

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ANKASTRE BUZDOLAPLARINDA AYARLANABİLEN ARKA AYAK
KONSTRÜKSİYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Alper ERDEM**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Konstrüksiyon

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ANKASTRE BUZDOLAPLARINDA AYARLANABİLEN ARKA AYAK
KONSTRÜKSİYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Alper ERDEM
(503011061)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Ocak 2010

Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Erdem İMRAK (İTÜ)
Y. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI (İÜ)

Ocak 2010

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince ve lisans eğitimimden bu yana bana yardımcı olan ve yol gösteren danışman hocam sayın Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ'e sonsuz teşekkür ederim. Ayrıca, çalışmam sırasında bana her türlü desteği veren aileme ve BSH Ev Aletleri A.Ş'ye ve mesai arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2009

Alper ERDEM
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ.....	xi
ÖZET	xiii
SUMMARY.....	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı.....	1
2. ANKASTRE BUZDOLAPLARININ TANIMI	3
2.1 A-Cool Ankastre Buzdolapları.....	3
2.2 A-Cool Ankastre Buzdolapları Makine Bölümü	4
2.3 Yan Panel.....	5
3. AYARLI ARKA AYAKTA ORTAYA ÇIKAN PROBLEMLER.....	7
3.1 Çelik Telin Hareket Etmemesi.....	7
3.2 Çelik Teli Tutan Segmanın Çıkması	7
3.3 Çelik Telin Kopması	8
3.3.1 Telin kendisinin kopması.....	8
3.3.2 Çelik telin anahtar ağız bölgesinden çıkması.....	9
3.4 Vidanın Alüminyum Boru İçerisine Girmesi	9
3.5 Çelik Telin Kondansere Zarar Vermesi	11
4. ALTERNATİF ÇÖZÜMLER.....	13
4.1 Arka Ayağın Eğimli Yüzey İle Hareket Ettirilmesi	13
4.2 Sonsuz Vida Mekanizması.....	15
4.3 Arka Tekerlek Grubunun Vida İle Hareket Ettirilmesi	16
5. PLASTİK DİŞLİLER.....	19
5.1 Giriş	19
5.2 Maliyet.....	19
5.3 Tasarım Kolaylığı.....	19
5.4 Gürültü Miktarı	20
5.5 Dişlilerin Yağlanması	20
5.6 Plastik Dişli Malzemeleri	21
5.7 Dişli Çarklardaki Temel Kavramlar	22
5.7.1 Düz alın dişliler	22
5.7.2 Silindirik helisel dişliler.....	25
5.7.3 Sonsuz vida mekanizması.	27
5.7.3.1 Sonsuz vida tipleri.....	27
5.7.3.2 Sonsuz vida mekanizmasının boyutları.....	28
5.7.3.3 Sonsuz vida mekanizmasında taşıma kabiliyeti.....	29
6. SONSUZ VIDA HESAPLAMALARI VE MODELELEMESİ.....	33
6.1 Sonsuz Vida Hesaplamaları	33

6.1.1 Tekerleği hareket ettiren vidanın hesabı	33
6.1.2 Sonsuz vida mekanizmasının boyutlandırılması	35
6.1.3 Y¼k karakteristik değerinin bulunması	37
6.1.4 Y¼zey basıncı hesabı.....	38
6.2 Verilerin Dişli Analiz Programı İle Doğrulanması.....	39
6.3 Boyutlara Göre CAD Modellemenin Yapılması	42
6.4 Deneme Sonuçları	45
7. SONUÇLAR.....	49
KAYNAKLAR.....	51
EKLER	53

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 5.1 : Standart Modül Değerleri.....	23
Çizelge 5.2 : Normal Kavrama Açısı α_{n0} 'ın Değerleri.	28

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Ankastre dolap kurulumu.....	1
Şekil 2.1 : SxS kurulumu yapılmış dolaplar.	3
Şekil 2.2 : Arka ayak monte edilmiş yan panel ve dolap gövdesi.....	4
Şekil 2.3 : Arka ayak yandan görünüş.....	5
Şekil 2.4 : Yan panel komponentleri.	5
Şekil 2.5 : Ayarlı arka ayak.....	6
Şekil 2.6 : Ayarlı arka ayak ölçüleri.	6
Şekil 3.1 : İki segman ile sabitlenmiş çelik tel.....	7
Şekil 3.2 : Segman çıkmasına karşı yapılan iyileştirme.	8
Şekil 3.3 : Çelik telin kopması.	8
Şekil 3.4 : Çelik telin çıktığı bölge.....	9
Şekil 3.5 : Vidanın borunun içine girmesi.	10
Şekil 3.6 : Alüminyum borunun ucuna pul eklenmesi.	10
Şekil 3.7 : Telin kondansere değerek zarar vermesi.....	11
Şekil 3.8 : Çelik tele verilen yeni form.....	12
Şekil 4.1 : Kayar düzlemlı arka ayak mekanizması.	13
Şekil 4.2 : Minimum, maksimum yükseklik.....	14
Şekil 4.3 : Sürtünen metal yüzeyler.....	14
Şekil 4.4 : Mekanizmanın şematik çizimi.....	15
Şekil 4.5 : Sonsuz vida mekanizması.	15
Şekil 4.6 : Alternatif ayarlanabilir arka ayak mekanizması.....	16
Şekil 4.7 : Mekanizmanın eğimli hareket mili.	17
Şekil 4.8 : Mekanizmanın tekerlek bağlantı detayı.....	17
Şekil 5.1 : Düz alın dişli.	22
Şekil 5.2 : Referans profil.....	22
Şekil 5.3 : Evolvent profil.....	24
Şekil 5.4 : Kavrama açısı.	25
Şekil 5.5 : Helisel dişlideki genel boyutlar.....	26
Şekil 5.6 : Sonsuz vida çark çeşitleri.....	28
Şekil 5.7 : Sonsuz vidanın temel boyutları.....	29
Şekil 5.8 : Sonsuz vida mekanizmasındaki kuvvet durumu.	30
Şekil 5.9 : Sonsuz vida çarkının z_2 diş sayısına bağlı diş sayısı katsayısı, f_z	31
Şekil 5.10 : Vida eğim açısının sonsuz vida verimine etkisi.	32
Şekil 6.1 : Mekanizmanın şematik gösterimi.....	33
Şekil 6.2 : Vidada kuvvet durumu.....	34
Şekil 6.3 : İzafi kayma hızına bağlı sınır yük karakteristik değeri.....	38
Şekil 6.4 : İzafi kayma hızına bağlı sınır yüzey basınç değerleri.	39
Şekil 6.5 : Temel büyüklüklerin girildiği, Kisssoft ana sayfası.....	40
Şekil 6.6 : Sonsuz vidanın detay bilgilerinin girildiği pencere.	40
Şekil 6.7 : Vida çarkının detay bilgilerinin girildiği pencere.	41
Şekil 6.8 : Vida çiftinin grafik gösterimi.....	42

Şekil 6.9 : Sonsuz vida çiftinin Kisssoft programında modellenmesi.	42
Şekil 6.10 : Yeni modellenen parçaların listesi.	43
Şekil 6.11 : Hareket milinin dişli mekanizmasına merkezlenme detayı.	44
Şekil 6.12 : Ayarlı arka ayak kasasının dişli çarkı için değiştirilmiş hali.	44
Şekil 6.13 : Dişli grubu plastiklerinin montajı ve yeni ayarlı arka ayak.....	45
Şekil 6.14 : İlk denemede deforme olan sonsuz dişli ve hızlı prototip parça.....	46
Şekil 6.15 : Sonsuz vidanın kenarlarının güçlendirilmesi.....	47
Şekil 6.16 : Sonsuz vida çarkının deforme olan bölgesi	47
Şekil 6.17 : Sonsuz vidanın deforme olması.	48

SEMBOL LİSTESİ

m	: Modül
d₀	: Taksimat dairesi çapı
d_b	: Diş başı dairesi çapı
d_t	: Diş dibi dairesi çapı
d_t	: Temel dairesi çapı
t	: Taksimat
e	: Taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğu
s	: Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı
h	: Diş yüksekliği
h_b	: Diş başı yüksekliği
h_t	: Diş dibi yüksekliği
r_g	: Temel dairesi yarıçapı
b	: Dişli çarkın genişliği
S_k	: Diş dibi boşluğu
α	: Kavrama açısı
α_a	: Alın kavrama açısı
z₁	: sonsuz vidanın diş sayısı
z₂	: Vida çarkının diş sayısı
β₀	: Eğim açısı
γ₀	: Helis açısı
H	: Sonsuz dişlinin hatvesi
t_a	: Alın taksimatı
t_n	: Normal taksimat
m_a	: Alın modülü
m_n	: Normal modülü
ε	: Kavrama oranı
ε_{top}	: Toplam kavrama oranı
ZN	: N profilli sonsuz vida
ZK	: K profilli sonsuz vida
ZA	: A profilli sonsuz vida
ZI	: Evolvent profilli sonsuz vida
a	: Merkezler arası mesafe
b	: Faydalı diş genişliği
b₁	: Sonsuz vidanın uzunluğu
v	: Taksimat dairesi üzerindeki çevre hızı
n₁	: Sonsuz vidanın devri
n₂	: Vida çarkının devri
w	: Diş temas yüzeylerinin kayma hızı
F₂	: Vida çarkına etkiyen teğetsel kuvvet
f_z	: Diş sayısı faktörü
P₂	: Sonsuz vida çarkındaki kuvvet
η_{L1}	: Vida yatak verimi

η_{L2}	:Çark yatak verimi
η_{top}	:Toplam verim
η_z	:Vida dişlerinin verimi
ρ	: Sürtünme açısı
α_m	: Metrik vida eğim açısı
β	: Metrik vidanın tepe açısı
h	: Metrik vidanın hatvesi
d_2	: Metrik vidanın ortalama çap değeri
M_G	: Döndürme momenti

ANKASTRE BUZDOLAPLARINDA AYARLANABİLEN ARKA AYAK KONSTRÜKSİYONU

ÖZET

Ankastre buzdolaplarının kabinet içerisine kurulumları yapılırken cihazın arka tarafına ulaşmak imkansız olduğu için arka ayak yükseklik ayarını ön taraftan yapabilecek bir mekanizmaya ihtiyaç vardır. Mutfaklardaki zeminler evden eve farklılık göstermektedir, özellikle bozuk zeminli yerlerde buzdolabının dengesini sağlayabilmek için dört ayağın bağımsız olarak ayarlanabilmesi gerekmektedir.

Cihazlarda yükseklik ayarlı tekerlek mekanizması olmasının üç faydası vardır. Cihazın terazide olması: Cihazın terazide olması çalışma sırasında cihazın fonksiyonlarını daha iyi yerine getirmesini sağlar. Örneğin, buzdolabında bulunan buz yapma makinesi(Ice maker) hatalı çalışabilir.Veya, çamaşır makinesi yüksek devirlerde çalışırken terazide olması titreşim ve ses açısından önemlidir.

Cihazın istenilen yükseklikte olması: Kurulumu yapılan cihazın yanında ve/veya etrafındaki diğer cihazlar ve içine konduğu kabin ile uyum içinde olabilmesi için istenilen yüksekliğe ayarlanabilir olması gerekir.

Cihazın rahat hareket ettirilebilmesi: Kurulum, temizlik veya bakım sırasında cihazın kolay hareket ettirilebilmesi gerekir.

Bunun için değişik sistemler mevcuttur. Bu tez çalışmasında, tam randımanlı çalışmayan çelik tel ile ayarlanabilen arka ayak konstrüksiyonu incelenerek iyileştirilmeye çalışılmıştır. Yapılan konstrüktif iyileştirmeler sonucu problem tam olarak çözülemediği için alternatif çözümler incelenmiştir. Bu çözümlerden mevcut buzdolabı konstrüksiyonuna en uygun olduğu düşünülen sonsuz dişli sistem detaylı olarak çalışılarak projelendirilmiştir. Dolabın ön tarafından arkasına doğru yerleştirilmiş bir mil vasıtasıyla arkadaki mekanizmanın hareket ettirildiği diğer alternatif çözümler, yükseklik ayarlarının sınırlı olması nedeniyle seçilmemiştir.

Sonsuz dişli tasarımında ilk önce teorik hesaplamalar ile mevcut sistemi kaldırabilecek dişli boyutları bulunmuştur. Sistem, dinamik ve ağır yüklere maruz kalmadığı ve çalışma süresinin çok kısa olduğu göz önüne alınarak dişlilerin plastikten yapılmasına karar verilmiştir.

İlk yapılan denemelerde, hesaplamarda bulunan dişli boyutlarına çok yakın boyutlardaki numune sonsuz dişli ve dişli çarkı, dişlileri kapatmaya yarayan ve aynı zamanda yataklayan plastik hızlı prototip olarak üretilmiş ve kullanılmıştır. Bu yüzden ilk denemelerde, dişlilere gelen yükler çok az olmasına rağmen, sonsuz vida deforme olmuştur. Bu deformasyonu engellemek için POM'dan üretilmiş bir kapama ve merkezleme plastiği mevcut dişlilere göre modifiye edilerek kullanılmıştır. Ek olarak dişli çifti ve dişlilerin plastik ile temas eden, yataklanan, yüzeyleri gres ile yağlanmıştır. Sadece bir defa olarak yapılan gresleme işlemi plastik dişliler için yeterlidir. Son duruma göre yapılan denemeler neticesinde sistem zorlanmadan çalışmaktadır ve çelik tel sistemine iyi bir alternatif oluşturmaktadır.

ADJUSTABLE BACK ROLLER CONSTRUCTION DRIVEN BY WORM GEAR IN BUILT-IN REFRIGERATORS

SUMMARY

There is a necessity of a mechanism to make the height adjustment of the back rollers from the front of the refrigerator during the installation process. There are many types of floor properties changing from one kitchen to another. Especially when the floor of the kitchen is very rough it is needed to adjust four of the rollers and feet independently from each other.

There are some mechanisms for these situations. In this thesis, adjustable back roller mechanism, which does not work properly, is analyzed and some components of the system are modified to make it work better. Alternative design proposals are defined and examined because the modifications did not solve the problem. Worm gear solution is decided to work on in detail than the other solutions because it fits to the current construction of the refrigerator better than the others. The other alternative solutions such as making the back roller adjustment with a shaft rotated from the front of the appliance also works but the height adjustment is very limited due to its construction. For that reason they are not chosen for a detailed tests and calculation.

First, the theoretical calculations are done and the dimensions of the worm gear are determined which can adjust the height of the appliance. It is decided to make the calculations and tests with plastic gears (POM, PA6) because there is not too much and dynamic load applied to the gears, and the operating time is very limited.

In the first tests, some plastic gears which have very similar dimensional properties with calculations are used with a rapid prototyped housing which is also used for bearing. Although the load is very low according to the other systems, the worm gear is deformed mainly because of the rapid prototyped housing which causes extreme friction and heat generation. A POM housing is modified according to the gears to prevent this failure. Additionally, the worm gear pair and the bearing detail of the plastic housing are greased for once to reduce the effects of friction. After these adjustments, the tests are repeated and the worm gear system worked without any failure. But the construction can be optimised for better mechanical properties and cost reduction.

1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

BSH A-Cool SxS ankastre buzdolaplarında kullanılan arka ayak ayarlama mekanizması mekanik olarak iyi bir çözüm değildir ve sorun çıkartmaktadır. Mevcut sorunları yok eden işlevsel, ekonomik bir çözüm bulunması gerekmektedir.

SxS ankastre buzdolapları kabinet içerisine yerleştirildikten sonra, dolabın dengede/terazide olabilmesi için, ön ve arka ayakların yükseklik ayarlarının yapılması gerekiyor. Şekil 1.1’de kurulum aşaması gösterilmektedir.



Şekil 1.1 : Ankastre dolap kurulumu.

Çok çeşitli mutfak zeminleri olduğu için, dolabın dört köşesinin de birbirinden bağımsız olarak yükseklik ayarlarının yapılması gerekiyor. Genel tecrübeye dayanarak olarak, her ayak 70 mm mesafe hareket edebilecek şekilde tasarlanmıştır. Ön ayakların yükseklik ayarının yapılmasında bir sorun yoktur. Fakat arka ayaklar için aynı durum söz konusu değildir.

Çünkü kabinet içerisine konulan dolabın arkasına müdahale şansı yoktur. Bunun için, ön taraftan kontrol edilebilen bir mekanizmaya ihtiyaç vardır.

Mevcut mekanizma, 6 mm çapındaki çelik telin ön taraftan çevrilerek, tele bağlı olan M12 vidanın dönmesi sağlanmaktadır. Çelik telin mukavemeti normal şartlarda dolap yükünü kaldırabilmektedir. Fakat uygulamada çelik tele verilmek zorunda olunan şekil dolayısıyla, tele gelen kuvvetler artmakta ve gerilmeler kopma sınırını aşmaktadır.

Bu çalışmada, çelik tele alternatif olabilecek mekanik çözümler değerlendirilerek, konstrüktif, kolay imalat, kolay montaj, servis verilebilme ve maliyet açısından en uygun çözüm seçilerek o çözümün gerektirdiği hesaplamalar ve model tasarımları yapılmış, sistem deneysel olarak test edilmiştir.

Test edebilmek için maksimum ağırlığa sahip iki dolabın(BM 36", 300 kg) üzerlerine paslanmaz çelik kapılarının da montajı yapılarak SxS ankastre kurulumu yapılacaktır, böylece müşteri evindeki aynı ortam yaratılmış olacaktır.

2. ANKASTRE BUZDOLAPLARININ TANIMI

2.1 A-Cool Ankastre Buzdolapları

Tam entegre edilmiş (Fully integrated) gardırop tipi ankastre buzdolabı olarak üretilen A-Cool serisi dolaplar, SD (Single door – Tek kapı) ve BM (Bottom freezer – Dondurucu altta) olmak üzere iki ana gruba ayrılabilir. SD grubu kendi içerisinde, 18”, 24”, 30” ve 36” olmak üzere dört ana genişlik grubuna ve SDR (Single door refrigerator – Tek kapı soğutucu) ve SDF (Single door freezer – Tek kapı dondurucu) olmak üzere de iki alt gruba ayrılır. BM modellerinin alt bölümü dondurucu, üst bölümü soğutucudur ve her iki bölmenin soğutma çevrimi birbirinden bağımsızdır.

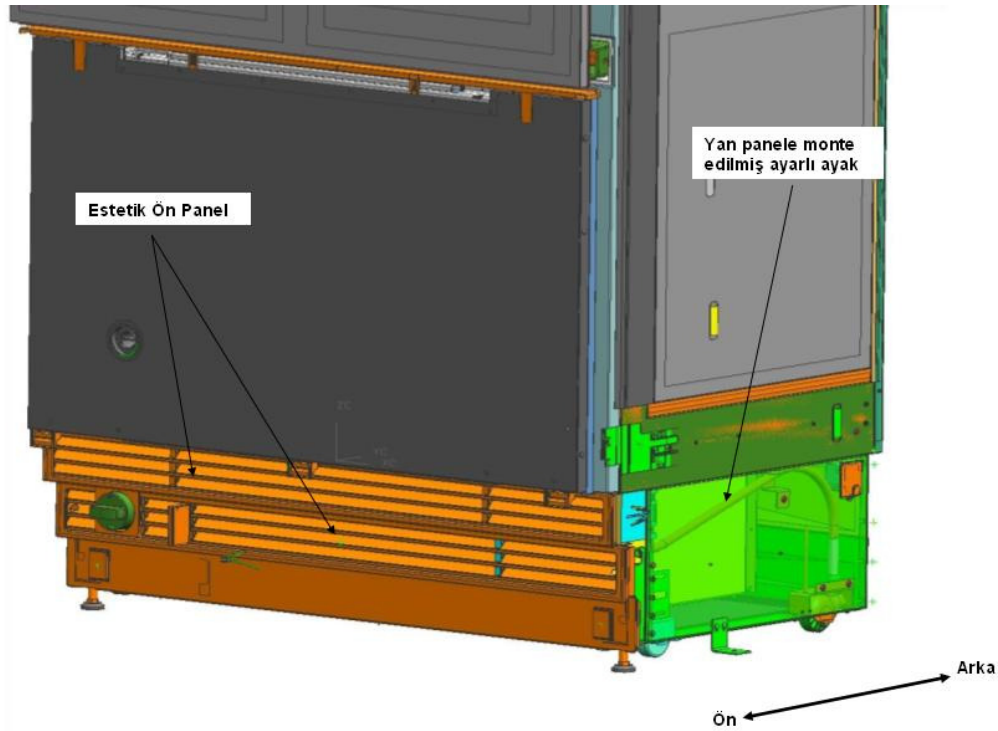


Şekil 2.1 : SxS kurulumu yapılmış dolaplar.

Derinlikleri ve yükseklikleri aynı olan bu modüler dolapların her biri bağımsız çalışan birer ünite olarak herhangi bir kombinasyonda, müşterinin ihtiyaçları ve istekleri doğrultusunda yan yana kurulumları yapılabilir. Şekil 2.1’de SxS(Side by side) kurulumu yapılmış iki dolabın resmi vardır.

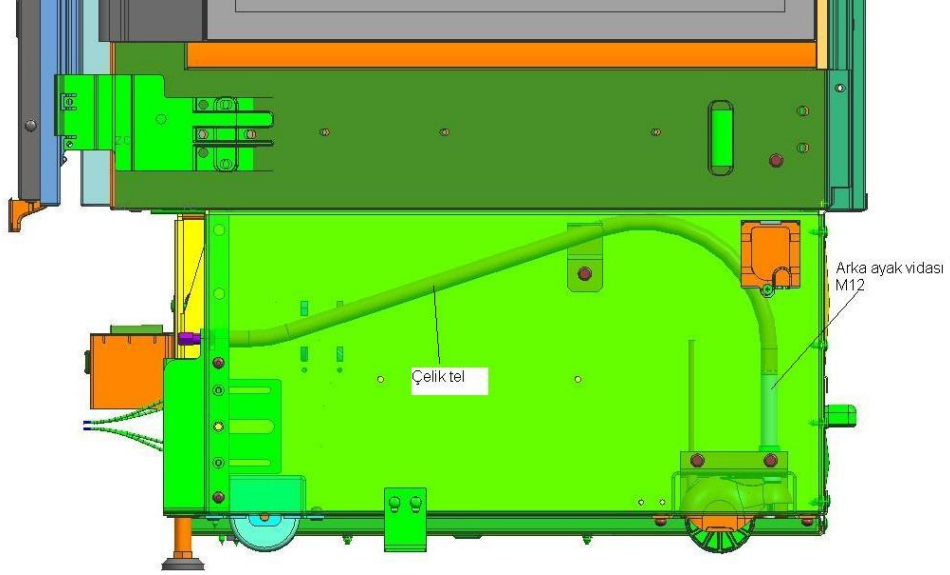
2.2 A-Cool Ankaştre Buzdolapları Makine Bölümü

Dolapların, kompresör, kondanser, elektrik trafoları, elektronik kart, PCB, su valfları, adaptör bakır boruları ve taşıyıcı sacları bu bölgede bulunmaktadır. Taşıyıcı yan panellere monte edilmiş ayarlı arka ayak grubu sol ve sağ olmak üzere her dolapta iki adet bulunmaktadır. Şekil 2.2’de arka ayağı taşıyan yan panelin gövdeye montajı şekli verilmiştir.



Şekil 2.2 : Arka ayak monte edilmiş yan panel ve dolap gövdesi.

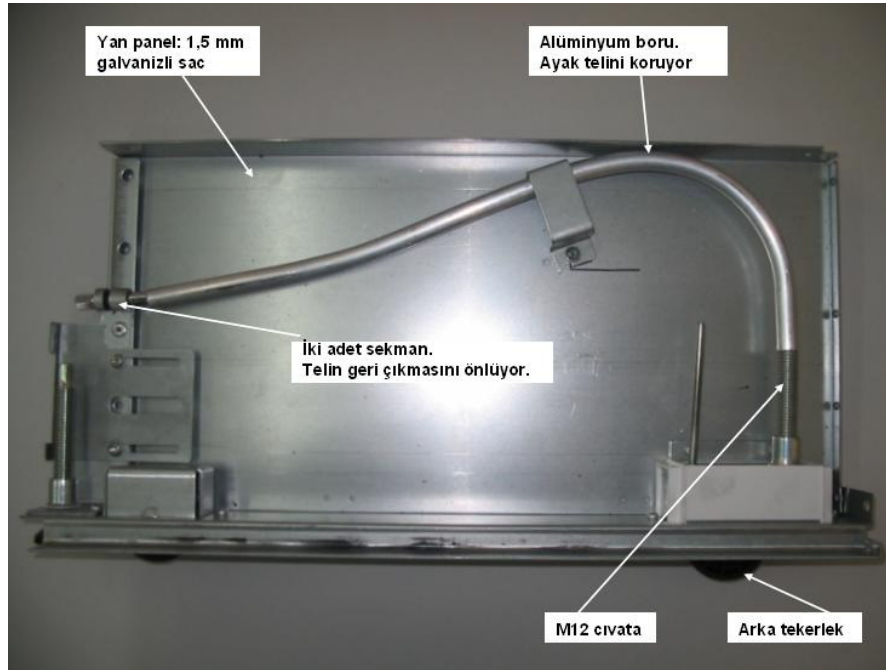
Şekil 2.3’te yan panelin gövdeye montaj şekli yandan görünüş olarak verilmiştir.



Şekil 2.3 : Arka ayak yandan görünüş.

2.3 Yan Panel

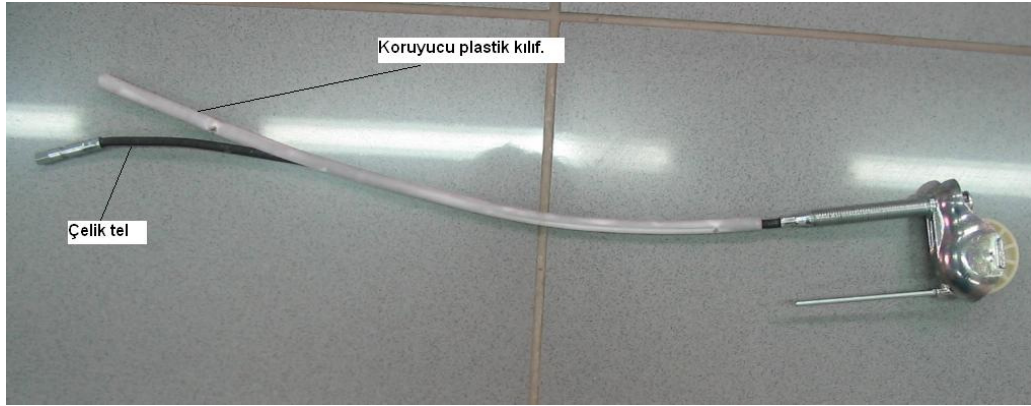
Arka ayağın takılı olduğu yan paneller, her dolapta sağ ve sol olmak üzere iki adet bulunmaktadır. 1,5 mm galvanizli sacdan üretilen yan paneller aynı zamanda ön panelin ve kondanser grubunun da sabitlenmesine yararlar. Şekil 2.4'te yan paneldeki komponentler ve ayarlı arka ayak parçaları gösterilmiştir.



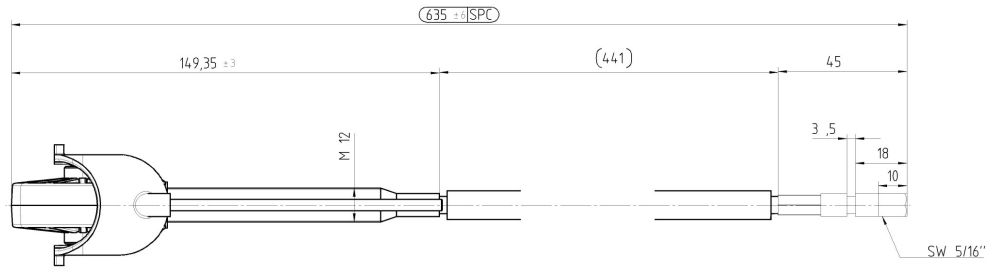
Şekil 2.4 : Yan panel komponentleri.

Ayarlanabilir arka ayak, döndürme işlemini yapan çelik tel ve tekerleğin bağlı olduğu M12'lik vida komponentlerinin montajından oluşmaktadır. Çelik tel, 6 mm çapındadır ve maksimum 3Nm döndürme momentine dayanmaktadır. Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da çelik telin demonte şekli ve bazı ölçüleri verilmiştir.

Normalde, dolabı kaldırmak için bu kadar moment gerekmemektedir. Fakat çelik telin aldığı form ve bazı konstrüktif hatalardan ötürü tele gelen döndürme momenti miktarı artmaktadır.



Şekil 2.5 : Ayarlı arka ayak.



Şekil 2.6 : Ayarlı arka ayak ölçüleri.

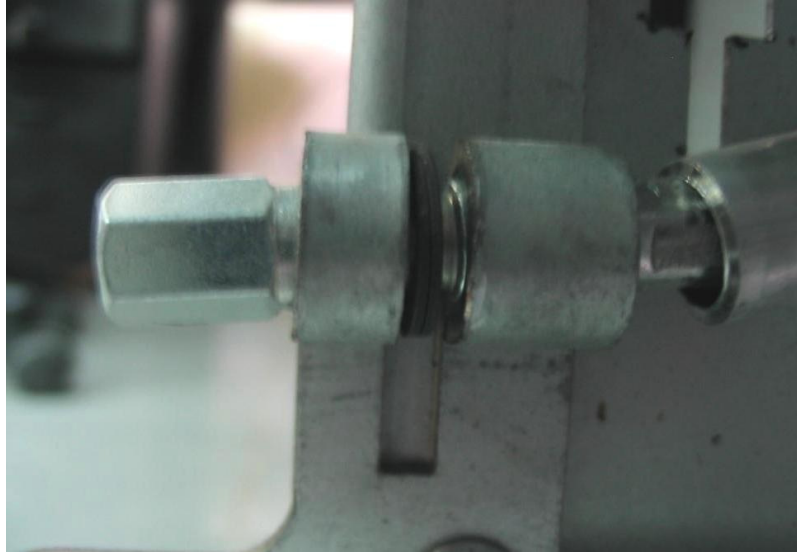
3. AYARLI ARKA AYAKTA ORTAYA ÇIKAN PROBLEMLER

3.1 Çelik Telin Hareket Etmemesi

Alüminyum boru içerisinde muhafaza edilen çelik tel, boruya form verilirken oluşan şekil bozuklukları ve/veya boru iç çapındaki bölgesel daralmalardan ötürü, sıkışmakta ve hareket edememektedir. Böyle durumlarda, SxS kurulumunun tamamlanabilmesi için yan panel grubunun değiştirilmesi veya tamir edilmesi gerekmektedir.

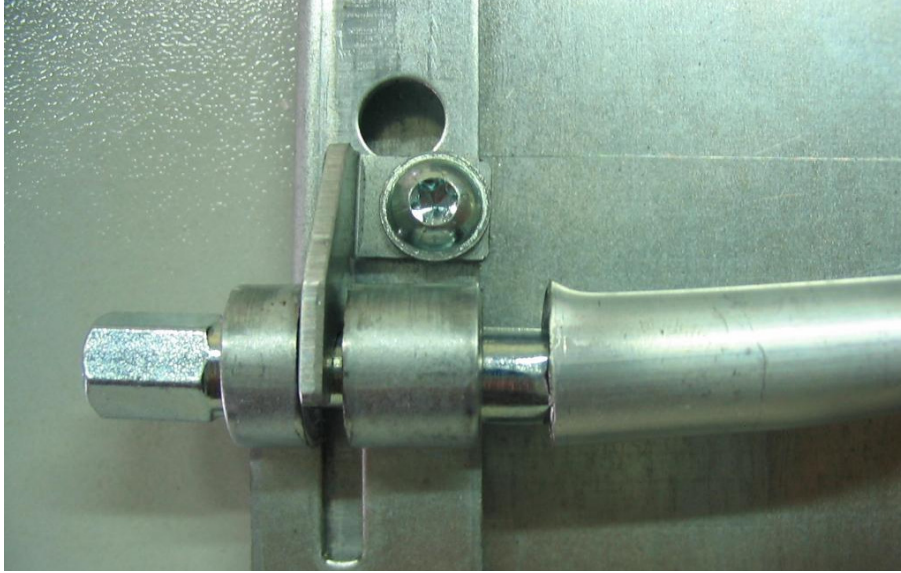
3.2 Çelik Teli Tutan Segmanın Çıkması

Çelik tele servis verilebilmesi için çelik tel yan panel sacına segman ile sabitlenmiştir. Böylece gerektiğinde değiştirilebilmektedir. Fakat çelik telde meydana gelen herhangi bir sıkışmada veya başka bir zorlanmada segmanlar yerlerinden kolaylıkla çıkmakta ve kurulumun aksamasına neden olmaktadır. Şekil 3.1’de iki segman takılmış durum gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : İki segman ile sabitlenmiş çelik tel.

Segman çıkmasını engellemek için, Şekil 3.2’de gösterilen konstrüksiyon yapılmıştır. Segman yerine, vida ile yan panele sabitlenen sac parça çelik telin çıkmasını önlemektedir.

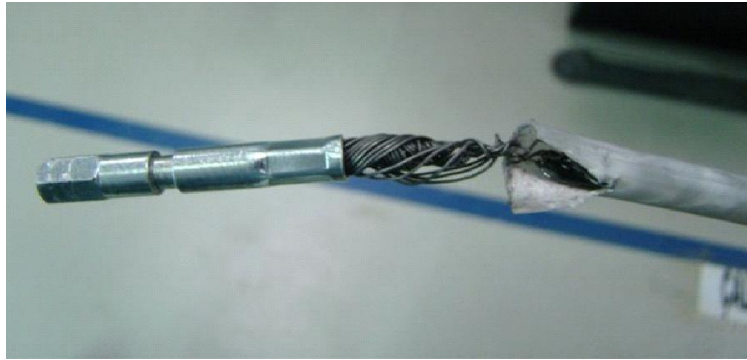


Şekil 3.2 : Segman çıkmasına karşı yapılan iyileştirme.

3.3 Çelik Telin Kopması

3.3.1 Telin Kendisinin Kopması

Çelik telin genelde yukarıda bahsedilen alüminyum boru çapındaki daralmadan ötürü bloke olması sonucu tele gelen gerilmeler çok artmaktadır. Kurulumu yapan kişi, bu blokajı anlamayarak teli döndürmeye devam etmesi durumunda, çelik tel burularak kopmaktadır. Şekil 3.3’te çelik tel kopmasına örnek verilmiştir.



Şekil 3.3 : Çelik telin kopması.

3.3.2 Çelik Telin Anahtar Ağız Bölgesinden Çıkması

Bazı durumlarda, çelik tel preslenerek sabitlendiği anahtar ağız parçasından kurtularak kopmaktadır. Bu durumda da yine ayarlı arka ayak işlevini yapamaz hale gelir. Şekil 3.4’te kopma/çıkma bölgesi gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Çelik telin çıktığı bölge.

3.4 Vidanın Alüminyum Boru İçine Girmesi

Çelik teli koruyan alüminyum boru, bazı imalat hataları ve/veya tolerans hataları sonucu istenenden daha uzun olarak üretilmektedir. Bu durumda alüminyum boru, çelik telin çevrilmeye başlaması ile birlikte vidanın dişlerini içine almakta, başka bir ifade ile vida alüminyum borunun içine girmektedir. Blokaja neden olan bu olay sonucu ya çelik tel kopacaktır ya da hareket etmeyecektir. Şekil 3.5’te vidanın boru içerisine girerek kilitlenmesine örnek verilmiştir.



Şekil 3.5 : Vidanın borunun içine girmesi.

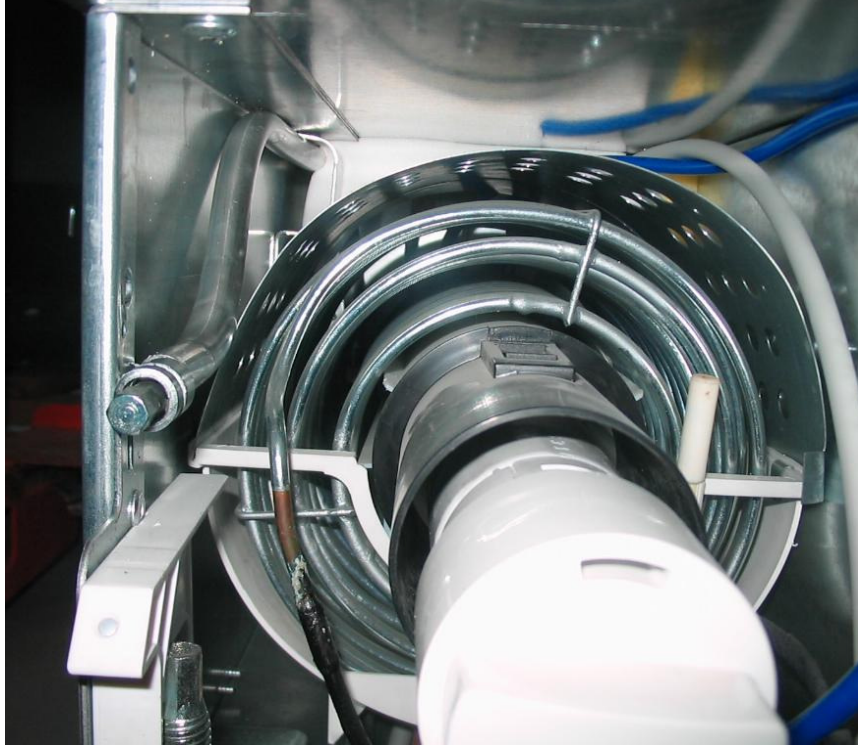
Vidanın boru içine girmesini engellemek için, alüminyum borunun bittiği yere pul eklendi. Şekil 3.6’da pul eklenmiş vida-alüminyum boru montajı gösterilmektedir.



Şekil 3.6 : Alüminyum borunun ucuna pul eklenmesi.

3.5 Çelik Telin Kondansere Zarar Vermesi

Çelik telin monte edildiği yan panel sacındaki kısıtlı alan yüzünden, özellikle BM model yan panellerde çelik tele verilen form kondanser plastiği ve sacına değerek, bunların deforme olmasına ve titreşimden ötürü gürültü oluşmasına neden olmaktadır. Şekil 3.7’de bu durum gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : Telin kondansere değerek zarar vermesi.

Şekil 3.8’de bu problemi gidermek için, çelik telin formu değiştirilmiştir. Kondansere değme problemi ortadan kalkmıştır fakat yeni formun keskin dönüşlere sahip olmasından ötürü, çelik telde oluşan gerilmeler artmıştır. Ve alüminyum borudaki iç çap daralması çelik telin hareketini kısıtlamaktadır. Bu yüzden, bu çözüm de yeteri kadar iyi değildir.



Şekil 3.8 : Çelik tele verilen yeni form.

4. ALTERNATİF ÇÖZÜMLER

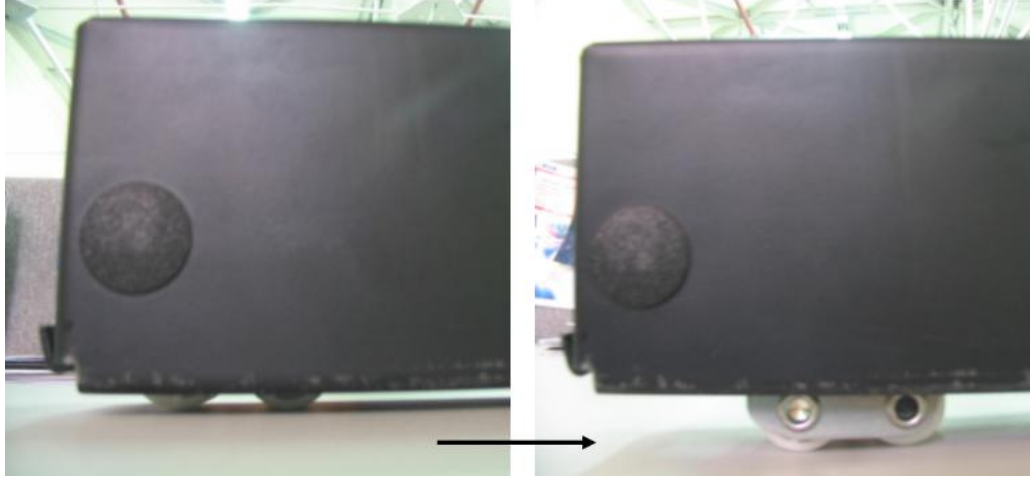
4.1 Arka Ayağın Eğimli Yüzey ile Hareket Ettirilmesi

Şekil 4.1’de gösterilen mekanizma, dolabın tabanında her iki yanına monte ediliyor. Ön taraftan arkaya uzanan bir mil döndürülerek, arka ayakları tutan sac parçayı mekanizma kasasının eğik düzleminde hareket ettiriyor.



Şekil 4.1 : Kayar düzlemlili arka ayak mekanizması.

Bu sistemin bir dezavantajı, tekerleklerin strokunun(kaldırılabilir maksimum yükseklik) sınırlı olması. Mevcut örnekteki maksimum mesafe 35 mm. Bu A-Cool dolapları için yeterli değildir. Yüksekliği daha fazla arttırmak, parçaların boyutlarının daha da artmasına neden olacaktır. Bu boyut artışı mevcut A-Cool dolaplarına böyle bir konstrüksiyonu adapte etmeyi imkânsız kılmaktadır. Şekil 4.2’de en alçak ve en yüksek seviyeleri gösterilmiştir.



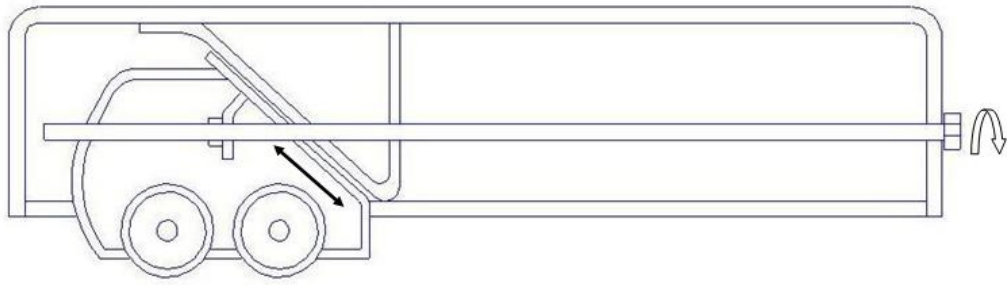
Şekil 4.2 : Minimum, maksimum yükseklik.

Şekil 4.3’te gösterildiği gibi, arka ayakların hareket etmesi için iki metalin eğimli yüzeylerinin birbirleri üzerinde hareket etmesi gerekir. Bundan dolayı oluşacak sürtünme kuvvetinin hesaplanması gerekir.



Şekil 4.3 : Sürtünen metal yüzeyler.

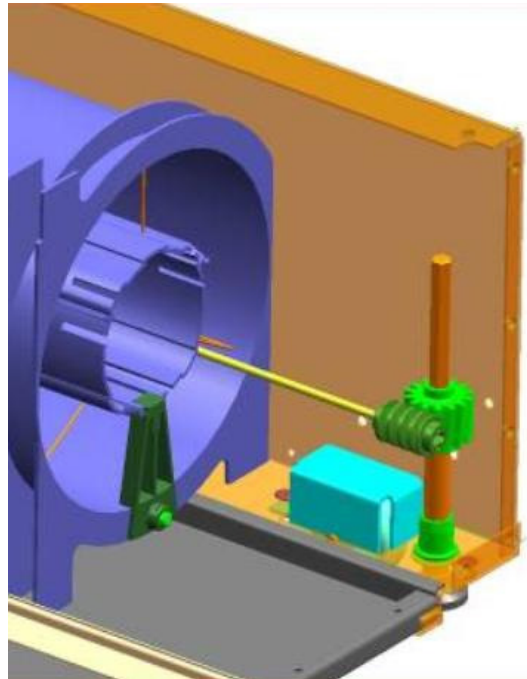
Şekil 4.4'te mekanizmanın şematik olarak çizimi verilmiştir.



Şekil 4.4 : Mekanizmanın şematik çizimi.

4.2 Sonsuz Vida Mekanizması

Genel prensibi Şekil 4.5'te gösterilen sonsuz vida tasarımı sayesinde arka ayak ön taraftan ayarlanabilecektir. Mekanizmadan çıkarak kondanser içinden geçen çubuk kondanser önünde döndürülecek ve böylece dönme hareketi lineer harekete çevrilecektir. Sonsuz vida mekanizmasının boyutlarının fazla büyük olmaması dolabın kondanser arkasındaki dar bölgede bu çözümün kullanılması için büyük avantajdır. Bu mekanizmanın bir başka avantajı yüksek çevrim oranlarının elde edilebilmesidir.



Şekil 4.5 : Sonsuz vida mekanizması.

4.3 Arka Tekerlek Grubunun Vida İle Hareket Ettirilmesi

Piyasadaki başka bir beyaz eşya üreticisinin buzdolabında kullanılan mekanizma, bilinen vida-somun mantığı ile çalışarak arka tekerlek grubunun yüksekliğini ayarlamaktadır. Şekil 4.6'da gösterildiği gibi, dolabın ön tarafından arka taraftaki tekerlek grubuna gelen bir mil, mekanizmaya vidalanmıştır.

Milin döndürülmesi ile birlikte, mil tekerleğin bağlı olduğu metal çerçeveyi çekmektedir. Çerçeve orta bölgesinden yan saclarla sabitlendiği için o nokta etrafında dönme hareketi yapar. Bu sayede, çerçevenin alt bölgesinde bağlı olan tekerlek yükselmeye başlar.



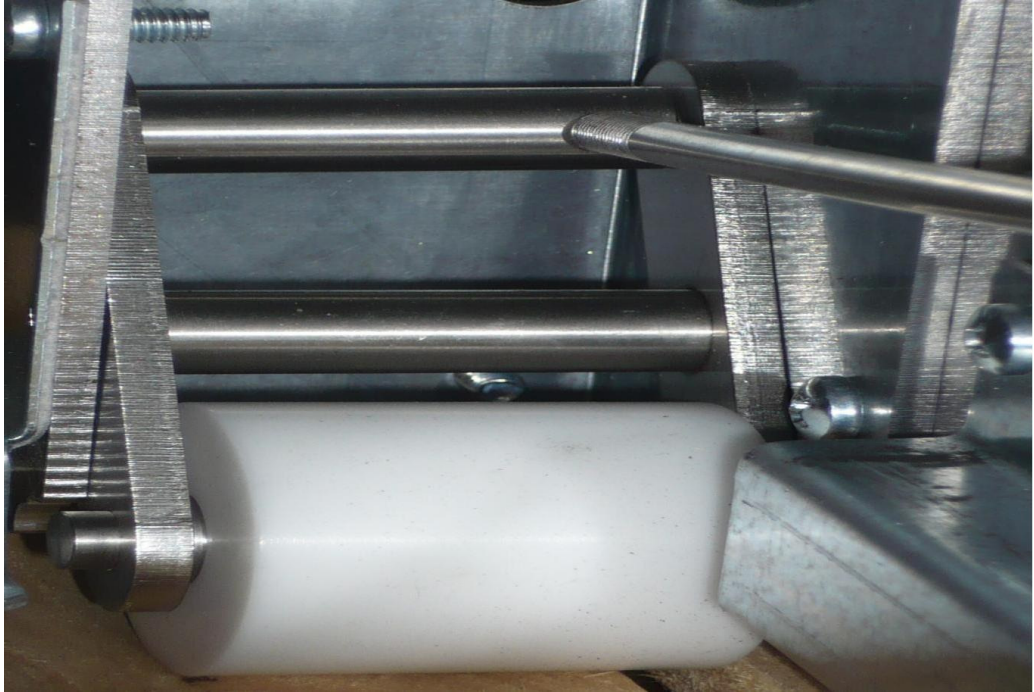
Şekil 4.6 : Alternatif ayarlanabilir arka ayak mekanizması.

Genel olarak stabil ve dayanıklı gözükse de bu sistemin dezavantajı, ayarlanabilir yüksekliğinin oldukça kısıtlı olması. Bunu artırmak ise mekanizmanın çok büyümesine neden olacaktır ve milin tam randımanlı çalışmasını engelleyecektir. Boyutlarının büyümesinin başka bir sakıncası, adapte etmek ,istediğimiz mevcut dolaptaki yer darlığıdır. Bu sistemi, özellikle kondanser grubunun arka tarafına monte etmek oldukça zordur.

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de sistemin diğer parçaları da gösterilmektedir.



Şekil 4.7 : Mekanizmanın eğimli hareket mili.



Şekil 4.8 : Mekanizmanın tekerlek bağlantı detayı.

Çelik tel ile arka ayakların hareket ettirilmesi sistemine alternatif olabilecek bu bölümde gösterilen çözümlerden sonsuz dişli mekanizması daha avantajlı görülmektedir. Diğer sistemlere göre, kompakt bir tasarımı olduğu için yer problemi görece daha azdır, plastik yoğunluklu bir sistem olduğu için maliyet avantajı vardır. Ek olarak, diğer sistemler A-Cool dolapların gereksinimi olan ayak mesafesini karşılayamamaktadırlar. Arka ayağı yükseltme mesafeleri yetersizdir. Bu yüzden sonsuz dişli mekanizması üzerinde çalışılacaktır. Yapılacak hesaplamalara ve boyutlandırmalara göre dolap üzerinde sistem test edilerek denenecektir.

5. PLASTİK DİŞLİLER

5.1 Giriş

Plastik dişli kullanımı, maliyeti, sistem ağırlığını, gürültü ve aşınmayı azaltmak gibi metal dişlilere göre birçok avantajları vardır. Geliştirilen kararlı ve mukavim mühendislik plastikleri ile nispeten daha yüksek güçler iletebilen, daha kaliteli dişlilerin imali mümkün olmuştur. Mesela, cam elyaf takviyeli asetal kopolimerden imal edilmiş bir dişli ile 0,5 kW güç iletebilmektedir.

Termoplastik ve termoset polimerler düşük güçlerin söz konusu olduğu ve yağlama gerektirmeyen uygulamalarda dişli imalinde metallere alternatif olarak kullanılmaktadır.

Plastik dişlilerin metal dişlilere göre avantajları sıradaki bölümlerde belirtilmiştir.

5.2 Maliyet

Enjeksiyonla kalıplanmış bir plastik dişlinin maliyeti, aynı dişlinin metal olanına göre 5-6 kat daha ucuzdur. Çünkü enjeksiyonla kalıplama metal dişlilere uygulanan azdırma yöntemine göre çok daha hızlı ve ucuz bir imalat yöntemidir. Özellikle büyük sayıda imalat söz konusu olduğunda, enjeksiyonla kalıplanmış dişlilerin maliyeti oldukça azalacaktır. Ek işlem gerektirmeden kalıptan çıktığı gibi kullanılabilen dişliler maliyeti azaltan unsurlardan bir diğeridir.

5.3 Tasarım Kolaylığı

Metal dişlilerde yapılması çok zor/maliyetli veya imkânsız olan birçok geometri plastik dişli konstrüksiyonunda mümkündür. Böylelikle, sistemin boyutları, ağırlığı istenildiği gibi değiştirilebilir ve maliyeti azaltılabilir. Böylelikle, sistemin boyutları, ağırlığı istenildiği gibi değiştirilebilir ve maliyeti azaltılabilir.

Mesela metal dişlide imalatı çok zor olan iç dişli konstrüksiyonunu plastik dişlilerde yapmak çok kolaydır, eksenler arası mesafenin çok olduğu bir durumda bu tasarım kullanılarak sistemin boyutları makul düzeylere çekilebilir.

5.4 Gürültü Miktarı

Plastik dişliler metallere göre düşük sürtünme katsayılarına sahiptir. Bu sayede, normal çalışma koşullarında hem düşük aşınma hem de düşük ısı oluşumu sağlamış olurlar. Sürtünmenin, metal dişlilere görece az olması gürültü seviyesini önemli ölçüde düşürür.

Dişli çiftinin montajındaki veya dişlide imalat sırasında oluşan profil hataları, çalışma sırasında darbelere ve gürültüye neden olur. Plastik dişliler düşük elastiklik modülüne sahip oldukları için kolayca elastik deformasyona uğrarlar ve gürültüyü önlerler. Dişlilerden daha elastik olanı darbeyi absorbe eder.

5.5 Dişlilerin Yağlanması

Plastik dişli çiftleri uygulamanın gereksinimlerine göre sıvı yağlı, gresle yağlı veya yağsız olarak çalıştırılırlar. Dalma yağlama ile çalışan plastik dişlilerde ısı dışarıya kolayca atılır ve daha büyük yükleri taşınabilir.

Mevcut plastik malzemelerin çoğu sıvı yağlara ve greslere dayanıklı olmalarına rağmen, kullanılacak olan yağın polimerin yapısını değiştirerek mekanik özelliklerini bozma riskini göz ardı etmemek gerekir. Ek olarak, PTFE(poli tetra flor etilen) ve diğer bazı katkıları dişlilerin sürtünme özelliklerini iyileştirirler fakat yağ veya gresle uyum içinde çalışıp çalışmayacağı iyi değerlendirilmelidir.

Yağsız veya gresle çalışan dişlilerde ise soğutma hava ile sağlandığı için, bu dişliler daha sıcak çalışırlar ve yük taşıma kapasiteleri görece daha düşüktür. Dişlileri kuru çalıştırma durumunda, düşük sürtünme katsayısı elde edebilmek için farklı malzeme çiftleri kullanılır. Örnek olarak, asetal kopolimer(POM) ile genellikle poliamid 6/6 veya polibütilen teraftalat(PBT) eş çalıştırılır. Bunun nedeni, farklı malzeme kullanıldığı durumdaki sürtünme katsayısının, aynı malzeme kullanıldığı duruma göre düşük olmasıdır.

5.6 Plastik Dişli Malzemeleri

Plastik dişlilerde kullanılan polimer malzemelerinden beklenen, iyi yorulma dayanımı, sıcaklığa karşı yeterli direnç, yağlayıcı maddelere karşı dayanım ve boyut kararlılığıdır. Ek olarak, kararlı erime indeksine ve kolay kalıplanabilmeleri için katkı konsantrasyonlarına ve diğer özelliklere de sahip olmaları gereklidir.

Poliamid ve asetal kopolimer (POM) birçok plastik dişli uygulamalarında kullanılan hammaddelerdir. Poliamid genellikle cam elyaf takviyesi ile birlikte kalıplanır ve birçok dişli ve makine gövdesi uygulamasında kullanılır.

POM, geniş bir sıcaklık aralığı için iyi bir yorulma ve sıcaklık dayanımına sahiptir ve boyut kararlılığı da oldukça iyidir.

Bir diğer önemli hammadde lineer polifenilen sülfid (PPS)'dir. PPS çok iyi ısı ve kimyasal dayanıma ve iyi yorulma karakteristiğine sahiptir. Genelde, yüksek performans gerektiren ve hassas imal edilmesi gereken dişlilerde kullanılırlar. Örnek olarak, otomobillerin direksiyon kutusunda PTFE katkılı PPS'den imal edilmiş elemanlar kullanılmaktadır.

Likit kristal polimer (LKP) çok iyi boyutsal kararlılığa sahiptir ve kalıplamada çok küçük ayrıntılar bile kolaylıkla çıkarılabilir. Bu yüzden, kol saatlerindeki çok küçük boyutlu dişlilerin imalatında kullanılırlar.

ABS sınırlı bir alanda da olsa dişli imalatında kullanılabilen bir hammaddedir. Boyut kararlılığı iyi olmasına rağmen yorulma karakteristiğinin düşük olması nedeniyle hafif yüklerin söz konusu olduğu durumlarda kullanılırlar.

Birimleri mm olan, şekillerdeki büyüklüklerin tanımları aşağıdadır:

m : modül

t : taksimat

e : taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğu

s : taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı

h : diş yüksekliği

b : dişli çarkın genişliği

d_0 : taksimat dairesi çapı

d_b : diş başı dairesi çapı

d_t : diş dibi (taban) dairesi çapı

S_k : diş dibi boşluğu

α : kavrama açısı [$^\circ$]

Taksimat dairesi, üzerinde dişlerin taksimatı yapılan ve esas dişli çarkın büyüklüğünü belirleyen dairedir. Bu daire üzerindeki bir diş boşluğu ve diş kalınlığının toplamı diş taksimatı (t) veya hatvedir. (z) diş sayısı, m de modülü göstermek üzere;

$$d_0 = m \cdot z \quad (5.1)$$

olarak bulunur. Çizelge 5.1’de standart modül değerleri gösterilmiştir. Parantez içindeki değerler ikinci tercih serisine aittir.

Çizelge 5.1: Standart modül değerleri.

m, standart modül	
1	
1,25	
1,5	
(1,75)	
2	
(2,25)	
2,5	
(2,75)	
3	
3,5	
(3,75)	
4	

Dişlerin yükseklikleri, dişli çarkın baş dairesi ve taban dairesini belirler. Bunlar;

$$d_b = d_0 + 2.h_b \quad (5.2)$$

$$d_t = d_0 - 2.h_t \quad (5.3)$$

şeklinde ifade edilir.

Diş başı yüksekliği h_b ve taban yüksekliği h_t 'ye göre dişli çarkları sıfır, artı ve eksi profil olarak sınıflandırabiliriz. Burada sadece sıfır dişli hakkında bilgi vereceğiz.

Sıfır dişlilerde;

$$h_b = m ; h_t = 1,25m ; h = 2,25m \quad (5.4)$$

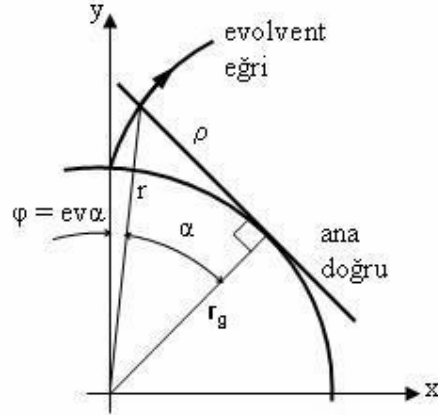
alınır. Buna göre taksimat, baş ve taban dairelerinin çapları sıfır dişlilerde;

$$d_0 = m.z$$

$$d_b = d_0 + 2. h_b = d_0 + 2.m \quad (5.5)$$

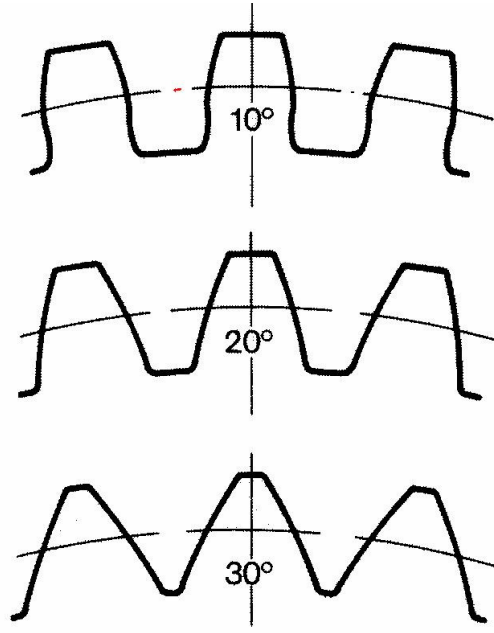
$$d_t = d_0 - 2. h_t = d_0 - 2.m \quad (5.6)$$

Şekil 5.3'te evolvent profil, sabit bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan bir doğrunun üzerindeki herhangi bir noktanın meydana getirdiği eğri gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Evolvent profil.

Dişli çarktaki diş, biri sağ diğeri sol olmak üzere iki evolventten meydana gelir. Profillere taksimat dairesi üzerinde belirli bir basınç açısı etki eder ve α ile gösterilir. Bu açı aynı zamanda kavrama açısı olarak da kullanılır. Kavrama açısı büyüdüğünde diş tepesi sivrileşir ve diş dibi kalınlaşır. Böylece dişlinin yük taşıma kapasitesi artar. Genelde kavrama açısı 20^0 olarak alınır. Şekil 5.4'te basit olarak açının dişin geometrisine olan etkisi gösterilmiştir.



Şekil 5.4: Kavrama açısı.

Şekil 5.3'e göre taksimat ile temel daireleri arasında şu bağıntı vardır:

$$r = \frac{r_g}{\cos \alpha} \quad (5.7)$$

$r = d_0 / 2$ ve $r_g = d_g / 2$ değerleri ile aşağıdaki denklem elde edilir.

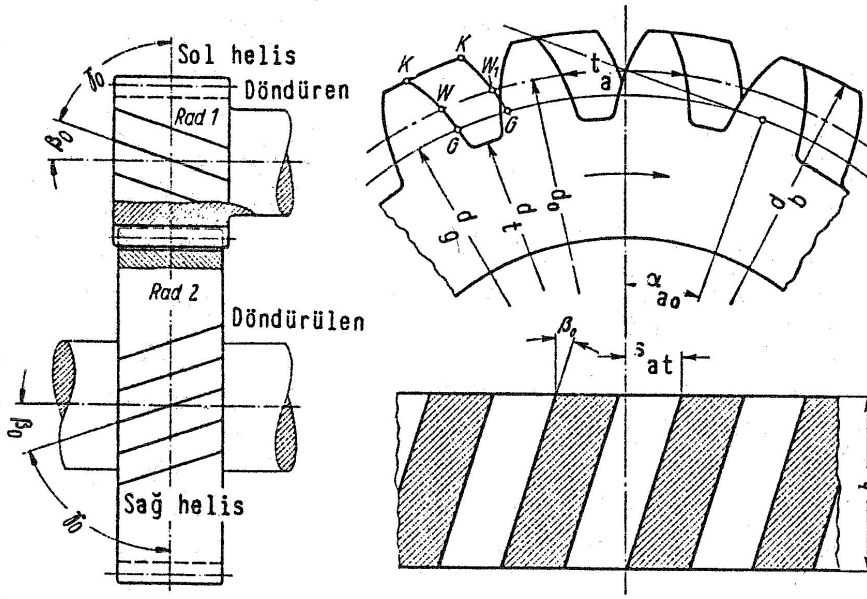
$$d_g = d_0 \cdot \cos \alpha = m \cdot z \cdot \cos \alpha \quad (5.8)$$

Buradan çıkaracağımız sonuç, evolvent dişli çarkların tüm boyutlarının ve dişlerin profilinin m , z , α ve x değerlerine bağlı olduğudur. x , profil kaydırma faktörüdür.

5.7.2 Silindirik Helisel Dişliler

Dişler, bir helisin parçası olarak çark üzerinde bulunurlar. Fakat helisin çok küçük bir kısmı kesildiği için dişler, β_0 adı verilen eğim açısı ile eğik olarak görünürler. Dişli mekanizmasındaki dişlilerin alın yüzeylerinin aynı düzlemde olabilmesi için β_0 eğim açılarının eşit olmaları gerekir. Eğim açısını 90 dereceye tamamlayan γ_0 açısı, helis açısıdır. Şekil 5.5'te temel boyutlar gösterilmiştir.

$$\tan \beta_0 = \frac{\pi \cdot d_0}{H}; \quad \tan \gamma_0 = \frac{H}{\pi \cdot d_0}; \quad \beta_0 + \gamma_0 = 90^\circ \quad (5.9)$$



Şekil 5.5 : Helisel dişlideki genel boyutlar.

Helisel dişli çarklarda, dişli eksenine dik alın kesiti ve diş doğrultusuna dik normal kesit olmak üzere iki çeşit kesit vardır. Bu yüzden, taksimat ve modül değerleri alın ve normal kesitlere göre hesaplanırlar.

t_a : Alın taksimatı

t_n : Normal taksimat

m_a : Alın modülü

m_n : Normal modül

$$t_a = \pi \cdot m_a; \quad t_n = \pi \cdot m_n; \quad \cos \beta_0 = \frac{t_n}{t_a} = \frac{\pi \cdot m_n}{\pi \cdot m_a} = \frac{m_n}{m_a} \Rightarrow m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_0} \quad (5.10)$$

Tablo 5.1'den alınan standart modül m_n , normal modül olarak kullanılır.

Taksimat dairesinin çapı

$$d_0 = m_a \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta_0} \quad (5.11)$$

formülü ile hesaplanır.

Her iki kesitte kavrama açıları da farklılık gösterirler. Alın kavrama açısı α_{a0} ile normal kavrama açısı α_{n0} arasında şu bağıntı mevcuttur.

$$\tan \alpha_{a0} = \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \beta_0} \quad (5.12)$$

Şekil 5.5'te gösterilen s_{at} değeri, alın düzleminde atlama anlamına gelir ve helisel dişlilerin düz dişlilere göre ε , kavrama oranı, değerinin daha büyük olmasını sağlar.

$$s_{at} = b \cdot \tan \beta_0 \quad (5.13)$$

$$\varepsilon_{at} = \frac{b \cdot \tan \beta_0}{t_a} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{t_n} = \frac{b \cdot \sin \beta_0}{\pi \cdot m_n} \quad (5.14)$$

$$\varepsilon_{top} = \varepsilon + \varepsilon_{at} \quad (5.15)$$

Kavrama oranının düz dişlilere göre daha büyük olması sonucu, daha sessiz çalışma ve yük taşıma kabiliyetinin artması helisel dişlilerin avantajıdır. Fakat kavrama oranını artmasını sağlayan eksenel yöndeki kuvvetleri özellikle mil yataklarının hesapları yapılırken dikkate almak gereklidir.

5.7.3 Sonsuz Vida Mekanizması

Özel bir spiral dişli mekanizması olan sonsuz dişlilerde, iki milin eksenleri birbiri ile kesişmez ve paralel değildir. Millerin izdüşümleri arasındaki açı 90° dir. Her iki dişli de birer helisel dişlidir fakat küçük dişlinin genişliği çapa göre çok büyük olduğu için dişler vida şeklini alır. Küçük dişlinin diş sayısı z_1 , çark dişlisinin ağız sayısı olmaktadır. Bu yüzden de küçük dişliye sonsuz vida denir.

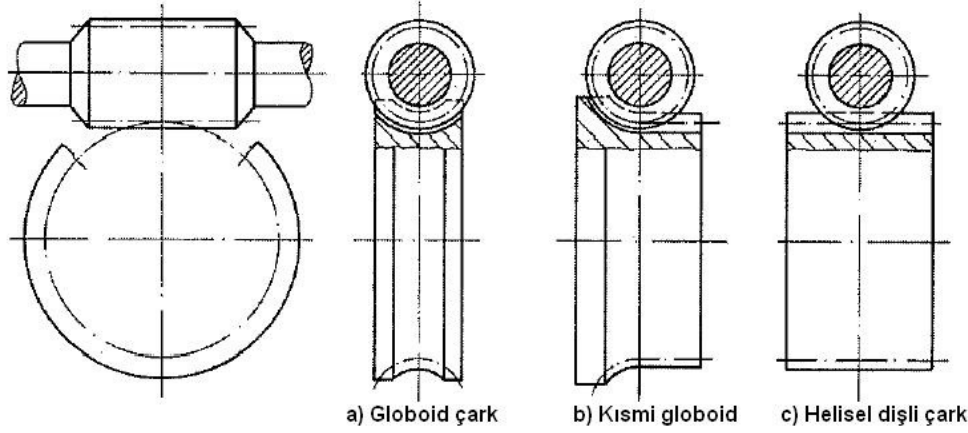
Sonsuz vida mekanizmalarının avantajları, sessiz çalışmaları, yüksek çevrim oranı ile güç ve hareket iletebilmeleri ve görece kompakt ve hafif konstrüksiyona sahip olmalarıdır. Kullanıldıkları yerler olarak, mikser, meyve doğrayıcı gibi elektrikli küçük ev aletleri, gıda endüstrisinde kullanılan elektrikli bıçaklar, cam sileceği, koltuk ve ayna ayar mekanizmaları gibi otomotiv sektörü ve çeşitli elektrikli ölçme aletlerini sayabiliriz.

5.7.3.1 Sonsuz Vida Tipleri

Çeşitli amaçlar için sonsuz vidanın dişleri değişik tiplere sahiptir. Bunlar; ZA A profili, ZN N profili, ZK K profili ve evolvent(Involute) profil ZI'dır. Bu çalışmada, genelde elektrikli aletlerde kullanılan ZI vidasından faydalanılacaktır.

Sonsuz vida çarkları genelde helisel dişli olarak üretilirler. Bunun nedeni enjeksiyonla kalıplamanın ve çarkın montajının kolay olmasıdır. Fakat bu durumda vida ile çark arasındaki teorik noktasal temas yüksek yüzey zorlanmalarına neden olabilir. Dişler arasında çizgisel temas sağlamanın yolu globoid çark kullanmaktır.

Globoid çarkların kalıplanması görece zordur, bu yüzden maliyeti arttırırlar. Bir ara çözüm olarak kısmi globoid çarklar kullanılabilir. Şekil 5.6’da sırasıyla, globoid çark, kısmi globoid çark ve helisel dişli çark gösterilmiştir.



Şekil 5.6 : Sonsuz vida çark çeşitleri.

5.7.3.2 Sonsuz Vida Mekanizmasının Boyutları

Sonsuz vida mekanizmalarında ilke bakımından standart modül olarak alın modülü m_a kullanılır. Tablo 5.1’de verilen değerler kullanılabilir. Mekanizmanın alın kavrama açısı

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \gamma_0} \quad (5.16)$$

formülü ile bulunur. Normal kavrama açısı α_{n0} ‘ın değerleri Çizelge 5.2’den γ_0 açısına bağlı olarak bulunabilir.

Çizelge 5.2: Normal kavrama açısı, α_{n0} ‘ın değerleri.

15° ye kadar	15° 25° arası	25° 35° arası	35° den büyük
20°	22.5°	25°	30°

Taksimat dairelerinin çapları şu şekilde bulunur.

$$d_{01} = \frac{z_1 \cdot m_a}{\cos \gamma_0}; \quad d_{02} = z_2 \cdot m_a \quad (5.17)$$

Buradan taban ve baş dairelerinin çaplarına ulaşılır.

$$d_{b1} = d_{01} + 2 \cdot h_{b1} \quad (5.18)$$

$$d_{r1} = d_{o1} - 2.h_{r1} \quad (5.19)$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2.h_{b2} \quad (5.20)$$

$$d_{r2} = d_{o2} - 2.h_{r2} \quad (5.21)$$

$$h_{b1} = h_{b2} = m_a; \quad h_{r1} = h_{r2} = 1,2.m_a \text{ olarak alınır.} \quad (5.22)$$

Eksenler arası mesefa aşağıdaki formül ile bulunur.

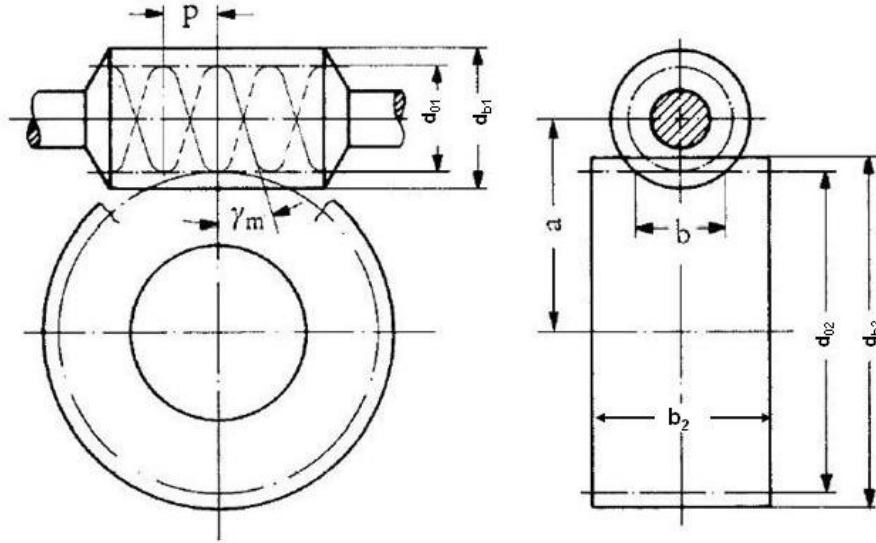
$$a = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{m_a}{2} \left(\frac{z_1}{\tan \gamma_0} + z_2 \right) \quad (5.23)$$

Şekil 5.7’de temel boyutlar gösterilmiştir.

$$\text{Faydalı diş genişliği: } b = \sqrt{d_{b1}^2 - d_{o1}^2} \quad (5.24)$$

$$\text{Çarkın genişliği: } b_2 \cong 0,8.d_{o1} \quad (5.25)$$

$$\text{Sonsuz vidanın uzunluğu: } b_1 = \sqrt{d_{b2}^2 - d_{o2}^2} \quad (5.26)$$



Şekil 5.7 : Sonsuz vidanın temel boyutları.

5.7.3.3 Sonsuz Vida Mekanizmasında Taşıma Kabiliyeti

Taksimat daireesi üzerindeki vida çevre hızını bulmak için,

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60} \quad [m/s] \quad (5.27)$$

formülü kullanılır. Diş temas yüzeylerinin kayma hızı w ,

$$w = \frac{v}{\cos \gamma_0} = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_0} \quad [m/s] \quad (5.28)$$

ile bulunur. Burada, d_{01} vidanın taksimat çapı, n_1 vidanın dönme sayısı, γ_0 vidanın eğim açısıdır.

Özel soğutma tertibatına sahip olmayan, müsaade edilen ısınma sınırına kadar, tek sefer gres ile yağlanan normal sonsuz vida mekanizmalarında, karakteristik yük değeri “ c ” kullanılabilir. Şekil 5.8’de kuvvet durumu basitçe gösterilmiştir.

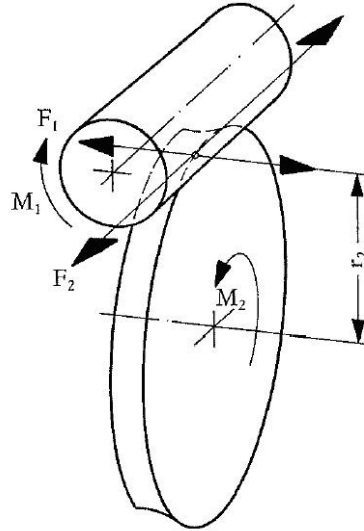
$$c = \frac{F_2}{f_z \cdot b \cdot t} = \frac{F_2}{f_z \cdot b \cdot m \cdot \pi} [N/mm^2] \quad (5.29)$$

F_2 : Sonsuz vida çarkına etkiyen teğetsel kuvvet. [N]

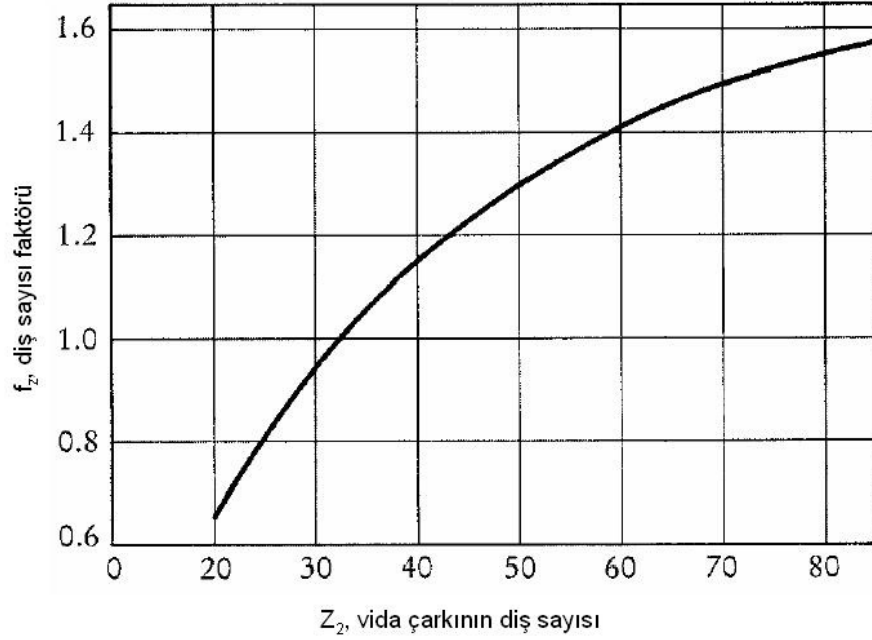
f_z : Diş sayısı faktörü. (Şekil 5.9)

b : Faydalı diş genişliği [mm]

m : Eksenel modül



Şekil 5.8 : Sonsuz vida mekanizmasındaki kuvvet durumu.



Şekil 5.9 : Sonsuz vida çarkının z_2 diş sayısına bağlı diş sayısı katsayısı, f_z

Vida çarkındaki teğetsel (çevresel) kuvveti bulmak için şu formül kullanılır.

$$F_2 = \frac{60 \cdot P_2 \cdot 10^3}{\pi \cdot d_{02} \cdot n_2 \cdot \eta_{L2}} \quad (5.30)$$

P_2 : Sonsuz vida çarkındaki kuvvet [W]

d_{02} : Çarkın taksimat dairesi çapı [mm]

n_2 : Çarkın dönme hızı [d/dak]

η_{L2} : Çarkın verimi

P_2 değerinin bulunabilmesi için, vidayı döndüren P_1 tahrik gücü kullanılır.

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{top} \quad (5.31)$$

Sonsuz vida mekanizmasının toplam verimi, η_{top} şu şekilde bulunur.

$$\eta_{top} = \eta_z \cdot \eta_{L1} \cdot \eta_{L2} \quad (5.32)$$

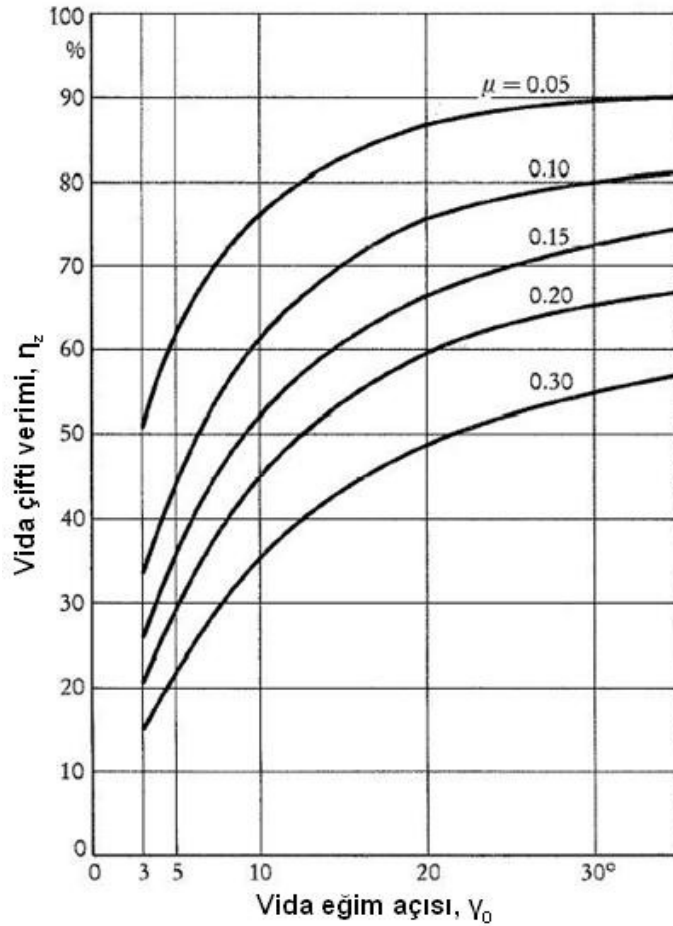
η_{L1} , vida yatak kayıpları için kullanılır ve 0,95 – 0,98 arasında alınabilir.

η_{L2} , çark yataklarının verimi için kullanılır ve 0,92 – 0,95 arasında alınabilir.

η_z , vida dişlerinin verimi için kullanılır ve şu formülle hesaplanır.

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma_0}{\tan(\gamma_0 + \rho)} \quad (5.33)$$

Burada ρ , sürtünme açısıdır ve $\tan \rho = \mu$ eşitliği gereğince sürtünme katsayısına bağlıdır. Şekil 5.10'da vida veriminin eğim açısına göre değişimi, çeşitli sürtünme katsayısı değerlerine göre verilmiştir. Sadece başlangıçta bir defa gres ile yağlanan sonsuz vida mekanizmaları için, en düşük sürtünme katsayısı $\mu=0,05$ değeri geçerlidir. $\mu=0,3$ değeri ise POM-çelik malzeme çiftinin kuru sürtünme durumuna karşılık gelmektedir.



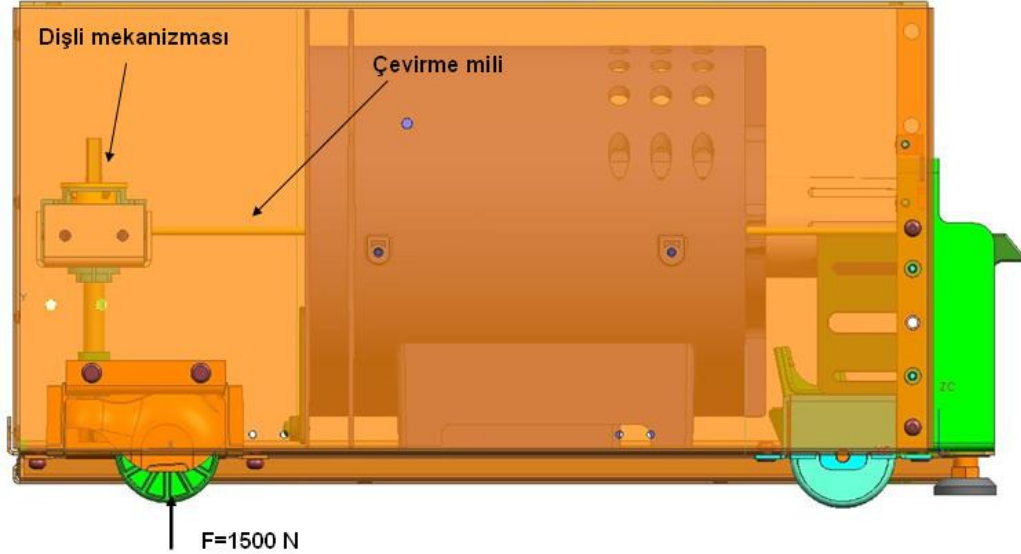
Şekil 5.10 : Vida eğim açısının sonsuz vida verimine etkisi.

6. SONSUZ VİDA HESAPLAMALARI VE MODELLEMESİ

6.1 Sonsuz Vida Hesaplamaları

Maksimum dolap ağırlığı 300 kg'ın iki katı 600 kg toplam yük olarak alınarak hesaplamalarda emniyetli bölgede kalmış olacağız. Dişli boyutları ortaya çıktıktan sonra mukavemet hesaplamalarında emniyet katsayısı kontrol edilecektir.

Şekil 6.1'de, dolabı taşıyan yan panellerden birisi için yük durumunun şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 6.1 : Mekanizmanın şematik gösterimi.

6.1.1 Tekerleği Hareket Ettiren Vidanın Hesabı

Tekerleğe gelen kuvvet $F = 1500 \text{ N}$

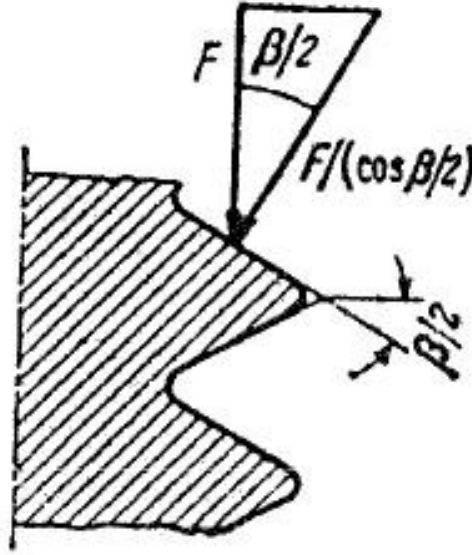
Mevcut durumda M12 cıvata kullanılmaktadır. İlerideki kontrol hesaplarından çıkacak sonuca göre bu değer arttırılabilir.

M12 cıvata özellikleri şunlardır:

$d_2 = 10,87 \text{ mm}$ (M12 nominal çapına karşılık gelen ortalama çap değeri.)

$h = 1,75 \text{ mm}$ (Metrik üçgen profil vidanın M12 için hatve değeridir.)

$\beta = 25^\circ$ (Vidanın tepe açısı.)



Şekil 6.2 : Vidada kuvvet durumu.

Vida yüzeyine etkiyen kuvveti bulmak için Şekil 6.2'deki bağıntı kullanılır.

$$F = \frac{F}{\cos(\beta/2)} = \frac{1500}{\cos 12,5} \cong 1530 \text{ N} \quad (6.1)$$

Vida eğim açısı α :

$$\tan \alpha_m = \frac{h}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,75}{\pi \cdot 10,87} = \frac{1,75}{34,15} = 0,051 \quad (6.2)$$

$$\alpha_m = \arctan(0,051) = 2,92^\circ \quad (6.3)$$

$\rho = 6,5^\circ$ (Yağlı sürtünme durumu için tavsiye edilen değerdir.)

Standart bağlantı cıvatalarında α_m eğim açısı $2,5 \dots 3^\circ$ arasında olması gerektiği için hesaplama ile bulunan değer doğrudur.

Vidayı çevirmek için gerekli F_t kuvveti bulunur.

$$F_t = F \cdot \tan(\alpha_m + \rho) = 1530 \cdot \tan(6,5 + 0,27) = 1530 \cdot \tan(6,77) = 181,63 \text{ N} \quad (6.4)$$

Bu kuvvet sonucu oluşacak döndürme momenti hesaplanır.

$$M_G = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = 181,63 \cdot \frac{10,87}{2} = 987,16 \text{ Nmm} \cong 1 \text{ Nm} \quad (6.5)$$

6.1.2 Sonsuz Vida Mekanizmasının Boyutlandırılması

Dolapların kurulumu sırasında, teknisyenin ortalama bir motorlu tornavida kullanacağını varsayarsak, sonsuz vidayı çevirecek olan motor gücü ve devir sayısı olarak aşağıdaki değerler alınır.

$$P = 500 \text{ W} \quad (6.6)$$

$$n = 3000 \text{ d/dak} \quad (6.7)$$

Buna göre sonsuz vidanın ilk özellikleri şunlardır:

Sonsuz vida:

$$n_1 = 3000 \text{ d/dak} \quad (6.8)$$

Ağız sayısı, $z_1 = 1$ olarak seçilir.

Sonsuz vida mekanizmalarında ilke olarak, standart modül değeri alın modülü m_a alınır. Tablo 5.1'e göre modül 2 seçilir.

$$m_a = 2 \quad (6.9)$$

Motor özelliklerine göre motorun milde oluşturacağı maksimum moment hesaplanır.

$$M_{b_1} = \frac{P}{W} = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{0,5}{3000} = 955 \cdot \frac{0,5}{300} \cong 1,6 \text{ Nm} \quad (6.10)$$

Çevrim oranı 14 olarak seçilir.

$$i_{12} = 14 \quad (6.11)$$

Buradan vida çarkının diş sayısı ve devir sayısı bulunur.

$$z_2 = i_{12} \cdot z_1 = 14 \cdot 1 = 14 \quad (6.12)$$

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{3000}{14} = 214 \quad (6.13)$$

$$\text{Taksimat } t_n = 2 \cdot \pi = 6,28 \text{ mm olarak hesaplanır.} \quad (6.14)$$

Mekanizmanın temel boyutlarını hesaplayabilmek için ek olarak γ_0 eğim açısına ihtiyaç vardır. $\gamma_0 = 7,5$ olarak seçilir.

$$d_{01} = \frac{z_1 \cdot m_a}{\tan \gamma_0} = \frac{1 \cdot 2}{\tan 7,5} = \frac{2}{0,13} = 15,38 \text{ mm} \quad (6.15)$$

Vidanın taksimat dairesi çapının tam sayısı, $d_{01} = 16$ mm çıkması için $\gamma_0 = 7,125$ olarak düzeltilir.

$$d_{02} = z_2 \cdot m_a = 14 \cdot 2 = 28 \text{ mm} \quad (6.16)$$

$$h_{b1} = h_{b2} = m_a = 2 \text{ mm} \quad (6.17)$$

$$h_{t1} = h_{t2} = 1,2 \cdot m_a = 2,4 \text{ mm} \quad (6.18)$$

$$d_{b1} = d_{01} + 2 \cdot h_{b1} = 16 + 4 = 20 \text{ mm} \quad (6.19)$$

$$d_{b2} = d_{02} + 2 \cdot h_{b2} = 28 + 4 = 32 \text{ mm} \quad (6.20)$$

$$d_{t1} = d_{01} - 2 \cdot h_{t1} = 16 - 2 \cdot 2,4 = 16 - 4,8 = 11,2 \text{ mm} \quad (6.21)$$

$$d_{t2} = d_{02} - 2 \cdot h_{t2} = 28 - 2 \cdot 2,4 = 28 - 4,8 = 23,2 \text{ mm} \quad (6.22)$$

Vidanın normal kavrama açısı α_{n0} 'ın değeri, Çizelge 5.2'de verilen γ_0 açısına bağlı olarak $\alpha_{n0} = 20^\circ$ seçilir.

Mekanizmanın alın kavrama açısı, α_a , aşağıdaki gibi bulunur.

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_{n0}}{\cos \gamma_0} = \frac{\tan 20}{\cos 7,125} = \frac{0,36}{0,99} = 0,3636 \Rightarrow \alpha_a = 19,8^\circ \quad (6.23)$$

Vida ve vida çarkı merkezleri arasındaki mesafe “a” hesaplanır.

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{16 + 28}{2} = \frac{44}{2} = 22 \text{ mm} \quad (6.24)$$

Sonsuz vidanın uzunluğu, b_1 , hesaplanır.

$$b_1 = \sqrt{d_{b2}^2 - d_{02}^2} = \sqrt{32^2 - 28^2} = \sqrt{1024 - 784} = \sqrt{240} = 15,5 \text{ mm} \quad (6.25)$$

Çarkın genişliği, b_2 ,

$$b_2 \cong 0,8 \cdot d_{01} = 0,8 \cdot 16 = 12,8 \text{ mm} \quad (6.26)$$

bulunur. Bu değer olması gereken minimum büyüklüktür. Denemesini yapacağımız vida çarkının b_2 değeri 21,3'tür.

Vida ve vida çarkının faydalı diş genişliği, b , hesaplanır.

$$b = \sqrt{d_{b1}^2 - d_{01}^2} = \sqrt{20^2 - 16^2} = \sqrt{400 - 256} = \sqrt{144} = 12 \text{ mm} \quad (6.27)$$

Mekanizmanın toplam verimi,

$$\eta_{top} = \eta_z \cdot \eta_{L1} \cdot \eta_{L2} \quad (6.28)$$

ile hesaplanır. Sistemin otoblokajlı olması istendiği için $\gamma \leq \rho$ olması gerekiyor. Buna göre ρ , sürtünme açısı, 7,5 olarak seçilir. Bu değer η_z formülünde yerine konur.

$$\eta_z = \frac{\tan(\gamma_0)}{\tan(\gamma_0 + \rho)} = \frac{\tan 7,125}{\tan(7,125 + 7,5)} = \frac{0,125}{\tan 14,625} = \frac{0,12}{0,26} \cong 0,48 \quad (6.29)$$

$$\eta_{top} = 0,48 \cdot 0,96 \cdot 0,93 = 0,43 \quad (6.30)$$

Şekil 5.10'a göre de sistemin verimini kontrol ettiğimizde yaklaşık olarak aynı sonuca ulaşırız. Seçtiğimiz eğim açısına karşılık gelen $\mu \approx 0,13$ dir.

$$\tan \rho = \mu = 0,13 \quad (6.31)$$

$$\rho = \arctan(0,13) = 7,69^0 \quad (6.32)$$

Buzdolabını kaldırmak için gerekli döndürme momenti 1 Nm olduğu için vida çarkına etkiyen moment ,

$M_{b2} = 1 \text{ Nm}$ 'dir.

$$1 = 9550 \frac{P_2}{n_2} \Rightarrow P_2 = \frac{n_2}{9550} = \frac{214}{9550} = 0,023 \text{ kW} = 23 \text{ W} \quad (6.33)$$

6.1.3 Yük Karakteristik Değerinin Bulunması

Yük karakteristik sayısı c, sürekli çalışma durumundaki ısı üretimiyle sınırlanan güç iletim limitini göstermektedir. Ayarlı arka mekanizmasında kısa süreli çalışma söz konusu olduğu için daha yüksek yük karakteristiği değerleri alınabilir. Şekil 5.8'de gösterilen çevresel kuvvet F_2 , çarka gelen moment ve çarkın taksimat dairesi çapı yardımıyla bulunur.

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_2}{d_{02}} = \frac{2 \cdot 1000}{28} = \frac{2}{28} = 71,43 \text{ N} \quad (6.34)$$

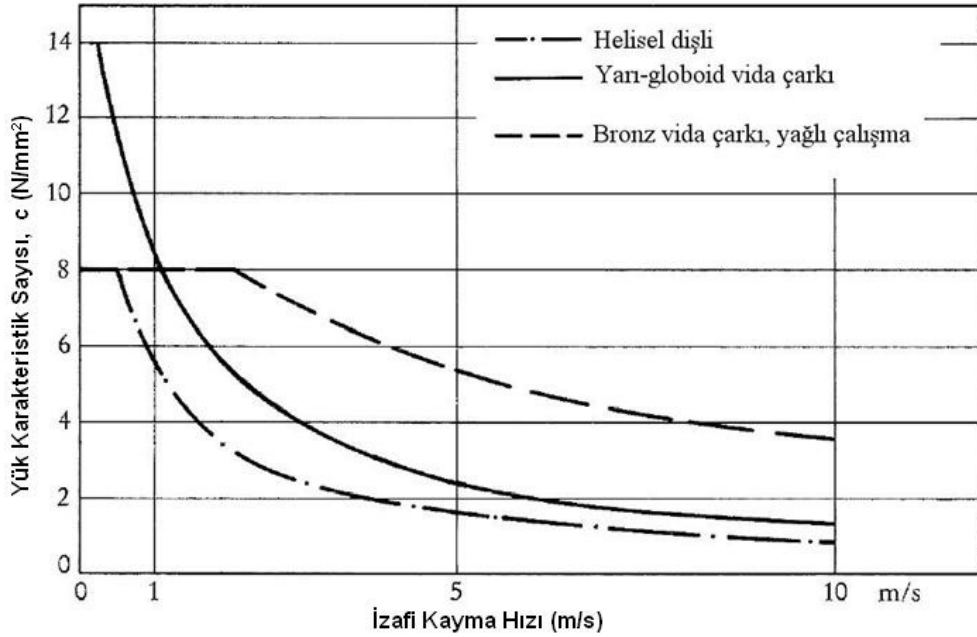
Şekil 5.9'a göre f_z değeri 0,6 alınır.

$$c = \frac{F_2}{f_z \cdot b \cdot m \cdot \pi} = \frac{71,43}{0,6 \cdot 12 \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{71,43}{45,24} = 1,58 \text{ N/mm}^2 \quad (6.35)$$

İzafi kayma hızı, w hesaplanır.

$$w = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_0} = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 3000}{\cos 7,125} = 2540 \text{ mm/s} = 2,54 \text{ m/s} \quad (6.36)$$

Şekil 6.3'e göre, izafi kayma hızına denk gelen karakteristik yük sayısı güvenli sınırlar içerisindeydir.



Şekil 6.3 : İzafi kayma hızına bağlı sınır yük karakteristik değeri.

6.1.4 Yüzey Basıncı Hesabı

Kuru çalışma durumunda dis yan yüzeylerindeki aşınma yüzey zorlanmasının büyüklüğüne bağlıdır ve Hertz bağıntılarını kullanarak yazılabilir. Bu bağıntılar temas noktasındaki yüzey formu ve eğrilik durumuna bağlıdır. ZI sonsuz vidası için aşağıdaki bağıntı geçerlidir.

$$k = \frac{F_2}{b \cdot d_{02} \cdot f_j} \quad [\text{N/mm}_2] \quad (6.37)$$

f_j : ZI sonsuz vidası için kavrama açısı faktörüdür.

$$f_j = \cos \gamma_g \cdot \sin \gamma_g \quad (6.38)$$

Burada, γ_g temel silindirdaki vida eğimidir ve şu şekilde hesaplanır.

$$\cos \gamma_g = \cos \gamma_0 \cdot \cos \alpha_0 = \cos(7,125) \cdot \cos(20) = 0,93 \quad (6.39)$$

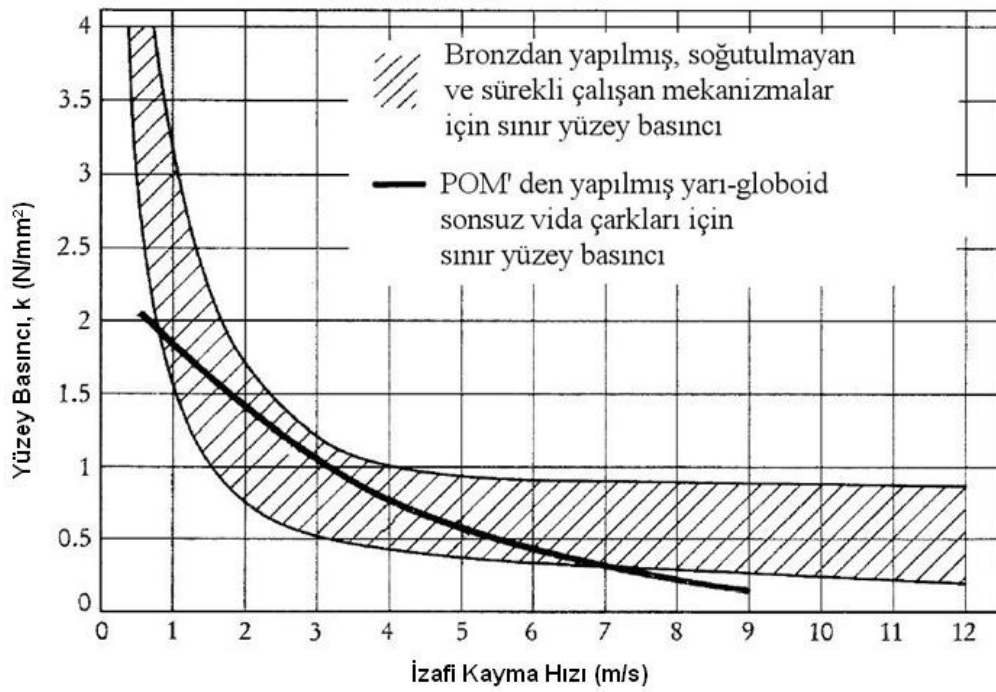
$$\gamma_g = \arccos(0,93) = 21,57^0 \quad (6.40)$$

$$f_j = \cos(21,57) \cdot \sin(21,57) = 0,34 \quad (6.41)$$

Bulunan değerler k formülünde yerine koyulursa;

$$k = \frac{71,43}{12,28 \cdot 0,34} = \frac{71,43}{114,24} = 0,63 \text{ N/mm}^2 \quad (6.42)$$

k= 0,63 olarak bulunur. Şekil 6.4 incelendiğinde, bulunan değerlerin emniyetli bölgede olduğu görülmektedir.



Şekil 6.4 : İzafi kayma hızına bağlı sınır yüzey basınç değerleri.

6.2 Verilerin Dişli Analiz Programı İle Doğrulanması

Bu bölümde bulunan sonsuz vida ve vida çarkına ait temel büyüklükler KissSoft/Hirware modelleme ve analiz programında kullanılarak, programın vereceği öneriler doğrultusunda gerekli büyüklüklerde düzeltmeler yapılacaktır.

Kisssoft programı ile, dişli çarklar, cıvata bağlantıları, kaynak bağlantıları, yaylar, yataklar ve çeşitli bağlantı elemanlarının boyutlandırılması, çeşitli zorlanma durumları için detaylı analiz yapılabilir. Program içerisine entegre edilmiş

yardımcı bir program ile sistemin basit modellemesi yapılabiliyor ve diğer CAD programlarında kullanabilmek üzere .igs ve .dxf formatlarında çıktı alınabiliyor.

Dişlilere ait hesap ile bulunan temel boyutlar, programın ilk sayfasındaki hesaplamalar, tahrik elemanları, sonsuz dişli alt menülerinden sonra açılan ilk pencerede yerlerine konurlar, Şekil 6.5.

Sonraki adımda, sonsuz vida ve vida çarkına ait hız, moment, diş yüksekliği ve taksimat gibi ek bilgilerin girildiği pencereler istenilen bilgiler ile doldurulur.

Şekil 6.5 : Temel büyüklüklerin girildiği, KISSsoft ana sayfası.

Şekil 6.6: Sonsuz vidanın detay bilgilerinin girildiği pencere.

Şekil 6.6 ve Şekil 6.7 sırasıyla sonsuz vida ve vida çarkı için oluşturulmuş pencereleri göstermektedir.

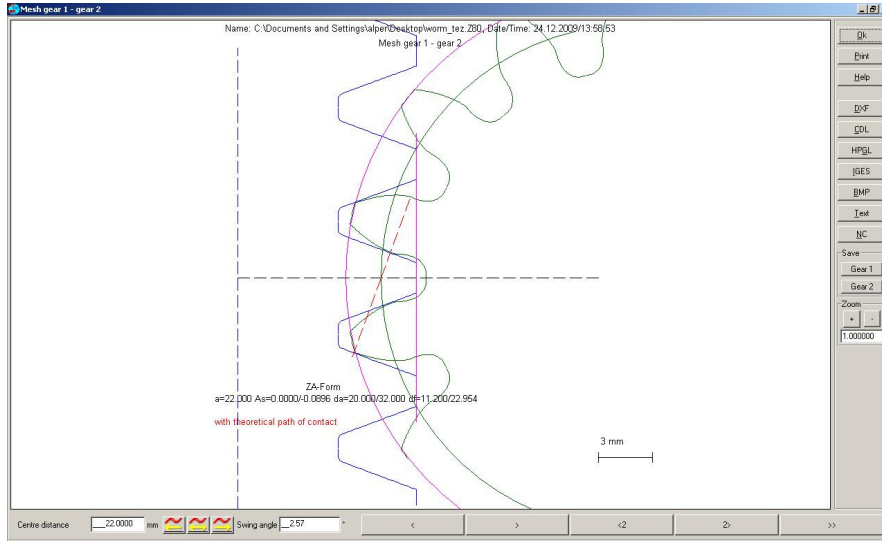
Taksimat, modül, diş sayıları, moment ve çevrim oranı vb. başlangıç değerlerine göre program gerekli hesaplamaları yaparak, hatalı girilmiş büyüklüklerin olması gereken şeklini uyararak gösteriyor ve bu değerler düzeltilmeden analize devam etmiyor. Ek olarak, önem derecesi yüksek olan bazı büyüklükleri önceden girerek, programın boyutları buna göre hesaplaması sağlanabiliyor. Örnek vermek gerekirse, dişler üzerine gelecek maksimum moment veya dönme hızına göre programa diğer büyüklükler hesaplatılabilir. Buradaki örnekte dişliler üzerinde fazla bir zorlanma olmadığı için herhangi bir önceliklendirme yapılmadı.

The screenshot shows the 'Inputs gear' dialog box with the following fields and values:

- Material: PA 12, Thermoplast PA, untreated, DIN 3996 (23/0 N/mm2)
- Reference profile: Own Input
- Number of teeth: 14
- Face width (calculative) b2: 14.251683 mm
- Wheel rim width b2R: 21.000000 mm
- Wheel width b2H: 19.487187 mm
- Addendum modification coefficient [x]: 0.000000 Module
- Tooth thickness [sn]: 3.117333 mm
- Torque: 1.000002 Nm
- Speed: 0.000000 1/min
- Quality according DIN3974: 7
- Permissible decrease in tooting quality: 8
- Lead: left (selected)
- Reference profile (expanded):
 - hP*: 1.2000 Module
 - rhoP*: 0.3000 Module
 - haP*: 1.0000 Module
 - alfn: 20.0000 °
 - hk*: 0.0000 Module
 - alfPro: 0.000 °
 - spro: 0.0000 mm
 - hko*: 0.0000 Module
 - alfnk: 0.0000 °
 - topping tool: ☐
 - rhoaP*: Module

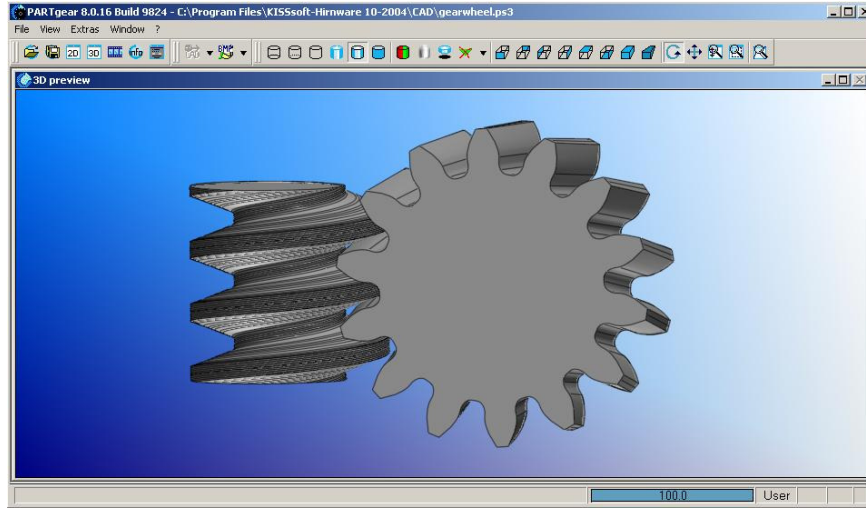
Buttons: Ok, Cancel, Help

Şekil 6.7 : Vida çarkının detay bilgilerinin girildiği pencere.



Şekil 6.8 : Vida çiftinin grafik gösterimi.

Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da sırasıyla vida çiftinin hesaplanmış grafik çizimi ve üç boyutlu modellenmesi bulunmaktadır. Grafik çizimdeki bilgi, başka bir bilgisayar programına aktarılabilmesi için çeşitli formatlarda çıktı olarak verilebilmektedir.



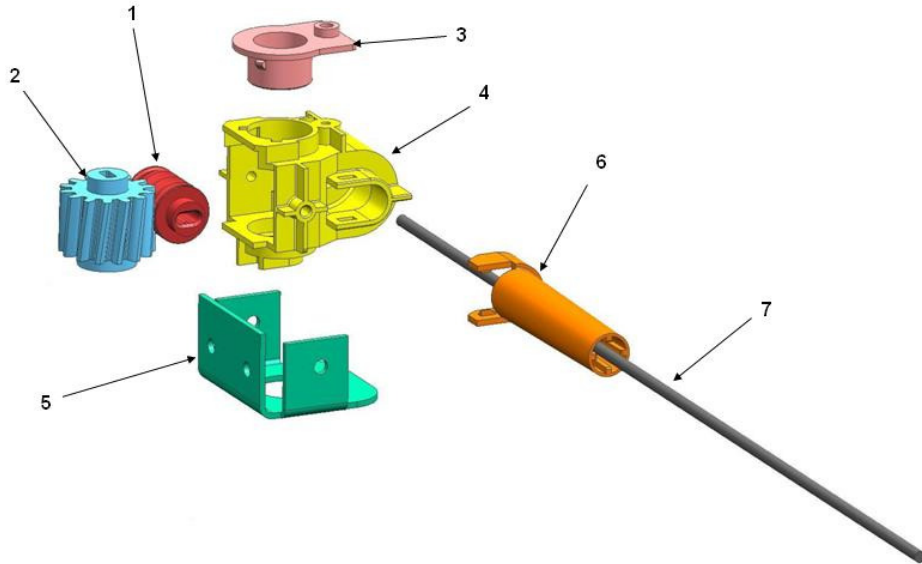
Şekil 6.9 : Sonsuz vida çiftinin Kisssoft programında modellenmesi.

6.3 Boyutlara Göre CAD Modellemenin Yapılması

Hesaplamalarda çıkan boyutlara göre vida ve çarkın 3B modellenmesi yapılmıştır.

Makine bölgesindeki mevcut parçalara montajının yapılabilmesi için ek olarak aşağıdaki değişiklikler yapılarak yeni parçalar yaratılmıştır. Şekil 6.10.

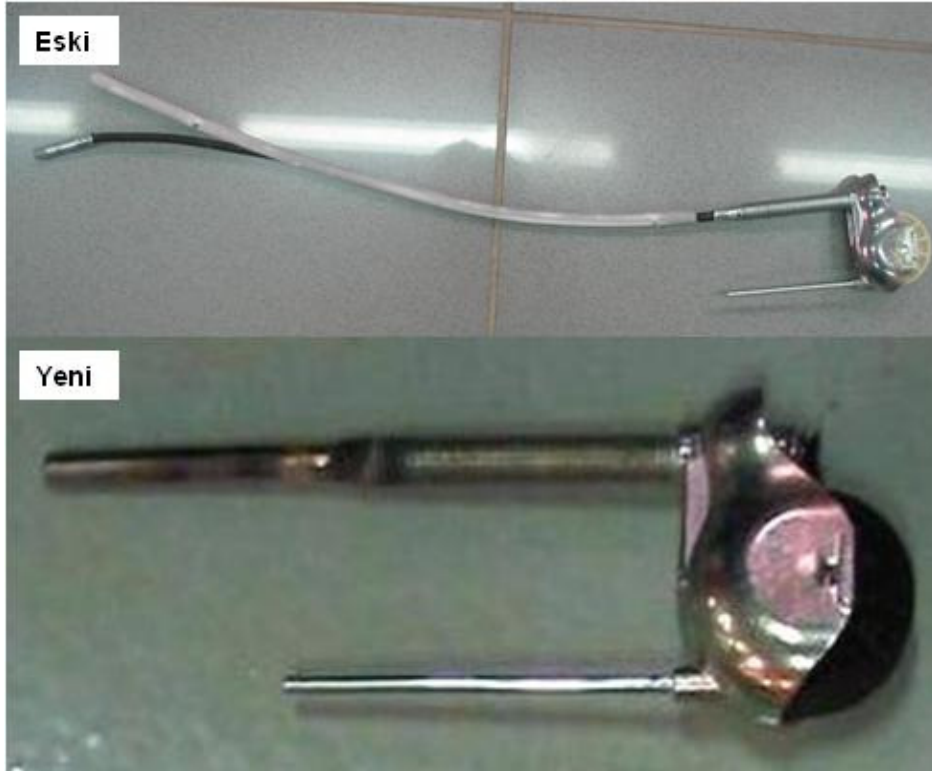
- 1) Sonsuz dişli vida.
- 2) Sonsuz dişli çarkı.
- 3) Yuva plastiği kapağı.
- 4) Dişli grubunu koruyan ve sabitleyen yuva plastiği.
- 5) Dişli alt grubunu yan panel sacına sabitleme sacı.
- 6) Kondanser plastiği-dişli grubu plastiği arasında merkezlemeyi sağlayan ara adaptör plastik.
- 7) Çevirme mili
- 8) Kondanser plastiğinde vida milinin merkezlenmesi için detay. Şekil 6.11.
- 9) Çelik telli arka ayak kasasının dişli çarkına girebilmesi için kare profilli çubuk ile montajı. Ayarlı arka ayağın eski ve yeni hali Şekil 6.12’de gösterilmiştir.



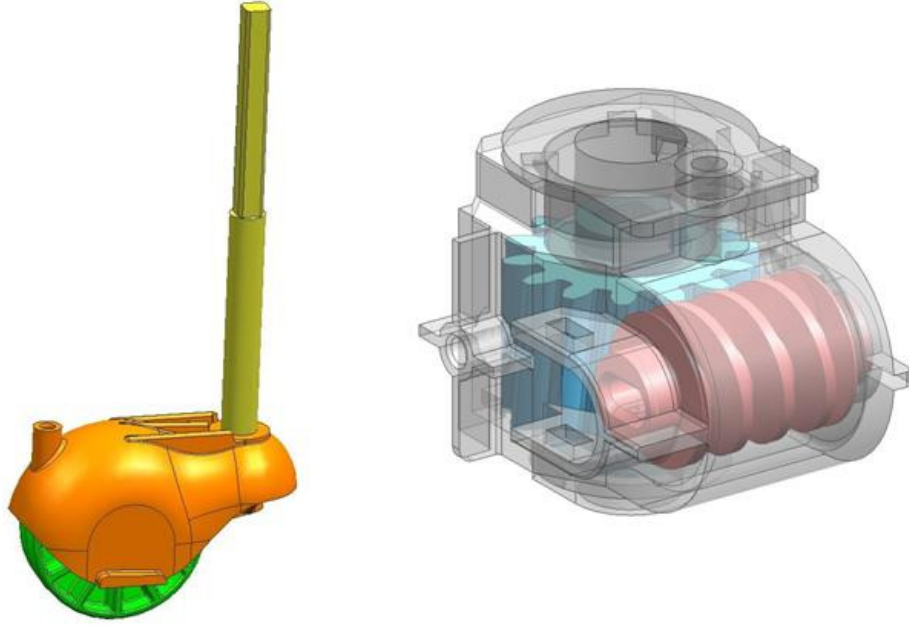
Şekil 6.10 : Yeni modellenen parçaların listesi.



Şekil 6.11 : Hareket milinin dişli mekanizmasına merkezlenme detayı.



Şekil 6.12 : Ayarlı arka ayak kasasının dişli çarkı için değiştirilmiş hali.



Şekil 6.13 : Dişli grubu plastiklerinin montajı ve yeni ayarlı arka ayak.

Şekil 6.13'te sonsuz dişli montaj grubu ve yeni ayarlı arka ayak gösterilmiştir. Tasarımı yapılan yeni parçaların ve modifiye edilmiş parçaların yan panele montajlı resimleri ve bazı detay fotoğrafları Ek A ve Ek B'de gösterilmiştir.

6.4 Deneme Sonuçları

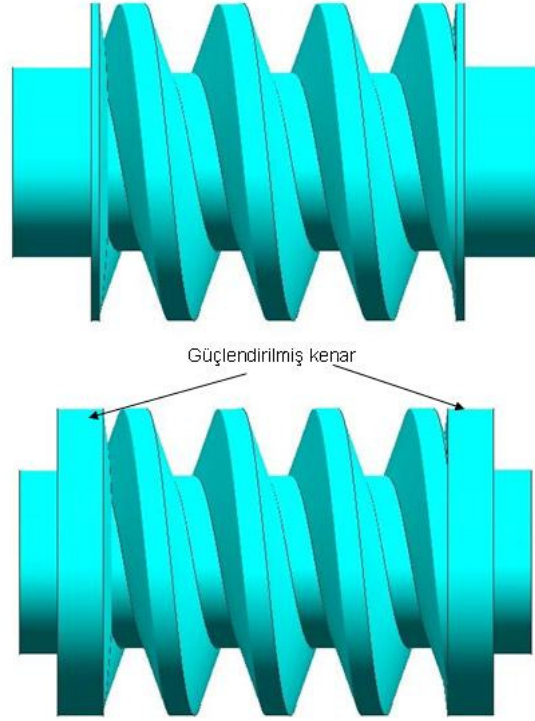
EK A ve EK B'de fotoğrafları verilen sonsuz dişli mekanizması A-Cool dolapları içerisinde en büyük ve ağır olan BM 36" modelinde denenmiştir. Başka bir beyaz eşya grubunda kullanılan ve buradaki hesaplarda ortaya çıkan boyutlarda olan sonsuz dişli ve çarkı ilk önce hızlı prototip kapama parçası ile denenmiştir. Kapama parçası aynı zamanda dişli çarkları yataklayan parçadır. Hızlı prototip parçanın hem POM bir plastiğe göre oldukça düşük dayanıma sahip olması hem de parça üzerindeki toz parçalarının sürtünmeyi ve aşınmayı aşırı derecede artırması nedeniyle, sonsuz vida ilk denemelerde deforme olmuştur. Şekil 6.14'te bu durum gösterilmiştir.



Şekil 6.14 : İlk denemede deforme olan sonsuz dişli ve hızlı prototip parça.

Sonraki denemelerde, dişli çiftinin orijinal, POM malzeden enjeksiyon kalıplama ile imal edilmiş olan kapama plastiği kullanılmıştır. Bu sayede, hızlı prototip parçada oluşan büyük esnemeler, ki bu esnemeler sonucu sonsuz vida normalden daha fazla hasar görmekte ve kapama parçasının dışına çıkmaktadır, giderilmiştir. Ek olarak dişli çiftinde ve dişlilerin yatakladığı plastiğin belli bölgelerinde gres yağı kullanılarak sürtünme minimum seviye indirilmiştir.

Enjeksiyonla kalıplamada değiştirilecek başka bir iyileştirme, mevcut sonsuz vidaların kenarlarındaki et kalınlığının artırılması. Şekil 6.15'te eski ince et kalınlığı ve kalınlaştırılmış hali gösterilmektedir.



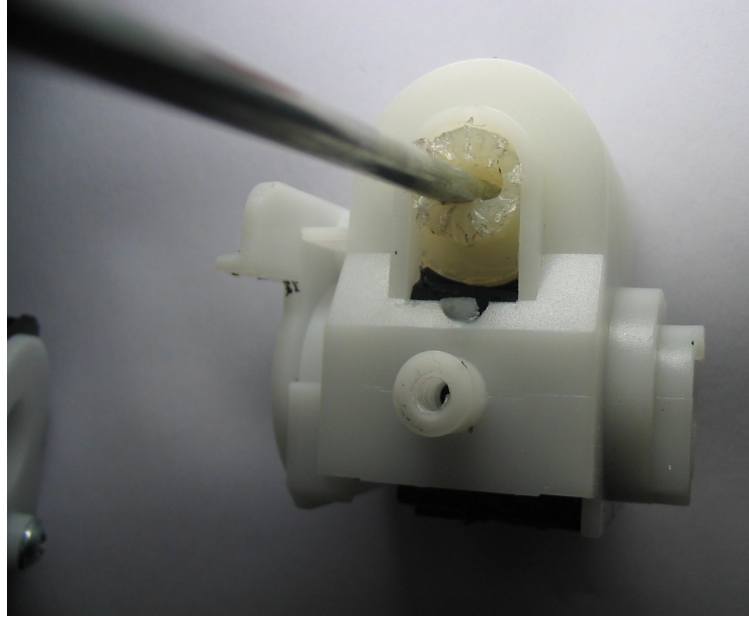
Şekil 6.15 : Sonsuz vidanın kenarlarının güçlendirilmesi.

Sonsuz vida çarkının ayak miline geçtiği kare kesitli bölgesinin güçlendirilmesi gerekiyor. Mil bu bölgeyi deforme ettiği için çark milin etrafında boşa dönüyor ve hareketi iletemiyor. Çarktaki kare kesitin deforme olmadan kalabilmesi için, kesitin uzunluğu artırılabilir. Yüzey alanı arttığı için, hareketi mile daha kolay iletebilir. Şekil 6.16'da deforme olmuş vida çarkı gösterilmektedir.



Şekil 6.16 : Sonsuz vida çarkının deforme olan bölgesi.

Çevirme mili, sonsuz vidanın içine girdiği bölgeyi deforme ederek hareket iletimini zorlaştırıyor. Milin ağız genişliği artırılarak plastik içinde fazla oynaması engellenebilir. Vida plastiğinin bu bölgesi konstrüktif tedbirlerle güçlendirilebilir. Şekil 6.17’de bu durum gösterilmiştir.



Şekil 6.17 : Sonsuz vidanın deforme olması.

7. SONUÇLAR

Ankastre buzdolapları servis ömürleri boyunca kapalı bir kabinet içerisinde çalışmaktadırlar. Mevcut dolaplar gibi arka taraflarına ulaşmak kolay değildir ve bunun için dolabı, bağlantılarını sökerek kabinet içerisinden çıkartmak gerekir. Bu durumu önlemek üzere arka ayak tertibatının ön taraftan ayarlanabilir olması gereklidir. Normal servis şartlarında, son kullanıcının ihtiyacı olan bir özellik değildir bu. Hatta kullanıcı genelde böyle bir sistemin olduğundan bile haberi olamayacaktır. Fakat servisin dolabı ilk kurarken ve kabinet içerisine yerleştirdikten sonra dolabı dengeye alabilmesi için bütün ayakları ayrı ayrı ayarlaması gerekmektedir. Çünkü çok farklı zemin çeşitleri ve bozuk zeminler mevcuttur. Bu durumlara karşı dolabın esnek olabilmesi gerekir.

Üzerinde çalışılan ankastre dolaplarda arka ayakları kaldırmak için kullanılan çelik tel ile hareket ettirilen ayak sistemi gerektiği gibi çalışmamaktadır. Mevcut sistemin daha iyi çalışması için yapılan birçok iyileştirmeler durumu biraz düzeltse de bütün sorunları çözememiştir.

Esnek çelik tel sistemine alternatif olabilecek sistemler ilk önce genel olarak değerlendirilmiştir. Birbirine benzeyen ilk iki sistem, vida ile arka mekanizmanın kaldırılması, üzerinde detaylı analiz yapılmamıştır. Çünkü bu sistemleri mevcut dolaba yer sıkıntısı yüzünden monte etmek çok zordur ve bu sistemlerin sağladıkları yükseklik servisin sahada karşılaştığı zorluklara yetecek seviyede değildir. Fakat diğer iki sistem diğer ankastre beyaz eşya cihazlarında alternatif olarak düşünülebilirler.

Üçüncü çözüm olan sonsuz dişli mekanizması için mevcut başka bir ankastre cihazda kullanılan sonsuz vida ve vida çarkı kullanılmıştır. Yapılan dişli hesaplamalarında da bu parçalara çok yakın değerler çıkmıştır. Buzdolabının dişliler üzerinde oluşturduğu kuvvet diğer mekanik sistemlere göre oldukça düşüktür, darbesiz ve çok kısa bir çalışma zamanı vardır. Bu yüzden dişliler üzerine aşırı yük gelmemektedir.

İlk yapılan denemelerde, dişlileri kapatmaya yarayan ve aynı zamanda yataklayan plastik hızlı prototip olarak üretilmiş ve kullanılmıştır. Bu yüzden ilk denemelerde, dişlilere gelen yükler çok az olmasına rağmen, sonsuz vida deforme olmuştur. Bu deformasyonu engellemek için POM'dan üretilmiş bir kapama ve merkezleme plastiği mevcut dişlilere göre modifiye edilerek kullanılmıştır. Ek olarak dişli çifti ve dişlilerin plastik ile temas eden, yataklanan yüzeyleri gres ile yağlanmıştır. Sadece bir defa olarak yapılan gresleme işlemi plastik dişliler için yeterlidir. Son duruma göre yapılan denemeler neticesinde sistem zorlanmadan çalışmaktadır ve çelik tel sistemine iyi bir alternatif oluşturmaktadır.

Bu sistem, normal şartlarda sürekli çalışmayacak olmasına rağmen denemelerin uzun süreli veya ömür testinin yapılması faydalı olacaktır. Ek olarak, mevcut dişlideki konstrüktif açıdan zayıf bölgelerin güçlendirilmesinde fayda vardır. Sistemin daha az maliyetli ve daha rijit olabilmesi için, POM kapama ve yataklama malzemesi yerine çelik sac parça dizayn edilerek sistem güçlendirilebilir.

Arka ayak sistemi, cihaz servis göreceği zaman tekrar kullanıma geçecektir. Yani uzun yıllar durduktan sonra herhangi bir bakım veya tamir durumunda tekrar çalıştırılacaktır. Bu durumda ortaya çıkabilecek tozlanma, kirlenme gibi olası problemlere karşı sistem geliştirilebilir. Ayrıca, özellikle dolabın kondanserin arkasına yerleştirilmek zorunda olunan dişli çifti uzun vadede 60⁰-70⁰ sıcaklığa maruz kalacaktır. Bu durum da göz önüne alınarak sistemin geliştirilmesinde fayda vardır.

Ankastre buzdolapları özelinde çalışılan bu konu genel olarak bütün ankastre beyaz eşya cihazları için geçerlidir. Burada orataya çıkarılmaya çalışılan çözüm diğer cihazlarda da direkt olarak veya adapte edilerek kullanılabilir. Sistemin kompakt oluşu ve kolay montaj edilebilirliği, diğer cihazlarda da kullanılabilmesini kolaylaştırmaktadır.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M.**, 1990: Makina Elemanları Cilt 2, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Gediktaş, M.**, 1995, Makina Elemanları Bağlama Elamanları, Konstrüksiyon ve Hesap, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- Thomas, A. K., and Charchut, W.**, 1985: Dişli Çarklar, Mukavemet Hesapları, İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul.
- Akkurt, M.**, 1990: Makina Elemanları Çözülmüş Problem ve Metin Soruları, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Kutay, M, G.**, 2006: Dişli Çarklar ve Redüktörleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Clifford, E, A.**, 1986: Plastic Gearing, Slection and Appliacation, Marcel Dekker, Inc., New York.
- Merritt, H. E.**, 1954: Gears, Sir Isaac Pitman&Sons, London
- Ulukan, L., Özsoy, T.**, 1984: Dişli Mekanizmaları, İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul.
- BSH R&D Team**, 2006: Engineering Desktop: Create Gear Wheel: *Internal Manual*. V3.0
- MITCALC**, <<http://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/de/gear4txt.htm>>, 23.10.2009
- Hoechst**, Engineering Plastics: Calculation, Design and Appliacations, B.2.2

EKLER

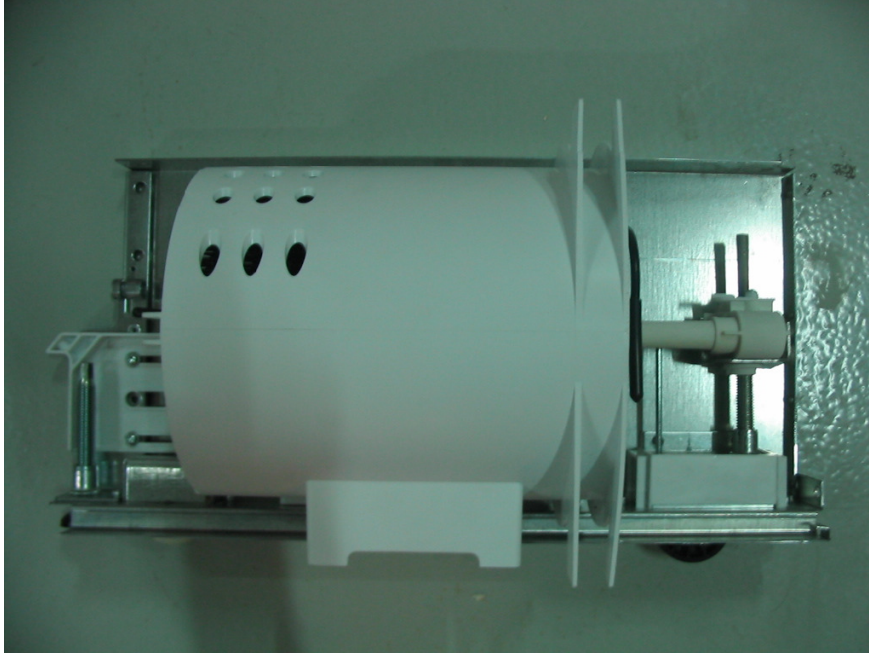
EK A.1 : Kondanser montajı.

EK A.2 : Dişli mekanizması montajı.

EK B.1 : Yan panellerin montajı.

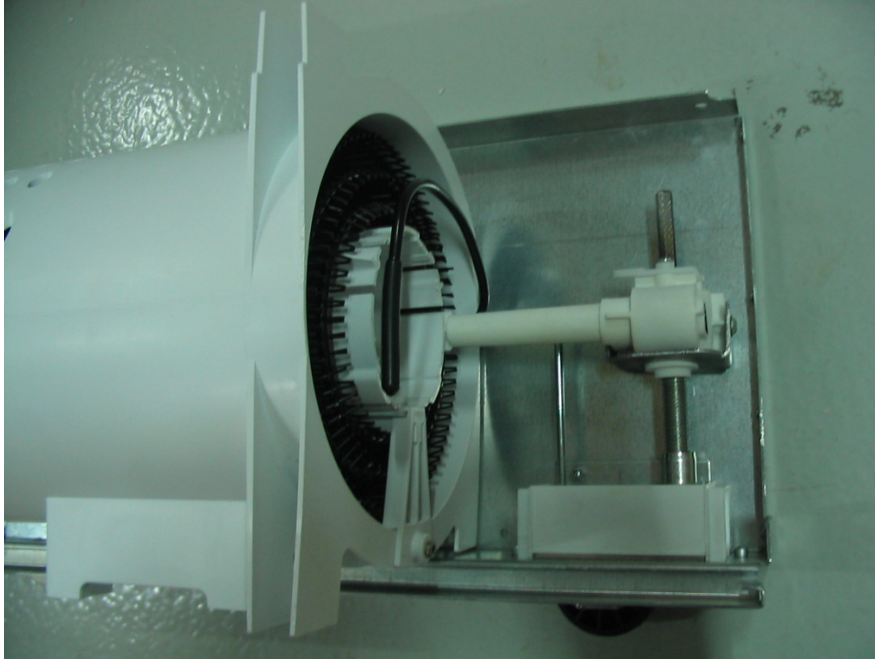
EK B.2 : Dişlinin dolaba montajı.

EK A.1



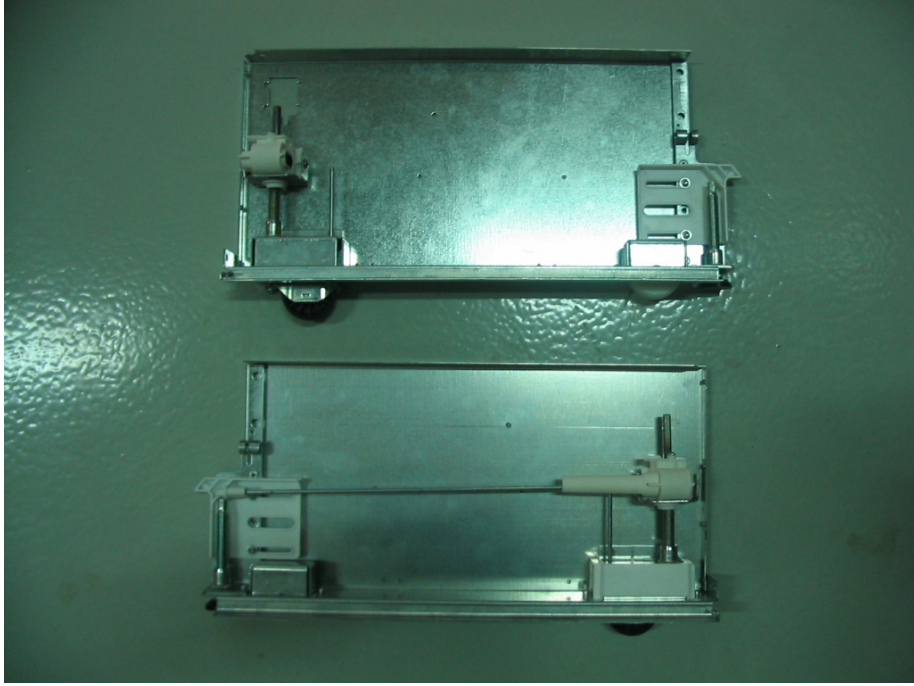
Şekil A.1 : Kondanserin yan panele montajlı resmi.

EK A.2



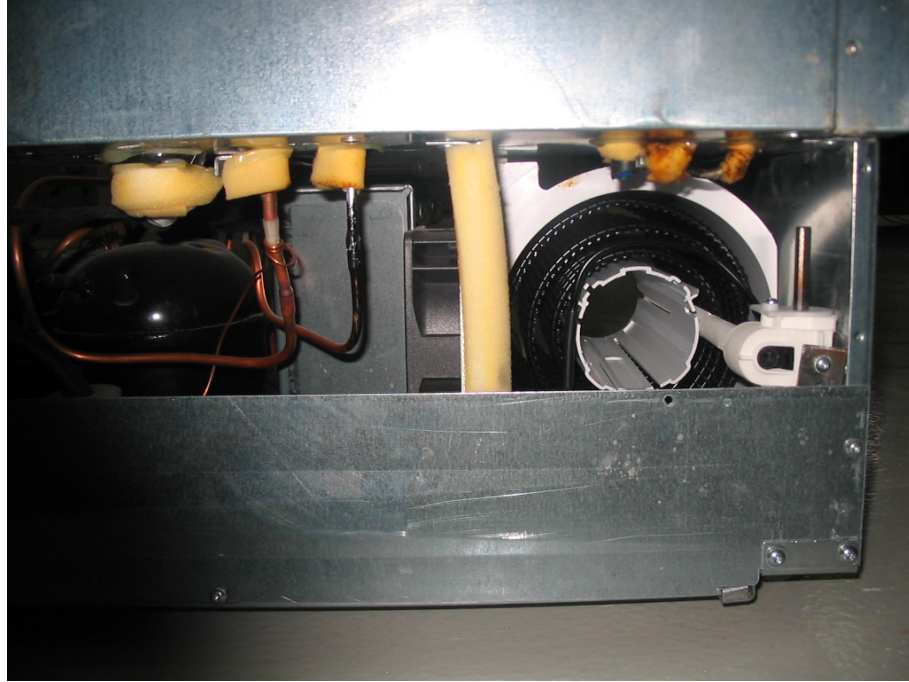
Şekil A.2 : Dişli mekanizması ve kondanserin montaj detayı.

EK B.1



Şekil B.1 : Dolabı taşıyan sol ve sağ yan panellerin dişli takılmış son durumları.

EK B.2



Şekil B.2 : Dişli mekanizmasının takılı olduğu dolabın arkadan görünüşü.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Alper ERDEM

Doğum Yeri ve Tarihi: Çorum 1978

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi – Makina Mühendisliği

