

BÖLÜM 1

DEĞİŞKEN HIZLI TAHRİK SİSTEMLERİ

1.1 TAHRİK SİSTEMİ ELEMANLARI

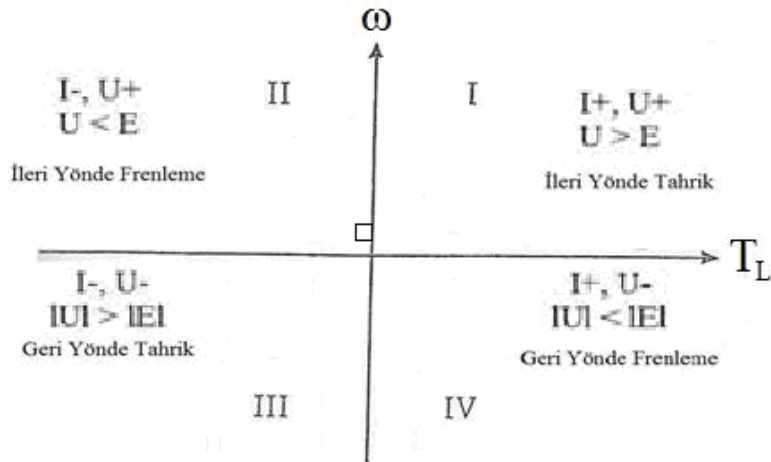
Şekil 1.1'deki blok diyagramı bir tahrik sisteminin ana elemanlarını göstermektedir. Önce (4) ve (5) nolu elemanların yapısı incelenecektir. (1), (2) ve (3) nolu elemanlar dizayn mühendisi tarafından planlanmalı ve seçilmelidir. Bunun için mekanik sistem açıkça belirlenmiş olmalıdır. Burada, kontrolör ve motorun yapısına bakılmaksızın çok karşılaşılan mekanik sistemlerin incelenmesi ile başlamak daha yararlı olacaktır.



Şekil 1.1 Tahrik Sistemi Elemanları

1.2 MEKANİK SİSTEM

Mekanik sistem, motor tarafından motor kavramasıyla bir mile verilmesi gereken moment olarak görülür. Mekanik sistem için bu (yük) momenti ile motorun hızı arasındaki bağıntı önemlidir. Sürekli rejimdeki çalışmada bu bağıntı dört bölgede olabilir.



Şekil 1.2 Hız-Moment Diyagramı (4 Bölge)

Şekil 1.2’de (ω) motorun veya tahrik edilen milin açısal hızını, T_L ise motorun meydana getirdiği kavrama momenti veya mekanik sistemin mili tarafından ortaya konulan yük momenti [yük (tahrik) momenti]’ni gösterir.

Şekil 1.2’deki (1). bölge normal ileri yöndeki tahriğe aittir. (2). bölgede, mekanik sistemin frenlenmesi için moment negatiftir.

Frenleme momentleri şöyle tasnif edilebilir;

1. **Sürtünme Frenlemesi** : Motorun miline ilave edilmiş olan bir mekanik frendir ve sürtünme sebebiyle sistemin kinetik enerjisi ısı olarak yayılır.
2. **Fuko Akımı Frenlemesi** : Fuko akımı frenlemesinde, sistemin kinetik enerjisinin bir kısmı fuko akımı kayıpları olarak yayılır.
3. **Dinamik Frenleme** : Dinamik frenlemede tahrik motoru generatör olarak çalışır ve üretilen enerji dirençlerde ısı olarak yayılır.
4. **Faydalı Frenleme** : Faydalı frenlemede tahrik motoru generatör olarak çalışır ve enerjisini kaynağa verir.

Üçüncü bölgede; motor momenti ve dönüş yönü terstir. Çalışma şartları 1. bölgedekinin benzeridir.

Dördüncü bölgede iki durum olabilir :

Eğer elektriksel şartlar 1. bölgedeki ile aynı ise mekanik sistem motoru tahrik eder. Dönüş yönü, kendisinin ürettiği momente göre meydana gelmesi gereken yönün tersidir. Bu frenlemeye “Ters Frenleme” denir.

Eğer elektriksel şartlar, 3. bölgedeki ters tahriki sağlamak için değiştirilmişse, ikinci bölgede tanımlanan frenleme şekli 4. bölgede de tanımlanabilir.

Örnek verecek olursak bir kaldırma sisteminde,

(1). Bölgede : Yük; moment tatbik edilerek kaldırılmakta.

(2). Bölgede : Yük kaldırılırken frenlenmekte yani moment indirme yönünde tesir etmekte, makine kaldırma yönünde dönmektedir.

(3). Bölgede : Yük, moment tatbiki ile indirilmektedir. Yani moment indirme yönünde tesir etmekte, motor indirme yönünde dönmektedir.

(4). Bölgede : Yük frenlenerek indirilmektedir. Yani moment kaldırma yönünde tesir etmekte makine indirme yönünde dönmektedir.

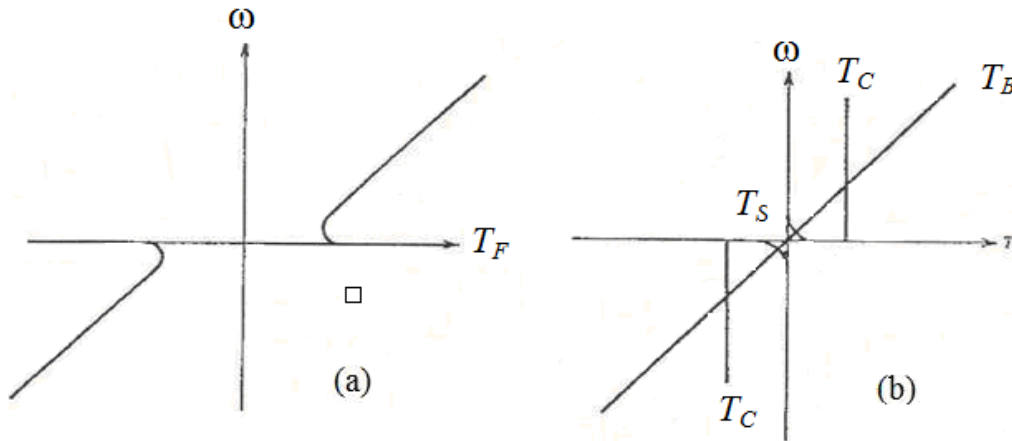
[Köprü yürütme motorlarında kaldırma ve indirme devir sayılarının yerini ileri ve geri harekete ait devir sayıları alır. Keza moment ekseninde kaldırma yönündeki momentin yerini ileri hareket yönündeki moment, indirme yönündeki momentin yerini de geri hareket yönündeki moment alır.]

Yük momenti aşağıdaki bileşenlerden oluşur:

- 1) **Sürtünme Momenti** : İlave bir iş yapılmaksızın mekanik sistemi tahrik etmek için gerekli olan momenttir.
- 2) **Hava Sürtünmesi (Vantilasyon) Momenti** : Mekanik sistemin hareketli parçalarını saran havayı tahrik etmek ya da pompalamak için gerekli olan momenttir.
- 3) **İvme Momenti** : Geçici şartlar altında oluşturulan ve mekanik sistemin mekanik ataletini yenmek için kullanılan momenttir.
- 4) **Mekanik İş Momenti** : Ray üzerindeki bir metro treni yada astronomik teleskop gibi mekanik sistemin pozisyonu yönetiliyorsa, 1’den 3’e kadar tüm yük momentlerini de içine alır.

1 – Sürtünme Momenti :

Mekanik sistemde, sürtünme momenti ile tahrik motorunun hızı arasındaki bağıntı Şekil 1.3 (a)’daki gibidir. Sürtünme momenti yük momenti yanında genellikle küçüktür ve sistemi analiz etmek için belirlenebilir.



Şekil 1.3 Sürtünme Momenti Bileşenleri

Şekil 1.3 (b)’de **sürtünme momenti**,

$$T_F = T_B + T_C + T_S \quad [N \cdot m] \quad (1.1)$$

olup **T_B viskos sürtünmesi**;

$$T_B = B \cdot \omega = B \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad [N \cdot m] \quad (1.2)$$

B : Sistem sabiti

θ : Yer değiştirme açısı [rad]

ω : Açısal hız [rad/sn]

Hızla değişmeyen **T_C bileşenine “Coulomb” sürtünmesi** adı verilir. 1. ve 3. bölgedeki çalışmalarda yük teşkil eder ve tüm hızlarda harekete karşı koyar.

T_s : Statik sürtünme sebebiyle ortaya çıkar. Genellikle ihmal edilir. Sistem harekete başlar durumda iken var olan bir momenttir.

2 - Hava Sürtünmesi (Vantilasyon) Momenti

Dönen mekanizmalar için bir yük momenti bileşenine sebep olur. Çalışma hızı bölgesinde viskos sürtünme momenti ile birleştirilen hava sürtünme momenti, B sabitinin uygun olarak seçilmesiyle Denk.1.2 yardımıyla ifade edilebilir.

3- İvme Momenti

Sistemin hareketli parçalarını ivmelendirmek için gerekli moment;

$$T_J = J \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad [N \cdot m] \quad (1.3)$$

ile ifade edilir. $J = [kg \cdot m^2]$ olarak sistemin dönme ataletidir.

4- Mekanik Moment

Mekanik işte kullanılan moment, yüke hastır ve ω 'nın fonksiyonu olabilir.

$$T_\omega = T(\omega) = T\left(\frac{d\theta}{dt}\right) \quad [N \cdot m] \quad (1.4)$$

Böylece motordan alınan moment;

$$T_L = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + B \cdot \omega + T_\omega = T_J + T_B + T_\omega \quad [N \cdot m] \quad (1.5)$$

J ve B 'ye motor büyüklükleri de dahil edilirse $T_L = T$ = motor hava aralığı momentidir olacaktır.

Bir başka mesele de, mekanik sistemin bazı kısımlarında esnekliğin olmasıdır. Mesela, motor ile kavrama mili arasında burulma esnekliği varsa geçici halde bir moment bileşeni ortaya çıkarır. Bu bileşen;

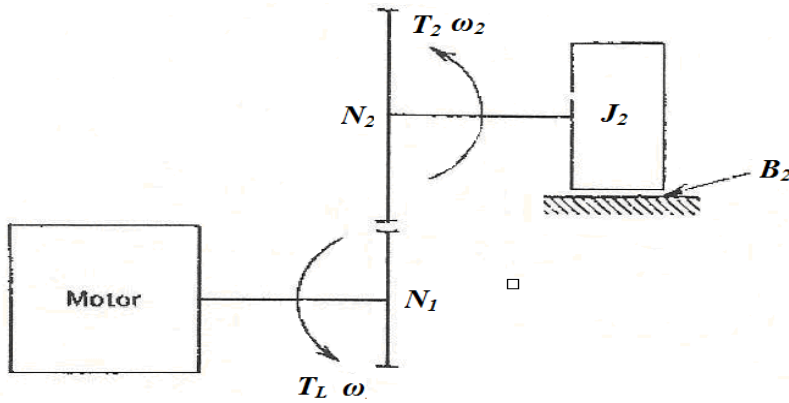
$$T_K = K \cdot \theta_K \quad [N \cdot m] \quad (1.6)$$

K : Milin dönme sertliği $[Nm/rad]$

θ_K : kaplinin burulma açısı $[rad]$ 'dır.

T_J olarak sistemde kinetik enerji depolanırken, T_K olarak potansiyel enerji depolanır. Bu enerji birikimleri sonucunda T_B küçükse sistemde salınım meydana gelebilir. T_K genelde ihmal edilir. İhmal edilemeyecek oranda ise sistemin yol alma anında mekanik titreşimine ve gürültüsüne yol açabileceği gibi milin kırılmasına da sebep olunabilir.

Dişliler kullanıldığında, atalet ve sürtünmenin de motor miline indirgenmesi gerekir.



Şekil 1.4 Dişli Tahriki

Şekil 1.4'deki N_1 ve N_2 ; dişli tekerlekleri üzerindeki diş sayılarını gösterdiğine göre motor açısal hızı;

$$\omega = \frac{N_2}{N_1} \cdot \omega_2 \quad [rad/s] \quad T_L = \frac{N_1}{N_2} \cdot T_2 \quad [N \cdot m] \quad (1.8)$$

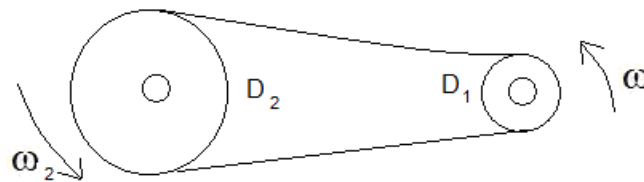
$$T_2 = J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} + B_2 \cdot \omega_2 = \frac{N_2}{N_1} \cdot T_L \quad [N \cdot m] \quad (1.9)$$

$$T_L = J_2 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \cdot \frac{d\omega}{dt} + B_2 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \cdot \omega = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + B \cdot \omega \quad (1.10)$$

J : J_2 'nin motor miline indirgenmiş eşdeğeri

B : B_2 'nin motor miline indirgenmiş eşdeğeri

Dişlerle alternatif olarak Şekil 1.5 de **kayış tahriği** gösterilmiştir. **D₁**, tahrik makarasının, **D₂**, tahrik edilen makaranın çaplarıdır. Eğer kayma ihmal edilir veya dişli kayış kullanılırsa, 1.8, 1.9 ve 1.10 denklemleri, N_1 ve N_2 yerine **D₁** ve **D₂** konularak makara tahriğine uygulanabilir. Dişli tahriğine karşılık kayış tahriğinin dezavantajları,



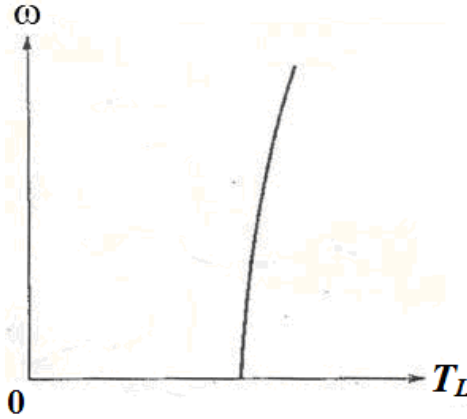
Şekil 1.5 Kayışla Tahrik

- Kayma ve
- Kayışın elastikiyetinden dolayı osilasyon olma ihtimalinin bulunmasıdır.

Motorun yük momentinin en önemli bileşeni genellikle, Denk. 1.4 ile tanımlanan mekanik işte kullanılan T_ω ' dir. Her bir tahrik tipi özel bir durumdur. İş makinaları için birkaç örneği incelemek uygun olacaktır.

1.2.1 KOMPRESÖR

Bir sabit basınç sistemini besleyen bir kompresörün oluşturduğu yük momenti Şekil 1.6'da görüldüğü gibi hızın değişmesiyle bir miktar değişebilir. Küçük yaklaşımla bu lineer kabul edilebilir. Çalışması yalnızca 1. bölgededir.



Şekil 1.6 Kompresörün
yük moment karakteristiği

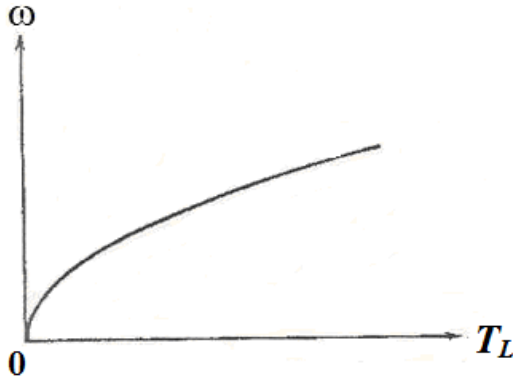
1.2.2 SANTRİFÜJ POMPA VEYA VANTİLATÖR

Bu tahrik tipinde de normal olarak ters yönde dönme olmaz, frenleme pompalanmış akışkanla olur. Çalışma sadece 1. bölgededir ve yaklaşık olarak;

$$T_\omega = k \cdot \omega^2 \quad [N \cdot m] \quad (1.11)$$

şeklinde ifade edilebilir. Sürekli rejimde motor kavramasında oluşturulan güç ifadesi aşağıdaki verilmiştir.

$$P_\omega = k \cdot \omega^3 \quad [W] \quad (1.12)$$

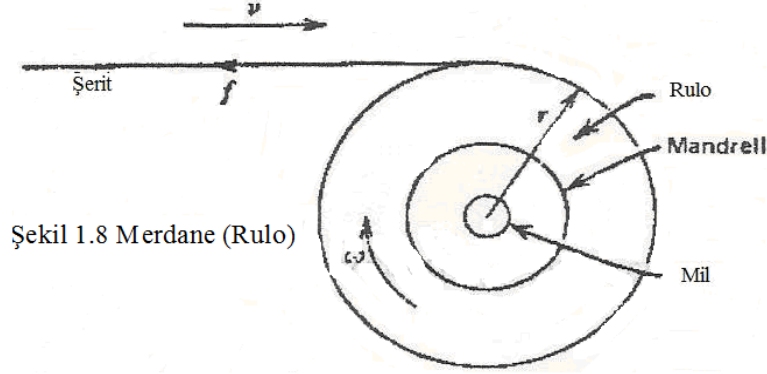


Şekil 1.7

Bu tahrik; normal olarak sabit hızda uzun süre çalışabilir, birkaç farklı hız için veya belirli bir hız aralığı üzerinden çalışmanın gerekli olduğu durum için de dizayn edilebilir.

1.2.3 SABİT GÜÇ TAHRİKİ

Sabit hızda çalışan bir vantilatör tahriki, şüphesiz sabit güç oluşturur. Bir hız aralığı üzerinden sabit güç oluşturmanın uygun olduğu belirli durumlar vardır. Tipik bir uygulama; çelik şerit, plastik ya da kağıt fabrikalarında kullanılan Şekil 1.8’de gösterilen (rulo) merdanelerdir.



Şekil 1.8 Merdane (Rulo)

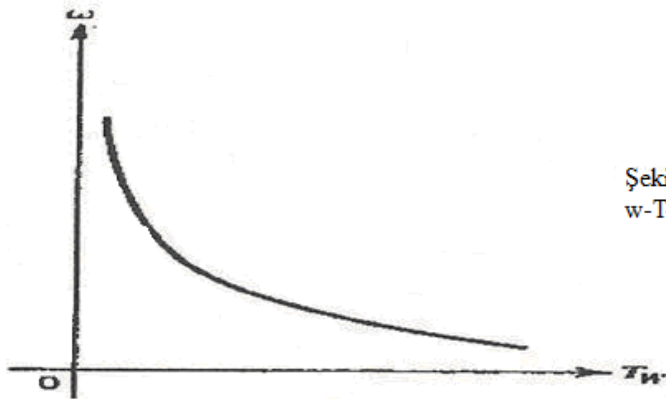
Ruloda, şerit gerginliğinin sabit olması gerekir. Bu, ruloa teğet olan (f) kuvveti ile gösterilir. Bu takdirde;

$$T_{\omega} = f \cdot r \quad [N \cdot m] \quad (1.13)$$

Burada r rulonun yarıçapıdır. Şerit ruloa v [m/s] sabit hızıyla sarılmakta yani rulonun 1 turu $2\pi r/v$ [sn] vakit alır. Böylece harcanan güç;

$$P = T_{\omega} \cdot \omega = f \cdot v = sbt \quad [W] \quad (1.15)$$

‘dir. Bu ifadelerden r arttıkça T_{ω} ‘nın artması gerektiği görülür (Şekil 1.9). Eğer şerit esnek ise merdaneenin ataletinden dolayı osilasyon olması ihtimali vardır.



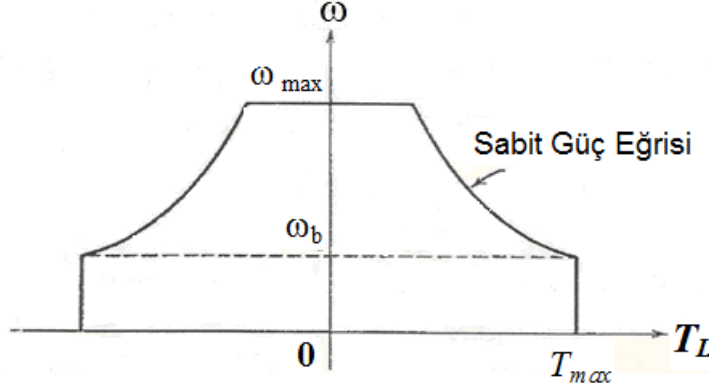
Şekil 1.9
w-T_w eğrisi

1.2.4 TAŞIMA TAHRİKİ

Dizel-elektrik lokomotifleri ile çekilen bir yük treninden küçük ticari dağıtım araçlarına kadar bir sıralama yapılırsa, taşıma tahriklerinin büyük bir farklılık gösterdiği görülür. Bu alanda bazı örnekler;

a)Metro trenleri b)Tramvaylar c)Trolleybüsler olarak verilebilir.

Bazı durumlarda tahrik için bir motor yeterli olduğu halde, bazı hallerde de benzer motorlar yükü paylaşarak uyum içinde aynı mil momenti için aynı şartlar altında çalışırlar. Bir taşıma tahriki Şekil 1.10'da verilen sınırlar içinde kalmak şartıyla 1. ve 2. bölgede çalışır. Ters yönde tahrik ve frenleme, normal ileri yöndeki tahrik ve frenlemenin benzeridir.



Şekil 1.10

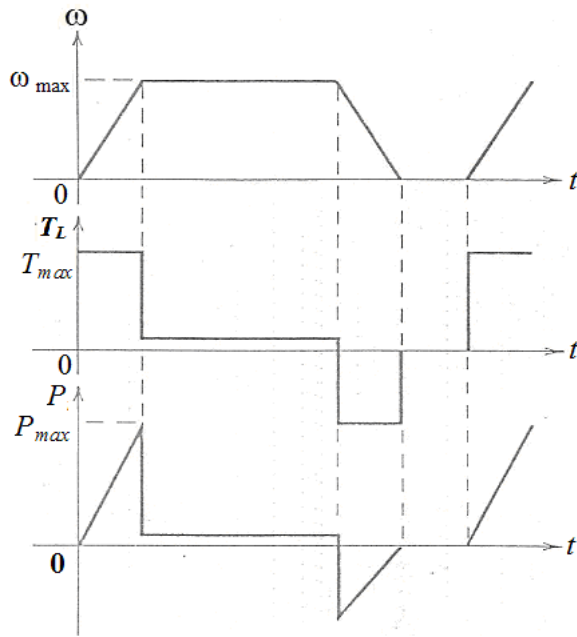
Gösterilen hız-moment karakteristiğinde sınırlar; şebeke, güç dönüştürücüsü ve motorun sınırlı kapasitelerinden kaynaklanır. Bir ulaşım aracı görev süresinin önemli bir kısmını hızlanmaya harcar. Motor en azından bu zaman için gerekli maksimum ivmeyi sağlayabilecek T_{max} momentini oluşturabilecek şekilde seçilmelidir.

ω_b temel hızı, şebeke ve güç dönüştürücüsünün sağlayabileceği maksimum güçten belirlenir. Sabit güç bu kısıtlamadan kaynaklanmaktadır. ω_{max} maksimum hızı ise doğrudan doğruya aracın maksimum hızıyla alakalıdır.

Bir taşıma tahrikinin belirli özelliği mekanik sistemin ataletinin yüksek olmasıdır. Bu atalet, motor miline indirildiğinde motorunun 20 katı kadar olabilir. (Bir endüstriyel tahrikte ise mekanik sistemin indirgenmiş ataleti ekseriya motorunki ile aynı mertebededir.)

İstasyondan istasyona geçen sürenin minimuma indirilmesi için, maksimum pozitif ve maksimum negatif ivmeler ve sabit hız durumunda da maksimum hızla hareket gerekir. Ancak ivmeler rahatsızlık verecek değerlere varmamalıdır. İvme değişimi de sınırlı olmalıdır.

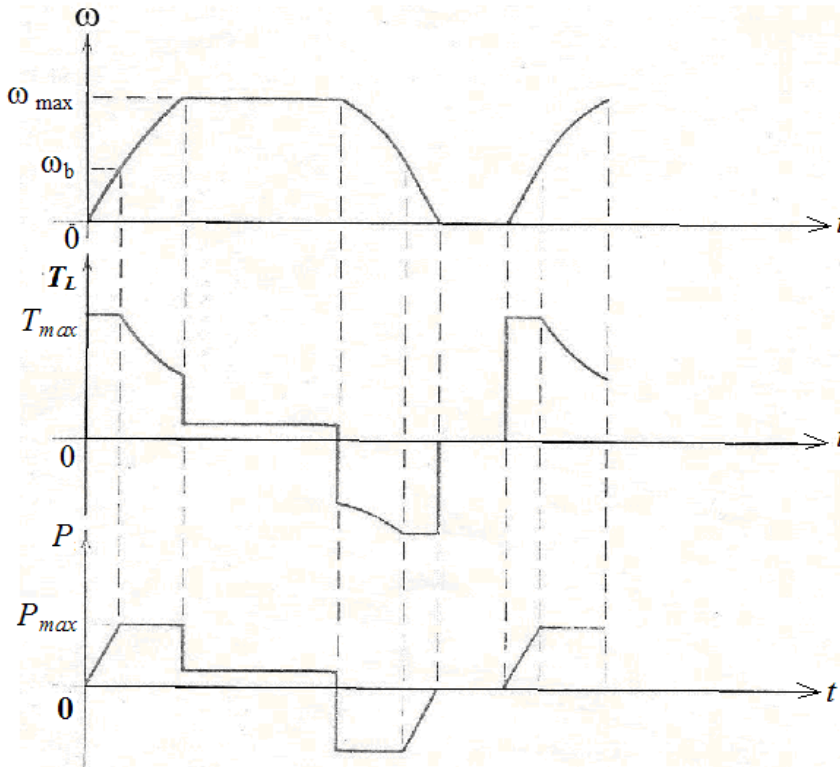
Şekil 1.11'de ideal bir ulaşım aracı için motor hızı, yük momentini ve motor çıkış gücü; ivme değişimi ihmal edilerek ve faydalı frenleme yapıldığı kabul edilerek gösterilmiştir. Şekil 1.12'de ise aynı büyüklükler; şebeke ve güç dönüştürücüsü grubunun motor uçlarına verebileceği gücün sınırlı olduğu durum için gösterilmiştir. Görüleceği gibi istasyondan istasyona geçen sürede az bir miktar artmaya karşın gerekli güçte önemli bir azalma sağlanabilmektedir.



Şekil 1.11
(Taşıma Tahriki)
İdeal ulaşım aracı için değişimler

Çalışma periyodundaki kaynak gücü sınırlaması Şekil 1.12’de görülmektedir. Şekil 1.11 ile karşılaştırıldığında zaman aralıklarında küçük artışların olduğu görülmektedir.

Şekil 1.13 metro treni hız-zaman eğrisini göstermektedir. Bu eğri modern hızlı transit sistemlerde tipik olarak kullanılır. Kısa mesafeli istasyonlar arasında sabit hız bölgesi oluşmaz. Serbest yavaşlama bölgesi istasyonlar arası zaman (τ) ayarı için yararlıdır. Fakat çok kısa mesafeli çalışmalarda bu da bulunmayabilir. Çünkü sürücü ivmelenmeden sonra hemen faydalı frenlemeye geçebilir.



Şekil 1.12 (Motor gücü sınırlı) ulaşım aracı için değişimler

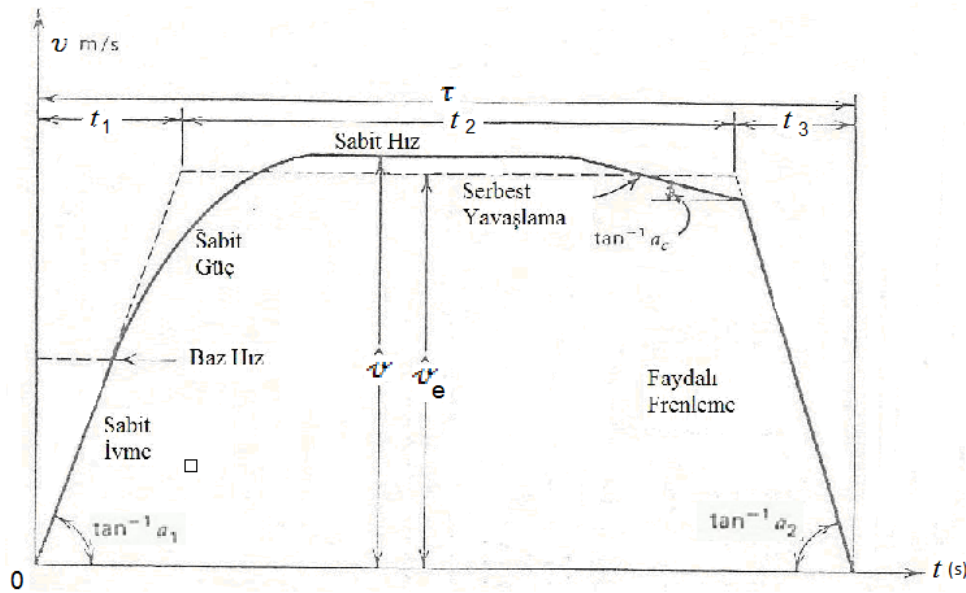
Hız-zaman eğrisi altında kalan alan alınan mesafeyi vermektedir. Bütün çalışmaların bulunduğu hız-zaman eğrisi kesikli çizgi ile gösterilen yamuk ile değiştirilebilir. Bu değiştirme sonucunda ivmelenmelerdeki a_1 ve a_2 değerleri değişmez. Sabit hız bölgesindeki hızı bir miktar azalır. Hız-zaman eğrisi altındaki alan kolayca belirlenir ve verilen D mesafesindeki ortalama hız,

$$\bar{v} = \frac{D}{\tau} \quad [m/s] \quad (1.16)$$

Yamuk alanı için,

$$D = \hat{v}_e \cdot \left(\frac{1}{2} t_1 + t_2 + \frac{1}{2} t_3 \right) = \hat{v}_e \cdot \tau - \frac{1}{2} \cdot (\hat{v}_e)^2 \cdot \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} \right) \quad [m] \quad (1.17)$$

Eğer a_1 , a_2 ve v_e biliniyorsa duraklar arası zaman τ , herhangi bir D mesafesi için hesaplanabilir.



Şekil 1.13 Metro treni hız-zaman eğrisi

Örnek 1.1

Bir tren kilometrede bir durarak çalışmaktadır. Her bir istasyon için belirlenen süre 120 s'dir. Duraklardaki bekleme süresi 20 s' dir. Hızlanma ivmesi 0.75 m/s^2 ve frenleme ivmesi 1.25 m/s^2 olarak veriliyor. (yamuk) hız-zaman eğrisini ve çalışma süresindeki ortalama hızı bulun.

Çözüm

Çalışma zamanı $\tau = 120 - 20 = 100 \text{ s}$

$$\text{Ortalama hız} \quad \bar{v} = \frac{D}{\tau} = 1000/100 = 10 \text{ m/s}$$

$$D = \widehat{v}_s \cdot \tau - \frac{1}{2} \cdot (\widehat{v}_s)^2 \cdot \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} \right)$$

$$D = 1000 = 100 \cdot \widehat{v}_s - \frac{1}{2} \cdot (\widehat{v}_s)^2 \cdot \left(\frac{1}{0.75} + \frac{1}{1.25} \right) \quad \widehat{v}_s = 11.38 \text{ m/s}$$

$$t_1 = \frac{\widehat{v}_s}{a_1} = \frac{11.38}{0.75} = 15.18 \text{ s}$$

$$t_3 = \frac{\widehat{v}_s}{a_2} = \frac{11.38}{1.25} = 9.11 \text{ s}$$

$$t_2 = 100 - (15.18 + 9.11) = 75.71 \text{ s}$$

$$\text{Hızlanma mesafesi} = \frac{1}{2} \cdot \widehat{v}_s \cdot t_1 = \frac{11.38}{2} \cdot 15.18 = 86.37 \text{ m}$$

$$\text{Sabit hızda çalışma mesafesi} = \widehat{v}_s \cdot t_2 = 11.38 \cdot 75.71 = 861.6 \text{ m}$$

$$\text{Frenleme mesafesi} = \frac{1}{2} \cdot \widehat{v}_s \cdot t_3 = \frac{11.38}{2} \cdot 9.11 = 51.84 \text{ m}$$

$$D = 86.37 + 861.6 + 51.84 = 1000 \text{ m}$$

Bir trenin ihtiyaç duyduğu maksimum güç 10 MW kadar olabilir. Hattın, istasyonların ve elektronik cihazların ekonomik olarak dizayn edilebilmesi için çalışmaya gerekli olan enerjinin doğru bir tahmini gerekir.

İtme işlemi için trene verilen toplam enerji aşağıdaki maddelerde tüketilir.

- Yatay olarak trenin ivmelendirilmesinde
- Dönen parçaların ivmelendirilmesinde
- Yokuşlarda yer çekimine karşı yapılan işte
- Hareket için dirence karşı yapılan işte
- Motorlardaki ve güç dönüştürücülerindeki kayıplarda

harcanır. Kısa mesafeli çalışmada yüksek ortalama hızlarda ivmelenme için gerekli olan enerji itici enerji için gerekli olan enerjinin büyük kısmını oluşturur. Bu ivmelenme enerjisi büyük ölçüde kinetik enerjiye dönüşür ve bir kısmı serbest yavaşlama sırasında itme için ve faydalı frenleme sırasında şebekeye vermek için geri kazanılabilir.

Trenin yatay olarak a [m/s^2] ivmesi ile hızlanması için gerekli olan motor kavramasındaki moment T_m ;

$$T_m = \frac{r \cdot m \cdot a \cdot n}{n_1} \quad [N \cdot m] \quad (1.18)$$

Burada;

r = hareketi sağlayan tekerlerin yarıçapı

m = kg cinsinden trenin kütlesi

n_1 = tahrik motoru sayısı

$n = N_1/N_2$ = dişli oranı

N_1 = motor tarafındaki dişli çarkın diş sayısı

N_2 = dingil tarafındaki dişli çarkın diş sayısı

dir. Tren ivmelendiğinde; tekerler, dingiller ve dişli takımları da ani açısal ivmelenmeyi kazanmalıdırlar. Tekerleklerin ivmelenmesi için gerekli olan motor kavramasındaki moment,

$$T_w = \frac{2 \cdot n_2 \cdot a \cdot n \cdot J_w}{n_1 \cdot r} \quad [N \cdot m] \quad (1.19)$$

Burada

n_2 = trendeki dingil sayısı

J_w = bir tekerleğin atalet momenti

Dişli takımlarının ve dingillerin ivmelenmesi için gerekli olan moment tekerler ve tren kütlesi kıyaslandığında ihmal edilebilir.

Tren yokuşta ise eğim kuvveti başka bir motor kavrama momenti bileşeni üretir ve bu moment pozitif ya da negatif olabilir. Pozitif ya da negatif olması yokuş eğiminin artması ya da azalması ile ilgilidir. Eğim kuvveti Şekil 1.14'te gösterilmektedir. Eğer eğim G oransal olarak ifade edilirse,

$$G = \frac{Y}{S} \quad (1.20)$$

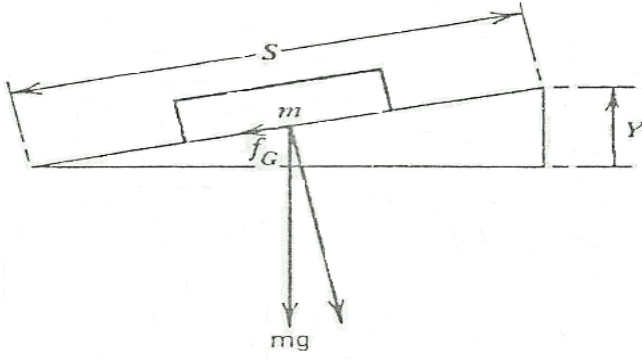
Eğim kuvveti,

$$f_G = G \cdot m \cdot g \quad [N] \quad (1.21)$$

Her bir motor kavramasındaki moment,

$$T_G = \frac{G \cdot m \cdot g \cdot r \cdot n}{n_1} \quad [N \cdot m] \quad (1.22)$$

Olarak ifade edilir. G ' nin değeri en fazla ana hat trenleri için 0.01 ve tramvaylar için 0.06 kadardır.



Şekil 1.14 Eğim kuvveti hesabı

Tren direnci, tren düz bir güzergahta sabit hızla giderken tren hareketine karşı koyan kuvvettir. Motorlara verilen enerjinin bir kısmı motorlardaki sürtünmelere ve bir kısmı da tekerler ile raylar arasındaki sürtünmelere harcanır. Kalanı da hava sürtünmelerine harcanır.

Tren direnci hesabı karmaşık bir işlemdir ve ivmelenme periyodu için genellikle 20 N/ton civarında alınır. Bu değer, bir periyot esnasında tren direncine karşı harcanan enerjinin trenin ivmelenmesi sırasındaki harcanan enerjiye kıyasla küçüktür ve kabul edilebilir bir değerdir.

20 N/ton tren direnç kuvveti ile motor kavramasındaki tren direnç momenti;

$$T_R = \frac{20 \cdot r \cdot m \cdot n}{10^3 \cdot n_1} \quad [N \cdot m] \quad (1.23)$$

Böylece her bir motorun treni ivmelendirmek için ihtiyaç duyduğu toplam kavrama momenti,

$$T_L = T_m + T_w + T_R + T_G \quad [N \cdot m] \quad (1.24)$$

T_w = Tren tekerlerinin yatay düzlemde ivmelenmesi için gerekli moment (mekanik moment)

T_m = tren kütlesinin yatay düzlemde ivmelenmesi için gerekli moment

T_G = Eğim momenti

T_R = tren direncine karşı moment (düz yatay harekette)

Örnek 1.2

Bir tren, her vagonunda 2 bogi (her bogide, 4 tekerlek) olmak üzere 3 vagona sahiptir ve yüksüz olarak 96 ton' dur. Her bir vagon dört adet DA motoruna sahiptir ve her bir motor, tahrik dingiline dişli oranı $n=0.356$ olan redüksiyonlu dişli kutusu üzerinden bağlanmıştır. Her bir tekerin çapı 1.08 m ve her tekerin kütlesi 455 kg'dır.

Trenin 1.25 m/s^2 ile ivmelendirebilmesi için her bir motorun gerekli kavrama momentini hesaplayınız ve bunu tekerlerin yatay rayda lineer şekilde ivmelenme için gerekli olan moment miktarı ile karşılaştırınız.

Çözüm:

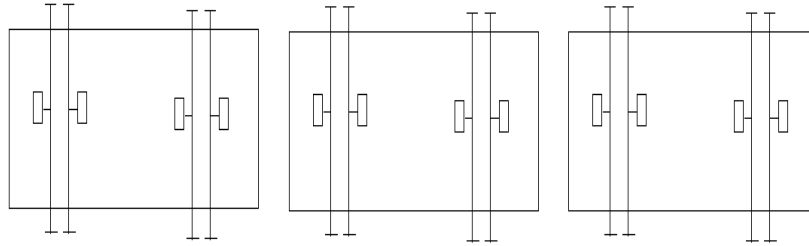
Tren kütlesinin yatay düzlemde ivmelenmesi için gerekli olan moment,

$$T_m = \frac{r \cdot m \cdot a \cdot n}{n_1} = \frac{0.356 \cdot 1.08 \cdot 96 \cdot 10^3 \cdot 1.25}{2 \cdot 4 \cdot 3} = 1922 \text{ } N \cdot m$$

Her bir tekerin 1.08 cm çapında olduğunu ele alırsak (J_w = tekerin dairesel ataleti)

$$J_w = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{r}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 455 \cdot \left(\frac{1.08}{2}\right)^2 = 66.34 \text{ } kg \cdot m^2$$

Trende toplam 12 adet dingil bulunmaktadır Şekil (1.15).



Şekil 1.15

Tekerlerin ivmelenmesi için gerekli olan moment,

$$T_w = \frac{n \cdot a \cdot J_w \cdot 2 \cdot n_2}{(vagon \text{ sayısı})(teker \text{ sayısı})(\text{çap})} = \frac{2 \cdot 12 \cdot \overbrace{0.356}^n \cdot \overbrace{1.25}^a \cdot \overbrace{66.34}^{J_w} \cdot 2}{3 \cdot 4 \cdot 1.08} \\ = 109.3 \text{ } N \cdot m$$

Eşitlik 1.23'teki yaklaşık tren direnci formülünü kullanırsak,

$$T_R = \frac{20 \cdot 1.08 \cdot 96 \cdot 0.356}{2 \cdot 4 \cdot 3} = 30.76 \text{ } [N \cdot m]$$

Toplam moment;

$$T_L = 1922 + 109.3 + 30.76 = 2062 \text{ } [N \cdot m]$$

Kütlenin lineer olaak ivmelenmesi için dönen kütlelerin etkisini yok sayarsak,

$$T_L = 1922 + 30.76 = 1953 \text{ } [N \cdot m]$$

Buradan görülebiliyor ki dönen kütleler trenin görünen kütlelerini %6 oranında arttırmaktadır.

Literatürde trenin hareketine karşı koyan birçok ampirik mekanik direnç formülü bulunmaktadır ve gerekli durumlarda bir tanesi kullanılabilir. Bu formüller aşağıdaki biçimde ifade edilebilir.

$$f_R = (a + b \cdot v)m + c \cdot v^2 \quad [N] \quad (1.25)$$

Bu formülde a, b, c sabittir. Eşitlik 1.25'in sağ tarafındaki ilk terim sürtünmeleri ifade etmektedir ve ikinci terim hava direncini ifade etmektedir. Her bir motor için kavrama momenti,

$$T_R = \frac{f_R \cdot r \cdot n}{n_1} \quad [N \cdot m] \quad (1.26)$$

Motor tarafından üretilen iç moment sadece tren, teker ve dişli değil aynı zamanda motor rotorunu da ivmelendirmelidir. Rotoru ivmelendirmek için gerekli olan moment,

$$T_a = \frac{a \cdot J_a}{n \cdot r} \quad [N \cdot m] \quad (1.27)$$

Hızlanma ve yavaşlama için motorun iç ya da hava aralığı momenti,

$$T = T_L + T_a \quad [N \cdot m] \quad (1.28)$$

Burada motorun iç sürtünme ve hava etkisi treninki ile kıyaslandığında ihmal edilebilir.

Ayrıca motor endüvisinde depo edilen kinetik enerji serbest yavaşlama süresince trenin tahriki için de kullanılabilir.

Hız-zaman eğrisinin hesabı için dönen kütlelerin etkisinin raya indirgenmesi gerekir. Bunlar gerçek tren kütlesi ile birleştirildiğinde ivmelenme kütlesi olarak adlandırılan sanal kütle elde edilir. Bu kütle şu şekilde ifade edilebilir;

$$m_{acc} = m + \frac{2 \cdot n_2}{r^2} J_w + \frac{n_1 \cdot J_a}{n^2 \cdot r^2} \quad [kg] \quad (1.29)$$

Örnek 1.3

Örnek 1.2'deki tren için her bir motor endüvisi 0.502 ton ve endüvi çapı 0.450 m'dir. Her bir vagon uzunluğu L=23 m'dir ve her bir vagonun enine kesit alanı A=11.5 m²'dir. Tren direnci şu formülle ifade edilebilir;

$$f_R = m \cdot (4.1 + 0.123 \cdot v) 10^{-3} + A \cdot v^2 (151 \cdot k + 2.16 \cdot n_s \cdot L) 10^{-3} \quad [N]$$

Burada n_e vagon sayısıdır ve k da trenin öndeki vagonunun ön tarafının şekline bağlı bir değerdir. Bu soruda k=1'dir. Tren önce 25 m/s hızına kadar hızlandırılmış ve sonra 30 s yatay ray üzerinde serbest yavaşlamaya bırakılmıştır. Serbest yavaşlama süresince alınan yolu hesaplayınız.

Cözüm:

Mesafe yaklaşık olarak bu süre alt periyotlara bölünerek bulunabilir. Bu aralık 5 parçaya ayrılabilir.

t = 0 serbest yavaşlama süresi başlangıç anı olsun. Bu anda yavaşlama kuvveti,

$$f_{R0} = 96(4.1 + 0.123 \cdot v_0) + 11.5 \cdot v_0^2 (151 + 2.163 \cdot 3 \cdot 23) 10^{-3}$$

$$f_{R0} = 393.6 + 11.81 \cdot v_0 + 3.450 \cdot v_0^2 = 393.6 + 295.2 + 2156$$

$$v_0 = 25 \text{ m/s}^2 \text{ ile } f_{R0} = 2845 \text{ N 'dur ve \u00d6rnek 1.2'den,}$$

$$I_w = 66.34 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \text{ bulunmu\u015ftu.}$$

E\u011fer her bir end\u00fcbi 0.502 ton, silindir ve \u00e7ap\u0131 0.450 m olarak ele al\u0131n\u0131rsa her bir end\u00fcbinin atalet momenti,

$$I_a = \frac{502}{2} \left(\frac{0.450}{2} \right)^2 = 12.71 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

E\u015fitlik 1.29'dan, sanal k\u00fctle;

$$\begin{aligned} m_{acc} &= 96 \cdot 10^3 + 2 \cdot 12 \cdot \left(\frac{2}{1.08} \right)^2 \cdot 66.34 + \frac{12}{0.356^2} \cdot \left(\frac{2}{1.08} \right)^2 \cdot 12.71 \\ &= 96 \cdot 10^3 + 5460 + 4128 = 105.6 \cdot 10^3 \text{ kg} \end{aligned}$$

Yava\u015flaman\u0131n ilk alt periyodunda ivme;

$$a_{c0} = \frac{f_{R0}}{m_{acc}} = \frac{-2845}{105.6 \cdot 10^3} = -26.95 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}^2$$

\u0130lk alt periyot mesafesi,

$$s = v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a_{c0} \cdot t^2 = 25 \cdot 5 - \frac{1}{2} \cdot 26.95 \cdot 10^{-3} \cdot 5^2 = 124.7 \text{ m}$$

\u0130lk alt periyodun sonundaki v_5 h\u0131z\u0131,

$$v_5 = v_0 - a_{c0} \cdot t = \underbrace{25}_{v_0} - \underbrace{26.94 \cdot 10^{-3} \cdot 5}_{a_{c0} \cdot 5} = 24.87 \text{ m/s}$$

Yeni tren direnci burada hesaplanabilir. Yukarıda yapılan i\u015flemi geri kalan di\u011fer alt periyotlar i\u00e7in tekrarlanması ile Tablo 1.1'deki de\u011ferler elde edilir. Yava\u015flaman\u0131n ba\u015flang\u0131\u00e7taki de\u011ferinde sabit kald\u0131\u011f\u0131 kabul edilirse toplam mesafe olan 737,87 m olarak bulunur. Bu yakla\u015fım sonucunda olu\u015fan hata g\u00f6z ard\u0131 edilebilir. Ger\u00e7ekten serbest yava\u015flama s\u00fcresince yava\u015flama olmad\u0131\u011f\u0131 varsay\u0131l\u0131rsa mesafe 750 m olacaktır. Bu ufak hata \u015fekil 1.13'teki yamuk \u015feklindeki h\u0131z-zaman e\u011frisinin kullan\u0131labilirli\u011fini g\u00f6stermektedir.

Tablo 1.1

t	v	f _R	a _c	s
0	25.00	2845	-26.95 x 10 ⁻³	124.7
5	24.87	2821	-26.72 x 10 ⁻³	124.0
10	24.74	2797	-26.49 x 10 ⁻³	123.4
15	24.61	2774	-26.27 x 10 ⁻³	122.7
20	24.48	2750	-26.04 x 10 ⁻³	122.1
25	24.35	2727	-25.82 x 10 ⁻³	121.7
30			Toplam Mesafe =	738.6 m

Motorun herhangi bir andaki toplam çıkış gücü,

$$P = n_1 \cdot T_L \cdot \omega_m \quad [W] \quad (1.30)$$

Verilen zaman aralığında motorların çıkış enerjileri aynı aralıkta güç-zaman eğrisi altında kalan alandan hesaplanabilir.

Yaklaşık olarak yamuk olan hız-zaman eğrisi altında motorların sabit ivmelenme aralığındaki toplam çıkış enerjisi,

$$W_{a1} = n_1 \cdot \frac{T_{La1} \cdot \widehat{\omega}_{me} \cdot t_1}{2} \quad [J] \quad (1.31)$$

Burada $\widehat{\omega}_{me}$ motor açısal hızı ve $\widehat{v}_e$ yol alma hızı olmak üzere;

$$\widehat{\omega}_{me} = \frac{\widehat{v}_e}{n \cdot r} \quad [rad/sn] \quad (1.32)$$

$\widehat{v}_e$ eşitlik 1.17'den elde edilir. T_L momenti; sabit tren direnci 20 N/ton' un kullanıldığı 1.23 eşitliği ile iyi bir yaklaşım sağlanarak ifade edilebilir. Buradan,

$$T_{La1} = T_m + \frac{2n_2}{n_1} T_w + \frac{20 r \cdot m \cdot n}{n_1} \quad [N \cdot m] \quad (1.33)$$

Sabit hızlı süreçte çıkış enerjisi,

$$W_R = f_R \cdot \widehat{v}_e \cdot t_2 \quad [J] \quad (1.34)$$

Sabit yavaşlama aralığında motorlara verilen toplam enerji ve moment,

$$W_{a2} = n_2 \cdot \frac{T_{La2} \cdot \hat{\omega}_{me} \cdot t_3}{2} \quad [J] \quad (1.35)$$

$$T_{La2} = T_m + \frac{2 \cdot n_2}{n_1} \cdot T_w - \frac{20 \cdot r \cdot m \cdot n}{n_1} \quad [N \cdot m] \quad (1.36)$$

Tahrik sisteminin tüm çalışma esnasındaki toplam net enerji çıkışı,

$$W_R = W_{a1} + W_R - W_{a2} \quad [J] \quad (1.37)$$

$$\text{Özgül Çıkış Enerjisi} = \frac{W_R}{D \cdot m} \quad [J/m \cdot kg] \quad (1.38)$$

Motorlara giren net enerji yaklaşık olarak “trenin enerji tüketimi” olarak adlandırılır ve bunun hesabı için motorların ve dönüştürücülerin verimi de hesaba katılabilir. Motorun dönme kayıpları trenin direnci yanında ihmal edilirse endüvinin ivmelenmede harcadığı enerji yavaşlama sırasında tekrar kazanılabilir ve enerji kayıplarına dahil edilmez.

1.2.5 VİNÇ TAHRİKİ

Hız-moment diyagramının 1 ve 4 numaralı bölgelerinde çalışan bir sürücüdür ve gemiyi belirli bir bölgede tutmak için de kullanılır. Bu tahrik bir önceki bölüm (1.2.3)’de belirtilen sabit güçlü sürücü ile benzerlikler gösterir. Moment tek yönlüdür fakat dönüş yönü değiştirilebilir.

Bu sistemdeki motor, duraklama esnasında sürekli olarak nominal moment tüketecek şekilde dizayn edilmelidir.

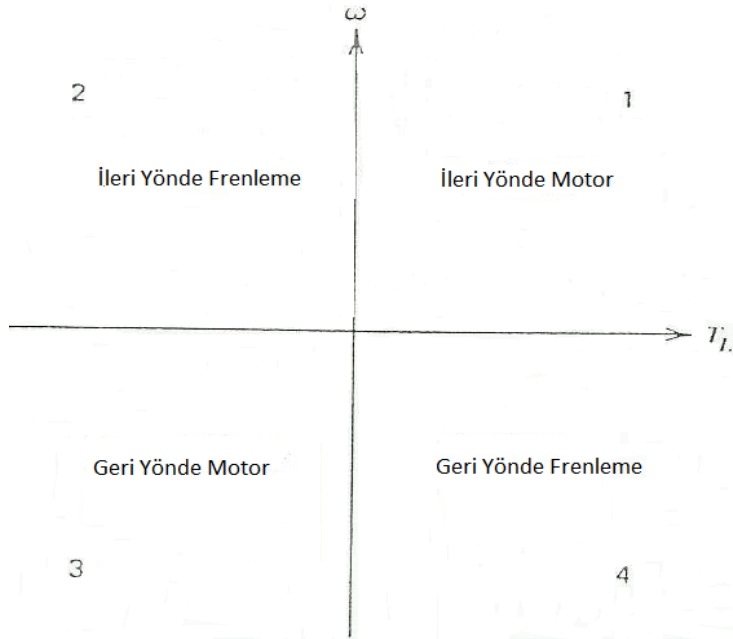
1.2.6 KRENLE KALDIRMA

Bu tahrik hız-moment diyagramının dört bölgesinde de çalışmayı gerektirir. (Şekil 1.16) Motor ilk iki bölgede ileri yönde tahrik için bağlanmıştır. İkinci bölgede de motor faydalı frenleme (regenerative braking) yapar. Sistemin ihtiyacı olan frenleme ivmesinin genellikle çok düşük olması ve kanca yüksüz durumda iken bile meydana getirdiği frenleme etkisinin oldukça önemli olması dolayısıyla bu bölgeye ancak geçici hallerde girilir. Üçüncü bölgede çalışmada, yüksek hızda indirme sağlamak için motorun tahrik momenti terstir. Motor ters yönde dönerken yükün ağırlığı nedeniyle yük motoru daha hızlı döndürme durumunda bırakırsa çalışma 3 bölgeden 4 bölgeye geçer ve faydalı frenleme oluşur.

Nihayet, alçalan yük yavaşlatılmalı ve düşük hızda durdurulmalıdır. Bu durum için dinamik veya mekanik frenleme gerekli olabilir. Bir kaldırma sisteminde (hoist system) mekanik fren zorunludur. Çünkü asılı yük sadece bu yolla emniyetli bir şekilde sabit tutulabilir. Bu ayrıca yükü, tahrik sistemindeki bir arızaya karşıda korur.

Bir mekanik fren elle kumandalı olarak dizayn edilen bir kaldırma sisteminde, herhangi bir yükün alçalması durumunda görev yapan fren tamburunu ve üzerine yerleştirilen yeteri kadar basınç sağlayan yaylı fren pabuçları bulundurur. Mekanik fren, yayları geren bir

elektromıknatısın enerjilenmesi ve fren pabuçlarının kaldırılması şeklinde kontrol edilir. Tüm hatalı güç uygulamalarında güvenceli bir alettir. Daha güvenli çalışma için kontrol sistemine bir de hız sınırlaması dahil edilebilir.



Şekil 1.16
Kaldırma hız-moment
diyagramı

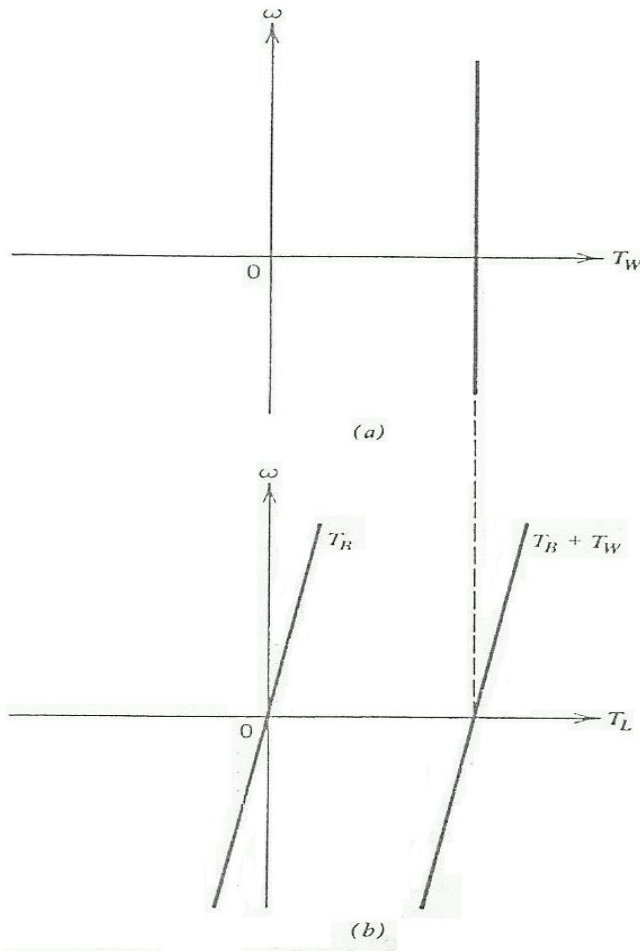
Yükün net ağırlığından dolayı ω 'nın T_w 'ya bağlı değişimi Şekil 1.17.a'da gösterilmiştir. Yüklü kancanın hızlanması yavaş ve sistem ataleti için gerekli olan moment küçüktür. Eğer yüke ilaveten viskos sürtünme de varsa hız-moment eğrileri ve sade kancalı durum için hız – moment eğrileri sırasıyla $T_B + T_w$ ve T_B ile işaretli eğriler olarak Şekil 1.17.b'de gösterilmiştir. Buna göre motor kavramasındaki moment,

$$T_L = B \cdot \omega + T_w \quad [N \cdot m] \quad (1.39)$$

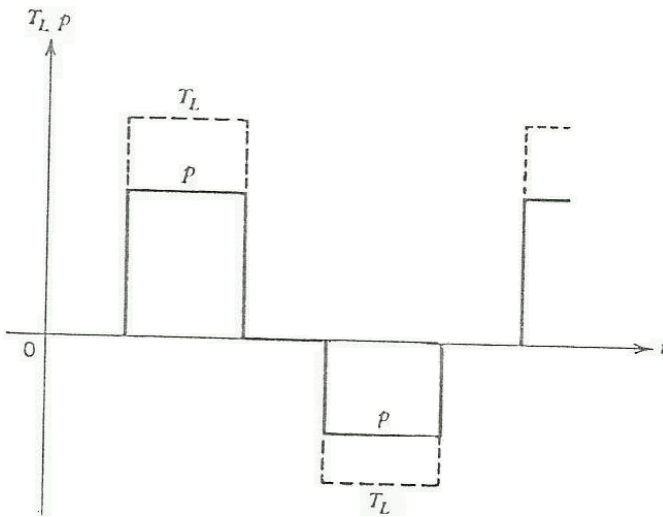
şeklinde ifade edilebilir. Eğer kolomb sürtünmesi hissedilir derecede ise, bu T_C moment bileşeni, asılı yükün net ağırlığından meydana gelen momentle birleştirilebilir. Kolomb sürtünmesi dördüncü bölgede frenlemeye katkıda bulunur.

Uygun bir tahrik motorunun seçimi için, tipik bir çalışma periyodu belirlenmelidir. Şekil 1.18'de gösterilen periyotta kaldırma ve indirme arasındaki zaman aralıkları arasındaki değişimler belirtilmiştir. Motor gücünün, Şekil 1.18'de kesik çizgilerle belirtildiği gibi her bir hareket esnasında sabit olduğu düşünülebilir. Momentin negatif olduğu faydalı frenlemeli çalışma durumunda motor iç kayıpları nedeniyle ısınmış durumdadır. Bu nedenle motorun gerekli büyüklüğü belirlenirken, tam çalışma periyodu göz önüne alınmalıdır.

Bir asansör veya sarma makinesi; özel bir kaldırma örneğidir. Bunlarda genellikle hızlı taşıma ivmesi gereklidir. Bu yüzden sistemin ataleti göz önüne alınmalıdır. Bundan başka, taşıma işlemi yolcular için tasarlanmışsa ivme sınırlaması, sarsıntının giderilmesi ve sıhhatli bir kontrolün sağlanması önemlidir. Güvenli çalışma için bu sistemlerin frenlemesi, sürtünme frenlemesidir.



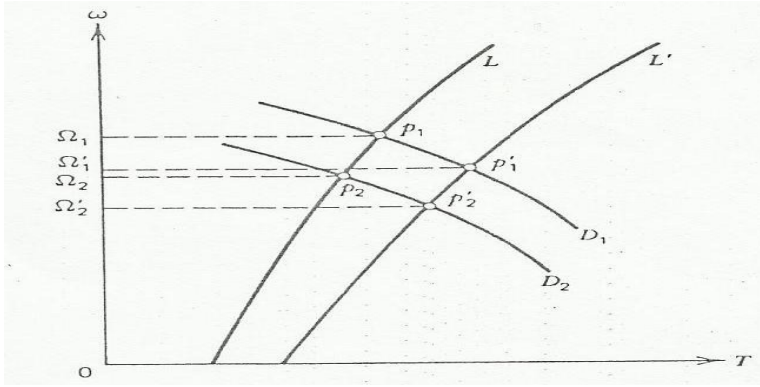
Şekil 1.17
Kaldırma moment
karakteristikleri



Şekil 1.18
Kaldırma – İndirmeye ait
çalışma periyodu

1.3 GEREKLİ TAHRİK KARAKTERİSTİKLERİ

Yük tarafından gerekli olan hız-moment karakteristikleri belirlendikten sonra en uygun motor ve dönüştürücü kombinasyonu seçilebilir. Bu seçim mevcut güç kaynağının yapısından da etkilenir.



Şekil 1.19
Kararlı hal
çalışma noktaları

Herhangi bir motor-dönüştürücü kombinasyonu kararlı halde çalışma için bir dizi kontrol ayarına karşılık gelen hız-moment karakteristikleri şeklinde bir açık çevrim ailesiyle temsil edilebilir. Şekil 1.19'de D_1 ve D_2 ile 1 ve 2 numaralı kontrol ayarlarına karşılık gelen iki farklı karakteristik gösterilmiştir. Eğer yük tarafından belirlenen hız-moment karakteristiği L ile gösterilirse; sistem kararlı hal şartları sağlandığında Ω_1 ve Ω_2 hızlarında çalışacaktır. Bununla birlikte, yük karakteristiği değişebilir. Örneğin bir maden asansöründe kaldırma yüklü veya yüksüz olabilir. Bir tren yokuşta veya bir tünele girdiğinde karakteristiğinin değişim göstermesi de başka bir örnek olarak verilebilir. Eğer değişim yeni bir yük eğrisi L' ile gösterilirse, olası çalışma hızları da Ω'_1 ve Ω'_2 olarak değişir.

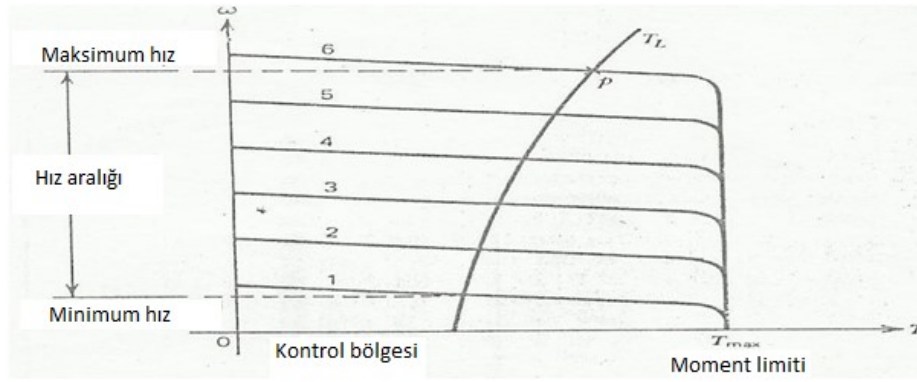
Bir tahrik sisteminin amacı hız kontrolü olduğu zaman sistem hızının, verilen herhangi bir kontrol ayarında mümkün oldukça az değişmesi istenir. Bu da; Şekil 1.19'de gösterildiği gibi motor-dönüştürücü karakteristiklerinin olabildiğince yatay bir şekilde olmasını gerektirmektedir.

Ayarlanabilir bir hız tahriki için istenen karakteristikler Şekil 1.20'de gösterilmiştir. Herhangi bir ayar noktasında yükün ihtiyacı olan kararlı hal momenti, denetleyicinin koyduğu moment sınırının içinde olmalıdır. Bu zorunludur, çünkü motor momentinin bir miktarını sistemi ivmelendirmek ve geçici rejimde aşırı yüklenme durumunda sistemi kararlı hale getirmek için kullanılabilmelidir. Eğer kararlı halde, tam yükte ve tam hızda belirli bir çalışma (P) noktasında gerçekleşiyorsa, tahrik sisteminin hız regülasyonu aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\text{Hız Regülasyonu} = \frac{(\text{Yüksüz Halde Hız} - \text{Tam Yükte Hız})}{\text{Tam Yükte Hız}} \quad (1.40)$$

Karakteristikler yatay konuma ne kadar çok yaklaşırsa hız regülasyonu oranı da o kadar küçük olacaktır. Bu yatay hali ideal olarak kabul edilir ve bu yüzden hız regülasyonu oranı önemli bir büyüklük olarak tanımlanır.

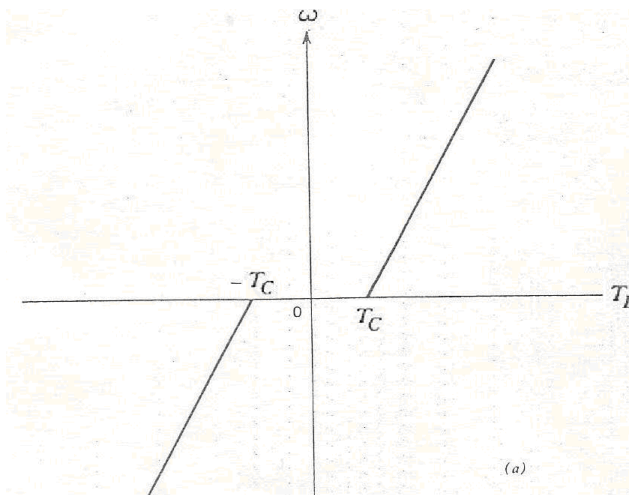
Kararlı halde maksimum ve minimum hızlar da önemlidir. Maksimum hızın minimum hızı oranı çoğunlukla alt sınır olarak 6'ya 1 kadardır. Bu oran bazı özel amaçlar için 50'ye 1 oranına kadar çıkarılabilmektedir. Birçok değişken hızlı tahrik sistemlerinde motor hızı, sıfır oluncaya kadar konum kontrol yapılabilir.



Şekil 1.20 Hızı Ayarlanabilir tahrik karakteristikleri

1.3.1 HIZ DEĞİŞİMLERİ

Hız kontrol ayarında bir değişiklik yapılırsa, sistemin çalışma noktası; yük karakteristiğinin tahrik karakteristiği ile kesişeceği noktadan yeni tahrik karakteristiği ile kesiştiği noktaya doğru hareket eder. Bu iki kararlı hal çalışma noktası arasında ne olacağı sistemin dinamik özelliklerine bağlıdır. Başlangıç ve sonuç şartları kararlı hal için hız-moment diyagramı ile gösterilebilir. Eğer mekanik sistemin yavaş sönümlü olduğu ve kontrol işleminin hızlı gerçekleştiği kabul edilirse, bir çalışma noktasından diğerine geçiş süreci bir diyagram üzerinde ifade edilebilir.

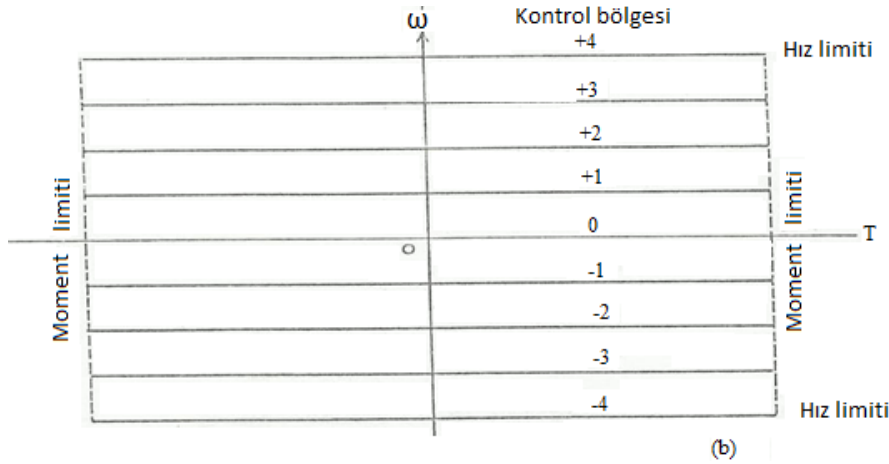


Şekil 1.21.a Örnek olarak verilen yük karakteristiği

Statik sürtünmenin ihmal edildiği ve yük momentinin viskos sürtünme, “coulomb” sürtünmesi ve faydalı iş momentinden ibaret olduğu bir mekanik sistem örnek olarak düşünülürse, moment ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanır:

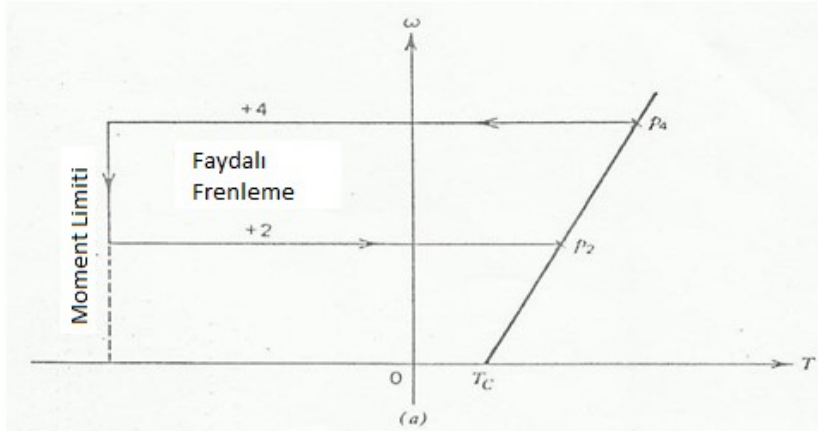
$$T_L = T_B + T_C + T_w \quad (1.41)$$

Yük karakteristiği Şekil 1.21.a’da gösterildiği gibi verilmiş olsun. Dört pozitif ve dört negatif hız kontrol ayarı için karakteristikleri de Şekil 1.21.b’de gösterilmiş olup ideal karakteristiklerdir.



Şekil 1.21.b
İdeal tahrik
karakteristikleri

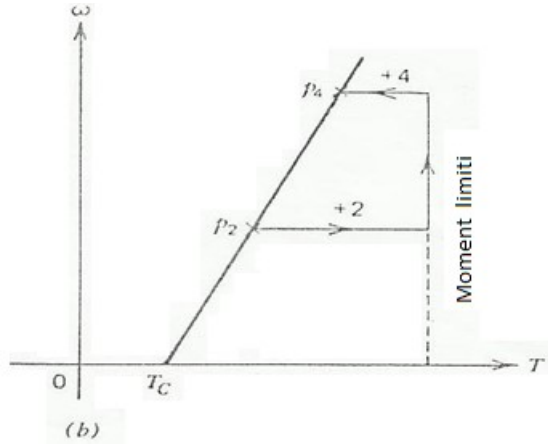
Sistem ileri yönde tahrik bölgesinde +4 ayar karakteristiğinde çalışmaktayken +2 ayar karakteristiğine getirilmek isteniyorsa, mekanik ataletten dolayı hız ve moment ani olarak değişmez. Şekil 1.22.a'da görüldüğü şekilde çalışma noktası +4 karakteristiği üzerinden negatif moment sınırına doğru kayar.



Şekil 1.22.a
+4' den +2' ye
Hız değişimi

Negatif moment; sistemi +2 karakteristiğindeki hız değerine ulaştırıncaya kadar yavaşlatır ve bu anda çalışma noktası tekrar birinci bölgedeki yeni kararlı hal noktası olan P2 noktasına döner ve böylece amaçlanan hız değişimi sağlanmış olur. İkinci bölgede faydalı (geri kazanımlı) frenleme gerçekleşir.

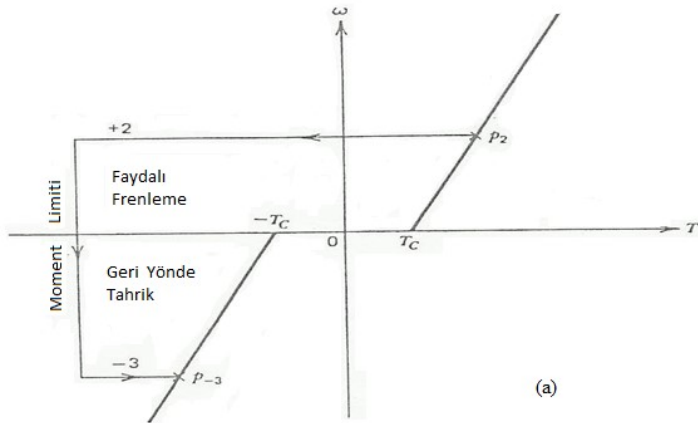
Hız değişimi için gerekli olan tüm zaman aralığı süresince çalışma noktası ikinci bölgede dikey olarak yukarıdan aşağı doğru hareket etmektedir. Çalışma noktasının yatay hareketi ani olarak gerçekleşmektedir.



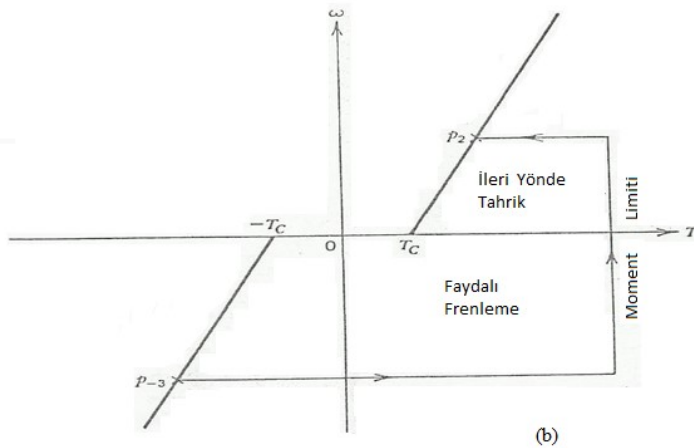
Şekil 1.22.b
2' den +4' e
Hız değişimi

Eğer +2 ayar karakteristiğinden +4 ayar karakteristiğine tekrar geri dönülmek istenirse; bu işlem Şekil 1.22.b'de gösterildiği gibi birinci bölge içerisinde gerçekleşecektir.

Eğer Şekil 1.23.a'da görüldüğü gibi +2 karakteristiğinden -3 karakteristiğine geçilmek istenirse faydalı frenleme tekrar gerçekleşir. -3 karakteristiğinden +2 karakteristiğine geri dönüş de Şekil 1.23.b'de gösterilmiştir.



Şekil 1.23
+2' den -3' e ve -3' den +2' ye Hız
Değişimleri



1.4 ELEKTRİK GÜÇ KAYNAĞI

Çeviricinin ve motorun seçimi, mevcut güç kaynağının yapısına bağlı olarak yapılmalıdır.

1.4.1 AA KAYNAKLAR

Genelde tahrik gücünün 2 kw kadar olabildiği sistemler için tek fazlı AA kaynağı yeterlidir. Daha yüksek güçler için üç fazlı kaynaklar uygundur. 5 kw'ın üzerindeki tahrik güçleri için genellikle üç fazlı kaynaklara ihtiyaç vardır.

Bunların bir istisnai haline elektrikli ulaşım (cer) sistemlerinde rastlanabilir. Yüksek güçlü cer tahrik sistemleri, tek fazlı bir AA kaynağından beslenebilir.

Eğer kaynak potansiyeli için herhangi bir bilgi verilmemişse normal değerinin %15 altına düşebileceği farzedilir. Kaynaktan çekilen akımın harmonik muhtevasında ve sistemin çalışabileceği güç faktöründe de sınırlamalar olabilir.

1.4.2 DA KAYNAKLAR

Bir fabrikada genel amaçlar için bir DA kaynağının bulunması durumuna nadiren rastlanır. Eğer DA ihtiyaç varsa bazı usullerde AA güç kaynağından dönüştürme yapılmalıdır.

Eğer doğrultma yapılıyorsa sistemden enerjinin geri alınabilme özelliği göz önüne alınmalıdır. Çünkü basit diyotlu doğrultucular enerjinin geri dönüşümüne izin vermezler.

Raylı cer sistemlerinde DA ile güç dağıtımının avantajı büyüktür. Çünkü klavuz raylar ve üçüncü ray veya havai kablolar iletkenlerdir oysa çelik rayların self endüksiyonlarının yüksek olması, standart AA frekansı ile kullanılmalarına engel teşkil eder.

1.5 TAHRİK ELEMANLARININ SEÇİMİ

Kaynak ve mekanik sistemin karakteristikleri belirlendikten sonra uygun bir motor ve çeviricinin seçimi yapılabilir. Genelde değişik kombinasyonlar mümkündür. Bu sebeple takip eden bölümlerde kullanılabilecek bazı mekanik sistemler , çevirici ve motor karakteristikleri incelenecektir.

Çeviricinin iki parçadan oluştuğu düşünülebilir ;

- a-) Güç çeviricisi veya modülatör ,
- b-) Kumanda ve geri besleme sinyallerini alan bunlardan güç çeviricilerinin çalışmasını kontrol eden siyalleri üreten lojik ünite.

Tab 1.2 'de çeviricilerin ana tüpleri verilmiştir. Çeviriciler için önemli bilgiler şöyledir ;

- a) Çevirici transfer karakteristiği
- b) Çıkış harmoniklerinin durumu

- c) Gücü sağlayan hatta meydana getirilen akım harmoniklerinin durmu
- d) enerjinin geri verilmesine ne kadar uygun olduğu

Tablo I.2 Çevirici Tipleri ve Fonksiyonel Özelliği

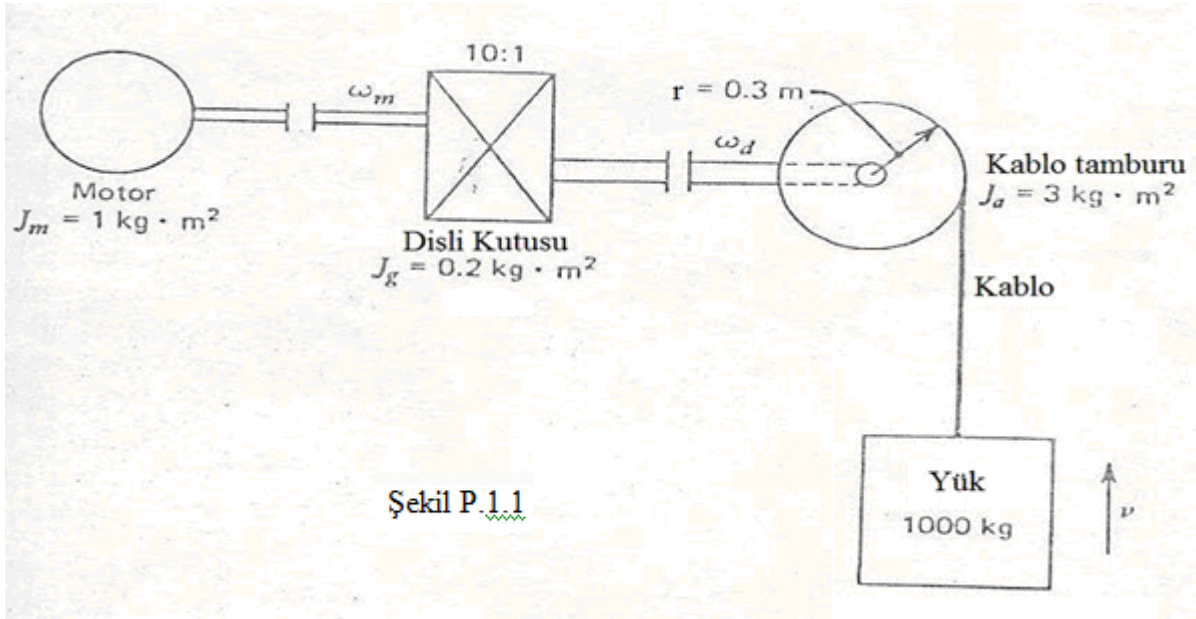
Çevirici	Fonksiyon Özelliği
Kontrollü doğrultucu	Sabit doğru gerilim ve frekanslı A.A'lı güçten değişken gerilimli D.A'a
(D.A)'dan (D.A)'ya Çevirici (kıyıcılar)	Sabit doğru gerilimden daha yüksek veya daha düşük değişken D.A gerilime
A.A Güç Kontrolü	Sabit A.A gerilimden bazı frekanslarda değişken A.A gerilime
Inverterler (Gerilim veya Akım Kaynağı)	Sabit veya değişken D.A gerilimden , sabit veya değişken A.A gerilim ve frekansı
Frekans Çevirici	Sabit A.A gerilim ve frekanstan değişken A.A gerilim ve frekansa

Şekil I.1'deki blok diyagramından tahmin edebileceği gibi motor; D.A, A.A asenkron veya uygun tipten, A.A senkron olabilir. Standart motorlar kullanılabilir fakat makineler , yarı iletkenli çeviriciler yardımıyla sağlanan çıkışlardan verimli bir şekilde çalışmalarını sağlayacak belirli dizayn özellikleriyle de imal edilmiş olmalarında fayda olabilir.Enerji tasarrufu açısından motor daha az ihtiyaç olunan alt bilgiye göre seçilmemeli ve güç kaynağı A.A ise çevirici motor kombinasyonu giriş güç faktörünü yüksek tutacak şekilde seçilmelidir.

Problemler

Problem 1.1

Şekil P.1.1'deki düzende motor, vinç tamburunu 10:1 redüksiyon dişlisi üzerinden tahrik etmektedir. Millerin ve kablonun elastik olmadıklarını kabul ederek, motor miline indirgenmiş motor ve sistemin eşdeğer ataletini bulunuz.



Çözüm

Tamburun bir turu $2\pi r/v$ [sn] sürer.

$$\frac{2\pi r}{v} \text{ (sn)} \quad 2\pi \text{ (rad)} \quad \text{ise}$$

$$1 \text{ sn} \quad x \quad ?$$

$$\omega_d = 2\pi / (2\pi r/v) = \frac{v}{r} \text{ (rad/sn)}$$

$$\text{Moment } T = F \cdot r = J \cdot \frac{d\omega_d}{dt} = m \cdot \frac{dv}{dt} \cdot r$$

$$m \cdot dv \cdot r = J \cdot d\omega_d$$

$$m \cdot r^2 = J$$

m'nin motor miline indirgenmiş ataleti;

$$J_1 = m \cdot r^2 \cdot \left(\frac{\omega_d}{\omega_m} \right)^2$$

Toplam atalet;

$$J = J_m + J_g + J_d \cdot \left(\frac{\omega_d}{\omega_m} \right)^2 + m \cdot r^2 \cdot \left(\frac{\omega_d}{\omega_m} \right)^2$$

$$J = 1 + 0,2 + 3 \cdot (0,1)^2 + 1000 \cdot (0,3)^2 \cdot (0,1)^2 = 2,13 \text{ kg m}^2$$

Problem 1.2

Üzerine plastik bir şeridin sarıldığı merdaneyi (Şekil 1.8) tahrik etmek için bir motor gereklidir. Şeridin üzerine sarıldığı mandrel 10 cm çapındadır ve şerit 30 cm çapında bir rulo oluşturmaktadır. Şerit hattan 20 m/s hızla çıkmaktadır ve gerekli şerit gerginliği 10 kg'dır. Motor mandrele 1:2 redüksiyon dişlisi ile bağlıdır. Dişlilerin tüm hızlarda veriminin %85 olduğu kabul edilecektir. Bu servis için gerekli olan motorun hız ve nominal gücünü bulunuz.

Çözüm

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{20}{0.1} = 200 \text{ rad/s} \quad (r = 0.15 - 0.05 = 0.1 \text{ m})$$

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 200}{2\pi} = n \cong 1910 \text{ d/d}$$

$$M_A = f \cdot r = 10 \cdot 0.15 = 1.5 \text{ kgm}$$

$$M_\omega = \frac{M_A}{\ddot{u} \cdot \eta} = \frac{1.5}{0.5 \cdot 0.85} = 3.529 \text{ kgm}$$

$$P = M_\omega \cdot \omega = 3.529 \cdot 200 \cdot \frac{1}{75} = 9.41 \text{ B.G.}$$

$$P = 9.41 \cdot 0.736 \quad P = 6.92 \text{ kW}$$

Problem 1.3

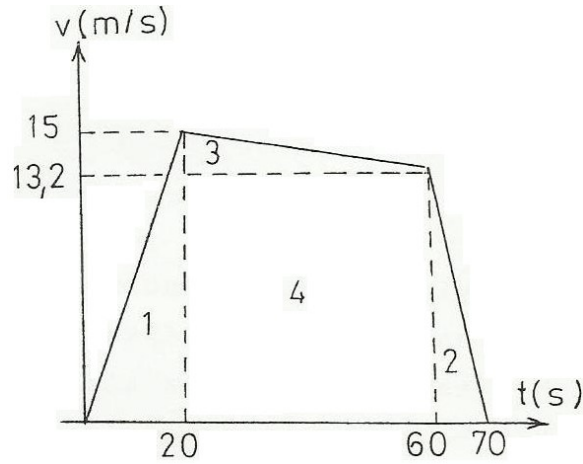
200 tonluk bir tren 1,2 m/s²'lik ivme ile hızlandırılmaktadır. Tren direncinin 20 N/ton olduğunu farzederek raylar üzerine tekerlek jantları tarafından uygulanan basınç kuvvetini belirleyiniz.

Problem 1.4

Bir tren, başlangıçtan 20 s sonra 15 m/s hızına ulaşacak biçimde, sükunet durumundan başlayarak lineer biçimde hızlandırılmıştır. Bu anda güç kesilerek 40 s süre ile “serbest” çalıştırılmıştır. Bu periyodun sonunda fren yapılarak, başlangıçtan 70 s sonra tren durdurulmuştur. Serbest çalışma sırasında yavaşlama ivmesinin 0,045 m/s²değerinde kaldığı kabul edilebilir. Başlangıçtan duruşa kadar alınan yolu ve ortalama hızı belirleyiniz.

Çözüm 1.4

40 s'lik serbest hareket sırasında hızdaki azalma, $40 \cdot 0.045 = 1.8 \text{ m/s}$ olacaktır. Buna göre hız zaman eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil P.1.4

Buradan numaralandırılmış bölgelerin alanları toplanarak alınan mesafe bulunabilir.

$$1) \frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 15 = 150 \text{ m}$$

$$2) \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 13.2 = 66 \text{ m}$$

$$3) \frac{1}{2} \cdot 40 \cdot 1.8 = 36 \text{ m}$$

$$4) 40 \cdot 13.2 = 528 \text{ m}$$

Toplam mesafe = 780 m'dir.

Ortalama hız = 780/70 = 11.1 m/sn.'dir.

Problem 1.5

Örnek 1.2 ve 1.3'deki tren aralarında 1.5 km mesafe olan iki istasyon arasında faaliyet göstermektedir. Bu iki istasyon arasında 1'e 80 oranında sabit eğim mevcuttur. Belirlenmiş ortalama hız, duraklamalar hariç hızlanmada 20 m/s frenlemede 22.5 m/s'dir. Mevcut kontrol elemanları 1.25 m/s² hızlanma ve 1.5 m/s²'lik yavaşlama ivmesi sağlamaktadırlar. Trende faydalı frenleme yapılıyor. Hızlanma ve yavaşlama süresince ortalama tren direnci (20 N/ton)' dir. Örnek 1.3'deki sabit hızdaki tren direnci için çıkış enerjisi ve ikizkenar yamuk şeklinde hız – zaman eğirisi kabulü ile her iki yön için de maksimum hızı bulunuz.

Çözüm 1.5

$$\bar{v} = \frac{D}{\tau} \quad [m/s] \quad (1.16)$$

$$D = \widehat{v}_e \cdot \tau - \frac{1}{2} \cdot (\widehat{v}_e)^2 \cdot \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} \right) \quad [m] \quad (1.17)$$

Yukarı Yönde:

$$20 = \frac{1500}{\tau_{yy}}$$

$$\tau_{yy} = 75 \quad [s]$$

$$1500 = \widehat{v}_{s1} \cdot 75 - \frac{1}{2} \cdot (\widehat{v}_{s1})^2 \cdot \left(\frac{1}{1.25} + \frac{1}{1.5} \right) \quad [m]$$

$$\widehat{v}_{s1} \cong 27.7 \quad [m/s]$$

Aşağı Yönde:

$$22.5 = \frac{1500}{\tau_{ay}}$$

$$\tau_{ay} = 66.67 \quad [s]$$

$$1500 = \widehat{v}_{s2} \cdot 66.67 - \frac{1}{2} \cdot (\widehat{v}_{s2})^2 \cdot \left(\frac{1}{1.25} + \frac{1}{1.5} \right) \quad [m]$$

$$\widehat{v}_{s2} = 37.9 \quad [m/s]$$

Problem 1.6

Problem 1.5'deki tren aşağı ve yukarı çalışmalarını her durakta 30 s bekleme süresi ile devam ettirmektedir. Tren için hız – motor torku ve motor gücü zaman eğrilerini çiziniz. Yolculuk sırasında ve maksimum motor gücü için gerekli rms motor gücünü belirleyiniz ve pratik bir motor gücü öneriniz.

Problem 1.7

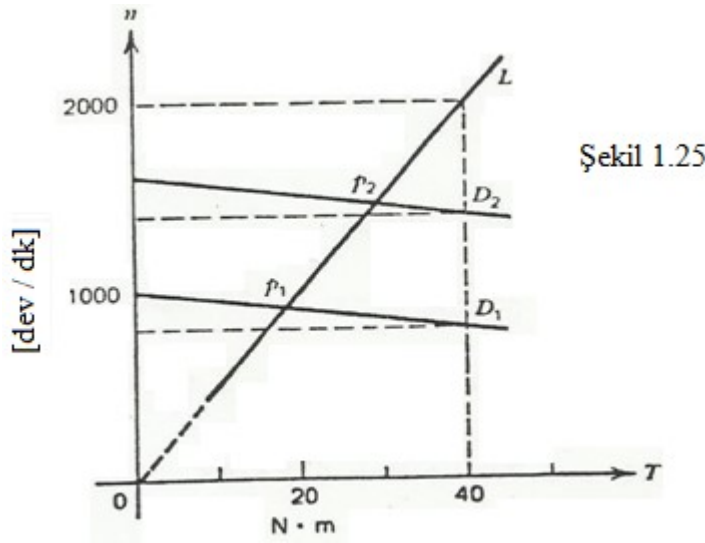
10 tonluk bir yükü 0.25 m/s hızla kaldırmak için bir krenle tahrik sistemi gerekmektedir. Çengel tekli bir kasknak içeren makarayı taşıyan bir bloğa montelenmiştir. Kablonun bir ucu vinç arabasına demirlenmiştir diğer ucu 25 cm çapındaki bir tambura sarılıdır. Tambur, çevirme oranı 45:1 olacak şekilde tahrik edilmektedir. Tüm mekanik sistemin veriminin %60 olduğu kabul edilmiştir. Motor gücünü ve hızını ve 0.3 m/s'lik bir hızla indirme sırasında motor tarafından uygulanan frenleme torkunu bulunuz.

Problem 1.8

Şekil 1.25' de, bir mekanik yükün hız-moment karakteristiği L ile, iki kontrolörün tahrik karakteristikleri ise D₁ ve D₂ ile gösterilmiştir. Yük karakteristiği, orjinden ve (40, 2000) noktalarından geçen bir doğrudur. Tahrik karakteristikleri de D₁; (0, 1000) ve (40, 800), D₂; (0, 1600) ve (40, 1500) noktalarından geçmektedir. Motor miline intikal eden, motor ve

mekanik yükün toplam döner ataleti (rotational inertia) $0,2 \text{ kg m}^2$ 'dir. (Sistemin sürtünmesi ihmal edilebilir.)

- Mümkün iki durumu gösteren, iki tahrik karakteristiğinin yük karakteristiği ile kesişme noktaları sürekli rejim (kararlı hal) çalışma noktaları mıdır?
- Eğer (a) şıkkına cevap olumlu ise bu iki çalışmaya ait hızları ve momentleri belirleyiniz.
- Eğer sistem P_2 noktasında çalışırken kontrolör ayarı D_1 tahrik karakteristiğine doğru aniden değişirse, P_2 'den P_1 'e geçişin ilk yarım saniyesi için hız ve moment eğrilerini zamanın fonksiyonu olarak çiziniz. [dev / dk]



Çözüm

a) Evet bir tahrik karakteristiğinin yük karakteristiği ile kesim noktaları sürekli çalışma noktalarıdır.

b) L, D_1 ve D_2 doğrularının denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$L ; n = 50 T$$

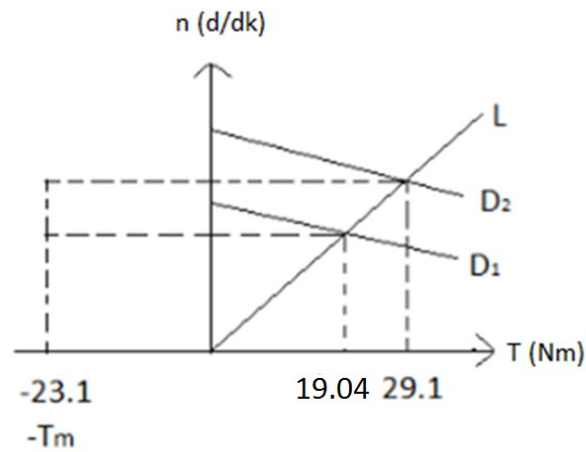
$$D_1 ; n_1 = -5 T + 1000$$

$$D_2 ; n_2 = -5 T + 1600$$

$$P_1 ; 50T = -2.5T + 1000 \quad \left[T = \frac{1000}{52.5} = 19.04 \text{ (Nm)}, \quad n = 50 \cdot \frac{1000}{52.5} = 952.38 \left(\frac{d}{dk} \right) \right]$$

$$P_2 ; 50T = -5T + 1600 \quad \left[T = \frac{1600}{55} = 29.1 \text{ (Nm)}, \quad n = 50 \cdot \frac{1600}{55} = 1455 \left(\frac{d}{dk} \right) \right]$$

c)



Şekil 1.8.2

$$T = -J \cdot \frac{dw}{dt} \quad w = \frac{2\pi n}{60}$$

$$T = -J \cdot \frac{d}{dt} \cdot \frac{2\pi n}{60}$$

$$-23.1 = 0.2 \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{dn}{dt}$$

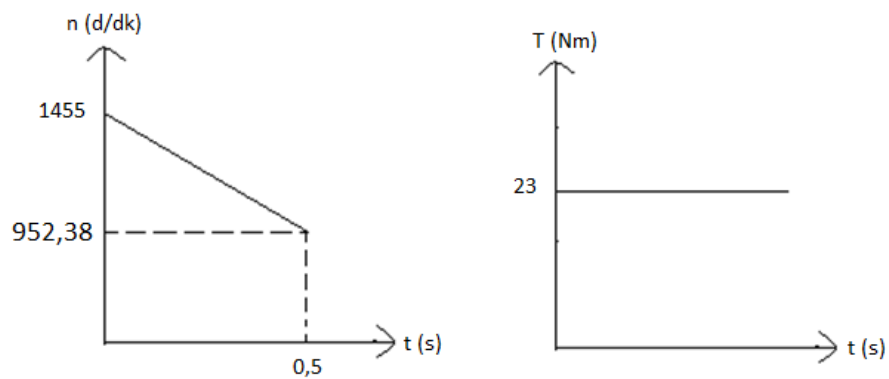
$$-1389t = \frac{-23.1 \cdot 6}{0.4\pi} \cdot \int_0^t dt = \int_{1455}^n dn = n - 1455$$

$$n = 1455 - \frac{T_m \cdot 60}{0.4\pi} \cdot t$$

$$t = 0.5 \text{ s} \quad 909 = 1455 - 50 \cdot T_m \cdot 0.5$$

$$T_m = \frac{550}{50 \cdot 0.5} = 22 \text{ Nm}$$

$$23.83 T_m = 555 \quad T_m = 23 \text{ Nm}$$



Şekil 1.8.4