

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BANTLI KONVEYÖRÜN SONLU ELEMAN YÖNTEMİYLE
DİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Can CENGİZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşimi ve Akustiği Yüksek Lisans Programı

OCAK 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BANTLI KONVEYÖRÜN SONLU ELEMAN YÖNTEMİYLE
DİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Can CENGİZ
(503071402)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşimi ve Akustiği Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ

OCAK 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü’nün 503071402 numaralı Yüksek LisansÖğrencisi **Can CENGİZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİR BANTLI KONVEYÖRÜN SONLU ELEMAN YÖNTEMİYLE DİNAMİK ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. C. Erdem İMRAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : **19 Aralık 2011**
Savunma Tarihi: **24 Ocak 2012**

Desteklerini asla esirgemeyen aileme,

ÖNSÖZ

Bu çalışma sırasında anlayışı ve tecrübesi ile bana yol gösteren sayın hocam Y. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ'ye; iş yerinde, bu çalışma sırasında verdikleri destek ve zor zamanlarda gösterdikleri anlayış sebebiyle amirlerim M. Bumin AYKIN ve Gökçe SERİNAN'a; yardımları ve iyi dilekleri için Bulk Solids Handling dergisi editörü Marcel DRÖTTBOOM ve pazarlama koordinatörü Imke OSTERMEIER'e; değerli iş arkadaşım ve dostum Mehmet SAVAŞ'a ve bana destek olan, yardım eden tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bana gözlerimi açtığım ilk günden itibaren sevgi ve güvenleri ile güç veren aileme sonsuz sevgilerimi ve teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2011

Can Cengiz
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xviii
SUMMARY.....	xx
1. GİRİŞ	1
1.1 Bantlı Konveyörler.....	1
1.1.1 Konveyör tipleri.....	3
1.1.2 Konveyör elemanları.....	7
1.2 Literatür Özeti.....	12
2. KONVEYÖR HESABI	17
2.1 Konveyör Güç Hesaplama Yöntemleri.....	17
2.1.1 CEMA Evrensel Metod'a göre konveyör güç hesabı.....	17
2.1.2 DIN 22101'e göre konveyör güç hesabı.....	25
2.2 Konveyör Hesap Metodlarının Karşılaştırılması.....	29
2.3 Bant Gergilerinin Hesabı.....	29
3. İNCELENECEK KONVEYÖRÜN ÖZELLİKLERİ VE HESABI	33
3.1 Konveyörün Yeri ve Çalışma Koşulları.....	33
3.3 Konveyörler İlgili Kısıtlar ve Seçimler.....	34
3.3.1 Bant seçimi.....	34
3.3.2 Konveyör hızı.....	35
3.3.3 Tambur seçimi.....	36
3.4 Rulolar arası mesafe seçimi.....	37
3.5 Konveyörün Hesabı.....	37
3.5.1 Konveyörün sabit hızla sürüş gücünün bulunması.....	37
3.5.2 Bant gergilerinin hesabı.....	39
3.5.3 Bant dayanımının kontrolü.....	41
3.5.4 Minimum gergi hesabı.....	42
3.5.5 Gergi ağırlığının hesabı.....	43
3.5.6 Tork hesabı.....	44
3.5.7 Motor gücünün bulunması ve motor seçimi.....	45
3.5.8 Redüktör seçimi.....	46
3.5.9 Hareketli elemanların ataletlerinin bant üzerinde bir kütleye indirgenmesi.....	47
4. KONVEYÖRÜN DİNAMİK ANALİZİ	51
4.1 Konveyörün Sonlu Eleman Modeli.....	52
4.1.1 Kütle matrisinin elde edilmesi.....	54
4.1.2 Rijitlik matrisinin elde edilmesi.....	56
4.1.3 Sönüm matrisinin elde edilmesi.....	57
4.1.4 Konveyörde boyuna dalgaların ilerleme hızı.....	58

4.1.5 Tahrik kuvveti.....	58
4.1.6 Başlangıç şartları.....	60
4.2 Sayısal Yöntemlerle Çözüm.....	61
5. SONUÇLAR, YORUMLAR VE ÖNERİLER.....	63
5.1 Konveyör Şok Dalgası İlerleme Hızları.....	63
5.2 Konveyörün Taşıyıcı Tarafında Hız, Yer Değişimi ve Gerilmeler	64
5.2.1 Baş, orta ve kuyruk tarafında hızlar.....	64
5.2.3 Baş, orta ve kuyrukta gergiler.....	66
5.3 Konveyörün Dönüş Tarafında Hız, Yer Değişimi ve Gerilmeler.....	67
5.3.1 Baş, orta ve kuyrukta hızlar.....	67
5.3.2 Baş, orta ve kuyrukta yer değişimleri	68
5.3.3 Baş, orta ve kuyrukta gergiler.....	69
5.4 Konveyörün Ortasında Taşıyıcı ve Dönüş Tarafları için Karşılaştırma	70
5.5 Öneriler.....	73
KAYNAKLAR.....	75
EKLER	79
EK-1: MATLAB ile Yazılan Hesaplama Kodları:.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	85

KISALTMALAR

E-BS	: Enerka-Becker System
SEM	: Spectral Element Method
FEM	: Finite Element Method
CEMA	: Conveyor Equipment Manufacturers Association

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : TS 547 Standardı'na göre tekstil karkaslı bantlarda kullanılan iplik malzemeleri	8
Çizelge 2.1 : Çeşitli CEMA rulo serileri için tahmini tekil keçe direnç torkları.	20
Çizelge 2.2 : Çeşitli CEMA rulo serileri için dönme direnci yük faktörü.....	20
Çizelge 2.3 : Denklemler 2.8c ve 2.8d için katsayılar. ($E_0 = 1644 \text{ psi}$ için.)	22
Çizelge 2.4 : Seçilmiş malzemeler için etek-malzeme sürtünme katsayıları.....	23
Çizelge 2.5 : Malzeme kayıp faktörü (C_m)	24
Çizelge 2.6 : C katsayısı tablosu (DIN 22101)	27
Çizelge 2.7 : Tambur ve konveyör bandı arasındaki sürtünme katsayısı (μ)	30
Çizelge 3.1 : Dolu ve boş konveyör çalışması için bant gergileri.....	43
Çizelge 3.2 : Sabit hızla sürüş için gerekli tahrik tamburu mili torkları	44
Çizelge 3.3 : Motor parametreleri.	46

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : 19. yüzyıldan bir bantlı konveyör fotoğrafı.....	2
Şekil 1.2 : Thomas Robins'in üç rulolu konveyör tasarımı.....	2
Şekil 1.3 : Dünyanın en uzun konveyör sisteminin uydudan çekilmiş fotoğrafı. Kuzeyden esen rüzgârların savurduğu fosfat ile kaplanan zemin net şekilde görülebilmektedir.	3
Şekil 1.4 : Tekil malzeme taşıyan konveyörler.....	4
Şekil 1.5 : Uzun bir yerüstü konveyör.....	4
Şekil 1.6 : Garland tipi rulo seti.....	5
Şekil 1.7 : Enerka-Becker Konveyörü (E-BS).....	6
Şekil 1.8 : Boru konveyör.....	6
Şekil 1.9 : Konveyör ekipmanları.....	7
Şekil 1.10 : Balıksırtı profilli konveyör bandı.....	8
Şekil 1.11 : Vidalı gergi.....	10
Şekil 1.12 : Ağırlıklı gergi örneği.....	10
Şekil 1.13 : Konveyör etek kesidi.....	11
Şekil 1.14 : Basit bir triperin şematik gösterimi.....	12
Şekil 1.15 : Thomas Robins'in ilk konveyör çizimi.....	12
Şekil 1.16 : Eksenel doğrultuda hareket eden tel modeli.....	13
Şekil 1.17 : Konveyörlerin sonlu eleman analizinde kullanılan rheolojik modeller. a) Basit yay modeli. b) Kelvin modeli. c) Maxwell modeli. d) Nordell ve Ciozda tarafından kullanılan beş elemanlı model.	15
Şekil 2.1 : Rulo ile bandın temasında, bant deformasyonu.....	21
Şekil 2.2 : Malzeme ile etek arasındaki temas derinliği.....	22
Şekil 2.3 : Tahrik tamburunda gergiler.....	30
Şekil 2.4 : Konveyör gergilerinin konveyör boyunca değişimi.....	31
Şekil 3.1 : DIN 22101'e göre bant üzerine yığılı malzemenin kesidi ve ölçüleri.....	34
Şekil 3.2 : Tahrik tamburunda kuvvet dağılımı.....	41
Şekil 3.3 : Ağırlıklı gergi şeması.....	44
Şekil 4.1 : Sonlu eleman yöntemiyle gerilme analizi yapılan bir parça.....	52
Şekil 4.2 : Konveyörün sonlu eleman modeli.....	53
Şekil 4.3 : Bantlı konveyörün sonlu eleman modeli.....	54
Şekil 4.4 : Konveyör sonlu elemanları.....	54
Şekil 4.5 : Hidrolik kaplinlerin modellerine göre kalkış karakteristikleri. Bu çalışmada seçilen FV tipi, gecikme hazneli (delay chamber) modeldir.	59
Şekil 5.1 : Konveyörün taşıyıcı tarafta oluşan hızlar.....	64
Şekil 5.2 : Konveyörün taşıyıcı tarafı; baş, orta ve kuyruk için yerdeğiştirmeler.....	65
Şekil 5.3 : Konveyörün taşıyıcı tarafı; baş, orta ve kuyruk için gergi.....	66
Şekil 5.4 : Konveyör dönüş tarafı; baş, orta ve kuyruk için hız.....	67
Şekil 5.5 : Konveyörün dönüş tarafı; baş, orta ve kuyruk için yer değişimi.....	68
Şekil 5.6 : Konveyörün dönüş tarafı; baş, orta ve kuyrukta gergi.....	69

Şekil 5.7 : Konveyörün ortasında taşıyıcı (üstte) ve dönüş (altta) tarafları için hızlar.....	70
Şekil 5.8 : Konveyörün ortasında taşıyıcı (üstte) ve dönüş (altta) tarafları için yer değişimleri.....	71
Şekil 5.9 : Konveyörün ortasında taşıyıcı (üstte) ve dönüş (altta) tarafları için gergiler.....	72

BİR BANTLI KONVEYÖRÜN SONLU ELEMAN YÖNTEMİYLE DİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Bantlı konveyörler 120 yıla yakın bir süredir, başta madencilik olmak üzere pek çok sanayi alanında günden güne artan bir yer tutmaktadır. Günümüzde madencilik, tahıl, çimento gibi sektörlerde kilit role sahiptir. Malzemelerin bir yerden bir diğer noktaya taşınmasında zaman içinde daha uzun mesafeler, daha büyük hızlar ve kapasiteler zorlanmaya başlandı. Konveyörlerden beklentiler artarken karşılaşılan problemler de arttı. Bir kilometre veya daha uzun olan konveyörlerde kullanılan konveyör bandının viskoelastik özellikleri ihmal edilemez mertebededir ve sağlıklı ve uzun ömürlü bir tasarım için bu konveyörlerin daha detaylı mühendislik hesaplarının yapılması zorunludur.

Bu çalışmada öncelikle konveyörler ve sıklıkla kullanılan ekipmanları tanıtılmıştır. Konveyörlerin tarihçesinden bahsedilmiş ve konveyörler ve benzeri makinaların dinamik davranışlarının incelenmesi için yapılan bilimsel çalışmalar özetlenmiştir. Konveyörlerin hesaplanması amacıyla kullanılan belli başlı yöntemler ve bunların kendi aralarındaki farkları izah edilmiştir. Bu yöntemlerden en sık tercih edilen DIN 22101 standardı ve CEMA'nın en son yayınladığı evrensel metod ele alınmış, hesapların nasıl yapıldığı adım adım açıklanmıştır.

Bu çalışmada boyu 1000 metre olan, 2,6 m/s hızla saatte 1500 mton taşıma kapasiteli ve profili düz olan bir konveyör incelenmiştir. Ele alınan konveyörün güç ve sabit hızla çalışma gergileri DIN 22101 standardına göre hesaplanmıştır. Hesaplamalar sırasında konveyörün ikincil ve özel dirençleri tamamen ihmal edilmiştir. Cevher ile yüklü konveyör ile boş konveyörün arasında gergi ve motor gücü açısından farklar belirtilmiştir.

Çalışma konusu olan konveyörün bandı sonlu sayıda çubuk elemana bölünmüştür. Her bir elemanın kütlesi hesaplanmıştır. Kütle, rijitlik ve sönüm matrisleri elde edildikten sonra hareket denklemler durum-uzay denklemlerine çevrilmiştir. MATLAB'in kontrol sistemleri araç kutusu kullanılarak sistemin basamak cevabı hesaplanmıştır. Konveyörün taşıyıcı ve dönüş taraflarından, kuyruk, orta ve baş bölümleri için hız, yer değiştirme ve gergi değerleri incelenmiş ve karşılaştırılmıştır.

Elde edilen bulgular ışığında sistem yorumlanmış ve daha iyi performans için öneriler belirtilmiştir.

DYNAMIC ANALYSIS OF A BELT CONVEYOR USING FINITE ELEMENT ANALYSIS

SUMMARY

For more than 200 years, belt conveyors are in use in many industries, especially in mining, cement, steel and agricultural industries. Belt conveyors have had an increasing importance and use during the past century. Today, they have the key role in mining, cement factories, grain manipulation, etc. By time, applications of transporting materials from one point to another extended its boundaries; by requiring longer transfer distances, much faster speeds and much higher capacities. While expectations from belt conveyors are growing bigger, problems to be solved grew in parallel. For a belt conveyor longer than one kilometer, viscoelastic properties of the belt is un-negligable and longer-life with healthy operation for conveyors' design require extensive engineering work and more complex calculations.

The dynamic behaviour of conveyors have not been an issue of interest until a few decades ago. However, as a general issue, dynamic behaviour of axially moving continua is first examined in late 19th century. This subject hasn't met a general interest until 1960s. Scientists and engineers accelerated their research on analytical solutions for axially moving strings as they are the simplest form. From 1960s to 1970s, the solution techniques, scenarios and models have been improved. From 1970s, various beam models have been introduced. In parallel to emerging capabilities of computers, In 1984 first FE (finite element) model of a belt conveyor is applied. The use of FE models expanded the research of belt conveyor dynamic behaviour research. As an advantage of FEM (finite element methods) planar and web methods have been introduced lately.

In this study, past works to describe the transitional behaviour or vibrational properties of the belt as simplified as strings and beams are mentioned. Also recent works with the aides of computational tools are mentioned and general FE approach is applied.

Several calculation methods for conveyors are mentioned and described. Those methods are identified and common figures and differences are mentioned and compared. Furthermore, the most frequently used two methods; DIN 22101 and CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) Universal Method are introduced in detail, formulas and tables are included.

In this study a real conveyor project is taken into account. The studied overland belt conveyor is planned and designed to be operative in ERDEMİR Steel Factory. This conveyor is a troughed belt conveyor with 35° trough angle on carrying side. Return side is flat. The conveyor is the longest part of a conveyor system which is over 3 kilometers in total to transport 1500 tonnes of iron ore per hour from New Ore Stock Area to existing ore manipulation system in the factory.

The belt conveyor is designed to carry iron ore pellets with lump size less than 20 mms. The desired capacity to be conveyed is 1500 tonnes and a safety factor; 1.25 is used in order to compensate the irregularities during reclaim. The conveyor speed is chosen to be 2.6 m/s; the same speed value as the existing ore manipulation system. Studied conveyor is the longest belt conveyor in the system and is 1000 meters long. It has a straight profile without any vertical or horizontal curves. ERDEMİR Plant Standards are also followed in the design, like idler distance is taken as 1 meter.

Before the calculations, some simplifications are considered. All the secondary resistances according to DIN 22101 are ignored. Gravity take-up is assumed to be connected to the head / drive pulley. Pulley resistances are ignored.

The conveyor power is calculated with DIN 22101-1982 method. General friction coefficient, f is taken as 0,022. Required, steady-state drive torque is obtained. Then a reducer and hydraulic coupling is chosen. Considering the total efficiency motor power requirement is also calculated.

Reducer is chosen according to the motor speed, in this case 1500 rpm, and desired conveying speed. Hydraulic coupling is preferred to limit the excessive start-up torque of the motor.

After selection of drive equipments, belt tensions are calculated. Eytelwein Equation is used to determine the steady state tension values on carry side and return sides of the drive pulley. Belt safety is checked with the highest belt tension. Steady-state tension on carry side is wanted to be over a certain value that the sag between two carrying idlers is not less than 1,5% of the distance. Weight of the gravity take-up is calculated according to the steady state tensions

In this study, start up of the conveyor after an emergency stop. Early seconds of transient behaviour of the conveyor belt is studied. The conveyor is supposed to start while carried material is fully laid on the carry side of the belt. The belt is initially tensioned with gravity take up.

Studied belt is divided into finite number of beam elements all of which are represented by a mass, spring and a dashpot. Motions of equations are derived by obtaining mass, stiffness and damping matrices. Initial conditions are specified and affecting forces are calculated.

Wave propagation speeds are calculated for carrying side and return side of the conveyor. It's observed that there is no single wave propagations speed that is unique all around the belt but two different speeds due to element masses in carry side and return side. Due to load in the carry side, wave propagation speed of the return side is almost twice bigger than on the carry side.

Conveyor belt is discretized as pieces of beams. Beam properties for each element is specified. Since we are mostly interested in longitudinal behaviour of them beam we are able to determine longer beam elements as compared to transverse vibration study. In this study, it's chosen that all beam elements are with the equal length; 40 meters.

A model of viscoelastic beams lined one after another can be represented as a multi-degree of freedom mass-spring-damper system. Motor torque output through the hydraulic coupling and reducer is introduced to the first element as the drive force. Resistance, inertial and viscoelastic forces that applies on each element is assigned.

To obtain the equations of motion; mass, stiffness and damping matrices are determined. Mass matrix is a diagonal matrix and elements representing the carry side and return side have significantly different values. In stiffness matrix, the connection pattern is not changed for the entire conveyor. Damping coefficient varies on carry side and return side. Thus, damping matrix element values are significantly different for representing carry and return sides. Force vector is formed as the only external force is applied at the drive pulley.

Equations of motions formed a linear, second order ordinary differential equation system and its transformed into state-space equations. By using MATLAB's Control System Toolbox commands, the system is simulated for a step input. Results are separated as velocities and displacements.

The transient behaviour of the conveyor for early stages of start-up is examined on carry and return sides. Three locations are viewed through simulations; head, middle and tail. Speed and displacements of the chosen nodes and speed and displacement of carry and return sides are plotted together and compared. Return side and carry side reactions are observed. Tension changes are plotted and observed. Wave propagation speed differences and its effects are observed on various plots.

In the light of obtained data and drawn graphs, belt strength and mill diameters or materials are advised to be revised due to the excessive forces occurred in transient stage. Some additional recommendations are proposed to improve the performance.

1. GİRİŞ

1.1 Bantlı Konveyörler

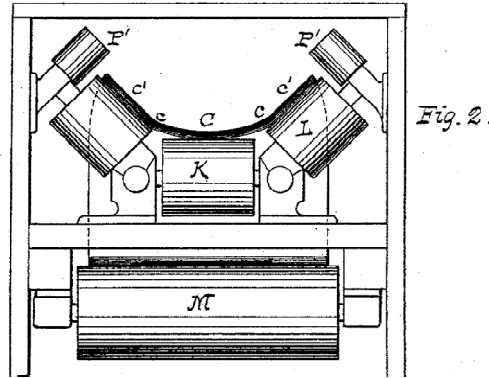
Bant konveyörler en basit anlamda, bir güç aktarma kayışının üzerine serilen malzemeyi yükleme noktası ile boşaltma noktası arasında taşıma fonksiyonunu gören makinalardır. Ana bileşenleri, iki tambur arasında, eni yüksekliğine göre çok daha büyük olan gergili bir banttandır. İhtiyaçların ve taşıma probleminin karmaşıklığına göre bandın yönünü değiştiren, bandı temizleyen ve iki tambur arasında bandı destekleyen elemanlar da konveyöre dahil edilebilir. Konveyörün güç ihtiyacına göre bir veya iki tamburun motor-redüktör grubu tarafından tahrik edilmesi ile tambur üzerinden banda kuvvet aktarılır. Çoğu yığılma (bulk) malzeme konveyöründe, taşıma kapasitesini artırmak için bant düz değil oluklaştırılmış bir profilde bulunur.

Bantlı konveyörlerin çok basit halleri ile 1830lu yıllardan beri kıta Avrupa'sında kullanıldığı bilinmektedir. İlk konveyörlerin ne zaman kullanıldığı sorusunun cevabını vermek gerçekten zordur. Ancak ilk kez 1893 yılında konveyör için patent alınmıştır ve bu patentin sahibi olan Thomas Robins konveyörlerin babası olarak bilinir. Sonraki yıllarda da tasarımını geliştirip kendi şirketini kurmuştur. Bu şirket halen hayattadır ve ThyssenKrupp-Robins adı altında faaliyetine devam etmektedir.



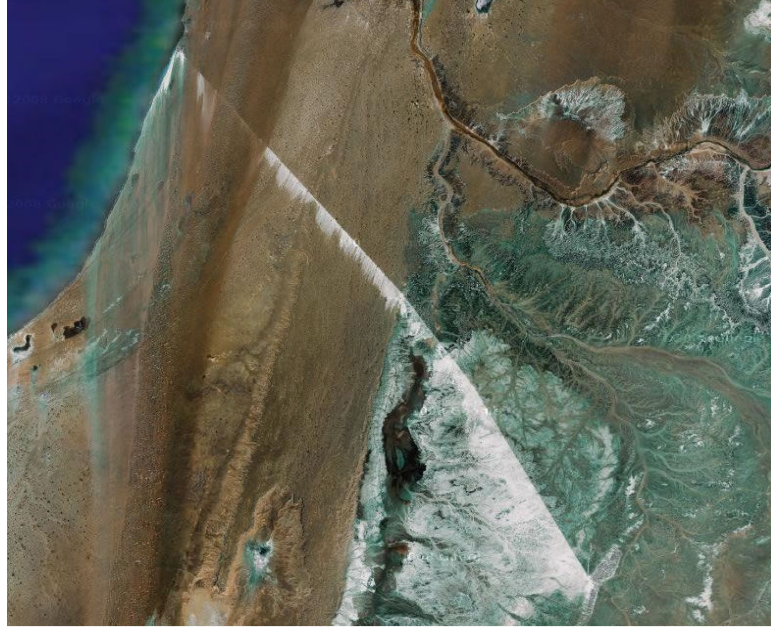
Şekil 1.1 : 19. yüzyıldan bir bantlı konveyör fotoğrafı.

Konveyörler kısa sürede, özellikle madencilik alanında kullanılmaya başlanmıştır. Sonrasında da pek çok sektöre yayılmıştır. Taşıma mesafesinin uzaması, istenen kapasitelerin artması gibi problemler 1970lerdeki petrol krizinin yarattığı ilgi ile beraber aşılaraq sınırlar zorlanır hale gelmiştir.



Şekil 1.2 : Thomas Robins'in üç rulolu konveyör tasarımı.

Günümüzde dünyanın en uzun konveyörü, Hindistan'daki bir kireç madeninden aldığı kireci, Bangladeş'teki bir çimento fabrikasına ileten 16,5 kilometrelik bir konveyördür. Baş ve tahrik arasında hiçbir ara tahrik ve aktarma olmadan bu mesafeyi kat etmektedir. Dünyanın en uzun konveyör sistemi ise en uzun 11,7 kilometre olan 11 konveyörden oluşan ve toplam uzunluğu 100 kilometreyi aşan bir sistemdir. Batı Sahra Çölü'ndeki Bukraa fosfat madeninden yüklenen 2000 ton / saat kapasiteli fosfatı sahile taşımaktadır.



Şekil 1.3 : Dünyanın en uzun konveyör sisteminin uydudan çekilmiş fotoğrafı. Kuzeyden esen rüzgârların savurduğu fosfat ile kaplanan zemin net şekilde görülebilmektedir.

Ülkemizde pek çok madende, termik santrallerde ve ağır sanayide büyük kapasiteli ve uzun konveyörler mevcuttur. Çoğu tesisteki konveyör sistemlerinin toplam uzunlukları onlarca kilometre ile ifade edilmektedir. Afşin-Elbistan Linyit İşletmeleri’nde kurulu konveyör sisteminin toplam uzunluğu 45 kilometrenin üstündedir [1]. Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları’nda tek başına boyu bir kilometre civarı ve üzerinde olan konveyör adedi 7’dir.

1.1.1 Konveyör tipleri

Konveyörler ilk kullanılmaya başlandığı günden itibaren hızla benimsenmiş ve pek çok alana da uyarlanmıştır. Günümüzde madencilikten kargo dağıtımına, havaalanlarında bagaj taşınmasından mezbahada et karkası taşınmasına kadar pek çok alana yayılmıştır. Bunun yanında konveyörlerin çeşitliliği de artmıştır. Farklı alanların ihtiyaçları ve zaman içinde gelişen yeni şartlar sebebiyle yeni konveyör tipleri, dizaynları ortaya çıkmıştır.

Konveyörleri öncelikli olarak, yığma (bulk) malzeme ve tekil (unit) malzeme taşıyan konveyörler olarak ikiye ayırmak mümkündür. Üretim bandında bir arabayı taşıyan ya da bir kargo merkezinde ya da fabrika da kolileri taşıyan konveyörler buna örnektir. Bu tip konveyörler taşınan malzemenin niteliğine ve taşınma şekline göre büyük çeşitlilik gösterirler. Metro, havaalanı vb. yerlerde karşılaştığımız ve

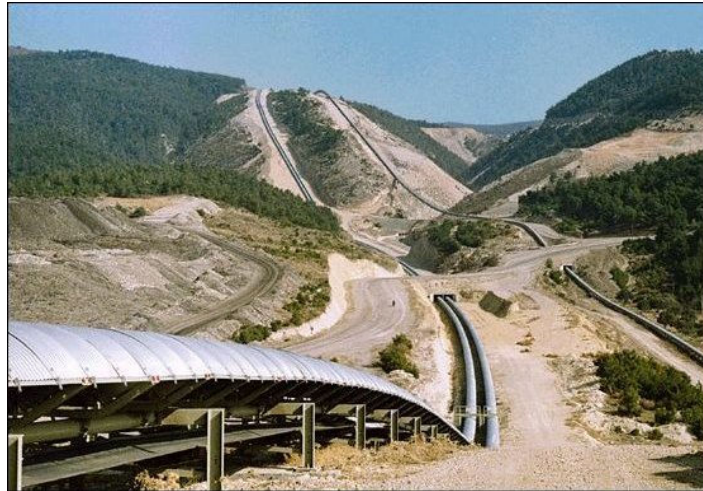
kullandığımız yürüyen merdivenler ve yürüyen bantlar da bu tip konveyörlere verilebilecek örnekler arasındadır.



Şekil 1.4 : Tekil malzeme taşıyan konveyörler.

Yığma malzeme olarak genellikle maden cevherleri, kömür, tahıl, gübre gibi malzemeler taşınır. Maden ocakları, termik santraller, tahıl siloları, çimento fabrikaları, vb.konveyörlerin en sık kullanıldıkları yerlerdir. Özellikle maden ocaklarında madenin çıkarıldığı ocak ile ön işlemenin yapıldığı tesis arasındaki ya da stok sahası arasındaki mesafenin uzun olduğu durumlarda yahut da bunların bir limana sevk edilmesi gibi durumlarda çok uzun konveyörler kullanılmak durumunda kalınır. Bu tür konveyörler özel mühendislik çalışması isteyen konveyörlerdir.

Kimi konveyörlerin taşıdığı malzeme toz halinde, kolayca rüzgara kapılabilen bir malzeme olduğunda uçuşması ve toprağa temas etmesi istenmez. Yahut malzemenin çok dik bir eğimle bir yere taşınması gerekebilir. Konveyörün güzergahı üzerinde yer sıkıntısı olabilir ve konveyörün az genişlik kaplaması istenebilir. Karşılaşılan bu tür şartlar yeni ve farklı konveyör tiplerinin sunulması ve gelişmesi ile sonuçlanmıştır.



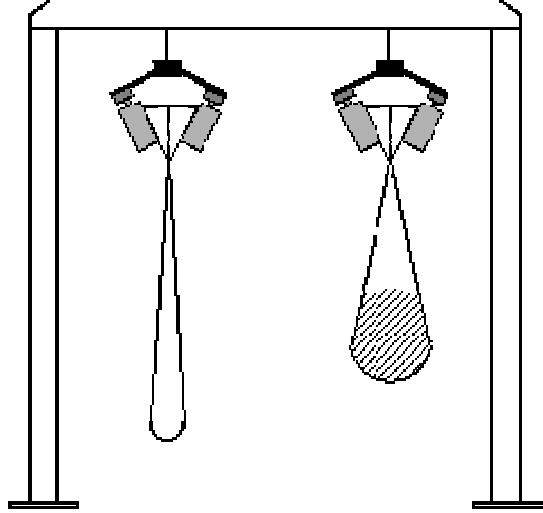
Şekil 1.5 : Uzun bir yerüstü konveyör.

En yaygın konveyör tipi oluklaştırılmış bant konveyörlerdir. Konveyör bandı, kendisini taşıyan ruloların bir oluk profili oluşturacak şekilde yerleştirilmesi sayesinde oluk formunu alır ve daha fazla kapasitede yük taşıyabilir. Üç rulolu, iki rulolu setler olduğu gibi daha esnek bir yapısı olan Garland rulo setleri de mevcuttur (Bkz: Şekil 1.6). Garland tipi rulo setlerinde rulolar peşpeşe olarak ikiden beşe kadar adetlerle; birbirlerine zincir gibi esnek bir bağ ile bağlıdır. Böylece bandın rulolara teması daha geniş alanda olabilir. Bandın merkezinden kaçmasına yol açacak etkilere de rulolar ile beraber cevap verdiğiinden bandın rulolar üzerinde kayması daha güç olmakta ve bant merkezlenmesi daha etkin ve kolay sağlanabilmektedir.

Son yıllarda oldukça yaygınlaşan konveyör tipleri de kapalı bantlı konveyörlerdir. Bu tip konveyörlerde bant, kapalı bir profil oluşturacak şekilde malzemeyi taşır. Böylece malzemenin dış etkilerle bağı tamamen kesilmiş olur. İnce malzemelerin taşınması sırasında hava sürtünmesi ile malzemenin uçması problemi bu tip konveyörler için tamamen ortadan kalkar. Böylece malzeme kaybı ya da çevre kirliliği problemleri de yaşanmaz. Bu tip konveyörlere bir örnek olarak Enerka-Becker Sistemi (Şekil 1.7) konveyörler verilebilir. E-BS konveyörleri genellikle kısa mesafeler için, fabrika sahası içinde bir noktadan bir noktaya transport için kullanılan oldukça esnek bir sistemdir. Göreceli olarak dik açılarda tırmanabilir ve dar yarıçaplı, yatay düzlemde dönüşler yapabilir. Diğer konveyörlerden farklı olarak çok daha düşük gergiler ile çalışabilir.



Şekil 1.6 : Garland tipi rulo seti.



Şekil 1. 7 : Enerka-Becker Konveyörü (E-BS).

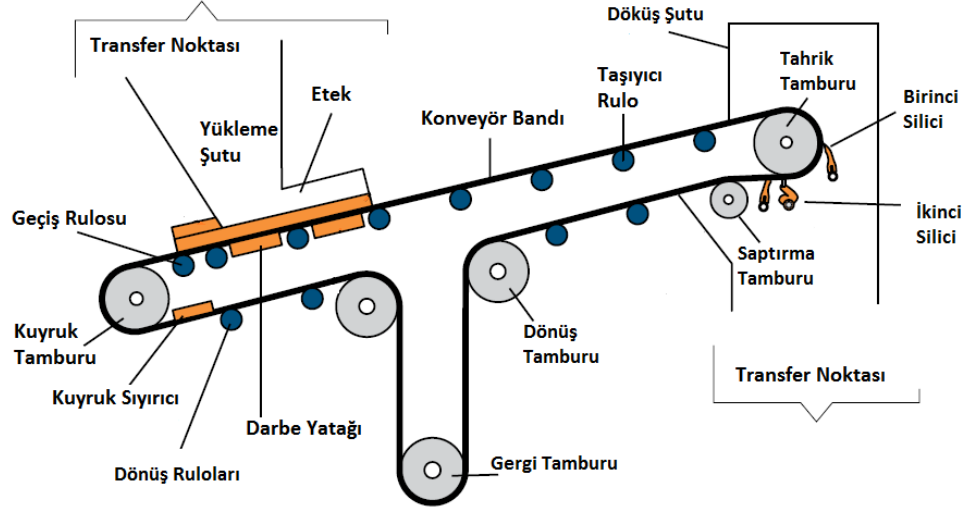
Kapalı tip bantla yapılan taşıma tipleri içinde en önemlisi boru tip konveyörlerdir. S. Hashimoto tarafından 50li yıllarda üzerine çalışılmaya başlandı. 60larda dünya genelinde patent çalışmaları tamamlandıktan sonra 70lerin başında ilk kez hayata geçirildi. Yaşanan birkaç başarısız denemeden sonra Bridgestone'un, Hashimoto'nun şirketi ile işbirliği yaparak bu konveyörler için bant geliştirmeyi kabul etmesiyle beraber ilk kez 1976'da başarılı sonuçlar aldı ve günümüze kadar yüzlerce boru konveyör inşa edildi [2]. Boru konveyör, konvansiyonel konveyörlere nazaran çok daha yüksek hızlara çıkabilirler. E-BS tipi konveyörlerden farklı olarak çok daha uzun taşıma mesafelerine uygundur. Malzemenin dış ortamla ilişkisini kesmesinin yanında yatayda dönüşler yapabilmesi sayesinde maliyeti yüksek transfer noktalarının sayısını da azaltmaktadır.



Şekil 1. 8 : Boru konveyör.

Dik eğimlere tırmanabilmek için sandviç bantlar ve cepli bantlara sahip olan konveyörler de mevcuttur. Bunların yegane özelliği dik açılara tırmanmaktır ve sadece dik tırmanma profillerinde kullanılır.

1.1.2 Konveyör elemanları



Şekil 1.9 : Konveyör ekipmanları.

Konveyör bandı: Bantlı konveyörleri oluşturan elemanların arasında en önemli olanıdır. Karkasına, kaplama sınıfına veya bant tipine göre sınıflandırılırlar. Konveyör bantları metrik ve emperyal ölçü sistemlerine göre standart ayrı genişliklerdedir ancak bant dayanımları ortak şekilde gösterilir.

Konveyör bantları karkaslarına göre öncelikle ikiye ayrılır; tekstil ya da çelik karkaslı bantlar. Bant karkasını oluşturan bezler genellikle 2-5 kat olarak kullanılır. Kauçuk matrisin içine preslenmiştir. Buna ek olarak konveyör bantlarının alt ve üstünde çeşitli tip kauçuk kaplamalar bulunur. Üst kaplama genelde alt kaplamadan daha kalındır ve yükleme noktalarındaki düşen malzemenin darbelerini sönümleme fonksiyonuna sahiptir.

Çelik karkaslı bantlarda çelik tellerden örülmüştür. Bu tür bantların dayanımı ve elastik modülü çok daha yüksektir. Tekstil karkaslı bantlarda ise sıklıkla polyester, poliamid, aramid gibi polimer malzemeler kullanılır. (Bkz: Çizelge 1.1). Tekstil karkaslı bantların dayanımları ve elastiklikmodülleri de daha düşüktür. Gergi altında daha fazla uzarlar. Bantların dayanımı karkas tiplerini belirtir harfleri takiben yazılarak belirtilir. Bant dayanımı N/mm veya kgf/cm birimleri ile ifade edilir.

Çizelge 1.1: TS 547 Standardına göre tekstil karkaslarda kullanılan iplik malzemeleri ve kodları.

Kod Harfi	İplik
B	Pamuk
Z	Suni İpek Elyaf
E	Polyester
R	Suni İpek
P	Poliamid
D	Aramid
G	Cam

Konveyör bantları aynı zamanda kauçuk kaplamasının özelliğine göre de sınıflandırılabilir. Aleve, ısıya, yağa ve aşınmaya dayanıklı kaplama tipleri mevcuttur. Bant siparişlerinde imalatçı firma ile çalışma koşullarının etüt edilerek uygun kaplama tipinin seçilmesinde fayda vardır.



Şekil 1.10 : Balıksırtı profilli konveyör bandı.

Konveyör bantları, özellikle daha daha dik açılara tırmanmak için farklı tiplerde olabilir. Çıkıntılı bant profilleri ya da cepli bant profilleri mevcuttur. (Bkz: Şekil 1.10).

Rulolar: Konveyör güzergâhı boyunca bandı ve malzemenin ağırlığını taşıyan elemanlardır. Taşıyıcı tarafta, malzeme kesit alanını artırmak için oluk profili

verilmiştir. Dönüş tarafında ise genellikle malzeme taşınmadığı için dönüş ruloları düzdür, geniş bantlar için ise V profilli olabilir.

Bandın ve malzemenin ağırlığından dolayı iki rulo seti arasındaki sarkmaların az olması için dönüş rulolarına göre daha sık aralıkları vardır. Konveyörün birim uzunluğa düşen bant ve malzeme ağırlığına göre 0,8 metre ile 1,5 metre arasında değişebilir. Dönüş ruloları için ise bu aralık genellikle 3 metredir.

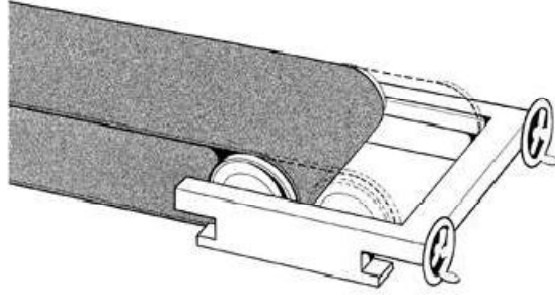
Rulo seçiminde bant ve malzemenin yükünü taşımasından dolayı rulmanlar önem kazanmaktadır. Daha ağır yükler için daha dayanıklı rulmanların kullanılması gerekir. Aynı zamanda rulolar ile bant doğrudan temas halinde olduğundan konveyörün sürtünme katsayısını belirleyici niteliktedir.

Taşıyıcı ve dönüş rulolarının haricinde, farklı fonksiyonlara sahip çeşitli rulo tipleri aynı anda, aynı konveyör üzerinde kullanılır. Yükleme noktalarında özellikle darbe ruloları kullanılır. Transfer şutundan bant üzerine düşen malzemenin yarattığı darbeyi emen, aralıklı ve esnek disklerden oluşur. Aynı zamanda kuyruk ve tahrik tamburlarına yaklaşırken bandın oluklu profilinin yeniden düze çevrilmesi gereken bir minimum mesafe vardır. Bu mesafe boyunca, oluk açıları taşıyıcı ruloların genelinden daha küçük olan geçiş ruloları da bulunur. Bandın konveyör ekseninden kaçıklıklarını önlemek ve tekrar eksenine oturtmak için kullanılan çeşitli merkezleme ruloları mevcuttur. Bu rulolar 20-40 metre aralıklarla konveyör üzerinde yer alır.

Tamburlar: Konveyörlerde iki ana tambur vardır. Birincisi tahrik tamburudur ve konveyöre hareketini veren tamburdur. Tahrik tamburu ya da tamburları konumlandırılırken bant genelinde gerginin en düşük olmasına bakılır. Çoğunlukla konveyörün baş tarafındaki tambur tahrik tamburudur. Büyük ve uzun konveyörlerde birden fazla tahrik tamburu bulunabilir. Bu tahrik tamburları peş peşe baş tarafta ya da baş ve kuyrukta olabileceği gibi ortada da bulunabilir. Tahrik tamburu, sürtünmeyi ve dolayısıyla kuvvet aktarımını artırmak amacıyla sürtünmeyi artıracak nitelikte malzemelerle kaplıdır. Kirlilikten ve ıslaklıktan dolayı sürtünmenin azalmaması için kaplama üzerinde desenler de işlenir.

Kuyruk tamburundan ayrıca bandın yönünü değiştirmek ve tahrik tamburundaki sarım açısını artırmak amaçlı tamburlar da vardır. Bu tamburlara dönüş tamburu ya da saptırma tamburu denir. Bunlar tahrik ve kuyruk tamburlarına göre daha küçük

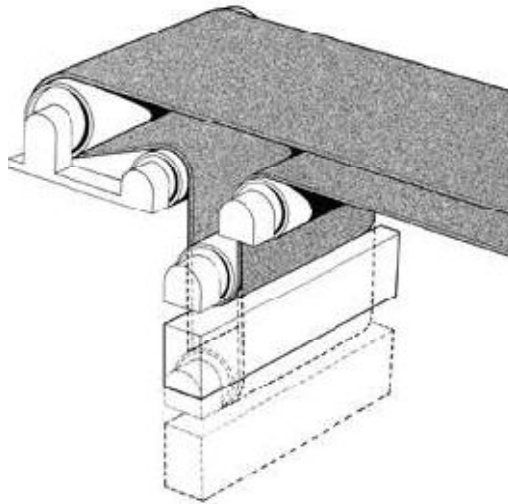
aplarda olurlar. Tamburların minimum çapları ise yükleme durumlarına ve bant kalınlıklarına bağlı olarak standartlarda belirtilmiştir [3].



şekil 1.11 : Vidalı gergi.

Gergi:Bantlı konveyörlerde g iletiminin sorunsuz olarak sağlanması için bantın gergin olması gerekmektedir. Ayrıca iki rulo arasındaki bantın sehiminin de sınırlandırılması gereklidir, zira sehimin fazla olması taşınan malzemenin hareketlenmesine ve taşınma sırasında dökülmesine yol açabilir. Sehim i sınırlandırmak için de bantın gerginliğini ayarlamak gereklidir.

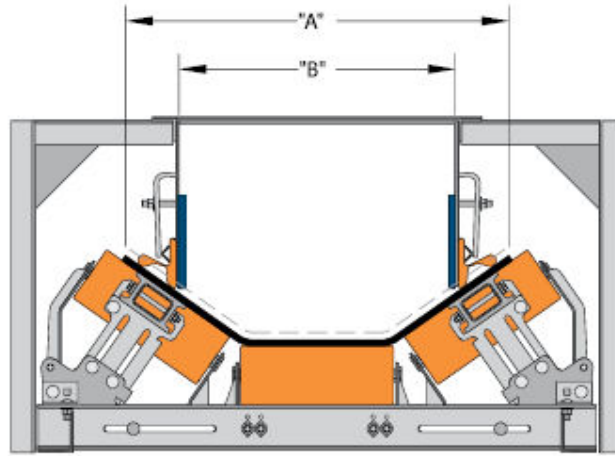
Bant gergisi ayarlamak için ağırlıklı ya da vidalı gergi gibi yöntemler kullanılır. Vidalı gergiler, elik karkaslı ya da kısa olan konveyörlerde kullanılırlar çünkü bu tip konveyörlerde bantın uzama miktarı daha azdır ve genellikle, vidalı sistemle karşılanabilecek mertebededir.. Ağırlıklı gergi, bantın dönüş tarafında, dönüş tamburları ile düşey yönde yataklanarak hareket eden ve üzerine yeterli miktarda ağırlık bağlanmış bir gergi tamburundan oluşur.



şekil 1.12 : Ağırlıklı gergi rneği.

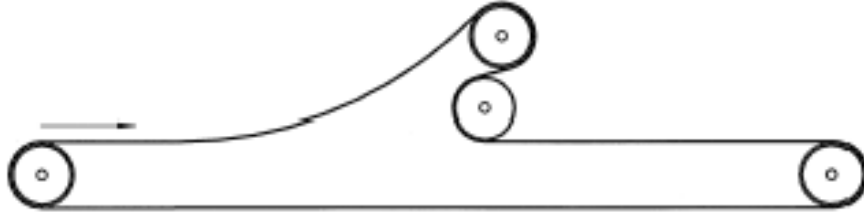
Silici: Konveyörün baş tarafında, malzeme döküldükten sonra bant üzerinde yapışmış, sıvaşmış kalıntılar olabilir. Bu malzemeler, tamburun üzerinde bandı sıyıran siliciler tarafından kazınır. Bant temizliği özellikle konveyörün dönüş hattı için önemlidir. Yüzeyi yeterince temizlenmemiş bir bant dönüş rulolarına ve saptırma tamburlarına zarar verecektir.

Etek: Bir transfer şutundan konveyör üzerine dökülen malzemenin konveyör profiline yerleşmesinin sağlandığı kısa bölümdür. Kauçuk etekler konveyör bandına basarak malzemenin kenarlardan taşmasına ve kaçmasına engel olur. Banda temastan dolayı bir sürtünme direnci oluşur ve bu direnç; malzemenin sağlıklı şekilde yerleşebilmesi için gerekli etek boyu, yüksekliği, malzeme özellikleri ve konveyör hızı gibi parametrelere dayanılarak hesaplanabilir. Etek boyu ne kadar uzun olursa direnç de o kadar artacaktır.



Şekil 1.13 : Konveyör etek kesidi.

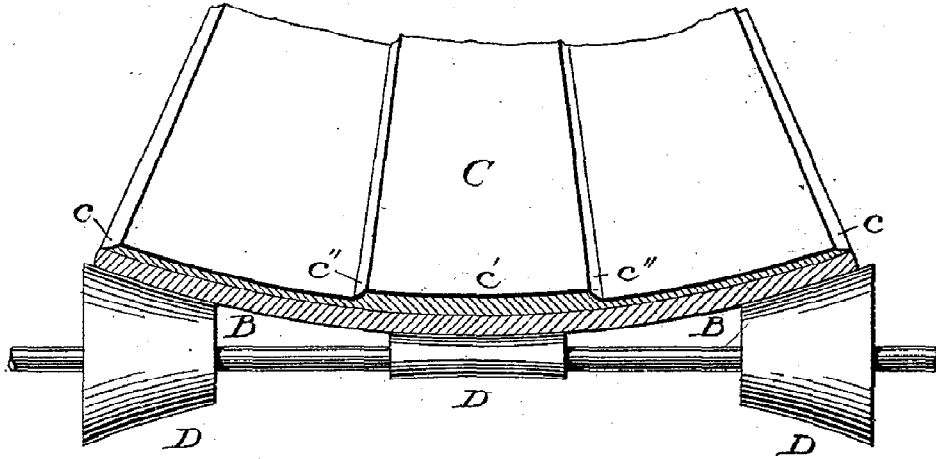
Triper: Konveyör güzergahı boyunca ara tahrik uygulamak ya da malzemeyi arada bir noktada boşaltmak ya da bir ara tahrik kademesi eklemek amacıyla kullanılan bir elemandır. İki ya da daha fazla tambur ile bant yukarı kaldırılır, malzeme yükseltilir. Böylece malzeme bir şuta ya da yine bant üstüne dökülebilir.



Şekil 1.14 : Basit bir triperin şematik gösterimi.

1.2 Literatür Özeti

İlk konveyörler 19. Yüzyılın sonlarında kullanılmaya başlanmıştır. Konveyör benzeri makinaların kullanımının 1800'li yılların ortasına kadar geriye gittiği bilinmektedir. Konveyörler ile ilgili alınan ilk patent 1893 tarihli Thomas RobinsJr.'a ait patenttir. Bu patent ile beraber Thomas RobinsJr. Bantlı konveyörlerin hem babası hem de mucidi olarak kabul edilmektedir. [4]



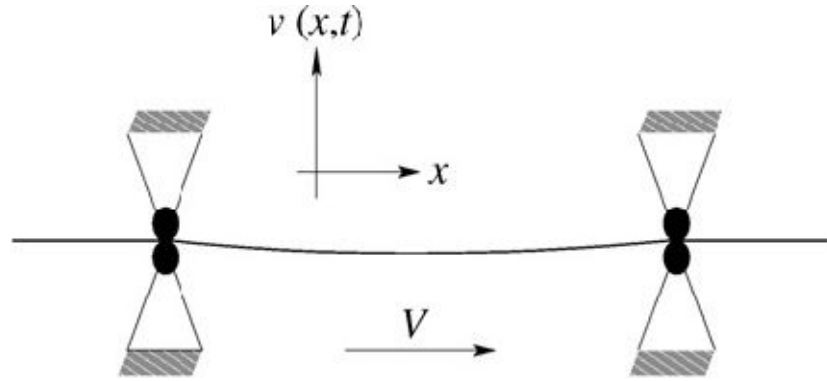
Şekil 1.15 : Thomas Robins'in ilk konveyör çizimi.

Konveyör sistemlerinin genel tasarımı üzerine hazırlanmış çok sayıda kaynak vardır. Bunların başında yaygın olarak kullanılan DIN standardı [3] ve Amerika merkezli Konveyör Ekipmanları Üreticileri Birliği (CEMA)'nın konveyör dizayn ve hesapları üzerine kitaplarıdır [5-6]. Türkiye'de konveyör üzerine ilk kitap Özdaş tarafından yazılmıştır [7]. Güncellenen özelliklerle beraber konveyörlerin hesap ve tasarım esasları ile ilgili eserler basılmıştır [8-10].

Konveyörlerin uzunlukları, hızları ve kapasiteleri arttıkça quasi- statik tasarım yaklaşımları kesinliklerini kaybetmeye başlar. Artan uzunluk, hız ve kapasite ile

beraber dinamik problemler de oluşur. Konveyörlerin dinamik analizi konusunda hareket eden, esnek tel ve hareket eden, gergili Bernoulli-Euler çubuğu en sık kullanılan modeller olagelmıştır [11]. Eğer konveyör bandının eğilme rijitliği ihmal edilebilir mertebede ise tel modeli, ihmal edilemeyecek mertebede ise de çubuk modelleri kullanılmaktadır [12]. Bantların çoğunlukla oluklu olmaları konveyörler için çoğunlukla çubuk modellerinin tercih edilmesine yol açmaktadır.

Konveyörlerin dinamik analizleri 1960'lı yıllarda başlamasına rağmen eksenel hareket eden sürekli malzemelerin dinamiğinin incelenmesi 19. Yüzyılın sonuna kadar gider. Skutch [13], yılında iki sabit destek üzerinde hareket eden telin temel frekansının hesaplanması üzerine ilk çalışmayı yapmıştır. Sack [14], tel üzerindeki zorlanmış titreşimleri incelemiştir.



Şekil 1.16 : Eksenel doğrultuda hareket eden tel modeli.

Miranker [15], teleferik kabloları ve magnetik bantlar üzerinde hızlanma ve yavaşlamaya dair çalışmalarıyla tel modeline ilk kez değişken hızların etkisini kattı. Sonraki çalışmalarda ivmelenmenin telin stabilitesini artırıcı özelliğine karşılık yavaşlamanın ise stabiliteyi bozucu etkileri göz önüne serildi [16].

Simpson [17] eksenel doğrultuda hareket eden esnek bir tel için düzlemde titreşim ve aynı seviyede iki gözden geçtiği kabulleri ile sehimin etkilerini inceledi. Simpson'ın modeli yıllar içinde diğer araştırmacılar tarafından farklı senaryolara uygulandı. Yıllar içerisinde geliştirilen model; Perkins ve Mote tarafından üç boyutlu, non-lineer tel modeli olarak geliştirildi ve sunuldu [18].

Enine titreşimler söz konusu olduğunda çubuk modelleri dördüncü mertebe modellerdir. Tel modellerine göre üzerlerinde çalışılmaya daha geç başlanmıştır. Ulsoy ve Mote [19] bant titreşimleri ve stabilitesi üzerine yaptıkları çalışma ile bantın doğal frekansının eksenel hız arttıkça azalırken gerginin artışıyla da arttığını buldu.

Öz ve Pakdemirli [20] eksenel doğrultuda hareket eden Bernoulli-Euler çubuğunun zamana bağlı olarak değişen hızlardaki titreşimlerini incelerken Chakraborty ve diğ. [21] tarafından geliştirilen non-lineer modelden faydalandılar.

Oh ve diğ. [22] eksenel doğrultuda hareket eden Bernoulli-Euler çubuklarının analizinde spektral element metodu (SEM) kullandı. Bu yöntem eksenel doğrultuda hareket eden ve eksenel gergi altındaki çubukların dinamiğinin incelenmesi[23] için ve Bernoulli-Euler çubuğu yerine Timoshenko çubuğu ile çözüm için de kullanıldı [24]. Gayesh ve Balar ile Chang ve diğ. de eksenel doğrultuda hareket eden Rayleigh çubuklarının titreşimlerini ve stabilitesini incelediler [25-26]. Bağdatlı, eksenel hareketli kirişlerin, ikiden çok yerden mesnetlenmesi hali için titreşimlerini incelemiştir [27].

Tel ve çubuk modelleri uzun yıllar boyu incelendikten sonra araştırmacılar problemi iki boyutlu olarak ele almaya başladılar. Marynowski ve Kapitaniak iki boyutlu ve eksenel yönde hareket eden bir bandın titreşim karakteristikleri ve stabilitesini incelediler [28]. Hou ve Zu da eksenel hareket eden bir bandın nonlinear titreşimlerini incelediler ve basitleştirilmiş çözümü farklı eleman tiplerine göre simüle ederek karşılaştırdılar [29]. Li ve diğ. bantların dinamik cevaplarını incelediği çalışmasında üç sonuç elde etti:

1. Hareket hızı arttıkça bandın titreşim frekansı düşer.
2. Bandın sönüm katsayısının artması veya elastikliğinin azalması titreşim frekanslarının düşmesine yol açmakta.
3. Bandın enine titreşimlerinde en büyük pay, harmonik tahrik kuvvetine aittir [30].

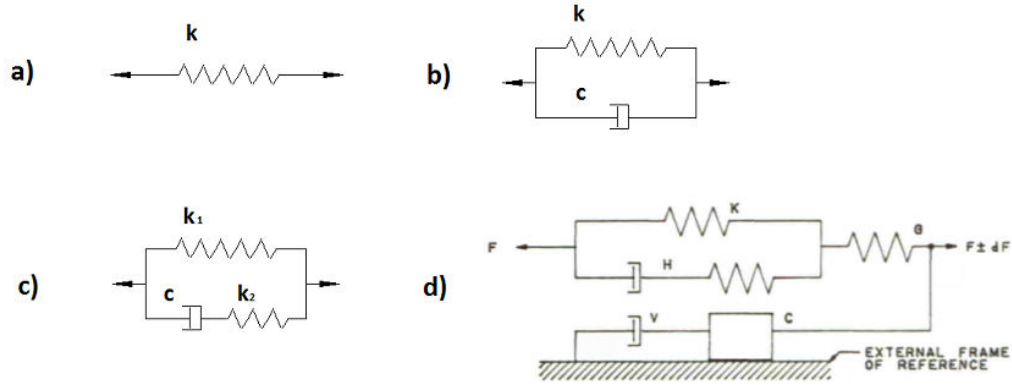
Önceleri bantlar üzerine yapılan çalışmalar bir boyutlu rheolojik elemanlar ile yapılırken yeni bir iki boyutlu rheolojik eleman tanımı yapılarak daha hassas sonuçlar elde edilmeye başlandı [31]. Son on beş yıl içinde Yan ve He gibi pek çok araştırmacı, konveyör sistemini bilgisayarda üç boyutlu olarak modelleyerek ADAMS gibi CAE yazılımları ile incelediler [32-34].

1955 – 1960 yılları arasında bilim adamları deneysel olarak durağan olmayan çalışma koşullarını incelemeye başladılar. 1959 yılında ilk kez, Oehmen kalkışını detaylı şekilde inceleyerek üç faz tanımladı: kalkış (motorun hareketinden bandın

hareket etmesine kadar olan faz), hızlanma ve durağan faz [35]. Takip eden yıllarda ise daha detaylı sonuçlar için pek çok senaryo için deneysel çalışma yapılmıştır.

60'lı yılların başında, konveyörlerdeki gelişmelere paralel olarak deneysel bir çalışma yapmak oldukça zorlaştı ve bir matematik model elde edilmesi gereği daha da öne çıktı. Elde edilen hareket denklemleri, karmaşıklıkları sebebiyle çözülmesi çok zordu. Bunun üzerine konveyörlerin elektrik analogları geliştirilerek, konveyörler elektrik eşdeğeri modelleri üzerinden simüle edilerek çalışmalara devam edildi [36].

Havelka[37], hareket denklemleri için sadeleştirilmiş modeller üzerinden analitik çözümler önerdi. Sadeleştirilmiş modelleri ile yaptığı analitik çözümleri ile çok başarılı sonuçlar elde etti. 70'li yılların ortalarına kadar, sadeleştirilmiş modeller ve çözümler adım adım geliştirildi.



Şekil 1.17 : Konveyörlerin sonlu eleman analizinde kullanılan rheolojik modeller. a) Basit yay modeli. b) Kelvin modeli. c) Maxwell modeli. d) Nordell ve Ciozda tarafından kullanılan beş elemanlı model.

Funke, ilk kez bandı, tamburların birbirine bağladığı iki ayrı parça şeklinde modelledi [38]. Araştırmacılar gördüler ki ayrı parça sayısını artırdıkça daha hassas ve kesin sonuçlara ulaşabiliyorlardı. Gelişen bilgisayar teknolojisi ile beraber 80'li yılların ortalarına kadar ayrı bant parçaları ile modelleme yapılan çok sayıda çalışma yapıldı.

Nordell ve Ciozda[39], bantlı konveyörler için ilk sonlu eleman modelini önerdi. 5 elemanlı, geliştirilmiş Maxwell modelini kullanarak konveyörlerin pek çok özelliğini gösterebilen oldukça gerçekçi bir model elde ettiler. Çeşitli sonlu eleman modellerinden en basit ve yaygın kullanılanı da Kelvin modeli olagelmıştır [40]. Gerdemeli [41], sabit hızlı konveyör bandının enine titreşimlerini sonlu farklar

yöntemi ile hesaplamıştır. Lodewijks, Nordell ve Ciozda'nın modellerini geliştirerek; bant sarkmasını da dikkate alarak mevcut sonlu eleman modeline dahil etmiştir. [12].

2. KONVEYÖR HESABI

2.1 Konveyör Güç Hesaplama Yöntemleri

Konveyör hesaplamalarında kullanıla gelen belli başlı yöntemler vardır. Bunların arasında özellikle CEMA (ConveyorEquipmentManufacturersAssociation) Metodu ve DIN 22101 standardı en yaygın olanlardır. Bunların yanında Fenner-Dunlop ve GoodyearMetodları ve ISO 5048 ile JIS B 8804 standartları da yaygın kullanılmaktadır.

Konveyör hesaplamalarında iki temel yaklaşım vardır. Bunlar; direnç hesabı metodu ve enerji dönüşümü metodudur. Genellikle direnç hesabı metodu yaklaşımı göreceli olarak daha fazla parametre talep eden daha detaylı yöntemler iken enerji dönüşümü metoduna sahip olanlar daha az parametre ile daha pratik hesaplamalar sağlayabilirler. ISO 5048, DIN 22101 ve CEMA direnç hesabı metoduna dayalı enerji modelleridir [42].

2.1.1 CEMA Evrensel Metod'a göre konveyör güç hesabı

CEMA beşinci baskıda sunduğu hesaplama yöntemi, Standart Metod olarak anılır.Orta ölçekli konveyörler için çok detaylı ve etkili bir hesaplama yöntemidir. Konveyör gücüne etki eden pek çok etki tek tek tanımlanmış ve CEMA'nın standart yönteminde ayrı ayrı hesaplanabilmektedir.

- Konveyör uzunluğunun *3000 feet* (yaklaşık *900 metre*) ve yukarısında olması
- Tekstil karkaslı dışında bir bant tipi kullanılması
- Maksimum bant gergisinin *16000 lbf*(yaklaşık *7250 kgf*) aşması

Orta büyüklükteki konveyörler için son derece etkili olmasına karşın yukarıdaki hallere sahip konveyörlerde Standart Metod, aynı ölçüde başarılı değildir [6].

CEMA'nın altıncı baskısı ile sunduğu Evrensel Metod, Standart Metod'un karşılaştığı sınırlamalarla karşılaşmaz. Evrensel Metod'un en önemli yanı küçük ve basit konveyörlere uygulanabileceği gibi çok uzun ve yüksek kapasiteli, karmaşikkonveyörlere de başarı ile uygulanabilir. Evrensel Metod ile konveyör gücü

%110 ± %10 hassasiyetle bulunabilir. Bu da şu demektir; Evrensel Metod aynı zamanda kendi içinde emniyet katsayısını 1,1 olarak almaktadır[6]. Evrensel Metod'un Standart Metod'dan bir farkı da konveyör profilindeki her kısmı (yükselen, düz giden, alçalan, gibi.) ayrı ayrı ele alır. Her kısım için kuvvetleri ayrı ayrı ele alarak toplar.CEMA'nın Standart ve Evrensel Metodları'nda emperyal ölçü sistemi kullanıldığı unutulmamalıdır.

Evrensel metoda göre gerilmenin üç bileşeni vardır:

1. Bant ve malzeme kütlelerinden ve enerjilerinden gelen; $\Sigma \Delta T_{energy}$
2. Kısım uzunluğu boyunca etkiyen ana dirençlerden gelen; $\Sigma \Delta T_{main\ n}$
3. Noktaya etkiyen kaynaklardan gelen; $\Sigma \Delta T_{point\ n}$

Evrensel Metod'a göre, konveyörün n. kısmının başı ile sonu arasındaki toplam gergi farkı:

$$\Delta T'_n = \Sigma \Delta T'_{energy\ n} + \Sigma \Delta T'_{main\ n} + \Sigma \Delta T'_{point\ n} \quad 2.1$$

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta T'_{energy} &= \Delta T'_{Hn} + \Delta T'_{amn} \\ \Sigma \Delta T'_{main\ n} &= \Delta T'_{ssn} + \Delta T'_{isn} + \Delta T'_{dWn} + \Delta T'_{bin...} \\ &\quad ... + \Delta T'_{mn} + \Delta T'_{shn} + \Delta T'_{sn} + \Delta T'_{mzn} \\ \Sigma \Delta T'_{point\ n} &= \Delta T'_{pxn} + \Delta T'_{pyr} + \Delta T'_{bcn} \end{aligned} \quad 2.2$$

Kütle ve enerjiden gelen bileşende geçen terimler:

$\Delta T'_{Hn}$: Malzemenin ve bandın yükseklik değişiminden kaynaklanan gergi.

$$\Delta T'_{Hn} = H_n \times (W_t + W_m) \quad 2.3$$

$\Delta T'_{amn}$: Yükleme noktasında, dökülen malzemeyi konveyör hızına ulaştırmak için eklenen gergi.

$$\Delta T'_{amn} = \frac{Q}{g \times 108} (v - v_0 \times \sin(\delta_i)) \quad 2.4$$

Burada Q ; konveyör kapasitesi, v konveyör hızıdır. v_0 , dökülen malzemenin konveyöre düşme hızı ve δ_i de malzemenin konveyöre çarpma açısıdır.

Ana direnç terimleri:

$\Delta T'_{ssn}$: Etek keçeleri ve bant arasındaki sürtünmeden kaynaklanan gergi farkı

$$\Delta T'_{ssn} = C_{ss} \times L_n \quad 2.5$$

Burada L_n , etek boyudur. C_{ss} ise eteğin banda sürtünme direnci katsayısıdır.

$$C_{ss} = 2 \times \mu_{ss} \times F_{ss} \quad 2.5b$$

μ_{ss} : Etek ile konveyör bandı arasındaki sürtünme katsayısı.

F_{ss} : Bant ile etek arasındaki efektif, dik kuvvet.

$\Delta T'_{isn}$: Ruloların keçe sürtünmelerinin yarattığı gergi farkı.

$$\Delta T'_{isn} = \left[\left(\frac{3.82v}{D_r} - 500 \right) K_{iv} + K_{is} \right] \times \frac{2.K_{iT}.n_r.L_n}{D_r.S_{in}} \quad 2.6$$

D_r : Rulo çapı.

K_{iv} : Torsiyonel hız etkisi (Bkz: Çizelge 2.1)

K_{is} : 500 rpm hız için keçe torsiyonel direnci. (Bkz: Çizelge 2.1)

n_r : Rulo setindeki rulo adedi.

S_{in} : Rulo setleri arası mesafe

K_{iT} : Sıcaklık düzeltme faktörü. (Bkz: Denklem 2.6b)

T_F : Ortam sıcaklığı.

$$K_{iT} = 1.114 \times 10^{-8} \times T_f^4 - 3.763 \times 10^{-6} \times T_f^3 \dots \\ \dots + 4.458 \times 10^{-4} T_F^2 - 0.02136 T_f + 1.333 \quad 2.6b$$

Çizelge 2.1 : Çeşitli CEMA rulo serileri için beklenen tekil keçe torkları.

Rulo serisi	K_{iv}	K_{is}
B (Hafif)	3.00	0.004
C (Orta)	3.25	0.004
D (Ağır)	4.00	0.004
E (Çok Ağır)	7.25	0.003

ΔT_{iWn} : Rulo yükü sürtünme direnci.

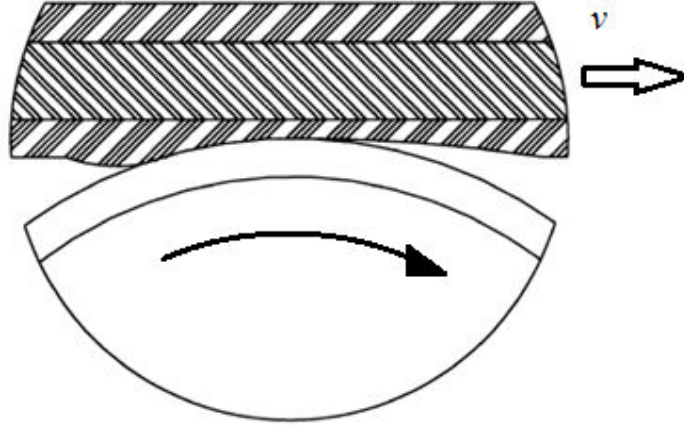
$$\Delta T_{iWn} = \frac{C_{iW} \times (W_b + W_m)}{\frac{D_r}{2}} \times L_n \quad 2.7$$

C_{iW} : Rulo dönme direnci yük faktörü. (Bkz: Çizelge 2.2)

Çizelge 2.2 : Çeşitli CEMA rulo serileri için rulo dönme direnci yük faktörü.

Rulo serisi	<i>Taper Roller</i>	<i>Deep Groove Ball</i>
B (Hafif)	0.00155	0.00125
C (Orta)	0.0017	0.00145
D (Ağır)	0.0017	0.00185
E (Çok Ağır)	0.0029	0.00255

ΔT_{bit} : Bandın rulo ile temasında oluşan deformasyon direnci.



Şekil 2.1 : Rulo ile bandın temasında, bant deformasyonu.

$$\Delta T_{lin} = K_{biR} \times P_{jn} \times (W_b + W_m) \times w_i \times L_n \quad 2.8$$

$$P_{jn} = \left[\frac{(W_b + W_m) \times S_{in} \times h_b}{E_o \left(\frac{D_r}{2} \right)^2 \times bw} \right]^{\frac{1}{3}} \quad 2.8b$$

K_{ibR} : Bandın viskoelastik karakteristiği (Bkz: Denklem 2.8c)

P_{jn} : Boyutsuz, kaplamaya batma katsayısı.

w_i : Yük dağılım faktörü. 35 derece oluklaşma açısı ve yüklü bant için değeri 1,39'dur.

E_o : Bant kauçuğunun rijitlik özelliği. (1644 psi)

h_b : Bant kaplama kalınlığı.

bw : Bant genişliği.

$$K_{biR} = b_0 + b_1 \times [1 + \tanh [b_2 + b_3 \times (\log(v) + \alpha T_{exp})]] \quad 2.8c$$

$$\alpha T_{exp} = a_0 + a_1 T_F + a_2 T_F^2 + a_3 T_F^3 + a_4 T_F^4 + a_5 T_F^5 \quad 2.8d$$

Çizelge 2.3 : Denklemler; 2.8c ve 2.8d için katsayılar. ($E_o = 1644$ psi için.)

Tekstil Karkaslı Bant			Çelik Karkaslı Bant	
n	a_n	b_n	a_n	b_n
0	-2.56E-02	0.072	-2.56E-02	0.140
1	-5.74E-02	0.029	-5.74E-02	0.029
2	1.06E-04	-1.750	1.06E-04	-1.750
3	2.61E-06	1.000	2.61E-06	1.000
4	3.20E-08		3.20E-08	
5	-1.03E-10		-1.03E-10	

ΔT_{mm} : Ruloların eksen kaçıklıklarından kaynaklı gerger kaybu.

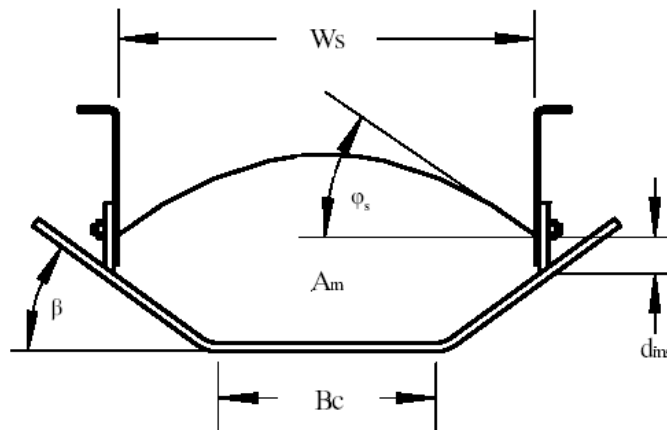
ΔT_{sbm} : Kayma yatağı direnci.

ΔT_{sn} : Malzeme ile etek arasındaki sürtünmeden dolayı gerger farkı.

$$\Delta T_{sn} = C_s \times d_m s^2 \times L_n \quad 2.9$$

$$d_{ms} = \frac{576A_m - (W_s^2 - B_c^2)\tan(\beta) - W_s^2 \left[\frac{\varphi_s}{\sin(\varphi_s)^2} - \cot(\varphi_s) \right]}{4W_s} \quad 2.9b$$

$$A_m = \frac{Q \times 2000}{v \times \gamma_m \times 60} \quad 2.9c$$



Şekil 2.2 : Malzeme ile etek arasındaki temas derinliğı.

C_s : Malzeme ve etek arasındaki sürtünme katsayısı. (Bkz: Çizelge 2.4)

A_m : Etek bölgesinde, bant üstündeki malzemenin kesit alanı.

- d_{ms} : Etek ile bant, temas derinliği.
- γ_m : Malzeme yoğunluğu.
- φ_s : Malzeme şev açısı.
- β : Oluklaşma açısı.
- B_c : Ortadaki rulonun uzunluğu.
- W_s : Etek duvarları arasındaki açıklık.

Çizelge 2.4 : Seçilmiş malzemeler için etek-malzeme sürtünme katsayıları.

C_s	Malzeme
Kömür (boyutlandırılmış)	0.054
Kömür (ROM)	0.075
Demir cevheri	0.276
Kireçtaşı (pulverize, kuru)	0.128

$\Delta T_{malzeme}$: Yığılma malzemenin kendi iç hareketinden kaynaklanan direnç.

$$\Delta T_{malzeme} = \frac{W_{malzeme} \times L_t}{S_{in}^2} \quad 2.10$$

$$W_{malzeme} = \frac{bw \cdot C_{mz} \cdot \gamma_m \cdot d_m^3}{12^4} \left[e^{\left[\frac{S_{in}(W_h + W_m)}{T_n} \right]} - 1 \right] \cdot e^{\left[\frac{-S_{in}(W_h + W_m)}{2T_n} \right]} \cdot R_{mz} \quad 2.10b$$

$$R_{mz} = \frac{1}{12} e^{\left[4.181 - 1.572 \left(\frac{bw}{12S_{in}} \right)^{1.5} - 1.0827 \Delta y_{mz}^{0.5} \right]} \quad 2.10c$$

- $W_{malzeme}$: Malzemeyi bir rulodan diğerine taşımak için gerekli bant işi.
- d_m : Bandın ortasında, maksimum malzeme yüksekliği.
- T_n : Konveyörün o noktasındaki gergi.
- C_m : Net malzeme sürtünme kayıp faktörü (Bkz: Çizelge 2.5)
- R_{mz} : Oluklaştırılmış, tekstil karkaslı bantlar için bant sehimi düzeltme çarpanı.

Δy_{sn} : Ortalama bant sehimi.

$$\Delta y_{sn} = \frac{S_{in} \times (W_b + W_m)}{8 \times T_n} \times 100 \quad 2.11$$

Çizelge 2.5 : Malzeme kayıp faktörü tablosu.

Şev Açısı	Malzeme kayıp faktörü (C_m)
0° -19°	1.2
20° - 25°	2.1
26° - 29°	2.5
30° - 34°	3.3
35° - 39°	4.2
40° - 45°	5.7

Noktaya etkiyen bileşenler:

ΔT_{psn} : Bandın tambur üzerinde bükülmesinden kaynaklanan ek gergi. Tekstil karkaslı bantlar için Denklem 2.12'de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\Delta T_{psn} = 9bw \left(0.8 + 0.01 \times \frac{T_n}{bw} \right) \times \frac{t_b}{D_{pn}} \quad 2.12$$

t_b : Konveyör bant kalınlığı.

D_{pn} : Tambur çapı

ΔT_{prn} : Tamburyatak ve keçelerinin sürtünme direnci.

$$\Delta T_{prn} = 0.01 \times \frac{d_{sn}}{D_{pn}} \times R_{pn} \quad 2.13$$

d_{sn} : Tambur şaft / mil çapı.

R_{pn} : Tambur üstündeki bileşke radyal yük.

ΔT_{bcn} : Bant silicilerinin direnci.

$$\Delta T_{bcn} = bw \times \sum_{m=1}^m C_{bc} \quad 2.14$$

$$C_{bc} = \mu_{bc} \times F_{bc} \quad 2.14b$$

m : Bant silici sayısı.

C_{bc} : Silicinin basıncı altındaki bant hareketinin sürtünme direnci.

μ_{bc} : Silici ile bant arasındaki sürtünme katsayısı. Genellikle 1.0 alınır.

F_{bc} : Silici ile bant arasındaki efektif normal kuvvet.

Son olarak:

$$\Delta T'_{dpm} = 8.0 \times bw \quad 2.15$$

ΔT_{dpm} : Bant sıyrıcı direnci.

Görülebildiği gibi CEMA Evrensel Metod, konveyörün çalışması sırasında konveyör gücüne etki edebilecek pek çok etkiyi konveyörün ayrı ayrı kısımları için dikkate almakta ve sonra bunları toplamaktadır. Gerçek değerlere çok yakın sonuçlar verebilmesine rağmen pek çok parametreye ve işleme ihtiyaç duymaktadır.

Konveyörü tahrik eden kuvveti bulduktan sonra konveyörü tahrik etmek için gerekli güç:

$$P = \frac{\Delta T_n \times v}{33000} \quad 2.16$$

olarak bulunur.

2.1.2 DIN 22101'e göre konveyör güç hesabı

DIN 22101 standardı, 1942 tarihli standardın yerine olarak 1982 yılında yayınlanmıştır. Yığma malzeme taşıyan bantlı konveyörlerin tasarımı ve hesaplamaları ile ilgili temel prensipleri açıklar. CEMA'da olduğu gibi DIN 22101 de bant hareketine karşı dirençleri toplayarak banda iletilen etkin kuvveti bulur ve

sonrasında CEMA ile aynı şekilde sürüş için gerekli güç elde edilir.CEMA'dan farklı olarak DIN 22101'de metrik ölçü sistemi kullanılmaktadır.

DIN 22101, konveyörün hareketine karşı olan dirençleri dört grupta toplar; ana direnç, ikincil dirençler, eğim direnci ve özel dirençler.

$$F' = F'_H + F'_N + F'_{St} + F'_S \quad 2.17$$

F_H : Birincil direnç.

F_N : İkincil dirençler.

F_{St} : Eğim direnci.

F_S : Özel dirençler.

Birincil direnç, taşıyıcı ve dönüş tarafındaki bantların hareketee karşı direncini basitleştirilmiş olarak ifade eder.

$$F_H = L \times f \times g [m'_R + (2.m'_G + m'_L).cos(\delta)] \quad 2.18$$

L : Konveyör uzunluğu.

f : Sürtünme katsayısı.

m'_R : Birim uzunluktaki taşıyıcı ve dönüş ruloları ağırlığı.

m'_G : Birim uzunluktaki, bant ağırlığı.

m'_L : Birim uzunluktaki bant üzerine yayılı malzeme ağırlığı.

δ : Konveyörün ortalama eğimi.

f , sürtünme katsayısı varsayımsal bir değerdir. Tecrübe ve deneyle tam değeri tespit edilebilir. Sürtünme katsayısı hız ile doğru orantılı olarak artarken çalışma sıcaklığı ile ters orantılıdır. Sürtünme katsayısının normal koşullar altında kabul edilen değeri; 0.02'dir. Çalışma şartlarına göre 0.012 ile 0.035 arasında değişir.

CEMA'da ana dirençler ve noktaya etkiyen dirençler olarak anılan dirençlerin hepsi DIN 22101'de ikincil direnç olarak adlandırılır. Boyu 80 metrenin altında ya da birden fazla yükleme noktası olan konveyörler söz konusu olmadığı sürece bu dirençlerin ayrı ayrı hesaplanması gerekli değildir. DIN 22101 bu dirençleri bir C katsayısı ile tanımlar.

Çizelge 2.6 :C katsayısı tablosu.

L [m]	80	100	150	200	300	400	500
C	1.92	1.78	1.58	1.45	1.31	1.25	1.20
L [m]	600	700	800	900	1000	1500	2000
C	1.17	1.14	1.12	1.10	1.09	1.06	1.05

DIN 22101'e göre birincil ve ikincil dirençlerin (F_N) toplamı:

$$F_N + F_H = C \times L \times f \times g [m'_R + (2.m'_G + m'_L).cos(\delta)] \quad 2.19$$

Eğim direnci:

$$F_{St} = H \times g \times m'_L \quad 2.20$$

H : Konveyörün yükleme ve boşaltma noktaları arasındaki yükseklik farkı.

Yükselen konveyörler için pozitif, alçalan konveyörler için negatiftir.

Özel dirençleriki adet olarak tanımlanmıştır; kamber direnci ve malzeme ile etek duvarları arasında sürtünmeden kaynaklanan direnç. Oluklaştıran rulo setlerinde, bant ekseninden kaydığına, onu eksenine geri itmek için kanat rulolarına öne doğru 1-3 derecelik eğim verilir. Kamber direnci bu açıdan kaynaklanır.

$$F_{Rsto} = \frac{Z_{Rsto}}{Z_{Ro}} \cdot L \cdot c_{Rsto} \cdot \mu_3 \cdot \sin(\epsilon) \cdot \cos(\delta) \cdot g \cdot (m'_G + m'_L) \quad 2.21$$

F_{Rsto} : Kamber direnci.

μ_3 : Sürtünme katsayısı. Genellikle 0.5 ile 0.7 arasındadır.

c_{Rsto} : Konveyörün oluklaşma açısına bağlı katsayı. 30° açı için 0.4, 45° açı için 0.5 olarak verilir. 35°oluklaşma açısı için de 0.45 olarak kabul edilebilir.

ϵ : Kanat rulolarının öne doğru eğim açısı.

Z_{Rsto} : Taşıyıcı tarafta, kanat rulolarına eğim verilmiş rulo seti adedi.

Z_{Ro} : Taşıyıcı taraftaki toplam rulo seti adedi.

$$F_{Sch} = c_{Rank} \cdot \frac{\mu_2 \cdot I_m^2 \cdot g}{\rho \cdot v^2} \cdot \frac{l_{Sch}}{b_{Sch}^2} \quad 2.22$$

$$c_{Rank} = \tan^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\beta_{dyn}}{2} \right) \quad 2.22b$$

F_{Sch} : Malzeme ile etek duvarları arasındaki sürtünme direnci.

c_{Rank} : Rankine faktörü.

μ_2 : Sürtünme katsayısı. Genel olarak 0.5 ile 0.7 arasında bir değer alır.

ρ : Taşınan malzemenin yoğunluğu.

I_m : Kütle akışı (kg/s)

l_{Sch} : Etek boyu.

b_{Sch} : Etek duvarları arasındaki mesafe.

β_{dyn} : Dinamik şev açısı.

Bahsedilenlerin dışında ayrıca bir direnç olduğu takdirde onlar da tek tek hesaplanarak ($F_{diğer}$) özel dirençlere eklenirler. Böylece özel dirençlerin toplamı:

$$F_S = F_{Rsto} + F_{Sch} + F_{diğer} \quad 2.23$$

Denklemler (2.19), (2.20) ve (2.23)'ü; (2.17) içine yerleştirerek:

$$F = C.f.L.g (m'_R + (2m'_G + m'_L) \cos(\delta)) + H.g.m'_L + F_{Rsto} + F_{Sch} \quad 2.24$$

Buradan konveyör sürüş gücüne:

$$P = F \times v \quad 2.25$$

ifadesiyle geçilir.

2.2 Konveyör Hesap Metodlarının Karşılaştırılması

DIN 22101 ile CEMA'yı karşılaştıracak olursak DIN 22101 daha basit ve sadece kalır. DIN, tek ve sabit bir sürtünme katsayısı önerir ve bant bükülmesi, malzeme bükülmesi, vs. gibi ikincil dirençlerin etkileri de bunun altında toplar. Bu haliyle uzun ve kompleks konveyörlerin hesaplanmasında yetersiz kalabileceğine dair eleştiriler vardır[43]. CEMA Metodu ise pek çok etkiyi ayrı ayrı hesaplayarak toplar. Bunun dışında; malzeme kesit alanı hesabı, çeşitli konveyör elemanlarının direnç hesapları konusunda da DIN ile CEMA arasında ufak tefek farklılıklar vardır. Ancak DIN 22101'in bir standart olması ve CEMA'nın ise Konveyör Ekipman Üreticileri Birliği'nin önerileri niteliğinde olması nedeniyle tasarımda DIN standardına uymak CEMA'dan ayrı ve ek olarak yasal güvence de sağlamaktadır.

Bu çalışmada basitliği ve verdiği sonuçlardaki tutarlılığı göz önüne alınarak DIN 22101 standardında belirtilen metod kullanılacaktır.

2.3 Bant Gergilerinin Hesabı

Farklı konveyör güç hesaplama yöntemleri olmasına rağmen CEMA, DIN 22101 ve diğer hesap yöntemlerinde bant gergilerinin hesaplanması aynı şekildedir. Konveyörün kuyruk tarafından itibaren dirençler toplanarak artar ve tahrik tamburuna kadar bant gergisi artarak gelir. Tahrik tamburunda, bu dirençleri karşılayacak bir kuvvet verilir ve tahrikten sonra daha düşük bir gergi ile bant ayrılır. Konveyör üzerinde gergi değerinin bilinmesi gereken üç nokta vardır: Tahrik tamburunun önü, tahrik tamburunun arkası ve kuyruk. Bu üç noktadaki gergileri bularak bandın emniyeti, istenen minimum sehim kriterine uyup uymadığı, ne kadar gergi ağırlığı kullanmak gerektiği, gibi bilgiler elde edilebilir.

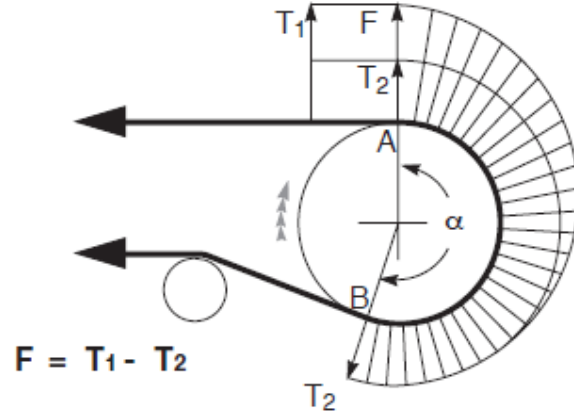
Tahrik tamburunun önündeki ve arkasındaki gergiler (T_1 ve T_2) arasındaki ilişkiler:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \quad 2.26$$

$$F = T_1 - T_2 \quad 2.27$$

μ : Tambur ile bant arasındaki sürtünme katsayısı. (Bkz: Çizelge 2.7)

θ : Bandın tahrik tamburu etrafında sarılma açısı.



Şekil 2.3 : Tahrir tamburunda gergiler.

(2.27), (2.26)'nın içine yazılarak bant gergilerinin değeri konveyör tahrik kuvvetine bağlı olarak bulunabilir:

$$T_1 = F \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \quad 2.28$$

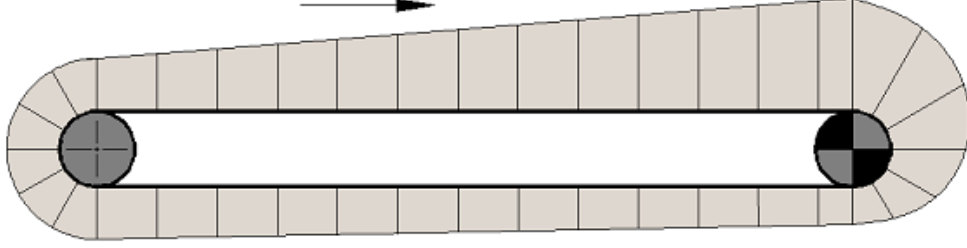
$$T_2 = F \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} \quad 2.29$$

Çizelge 2.7 : Tambur ve konveyör bandı arasındaki sürtünme katsayısı (μ).

Çalışma Şartları	Tambur Yüzeyi			
	Çıplak	Poliüretan kaplı, balıksırtı desenli	Kauçuk kaplı, balıksırtı desenli	Seramik kaplı, balıksırtı desenli, gözenekli
Kuru	0.35 – 0.4	0.35 – 0.4	0.4 – 0.45	0.4 – 0.45
Islak	0.1	0.35	0.35	0.35 – 0.4
Islak ve Kirli	0.05 – 0.1	0.2	0.25 – 0.3	0.35

Konveyörün kuyruk tarafındaki gergi (konveyörün kuyruk tamburundan tahrik edilmesi durumunda baş tarafındaki gergi) , tahrik tamburunun arkasındaki gergiden

(T_2 gergisi) başlayarak, konveyörün dönüş tarafındaki dirençlerin eklenmesi ile bulunur.



Şekil 2.4 : Konveyör gergilerinin konveyör boyunca değişimi.

DIN 22101'de sunulan hesap yöntemine göre kuyruk tamburu civarındaki gergi:

$$T_t = T_2 + C.f.L.g (m'_{Rdönüş} + m'_{L.cos(\delta)}) + F_{Sdönüş} \quad 2.30$$

$m'_{Rdönüş}$: Birim uzunluk başına düşen dönüş ruloları ağırlığı.

$F_{Sdönüş}$: Dönüş hattı üzerinde, varsa, özel dirençlerin toplamı.

3. İNCELENECEK KONVEYÖRÜN ÖZELLİKLERİ VE HESABI

3.1 Konveyörün Yeri ve Çalışma Koşulları

Bu çalışmada incelenecek olan konveyör, Karadeniz Ereğli’de kurulu ERDEMİR Demir ve Çelik Fabrikaları AŞ içinde yeni inşa edilecek olan Cevher Stok Sahası ile mevcut stok sahaları arasında olacaktır. Konveyörün bulunduğu yer deniz seviyesindedir ve yıl içindeki sıcaklık değişimi minimum -5°C ile 35°C arasında değişmektedir. Deniz kıyısı olması sebebiyle özellikle kuzey ve doğu yönünden hızlı rüzgârlarla karşılaşlabilmektedir. Konveyör açık alanda olacaktır ve tüm atmosfer şartlarının etkisini hissedecektir.

Ele alınan konveyör demir cevheri taşıyacaktır. Taşınacak olan cevherin yoğunluğu; $\rho_{cevher} = 2 \text{ ton} / m^3$ ’tür. Taşınacak cevherin ortalama parça boyutu, ortalama 20 mm’nin altındadır. Taşınacak malzemenin konveyör üzerine yüklenmesinde düzensizlikler olması muhtemel görülmektedir ve zaman zaman nominal kapasitenin %25 fazlasına kadar yükleme yapılabildiği bilinmektedir. Konveyör ortalama olarak günde 10 defa kalkış ve duruş yapmaktadır. Günlük çalışma süresi ortalama 18 saat olarak planlanmaktadır.

3.2 Konveyörün Özellikleri

İncelenecek olan konveyörün temel fonksiyonu yeni yapılacak cevher stok sahalarından üzerine bir transfer şutu yardımı ile yüklenecek olan, yoğunluğu $2 \text{ ton} / m^3$ ve ortalama parça büyüklüğü 20 mm ve altında demir cevherini fabrikada mevcut cevher manipülasyon sistemi konveyörlerine ulaştıracak bir diğer konveyöre aktarmaktır. Saatte 1500 metrik ton malzeme taşınacaktır.

Konveyör düz zemin üzerinde ilerleyecektir. Konveyör yolu üzerinde aşılacak bir engel olmadığı için konveyör profili kuyruktan baş tarafa kadar düzdür, hiçbir yükseklik farkı yoktur. Konveyörün toplam uzunluğu 1000 metredir.

$$L = 1000 \text{ metre}$$

3.1

3.3 Konveyörler İlgili Kısıtlar ve Seçimler

3.3.1 Bant seçimi.

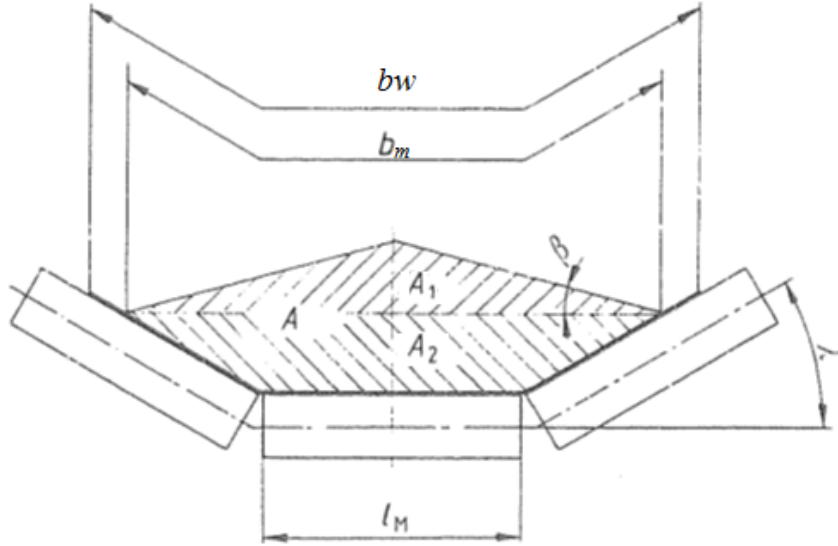
Konveyör bandı seçimi yaparken öncelikle bandın istenen kapasitede malzemeyi taşıyıp taşıyamayacağı kontrol edilmelidir. Konveyör bandının, taşınacak olan malzeme ile, istenen hızda ulaşabileceği maksimum kapasite hesaplanabilir. Bulunacak olan kapasite konveyörün taşıma kapasitesinden büyük olmalıdır.

$$Q_{max} = \rho \times A \times v \quad 3.2$$

$$Q_{max} \square Q \quad 3.3$$

A : Konveyör üzerine yığılı malzemenin kesit alanı.

Konveyör üzerine yığılı malzemenin kesit alanının bulunması için DIN 22101 ve CEMA farklı yaklaşımlara sahiptir. CEMA'ya göre malzeme üstte bir yay oluşturacak şekilde yığılır ve yayın banda ulaştığı noktalardaki teğetler, yatayla, malzemenin tabii şev açısı kadar açı yapar. DIN 22101'de ise malzeme, kesidi bir üçgen oluşturacak şekilde yığılır.



Şekil 3.1 : DIN 22101'e göre bant üzerine yığılı malzemenin kesidi ve ölçüleri.

- B : Bant genişliği.
- b_m : Bandın, üzerine malzeme yayılan kısmının genişliği. DIN 22101'e göre ifadesi için bkz: Denklem 3.3.
- l_m : Orta rulo uzunluğu. Yaklaşık olarak bant genişliğinin %35'idir.
- β : Malzeme tabii şev açısı. (Konveyörün tırmanan ya da alçalan olması durumunda tabii şev açısı yerine dinamik şev açısı kullanılmalıdır.
- λ : Konveyör oluklaşma açısı olmak üzere:

$$bw \square 2000mm \rightarrow b = 0.9 \times bw - 50mm \quad 3.4$$

$$A_1 = [l_M + (b - l_M) \cos \lambda]^2 \cdot \frac{\tan \beta}{4} \quad 3.5$$

$$A_2 = [l_M + (b - l_M) \cos \lambda] \cdot \frac{b - l_M}{2} \cdot \sin \lambda \quad 3.6$$

$$A = A_1 + A_2 \quad 3.7$$

1200 mm bant genişliği için değerler yerlerine konduğunda:

$$Q_{max} = 2621 \frac{mton}{saat} \quad 3.8$$

elde edilir. Konveyörün istenen kapasitesi ile karşılaştırıldığında görülüyor ki bant genişliği seçimi uygundur.

Bant tipi olarak da tekstil karkaslı bir bant seçilmiştir. 5 kat EP 250 bezden oluşan EP 1250 /5 konveyör bandı kullanılacaktır. Seçilen bandın üst kaplama kalınlığı 6 mm ve alt kaplama kalınlığı 3 mm'dir. Toplam bant kalınlığı da 17 mm'dir.

3.3.2 Konveyör hızı.

Konveyör hızı seçimi gücü doğrudan etkiler. Denklem 2.25'te de görüldüğü gibi konveyör sürüş gücü konveyör ile doğru orantılıdır. Ancak konveyör hesap metodlarında en yüksek direnç bileşenini oluşturan birim uzunluğa düşen malzeme ağırlığı da hız ile ters orantılıdır. Konveyör hızı artarken birim uzunluğa düşen malzeme kütlesi de azalacaktır. Konveyör gücü yine de artar ancak bu artış hızla

dolaylı ya da doğrudan orantılı diğer küçük konveyör direnç bileşenlerinden kaynaklanır.

Konveyör hızı toplam direnç kuvvetini etkiler. Hız arttıkça toplam direnç azalır. Denklemler 2.28, 2.29 ve 2.30'da da görülebildiği gibi, hız artışı tüm bant boyunca gergiyi düşürecektir. Bant gergilerinin düşmesi daha düşük şaft çapları seçilebilmesine ve daha hafif ve narin konveyör konstrüksiyonunun inşa edilmesini sağlayarak yatırım maliyetinin düşmesinde yardımcı olur.

Konveyörlerde hızın yükselmesi durumunda, eğer tozlu bir malzeme taşınıyorsa, yol boyunca malzeme kaybına yol açabilir. Hava akış hızı arttıkça, kaldırabileceği toz tane büyüklüğü de artacaktır.

Konveyör hızının artmasının bir dezavantajı da boşaltma noktalarında yol açacağı aşınmadır. Konveyör baş tamburu üzerinden savrulan malzeme daha hızlı şekilde transfer şutu duvarlarına çarpar ve burada daha fazla aşınmaya yol açar. Hızla duvarlara çarpan parçalar daha da ufalanarak aynı zamanda daha çok toz oluşumuna da sebebiyet verir.

Tüm yukarıda sayılanlar da göz önünde tutularak, konveyörün hızı 2.6 m / s olarak seçilmiştir.

3.3.3 Tambur seçimi.

Konveyör tambur çapları seçimi konusunda minimum tambur çaplarına dair mevcut tek kıstas minimum tambur çapına dairdir. Bant üreticileri, bantlarının esnekliklerine göre, sarılabilecekleri minimum tambur çaplarını bir tablo ile belirtirler. Minimum tambur çapları, kullanılacak bandın üreticisi firmanın kataloğundan bakılarak seçilmelidir. Farklı bant üreticilerinin farklı minimum tambur çapı değerleri olabilir.

Tambur çapının büyük seçilmesi durumunda tambur yüzeyine sarılan bandın uyguladığı basınç azalacaktır ancak özellikle tahrik tamburu için mil üzerindeki burulma momenti ve tambur ağırlığından kaynaklı eğilme momentleri ve tambur ataletleri artacaktır.

İncelenen konveyör için tambur çapları: tahrik tamburu için 1000 mm , kuyruk ve gergi tamburları için 800 mm ve tüm saptırma ve dönüş tamburları için 630 mm olarak kabul edilmiştir. Bütün tamburlar 15 mm kalınlığında kauçuk tabakası ile kaplanacak ve tahrik tamburunda kaplamaya balıksırtı deseni verilecektir.

3.4 Rulolar arası mesafe seçimi.

Taşıyıcı ve dönüş ruloları genel olarak eşit aralıklarla yerleştirilir. CEMA kendi önerilerinde taşıyıcı rulolar arası mesafeyi yaklaşık *0.75 metre - 1.7 metre* arasında önerir. Dönüş ruloları için ise yaygın uygulama *3 metre* aralık bırakmaktır. Rulolar arası mesafeyi çeşitli kaynaklarda yapılan önerilere göre seçmek mümkün olduğu gibi minimum bant sehimine göre ve konveyör şasi konstrüksiyon pratikliği kriterlerine göre de almak mümkündür. Konveyörün hiçbir noktasında, bant sehimine kabul edilebilir değer altına düşmemek kaydıyla konstrüksiyon açısından en uygun aralıklar belirlenebilir.

İncelenen durumda ise belirleyici kıstas fabrika standartlarıdır. ERDEMİR Fabrika Standartları'na göre bütün konveyörler için; taşıyıcı rulolar arası mesafe *1 metre* ve dönüş ruloları arası mesafe *3 metredir*.

$$a_0 = 1 \text{ metre} \quad 3.9$$

$$a_u = 3 \text{ metre} \quad 3.10$$

3.5 Konveyörün Hesabı

3.5.1 Konveyörün sabit hızla sürüş gücünün bulunması

Seçilen konveyörün hesapları öncelikle denge durumu için yapılacaktır. Konveyör tahrik ekipmanları bu hesaplara göre seçilecektir. Hesaplamalar için DIN 22101 standardında belirtilen metod kullanılacaktır. İşlemlerin basitliği açısından özel dirençler hesaba katılmayacaktır. Bu etkilerin toplam güç içindeki payı, konveyör uzadıkça düşmektedir. DIN 22101'e göre konveyörü sürmek için gereken etkin kuvvetin ifadesi Denklem 2.24'te verilmiştir.

Ek dirençlerden gelen direnç kuvvetlerini ihmal ettiğimize ve yükseklik farkı olmadığına göre:

$$F_s = 0 \quad 3.11$$

$$H = 0 \rightarrow \delta = 0 \quad 3.12$$

Denklemler 3.8 ve 3.9'un Denklem 2.4'te yerine konulmasıyla:

$$F = C f L g (m'_R + 2m'_G + m'_L) \quad 3.13$$

yazılabilir.

Birim uzunluktaki malzemenin ağırlığı:

$$m'_L = \frac{\varphi Q}{v} \quad 3.14$$

φ :Yüklemedekidengesizliklerveya malzemenin ıslak gelmesi hali için emniyetkatsayısı. (1,25alınmıştır.)

Cevher için:

$$m'_L = 200.3 \frac{kg}{m} \quad 3.15$$

Rulo ağırlıkları için kataloglara müracaat etmek en doğrusudur. Her imalatçının kendine özgü rulo ağırlıkları vardır ve rulo ağırlıkları da konveyör gücünü etkileyen önemli bir faktördür. İstenen çalışma ve yükleme şartları için katalogdan seçilen rulolar için hareketli parça ağırlıkları bulunabilir. Birim uzunluktaki rulo ağırlığını bulmak için de aşağıdaki ifade kullanılır:

$$m'_R = \frac{\text{Tasıyıcı rulo har. p. ağırlığı}}{a_0} + \frac{\text{Dönüş rulo har. p. ağırlığı}}{a_u} \quad 3.16$$

ifadesiyle bulunabilir.

Seçilen ruloların birim uzunluktaki ağırlığı:

$$m'_R = 37.6 \frac{kg}{m} \quad 3.17$$

olarak elde edilir.

Seçilen bandın birim uzunluğunun ağırlığını bulmak için bant kataloglarına müracat edilmelidir. Bant üreticileri, bant tipi, dayanımı ve bez kat adedine göre bantların ağırlık, kalınlık ve kaplama kalınlığı bilgilerini vermektedir. İncelenen konveyör için seçilen 1200 mm genişliğinde EP 1250 / 5 bant için:

$$m'_G = 23.9 \frac{kg}{m} \quad 3.18$$

f , sürtünme katsayısı DIN 22101 standardında çeşitli çalışma şartları için tanımlanmıştır. İncelenen konveyörün çalışma şartları, çalışma sıcaklığı ve bakım çalışmalarının yetersiz yapılabilme ihtimalleri değerlendirilerek 0.022 olarak kabul edilmiştir.

$$f = 0.022 \quad 3.19$$

İkincil sürtünmeler için kullanılan C katsayısı, incelenen konveyörün boyu 1000 metre olmasından dolayı 1,09 olacaktır. (Bkz: Çizelge2.6)

Tüm bu değerler Denklem 3.13 içinde yerleştirildiğinde:

Cevher yüklü ;

$$F_{cevhher} = 67210 \text{ N} \quad 3.20$$

Boş konveyör için;

$$F_{bos} = 20102 \text{ N} \quad 3.21$$

olarak bulunur.

3.20 ve 3.21 ifadelerinin Denklem 2.25'te yerlerine konulmasıyla konveyörün dolu ve boş çalışması için güçler elde edilir.

$$P_{cevhher} = 174.7 \text{ kW} \quad 3.22$$

$$P_{bos} = 52.3 \text{ kW} \quad 3.23$$

3.5.2 Bant gergilerinin hesabı

Tahrik tamburunun ön ve arka uçlarındaki bant gergisi ve aradaki dağılımı Euler-Eytelwein Denklemi ile ifade edilebilir.

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \alpha} \quad 3.24$$

Euler-Eytelwein Denklemi, Denklem 2.26'da verilen eşitliğin daha genel bir ifadesidir. Denklem 2.26 ile T_2 'nin minimum değeri bulunur. 3.24'te görülen eşitsizlik sağlandığı sürece, tahrik tamburunda bir kayma olmaksızın tahrik devam

edecektir. Yani gergiler bulunacak minimum değerin üzerinde olduğu sürece, oranları daha küçük olacak ve eşitsizlik daima sağlanacaktır.

μ , bant ile tambur arasındaki sürtünme katsayısıdır. Tamburun kauçuk kaplı olması, ıslak ve kirli çalışma şartları için $\mu = 0.3$ alınabilir. (Bkz: Çizelge 2.7) Tahrik tamburunda, bandın tamburu sarma açısı 190° olacak şekilde tahrik tamburu - saptırma tamburu yerleşimi dizayn edilmiştir. 2.28 ve 2.29 denklemlerinde bu değerler yerlerine konularak:

$$T_{1ceuler} = 105053 \text{ N} \quad 3.25$$

$$T_{2ceuler} = 37843 \text{ N} \quad 3.26$$

ve

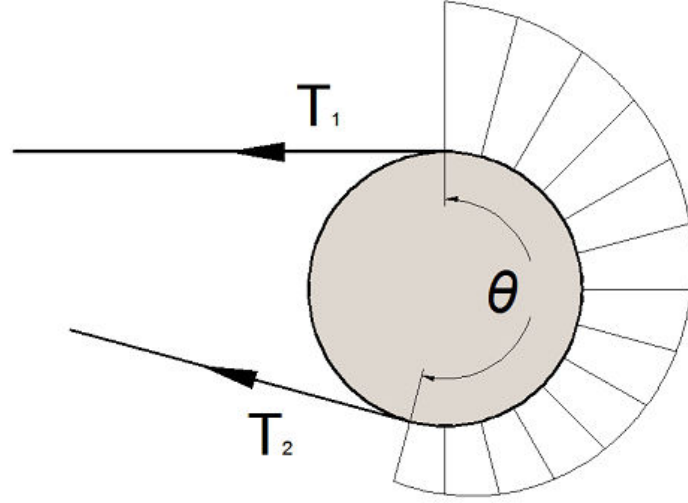
$$T_{1bos} = 31420 \text{ N} \quad 3.27$$

$$T_{2bos} = 11318 \text{ N} \quad 3.28$$

Sabit hızla sürüş için bat gergileri elde edildi. Ancak bant gergilerinin en yüksek değeri için kalkışa bakılır. Kalkış sırasında motor nominal değerinin üstünde akım çekecek ve daha yüksek tork çıkışı verecektir. Tahrik grubunda hidrolik kaplin kullanılmasının bir sebebi de, bu kaplinlerin tork sınırlandırma özelliklerinin bulunmasıdır. İncelenen konveyörde kullanılan hidrolik kaplinin tork sınırlandırma faktörü; $\kappa = 1,5$ 'tir. Denklemler 2.28 ve 2.29'u buna göre düzenleyerek:

$$T_{1max} = \kappa F \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \quad 3.29$$

$$T_{2max} = \kappa F \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} \quad 3.30$$



Şekil 3.2 : Tahrik tamburunda kuvvet dağılımı.

Sayısal değerleri yerlerine yerleştirerek kalkış için maksimum kuvvete göre gergiler aşağıdaki gibi bulunacaktır.

Cevher için:

$$T_{1maxC} = 157579 \text{ N} \quad 3.31$$

$$T_{2maxC} = 90369 \text{ N} \quad 3.32$$

ve boş konveyör için:

$$T_{1maxB} = 47130 \text{ N} \quad 3.33$$

$$T_{2maxB} = 27029 \text{ N} \quad 3.34$$

olarak bulunur.

3.5.3 Bant dayanımının kontrolü

Bulunan en yüksek bant gergisi konveyörün cevher yüklü olarak kalkış yaparken bandın taşıyıcı tarafının tahrik tamburu ucunda oluşmaktadır. Bu noktada beklenen en yüksek gergi; $T_{1maxC} = 157579 \text{ N}$ 'dur.

Seçilen bandın kopma dayanımı 1250 N/mm olarak katalogdan [44] alınmıştır. Bu durumda 1200 mm genişliğindeki bandın dayanabileceği maksimum gergi:

$$B_{max} = b \times bw = 1500000 \text{ N} \quad 3.35$$

olarak bulunur.

Bandın emniyet katsayısı yaygın olarak 7-8 alınır. Ancak ERDEMİR fabrika standartlarına göre emniyet katsayısı minimum 11 olmalıdır.

$$f_{s_{bant}} = \frac{B_{max}}{T_{1maxC}} = 9.52 \quad 3.36$$

Seçilen bandın, istenen emniyet değerlerine sahip olduğu görülmektedir.

3.5.4 Minimum gergi hesabı

Minimum gergi burada T_2 olarak görünmektedir. Ancak asıl minimum gergiyi belirleyen istenen bant sehim oranıdır. Bantlı konveyörlerde %2 ve hatta %3'e kadar sehim oranları kabul edilebilmektedir. Ancak sehim oranı arttıkça dikine salınımlar da artmaktadır. Uzun konveyörler için %1.5 ve aşağısında sehim oranları daha sık tercih edilmektedir. İncelenen konveyör için bant sehim oranı %1.5 olarak alınmıştır.

Bant sehim oranı ve minimum gergi arasındaki bağıntı:

$$T_{min} = \frac{(m'_L + m'_G) \times g \times a_0}{8 \times 1.5} \quad 3.37$$

Konveyör bant gergisinin en kritik olacağı konum, kuyruk tamburu civarındır. Kuyruk tamburunun hemen önünde istenen sehim oranı ve rulo aralığı için minimum gergi:

$$T_{minC} = 18327 \text{ N} \quad 3.38$$

$$T_{minB} = 1956 \text{ N} \quad 3.39$$

Bulunan değerlere bakıldığında, minimum gergiler T_2 gergilerinin altında çıkmaktadır. Yani durağan çalışma hali için oluşan gergiler taşıyıcı bantta istenen maksimum sehimden daha düşük sehim sağlamaya elverişlidir. Konveyörün düz ilerlemesi sebebi ile kuyruk tamburundaki gergi dönüş tarafındaki dirençler ile T_2 'nin toplamı kadar olacaktır. Yani kuyruk tamburunun önündeki gergi T_2 'den her zaman büyük olacaktır. Özellikle tırmanan konveyörlerde yüksekliğin etkisi de katıldığında kuyruk tarafındaki gergi, T_2 'nin altında çıkabilmekte ve minimum gerginin, yüksek gergi ağırlıkları kullanılarak sağlanabilmesine sebep olmaktadır.

Gergi değerleri bir tabloda toplanabilir:

Çizelge 3.1 : Kömür ve cevher taşınımı için gergiler.

	Cevher (normal)	Cevher (maks)	Boş (normal)	Boş (maks)
F	<i>67210 N</i>	<i>100815 N</i>	<i>20102 N</i>	<i>30153 N</i>
T_1	<i>105053 N</i>	<i>157579 N</i>	<i>31420 N</i>	<i>47130 N</i>
T_2	<i>37843 N</i>	<i>90369 N</i>	<i>11318 N</i>	<i>27029 N</i>
T_{min}	<i>18327 N</i>		<i>1956 N</i>	

Yukarıdaki tablodan da görülebileceği gibi maksimum sehim açısından en kritik senaryo; boş olarak çalışan konveyöre kuyruk tarafından cevher yüklenmeye başlandığı durumdur. Gergi ağırlığını belirlerken dikkate alınması gereken temel konu tamburdaki kaymadır.

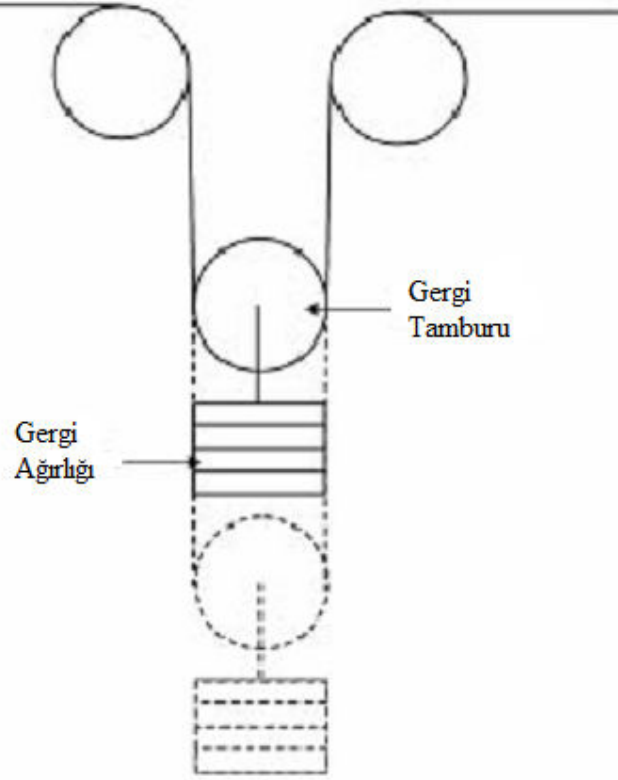
Euler-Eytelwein Denklemine geri dönecek olursak gergiler oranı üstel ifadeden her zaman için küçük ya da eşit olmak zorundadır. T_2 'nin daha büyük değerleri için gergiler oranı düşecektir ve denklem her zaman için sağlanmaktadır. O halde T_2 gergisini olduğundan daha yüksek yapacak bir gergi ağırlığı miktarı her zaman için hem tamburda kayma ile mücadelede yardımcı olacaktır hem de gergi isteğini sağlayacaktır.

3.5.5 Gergi ağırlığının hesabı

Çalışma sırasında gergi ağırlığı miktarını değiştirme imkanı olmayacağından seçeceğimiz gergi ağırlığı her üç durum için de isteneni verebilmesi gerekmektedir. Yukarıdaki açıklanan matematiksel koşul da dikkate alınarak gergi kuvvetinin cevher taşıma durumundaki $T_{2cevher}$ değerinin %10 fazlası olması uygun olacaktır. Gergi kuvveti:

$$W_g = 2 \times 1.1 \times T_{2cevher} \quad 3.40$$

$$W_g = 83255 N \quad 3.41$$



Şekil 3.3 : Ağırlıklı gergi şeması.

3.5.6 Tork hesabı

Etkin kuvvet, tamburun dış yüzeyine, teğetsel yönde etki eden bir kuvvettir ve tahrik tamburu milinde tambur yarıçapı ile orantılı bir tork oluşturur. Her üç çalışma koşulu için tahrik tamburu millerinde oluşan sabit hızla sürüş torku:

$$M_{sürüş} = F \times \frac{D_t}{2} \quad 3.42$$

Çizelge 3.2 : Sabit hızla sürüş için gerekli tahrik tamburu mili torkları.

Senaryo	Tork
Cevher	34.6 kNm
Boş	10.4 kNm

Tahrik grubu tahrik tamburuna bağlıdır ve motordan gelen hareketi kaplin ve redüktör bağlantıları aracılığıyla tambura iletir. Bant konveyör boyunca koruduğu oluk profilden düz profile geçiş yaparak bu bölgede tambura sarılır. Tamburun banda aktarabileceği kuvvet bandın tamburu sardığı açı ile de ilişkilidir. Bu sebeple sarma

açısı, θ 'yı artırmak için bir yardımcı tambur kullanılır. İncelenen konveyörde $\theta=195^\circ$ olması sağlanacaktır. θ açısı konstrüksiyon üzerinde, yardımcı tamburu uygun bir doğrultuda hareket ettirilerek ayarlamak mümkündür. Bu sebeple tahrik grubu konstrüksiyonunda, ufak ayarlamalar için bu harekete müsaade edecek şekilde dizayn etmek pratiklik kazandıracaktır.

Tahrik tamburunun çapının minimum değeri bandın esnekliği ile sınırlıdır. Bant üreticilerinin kataloglarında bantlarının esnekliği ve müsaade edilen minimum tambur çapları belirtilmektedir. Tahrik tamburunun bir üst sınırı yoktur, ancak tahrik tamburunun çapı ne kadar artarsa, tambur miline aktarılması gereken tork da onunla doğru orantılı olarak artacaktır.

3.5.7 Motor gücünün bulunması ve motor seçimi

Motorun bir sürücü ile sürülerek, sadece gerektiği kadar güç kullanması gibi bir imkân seçilen örnekte yoktur. Seçilen örnek tek bir motor ile tahrik edilecektir ve seçilen motorun tam dolu olarak cevher taşıma için yeterli gücü ve torku sağlayabilmesi ve dahası tam dolu iken kalkabilmesi gerekmektedir. Bu sebeple en yüksek güç gereksinimini oluşturacak olan cevher taşıma şartına göre seçim yapılır.

Tahrik grubunda bulunan tüm elemanların toplam verimi olarak $\eta = \%86$ olmak üzere, gereken motor gücü:

$$P_{mot} = \frac{F_{cevher} \times v}{\eta} \quad 3.43$$

$$P_{mot} = 174.7 \text{ kW} \quad 3.44$$

ifadesi ile bulunur.

Konveyörün boş çalıştırılması için güç gereksinimi:

$$P_{motB} = 52.3 \text{ kW} \quad 3.43$$

Konveyör için 200 kW 'lık bir motor seçmek uygun olacaktır. Seçilen motorun parametreleri [45] bir tabloda toplanabilir:

Çizelge 3.3 : Motor parametreleri.

Parametre	Değer
Güç (P : kW)	250
Devir (n_r : rpm)	1488
Nominal Tork (M_N : Nm)	1600
Locked-rotor tork oranı	1.9
Breakdown tork oranı (κ)	2.8
Kütle atalet momenti (J_M : kgm^2)	3.6

3.5.8 Redüktör seçimi

Konveyör hızı $v = 2,6$ m/s olarak belirtilmişti. Tambur milinin devir sayısı buradan bulunabilir:

$$n_{tambur} = \frac{v}{\pi \cdot D_{tam}} = \frac{2.6}{\pi 1.03} = 0.803 \cdot \frac{1}{s} = 48.21rpm \quad 3.44$$

Bu veriden yararlanarak motordan, tambura tork aktarımı için uygun redüktör ve kaplinler seçilebilir.

$$i_a = \frac{n_r}{n_{tambur}} = \frac{1488rpm}{48.21rpm} = 30.8 \quad 3.45$$

i_a kullanılarak konveyör için uygun çevrim oranına sahip redüktörler belirlenir. Bunların arasından, redüktörlerin katalogta belirtilen güçleri ile konveyörü sürmek için gerekli gücü, redüktör imalatçısının belirttiği şekilde karşılaştırarak bir redüktör seçilir. Sonrasında motordan gelecek maksimum tork dikkate alınarak seçilen redüktörün buna uygunluğu kontrol edilir ve redüktör seçimi tamamlanır. [46]
Seçilen konveyörün çevrim oranı:

$$i = 31.5 \quad 3.46$$

3.5.9 Hareketli elemanların ataletlerinin bant üzerinde bir kütleye indirgenmesi

Konveyörün ataleti ile ilgili hesaplar için rulo, tambur gibi döner elemanlar ile tahrik grubunun ataletlerinin de bir kütleye indirgenerek bant ve taşınan yük ile beraber hesaba katılması gerekmektedir. Bant ve taşınan malzeme için bir indirgeme yapmaya gerek yoktur. Toplam bant ağırlığı:

$$m_b = 2 \cdot m_G \cdot L = 2 \cdot 23.9 \cdot 1000 = 47800 \text{ kg} \quad 3.47$$

Toplam cevher ağırlığı:

$$m_m = m'_L \times L = 200.3 \times 1000 = 200300 \text{ kg} \quad 3.48$$

Lodewijks'in Simonsen'den aktardığı şekilde [12]; konveyörde kullanılan taşıyıcı ve dönüş ruloların hareketli parça ağırlıklarının ağırlığının %90'ı olarak indirgenebilir. Taşıyıcı ruloların indirgenmiş kütlesi:

$$m_{r\ddot{u}} = \%90 \cdot q_{r\ddot{u}} \cdot L = 0,9 \cdot 29,7 \cdot 1008 = 26943,8 \text{ kg} \quad 3.49$$

Dönüş rulolarının indirgenmiş kütlesi:

$$m_{r\alpha} = \%90 \cdot q_{r\alpha} \cdot L = 0,9 \cdot 7,9 \cdot 1008 = 7166,9 \text{ kg} \quad 3.50$$

Tahrik grubu içinde motor ve redüktörün ataletlerinin yanında kullanılan kaplinlerin ataletleri çok küçük kalacağından dolayı ihmal edilebilirler. Redüktörün indirgenmiş eşdeğer kütlesi için motorun indirgenmiş eşdeğer kütlesinin %20'si kabul edilebilir [5].

Bu durumda SC-05 konveyörünün tahrik grubunun bant üzerine indirgenmiş eşdeğer kütlesi:

$$m_{mot} = 1,2 \frac{i^2 J_M}{(D/2)^2} \quad 3.51$$

$$m_{mot} = 16162 \text{ kg} \quad 3.52$$

olarak elde edilir.

Tamburların ataletlerinin de bant üzerine kütle olarak indirgenmesi gerekir. Bunun için tambur ile ilgili ağırlık ve kütle atalet momenti bilgileri imalatçı tarafından

tedarik edilmelidir. İncelenen konveyörde; tahrik, saptırma, dönüş, gergi ve kuyruk tamburları bulunmaktadır. Tahrik tamburu bir adettir ve kaplamasıyla beraber çapı 1030 mm 'dir. Kuyruk ve gergi tamburları da birer adettir ve kaplama dahil, aynı; 830 mm çapındadır. İki adet dönüş ve bir adet saptırma tamburu da kaplamasıyla beraber 660 mm çapında seçilmiştir. Bu tamburların toplam, yaklaşık indirgenmiş eşdeğer kütleleri:

$$m_{tam} = 2500\text{ kg} \quad 3.53$$

3.6 Konveyör Kalkış Süresinin Hesaplaması

Konveyörün malzeme ile tam yüklü haliyle kalkışı sırasında motorun çektiği yüksek akım ile birlikte, sürüş için gerekenin üzerinde bir tork elde edilir. Bu artan tork, konveyörün hareketsiz halden çalışma hızına kadar ivmelenmesini sağlar. Konveyörün tahrik sisteminde kullanılan hidrolik kaplin, aşırı yüksek torku, motor torkunun $1,5$ katı ile sınırlamaktadır. Buna göre maksimum tork ile banda indirgenmiş eşdeğer kütleye etkiyen kuvvet:

$$F_{max} = 1.5 \times 9550 \times \frac{\eta P}{\omega} \times i \times \frac{1}{D_{tam}/2} \quad 3.54$$

$$F_{max} = 126600\text{ N} \quad 3.55$$

Konveyörün hareketli parçalarının tamamını tek bir kütle olarak düşünebiliriz. Bu durumda F_{max} kuvveti bu kütleye etkiyecek ve onu ivmelendirecektir. Bu tek kütle, diğer kütlelerin toplamından oluşacaktır.

$$m_{top} = m_m + m_b + m_{r\ddot{u}} + m_{ra} + m_{mot} + m_{tam} \quad 3.56$$

$$m_{top} = 300973\text{ kg} \quad 3.57$$

3.54 ve 3.56 değerlerini kullanarak ivme bulunabilir.

$$a = \frac{F_{max}}{m_{top}} \quad 3.58$$

$$a = 0.4206 \frac{m}{s^2} \quad \mathbf{3.59}$$

Bu ivme ile cevher ile yüklü konveyörün durgun halden çalışma hızına ulaşması için geçen süre:

$$t_k = \frac{v}{a} \quad \mathbf{3.60}$$

$$t_k = 6.118s \quad \mathbf{3.61}$$

olarak elde edilir.

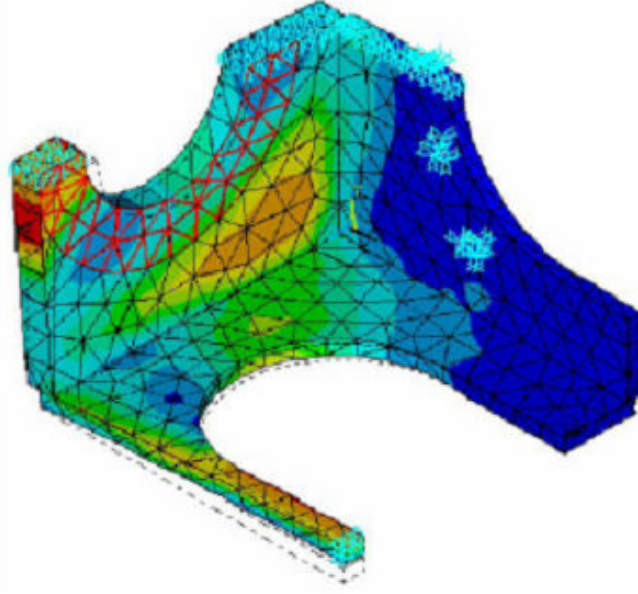
4. KONVEYÖRÜN DİNAMİK ANALİZİ

Bantlı konveyör hesapları hem CEMA hem de DIN 22101'de konveyör bandını rijit cisim olarak kabul ederek hesaplamaları yapar. Düşük hızlarda seyreden, kapasitesi ve/veya hızı fazla yüksek olmayan konveyörler için bu bir sorun teşkil etmez. Bu şekilde bir yaklaşımla elde edilecek sonuçlar, saha ölçümleri ile yakın ve tutarlı olacaktır [12]. Ancak konveyörlerin zaman içinde gelişimleri ile ulaştıkları sınırlarda, rijit cisim yaklaşımı ile yapılan hesaplar ile saha ölçümleri arasında ciddi farklar ortaya çıkmaktadır.

Konveyör bandı viskoelastik bir yapıdır. Konveyörün kalkış anında tahrik tamburu, üst koldan, bandı çekerken diğer taraftan ise bandı boşlayacaktır. Konveyörün alt ve üst kolunda birer şok dalgası olur ve bunlar konveyör bandının fiziksel özelliklerine bağlı hızlarla, konveyör boyunca ilerler. Rijit cisim yaklaşımında bu söz konusu değildir; rijitcisim kuvveti aynen iletir. Bu esnada konveyör boyunca oluşan gergi dalgalanmaları sebebiyle, hesaplanan maksimum gergi değerleri aşılabılır. Alt kolda ise gerginin anlık düşüşleri gergi ağırlığının hareket genliğinin hesap edilenden daha farklı olmasına yol açacaktır.

Konveyörün acil stop yapması durumunda, pozitif yöndeki tahrik kuvvetinin yerini negatif yönde bir fren kuvveti alacaktır. Fren noktasının önünde ani bir gergi düşüşü olurken, frenin arkasında ise, ani gergi yükselişleri olacaktır. Oluşan şok dalgası ağırlıklı gergi sistemine ulaştığında gergi ağırlığının ani düşey hareketleri ile karşılaşılabilir ve frenleme sonrasında konveyörde kalıcı hasarlar ortaya çıkabilir.

Konveyör bandının enine titreşimleri bandın sehim oranını etkileyecektir. Bandın rezonans gibi kritik bir durumla karşılaşması halinde bant üstündeki malzemenin tozlaşması, bandın kenarlarından dökülmesi gibi sorunlarla karşılaşılabilen gibi taşıyıcı ruloların ve tamburların da daha fazla zorlanmasına ve çok daha çabuk yıpranmasına yol açabilir. Bu açıdan bandın doğal frekanslarının belirlenmesi de sağlıklı bir konveyör çalışması için önemlidir. Tüm bu gereklilikler de konveyörün dinamik analizinin yapılmasının önemine çıkmaktadır.



Şekil 4.1 : Sonlu eleman yöntemiyle gerilme analizi yapılan bir parça.

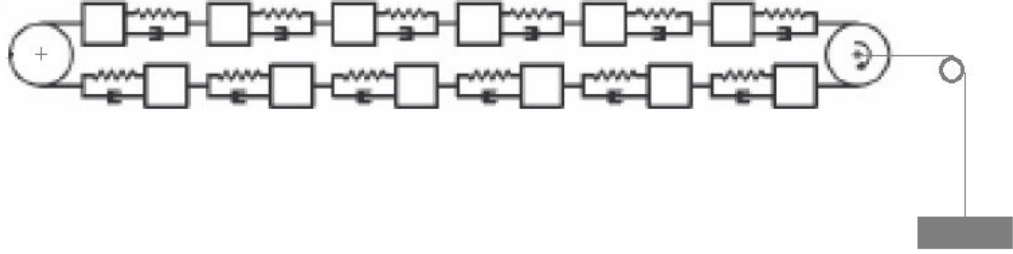
Konveyörün dinamik analizini, bandın viskoelastik yapısını da göz önünde bulunduracak şekilde non-lineer olarak modellemek mümkündür. Ancak bunların çözümleri zordur. Bu problemin matematik modelinin en basit şekilde oluşturulması için en pratik yol olarak sonlu eleman yöntemi ön plana çıkmaktadır.

4.1 Konveyörün Sonlu Eleman Modeli

Sonlu eleman modeli (finite element method, FEM), sürekli sistemleri incelemek için oldukça kullanışlı ve son derece esnek bir araçtır. FEM, en basit şekilde karmaşık bir problemin çözülebilmesi için problemi çok sayıda daha basit problemlere dönüştürmektir [48]. Sonlu eleman yöntemleri ile karmaşık statik ve dinamik problemlerin yanı sıra ısı geçişi, magnetik alan ve akışkanlarla ilgili problemleri de çözümlmek için kullanılabilir.

Bantlı konveyörlerde sonlu eleman yöntemi ilk kez Nordell ve Ciozda tarafından 1984 yılında kullanıldı. Konveyör bandının oldukça karmaşık ve çözülmesi güç denklemlerinin bir kenara bırakılıp konveyör bandı, peşi sıra birbirlerine bağlı noktasal kütleler ile modellediler. Konveyör bandına indirgenmiş olan kütleler ayrıık elemanlara bölünmüş ve aralarına beş ayrı bileşenli, kendi geliştirdikleri bir mekanik bağ koydular. Bu model ile, (Bkz: Şekil 1.17d) bandın hem sürtünmesini hem de viskoelastik özelliklerini başarılı şekilde temsil edebildiler [39].

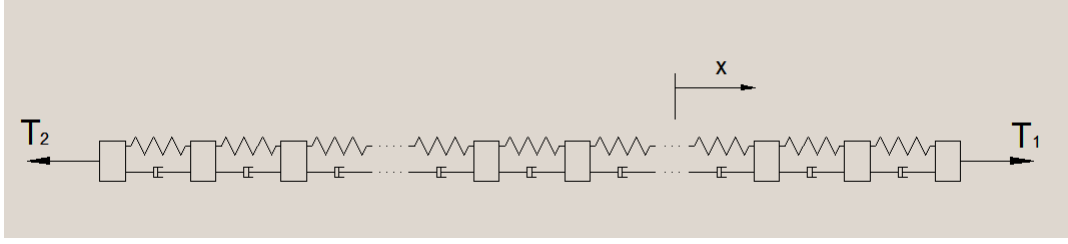
Konveyörün boyuna titreşimlerini incelemek için konveyör bandının $2.L$ uzunluğu dikkate alınır. İstenen hassasiyete göre *10 metre* ile *250 metre* arasında boylar, ayrı kütller olarak dikkate alınabilir. Bandın enine titreşimleri de dikkate alınacağına bu hareketi en iyi şekilde gösterebileceği aralık için uygun eleman boyu seçilmelidir. Yaygın olarak iki rulo arası dikkate alınır ve istenen hassasiyete göre eleman sayısı seçilir [12].



Şekil 4.2 : Konveyörün sonlu eleman modeli.

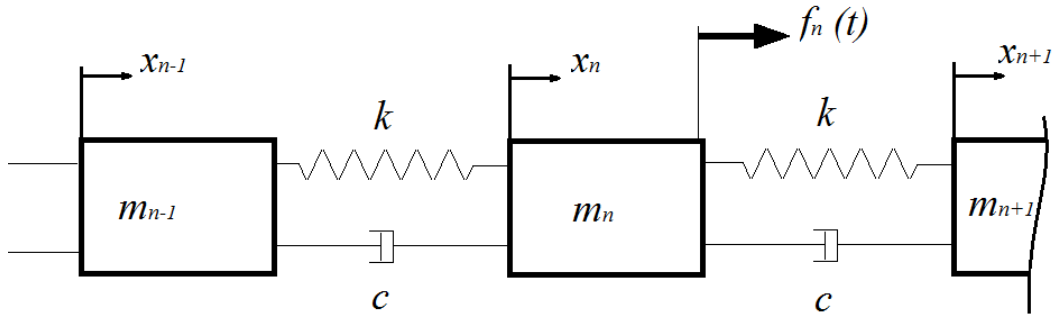
Oluşturulan sonlu eleman modelinde, ağırlıklı gerginin tahrik tamburuna yakın konumlandırılmasından dolayı ağırlıklı gerginin tahrik tamburu üzerinde olduğu kabul edilmiş ve basitleştirilmiştir. Pozitif yön olarak kuyruk tamburundan baş tamburu yönü kabul edilmiştir. Tahrik tamburunun alt ve üst uçlarında bant tamburdan ayrılmış ve bandın iki ucuna, bant gergisini temsil eden kuvvetler konulmuştur. Başlangıç koşulları için bu kuvvetler birbirine eşit ve ağırlıklı gerginin yarattığı gergi kadardır. Daha sonra kuyruk tamburu da sistemden çıkarılarak bütün model tek doğrultuya getirilebilir. Tamburların ataletleri simülasyonda banda indirgenmiş eşdeğer kütle olarak temsil edilmektedir.

Konveyörün dinamik modellemesi sırasında kütle, paralel bir yay ve sönüm elemanından oluşan Kelvin elemanları kullanılacaktır. Kelvin elemanlarının seçilmesinin en önemli sebebi; bandın viskoelastik özelliklerini temsil edebilecek en basit model oluşudur. Her bir sonlu elemanın, bant boyunca viskoelastik özelliklerinin sabit olduğu varsayımıyla, kuvvet dengesi denklemi yazılabilir.



Şekil 4.3 : Bantlı konveyörün sonlu eleman modeli.

$$f_n(t) = m_n \ddot{x}_n + c(\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}) + k(x_n - x_{n-1}) + c(\dot{x}_{n+1} - \dot{x}_n) + k(x_{n+1} - x_n) \quad 4.1$$



Şekil 4.4 : Konveyör sonlu elemanları.

4.1 denklemi bütün sonlu elemanlar için artarda yazıldığında bir lineer diferansiyel denklem sistemi elde edilecektir. Bu denklemleri ifade edebilmek için matris notasyonuna geçilir.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad 4.2$$

$\mathbf{M}$: Kütle matrisi.

$\mathbf{C}$: Sönümleme matrisi.

$\mathbf{K}$: Rijitlik matrisi.

$\mathbf{f}$: Kuvvet vektörü.

Ele alınan konveyörün boyuna titreşimlerinin incelenmesi için

4.1.1 Kütle matrisinin elde edilmesi

Konveyör bandının, tahrik ekipmanlarının ve taşınan malzemelerin kütleleri banda indirgenmişti. Konveyör bandı sonlu elemanlara bölündüğünde kütleler de bu

elemanlara pay edilir. Kütlelerin paylaşılması sırasında Taşıyıcı ruloların eşdeğer indirgenmiş kütlesi ve taşınan malzeme kütlesi sadece üst tarafta, dönüş ruloları eşdeğer indirgenmiş kütlesi ise sadece dönüş tarafında sonlu elemanlara paylaştırılır. Bant kütlesi her iki tarafta da mevcuttur. Tahrik grubu ve tambur eşdeğer indirgenmiş kütleleri ise içinde bulundukları elemana eklenebilir. Bu çalışmada tüm konveyöre yayılacaktır.

Taşıyıcı taraftaki eleman kütlesi:

$$m_T = \frac{m_m + m_{r\ddot{u}} + \frac{m_b + m_{mot} m_{tam}}{2}}{r} \quad 4.3$$

$$m_T = 10419kg \quad 4.4$$

r : Eleman sayısı. ($r = 25$)

Dönüş tarafındaki eleman kütlesi:

$$m_D = \frac{m_{ra} + \frac{m_b + m_{mot} m_{tam}}{2}}{r} \quad 4.5$$

$$m_D = 1616kg \quad 4.6$$

Burada toplam eleman sayısı $2r$ 'dir.

4.1 denklemlerinin alt alta yazılması ile elde edilen denklem sisteminin 4.2'deki gibi matris notasyonu ile ifade edilmesi neticesinde kütle matrisi; $\mathbf{M}$, şu şekilde elde edilebilir:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \ddots & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & M_{r-1} & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \dots & M_r & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & M_{2r} \end{bmatrix} \quad 4.7$$

Kütle matrisi diyagonal bir matris olarak elde edilir. r 'inci elemana kadar kütle değerleri M_T ve diğerleri de M_D 'ye eşit olacaktır.

$$M_1 = M_2 = \dots = M_{r-1} = M_r = M_T \quad 4.8$$

$$M_{r+1} = \dots = M_{2r-1} = M_{2r} = M_D \quad 4.9$$

4.1.2 Rijitlik matrisinin elde edilmesi

Konveyör bandının esnek viskoelastik yapısı bir yay ve sönüm elemanı ile temsil edilecektir. Yay elemanı, bandın uzamaya karşı direncini temsil edilecektir. Bu elemanların yay katsayıları, bandın elastiklik modülü, kesit alanı ve eleman uzunluklarının eşit oldukları kabulü ile konveyör boyunca sabit olacaktır. Konveyör yay katsayısı [49]:

$$k = \frac{E_d \times A}{l} \quad 4.10$$

E_d : Dinamik elastiklik modülü. Statik elastiklik modülünden (E_s) daha yüksektir [12]. 1.17 katı olarak kabul edilebilir.

l : Sonlu elemanın boyu. ($r = 25$ için $l = L/r = 40$ metre'dir.)

Dinamik elastiklik modülü ve sönüm katsayısı gibi ya bant imalatçısına özellikle sormak gereken ya da deney yaparak elde edilmesi gereken parametrelerdir. Ancak statik elastiklik modülü katalog değerlerinden hesaplanabilir. Kabaca, bant dayanımının %10'u (125 kgf/cm) uygulandığında bant %2 uzama yapar ve bundan sonra da elastik bölgeden çıkar.

Seçilen bant için katalogdan elde edilen statik elastiklik modülü [50] ve yaklaşık dinamik elastiklik modülü:

$$E_s = 6900 \text{ kN/m} \quad 4.11$$

$$E_d = 8073 \text{ kN/m} \quad 4.12$$

Elastik modülün birimine dikkat edildiği takdirde alışlagelmişten farklı olduğu görülebilir. Konveyör bantlarında elastik modülleri birim genişlik için ifade edilir. Elde edilen elastiklik modülleri de aslında gerçek elastiklik modülünün l

metre genişlik için bulunan halidir. Bu bilginin de yardımıyla, seçilen bant genişliği ve kalınlığı için Denklem 4.10 tekrar yazılır:

$$k = \frac{E_d \times b \times h}{l} \quad 4.13$$

$$k = 4117 \text{ N/m} \quad 4.14$$

Rijitlik matrisi:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k & -k & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ -k & 2k & -k & 0 & \dots & & 0 & 0 \\ 0 & -k & 2k & -k & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & -k & 2k & -k & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & -k & 2k & -k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & -k & k \end{bmatrix} \text{ N/m} \quad 4.15$$

4.1.3 Sönüm matrisinin elde edilmesi

Konveyör bandının sönüm değeri kataloglarda bulunabilecek bir değer değildir. Bu bilginin de özel olarak imalatçı firmaya ya da sorulması ya da test edilerek saptanması gerekir. Yapılmış çalışmalardan yararlanarak tahmini bir değer tespit etmek mümkündür. Konveyörün başlangıç koşullarındaki bant gergisi dikkate alındığında, sönüm oranı; 0.8 Ns/m alınabilir [51].

$$\zeta = 0.08 \text{ Ns/m} \quad 4.16$$

$$c_1 = 2\zeta\sqrt{kM_T} = 33139 \text{ Ns/m} \quad 4.17$$

$$c_2 = 2\zeta\sqrt{kM_D} = 13051 \text{ Ns/m} \quad 4.18$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_1 & 2c_1 & -c_1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \ddots & \ddots & \ddots & \\ 0 & 0 & \dots & 0 & -c_2 & 2c_2 & -c_2 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \quad 4.19$$

Bant sönüm katsayısı bant gergisi ile beraber değişmektedir. Gergi arttıkça hem bandın dinamik elastiklik modülü hem de sönüm katsayısı artacaktır [51]. Ancak hesap kolaylığı açısından her iki değer de sabit tutulacaktır [12]. Daha kapsamlı ve detaylı hesaplamalarda elastiklik modülü ve sönümün gergi ile beraber artışı da dikkate alınmalıdır.

4.1.4 Konveyörde boyuna dalgaların ilerleme hızı

Rijit cisimlerde cismin bir noktasına etki eden kuvvet, rijit cisim tarafından anında ve birebir olarak iletilir. Konveyör bandı gibi viskoelastik özellik gösteren bir malzeme de ise, cisim üzerine etkiyen kuvvet bir basınç dalgası şeklinde cisim boyunca ilerler ve bu ilerleme sırasında viskoelastik yapıdan dolayı kayıplar oluşur. Boş bant için boyuna dalga ilerleme hızı:

$$v_{bos} = \sqrt{\frac{E_d \times A_b}{m'_L + m'_{Ru}}} \quad 4.20$$

$$v_{bbos} = 1748 \frac{m}{s} \quad 4.21$$

Dolu bant için ise:

$$v_{bdolu} = \sqrt{\frac{E_d \times A_b}{m'_L + m'_G + m'_{Ru}}} \quad 4.22$$

$$v_{bdolu} = 804.9 \frac{m}{s} \quad 4.23$$

olarak hesaplanır [12].

Konveyörün yüklü olarak kalkması sırasında baş tamburu tarafından iletilen tahriğin bir sonlu eleman boyunca ilerlemesi için geçen süre:

$$t_h = 0.0311 s. \quad 4.24$$

4.1.5 Tahrik kuvveti

Konveyör için seçilen motor Siemens'e ait 1LA8 315 4AB modelidir. Parametreleri açık olarak Çizelge 3.3'te belirtilen motorun kalkış karakteristiği incelenecek olursa

nominal motor torkunun 2,8 katına varan torkların oluştuğu görülmektedir. Oluşan bu büyüklükteki tork şayet tahrik grubu aracılığı ile konveyöre iletilecek olursa konveyör hasar görebilir ya da en iyimser ihtimalle istenen emniyet katsayılarının altında çalışarak yıpranma sürecini çabuklaştırabilir. Bu derece yüksek momentlerin ortaya çıktığı durumlarda hidrolik kaplin kullanılır.

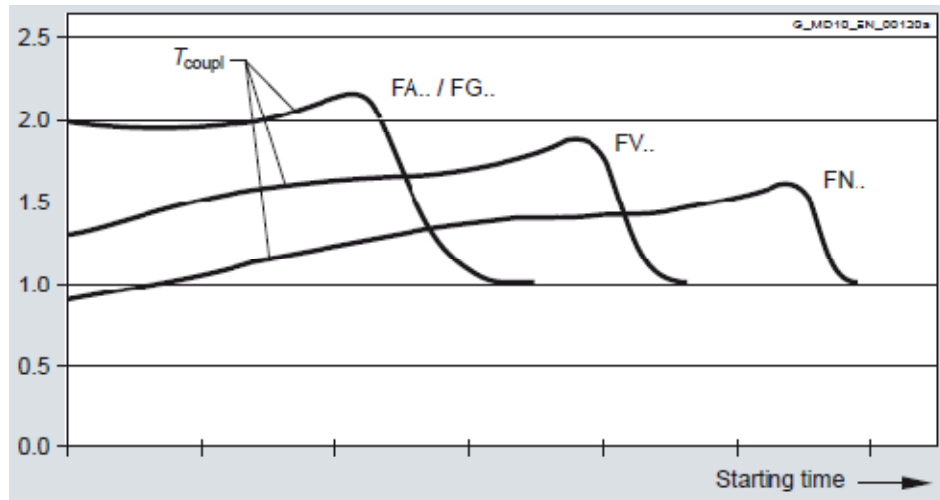
Konveyör gibi ağır endüstri makinalarında kalkışlarda destek olması için kullanılan bir ekipmandır. Kalkıştaki maksimum tork oranını 1.3'e kadar düşürebilmek mümkündür. Seçilen örnekte de gecikme haznesine (delay chamber) sahip bir model (FV) kullanılacaktır. Hidrolik kaplin, tahrik tamburu miline iletilen kuvvetin belirlenmesinde baskın karakterde olacaktır. Motor ile redüktör arasında bulunan bu kaplin dikkate alındığında redüktör giriş momenti tahmin edilebilir. Şekil 4.6 daki eğriler dikkate alındığında, hesap kolaylığı olması açısından, hidrolik kaplin çıkış torku olarak motor nominal torkunun 1.5 katı kabul edilecektir.

Tahrik kuvvetini etkileyen bir diğer faktör de redüktördür. Redüktörün giriş momenti dişliler vasıtasıyla, çevrim oranı katınca artarken devir sayısı da aynı oranda azalacaktır. Seçilen konveyörün redüktörü, çevrim oranı 31.5'tir.

$$\overline{T_{kalk}} = f_{hk} \cdot i \cdot T_{rated} \quad 4.25$$

$\overline{T_{kalk}}$: Tahrik tamburu milindeki kalkış torku.

f_{hk} : Hidrolik kaplin kalkış karakteristiği çarpanı. ($f_{hk} = 1.5$)



Şekil 4.5 : Hidrolik kaplinlerin modellerine göre kalkış karakteristikleri. Bu çalışmada seçilen FV tipi, gecikme hazneli (delay chamber) modeldir.

Elde edilen karkış torku değeri kullanarak konveyör bandı üzerine etkiyen kuvveti bulmak mümkün olacaktır.

$$F_{kalk} = \frac{\overline{T_{kalk}}}{\frac{D_{tam}}{2}} \quad 4.26$$

$$F_{kalk} = 146796 \text{ N} \quad 4.27$$

Bu kuvvetin banda uygulanması ile beraber oluşacak olan bant gergileri 2.28 ve 2.29 denklemleri ile bulunabilir. Alt koldaki gergi kuvveti:

$$T_{2kalk} = 86133 \text{ N} \quad 4.28$$

Elde edilen değer gergi ağırlığının oluşturduğu gerginin üstündedir. Üst koldaki gergi:

$$T_{1kalk} = 232929 \text{ N} \quad 4.29$$

$t_0 = 0$ anı için etki eden kuvvetler sadece ağırlıklı gergiden oluşan gergiler iken $t = 0 + \Delta t$ anından itibaren modelin iki ucundan; T_{2kalk} ve T_{1kalk} kuvvetleri etkiyecektir. Böylece sistem hızı tümünden istenen çalışma hızına ulaşana kadar, sistemin basamak giriş cevabı incelenecektir.

Kuvvet vektörü:

$$\vec{f} = \begin{Bmatrix} T_{1kalk} \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -T_{2kalk} \end{Bmatrix} \quad 4.30$$

4.1.6 Başlangıç şartları

Bu çalışmada konveyörün dolu halde kalkışı incelenecektir. Konveyörün başta durur halde bulunduğu için ilk konumlar, yerel koordinatlar 0 olacaktır. Sadece tahrik tamburu üzerinden sisteme bir ilk hız verilecektir, diğer hızlar da 0 olacaktır. Buna göre incelenecek konveyörün başlangıç şartlarını temsil eden hız ve konum vektörleri:

$$\vec{x}_0 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \quad 4.31$$

$$\vec{\dot{x}}_0 = \begin{Bmatrix} v_0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -v_0 \end{Bmatrix} \quad 4.32$$

v_0 hızı, tahrik tamburunun ilk dönüşü ile bandın tahrik tamburuna değen ucuna verilen ilk hızdır. Keyfi olarak 0.1 m/s olarak seçilmiştir.

Model üzerine etki eden kuvvetler için başlangıç şartı:

$$f_0 = \begin{Bmatrix} \frac{W_g}{2} \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -\frac{W_g}{2} \end{Bmatrix} \quad 4.33$$

4.2 Sayısal Yöntemlerle Çözüm

Konveyör bandının sonlu eleman modelini temsil eden hareket denklemi matris formunda, Denklem 4.2’de gösterildi. Bu denklem aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$\ddot{\vec{x}} = -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}\dot{\vec{x}} - \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}\vec{x} + \mathbf{M}^{-1}\vec{f} \quad 4.34$$

Ayrıca

$$\dot{\vec{x}} = \frac{d}{dt}\vec{x} \quad 4.35$$

4.34 ve 4.35 denklem kümeleri altalta düzenlenerek durum-uzay modeli elde edilebilir:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \dot{x} \\ x \end{Bmatrix} = \mathbf{A} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \dot{x} \\ x \end{Bmatrix} + \vec{F} \quad 4.36$$

$\mathbf{A}$, matrisi sistem matrisi olarak adlandırılır. Sistemin tüm durum-uzay denklemlerini ifade edebilir. Bu şekilde yazıldığında, problem birinci mertebeden bir diferansiyel denklem sistemine indirgenmiştir. Böylece çok çeşitli sayısal yöntemler kolaylıkla uygulanabilir duruma gelmiştir.

$\mathbf{A}$, sistem matrisinin yapısı:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k/M_T & c_1/M_T & -k/M_T & -c_1/M_T & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k/M_T & -c_1/M_T & 2k/M_T & 2c_1/M_T & -k/M_T & -c_1/M_T & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & -k/M_T & -c_2/M_T & 2k/M_T & 2c_2/M_T & -k/M_T & -c_2/M_T \end{bmatrix} \quad 4.37$$

$\mathbf{A}$ matrisi elde edildikten sonra sistemi çözmek için çeşitli alternatifler çıkmaktadır. MATLAB'in Runge-Kutta temelli adi diferansiyel denklem çözüm araçlarından yararlanılabileceği gibi Euler yöntemi gibi daha basit ama daha kaba sonuçlar veren yöntemler de MATLAB ile kodlanabilir. Bu çalışmada MATLAB'in *Control System* toolbox'ından yararlanılarak önce durum-uzay denklemleri bir sistem olarak tanıtılmış ve ardından sistemin basamak cevabı hesaplanmıştır.

Konveyörün taşıyıcı ve dönüş kısımlarında konveyörün başı, kuyruğu ve ortasındaki hız ve konum değerleri grafiklere aktarılmıştır. Aynı zamanda bu noktalardaki gergi değişimleri hesaplanmış ve grafiklerle gösterilmiştir.

Taşıyıcı ve dönüş taraflarında, konveyörün orta bölgesine daha yakından bakılmış, buradaki elemanların hız ve konumları ve üzerlerindeki gergiler grafiklerde gösterilmiştir.

Hesaplarla ilgili MATLAB kodları için (Bkz: EK 1).

5. SONUÇLAR, YORUMLAR VE ÖNERİLER

İncelenen konveyörün güç ve gergi hesapları DIN 22101'e göre yapıldı. Motor gücü seçimi, bant dayanımının kontrolü, gergi ağırlıklarının belirlenmesi de bu hesaplara göre yapıldı. Bu hesaplara göre 250 kW gücünde bir motorla sürülebilir. Hesaplanan T_1 ve T_2 gerilmelerine göre bant sürekli emniyettedir. Seçilen gergi ağırlığı kuvvet aktarımının sürekliliğini sağlamaya yeterli seviyededir. Tüm bu hesaplar konveyörün sabit hızla çalışma hali için geçerli ve çok iyi sonuçlar verebilmektedir. Fakat konveyörlerin kalkış hareketlerini açıklamakta yetersiz kalan bir yaklaşım şeklidir. Bu yaklaşım bandı önce rijit cisim olarak kabul eder, sonra bant üzerindeki gergileri tespit ettikten sonra bandı elastikliğini hesaba katarak uzama miktarını bulur.

Konveyörün, tamamının dolu halde kalkışının daha ayrıntılı incelenmesi için konveyör bandı sonlu sayıda viskoelastik çubuk olarak modellenmiştir. Sistem matrisi ve başlangıç koşulları elde edilmiş, durum-uzay denklemleri oluşturulmuştur.

5.1 Konveyör Şok Dalgası İlerleme Hızları

Konveyörün dolu olan taşıyıcı tarafı ile boş ve hafif olan dönüş taraflarında, bant üzerinde ilerleyen şok dalgası hızları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Taşıyıcı taraf için hız:

$$v_{bdolu} = 804.9 \frac{m}{s} \quad 5.1$$

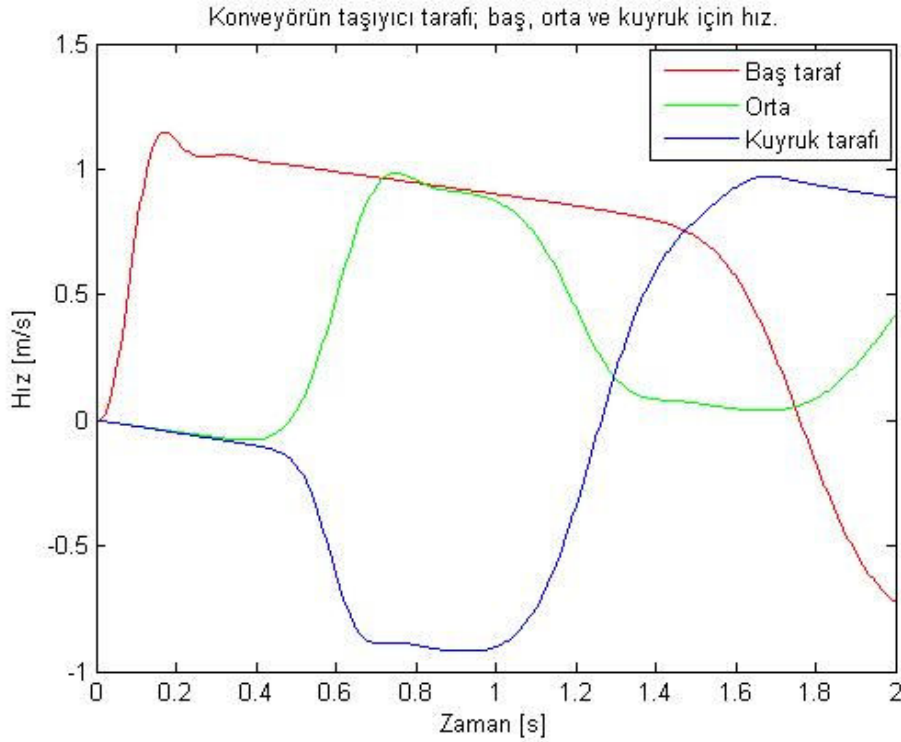
ve boş olan dönüş tarafı için;

$$v_{bbos} = 1748 \frac{m}{s} \quad 5.2$$

olarak hesaplandı. Buradan görülüyor ki konveyörün üzerinde, serili olan malzeme konveyör bandı üzerinden, eksenel doğrultuda iletilen şok dalgalarının hızlarını yüksek derecede etkilemektedir. Yukarıdaki ifadelere göre konveyörün altından ilerleyen şok dalgası kuyruk tamburuna 0.57 saniye içerisinde ulaşabilirken üst kolda ise yaklaşık 1.25 saniye sürmektedir.

5.2 Konveyörün Taşıyıcı Tarafında Hız, Yer Değişimi ve Gerilmeler

5.2.1 Baş, orta ve kuyruk tarafında hızlar

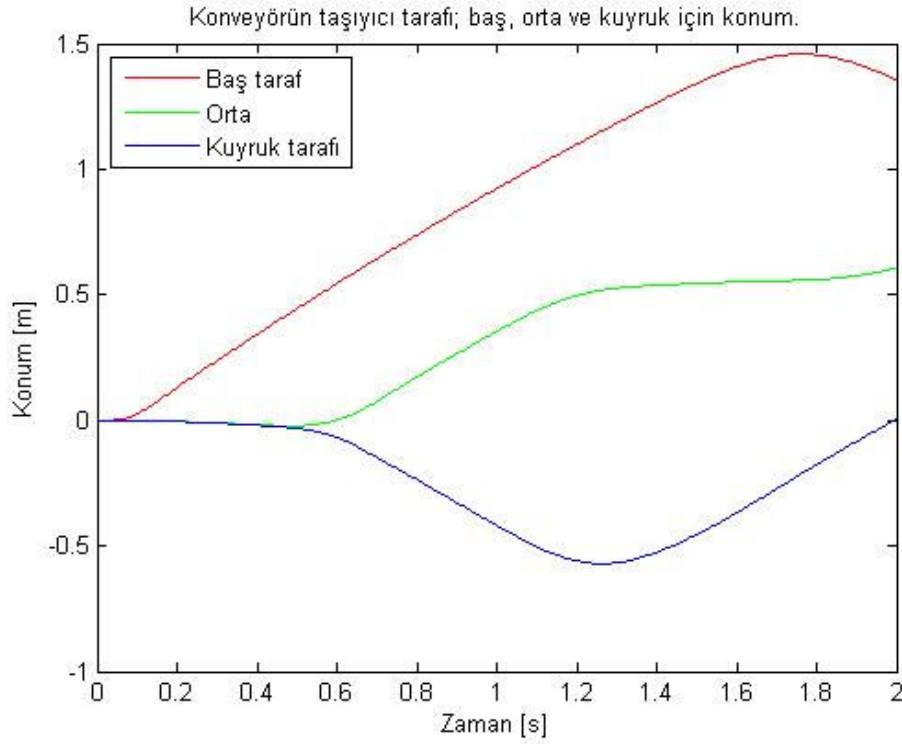


Şekil 5.1 : Konveyörün taşıyıcı tarafta oluşan hızlar.

Baş tamburundan 40 metre geride, ortada ve kuyruk tamburundan 40 metre ileride olan üç elemanın zamana bağlı olarak hızlarının değişimi görülebilmektedir. Bu grafikte dönüş tarafı üzerinden dalganın kuyruk tarafına daha önce varmasıyla orada oluşan ters yönlü bir hız ve sonradan tahrik tamburundan, taşıyıcı taraf boyunca gelen dalga ile beraber toparlanma göze batmaktadır.

Şok dalgalarının ilerleme hızlarını grafik üzerinden tespit etmek mümkündür. Yaklaşık 0.6 saniye içinde kuyruğa ulaştığı görülen şok ve taşıyıcı tarafta, yine yaklaşık 0.6 saniye içinde ortaya vardığı görülen dalgalar 5.1 ve 5.2'deki ifadeleri doğrulamaktadır.

5.2.2 Baş, orta ve kuyrukta yer değişimleri

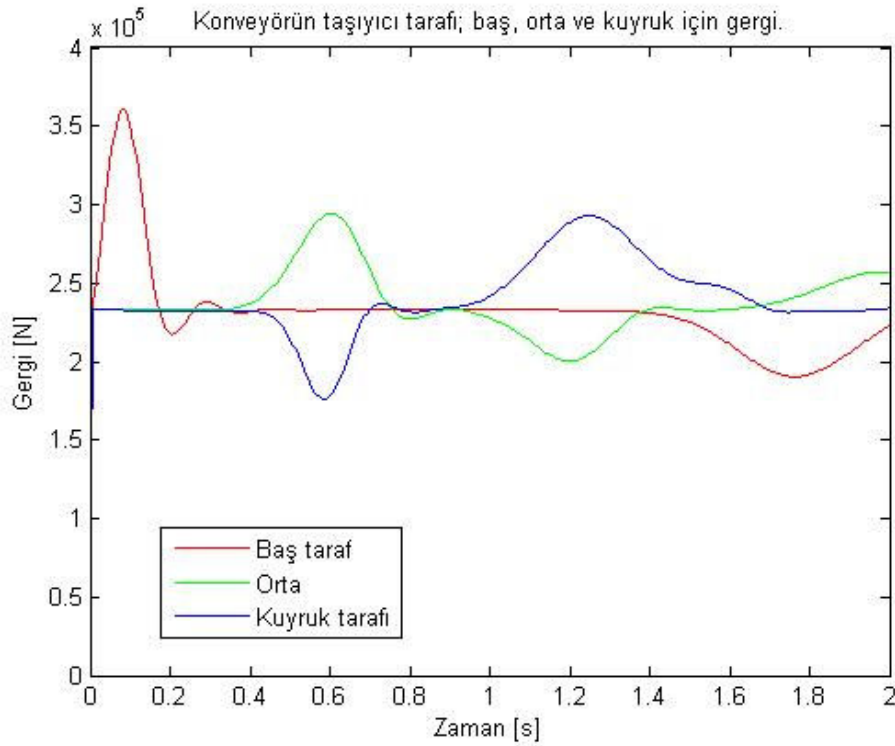


Şekil 5.2 : Konveyörün taşıyıcı tarafı; baş, orta ve kuyruk için yerdeğiştirmeler.

Taşıyıcı taraf boyunca şok dalgası ilerlerken elemanların bir faz farkıyla harekete başladığı görülmektedir. Bu da elemanlar arasında konveyör bandının yay katsayısına bağılı olarak güvenli olarak artan bir gergiye işaret etmektedir.

Dönüş tarafı ve taşıyıcı tarafı üzerinden gelen dalgaların diğer taraf üzerinden de ilerlemeye devam ettiği yer değışimleri grafiğindeki yön değışimlerinden gözlemlenebilmektedir. Dalgaların bu ilerleyişı sırasında tüm konveyör boyunca dalgalanmalar yarattığı anlaşılmaktadır. Fakat iki dalganın ilerleme hızları bulundukları ortama göre farklı olduğundan zaman zaman bandın çok daha fazla esnemesine yol açılmaktadır. Şekil 5.2'de 1.2 saniye civarında orta ve kuyruk arasında ve 1.8 saniye civarında baş ve orta arasında artan farklar buna işaret etmektedir.

5.2.3 Baş, orta ve kuyrukta gergiler



Şekil 5.3 : Konveyörün taşıyıcı tarafı; baş, orta ve kuyruk için gergi.

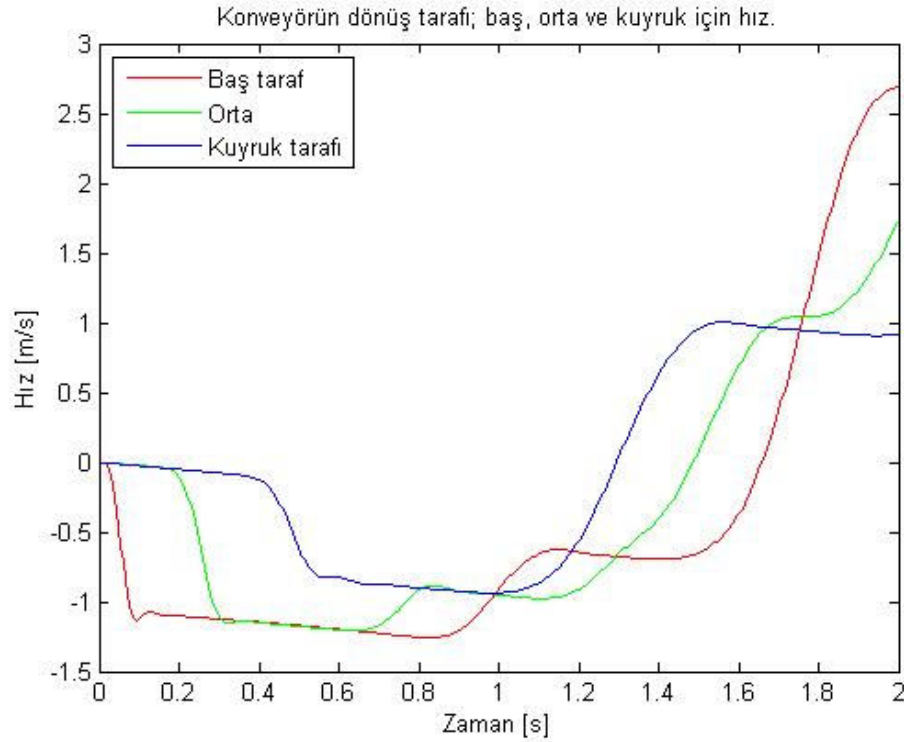
Şekil 5.3'te konveyör elemanlarının zorlayıcı kuvveti yakalamaya çalıştıkları ancak, taşıyıcı ve dönüş taraflarından gelen şok dalgalarının hız ve yer değişiminde yarattığı oynamalar ve faz farkları sebebiyle gergilerin muhtelif noktalarda hesaplanan maksimum gergilerin üzerine çıktığı görülebilmektedir. Baş tamburunda görülen pik noktası yaklaşık 360 kN'a ulaşmaktadır. Dizayn aşamasında hesaba katılması gereken maksimum gergi değerlerinin güncellenmesi gereği görülebilmektedir.

Şekil 5.3'te dikkat çeken çok önemli bir diğer nokta da dönüş tarafı üzerinden gelen dalganın niteliği hakkında bilgi vermektedir. Dönüş tarafından gelen şok bir gevşeme yaratacak niteliktedir. Tahrik tamburunun alt ucundan itibaren ani bir gergi düşüşünün konveyör bandı boyunca ilerlediği görülebilmektedir.

Tahrik tamburunun üst kolundan alt koluna geçecek, ani düşüş dalgası 3.24'te gösterilen Eytelwein eşitsizliğinin bozulmasına tamburun kaymasına yol açabilir. Bu da tahrik iletiminde süreksizliklerin oluşmasına yol açabilir.

5.3 Konveyörün Dönüş Tarafında Hız, Yer Değişimi ve Gerilmeler

5.3.1 Baş, orta ve kuyrukta hızlar

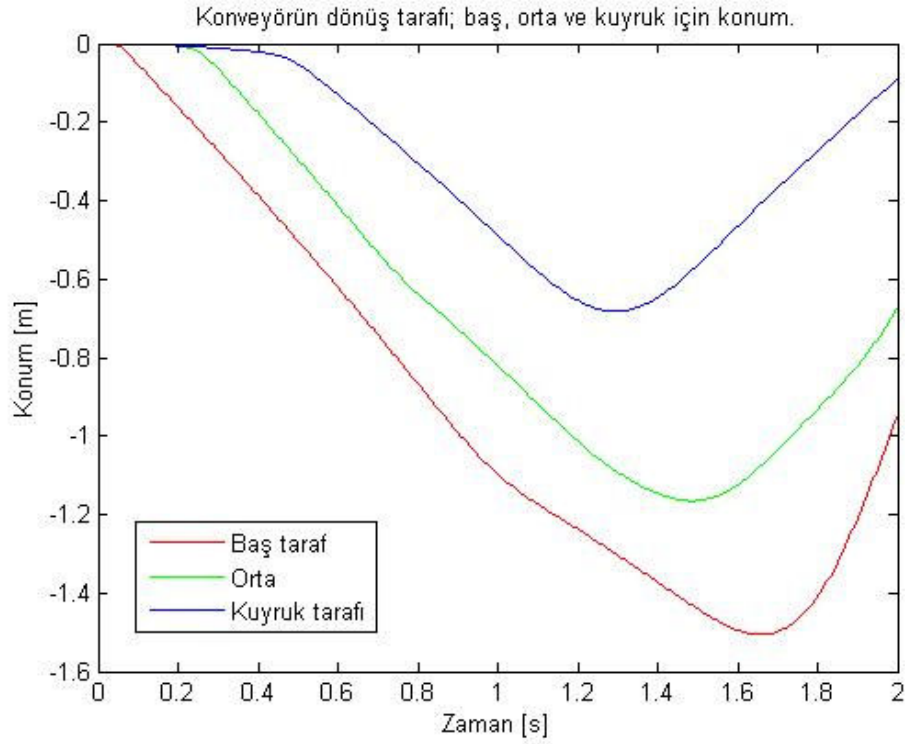


Şekil 5.4 : Konveyör dönüş tarafı; baş, orta ve kuyruk için hız.

Konveyörün dönüş tarafındaki dalgaların ilerleme hızının çok daha yüksek olmasından dolayı dönüş tarafının basamak cevabının çok daha seri olduğu görülebilmektedir. Başlangıç anında oluşan faz farkının küçük olduğu görülebilmektedir.

Taşıyıcı taraftaki elemanların, dönüş tarafı üzerinden dalgadan etkilenmeleri daha düşükken dönüş tarafındaki elemanların, taşıyıcı taraftan gelen dalgadan çok daha fazla etkilendikleri görülebiliyor. Eleman başına düşen kütleler göz önüne alındığında bu normal bir durumdur. Dönüş tarafında daha düşük kütleyle daha yüksek kuvvetler etkimektedir.

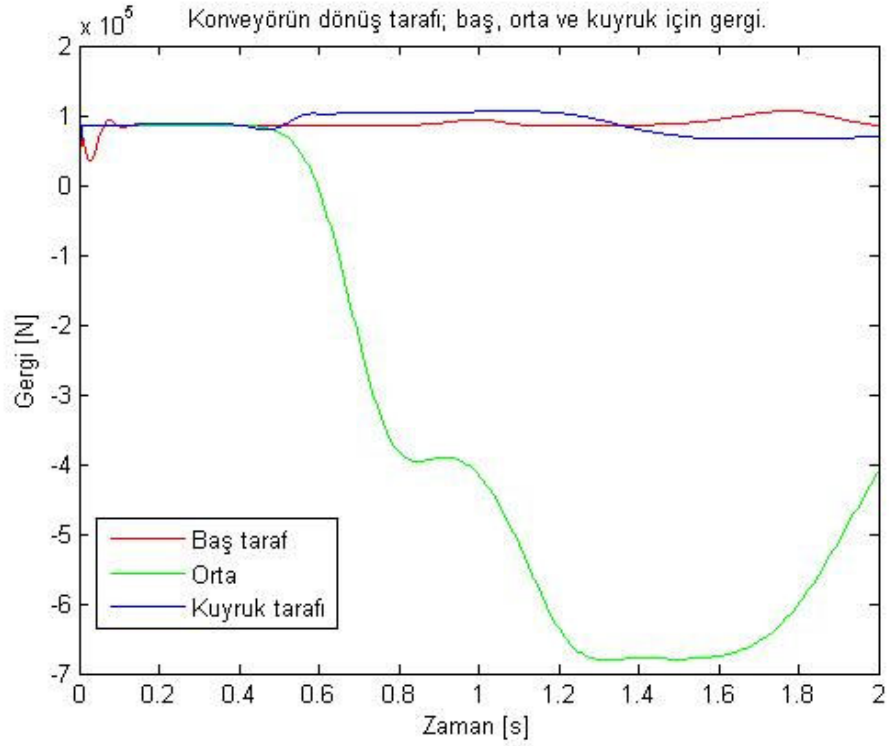
5.3.2 Baş, orta ve kuyrukta yer değişimleri



Şekil 5.5 : Konveyörün dönüş tarafı; baş, orta ve kuyruk için yer değişimi.

Taşıyıcı taraf ile karşılaştırıldığında yer değiştirmelerin çok da büyük olduğu görülmektedir. Ancak baş tarafa bakıldığında buradaki yer değiştirmenin, taşıyıcı bandın baş tarafı ile simetrik olduğu görülmektedir. Bu durum baş tarafta tahrik tamburu etrafında taşıyıcı ve dönüş bantlarının bağlı olması tarafından açıklanabilir.

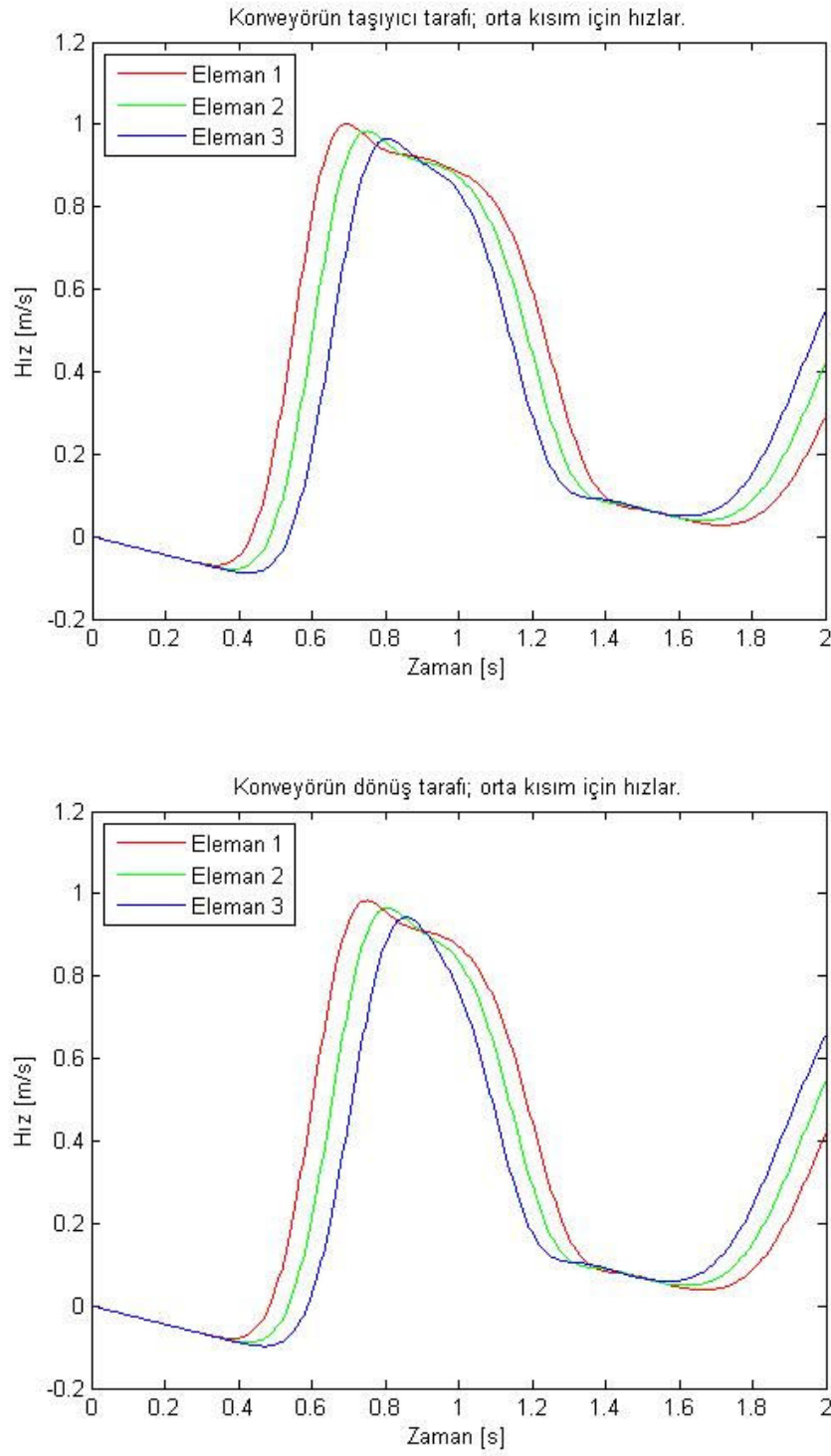
5.3.3 Baş, orta ve kuyrukta gergiler



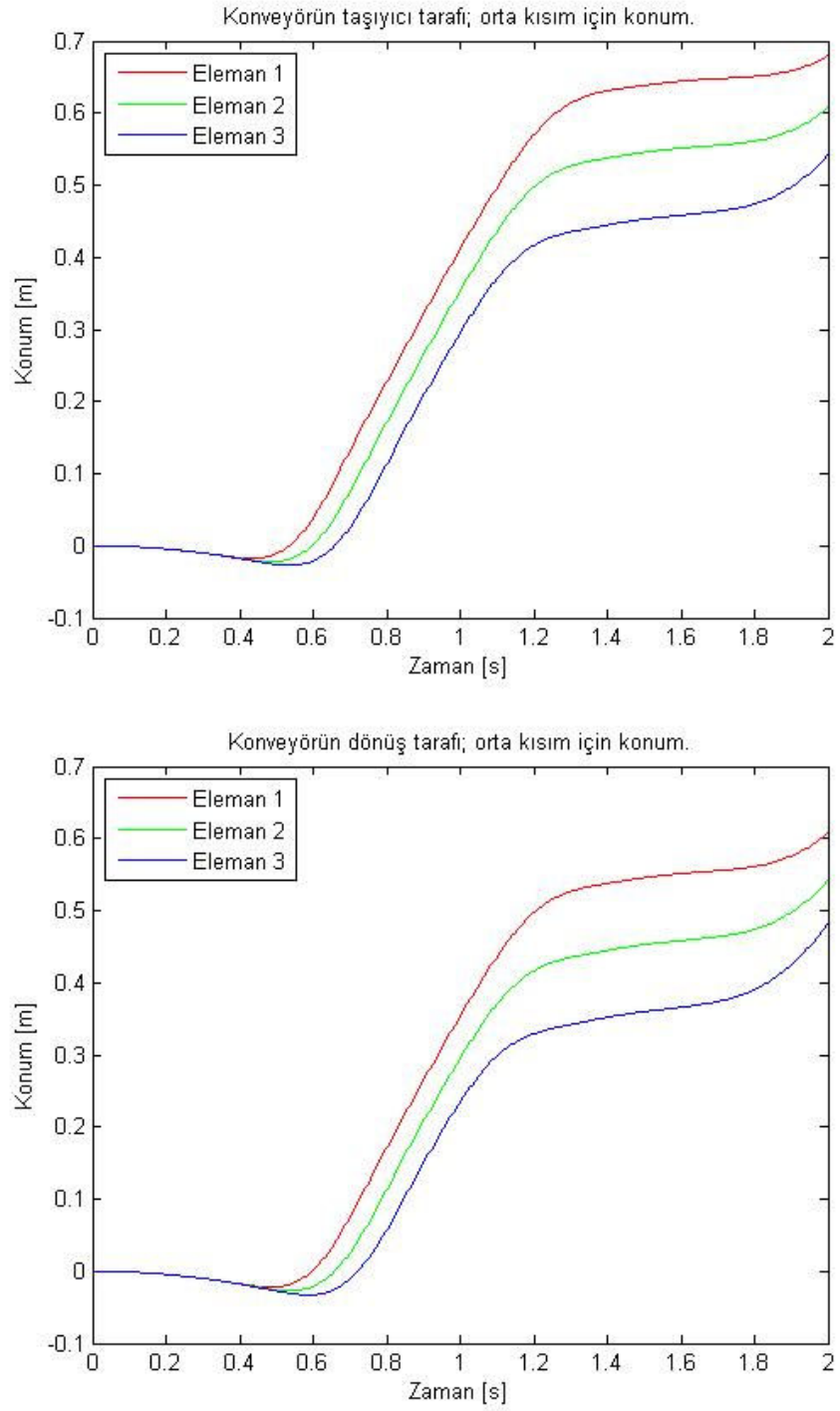
Şekil 5.6 : Konveyörün dönüş tarafı; baş, orta ve kuyrukta gergi.

Konveyörün ilk hareket anında oluşan ani düşen gergi dalgası görülebilmektedir. Baş tarafında bant gergisi neredeyse yarı yarıya düşmüştür. Konveyörün orta noktasında ise bant gergisinin negatife düştüğü görülmektedir. Pratikte bant gergisi asla negatif olamaz. Grafikte görülen bu durum, bant gergisinin istenmeyecek derecede düşmesi ve bantta sarkmaların oluşmaya başlaması şeklinde yorumlanabilir.

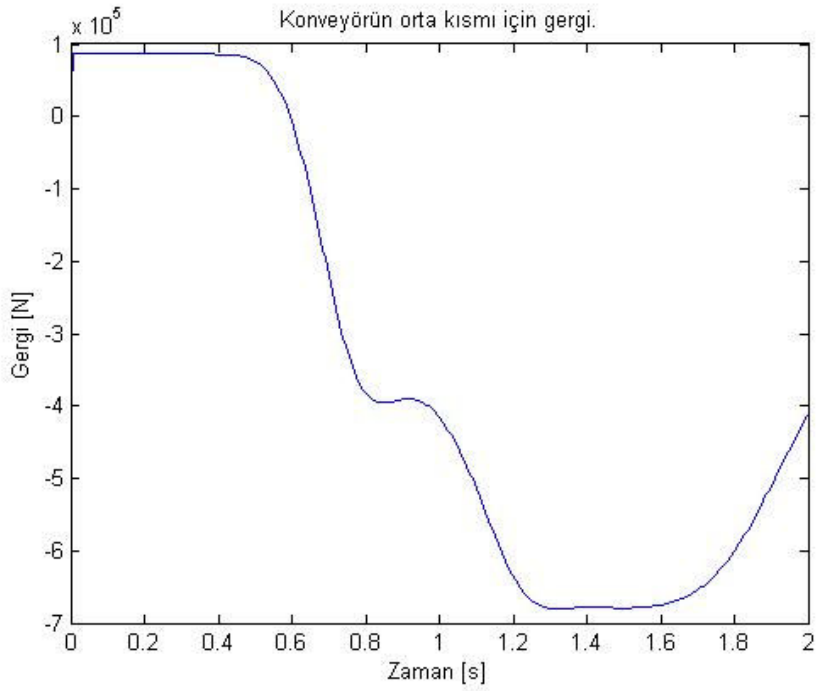
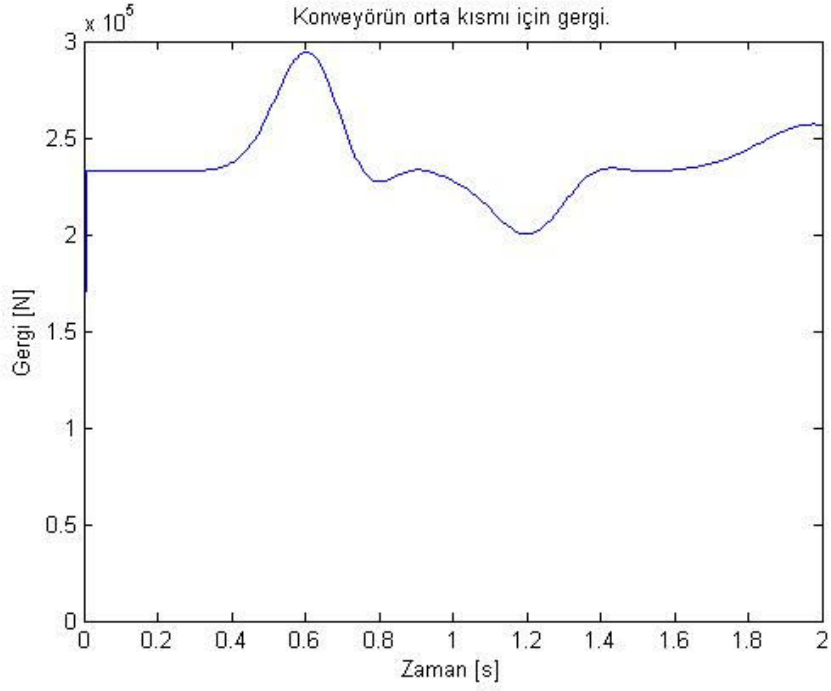
5.4 Konveyörün Ortasında Taşıyıcı ve Dönüş Tarafları için Karşılaştırma



Şekil 5.7 : Konveyörün ortasında taşıyıcı (üstte) ve dönüş (altta) tarafları için hızlar.



Şekil 5.8 : Konveyörün ortasında taşıyıcı (üstte) ve dönüş (altta) tarafları için yer değişimleri.



Şekil 5.9 : Konveyörün ortasında taşıyıcı (üstte) ve dönüş (altta) tarafları için gergiler.

Tüm bu karşılaştırmalara bakıldığında konveyör bandının taşıyıcı ve dönüş taraflarında apayrı olaylar yaşandığı görülmektedir. Taşıyıcı tarafta beklenenin üstünde gergiler oluşurken dönüş tarafında ise ani ve sert gergi düşüşleri olmaktadır.

Taşıyıcı tarafta yerdeğişimlerin bir nebze de olsa daha yüksek olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak taşıyıcı tarafta elemanlar arasındaki gergi farkının dönüş tarafındakine göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

5.5 Öneriler

Konveyörün kalkışı sırasında, bandın viskoelastik yapısından kaynaklanan gerçekleşmesi muhtemel durumlar simülasyon ile göz önüne serilmiştir. Öncelikli olarak göze çarpan durum bant üzerindeki gergilerin basit hesaplarla bulunan değerlerin çok üstünde olduğu görülmüştür. O halde:

1. Bant dayanımının, kalkıştaki ekstrem gergiler altında da istenen emniyet faktörü ile çalışabilmesi için bant tercihi gözden geçirilmelidir. Daha yüksek dayanımlı bir bant daha uzun ömürlü servis sağlayabilecektir.
2. Oluşacak gergilerin daha yüksek olması tambur millerine etki eden kuvvetleri de artıracaktır. Bu durumda mil çaplarının gözden geçirilmesi ve bu yüksek ve değişken yükler altında da sürekli mukavemet sağlayabilecek çaplar seçilmeli ya da kullanılan mil malzemesi, dayanımı istenen çalışma şartlarını sağlayacak bir malzeme ile değiştirilmelidir.

Konveyör üzerinde taşıyıcı taraf ile dönüş tarafı arasında eleman kütleleri arasında derin bir uçurum bulunması dalga ilerleme hızlarını 2 katın üzerinde değiştirmektedir. Bu dengesizliği bir miktar kapatabilmek sıçramalarının konveyör bandını daha çabuk turlayabilmesi ve konveyör bandının daha çabuk dengeye gelmesine yardımcı olabilir. Taşıyıcı tarafta eleman kütlesinin daha düşük olmasını sağlamak için en etkili hareket birim uzunluktaki malzeme ağırlığını düşürmek olacaktır. Bu da konveyör hızının artırılması ile sağlanabilir.

1000 metre uzunluğunda bir konveyörün üzerinde yaklaşık 200 ton malzeme bulunmaktadır. bu miktarda malzeme ile konveyörün hareket ettirilmesi büyük güçlükler yaratacaktır. Konveyörün çalışması sırasında stop etmeden önce üzerindeki tüm yükü boşaltması sağlanabilir.

Bu çalışmada kullanılan DIN 22101 Standartı'nda belirtilen yöntem, konveyör direncinin hıza bağlı değişimi ile ilgili olarak bir bilgi vermemektedir. Eğer hesaplar DIN 22101 yerine CEMA Evrensel Metod ile yapılacak olursa zamana ve hıza bağlı

ifadeler de kullanılarak daha yaklaşık çözümlerin ve simülasyonların elde edilmesine yol açacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Ünver, Ö.** (1977). Afşin Elbistan Linyit Projesi, *Madencilik Dergisi*, **16/6**, 20-26.
- [2] **Buchanan, C.** (1987). The Pipe Conveyor System, International Materials Handling Conference. BELTCON 3; SAIMH Conference on Belt Conference, Güney Afrika, 1987.
- [3] **DIN 22101**, Şubat, 1982. Belt Conveyors for Bulk Materials - Bases for calculation and design. *DIN*.
- [4] **Robins Jr, T.** (1893). Conveyer Belt. United States Patent Office, No: 499472, tarih: 13.06.1893.
- [5] **CEMA.** (1997) Belt Conveyors for Bulk Materials 5th Ed., Conveyor Equipment Manufacturers Association, USA.
- [6] **CEMA.** (2007) Belt Conveyors for Bulk Materials 6th Ed., Conveyor Equipment Manufacturers Association, USA.
- [7] **Özdaş, M. N.** (1961). *Bantlı Konveyörler*, İTÜ Yayınları, İstanbul.
- [8] **Aşık, E.** (1988). *Bantlı Konveyörler*. TMMOB, Ankara.
- [9] **Cerit, A. M.** (1976). *Götürücüler ve İlgili Donatımı*. TMMOB, Ankara.
- [10] **Gerdemeli, İ.** (2005). *Süürekli Transport Sistemleri*. Birsen Yayınevi, İstanbul
- [11] **Wickert, J.A., Mote Jr, C.D.** (1990) Classical vibration analysis of axially moving continua. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics* **57**, 738-744.
- [12] **Lodewijks, G.** (1996). *Dynamis of Belt Systems*. (doktora tezi). TUDelft, Hollanda.
- [13] **Skutch, R.** (1897). Über die Bewegung eines gespannten Fadens, welche gezwungen ist, durch zwei feste Punkte, mit einer konstanten Geschwindigkeit zu gehen und zwischen den Selben in transversal Schwingungen von geringer Amplitude versetzt wird. *Annalen der Physik un Chemie* **61**. pp.190-195.
- [14] **Sack, R.A.** (1954). Transverse Oscillations in Traveling Strings. *British Applied Physics* **5**, pp. 224-226.
- [15] **Miranker, W.L.** (1960). The Wave Equation in a Medium in Motion. *IBM Research and Development* **4**, pp. 36-42.
- [16] **Mote, C.D.** (1968). Dynamic Stability of an Axially Moving Band. *Franklin Institute* **285**, pp. 329-346.
- [17] **Simpson, A.** (1972). On the Oscillatory Motions of translating Elastic Cables. *Sound and Vibration* **20**, pp. 177-189.

- [18]**Perkins, N.C., Mote, C.D.** (1987). Three Dimensional Vibration of Travelling Elastic Cables. *Sound and Vibrations* **114**, pp. 325-340.
- [19]**Ulsoy, A.G., Mote, C.D.** (1980). Analysis of band Saw Vibration. *Wood Science* **13**, pp. 1-10.
- [20]**Öz, H.R., Pakdemirli, M.** (1999). Vibrations of an Axially Moving Beam with Time-Dependent Velocity. *Journal of Sound and Vibrations* **227**(2), pp. 239-257.
- [21]**Chakraborty, G., Mallik, A.K., Hatwal, H.** (1999) Non-linear Vibration of a Travelling Beam. *International Journal of Non-Linear Mechanics* **34**, pp. 655-670
- [22]**Oh, H., Lee, U., Park, D.H.** (2004). Dynamics of an Axially Moving Bernoulli-Euler Beam: Spectral Element Modeling and Analysis. *KSME International Journal*, Vol 18 No. 3, pp. 395-406.
- [23]**Oh, H., Lee, U.** (2005). Dynamics of an Axially Moving Viscoelastic Beam Subjected to Axial Tension. *International Journal of Solids and Structures* **42**, pp. 2381-2398.
- [24]**Lee, U., Kim, J., Oh, H.** (2004). Spectral Analysis for the Transverse Vibration of an Axially Moving Timoshenko Beam. *Journal of Sound and Vibration* **271**, pp. 685-703.
- [25]**Ghayesh, M.H., Balar, S.** (2008). Non-Linear Parametric Vibration and Stability of Axially Moving Viscoelastic Rayleigh Beams. *International Journal of Solids and Structures* **45**, pp. 6451-6467.
- [26]**Chang, J.R., Wie Jr., L., Huang, C.J.** (2009). Vibration and Stability of an Axially Moving Rayleigh Beam. *Applied Mathematical Modelling* **34**, pp. 1482-1497.
- [27]**Bağdatlı, S.M.** (2009). Eksenel Hareketli Çok Mesnetli Kirişlerin Titreşimleri, (doktora tezi). Celal Bayar Üniversitesi.
- [28]**Marynowski, K., Kapitaniak, T.** (2002). Kelvin-Voight versus Bùrgers Internal Damping in Modeling of Axially Moving Viscoelastic Web. *International Journal of Non-Linear Mechanics* **37**, pp. 1147-1161.
- [29]**Hou, Z., Zu, J.W.** (2002). Non-Linear Free Oscillations of Moving Viscoelastic Webs. *Mechanism and Machine Theory* **37**, pp. 925-940.
- [30]**Li, Y.H., Gao, Q., Jian K.L.** (2003). Dynamic Responses of Viscoelastic Axially Moving Belt. *Applied Mathematics and Mechanics English Edition* **24**.
- [31] **Marynowski, K.** (2006). Two-dimensional Rheological Element in Modelling of Axially Moving Viscoelastic Web. *European Journal of Mechanics and Solids* **25**, pp. 729-744.
- [32]**Yan, C., He, X.** (2010). Model and Dynamic Simulation of Belt Conveyor. International Conference on Intelligent System Design and Engineering Application. 2010, Çin.
- [33] **Weigang, S., Wenjie, S., Xiaosen, L.** (2009). Finite Element Analysis of Steel Cord Conveyor Belt Splice. International Technology and Innovation conference 2009 (ITIC 2009), Xi'an, China, 12-14 Oct. 2009.

- [34]**Koivurova, H., Pramila, A.** (1997). Non-Linear Vibration of Axially Moving Membrane by Finite Element Method. *Computational Mechanics* **20**, pp. 573-581.
- [35] **Oehmen, H.** (1959). Das Anlaufverhalten von Förderbandanlagen. (doktora tezi). Hannover University of Technology, Almanya.
- [36]**Vasilev, V.G., Tipikin A.P.** (1962). Elektronisches Modell für Einen Langen Vorgespannten Bandförderer. *Izvestija VUZ, Gronjy Zurnal* **5/12**, pp. 154-161.
- [37] **Havelka, Z.** (1963). Zur Theorie des Gurtbandförderers. *Hebezeuge und Fördermittel* **3/2**, pp. 47-51.
- [38]**Funke, H.** (1973). Zum Dynamischen Verhalten von Förderanlagen beim Anfahren und Stillsetzen unter Berücksichtigung der Bewegungswiderstände, (doktora tezi) Hannover Üniversitesi.
- [39] **Nordel, L.K., Ciozda, Z.P.** (1984). Transient belt Stresses During Starting and Stopping: Elastic Response Simulated by Finite Element Methods. *Bulk Solids Handling* **4/1**, pp. 93-98.
- [40]**Zür, T.V.** (1986). Viscoelastic Properties of Conveyor Belts; Modelling of Vibration Phenomena in Belt Conveyors during Starting and Stopping. *Bulk Solids Handling* **6/3**, pp. 553-560.
- [41]**Gerdemeli, İ.** (1990). Eksenel Kuvvete Maruz Hareketli Bandların Enine Serbest Titreşimleri, (doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [42]**Zhang, S., Xia, X.** (2009). A New Energy calculation Model of Belt conveyor. IEEE Africon 2009.
- [43]**Kruse, D.J., Lemmon, R.** (2007). A Comparison of Various Belt tension Calculation Methodologies Including CEMA 6th Edition. International Materials Handling Conference, Beltcon 14, Güney Afrika.
- [44]**Özerband.** Ürün Katalogu.
- [45]**SIEMENS** Low Voltage Motors: IEC Squirrel Cage Motors Frame Sizes 56-450 D 81.1 2006
- [46]**FLENDER** Gear Units Sizes 3-22. MD 20.1 2009
- [47]**FLENDER** Flender Standard Couplings. MD 10.1 - 2009
- [48] **Rao, S.S.** (2004). Finite Element Method in Engineering, Ed. 4. *Buttnerworth-Heinemann*, Miami, USA.
- [49] **Pasin, F.** (1994). Mekanik Sistemler Dinamiği. Cem Kitabevi, İstanbul.
- [50] **Modulus of Dunlop solid woven construction conveyor belting.** (03.08.2009) Dunlop Belting Products. Adres: http://www.dunlopbelting.com/index.php?option=com_content&view=article&id=183:module-variations&catid=53:yootheme&Itemid=240
- [51] **Hou, Y., Meng, Q.** (2008). Dynamic Characteristics of Conveyor Belts. *Journal of China University of Mining & Technology*, **18**, pp. 629-633.

EKLER

EK-1: MATLAB ile Yazılan Hesaplama Kodları:

```
%  
% 1000 metre uzunluğunda düz bir konveyörün  
% noktaya yığılmış kütle metodu ile  
% sonlu eleman analizi için gerekli matrisleri  
% oluşturan programdır.  
%  
% Konveyör ile ilgili parametrelerden yararlanılarak kütle, rijitlik ve sönüm matrisleri elde edilir. Bu matrisler kullanılarak durum -uzay denklemlerini temsil eden sistem matrisi oluşturulur. Başlangıç şartları ve kuvvet vektörü tanımlanır.  
%  
  
%  
% Konveyör ile ilgili parametreler  
%  
  
% Bant dinamik elastiklik modülü  
E = 8073;  
% Bant genişliği ve kalınlığı  
b = 1200;  
h = 17;  
% Konveyör boyu  
L = 1000;  
% Sonlu eleman boyu  
l = 40;  
% Sonlu eleman sayısı  
n = L/l;  
% Bantın taşıyıcı ve dönüş taraflarında, eleman başına düşen kütleler.  
Mt = 10419*25/n;  
Ma = 1616*25/n;  
  
% Kütle matrisinin elde edilmesi.  
for j = 1:2*n  
    if (j <= n)  
        M(j,j) = Mt;  
    else  
        M(j,j) = Ma;  
    end  
end  
MM = M/M;  
  
% Konveyör bantının yay katsayısı  
k = (E * (b*h)) / (l);  
  
% Rijitlik matrisinin elde edilmesi  
for j = 1:2*n-1  
    K(j,j) = 2*k;
```

```

K(j+1,j) = -k;
K(j,j+1) = -k;
end

K(1,1) = k;
K(2*n,2*n) = k;

% Konveyör bandının sönümlleme oranı
zeta = 0.08;

% Konveyörün taşıyıcı ve dönüş tarafları için
% sönüm katsayıları
c1 = 2*zeta*sqrt(k*Mt);
c2 = 2*zeta*sqrt(k*Ma);

% Sönüm matrisinin elde edilmesi
for j = 1:2*n-1
    if j<=n
        Damp(j,j) = 2*c1;
        Damp(j+1,j) = -c1;
        Damp(j,j+1) = -c1;
    else
        Damp(j,j) = 2*c2;
        Damp(j+1,j) = -c2;
        Damp(j,j+1) = -c2;
    end
end

Damp(1,1) = c1;
Damp(n,n) = c1+c2;
Damp(2*n,2*n) = c2;

% Kuvvet
F = zeros(4*n,1);
Fsru = 67210 / ((Mt+Ma)*n);
Fsra = 67210 / ((Mt+Ma)*n);
for i=1:2*n
    if i <= n
        F(2*i) = -Fsru;
    else
        F(2*i) = -Fsra;
    end
end

F(2) = F(2) + 232929/Mt;
F(4*n) = F(4*n)-86133/Ma;

% Sistemin hareket denklemi:
%
%  $[M]*x'' + [C]*x' + [K]*x = f$  şeklindedir.
%
% Bu denklem şu şekle çevrilir:
%
%  $x'' = [M]^{-1}*f - [M]^{-1}*[C]*x' - [M]^{-1}*[K]*x$ 
% Sadeleştirerek:
%  $x'' = F - [CC]*x' - [KK]*x$ 

KK = -inv(M)*K;
CC = -inv(M)*Damp;

```

```

%
% Durum-uzay denklemlerinin elde edilmesi:
%
%  $y = x'$ 
%  $y' = x''$ 
%
%  $x''$  yerine hareket denklemi yazılarak:
%
%  $y = x'$ 
%  $y' = F - [CC]*x' - [KK]*x$ 

% Sistem matrisinin oluşturulması
A = zeros(4*n, 4*n);
for i = 1:2*n
    for j = 1:2*n
        A(2*i,2*j-1) = KK(i,j);
        A(2*i,2*j) = CC(i,j);
        A(2*i-1,2*i) = 1;
    end
end

% Başlangıç şartları
x0 = zeros(2*n,1);
dx0 = zeros(2*n,1);
dx0(1) = 0.1;
dx0(2*n) = 0.1;

for i=1:2*n
    X0(2*i-1) = x0(i);
    X0(2*i) = dx0(i);
end
X0 = X0';

% Sistemin durum-uzay denklemlerinin tanıtılması
sys = ss(A, F, eye(4*n),0);
% Simülasyon süresinin okunması
t=input('Simülasyon süresi ne kadar olsun? ');
% Sistemin basamak cevabının elde edilmesi.
[y,t] = step(sys,t);

% Basamak cevabında elde edilen sonuçlardan hız ve
% konum bilgilerininayrıştırılması
for i = 1:2*n
    P(:,i) = y(:,2*i-1);
    H(:,i) = y(:,2*i);
end

%
% TAŞIYICI TARAFI
%

% Konveyörün 3 ayrı noktasındaki hız ve konum
% grafikleri.
figure(1)
plot(t,H(:,2),'r',t,H(:,floor(n/2)),'g',t,H(:,n-1),'b')
title('Konveyörün taşıyıcı tarafı; baş, orta ve kuyruk için hız.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Hız [m/s]')
legend('Baş taraf','Orta','Kuyruk tarafı','Location','NorthWest')

```

```

pause

figure(2)
plot(t,P(:,2),'r',t,P(:,floor(n/2)),'g',t,P(:,n-1),'b')
title('Konveyörün taşıyıcı tarafı; baş, orta ve kuyruk için konum.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Konum [m]')
legend('Baş taraf','Orta','Kuyruk tarafı','Location','NorthWest')
pause

% Gergilerin hesabı
Tk1 = (P(:,1)-P(:,2)-(P(:,2)-P(:,3)))*k;
Tk2 = (P(:,floor(n/2)-1)-P(:,floor(n/2))-(P(:,floor(n/2))-P(:,floor(n/2)+1)))*k;
Tk3 = (P(:,n-2)-P(:,n-1)-(P(:,n-1)-P(:,n)))*k;

Tc1 = (H(:,1)-H(:,2)-(H(:,2)-H(:,3)))*c1;
Tc2 = (H(:,floor(n/2)-1)-H(:,floor(n/2))-(H(:,floor(n/2))-H(:,floor(n/2)+1)))*c1;
Tc3 = (H(:,n-2)-H(:,n-1)-(H(:,n-1)-H(:,n)))*c1;

Tsrt1 = 232929 - 2*Fsru;
Tsrt2 = 232929 - floor(n/2)*Fsru;
Tsrt3 = 232929 - (n-1)*Fsru;

for i=2:length(Tc1)
    Tp1(i) = Tk1(i) + Tc1(i) + Tsrt1;
    Tp2(i) = Tk2(i) + Tc2(i) + Tsrt2;
    Tp3(i) = Tk3(i) + Tc3(i) + Tsrt3;
end

Tp1(1) = Tk1(1) + Tc1(1);
Tp2(1) = Tk2(1) + Tc2(1);
Tp3(1) = Tk3(1) + Tc3(1);

figure(3)
plot(t,Tp1,'r',t,Tp2,'g',t,Tp3,'b')
title('Konveyörün taşıyıcı tarafı; baş, orta ve kuyruk için gergi.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Gergi [N]')
legend('Baş taraf','Orta','Kuyruk tarafı','Location','NorthWest')
pause

figure(4)
plot(t,H(:,floor(n/2)-1),'r',t,H(:,floor(n/2)),'g',t,H(:,floor(n/2)+1),'b')
title('Konveyörün taşıyıcı tarafı; orta kısım için hızlar.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Hız [m/s]')
legend('Eleman 1','Eleman 2','Eleman 3','Location','NorthWest')
pause

figure(5)
plot(t,P(:,floor(n/2)-1),'r',t,P(:,floor(n/2)),'g',t,P(:,floor(n/2)+1),'b')
title('Konveyörün taşıyıcı tarafı; orta kısım için konum.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Konum [m]')

```

```

legend('Eleman 1','Eleman 2','Eleman 3','Location','NorthWest')
pause

figure(6)
plot(t,Tp2)
title('Konveyörün orta kısmı için gergi.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Gergi [N]')
pause

%
% DÖNÜŞ TARAFI
%

% Konveyörün 3 ayrı noktasındaki hız ve konum
% grafikleri.
figure(7)
plot(t,H(:,2*n-2),'r',t,H(:,2*n-floor(n/2)),'g',t,H(:,n+1),'b')
title('Konveyörün dönüş tarafı; baş, orta ve kuyruk için hız.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Hız [m/s]')
legend('Baş taraf','Orta','Kuyruk tarafı','Location','NorthWest')
pause

figure(8)
plot(t,P(:,2*n-2),'r',t,P(:,2*n-floor(n/2)),'g',t,P(:,n+1),'b')
title('Konveyörün dönüş tarafı; baş, orta ve kuyruk için konum.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Konum [m]')
legend('Baş taraf','Orta','Kuyruk tarafı','Location','NorthWest')
pause

% Gergilerin hesabı
Tk1b = (P(:,2*n)-P(:,2*n-1)-(P(:,2*n-1)-P(:,2*n-2)))*k;
Tk2b = (P(:,n-floor(n/2)+1)-P(:,n-floor(n/2))-(P(:,n-floor(n/2))-P(:,n-floor(n/2)+1)))*k;
Tk3b = (P(:,n+2)-P(:,n+1)-(P(:,n+1)-P(:,n)))*k;

Tc1b = (H(:,2*n)-H(:,2*n-1)-(H(:,2*n-1)-H(:,2*n-2)))*c1;
Tc2b = (H(:,n-floor(n/2)+1)-H(:,n-floor(n/2))-(H(:,n-floor(n/2))-H(:,n-floor(n/2)-1)))*c1;
Tc3b = (H(:,n+2)-H(:,n+1)-(H(:,n+1)-H(:,n)))*c1;

Tsrt1b = 86133 + 2*Fsru;
Tsrt2b = 86133 + floor(n/2)*Fsru;
Tsrt3b = 86133 + (n-1)*Fsru;

for i=2:length(Tc1)
    Tp1b(i) = Tk1b(i) + Tc1b(i) + Tsrt1b;
    Tp2b(i) = Tk2b(i) + Tc2b(i) + Tsrt2b;
    Tp3b(i) = Tk3b(i) + Tc3b(i) + Tsrt3b;
end

Tp1b(1) = Tk1b(1) + Tc1b(1);
Tp2b(1) = Tk2b(1) + Tc2b(1);
Tp3b(1) = Tk3b(1) + Tc3b(1);

```

```

figure(9)
plot(t,Tp1b,'r',t,Tp2b,'g',t,Tp3b,'b')
title('Konveyörün dönüş tarafı; baş, orta ve kuyruk için gergi.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Gergi [N]')
legend('Baş taraf','Orta','Kuyruk tarafı','Location','NorthWest')
pause

```

```

figure(10)
plot(t,H(:,n-floor(n/2)-1),'r',t,H(:,n-floor(n/2)),'g',t,H(:,n-
floor(n/2)+1),'b')
title('Konveyörün dönüş tarafı; orta kısım için hızlar.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Hız [m/s]')
legend('Eleman 1','Eleman 2','Eleman 3','Location','NorthWest')
pause

```

```

figure(11)
plot(t,P(:,n-floor(n/2)-1),'r',t,P(:,n-floor(n/2)),'g',t,P(:,n-
floor(n/2)+1),'b')
title('Konveyörün dönüş tarafı; orta kısım için konum.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Konum [m]')
legend('Eleman 1','Eleman 2','Eleman 3','Location','NorthWest')
pause

```

```

figure(12)
plot(t,Tp2b)
title('Konveyörün orta kısmı için gergi.')
xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Gergi [N]')
pause

```

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Can Cengiz
Doğum Yeri ve Tarihi: İzmit, 21.03.1983
Adres: Atıfet sk. 5/7 Kadıköy İSTANBUL
E-Posta: can.cengiz@gmail.com
Lisans: İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans: -

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Ankara Fen Lisesi'ni bitirdikten sonra 2001'de İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 2005'te mezuniyetinin hemen ardından Meysar Robotics (KUKA Resmi Sistem Partneri) adlı şirkette endüstriyel robotlar ve otomasyon üzerine çalışmaya başladı. 2007 başında Çilimli, Düzce'de kurulmaya başlanacak olan Panda Alüminyum'a geçti ve fabrikanın sıfırdan kurulması ve üretime geçmesi akabinde Ağustos 2009 - Ocak 2010 askerlik görevini yerine getirmiştir. Nisan 2010'dan beri ERENCO AŞ'de proje mühendisi olarak çalışmaktadır. ERENCO'da çalışmaya başladığından bu yana hesap ve tasarımlarını yaptığı konveyörlerin toplam uzunluğu 5 kilometrenin üzerindedir.

Yayın ve Patent Listesi: