



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



SERVO CAKA MAKİNESİNİN TASARIMI VE
YAPISAL OPTİMİZASYONU

Rifat KÜÇÜKDURAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Kasım-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SERVO CAKA MAKİNESİNİN TASARIMI VE YAPISAL OPTİMİZASYONU

Rifat KÜÇÜKDURAN

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

2022, 88 Sayfa

Jüri

Doç. Dr. Mehmet BAĞCI

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Doç. Dr. Ahmet CAN

Sac metallerin kullanımı oldukça geniş alana yayılmıştır. Bu sebeple sac şekillendirme yöntemleri de gün geçtikçe gelişmektedir. Günümüze kadar ulaşan farklı sac şekillendirme yöntemleri bulunmaktadır. Sac bükmede yaygın olarak kullanılan manuel caka büküm makineleri büküm hassasiyetini yeteri kadar sağlayamamaktadır. Bu sebeple sac kalınlığının incelmesi ile ihtiyaç duyulan hassasiyet, caka büküm makineleriyle daha kolay yapılabilmektedir. Kompleks geometriye sahip sac ürünlerin üretimine olanak verecek caka büküm makineleri, operatörün de iş gücünü ve hata payını azaltacak niteliğe sahiptir. Servo elektrik motorlar ile birlikte bu makineler, seri üretimi yapılacak parçaların yarı otomatik olarak bükümüne de imkân verecektir. Bu tez çalışmasında geleneksel sac bükme makinelerinden caka makinesinin günümüz teknolojisine uygun olarak tasarlanması ele alınmıştır. Makine tasarımı SolidWorks yazılımı ile 3D olarak oluşturulmuştur. Büküm kuvveti, analitik ve sayısal hesaplamalar ile belirlenmiştir. Sayısal verileri elde etmek için SolidWorks Simulation sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: büküm makinesi, caka makinesi, sac büküm makinesi, sonlu elemanlar metodu

ABSTRACT

MS THESIS

DESIGN AND STRUCTURAL OPTIMIZATION OF SERVO SHEET METAL FOLDING MACHINE

Rifat KÜÇÜKDURAN

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE / DOCTOR OF PHILOSOPHY
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

2022, 88 Pages

Jury

Doç. Dr. Mehmet BAĞCI

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Doç. Dr. Ahmet CAN

The use of sheet metals is widespread. Therefore, sheet metal forming methods are also developing day by day. There are different sheet forming methods that have survived to the present day. Manual sheet metal folding machines, which are widely used in sheet metal bending, do not provide sufficient bending precision. The required precision with the thinning of the sheet thickness can be achieved more easily with the folding bending machines. Folding machines, which will allow the production of sheet metal products with complex geometry, have the quality to reduce the labor force and margin of error of the operator. Together with servo electric motors, these machines will also allow semi-automatic bending of parts to be mass produced. In this paper, the design of the folding machine, one of the traditional sheet bending machines, in accordance with today's technology is discussed. The machine design was created in 3D with SolidWorks software. Bending force was determined by analytical and numerical calculations. SolidWorks Simulation finite element software was used to obtain the numerical data.

Keywords: bending machine, folding machine, sheet metal bending machine, finite element method

ÖNSÖZ

“Servo Caka Makinesinin Tasarımı ve Yapısal Optimizasyonu” adlı tez çalışmamın seçiminde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçların değerlendirilmesinde destek ve yardımlarını esirgemeyen, öğrencilik sürecim boyunca her zaman yanımda olan değerli hocam Doç. Dr. Murat DİLMEÇ’ e ve tez çalışmam için gerekli tüm imkanlarını bana sunan MVD Makine’ ye teşekkürlerimi sunarım.

Rifat KÜÇÜKDURAN
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
TABLolar LİSTESİ	x
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	2
2.1. Metallerde Plastik Şekillendirme	2
2.1.1. Plastik Şekillendirme Esasları	2
2.1.2. Plastik Şekil Değişimi.....	4
2.2. Kütsel Şekil Verme Yöntemleri	5
2.2.1. Haddelme	5
2.3. Sac Şekillendirme Yöntemleri	6
2.3.1. Kesme	6
2.3.2. Bükme	7
2.3.2.1. Bükme Metotları	8
2.3.2.1.1. V Bükme	8
2.3.2.1.2. Havada Bükme.....	9
2.3.2.2. Bükme Kalıpları.....	11
2.3.2.2.1. Ofset Büküm Kalıbı	12
2.3.2.2.2. Kavisli Büküm Kalıbı	13
2.3.2.2.3. Dar Açılı Büküm Kalıbı.....	14
2.3.2.2.4. Ezme Kalıbı	15
2.3.2.2.5. Kaz Boynu Istampalı Kalıp.....	16
2.3.2.2.6. Boşluklu Bükme Kalıbı	17
2.3.2.2.7. Kenar Büküm Kalıbı	18
2.3.2.2.8. Ezme Kalıbı	18
2.3.2.2.9. Oluk Bükme Kalıbı.....	19
2.3.2.3. Büküme Etki Eden Unsurlar	20
2.3.2.3.1. Malzeme Özelliklerinin Etkisi	20
2.3.2.3.2. Sac Açılım Boyunun Bulunması.....	22
2.3.2.3.3. Geri Esneme (Yaylanma).....	25
2.3.2.3.4. Bükme Kuvvetinin Bulunması.....	28
2.3.2.4. Bükme İşleminde Kullanılan Makineler	31
2.3.2.4.1. Abkant Presler.....	32
2.3.2.4.2. Caka Makinesi	34
2.3.2.4.2.1. Caka Makinesinin Çalışma Sistemi	36
2.3.2.4.2.2. Caka Makinesinde Kullanılan Kalıplar.....	36

3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	38
3.1. Caka Makinesinin Tasarımı	39
3.1.1. Alt Tabla	42
3.1.2. Döner Tabla (Sıkıştırma Tablası)	43
3.1.2.1. Döner Tabla Kızaklama Tasarımı	44
3.1.2.2. Döner Tabla Üst Kalıp Tutucu Tasarımı	44
3.1.2.3. Döner Tabla Dönme Mekanizması Tasarımı	44
3.1.2.4. Döner Tabla Sıkıştırma Mekanizması Tasarımı	44
3.1.3. Bükme Tablası	45
3.1.4. Dayama Sistemi	48
3.1.5. Yan Duvarlar.....	50
3.2. Analitik Hesaplama.....	50
3.2.1. Büküm Kuvvetinin Hesaplanması	50
3.2.2. Büküm Tablası Motor Seçimi ve Hesaplamaları	55
3.2.3. Döner Tabla Motor Seçimi ve Hesaplamaları	58
3.2.4. Dayama Sistemi Motor Seçimi ve Hesaplamaları	64
3.3. Sayısal Hesaplama	66
3.3.1. Makine Konstrüksiyonunun Sonlu Elemanlar Modeli ve Analizi.....	68
3.3.2. Yapısal Optimizasyon.....	75
3.3.2.1. Makine Konstrüksiyonunun Yapısal Optimizasyonu	79
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	84
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	85
5.1. Sonuçlar	85
5.2. Öneriler	86
6. KAYNAKLAR	87

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

t	Kalınlık
R	Bükme yarıçapı
ρ	Nötr eksen yarıçapı
l	Malzeme genişliği
θ	Bükme açısı
M	Bükme momenti
ν	Poisson oranı
I	Atalet momenti (kesit alanı)
E	Elastiklik modülü

Kısaltmalar

ark	Arkadaşları
max	Maximum
min	Minimum
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi
FEA	Finite Element Analysis

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 1. Metallerde K faktörü (GmbH, 1998).....	10
Tablo 2. Yapı çeliklerinin mekanik özellikleri (Has Metal, Genel Yapı Çelikleri).....	20
Tablo 3. Paslanmaz çeliklerin mekanik özellikler (Has Metal, Genel Yapı Çelikleri) ..	21
Tablo 4. Bükme diyagramı	31

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1. Çekme kuvveti etki eden küp	3
Şekil 2. Kayma şekil değişimi	3
Şekil 3. Gerilme – Şekil değişimi (Leonghuat, Importance of Yield Strength & Plastic Deformation to Civil Engineers).....	4
Şekil 4. Haddeleme	6
Şekil 5. Kesme	7
Şekil 6. Zımbalama	7
Şekil 7. Bükme.....	8
Şekil 8. V kalıp ile büküm	8
Şekil 9. Multi-V kalıp (1-V genişliği 50 mm, 2-V genişliği 35 mm, 3-V genişliği 22 mm, 4-V genişliği 16 mm).....	9
Şekil 10. Havada bükme	10
Şekil 11. Farklı geometrilere göre büküm çeşitleri.....	11
Şekil 12. Büküm kalıpları (Yurci ME, 1991)	12
Şekil 13. 90° açıda ofset büküm işleminin uygulanması	13
Şekil 14. Kavisli büküm kalıbı	14
Şekil 15. Dar açılı büküm kalıbı (30°).....	14
Şekil 16. Kıvrıma bükümü örneği (20°)	15
Şekil 17. Ezme kalıbıyla bükülmüş parça çizimi.....	15
Şekil 18. Dar açılı büküm ve ezme işlemini yapabilen bir kalıp	16
Şekil 19. Kaz boynu ıstampalı kalıp	17
Şekil 20. Kenar bükme.....	18
Şekil 21. Ezme metodu	19
Şekil 22. Oluk büküm kalıbında bükülen parçalar	19
Şekil 23. Malzemenin haddeleme yönü ve büküm sırasında dikkat edilecek büküm açısı (MEGEP, 2013, Bükme Kalıpları, Ankara).....	22
Şekil 24. Açılım boyu hesaplamada kullanılan ölçüler (MEGEP, 2011, Saclardan Profiller Bükme)	23
Şekil 25. Büküm yarıçapı ve kalınlık kat sayısı bağlantısı (MEGEP, 2011, Saclardan Profiller Bükme)	23
Şekil 26. Bükme kavis yarıçapının sac malzeme kalınlığına oranı R1/T oranına göre düzeltme faktörü (Yurci, M.E., 1991)	25
Şekil 27. Sünek metaldeki geri esnemenin akma diyagramı üzerinde gösterilişi.....	25
Şekil 28. O noktasına göre eğilme momenti uygulanması	28
Şekil 29. V büküm prosesi (MEGEP, 2013, Bükme Kalıpları).....	30
Şekil 30. U büküm prosesi (MEGEP, 2013, Bükme Kalıpları).....	30
Şekil 31. Abkant preslerinin genel görünümü (MVD Makine, 2022).....	33
Şekil 32. Caka makinesinin üstten görünüşü ve dayama tipleri	35
Şekil 33. Alt kalıp (Schröder Group, 2022).....	36
Şekil 34. Düz tek profil bükme kalıbı (Schröder Group, 2022)	37
Şekil 35. Bükme tablası kalıbı (Schröder Group, 2022).....	37
Şekil 36. Keçi ayağı tipi üst kalıp (Schröder Group, 2022).....	37
Şekil 37. Caka makinesinin genel parçaları.....	39
Şekil 38. Caka makinesinin izometrik genel görünümü ve bükme tablası hareketi	40
Şekil 39. Caka makinesinin izometrik arka görünümü.....	41
Şekil 40. Caka büküm makinde şematik sac bükümün şematik gösterimi.....	41
Şekil 41. Caka makinesinin koruma muhafazaları dahil izometrik genel görünümü.....	42
Şekil 42. Alt tabla genel görünümü	43

Şekil 43. Döner tabla genel görünümü	43
Şekil 44. Döner tabla patlatılmış görünümü	45
Şekil 45. Bükme tablası genel görünümü	45
Şekil 46. Bükme tablası patlatılmış görünümü	46
Şekil 47. Bükme tablası bombeleme sistemi	46
Şekil 48. Yükseklik ayar sistemi.....	47
Şekil 49. Arka sac dayama sistemi genel görünümü	48
Şekil 50. Arka sac dayama sistemi patlatılmış görünümü	49
Şekil 51. Arka sac dayama sistemi parmak grubu genel görünümü	49
Şekil 52. Büküm işleminde M_z eğme momentinin oluşması	51
Şekil 53. Büküm işlemi. a) M_f sürtünme momenti, b) Şekil ve kesit değişimi	51
Şekil 54. Büküm tablası kolunun şematik gösterimi	55
Şekil 55. Hesaplama kullanılacak verilerin şematik gösterimi	55
Şekil 56. Döner tablanın şematik gösterimi.....	58
Şekil 57. Hesaplama kullanılacak verilerin şematik gösterimi	58
Şekil 58. Vidalı mil tahrik sisteminin şematik gösterimi.....	61
Şekil 59. Hesaplama kullanılacak verilerin şematik gösterimi	62
Şekil 60. Vidalı mil tahrik sisteminin şematik gösterimi.....	64
Şekil 61. Hesaplama kullanılacak verilerin şematik gösterimi	64
Şekil 62. Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan 3D model.....	67
Şekil 63. Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen simülasyonun 45° açıdaki görünümü	68
Şekil 64. Sadeleştirilmiş 3D model.....	69
Şekil 65. Sınır ve yükleme şartlarının gösterimi.....	70
Şekil 66. Makine gövdesinin mesh oluşturulmuş görseli	71
Şekil 67. Von Mises gerilmesinin sonlu elemanlar analizi sonucu gösterimi	72
Şekil 68. X eksen yönündeki esnemelerin gösterimi.....	73
Şekil 69. Y eksen yönündeki esnemelerin gösterimi.....	74
Şekil 70. Sonlu elemanlar analizi gerinim sonuçlarının görsel gösterimi	74
Şekil 71. Güvenlik katsayısının makine gövdesine dağılımı	75
Şekil 72. Boyut optimizasyonu örneği.....	76
Şekil 73. Şekil optimizasyonu örneği	77
Şekil 74. Aynı topolojiye sahip yapılar	78
Şekil 75. Topolojik optimizasyon örneği.....	78
Şekil 76. Topoğrafi optimizasyonu örneği	79
Şekil 77. Von Mises gerilmesinin sonlu elemanlar analizi sonucu gösterimi (Optimize Edilmiş).....	80
Şekil 78. X eksen yönündeki esnemelerin gösterimi (Optimize Edilmiş).....	81
Şekil 79. Y eksen yönündeki esnemelerin gösterimi (Optimize Edilmiş).....	82
Şekil 80. Güvenlik katsayısının makine gövdesine dağılımı (Optimize Edilmiş).....	83

1. GİRİŞ

Caka büküm makineleri, firmamız bünyesinde üretimi devam eden abkant presler gibi sac levha bükümünde kullanılan makinelerdir. Abkant preslerden farklı olarak caka büküm makineleri, daha çok ince sacların bükümünde kullanılmaktadır. Sac kalınlığının incilmesi ile ihtiyaç duyulan hassasiyet, caka büküm makineleriyle daha kolay yapılabilmektedir. Kompleks geometriye sahip sac ürünlerin üretimine olanak verecek caka büküm makineleri, operatörün de iş gücünü ve hata payını azaltacak niteliğe sahiptir. Servo elektrik motorlar ile birlikte bu makineler, seri üretimi yapılacak parçaların yarı otomatik olarak bükümüne de imkân verecektir.

Abkant preslerde ince, uzun ve kompleks geometriye sahip parçaların bükümü zor olabilmektedir. Bu tür preslerde dayama adı verilen ve sac levhayı istenilen büküm yerine getirmek için destekleyen bir araca ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca sac levhaların bükülmesi sırasında operatörler levhayı elleriyle veya vinçler ile de çevirmek zorunda kalmaktadırlar. Bu çalışmada tasarlanacak servo caka büküm makinesi, abkant preslerde yapılması güç işleri yarı otomatik olarak gerçekleştirebilecektir. Caka büküm makinelerinde, sacı destekleyen düz bir sehpa üzerindeki hareketli parmaksı yapılar, sacı istenilen büküm noktasına getirmek için iterek, büküm işlemine hazırlamaktadır. Alt ve üst kalıp geometrileri de kompleks parçaların bükümüne olanak verecektir. Operatör, büküm sırasında makineden uzak durabilecek ve bükülen parçayı tutmak zorunda kalmayacaktır.

Abkant preslerde sac büküm işlemi operatör yardımı ile yapılmaktadır. Bu sebeple, bükülmesi kolay parçalarda bile parçaların birbirinden boyut olarak farklı olduğu gözlemlenmektedir. Özetle söylemek gerekirse, hassas büküm kabiliyeti abkant preslerde istenilen seviyede değildir. Caka makineleri ise bu ihtiyaca yanıt verecek niteliktedir. Bu çalışmada tasarlanacak caka büküm makinesi, büküm hassasiyetini artırmayı ve abkant preslerde bükülmesi zor parçaların bükülmesini kolaylaştırmayı hedeflemektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

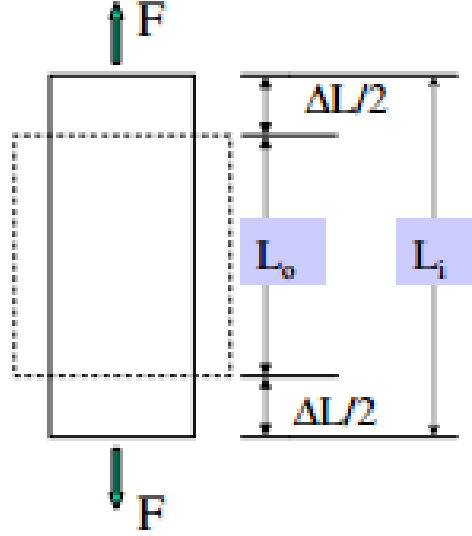
2.1. Metallerde Plastik Şekillendirme

2.1.1. Plastik Şekillendirme Esasları

Şekil değiştirme malzemelerin kuvvet etkisiyle Şekil değiştirmesidir. Bu Şekil değişimi elastik veya plastik Şekil değiştirme olarak iki farklı Şekilde karşımıza çıkmaktadır. Elastik Şekil değişiminde iş parçasına uygulanan kuvvetin ortadan kaldırılmasıyla metal önceki haline geri dönecektir. Elastik Şekil değişimde metal atomlarının ilk konumları hareket ettirildiği halde; bu değişim atomların yerlerini değiştirecek kadar büyük değildir. Metal atomları yer değiştirmediğinden, metalin Şekil değiştirmesine sebep olan kuvvet ortadan kaldırıldığında metal atomları başlangıçta buldukları konuma tekrar dönerler. Plastik Şekil değişiminde ise metal Şekil verilmeden önceki haline dönemeyecek kadar Şekil değiştirir. Kalıcı olarak yer değiştiren metal atomları Şekil değiştirmeden önce buldukları konumdan uzaklaşarak, yeni bir konuma yerleşirler.

Bir malzemeye Şekil değiştirmek üzere kuvvet uygulanırsa, malzemenin yapısına bağlı olarak kalıcı değişime uğrar ve kırılır ya da kalıcı Şekil değişimine uğramadan kırılır. Kalıcı olarak Şekil değiştirmiş malzemeye sünek malzeme denilirken, kalıcı Şekil değişimi göstermeksizin doğrudan kırılan malzemeye ise gevrek malzeme denilir.

Şekil 2 ve Şekil 1' de bir malzeme üzerinde kayma ve çekme Şekil değişimine sebep olan kuvvetler gösterilmiş olup bu bağlantılar sadece elastik Şekil değişimi olduğunda geçerli olmaktadır.



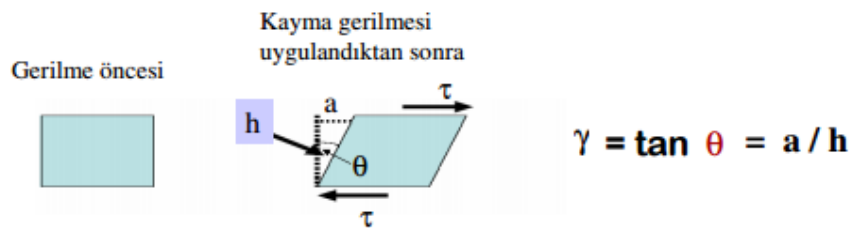
Şekil 1. Çekme kuvveti etki eden küp

Şekil 1’de gösterildiği gibi, bir küp şeklindeki parçaya tek eksende çekme kuvveti uygulanırsa küpün kuvvet etki eden yönüne doğru uzadığı görülecektir. Küpün bu şekilde uzamasına gerinme denir. Kuvvet ekseninde uygulanan kuvvet ile birlikte meydana gelen değişikliğin, küpün ilk durumdaki boyuna bölünmesiyle elde edilecek değer çekme kuvveti etkisiyle oluşan mühendislik şekil değişimidir.

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\text{uzunluktaki de\u0131işim}}{\text{ilk uzunluk}} \quad (1.1)$$

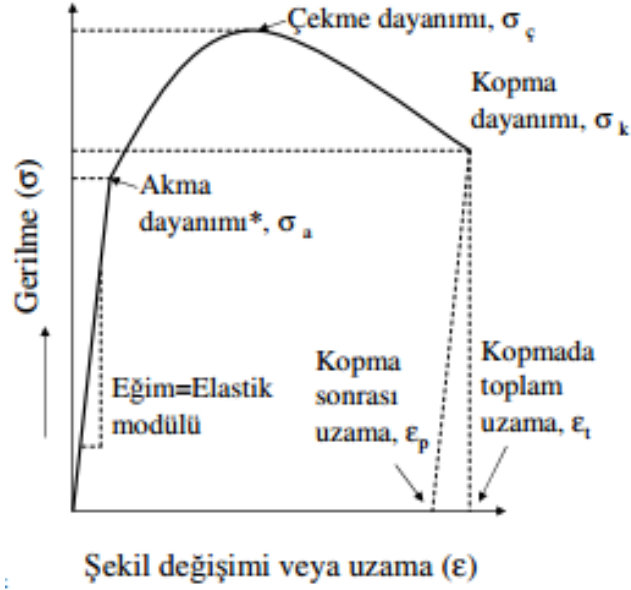
Genellikle sanayi uygulamalarında, mühendislik şekil değişimi 100 ile çarpılarak, yüzde şekil değişimi veya uzama olarak belirtilir.

Kayma şekil değişimi “ γ ”, “a” kayma yer değiştirmesinin kaymanın etkilediği “h” mesafesine bölümüne eşittir. Kayma gerilmesi etkisindeki bir küpün şekil değişimi Şekil 2’ de gösterilmektedir.



Şekil 2. Kayma şekil değişimi

Gerilme – Şekil Değişimi Grafiği;



Şekil 3. Gerilme – Şekil değişimi (Leonghuat, Importance of Yield Strength & Plastic Deformation to Civil Engineers)

Elastik şekil değişiminde parça eski haline geri dönebilirken plastik şekil değişiminde bu olay mümkün olmamaktadır (Aran ve Demirkol, 1995). Bu sebeple parçaya uygulanan kuvvetin artırılmasıyla birlikte, plastik şekil değişimi başlar ve kuvvet uygulanmaya devam ederse, sonunda parça kopar. Gerilme ile şekil değişimi arasında bulunan ilişki Şekil 3'te gösterilen grafikte bulunmaktadır. Malzemelerin bu tür özelliklerinden faydalanarak onlara istenilen şekli vermemiz mümkün olacaktır.

2.1.2. Plastik Şekil Değişimi

Temel olarak metaller, atomların belirli bir düzende bir araya gelmesiyle oluşturduğu kristal kafeslerden meydana gelmektedir. Kafes içerisindeki dizilme biçimlerine göre metal atomları yüzey, hacim, sıkı düzen hegzagonal gibi tiplere ayrılır. Kristal kafeslerin bir araya gelmesiyle tane yapıları, tanelerin bir araya gelmesiyle ise malzeme oluşmaktadır. Şekil değişimi; bu kristal kafesler birbirlerine göre hareket ettiklerinde oluşur. Kafeslerin hareketi kayma, ikiz teşekkülü veya her ikisinin de birlikte olmasıyla meydana gelmektedir. Kübik kafeste kuvvet etkisi bulunmuyorsa düzlemler arasındaki açı, 90° olmaktadır.

Kaymada; kuvvetin etki etmesiyle birbirleri üzerine kayan kristal kafes düzlemleri 90° açıda olur. İkiz teşekkülü de ise; birbirleri üzerine kayan kafes düzlemleri açıları değişir. Kayma ilerledikçe kafeslerdeki şekil değişimi azalır ve düzlemler arasında ayrılma oluşur ve parça kırılır. Düzlemdeki tüm atom bağlarının kopması sonucunda iki düzlemdeki kayma hareketinin ilerleme miktarının atomlar arası mesafeye eşit olması gerekir. Bu kopmanın sağlanması için gereken kuvvet hesaplandığında, bu değerin deney yapılarak elde edilen değere göre daha fazla olduğu görülmektedir. Bu fark kafes hatalarına (dislokasyon) bağlanarak açıklanabilir. İçerisinde dislokasyon olan bir kafes sisteminde tüm düzlemde kaymanın sağlanması için, gereken kuvvetin sadece birkaç atomun bağlarını koparacak düzeyde olması yeterli olacaktır. Parçada görülebilir deformasyon olabilmesi için sayıca fazla dislokasyon oluşması gerekmektedir.

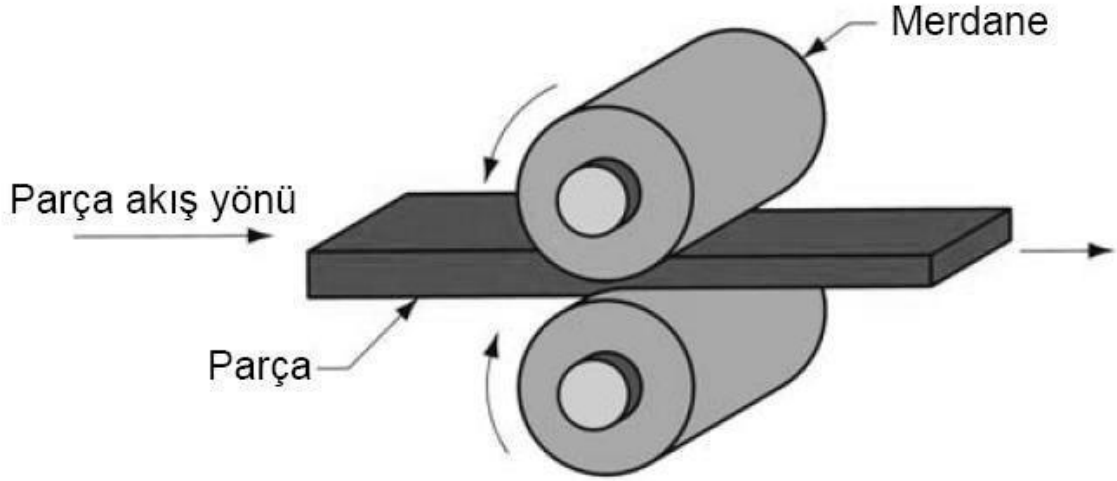
Kafeslerin atom yoğunluklarının fazla olduğu düzlemlerde kayma daha çok oluşmaktadır. Bunun sebebi ise; düzlemlerdeki atomlar arası mesafedeki kısalmadır. Bu yüzden dislokasyon adımı da kısalmır ve kuvvet az olsa bile dislokasyonun hareketi mümkün olacaktır.

2.2. Kütleli Şekil Verme Yöntemleri

Metal endüstrisinde daha çok kullanılması tercih edilen plastik şekillendirme yöntemleri, üretimde kullanılan malzemenin yüzey ve hacim oranına göre sınıflandırılır.

2.2.1. Haddeme

Soğuk ve sıcak olarak plastik şekillendirme imkânı veren haddeme (Şekil 4) yönteminde iki adet döner merdanenin basma kuvvetinin etkisi kullanılır. Plastik şekillendirme yöntemleri arasında en çok kullanılan haddeme işleminde; üretim hızı, süreklilik ve kontrolün kolay olması bu yöntemi değerli kılar (Sezer A., 1999). Haddeme yöntemiyle elde edilebilecek mamuller; yassı, yuvarlak, kare, çokgen kesit ve L-köşebentler, I, U ve T kesitli profiller ile ray gibi mamullerdir.



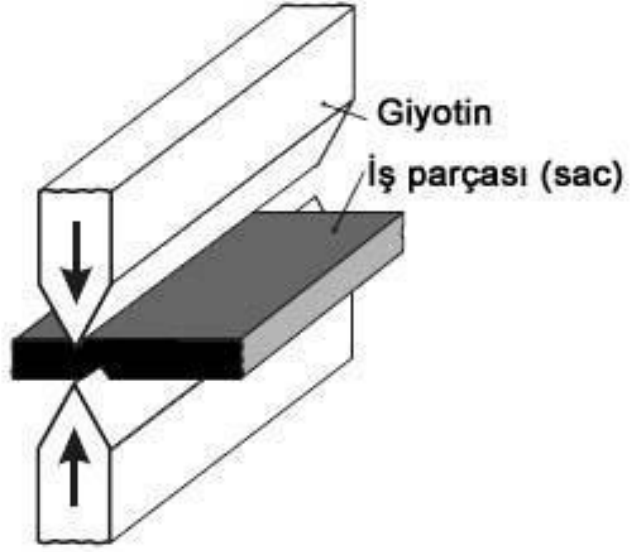
Şekil 4. Haddelerme

2.3. Sac Şekillendirme Yöntemleri

Genellikle pres işi olarak adlandırılan ve yüksek yüzey ve hacim oranına sahip başlangıç malzemesini şekillendirmeye yarayan ve işlemlerde genellikle preslerin yer bulduğu işlemlerdir. Bunlar kesme, kıvrırma, derin çekme, bükme, damgalama, patlatmalı şekillendirme, basınçlı şekillendirme, sıvama ve gerdirmedir. Bunlardan bazılarına aşağıda değinilecektir.

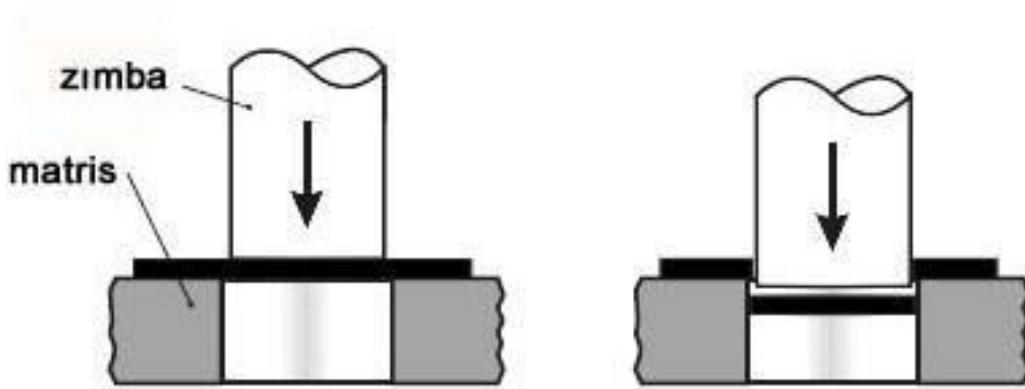
2.3.1. Kesme

Genellikle makas adı verilen gereçler ve makineler ile gerçekleştirilir. Makaslama adı da verilen bu işlemden sac metal malzeme iki bıçak arasında uygulanan kuvvet ile kesilerek ayrılır (Şekil 5). Giyotin makas ile kesim işleminde genellikle alt bıçak sabit dururken üst bıçak hareket eder ve metali keser. Bu sistemde mevcut bıçakların hareketi ile birlikte, sacın iki tarafında da plastik bir şekil değişimi ortaya çıkmaktadır. Bu değişim kopma mukavemeti değerine geldiği zaman kopma gerçekleşmektedir (Çapan, 1999).



Şekil 5. Kesme

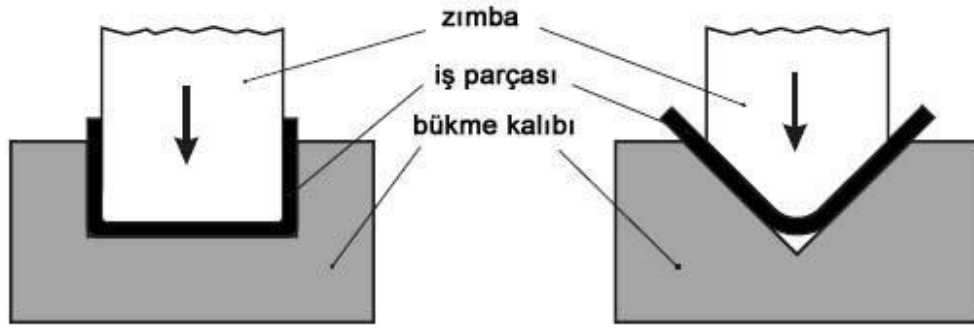
Sac metal malzemenin uygun bir matris ve zımba arasında koyularak kesilmesine ise “zımbalama” denilmektedir (Şekil 6).



Şekil 6. Zımbalama

2.3.2. Bükme

Sac metal parçasının bir kısmının, yere bastığı düzlem ile beraber açı oluşturan ve farklı düzleme gelmesini sağlayan işleme bükme denilmektedir (Şekil 7).



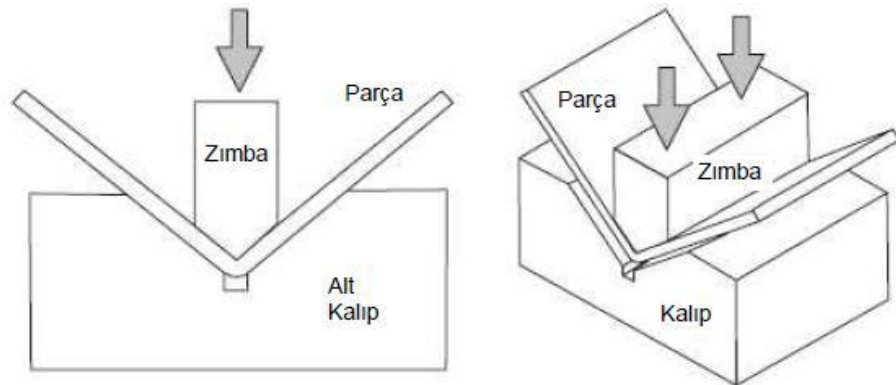
Şekil 7. Bükme

2.3.2.1. Bükme Metotları

Bükme metotlarını incelendiğinde doğrusal kalıp hareketi ve dairesel kalıp hareketi ile bükme olarak iki gruba ayrılabilir. Doğrusal kalıp hareketi denildiğinde; U bükme ve V bükme olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. V bükme yöntemini ise serbest, kenar, açısız bükme gibi alt gruplarda incelemek gerekmektedir (GmbH S, 1998).

2.3.2.1.1. V Bükme

V şeklindeki kalıplar ile bükme işleminde (Şekil 8); bükülecek malzeme üzerine doğru indirilip kuvvet uygulayan üst kalıp, alt kalıp içerisine doğru iner ve parçaya istenilen şekli verir. V bükme işleminde, alt kalıp ve üst kalıp arasındaki minimum uzaklık iş parçasının kalınlığına eşit olmaktadır. Günümüz endüstrisinde sac kalınlıkları 0,5 mm ile 25 mm aralığında değişiklik göstermektedir. V tip büküm kalıplarında, büküm sonrasında meydana gelecek geri esnemeyi telafi etmek daha mümkün olmaktadır.



Şekil 8. V kalıp ile büküm

V bükme kalıpları genellikle hidrolik pistonlar ile çalışan abkant büküm preslerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Alt kalıp üzerinde farklı genişlikte V kanallar bulunmakta olup, bükülecek sacın kalınlığına göre V kalıp döndürülerek farklı kalınlıklarda ve cinsten sac levhalar bükülebilir (MEGEP, 2011, Saclardan Profiller Bükme, Ankara). Şekil 9'da görüleceği gibi Multi-V kanallı alt kalıpta 1 mm ile 8 mm kalınlıktaki sac levhaların bükülebileceği kalıbın görseli bulunmaktadır.



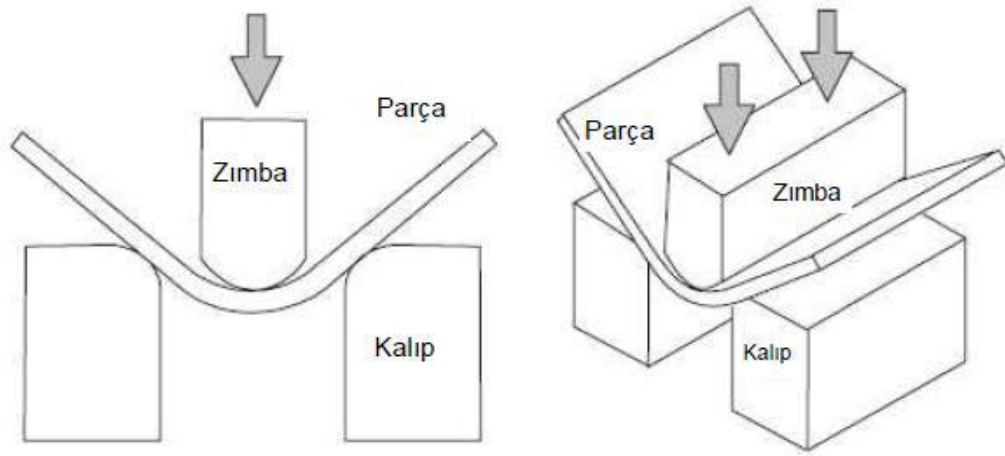
Şekil 9. Multi-V kalıp (1-V genişliği 50 mm, 2-V genişliği 35 mm, 3-V genişliği 22 mm, 4-V genişliği 16 mm)

Bükülecek parça için kullanılacak V kanal genişliği, iş parçasının büküm resmi üzerinde verilen sac kalınlığına (S) ve bükme yarıçapına (R) göre belirlenmektedir. Bükme yarı çapı resim üzerinde belirtilmemişse, sac kalınlığı dikkate alınmak suretiyle V kanal genişliği seçilmelidir (MEGEP, 2011, Saclardan Profiller Bükme, Ankara).

2.3.2.1.2. Havada Bükme

Şekil 10'da görüldüğü gibi; havada bükme işleminde üst kalıp iş parçasına dokunur ve iş parçası V kalıbın alt boşluğu boyunca alt kalıbın içine doğru itilir. Alt

kalıbın omuzlarından güç alarak bükme işlemi gerçekleştirilir. Üst kalıptan gelen kuvvet durdurulduğu zaman parçada bir miktar geri esneme görülür. Bu geri esneme büküm sonrası yapılacak ölçümler ile belirlenebilir. Havada bükme işlemi çeşitli malzemeleri az sayıda ekipman kullanarak istenilen açıda bükmeye izin verir. Bu bükme işleminde strok oldukça önemli olup, büküm açısının çeşitliliği strok ile sağlanmaktadır (Diegel, 2002). İş parçasında büküm sonrasında elde edilecek iç açılar arasındaki uç yarıçap, üst kalıbın uç yarıçapı ile aynı olmaktadır. Buna ek olarak üst kalıbın uç acısı da yapılabilecek maksimum açığı sınırlamaktadır.



Şekil 10. Havada bükme

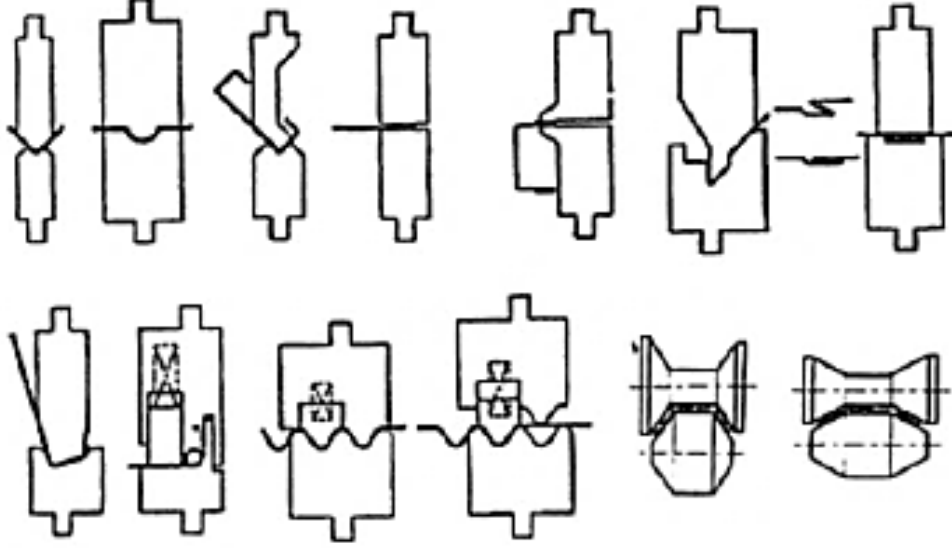
Havada Bükme Yöntemi için K-Faktörü Kuralı;

Metal malzemelerin sertlik derecesine göre formülde kullanılması gereken k faktörü farklılık göstermekte olup Tablo 1’ de metallerin sertlik değerlerine göre k faktörü verilmiştir.

Tablo 1. Metallerde K faktörü (GmbH, 1998)

Radyus	Yumuşak Metaller	Orta Sertlikteki Metaller	Sert Metaller
0 mm 'den kalınlığa kadar	0,33	0,38	0,4
Kalınlıktan 3 kat kalınlığa kadar	0,4	0,43	0,45
3 kat kalınlıktan büyükse	0,5	0,5	0,5

Nihai ürün şekline göre büküm işlemi Şekil 11’de gösterilmektedir. Bunlar; şekillendirme, ezme, kenar bükme, kenetleme, oluklama, kıvrırma, buruşturma ve dairesel olarak şekillendirme işlemleridir (Yurci ME, 1991).



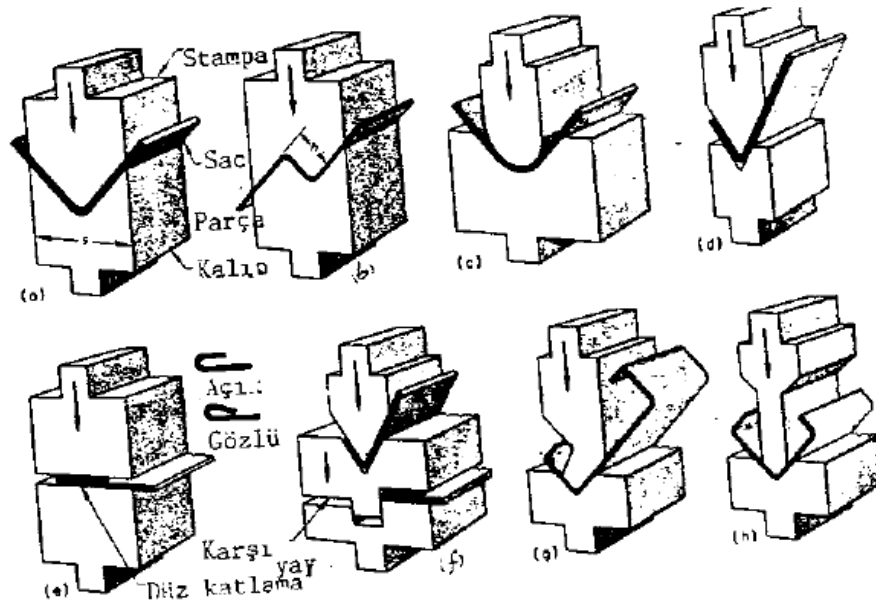
Şekil 11. Farklı geometrilere göre büküm çeşitleri

Abkant presler ile büküm işlemi yapılırken kullanılan sac metalin; ileri veya geri esnemesi, açınım boylarının uzun veya kısa olması, alt ve üst kalıpların prese bağlanma süreleri ve yapılacak ayarları uzun sürmesi gibi olumsuzluklar ile karşılaşmaktadır.

2.3.2.2. Bükme Kalıpları

Bükme kalıpları, bükme işleminin türüne ve hassasiyetine uygun olarak kılavuzlu veya kılavuzsuz olarak tasarlanabilir. Sanayide abkant preslerde daha çok kısa kalıplar kullanılmakta olup bükülecek parçaya uygun olacak şekilde yüksek kalıplar da kullanılmaktadır. Abkant presler genellikle 1 metre ile 9 metre uzunlukta; 40 ile 6000 ton aralığındaki presleme kuvveti oluşturabilecek şekilde tasarlanmaktadır. Abkant preslerde farklı tür kalıpların kullanılabilir olması da bu makineleri avantajlı kılmaktadır. Hidrolik kontrol ünitesi ve CNC kontrollü olması da preste bükülecek parçanın kalınlığına göre değiştirilerek, sürekli olarak tam güçte çalışması engellenerek gerek aşırı yüklenme gerekse fazla enerji sarfiyatı da engellenmektedir. Prese bağlanacak kalıp yükseklikleri ile birlikte strok kullanımı tekrar hesaplanarak, büküm yapılırken kalıpların birbirine çarpıp zarar vermesi engellenmiş olur. Presleme yapılmadan önce, üst kalıp iş

parçasına yaklaşırken üst kalıbın yaklaşma hızı daha yüksektir. İş parçasına dokunmak üzere olan üst kalıp, preslemeye geçiş olacağını CNC kontrolör tarafından iletilen veri ile algılamış olur. Bu durumda presleme hızı kontrollü olarak yavaş bir hızda gerçekleştirilmekte olup bu hız yaklaşık 10 mm/s'dir. Presleme tamamlandıktan sonra bekleme süresi artırılarak parçanın geri esnemesi azaltılabilir.

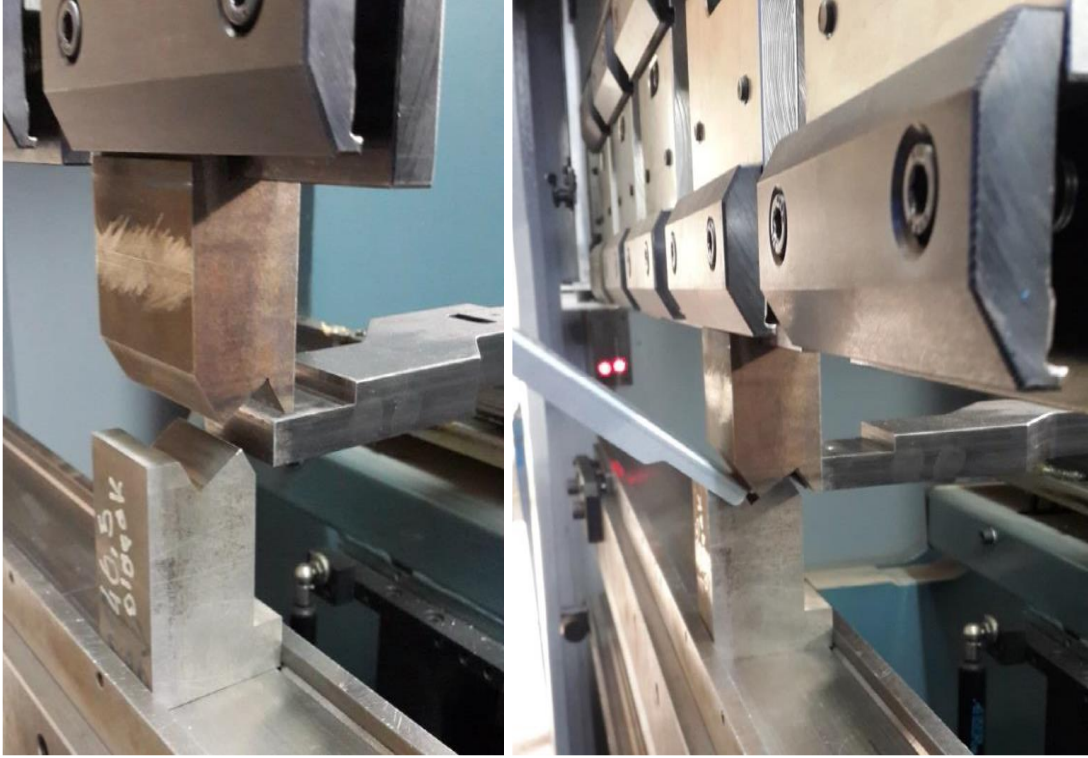


Şekil 12. Büküm kalıpları (Yurci ME, 1991)

Şekil 12'de; a.) 90° V Büküm b.) Ofset Büküm c.) Kavisli Büküm d.) Dar açılı V Büküm e.) Katlama f.) Büküm ve Katlama g.) Ardışık Büküm ve Kaz Boynu Istampı h.) Ardışık Büküm ve Boşluklu Istampı (Yurci ME, 1991) büküm örnekleri gösterilmiştir.

2.3.2.2.1. Ofset Büküm Kalıbı

Ofset büküm kalıbı ile 90° açıda iki bükme aynı anda yapılırken genelde 3 mm'den daha ince saclar için tercih edilmektedir. Ofset derinliği genellikle minimum sac kalınlığının 6 katı olmalıdır. Şekil 13'de 2 mm kalınlığındaki sacın ofset büküm prosesi gösterilmektedir.



Şekil 13. 90° açıda ofset büküm işleminin uygulanması

2.3.2.2.2. Kavisli Büküm Kalıbı

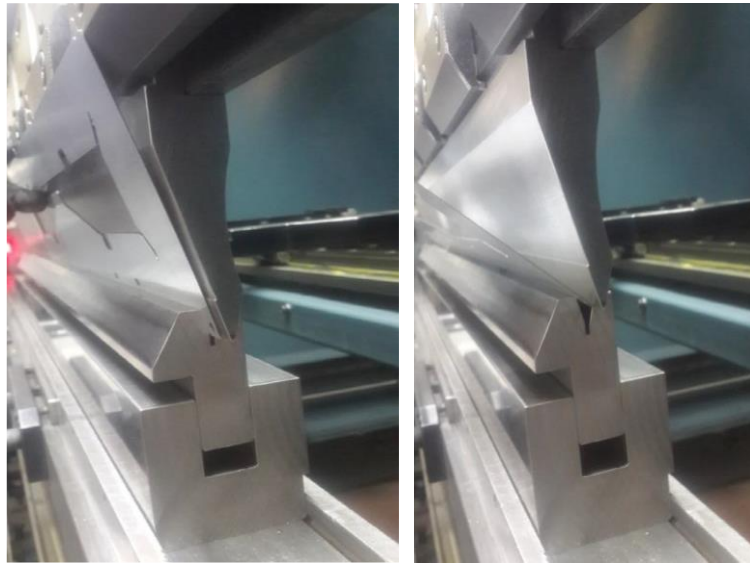
Kavisli bükme kalıbı ile yapılacak bükme işlemi geniş yarıçaplı 90° açılı kalıp ve ıstampa ile gerçekleştirilmektedir. İstampa, alt kalıba yerleştiğinde bükülen parçadaki iç yarıçap, ıstampa kavisinde belli bir kısmı ile çakışır. İstampa'nın iniş hızının yüksekliği büküm sonrasında geri esnemenin daha az olmasını sağlarken iş parçasının ıstampa ucunu daha iyi sarmasına sebep olur. Şekil 14'de geniş yarıçapa sahip ıstampa ile kavisli büküm uygulaması gösterilmiştir.



Şekil 14. Kavisli büküm kalıbı

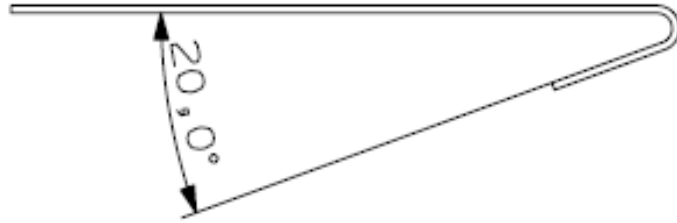
2.3.2.2.3. Dar Açılı Büküm Kalıbı

Dar açılı bükme kalıbı ile büküm yapılırken ıstampa ile alt kalıp çakışması olmaz. Bu işlem genellikle katlama bükümü öncesinde yapılır. Bu kalıplar ile genellikle 30° açılı bükümler yapılabilir. Katlama işleminin en büyük dezavantajı olarak bükülen bölgenin oldukça sertleşerek kırılma eğiliminde olması gösterilebilir. Bu sebeple katlama işlemi Şekil 15’de görüldüğü gibi ince saclar için tercih edilmektedir.



Şekil 15. Dar açılı büküm kalıbı (30°)

Kıvrırma büküm işlemleri genellikle parça ucunun yuvarlatılması veya daire şeklinde kalıplanması için kullanılmaktadır. Şekil 16'da gösterildiği gibi dar açılı büküm işlemi gerçekleştirilerek parçaya şekil verilmektedir.

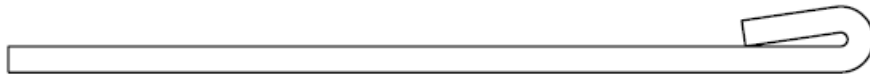


Şekil 16. Kıvrırma bükümü örneği (20°)

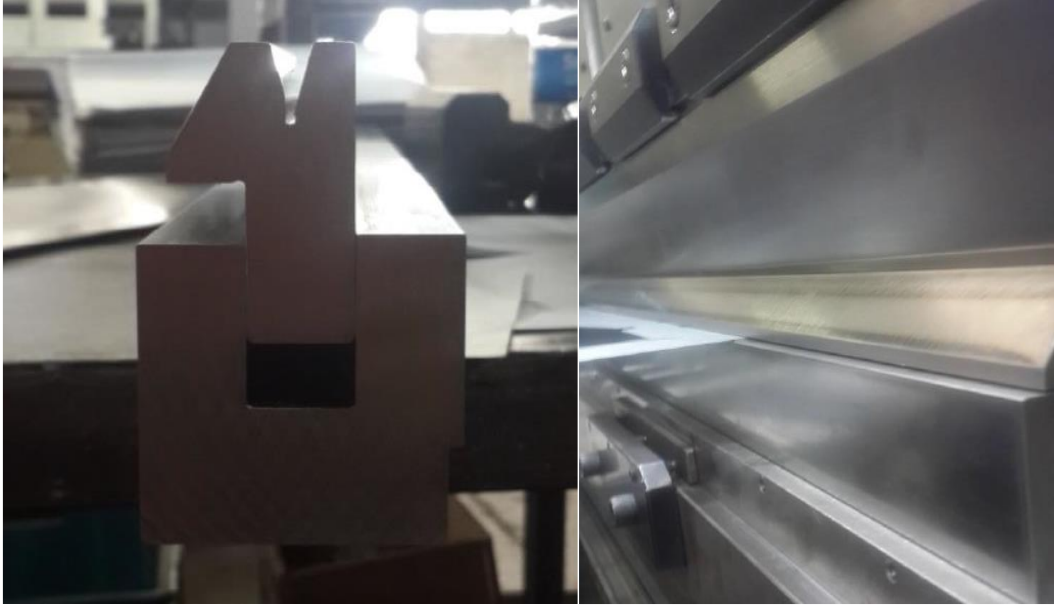
2.3.2.2.4. Ezme Kalıbı

Ezme işlemi, sac malzemelerin uç kısımlarında kesim sonrasında oluşan çapağı gidermek veya parçanın uç kısımlarına mukavemet kazandırmak amacı ile yapılan işlemdir. Malzemenin katlama öncesinde dar bükme kalıbı ile bükülmüş ucu 180° döndürülür ve pres yardımı ile birbiri üzerine bindirilir. Şekil 17 ve 18'de hem kıvrırma hem de ezme işleminde kullanılan alt kalıp çizimi bulunmaktadır.

Ezme kalıbı ile sacın kenarları birbiri üzerine katlanmaktadır. Ezme işlemi kıvrırma olarak da adlandırılmaktadır. Daha çok parça kenarlarını sağlamlaştırmaya yarayan bu yöntem ile parça şekillendirilerek isteğe uygun olarak tam veya yarı kapalı olarak bırakılabilir.



Şekil 17. Ezme kalıbıyla bükülmüş parça çizimi



Şekil 18. Dar açılı büküm ve ezme işlemini yapabilen bir kalıp

2.3.2.2.5. Kaz Boynu İstampalı Kalıp

Kaz boynu kalıp olarak adlandırılan ve ardışık bükümleri gerçekleştirmek üzere kullanılan kalıplar birçok bükme uygulamasında kullanılmaktadır. Bu tür kalıplar sanayide C tipi kalıp olarak da adlandırılan bu kalıplar ile büküm işlemi genellikle derin profil formunda malzemeler için kullanılır. Şekil 19’da yer alan kaz boynu ıstampalı üst kalıp genellikle ardışık bükümlere sahip parça bükümlerinde kullanılmaktadır. Bu tür kalıpların farklı yüksekliklerde olması bükülecek parçaya uygun üst kalıbın seçilmesini gerektirmektedir. Kalıp seçimi yapıldıktan sonra CNC kontrolöre tanıtılan üst kalıp parça bükümünü yaparken gerçekleştireceği adımları gösterir ve iş parçası ile büküm kalıbı veya alt kalıp arasında çarpışma olup olmayacağı da görülebilir. Kaz boynu kalıplar ile genellikle kutu, U profil vb. parçalar bükülebilir.



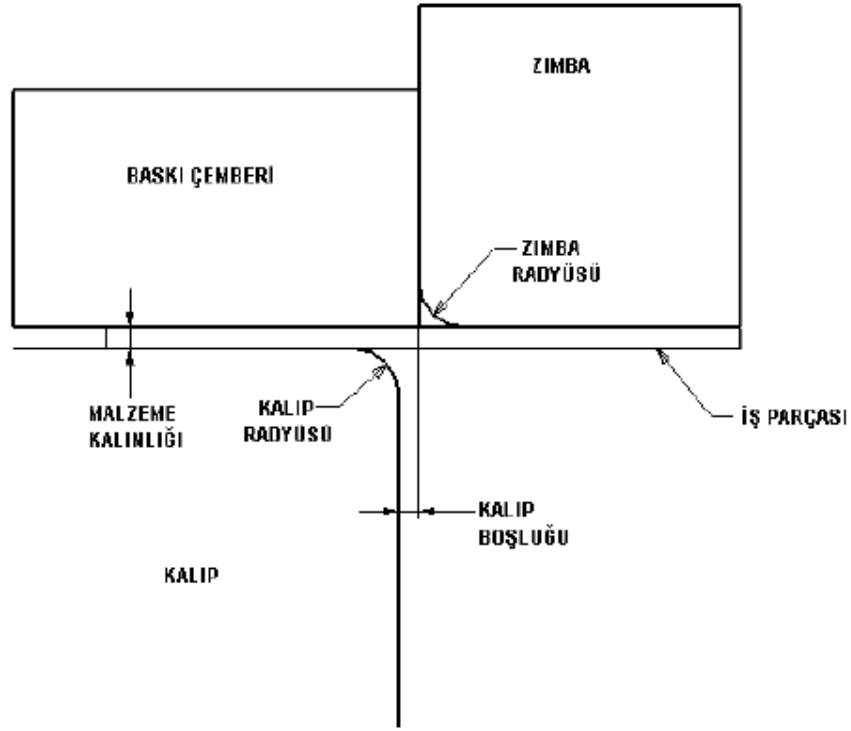
Şekil 19. Kaz boynu ıstampalı kalıp

2.3.2.2.6. Boşluklu Bükme Kalıbı

Üst kalıbın tam olarak dibe oturmasına gerek kalmaksızın uygulanabildiği kalıp tipidir. Genellikle V tipinde kalıplardır. İstenildiğinde dik kenarlara sahip olarak da üretilebilmektedir. Zımbanın uç yarıçapı bükülecek parça ile uyumlu olur. İstenilen büküm açısına göre ıstampanın kalıba giriş derinliği de ayarlanabilir. Kalıp açıklığı artarsa uygulanan şekillendirme kuvveti de azalmaktadır. Kalıp açıklığının azalmasıyla birlikte etki eden manivela kuvveti daha da büyüyecektir. 12 mm kalınlığa kadar sacların boşluklu bükülmesinde genellikle sac kalınlığının 8-10 katı arasında seçilmektedir. Büküm yarıçapı bu durumda yaklaşık sac kalınlığı ile aynı olacaktır. Daha kalın ve yüksek mukavemetli saclar için büküm yarıçapını artırmak, sacın büküm bölgesinde çatlama olasılığını azaltacaktır. Bu sebeple kalıp açıklığı malzeme kalınlığının 10 katı seçilmelidir. Bu kalıplar ile yapılan bükümler kararsızdır ancak az sayıda kalıplar ile birçok bükme işlemi yapılabilir. Bükülen sacdaki boyutsal değişimler ve sacın sertliğinde meydana gelen değişimler üretimde geri yaylanmanın da değişiklik göstermesine sebep olur.

2.3.2.2.7. Kenar Büküm Kalıbı

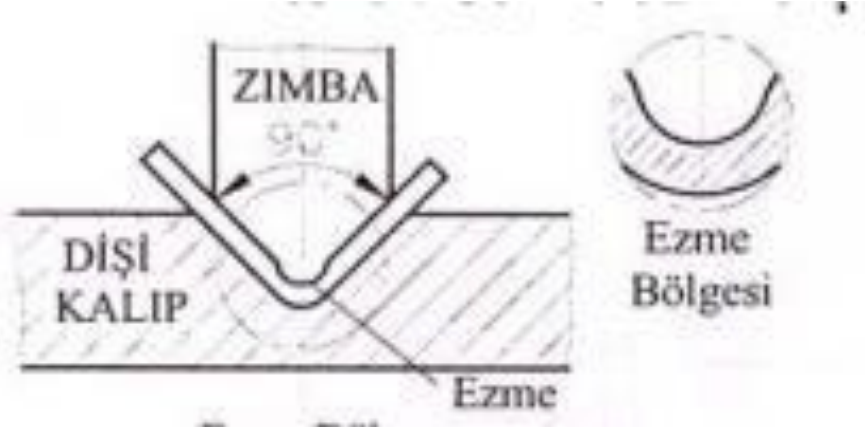
Şekil 20’de gösterildiği gibi sac bükülecek parça baskı çemberi vasıtasıyla sabit tutulurken, zımba aşağı doğru inerek saca şekil verir. Zımba ile baskı çemberi arasında kalıp boşluğu olarak ifade edilen bir boşluk bulunur ve iş parçasının büküm yarıçapı bu boşluk ile belirlenir (Özdemir A, 2010).



Şekil 20. Kenar bükme

2.3.2.2.8. Ezme Kalıbı

V bükme işlemine benzer. V kanallı kalıp kullanılarak üst kalıp (zımba) alt kalıbın içine doğru ilerler ve iş parçasını ezerek bükmeye zorlar. Genellikle ezme kalıbı yüksek tonajlı preslerde kullanılır. Bu işlem 90°'lik V bükme kalıbında gerçekleştirilir. Ezme işleminin V bükme kalıpları ile gerçekleştirilebilmesi için zımba ucu yarıçapı sac malzemenin kalınlığından daha az olmalıdır. Şekil 21’de ezme metodu şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 21. Ezme metodu

2.3.2.2.9. Oluk Bükme Kalıbı

Düz sac levhalar kullanılacakları yere göre boyutlandırılmadan önce mukavemet kazanmaları için genellikle oluk bükme kalıpları ile şekillendirilir. Bu sadece saca mukavemet vermek için değildir, aynı zamanda sacı görsel olarak da güzelleştirecektir. Oluk bükme kalıplar tek vuruşta bir veya daha fazla büküm yapabilecek şekilde tasarlanabilir. Bazı uygulama alanları; panolar, hangar sacları, gölgelikler, çatı levhaları vb. yerlerdir. Bu tür kalıplar genellikle alüminyum ve galvaniz kaplı sacların bükümünde kullanılmaktadır. Şekil 22’de görüldüğü gibi oluk adı verilen yapıların tasarımı dairesel veya köşeli olabilir.



Şekil 22. Oluk büküm kalıbında bükülen parçalar

2.3.2.3. Büküme Etki Eden Unsurlar

2.3.2.3.1. Malzeme Özelliklerinin Etkisi

Sac levhaların birçok mekanik özelliği, sacı şekillendirmeyi etkilemektedir. Sacın kalınlığı, akma gerilmesi, haddeleme yönü bükme işlemini doğrudan etkilemektedir. Akma gerilmesinin büyük olması daha yüksek bükme kuvveti gerektirecektir. Buna ek olarak akma gerilmesi büyük saclar bükülürken büküm bölgesinde kırılma eğilimine bağlı çatlaklar oluşacaktır. Ayrıca sacın büküldükten sonra eski haline dönme isteği de artacak olup bu geri esneme olacak adlandırılır. Örnek verilecek olursa; paslanmaz çelik bir sacı bükme için düşük karbonlu çeliğe uygulanan kuvvetin yaklaşık %50-60 kadar daha fazla bükme kuvveti uygulanması gerekmektedir. Tablo 2 ve 3'te genel yapı ve paslanmaz çeliklerin mekanik özellikleri yer almaktadır.

Tablo 2. Yapı çeliklerinin mekanik özellikleri (Has Metal, Genel Yapı Çelikleri)

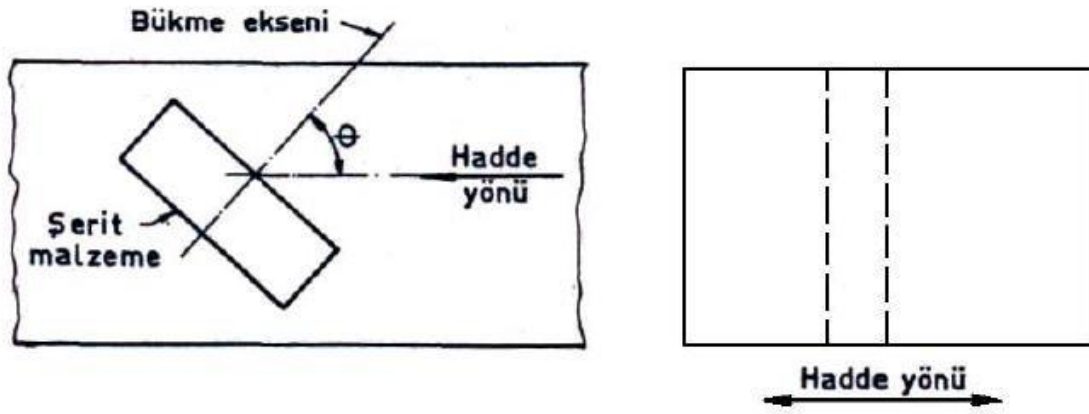
DIN (Eski)	DIN (Yeni)	SAE/AISI	Çekme Davanımı(Mpa)		Akma Sınırı (>= Mpa)					Kopma Uzaması(Şekillendirme yönü-dik doğrultu)(>=%)		
			< 3 mm	3 mm >=	<=16mm	>=16mm	>=40mm	>=63 mm	>=80 mm	<=3mm	<=40mm	<=63mm
St33	S185	-	310-540	290-510	185	175				16	-	-
St 37-2	S235 JR	-	360-510	340-470	235	225				26	25	24
Ust 37-2	S235JRG1	A570Gr.33	360-510	340-470	235	225	215	215	195	26	25	24
RSt 37-2	S235JRG2	A570Gr.36	360-510	340-470	235	225	215	215	215	26	25	24
St 37-3	S235JRG3	A284Gr.D	360-510	340-470	235	225	215	215	215	26	25	24
St 44 -2	S275JR	A570Gr.40	430-580	410-560	275	265	255	245	235	22	21	20
St 44-3	S275J0	A573Gr.70	430-580	410-560	275	265	255	245	235	22	21	20
St 52 -3	S355J0	-	510-680	490-630	355	345	335	325	315	22	21	20
St 50 -2	E295	A570Gr.50	490-660	470-610	295	285	275	265	255	20	19	18
St 60 -2	E335	-	590-770	570-710	335	325	315	305	295	16	15	14
St 70 - 2	E360	-	690-900	670-830	360	355	345	335	325	11	10	9

Tablo 3. Paslanmaz çeliklerin mekanik özellikler (Has Metal, Genel Yapı Çelikleri)

DIN	SAE/AISI	Tavlı	Islah	Sertleştirme	Hızlı Soğutma	SERTLİK(RS D-C)	SERTLİK(RS D-C)										ÇEKME DAYANIMI (Mpa)	A5 Kopma uzaması (0.2% elongation)
							20	50	100	150	200	300	400	500	550			
X 6 Cr 13	403	*	-	-	-	130...180	250	240	235	230	225	220	195	-	-	450...650	20	
X 6 CrAl 13	405	*	-	-	-	130...180	250	240	235	230	225	220	195	-	-	450...650	20	
X 10 Cr 13	410	*	-	-	-	140...180	300	285	275	265	260	245	-	-	550...700	20		
X 8 Cr 17	430	*	-	-	-	130...170	270	-	-	-	-	-	-	-	450...660	20		
X 20 Cr 13	420	-	*	-	-	160...210	400	-	-	-	-	-	-	-	550...700	18		
X 15 Cr 13	-	*	-	-	-	<=220	440	-	-	-	-	-	-	-	<=750	-		
X 40 Cr 13	-	*	-	-	-	<=250	-	-	-	-	-	-	-	-	<=800	-		
X 22 CrNi 17	431	*	-	-	-	<=275	-	-	-	-	-	-	-	-	<=950	-		
X 12 CrMoS 17	430 F	*	-	-	-	160...210	300	-	-	-	-	-	-	-	550...700	20		
X 6 CrMo 17	434	*	-	-	-	130...180	270	-	-	-	-	-	-	-	450...650	20		
X 45 CrMoV 15	-	*	-	-	-	<=260	-	-	-	-	-	-	-	-	<=900	-		
X 5 CrNi 18 9	304	-	-	-	-	130...180	185	175	155	140	127	110	98	92	90	500...700	50	
X 5 CrNi 18 12	308;305	-	-	-	*	130...180	185	175	155	140	127	110	98	92	90	500...700	50	
X8CrNiS18-9	303	-	-	-	*	130...180	215	-	-	-	-	-	-	-	500...700	50		
X2CrNi19-11	304 L	-	-	-	*	130...180	175	165	145	130	118	100	89	81	80	450...700	50	
X 2 CrNiN 18 10	304 LN	-	-	-	*	140...200	270	245	205	175	157	136	125	119	118	550...750	40	
X5CrNiMo17-12-2	316	-	-	-	*	130...180	205	195	175	158	145	127	115	110	108	500...700	45	
X2CrNiMo17-12-2	316 L	-	-	-	*	120...180	195	185	165	150	137	119	108	100	98	450...700	45	
X2CrNiMoN17-11-2	316 LN	-	-	-	*	150...210	280	250	211	185	167	145	135	129	127	600...800	40	
X2CrNiMoN17-13-3	316 LN	-	-	-	*	50...210	300	265	225	197	178	155	145	138	136	600...800	40	
X2CrNiMo18-14-3	316 L	-	-	-	*	120...180	195	185	165	150	137	119	108	100	98	450...700	45	
X3CrNiMo17-13-3	316	-	-	-	*	130...180	205	195	175	158	145	127	115	110	108	500...700	45	
X2CrNiMo18-15-4	317 L	-	-	-	*	130...180	195	187	170	158	144	126	116	110	108	500...700	45	
X 3 CrTi 17	M 8;430Ti	*	-	-	-	130...170	270	-	-	-	-	-	-	-	450...600	20		
X 3 CrNb 17	-	*	-	-	-	130...170	270	-	-	-	-	-	-	-	450...600	20		
X6CrNiTi18-10	321	-	-	-	*	130...190	205	190	176	165	155	136	125	119	118	500...750	40	
X6CrNiNb18-10	347	-	-	-	*	130...190	205	190	176	165	155	136	125	119	118	500...750	40	
X6CrNiMoTi17-12-2	316 Ti	-	-	-	*	130...190	205	205	190	176	165	145	135	127	127	500...750	40	

1100 alüminyum alaşımını değerlendirecek olursak geri esneme önemsenmeyebilir. Düşük karbonlu çeliklerde ise genel olarak bakır ve alüminyum alaşımlarına kıyasla daha çok geri esneme meydana gelecektir. Paslanmaz çelik saclarda ise düşük karbonlu çeliklerden daha fazla geri esneme olacaktır.

Sac metalin haddeleme yönü de büküm işlemine etki eden faktördür. Şekil 23'de haddeleme yönü belirtilen bir malzemenin büküm yönü gösterilmektedir. Parça tasarlanırken sacı hadde yönü genellikle dikkate alınmaz ve hadde yönüne ters bir büküm işlemi gerçekleştirmek gerekebilir. Kalın ve yüksek akma gerilmesine sahip malzemelerde, bükülecek kenar ile haddeleme yönü arasındaki açı oldukça önemlidir. Bükülecek sac metalin haddeleme yönüne dik olması en çok istenen durumdur. Bununla birlikte bükme yönü ile haddeleme yönünün birbirine paralel olması istenilen bir durum değildir. θ açısı 90° dereceye yaklaştıkça malzemenin bükmeye karşı koyabilme yeteneği artar. Bükümden önce haddeleme yönü dikkate alınmaz ve büküm çizgisi ile haddeleme yönü birbirine paralel olursa büküm bölgesinde çatlaklar meydana gelebilmektedir (MEGEP, 2013, Bükme Kalıpları, Ankara).



Şekil 23. Malzemenin haddeleme yönü ve büküm sırasında dikkat edilecek büküm açısı (MEGEP, 2013, Bükme Kalıpları, Ankara)

2.3.2.3.2. Sac Açılım Boyunun Bulunması

Bükme işlemi gerçekleştirilmeden önce sacın açılım boyunun hesaplanması gerekmektedir. Açılım boyunun hesaplanması bir dizi parametreye bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Metal sanayinde bükülecek parçanın istenilen ölçülerde olması için açılım boyunun hesaplanmasının önemi büyüktür. Günümüzde kullanılan bilgisayar yazılımları bükülecek parçanın açılım boyunu vermektedir. Özellikle açının 90° olduğu ve sac kalınlığının da 2 mm üzerinde olduğu durumlarda sacın açılım boyunun doğru hesaplanmış olması önemlidir. Bükülen parçanın açılım boyunun hesaplamak için bükülecek bölümün tarafsız eksen üzerindeki boyu bilinmelidir. Bu hesaplama için Şekil 24’de verilen sac kalınlığı, büküm açısı ve büküm yarıçapı değerlerine ihtiyaç olacaktır.

Bükme yarıçapı $R_1 = (2 / \dots / 4) T$ ise, katsayı $y=0,42$ alınır ve bükme boyuna gerçek yarıçap; $R = R_1 + 0,42*T$ (mm) olarak alınır.

Bükme yarıçapı $R > 4T$ ise , katsayı $y= 0,5$ alınır ve bükme boyuna gerçek yarıçap;

$R =R_1 + 0,5*T$ (mm) olarak alınır.

Bükme boyu bulunurken aşağıdaki işlemler takip edilir;

1 – Tarafsız eksenin çember uzunluğu formülü yazılır;

$$L_{\text{ç}} = 2*\pi *R$$

$$R = (R_1+y*T)$$

$$L_{\text{ç}} =2*\pi*(R_1+y*T) \text{ (mm)}$$

2- Bükme açısı α belirlenir.

3- α açısı kadar bükülen parça boyu bulunur.

Bükme boyu $L_{\text{yay}} = \alpha$

$$360^\circ * 2*\pi*(R_1 +y*T)$$

$$L_{\text{yay}} = \alpha * \pi$$

$$180^\circ * (R_1 + y*T)$$

4-Bükülen parçanın toplam açınım boyu ;

$$L_t = L_1 + L_2 + \dots + L_n \text{ (mm)}$$

Formüllerde kullanılan elamanların açıklamaları;

$L_{\text{ç}}$ = Tarafsız eksenin çember uzunluğu, mm

L_{yay} = Bükülen yayın tarafsız eksene göre bükme boyu (mm)

L_t = Toplam bükme boyu (mm)

R_1 = Bükme kavis yarıçapı (mm)

R = Tarafsız eksenin bükme kavis yarıçapı (mm)

y = Katsayı

α = Bükme açısı ($^\circ$)

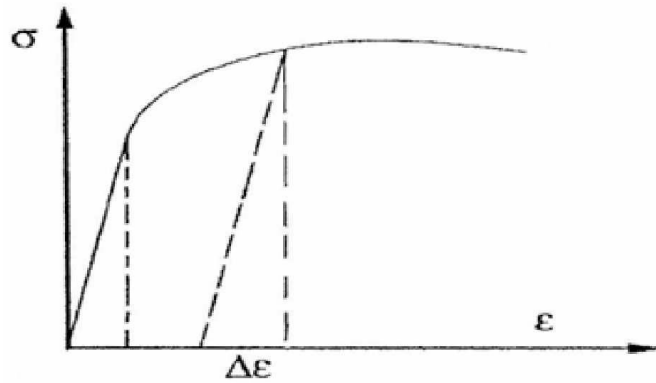
T = Sac malzeme kalınlığı (mm)



Şekil 26. Bükme kavis yarıçapının sac malzeme kalınlığına oranı $R1/T$ oranına göre düzeltme faktörü (Yurci, M.E., 1991)

2.3.2.3.3. Geri Esneme (Yaylanma)

Sac malzemeler büküm işlemi sırasında yüksek kuvvetlere maruz kalırlar. Bu tür çekme, germe ve eğme kuvvetlerine maruz kalan sac malzemeler, aldıkları formu kuvvetin ortadan kalkmasıyla malzemelerin elastik özelliklerine bağlı olarak geometrisindeki değişimleri bir miktar kaybederek eski haline dönmeye çalışırlar. Bu duruma geri yaylanma denilmektedir. Örnek verecek olursak; sünek bir metal malzemenin gerilme birim şekil değişim eğrisinde yükün kaldırılmasıyla birlikte malzemedeki uzama miktarındaki azalma Şekil 27'de görülebilir (Arslan, B., 2007).



Şekil 27. Sünek metaldeki geri esnemenin akma diyagramı üzerinde gösterilişi

Geri yaylanma, sac malzemelerin bükülerek şekillendirilmesinde karşılaşılan en temel problemlerden birisidir. Sac metalin yaygın olarak kullanıldığı sektörlerde, bükme ve benzeri sac şekillendirme yöntemleriyle imal edilen sac parçaların geri yaylanma problemi neticesinde büyük maddi kayıplara yol açabilmektedir. Amerika’da otomotiv sektöründe yaşanan bazı sorunların asıl sebebi üretilen saclarda meydana gelen geri esneme problemleridir ve bunun yaklaşık yıllık maliyeti 50 milyon dolardan fazladır (Gan ve Wagoner, 2004).

Sac metal malzemelere şekil verirken uygulanan kuvvet etkisi ortadan kaldırıldığı zaman, malzemede elastik toparlanma başlar ve başlangıçtaki haline geri dönmeye çalışır. Bu durumda geri esneme; sac malzemelerin uygulanan kuvvet etkisinden kurtulması ile sonuçlanan toparlanmadır. Geri esneme problemi genellikle malzemeler soğuk olarak şekillendirilirken önem kazanır. Sac metalin şekillendirilmesinden sonra malzemede ki elastik toparlanmanın sonucu olarak kalıntı gerilmeler meydana gelmektedir. Kısaca, geri esnemeyi, şekillendirmede kullanılan kalıplarının sac üzerinden kaldırılmasından sonra karşılaşılan, gerilmelerin malzemeye dağılması olayı olarak da görmek mümkündür (Zhang ve ark., 2007).

Bükümü tamamlanmış parçada boyut ve geometri doğruluğu üzerinde en etken faktör geri yaylanmadır (Altan ve ark., 1994). Bükme gibi metali şekillendiren işlemler sonrasında meydana gelen geri yaylanma sorunu, sac metallerde kalıntı gerilmeleri tetikleyerek, şekli verilmiş parçada geometrinin doğruluğunu olumsuz yönde etkilemektedir. Dolayısıyla malzemede ki bu kalıntı gerilmeler belirginleştikçe, şekillendirme sonrası geri yaylanma ön plana çıkarken, istenilen parça boyutundan uzaklaşmaktadır. Bu durum imalat sürecinde diğer parçaların da istenilen toleranslar dahilinde kalmasına izin vermezken, nihai ürünün kalitesi de etkilenmektedir.

Büküm işlemleriyle şekil verilen parçalarında istenilen tolerans aralığında kalabilmesi ve elde edilecek son parçanın doğru geometride olması için geri esneme davranışının önceden tahmin edilmesi son derece önemlidir (Tekiner, 2004). Bu durumun tahmininin sağlıklı olarak yapılması ancak sac malzemede meydana gelen iç gerilme dağılımının doğru olarak belirlenmesiyle mümkün olmaktadır. Geri yaylanma, parça geometrisi ve yükleme ile ilgili parametreler tarafından oluşturulan gerilme halinin bir

fonksiyonudur ve basit bir matematiksel yaklaşım ile Eş. 2.1 kullanılarak ifade edilmektedir (Livatyalı ve Ergeldi, 2006).

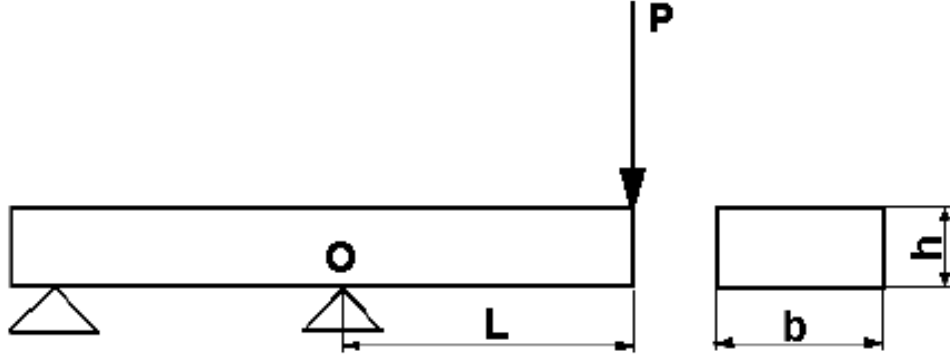
$$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} = M \frac{(1-\nu^2)}{IE} \quad (2.1)$$

Burada; M, bükme momentini, ν , poisson oranını, I, kesit alanının atalet momentini, E, malzemenin elastiklik modülünü, ρ ve ρ' , bükme işlemi öncesi ve sonrasındaki radyüs değerlerini ifade etmektedir (Turan, 2009). Geri esneme, malzemede bulunan kalıntı gerilmelerin sebep olduğu bir deformasyon olayıdır. Bu olay gerilme dağılımlarındaki farklılıklarla doğrudan ilişkilidir (Chen ve Ko, 2006). Bu gerilme dağılımlarındaki farklılıklar ise çok sayıda parametreden etkilenmektedir (Turan, 2009).

Sac malzemelerde oluşan geri esnemenin telafisi; sac malzemelerin şekillendirilmesi sırasında veya sonrasında istenilen parça geometrisini doğrudan etkilediği için, bu problemi gidermek gerekmektedir. Geri esneme problemini tamamen ortadan kaldırmak mümkün olmasa da malzeme özellikleri ve uygun kalıp kullanımı geri esneme problemini azaltmaya yardımcı olacaktır (Tekiner, 2004). Büküm işleminde karşılaşılan geri esneme davranışına karşın bükülecek açıdan daha fazla bükme işlemi en çok kullanılan telafi yöntemleri arasındadır. Bu yöntemde geri yaylanmanın miktarındaki tahmin ile birlikte hareket edilerek aşırı bükme yapılır ve malzemenin geri esmeyeceği miktar ile nihai parça geometrisi elde edilir (Tekiner, 2004). V bükme işleminde tercih edilen geri yaylanma telafisi için kullanılan diğer bir yöntem ise bükme bölgesinin ezilmesidir. Bu yöntem ile birlikte zımba geometrisine de bağlı olarak bükme bölgesinde malzemenin ezilmesiyle daha fazla uygulanan kuvvet kalıcı deformasyona imkân tanır (Schey, J.E., 1987). Bükme işleminde sıkça kullanılan diğer bir telafi yöntemi de gererek bükmedir. Bu yöntemde sac malzeme, büküm sırasında veya sonrasında çekme gerilmesine maruz bırakılır ve geri esneme miktarında azalma sağlanır. Kenar bükme söz konusu olduğunda ise, geri yaylanmanın telafi edilmesi ters bükme işlemiyle gerçekleştirilir. Bu yöntemde sac levhaya V büküm işlemi uygulanır ve sonra sac malzeme ters çevrilir. Daha sonra ters yönde uygulanan düz kenar büküm işlemi ile sac üzerindeki gerilmeler azaltılır ve geri esneme belirli ölçüde telafi edilmiş olur (Chen ve Ko, 2006).

2.3.2.3.4. Bükme Kuvvetinin Bulunması

Herhangi bir bükme kalıbı çiftinde büküm yapılırken gereken kuvvet bükme kuvveti olarak adlandırılır (Şekil 28). Sac metallerde büküm kuvveti hesaplanırken kirişlerdeki eğilme momenti formülü kullanılmaktadır.



Şekil 28. O noktasına göre eğilme momenti uygulanması

$$M_0 = P \times L \quad kgmm \quad (2.17)$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad mm^4 \quad (2.18)$$

$$\sigma = \frac{M_0 \times \frac{h}{2}}{I} \quad kg/mm^2 \quad (2.19)$$

Eğilme gerilimi formülünde yukarıdaki değerler yerlerine konulduğunda;

$$\sigma_b = \frac{(P \times L \times \frac{h}{2})}{b \times \frac{h^3}{12}} \quad kg/mm^2 \quad (2.20)$$

$$P = \frac{1}{6} \times \frac{\sigma_b \times b \times h^2}{L} \quad kg \quad (2.21)$$

$$P = 0,167 \times \frac{\sigma_b \times b \times h^2}{L} \quad kg \quad (2.22)$$

olarak elde edilir.

(2.17), (2.18) ve (2.19) numaralı denklemlerde kullanılmakta olan elemanların açıklamaları;

M_0 = Eğilme momenti (kg mm)

I = Atalet momenti (mm^4)

P = Bükme Kuvveti (kg)

L = Uygulanan kuvvetin destek noktasına uzaklığı (mm)

b = Kiriş genişliği (mm)

h = Kiriş kalınlığı (mm)

σ_b = Eğilme gerilimi (kg/mm^2)

Bükme kuvveti (P), formülündeki kiriş genişliği (b), yerine şerit malzeme genişliği (w), kiriş kalınlığı (h), yerine şerit malzeme kalınlığı (T) konulursa bükme kuvveti formülü;

$$P = 0,167 \times \frac{\sigma_b \times w \times T^2}{L} \quad \text{kg} \quad (2.23)$$

olarak bulunur.

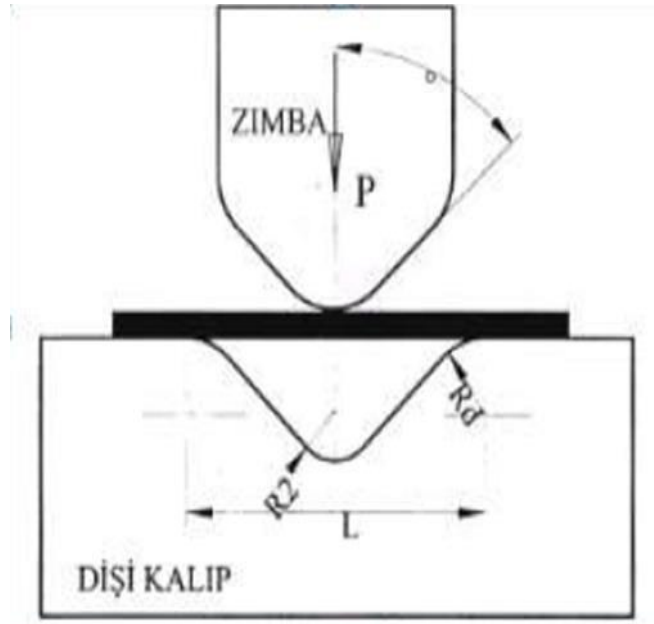
“ L ” (90°) Bükme işleminde bükme kuvveti :

$$P = 0,167 \times \frac{\sigma_b \times w \times T^2}{L} \quad \text{kg} \quad (2.24)$$

“ V ” bükme işleminde bükme kuvveti Şekil 2.29'da gösterilmiştir:

$$P_v = 1,33 \times \frac{\sigma_b \times w \times T^2}{L} \quad \text{kg} \quad (2.25)$$

$$L = 2 \times H \times \text{tg}\alpha \quad (2.26)$$

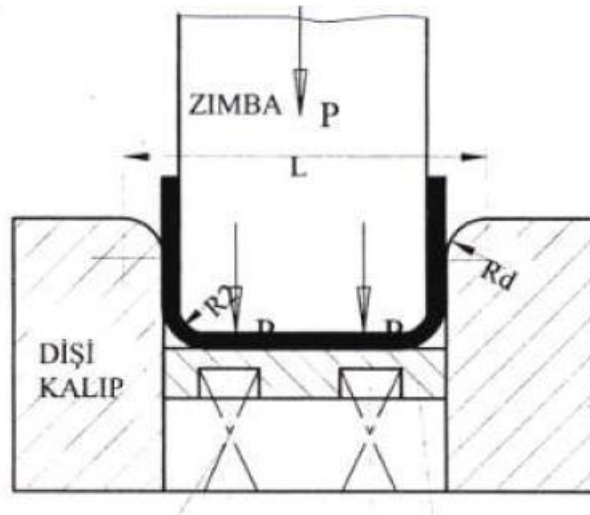


Şekil 29. V büküm prosesi (MEGEP, 2013, Bükme Kalıpları)

“U” büküm işleminde bükme kuvveti Şekil 30’ da gösterilmiştir;

$$P_u = 0,667 \times \frac{\sigma_b \times w \times T^2}{L} \quad \text{kg} \quad (2.27)$$

$$L = \text{Parça genişliği} + (2 \times R_d) + (2 \times c) \quad (2.28)$$



Şekil 30. U büküm prosesi (MEGEP, 2013, Bükme Kalıpları)

Tablo 4. Bükme diyagramı

BÜKME DİYAGRAMI																								
V	H min	R	S : mm																					
			0,5	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	12	15	18	20
6	5	1	2,5	6,5	10																			
8	6	1,3	2	5	8	11																		
10	7	1,7	1,5	4	6	9	13																	
12	9	2		3	5	7	11	16																
15	12	2,7			4	6	9	13	16															
20	15	3,3				4	7	10	12	19														
26	18	4,2					5	7,5	9	14	21													
30	22	5						6,5	8	12	19	24												
32	23	5,4							7,5	12	17	23	30											
37	25	5,8								10	15	20	26	33										
42	29	6,7									13	17	23	29	36									
45	32	7,5										16	21	27	33	48								
50	35	8,3											19	24	30	43	58							
60	43	10												20	25	36	49	64						
70	50	11,5													21	31	42	55	69					
80	57	13,5														27	37	48	60	75				
90	64	15															32	42	54	66	95			
100	71	17																38	48	60	86	134		
130	93	22																	37	46	66	103	149	
180	130	30																		33	48	75	107	133
200	145	33																			43	67	97	119
250	180	42																				54	77	95

Bükme diyagramı (Tablo 4); bükülecek sac metal kalınlığına uygun alt kalıp seçimi için kullanılmaktadır. Kalınlık (S) değeri arttıkça kullanılması gereken alt kalıbın V genişliği de artmaktadır.

2.3.2.4. Bükme İşleminde Kullanılan Makineler

Günümüzde evlerden işyerlerine kadar birçok alanda kullanılan sac metalden üretilmiş gereçleri istenilen şekle sokarak fayda sağlanmasına yarayan makinelerdir. Sac metal malzemeleri bükme işlemine yarayan birçok makine bulunmakla birlikte sanayide en çok kullanılan sac bükme makineleri abkant presler ve caka büküm makineleridir. Bu makinelerin birbirleriyle kıyaslandığında avantajları ve dezavantajları da bulunmaktadır.

2.3.2.4.1. Abkant Presler

Sac işleme teknolojisi, sac metali işleyen, şekillendiren makineler, ekipmanlar ve işlemlerden oluşur. Giyotin makaslar, oksijen kesim makineleri, plazma kesim makineleri, lazer kesim makineleri, abkant presler, caka büküm makineleri, çeşitli sıvama, silindirik bükme makineleri vb. makineler sac işleme yöntemlerinde kullanılır. Kısaca sac metalden üretilen parçalar birçok yöntem ile şekillendirebilirken, birçok alanda da kullanılmaktadır.

Abkant pres makineleri, sac metal malzemeleri bükerek şekillendirmeye yarayan tezgahlardır. İstenilen şekilde kesilmiş sac metal malzemeler iki kalıp arasında kuvvet uygulanmak suretiyle şekillendirilir. Alt kalıba dişi kalıp, üst kalıba ise erkek kalıp adı verilebilir. Abkant presler farklı uzunluklarda ve kalınlıklarda sac metal malzemelerin bükümüne uygun olarak tasarlanmaktadır. Bu tezgahlar genel olarak hidrolik pistonlar, CNC kontrol ünitesi, arka sac dayama ünitesi, hidrolik ekipmanlar ve alt-üst kalıp setlerinden oluşurlar. Üst tabla adı verilen ve hidrolik pistonlar ile aşağı yönlü hareket eden ve üst kalıpların da bağlı olduğu abkant pres parçası ile, alt tabla adı verilen ve hareket etmeyen aynı zamanda alt kalıbın bağlı olduğu parça arasında büküm işlemi gerçekleşir.

Bükülecek sac malzemenin şekillendirilmesi için gereken büküm sırası, sac açınımı, büküm açıları, gerekli alt-üst kalıplar, arka dayamanın her büküm için hesaplan konumu, malzeme cinsi ve kalınlığına bağlı değişen büküm kuvveti ve buna bağlı gerekli presleme kuvveti ve bükümde kullanılacak strok abkant preslerin CNC kontrol ünitesi tarafından kontrol edilmektedir. Hidrolik abkant presin genel görünümü Şekil 31’de gösterilmiştir.



Şekil 31. Abkant preslerinin genel görünümü (MVD Makine, 2022)

Hız kesmeden gelişmekte olan bilgisayar teknolojileri, makinelerin kontrollerini ve işlevselliğini büyük oranda yükseltmektedir. Abkant presler ile üretilen parçaların daha hızlı, kaliteli, kolay üretilmesi, rekabet gücü ve üretim kalitesini de üst seviyeye çıkarmakta olup CNC kontrolör adı verilen yüksek teknoloji bilgisayarların makineyi kontrol etmesini mümkün kılmaktadır. Abkant preslerdeki hidrolik silindire vasıtasıyla sac metal malzemeye uygulanması gereken kuvvet, malzeme kalınlığı, uzunluğu ve cinsi gibi verileri CNC kontrol panelinden makineye aktarılır. Büküm işlemi öncesinde girilen verilere göre kontrol paneli üzerinde simülasyon oluşturularak büküm sırası vb. veriler görsel olarak operatöre sunulur. Herhangi bir sorun ile karşılaşılması için simülasyon operatör tarafından kontrol edilmelidir. İhtiyaç duyulması halinde kontrol ünitesi üzerinde yapılacak değişiklikler ile birlikte bükümün herhangi bir sorun ile karşılaşmaksızın tamamlanması sağlanmış olur.

CNC kontrollü abkant preslerin önemli özelliklerinden birisi de bilgisayar tarafından gönderilen veriye göre kendisini konumlandırarak arka dayama sistemidir. Arka dayama sisteminin birçok ekseninde hareket eden tipleri bulunmaktadır. Genel olarak en çok tercih edilen aşağı-yukarı ve ileri-geri harekete sahip iki eksenli arka dayamalıdır.

Arka dayamaların görevi büküm parçasının nereden büküleceğini göstermektir. Arka dayama sisteminde kullanılan ve parmak adı verilen küçük parçalar makine eksenini ile parmak uçları arasında konumlanarak parçanın büküm çizgisi ile makine ekseninin çakışmasını sağlar. Bilgisayar kontrolünün getirdiği yararlarından birisi olan bu sistem ile sac metal malzeme bükümü gerektiği gibi yapılabilmektedir.

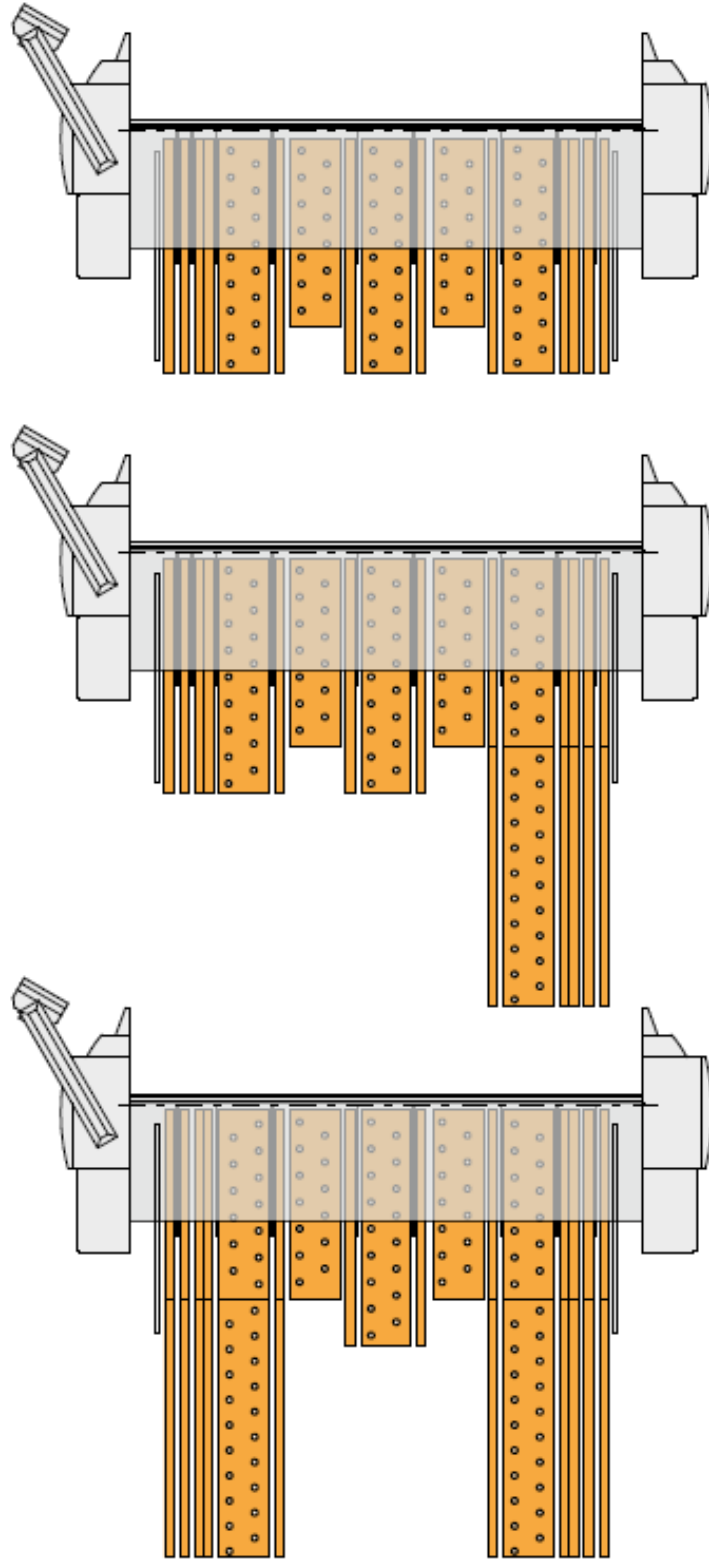
2.3.2.4.2. Caka Makinesi

Sac levha imalatı, imalat endüstrisinde önemli bir yere sahiptir. Caka büküm makineleri de dahil olmak üzere kaliteli parçalar üretmek için tasarlanmış çeşitli makineler bulunmaktadır. Dünya çapında kullanılan metal ürünlerin çoğu, nakliye konteynirlerinden otomobillere, sokak tabelalarına ve diğer sac metal ürünler bu tür makineler ile imal edilmektedir. Sac metallerin bükümünde yaygın olarak kullanılan abkant preslere rağmen oldukça önemli bir yer edinen caka büküm makineleri, abkant preslerin bükmede zorlandığı kompleks parçaların bükümü için kullanılmaktadır. Caka büküm makinesini kullanarak, sac levhayı germeden, yırtmadan veya keserek zarar vermeden hassas olarak bükmek mümkün olur.

Caka büküm makineleri sacı şekillendirirken abkant preslere benzer bir şekilde çalışmaktadır. Bu tür büküm makineleri temelde kenar bükme işlemini referans alır. Kenar büküm işleminden farklı olarak bükümü gerçekleştiren büküm tablası doğrusal hareket yerine dairesel hareket yapar. Bu iki makineyi birbirinden ayıran en önemli özelliklerden birisi sacı büküm öncesinde operatör tarafından önden itmeye veya tutmaya gerek kalmamasıdır. Makinenin arkasından arka dayama sehpası üzerinde dayama parmakları ile öne doğru itilen sac metal levha, makinenin önünde bulunan bükme tablasının dönme hareketi ile birlikte sacı bükür. Caka büküm makinesinin tasarımı ergonomik çalışmayı destekler ve operatörün daha az güç kullanmasını sağlar. Operatörün el ile müdahalesini en aza indiren bu makineler çoklu büküm gerektiren parçalarda kolaylık sağlar.

Bükme, sac metale kuvvet uygulanarak, belirli bir açıyla bükülmesini ve istenen şekli almasını sağlayan bir işlem olup kuvvet uygulanan eksen boyunca plastik deformasyona maruz bırakarak sacı şekillendirme işlemidir. Bu makineler ile sac parçanın kısa kenarlarını bükmek için kalıp vb. araçların değişimini gerektirmeden

büküm yapmaya izin verir. Büküm sırasında büküm ekseninin dış kısmı gerilir ve uzar, iç kısım ise sıkışarak kısalır. Şekil 32’de caka makinesinin üstten görünüşü ve dayama tipleri gösterilmektedir.



Şekil 32. Caka makinesinin üstten görünüşü ve dayama tipleri

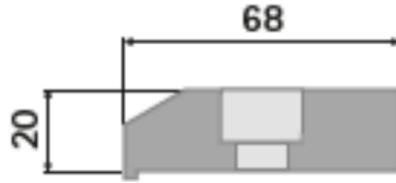
2.3.2.4.2.1. Caka Makinesinin Çalışma Sistemi

Caka makineleri de günümüzde hassas büküm yapılmasına olanak verirken çeşitli elektronik parçalardan (motorlar, sensörler vb.) gelen verileri değerlendirerek makinenin kontrolünü sağlayan CNC kontrol üniteleri tarafından kontrol edilmektedir.

2.3.2.4.2.2. Caka Makinesinde Kullanılan Kalıplar

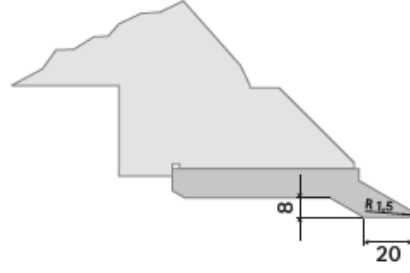
Caka makinelerinde dört farklı kalıp türü kullanılmaktadır. Bunlar alt kalıp, profil bükme kalıbı, keçi ayağı kalıbı ve bükme tablası kalıbıdır. Bu kalıplardan en önemlisi büküm parçasının bükülebilir olmasına doğrudan etki eden keçi ayağı kalıplardır. Tüm kalıplar büküm hassasiyeti ve doğruluğu elde etmek amacıyla taşlanma prosesine tabi tutulmaktadır. Aynı zamanda bu kalıpların bükümde kullanılan köşelerinde deformasyonu en aza indirmek için lazer yüzey sertleştirme işlemi de uygulanmaktadır.

Alt kalıp Şekil 33’de gösterildiği gibi bir geometriye sahiptir. Makinenin büküm uzunluğuna uygun, tek parçalı olarak tasarlanmaktadır. Bu kalıplar döner tabla üzerinde bağlı olan kalıplar (profil bükme kalıbı, keçi ayağı kalıbı) ile birlikte bükülecek sacı sıkıştırarak büküme hazırlamaktadır. Alt kalıbın bükümün yapılabirliğine etkisi bulunmamakta olup, bükme tablasında bağlı olan büküm bıçağı ile aynı doğrultuda olması bükümün yapılması için yeterlidir. Alt kalıplar sadece kullanılamaz hale geldiklerinde değiştirilmektedir.



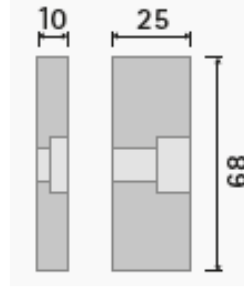
Şekil 33. Alt kalıp (Schröder Group, 2022)

Düz tek profil bükme kalıbı Şekil 34’de gösterilmiştir. İki ucu açık profil vb. büküm işlemlerinde bu kalıp kullanılmakta olup, tek parçadır.



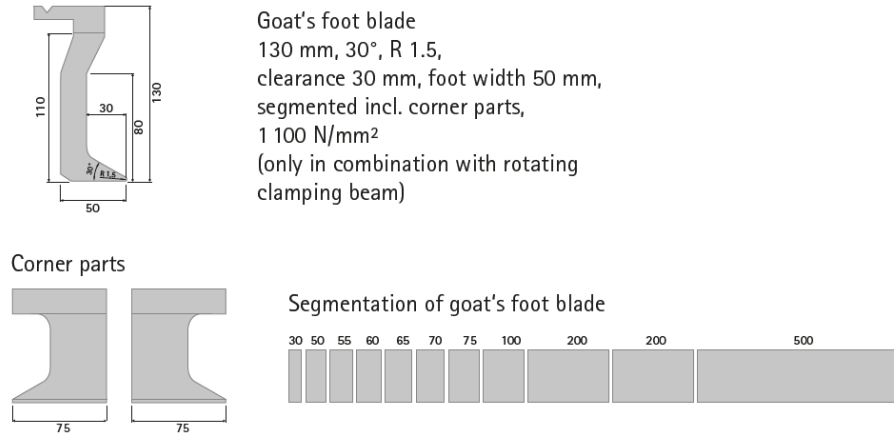
Şekil 34. Düz tek profil bükme kalıbı (Schröder Group, 2022)

Bükme tablası kalıbı Şekil 35’de gösterilmiştir. Bu kalıp bükme tablasına bağlıdır. Bükülecek parçanın kalınlığına uygun olarak değişiklik göstermektedir.



Şekil 35. Bükme tablası kalıbı (Schröder Group, 2022)

Keçi ayağı tipi üst kalıplar (Şekil 36) döner tablanın ikinci kalıp yuvasına bağlanmaktadır. Derin kutu vb. parçaların bükümünde kullanılan bu kalıplar farklı geometrilerde tasarlanmaktadır. Caka büküm makinesinin en önemli kalıbıdır. Bükülecek parçanın geometrisine uygun olarak seçimi yapılan ve farklı uzunluklarda tasarlanmış bu kalıplar bükümde esnekliğe izin vermektedir.



Şekil 36. Keçi ayağı tipi üst kalıp (Schröder Group, 2022)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

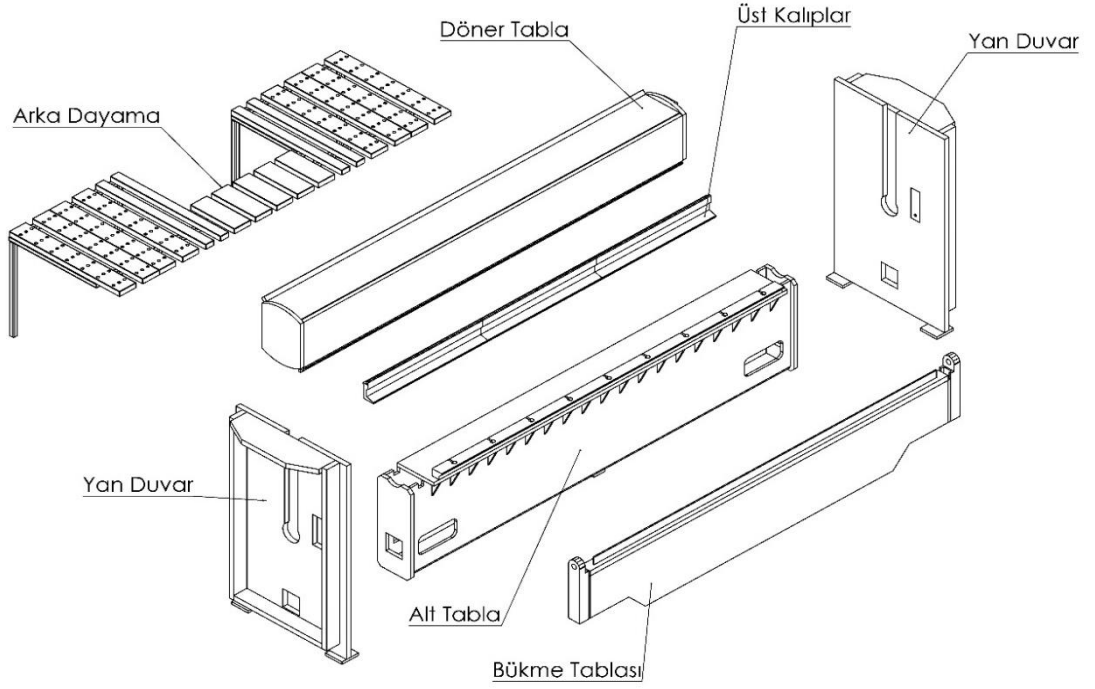
Sac metalden imal edilmiş ürünler endüstride birçok alanda kullanılmaktadır. Bu, sac metal şekillendirme makinelerinin oldukça önem kazanmasına sebep olmuştur. Sac metalleri şekillendirmek için kesme, bükme, çekme gibi farklı yöntemler kullanılmaktadır (Schuler GmbH, 1998). Sac metale şekil verebilmek için kullanılan bükme işlemi çeşitli araç-gereç veya makineler yardımıyla yapılmaktadır. Geçmişten farklı olarak gelişen dünyamızda sac metallerin bükülmesi daha çok CNC kontrollü makineler yardımı ile yapılmaktadır. Bu tür makineler sac metal plakaları hassas ölçülere sahip ürünlere dönüştürürken bunu daha hızlı yapabilmektedir.

Sac bükme işlemi yaygın olarak abkant preslerde yapılmakta olup bükülecek parça geometrisinin daha kompleks yapıda olması ile birlikte farklı büküm yöntemleri kullanan sac bükme makineleri geliştirilmesi ihtiyacı doğmuştur. Abkant preslerde V-büküm yöntemi kullanılırken caka büküm makineleri kenar bükme yöntemini kullanmaktadır. Kenar büküm yöntemine ek olarak büküm, bükme tablasının dairesel hareketi ile tamamlanmaktadır. Caka büküm makineleri (sheet metal folding machines) bu ihtiyaca karşılık verebilmek için geliştirilmiştir. Konvansiyonel caka büküm makineleri el yardımı ile çalışırken teknolojinin gelişmesi ile birlikte elektrik motoru ve hidrolik pistonlar ile çalışan makineler de geliştirilmiştir. Hidrolik pistonların zamanla bakıma ihtiyaç duyması, hız kısıtlamaları ve sistemin yeterince stabil olmaması gibi etmenler hassas büküm işlemleri için hidrolik pistonların kullanımını olumsuz kılar (Schuler GmbH, 1998). Bu çalışmada tasarımı yapılacak caka büküm makinesinin tahrik gücü servo elektrik motorlar ile sağlanacaktır.

Tasarıma başlamadan önce belirlenecek kriterlere karar verilecek olup makinenin büküm kapasiteleri (sac kalınlığı ve büküm uzunluğu) belirlenecektir. Sonrasında sac kalınlığı ve uzunluğuna bağlı olarak değişiklik gösterecek büküm kuvveti hesaplanacaktır. Büküm kuvvetinin hesaplanması ile birlikte caka büküm makinesinin sistem tasarımı ele alınacaktır. Tasarımda kullanılacak makine elemanları seçimi ve gövde konstrüksiyonunda kullanılacak metal malzemelerin cinsi, kalınlığı vb. kriterlerin belirlenmesinde sonlu elemanlar yöntemi kullanılacaktır. Tasarımın her aşamasında makinenin imalata uygunluğu değerlendirilecek olup gerekli değişikliklerin yapılması için de sonlu elemanlar yöntemine başvurulacaktır.

3.1. Caka Makinesinin Tasarımı

Caka makinesinin tasarımına başlarken bükülecek sacın cinsi, kalınlığı ve maksimum büküm uzunluğu dikkate alınacaktır. Bu doğrultuda büküm kuvveti hesaplanması ve buna bağlı olarak tasarım yapılacaktır. Şekil 37’de caka makinesine ait genel parçalar gösterilmiştir. Caka makinesi genel olarak yan duvarlar, alt tabla, bükme tablası, döner tabla, arka dayama ve kalıplardan oluşmaktadır.



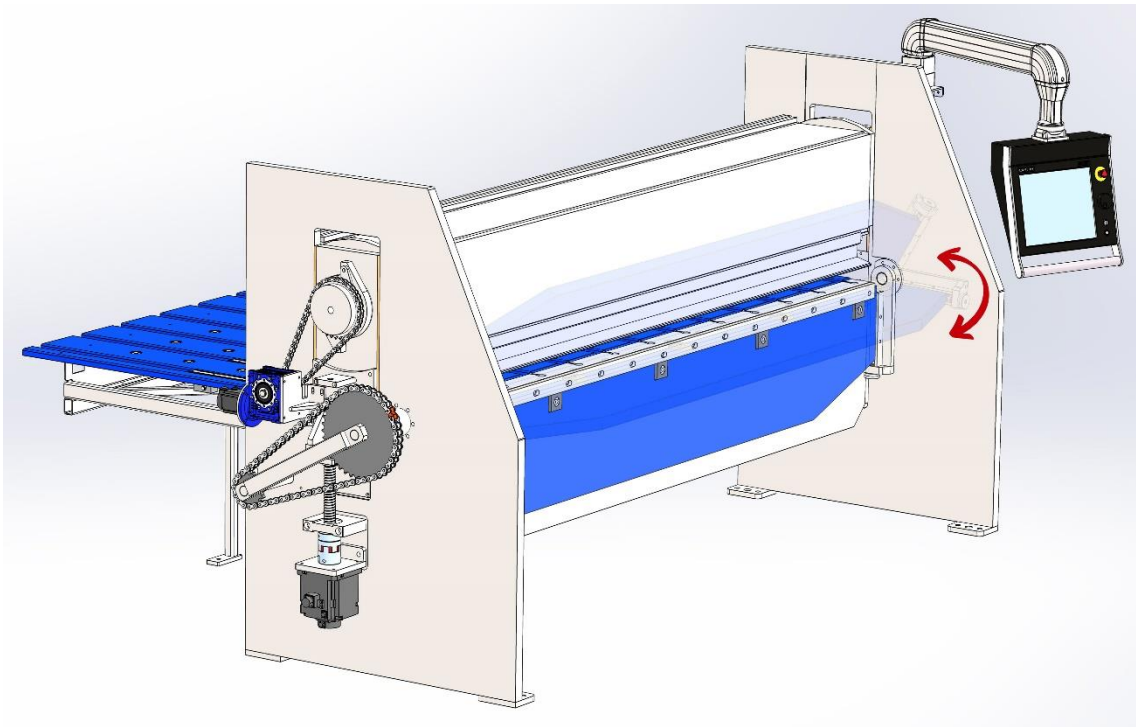
Şekil 37. Caka makinesinin genel parçaları

Yan duvarlar ve alt tabla makinenin gövdesini oluşturan parçalardır. Yan duvarlar üzerinde döner tablaya hareket verecek elektrik motorları ve redüktörler bulunacaktır. Döner tablanın döndürme ve kilitleme mekanizmaları da yan duvarlar üzerinde bulunacaktır.

Arka dayama sistemi CNC kontrol ünitesinden gelecek konum bilgisi ile, bükülmesi istenen sac levhanın doğru konumlandırılmasını sağlamaktadır. Arka dayama sistemi bilyeli vidalı mil sistemi ile çalışacaktır.

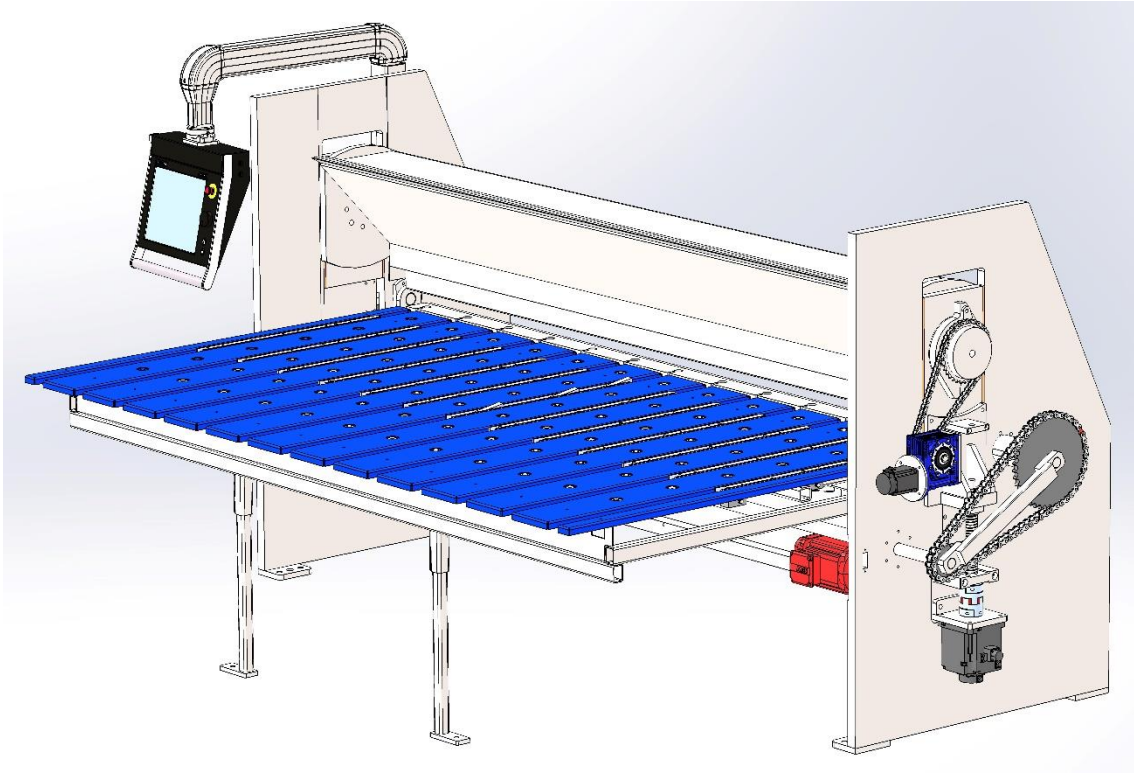
Döner tabla iki farklı kalıp istasyonuna sahip olacaktır. İlk kalıp istasyonu iki ucu açık profilleri bükmek için kullanılırken, ikinci istasyonda parçalı kalıplar bulunacaktır. Parçalı kalıplar ile kutu gibi dört tarafı kapalı parçalar bükülebilecektir. Ezme kalıbına ihtiyaç duymadan döner tablanın aşağı yönlü hareketi ile ezme bükümleri yapılabilecektir.

Caka büküm makinesinde bükme işlemi bükme tablasının dairesel hareketi ile gerçekleştirilir. Bükme tablası dönme hareketine ek olarak kendi içerisinde doğrusal bir harekete de ihtiyaç duymaktadır. Bu hareket değişen malzeme kalınlığı ve radüs değerlerine ulaşılmasını sağlar. Ayrıca bükme tablasında bombeleme sistemi (crowning) olacaktır. Bombeleme sistemi bükme tablasının orta noktasında oluşacak esnemeleri telafi edecek sistemdir. Bu sistem ile birlikte büküm yapılacak sacın orta noktasında meydana gelecek eğimlerin oluşmaması sağlanacaktır.



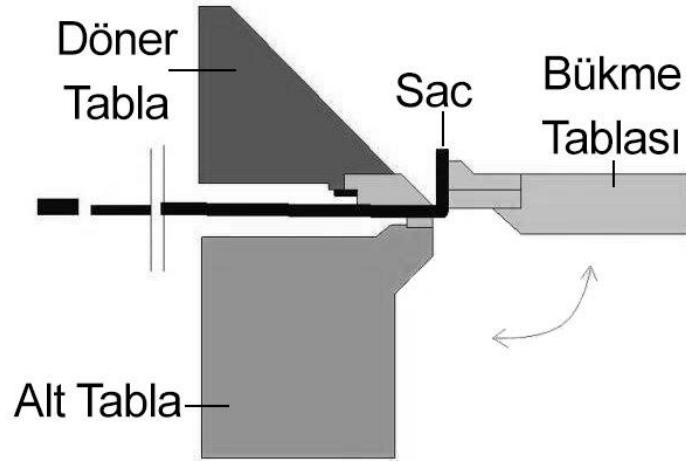
Şekil 38. Caka makinesinin izometrik genel görünümü ve bükme tablası hareketi

Şekil 38’de caka makinesine ait genel görünüm ve bükme tablasının dairesel hareketi gösterilmiştir. Bükme tablasının 150° ‘ye kadar dönme hareketi ile sac bükümü gerçekleştirilir.



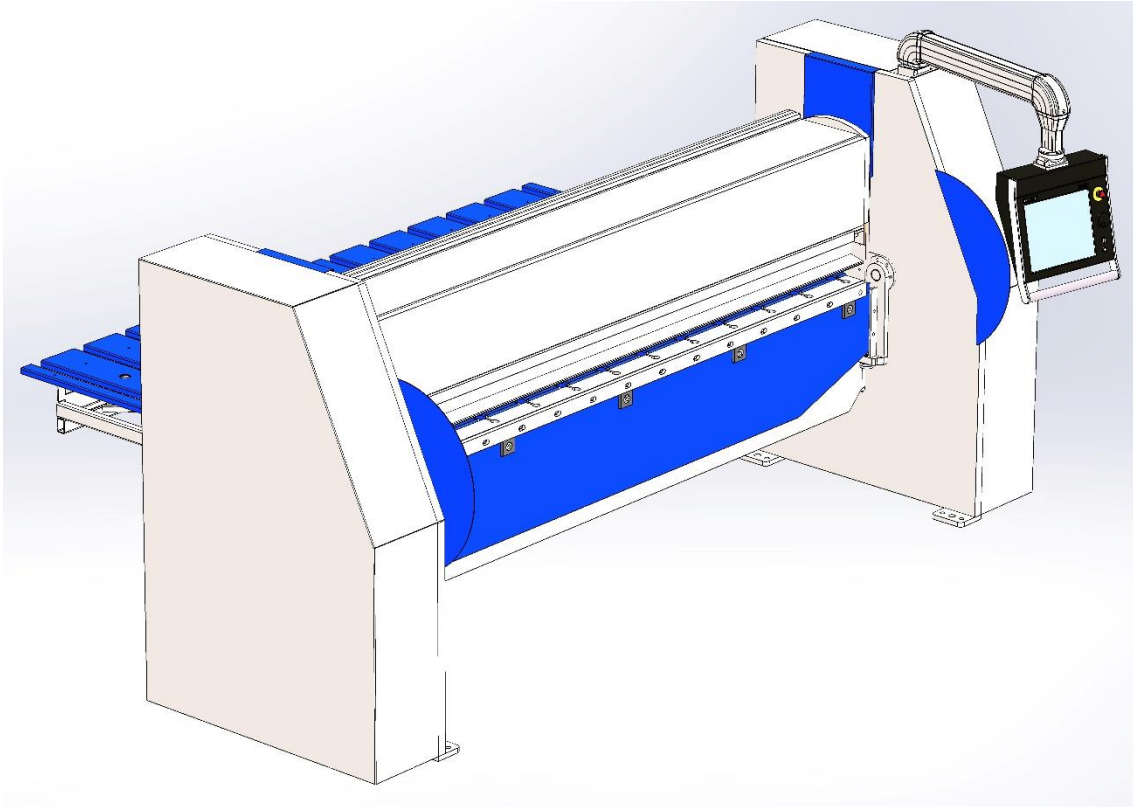
Şekil 39. Caka makinesinin izometrik arka görünümü

Şekil 39'da caka makinesine ait genel arka görünüm ve makinenin hem ön hem de arkadan kullanılabildiği gösterilmiştir.



Şekil 40. Caka büküm makine şematik sac bükümün şematik gösterimi

Şekil 40'ta gösterildiği gibi bükme tablasının dönme hareketi ile sac bükümü gerçekleştirilir. Büküm öncesinde sabit alt tablanın üzerinde bulunan sac levhayı döner tabla sıkıştırır ve sacın hareket etmemesini sağlar. Daha sonra bükme tablası istenen açıya göre dönme hareketi gerçekleştirerek sac levhanın büküm işlemini tamamlar.



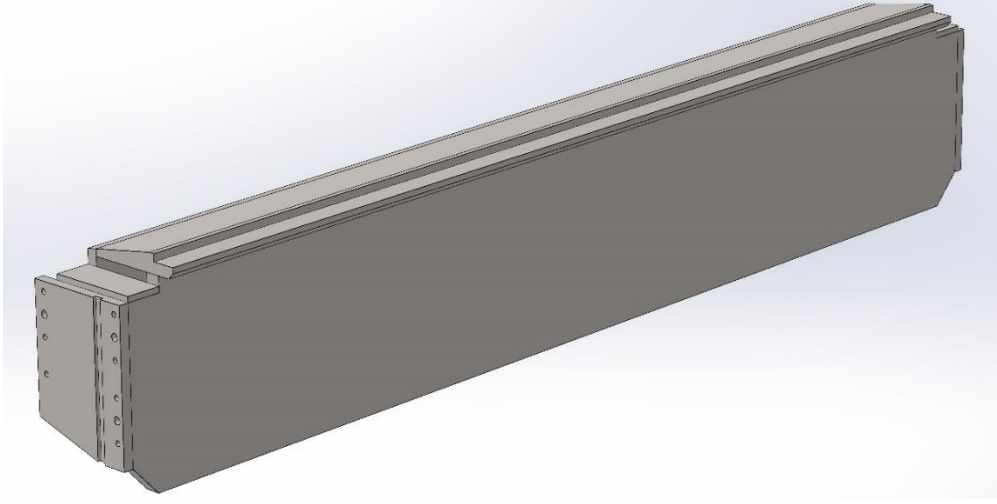
Şekil 41. Caka makinesinin koruma muhafazaları dahil izometrik genel görünümü

Şekil 41’de caka makinesine ait genel ön görünüm gösterilmiştir. Makinenin güvenli olarak kullanılabilmesi için gerekli sac muhafazalar bu şekilde görülebilir.

3.1.1. Alt Tabla

Caka büküm makinesinin alt tabla grubu alt kalıbın bağlı olduğu ve büküm öncesi ve büküm sırasında sacı destekleyen bir parçadır. Makinenin yan duvarlarına bağlı olup büküm sırasında maruz kalacağı kuvvete dayanabilecek yapıda tasarlanmıştır.

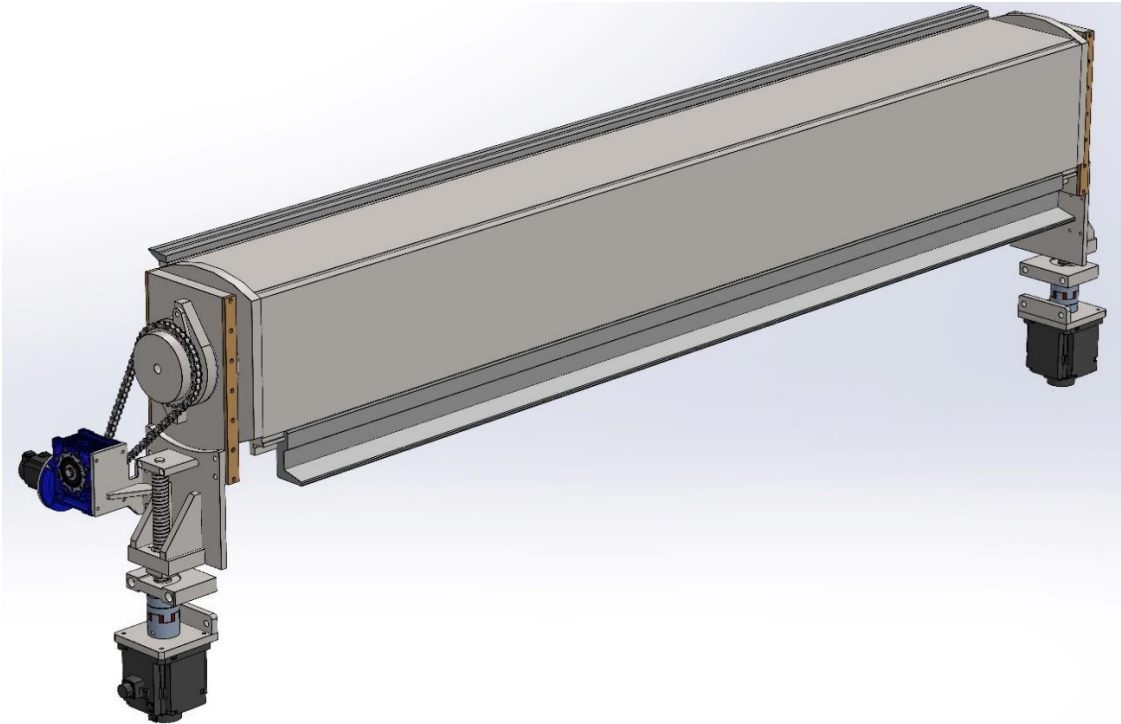
Alt tabla ile duvarlar birbirine cıvatalar ve pimler ile bağlanmıştır. Buna ek olarak alt tabla ile duvarlar arasına kama yerleştirilerek bağlantının cıvatalar ve pimler üzerindeki kuvvet etkisi azaltılmıştır. Şekil 42’de alt tablanın genel görünümü gösterilmiştir. Kaynaklı konstrüksiyona sahip alt tabla esnemelerden en az etkilenen parça olmalıdır.



Şekil 42. Alt tabla genel görünümü

3.1.2. Döner Tabla (Sıkıştırma Tablası)

Caka makinesinin genel parça gruplarından birisi olan döner tabla sistemi içerisinde kızaklama, kalıp tutucu sistemi, dönme mekanizması ve sıkıştırma mekanizmasını barındırır. Döner tabla büküm parçasını büküm öncesinde sabit tutmak ve bükülecek parçanın geometrik yapısına bağlı olarak iki farklı kalıp sisteminden birisini kullanılır hale getirmekle görevlidir. Şekil 43'te döner tablanın genel görünümü gösterilmiştir.



Şekil 43. Döner tabla genel görünümü

3.1.2.1. Döner Tabla Kızaklama Tasarımı

Döner tabla büküm parçasını sıkıştırdığı sırada yukarı ve aşağı yönde hareket yapmaktadır. Bu hareketi düzgün yapabilmesi için duvarlar içerisindeki boşlukta hareket etmelidir. Yağlamaya ihtiyaç duymayan grafitli yassı bronz burçlar döner tablayı hareket ekseninde tutmaktadır. Kendinden yağlamalı olarak da adlandırılan bu burçlar döner tablanın hareketini kolaylaştırmak ve pozisyon hassasiyeti sağlamak amacıyla kullanılır.

3.1.2.2. Döner Tabla Üst Kalıp Tutucu Tasarımı

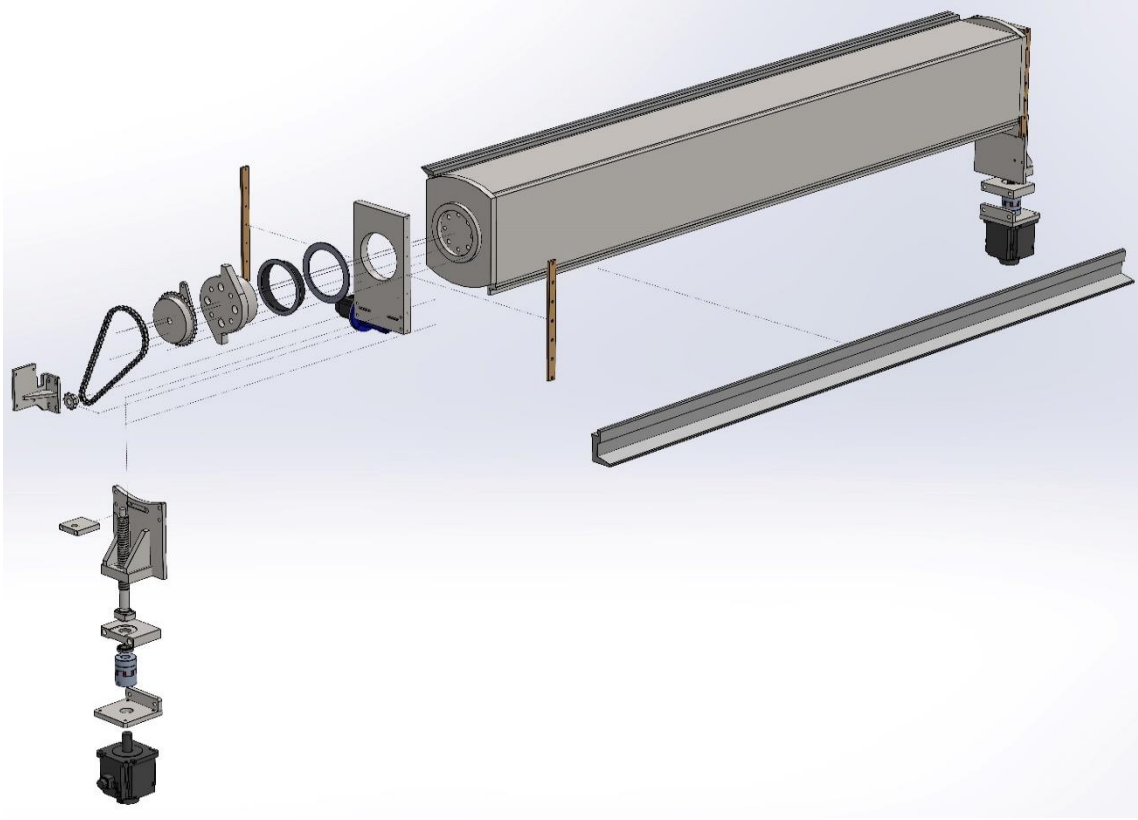
Döner tablanın iki farklı kalıp istasyonu bulunmaktadır. Birinci istasyonda keçi ayağı (goat foot) tipi parçalı kalıplar yer alırken ikinci istasyonda tek parça kalıp bulunmaktadır. Keçi ayağı üst kalıplar kutu vb. dört tarafı kapalı parçaları bükmek için kullanılırken, tek parça kalıplar iki ucu açık profil vb. parçaların bükümünde kullanılır. Birinci istasyondaki kalıpların değiştirilmek istenildiğinde kolay sökülüp takılabilmesi için kalıp tutucu sistemi tasarlanmıştır.

3.1.2.3. Döner Tabla Dönme Mekanizması Tasarımı

Dönme mekanizmasında güç aktarımı zincir ve zincir dişli ile yapılmaktadır. Güç tablanın tek tarafından yapılmaktadır. Dönme hareketini kontrol edebilmek ve tablayı doğru pozisyonda konumlandırmak için tork limitleyici zincir dişli kullanılmaktadır. Bu dişli yardımıyla, döner tablanın dönme hareketi bir karşı kuvvetle karşılaştığında o kuvveti yenemez ve hareketini durdurur ve sensörler yardımı ile döner tablanın son pozisyonu elde edilmektedir.

3.1.2.4. Döner Tabla Sıkıştırma Mekanizması Tasarımı

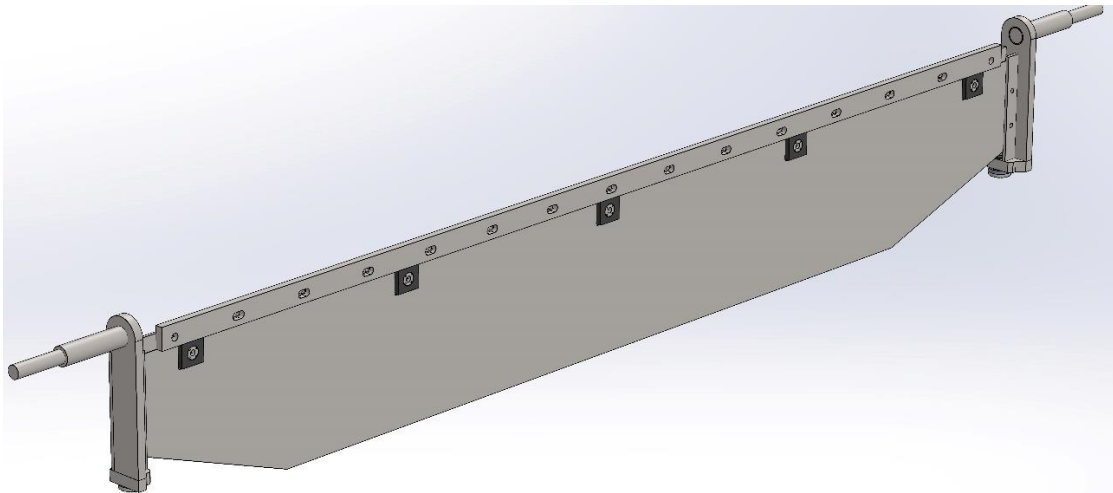
Sıkıştırma işlemi bükülecek sacın sabit kalmasını sağlamaktadır. Sıkıştırma işlemi makinenin tek tarafında bulunan motor-redüktör tarafından sağlanan ve mil ile diğer tarafa da aktarılan bir mekanizma yardımı ile yapılır. Döner tablanın aşağı yönlü hareketi ile birlikte bükülecek sac sıkıştırılır. Sensörlerden elde edilen veriler ile döner tabla hareketi durdurulur ve bükme işlemi için sac levha hazırlanmış olur. Döner tabla patlatılmış görünümü Şekil 44'te gösterilmiştir.



Şekil 44. Döner tabla patlatılmış görünümü

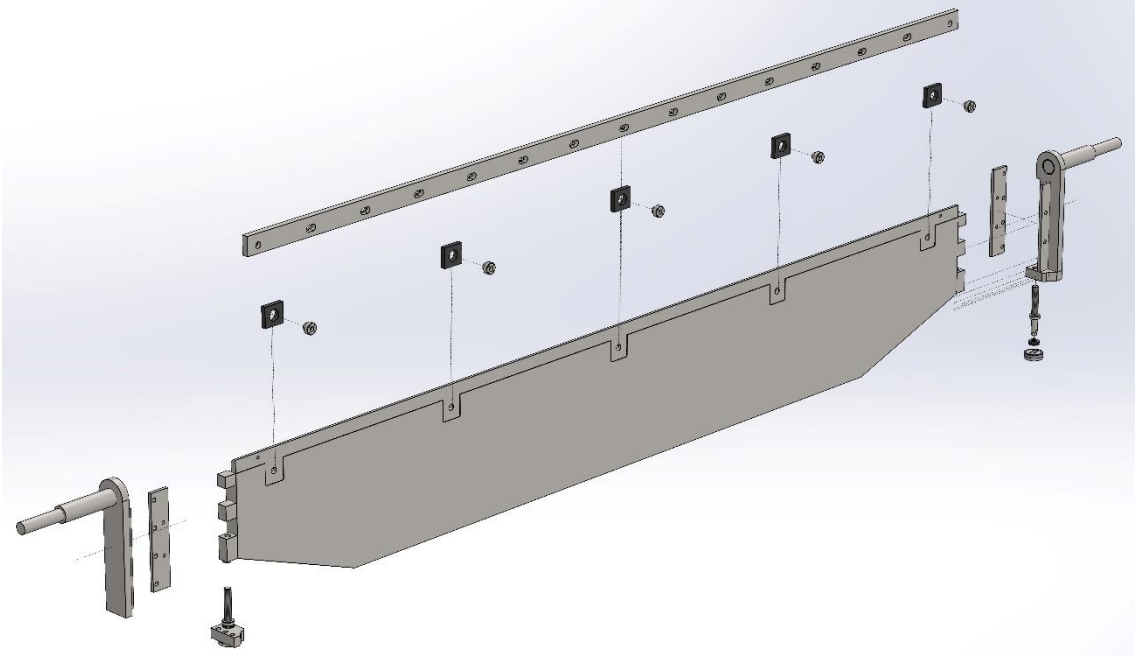
3.1.3. Bükme Tablası

Şekil 45'te bükme tablasının genel görünümü gösterilmiştir. Bükme tablası dairesel hareket yaparak büküm işlemini gerçekleştirir. Bükme tablasında farklı kalınlıklarda bükme kalıbı kullanılmaktadır.



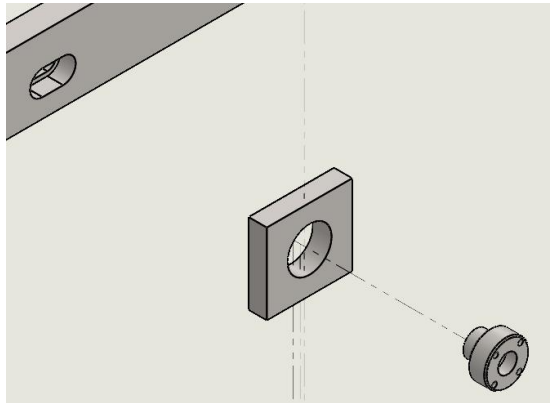
Şekil 45. Bükme tablası genel görünümü

Bu büküm yapılacak parçanın kalınlığına göre değişiklik göstermektedir. Büküm tablası dönme hareketini 150° 'ye kadar yapabilmektedir. Bu hareketi sağ ve solda olmak üzere iki adet servo motor ve redüktörlerden alarak zincir ve zincir dişli tahrik mekanizması ile bükme tablasına ileten bir sisteme sahiptir. Şekil 46' da bükme tablasının patlatılmış görünümü gösterilmiştir.



Şekil 46. Bükme tablası patlatılmış görünümü

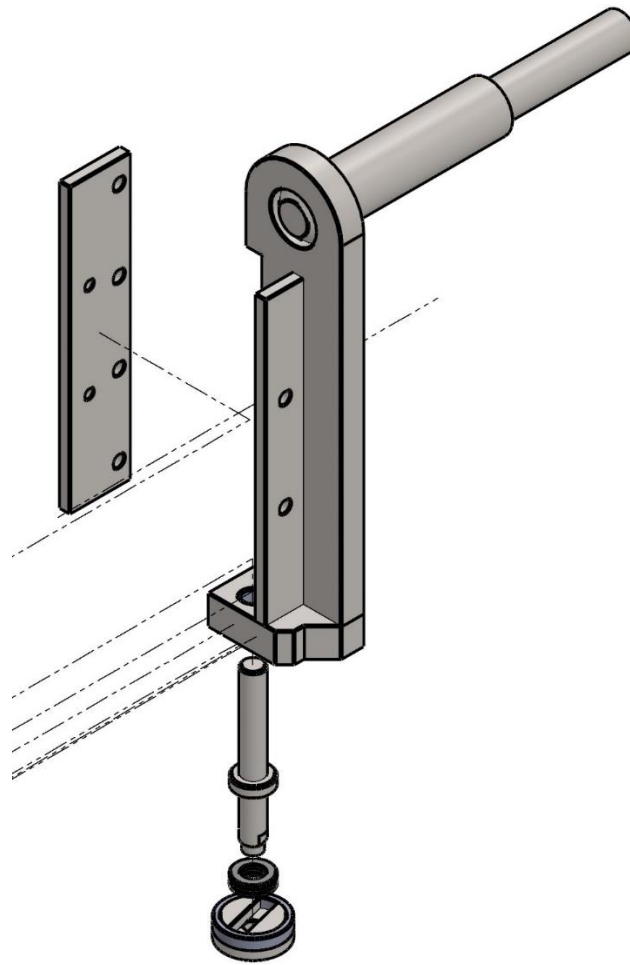
Bükme tablasında bombeleme sistemi (crowning) olacaktır. Bombeleme sistemi bükme tablasının orta noktasında oluşacak esnemeleri telafi edecek bir sistemdir. Bu sistem ile birlikte büküm yapılacak sacın orta noktasında meydana gelecek eğimlerin oluşmaması sağlanacaktır.



Şekil 47. Bükme tablası bombeleme sistemi

Şekil 47’de görüldüğü gibi bombeleme laması eksantrik mil üzerinde hareket ettirilerek bükme kalıbına aşağıdan baskı yapar ve bükme kalıbında bir miktar esneme meydana getirir. Bu da bükümde oluşabilecek esnemeleri telafi ederek bükülecek parçanın orta bölümünde oluşabilecek bombeleri ortadan kaldırır.

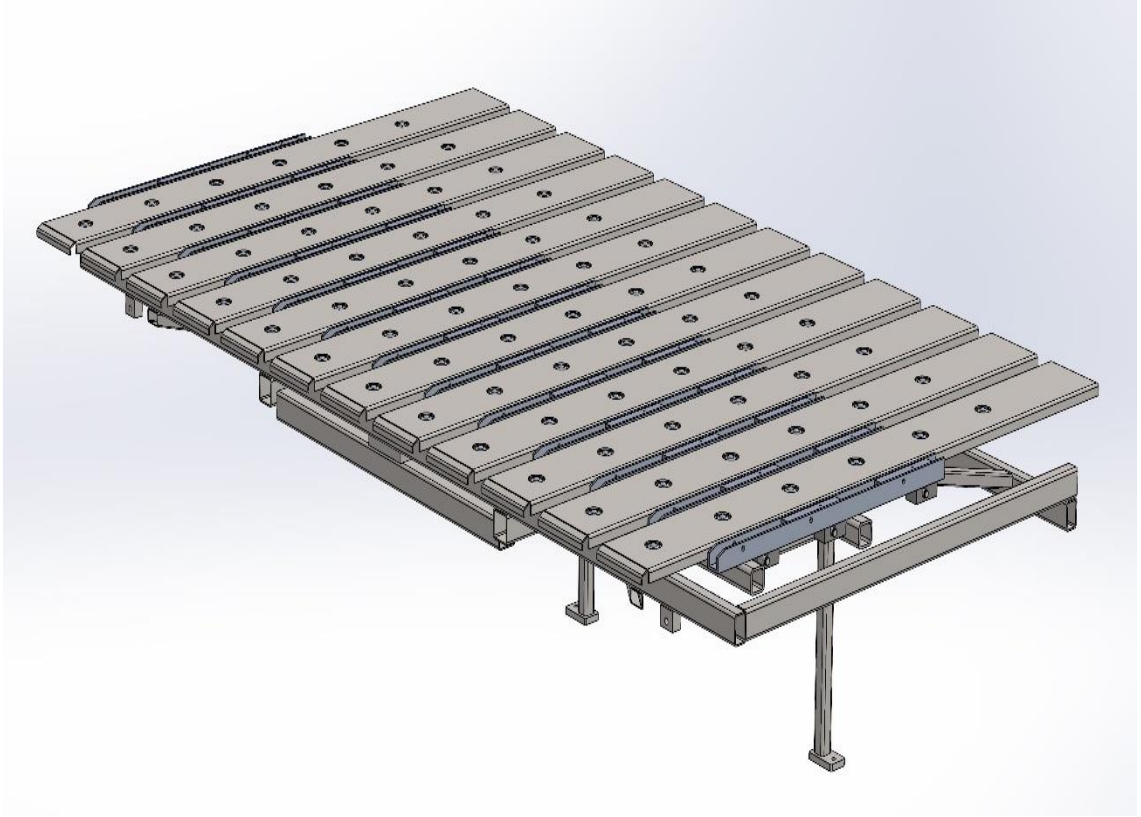
Bükme kalıbının yüksekliği Şekil 48’de gösterilen yükseklik ayar sistemi ile manuel olarak yapılmaktadır. Ayar sisteminde vidalı mil, ayar kolu ve aksenel rulman bulunmaktadır. Yükseklik ayarı bu sistemde manuel olarak tasarlanmış olup motorlu olarak da tasarlamak mümkündür.



Şekil 48. Yükseklik ayar sistemi

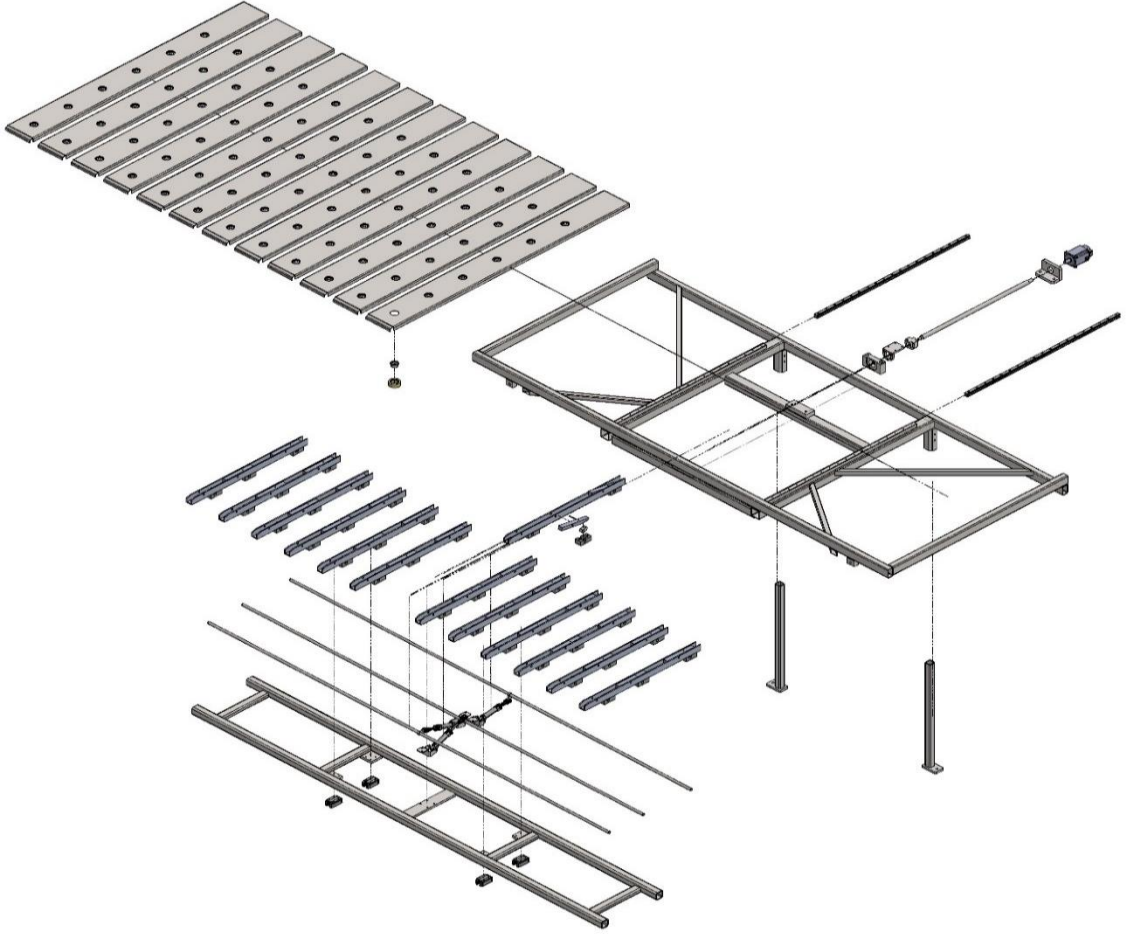
3.1.4. Dayama Sistemi

Abkant preslerde olduğu gibi caka büküm makinelerinde de arka sac dayama sistemi bulunmaktadır. Dayama sisteminin genel görünümü Şekil 49’da gösterilmiş olup Servo elektrik motordan güç olarak bilyeli vidalı mil sistemi ile hareket sağlanmaktadır. Sacın dayama sistemi üzerinde kolay hareket ettirilebilmesi için koruma sacları üzerine sac kaydırma bilyeleri eklenmiştir. Bu durumda sacın operatör tarafından ileri-geri hareket ettirilerek dayama sisteminde konumlandırılması kolaylaştırılmıştır.



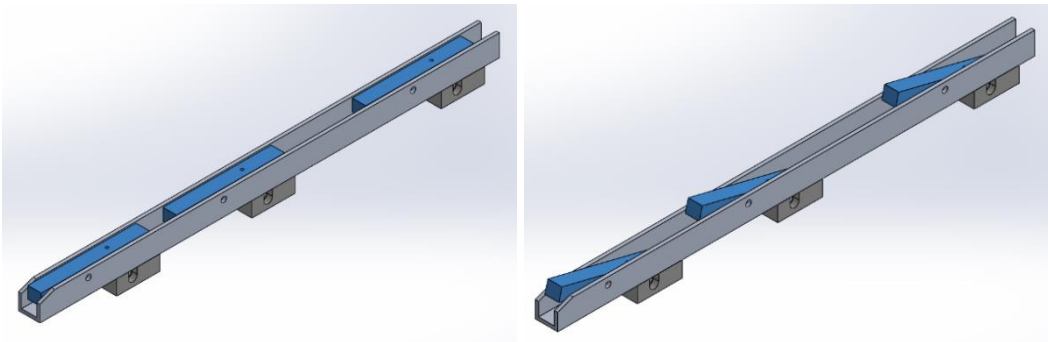
Şekil 49. Arka sac dayama sistemi genel görünümü

Şekil 50’de arka sac dayama sistemi patlatılmış görünümü gösterilmiştir. Dayama sistemi parmakları hareket ettirebilmek için bilyeli vidalı mil tahrik sistemi ile parmakların bağlı olduğu yapıyı ileri-geri hareket ettirmektedir. Parmakların bağlı olduğu yapı da lineer ray-araba çifti ile pozisyonunu korumaktadır.



Şekil 50. Arka sac dayama sistemi patlatılmış görünümü

Şekil 51’de dayama sisteminin sac dayama parmak grubu gösterilmiştir. Mavi renk ile gösterilen parmak lamaları (kapalı (solda) ve açık (sağda) pozisyonda) gösterilmiştir. Bir parmak üzerinde üç adet parmak laması bulunmaktadır. Bükülecek parçanın geometrisine uygun olarak pozisyonlanan bu parmaklar üç adet parmak lamasından bir tanesini pnömomatik pistonlar yardımıyla yukarı kaldırarak sacı dayanabilmesine olanak verir.



Şekil 51. Arka sac dayama sistemi parmak grubu genel görünümü

3.1.5. Yan Duvarlar

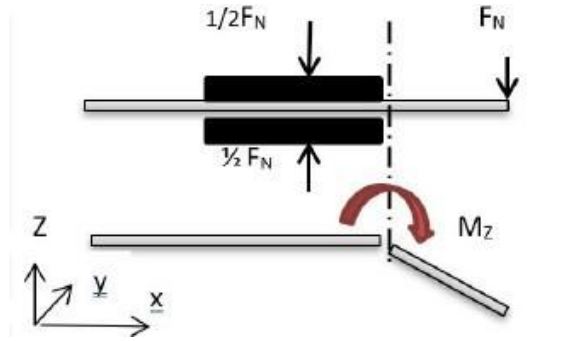
Caka makinesinde yan duvarlar iki adet olup alt tabla ile birlikte makinenin rijitliğini sağlamada önemli rol oynamaktadır. Sağ ve sol olmak üzere birbiri ile aynı geometriye sahip ancak üzerinde farklı bağlantı parçalarının ve elektrik motorlarının bağlanmasına izin veren yapıda işlenmektedir.

3.2. Analitik Hesaplama

3.2.1. Büküm Kuvvetinin Hesaplanması

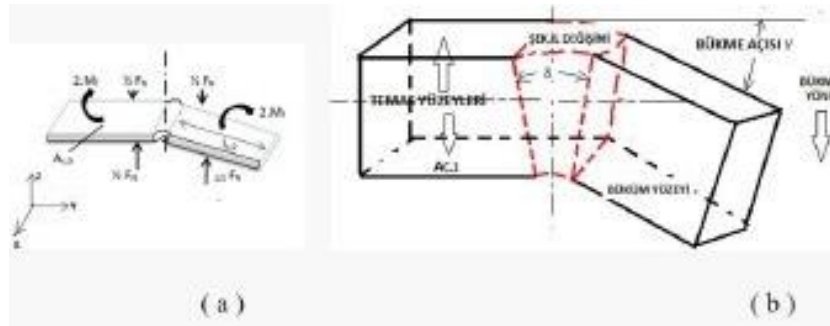
Bu sistemde sac malzeme bükülürken, büküm kuvveti moment oluşturmaktadır. Büküm bölgesinde “r” yarıçaplı bir yay meydana gelmektedir. Bu yayda da gerilme oluşur. Şekil değişimine etki eden unsurlar; sac ve kalıplar arasındaki sürtünme, sacın geometrisi, malzemenin mekanik özellikleri ve sacı bükülürken sabit tutmada kullanılan kuvvettir. Caka bükümü makinesinin uyguladığı moment ile diğer unsurlar arasındaki denge ile birlikte büküm yapılmaktadır. Sac bükülürken gereken kinematik hareketler ve makinenin alt tablasının hareketleri uyum içerisinde çalışmaktadır. Sacın bükülebilmesi için kalıcı şekil değiştirme için yeterli moment uygulanmalıdır. Uygulanan momenti sürdürürken sacın sabit kalabilmesi için gerekli basınç, kaymayı önlemek için gerekli sürtünme kuvveti ve uygun kinematik hareketler dengesi gerekmektedir. Şekil 52’de şematik olarak gösterilen büküm işlemi, kesit alanı “A” olan sacın bükülmesi sırasında saca uygulanan kuvvet F_N ve büküm için gerekli moment M_z olarak gösterilirse bükme işlemindeki denge (1) numaralı eşitlik ile tanımlanmıştır (Sörensenand, 2020).

$$M_z = 4 \int_A \sigma(y) \cdot y \cdot dA \equiv 2 \cdot M_f = 2 \cdot \mu \cdot \frac{F_N}{2} \cdot l \alpha \quad \text{---(1)}$$



Şekil 52. Büküm işleminde M_z eğme momentinin oluşması

Sacı sabitlemede kullanılan tutucu üst kalıbın sürtünme kuvveti etkisiyle oluşmuş moment Şekil 53-a da gösterilmiştir.



Şekil 53. Büküm işlemi. a) M_f sürtünme momenti, b) Şekil ve kesit değişimi

Sacın tutan kalıplar arasında sabitlenen malzemede büküm işlemi yapılırken Şekil 53-b de görülen şekil değişikliği meydana gelir ve bükme açısı γ ve şekil değişim bölgesi δ açıları oluşturur, her şart altında $\gamma > \delta$ olur.

Büküm sırasında Z koordinatında denge (1) eşitliğindeki denklemlerle ifade edildiğinde; M_z , z eksenindeki bükme momenti, A bükülen sacın kesit alanı, F_N bükme kuvveti ve l_a yüzeyler arası uzunluk olarak belirlenmiş ve saca uygulanan kuvvette malzeme kesitinde oluşan gerilme modellenmiştir.

Eğme momentinin etki ettiği sac elastik ve plastik şekil değişimine uğrar. Plastik şekil değiştirme bölgesinde Swift yasası ve elastik şekil değiştirme bölgesinde ise Hook yasası geçerli olacaktır için, plastik ve elastik şekil değişimini kapsayan bir model kurgulanmalıdır. Plastik şekil değişiminde sertlik değişimi sonucu “ z ” eksen

boyunca eğilme momenti meydana gelirken, plastik şekil değişimine ise “c”, “a”, ve “n” parametreleri etkili olmaktadır. Elastik şekil değiştirmede oluşan moment (2) eşitliğiyle;

$$M_{z,pl} = \int_A \sigma(y) \cdot y \cdot dA = \int c(a + \epsilon_x \cdot (y)^n) \cdot y \cdot dA \quad (2)$$

olarak tanımlanabilir. Gerinim ve gerilme eğrisi üzerinde matematiksel olarak HOOK ve SWIFT yasalarına göre malzemede meydana gelen gerilme (σ) ise (3) eşitliğiyle;

$$\sigma = m \cdot \epsilon_{eg+R_e} \cdot \left(1 - \frac{m}{E}\right), m = \frac{e^n \cdot R_m - R_e}{ute} \quad (3)$$

ifade edilebilir. Elastik ve plastik şekil değişimini kapsayan ikili modelde; (e) EULER sayısı, (m) gerilme – gerinim eğrisinin eğimi, (E) elastiklik modülü, ϵ_{eg} kopma uzaması, R_m kopma mukavemeti, R_e akma mukavemeti, ute malzemenin gerçek kopma dayanımı, n SWİFT yasasındaki sertleşmenin üstel değerini göstermektedir. (1) numaralı mekanik eğme momenti denkleminde ikili model uygulanırsa;

$$M_z = M_{z,el} + M_{z,pl} = S_0 \cdot \int_0^{h_y} \frac{R_e}{h_y} \cdot y \cdot y \cdot dy + S_0 \cdot \int_{h_0}^{h_y} \left[m \cdot \frac{\epsilon_x}{h_a} \cdot y + R_e \left(1 - \frac{m}{E}\right) \right] \cdot y \cdot dy \quad (4)$$

(4) numaralı eşitlik elde edilir. Burada “x” eksenindeki küçük uzamalar, profil yüksekliği h ve z ekseni kalınlığı s ihmal edilmiştir. Elastik bölgedeki eğme momenti analitik türetmeden hariç tutulursa, $M_{z,pl}$ eğme momenti sıfırdan h_0 a ulaşırken, “ h_y ” yüksekliğinin oluştuğu akma bölgesindeki M_z momenti de ihmal edilerek (5) eşitliği elde edilebilmektedir.

$$M_z = S_0 \cdot h_0^2 \cdot \left[\frac{m}{3} \cdot \epsilon_x + \frac{R_e}{2} \left(1 - \frac{m}{E}\right) \right] \quad (5)$$

Bağlama çeneleri ile sac yüzeyinin teması ile M_f momenti oluşur, burada “ F_f ” sürtünme kuvveti, “ l_a ” her bir yüzeydeki kaldıraç kolu, μ sürtünme katsayısı ve yüzeye dik etki eden kuvvet $\frac{1}{2} F_N$ olup, sürtünme momenti (6) eşitliğinde gösterilmektedir.

$$M_f = F_f \cdot l_a = F_N / 2 \cdot \mu \cdot l_a \quad (6)$$

İlave olarak, şekillendirme bölgesi kenarlarında, sac bağlama çenelerindeki teması azalır ve yüzeyden ayrılır. Bu ayrılma sınırı olarak tanımlanmıştır (Sun JR, 2012), Mises yasası. Bu model yaklaşımında, akma kriteri A_0 kesitine uygulanıp M_{ys} akma sınırındaki eğme momenti olup (7) numaralı eşitlikte tanımlanmıştır.

$$M_{ys} = \int_{A_0} \sigma_M \cdot y \cdot dA_0 = \int_{A_0} \sqrt{R_e^2 + 3 \cdot \tau_f^2} \cdot y \cdot dA_0 \quad (7)$$

Eşitli (5) – (7) de tanımlanan momentlerle denge oluşur, Mises eşitliğindeki serinin eşitliği basitleştirilirse (8) numaralı eşitlik elde edilir.

$$\sqrt{R_e^2 + 3 \cdot \tau_f^2} \approx R_e + \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \tau_f \quad (8)$$

(8) eşitliği (1) numaralı eşitlikte yerine konursa;

$$2M_f = 2M_f = M_x = M_{ys} = \left(R_e + \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \tau_f \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot h_0^2 \cdot S_0 = S_0 \cdot h_0^2 \cdot \left[\frac{m}{3} \cdot \epsilon_x + \frac{R_e}{2} \left(1 - \frac{m}{E} \right) \right] \quad (9)$$

(9) Eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte $\mu \cdot \sigma_N = \mu \cdot F_N / A_{c,1}$ alınırsa;

$$\epsilon_x \cdot A_{c,1} \cdot \frac{2}{3} \cdot m + A_{c,1} \cdot R_e \left(-\frac{m}{E} \right) - \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \frac{F_N}{2} = 0 \quad (10)$$

(10) eşitliği $A_{c,1}$ temas yüzeyi için elde edilir. Malzemenin şekillendirme bölgesinde bağlama çenesi izler oluşturur. Çenelerde tutulan uzunluk $l_{c,1}$ ve kesiti $A_{c,1}$ için aşağıdaki gibi (11) eşitliğinde olduğu gibi tanımlanır;

$$A_{c,1} = h_0 \cdot (l_{c,0} - h_0 \cdot \frac{\gamma - \delta}{\pi}) \quad (11)$$

Eğer $\tan(x/2) = 2.x / \pi$ alınırsa, ilaveten model yaklaşımı için gerilim kabul edilerek, proses kuvvetiyle bağlama çenelerinden çıkan malzemenin boyu elde edilir. Şekillendirme teorisine göre, gerilme uzunluk değişiminden $\Delta l = l_1 - l_0$ eşitliğine göre ilk ve son boylar arasındaki farktan elde edilmektedir. Bu vesileyle prosesi tanımlamak için Δl , δ eğme açısının oluşturduğu yayın uzunluğudur. Şekillendirme bölgesindeki γ açısının oluşturduğu yay uzunluğu deformasyon uzunluğu / 1 olur. Boyuna uzama ϵ_x aşağıdaki (12) eşitliğindeki gibi ifade edilmektedir.

$$\epsilon_x = \frac{\delta}{\gamma - \delta} \quad (12)$$

(11) ve (12) eşitlikleri (10) eşitliğinde yerine konulursa;

$$0 = \frac{\delta}{\gamma - \delta} \cdot h_0 \cdot (l_{c,0} - h_0 \cdot \frac{\gamma - \delta}{\pi}) \cdot \frac{2}{3} m + h_0 (l_{c,0} - h_0 \cdot \frac{\gamma - \delta}{\pi}) \cdot R_e (-\frac{m}{B}) - \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \frac{F_N}{2} \quad (13)$$

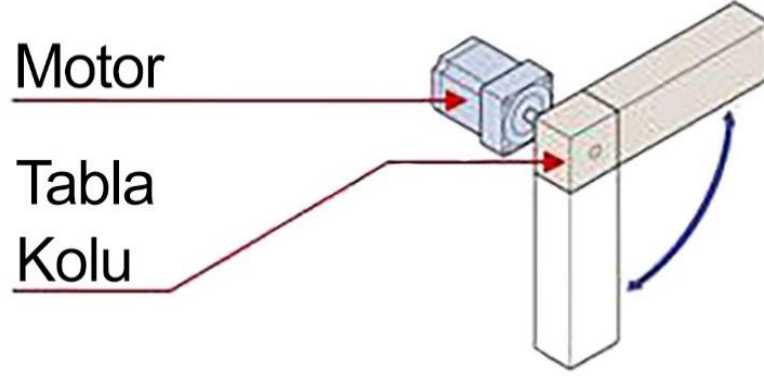
(13) eşitliği elde edilmektedir. Bu durumda “ γ ” ile işlem parametreleri (F_N , δ , μ), geometri (l_c , 0, h_0) ve malzeme (R_e , m , E) arasında doğrudan bir ilişki sağlamaktadır. Şekillenme bölgesinin elde edilebilmesi için anahtar rol oynayan (14) numaralı eşitlikte “ γ ”, “ i ” ve “ j ” nin çözülmesi gerekmektedir.

$$\begin{aligned} \gamma_{1/2} &= -\frac{i}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{i}{2}\right)^2 - j} \\ i &= -\frac{2}{3} \cdot \frac{E \cdot \delta}{R_e} - \frac{l_{c,0} \cdot \pi}{h_0} \cdot -2 \delta - \frac{\mu \cdot F_N \cdot E \cdot \pi}{\sqrt{3} \cdot 2 \cdot R_e \cdot m \cdot h_0^2} \quad (14) \\ j &= \left(\frac{2}{3} \frac{E}{R_e} + 1\right) \cdot \left(\delta + \frac{l_{c,0} \cdot \pi}{h_0}\right) + \frac{\mu \cdot F_N \cdot E \cdot \pi}{\sqrt{3} \cdot 2 \cdot R_e \cdot m \cdot h_0^2} \end{aligned}$$

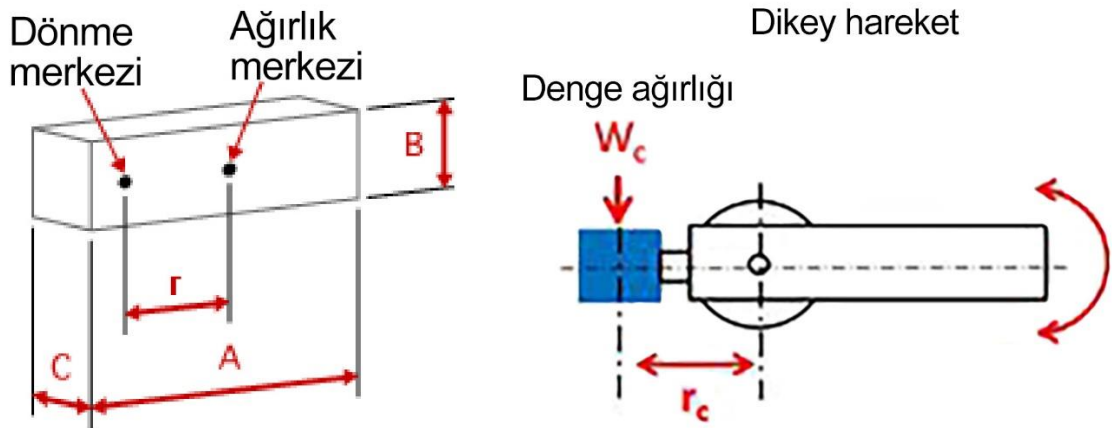
Eksi işaretinin karekök işaretinin önünde olması durumunda, “ γ ” işlem parametreleri, geometri ve malzeme özelliklerinin bir fonksiyonudur. Dolayısıyla model, bağlama çenelerinin temas alanından çıkarılan malzeme bölümünü hesaplar ve bu da sonuç olarak şekillendirme bölgesindeki gerilimi belirlemeye izin verir.

3.2.2. Büküm Tablası Motor Seçimi ve Hesaplamaları

Büküm tablasının büküm sırasındaki hareketi Şekil 54’te gösterilmiştir. Büküm yapılırken hareketin sağ ve soldaki motorlar ile senkron olarak sağlanacağı düşünülmüştür. Geleneksel caka makinelerinde denge ağırlığı mevcut olup bu sistemde bulunmamaktadır. Hesaplama yapılır



Şekil 54. Büküm tablası kolunun şematik gösterimi



Şekil 55. Hesaplama için kullanılacak verilerin şematik gösterimi

Veriler

$$\text{Uzunluk } A = 500 \text{ [mm]}$$

$$\text{Genişlik } B = 30 \text{ [mm]}$$

$$\text{Ara uzunluk } r = 200 \text{ [mm]}$$

$$\text{Kalınlık } C = 3000 \text{ [mm]}$$

$$\text{Malzeme (Çelik) } \rho = 7900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\text{Denge ağırlığı } m_c = 0 \text{ [kg]}$$

$$\text{Dönme merkezinden uzaklık } r_c = 0 \text{ [mm]}$$

$$\text{Sistem verimliliği } \eta = 90 \text{ [%]}$$

$$\text{Çalışma hızı } V_1 = 20 \text{ [d/dak]}$$

$$\text{İvmelenme zamanı } t_1 = 0.1 \text{ [s]}$$

$$\text{Güvenlik katsayısı } S \cdot F = 2$$

Atalet momenti

$$\begin{aligned} J_W &= (1/12) (\rho (A \times 10^{-3}) (B \times 10^{-3}) (C \times 10^{-3})) ((A \times 10^{-3})^2 + (B \times 10^{-3})^2 + 12 \times (r \times 10^{-3})^2) \\ &= (1/12) \times (7900 \times (500 \times 10^{-3}) \times (30 \times 10^{-3}) \times (3000 \times 10^{-3})) \times ((500 \times 10^{-3})^2 + \\ &(30 \times 10^{-3})^2 + 12 \times (200 \times 10^{-3})^2) = 21.65 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]} \end{aligned}$$

$$J_c = m_c \times r_c^2 = 0 \times (0 \times 10^{-3})^2 = 0 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

$$J_L = J_W + J_c = (21.65 + 0) = 21.65 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

Gerekli hız

$$V_m = V_1 = 20 = 20 \text{ [d/dak]}$$

İvmelenme torku

$$T_a = J_L (V_m / (9.55 \times t_1)) = 21.65 \times (20 / (9.55 \times 0.1)) = 453.5 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Yük torku

$$\begin{aligned} m &= \rho (A \times 10^{-3}) (B \times 10^{-3}) (C \times 10^{-3}) \\ &= 7900 \times (500 \times 10^{-3}) \times (30 \times 10^{-3}) \times (3000 \times 10^{-3}) = 355.5 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

$$m_c = 0 = 0 \text{ [kg]}$$

$$\begin{aligned}
 T_L &= ((m \times r \times 10^{-3}) - (m_c \times r_c \times 10^{-3})) \times g \times (1 / (\eta \times 0.01)) \\
 &= ((355.5 \times 200 \times 10^{-3}) - (0 \times 0 \times 10^{-3})) \times 9.8 \times (1 / (90 \times 0.01)) = 774.2 \text{ [N}\cdot\text{m]}
 \end{aligned}$$

$T_{\text{büküm}}$ değeri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Büküm için gerekli momenti doğrudan okuyabilmek mümkün olmadığı için büküm simülasyonu yapılırken sacın büküm tablasındaki alt kalıba dik olarak uyguladığı tepki kuvveti kullanılmıştır. Bu tepki kuvveti kullanılarak büküm tablasının dönme eksenine olan uzaklığı ile çarpılarak elde edilen büküm için gerekli moment hesaplamalarda kullanılacaktır.

Gerekli toplam tork (bükme kuvveti ile birlikte bükme tablasının hareketi için)

$$T_{\text{toplam}} = (T_a + T_L + T_{\text{Büküm}}) (S \cdot F) = (453.5 + 774.2 + 1490.3) \times 2 = 5436 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Redüktör tahvil oranı ile birlikte 2 adet motordan alınması gereken tork

$$T_2 = T_{\text{toplam}} \text{ [N}\cdot\text{m]} / i \text{ (redüktör tahvil oranı)}$$

Büküm yapabilmek için gerekli tork 5436 [N·m] olup, servo motor redüktör ile birlikte kullanılacaktır. 2 adet redüktör ve motor kullanılacaktır. Redüktör tahvil oranı (i) seçilerek motor seçimi yapılacaktır. 2 adet motorun toplam gücü 11 kW (P_{motor}) olacaktır. Bu varsayım ile hesaplamaya devam edilmiştir. Bu durumda;

Motor gücü hesabı

$$P_{\text{motor}} \text{ [kW]} = (T_2 \text{ [N}\cdot\text{m]} \times N \text{ [rpm]}) / 9550 \rightarrow T_2 = (P_{\text{motor}} \times 9550) / N$$

$$T_2 = (P_{\text{motor}} \times 9550) / N = (1 \times 9550) / 1500 = 70.03 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

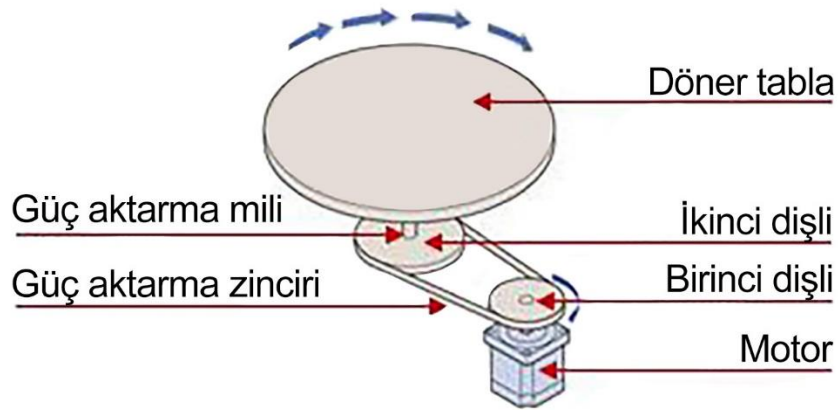
$$T_2 = T_{\text{toplam}} \text{ [N}\cdot\text{m]} / i \text{ (redüktör tahvil oranı)} \rightarrow i = T_{\text{toplam}} / T_2 = 5436 / 70.03 = 77.62$$

$i = 77.62$ sonucundan yola çıkarak 78 tahvilli redüktör kullanılması uygundur.

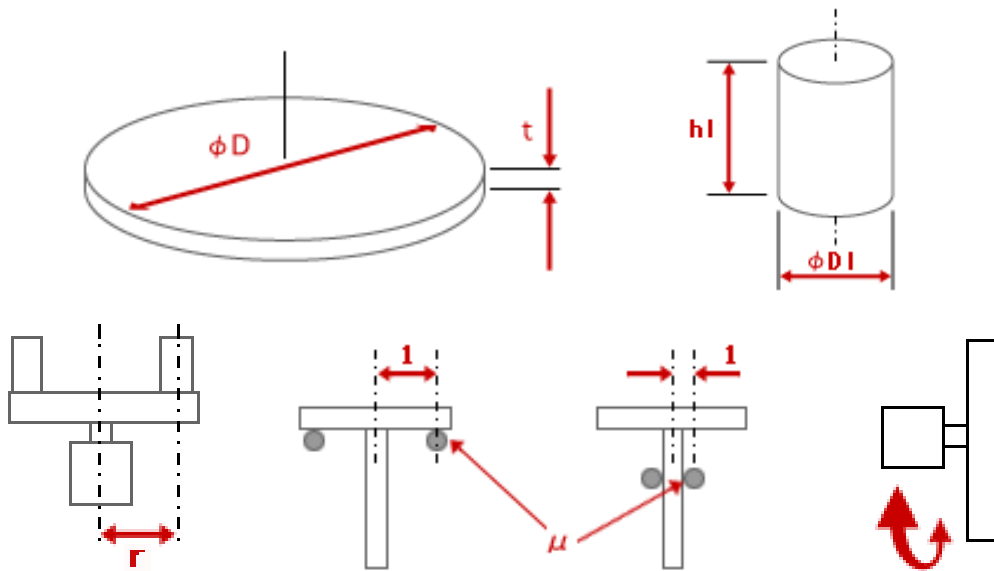
Sonuç olarak büküm kuvveti ile birlikte tablanın hareketi için gerekli motorlar 2 adet olup, 5.5 kW servo motor ve $i=78$ tahvilli redüktörler ile birlikte kullanılması uygun olacaktır.

3.2.3. Döner Tabla Motor Seçimi ve Hesaplamaları

Caka makinesinde kullanılan döner tabla iki farklı kalıp istasyonuna sahip olup bu kalıpların gerektiğinde kullanılabilmesi için zincir dişli tahrik mekanizması ile tablayı döndürerek diğer kalıpların kullanımına izin vermektedir. Ayrıca döner tabla bükülecek sacı büküm öncesinde sıkıştırarak tutar ve gerektiğinde sacın kenarlarında ezme yapabilmektedir. Şekil 56'da döner tabla şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 56. Döner tablanın şematik gösterimi



Şekil 57. Hesaplamada kullanılacak verilerin şematik gösterimi

Döner Tabla Kalıp Değişirme Sistemi Hesaplamaları

Veriler

Çap $D = 300$ [mm]

Kalınlık $t = 15$ [mm]

Malzeme (Çelik) $\rho = 7900$ [kg/m³]

Mil çap $D_2 = 25$ [mm]

Mil uzunluğu $L = 150$ [mm]

Mil malzemesi (Çelik) $\rho_2 = 7900$ [kg/m³]

Tabla çapı $D_1 = 280$ [mm]

Yük ile tabla merkezi arası mesafe $r = 0$ [mm]

Yük sayısı $n = 1$ adet

Yük yüksekliği $h_1 = 3000$ [mm]

Yük malzemesi (Çelik) $\rho_1 = 7900$ [kg/m³]

Table ile destek arasındaki sürtünme katsayısı $\mu = 0.5$

Destek mekanizması ile tabla merkezi arası mesafe $l = 115$ [mm]

Sistem verimliliği $\eta = 80$ %

Birinci dişli;

Bölüm dairesi çapı (PCD) $D_{p1} = 77$ [mm]

Kalınlık $L_{p1} = 25$ [mm]

Malzeme (Çelik) $\rho_{p1} = 7900$ [kg/m³]

İkinci dişli;

Bölüm dairesi çapı (PCD) $D_{p1} = 221$ [mm]

Kalınlık $L_{p1} = 25$ [mm]

Malzeme (Çelik) $\rho_{p1} = 7900$ [kg/m³]

Dönme hızı $V_1 = 7.5$ [d/dak]

İvmelenme zamanı $t_1 = 0.1$ [s]

Güvenlik katsayısı $S \cdot F = 2$

Atalet momenti

$$J_t = (\pi / 32) \rho (t \times 10^{-3}) \times (D \times 10^{-3})^4$$

$$= (3.14 / 32) 7900 \times (15 \times 10^{-3}) \times (300 \times 10^{-3})^4 = 9.4233e-2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

$$J_s = (\pi / 32) \rho (L \times 10^{-3}) (D_2 \times 10^{-3})^4$$

$$= (3.14 / 32) \times 7900 \times (150 \times 10^{-3}) \times (25 \times 10^{-3})^4 = 4.5444e-5 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_1 = ((\pi / 32) \rho (h_1 \times 10^{-3}) (D_1 \times 10^{-3})^4 + (\pi/4) \rho (h_1 \times 10^{-3}) (D_1 \times 10^{-3})^2 (r \times 10^{-3})^2) \times n$$

$$= ((3.14/32) \times 7900 \times (3000 \times 10^{-3}) \times (280 \times 10^{-3})^4 + (3.14 / 4) 7900 \times (3000 \times 10^{-3}) \times (280 \times 10^{-3})^2 \times (0 \times 10^{-3})^2) \times 1 = 14.30 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_{Dp1} = (\pi / 32) \rho_{p1} (L_{p1} \times 10^{-3}) (D_{p1} \times 10^{-3})^4$$

$$= (3.14 / 32) \times 7900 \times (25 \times 10^{-3}) \times (77 \times 10^{-3})^4 = 6.8160e-4 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_{Dp2} = (\pi / 32) \rho_{p2} (L_{p2} \times 10^{-3}) (D_{p2} \times 10^{-3})^4$$

$$= (3.14 / 32) \times 7900 \times (25 \times 10^{-3}) \times (221 \times 10^{-3})^4 = 4.6253e-2 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_L = (J_t + J_s + J_1 + J_{Dp2}) (D_{p1} / D_{p2})^2 + J_{Dp1}$$

$$= (9.4233e-2 + 4.5444e-5 + 14.30 + 4.6253e-2) \times (77 / 221)^2 + 6.8160e-4 = 1.754 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

Gerekli hız

$$V_m = V (D_{p2} / D_{p1}) = 7.5 \times (221 / 77) = 21.53 \text{ [d/dak]}$$

İvmelenme torku

$$T_a = J_L (V_m / (9.55 \times t_1))$$

$$= 1.754 \times (21.53 / (9.55 \times 0.1)) = 39.53 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Yük torku

$$m_T = (\pi / 4) \rho (t \times 10^{-3}) (D \times 10^{-3})^2$$

$$= (3.14 / 4) \times 7900 \times (15 \times 10^{-3}) \times (300 \times 10^{-3})^2 = 8.376 \text{ [kg]}$$

$$m_1 = (\pi / 4) \rho_1 (h_1 \times 10^{-3}) (D_1 \times 10^{-3})^2 n$$

$$= (3.14 / 4) \times 7900 \times (3000 \times 10^{-3}) \times (280 \times 10^{-3})^2 \times 1 = 1459 \text{ [kg]}$$

$$T_L = (9.8 m_1 / 2) (r \times 10^{-3}) (1 / (\eta \times 0.01)) (D_{p1} / D_{p2})$$

$$= (9.8 \times 1459 / 2) \times (0 \times 10^{-3}) \times (1 / (80 \times 0.01)) \times (77 / 221) = 0 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Gerekli tork

$$T = (T_a + T_L) (S \cdot F) = (39.53 + 0) \times 2 = 79.06 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Redüktör tahvil oranı ile birlikte motordan alınması gereken tork

$$T_2 = T \text{ [N}\cdot\text{m]} / i \text{ (redüktör tahvil oranı)}$$

Döner tablayı döndürmek için gerekli tork 79.06 [N·m] olup, daha küçük kapasiteli motor kullanmak için motor ile birlikte redüktör kullanılacaktır. Redüktör tahvil oranı (i) seçilerek motor seçimi yapılacaktır. 1 kW (P_{motor}) elektrik motoru kullanılacağı varsayılarak hesaplamaya devam edilmiştir. Bu durumda;

Motor gücü hesabı

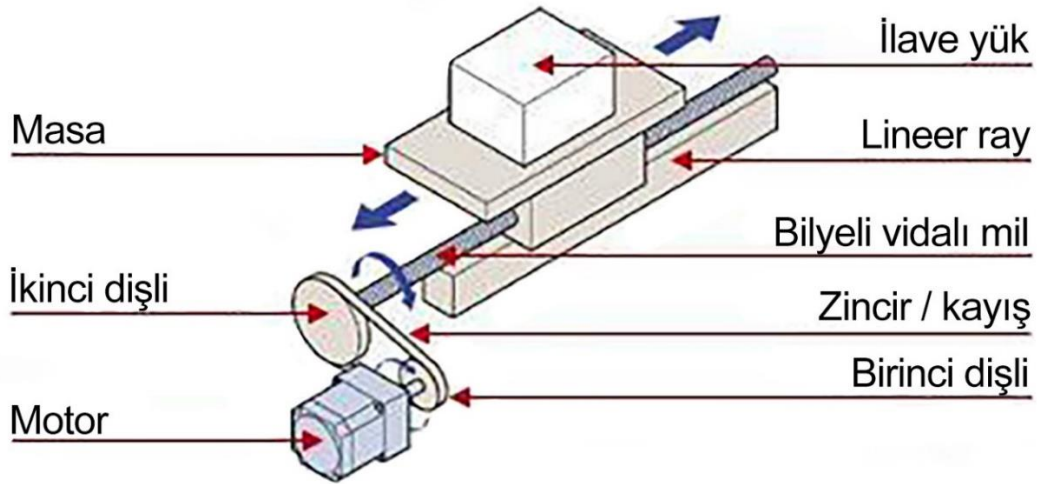
$$P_{\text{motor}} \text{ [kW]} = (T_2 \text{ [N}\cdot\text{m]} \times N \text{ [rpm]}) / 9550 \rightarrow T_2 = (P_{\text{motor}} \times 9550) / N$$

$$T_2 = (P_{\text{motor}} \times 9550) / N = (1 \times 9550) / 1500 = 6.37 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

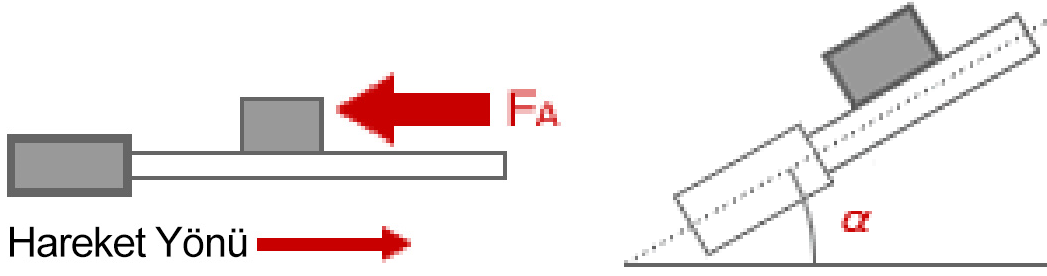
$$T_2 = T \text{ [N}\cdot\text{m]} / i \text{ (redüktör tahvil oranı)} \rightarrow i = T / T_2 = 79.06 / 6.37 = 12.4$$

$i = 12.4$ sonucundan yola çıkarak 13 tahvilli redüktör kullanılması uygundur.

Sıkıştırma Sistemi Hesaplamaları



Şekil 58. Vidalı mil tahrik sisteminin şematik gösterimi



Şekil 59. Hesaplama için kullanılacak verilerin şematik gösterimi

Veriler

Toplam tabla ağırlığı $m = 1400$ [kg]

Kızaklar arası sürtünme katsayısı $\mu = 0.3$

Çap $DB = 40$ [mm]

Toplam uzunluk $LB = 200$ [mm]

Hatve $PB = 10$ [mm/rev]

Verim $\eta = 90$ [%]

Malzeme (Çelik) $\rho = 7900$ [kg/m³]

Başlangıç torku $T_B = 5$ [N·m]

$F_A = 40000$ [N]

Birinci dişli;

Bölüm dairesi çapı (PCD) $D_{p1} = 40$ [mm]

Kalınlık $L_{p1} = 30$ [mm]

İkinci dişli;

Bölüm dairesi çapı (PCD) $D_{p2} = 160$ [mm]

Kalınlık $L_{p2} = 30$ [mm]

Mekanizma açısı $\alpha = -90$ [°]

Tabla hızı $V_1 = 100$ [mm/s]

Güvenlik katsayısı $S \cdot F = 2$

Atalet momenti

$$J_w = m \times ((P_B \times 10^{-3}) / 2\pi)^2$$

$$= 1400 \times ((10 \times 10^{-3}) / (2 \times 3.14))^2 = 3.5462e-3 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_s = (\pi / 32) \rho (L_B \times 10^{-3}) (D_B \times 10^{-3})^4$$

$$= (3.14 / 32) \times 7900 \times (200 \times 10^{-3}) \times (40 \times 10^{-3})^4 = 3.9710e-4 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_{Dp1} = (\pi / 32) \rho (L_{p1} \times 10^{-3}) (D_{p1} \times 10^{-3})^4$$

$$= (3.14 / 32) \times 7900 \times (30 \times 10^{-3}) \times (40 \times 10^{-3})^4 = 5.9565e-5 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_{Dp2} = (\pi / 32) \rho (L_{p2} \times 10^{-3}) (D_{p2} \times 10^{-3})^4$$

$$= (3.14 / 32) \times 7900 \times (30 \times 10^{-3}) \times (160 \times 10^{-3})^4 = 1.5249e-2 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_L = (J_w + J_s + J_{Dp2}) (D_{p1} / D_{p2})^2 + J_{Dp1}$$

$$= (3.5462e-3 + 3.9710e-4 + 1.5249e-2) \times (40/160)^2 + 5.9565e-5 = 1.2591e-3$$

$$\text{[kg}\cdot\text{m}^2]$$

Gerekli hız

$$V_m = V_1 (60 / P_B) (D_{p2} / D_{p1}) = 100 \times (60 / 10) \times (160 / 40) = 2400 \text{ [d/dak]}$$

İvmelenme torku

$$T_a = J_L (V_m / (9.55 \times t_1)) = 1.2591e-3 \times (2400 / (9.55 \times 0.1)) = 3.164 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Yük torku

$$F = F_A + (m \times 9.8) (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

$$= 40000 + (1400 \times 9.8) (\sin -90 + 0.3 \times \cos -90) = 26280 \text{ [N]}$$

$$T_L = (((F \times P_B \times 10^{-3}) / 2\pi) \times 1.1) + T_B) (D_{p1} / D_{p2}) (1 / (\eta \times 0.01))$$

$$= (((26280 \times 10 \times 10^{-3}) / 2 \times 3.14) \times 1.1) + 5) (40 / 160) (1 / (90 \times 0.01)) = 14.17$$

$$\text{[N}\cdot\text{m]}$$

Gerekli tork

$$T = (T_a + T_L) (S \cdot F) = (3.164 + 14.17) \times 2 = 34.67 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Motor gücü hesabı

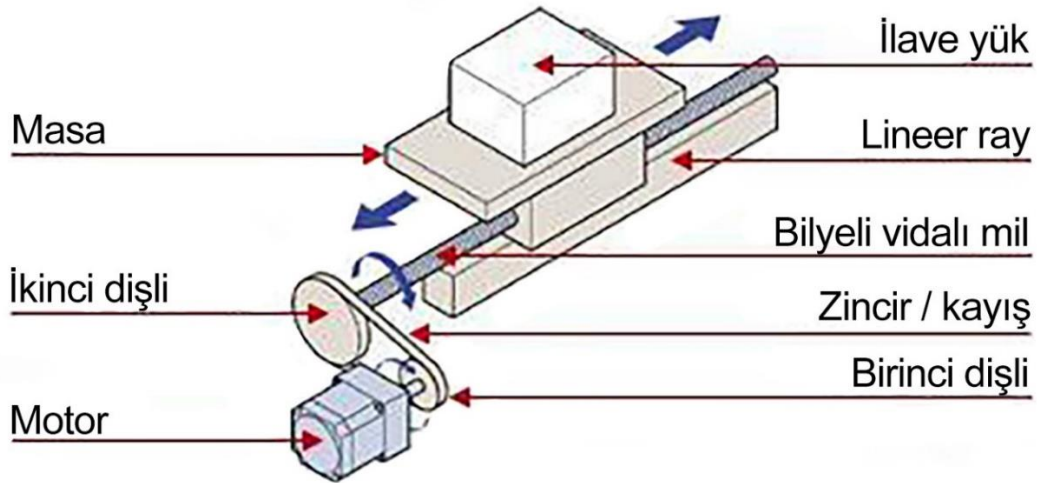
$$P \text{ [kW]} = (T \text{ [N}\cdot\text{m]} \times N \text{ [rpm]}) / 9550$$

$$= (34.67 \times 1500) / 9550 = 5.44 \text{ [kW]}$$

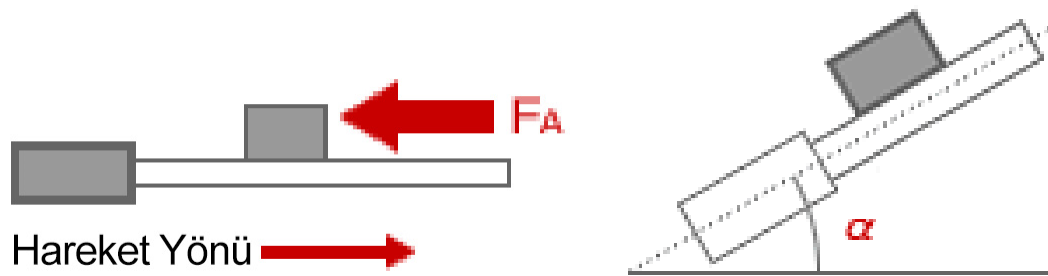
Sistemin sacı sıkıştırarak tutabilmesi için 5.44 kW gücünde motora ihtiyaç duyulacaktır. Elde edilen 5.44 kW değeri için makinede 2 adet 3 kW servo elektrik motoru kullanılacaktır.

3.2.4. Dayama Sistemi Motor Seçimi ve Hesaplamaları

Caka makinesinde kullanılan arka sac dayama sisteminin tahrik mekanizması bilyeli vidalı mil tahrik mekanizmasıdır. Bu sistemde dayama parmaklarının istenilen hızlarda hareket edebilmesi için gerekli hesaplamalar aşağıda yapılmıştır. Dayama sisteminin şematik gösterimi Şekil 60'da gösterilmiştir.



Şekil 60. Vidalı mil tahrik sisteminin şematik gösterimi



Şekil 61. Hesaplama için kullanılacak verilerin şematik gösterimi

Veriler;

Taşıyıcı masanın toplam ağırlığı $m = 110$ [kg]

Lineer arabaların sürtünme katsayısı $\mu = 0.05$

Mil çapı $D_B = 25$ [mm]

Mil uzunluğu $L_B = 750$ [mm]

Hatve $P_B = 5$ [mm/rev]

Verim $\eta = 90$ [%]

Malzeme (Çelik) $\rho = 7900$ [kg/m³]

Başlangıç torku $T_B = 2$ [N·m]

$F_A = 139$ [N]

Mekanizma açısı $\alpha = 0$ [°]

Çalışma hızı $V_1 = 200$ [mm/s]

Güvenlik katsayısı $S \cdot F = 2$

Atalet momenti;

$$\begin{aligned} J_W &= m \times ((P_B \times 10^{-3}) / 2\pi)^2 \\ &= 110 \times ((5 \times 10^{-3}) / (2 \times 3.14))^2 = 6.9658e-5 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_S &= (\pi / 32) \rho (L_B \times 10^{-3}) (D_B \times 10^{-3})^4 \\ &= (3.14 / 32) \times 7900 \times (750 \times 10^{-3}) \times (25 \times 10^{-3})^4 = 2.2722e-4 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \end{aligned}$$

$$J_L = J_W + J_S = (6.9658e-5 + 2.2722e-4) = 2.9688e-4 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$V_m = V_1 (60 / P_B) = 200 \times (60 / 5) = 2400 \text{ [d/dak]}$$

$$T_a = J_L (V_m / (9.55 \times t_1)) = 2.9688e-4 \times (2400 / (9.55 \times 0.1)) = 0.7461 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$F = F_A + (m \times 9.8) (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) = 139 + (110 \times 9.8) (\sin 0 + 0.05 \times \cos 0) = 192.9 \text{ [N]}$$

$$\begin{aligned} T_L &= (((F \times P_B \times 10^{-3}) / 2\pi) \times 1.1) + T_B (1 / (\eta \times 0.01)) \\ &= (((192.9 \times 5 \times 10^{-3}) / (2 \times 3.14)) \times 1.1) + 2 \times (1 / (90 \times 0.01)) = 2.410 \text{ [N} \cdot \text{m}] \end{aligned}$$

$$T = (T_a + T_L) (S \cdot F) = (0.7461 + 2.410) \times 2 = 6.312 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Motor gücü hesabı

$$P \text{ [kW]} = (T \text{ [N}\cdot\text{m]} \times N \text{ [rpm]}) / 9550$$

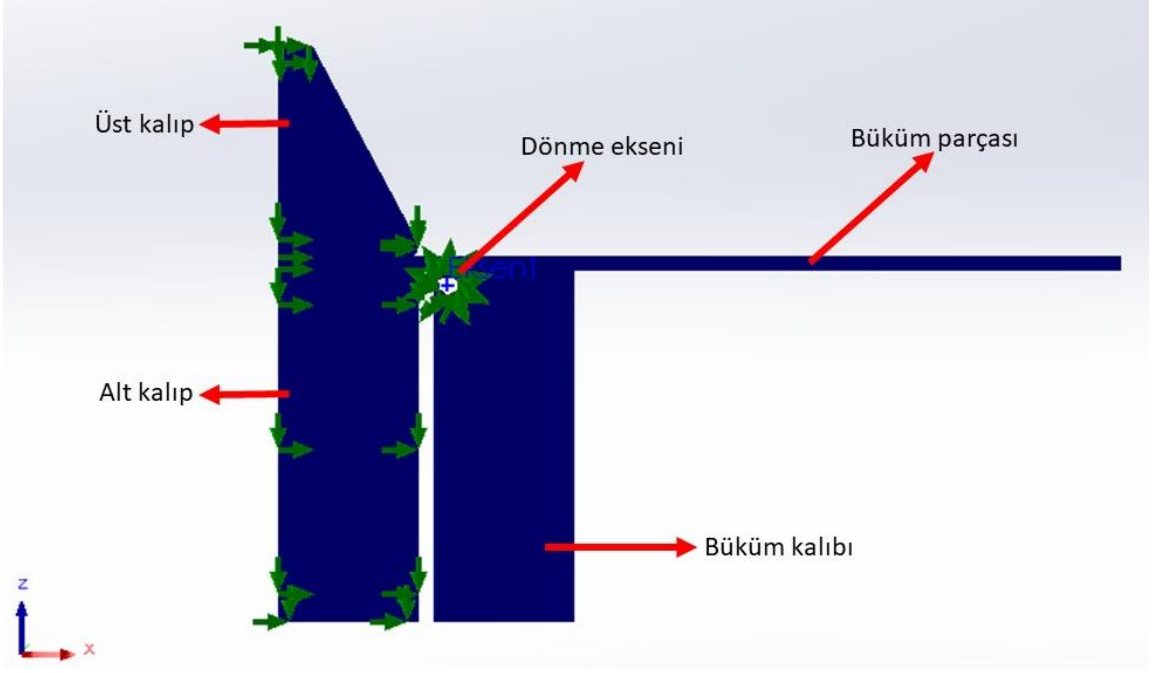
$$= (6.312 \times 1500) / 9550 = 0.99 \text{ [kW]}$$

Hesaplama elde edilen veriler doğrultusunda 1 kW servo elektrik motor kullanılması uygun olacaktır. Bu sistemde motor bilyeli vidalı mile doğrudan bağlanacaktır.

3.3. Sayısal Hesaplama

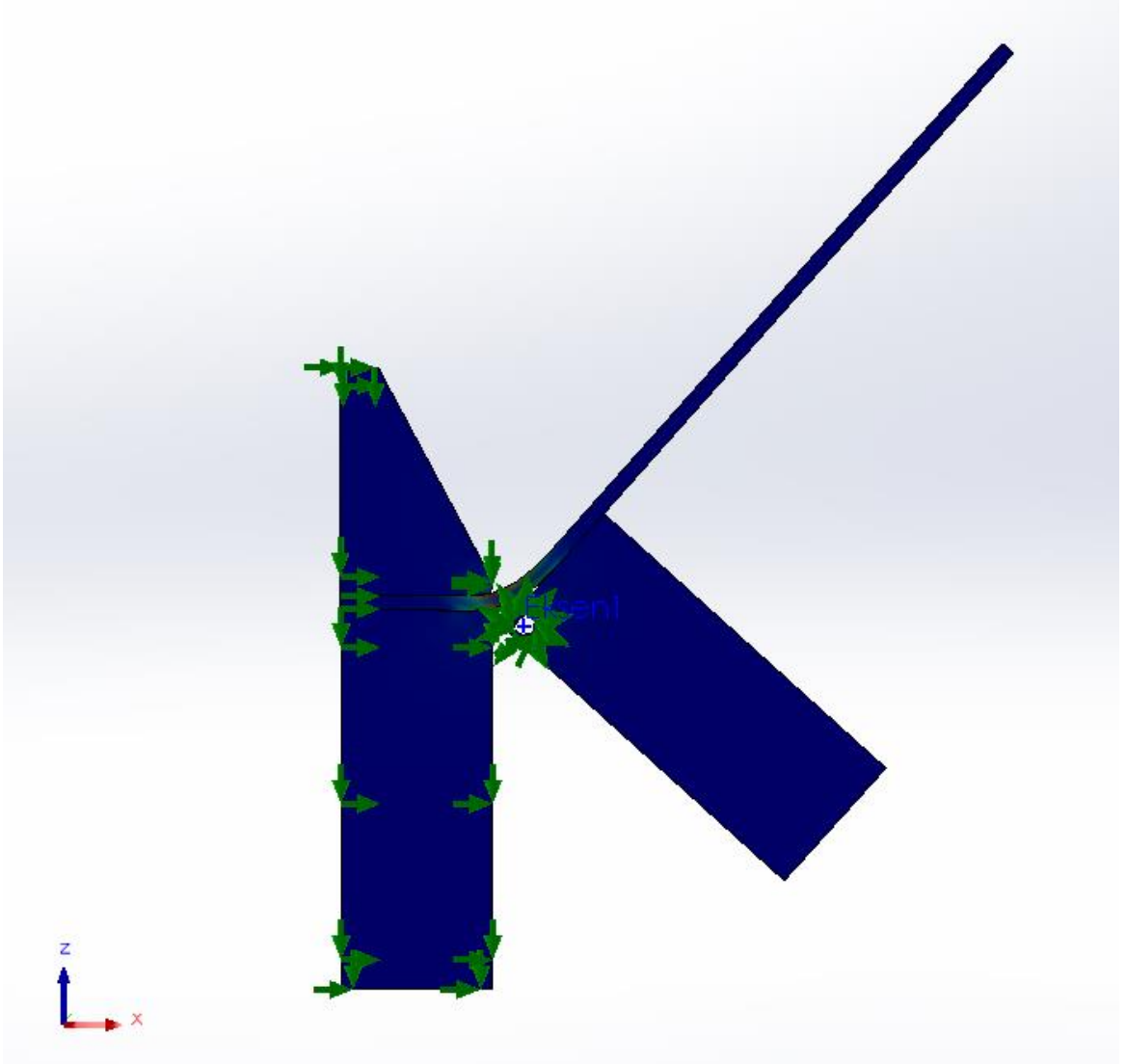
Bu tez çalışmasında oluşturulan 3D katı modeller SolidWorks tasarım yazılımında oluşturulmuştur. Yukarıda yapılan hesaplamalar için gerekli veriler yazılım üzerinden alınmış olup, parçalara malzeme ataması gerçekleştirilerek ağırlık verileri de alınmıştır. SolidWorks yazılımından SolidWorks Simulation yazılımına aktarılan veriler ile birlikte sayısal analiz yapılmıştır. 3D modelin mesh yapısı, sınır ve yükleme şartları, temas setleri ve bağlantı ekipmanları yazılımda tanımlanarak hesaplama yapılmıştır. 3D tasarımın oluşturulmasında ve makinede kullanılacak malzemelerin boyutları ve cinsleri yapılan analizler yardımıyla sonuca ulaştırılmıştır.

Sonlu elemanlar analizi ile yapılan çözümlerin değerlendirilmesi oldukça kritik bir adım olarak tanımlanabilir. Elde edilen verinin analizi gerçekleştirenlere ne ölçüde fayda sağladığı, çözümlerin ne anlama geldiği ve çözümün doğru yapıya yapılmadığının anlaşılması bu adımda gerçekleşir. Bu adımda elde edilen veriler değerlendirilir ve kontrol edilir. Değerlendirme yapılırken analitik hesaplamadaki veriler ile sayısal veriler karşılaştırılarak tasarım şekillendirilir. Tasarım yapılırken edinilmiş tecrübeler de önemli rol oynamaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik tasarımlarının gelişmesinde önemli bir dayanaktır. Her geçen gün daha fazla sayıda ve kompleks parçalardan oluşan tasarımların bu yöntemle simülasyonlarının yapılması mühendislik alanındaki gelişimi desteklemektedir. Sonlu elemanlar yönteminin yaygınlaşması da otomatik mesh üretme algoritmalarının gelişmesini teşvik ederek, yöntemin gelişimine katkı sağlamaktadır. Sonlu elemanlar ile elde edilen değerler ile büküm kuvveti elde edilmiş olup makinenin tasarımının oluşturulmasında yine sonlu elemanlar yönteminden faydalanılmıştır.



Şekil 62. Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan 3D model

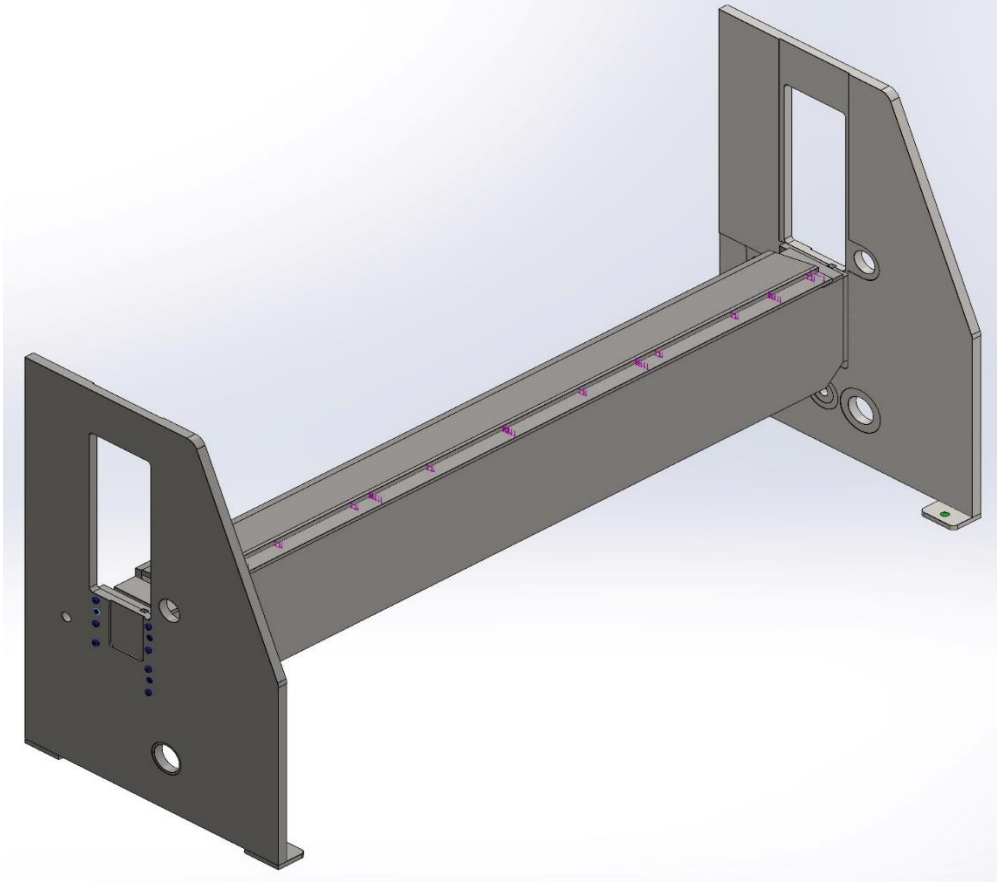
Şekil 62’de gösterilen 3D model SolidWorks yazılımında oluşturulmuştur. Bu model kullanılarak SolidWorks Simulation yazılımında sonlu eleman analizi yapılmıştır. Doğrusal olmayan analiz, çözümün daha sade olabilmesi ve kısa sürede çözülebilmesi için 2D sadeleştirme kullanılarak gerçekleştirilmiştir. 2D sadeleştirme yapılırken yazılıma 3000 mm uzunluk ölçüsü girilmiş olup, sonlu eleman analizindeki tüm parçaların uzunluğu bu durumda 3000 mm olarak tanımlanmış olacaktır. Alt ve üst kalıp sabit mesnet uygulanarak sabitlenmiştir. Büküm parçası üst ve alt kalıp arasında sabitlenerek büküm kalıbı ile dönme eksenini doğrultusunda hareket edecek şekilde kurgulama yapılmıştır. Büküm kalıbı, alt kalıp ve üst kalıp; büküm parçasına dokunduğunda, büküm parçasına şekil verebilmesi için parçalar arasında temas setleri oluşturulmuştur. Büküm parçasının 90° büküleceği düşünülerek simülasyon oluşturulmuştur. Şekil 63’te büküm parçasının 45°’lik açıdaki hali gösterilmiştir. Bu sonlu elemanlar analizinden elde edilecek momente göre büküm tablasının büküm yapılırken ihtiyacı olacak kuvvete uygun elektrik motoru belirlenecektir. Yazılımda istenilen açıdaki tepki kuvvetlerine ulaşabilmek için “Sonuç Kuvvetlerini Listele” seçeneği kullanılarak büküm parçası bükülürken elde edilen tepki kuvvetleri alınmıştır.



Şekil 63. Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen simülasyonun 45° açıdaki görünümü

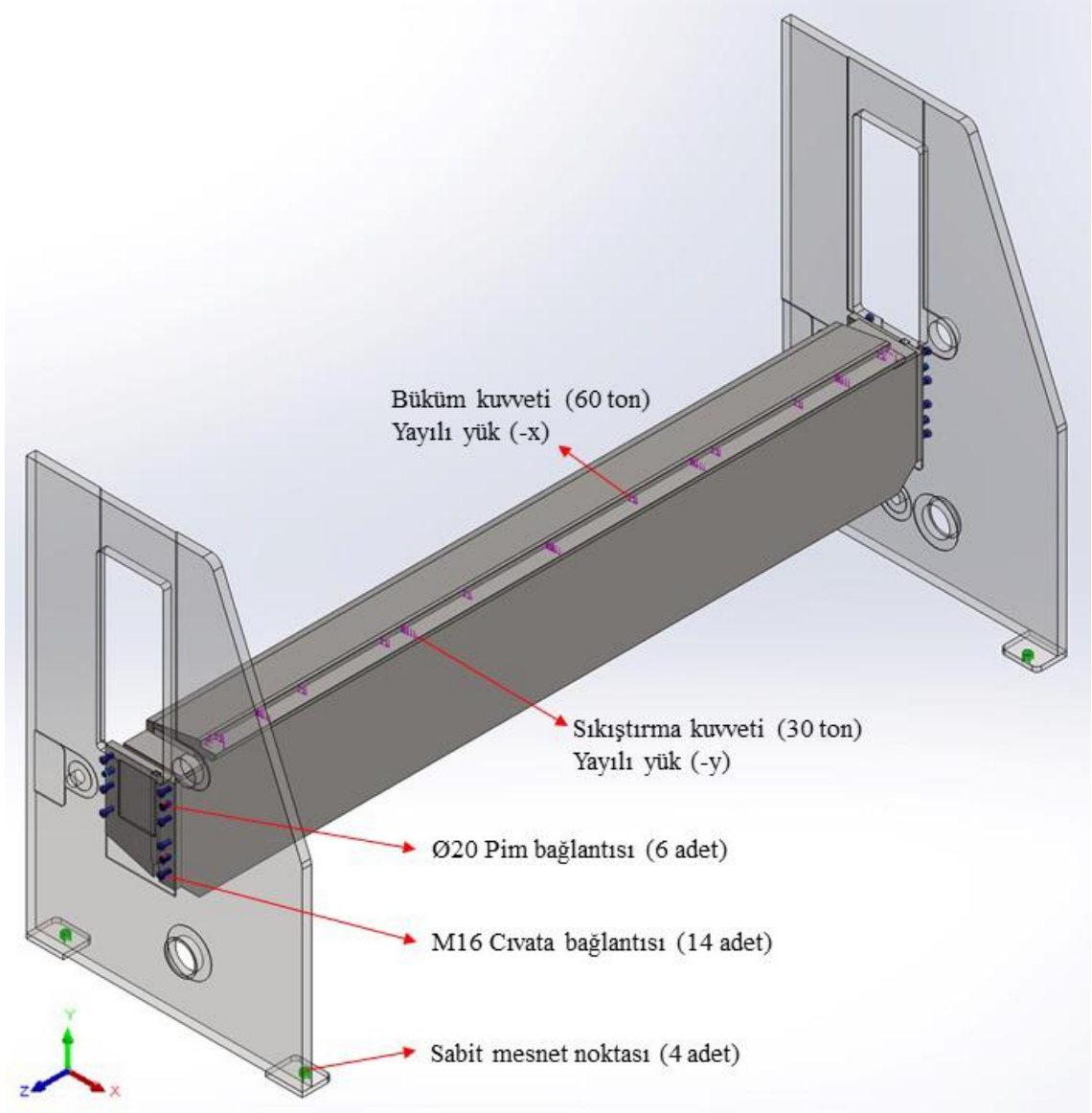
3.3.1. Makine Konstrüksiyonunun Sonlu Elemanlar Modeli ve Analizi

Büküm kuvveti ve sıkıştırma kuvvetine maruz kalarak rijitliğini korumaya çalışacak alt tabla, büküm kalitesine doğrudan etkili bir makine parçasıdır. Sonlu elemanlar analizinin SolidWorks Simulation yazılımında yapılabilmesi için öncelikle 3D modelin analize uygun şekilde sadeleştirilmesi gerekmektedir. Sadeleştirme yapılırken birçok parçanın bağlantı delikleri kaldırılmalıdır. Şekil 64’te gösterildiği gibi 3D model sadeleştirilmiştir. 3D modelin karmaşıklığı analizin çözümü yapılırken karşılaşılabilecek hataları minimize etmektedir.



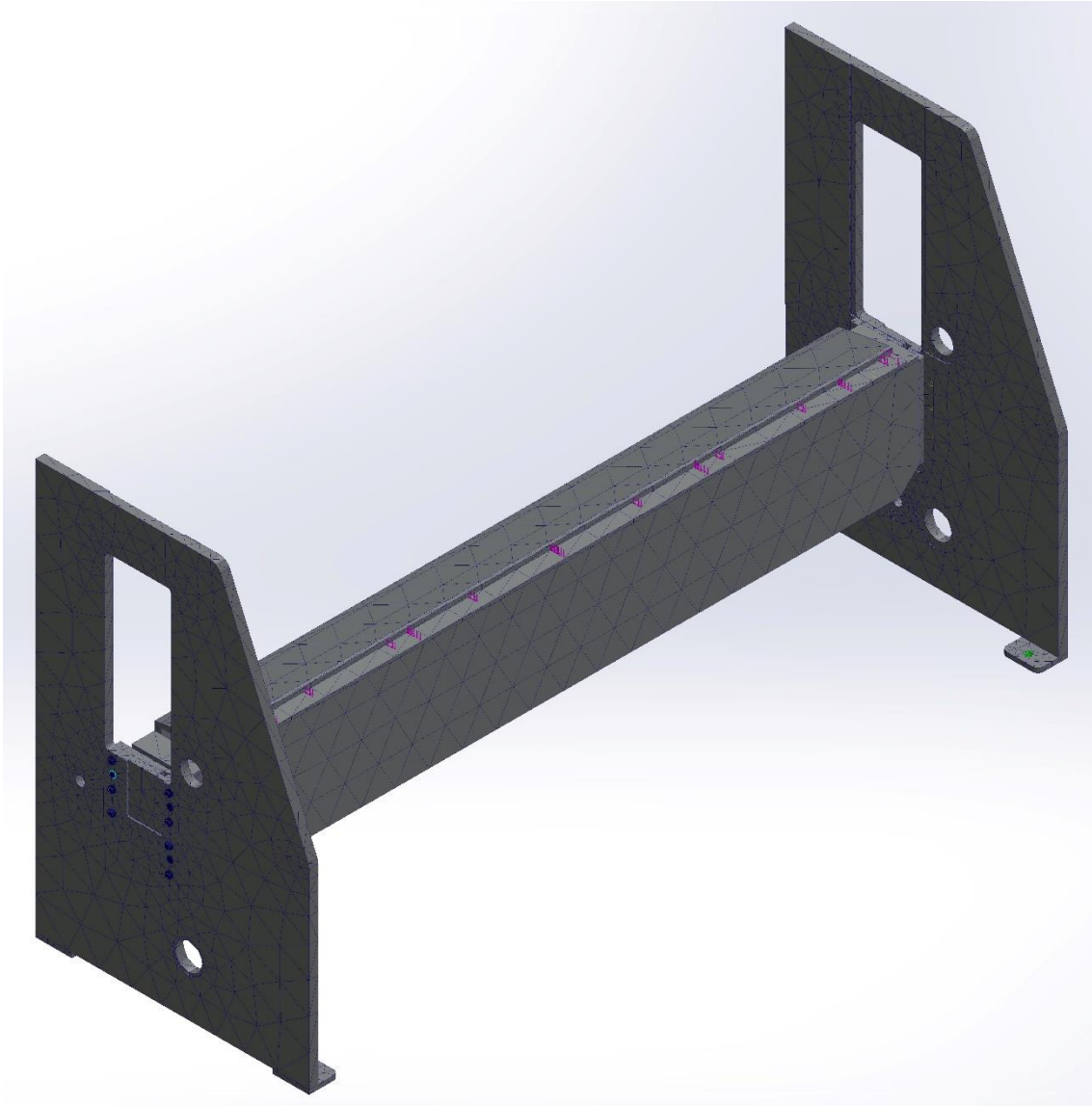
Şekil 64. Sadeleştirilmiş 3D model

Sadeleştirilen 3D model kullanılarak sınır ve yükleme şartları, temas setleri ve bağlantı ekipmanları yazılımda tanımlanmıştır. Makinenin zemine bağlanacağı 4 adet delik bulunmakta olup bu delikler seçilerek sabit mesnet tanımlanmıştır. Alt tabla iki yan duvara pimler ve cıvatalar ile bağlanmıştır. Şekil 65'te görüleceği gibi toplam 6 adet Ø20 pim ve 14 adet M16 cıvata ile alt tabla ve duvarlar birbirine bağlanmıştır. Büküm yapılırken -x ekseninde alt tablaya etki edecek kuvvet yayılı yük olarak tanımlanmıştır. Büküm öncesinde sacın sıkıştırılması için gerekli kuvvet de -y ekseninde yayılı yük olarak tanımlanmıştır.



Şekil 65. Sınır ve yükleme şartlarının gösterimi

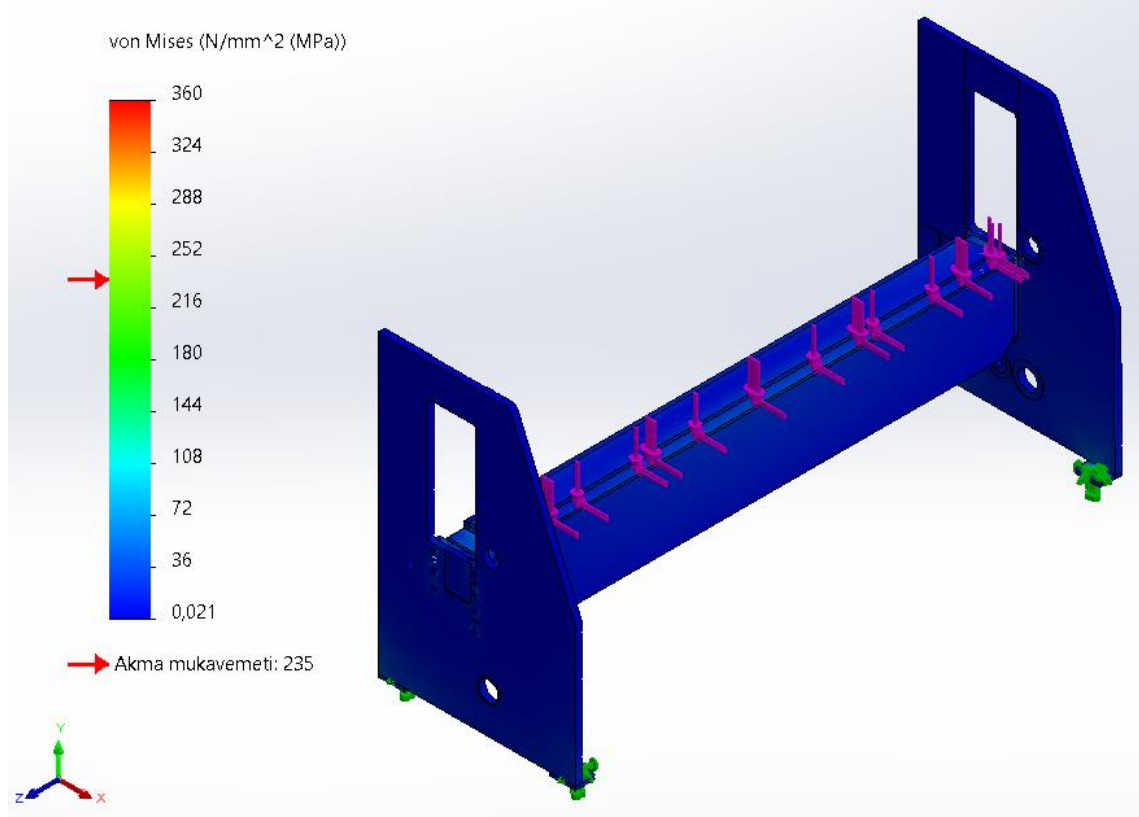
Sınır şartlarının belirlenmesinden sonra 3D modelde mesh oluşturulmuştur. “Karışık Eğrilik Tabanlı Mesh” mesh seçeneği ile oluşturulan meshler bu tür montaj elemanları için uygun olup yazılımın gerekli ayarları otomatik olarak yapmasıyla çözümde hata olasılığı da azaltılmıştır. Makine gövdesinin mesh oluşturulmuş görseli Şekil 66’da gösterilmiştir.



Şekil 66. Makine gövdesinin mesh oluşturulmuş görseli

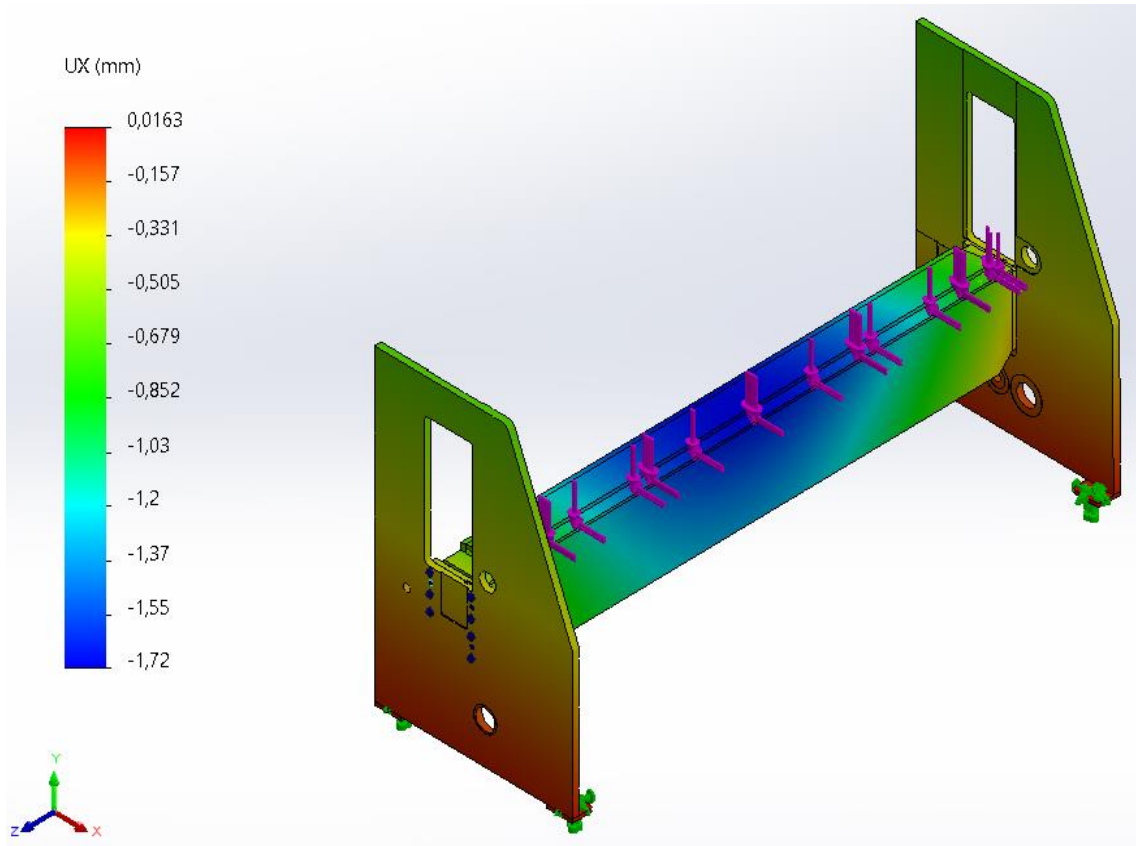
Makine gövdesinde oluşan gerilmeler Şekil 67’de gösterilmektedir. Çelik yapılar maruz kaldıkları kuvvetler neticesinde zamanla yorulur veya kuvvetin etki etmesiyle şekil değişimine uğramaktadırlar. Emniyetli tasarımlarda, çelik konstrüksiyonu her zaman elastik şekil değiştirme sınırları içerisinde tutmak gerekmektedir. Bir başka deyişle, plastik şekil değişimine maruz bırakacak kuvvetlerin gelmesini engellemek gerekecektir. Analitik olarak yapılan mukavemet hesaplamaları çok karmaşık yapıda olacağından sonlu elemanlar yöntemi kullanarak gerekli analizleri yapmak uygun görülmektedir. Bu doğrultuda makinenin hangi bölgelerinde en fazla gerilme olduğu görülebilir ve tasarımı analizden alınacak sonuçlara göre optimize etmek uygun olacaktır. Von Mises gerilmesi yapının herhangi bir yükleme durumunda plastik olarak şekil

değişimine uğrayıp uğramadığını gösterir. Herhangi bir noktada hesaplanan gerilmeler, deneysel olarak ölçülen akma noktası ile karşılaştırılabilen, Von Mises gerilmesi olarak bilinen skaler bir değer olarak yazılabilir.



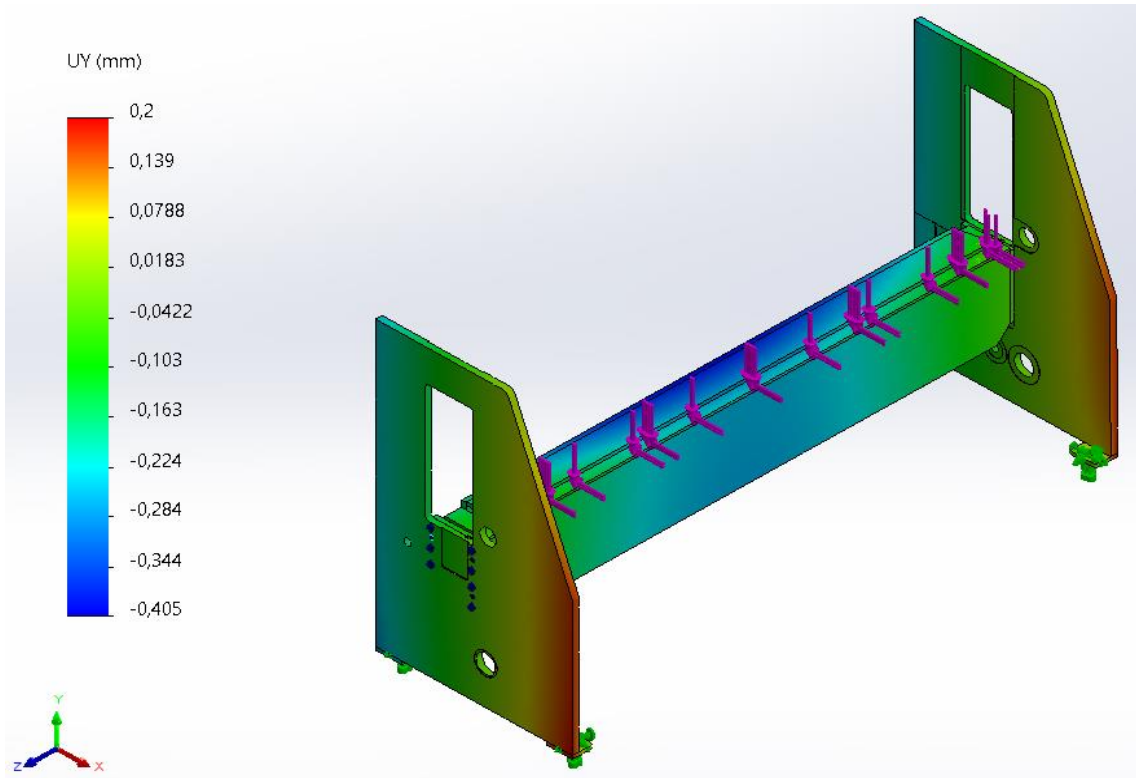
Şekil 67. Von Mises gerilmesinin sonlu elemanlar analizi sonucu gösterimi

Gövdenin büküm sırasında rijit kalabilmesi bükümü yapılacak parçanın nihai ölçülerine etki edecektir. Bu sebeple, sonlu elemanlar analizi yapılırken, sistemin mekanik olarak büküm bölgesindeki esnemeleri telafi eden bombeleme sistemine uygun aralıkta esnemeye izin verilmesi gerekmektedir. Esnemenin en fazla olacağı kritik yerlerde inceleme yapılmış olup, sonlu elemanlar analizi istenilen sonuçlar elde edilene kadar sürdürülmüştür. İstenilen sonuçları elde edebilmek için makinenin duvarları ve alt tablasında gerekli boyutsal değişiklikler yapılmıştır. X eksenindeki esnemelerin hangi bölgelerde daha çok olduğu Şekil 68’de gösterilmektedir.



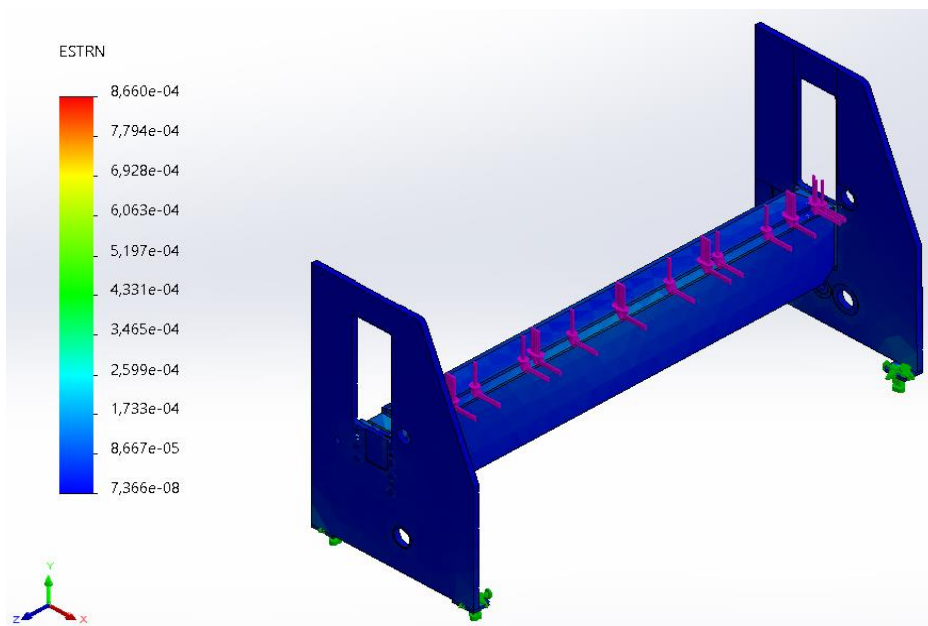
Şekil 68. X eksenindeki esnemelerin gösterimi

Y eksenindeki esnemelerin hangi bölgelerde daha çok olduğu Şekil 69'de gösterilmektedir. Büküm öncesinde bükülecek sacın sabit tutulması sırasında uygulanan kuvvet ile birlikte, -y eksenini doğrultusunda alt tablaya kuvvet uygulanmıştır. Bu kuvvet ile birlikte makinenin alt tablasına ve duvarlarına dağılan kuvvetler, makinenin farklı bölgelerinde esnemelere sebep olmaktadır.



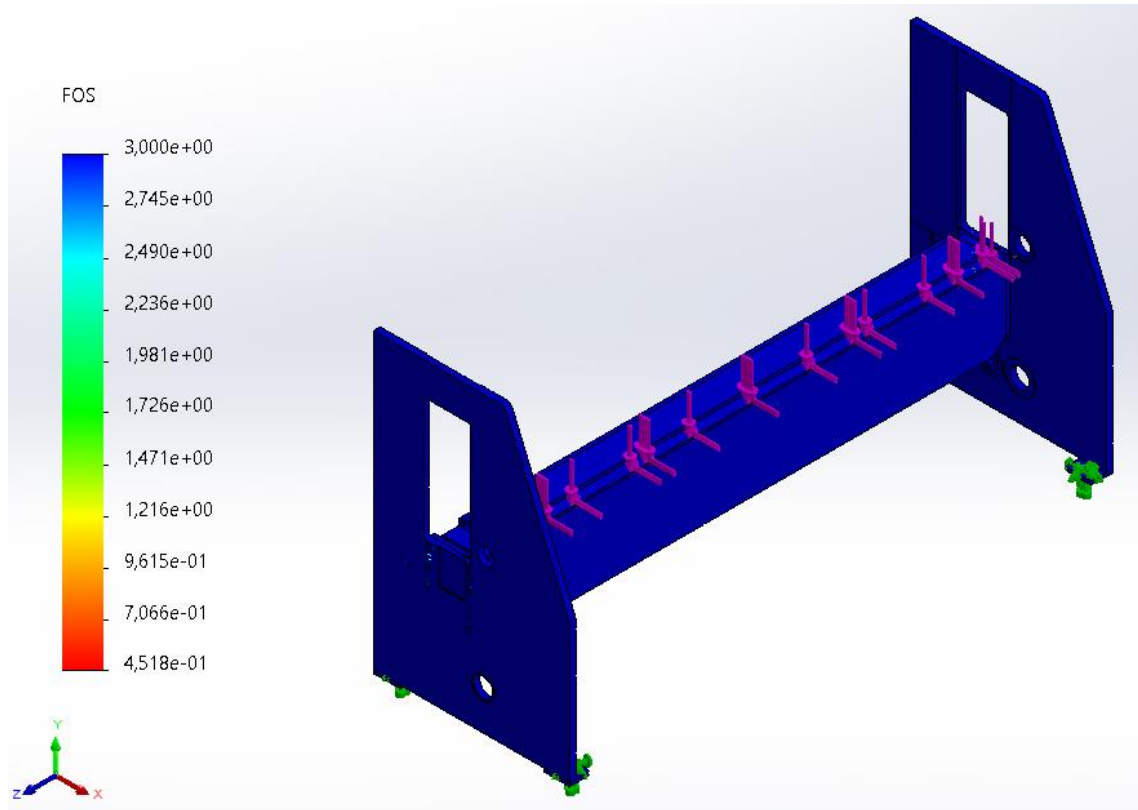
Şekil 69. Y eksenindeki esnemelerin gösterimi

Kuvvet uygulanan bir malzemenin, kuvvet uygulanmadan önceki durumunu hangi oranda değiştirdiğini matematiksel olarak ifade etmeye gerinim (birim şekil değiştirme) denilmektedir. Uygulanan kuvvetlerin makine gövdesinde ne kadar değişikliğe sebep olacağı Şekil 70’te gösterilmektedir.



Şekil 70. Sonlu elemanlar analizi gerinim sonuçlarının görsel gösterimi

Güvenlik katsayısı (güvenlik faktörü, emniyet katsayısı) bir rakamsal değer olup, mekanik bir tasarımın taşıyacağı yüküm, taşıma kapasitesinden kaç kat büyük olduğunu gösterir. Tasarım aşamasında bir parçanın maruz kalacağı yükün öngörülmesinin zorluğu güvenlik katsayısının daha yüksek seçilmesine sebep olmaktadır. Otomotiv gövdesi, makineler, köprüler, binalar vb. mekanik tasarımlar yapılırken güvenlik katsayısı ile hesaplamaya başlanır. Güvenlik katsayısının yüksekliği tasarımında kullanılacak malzemelerin kalınlığı vb. unsurları artırırken maliyete olumsuz etkilere sebep olacaktır. Bu sebeple optimum güvenlik katsayısı seçilmesi oldukça önemlidir. Şekil 71’de gösterildiği gibi makinenin gövdesinde güvenlik katsayısının (FOS; factor of safety) genel olarak 3 olduğu görülebilir.



Şekil 71. Güvenlik katsayısının makine gövdesine dağılımı

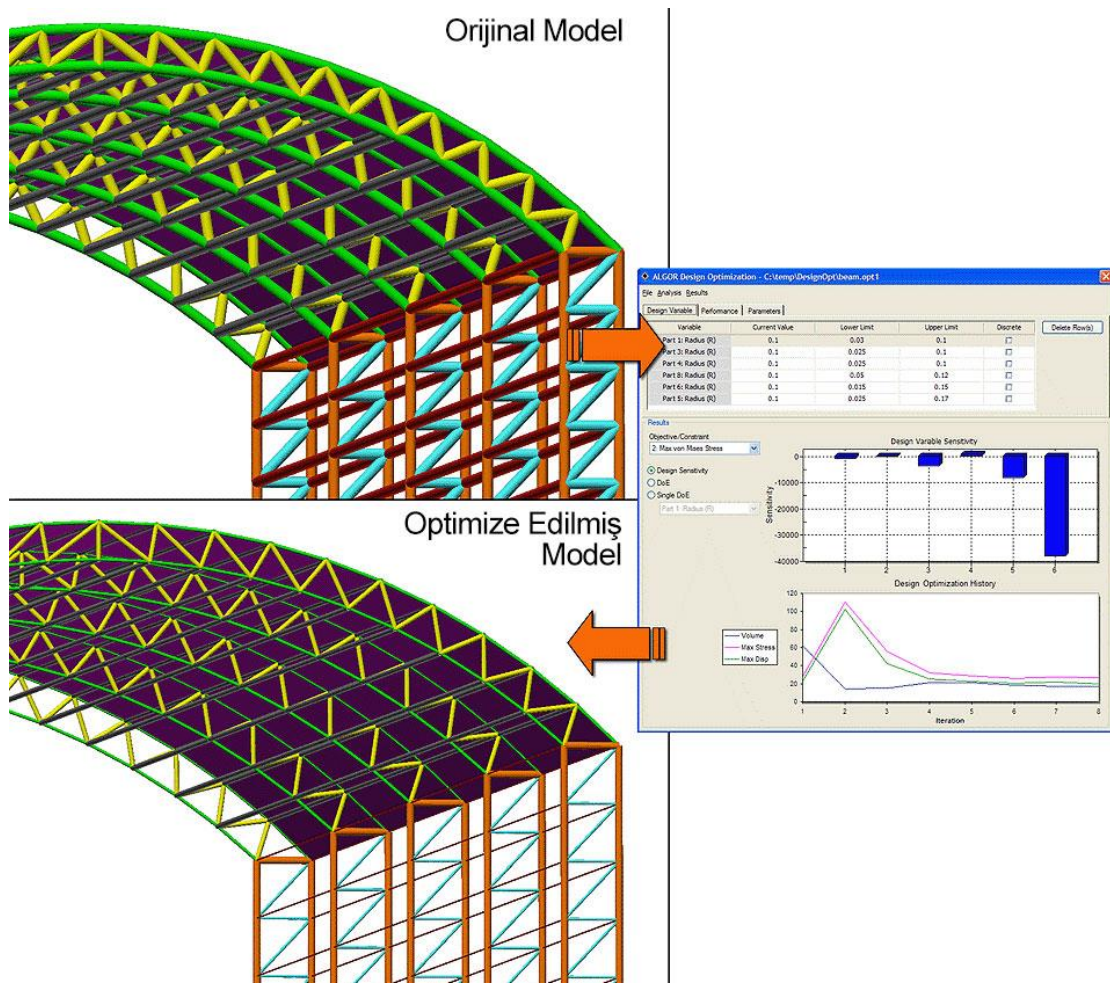
3.3.2. Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyonda problem, boyut, şekil, topoloji ve topoğrafi optimizasyonu olarak dört ana başlıkta incelenmektedir. En eski yapısal optimizasyon metodu parametrik optimizasyon olarak da adlandırılan boyut optimizasyonudur. Şekil

optimizasyonunu da ikinci sırada değerlendirmek mümkündür. Teknolojinin gelişmesiyle birlikte ortaya çıkan topoloji ve topoğrafi optimizasyonları da üçüncü olarak değerlendirilmektedir.

Boyut Optimizasyonu

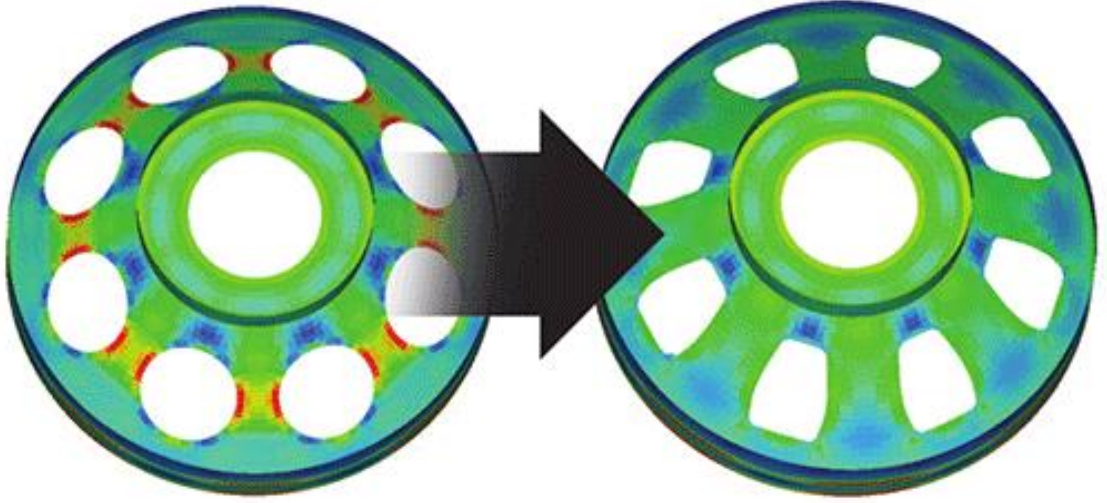
Boyut optimizasyonu (Şekil 72); tasarımı önceden yapılmış bir yapı üzerinde uygulanmaktadır. Örneğin, sacların kalınlıkları, kirişlerin kesit alanları ve uzunluklarının optimum düzeye getirilmesi araştırılmaktadır.



Şekil 72. Boyut optimizasyonu örneği

Şekil Optimizasyonu

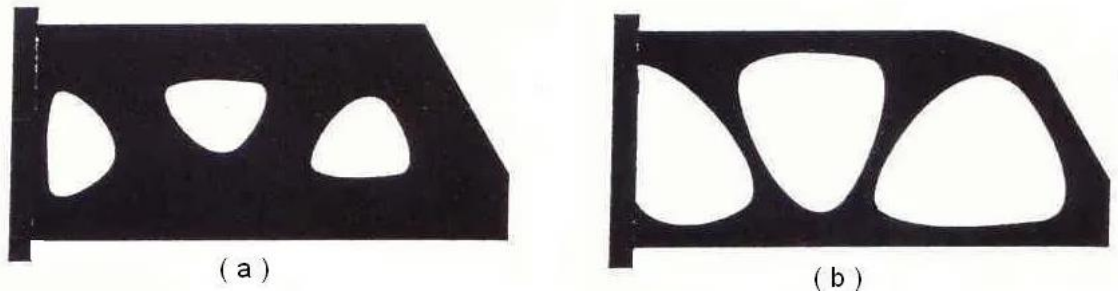
Şekil optimizasyonu (Şekil 73); bir yapının dış sınırlarının ve mevcut deliklerinin geometrisini kısaca şeklinin değiştirilmesidir. Yüzeyle ve doğrusal olmayan hatlar üzerinde tanımlanabildiğinden boyut optimizasyonunun kapasitesinin genişletilmiş halidir. Buna ek olarak, boyut optimizasyonu gibi daha önce konfigürasyonu belirlenen yapıları esas almaktadır.



Şekil 73. Şekil optimizasyonu örneği

Topoloji Optimizasyonu

Bir yapıda topoloji, deliklerin sayısı, kirişlerin sayısı ve bağlantı çubukları ile tanımlanmaktadır. Bir yapı üzerindeki deliklerin sayısı aynı kalmak şartıyla sadece deliklerin şekilleri değiştirilerek başka bir yapıya dönüştürüldüğünde bu iki yapı aynı topolojiye sahip denilmektedir. Şekil 74'te görüleceği gibi "a" kirişi üzerinde sadece deliklerin şekli değiştirilerek "b" kirişi elde edilmiştir. Bu durumda bu kirişlerin topolojisi aynıdır denilebilir.



Şekil 74. Aynı topolojiye sahip yapılar

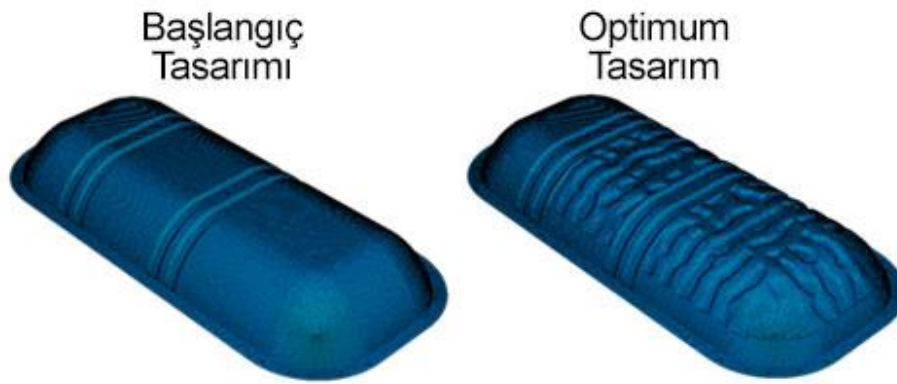


Şekil 75. Topolojik optimizasyon örneği

Topoloji (yapının malzeme dağılımı ve geometrisi) yapıların performansı göz önünde bulundurulduğunda oldukça önemli bir yere sahiptir. Tasarım yapılırken, tasarımda kullanılacak elemanların yerleşimi ve geometrisine karar verilmelidir. Bu durumda bazı sorular cevaplanmalıdır. Örneğin, yapıda kullanılan parçaların gerekliliği, kafes sisteminde kullanılan bağlantı çubuklarının sayısı ve bağlantı şekilleri, yapıdaki deliklerin sayısı vb. Gelişmiş optimizasyon tekniklerinin kullanılmaya başlamasıyla birlikte yazılımlar önemli ölçüde mühendislik problemleri üzerinde çözüm sunarken önceden bu durumlarda tasarımcının tecrübesinden yararlanılırdı. Topoloji optimizasyonunda tasarımcı tarafından belirli sınır koşulları dahilinde, gerekli yükleme koşullarını içeren konfigürasyon setleri arasından en uygununun bulunması yazılımlar ile yapılmaktadır. Bu durumda tasarımın sonuca ulaştırılması hedeflenmektedir. Şekil 75'te topolojik optimizasyon örneği gösterilmiştir.

Topoğrafi Optimizasyonu

Topoğrafi optimizasyonu genellikle sac parçalar için uygulanmaktadır. Sac parçalar üzerindeki direngenliği artırmak için oluşturulan kaburga adı verilen kabarık yapıların dağılımı ile ilgilenmektedir. Bu kabarık yapıların sacın düzlemsel yapısını değiştirerek direngenlik kazandırmaktadır. Şekil 76'da görüleceği gibi başlangıç tasarımı ve optimum tasarım görselleri verilmiştir. Bu optimizasyon türünde yapı üzerinde belirli bir tasarım bölgesinde oluşturulan kaburgalara dayalı şekil değişimleri oluşturulur ve bu şekil optimizasyonunun gelişmiş bir halidir.



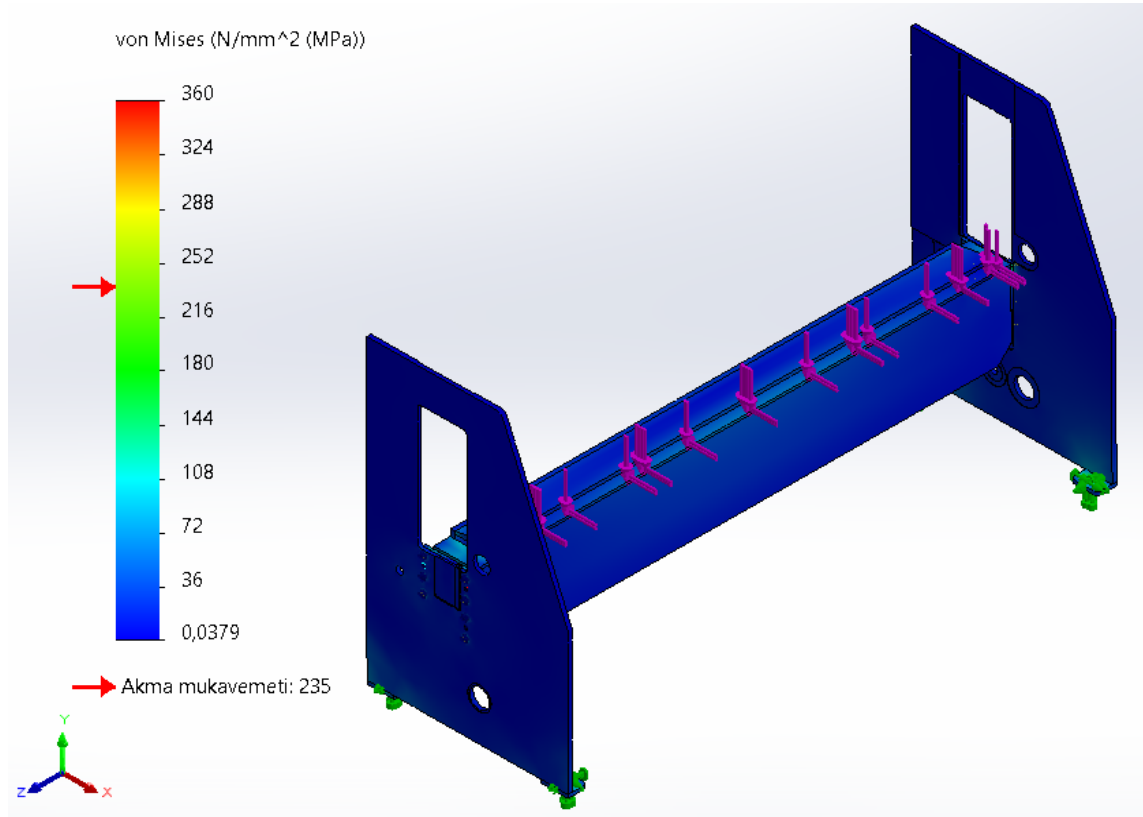
Şekil 76. Topoğrafi optimizasyonu örneği

3.3.2.1. Makine Konstrüksiyonunun Yapısal Optimizasyonu

Makinenin tasarımı yapılırken kullanılan malzeme geometrileri, makinede kullanılacak diğer ekipmanların (motor, redüktör, dişliler, rulmanlar vb.) boyutlarına uygun olarak tasarlanmıştır. Bu tasarım sırasında malzemelerin cinsi, kalınlıkları vb. parametreler bu ekipmanlara uygun olacak şekilde tasarlanmıştır. Makine konstrüksiyonundaki bağlantı delikleri vb. boşluklar değiştirilmeden sonlu elemanlar analizi tekrarlanmıştır. Makine konstrüksiyonu sadece boyutsal optimizasyona izin vermektedir. Bu sebeple yapılacak analizlerde malzeme kalınlıkları değiştirilmiştir. Malzeme kalınlıklarının değiştirilmesiyle birlikte nihai tasarıma ulaşılmıştır.

Tasarımda yapılan boyutsal değişiklikler ile makinenin gövde ağırlığı 2234 kg'dan 1686 kg'a düşürülmüştür. Alt tabla ağırlığı düşürülürken malzeme kalınlıkları 10

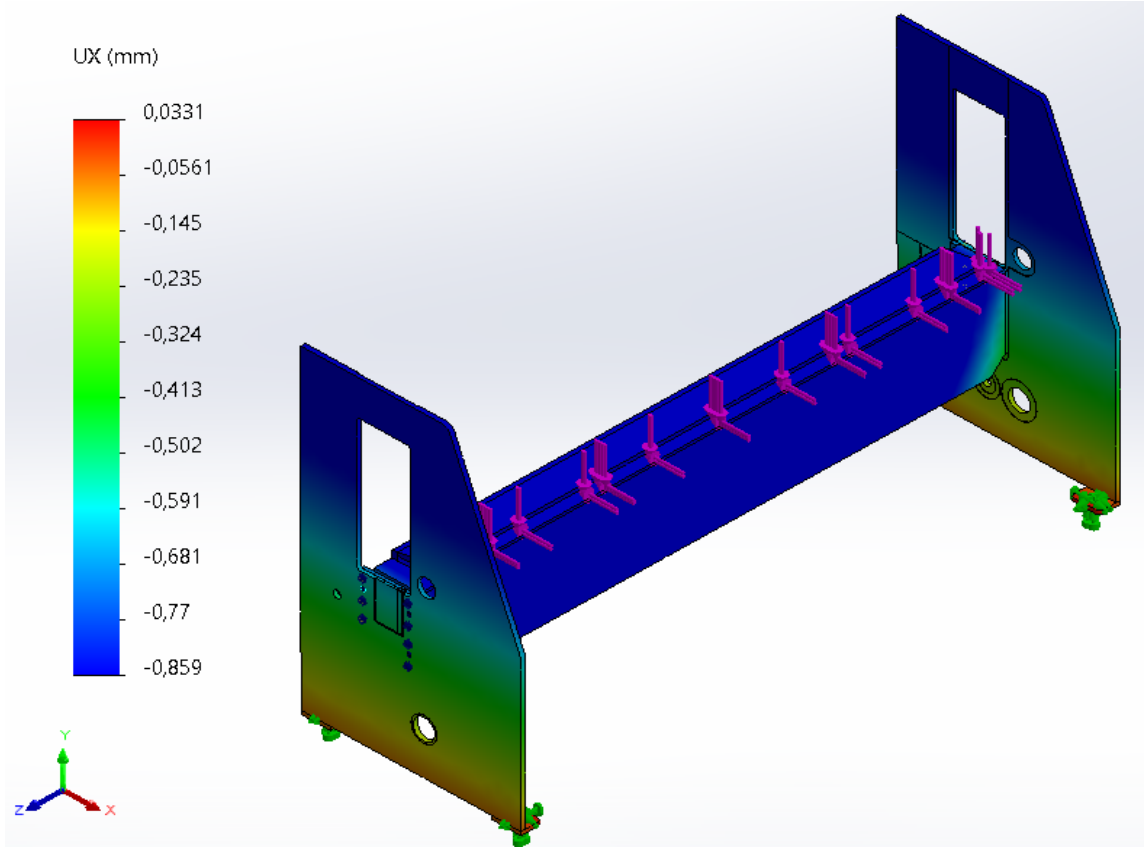
mm azaltılmıştır. İki adet yan duvarların kalınlıkları ise 50 mm'den 35 mm'ye düşürülmüştür.



Şekil 77. Von Mises gerilmesinin sonlu elemanlar analizi sonucu gösterimi (Optimize Edilmiş)

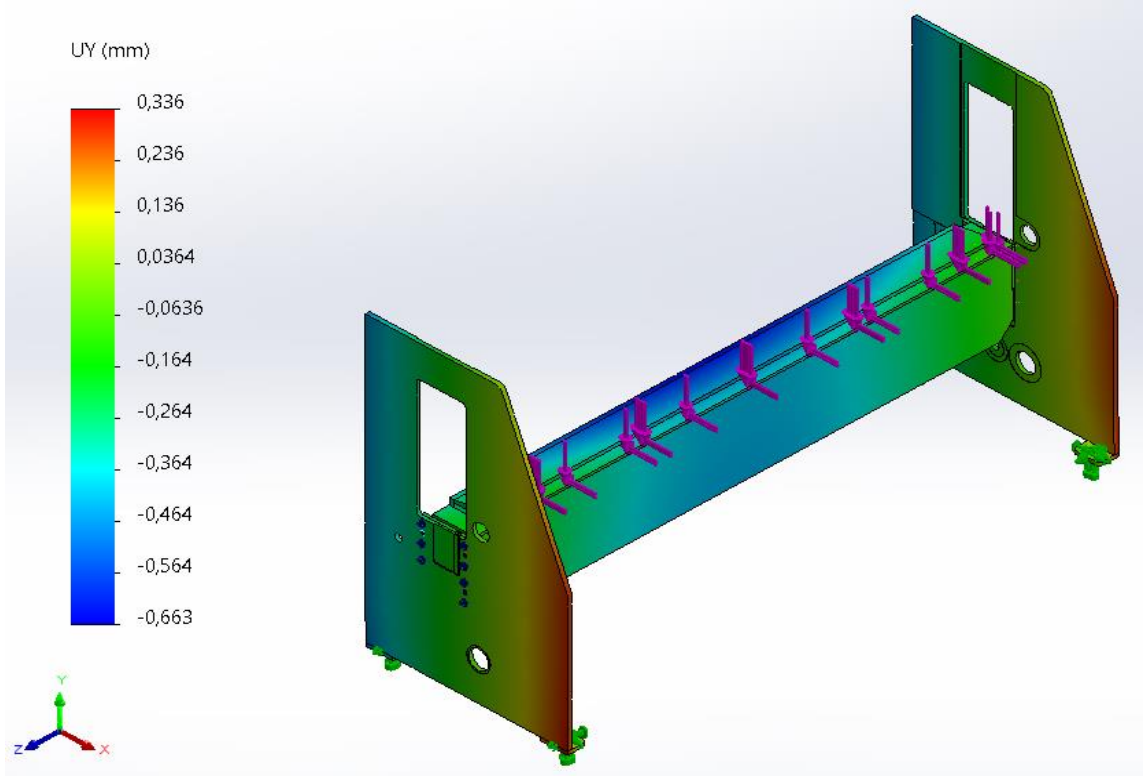
Makinenin gövde konstrüksiyonunda kullanılan malzemeler S235JR çelik tanımlaması yapılarak sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. 235 MPa akma dayanımına sahip bu yapı çeliği endüstride birçok alanda kullanılmaktadır. Şekil 77'de gerilim dağılımı renkli olarak gösterilmiştir.

X eksenindeki esnemelerin hangi bölgelerde daha çok olduğu Şekil 78'de gösterilmektedir. -X yönünde en fazla 0.859 mm esneme olacağı sonlu elemanlar analizi yöntemiyle elde edilmiş olup bu değer bombeleme sisteminin telafi edebileceği düzeyde olmuştur.



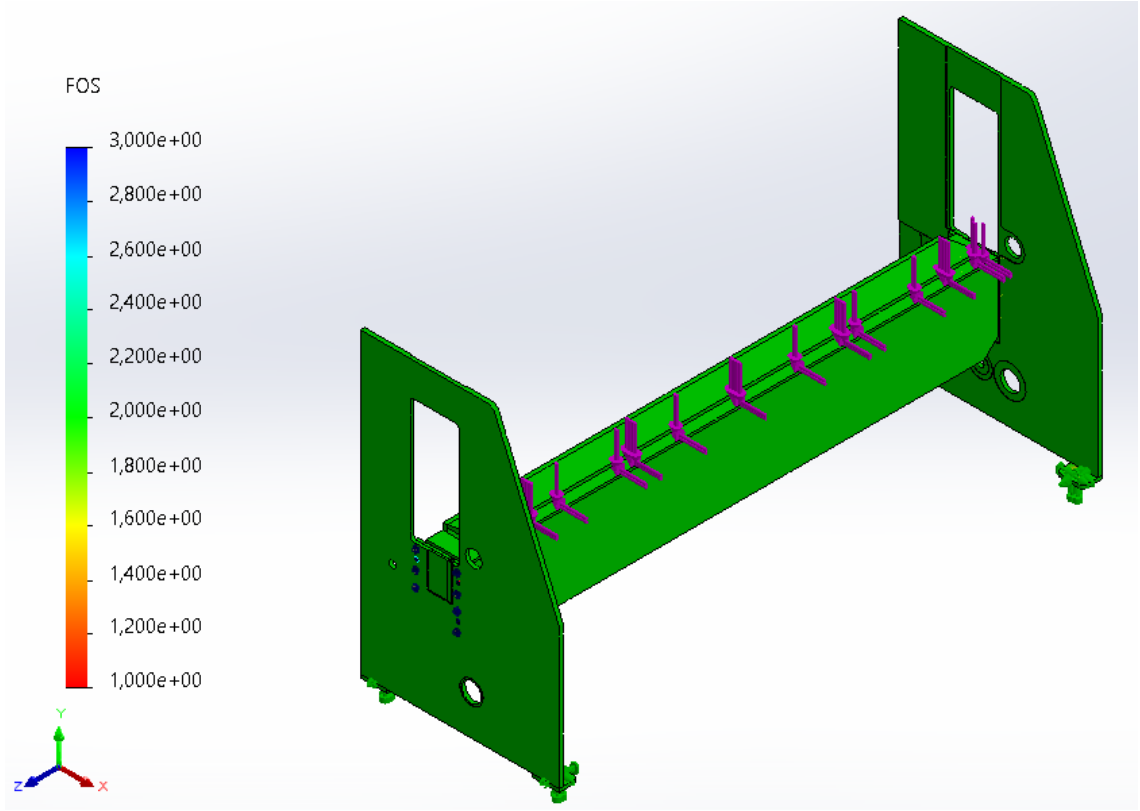
Şekil 78. X eksenini yönündeki esnemelerin gösterimi (Optimize Edilmiş)

Y eksenindeki esnemelerin hangi bölgelerde daha çok olduğu Şekil 79'da gösterilmektedir. -X yönünde en fazla 0.663 mm esneme olacağı sonlu elemanlar analizi yöntemiyle elde edilmiş olup bu değer bombeleme sisteminin telafi edebileceği düzeyde olmuştur. Bombeleme sistemi ile 2 mm'ye kadar esnemeler telafi edilebilmektedir. Y ekseninde meydana gelecek esneme miktarı bükümü yapılacak parçanın kalitesinde doğrudan etkili olacaktır.



Şekil 79. Y eksenindeki esnemelerin gösterimi (Optimize Edilmiş)

İlk tasarımda güvenlik katsayısının makine konstrüksiyonunda “3” olmasından sonra makine gövdesinde boyutsal optimizasyon çalışmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır. Güvenlik katsayısının da düşürülmesi ile birlikte makine konstrüksiyonundaki ağırlık azaltılmış olacaktır. Bu durumda kullanılan fazladan malzeme ham madde maliyetlerinin de azaltılmasını sağlamaktadır. Güvenlik katsayısı Şekil 80’de gösterildiği gibi “2.2” seviyelerine düşürülmüştür.



Şekil 80. Güvenlik katsayısının makine gövdesine dağılımı (Optimize Edilmiş)

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Sac şekillendirme yönteminde yıllardır kullanılan caka büküm makineleri endüstrinin birçok alanında yüksek kaliteli ve seri üretim yapılmasını mümkün kılmaktadır. Yeni malzemeler ve imalat süreçleri de makinelerin gelişmesinde önemli rol oynamaktadır. Eski tip makinelerde hidrolik gücün kullanımı ile büyük bir güç sağlanmış olurken, o yıllarda kullanılan makinelerin verimliliğine çok önem verilmemiştir. Uzun yıllar süren bilgi birikimleri ve geliştirme adımlarıyla birlikte günümüzde yüksek verimlilikte ve hassasiyete sahip makineler tasarlanmıştır. Hidrolik sistemlerin bakım maliyetleri, yavaş olması ve hassasiyetin tutarsızlığı, günümüzde sıkça kullanılan mekanik versiyonların gelişmesine ve yaygınlaşmasına sebep olmuştur. Hem servo hem de asenkron elektrik motorlarıyla kontrol edilen sistemlerin yaygınlaşması üretim maliyetlerini düşürürken parça hassasiyeti üzerine de olumlu etkilerde bulunmuştur.

Bu çalışmada tasarlanan caka büküm makinesinde geleneksel manuel makineler ve hidrolik makineler incelenmiş olup günümüz teknolojisine uygun bir biçimde tasarım yapılmıştır. Tasarımda kullanılacak elektrik motorlarının servo olması, makinelerin CNC kontrol üniteleri ile doğru haberleşme sağlamasına olanak vermektedir. Makine tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken birçok unsur bulunmaktadır. Makinede kullanılacak parçaların tasarlanması, birbirleriyle uyumu ve mühendislik hesaplamaları yapılmıştır.

Bu çalışmada yıllardır dünyada kullanılmakta olan manuel caka büküm makinelerinin günümüz teknolojisine uygun bir biçimde yeniden tasarlanması üzerine yapılan çalışmaları sonlu elemanlar yöntemiyle optimize ederek uygun hale getirilmiştir. Tasarımın yapılmasında 3D tasarım yazılımı SolidWorks kullanılmıştır. Tasarım yapılırken mühendislik hesaplamalarına ek olarak SolidWorks Simulation sonlu elemanlar yazılımından da faydalanılmıştır. Makinenin mukavemet analizleri ve bükümü simülasyonu da bu yazılımda gerçekleştirilmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada yıllardır dünyada kullanılmakta olan manuel caka büküm makinelerinin günümüz teknolojisine uygun bir biçimde yeniden tasarlanması üzerine yapılan çalışmaları sonlu elemanlar yöntemiyle optimize ederek uygun hale getirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle optimizasyon yapılmadan önce makine tasarımında nümerik hesaplamalar ile makine elemanları seçimi yapılmıştır.

Yapılan çalışma sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Bükülecek 2 mm kalınlıkta 3 metre uzunlukta sacın bükülebilmesi için gerekli büküm kuvvetinin elde edilmesi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bükülecek sacın mekanik özellikleri siyah sac olarak da adlandırılan S235JR olarak kullanılmıştır. Bu çalışma SolidWorks Simulation sonlu elemanlar yazılımı ile Doğrusal Olmayan analiz yapılarak elde edilmiştir.
- Sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda yapılan hesaplamalar neticesinde bükümün yapılabilmesi için gerekli motor gücü 11 kW olarak hesaplanmıştır. 11 kW gücün, 2 adet 5.5 kW motor ile sağlanacağı düşünüldükçe tasarım detaylandırılmıştır. Kullanılacak motorlardan gerekli torku elde edebilmek için 78 tahvile sahip bir redüktör ile kullanılması gerekmektedir.
- İki farklı kalıp istasyonuna sahip döner tablanın dönme hareketini yapabilmesi için gerekli motor seçimi yapılan tasarımdan alınan veriler doğrultusunda yapılmıştır. Döner tablanın dönme hareketi için gerekli torku 13 tahvil redüktör ile birlikte 1 kW motor gücü ile sağlamak mümkün olacaktır.
- Döner tablanın bükülecek sacı tutabilmesi ve gerektiği zaman ezme büküm yapabilmesi için gerekli motor kuvveti hesaplaması yapılmıştır. Bu sistem vidalı mil tahrik sistemi ile döner tablanın aşağı ve yukarı yönlü hareketini sağlamaktadır. Bunun için gerekli motor gücü toplam 5.44 kW olarak hesaplanmıştır. 5.44 kW motor gücü, 2 adet 3 kW motorlar ile sağlanacaktır.
- Arka sac dayama sisteminde sacı konumlandırabilmek için gerekli hızları sağlayabilecek motor kullanımı gerekmektedir. Kontrol ünitesinden gelecek verilere göre vidalı mil tahrik sistemine sahip arka dayama sisteminin hareketi 1 kW servo motor ile yapılacaktır.

- Nihai tasarıma ulaşabilmek için gerekli boyutsal optimizasyonların yapılmasından sonra elde edilen veriler ile tasarım detaylandırılmıştır. Güvenlik katsayısının 3'ten 2.2'ye indirilmesiyle birlikte makine gövdesi yaklaşık 550 kg hafiflemiştir.
- Gövde konstrüksiyonunda kritik bölgelerdeki esnemeler kabul edilebilir düzeyde tutularak bombeleme sisteminin telafi edebileceği kadarına izin verilmiştir.

5.2. Öneriler

Bu çalışmada elde edilen veriler doğrultusunda aşağıdaki önerilerde bulunmak mümkün olacaktır. Bu öneriler makine tasarımının iyileştirilmesi sürecine ışık tutarak imalatının gerçekleştirilmesi halinde karşılaşılabilecek sorunların da azaltılmasına sebep olacaktır.

Yapılan çalışma için aşağıdaki öneriler yapılabilir.

- Döner tablanın sıkıştırma hareketi vidalı mil mekanizması yerine daha verimli olabilecek farklı bir eksantrik sistemle sağlanabilir.
- Büküm tablasının hareketini sağlayan redüktör-motor çifti makinenin arka tarafında bulunmaktadır. Bu da gücün zincir dişli mekanizması ile tekrar aktarılmasını gerektirmektedir. Bunun daha verimli hale getirilmesi amaçlanarak güç kaybı azaltılabilir.
- Manuel bombeleme sistemi yerine motor kontrollü otomatik bombeleme sistemi tasarımı dahil edilebilir.
- Üst kalıpların otomatik değişimini sağlayacak takım değiştirme sistemi eklenebilir.

6. KAYNAKLAR

- Aran A. ve Demirkol M. (1995) Plastik Şekil Verme ve Teknolojisi, İTÜ Makine Fakültesi İmal Usulleri Ders Notları.
- Arslan, B., 2007. Geri Esnemenin Sac Parçaları Biçim Tamlığı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi Uygulamaları ile Değerlendirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Aslan ve Karaağaç (2014) V Bükmede Geri Esneme Davranışları, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, 2(3): 255-263.
- Chen, F.K., Ko, S.F., 2006. Deformation analysis of springback in L-bending of sheet metal. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 18, 339-342.
- CIDAN Machinery Sweden AB, Eccentric Drive Mechanism for a Folding Machine, 2016, European Patent Specification
- Çapan, L., “Metallere Plastik Şekil Verme”, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, 45-55 (1999).
- Çetinarslan, C. S., “Farklı malzemelerin yığılmasında malzeme akışının incelenmesi”, Yüksek lisans tezi, Trakya Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, Trakya, (2003).
- Diegel O (2002) Bend Works–The fine-art of sheet metal bending, Complete Design Services.
- Erişkin, Y., “Uygulamalı Sac Metal Kalıp Konstrüksiyonu” Gazi Üniversitesi, Ankara, 25-45 (1986).
- Gan, W., Wagoner, R.H., 2004. Die design method for sheet springback. International Journal of Mechanical Sciences, 46, 1097-1113.
- GmbH S (1998) Metal forming handbook, Springer Science & Business Media.
- Gwangwava N. ve ark., 2013, Design of a Dual Operating Mode Sheet Folding Machine,
- Has Metal (2017) Genel Yapı Çelikleri, <http://www.hascometal.com/teknikbilgiler.aspx?ID=71>, 28.
- Jung-Ho, C. and Noboru, K., “An analysis of metal forming processes using large deformation elastic-plastic formulations”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 49(1): 71-108 (1985).
- Kulkarni, A. ve ark., 2015, Sheet Metal Bending Machine, Novateur Publications International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology, 5-12.
- Leonghuat (2018) Importance of Yield Strength & Plastic Deformation to Civil Engineers, <https://www.leonghuat.com/articles/civil%20engineering.htm>.

- Livatyalı, H., Ergeldi, M.M., 2006. Design of over-crown in sheet metal stamping using finite element method. *Journal of Materials Processing Technology*, 173, 14-20.
- MEGEP (2011) Saclardan Profiller Bükme, Ankara.
- MEGEP (2013) Bükme Kalıpları, Ankara.
- Menezes, L. F. and Teodosiu, C., “Three-dimensional numerical simulation of the deep-drawing process using solid finite elements”, *Journal of Materials Processing Technology*, 97(1-3): 100-106 (2000).
- Özdemir A (2010) Sac Metal Ürünlerde Geri Esneme Miktarının Deneysel ve Sonlu Elemanlarla Tespiti, Yapay Sinir Ağlarıyla Tahmini, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Schey, J.E., 1987. *Introduction to Manufacturing Processes*. McGraw-Hill, New York.
- Schuler GmbH, 1998. *Metal Forming Handbook*. Springer, Berlin, 38-48.
- Schuler, G., “Metal forming handbook”, Springer Science & Business Media, Berlin, 60-80 (1998).
- Sezer, A., “Çelik sacların sıcak haddelenmesinde haddeleme kuvvetinin deneysel modellenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul (1999).
- Sörensenand P.F., . Engel B., Modelling the forming zone of forcefitted bending processes , *International Conference Metal Forming 18th* , p.411-417, 2020
- Suchy, I., 2006. *Handbook of Die Design*, 2nd Ed., Inc. McGraw-Hill Book Company, 86-88.
- Sun JR., Wu, JC., *Research and Implementation of FoldingMachine Control Systems*, *Advanced Materials Research*, Vol. 383-390, P. 5838-5843, 2012
- Tekiner, Z., 2004. An experimental study on the examination of springback of sheet metals with several thicknesses and properties in bending dies. *Journal of Materials Processing Technology*, 145, 109-117.
- Turan S.E., 2009. Düz Kenar Bükme ve Döner Kalıpla Kenar Bükme İşlemlerinin Geri Yaylanma Üzerine Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Vural, M., Ogur, A., Cam, G. and Ozarpa, C., “On the friction stir welding of aluminium alloys EN AW 2024-0 and EN AW 5754-H22”, *Archives of Materials Science and Engineering*, 28(1): 49-54 (2007)
- Yurci ME, (1991) Bükme İşleminin İlkeleri, İstanbul.
- Zhang, D., Cui, Z., Chen, Z., Ruan, X., 2007. An analytical model for predicting sheet springback