

Hidrolik Tahrikli Kovalı İletici Tasarımı*

Metin GÜNER¹

Mustafa T. ERKAN¹

Geliş Tarihi: 12.07.2002

Özet: Bu çalışmanın amacı, kovalı iletilci tasarımı yapmak ve kovalı iletilcinin tahrik mekanizması ile fren mekanizmasını hidrolik sistemle kontrol edecek tasarım verilerini elde etmektir. Tasarımda buğday iletiliminde kullanılacak 10 m düşey yüksekliğinde bir kovalı iletilci ve buna uygun hidrolik sistem elemanları ele alınmıştır. Çalışmanın sonunda motor gücü 3,61 kW, pompa gücü 5 kW, sistem basıncı 150 bar, sistem debisi 17 L/min, iletilim kapasitesi 32 t/h bulunmuştur. Hidrolik motor olarak Casappa RBS 125, hidrolik pompa olarak Casappa PLP 20-20 ve fren mekanizması için Oleostar VOSL 38 model fren valfi seçilmiştir.

Anahtar Kelimeler: kovalı iletilci, tasarım, hidrolik

Design of Hydraulic Bucket Elevator

Abstract: The object of this study is to design a bucket elevator and to obtain the design parameters which will control the drive and the brake mechanism of the bucket elevator. In the design, a bucket elevator with 10 m height, which will be used in conveying of wheat, and the hydraulics system parts suitable for this purpose were examined. At the end of the designing, motor and pump powers, system pressure, flow rate and conveying capacity were found as 3,61 kW, 5 kW, 150 bar, 17 L/min, and 32 t/h, respectively. The models of motor, pump and relief valve were selected as Casappa RBS 125, Casappa PLP 20-20, and Oleostar VOSL 38, respectively.

Key Words: bucket elevator, design, hydraulic.

Giriş

Her sektörde materyal iletilimi büyük öneme sahiptir. Çeşitli materyallerin belirli yüksekliklere iletilmesinde değişik boyut ve özelliklerde iletilicilere gereksinim duyulmaktadır. Bunlar içerisinde kovalı iletiliciler ya da kovalı elevatörler gereksinim duyulanlardan bir tanesidir. CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) "kovalı iletilicileri" yığın materyalleri düşey ve/veya eğik yönde iletmek için kullanılan, kovaların tutturulduğu sonsuz bant veya zincirlerden, doldurma ve boşaltma sistemi ile taşıyıcı gövdeden oluşan bir iletilci olarak tanımlanmaktadır (Alım ve ark. 1986).

Kovalı iletilicilerin en önemli üstünlüğü; küçük kesit ölçüleri, yüksek iletilme yükseklikleri (30...50 m) ve büyük materyal iletilim gücü (5...160 m³/h) olmasıdır. Kovalı iletiliciler toz, dane ve parça materyallerin (çimento, kum, toprak, kömür, cüruf, kimyasal malzemeler, tarımsal ürün v.b.) iletilimi için kullanılmaktadır (Demirsoy 1984).

Öte yandan yığın materyallerin fiziksel özelliklerinin bilinmesi kovalı iletilci tasarımında önemli rol oynamaktadır. Dane büyüklüğü, yığılma özgül ağırlığı, nem, parçacıkların hareketliliği, yığılma açısı, nem tutuculuk, sıkıştırılabilirlik yeteneği, yapışkanlık, kırılabilirlik, zehirleyicilik ve patlayıcılık bu fiziksel özelliklerdendir (Aşık 1992).

Kovalı iletilicilerde güç kaynağı olarak değişik sistemlerden yararlanılabilmektedir. Bunlardan biride hidrolik sistemlerdir. Hidrolik sistemler günümüzde pek çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu kullanıma alanlarının temel prensibi kuvvetlerin ve hareketlerin meydana getirilmesi ve kontrolü esasına dayanmaktadır. Hidrolik sistemlerde güç yoğunluğu yüksek, yavaş ve hızlı hareketler kolayca ve güvenle değiştirilebilir, sabit tutulabilir. Hidrolik elemanların hacimleri küçüktür, istenildiği anda hareket yönü ters çevrilebilir, hız ayarı kademesiz yapılabilir, ömürleri uzun ve ekonomik olarak kullanılabilirler. Hidrolik sistemlerin bakımı ve onarımı kolaydır. Uzaktan veya otomatik olarak kumanda edilebilirler (Karacan 1984, Anonim 2001).

Bir hidrolik sistem; hidrolik akışkanı depolamak için bir depo, elektrik ya da termik motor olan tahrik elemanı, sisteme akışkan basıncını sağlayan pompa, yağı temizleyen filtre, sistemdeki akışkan basıncını ayarlayan basınç emniyet valfi, sönmüleme görevi yapan ve sistemde akışkan basıncında olabilecek büyük dalgalanmaları engelleyen hidrolik akümülatör, sistemin gerektiğinde elle çalıştırılması için el pompası, manometre, basınç emniyet valfinin çalışmadığı durumlarda sistem basıncının çok aşırı yükselmesini engelleyen bir tahliye valfi, sistemdeki yağı dolaştıran boru

* Yüksek Lisans Dönem Projesinden hazırlanmıştır

¹ Ankara Üniv. Ziraat Fak. Tarım Makinaları Bölümü-Ankara

ve hortum, akışkanın yönünü değiştirmek veya pistonun hareketini ters yöne çevirmek için yön kontrol valfi, basınçlı hidrolik akışkanın miktarını ayarlayan debi kontrol valfi ve hidrolik akışkandan meydana gelmektedir (Anonim 1994 a, Ayık 2000).

Millier (1958), çalışmasında kovalı iletilcilerin serbest akışlı materyallerin, özellikle de tahıl iletiminde ve üretim sürecinde çok kullanılan, en etkili iletilci olduğunu bildirmiştir. Roberts ve Hayes (1980), kovalı iletilci tiplerini, boşaltma tekniklerini ve teorisini, tasarım parametrelerini ayrıntılı olarak vermiştir. Beverly ve ark. (1983), kovalı iletilcilerde yüksek hızlı boşaltma sisteminin mekanizmasını incelemiştir. Anonim (1983), TS 3902 nolu kovalı elevatörlerin sınıflandırılması adlı standarda kovalı iletilcilerin sınıflandırılması yapılmıştır. Deligönül (1989), iletilcilerin yanı sıra kovalı iletilciler konusunda da bilgiler vermiştir. Sağer (1990), kovalı yükselticilerin ve bantlı konveyörlerin bilgisayar yardımı ile tasarımı adlı eserinde kovalı iletilcilerin tasarımını yapacak bir bilgisayar programı geliştirmiştir.

Pinches ve Ashby (1994), eserlerinde hidrolik sistem elemanlarının tasarımına dönük temel bilgiler vermişlerdir. Rohner (1994), eserinde hidrolik devre elemanlarının özellikleri, hesaplamaları, tasarım ve uygulama konularında açıklamalarda bulunmuştur.

Yukarıdaki açıklamaların ışığı altında bu çalışmanın amacı olarak, buğday iletiminde kullanılan bir kovalı iletilcinin tasarımını yapmak ve kovalı iletilcinin tahrik mekanizması ile fren mekanizmasını hidrolik sistemle kontrol edecek tasarım verilerini elde etmek esas alınmıştır.

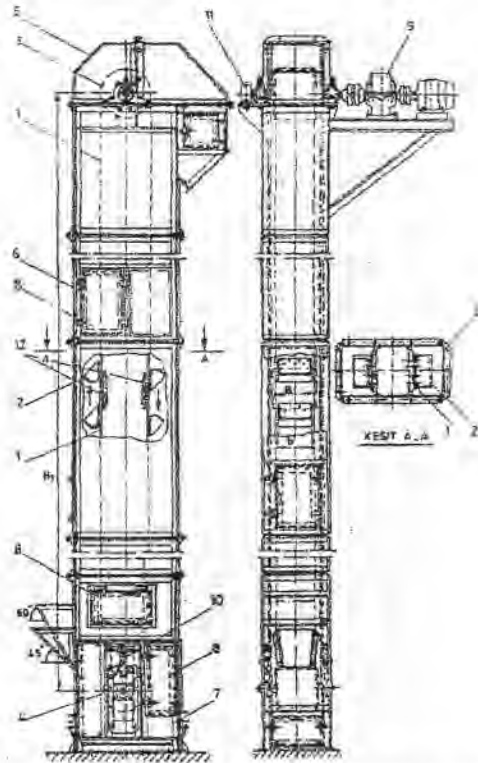
Materyal ve Yöntem

Bu çalışmada materyal olarak, kovalı iletilci ve hidrolik sistem elemanları alınmıştır (Şekil 1). Kovalı iletilci genel olarak sonsuz bir çekme elemanı olan bant veya zincire (1), rijit olarak bağlanan kovalardan (2), tahrik (3) ve gergi tamburu veya dişlilerinden meydana gelir. Çekme elemanı lama baklalı zincir, yuvarlak baklalı zincir veya bant olabilir. Tahrik ve gergi, çekme elemanının cinsine göre yani bant ise tamburla, zincir ise dişlilerle yapılır. Genellikle tahrik üstte, gergi alta olacak şekilde imal edilirler. Kovalar ve çekme elemanları, çelik sacdan yapılan bir gövde içine alınır. Gövde birbirine bağlı bölmelere meydana gelir. Baş bölümü (5), tahrik kısmını ve boşaltma oluşunu kapsamaktadır. Taban bölümü (7), gergi düzeni (10) ile yükleme oluşunu kapsamakta, aynı zamanda iletilcinin bütün ağırlığını taşımaktadır. Orta bölümün (6) görevi, hem iletilciyi taşımak hem de kovaları ve çekme elemanını kapalı bir muhafaza içine alarak korumaktır. Gövdede kontrol ve bakım için gözetleme delikleri (8) bulunur. Kovaların hareketi bir tahrik düzeni (9) ile sağlanır. İletici durduğu zaman, dolu kovaların geriye doğru yapacağı hareketi önlemek için bir adet tek yön freni (11) kullanılır. Çekme

elemanının sallanmaması için gövde içine kılavuzlar (12) yerleştirilir (Aşık 1992).

Kovalı iletilcinin tasarımında öncelikle iletilcek ürünün (buğday) özellikleri göz önüne alınmıştır. İletim materyalinin yığılma özgül ağırlığı, kova dolma verimi, en büyük zincir ya da bant hızı ve iletilci tipi her ürün için Aşık, 1992'de verilen çizimlerden yararlanılmıştır. Çekme elemanı olarak bant, lama baklalı zincir ve yuvarlak baklalı zincir arasında seçim yapılmıştır. Boşaltma tipi olarak santrifüj, sürekli ve yardımcı boşaltma göz önüne alınmıştır. Bu tür elevatörlerde gergi düzeni genel olarak taban tamburunda yer almaktadır. Uzunluğu 15 m'den küçük kovalı iletilcilerde vidalı, uzun olanlarda ise ağırlıklı gergi düzeni kullanılmaktadır. Tek ve çift gövdeli iletilcilerden çift gövdeli olanlar tarımsal ürünler için daha çok tercih edilmektedir. Kovalı iletilci tasarımında Aşık (1992)'in verdiği bilgiler esas alınmıştır.

Pinches ve Ashby (1994), hidrolik sistem tasarımında basitlik, güvenlik, verimlilik, maliyet etkinliği ve bakım kolaylığının göz önüne alınması gerektiğini bildirmiştir. Yine her bir hidrolik sistem elemanının seçiminde nelere dikkat edileceği farklı kaynaklarda ayrıntılı olarak açıklanmış ve bu çalışmada bu kaynaklardaki veriler göz önüne alınmıştır (Anonim 1972, Anonim 1994 a,



Şekil 1 Kovalı iletilci (1. Çekme elemanı, 2. Kovalar, 3. Tahrik tamburu, 4. Gergi tamburu, 5. Baş bölümü, 6. Orta bölmeler, 7. Taban bölümü, 8. Gözetleme delikleri, 9. Tahrik düzeni, 10. Gergi düzeni, 11. Tek yönlü fren düzeni, 12. Kılavuzlar (Aşık 1992)

Anonim 1994 b, Anonim 1988 a, Anonim 1988 b, Anonymous tarihsiz, Karacan 1984, Rohner 1994).

Kovalı ileticinin tasarımında, başlangıçta bazı kabullenmeler yapılmıştır. İletim materyali olarak buğday alınmış ve buğdayın yığılma özgül ağırlığı $\gamma = 0,75 \text{ t/m}^3$, kova dolma verimi $\varphi = \%75$, ortalama dane uzunluğu $a_{ort} = 2-5 \text{ mm}$, maksimum bant hızı $v = 2,5 \text{ m/s}$, kullanılacak iletilici tipi 1 AFG yani bantlı (1), santrifüj normal boşaltmalı (A), düşey duruşlu, çift gövdeli (F) ve baş kısmından vidalı gergi düzenli (G) kabul edilmiştir. Buğdayın özgül ağırlığı, kova dolma verimi, bant hızı ve iletilici tipi materyale bağlı olarak hazırlanan çizelgelerden alınmıştır (Aşık 1992). Sağer (1990), buğday için en uygun boşaltma tipinin santrifüj olduğunu bildirdiği için tasarımda santrifüj boşaltma seçilmiştir. İleticinin çalışacağı yer kapalı bina, iletim ya da tasarım kapasitesi 32 t/h ve iletilici tambur eksenleri arası 10 m alınmıştır.

Bulgular ve Tartışma

Ele alınan verilerden yararlanarak tasarım parametreleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Kova hacmi (V) ve aralığı (e):

$$Q_m = \frac{Q_t}{\gamma} = \frac{32 \text{ t/h}}{0,75 \text{ t/m}^3} = 42,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V = \frac{Q_t \cdot e}{3,6 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot v} = \frac{32 \text{ t/h} \cdot e}{3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,75 \text{ t/m}^3 \cdot 2,5 \text{ m/s}} = 6,32 \cdot e$$

DIN 15232 standardındaki tahıl için verilen kovalardan amaca uygun olan B250x160x1,5 ölçülerindeki kova seçilebilir ve bu kovanın hacmi $V = 2,24 \text{ L}$ ve kova ağırlığı $G = 14 \text{ N}$ olarak bulunup kova aralığı (e);

$$e = \frac{V}{6,32} = \frac{2,24 \text{ L}}{6,32} = 0,354 \text{ m elde edilir.}$$

Kova genişliği (b = 250 mm) göz önüne alınarak gövdenin genişliği DIN 15251'den 400 mm bulunur. Gövde iç genişliği kova genişliğine 120 mm ekleyerek $250 + 120 = 370 \text{ mm}$ elde edilir. Tambur çapı 400 mm ve bant genişliği TS 547'den 300 mm seçilmiştir. Tambur genişliği bant genişliğinden 50 mm fazla alınarak 350 mm bulunur.

Materyalin düşey yükselme mesafesi (H_1), tamburlar arasındaki mesafeden (H), 0,8 m fazla alınır ve $H_1 = H + 0,8 = 10 + 0,8 = 10,8 \text{ m}$ bulunur. Birim uzunluğa düşen materyal ağırlığı (G_2):

$$G_2 = \frac{Q_t \cdot g}{3,6 \cdot v} = \frac{32 \text{ t/h} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{3,6 \cdot 2,5 \text{ m/s}} = 34,88 \text{ N/m bulunur.}$$

Materyali yükseltmek için gerekli kuvvet $= F_H = G_2 \cdot H_1 = 34,88 \text{ N/m} \cdot 10,8 \text{ m} \approx 376,7 \text{ N}$ ve yükleme direnci (F_A), oluktan dökülen materyal hızı $= v' = (g \cdot e)^{1/2} = (9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,354 \text{ m})^{1/2} = 1,86 \text{ m/s}$ bulunarak

$$F_A = \frac{Q_t}{3,6} \cdot (v + v') = \frac{32 \text{ t/h}}{3,6} \cdot (2,5 \text{ m/s} + 1,86 \text{ m/s}) = 38,76 \text{ N}$$

elde edilir. Kovaların bağıl (izafi) takip süresi (θ_r) DIN 15232 standardından kova uzunluğu $h_1 = 0,17 \text{ m}$ alınarak bulunur.

$$\theta_r = 0,224 \cdot \frac{e}{h_1 \cdot v} = 0,224 \cdot \frac{0,354 \text{ m}}{0,17 \text{ m} \cdot 2,5 \text{ m/s}} \approx 0,19 \text{ s}$$

Bağıl takip süresi ($\theta_r = 0,19 \text{ s}$) göz önüne alınarak azaltma katsayısı $k = 0,35$ ve bant hızı $v = 2,5 \text{ m/s}$ göz önüne alınarak da özgül kazıma işi $W = 24 \text{ Nm/N}$ olarak şekillerden okunur (Aşık 1992).

Kazıma işine 2 adet kovanın aynı anda katılacağını kabul ederek ve $k = 0,35$, $W = 24 \text{ Nm/N}$ olarak kazıma direnci (F_K) bulunur.

$$F_K = 2 \cdot g \cdot \frac{k \cdot W \cdot Q_t}{3,6 \cdot v} = 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{0,35 \cdot 24 \text{ Nm/N} \cdot 32 \text{ t/h}}{3,6 \cdot 2,5 \text{ m/s}} = 586 \text{ N}$$

Kuyruk ya da taban tambur ağırlığı, tambur genişliği 350 mm ve tambur çapı 400 mm'ye bağlı olarak Aşık 1992'de sayfa 250'deki şekilden $F_G = 275 \text{ N}$ olarak bulunur. Tamburdaki gergi kuvvetinin yarısına eşit kuvveti ifade eden F_3 kuvveti, $F_3 = F_G/2 = 137,5 \text{ N}$ bulunur. Taban tamburundaki direnç $\Delta F_2 = 196,2 \text{ N}$ alınarak (Aşık 1992 s: 64) bant kuvveti olan $F_4 = F_3 + \Delta F_2 = 137,5 + 196,2 = 333,7 \text{ N}$ olur. Çizelge 1'den iletim kapasitesi ve kova tipine göre $k_2 = 0,45$ alınarak kovaların birim uzunluğuna düşen ağırlık $G_1 = g \cdot k_2 \cdot Q_t = 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,45 \cdot 32 \text{ t/h} = 141,3 \text{ N/m}$ bulunur.

Gevşek koldaki bant kuvveti $F_2 = F_3 + G_1 \cdot H = 137,5 \text{ N} + 141,3 \text{ N/m} \cdot 10 \text{ m} = 1550,5 \text{ N}$, gergin koldaki bant kuvveti $F_1 = F_4 + F_H + F_A + F_K + G_1 \cdot H = 333,7 \text{ N} + 376,7 \text{ N} + 38,76 \text{ N} + 586 \text{ N} + 141,3 \text{ N/m} \cdot 10 \text{ m} \approx 2747,16 \text{ N}$ elde edilir. Bantı hareket ettiren etken kuvvet $F_E = F_1 - F_2 = 2747,16 - 1550,5 = 1197 \text{ N}$ olarak hesaplanır. Tahrik tamburu ağırlığı $\Delta F_1 = 245 \text{ N}$ alınarak (Aşık 1992 s:64) gergi kuvveti $F_{1max} = F_2 + 1,5 \cdot (F_E + \Delta F_1) = 1550,5 \text{ N} + 1,5 \cdot (1197 + 245) \text{ N} = 3713,5 \text{ N}$ bulunur ve kontrol edilir.

$$\frac{F_{1max}}{F_2} = \frac{3713,5 \text{ N}}{1550,5 \text{ N}} = 2,40$$

Çizelge 1. Kovalı İleticilerde İletim Kapasitesi, İletici Tipi ve Kova Tipine Bağlı Olarak k_1 , k_2 ve k_3 Katsayıları

| İletim kapasitesi (t/h) | İletici tipi | | | | | |
|-------------------------|----------------|--------|-------------------|--------|--------------------|--------|
| | Bantlı | | Tek sıra zincirli | | Çift sıra zincirli | |
| | Kova tipleri | | | | | |
| | Derin veya sığ | V-Tipi | Derin veya sığ | V-Tipi | Derin veya sığ | V-Tipi |
| | k_2 | | | | | |
| 10 | 0,60 | - | 1,10 | - | - | - |
| 10-25 | 0,50 | - | 0,80 | 1,10 | 1,20 | - |
| 25-50 | 0,45 | 0,60 | 0,60 | 0,85 | 1,00 | - |
| 50-100 | 0,40 | 0,55 | 0,50 | 0,70 | 0,80 | 1,10 |
| >100 | 0,35 | 0,50 | - | - | 0,60 | 0,90 |
| k_1 | 1,60 | 1,10 | 1,30 | 0,80 | 1,30 | 0,80 |
| k_3 | 2,50 | 2,00 | 1,50 | 1,25 | 1,50 | 1,25 |

Bulunan 2,40 ile $e^{\mu\alpha}$ arasında $e^{\mu\alpha} > 2,40$ ilişkisinin olması gerekir. Tahrik tamburu ile bant arasındaki sürtünme katsayısı 0,3 ve bantın tambura sarılma açısı da $180^\circ = \pi$ rad alındığında (Sağır 1990),

$e^{0,30 \pi} > 2,40 \Rightarrow 2,57 > 2,40$ bulunur. Bu da ek gergi kuvvetine ihtiyaç olmadığını ve gergi düzeneğinin emniyetli olduğunu gösterir.

Banttaki en büyük gerilme $F_1 = 2747,16$ N'dur. Bant seçimini yapabilmek için bant kontrolünün yapılması gerekir.

$$K = \frac{F_1}{B} = \frac{2747,16 \text{ N}}{30 \text{ cm}} = 91,6 \text{ N/cm}$$

Emniyet katsayısı $S = 10$ (Aşık 1992) alınarak bantın kopma dayanımı $K_{2min} = S \cdot K = 10 \cdot 91,6 \text{ N/cm} = 916 \text{ N/cm}$ bulunur. Bu kopma dayanımına bağlı olarak bant çekme dayanımları ve bant ağırlıklarını veren çizelgeden 4 katlı B50 tip, üst kaplama kalınlığı 1 mm ve alt kaplama kalınlığı 2 mm olan bant seçilebilir (Aşık 1992). Seçilen bantın kopma dayanımı 491 N/cm olup 4 katlı olduğundan mevcut emniyet katsayısı $S = 4 \cdot 491 \text{ N/cm} / 91,6 \text{ N/cm} = 21,44$ hesaplanır. Hesaplanan emniyet katsayısı, kabul edilen emniyet katsayısından da büyük çıkmıştır. Bu da, bantın çok emniyetli olduğunu göstermektedir. Bant tipine ve bant kat sayısına göre tambur çapını veren çizelgeden B50 4 katlı bant için baş tambur çapı 400 mm ve yardımcı tambur çapı 300 mm okunur (Aşık 1992). Bu değerler daha önce seçimini yaptığımız 400 mm'lik tambur çapının doğru olduğunu gösterir.

Seçilen bantın tabaka kalınlığı yine ilgili çizelgeden 1,3 mm alınırsa bantın kaplamalarla birlikte toplam kalınlığı $S = 1 \text{ mm} + 4 \cdot 1,3 + 2 \text{ mm} = 8,2 \text{ mm} = 0,82 \text{ cm}$ bulunur. Bantın tambura sarılma direnci (F');

$$F' = a \cdot B \cdot \left(b + \frac{F_E}{B \cdot g} \right) \cdot \frac{S}{D} \cdot g$$

$$= 0,09 \cdot 30 \text{ cm} \cdot \left(14 + \frac{1197}{30 \cdot 9,81} \right) \cdot \frac{0,82 \text{ cm}}{40 \text{ cm}} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 9,81 \text{ N}$$

elde edilir. Formüldeki a ve b katsayıları doku karkaslı bantlar için sabit değer olarak verilmiştir.

Kovalı İleticinin gereksinim duyduğu tahrik gücü (N) ve motor gücü (N_m), transmisyon verimi (Aşık 1992)'a göre $\eta = 0,85$ alınarak bulunur.

$$N = \frac{F_E + \Delta F_1}{1000} \cdot v = \frac{1197 \text{ N} + 245 \text{ N}}{1000} \cdot 2,5 \text{ m/s} = 3,61 \text{ kW}$$

$$N_m = 1,4 \cdot \frac{N}{\eta} = 1,4 \cdot \frac{3,61 \text{ kW}}{0,85} = 5,95 \text{ kW}$$

Tahrik tamburunun devri (n) ve tahrik tamburundaki burulma (M_d) ve tahrik momentini (M):

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 2,5 \text{ m/s}}{\pi \cdot 0,40 \text{ m}} = 119,4 \text{ min}^{-1}$$

$$M_d = \frac{9550 \cdot N}{n} = \frac{9550 \cdot 3,61 \text{ kW}}{119,4 \text{ min}^{-1}} = 288,7 \text{ Nm}$$

$$M = \frac{F_E \cdot D}{2} = \frac{1197 \text{ N} \cdot 0,40 \text{ m}}{2} = 239,4 \text{ Nm bulunur.}$$

Kovalı İleticinin tasarımıyla ilgili son olarak boşaltma oluşunun genişliği (b_{min}) ve oluk yüksekliği (h_{min}) aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$b_{min} = k' \cdot (80 + a') \tan \beta = 2 \cdot (80 + 5) \tan 35^\circ = 119 \text{ mm}$$

$$h_{min} = 2,5 \cdot a' = 2,5 \cdot 5 \text{ mm} = 12,5 \text{ mm}$$

Formüldeki k' katsayısı sınıflandırılmış materyalde 2, sınıflandırılmamış materyalde 1,8 alınır. Parça büyüklüğü olan a' buğday için 5 mm ve buğdayın statik yığılma açısı 35° alınmıştır (Aşık 1992, Spivakovsky ve Dyachkov 1984).

Hidrolik sistem tasarımı: Kovalı İletici tasarımında tahrik momentini $M = 239,4 \text{ Nm}$, tahrik gücü $N = 3,61 \text{ kW}$, tambur devir sayısı $n = 119,4 \text{ min}^{-1}$ olarak hesaplanmıştır. Hidrolik sistemin basıncında ortalama $P = 150 \text{ bar}$ ve $n = 120 \text{ min}^{-1}$ kabul ederek hidrolik motora ilişkin tasarım verileri hesaplanabilir. Hidrolik motorun her devrinde geçen akışkan miktarı (V_m);

$$V_m = \frac{628 \cdot M}{p \cdot \eta_{hm} \cdot g} = \frac{628 \cdot 239,4 \text{ Nm}}{150 \text{ bar} \cdot 0,90 \cdot 9,81} = 114 \text{ cm}^3/\text{dev.}$$

Karacan (1984), hidrolik motorlarda mekanik verimin $\eta_{hm} = 0,90$, hacimsel verimin $\eta_v = 0,90$ ve toplam verimin $\eta_t = 0,85$ alınabileceğini bildirmiştir.

Motorun bir devrindeki akışkan hacmi bir üst standart hacme ($V_m = 125 \text{ cm}^3/\text{dev.}$) tamamlanarak motordan geçen sistem debisi hesaplanabilir.

$$Q = \frac{V_m \cdot n}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{125 \text{ cm}^3/\text{dev} \cdot 120 \text{ min}^{-1}}{1000 \cdot 0,90} \approx 17 \text{ L/min}$$

Hesaplanan sistem debisini ve seçilen sistem basıncını sağlayacak hidrolik motor gücü (P_m);

$$P_m = \frac{Q \cdot p \cdot \eta_k}{600} = \frac{17 \text{ L/min} \cdot 150 \text{ bar} \cdot 0,85}{600} \approx 3,61 \text{ kW}$$

bulunur. Seçilen ve hesaplanan basınç, debi ve güç göz önüne alınarak kovalı iletilici için hidrolik motor olarak firma kataloğundan Casappa markasının RBS 125 modeli seçilebilir.

Hidrolik pompanın tahriki için gerekli minimum güç (P_p), pompa debisini motor debisine eşit alarak ($Q_m = Q_p = 17 \text{ L/min}$) aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$P_p = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_t} = \frac{17 \text{ L/min} \cdot 150 \text{ bar}}{600 \cdot 0,85} = 5 \text{ kW}$$

Hidrolik pompanın debisi ve gücüne uygun pompa tipi olarak firma kataloğundan Casappa PLP 20-20 model pompa seçilebilir. Seçilen bu pompa 500 ile 3000 min^{-1} devir sayısında ve 300 bar basınçta çalışabilmektedir.

Hidrolik sistemde depo hacmi pompa debisinin yaklaşık 3-5 katı olmaktadır (Pinches ve Ashby 1994). Üç katı kabul edersek yağ deposu hacmi = $V_0 = 3 \cdot 17 = 51 \text{ L}$ olur.

Hidrolik sistem çalışma sıcaklığını $55 \text{ }^\circ\text{C}$ ve dış ortam sıcaklığını $25 \text{ }^\circ\text{C}$ kabul edersek, sıcaklık artışıyla meydana gelen sistem yağ hacmindeki değişim (ΔV) aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta V = V_0 \cdot k_g \cdot \Delta t = 51 \text{ L} \cdot 0,0007 \cdot 1/^\circ\text{C} \cdot (55 - 25 \text{ }^\circ\text{C}) = 1,071 \text{ L}$$

Buradaki genleşme katsayısı (k_g), $^\circ\text{C}$ başına 0,0007 alınabilir.

Sistemde kullanılacak boru çapları basınç, emiş ve dönüş hattı için bulunur. Aşağıdaki formüllerde kullanılan basınç, emiş ve dönüş hattı hızları sırayla 4, 1 ve 3 m/s olarak seçilebilir (Karacan 1984).

$$d_{\text{basınc}} = \left(\frac{21 \cdot Q}{V_{\text{bas}}} \right)^{1/2} = \left(\frac{21 \cdot 17 \text{ L/min}}{4 \text{ m/s}} \right)^{1/2} = 9,45 \approx 10 \text{ mm}$$

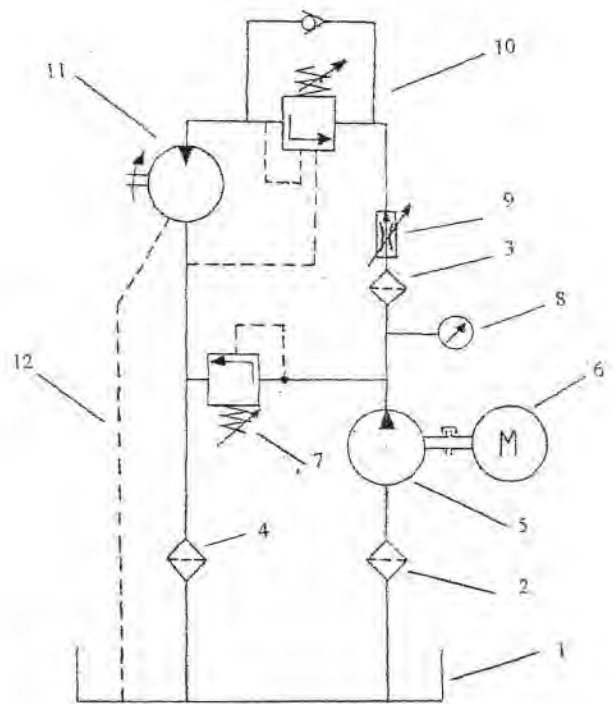
$$d_{\text{emiş}} = \left(\frac{21 \cdot Q}{V_{\text{emiş}}} \right)^{1/2} = \left(\frac{21 \cdot 17 \text{ L/min}}{1} \right)^{1/2} = 18,9 \approx 20 \text{ mm}$$

$$d_{\text{dönüş}} = \left(\frac{21 \cdot Q}{V_{\text{dönüş}}} \right)^{1/2} = \left(\frac{21 \cdot 17 \text{ L/min}}{3} \right)^{1/2} = 11 \approx 15 \text{ mm}$$

Tasarımı yapılan hidrolik sistemin çalışmasını gösteren devre şeması Şekil 2'de verilmiştir.

Hidrolik sistemde basınç emniyet (relief) valfi olarak Oleostar VMP 5 modeli, hidrolik motorun devrini değiştirmek için Oleostar VPR/2/RL/C 38 model akış kontrol valfi seçilebilir.

Kovalı iletilicide sistemin durdurulması halinde dolu kovaların ağırlık etkisiyle geri hareketini önlemek için hidrolik motor ile hidrolik pompa arasında bir adet Oleostar VOSL 38 model yük tutma valfi konulması uygun görülmüştür. Sistemde basınç ölçen bir manometre ve Pirelli markasının P2 standardındaki hortumu kullanılacaktır. Bu hortumlar 300 bar basınca kadar dayanabilmektedir. Sistemde akışkan olarak Petrol Ofisi'nin Super Hydro Oil HD modeli yağı tercih edilmiştir. Hidrolik sisteme 15-300 L/min debi aralığında ve 10-25 μm boyutundaki yabancı maddeleri süzebilecek kapasitede olan Ikron marka HF 620 serisi filtre elemanı önerilebilir.



Şekil 2. Tasarımı yapılan hidrolik sistemin devre şeması (1. Depo, 2. Emiş filtresi, 3. Basınç filtresi, 4. Dönüş filtresi, 5. Pompa, 6. Pompa tahrik motoru, 7. Ayarlanabilir basınç emniyet valfi, 8. Manometre, 9. Visköziteye duyarlı ayarlanabilir akış kontrol valfi, 10. Ayarlanabilir fren valfi, 11. Hidrolik motor, 12. Sızıntı hattı)

Sonuç

Tasarımı yapılan kovalı iletilci ve hidrolik sisteme ilişkin veriler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- İletimi yapılacak materyal: Buğday
- Buğdayın yığılma özgül ağırlığı (γ): $\approx 0,75 \text{ t/m}^3$
- Kova dolma verimi (ϕ): %75
- Ortalama tane uzunluğu (a_{ort}): 2 - 5 mm
- Bant hızı (v): 2,5 m/s
- Kullanılacak iletilci tipi: 1AFG (Bantlı, santrifüj normal boşaltmalı, düşey duruşlu, çift gövdeli, baş kısmından gergi düzenli)
- İleticinin çalışacağı yer: Kapalı bina içinde
- Dizayn kapasitesi (Q_t): 32 t/h
- Tambur eksenleri arası mesafe (H): 10 m
- Kova aralığı (e): 0,354 m
- DIN 15232 standardındaki kovalardan B250x160x1,5 ölçülerinde kova
- Kova hacmi (V): 2,24 L
- Kova ağırlığı (G): 14N
- DIN 15251'e göre kovalı iletilci ölçüleri
- Tambur çapı: 400 mm
- DIN 22102 standardına göre bant genişliği: 300 mm
- Tambur genişliği: 350 mm
- Materyalin düşey yükselme mesafesi (H_1): 10,8 m
- Birim materyal ağırlığı (G_2): 34,88 N/m
- Materyali yükseltmek için gerekli kuvvet (F_H): 376,7 N
- Yüklenme direnci (F_A): 38,76 N
- Oluktan dökülen materyal hızı (v'): 1,86 m/s
- Kovanın malzemeyi kazıma direnci (F_K): 586 N
- Kova uzunluğu (h_1): 0,17 m
- Kovaların izafi takip süresi (θ_r): 0,19 s
- Özgül kazıma işi (W): 24 Nm/N
- Kuyruk tamburu ağırlığı (F_G): 275 N
- Bantın birim uzunluğuna düşen ağırlık (G_1): 141,3 N/m
- Gevşek koldaki bant kuvveti (F_2): 1550,5 N
- Gergin koldaki bant kuvveti (F_1): 2747,16 N
- Bantı hareket ettiren etken kuvvet (F_E): 1197 N
- Bantın kopma dayanımı (K_{2min}): 916 N/cm
- Bant cinsi ve kat sayısı: 4 katlı B50 (pamuk) karkaslı üst kaplaması 1 mm ve alt kaplaması 2 mm özelliğinde
- B50 bantın toplam kalınlığı (S): $1,0 + 4 \cdot 1,3 + 2,0 = 8,2 \text{ mm}$
- Tamburdaki sürtünme direnci (F'): 9,81 N
- Tamburdaki tahrik momenti (M): 239,4 Nm
- Kovalı iletilcinin toplam tahrik gücü (N): 3,61 kW
- Tambur devir sayısı (n): $119,4 \text{ min}^{-1}$
- Tahrik tamburundaki burulma momenti (M_d): 288,7 Nm
- Boşaltma oluğunun genişliği (b_{min}): 119 mm
- Oluk yüksekliği (h_{min}): 12,5 mm
- Oluk eğimi: 35°

Hidrolik sistemin teknik değerleri:

- Hidrolik sistem basıncı (p): 150 bar
- Hidrolik motordan her devirde geçen akışkan miktarı (deplasman) (V_m): $125 \text{ cm}^3/\text{devir}$
- Hidrolik sistemin debisi (Q): $\approx 17 \text{ L/min}$

- 3,61 kW'lık hidrolik motor gücü için Casappa markasının RBS 125 modeli motor ve bu hidrolik motor,
- 10,8 kg ağırlığında
- $127 \text{ cm}^3/\text{devir}$ deplasmanında
- Maksimum 710 min^{-1} sayısında
- Maksimum torku 38 kpm değerinde
- Maksimum gücü 21 kW değerinde
- Maksimum sistem basıncı 210 bar değerinde
- Maksimum debisi 90 L/min değerinde
- Pompanın debisi (Q): 17 L/min
- Hidrolik pompanın tahriki için gerekli güç (P): 5 kW
- Hidrolik pompa Casappa markasından PLP 20-20 modeli pompa ve bu pompa
- 4,45 kg ağırlığında
- Pompa devir sayısı (n): 500 ile 3000 min^{-1}
- Maksimum 300 bar çalışma basıncında
- Hidrolik sistemin deposunun hacmi (V): 51 L
- Hidrolik sistem çalışma sıcaklığı: 55°C ve dış ortamın sıcaklığı 25°C
- Sistemdeki yağ hacim miktarındaki değişimi (ΔV): 1,071 L
- Basınç hattındaki hortum çapı ($d_{basınc}$): 10 mm
- Emiş hattındaki hortum çapı ($d_{emiş}$): 20 mm
- Dönüş hattındaki hortum çapı ($d_{dönüş}$): 15 mm
- Basınç emniyet (relief) valfi Oleostar markasının VMP 5 modeli valf
- Hidrolik motorun devrini artırmak ya da azaltmak için kullanılacak akış kontrol valfi Oleostar markasının VPR/2/RL/C 38 modeli akış kontrol valfi
- Fren düzeneği için Oleostar VOSL 38 modeli yük tutma valfi
- Basınç, dönüş ve emiş hattında kullanılacak olan filtreler Ikron markasının HF 620 serisi filtre elemanı (15-300 L/min debi aralığında işlevini yerine getirebilen selülozik malzemeden yapılarak nominal 10-25 μm büyüklüğündeki maddeleri filtre edebilmektedir)
- Hidrolik sistemde Pirelli markasının P2 standardındaki hortum (Maksimum basıncı: 300 bar)
- Hidrolik akışkan Petrol Ofisi'nin Super Hydro Oil HD 32 modeli madeni yağ

Kaynaklar

- Alım, Y., S. Yavuz ve M. Doğan. 1986. Konveyör Seçimi ve Tasarımı. SEGEM yayınları, Ankara.
- Anonim, 1983. Sürekli Mekanik Taşıma Ekipmanları – Kovalı Elevatörlerin Sınıflandırılması. TSE 3902, Ankara.
- Anonim, 1994 a. Hidrolik Arıza Arama Becerisini Geliştirme. MEB yayınları: 2709/70, Ankara.
- Anonim, 1994 b. Temel Hidrolik. MEB yayınları: 2706/67, Ankara.
- Anonim, 2001. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, İstanbul.
- Anonymous, Tarihsiz. Hydraulic Valves. Oleostar, Italy.
- Anonymous, 1972. Fundamentals of Service Hydraulics. Deere and Company, Moline Ill, Second Edition, USA.

- Anonymous, 1998 a. High Torque At Low Speed Motors Orbita Series. Casappa, Italy.
- Anonymous, 1998 b. Polaris 20 Series Hydraulic Gear Pumps and Motors. Casappa, Italy.
- Aşık, E. 1992. Kovalı Elevatörler. TMMOB Makina Mühendisleri Odası yayınları: 139, Ankara.
- Beverly, G. J., A. W. Roberts and J. W. Hayes. 1983. Mechanics of high speed elevator discharge. Bulk Solids Handling, 3 (4) 853-859.
- Deligönül, F. 1989. Taşıma ve İletim Tekniği. Çukurova Üniv. Ziraat Fak. Yayınları: 3, Adana.
- Demirsoy, M. 1984. Transport Tekniği. Cilt 1, Birsen Yayınevi, Ankara.
- Karacan, İ. 1984. Endüstriyel Hidrolik. Gazi Üniv. Teknik Eğitim Fakültesi Yayınları, 3. Baskı, Ankara.
- Millier, W. F. 1958. Bucket Elevators, Auger Conveyors for Free Flowing Materials. Agricultural Engineering, September, 552-555.
- Pinches, M. J. ve J. G. Ashby. 1994. Güç Hidroliği. MEB Yayınları: 2705/66, Ankara.
- Roberts, A. W. and J. W. Hayes, 1980. Economic Optimization of Conveyor System Design. The University of Newcastle, New South Wales 2308, Australia.
- Rohner, P. 1994. Endüstriyel Hidrolik Kontrol. MEB Yayınları: 2711/72, Ankara.
- Sağır, S. S. 1990. Computer Aided Design of Bucket Type Elevators and Belt Conveyors. Master's Thesis in METU, Ankara.
- Spivakovsky, A. ve V. Dyachkov. 1984. Götürücüler (Konveyörler) ve İlgili Donatımı. Çev: A. M. Cerit, TMMOB Yayınları: 105, Ankara.

İletişim adresi:
Metin GÜNER
Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi
Tarım Makinaları Bölümü-Ankara
Tel: 0312 3170550/1591
Fax: 03123183888
E-Mail: güner@agri.ankara.edu.tr.