 85} \times \sqrt{(1 \times 5.36 \times 10^3)^2}}$$

$$d = 10mm$$

Burada mil çapı seri imalatta kullanılan standart rulo mili çapına tamamlanarak d= 20 mm alınmıştır.

### Mukavemet Kontrolü

Mil üzerinde maksimum eğilme momenti yatakların bulunduğu noktada meydana gelecektir dolayısıyla bu bölge mil için kritik kesit olarak mukavemet kontrolü yapılması gerekli bölgedir. Ayrıca mil yüzeyi ince tormalama ile işlendiğinden yüzey pürüzlüğü  $R_a=1,6\mu\text{m}$  olarak tespit edilmiştir.

### Gerilmeler Hesaplanırsa;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} \quad ; W = \frac{\pi \times d^3}{32}$$

$$\sigma_e = \frac{5.36 \times 10^3 \times 32}{\pi \times 20^3}$$

$$\sigma_e = 6.83 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \times \tau_b^2} \quad \sigma_e = 0 \quad \tau_b = 0 \Rightarrow \sigma_0 = 0$$

$$\sigma_g = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \times \tau_b^2}$$

$$\tau_b = 0 \quad \Rightarrow \sigma_g = \sqrt{6.83^2} = 6.83 \text{ N/mm}^2$$

### Analitik Yöntemle Kontrol

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D^* / S} \leq 1$$

$$\sigma_D^* = \frac{K_b \times K_y}{K_\zeta} \sigma_D$$

Burada mil malzemesi olan St50-2 çelik için yorulma dayanımı  $\sigma_D=240\text{N/mm}^2$  , kopma dayanımı  $\sigma_k=500\text{N/mm}^2$  olarak tablodan okunmuştur(DIN 17100)

Aynı zamanda yüzey faktörü ince tormalama yüzey pürüzlülüğü  $R_a=1,6\mu\text{m}$  ve kopma dayanımı için Şekilden  $K_y=0,9$ , boyut faktörü 20mm mil çapı için şekilden  $K_b=0,94$  , çentik faktörü şekilden  $K_\zeta=1,6$  olarak okunur.



Bu değerlere göre;

$$\sigma_D^* = \frac{0.94 \times 0.9}{1.6} \times 240 = 127 \text{ N / mm}^2$$

$$\frac{6.83 \times 2}{127} \leq 1$$

$$0.1 \leq 1$$

Olduğundan kesit için hesaplanan mil çapı emniyetlidir. [5]

#### 4.20- TAŞIMA RULOSU YATAK SEÇİMİ

Tambur milinin yatak seçiminde yatağın önemli ölçüde radyal yükler altında çalışacağı düşünülerek yatak tipi sabit bilyalı örtme kapaklı olarak seçilir. Bu tip yataklar için  $p=3$  dür. Aynı zamanda yatak için eksene! kuvvet  $F_a=0$  alınarak  $F_{eş}=F_r=107,1\text{N}$  olarak hesaplanır.

Kaldırma ve iletme makineleri için öngörülen ömür 12000-2000 iş.saat arasından  $L_{h\ddot{o}ng}=17500$  iş.saat seçilirse ve rulo için dönme devri hesaplanırsa;

$$n_R = 1.9 \times 10^4 \times \frac{V}{D_R} \quad (4.43)$$

$$n_R = 1.9 \times 10^4 \times \frac{1.68}{90}$$

$$n_R = 355 \text{ d / d}$$

$$C_{ISO} = \sqrt[3]{\frac{60 \times n}{10^6} \times L_{h(\ddot{o}ng)} \times F_{eş}}$$

$$C_{ISO} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 355}{10^6} \times 17500 \times 0.1071} \Rightarrow C_{ISO} = 0.732 \text{ KN}$$

$d_i=20\text{mm}/5=0,4$  iç çap sembolü, sabit bilyalı örtme kapaklı rulman ve  $C_{iso}=0,732\text{KN}$  için ORS rulman katalogundan 1206 serisi sabit bilyalı örtme kapaklı rulman seçildi.Seçilen bu rulman için yük kapasitesi  $C_{ISO}=8,09\text{KN}$  dur.

#### 4.21-VIDALI GERME TERTİBATININ BOYUTLANDIRILMASI

Vidalı gergi tertibatının boyutlandırılması için önce gerginin yapıldığı taraftaki bant çekme kuvvetinin hesaplanması gereklidir.

$$T_a = T_3 = T_4 \quad (4.44)$$

$$G_V = 2 \times T_a \quad (4.45)$$

$$G_V = 2 \times 4720$$

$$G_V = 9440N$$

#### Germe Mesafesi;

Germe mesafesi yaklaşık olarak iletim uzunluğunun %2 si civarında alınabilir.

$$L_g = 0,02 \cdot L = 0,02 \cdot 20$$

$L_g = 0,04m$  dir germe mesafesi  $L_g = 0,5m$  kabul edilebilir.

#### Vidalı Milin Boyutlandırılması;

Germe işlemini gerçekleştiren vidalı mil tertibatı sıkma durumunda yalnızca çekmeye zorlanmaktadır. Bu nedenle boyutlandırma çekmeye göre yapılmalıdır.

Cıvata malzemesi 4.6 olarak belirlenirse;

$$\sigma_K = 4 \times 100 = 400N / mm^2$$

$$\sigma_{Ak(\zeta)} = 0.6 \times 400 = 240N / mm^2$$

$$\sigma_\zeta = \frac{F_\zeta}{A} \leq \sigma_{em} \quad A = \frac{\pi \times d_3^2}{4} \quad (4.46)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak(\zeta)}}{S} = \frac{240}{2} = 120N / mm^2$$

$$\frac{9440}{\pi \times d_3^2} \leq 120 \quad \Rightarrow d_3 \geq 7.9mm$$

Bulunan bu dış dibi çapına göre TS 61 den M10 serisi

cıvata seçilmiştir.

**Vidalı Milin Kontrol Hesabı;**

M10 cıvata için TS 61 den  $d_3=8,6\text{mm}$  ,  $d_2=9,02\text{mm}$  ,  $p=1,5\text{mm}$  olarak okunur ve sürtünme katsayısı 0,12 alınır;

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_\zeta^2 + 3 \times \tau_b^2} \leq \sigma_{em} \quad (4.47)$$

$$\sigma_\zeta = \frac{F_{\text{ön}}}{A_c} \quad (4.48)$$

$$\sigma_\zeta = \frac{9440 \times 4}{\pi \times 8.6^2} = 84.9 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_b = \frac{M_{sv}}{W_p}$$

$$M_{sv} = F_{\text{ön}} \times \frac{d_2}{2} \times \tan(\beta + \rho) \quad (4.49)$$

$$\tan \beta = \frac{P}{\pi \times d_2} = \frac{1.5}{\pi \times 9.02} = 0.0529 \quad \Rightarrow \beta = 3.03^\circ$$

$$\tan \rho = \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} = \frac{0.12}{\cos 30} = 0.138 \quad \Rightarrow \rho = 7.89^\circ$$

$$M_{sv} = 9440 \times \frac{9.02}{2} \times \tan(10.92)$$

$$M_{sv} = 3.86 \text{ Nm}$$

$$\tau_b = \frac{3.86 \times 10^3 \times 16}{\pi \times 8.6^2}$$

$$\tau_b = 36.18 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_v = \sqrt{(84.9)^2 + 3 \times (36.18)^2} \leq 120 \text{ N/mm}^2$$

$$105.52 \leq 120 \text{ N/mm}^2$$

Olduğundan vidalı mil sıkma durumunda çekme gerilmesi açısından emniyetlidir.[6]

#### 4.22 KAVRAMA SEÇİMİ

Konveyör bantlarında titreşimlerin minimize edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle seçilecek kavramanın elastik veya çok elastik olması gerekir.

Bu sistemin dizaynında elastik yastıklı parmaklı kavrama seçilirse:

$$M_b = 9550 \times \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{5.5}{157}$$

$$M_b = 335 Nm$$

Buradan bulunan değer, elektrik motoru tahrikli, nadiren tam yük, günlük çalışma süresi 8 saat için bulunan  $K_{i\dot{s}}=1,6$  ile genişletilmelidir.

$$M_{Kav} = K_{i\dot{s}} \times M_b \quad (4.50)$$

$$M_{Kav} = 1.6 \times 335$$

$$M_{Kav} = 536 Nm$$

B160 serisi bir kavrama seçildi. [6]

Boyut serisi	Geometrik ölçüler [mm]									Max. devir sayısı $n_{\max}$ $\text{min}^{-1}$	Dönd. mom. $M_{kav}$ Nm	Kütle atalet momenti $J$ $\text{kgm}^2$	Ağırlık $m$ kg
	$d_1$ H7 max.	$d_2$ H7 max.	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$s$				
B58	19	24	...	40	58	20	20	6	2 ... 4	5000	19	0,0002	0,45
B68	24	28	...	46	68	20	20	8	2 ... 4	5000	34	0,0003	0,63
B80	30	38	50	62	80	30	21	10	2 ... 4	5000	60	0,0008	1,28
B95	42	42	68	70	95	35	24	11	2 ... 4	5000	100	0,0017	2,04
B110	48	48	78	80	110	40	27	14	2 ... 4	5000	160	0,004	3,1
B125	55	55	90	90	125	50	31	17	2 ... 4	5000	240	0,008	5,1
B140	60	60	100	100	140	55	34	20	2 ... 4	4900	360	0,014	6,9
B160	65	65	108	108	160	60	39	20	2 ... 6	4250	560	0,025	9,4
B180	75	75	125	125	180	70	42	20	2 ... 6	3800	880	0,045	14
B200	85	85	140	140	200	80	47	24	2 ... 6	3400	1340	0,08	20
B225	90	90	150	150	225	90	52	18	2 ... 6	3000	2000	0,135	24,5
B250	100	100	165	165	250	100	60	18	3 ... 8	2750	2800	0,23	34
B280	110	110	180	180	280	110	65	20	3 ... 8	2450	3900	0,37	45

Tablo 4.1 Elastik Yastıklı Parmaklı Kavrama Tablosu

## SONUÇ

Günümüzde endüstriyel alanda , malzeme iletiminde bantlı konveyörler geniş bir uygulama alanı bulmaktadır.Bu geniş yelpaze içinde çalışmamızın özünü teşkil eden yüksek sıcaklıkta çalışan bantlı konveyörler ise çimento fabrikaları, maden ocakları, kireç ocakları, dökümhaneler, gübre fabrikaları, kimya endüstrisi ve enerji santralleri başta olmak üzere birçok alanda kullanılmaktadır.

Yüksek sıcaklıkta çalışan bantlı konveyörler , diğer bantlı konveyörlerden çalışma prensibi açısından farklılık göstermezler.Buna karşın çalışma koşulları ve taşıdıkları malzeme özelliklerinin farklı olmasıyla diğer bantlı konveyörlerden farklılık gösterirler.

Bantlı konveyörlerin ısıya dayanıklı hale getirilmesinde en önemli faktör kullanılan bant tipidir.Değişik kauçuk kaplamalar ile konveyör bantları 250<sup>0</sup>C ye kadar sıcak malzemenin iletimine imkan sağlamaktadır.En sık kullanılan kauçuk kaplamalar EPM, EPDM , SBR ve IIR tipi kaplamalardır.Bunlar arasında yüksek sıcaklıkta kullanıma en elverişli olanı EPM ve EPDM tipi bantlar olmakla birlikte yüksek sıcaklıkta mekanik ve kimyasal özellikleri çok iyi olmayan SBR esaslı bantlar ekonomik olmaları açısından tercih edilebilmektedir.

İşletmeler için seçilecek bant tipinin belirlenmesinde taşınacak malzeme özellikleri, sıcaklık , mekanik,kimyasal ve fiziksel koşullar bir bütün olarak değerlendirilmelidir.Bu değerlendirmeler sonucunda isteneni tam karşılayacak doğru bant tipi seçilmelidir, zira bant maliyeti tüm sistem maliyetinin neredeyse yarısını oluşturmaktadır.Diğer yönden konveyör tesisinin tasarlanmasında seçilen bant tipi birçok parametreyi de etkilemektedir.

Sonuç olarak yüksek sıcaklıkta çalışan bantlı konveyörler insan gücünün sağlıklı çalışamayacağı ve seri imalat yapılan tesislerde malzeme iletimini gerçekleştirerek birçok endüstriyel tesis için çözüm sunmaktadır.

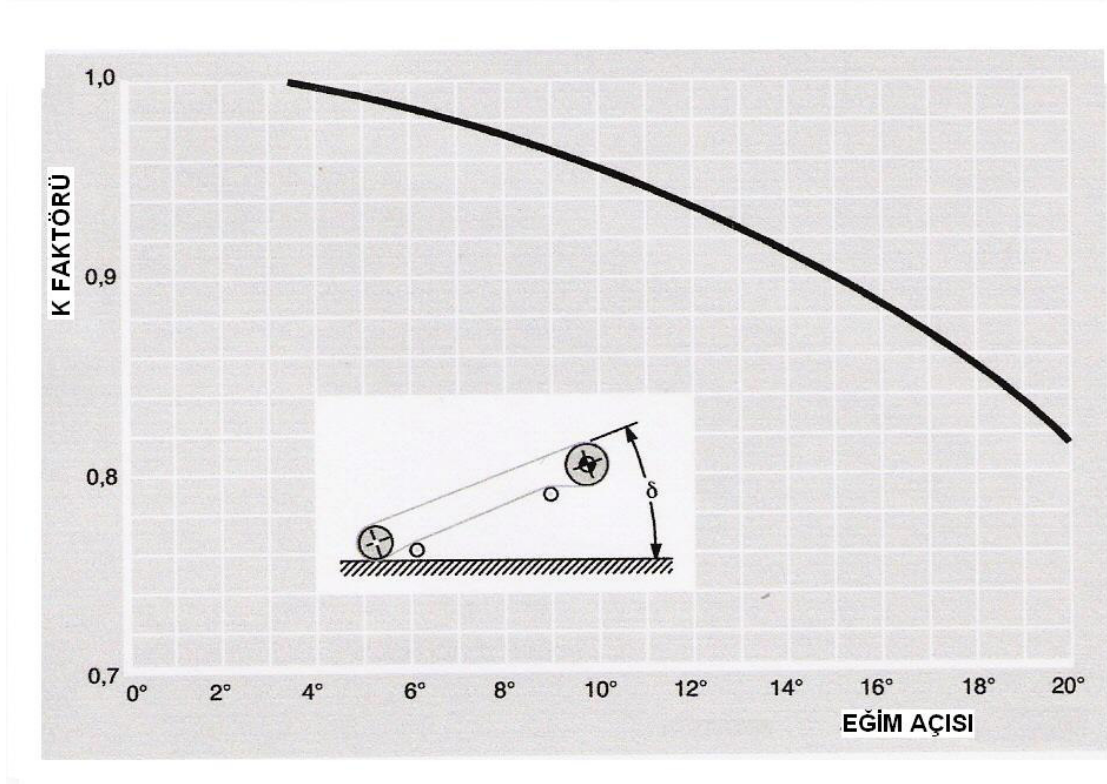
**KAYNAKLAR**

- [1]- ALIŞVERİŞÇİ , M , Bantlı Konveyörler, YTÜ , İstanbul (1985)
- [2]- ÖZDAŞ , M, Nimet, Bantlı Konveyörler , İTÜ, İstanbul (1961)
- [3]- AŞİK ,E , Bantlı Konveyörler ,MMO Yayınları, Ankara (1988)
- [4]- BOĞOÇLU , M, Transport Tekniği 1ve 2 ders notları
- [5]- DİKMEN , F, Makine Elemanları 1 ve 2 Ders Notları
- [6]- BOZACI , A, Makine Elemanları Cilt-1, YTÜ , İstanbul (2000)
- [7]-KADİROĞLU, N, Bantlı Konveyörlerin Bilgisayar Yardımıyla Tasarımı,İTÜ,İstanbul (1997)
- [8]-KGM Makine Ltd. Şti. Konveyör Ekipmanları Katalogu
- [9]- A. Spivakovsky , V. Dyachkov Çeviren A. Münir Cerit ,Götürücüler, Ankara (1984)
- [10]- prepared by the Engineering Conference of the Conveyor Equipment Manufacturers, Belt conveyors for bulk materials

**INTERNET KAYNAKLARI**

- [11]-[www.ayikband.com](http://www.ayikband.com)
- [12]-[www.mimsan.com](http://www.mimsan.com)
- [13]-[www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)
- [14]-[www.rothen.com](http://www.rothen.com)
- [15]-[www.metsominerals.com](http://www.metsominerals.com)
- [16]-[www.engineeringvillage2.org](http://www.engineeringvillage2.org)

## 6- EKLER



Şekil-2:İletme kapasitesine eğim açısı etkisi ve düzeltme faktörü (K)

ŞekiI-3:İletme uzunluğuna bağlı yan dirençlerin teşkiline ait C sabiti



Bant genişliği B(mm)	Dökme Açısı	Eğik rulo açısı				
		20 <sup>0</sup>	25 <sup>0</sup>	30 <sup>0</sup>	35 <sup>0</sup>	45 <sup>0</sup>
500	10 <sup>0</sup>	60	68	74	80	88
	15 <sup>0</sup>	72	80	85	90	97
	20 <sup>0</sup>	86	92	97	103	107
650	10 <sup>0</sup>	108	121	132	142	159
	15 <sup>0</sup>	130	143	153	161	175
	20 <sup>0</sup>	153	165	174	182	194
800	10 <sup>0</sup>	169	189	207	223	247
	15 <sup>0</sup>	205	224	240	252	276
	20 <sup>0</sup>	240	259	274	284	301
1000	10 <sup>0</sup>	270	306	333	356	394
	15 <sup>0</sup>	327	360	386	407	435
	20 <sup>0</sup>	385	417	439	457	482
1200	10 <sup>0</sup>	400	446	490	525	583
	15 <sup>0</sup>	478	528	565	596	641
	20 <sup>0</sup>	565	612	645	673	709
1400	10	550	618	673	725	800
	15 <sup>0</sup>	661	727	778	830	882
	20 <sup>0</sup>	780	842	890	938	975
1600	10 <sup>0</sup>	726	813	890	957	1065
	15 <sup>0</sup>	873	965	1030	1090	1175

Tablo-1:V=1m/s ve üç parçalı eğik rulolu bant için teorik iletim kapasitesi

Kat sayısı	Lastik Örtü	Dokuma			
		EPI00	EP125	EP160	EP200
3	0:0	2,1	2,3	2,6	3,0
	1:0	4,3	4,5	3,1	5,7
	1:1	5,5	5,8	6,3	6,9
	2:1	6,7	7,0	7,5	8,1
	2:2	7,9	8,2	8,7	9f3
	3:2	9,1	9,4	9,9	10,5
4	0:0	4,2	4,6	5,2	6,0
	1:0	5,4	5,8	6,4	7,2
	1:1	6,6	7,0	7,6	8,4
	2:1	7,8	8,2	8,8	9,6
	2:2	9,0	9,4	10,0	10,8
	3:2	10,2	10,6	11,2	12,0
	4:2	11,4	11,8	12,4	13,2

Tablo-2:Lastik iletme bantlarının bant ağırlıkları için takribi değerler(Kp/m<sup>2</sup>)

Taşıma Makara çapı		Bant genişliği							
		300	400	500	650	800	1000	1200	1400
38	düz	1,2	1,4	1,6	1,9	2,3			
	2parçalı	1,5	1,7	1,9	2,3	2,7			
	3parçalı	1,8	2,0	2,2	2,6	3,1			
51	düz	1,7	1,9	2,1	2,7	3,3			
	2parçalı	2,0	2,3	2,6	3,1	3,7			
	3parçalı	2,5	2,7	3,1	3,5	4,1			
63	düz	2,2	2,6	3,0	3,7	4,4	5,4		
	2parçalı	3,0	3,4	3,8	4,5	5,2	6,2		
	3parçalı	3,8	4,2	4,6	5,9	6,0	7,0		
89	düz		4,1	5,0	6,4	7,3	19,4	11,2	13,0
	2parçalı		5,5	6,5	7,8	9,3	10,5	12,7	14,5
	3parçalı		7,0	7,9	9,3	10,7	12,5	14,1	15,9
108	düz			8,6	10,0	11,4	13,5	15,6	17,7
	2parçalı			10,9	12,3	13,7	15,8	17,9	19,9
	3parçalı			13,1	14,5	15,9	18,0	20,1	22,2
133	düz					14,8	18,4	22,0	25,6
	2parçalı					17,4	21,3	24,9	28,5
	3parçalı					20,0	24,2	27,8	31,4

Tablo-3:Rulo istasyonu başına , dönen taşıyıcı ruloların ağırlığı(Kp)

v(m/s)	BANT GENİŞLİĞİ (mm)					
	300	400	500	650	800	1000
1,05	51	51	65	90	90	90
1,31	51	51	65	90	90	108
1,68	51	65	90	90	108	108
2,09	51	65	90	90	108	108
2,62	65	65	90	108	108	108
3,35	65	65	90	108	108	108

Tablo-4: Bant genişliği ve bant hızına bağlı olarak en küçük taşıyıcı rulo çapı (mm)

SÜRTÜME KATSAYISI( $\mu$ )	SARIM AÇISI						
	180 <sup>0</sup>	150 <sup>0</sup>	200 <sup>0</sup>	210 <sup>0</sup>	220 <sup>0</sup>	230 <sup>0</sup>	240 <sup>0</sup>
0,1	3,70	3,55	3,41	3,28	3,15	3,03	2,92
0,15	2,66	2,55	2,45	2,36	2,28	2,21	2,15
0,2	2,15	2,06	1,99	1,92	1,86	1,83	1,76
0,25	1,83	1,77	1,71	1,67	1,63	1,58	1,54
0,3	1,64	1,59	1,54	1,50	1,46	1,43	1,40
0,35	1,50	1,46	1,42	1,38	1,35	1,33	1,30
0,4	1,40	1,36	1,33	1,30	1,27	1,25	1,23
0,45	1,32	1,29	1,26	1,24	1,22	1,20	1,18
0,5	1,26	1,23	1,21	1,19	1,17	1,16	1,14

Tablo-5:  $e^{\mu\alpha}$  için belirlenmiş değerler.

RULO ÇAPI	BANT HIZI V(m/s)								
	0,42	0,52	0,66	0,84	1,05	1,31	1,68	2,09	2,62
63,5	126	156	199	253	316	394	506	629	788
88,9	90	112	142	181	226	282	361	449	563
100	74	92	117	149	106	232	297	370	464
133	60	75	95	121	151	188	241	300	376
159	50	62	79	101	126	157	202	251	315
193,7	41	51	65	83	104	129	166	206	258

Tablo -6:Bant hızı ve rulo çaplarına göre rulo devir sayıları

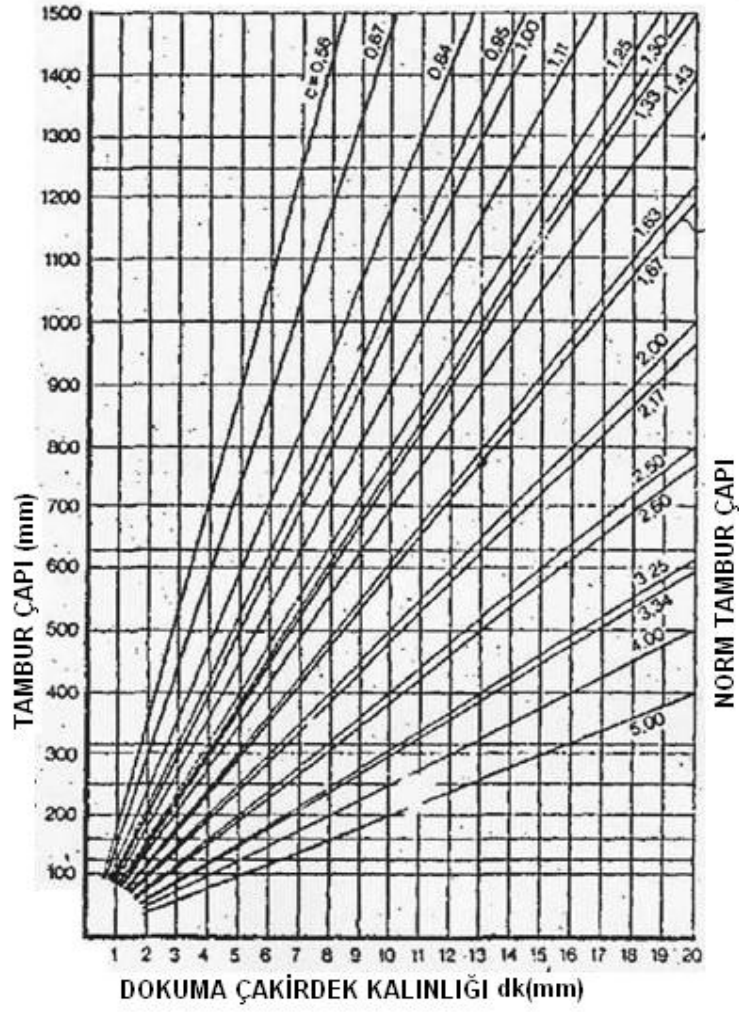
TANBUR CINSİ	MÜSAADE EDİLEBİLİR BANT KUVVETLERİN-DEN FAYDALANMA (%)	C KATSAYISI (Pamuk ve sentetik yünden tek ve karışık polyamid veya polyester lifli çekme elemanı için)	C KATSAYISI (İpek veya polyester lifli çekme elemanı için)
TAHRİK TAMBURU	61-100	1,43	0,84
	31-60	1,67	1,00
	≤30	2,00	1,25.
SAPTIRMA TAMBURU SARIM AÇISI 180°	61-100	1,67	1,00
	31-60	2,00	1,25
	≤30	2,50	1,67
BÜKME VE SARDIRMA TAMBURU SARIM AÇISI ≤30°	61-100	3,34	2,00
	31-60	4,00	2,50
	≤30	5,00	3,34
BÜKME VE SARDIRMA TAMBURU SARIM AÇISI ≥30°-90°	61-100	2,17	1,30
	31-60	2,60	1,63
	≤30	3,25	2,17
DEĞİŞKEN EĞİLME YÖNLÜ ÇİFT TAMBURLU TAHRİK	61-100	0,95	0,56
	31-60	1,11	0,67
	≤30	1,33	0,84

Tablo-7:Müsaade edilebilir bant kuvvetlerine göre tambur çaplarının hesabı için gerekli C sabitleri

DOKUMA TIPI	MÜNFERİT BİR KAT KALINLIĞI (mm)
B 25	0,6
B 50	1,3
B 63	1,4
B 60	1,65
Z 80	1,1
Z 100	1,4
Z 125	1,6
EP 100	0,7
EP 125	0,9
EP 160	1,2
EP 200	1,3
EP 250	1,4
EP 315	1,7
EP 4GO	2,1
EP 500	2,5
SP 650	3,4
RP 100	1,0
RP 125	1,2
RP 160	1,4
RP 200	1,7
RP 250	1,9
RP 315	2,4
RP 400	3,2
RP 500	4,0

Tablo-8:Münferit bir kat kalınlığı





Şekil-4:Dokuma çekirdek kalınlığı

## **Özgeçmiş**

Doğum tarihi 15.7.1981

Doğum yeri İstanbul

Lise 1995-1998 Sabri Çalışkan Lisesi

Lisans 1998-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi

Mühendislik Fak. Makine Müh. Bölümü

Yüksek lisans Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Müh.Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programı

## **Çalıştığı Kurumlar**

2002-2003 Kalıpsan Ltd. Şti.

2003-2006 İklim Isı Ltd. Şti.