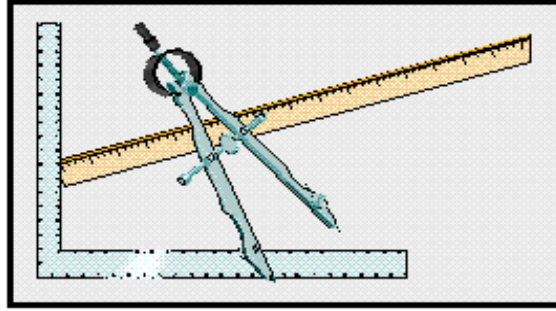


BÖLÜM 3.

SÜREKLİ TRANSPORT MAKİNALARININ GENEL TEORİSİ

$$W = wql$$



3.1. SÜREKLİ TRANSPORT MAKİNALARIN KAPASİTESİ

Sürekli transport makinalarının taşıma kapasitesi, taşıyıcının her metresine gelen yükün ağırlığına q [kg/m] ve iletim hızına v [m/s] bağlıdır. Sürekli transport makinasının kapasitesi Q [kg/sn] olduğundan; saatlik kapasite:

$$Q = \frac{3600}{1000} q v = 3.6 q v \text{ [t/saat]} \quad (3.1)$$

dir. Yükün yığılma ağırlığı γ [t/m³], iletim sürekli bir akım biçiminde ve enine kesit F [m²] olmak üzere:

$$q = 1000 F \gamma \text{ [kg/m]} \quad (3.2)$$

dır. Malzemenin bir teknede ya da F_0 [m²] kesitli bir boruda iletildiği durumda, yükleme verimi ψ alınarak:

$$F = F_0 \psi \text{ ve } q = 1000 F_0 \gamma \psi \text{ [kg/m]} \quad (3.3)$$

bulunur. Malzeme, her biri i_0 [lt] hacmindeki ayrı kaplarda taşındığı, kapların dolma miktarı i ($i = i_0 \psi$) olduğu ve kaplar arasında a [m] uzaklık bulunduğu zaman:

$$q = \frac{i}{a} \gamma = \frac{i_0}{a} \gamma \psi \text{ [kg/m]} \quad (3.4)$$

elde edilir. Birim yüklerin taşındığı durumlarda, her birinin ağırlığı G [kg] olan tek ya da z sayıdaki parçalardan meydana gelmiş yığınlar arasında a [m] uzaklık varsa transport makinasının kapasitesi, sırasıyla (tek parça ağırlığı G ve z sayıdaki parça yığının ağırlığı G_2 alınarak):

$$q = \frac{G}{a} \text{ veya } q = \frac{G_2}{a} \text{ [kg/m]} \quad (3.5)$$

bulunur. G değerini (3.1) denkleminde yerine koyarak, malzemelerin sürekli bir akımla iletilmesi hali için:

$$Q = 3600 F \nu \gamma = 3600 F_0 \nu \gamma \psi \text{ [t/saat]} \quad (3.6)$$

elde edilir. Malzemelerin ayrı kaplarda taşınması için:

$$Q = 3.6 \frac{i}{a} \nu \gamma = 3.6 \frac{i_0}{a} \nu \gamma \psi \quad (3.7)$$

ve birim yüklerin taşınması durumu için:

$$Q = 3.6 \frac{G}{a} \nu \text{ veya } Q = 3.6 \frac{G_2}{a} \nu \text{ [t/saat]} \quad (3.8)$$

elde edilir. Ayrı yükler veya yük yığınlarının geçişleri arasındaki zaman aralığı t_1 [sn] ise:

$$Q = 3.6 \frac{G}{t_1} \text{ veya } Q = 3.6 \frac{G_2}{t_1} \text{ [t/saat]} \quad (3.9)$$

olur. Dökme yük taşıyan sürekli transport makinalarının kapasitesi yalnız ağırlık birimleriyle Q [t/saat] değil, hacim birimi V [m³/saat] ile de belirtilebilir. $Q = V \gamma$ olduğuna göre, hacim birimi

$$V = 3600 F \nu = 3600 F_0 \nu \psi \text{ veya } V = 3.6 \frac{i}{a} \nu = 3.6 \frac{i_0}{a} \nu \psi \text{ [m}^3\text{/saat]} \quad (3.10)$$

olarak hesaplanır.

Sürekli transport makinalarının kapasitesi bazı durumlarda saatte gönderilen parça sayısı ile da belirtilir. Parçalar (ya da parça yığınları) arasındaki zaman aralığı $t_1 = a/t$ olduğundan saatlik kapasite,

$$Z = \frac{3600}{t_1} = \frac{3600v}{a} \text{ [parça/saat]} \quad (3.11a)$$

bulunur. Eğer z sayıda parça içeren partiler iletiliyorsa:

$$Z = \frac{3600}{a} z v \text{ [parça/saat]} \quad (3.12b)$$

bulunur. G , ayrı bir yükün ağırlığı ise [kg], ağırlık birimi olarak kapasite,

$$Q = Q = \frac{GZ}{1000} \text{ [t/saat]} \quad (3.13)$$

olarak hesaplanabilir. Önceki denklemler, yükleri sürekli bir akımla ileten makinalarda kapasitenin, oluk ya da boru kesitindeki artışla, yükleme verimindeki artışla ve iletim hızındaki artışla orantılı olarak yükseldiğini göstermektedir. Yükün kaplar içinde götürüldüğü kapasite ise kap hacmindeki büyümeyle, yükleme verimindeki artışla ve iletim hızındaki artışla doğru orantılı; kaplar arasındaki uzaklıkla ters orantılı olarak yükselir.

Birim yükleri taşınmasında ise kapasite, birim ağırlıktaki artışla doğru orantılı ve ayrı yük birimlerinin (veya yığınlarının) arasındaki uzaklıkla ters orantılı olarak yükselir.

Verilen türde bir makina için işletmenin istemlerine uygun olarak iletim hızı belirlendikten sonra, yukarıdaki denklemler makinanın kapasitesine ilişkin ara niteliklerin bulunmasına izin verir: (3.6) numaralı denklemden F_0 kesiti, (3.7) numaralı denklemden Z_0/a oranı (bu oran, a verildiği zaman i_0 değerinin, i_0 verildiği zaman a değerinin bulunmasını sağlar), (3.8) denklemlerinden yük birimleri (ya da yığınları) arasındaki a uzaklığı hesaplanabilir. Dökme yüklerin taşındığı durumlarda, bu yolla elde edilmiş olan F_0 ve i_0 değerlerinin, taşınacak malzemenin parça boyutu ile uygunluğu irdelenmelidir. Birim yüklerde ise a ölçüsü, yükün dıştan dışa boyutlarıyla uygunluk içinde olmalıdır. Benzer şekilde, makinanın yük taşıyıcı elemanının boyutları da taşınan yükün dıştan dışa boyutlarıyla uyuşmalıdır (tablalı [platformlu] bir transport makinasında platformun uzunluğu ve genişliği; kayışlı ve paletli konveyörlerde sırasıyla kayışın ve yuvarlanma yolunun genişlikleri ve yüksek konveyörlerde arabanın uzunluğu ve yüksekliği).

Sürekli transport makinalarında, yukarıdaki denklemlere göre hesaba temel alınan Q [t/saat] kapasitesine, *hesaplanmış kapasite* ya da *tasarım kapasitesi* denir. Bu kapasite alışılmış olarak ortalama (Q_{ort}) kapasiteye eşit ya da ondan yüksektir. Malzemenin besleme düzensizliği için bir K' katsayısını ($K' \geq 1$) dikkate alarak,

$$Q = Q_{ort} K' \text{ [t/saat]} \quad (3.14)$$

bulunur.

3.2. HAREKETE KARŞI DİRENÇ KATSAYILARI

Bir sürekli transport makinası saatte Q ton yükü H metreye kaldırıyorsa, bu yükü kaldırmak için harcanan etkin güç:

$$N_{et} = \frac{1000QH}{3600 \cdot 75} = \frac{QH}{270} \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N_{et} = \frac{1000QH}{3600 \cdot 102} = \frac{QH}{367} \text{ [kW]} \quad (3.15)$$

olacaktır. Transport makinasının verimi η ise gerekli motor gücü:

$$N = \frac{N_{et}}{\eta} = \frac{QH}{270\eta} \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N = \frac{QH}{367\eta} \text{ [kW]} \quad (3.16)$$

olur. Sürekli transport makinaları genellikle yükleri yatay olarak taşırlar. Bu durumda $H = 0$ olduğundan, N_{et} ve N cebrik olarak sıfır olurlar. Başka deyimle, bu durumda yük kaldırma işlemi için harcanmış *faydalı iş* yoktur. Buradan çıkan sonuç, yukarıdaki denklemlerin yatay konveyörlerde, gerekli motor gücünü belirtmek için kullanılamayacağıdır. Eğer yük düşey kesitler boyunca ($H \neq 0$) hareket ediyor ve H değerinin yanında ihmal edilebiliyorsa sürtünme direncini yenmek için gerekli güç, yükü yükseltmek için gerekenden çok fazla çıkacak ve transport makinasının verimini belirten sayı, ihmal edilecek kadar küçülerek makinanın mekanik niteliklerini göstermekten uzak olacaktır. Bu nedenle, gerekli motor gücü genellikle (3.15) denkleminde göre bulunmayacaktır. Bunun yerine, yükü yükseltmek için gerekli motor gücü ile yükün hareketine karşı sürtünme direncini yenmek için gerekli motor güçleri ayrı ayrı hesaplanacaktır.

Yükün hareketine karşı direnç, harekete karşı direnç katsayısı olarak adlandırılır. Yükün hareketini sınırlayan kuvvetlerin yükün ağırlığına oranına *direnç katsayısı* denir. Yükün transport makinasının birim uzunluğu başına ağırlığı q [kg/m], yükü yörünge boyu L [m] ve sürtünme katsayısı ω ise taşınan yükün ağırlığı qL ve sürtünme direnci:

$$W_{sürt} = qL\omega \text{ [kg]} \quad (3.17)$$

olacaktır. Sürtünme direncini yenmek için gerekli güç ise:

$$N_{sürt} = \frac{W_{sürt}v}{75} = \frac{qL\omega v}{75} = \frac{QL\omega}{75 \cdot 3,6} = \frac{QL\omega}{270} \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N_{sürt} = \frac{QL\omega}{367} \text{ [kW]} \quad (3.18)$$

dır. Bu durumda toplam güç tüketimi (3.16) ve (3.18) ifadelerinde

$$N = \frac{Q}{270}(H + L\omega) \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N = \frac{Q}{367}(H + L\omega) \text{ [kW]} \quad (3.19)$$

olur. Eğer güç motor milinden alınan değil de transport makinasının döndürme miline verilen güç olarak belirtiliyorsa değeri,

$$N_0 = N_{et} + N_{0sürt} = \frac{Q}{270}(H + L\omega_0) \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N_0 = \frac{Q}{367}(H + L\omega_0) \text{ [kW]} \quad (3.20)$$

olur.

Burada ω_0 sürtünme katsayısı, aktarma düzeni hariç transport makinasının bütün bölümlerinin sürtünme dirençlerini içerir. N ve N_0 değerleri arasında,

$$N = \frac{N_0}{\eta_g} \quad (3.21)$$

bağıntısı vardır. Burada η_g aktarma düzeninin verimidir. $N_0 < N$ olduğundan $\omega_0 < \omega$ dir. (3.18) numaralı denklemlerde, $Q = 1$ [t/saat] ve $L = 1$ [m] alarak ve bu koşullarda sürtünme direncinin yarattığı kuvveti yenmek için gerekli gücü $N'_{sürt}$ özgül güç adıyla tanımlayarak,

$$N'_{sürt} = \frac{\omega}{270} \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N'_{sürt} = \frac{\omega}{367} \text{ [kW]} \quad (3.22)$$

hesaplanabilir. Böylece sürtünme katsayısının, özgül güçle orantılı olduğu sonucu elde edilir. Bir sürekli transport makinasında ω , $N'_{sürt}$ ve $N_{sürt}$ değerleri küçüldükçe mekanik verim yükselir.

Yukarıda verilen bağıntılar; yüklerin yükseltilmesi, yatay ve düşey olarak taşınması gibi işlemleri yapmak üzere tasarlanmış transport makinalarında toplam gücün hesaplanması için kullanılır. Bu özel durum için, direnç katsayısı kavramının verimden daha genel bir kavram olduğu görülmektedir.

Yatay transport makinaları için ($H = 0$), (3.19) bağıntısı aşağıdaki şekil alır:

$$N = N_{sürt} = \frac{QL\omega}{270} \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N = \frac{QL\omega}{367} \text{ [kW]}. \quad (3.22)$$

Düşey düzenler ($H = L$) için:

$$N = N_{sürt} = \frac{QH}{270}(1+\omega) \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N = \frac{QH}{367}(1+\omega) \text{ [kW]} \quad (3.23)$$

olur. (3.16) ve (3.23) denklemlerini karşılaştırsak düşey transport durumunda

$$\frac{1}{\eta} = 1 + \omega \quad (3.24)$$

bulunur. Bunun anlamı, direnç katsayısındaki bir azalmanın, verimi yükselteceğidir.

Teorik olarak $\eta \rightarrow \{0, 1\}$ arasında değiştiğinden, ω teorik olarak $\omega \rightarrow \{0, +\infty\}$ arasında değişir. $\eta = 0,5$ ve $\omega = 1$ değerleri için, (3.16) ve (3.23) denklemlerinden de görüleceği gibi, N_{et} ve $N_{sürt}$ değerleri birbirine eşittirler.

Ancak pratik olarak, değişik türdeki donatım için direnç katsayısı oldukça önemli sınırlar içinde değişir. Sürekli transport makinaları için bu değer, birim kesitlerinden 1'e kadardır. Yüksek güç tüketimli makinalarda 1'den daha yüksek bile olabilir. Eşdeğer türdeki makinalar için de (kayıslı konveyörler, kürekli transport makinaları) direnç katsayısı; makina

kapasitesine, iletim uzunluğuna ve geometrik biçimine, yapım ve kuruluş niteliğine, çalışma koşullarına ve iletilen malzemenin yapımına bağlı olarak belli sınırlar içinde değişebilir.

Bir taşıma düzeninde toplam direnç, bazı durumlarda bu düzenin ayrı bölümlerinin dirençlerinin toplamı olarak belirlenir. Ayrı bölümler için ω' direnç faktörünün iletilen yükün toplamı daralı ağırlığına oranıyla tanımlamak ve bunu taşıyıcı kılavuz kızaklar üzerindeki normal basınca bağlamak uygun bir hesap yolu olarak bulunmuştur.

Bir araba G_0 ağırlığında ve G yükünü kılavuz kızaklar veya raysız bir yörüngede tekerlekler üzerinde taşıdığı durum Şekil 3.1'de görülmektedir. Yatay hareket için çekme kuvveti

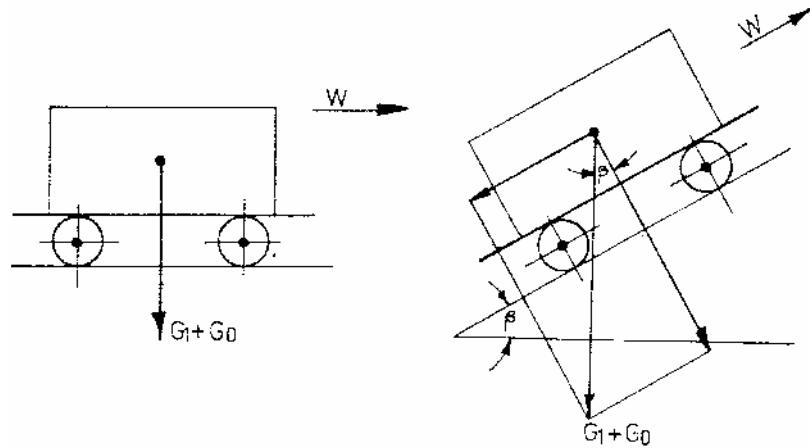
$$W = (G + G_0)\omega' \quad (3.25)$$

olacaktır. Yatayla β açısı yapan bir eğimi çıkmak için gerekli kuvvet (yukarı ya da aşağı) ise

$$\begin{aligned} W &= W_f + W_{sürt} = \pm(G + G_0)\sin \beta + (G + G_0)\omega' \cos \beta \\ &= (G + G_0)(\pm \sin \beta + \omega' \cos \beta) \end{aligned} \quad (3.26)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada, W_f , faydalı direnç kuvvetleri, $W_{sürt}$, sürtünme direnci kuvvetleri ve ω' , harekete karşı direnç katsayısıdır.



Şekil 3.1 Doğrusal kesitlerde dirençlerin belirlenmesi

Yukarı doğru hareketlerde artı işareti, aşağı doğru hareketlerde eksi işareti alınacaktır. Raylar üzerindeki tekerlekli bir yük için ω' direnç katsayısı

$$\omega' = c \frac{\mu d + 2k}{D} \quad (3.27)$$

ile belirtilir Burada μ tekerlek muylusundaki kama sürtünmesi katsayısı (bilyalı yataklarda muylu çapına indirgenmiş sürtünme katsayısı), k yuvarlanma sürtünmesi katsayısı, d muylu çapı [cm], D tekerlek çapı [cm] ve c tekerlek bandajı ile ray arasındaki sürtünmeden doğan direnç artış katsayısıdır ($c \geq 1$).

Yük, raylar üzerinde değil de kaydırılarak iletiliyor ve sürtünme katsayısı μ ise $\omega' = \mu$ olur. (3.27) denklemindeki μ ve k katsayıları, transport makinası türü ile onun çalışma koşullarına bağlı olarak geniş sınırlar içinde değişirler. Değişik çalışma koşullarına ilişkin ω' , μ ve k değerleri, bu türlerin incelendiği bölümlerde verilmektedir.

3.3. TRANSPORT MAKİNALARINDA DİRENÇ VE GÜÇ

3.3.1. Ayrı Kesitlerdeki Direnç

Bir transport makinasının sonsuz çekme elemanı genellikle sürekli bir hareket yapar. Bir sonsuz çekme elemanı, en basit biçimiyle iki doğrusal şerit ile iki dairesel birleştiriciden oluşur. Doğrusal kesitlerde çekme elemanı sabit ya da hareketli masuralar üzerinde ya da bir kılavuz kızak boyunca kayar. Eğer yük, bir yük taşıyıcı eleman (kayış, palet, keçeçler, tablalar) tarafından taşınıyor ise yük taşıyıcı eleman ve çekme elemanı eşdeğer bir direnç katsayısı ile hareket ederler. Diğer bütün durumlarda, örneğin yükün bir kılavuz kızak boyunca itildiği ya da yükün kendi kendini hareket ettirdiği durumlarda yükün harekete karşı direnç katsayısı ile çekme elemanındaki birbirinden farklı olur.

Doğrusal kesit uzunluğuna L , eğim açısına β , L uzunluğunun yatay izdüşümüne L_{yat} ve düşey izdüşümüne H , transport makinası kesitinin her metre uzunluğuna düşen yük ağırlığına q ve hareketli parçaların bu kesitinin her metre uzunluğuna düşen ağırlığına q_0 kabul edildiğinde, yük taşıyıcı eleman ile çekme elemanının bir ω' sürtünme katsayısı ile hareket ettiği durum için yüklü şerit üzerindeki direnç, (3.26) ifadesine göre:

$$\begin{aligned} W_d &= \pm(q + q_0)L \sin \beta + (q + q_0)L\omega' \cos \beta \\ &= (q + q_0)(\pm H + L\omega' \cos \beta) \\ &= (q + q_0)(\pm H + L_{yat}\omega') \end{aligned} \quad (3.28)$$

olur. Artı işareti yukarı doğru hareketler için, eksi işareti ise aşağı doğru hareketler için kullanılır. Kayma hareketinde $\omega' = \mu$ dir (μ kayma sürtünmesi katsayısıdır). Tekerlekler üzerindeki harekette ise ω' , (3.27) denkleminde hesaplanır. Çekme ve yük taşıyıcı elemanların direnç katsayıları farklı olduğu zaman,

$$W_d = \pm(q + q_0)H + (q\omega'_y + q_0\omega'_p)L_{yat} \quad (3.29)$$

şeklini alır. Burada ω'_y ve ω'_p sırasıyla, yükün ve kesit boyunca hareket eden hareketli transport makinası parçalarının (genellikle çekme elemanının) sürtünme katsayısıdır. Transport makinasının yüksüz kesiti için :

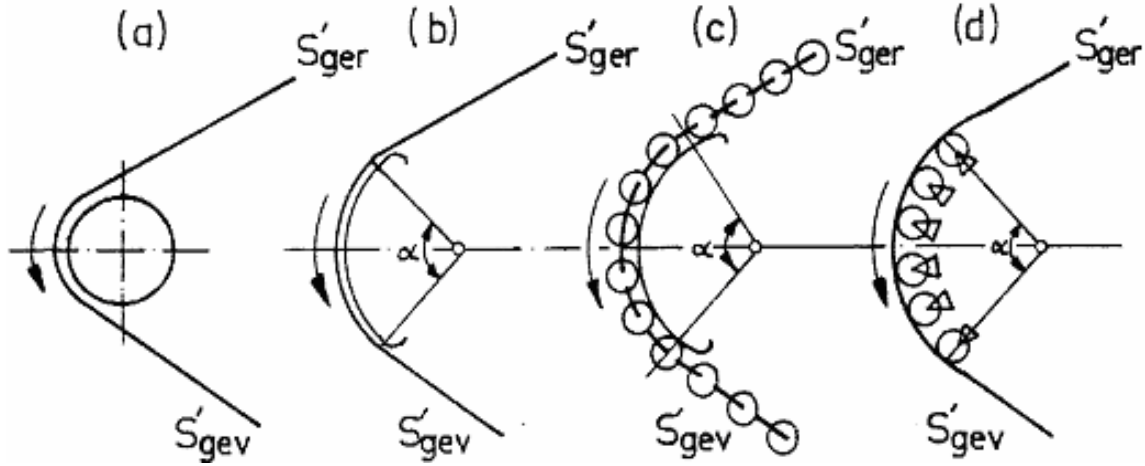
$$W_b = q_0L(\pm \sin \beta + \omega' \cos \beta) = q_0(\pm H + L_{yat}\omega') \quad (3.30)$$

olur. Yatay hareket için $\beta = 0$, $H = 0$ ve $L_{yat} = L$ alınarak, (3.30) ifadesi kullanılarak hesaplanır.

(3.28) - (3.30) denklemleri, aşağı doğru hareketlerde doğrusal kesitlerdeki toplam direnç değerinin artı, eksi ya da sıfır olabileceğini göstermektedir. Yukarı doğru ya da yatay hareketlerde ise aynı kesitlerdeki toplam direnç daima artıdır.

Çekme elemanının eğrisel kesitteki hareketi şu üç yoldan birisi biçiminde olur:

- Eksenini etrafında dönen bir düz kasnak, zincir dişlisi ya da tambur üzerinde eğilme (Şekil 3.2a);
- Durağan ve eğrisel bir kılavuz kızak üzerinde kayma (Şekil 3.2b) ve
- Eğrisel ve sabit bir çerçeveye bağlanmış bir dizi masura üzerinde yuvarlanma (Şekil 3.2d).



Şekil 3.2 Eğrisel kesitlerde dirençlerin belirlenmesi

Çekme elemanı kasnak, zincir dişlisi ya da tambur yüzeyine sarıldığı zaman; eleman şeridinin tambura giriş tarafı gergin, tamburu terk eden tarafı gevşektir.

Toplam W_{eg} direnci, çekme elemanının tambura sarılırken eğilmesi ve tamburu terk ederken doğrulması nedeniyle malzeme katılığından doğan direnç ile tambur (zincir dişlisi, kasnak) göbeğindeki ya da tamburu taşıyan mil muylularındaki sürtünme direnci eklenir. Bu dirençler genellikle çekme elemanının gergin tarafındaki çekme kuvveti ile orantılıdır. Bu nedenle elemanın gevşek tarafındaki çekme kuvveti :

$$S'_{gev} = S'_{ger} + W_{eg} = S'_{ger} + kS'_{ger} = (1+k)S'_{ger} = KS'_{ger} \quad (3.31)$$

olur. Burada $K > 1$ dir.

Pratikte kasnak, zincir dişlisi ya da tambur üzerindeki direncin W_{eg} değeri, S'_{ger} değerinin %3 - 10 arasında değişmesine rağmen genellikle % 5 - 7 uygun bir değerdir. Bu durumda,

$$S'_{gev} = (1.05 \cdots 1.07)S'_{ger} \quad (3.32)$$

Yazılabilir. Eğer gerdirmeye düzeni olarak görev yapan kasnak (zincir dişli ya da tambur) ayrıca transport makinasını da çeviriyorsa üzerindeki direnç, gergin şerit parçaları üzerindeki S'_{ger} ve S'_{gev} çekme kuvvetlerinin toplamının % 3 - 5 arasındadır. Bu durumda direnç

$$W_{\text{gev}} = k'(S'_{ger} + S'_{gev}) = (0.03 \cdots 0.05)(S'_{ger} + S'_{gev}) \quad (3.33)$$

Olacaktır. Çekme elemanın, α radyanlık bir değme yapı boyunca bir kılavuz kızağa sarıldığı durumda (Şekil 3.2.b), çekme elemanı ile kasnak arasındaki sürtünme katsayısı μ alınarak (çekme elemanının katılığı ihmal edildiğinden oldukça küçük bir dirençtir), gevşek ve gergin şeritlerdeki çekme kuvvetleri arasında

$$S'_{gev} = S'_{ger} e^{\mu\alpha} \quad (3.34)$$

bağıntısı yazılabilir. Burada e Neperien logaritma tabanı olup değeri 2,7183 dür. Çekme elemanının hareketli masuralar (Şekil 3.2c) ya da durağan masuralar dizisi üzerinde yuvarladığı durumlarda (Şekil 3.2d), sürtünme katsayısı ω' alınarak,

$$S_{gev} = S_{ger} e^{\omega'\alpha} \quad (3.35)$$

yazılır. Eğrisel kesitlerdeki direnç kuvvetleri sırasıyla :

$$W_{eğ} = S'_{gev} - S'_{ger} = S'_{ger} (e^{\mu\alpha} - 1) \quad \text{ve} \quad W_{eğ} = S_{gev} - S_{ger} = S_{ger} (e^{\omega'\alpha} - 1) \quad (3.36)$$

olacaktır.

3.3.2. Etkin Çekme Kuvvetinin ve Motor Gücünün Belirlenmesi

Bir sürekli transport makinasında toplam direnç, *profilin incelenmesi* ya da *noktasal inceleme* denilen yöntemle hesaplanır. Çekme elemanının profili, birbirini izleyen ayrı doğrusal ve eğrisel bölümlere ayrılır. Bu kesitleri birleştiren noktalar numaralanır. Çekme elemanının gergin ve gevşek şeritlerindeki çekme kuvveti, bu profilin nokta nokta izlenmesi yoluyla belirlenir. Toplam çekme kuvveti ise bu ayrı bölümlerdeki çekme kuvvetlerini toplayarak bulunur. Hesaba genellikle çekme elemanının döndürme kasnağından ayrıldığı noktadan ya da bu iki nokta çakışmıyorsa elemanının en gevşek olduğu noktadan başlanır. Gerdirme düzeni tarafından çekme elemanına aktarılan başlangıç çekme kuvveti makinanın türüne bağlı olup izleyen bölümlerde verilen istemlere göre seçilir. Diğer noktalardaki çekme kuvveti aşağıda gösterilen genel kurala göre hesaplanır. Çekme elemanının herakti boyunca peş peşe gelen her noktadaki çekme kuvveti artı bu iki nokta arasındaki kesikte gelen dirence eşittir. Bu durumda

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)i} \quad (3.37)$$

Burada, $i-1$ ve i kesitlerindeki çekme kuvvetleri sırasıyla S_{i-1} ve S_i ve $(i-1)$ den i kadar iki nokta arasındaki direnç $W_{(i-1)i}$ dir.

Hesabın çekme elemanını profilini izleyerek ve hareketin yönüne zıt yönde yapıldığı durumlarda, birbirini izleyen her noktadaki çekme kuvveti bir öncekindeki çekme kuvveti ile bu iki nokta arasındaki dilime gelen direnç kuvvetinin farkına eşittir. Profilin bölündüğü doğrusal ve eğrisel bölüm sayısı n , gevşek taraftaki çekme S_{gev} ve gergin taraftaki çekme kuvveti:

$$W_0 = S_{ger} - S_{gev} \quad (3.38)$$

olur. Döndürme milindeki direnç de $(W_d = \sum_{i=n}^1 W_i)$ hesaba katılarak,

$$W_0 = S_{ger} - S_{gev} + \sum_{i=n}^1 W_i \quad (3.39)$$

elde edilir. Sürekli transport makinası için gerekli motor gücü,

$$N = \frac{W_0 v}{75 \eta_g} \text{ [BG]} \quad \text{veya} \quad N = \frac{W_0 v}{102 \eta_g} \text{ [kW]} \quad (3.40)$$

olur. Burada, W_0 etkin çekme [kg], v çekme elemanının hızı [m/s], η_g , (3.38) denklemiyle W_0 değerinin hesapladığı durumda, çekme elemanının katılığından meydana gelen (döndürme miline indirgenmiş) kayıpları da içeren aktarma düzeni verimidir. (3.39) denkleminde W_0 hesaplandığında η_g bu kayıpları içermez.

3.4. ZİNCİRLİ TRANSPORT MAKİNALARINDA DİNAMİK OLAYLAR

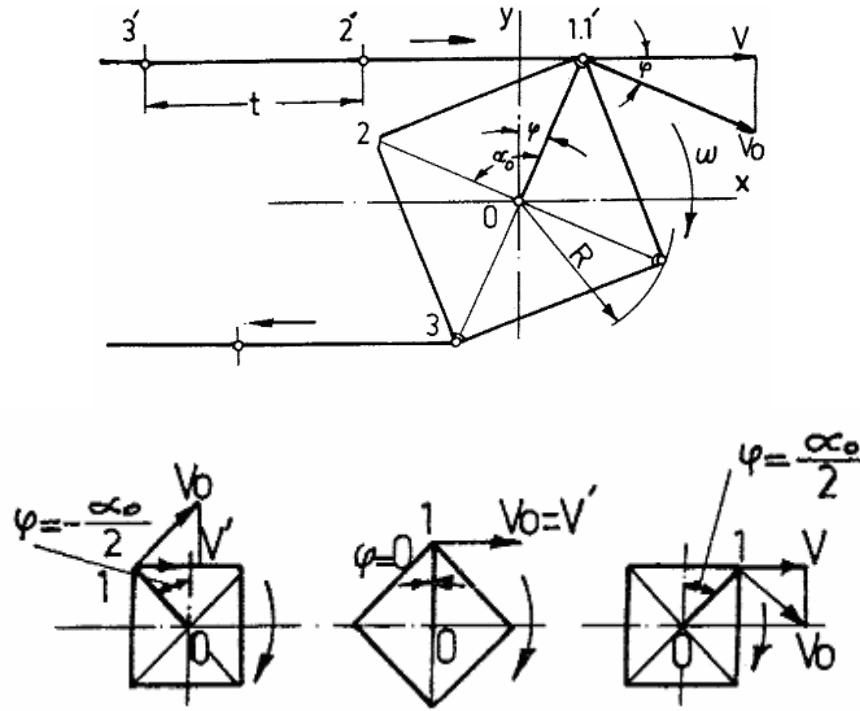
3.4.1. Zincirin Hızı ve İvmesi

Bir transport makinasının çekme elemanının boyutları, maruz bulunduğu en yüksek çekmeye göre hesaplanır. Profil yöntemiyle belirlenen en yüksek çekme, genellikle çekme elemanının döndürme dişlisine sarıldığı noktada elde edilir. Her çeşit zincirli konveyörde dönme hareketinin zincir dişlisi aracılığıyla zincire iletilmesi sırasında ortaya çıkan dinamik kuvvetler, yukarıda açıklanan biçimde belirlenen statik kuvvetlere eklenmelidir.

Zincirin hareketindeki düzensizlikler, dinamik gerilmelerden ileri gelir. Genel olarak zincirli döndürmenin zincir dişlileri, sabit bir açısal hız oranına sahip değildirlir ve dolayısıyla, zincirin dişli çevresine ya da alın yüzeyli kasnağa bir bölüm dairesi biçiminde değil, fakat bölüm poligonu biçiminde sarılmasıdır. Bu olaya *halat etkisi* denir.

Zincirin vurma hareketi sırasında meydana gelen düzensizliğin periyodu, zincir dişlisinin bir diş dönmesine karşılık olan açıyı çizmesi için gerekli zamana eşittir. En yüksek dinamik gerilme, zincir dişlisi dişinin bir sonraki zincir baklası ile kavrama durumuna gelişi sırasında ortaya çıkar.

Şekil 3.3'te bir zincir dişlisi ya da alın yüzeyli bir kasnak çevresinde yürüyen bir zincirin şematik olarak görülmektedir. Şekilde gösterilen durumda çekme kuvveti, (1') zincir baklası ile kavrama durumunda bulunan (1) dişli aracılığıyla iletilmektedir. Zincir dişlisi döndükçe, (2) dişlisi (2') baklası ile, (3) dişlisi de (3') baklası ile kavrama durumuna gelecektir.



Şekil 3.3 Zincir dişlisi çevresinde dönen zincir

Zincir dişlisi sabit bir ω açısal hızında, dişin çevresel hızı $v_0 = R\omega$ sabit kalır. Zincir hızı ise :

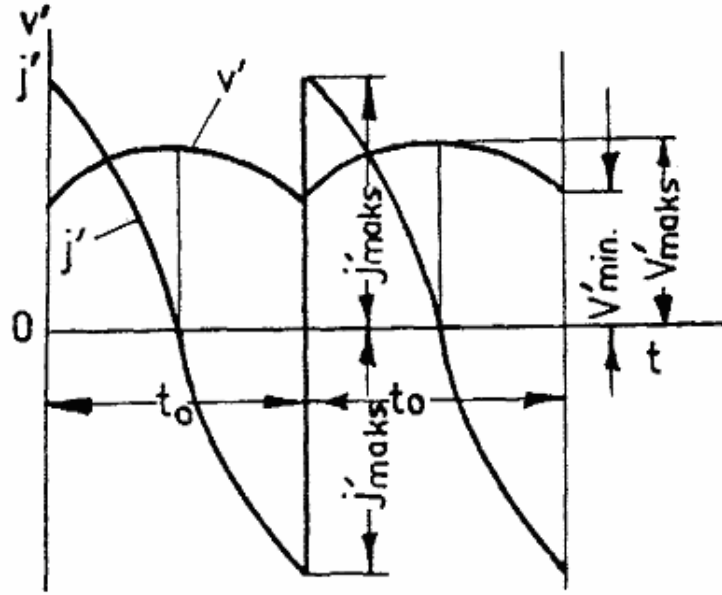
$$v' = v_0 \cos \varphi = R\omega \cos \varphi \quad (3.41)$$

olur. Burada φ , $O_1 = R$ ışıını ile O_y ekseninin meydana getirdiği değişen açıdır.

Zincir dişlisinin, zincirin 1 adımına (t') karşılık olan α_0 açısı kadar dönmesi için gerekli t_0 periyodu boyunca v' olan hızı, kosinüs eğrisinin bir bölümünü temsil eder (Şekil 3.4). Zincir hızı, $v'_{\max} = v_0 = R\omega$ olan en yüksek değerine $\varphi = 0$ iken ulaşır. $\varphi = \pm \alpha_0/2$ değerlerine karşılık olan en düşük zincir hızı ise,

$$v'_{\min} = R\omega \cos(\alpha_0/2) \quad (3.42)$$

dir. Şekil 3.3'te görülen α_0 açısını çizen zincir dişlisinin başlıca üç konumu gösterilmiştir. 1 baklasının kavrama anı ($\varphi = -\alpha_0/2$), orta durumu ($\varphi = 0$) ve çözülme anı ($\varphi = \alpha_0/2$).



Şekil 3.4 Zincirin hız ve ivme diyagramı

Zincirin ivmesi hızın zamana göre birinci türevi ya da $j_0 = R\omega^2$ değerindeki merkezci ivmenin, zincirin hareketi doğrultusunda alınmış izdüşümü olarak,

$$j' = -j_0 \sin \varphi = -R\omega^2 \sin \varphi \quad (3.43)$$

bulunur. Zincirin ivme diyagramı Şekil 3.4'te gösterilmiştir. İvme, $\varphi = 0$ ($v' = v'_{\max}$) değerinde sıfır olur ve $\varphi = -\alpha_0/2$ ile $\varphi = \alpha_0/2$ değerleri için en yüksek değerine varır.

$$j'_{\max} = \pm R\omega^2 \sin(\alpha_0/2) \quad (3.44)$$

3.4.2. Zincirdeki Dinamik Yükler

Şekil 3.4'teki diyagramdan görüldüğü gibi, t_0 başlangıç periyodunun sonunda ve bunu izleyen periyodun başlangıcında zincir dişlisinin dişi izleyen baklayla kavrama durumuna geldiğinde ivme, ani olarak $-j'_{\max}$ dan $+j'_{\max}$ 'a sıçrar. Yani $2j'_{\max}$ kadar artar. Transport makinasının hareket eden parçaları ile yükün indirgenmiş kütlesi m ile gösterilirse, bu andaki dinamik etki $2mj'_{\max}$ olur. Kuvvet ani olarak etkidiği için iki katlı bir çekme gibi kabul edilebilir. Bu nedenle, teorik dinamik etki $J_A = 4mj'_{\max}$ olarak alınır.

$J'_A = mj'_{\max}$ atalet kuvveti t_0 periyodunun son anında etkidiğinden, zincir hareketinin yönünde ve eksi değerdedir. Bu nedenle, ani dinamik etkiye eklenmesi gerekir.

Sonuç olarak; S_{st} zincirin gergin tarafındaki statik çekme kuvveti ve S_{din} teorik dinamik çekme kuvveti olmak üzere, toplam teorik çekme etkisi:

$$S_{teor} = S_{st} + S_{din} = S_{st} + J_A - J'_A = S_{st} + 4mj'_{\max} - mj'_{\max} = S_{st} + 3mj'_{\max} \quad (3.45)$$

olur. Burada,

$$\omega = \frac{2\pi m}{60}, \quad \sin \frac{\alpha_0}{2} = \frac{2\pi^2 v^2}{z(z't')} = \frac{2\pi^2 v^2 t'}{(zt')^2} \quad (3.46)$$

elde edilir. Zincir dişlisinin diş sayısı ile zincir adımı birbirine eşit olduğu zaman en yüksek ivme ve dolayısıyla en yüksek dinamik etki zincir hızının karesiyle doğru orantılı; zincir hızı ve zincir dişlisi çapı birbirine eşit olduğu zaman ise diş sayısı ters ve çekme zincirinin adımıyla doğru orantılıdır.

Uzunluk L [m] olan ve iki doğrusal şerit içeren bir sistemdeki hareket halindeki kütle $m = (q + 2q_0)L/g$ dir. Burada g [m/s²] yer çekimi ivmesidir. Ancak bu kinetik kanun, çekme elemanının elastığı nedeniyle ivmenin bu elemana aniden değil de bir elastik dalganın yayılma hızıyla iletilmesinden dolayı, kütlenin tümünün hareket halinde olmadığını gösterir. Yani çekme elemanının serbest sarkması nedeniyle kinetik kanun bozulur ve bu durum ağırlıklı ya da yaylı bir gerdirme düzeni kurulmasını zorunlu kılar.

Öyleyse transport makinasının tümü değil, fakat $C \leq 1$ katsayısı ile çarpılarak küçültülmüş kütlesi hesaba konmuştur.

$$S_{teor} = S_{st} + 3j \max \frac{(g + Cq_0)L}{g} \quad (3.47)$$

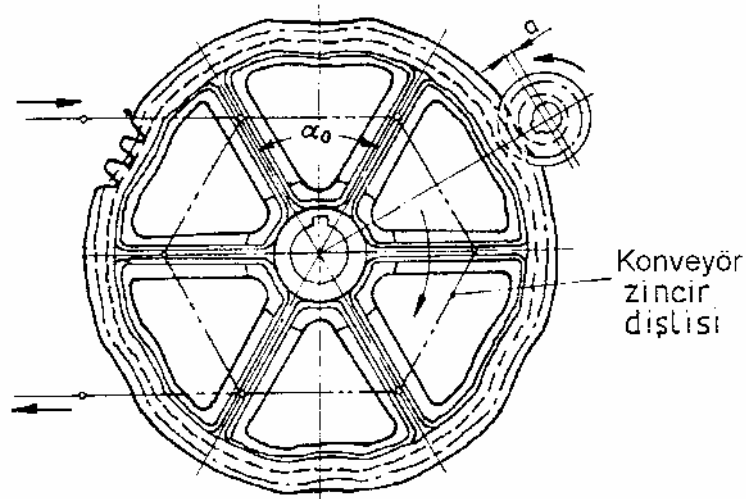
dir. C katsayısı için uygun değerler aşağıda verilmiştir.

$L < 25$ m transport makinaları için	$C = 2,0$
$L = 25 - 60$ transport makinaları için	$C = 1,5$
$L > 60$ m transport makinaları için	$C = 1,0$

3.4.3. Dengeleme Çarkları

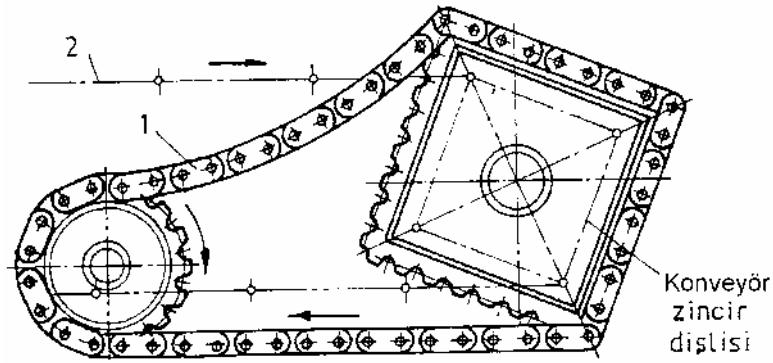
Transport makinasının çekme zincirlerindeki dinamik etkiler, onlara gelen yükleri arttırdıklarından, yalnız dayanıklı ve ağır zincirlerin kullanımını gerektirmekle kalmazlar. Aynı zamanda, malzeme yorulması nedeniyle bunların çalışma ömrünü de kısaltır. (3.46) denkleminde de görüleceği gibi, zincir adım ile hızı artıkça ve zincir dişlisi diş sayısı azaldıkça dinamik gerilmelerin etkisi artmaktadır. Bu nedenle yukarıda sayılan durumlar ortaya çıktığında özel dengeleme çarkları kullanmak uygun olacaktır. Bu düzenler zincir hareketindeki düzgünsüzlükleri önemli ölçüde azaltır.

Birkaç istisna ile, kullanılan bütün dengeleme çarkları, döndüren zincir dişlisinin $\omega \cos \varphi$ çarpımını sabit kılacak düzgün olmayan bir ω açısal hızı dönmesi ilkesine göre yapılmışlardır. Bu v' zincir hızını sabit yapar. Bu ilkeyi uygulayan iki döndürme biçimi Şekil 3.5 ve 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Ondüleli dişli çark biçiminde dengeleme çarkı

Birinci uygulama biçiminde (Şekil 3.5) döndürme mili üzerine zincir dişlisinin diş sayısına eşit sayıda girinti içeren bir dişli çark takılmıştır. Zincir dişlisi eksenden kaçık olarak miline yataklanmış bir pinyon dişli tarafından döndürülmektedir. Dişli çiftini toplam değıştirme oranı, zincir dişlisinin diş sayısına eşittir. Pinyon bir tam dönme yaptığı zaman, döndürülen çark α_0 kadar döner. Bu değer çekme zincirinin bir adımına karşılıktır. Bu düzenleme de, bir dişli çiftinin aktarma oranı sabit kalmaz. Bu nedenle, pinyon düzgün bir dönme hareketi yaparken döndürülen çark düzgünsüz olarak döner. Düzgünsüzlüğün periyodu, pinyonun bir tam dönüşüne karşılık olacak şekilde seçilir.



Şekil 3.6 Kısa baklalı zincirli aktarmada dengeleme çarkı

Şekil 3.6'da görülen kısa baklalı zincirli aktarma düzenlerinde, döndüren zincirin (1) bir çok baklası döndürülen zincir dişlisini kavrar. Zincir dişlisinin döndürdüğü (2) konveyör zinciri ile bu hareket aktarmasında döndürülen durumdaki (1) zincir dişlisinin yüzeyleri birbirine paraleldir. Döndüren zincir dişlisinin hareketi düzgün olduğu zaman, zincir hızı pratik olarak sıfırdır. Bu tasarımda döndürülen mil, döndüren zincirin hareketine benzer biçimde döner; yani bu milin hızı sabittir.