

4x4 arazi taşıtı için yeni bir takviye vites kutusunun dinamik analizi ve ömür değerlendirmesi

Okan KILIÇ^{1,*}, Can ÇİVİ¹, Necati TAHRALI²

¹Manisa Celal Üniversitesi Müh. Fak. Makine Müh. Böl., Muradiye kampüsü, Manisa.

²Yıldız Teknik Üniversitesi Mak. Fak. Makine Müh. Böl., Muradiye kampüsü, Manisa.

Geliş Tarihi (Received Date): 31.01.2023

Kabul Tarihi (Accepted Date): 29.05.2023

Öz

Arazi aracının arazi şartlarında çekiş gücünün artırılması istendiğinde, takviye vites kutusu aracılığıyla araca çekiş gücü ve hız kazandırılmaktadır. Bu çalışmada, hareket aktarımı, dişli ve mil tasarımı açısından bir 4x4 arazi aracı takviye vites kutusu özgün bir şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarımda, statik ve dinamik kuvvetlerin etkisi ile çeşitli vites konumlarında eğilme (radyal), burulma (torsiyonal) ve titreşim analizleri yapılmıştır. Bu tasarımda ayrıca düşük hız(4L) ile yüksek hız(4H) olacak şekilde, iki hız durumu dikkate alınmıştır. Mil ve dişli çarklar için, arazi koşullarında çalışmaya elverişli, güvenilirlik kavramı ile birlikte birikimli hasar teorisine göre, maksimum gerilme değerlerinde ömür hesaplamaları yapılmıştır. Hesaplamalar, Wöhler diyagramı ve Palmgren-Miner denklemlerine göre yapılmıştır. Gerilme ve şekil değiştirmelerinin hesaplamaları belirlenen emniyet katsayısına göre yapılmıştır. Bu değerler, motorun efektif gücü esas alınarak tespit edilmiştir. İşletme ortamındaki çeşitli vites konumlarında rezonans bölgeleri belirlenerek sonuçlar irdelenmiştir. Tasarımın rezonans bölgelerinin emniyetli bir şekilde geçirilebilmesi için işletme şartlarında gerekli önlemler ele alınmıştır.

Anahtar kelimeler: Frekans analizi, gerilme ve deformasyon, ömür ve birikimli hasar, güvenilirlik, takviye vites kutusu.

A novel 4x4 land vehicle transfer case dynamic analysis and lifetime evaluation

Abstract

When it is desired to increase the traction power of the all-terrain vehicle in off-road conditions, traction power and speed are gained by the transfer gearbox. In this study, a

*Okan KILIÇ, okan.kilic90@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-9587-0441>

Can ÇİVİ, can.civi@cbu.edu.tr, <http://orcid.org/0000-0002-5302-9072>

Necati TAHRALI, necatitahralli@yahoo.com, <http://orcid.org/0000-0003-3375-7977>

land vehicle transfer gearbox has been uniquely designed in terms of gear, shaft design, and motion transmission. In this design, bending (radial), torsion (torsional) and vibration analyzes were performed at various gear positions with the effect of static and dynamic forces. This design also considers two speed positions, low and high speed. For shaft and gear wheels, life calculations were made at maximum stresses according to the cumulative damage situation with the concept of reliability, suitable for the application in field conditions. Calculations were made according to Wöhler diagram and Palmgren-Miner equations. Calculations of stress and strain were made according to the determined factor of safety. These values were determined based on the effective power of the engine. Resonance regions were determined in various gear positions in the operating environment and the results were examined. In order to pass the resonance zones of the design safely, the necessary precautions in the operating conditions are discussed.

Keywords: Frequency analysis, stress and strain, cumulative damage and lifetime, reliability, transfer case.

1. Giriş

Araçlarda kullanılan vites kutuları, kalkışta ve hareket esnasında basamaklı ve basamaksız olmak üzere, çeşitli iletim oranlarını mümkün kılarak döndürme momentini değiştirmektedir. Vites kutusunda sabit kalan devir sayısı, çıkış milinde amaca uygun olarak azalan veya artan bir döndürme momenti elde edilecek şekilde değiştirilmektedir. Bu iletim, en verimli dişli çarklar ile yapılmaktadır. Vites kutusunda, senkromeçlerin kaydırılmasıyla yapılan basamak değişiminde, birçok defa aracın boyuna yönünde birbirlerine paralel dört mil üzerinde bulunan dişliler kullanılmaktadır. Sistemin tahrik mili motor gücünü, sürtünmeli kavrama (debriyaj) veya değiştirici (hidrodinamik kavrama) ile birlikte, ana vites kutusundan alır. Vites değişimi senkromeç dişlilerle sağlanır [1]. Arkadan çekişli taşıtlarda, standart diferansiyel dişli kutusu aracın arka bölümünde bulunmaktadır. Diferansiyel dişli kutusu arka bölümde bulunan araç, standart diferansiyele sahip olarak değerlendirilir. 4x4 araçlarda ise, arkadaki diferansiyele ek olarak, ön bölümde bir adet daha diferansiyel dişli kutusu bulunur. Bunun devreye alınma görevini de yapan, temel vites kutusuna ek takviye vites kutusu veya transfer kutusu olarak adlandırılan, ekstra bir vites kutusu daha yer alır. Arkadan çekişli taşıtlara bakıldığında hareket iletim sıralaması şu şekilde olacaktır:

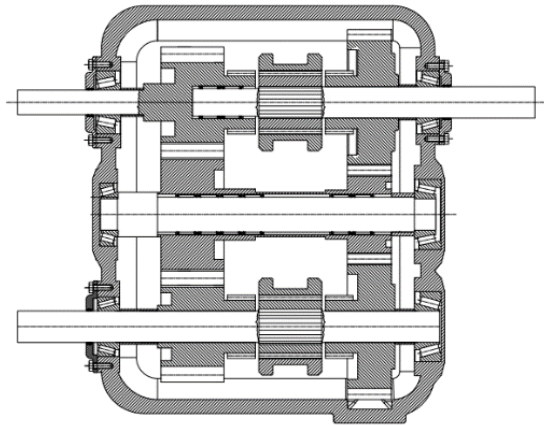
1. Motor
2. Ana (temel) şanzıman
3. Arka diferansiyel

Çekiş gücü artırılmak istendiğinde, ön tekerleklere de moment aktarılabilmesi için takviye vites kutusuna ihtiyaç duyulur. Devir hızı ve moment iletim sıralaması şu şekilde olacaktır:

1. Motor
2. Ana (temel) vites kutusu
3. Takviye vites (transfer) kutusu
4. Arka diferansiyel ve ön diferansiyel

Literatürde aktarma bileşenlerinin ömür değerlendirmelerine ilişkin çok az teorik açıklama ve sayısal hesaplama bulunmaktadır. Japon otomotiv firması Suzuki, takviye vites kutusunu 1968 yılında bir prototip araçta denemiştir. 1968'den beri takviye vites kutusunu geliştirerek binek otomobillerde ve farklı araçlarda uygulamaya başlamıştır. Suzuki Vitara, tasarımında tahrik zinciri kullanmıştır [2]. Sencer'in 2002 yılındaki buluşunda, arkadan çekişli araçların önden ve arkadan çekişli olmasına yarayan, iki kademeli bir takviye vites kutusu ele alınmaktadır. Pnömatik sistemler aracılığıyla, kavrama ve konum seçimleri kontrol edilmektedir. Sencer bu çalışmayı arkadan çekişli araçlar için yapmıştır. Burada, takviye vites kutusu sürekli olarak moment üretmektedir [3]. Japonya'da otomobil parçaları üreten bir firma 2013 yılında, iki farklı hız konumunda ön tekerleklere aktarım yaparken tek dişli üzerinden iletim yapan transfer kutusu için patent almıştır. Bu tasarımda, arka aks çıkış milinde yer alan büyük dişliden yataklama yapılmıştır [4]. Move ve çalışma arkadaşları, küçük bir traktöre uygulanacak olan takviye vites kutusu üzerinde çalışmışlardır. Burada, motor, ana vites kutusu ve bir takviye vites kutusu sırasıyla montajlanmıştır. Sistemde, pivot merkezi kilit güç aktarım sistemi ile 2 Çekerli-yüksek hız ve 4 çekerli-düşük hız arasında güvenli geçiş gerçekleştirilmektedir. [5]. Makine elemanlarının, dinamik zorlanma ile birlikte, ömürler değerlerinin belirlenmesi için standart deneyler yapılmaktadır. Makine elemanlarının dinamik gerilmeler ile zorlanma deneyleri, "Pülzator" adı verilen düzeneklerle yapılmaktadır. Bu deney tesisatlarında kuvvetler hidrolik ise "Hidropülzator", mekanik ise "Rezonanspülzator", burulma zorlanması deneyleri ise, "Torzator" düzeneklerinden yararlanılmaktadır [6,7]. Otomotiv endüstrisinde aktarma elemanlarının maksimum tork değeri aralığının dışında gerçekleşen çalışmanın istatistiksel çözümlerine bağlı olarak, teorik ve pratik verilerin çok azı literatüre sunulmuştur. Bu husus, otomotiv üreticilerinin bu bilgileri, rekabet unsurlarını da göz önüne alarak, ticari sır olarak koruduğunu düşündürmektedir.

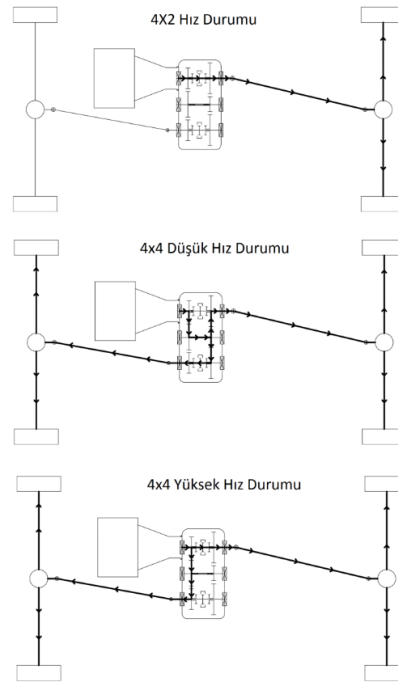
Bu çalışmada, özgün olarak tasarlanan (Şekil 1) takviye vites kutusu arkadan çekişli arazi taşıtlarında kullanılabilir. 4x2 durumunda takviye vites kutusu devreden çıkmaktadır. 4x2 vites konumunda takviye vites kutusunda, moment üretilmemektedir.



Şekil 1. Özgün tasarlanan takviye vites kutusu

Şekil 1'de gösterilen takviye vites kutusunun öne ve arkaya çıkış bölümleri, diğer tasarımlara göre farklılık göstermektedir. Literatürden farklı olarak, bu tasarımda giriş dişlisinde yataklanma söz konusudur. Ön tekerleklere iletim yapılırken, işletme şartlarına göre farklı dişliler üzerinden de iletim yapılmaktadır. Takviye vites kutusunun devre dışı

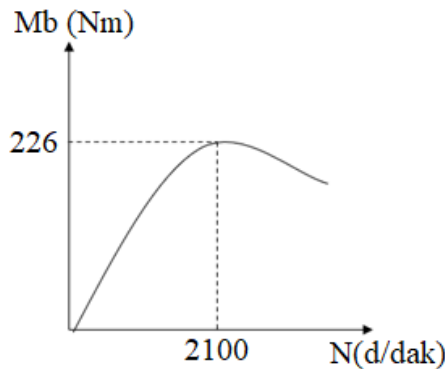
kaldığı durumda, 2 çeker, 4 çeker-düşük hız ve 4 çeker-yüksek hız konumu mevcuttur. Bu hız konumları, Şekil 2’de belirtilmiştir. Bu takviye vites kutusunun elemanları ve hareket iletim mekanizması özgündür.



Şekil 2. Tasarlanan takviye vites kutusu hız şeması

2. Malzeme ve yöntem

Çalışmada, arkadan itişli bir aracı istenildiği takdirde, takviye olarak önden çekişli hale getiren takviye vites kutusu temel alınmıştır (Şekil 2). Helisel dişli çarkların ve millerin malzemesi, indüksiyonla ve alevle sertleştirilebilen ıslah çeliklerinden olan 42CrMo4 seçilmiştir. Tasarım ve titreşim hesaplamalarında kullanılacak parametreler, seçilen bu malzeme dikkate alınarak belirlenecektir. Burada, aracın motor gücü ve ana vites kutusu çevrim oranlarına göre elde edilen moment ve devir sayılarına göre, boyutlandırmalar ve analizler yapılacaktır. Vites kutusunun gövdesi için, GGG25 malzeme seçilmiştir. Motor gücü 75 kW, devir sayısı(n) 4000 d/dak’dır. Motor devri şekil 3’te gösterildiği gibi 2100 d/dak olduğunda, 226 Nm büyüklüğündeki maksimum tork elde edilmektedir.



Şekil 3. Maksimum tork-devir diyagramı

Ana vites kutusu çevrim oranları şu şekildedir;

- 1.vites çevrim oranı, 4.17
- 2.vites çevrim oranı, 2.24
- 3.vites çevrim oranı, 1.47
- 4.vites çevrim oranı, 1
- Geri vites çevrim oranı, 3.76

Takviye vites kutusu çevrim oranları şu şekildedir;

- 4x4 düşük hız durumunda çevrim oranı, 2.01
- 4x4 yüksek hız durumunda çevrim oranı, 1

Aracın, 4x2 konumunda olması durumunda takviye vites kutusu devrede değildir. Bu nedenle, ana vites kutusundan gelen moment ve devir, direkt olarak arka diferansiyele iletilecektir.

2.1. Dişli çarklar

Helisel dişli çarkların mukavemet hesapları, diş dibinden kırılmaya ve yüzey basıncına göre yapılmaktadır.

Diş dibinden kırılmaya göre yapılan modül hesabı denklem 1, yüzey basıncına göre yapılan modül hesabı denklem 2' den faydalanılarak bulunur [8-10].

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2x(Mb_1)_{1V} x \cos \beta_0 x K_{fe_1} x K_v}{\psi_m x Z_1 x \sigma_{em}}} \quad (1)$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2x(Mb_1)_{1V} x K_E^2 x K_a^2 x K_\beta^2 x K_i^2 x K_v}{\psi_d x P_{Hem}^2}} \quad (2)$$

2.2. Miller

Millerin mukavemet hesapları yapılırken, helis dişliye gelen kuvvetler ve yatak kuvvetleriyle birlikte takviye vites kutusuna göre maksimum eğilme ve burulma momenti dikkate alınarak hesap yapılmıştır.

Helis dişlilerde de F_t teğetsel ve F_r radyal kuvvetlerinin yönü, düz dişlilerde belirtilen ilkelere göre belirlenir. Eş çalışan dişliler için aşağıdaki bağıntı geçerlidir [11].

$$F_{t1} = F_{t2} \quad ; \quad F_{r1} = F_{r2} \quad ; \quad F_{a1} = F_{a2}$$

Dişlilere gelen kuvvetlere göre, millerin boyutlandırma denklemi şudur;

$$F_{t1} = \frac{2M_{b1}}{d_1} \quad \text{Teğetsel kuvvet} \quad (3)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_0 \quad \text{Eksenel kuvvet} \quad (4)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad \text{Radyal kuvvet} \quad (5)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{s \cdot \sqrt{\left(\frac{32.M_e}{6D^*}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16.M_b}{6ak}\right)^2}}{\pi}} \quad \text{Emniyetli mil çapı} \quad (6)$$

2.3. Yatak kuvvetleri

Yataklara gelen kuvvetlere göre, nominal ömür ve dinamik yük hesaplaması yapılmıştır. Nominal ömür denklem 7 ye göre hesaplanır. Rulman yataklarına etki eden dinamik yük ise, denklem 8'den faydalanılarak hesaplanır.

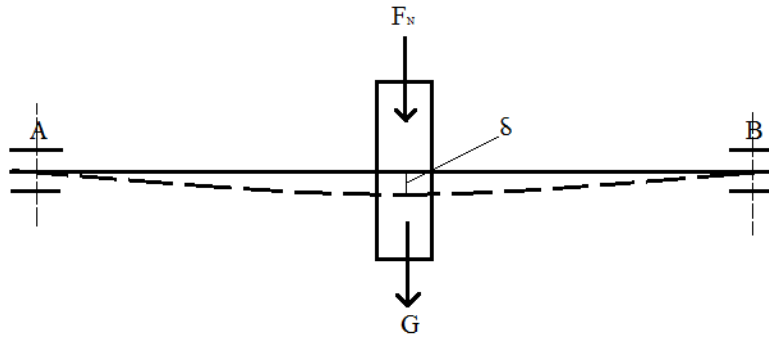
$$L_{h10} = L_h = \frac{L \times 10^6}{n \times 60} \text{ [saat]} \quad \text{Nominal ömür} \quad (7)$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ [N]} \quad \text{Dinamik Yük} \quad (8)$$

2.4. Titreşim analizleri rezonans bölgelerinin belirlenmesi

2.4.1. Öteleme(radyal) titreşim hareketleri

Millerde kütle-yay sisteminde kütle üzerine şekil 4'te belirtilen F zorlayıcı kuvveti etki ederse, hareket doğrultusunda etki eden dinamik kuvvetlerin denge denklemi çıkarılır. $F = F_{maks} \sin(\omega t + \varphi)$ zorlayıcı kuvvet olmak üzere, hareketin diferansiyel denklemi aşağıdaki bilgilere göre elde edilir [8].



Şekil 4. Öteleme(radyal) titreşim hareketi

$$\sum F = 0;$$

$$X = m \cdot \frac{d^2 X}{dt^2} + k_{eş} X = F = F_{maks} \sin(\omega t + \varphi) \quad (9)$$

$$X = \frac{F_{maks}}{k_{eş} - m\omega^2} \sin(\omega t + \varphi) \quad (10)$$

$$X = \frac{F_{maks}}{k_{eş} - m\omega^2} e^{(\omega t + \varphi)} \quad (11)$$

$$X = \frac{F_{maks}}{k_{eş} - m\omega^2} \quad \text{Yer değişimi, titreşim} \quad (12)$$

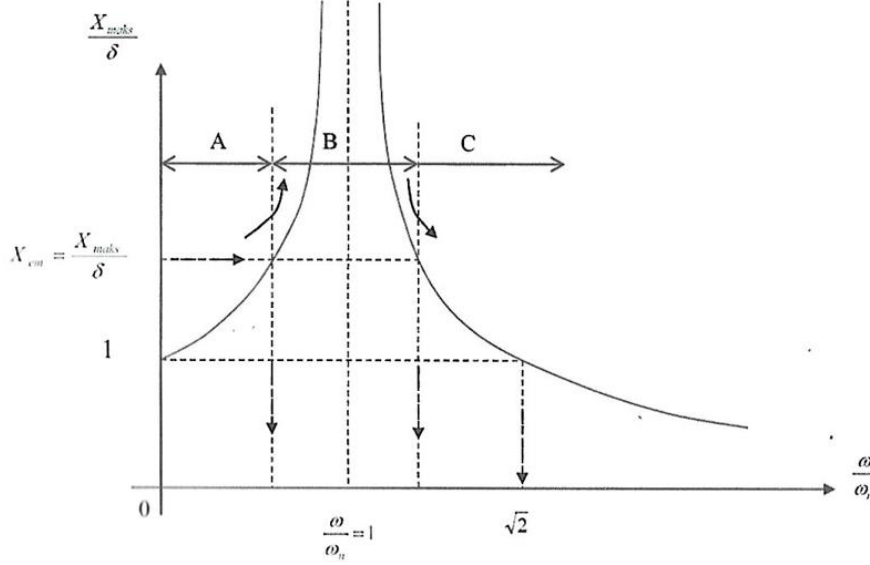
Şeklinde elde edilir.

$$X = \frac{F_{maks}}{k_{eş} - m\omega^2} = \frac{F_{maks} \cdot k_{eş}}{k_{eş} \cdot (1 - \frac{m}{k_{eş}} \omega^2)} = \frac{F_{maks} \cdot 1}{k_{eş} \cdot 1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2} = \delta \frac{1}{1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2} \quad (13)$$

$$\frac{X_{maks}}{\delta} = \frac{1}{(1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2)^2} \quad (14)$$

(13) ve (14) numaralı eşitliklerdeki parametreler $(\frac{\omega}{\omega_n}, \frac{X_{maks}}{\delta})$ yatay ve dikey eksenlerde gösterilirse, Şekil 5'te gösterilen eğri elde edilir. $\frac{\omega}{\omega_n}=1$ rezonans olarak değerlendirilir. Rezonans bölgesi olarak, $0.8 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1.25$ verilmektedir [13].

- A: Rezonans Altı Bölge
B: Rezonans Bölgesi
C: Rezonans Üstü Bölge



Şekil 5. Rezonans bölgeleri [13]

Dinamik etkiler göz önüne alındığında, $F_{dinamik}$ ortaya çıkacaktır. Bunun sonucunda statik sehime ek olarak, dinamik sehimde eklenecektir. Böylelikle, dinamik ve statik kuvvetlerin etkisiyle δ_{toplam} bulunacaktır. $F_{dinamik}$ için denklem 15, $\delta_{dinamik}$ için denklem 16 ve δ_{toplam} için denklem 17'den faydalanılır.

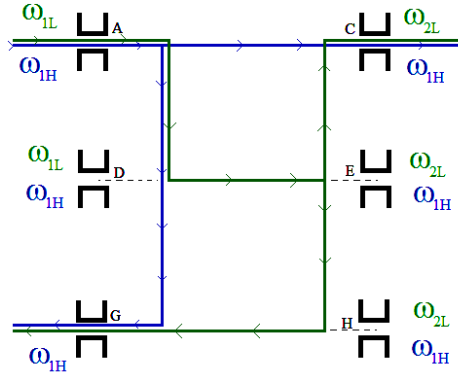
$$F_{dinamik} = m \cdot \omega^2 \cdot e \quad \text{Dinamik kuvvet} \quad (15)$$

$$\delta_{dinamik} = \frac{F_{dinamik}}{k_{eş} - m\omega^2} \quad \text{Dinamik sehim} \quad (16)$$

$$\delta_{toplam} = X_{maks} + \delta_{dinamik} \quad \text{Toplam sehim} \quad (17)$$

2.4.2. Gövde titreşimleri

Burada, takviye vites kutusundaki yataklarda oluşan titreşimler incelenecektir. Şekil 6'da gövde yataklamaları ve hareket iletim şeması yer almaktadır.



Şekil 6. Gövde Yataklamaları ve Hız İletim Yolları

Yeşil ile belirtilen akış, düşük hız çalışma koşulunu belirtmektedir. Mavi ile belirtilen akış ise, yüksek hız durumunu ifade etmektedir. Bu hız durumlarında yataklarda meydana gelen frekanslar, hız durumlarının renklerine göre adlandırılmıştır. Burada dikkat edilmelidir ki; Eş çalışan dişliler, aynı frekansta çalışmaktadır. Dişlilere etki eden normal kuvvetler, yataklarda radyal titreşimleri oluşturmaktadır. Eş çalışan dişliler aynı frekansta çalıştığından dolayı, yataklardaki frekanslar da bu durum dikkate alınarak belirtilmiştir. Faz açıları sürekli değişmektedir. Bu değişimin sebebi vites yollarına göre dişli üzerinden atlamalar gerçekleşmesidir [13]. Bu nedenle frekansları farklı titreşimler ortaya çıkmaktadır Burada, yataklardaki kuvvetlerin etkisinden doğan frekanslarda $\omega_1 \neq \omega_2$ olduğundan dolayı, frekansları farklı titreşimler meydana gelmektedir. Bileşke kuvvet vektörü denklem 18'de verilmektedir.

$$\Sigma F = F_1 + F_2 = F_{01} \cdot e^{i\omega_1 t} + F_{02} \cdot e^{i\omega_2 t} \quad (18)$$

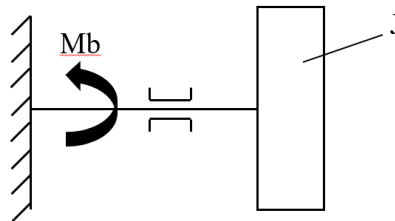
Aynı fazda olan vektörlerin toplanması ise, denklem 19 ve denklem 20'de ifade edilmektedir.

$$F_t = F_{n1} \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \cos \beta_o \quad (19)$$

$$\Sigma F = F_{01} + F_{02} + F_{03} \quad \text{Toplam kuvvet} \quad (20)$$

2.4.3. Burulma (torsiyonal) titreşim hareketleri

Burulma ile zorlana makine parçasına M_b burulma momenti tam değişken olarak etki ederse, Şekil 7'de gösterilen $+(\varphi_b)_{maks}$, $-(\varphi_b)_{maks}$ arasında değişen hareketi meydana getirir [13].



Şekil 7. Burulma (Torsiyonal) titreşim hareketleri

Radyal titreşimlerdeki parametreler ile, burulmada karşılık gelen parametreler değerlendirilerek elde edilen denklemler, analog sistemlerdir. Burulma momenti tam değişken olabilir;

$$M_b = M_{b_{maks}} \cdot e^{i\omega_b t} \quad \text{Burulma momenti} \quad (21)$$

veya sabit bir momenti etrafında değişmeler olabilir. Bu durumda;

$$M_b = M_{b_{maks}} \cdot e^{i\omega_b t} \quad (22)$$

$$M_g = \frac{M_{b_{maks}} - M_{b_{min}}}{2} \quad (23)$$

Böylece zorlanmış titreşim hareketinin diferansiyel denklemi 24'te olduğu gibidir.

$$J \frac{d^2 \varphi_b}{dt^2} + k_b \varphi_b = M_{b_{maks}} \cdot e^{i\omega_b t} \quad (24)$$

Bu denklemin çözümünde;

$$\varphi_b = \frac{M_{b_{maks}}}{k_b - J\omega_b^2} \quad \text{Burulmada yer değişimi} \quad (25)$$

Olarak burulma açısı elde edilir.

2.5. Ömür hesapları

Parça üzerine gelen farklı genliklerdeki değişken gerilmeler parça üzerinde değişken hasarlar yaratır. Farklı genliklerdeki değişken gerilmelerin, makine elemanı üzerinde meydana getirdiği eşdeğer gerilme olarak adlandırılan gerilme, ya da makine elemanının bu gerilme karşısındaki eşdeğer ömür hesaplamasında kümülatif (birikimli) hasar teorileri kullanılmaktadır. Bu teoriler arasında, farklı genliklerdeki gerilmelere maruz kalan makine elemanları için, en pratik sonuçları Palmgren-Miner birikimli (kümülatif) hasar teorileri vermektedir [14]. Tablo 1'e göre herhangi bir gerilmeye çalışma yüzdesi;

Tablo 1. Birikimli hasar teorileri

Uygulanan Gerilmeler	Çalışma Süresi (%)	Çalışma Çevrimi	Her Bir Gerilmeye Ait Ömür
$[\sigma_1]$	c_1	n_1	N_1
$[\sigma_2]$	c_2	n_2	N_2
$[\sigma_3]$	c_3	n_3	N_3
.	.	.	.
$[\Sigma_i]$	c_i	n_i	N_i
	Toplam = % 100	Total Ömür $N_T = \sum N_i$	

$$c_i = \frac{n_i}{N_T} \quad \text{Sönüm sabiti} \quad (26)$$

$$\sum_{i=1}^k c_i = \sum_{i=1}^k \left(\frac{n_i}{N_T}\right) = 1 \quad (27)$$

Palmgren-Miner birikimli hasar teorisinde parça üzerine gelen eşdeğer gerilme ve parçanın ömrü aşağıdaki denklemler vasıtası ile hesaplanır.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{i-1}} + \frac{n_i}{N_i} = \frac{1}{N_{es}} \quad \text{Eşdeğer ömür} \quad (28)$$

$$\frac{c_1}{\sigma_1} + \frac{c_2}{\sigma_2} + \dots + \frac{c_{i-1}}{\sigma_{i-1}} + \frac{c_i}{\sigma_i} = \frac{1}{\sigma_{es}} \quad \text{Eşdeğer gerilme} \quad (29)$$

Herhangi bir gerilmenin parçada meydana getirdiği hasar, gerilmenin uygulandığı tekrar sayısı ile orantılıdır [13].

Otomotiv sanayisinde kullanılan parçalar genel olarak dinamik zorlanmalar altında çalıştığından, bu parçaların ömür değerlendirilmelerinde, hem Wöhler eğrileri ve bu eğriler vasıtası ile yapılan ömür hesapları, hem de parça üzerine farklı sürelerde gelen farklı genliklerdeki gerilmelerin parçalarda oluşturduğu birikimli hasar dikkate alınmalıdır [16].

2.5.1. Dişlilerin güvenilirlik ve ömür hesapları

Yapılacak deneylerden elde edilen değerler, Gauss-Laplace veya Weibull istatistik dağılım fonksiyonlarına göre değerlendirilebilir. Gauss-Laplace diyagramı esas alınarak ömür dağılım fonksiyonu "sürelî, zaman" mukavemet bölgesinde:

$$f(N) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_N} \exp\left[-\frac{(N_i - \bar{N})^2}{2S_N^2}\right] \quad (30)$$

$$F(N) = \int_0^{N_i} f(N) dN \quad \text{Hasar dağılım fonksiyonu} \quad (31)$$

$$\bar{N} = \frac{(\sum_{i=1}^n N_i)}{n} \quad \text{Ortalama yük tekrar, (ort. Ömür)} \quad (32)$$

$$S_N = \left[\frac{\sum_{i=1}^n (N_i - \bar{N})^2}{n-1}\right]^{1/2} \quad \text{Yük tekrarı st. Sapması} \quad (33)$$

$$Z = \frac{N_i - \bar{N}}{S_N} \quad \text{Standart normal değişken (ömür için)} \quad (34)$$

Uygulanan deneylerin sonucunda elde edilen veriler çerçevesinde, formülde gösterilen \bar{N} ve S_N nümerik hesapları yapılarak $f(N)$ Gauss-Laplace fonksiyonu sürekli mukavemet bölgesinde deney sonuçlarına göre hesaplanabilir [6].

Teorik olarak makine parçalarının sonsuz ömür gösterdiği "sürekli" mukavemet bölgesindeki gerilmelerin Gauss-Laplace dağılım fonksiyonu şudur:

$$f(\sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_\sigma} \exp\left[-\frac{(\sigma_i - \bar{\sigma})^2}{2S_\sigma^2}\right] \quad (35)$$

$$\bar{\sigma} = \frac{(\sum_{i=1}^n \sigma_i)}{n} \quad (36)$$

$$S_{\sigma} = \left[\frac{\sum_{i=1}^n (\sigma_i - \bar{\sigma})^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad (37)$$

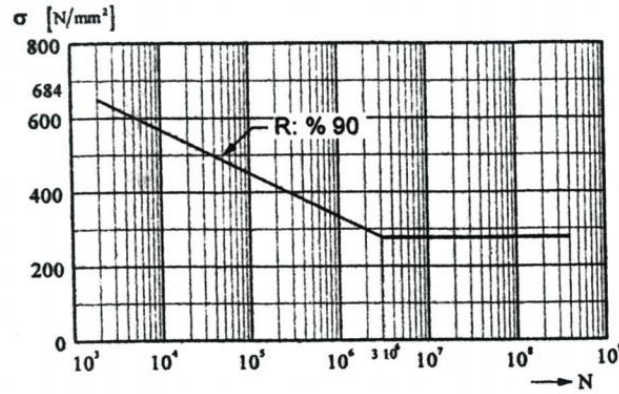
$$Z = \frac{\sigma_i - \bar{\sigma}}{S_{\sigma}} \quad \text{Gerilmelerde standart değişken} \quad (38)$$

$$f(Z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{Z^2}{2}\right] \quad (39)$$

σ_i : Sürekli mukavemet bölgesindeki gerilmeler [N/mm²]

Sürekli mukavemet bölgesinde makine parçası için gerçekleştirilen deneylerdeki σ [N/mm²] göz önüne alınarak 39 numaralı denklem hesaplanabilir. Dişli çarklarda sürekli mukavemet bölgesinde elde edilen gerilme değerleri, DIN 3990 standardında şöyle belirtilmiştir. $N \geq 3 \cdot 10^6$ yük tekrarına (ömür değerine) ulaşılan durumdaki gerilme değerini ifade etmektedir.

Böylece, deneysel veriler değerlendirilerek Şekil 8’de verilen (Gerilme-Ömür) Wöhler diyagramı çizilebilir [6, 8].

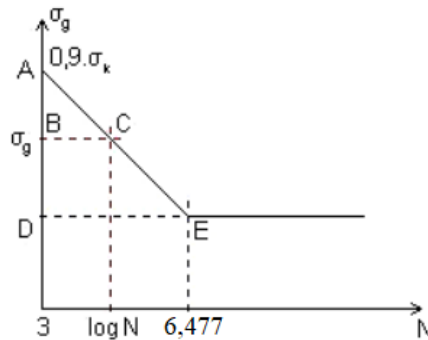


Şekil 8. Wöhler eğrisi [6]

Wöhler diyagramının analitik değerlendirilmesiyle ömürler hesaplanabilmektedir. Analitik olarak belirtilen Şekil 9’da gösterilen Wöhler eğrisinden;

$$\log N = \frac{6.477(0.9 \sigma_k - (\sigma_g)_H)}{0.9 \sigma_k - \sigma_D} + 3 \quad (\text{Logaritmik ömür}) \quad (40)$$

Dişliler için Şekil 9’daki Wöhler diyagramı denklemini elde edilmektedir.



Şekil 9. Wöhler eğrisi (DIN 3990'a göre) [17,18]

N yük tekrarı ömür değerinin kilometre olarak hesaplanması şu şekildedir;

$$L_{90}=N_{90} \cdot T_c \frac{1}{i_{top}} \quad [\text{km}] \quad (41)$$

$$L_{90}=N_{90} \cdot T_c \frac{1}{i_{4L} \cdot i_{dif}} \quad [\text{km}] \quad (42)$$

i_{dif} : Diferansiyel çevrim oranı (3.75)

i_{4L} : Takviye vites kutusu düşük hız çevrim oranı (2.01)

T_c : Tekerlek çevresi = 2.51×10^{-3} [km]

2.5.2. Millerin güvenilirlik ve ömür Hesapları

Dişli çarklarda olduğu gibi Wöhler diyagramının analitik değerlendirmesi sonucunda mil ömürleri hesaplanabilmektedir.

N yük tekrarı ömür değerinin kilometre olarak hesaplanması şu şekildedir;

$$L_{90}=N_{90} \cdot T_c \frac{1}{i_{top}} \quad [\text{km}] \quad (43)$$

$$L_{90}=N_{90} \cdot T_c \frac{1}{i_{4L} \cdot i_{dif}} \quad [\text{km}] \quad (44)$$

i_{dif} : Diferansiyel çevrim oranı (3.75)

i_{4L} : Takviye vites kutusu düşük hız çevrim oranı (2.01)

T_c : Tekerlek çevresi = 2.51×10^{-3} [km]

3. Bulgular ve tartışma

Hesaplamalar, maksimum torkun üretildiği devir sayısı kullanılarak yapılmıştır. Takviye vites kutusunun, ana şanzımanın 1.vites ile 2. Vites konumlarında kullanılacağı kabul edilmiştir. Bu şartlar göz önüne alındığında, ana vites kutusu 1. Vites durumundayken, takviye vites kutusunun düşük hız ile yüksek hız konumunda olmasına ve temel vites kutusu 2. Vites konumundayken, kutunun düşük hız ile yüksek hız konumunda olmasına göre hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

Tasarımda kullanılan helisel dişli çarkların modül hesabı sonucunda, her bir dişliye ait modül değerleri tablo 2’de belirtilmiştir.

Tablo 2. Dişlilerin modül değerleri

Dişli	1.Dişli (Z ₁)	2.Dişli (Z ₂)	3.Dişli (Z ₃)	4.Dişli (Z ₄)	5.Dişli (Z ₅)	6.Dişli (Z ₆)
Modül [mm]	10	7	10	7	10	7

Emniyetli mil çapı ve eğilme momentleri bulunurken denklem 3, 4, 5 ve 6'dan faydalanılmıştır. Bulunan eğilme momentleri Tablo 3’de belirtilmiştir. Bu değerler daha sonrasında ömür hesaplamalarında kullanılmıştır.

Tablo 3. Emniyetli mil çapları ve eğilme momentleri

Mil	Mil Çapı (mm)	Me (Nmm)
Giriş Şaftı	35	508958.85
Arka Aks İletim Şaftı	45	1548315.119
Grup Şaftı	50	2430887.067
Ön Aks İletim Şaftı	45	1682638.93

Takviye vites kutusunun günde en az 12 saat ve 5 yıl süreyle çalışacağı esas alınmıştır. Buna göre, gövdede ve giriş dişlisinin gövdesindeki yataklama bölgesindeki dinamik yükler hesaplanmıştır. Tablo 4'te belirtilen dinamik yüklere göre gövdede konik makaralı rulman, giriş dişlisinin gövdesinde ise iğneli makaralı rulmanlar kullanılmıştır.

Tablo 4. Yataklara etki eden dinamik kuvvetler

Rulman Yatakları	C _{dinamik} [kN]
A	42.61
B	95.9
C	60.57
D	85.58
E	35.166
G	54.14
H	63.67

Radyal titreşimlere göre, 4 farklı vites konumu için rezonans durumu incelenmiştir. Araç, 226 Nm tork ve 2100 d/dak motor devriyle, ana vites kutusu 2. Vites durumunda ve takviye vites kutusu düşük hız durumunda seyrederken grup mili ile ön aks iletim milinde rezonans gözlenmektedir. Tablo 5'teki değerlere göre, sürekli olarak bu devirde çalışma olmasında durumunda, grup milinde ve ön aks iletim milinde hasar meydana gelecektir.

Tablo 5. Vites konumlarına göre rezonans aralıkları

	Rezonans Aralıkları			
	1V 4L	1V 4H	2V 4L	2V 4H
Giriş Şaftı	0.0114	0.091	0.0211	0.17
Arka Aks İletim Şaftı	0.36	0.054	0.66	0.127
Grup Şaftı	0.499	0.5	0.92	1.21
Ön Aks İletim Şaftı	0.507	0.708	0.99	1.67

Dinamik etkilerin olmadığı durumda eğilme titreşimleri için, 4 farklı vites konumunda elde edilen değerlere göre, ön aks iletim mili dışındaki tüm miller emniyetli bölgede çalışmaktadır. Tablo 6'da ön aks iletim mili rezonans bölgesinde olduğundan dolayı, milde çökme meydana gelebilir.

Tablo 6.Radyal titreşimlere göre statik kuvvetler ve titreşim değerleri

	Statik Kuvvetler (N)				Statik Eğilme Titreşimi (mm)			
	1.Vites (4L) Düşük Hız	1.Vites (4H) Yüksek Hız	2.Vites (4L) Düşük Hız	2.Vites (4H) Yüksek Hız	1.Vites (4L) Düşük Hız	1.Vites (4H) Yüksek Hız	2.Vites (4L) Düşük Hız	2.Vites (4H) Yüksek Hız
Giriş Şaftı	15121.02	15121.02	8122.57	8122.57	0.0575	1.173	0.031	0.64
Arka Aks İletim Şaftı .	21709.012	15121.02	11661.44	8122.57	0.227	0.613	0.216	0.37
Grup Şaftı .	15121.02	15121.02	8122.57	8122.57	0.372	0.372	0.977	0.32
Ön Aks İletim Şaftı .	21709.012	15121.02	11661.44	8122.57	0.508	0.684	8.56	0.204

Dinamik kuvvetler etki ettiğinde, statik kuvvetlerin üzerine ek bir kuvvet eklenecektir. Tablo 7'ye bakıldığında, eğilme sonucu oluşan sehimde artış ve azalışlara neden olacaktır. Tablo 7 de yer alan kuvvetlere Tablo 6'da yer alan statik kuvvetler eklendiği için, rezonans bölgesine yakın çalışan millerde, dinamik etki daha fazla olacağından kuvvet artışı fazladır. En büyük etki, rezonans bölgesine giren grup mili ile ön aks iletim milinde oluşmaktadır. Rezonans bölgesinden uzak çalışan millerde, dinamik kuvvetler ters etki göstermiş ve bazı bölgelerde sehimi azaltıcı etkide bulunmuştur.

Tablo 7.Radyal titreşimlere göre dinamik kuvvetler ve titreşim değerleri

	Dinamik Kuvvetler (N)				Toplam Eğilme Titreşimi (mm)			
	1.Vites (4L) Düşük Hız	1.Vites (4H) Yüksek Hız	2.Vites (4L) Düşük Hız	2.Vites (4H) Yüksek Hız	1.Vites (4L) Düşük Hız	1.Vites (4H) Yüksek Hız	2.Vites (4L) Düşük Hız	2.Vites (4H) Yüksek Hız
Giriş Mili	347.75	347.75	655.48	655.48	0.075	0.075	0.036	0.036
Arka Aks İletim Mili	3190	91.11	9151	12555	0.299	0.87	0.38	0.109
Grup Mili	5080.4	5016.28	45693.9	25572.8	0.497	0.496	64.73	0.26
Ön Aks İletim Mili	8937	89.98	517010	12587.13	0.716	0.86	438.72	0.11

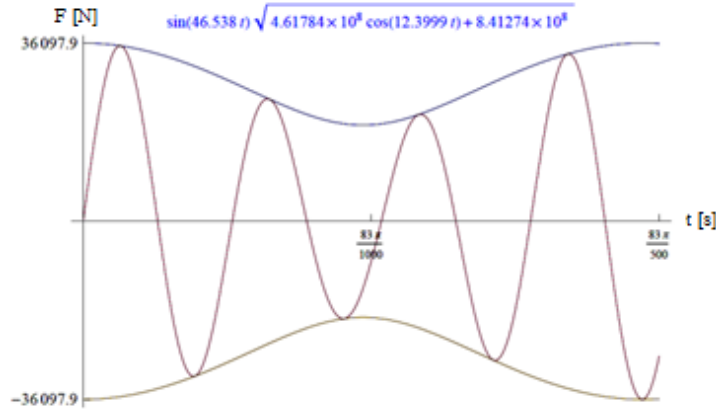
Millerde oluşan burulma titreşimleri değerlendirildiğinde, 2.vites yüksek hız konumunda ön aks iletim milinin rezonans bölgesinde çalıştığı gözlenmektedir. Bu nedenle, bu milde burulma hasarı gözlenebilir. Tablo 8'e göre, ön aks iletim mili dışındaki diğer miller emniyetli bölgede çalışmaktadır. Tüm sistemin düşük hız durumlarında grup mili üzerine indirgenmesiyle, burulma titreşim analizi yapıldığında, sistem rezonans aralığı dışında çalışmaktadır.

Tablo 8. Burulma titreşimlerine göre rezonans bölgeleri ve titreşim analizi sonuçları

	Rezonans Aralığı Değerleri				Burulma Titreşim Analizi(mm)			
	1.Vites (4L) Düşük Hız	1.Vites (4H) Yüksek Hız	2.Vites (4L) Düşük Hız	2.Vites (4H) Yüksek Hız	1.Vites (4L) Düşük Hız	1.Vites (4H) Yüksek Hız	2.Vites (4L) Düşük Hız	2.Vites (4H) Yüksek Hız
Giriş Şaftı	0.0374	0.05	0.071	0.097	0.016	0.016	0.0086	0.00871
Arka Aks İletim Şaftı	0.60	0.039	1.124	0.09	0.0185	0.0522	0.02	0.059
Grup Şaftı	0.119	-	0.282	-	0.00191	-	0.00389	-
Ön Aks İletim Şaftı	0.803	0.51	1.49	0.96	0.056	0.012	0.00861	0.072
Tüm Sistem (İndirgenmiş)	0.405		0.749		0.0520		0.00535	

Ana vites kutusunun 1. Vites durumunda, takviye vites kutusunun düşük hız(4L) ve yüksek hız(4H) konumuna göre gövde titreşimleri için hesaplama yapılmıştır.

1.vites düşük hız(4L) durumunda, Şekil 10'da belirtilen A, D, G yataklarında, A ve D yatağı aynı frekansta, G yatağı farklı frekansta çalışmaktadır. Bu nedenle, denklem 15'ten faydalanılarak bileşke kuvvet bulunur. Oluşacak zarf eğrisinin periyodu (ΔT) 0.506 s'dir. Bileşke kuvvetin denklemine göre, bileşke kuvvetin periyodu ($\Delta\omega$) 0.135 s'dir. Bir periyotluk zaman aralığında oluşan kuvvet değişimi, zarf eğrisi periyodunun bileşke kuvvet periyoduna oranıyla elde edilmektedir. Buna göre, bir periyotluk zaman aralığında, Şekil 10'da belirtildiği gibi 3.75 adet kuvvet değişimi vardır.

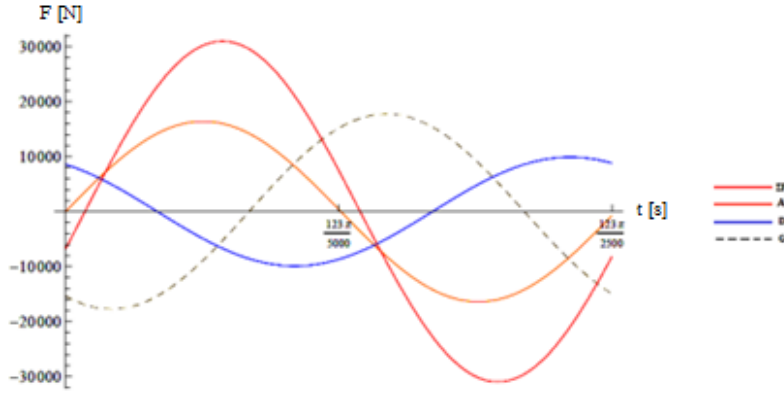


Şekil 10. 1.vites düşük hız konumunda A, D ve G yataklarında oluşan kuvvetlerin etkisi

Denklem 18'den faydalanılarak, 1. Vites düşük hız konumunda gövdeye ve C, E, H yataklarına etki eden bileşke kuvvetler elde edilmiştir. Vektörlerin temel hareketini, frekans farkları tayin etmektedir. Φ açıları sırasıyla, 0^0 , 120^0 , 240^0 'dir. Eş frekansta çalışan C, E, H yataklarında bileşke kuvvet;

$$\Sigma F = 30988,38. e^{i(12,84\pi-12,66)t} \quad (45)$$

Bileşke kuvvet denklemine göre, periyodun($\Delta\omega$) 0,156 saniye olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır. Elde edilen frekans değeri 8,39 Hz'dir. Elde edilen salınımın diyagramı Şekil 11'de gösterilmiştir. Bu grafikte, kuvvetin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.



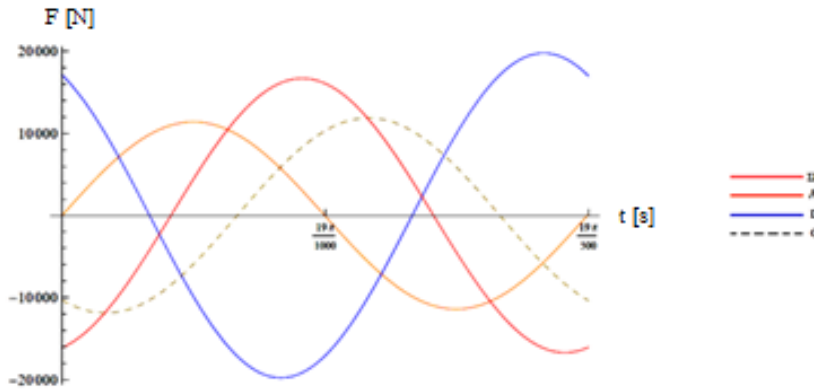
Şekil 11. 1.vites düşük hız konumunda C, E, H yataklarında kuvvetlerin etkisi

1.vites yüksek hız (4H) konumunda, Z_1 , grup dişlisi ve Z_5 dişlisi, eş çalıştığı için ω_{1H} frekansına sahiptir. Takviye vites kutusuna giriş devriyle çıkış devri aynı değere sahip olduğu için, gövdenin sol ve sağ kısmındaki yataklar ω_{1H} açısal hızıyla çalışmaktadır.

Açısal hızları aynı titreşimler için denklem 19 ve denklem 20'den faydalanılmıştır. Vektörlerin esas hareketini, frekans farkları tayin etmektedir. Φ açıları sırasıyla, 0° , 120° , 240° 'dir. Aynı açısal hızda çalışan A, D, G yataklarına etki eden bileşke kuvvet aşağıda verilmiştir.

$$\Sigma F = 16704.71 \cdot e^{i(16.787\pi - 74.6)t}$$

Gövdede tüm yataklar aynı frekansta çalıştığı için, zarf eğrisi gözlenmeyecektir. Bileşke faz açısı 105.4° (-74.6°) olacaktır. Bileşke kuvvet denkleminde göre periyot ($\Delta\omega$) 0,119 s'dir. A, D, G yataklarına etki eden kuvvetler ile bileşke kuvvetin salınım hareketi şekil 12'de belirtilmiştir. Bu grafikte, kuvvetin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.

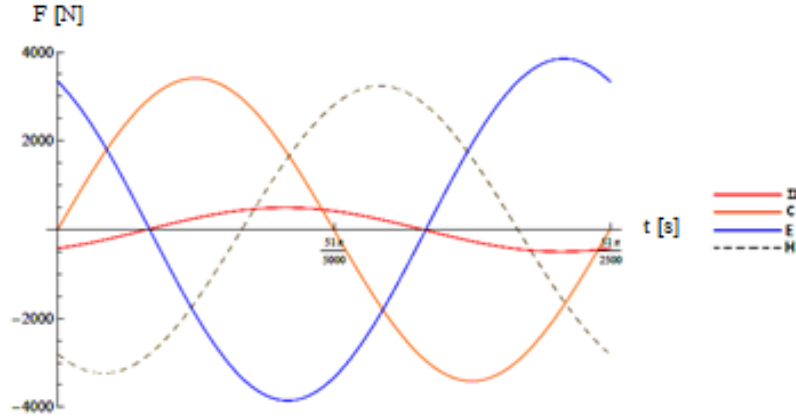


Şekil 12. 1.vites yüksek hız konumunda A, D, G yataklarında kuvvetlerin tesiri

1.vites yüksek hız (4H) konumunda C, E, H mesnetlerine etki eden bileşik kuvvetler, denklem 19 ve 20'den yararlanılarak hesaplanmıştır. Burada, Z_2 , grup dişlisi ve Z_6 dişlisi eş çalıştığı için aynı şekilde ω_{1H} frekansı ile çalışmaktadır. C, E ve H yatakları için bileşke kuvvet şu şekildedir;

$$\Sigma F = 1128.69 \cdot e^{i(16.787\pi - 74.37)t}$$

Gövdede tüm yataklar aynı frekansta çalıştığı için, zarf eğrisi gözlenmeyecektir. Bileşke faz açısı 105.63^0 (-74.37^0) olacaktır. Bileşke kuvvet denklemine göre periyot ($\Delta\omega$) 0.119 s'dir. C, E, H yataklarına etki eden kuvvetlerle bileşke kuvvetin salınımı hareketi şekil 13'te gösterilmiştir. Bu grafikte, kuvvetin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.



Şekil 13. 1.vites yüksek hız konumunda C, E, H yataklarında kuvvetlerin tesiri

Ömür hesapları, ana vites kutusu 1. vites durumunda iken takviye vites kutusunda meydana gelen farklı değişken gerilmelere göre yapılmıştır. 1. vites durumu en tehlikeli durumlara sebep olacağından minimum ömür değeri belirlenmiştir [6, 8, 16]. Wöhler eğrilerinden yararlanılarak birikimli(kümülatif) hasar durumuna göre parçaların ömürleri hesaplanmıştır. Tablo 9'a bakıldığında, grup dişlisi tam değişken gerilmeye maruz kaldığından dolayı, en düşük eş değer ömüre sahip olan dişli olarak görülmektedir. Bu nedenle, servis bakım zamanında grup dişlisinin değişimi diğer dişlilere göre daha fazla olacaktır.

Tablo 9. Takviye vites kutusu dişlilerinin ömürleri

	Z_1	Z_2	Z_3-Z_4	Z_5	Z_6
N [yt]	$10^{38.1086}$	$10^{31.6203}$	$10^{13.9568}$	$10^{34.4566}$	$10^{36.0641}$
Yük Tekrarı	1.284×10^{38}	4.17×10^{31}	9.053×10^{13}	2.86×10^{34}	1.159×10^{36}
L [km] Efektif ömür	4.276×10^{34}	2.79×10^{28}	4.0434×10^{10}	1.915×10^{31}	7.75×10^{32}
Leş [km] Eşdeğer ömür	8.908×10^{35}	5.817×10^{29}	8.423×10^{11}	3.99×10^{32}	1.614×10^{34}
Ana Viteste Kalma Süresi	%4.8	%4.8	%4.8	%4.8	%4.8
Takviye Viteste Kalma Süresi-Düşük Hız(4L)	%36.1				
Takviye Viteste Kalma Süresi-Yüksek Hız(4H)	%63.9				

Millerin ömür hesaplaması da, ana vites kutusu 1. Vites durumunda, takviye vites kutusunun düşük hız(4L) ve yüksek hız(4H) konumu dikkate alınarak yapılmıştır. Burada minimum ömür değerleri belirtilmiştir. Tablo 10'a değerler incelendiğinde, tam değişken gerilmenin etkisiyle birlikte grup dişlisinde olduğu gibi, en düşük eşdeğer ömür grup milinde olacaktır.

Tablo 10. Takviye vites kutusu millerinin ömür değerleri

	Giriş Şaftı	Arka Aks İletim Şaftı	Grup Şaftı	Ön Aks İletim Şaftı
N [yt]	$10^{13.089}$	$10^{13.74}$	$10^{12.0958}$	$10^{12.911}$
Yük Tekrarı	1.227×10^{13}	5.495×10^{13}	1.247×10^{12}	8.147×10^{12}
L [km] Efektif Ömür	4.12×10^9	3.678×10^{10}	5.443×10^8	5.45×10^9
Leş [km] Eşdeğer Ömür	8.58×10^{10}	7.66×10^{11}	1.134×10^{10}	1.136×10^{11}
Ana Viteste Kalma Süresi	%4.8	%4.8	%4.8	%4.8
Takviye Viteste Kalma Süresi-Düşük Hız(4L)	%36.1			
Takviye Viteste Kalma Süresi-Yüksek Hız(4H)	%63.9			

4. Sonuçlar ve öneriler

Bu çalışmada, arazi taşıtında kullanılacak, tasarımı özgün olan ve 2016/07552 numaralı başvuru ile Türk Patent Enstitüsü'nden faydalı model ile tescil edilen takviye vites kutusunun tasarım parametreleri belirlenmiş, tasarlanan konstrüksiyon üzerinde statik ve dinamik koşullarda analitik hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Hesaplama sonucunda, tasarımın çalışma şartlarına uygunluğu incelenmiştir. Wöhler eğrilerinden yararlanılarak birikimli (kümülatif) hasar durumuna göre parçaların ömür değerleri belirlenmiş ve değerlendirilmiştir.

Yapılan hesaplamalar sonucunda görülmüştür ki, sistemde 2. vites düşük hız ve 2. vites yüksek hız konumunda, grup mili ile ön aks iletim milinde rezonans görülmektedir. Tablo 5'teki sonuçlara göre rezonans bölgeleri konstrüksiyonda emniyete alınmıştır. Millere etki eden statik kuvvetlerin etkisi tablo 6'da, dinamik kuvvetlerin etkisi ise tablo 7'de incelenmiştir. Buna göre rezonans bölgeleri dışında, 1. vites düşük hız(4L) ve yüksek hız(4H) durumunda statik sehmin üzerine, %25 ile %40 katı aralığında dinamik sehim eklenmektedir. Bu artış ile birlikte toplam sehim emniyetli sehim değerinin altında kaldığı için, konstrüksiyon açısından uygun bulunmaktadır. 2. Vites yüksek hız durumunda, rezonans üstü bölgede çalışma olduğundan dolayı, dinamik kuvvetler toplam sehime azaltıcı etkide bulunmuştur.

Takviye vites kutusunda eğilme ve burulma gerilmeleriyle zorlanan miller ile sadece eğilme gerilmeleriyle zorlanan dişlilerin ömür hesaplamaları "Birikimli Kümülatif Hasar" konuları dikkate alınarak, Palmgren-Miner denklemleriyle hesaplanmıştır. Tasarım parametreleri ve imalatta esas olacak ölçülere göre verilen parçaların dinamik zorlamalar altındaki ömür değerlendirmeleri yapılarak literatüre katkı sağlanması amaçlanmıştır. Ömür değerlerinin tespit edilmesinde, genlik gerilmesi ve log. ömür (σ_g , logN) koordinatlarından faydalanılmıştır. Ömrü etkileyen çentik, yüzey, boyut faktörleri dikkate alınarak düzeltilmiş sürekli mukavemet değerlerine göre, değişken eğilme ve burulma halleri için Wöhler eğrileriyle ömürler belirlenmiştir. Palmgren-Miner denklemleri ile takviye vites kutusunun tüm vites konumlarında maksimum tork değerleri esas alınarak gerilmeleri belirlenmiştir. Maksimum gerilmelerde elde edilen ömürler daha küçük gerilme çevrimi değerlerini de verecektir. Elde edilen eşdeğer ömür değerlerinin tümü, motorun her viteste en yüksek burulma momenti (Tork, N.m) vermesi esas alınarak hesaplanmıştır. Hesaplanan ömür değerleri, maksimum momentle yüklenme durumlarında, diş dibinde meydana gelen maksimum gerilmelerde birikimli hasara göre belirlenen ömür değerleridir. Buna göre, ilk olarak bakımı yapılacak parçaların, grup

dişlisi ile grup mili olduğu sonucuna varılmaktadır. Eşdeğer ömürler analiz edildiğinde ise, sistemin çalışmada uzun ömürlü olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır. Normal koşullarda araç, her zaman 1. viteste kullanılmayacağı için, ömür hesabının eşdeğer gerilmeye göre yapılması önerilmektedir.

Çalışma sonucunda tasarım ömrünün artırılması açısından öneri olarak, sürücünün talimatlara göre ve vites geçişleriyle birlikte aracın rezonans bölgesi dışında kullanılmasını sağlayarak, aracı daha emniyetli şartlarda kullanabileceği ifade edilebilir. Tasarımın en kritik bölgeleri olan rezonansın dikkate alınması açısından, bu rezonans aralıkları şekil 14’te aracın devir saati üzerinde gösterilmiştir. Devir sayacı üzerinde tehlikeli bölge ve tehlikenin hangi vites durumunda oluşacağı belirtilmiştir.



Şekil 14. Tehlikeli aralığın araç devir saatinde gösterimi [19]

Belirtilen bölge $0.8 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1.25$ değerleri arasındaki rezonans bölgesidir. Ayrıca ilerleyen çalışmalarda tasarlanan vites kutusunun üretiminin gerçekleştirilmesi sonrasında, gerçekleştirilen analitik hesapların deneysel testler vasıtasıyla doğrulanması önerilmektedir. Bu deneysel testler üretim parametrelerinin de göz önüne alındığı nümerik analizlerle de desteklenebilir. Böylece, değişken arazi şartlarında, 4x2 ya da 4x4 araç seçenekleri ile aracın emniyetli kullanımı mümkün olacaktır. Tasarımın uzun ömürlü olması, işletme koşullarına uygun kullanılması ile yakından ilgilidir. Özgün tasarım ile Türk Patent Enstitüsü’ne faydalı model başvuru yapılmış olup, 2016/07552 başvuru numarasıyla tescillenmiştir.

Kaynaklar

- [1] Prof. Dr. M. Demirsoy, **M. Motorlu Araçlar Cilt I**, Birsen Yayınevi, (2005).
- [2] Suzuki, All Wheel Driven, (2012). <http://www.awdwiki.com/images/suzuki-grand-vitara>
- [3] Sencer, E., Arkadan çekişli araçların hem önden hem arkadan çekişli olmasını sağlayan sistem ile bu sistemi oluşturan tek veya çift hızlı transfer kutusu ve ön dingil, Başvuru Numarası: 2002/02222, Türk Patent Enstitüsü, (2002)
- [4] Wange W., Double speed transfer case, Fujian Jinjiang Jinkehua Auto Parts Co Ltd., China, (2013)
- [5] Nan, Mo., Senxing, Lu., Guanneng, Xu., Guanghong, Zheng. ve Yiping, Hu., Transfer gear of shift interlock and four-wheel drives mall tractor power transmission system, (2007).<https://patents.google.com/patent/CN201090724Y/en>
- [6] Tahralı, N., Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenirlik Emniyet ve Ömür Değerlendirmesi, **5. Savunma Sanayindeki Teknolojik Gelişmeler Sempozyumu**, Kara Harp Okulu Bildiriler Kitabı, Ankara, (1997).

- [7] Ayaroğlu, M.S., GTD Model 4x4 Askeri Aracın Aktarma Elemanlarının Birikimli Hasar Durumlarına Göre Ömür Değerlendirmeleri, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, (2002).
- [8] Tahralı, N. ve Atik, E. Konstrüksiyon elemanlarında güvenilirlik ve ömür hesapları, **CBÜ Yayınları**, 44-50, Manisa, (2012).
- [9] Kayapınar, A., 4 İleri 1 geri vites kutusu tasarımı ve maliyet analizi, Lisans Tezi, Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Manisa (2013)
- [10] Tahralı, N. ve Özdemir U., Makine elemanları problemleri, **Hava Harp Okulu Yayınları**, İstanbul, (2000).
- [11] Rutci, A., 2.5 Tonluk 4×4 sivil araç ara transfer kutusu tasarımı ve mukavemet kontrolü, Lisans tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, İzmir, (2012).
- [12] Akkurt, M., **Makine elemanları cilt I-II**, Birsen Yayınevi, 445-532, İstanbul, (2000).
- [13] Tahralı, N. ve Bağdatlı, M., Mekanik titreşimler ve izolasyonu, **CBÜ Yayınları**, 39-52, Manisa, (2014).
- [14] Çivi, C., Tahralı, N., Kural S. ve Atik E., Otomotiv sanayinde dinamik gerilmeler altında zorlanan elemanların ömürlerinin birikimli (kümülatif) hasara göre değerlendirilmesi, **Otekon14 Otomotiv Teknolojileri Kongresi**, Bursa, (2014).
- [15] Bayraktar, M., Tahralı, N. ve Guclu, R., Reliability and fatigue life evaluation of railway axles, **Journal of Mechanical Science and Technology**, 24, 3, 671-679, (2010).
- [16] Saatçi, G.E. ve Tahralı N., Birikimli hasar teorileri ve yorulma çatlağına göre ömür değerlendirmeleri, **Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi**, 1, 2, 33-39, (2003).
- [17] Saatçi, G.E. ve Tahralı N., Birikimli hasar teorileri ve hareket iletim elemanına uygulanması, **Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi**, 1, 1, 21-308, (2003).
- [18] DIN 3990, Calculation of load capacity cylindrical gears; introduction and general influence factors, **Beuth Publishing House**, Berlin, (1987).
- [19] KILIÇ, O., Dört çekerli arazi taşıtı takviye vites kutusunun dinamik analizlere göre tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa, (2016).