



महाराष्ट्र राज्य तंत्र शिक्षण मंडळ, मुंबई

(स्वायत्त) (ISO 21001:2018) (ISO/IEC 27001:2022)

अभियांत्रिकी आणि तंत्रज्ञान पदविका

शिक्षण पुस्तिका

(Learning Material)

**Design of Machine Elements**

**(316357)**

यंत्र अभियांत्रिकी गट

मराठी – इंग्रजी (द्विभाषिक) माध्यम  
(अभियांत्रिकी व तंत्रज्ञान सहावे सत्र पदविका)

**शिक्षण पुस्तिका**  
**(Learning Material)**

**डिझाईन ऑफ मशीन एलिमेंट्स**  
**Design of Machine Elements**  
**(316357)**

**मराठी-इंग्रजी द्विभाषिक माध्यम**  
**(अभियांत्रिकी व तंत्रज्ञानातील सहावे सत्र**  
**पदविका)**



**महाराष्ट्र राज्य तंत्र शिक्षण मंडळ, मुंबई**

**(स्वायत्त) (ISO 21001:2018) (ISO/IEC 27001:2022)**

**एम.एस. बी. टी. ई.  
मार्गदर्शक**

**श्री. एस. एस. हरीप**

विभागप्रमुख, यांत्रिकी अभियांत्रिकी

**संकलक**

**श्री. राकेश मोटगी**

विभागप्रमुख, यांत्रिकी अभियांत्रिकी

**श्री. योगेश काकुस्ते**

वरिष्ठ अधिव्याख्याता, यांत्रिकी अभियांत्रिकी

**श्री. तुषार रानडे**

अधिव्याख्याता, यांत्रिकी अभियांत्रिकी

**श्री. प्रशांत पाटील**

अधिव्याख्याता, यांत्रिकी अभियांत्रिकी

**श्री. स्वप्नील माळी**

अधिव्याख्याता, यांत्रिकी अभियांत्रिकी

**समीक्षक**

**श्री. संतोष बोडके**

अधिव्याख्याता, मेकाट्रॉनिक्स

**मुख्य समन्वयक**

**श्री. बी. एस. ताशिलदार**

प्राचार्य

**संस्था समन्वयक**

**श्री. एन. एस. पाटील**

विभागप्रमुख, यांत्रिकी अभियांत्रिकी



# महाराष्ट्र राज्य तंत्र शिक्षण मंडळ.

(स्वायत्त) (ISO: २१००१:२०१८) (ISO/IEC: २७००१-२०१३)

शासकीय तंत्रनिकेतन इमारत, चौथा मजला, ४९, खेरवाडी, बांद्रा (पूर्व), मुंबई - ४०० ०५१.

दूरध्वनी क्र.: ०२२-६२५४२१०० / १५३ / १७०

email : director@msbte.com

web site : www.msbte.ac.in



## प्रास्ताविक

महाराष्ट्र राज्यातील पदविका स्तरावरील तंत्रशिक्षणामध्ये विद्यार्थ्यांचे रोजगार कौशल्य विकसित करून विद्यार्थ्यांचा सर्वांगीण विकास घडवून आणण्याकरिता महाराष्ट्र राज्य तंत्रशिक्षण मंडळ कटिबद्ध आहे. उद्योगधंद्यातील बदलत्या तंत्रज्ञानाशी संबंधित गरजा लक्षात घेऊन महाराष्ट्र राज्य तंत्र शिक्षण मंडळाकडून पदविका अभ्यासक्रम वेळोवेळी अद्यावत करण्यात येतो. अभियांत्रिकी पदविका अभ्यासक्रम शिकत असताना संकल्पनात्मक ज्ञान, सुसंगत संदर्भ, प्रश्न विचारणे, विश्वसनीय पुरावे, कारणमीमांसा आणि सुस्पष्ट निकष यांचा वापर करून अर्थाची उकल करण्याची, विश्लेषण व मूल्यमापन करण्याची तसेच तर्काने अनुमान काढण्याची क्षमता म्हणजेच चिकित्सक विचार विद्यार्थ्यांमध्ये अधिक दृढ होतील असा मला विश्वास आहे. जेव्हा विद्यार्थी ज्ञान मिळवण्याच्या माध्यमाशी पूर्णपणे परिचित आणि सोयीस्कर असतात, तेव्हा त्यांच्यासाठी वर्गातील चर्चेत भाग घेणे सोपे होते, संकल्पनात्मक व सैद्धांतिक बाबींचे आकलन परिपूर्ण होते, संज्ञानात्मक क्षमता सुधारते आणि त्यांचा आत्मविश्वास देखील वाढतो. या सर्व गोष्टींचा विचार करून मंडळाकडून शैक्षणिक सामुग्रीची निर्मिती करण्यात आलेली आहे. भारत देश हा खेड्यापाडयातून विकसित झालेला देश असून ग्रामीण भागातील विद्यार्थ्यांना तांत्रिक शिक्षण घेताना भाषेचा अडसर न येता तांत्रिक बाबींचा आशय समजून घेणे शक्य होईल या दृष्टिकोनातून महाराष्ट्र राज्य तंत्र शिक्षण मंडळाने पदविका स्तरावरील तांत्रिक शिक्षणाकरीता विद्यार्थ्यांना मराठी-इंग्रजी द्विभाषिक माध्यमाचा पर्याय उपलब्ध करून दिलेला आहे.

राष्ट्रीय शैक्षणिक धोरण-२०२० प्रादेशिक भाषेतील शिक्षणास प्रोत्साहन देते, ज्यामुळे विद्यार्थ्यांना तांत्रिक अभ्यासक्रमांसाठी प्रादेशिक भाषेतून शिक्षणाचे माध्यम निवडता येते. त्या अनुषंगाने प्रादेशिक भाषांमध्ये तांत्रिक सामग्री आणि अभ्यास सामग्रीचा विकास आणि भाषांतर करण्याची आवश्यकता आहे. या धोरणास अनुसरून मंडळाने भागधारकांसाठी शैक्षणिक वर्ष २०२१-२२ पासून I-Scheme तसेच शैक्षणिक वर्ष २०२३-२४ पासून K-Scheme मध्ये द्विभाषिक माध्यमाचा पर्याय प्रथम ते तृतीय वर्षाकरिता उपलब्ध करून दिलेला आहे. या पर्यायास अनुसरून मंडळाने मराठी-इंग्रजी द्विभाषिक शैक्षणिक सामग्रीही संबंधीत विद्यार्थी व अधिव्याख्यातांकरिता उपलब्ध करून दिली आहे.

पदविका स्तरावरील तंत्रशिक्षण अधिक दर्जेदार करण्यासाठी महाराष्ट्रातील अनुभवी व तज्ञ अध्यापकांनी व्यवहारिक मराठी भाषा व इंग्रजी भाषेतील तांत्रिक शब्दावली यांचा वापर करून मराठी इंग्रजी भाषेचा सुवर्णमध्य साधण्याचा प्रयत्न केलेला आहे. मंडळाच्या स्तरावर गठीत सुकाणू समितीमार्फत सदर शैक्षणिक सामुग्रीचा दर्जा, तसेच इतर बाबींची तपासणी करण्यात आलेली आहे. त्यामुळे सदर शैक्षणिक सामुग्री अधिक संपन्न झालेली असून, विद्यार्थी त्यांच्या व्यक्तिमत्त्वाचा सुसंवादी आणि सर्वांगीण विकास साधतील. परिणामतः विश्वस्तरीय मनुष्यबळाच्या गरजा पूर्ण करण्यात महाराष्ट्र राज्य अग्रेसर राहिल व पर्यायाने राष्ट्रनिर्मिती करीता निश्चितच हातभार लागेल, असा मला विश्वास आहे.

अभियांत्रिकी पदविका अभ्यासक्रमातील विषयांची मराठी-इंग्रजी (द्विभाषिक) शैक्षणिक सामुग्री बनविण्यासाठी अध्यापक व सुकाणू समितीचे सदस्य यांनी दर्शविलेले समर्पण व वचनबद्धता कौतुकास पात्र आहे, या सर्वांचे मी मनःपूर्वक अभिनंदन करतो!

(डॉ. प्रमोद नाईक)

संचालक

म. रा. तंत्र शिक्षण मंडळ, मुंबई

## अनुक्रमणिका

अ. क्र	युनिटचे नाव	पान क्र.
1	डिझाईनची मूलतत्त्वे (Fundamentals of Design)	1
2	जॉईंट्स आणि लीव्हर्सचे डिझाईन (Design of Joints and Levers)	22
3	शाफ्टद्वारे शक्ती प्रसारणाची डिझाईन (Design of Power Transmission through Shaft)	52
4	पॉवर स्कू व स्कूड जोइंट चे डिझाईन (Design of Power Screws and Screwed Joints)	70
5	स्प्रिंग्सचे डिझाईन (Design of Springs)	96

## युनिट 1. डिझाईनची मूलतत्त्वे (Fundamentals of Design)

### विषय निष्पत्ती (Course Outcome):

(CO1): दिलेल्या अनुप्रयोगासाठी यंत्रघटकांच्या डिझाईन विषयक मूलभूत संकल्पनांचा उपयोग करणे. (Use fundamental concepts of design of machine elements for given application.)

### घटक निष्पत्ती (Theory Learning Outcomes):

- TLO 1.1: यंत्राचे डिझाईन (design), त्याची प्रक्रिया आणि सामान्य विचाराधीन मुद्दे समजावून सांगणे. (Explain machine design, its procedure and general considerations.)
- TLO 1.2: यंत्र घटकावर कार्य करणाऱ्या लोडची यादी करणे. (Enlist the loads acting on a machine element.)
- TLO 1.3: यंत्रघटकावर कार्य करणारा बेअरिंग दाब, क्रशिंग ताण आणि प्रमुख ताण (Principal Stresses) यांचे वर्णन करणे. (Describe bearing pressure, crushing stress and principal stresses acting on a machine element.)
- TLO 1.4: डकटाईल आणि ब्रिटल पदार्थासाठी सुरक्षितता गुणांक (Factor of Safety) समजावून सांगणे. (Explain factor of safety for ductile and brittle materials.)
- TLO 1.5: स्ट्रेस कॉन्सन्ट्रेशन (stress concentration), त्याची कारणे व त्यांना कमी करण्याचे उपाय यांचे वर्णन करणे. (Describe stress concentration with the causes and remedies to reduce stress concentration.)
- TLO 1.6: दिलेल्या मानक संज्ञांवरून (Standard Designations) पदार्थ ओळखणे. (Identify the materials from given standard designations)
- TLO 1.7: फटीग (fatigue) व एन्ड्युरन्स लिमिट (endurance limit) यांची संकल्पना समजावून सांगणे. (Explain the concept of fatigue and endurance limit)
- TLO 1.8: एलास्टिक फेल्युअर (elastic failures) सिद्धांताची मांडणी करणे (State the theories of elastic failures)
- TLO 1.9: यंत्रघटकांच्या रचनेमध्ये (Design) सौंदर्यविषयक विचार (Aesthetic Considerations) समजावून सांगणे. (Explain the aesthetic considerations in design of machine elements)

### 1.1 मशीन डिझाईन (Machine Design):

व्याख्या: मशीन डिझाईन म्हणजे वैज्ञानिक तत्त्वे, तांत्रिक माहिती आणि कल्पकता यांचा उपयोग करून विशिष्ट कार्य अत्यंत कार्यक्षमतेने आणि किफायतशीरपणे करणाऱ्या मशीनचे वर्णन (डिझाईन) करणे होय.

#### 1.1.1 मशीन डिझाईन तत्त्वज्ञान (Machine Design Philosophy)

डिझायनरसाठी आवश्यक मूलभूत पूर्वअट म्हणजे गणिताचे ज्ञान, विज्ञान, स्टॅटिक्स आणि डायनेमिक्स, ऊष्मागतिकी (Thermodynamics) आणि उष्णता संक्रमण (Heat Transfer) यांची तत्त्वे, कंपने (Vibrations), द्रव गतिकी (Fluid Dynamics). डिझायनरने यंत्रणा (Mechanism) डिझाईन करताना मानक घटक (Standard Components) वापरावेत. डिझायनरने मानक घटकांची निवड खालील संदर्भ पुस्तकांमधून करावी: PSG Design Data Book, CMTI Handbook, Westerman Table. मानक घटकांमध्ये खालील घटकांचा समावेश होतो: फास्टनिंग डिव्हाइसेस (बोल्ट, नट, स्क्रू इ.), चैन, बेल्ट, गिअर ड्राइव्ह, बेअरिंग्स, स्पिंग्स, गॅस्केट्स, ऑइल सील्स, शाफ्ट आणि स्पिंडल इत्यादी.

#### 1.1.2 सर्वसाधारण डिझाईन प्रक्रिया (General Design Procedure)

##### 1. गरजेची ओळख (Recognition of Need):

सर्वप्रथम समस्येचे संपूर्ण विधान तयार करा, ज्यामध्ये मशीन कोणत्या गरजेसाठी, उद्देशासाठी किंवा कार्यासाठी डिझाईन करायची आहे हे स्पष्ट केलेले असते.

**2. डेटा व विशिष्टता (Data Specifications):**

आवश्यक कार्य करण्यासाठी लागणाऱ्या उपकरणाची गरज *विशिष्टता (Specifications)* यांच्या स्वरूपात वर्णन केली जाते. सामान्यतः उत्पादनाच्या विशिष्टतेमध्ये खालील माहिती असते:

- एकूण परिमाणे
- क्षमता
- कार्यरत मापदंड (Operating Parameters)

विशिष्टता निश्चित करताना उपलब्ध मानकांचा (Standards) संदर्भ घेणे आवश्यक आहे.

**3. व्यवहार्यता अहवाल (Feasibility Report):**

या अहवालाचा उद्देश प्रस्तावित मशीन/प्रकल्प तांत्रिक आणि आर्थिक दृष्टिकोनातून यशस्वी होण्याची किंवा अपयशी ठरण्याची शक्यता तपासणे हा आहे.

**4. यंत्रणा निवड (Mechanism):**

आवश्यक गती (Desired Motion) देणारी योग्य यंत्रणा किंवा यंत्रणांचा समूह निवडा.

**5. बल विश्लेषण (Force Analysis):**

मशीनच्या प्रत्येक घटकावर कार्य करणारी बलं आणि प्रत्येक घटकाद्वारे प्रसारित होणारी ऊर्जा शोधा.

**6. साहित्य निवड (Material Selection):**

मशीनच्या प्रत्येक घटकासाठी सर्वात योग्य साहित्य निवडा. साहित्य निवडताना खालील बाबी विचारात घ्या:

- कार्यक्षमता
- आयुष्य (Life)
- विश्वासार्हता (Reliability)
- खर्च (Cost)

**7. घटकांचे परिमाण (Component Dimensions):**

मशीनच्या प्रत्येक घटकाचे परिमाण खालील बाबी विचारात घेऊन ठरवा:

- घटकांवर कार्य करणारी विविध भार (Loads)
- घटकांमध्ये निर्माण होणारे विविध ताण (Stresses)
- अपयश सिद्धांत (Theories of Failure)
- अनुमत ताण (Permissible Stresses)

**8. उत्पादन रेखाचित्रे (Production Drawing):**

प्रत्येक घटकाचे कार्यरत रेखाचित्र (Working Drawing) किमान दोन दृश्यांसह तयार करा. त्यामध्ये खालील तपशील असावेत:

- परिमाणे (Dimensions)
- परिमाण सहनशीलता (Dimensional Tolerances)
- पृष्ठभाग समाप्ती (Surface Finish)
- विशेष उत्पादन आवश्यकता (उदा. उष्णता उपचार – Heat Treatment)

तसेच, भाग क्रमांक (Part Numbers), एकूण परिमाणे, भाग सूची (Part List) असलेले असेंब्ली रेखाचित्र (Assembly Drawing) तयार करा.

घटकांचे रेखाचित्र उत्पादन विभागाला दिले जाते, तर असेंब्ली रेखाचित्र असेंब्ली विभागाला दिले जाते.

**9. प्रोटोटाइप उत्पादन (Prototype Product):**

उत्पादन रेखाचित्रे तयार झाल्यानंतर प्रोटोटाइप मॉडेल विकसित करा आणि आवश्यक वैशिष्ट्ये तपासण्यासाठी त्यावर चाचण्या करा.

**10. अंतिम उत्पादन (Final Product):**

प्रोटोटाइप मॉडेलची चाचणी करून आवश्यक बदल केल्यानंतर अंतिम उत्पादन तयार करा. काही महिन्यांच्या वापरानंतर ग्राहकांकडून अभिप्राय घ्या आणि त्यानुसार अंतिम उत्पादनात सुधारणा करा.

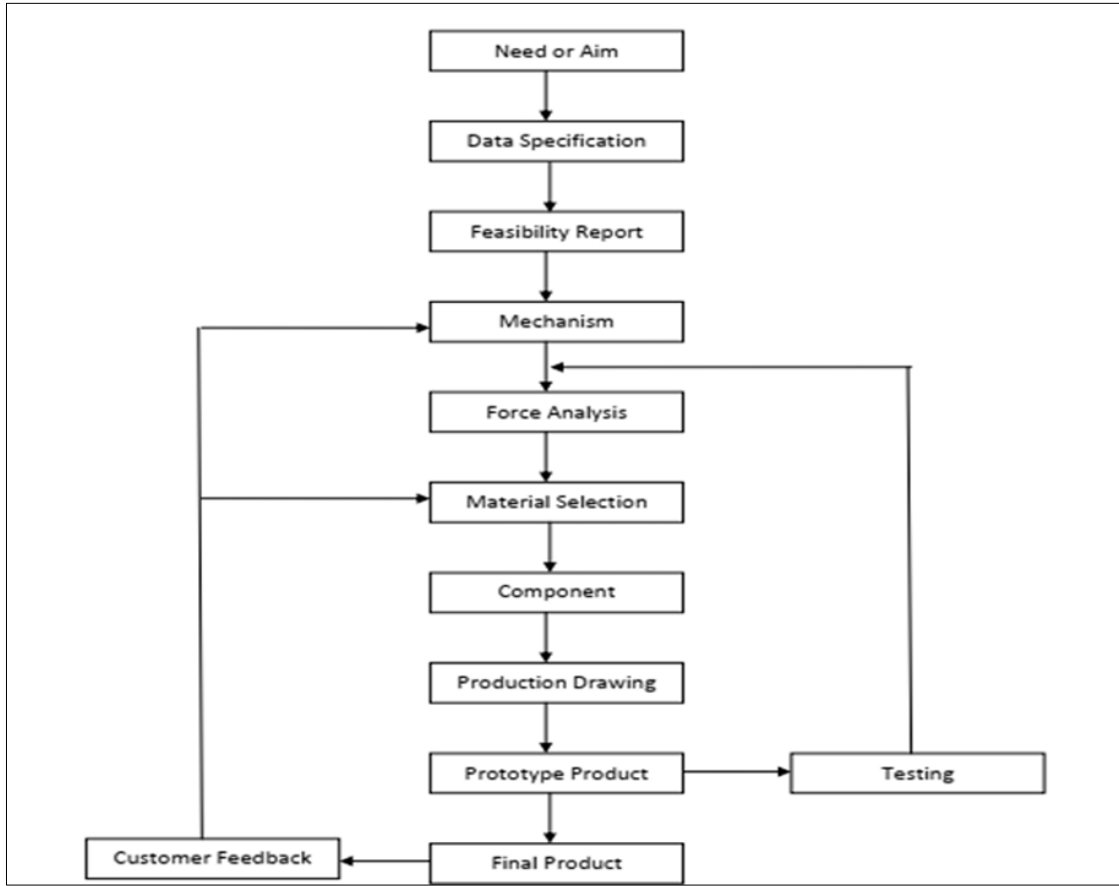


Fig. 1.1: सर्वसाधारण डिझाईन प्रक्रिया (General Design Procedure)

### 1.1.3 डिझाईनसाठी सर्वसाधारण विचार (General Considerations of Design)

#### 1. भाराचे प्रकार आणि निर्माण होणारे ताण (Type of Load and Induced Stresses)

मशीन घटकांवर विविध प्रकारचे भार येतात—अक्षीय (ओढ/दाब), बेंडिंग (Bending), ट्वीस्टिंग (Torsional), आणि शिअर (Shear). हे भार अंतर्गत ताण निर्माण करतात. अपयश टाळण्यासाठी डिझायनरने हे ताण अचूकपणे मोजणे आवश्यक आहे. उदाहरण: मोटरमधील शाफ्ट फिरण्यामुळे मुरडणारा ताण सहन करतो. योग्य डिझाईन नसेल तर शाफ्ट वाकू किंवा तुटू शकतो.

#### 2. मशीन भागांची गती (Kinematics / Motion of Machine Parts)

प्रत्येक भाग कसा हालतो हे समजणे आवश्यक आहे—गिअर फिरतात, पिस्टन सरकतात, लीव्हर दोलायमान होतात. गतीमुळे घर्षण, कंपने आणि सरिखनावर परिणाम होतो.

उदाहरण: लेथ मशीनमध्ये स्पिंडल फिरतो आणि टूल रेषीय गतीने पुढे सरकते. दोन्हीची गती समन्वयित असणे आवश्यक आहे.

#### 3. साहित्य निवड (Material Selection)

साहित्य निवडताना त्याची ताकद, कणखरपणा, गंजरोधक क्षमता आणि खर्च विचारात घ्यावा. कार्यरत परिस्थिती—उच्च तापमान, आर्द्रता, रासायनिक संपर्क—यांचाही विचार करावा.

उदाहरण: फूड प्रोसेसिंग मशीनमध्ये स्टेनलेस स्टील वापरतात कारण ते गंजरोधक असते.

#### 4. घटकांचा आकार आणि स्वरूप (Form and Size of Components)

घटकांचा आकार आणि परिमाण त्यांची ताकद आणि वजन ठरवतात. मानक आकार (I-बीम, गोल शाफ्ट) वापरावेत आणि साहित्य खर्च कमी करण्यासाठी परिमाणांचे अनुकूलन करावे.

उदाहरण: I-सेक्शन बीम समान वजनाच्या आयताकृती बीमपेक्षा वाकण्यास अधिक प्रतिकार करते.

#### 5. घर्षण आणि स्नेहन (Friction and Lubrication)

घर्षणामुळे झीज आणि ऊर्जा हानी होते. स्नेहनामुळे घर्षण आणि उष्णता कमी होते. डिझाईनमध्ये तेलाच्या खाचा, ग्रीस फिटिंग्ज किंवा सीलबंद बेअरिंग्सचा समावेश असावा.

उदाहरण: फॅनमधील बॉल बेअरिंग्स पूर्व-स्नेहित असतात, ज्यामुळे घर्षण आणि आवाज कमी होतो.

## 6. मानक घटकांचा वापर (Use of Standard Parts)

मानक घटक (नट, बोल्ट, बेअरिंग्स) सहज उपलब्ध आणि स्वस्त असतात. ते उत्पादन, दुरुस्ती आणि साठा व्यवस्थापन सुलभ करतात.

उदाहरण: कस्टम थ्रेडऐवजी मानक M10 बोल्ट वापरल्यास वेळ आणि खर्च दोन्ही वाचतात.

## 7. सुरक्षितता आणि विश्वासार्हता (Safety and Reliability)

अनपेक्षित भार किंवा साहित्य दोष लक्षात घेण्यासाठी सुरक्षा गुणांक (Factor of Safety) वापरावा. डिझाईनमध्ये अपयश टाळण्यासाठी फेल-सेफ वैशिष्ट्ये असावीत.

उदाहरण: प्रेशर वेसलमध्ये अतिरिक्त दाब सोडण्यासाठी सेफ्टी व्हॉल्व्ह असतात, ज्यामुळे स्फोट टाळला जातो.

## 8. उत्पादन आणि कार्यशाळा सुविधा (Manufacturing and Workshop Facilities)

डिझाईन उपलब्ध साधने आणि प्रक्रिया (लेथ, मिलिंग, वेल्डिंग) यांना अनुरूप असावे. अतिशय गुंतागुंतीचे आकार टाळावेत, कारण ते तयार करणे कठीण किंवा महाग असू शकते.

उदाहरण: साधा सिलिंड्रिकल भाग मशीनिंगसाठी सोपा असतो, तर गुंतागुंतीचा आकार कठीण असतो.

## 9. असेंब्ली आणि देखभाल सुलभता (Ease of Assembly and Maintenance)

घटक सामान्य साधनांनी सहजपणे जोडता/वेगळे करता येतील असे असावेत. तपासणी, स्नेहन आणि बदलासाठी योग्य प्रवेश उपलब्ध असावा.

उदाहरण: गिअरबॉक्समध्ये तपासणी कव्हर आणि ड्रेन प्लग असतात, ज्यामुळे देखभाल सोपी होते.

## 10. बांधकाम खर्च (Cost of Construction)

कार्यक्षमता आणि परवडणारा खर्च यामध्ये संतुलन राखावे. ओव्हरडिझाईन टाळावे—कामासाठी आवश्यक तेवढीच ताकद आणि साहित्य वापरावे.

उदाहरण: हलक्या वजनाच्या अनुप्रयोगांसाठी स्टीलऐवजी अल्युमिनियम वापरल्यास वजन आणि खर्च दोन्ही कमी होतात.

## 11. उत्पादनाची संख्या (Number of Units to be Manufactured)

मोठ्या प्रमाणावर उत्पादनासाठी कास्टिंग, स्टॅम्पिंग किंवा इंजेक्शन मोल्डिंगसारख्या प्रक्रिया वापरतात.

लहान बॅचसाठी मशीनिंग किंवा 3D प्रिंटिंग अधिक किफायतशीर ठरू शकते.

उदाहरण: 10000 फॅन ब्लेड तयार करणारी कंपनी CNC मशीनिंगऐवजी इंजेक्शन मोल्डिंग निवडते.

## 12. सौंदर्य आणि एर्गोनॉमिक्स (Aesthetic and Ergonomic Considerations)

ग्राहक उत्पादनांमध्ये हे अत्यंत महत्त्वाचे असते—उत्पादन आकर्षक दिसावे आणि वापरण्यास सोयीचे असावे.

वापरकर्ता संवाद, दृश्यमानता आणि पोहोच यांचा विचार करावा.

उदाहरण: हँड ड्रिलमध्ये आरामदायक ग्रिप आणि सहज पोहोचणारे बटण असावे.

## 1.2 मशीन घटकांवर कार्य करणारे भार

### A. भाराच्या स्वरूपानुसार (According to the Nature of Load)

#### 1. स्थिर भार / मृत भार (Dead Load)

Dead Load म्हणजे मशीन घटकावर त्याच्या स्वतःच्या वजनाने किंवा त्याला कायमस्वरूपी जोडलेल्या घटकांच्या वजनाने निर्माण होणारा स्थिर आणि न बदलणारा भार. हा भार मशीनच्या संपूर्ण आयुष्यात कायम राहतो आणि डिझाईन करताना सहजपणे अंदाज करता येतो.

उदाहरण: लेथ मशीनच्या बेडचे वजन, गिअरबॉक्सच्या हाउजिंगचे वजन.

डिझाईन गणनांमध्ये Dead Load ला स्थिर अवस्था बल (Steady-State Force) मानले जाते आणि संरचनात्मक घटकांमधील मूलभूत ताण पातळी निश्चित करण्यासाठी वापरले जाते. कारण हा भार बदलत नाही, त्यामुळे त्याचे विश्लेषण करणे सोपे असते आणि स्थिर विश्लेषणात सर्वप्रथम विचारात घेतला जातो.

#### 2. चल भार (Live Load)

Live Load हा वेळेनुसार बदलणारा भार आहे, जो मशीनच्या कार्यस्थिती, भागांच्या हालचाली किंवा बाह्य वापरामुळे बदलतो.

Dead Load पेक्षा Live Load सतत स्थिर नसतो आणि मशीन कसे वापरले जाते यावर अवलंबून बदलतो.

उदाहरण: फिरणाऱ्या चकचे वजन, हलणाऱ्या कॅरेजचा भार, ऑपरेटरचा मशीनवरील प्रभाव.

Live Load मुळे गतिशील परिणाम (Dynamic Effects) निर्माण होतात आणि ताण वितरणातील बदल लक्षात घेणे आवश्यक होते. हे भार घटकांच्या फटिंग लाईफ (Fatigue Life) आणि कार्यक्षमतेसाठी अत्यंत महत्त्वाचे असतात.

### 3. हळूहळू लागू केलेला भार (Gradually Applied Load)

हा भार शून्यापासून हळूहळू वाढत जाऊन त्याच्या पूर्ण मूल्यापर्यंत पोहोचतो. यामुळे साहित्याला लवचिकतेने प्रतिसाद देण्याची आणि अंतर्गत ताण समान रीतीने वितरित करण्याची संधी मिळते.

उदाहरण: हायड्रॉलिक प्रेस, स्क्रू जॅक, बोल्ट घट्ट करताना लागू होणारा भार.

हळूहळू लागू केलेल्या भारामुळे निर्माण होणारा ताण अचानक किंवा Impact Load पेक्षा कमी असतो. डिझायनर अशा भारांना प्राधान्य देतात कारण ते धक्का किंवा अपयशाचा धोका कमी करतात.

### 4. अचानक लागू केलेला भार (Suddenly Applied Load)

हा भार क्षणात लागू होतो, परंतु त्यात Impact Load सारखी गती नसते. जरी टक्कर होत नसली तरी अचानक लागू झाल्यामुळे ताण जास्त निर्माण होतो. Static analysis मध्ये हा भार साधारणतः दुप्पट ताण निर्माण करतो असे मानले जाते.

उदाहरण: एखादे वजन पटकन प्लॅटफॉर्मवर ठेवणे (फेकल्याशिवाय)

अशा भारांचा विचार क्लच, ब्रेक इत्यादी जलद संलग्न/विसंलग्न होणाऱ्या यंत्रणांमध्ये करणे आवश्यक आहे.

### 5. धक्का भार (Shock Load)

Shock Load हा अचानक लागू होणारा आणि बलात जलद बदल निर्माण करणारा भार आहे. यामुळे कंपने किंवा ताण तरंग (Stress Waves) निर्माण होतात.

उदाहरण: गिअर एंगेजमेंट, अचानक ब्रेक लावणे

Shock Load मुळे क्षणिक ताण शिखरे (Stress Peaks) निर्माण होतात, जे साहित्याच्या Yield Strength पेक्षा जास्त असू शकतात. डिझाईनमध्ये Shock Load कमी करण्यासाठी डॅम्पिंग सिस्टम, फ्लेक्सिबल कपलिंग, जास्त Safety Factor वापरले जातात. हे भार विशेषतः ऑटोमोबाईल आणि भारी यंत्रसामग्री मध्ये महत्त्वाचे असतात.

### 6. आघात भार (Impact Load)

Impact Load हा गतीसह लागू होणारा भार आहे, ज्यामुळे दोन वस्तूंमध्ये टक्कर होते. हा भार अत्यंत कमी वेळेसाठी अत्यंत जास्त ताण निर्माण करतो आणि सर्वात गंभीर स्थिर भार मानला जातो. Impact Load चे परिमाण वस्तूच्या वजन आणि गतीवर अवलंबून असते.

उदाहरण: पंचवर हातोड्याचा आघात, फोर्जिंग प्रेसची क्रिया.

Impact Load चे विश्लेषण करण्यासाठी ऊर्जा-आधारित पद्धती वापरतात: Strain Energy, Impulse-Momentum Principle. साहित्य Tough आणि Resilient असावे, जेणेकरून ऊर्जा शोषून तुटणे टाळता येईल.

## B. भार लागू होण्याच्या बिंदूनुसार (According to the Point of Application of Load)

### 1. अक्षीय भार (Axial Load)

अक्षीय भार म्हणजे मशीन घटकाच्या लांबीच्या अक्षावर (Longitudinal Axis) लागू होणारा बल. जेव्हा भार घटकाच्या केंद्रक अक्षाशी (Centroidal Axis) सरळ रेषेत कार्य करतो, तेव्हा तो बलाच्या दिशेनुसार ताण (Tensile Stress) किंवा दाब (Compressive Stress) निर्माण करतो. अक्षीय ताण भार (Axial Tensile Load) घटकाला ताणून लांब करतो. अक्षीय दाब भार (Axial Compressive Load) घटकाला दाबून लहान करतो. अशा प्रकारचा भार खालील संरचनात्मक घटकांमध्ये सामान्यतः आढळतो: टाय रॉड्स, कॉलम्स, शाफ्ट्स.

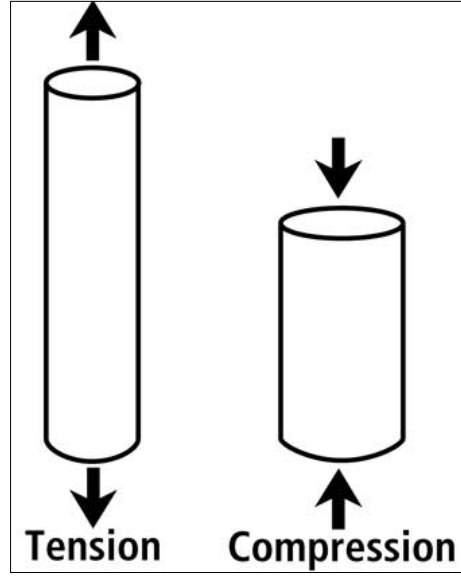


Fig. 1.2: अक्षीय भार (Axial Load)

### 2. कातरण भार (Shear Load)

कातरण भार हा साहित्याच्या पृष्ठभागाच्या समांतर कार्य करणारा बल आहे, जो शरीराचा एक भाग शेजारच्या भागावरून घसरण्यास (Slide) प्रवृत्त करतो. या भारामुळे कातरण ताण (Shear Stress) निर्माण होतो, जो घसरण्याच्या क्रियेला प्रतिकार करणाऱ्या क्षेत्रावर वितरित होतो.

कातरण भार सामान्यतः खालील घटकांमध्ये आढळतो: बोल्ट, रिव्हेट, पिन, आडव्या बलांना (Transverse Forces) सामोरे जाणारे बीम.

कातरण भारामुळे सदस्याची लांबी बदलत नाही, परंतु क्रिया पातळीवर (Plane of Action) विकृती किंवा अपयश होऊ शकते.

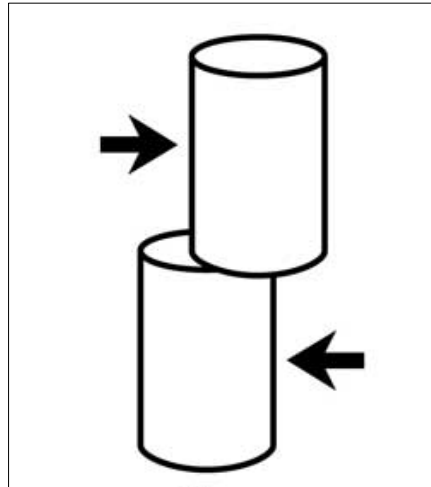


Fig. 1.3: कातरण भार (Shear Load)

### 3. बेंडिंग भार (Bending Load)

बेंडिंग भार म्हणजे संरचनात्मक घटकाच्या अक्षाला लंब (Perpendicular) दिशेने लागू होणारा बल, ज्यामुळे घटक वाकतो. या वाकण्यामुळे घटकाच्या आडव्या छेदात ताण (Tensile Stress) आणि दाब (Compressive Stress) यांचे मिश्रण निर्माण होते- एका बाजूला ताण, विरुद्ध बाजूला दाब. वाकणारे भार सामान्यतः खालील घटकांमध्ये आढळतात: बीम, लीव्हर, आडव्या बलांना सामोरे जाणारे शाफ्ट. वाकणाऱ्या ताणाचे परिमाण खालील घटकांवर अवलंबून असते: बेंडिंग मुमेंट (Bending Moment), छेदाचा आकार (Cross-Section Shape), न्यूट्रल अक्षापासूनचे अंतर (Distance from Neutral Axis).

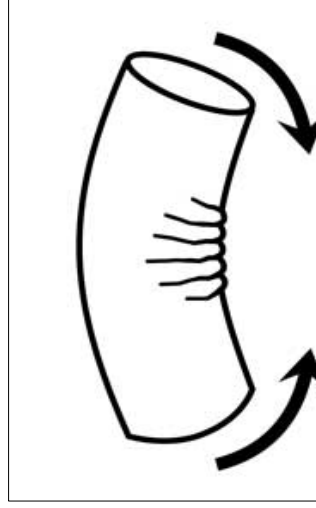


Fig. 1.4: बेंडिंग भार (Bending Load)

#### 4. विकेंद्रित भार (Eccentric Load)

विकेंद्रित भार म्हणजे असा बल ज्याची क्रिया-रेषा (Line of Action) घटकाच्या आडव्या छेदाच्या केंद्रकातून (Centroid) जात नाही. यामुळे घटकावर प्रत्यक्ष ताण (Direct Stress) आणि बेंडिंग ताण (Bending Stress) दोन्ही निर्माण होतात. हा भार अधिक गुंतागुंतीचा असतो कारण अक्षीय बलाबरोबरच तो बेंडिंग मुमेंट (Bending Moment) देखील निर्माण करतो. विकेंद्रित भार सामान्यतः खालील ठिकाणी आढळतो: कॉलम्स, ब्रॅकेट्स, संरचनात्मक सांधे (Structural Joints) जिथे विसरेखन (Misalignment) किंवा ऑफसेट लोडिंग होते.

डिझाईन करताना अक्षीय ताण आणि वाकणारा ताण यांच्या संयुक्त परिणामाचा विचार करणे आवश्यक आहे, अन्यथा अपयश होऊ शकते. कोणत्याही बिंदूवरील एकूण ताण हा प्रत्यक्ष ताण + बेंडिंग ताण यांचा बीजगणितीय बेरिज असतो.

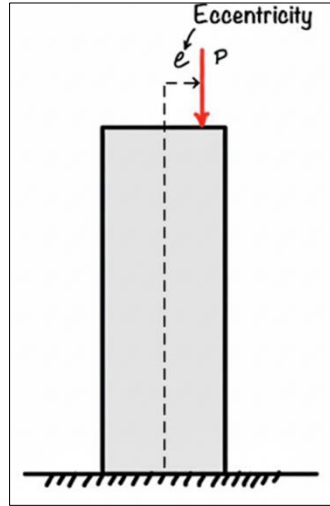
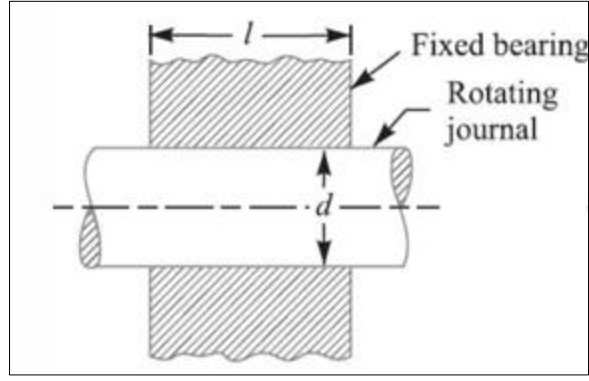


Fig. 1.5: विकेंद्रित भार (Eccentric Load)

#### 1.3 ताण (Stresses)

##### 1. बियरिंग दाब / बियरिंग ताण (Bearing Pressure / Bearing Stress)

दोन मशीन घटकांच्या संपर्क पृष्ठभागावर, जे एकमेकांच्या तुलनेत हालचाल करतात, निर्माण होणारा स्थानिक दाब ताण (Localized Compressive Stress) म्हणजे बियरिंग ताण ( $P_b$ ) होय. बियरिंग ताण विचारात घेतले जाणारे काही सामान्य उदाहरणे: I.C. इंजिनमधील क्रॅक पिन् आणि बिग-एंड बियरिंग, स्क्रू आणि नट, पिस्टन पिन् आणि कनेक्टिंग रॉड, रॉकर आर्मचा पिव्होट पिन्, स्लीव्ह बियरिंग्स. वरील उदाहरणांवरून असे दिसते की जे मशीन घटक दाब (Compression) सहन करतात आणि एकमेकांच्या तुलनेत फिरती (Rotary), प्रत्यागामी (Reciprocating) किंवा दोलायमान (Oscillatory) गती करतात, त्यांच्यात निर्माण होणारा ताण हा बियरिंग ताण असतो.



**Fig. 1.6: बियरिंग दाब (Bearing Pressure)**

जसे Fig 1.6 मध्ये दाखवले आहे, तसे एक जर्नल (Journal) स्थिर बियरिंगमध्ये फिरत आहे असे मानूया. जर्नल त्याच्या खाली असलेल्या ब्रासच्या वक्र पृष्ठभागावर बियरिंग दाब निर्माण करतो. हा बियरिंग दाब संपूर्ण पृष्ठभागावर समान प्रमाणात वितरित होत नाही; तो संपर्कात असलेल्या पृष्ठभागांच्या आकारावर आणि दोन्ही साहित्यांच्या विकृती गुणधर्मावर अवलंबून असतो. कारण प्रत्यक्ष बियरिंग दाब निश्चित करणे कठीण असते, त्यामुळे सामान्यतः सरासरी बियरिंग दाब (Average Bearing Pressure) काढला जातो. यासाठी लागू केलेला भार संपर्कातील वक्र पृष्ठभागाच्या प्रक्षेपित क्षेत्राने (Projected Area) भागला जातो. म्हणून, बियरिंगमध्ये आधारलेल्या जर्नलसाठी सरासरी बियरिंग दाब खालीलप्रमाणे दिला जातो—

$$P_b = \frac{P}{ld}$$

जिथे,

$P_b$  = बियरिंग दाब (Bearing Pressure)  $N/mm^2$  मध्ये

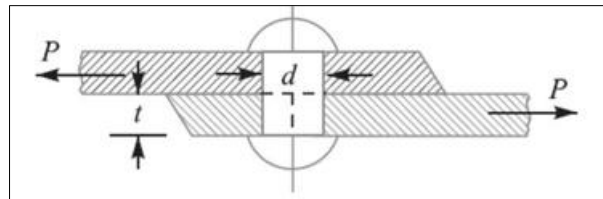
$P$  = रेडियल भार (Radial Load) न्यूटन (N) मध्ये

$l$  = जर्नलचा संपर्कातील लांबी (Length of Journal in Contact) मिलीमीटर (mm) मध्ये

$d$  = जर्नलचा व्यास (Diameter of Journal) मिलीमीटर (mm) मध्ये

## 2. क्रशिंग ताण (Crushing Stress)

क्रशिंग ताण म्हणजे दाब भार (Compressive Load) लागू झाल्यामुळे मशीन घटकात निर्माण होणारा स्थानिक दाब ताण (Localized Compressive Stress) होय. क्रशिंग ताणामध्ये दोन जुळणाऱ्या घटकांमध्ये कोणतीही आपेक्षित हालचाल (Relative Motion) नसते. क्रशिंग ताण सहन करणाऱ्या घटकांची उदाहरणे: कॉटर जॉईंटमधील कॉटर, नकल जॉईंटमधील नकल पिन, रिव्हेटेड जॉईंटमधील रिव्हेट. क्रशिंग ताणाला  $\sigma_{ck}$  असे दर्शवतात. Fig 1.7 मध्ये दाखवल्याप्रमाणे, जर एखाद्या रिव्हेटेड जॉईंटवर  $P$  इतका भार लागू असेल, तर रिव्हेट आणि प्लेट यांच्या संपर्क पृष्ठभागावर बियरिंग ताण किंवा क्रशिंग ताण निर्माण होतो.



**Fig. 1.7: क्रशिंग ताण (Crushing Stress)**

$$\sigma_{ck} = \frac{P}{A} = \frac{P}{dtn}$$

जिथे,

$\sigma_{ck}$  = क्रशिंग ताण (Crushing Stress)  $N/mm^2$  मध्ये

P = भार (Load) न्यूटन (N) मध्ये

t = प्लेटची जाडी (Thickness of Plate) मिलीमीटर (mm) मध्ये

d = जर्नलचा व्यास (Diameter of Journal) मिलीमीटर (mm) मध्ये

d · t = संपर्कातील प्रक्षेपित क्षेत्र (Projected Area of Contact) mm<sup>2</sup> मध्ये

n = संपर्कातील रिव्हेट्सची संख्या (Number of Rivets in Contact)

### 3. प्रिन्सिपल ताण (Principal Stress):

जेव्हा एखाद्या मशीन घटकावर अक्षीय, वाकवणारा (bending) आणि मुरडणारा (torsional) अशा एकत्रित भारांचा परिणाम होतो, तेव्हा त्या घटकाच्या कोणत्याही बिंदूवरील अंतर्गत ताण बहुदिशात्मक (multi-directional) होतो. विश्लेषण सोपे करण्यासाठी आणि अचूकपणे अपयशाचा अंदाज लावण्यासाठी, अभियंते या सर्व ताणांचे रूपांतर प्रिन्सिपल ताणांमध्ये (principal stresses) करतात. हे असे ताण असतात जे विशिष्ट पृष्ठांवर (principal planes) कार्य करतात, जिथे कातरण ताण (shear stress) शून्य असतो. प्रिन्सिपल ताण म्हणजे एखाद्या पदार्थावर लागू झालेल्या ताणांमधून निर्माण होणारे कमाल आणि किमान सामान्य ताण (normal stresses). हे ताण ज्या पृष्ठांवर कार्य करतात त्यांना मुख्य पृष्ठे (principal planes) म्हणतात, आणि त्यांची मुख्य वैशिष्ट्ये म्हणजे त्या पृष्ठांवर कातरण ताण नसतो.

#### प्रिन्सिपल ताणांशी संबंधित प्रमुख संकल्पना:

- **प्रिन्सिपल पृष्ठे (Principal Planes):** ही अशी विशिष्ट पृष्ठे आहेत जिथे सामान्य ताण त्याच्या कमाल किंवा किमान मूल्यावर असतो आणि कातरण ताण शून्य असतो.
- **प्रमुख प्रिन्सिपल ताण (Major Principal Stress –  $\sigma_1$ ):** प्रिन्सिपल पृष्ठावर कार्य करणारा सर्वात जास्त (कमाल) सामान्य ताण.
- **गौण प्रिन्सिपल गौण ताण (Minor Principal Stress –  $\sigma_2$ ):** प्रिन्सिपल पृष्ठावर कार्य करणारा सर्वात कमी (किमान) सामान्य ताण.

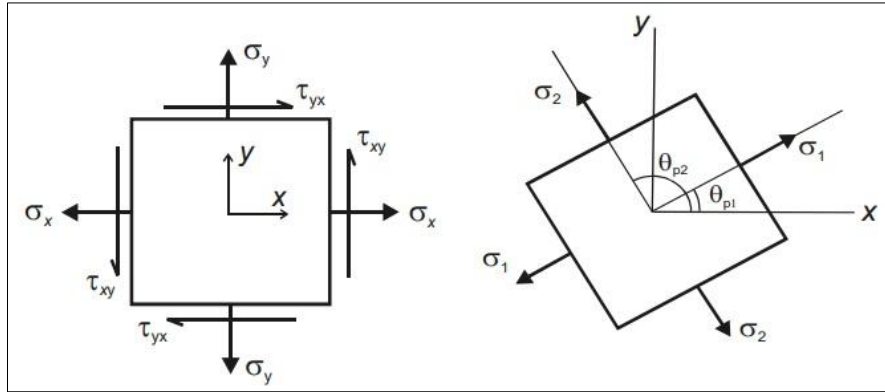


Fig. 1.8: प्रिन्सिपल ताण (Principal Stress)

मुख्य ताणांचे मूल्य निश्चित करण्यासाठी वापरल्या जाणाऱ्या पद्धती पुढीलप्रमाणे आहेत—

**विश्लेषणात्मक पद्धत (Analytical Method):** या पद्धतीमध्ये संतुलन समीकरणे (equations of equilibrium) आणि पदार्थ यांत्रिकी (mechanics of materials) यांपासून केलेल्या सूत्रांचा वापर केला जातो. 2-आयामी ताणस्थितीत (2D stress state) जर सामान्य ताण  $\sigma_x$  आणि  $\sigma_y$  तसेच कातरण ताण  $\tau_{xy}$  दिले असतील, तर मुख्य ताण ( $\sigma_1$  आणि  $\sigma_2$ ) पुढीलप्रमाणे गणना केले जातात:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

**मोहरचे वर्तुळ (Mohr's Circle):** ही एक आरेखीय (graphical) पद्धत आहे जी ताणस्थितीचे दृश्यरूप समजून घेण्यास मदत करते आणि मुख्य ताण (principal stresses) तसेच त्यांच्याशी संबंधित मुख्य पृष्ठे (principal planes) सहजपणे निश्चित करता येतात. जटिल ताणसमस्या सोडवण्यासाठी ही पद्धत विशेषतः उपयुक्त ठरते.

#### 1.4 सुरक्षितता गुणांक (Factor of Safety):

**व्याख्या:** "सुरक्षितता गुणांक म्हणजे कमाल ताण आणि रचना ताण (किंवा कार्यरत ताण) यांचे गुणोत्तर."

$$\text{Factor of Safety} = \frac{\text{Maximum Stress}}{\text{Design Stress}}$$

डकटाईल मटेरीअल साठी, Maximum stress = Yield Point Stress ( $\sigma_{yt}$ )

$$\therefore \text{Factor of Safety} = \frac{\sigma_{yt}}{\sigma_d}$$

जिथे,  $\sigma_d$  = Design stress

तसेच, ब्रीटल मटेरीअल साठी, Maximum stress = Ultimate Tensile Stress ( $\sigma_{ut}$ )

$$\therefore \text{Factor of Safety} = \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_d}$$

#### 1.4.1 सुरक्षितता गुणांक (FOS) निवडण्यासाठी आवश्यक अटी:

योग्य सुरक्षितता गुणांक निवडण्यापूर्वी डिझाईन अभियंत्याने खालील मुद्द्यांचा विचार करणे आवश्यक आहे—

1. साहित्याच्या गुणधर्माची विश्वसनीयता आणि सेवेदरम्यान या गुणधर्मांमध्ये होणारे बदल.
2. चाचणी निकालांची विश्वसनीयता आणि हे निकाल प्रत्यक्ष मशीन घटकांवर किती अचूकपणे लागू होतात.
3. लागू केलेल्या भाराची विश्वसनीयता.
4. अपयश कोणत्या प्रकारे होईल याची निश्चितता.
5. सुलभीकरणाच्या गृहीतकांची (simplifying assumptions) पातळी.
6. स्थानिक ताणांची (localized stresses) तीव्रता.
7. निर्मिती प्रक्रियेदरम्यान निर्माण होणाऱ्या प्रारंभिक ताणांची पातळी.
8. अपयश झाल्यास जीवनहानीची शक्यता आणि तिचा परिणाम.
9. अपयश झाल्यास मालमत्तेच्या नुकसानीची शक्यता आणि तिचा परिणाम.

खालील तक्त्यात विविध मशीन घटकांसाठी वापरले जाणारे सुरक्षितता गुणांक (Factor of Safety) दर्शविले आहेत

**Table 1.1** विविध मशीन उपकरणांसाठी वापरले जाणारे सुरक्षितता गुणांक (FOS) मूल्ये (सौजन्य: [Factors of Safety - FOS](#))

उपकरण	सुरक्षितता गुणांक (Factor of Safety)
विमानाचे घटक	1.5 – 2.5
बॉयलर्स	3.5 – 6
बोल्ट्स	8
कास्ट-आयर्न चाके	20
इंजिन घटक	6 – 8
जड कामासाठी वापरले जाणारे शाफ्ट (Heavy duty shafting)	10 – 12
उचलण्याची साधने – हुक्स	8 – 9
दाबपात्रे (Pressure vessels)	3.5 – 6
टर्बाइन घटक – स्थिर	2 – 3
टर्बाइन घटक – फिरते	6 – 8
मोठे, जड कामासाठी वापरले जाणारे स्प्रिंग	4 – 5
इमारतींमधील स्ट्रक्चरल स्टीलवर्क	4 – 6
पुलांमधील स्ट्रक्चरल स्टीलवर्क	5 – 7
वायर रोप्स	8 – 9

विविध अनुप्रयोगांसाठी सुरक्षितता गुणांक (FOS) निवडण्यासाठीच्या सर्वसाधारण शिफारसी पुढीलप्रमाणे आहेत –

**Table 1.2.** विविध अनुप्रयोगांसाठी सुरक्षितता गुणांक (FOS) निवडण्यासाठीच्या सर्वसाधारण शिफार (Courtesy: [Factors of Safety - FOS](#))

अनुप्रयोग	सुरक्षितता गुणांक (FOS)
अत्यंत विश्वसनीय साहित्यांसाठी, जिथे भार आणि पर्यावरणीय अटी गंभीर नसतात आणि वजन हा महत्त्वाचा घटक असतो	1.3 – 1.5
विश्वसनीय साहित्यांसाठी, जिथे भार आणि पर्यावरणीय अटी गंभीर नसतात	1.5 – 2
सामान्य साहित्यांसाठी, जिथे भार आणि पर्यावरणीय अटी गंभीर नसतात	2 – 2.5

अनुप्रयोग	सुरक्षितता गुणांक (FOS)
कमी तपासलेल्या किंवा भंगुर (brittle) साहित्यांसाठी, जिथे भार आणि पर्यावरणीय अटी गंभीर नसतात	2.5 – 3
ज्या साहित्यांचे गुणधर्म विश्वसनीय नाहीत किंवा जिथे भार व पर्यावरणीय अटी गंभीर नसतात, किंवा जिथे कार्यस्थिती कठीण असते	3 – 4

### 1.5 स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन (Stress Concentration):

व्याख्या: "जेव्हा एखाद्या मशीन घटकाच्या क्रॉस-सेक्शनच्या (cross-section) आकारात बदल होतो, तेव्हा साधी ताण-वितरण पद्धत लागू राहत नाही आणि त्या असातत्याच्या (discontinuity) आसपासचा भाग वेगळा वागतो. आकारातील या अचानक बदलामुळे ताण-वितरणात निर्माण होणाऱ्या अनियमिततेला स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन (Stress Concentration) म्हणतात."

स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशनच्या भागांमध्ये होते जिथे घटकाच्या भूमितीत अचानक बदल होतो—उदा. फिलेट्स, नॉचेस, छिद्रे, की-वे, स्प्लाइन्स, किंवा अगदी पृष्ठभागावरील ओरखडे. या वैशिष्ट्यांमुळे ताणाचा एकसमान प्रवाह खंडित होतो आणि स्थानिक पातळीवर ताणाची तीव्रता वाढते. स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन सर्व प्रकारच्या ताणांवर परिणाम करते—ताण (tensile), दाब (compressive), कातरण (shear), आणि वाकवणारा ताण (bending). विशेषतः चक्रीय भार (cyclic loading) किंवा फटिंग (fatigue) यांना सामोरे जाणाऱ्या घटकांमध्ये ती अत्यंत महत्त्वाची ठरते.

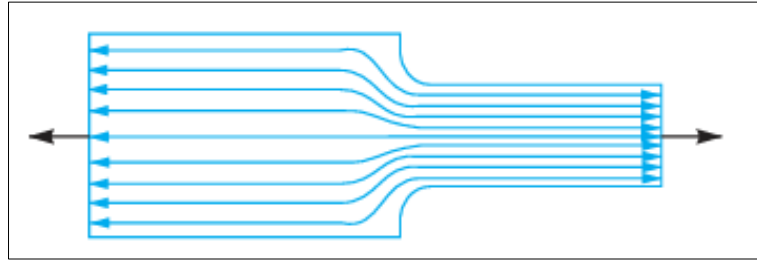


Fig 1.9. स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन (Stress Concentration)

ही संकल्पना अधिक स्पष्टपणे समजून घेण्यासाठी, ताण (tensile load) लागू केलेला आणि स्टेप क्रॉस-सेक्शन असलेला एक यांत्रिक घटक विचारात घ्या. दोन्ही बाजूवरील एकसमान (uniform) भागांमध्ये ताणाचे वितरण समसमान राहते. परंतु ज्या संक्रमण भागात (transition region) क्रॉस-सेक्शनमध्ये बदल होतो, त्या ठिकाणी भूमितीय असातत्यामुळे (geometric discontinuity) अंतर्गत बलांचे पुनर्वितरण होते. यामुळे कडा जवळील—विशेषतः फिलेट्स किंवा कोपऱ्यांभोवती—साहित्यावर सरासरी ताणापेक्षा खूप जास्त ताण निर्माण होतो. साधारणपणे कमाल ताण फिलेटवरील एका विशिष्ट बिंदूवर निर्माण होतो आणि त्या ठिकाणच्या सीमारेषेला (boundary) समांतर दिशेने कार्य करतो.

#### 1.5.1 स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशनची कारणे आणि ती कमी करण्यासाठी उपाय:

a. तीक्ष्ण कोपऱ्यांमुळे (Sharp Corners) निर्माण होणारे स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन

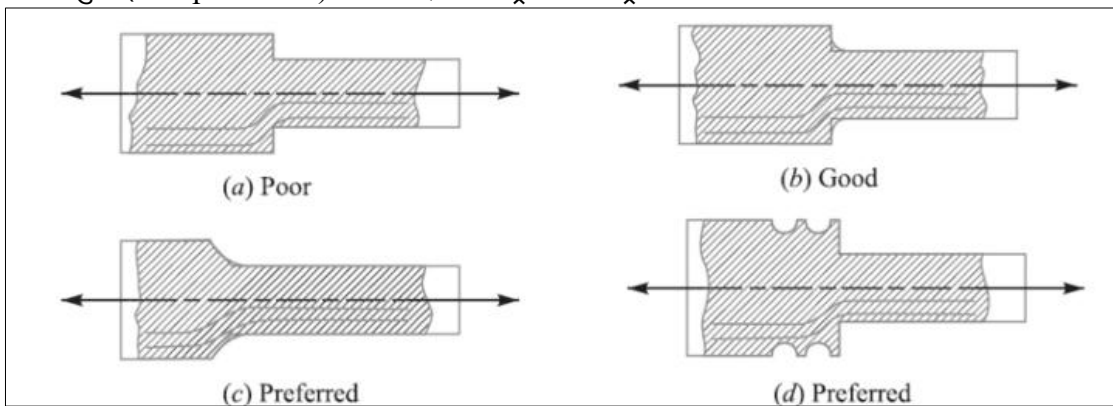


Fig 1.10 तीक्ष्ण कोपरा असलेला घटक

स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन कमी करण्यासाठी फिलेट्स किंवा खाचा (grooves) प्रदान केल्या जाऊ शकतात

b. वाकवण्यामुळे (bending) शाफ्टच्या खांद्याजवळ स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन निर्माण होते

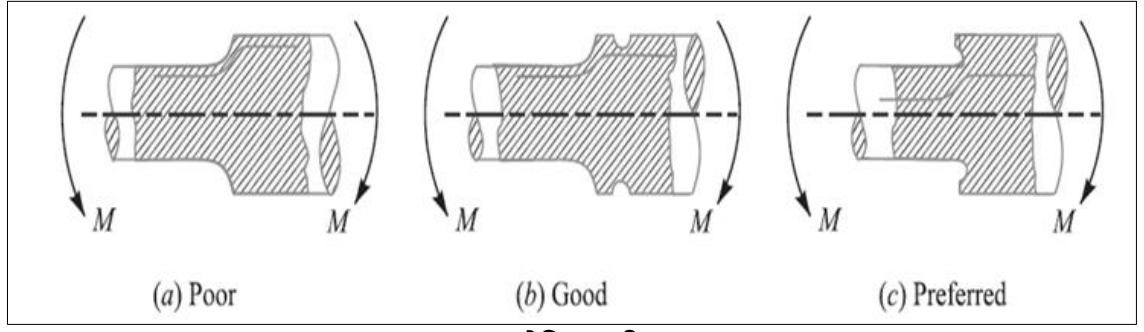


Fig 1.11 बेंडिंग मधील घटक

c. सिलिंड्रिकल (दंडगोलाकार) घटकावर छिद्र असल्यामुळे स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन निर्माण होते



Fig 1.12 सिलिंड्रिकल (दंडगोलाकार) घटकावर छिद्र

सिलिंड्रिकल घटकावरील मुख्य छिद्राजवळ लहान छिद्रे ड्रिल केल्यास स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन कमी करता येते.

d. थ्रेडेड भागामध्ये स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन निर्माण होते.

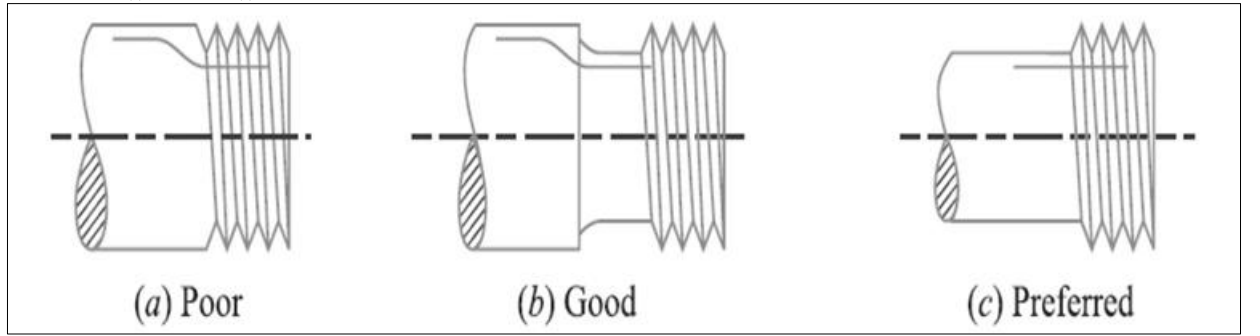


Fig 1.13 थ्रेडेड भाग

थ्रेडेड भागातील स्ट्रेस कन्सन्ट्रेशन कमी करण्यासाठी शॅकचा व्यास कमी करणे किंवा थ्रेडजवळ अंडरकट देणे उपयुक्त ठरते.

### 1.6 IS कोडनुसार साहित्यांचे नामांकन (Designation of Materials):

#### 1. साध्या कार्बन स्टीलचे नामांकन (Designation of Plain Carbon Steel)

भारतीय मानक IS: 1570 नुसार, कार्बन स्टीलचे नामांकन पुढील क्रमाने केले जाते: कार्बनच्या सरासरी टक्केवारीच्या 100 पट दर्शविणारा अंक, 'C' हे अक्षर, मॅंगनीजच्या सरासरी टक्केवारीच्या 10 पट दर्शविणारा अंक.

उदाहरण: 20C8

याचा अर्थ: कार्बन: 0.15% ते 0.25%, मॅंगनीज: 0.60% ते 0.90%

#### 2. कमी आणि मध्यम मिश्रधातू स्टीलचे नामांकन (Designation of Low and Medium Alloy Steel)

भारतीय मानकांनुसार, कमी आणि मध्यम मिश्रधातू स्टीलचे नामांकन पुढील क्रमाने केले जाते: कार्बनच्या सरासरी टक्केवारीच्या 100 पट दर्शविणारा अंक, मिश्रधातू घटकांचे रासायनिक चिन्ह (Chemical symbol), प्रत्येक मिश्रधातू घटकाच्या सरासरी टक्केवारीला खाली दिलेल्या गुणकाने (factor) गुणून मिळणारा अंक.

Table 1.3 कमी आणि मध्यम मिश्रधातू स्टीलसाठी गुणक (Multiplying Factors)

घटक (Element)	गुणक (Multiplying Factor)
Cr, Co, Ni, Mn, Si आणि W	4
Al, Be, V, Pb, Cu, Nb, Ti, Ta, Zr आणि Mo	10
P, S आणि N	100

उदाहरण: 40 Cr 4 Mo 2 या मिश्रधातू स्टीलमध्ये सरासरी 0.4% कार्बन, 1% क्रोमियम, आणि 0.25% मॉलिब्डेनम असते.

#### 3. उच्च मिश्रधातू स्टीलचे नामांकन (Designation of High Alloy Steel)

भारतीय मानक IS: 1762 नुसार उच्च मिश्रधातू स्टीलचे नामांकन पुढील क्रमाने केले जाते: 'X' हे अक्षर, कार्बनच्या टक्केवारीच्या 100 पट दर्शविणारा अंक, मिश्रधातू घटकांचे रासायनिक चिन्ह, आणि प्रत्येक घटकाच्या सरासरी टक्केवारीला

जवळच्या पूर्णांकापर्यंत (nearest integer) गोल करून दर्शविणारा अंक विशेष गुणधर्म मिळवण्यासाठी जोडलेल्या घटकाचे रासायनिक चिन्ह.

उदाहरण: X 10 Cr 18 Ni 9 या स्टीलमध्ये: कार्बन: 0.10%, क्रोमियम: 18%, निकेल: 9%

#### 4. उच्च वेगाच्या साधन स्टीलचे नामांकन (Designation of High-Speed Tool Steel)

भारतीय मानक IS: 1762 नुसार उच्च वेगाच्या टूल स्टीलचे नामांकन पुढील क्रमाने केले जाते: 'XT' हे अक्षर, कार्बनच्या टक्केवारीच्या 100 पट दर्शविणारा अंक, मिश्रधातू घटकांचे रासायनिक चिन्ह, आणि प्रत्येक घटकाच्या सरासरी टक्केवारीला जवळच्या पूर्णांकापर्यंत गोल केलेला अंक, इच्छित गुणधर्म मिळवण्यासाठी जोडलेल्या विशेष घटकाचे रासायनिक चिन्ह

उदाहरण: XT 75 W 18 Cr 4 V 1 या टूल स्टीलमध्ये: कार्बन: 0.75%, टंगस्टन: 18%, क्रोमियम: 4%, व्हॅनेडियम: 1%

#### 5. कास्ट आयर्नचे नामांकन (Designation of Cast Iron)

##### a. ग्रे कास्ट आयर्न (Gray Cast Iron)

भारतीय मानक IS: 210 – 1993 नुसार ग्रे कास्ट आयर्नचे नामांकन: 'FG' + किमान डकटाईल स्ट्रेन्थ (MPa किंवा N/mm<sup>2</sup>)

उदाहरण: FG 150 → म्हणजे फ्लेक ग्राफाईट कास्ट आयर्न ज्याची किमान डकटाईल स्ट्रेन्थ 150 MPa आहे.

##### b. व्हाईट हार्ट मॅलियेबल कास्ट आयर्न (White Heart Malleable Cast Iron)

WM 350 → म्हणजे व्हाईट हार्ट मॅलियेबल कास्ट आयर्न ज्याची किमान डकटाईल स्ट्रेन्थ 350 MPa आहे.

##### c. ब्लॅकहार्ट मॅलियेबल कास्ट आयर्न (Blackheart Malleable Cast Iron)

BM 300 → म्हणजे ब्लॅकहार्ट मॅलियेबल कास्ट आयर्न ज्याची किमान डकटाईल स्ट्रेन्थ 300 MPa आहे.

##### d. पर्लिटिक मॅलियेबल कास्ट आयर्न (Pearlitic Malleable Cast Iron)

PM 450 → म्हणजे पर्लिटिक मॅलियेबल कास्ट आयर्न ज्याची किमान डकटाईल स्ट्रेन्थ 450 MPa आहे.

##### e. स्फेरोइडल ग्रेफाईट कास्ट आयर्न (Spheroidal Graphite Cast Iron)

भारतीय मानक IS: 1865 – 1991 नुसार नामांकन: 'SG' + किमान तन्य सामर्थ्य (MPa) / टक्केवारी लांबी वाढ (elongation)

उदाहरण: SG 400/15 → म्हणजे स्फेरोइडल ग्रेफाईट कास्ट आयर्न ज्याची किमान डकटाईल स्ट्रेन्थ 400 MPa, लांबी वाढ 15% आहे.

#### 1.6.1 मानकीकरणाचे (Standardization) फायदे

- मशीन घटकांची परस्पर बदलण्याची क्षमता (Interchangeability) शक्य होते.
- उत्पादनाची गुणवत्ता, विश्वासार्हता आणि सेवा आयुष्य वाढते.
- घटकांचे मोठ्या प्रमाणावर उत्पादन कमी एकूण खर्चात करता येते.
- सुरक्षितता सुनिश्चित होते.
- घटकांचे सुलभ आणि जलद बदल करणे शक्य होते.
- उत्पादनासाठी कमी वेळ आणि कमी प्रयत्न लागता

#### 1.7.1 फटिंग (Fatigue):

व्याख्या: "फटिंग म्हणजे एखाद्या यांत्रिक घटकाची ती कमजोरी जी वारंवार लागू होणाऱ्या भारांमुळे निर्माण होते. अशा प्रकारचे अपयश (failure) त्या ताण पातळीवर होते जी स्थिर भाराखालील (static loading) सामग्रीच्या अंतिम तन्य सामर्थ्यापेक्षा (ultimate tensile strength) किंवा उत्पन्न सामर्थ्यापेक्षा (yield strength) खूपच कमी असते."

फटिंग बिघाडाची तीन टप्पे असतात-

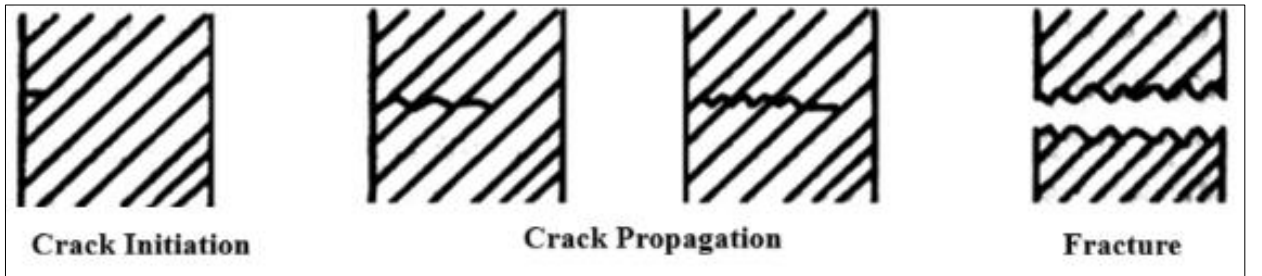


Fig 1.14 फटिंगफेल्युअरचे तीन टप्पे

- क्रॅकची सुरुवात (Crack Initiation): ताण एकाग्रतेच्या ठिकाणी—जसे की पृष्ठभागावरील ओरखडा, तीक्ष्ण कोपरा किंवा सामग्रीतील दोष—एक लहान भेग तयार होते.
- क्रॅकचा प्रसार (Crack Propagation): प्रत्येक ताण चक्रासोबत ही भेग हळूहळू वाढत जाते.

- अंतिम तुटणे (Final Fracture): जेव्हा उरलेला क्रॉस-सेक्शन लागू केलेला कमाल भार पेलू शकत नाही, तेव्हा घटक अचानक आणि पूर्णपणे बिघडतो

### 1.7.2 S-N वक्र आणि एंड्युरन्स लिमिट:

एंड्युरन्स लिमिट (Endurance Limit): "एखाद्या सामग्रीचा एंड्युरन्स लिमिट म्हणजे असा कमाल पूर्णपणे उलटणारा ताण (completely reversed stress) ज्याला मानक नमुना (standard specimen) अनंत चक्रांपर्यंत अपयश न येता सहन करू शकतो. प्रत्यक्ष चाचण्यांमध्ये,  $10^6$  चक्रांवरील मूल्याला अनंत आयुष्याचे प्रतिनिधित्व मानले जाते."

फटिंग लाईफ (Fatigue Life): "फटिंग आयुष्य म्हणजे पहिली फटिंग भेग (fatigue crack) दिसेपर्यंत नमुना किती ताण चक्रे सहन करू शकतो हे दर्शविणारा आकडा."

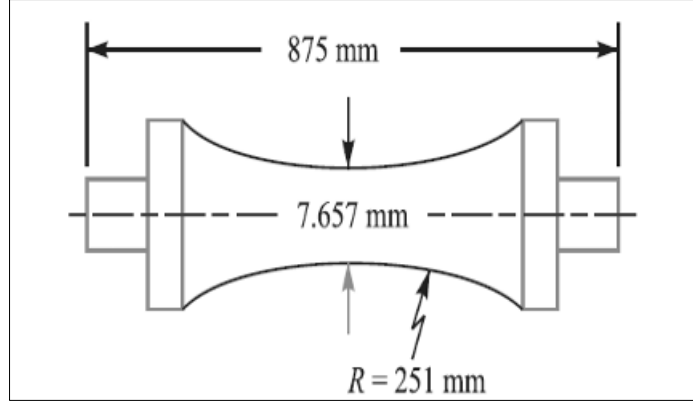


Fig 1.15 रोटेटिंग बीम फटिंग चाचणीसाठी नमुना

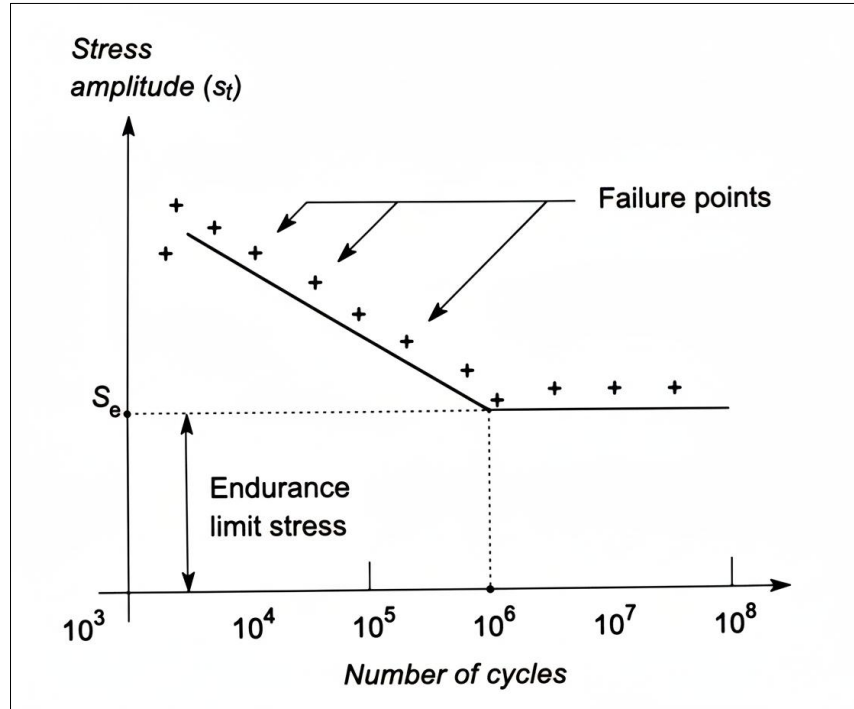


Fig 1.16 स्टीलचा S-N वक्र

ही गुणधर्मे निश्चित करण्यासाठी R.R. Moore रोटेटिंग बीम थकवा चाचणी सामान्यतः वापरली जाते. या चाचणीत, पॉलिश केलेल्या गोलाकार नमुन्यावर (specimen) फिरत असताना बेंडिंगचा क्षण लागू केला जातो, ज्यामुळे च्या पृष्ठभागावरील प्रत्येक बिंदूला प्रत्येक फेरीत आलटून-पालटून तन्य (tensile) आणि दाब (compressive) ताण अनुभवावा लागतो. यामुळे पूर्णपणे उलटणारा ताण चक्र (completely reversed stress cycle) तयार होतो, आणि लागू केलेला वाकण्याचा क्षण बदलून ताणाची आयाम (stress amplitude) नियंत्रित करता येते. प्रत्येक चाचणीत, ताण आयाम आणि अपयश होईपर्यंतचे चक्रांची संख्या नोंदवली जाते, आणि या बिंदूंचे प्लॉटिंग करून S-N वक्र (Wöhler curve) तयार केला जातो. हा वक्र ताण आयाम (S) आणि अपयशापर्यंतचे चक्र (N) यांच्यातील संबंध लॉग-लॉग स्केलवर दर्शवतो. फेरस धातूंमध्ये (उदा. स्टील), S-N वक्र सुमारे  $10^6$

चक्रानंतर जवळजवळ आडवा होतो, ज्यामुळे स्पष्ट एंड्युरन्स लिमिट दिसून येतो. परंतु नॉन-फेरस धातूंमध्ये (उदा. अॅल्युमिनियम मिश्रधातू),  $S-N$  वक्र उच्च चक्रसंख्येवरही खाली झुकत राहतो, त्यामुळे त्यांच्यात स्पष्ट एंड्युरन्स लिमिट दिसत नाही. हे लक्षात ठेवणे महत्त्वाचे आहे की एंड्युरन्स लिमिट हे पूर्णपणे स्थिर (absolute) गुणधर्म नाही; ते घटकाचा आकार, पृष्ठभागाची गुणवत्ता, तापमान आणि नॉचेस (notches) यांच्या उपस्थितीवर अवलंबून बदलते.

## 1.8 लवचिक फेल्युअरचे सिद्धांत (Theories of Elastic Failures)

### I. कमाल प्रिन्सिपल ताण सिद्धांत (Maximum Principal Stress Theory / Rankine's Theory)

कमाल प्रिन्सिपल ताण सिद्धांत, ज्याला रँकाइनचा सिद्धांत (Rankine's Theory) असेही म्हणतात, हा गुंतागुंतीच्या भार स्थितीमध्ये (द्वि-अक्षीय किंवा त्रि-अक्षीय ताण) साहित्याचे अपयश भाकीत करण्यासाठी वापरला जाणारा मूलभूत निकष आहे.

विधान: “या सिद्धांतानुसार, द्वि-अक्षीय किंवा त्रि-अक्षीय ताणांना सामोरे जाणाऱ्या यांत्रिक घटकाचे फेल्युअर तेव्हा होते जेव्हा कमाल प्रिन्सिपल ताण ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  आणि  $\sigma_3$ ) हा साहित्याच्या Yield Strength ( $\sigma_{yt}$ ) किंवा Ultimate Strength ( $\sigma_{ut}$ ) पर्यंत पोहोचतो, जे साध्या मानक तन्य चाचणीद्वारे निश्चित केले जाते.”

जर  $\sigma_1$  आणि  $\sigma_2$  हे घटकाच्या एखाद्या बिंदूवरील दोन प्रिन्सिपल ताण असतील आणि  $\sigma_1 > \sigma_2$  असेल, तर या सिद्धांतानुसार अपयश तेव्हा होते जेव्हा:

$$\sigma_1 = \sigma_{yt} \text{ किंवा } \sigma_1 = \sigma_{ut}$$

जे साहित्याच्या प्रकारानुसार लागू होते:

- डक्टाइल साहित्य (Ductile Materials) साठी Yield Strength
- ब्रिटल साहित्य (Brittle Materials) साठी Ultimate Strength

हा सिद्धांत फक्त कमाल प्रिन्सिपल ताणाच्या परिमाणाचा विचार करतो आणि इतर प्रमुख ताणांचा ( $\sigma_2$  आणि  $\sigma_3$ ) प्रभाव दुर्लक्षित करतो.

• डिझाईन निकष (Criteria for Design / Allowable Stress)-  
घटकांचे परिमाण सुरक्षा गुणांक (Factor of Safety, fs) वापरून निश्चित केले जाते.

- तन्य ताणासाठी (Tensile Stress – Ductile Material):

$$\sigma_1 = \sigma_{yt} / fs$$

- दाब ताणासाठी (Compressive Stress – Brittle Material):

$$\sigma_1 = \sigma_{ut} / fs$$

जिथे:

$\sigma_{yt}$  = तन्य चाचणीद्वारे निश्चित केलेला Yield Point Stress

$\sigma_{ut}$  = Ultimate Tensile Stress

- उपयोग आणि मर्यादा (Application and Limitation): हा सिद्धांत तन्य फेल्युअर (Fracture in Tension) वर आधारित आहे आणि कातरण ताणामुळे (Shear Stress – Yielding) होणाऱ्या बिघाडाचा विचार करत नाही, त्यामुळे तो डक्टाइल साहित्यांसाठी योग्य नाही. परंतु ब्रिटल साहित्यांसाठी (उदा. कास्ट आयर्न) जे कातरणात मजबूत पण तन्यात कमकुवत असतात, हा सिद्धांत समाधानकारक आणि सुरक्षित परिणाम देतो. म्हणूनच हा सिद्धांत सामान्यतः ब्रिटल साहित्यांसाठी वापरला जातो.

### II. कमाल कातरण ताण सिद्धांत (Maximum Shear Stress Theory)

या सिद्धांतानुसार, एखाद्या घटकातील बिंदूवर अपयश किंवा yielding तेव्हा होते जेव्हा द्वि-अक्षीय ताण प्रणालीतील कमाल कातरण ताण ( $\tau_{max}$ ) हा साध्या तन्य चाचणीत मिळणाऱ्या Yield Point वरील कातरण ताण ( $\tau_{yt}$ ) इतका होतो.

गणितीय स्वरूप (Mathematically):

$$\tau_{max} = \tau_{yt} / fs$$

जिथे:

- $\tau_{max}$  = द्वि-अक्षीय ताण प्रणालीतील कमाल कातरण ताण
- $\tau_{yt}$  = साध्या तन्य चाचणीत निश्चित केलेला Yield Point वरील कातरण ताण
- fs = सुरक्षा गुणांक (Factor of Safety)

कारण साध्या तन्य चाचणीत Yield Point वरील कातरण ताण हा तन्य Yield Stress च्या अर्धा असतो, त्यामुळे समीकरण असे लिहिता येते:

$$\tau_{max} = \sigma_{yt} / 2fs.$$

उपयोग (Application): हा सिद्धांत प्रामुख्याने डक्टाईल साहित्यांच्या घटकांचे डिझाईन करण्यासाठी वापरला जातो.

## 1.9 डिझाईनमधील सौंदर्यविषयक विचार (Aesthetic Considerations in Design)

परिभाषा : सौंदर्यशास्त्र (Aesthetics) म्हणजे सौंदर्याचे आकलन आणि प्रशंसा करण्याचे तत्त्वज्ञान. हे उत्पादनाच्या देखाव्याशी (Appearance) संबंधित असते.

सौंदर्यपूर्ण डिझाईनसाठी मार्गदर्शक तत्त्वे (Guidelines for Aesthetic Design):

- कार्यात्मक सौंदर्य: उत्पादनाचे बाह्य रूप त्याच्या कार्यक्षमतेत भर घालणारे असावे.  
उदाहरण: कारचा 'एरोडायनामिक' आकार हवेचा रोध कमी करतो, ज्यामुळे इंधनाची बचत होते.
- कार्याचे प्रतिबिंब: उत्पादनाचे स्वरूप त्याच्या मूळ कार्याचे निदर्शक असावे.  
उदाहरण: कारचा वेगवान (Streamlined) आकार तिच्या वेगाची आणि गतीची प्रचिती देतो.
- गुणवत्तेचे दर्शन: उत्पादनाचे बाह्य स्वरूप त्याच्या उच्च गुणवत्तेचे प्रतिबिंब असावे.  
उदाहरण: हायड्रॉलिक प्रेसची भक्कम आणि वजनदार रचना त्याची शक्ती आणि टिकाऊपणा स्पष्ट करते.
- मर्यादित खर्च: जोपर्यंत अनिवार्य नसेल, तोपर्यंत उत्पादनाच्या सौंदर्यावर होणारा अतिरिक्त खर्च मर्यादित असावा.
- साधनसामग्रीचा सुयोग्य वापर: उत्पादनाचे सौंदर्य हे उपलब्ध साहित्याचा प्रभावी आणि काटकसरीने वापर करून साध्य केले जावे.
- पर्यावरणाशी सुसंगतता: उत्पादनाचे स्वरूप ते ज्या वातावरणात वापरले जाणार आहे, त्याच्याशी सुसंगत किंवा अनुरूप असावे.

सौंदर्यपूर्ण डिझाईनचे पैलू (Aspects of Aesthetic Design): सौंदर्यपूर्ण डिझाईनचे विविध पैलू खालीलप्रमाणे आहेत. हे पैलू केवळ सौंदर्यविषयक विचारांशी संबंधित नसून ते कार्यात्मक आवश्यकता (Functional Requirements), एर्गोनॉमिक विचार (Ergonomic Considerations), उत्पादन विचार (Manufacturing Considerations), असेंब्ली विचार (Assembly Considerations) आणि खर्च (Cost) यांच्याशीही संबंधित आहेत. हे पैलू फार कठोर नसून लवचिक स्वरूपाचे आहेत.

### 1. आकार (Shape / Form):

उत्पादनाचे पाच मूलभूत आकार असतात: स्टेप (Step), टेपर (Taper), कातरण (Shear), प्रवाहरेषीय (Streamline), शिल्पाकृती (Sculpture). Fig1.17 मध्ये दाखवल्याप्रमाणे, कोणत्याही उत्पादनाचा बाह्य आकार हा या मूलभूत आकारांपैकी एक किंवा त्यांच्या संयोजनावर आधारित असतो.

- स्टेप फॉर्म (Step Form): स्टेप फॉर्म म्हणजे पायऱ्यांसारखी रचना ज्यामध्ये उभ्या दिशेचा (Vertical Accent) ठसा असतो. हा आकार बहुमजली इमारतीसारखा दिसतो.
- टेपर फॉर्म (Taper Form): टेपर फॉर्ममध्ये टेपर केलेले ब्लॉक्स किंवा टेपर सिलिंडर्स असतात.
- कातरण फॉर्म (Shear Form): कातरण फॉर्मला चौरससदृश बाह्य देखावा (Square Outlook) असतो.
- प्रवाहरेषीय फॉर्म (Streamline Form): प्रवाहरेषीय फॉर्मला गुळगुळीत प्रवाह असलेला आकार असतो, जो ऑटोमोबाईल आणि विमानांच्या रचनांमध्ये दिसतो.

v. शिल्पाकृती फॉर्म (Sculpture Form): शिल्पाकृती फॉर्ममध्ये Ellipsoids, Paraboloids आणि Hyperboloids यांचा समावेश असतो.

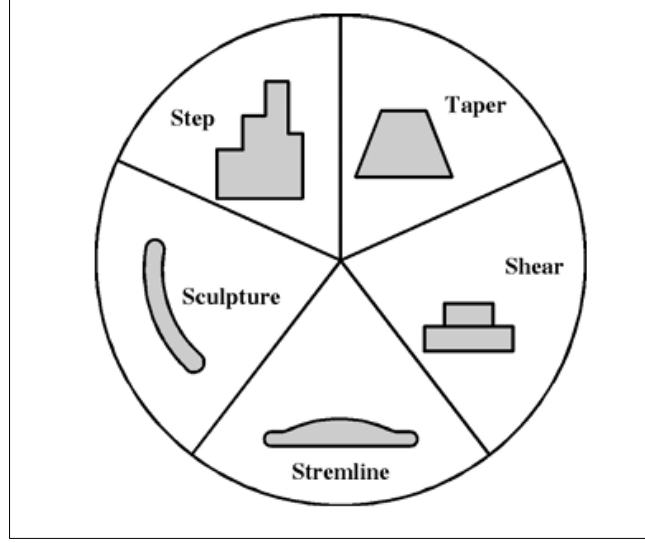


Fig 1.17 आकाराचे मुख्य प्रकार

## 2. रंग (Colour):

रंग हा उत्पादनाच्या सौंदर्यात्मक आकर्षणाचा (Aesthetic Appeal) एक महत्त्वाचा घटक आहे. अनेक रंग वेगवेगळ्या मनःस्थिती (Moods) आणि परिस्थितींशी (Conditions) जोडलेले असतात. रंगाची निवड ही प्रचलित परंपरांशी (Conventions) सुसंगत असावी. मॉर्गन (Morgan) यांनी सुचवलेला रंग कोड table 1.4 मध्ये दिलेला आहे.

Table 1.4 मॉर्गन (Morgan) यांनी सुचवलेला रंग कोड

रंग (Colour)	अर्थ (Meaning)
लाल (Red)	धोका - संकट - गरम (Danger - Hazard - Hot)
नारिंगी (Orange)	संभाव्य धोका (Possible Danger)
पिवळा (Yellow)	सावधान (Caution)
हिरवा (Green)	सुरक्षितता (Safety)
निळा (Blue)	थंड (Cold)
करडा (Grey)	निस्तेज / फिका (Dull)

## 3. सममिती आणि संतुलन (Symmetry and Balance)

सममिती (Symmetry) म्हणजे शिस्तबद्धतेची अवस्था (State of Order) दर्शवते, तर असममिती (Asymmetry) अधिक आकर्षकता आणि रस निर्माण करू शकते. दोन्हींचा यशस्वी वापर वास्तुकलेमध्ये (Architecture) केला गेला आहे. एखाद्या फलकावर (Board) समान घटकांची सममितीय मांडणी केल्यास शिस्त आणि स्वच्छतेची छाप पडते. तर संगणक प्रणाली (Computer System) हे एक उदाहरण आहे जिथे कार्यात्मक गरजांमुळे (Functional Requirements) असममितीय मांडणीचा वापर केला जातो. यामुळे दृश्यात्मक आकर्षण (Visual Attraction) निर्माण होते

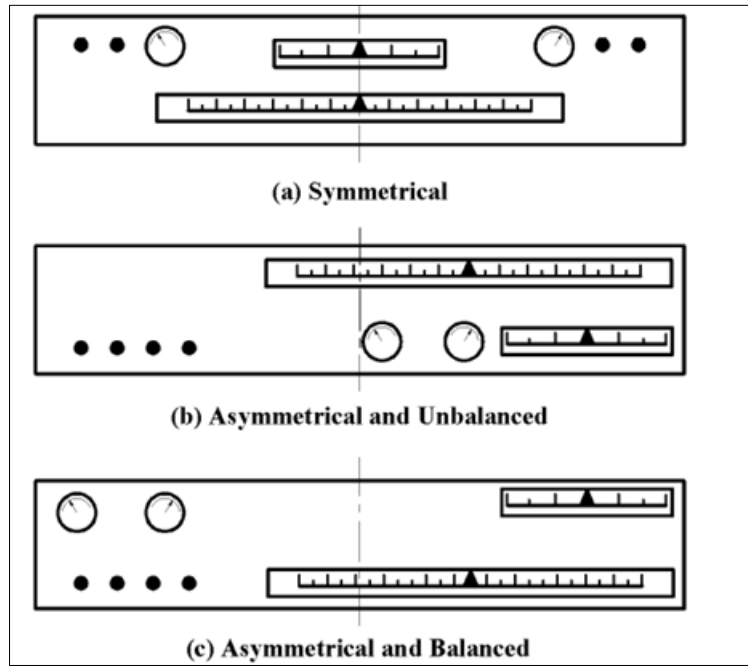


Fig 1.18 नियंत्रण पॅनेलची मांडणी (Arrangement of control panel)

#### 4. सातत्य (Continuity)

ज्या उत्पादनामध्ये घटकांचे सातत्य (Continuity of Element) चांगले असते ते उत्पादन सौंदर्यदृष्ट्या आकर्षक (Aesthetically Appealing) ठरते. सातत्य हे उत्पादनाच्या शिस्तबद्धता (Order) आणि स्वच्छतेची (Tidiness) संबंधित असते.

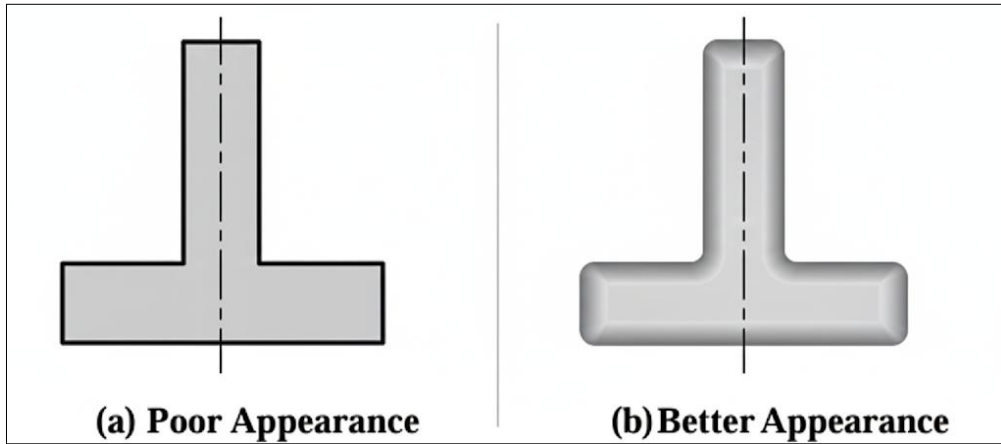


Fig 1.19 सातत्य (Continuity)

#### 5. प्रमाण (Proportion)

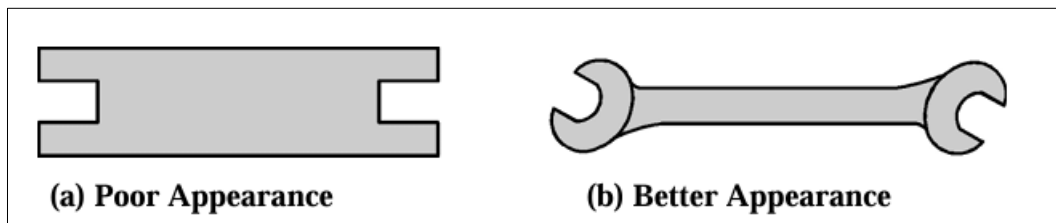


Fig 1.19 प्रमाण (Proportion)

प्रमाण म्हणजे एखाद्या उत्पादनातील जोडलेल्या घटकांचे किंवा घटकांच्या आकारांमधील परस्पर संबंध (Relationship in Size) होय

## 6. ठसा आणि उद्देश (Impression and Purpose)

सौंदर्यपूर्ण डिझाईन केलेले उत्पादन केवळ आकर्षक दिसावे असे नाही, तर त्याने कार्यक्षमता अधिक असल्याचा ठसा (Impression of Efficiency) निर्माण करावा आणि त्याचे कार्य समाधानकारक आहे (Performance is Satisfactory) असे जाणवले पाहिजे. टेपर आकार (Taper Shape) हा उत्पादनाच्या ताकदीचा (Strength) आणि स्थैर्याचा (Stability) ठसा निर्माण करतो, जसे Fig 1.20 आणि Fig 1.21 मध्ये दाखवले आहे

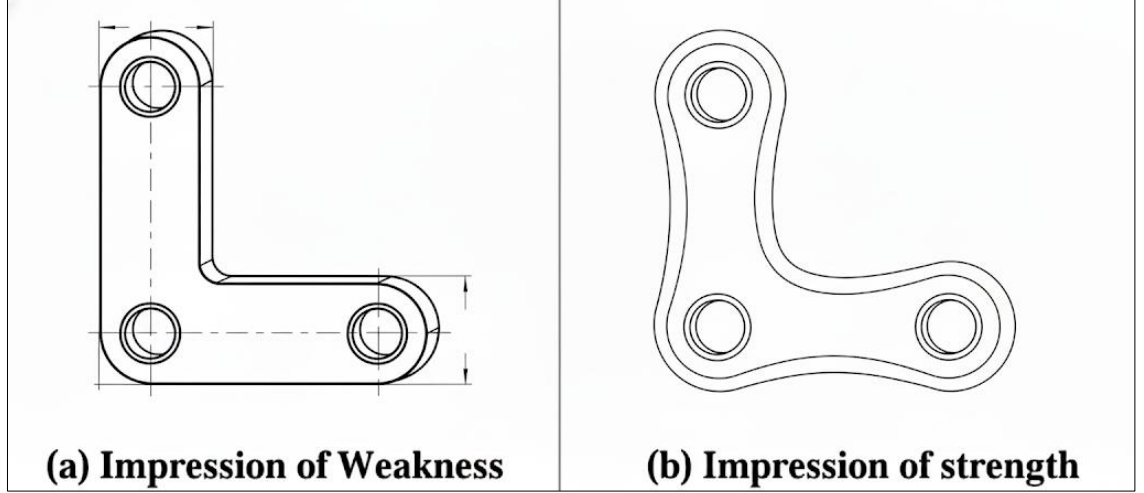


Fig 1.20

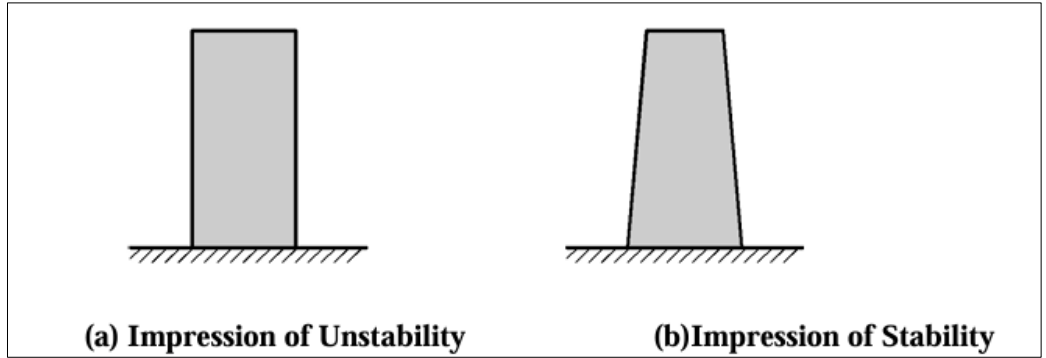


Fig 1.21

## 7. विविधता (Variety)

उत्पादनांच्या श्रेणीचे विपणन करताना विविधता (Variety) विशेषतः उपयुक्त ठरते. विविधतेमुळे वापरकर्त्याला कंटाळा (Boredom) येत नाही. उदाहरण: ग्राहक उपकरणांमध्ये (Consumer Appliances) कार्यात्मकदृष्ट्या समान असलेली उत्पादने एखादा निर्माता अनेक प्रकारांत तयार करतो.

## 8. साहित्य आणि पृष्ठभागाची समाप्ती (Material and Surface Finish)

उत्पादनाचे साहित्य (Material) आणि पृष्ठभागाची समाप्ती (Surface Finish) हे त्याच्या देखाव्यात महत्त्वपूर्ण योगदान देतात. स्टेनलेस स्टील (Stainless Steel) हे कास्ट आयर्न, साधे कार्बन स्टील किंवा लो-अलॉय स्टीलपेक्षा अधिक आकर्षक दिसते. पितळ (Brass) किंवा कांस्य (Bronze) उत्पादनाच्या देखाव्यात समृद्धता (Richness) आणतात. उत्तम पृष्ठभाग समाप्ती असलेली उत्पादने नेहमीच सौंदर्यदृष्ट्या आकर्षक (Aesthetically Pleasing) असतात. पृष्ठभागावर केलेल्या प्रक्रिया जसे की: स्प्रे पेंटिंग (Spray Painting), ॲनोडायझिंग (Anodizing), इलेक्ट्रोप्लेटिंग (Electroplating). या प्रक्रिया उत्पादनाच्या सौंदर्यात्मक आकर्षणात (Aesthetic Appeal) मोठ्या प्रमाणात भर घालतात.

## 9. विरोधाभास (Contrast)

विरोधाभास म्हणजे उत्पादनातील शेजारील घटकांमध्ये असलेला स्पष्ट फरक (Clear Distinction), ज्यांचे गुणधर्म आणि कार्य वेगवेगळे असतात. विरोधाभासामुळे उत्पादनाचे सौंदर्यात्मक आकर्षण (Aesthetic Appeal) वाढते.

## 10. शैली (Style)

शैली म्हणजे उत्पादनाची दृश्यात्मक गुणवत्ता (Visual Quality) जी त्याला कार्यात्मकदृष्ट्या समान उत्पादनांपासून वेगळे करते. चांगली शैली ही सध्याच्या जनमानसातील प्रवाह (Current Public Mood) कौशल्यपूर्णपणे प्रतिबिंबित करते, जी तांत्रिक प्रगती, सामाजिक किंवा पर्यावरणीय परिस्थितींनी प्रभावित होऊ शकते.

### Exercise:

#### TLO 1.1: Explain machine design, its procedure and general considerations.

1. Define machine design.
2. Explain the steps involved in general design procedure.
3. Enlist the general consideration in machine design.

#### TLO 1.2: Enlist the loads acting on a machine element.

1. Enlist various loads acting on the machine elements.

#### TLO 1.3: Describe bearing pressure, crushing stress and principal stresses acting on a machine element.

1. Explain bearing pressure.
2. Explain crushing stress.
3. Explain principal stresses.

#### TLO 1.4: Explain factor of safety for ductile and brittle materials.

1. Define factor of safety.
2. Enlist the conditions for selecting factor of safety.

#### TLO 1.5: Describe stress concentration with the causes and remedies to reduce stress concentration

1. Explain stress concentration.
2. Enlist various causes of stress concentration.
3. Explain the remedies to reduce stress concentration.

#### TLO 1.6: Identify the materials from given standard designations

1. State the material specification for following materials- a. FeE230. b. FG300. c. SG450/10. d.35C8. e. 60C4. f. 20Mn2. g. 40NiCr18Ni2. h. X20Cr18Ni2.
2. Suggest suitable materials for following machine parts-
  - i. Crank Shaft
  - ii. Helical Spring
  - iii. Bushes for knuckle pin
  - iv. Lathe bed
  - v. Heavy duty gear.

#### TLO 1.7: Explain the concept of fatigue and endurance limit.

1. Explain fatigue.
2. Define endurance limit.
3. Draw typical S-N curve for steel.

**TLO 1.8: State the theories of elastic failures.**

1. State maximum principal stress theory.
2. State maximum shear stress theory.

**TLO 1.9: Explain the aesthetic considerations in design of machine elements.**

1. Define aesthetics.
2. Explain the aesthetic considerations in design of machine elements.
3. State Morgans colour code in aesthetics.

## युनिट 2 जॉईंट्स आणि लीव्हर्सचे डिझाईन (Design of Joints and Levers)

### विषय निष्पत्ती (Course Outcome):

**CO2-** दिलेल्या अनुप्रयोगासाठी मशीन घटकांच्या डिझाईनचे मूलभूत संकल्पना वापरणे. (Use fundamental concepts of design of machine elements for given application.)

### घटक निष्पत्ती (Theory Learning Outcomes):

**TLO 2.1:** जॉईंट्स आणि लीव्हर्सच्या मशीन घटकांमध्ये फेल्युअरला प्रतिकार करणारे विभाग आणि त्यातीलफेल्युअरचे प्रकार ओळखणे . (Identify the sections resisting failure with the type of failure of the machine components of joints and levers.)

**TLO 2.2:** नकल जॉईंट आणि टर्नबकलच्या डिझाईन प्रक्रियेचे वर्णन करणे. (Describe the design procedure of knuckle joint and turnbuckle.)

**TLO 2.3:** दिलेल्या भारापासून नकल जॉईंट आणि टर्नबकलच्या घटकांचे परिमाण गणना करणे. (Calculate the dimensions of elements of knuckle joint and turnbuckle from the given load.)

**TLO 2.4:** हात/पाय लीव्हर आणि बेल क्रॅक लीव्हरच्या डिझाईन प्रक्रियेचे वर्णन करणे. (Describe the design procedure of hand/foot lever and bell crank lever.)

**TLO 2.5:** हात/पाय लीव्हर आणि बेल क्रॅक लीव्हरच्या घटकांचे परिमाण गणना करणे. (Calculate the dimensions of elements of hand/foot lever and bell crank lever.)

**TLO 2.6:** स्थिर (Static) आणि गतिमान (Dynamic) भारखालील समांतर (Parallel) व आडवे (Transverse) फिलेट वेल्डच्या डिझाईन प्रक्रियेचे स्पष्टीकरण करणे. (Explain the procedure for design of parallel and transverse fillet weld subjected to static and dynamic loading.)

**TLO 2.7:** दिलेल्या अनुप्रयोगासाठी वेल्डची लांबी निश्चित करणे. (Determine the length of weld for given application.)

### 2.1.1 नकल जॉईंट (Knuckle Joint)

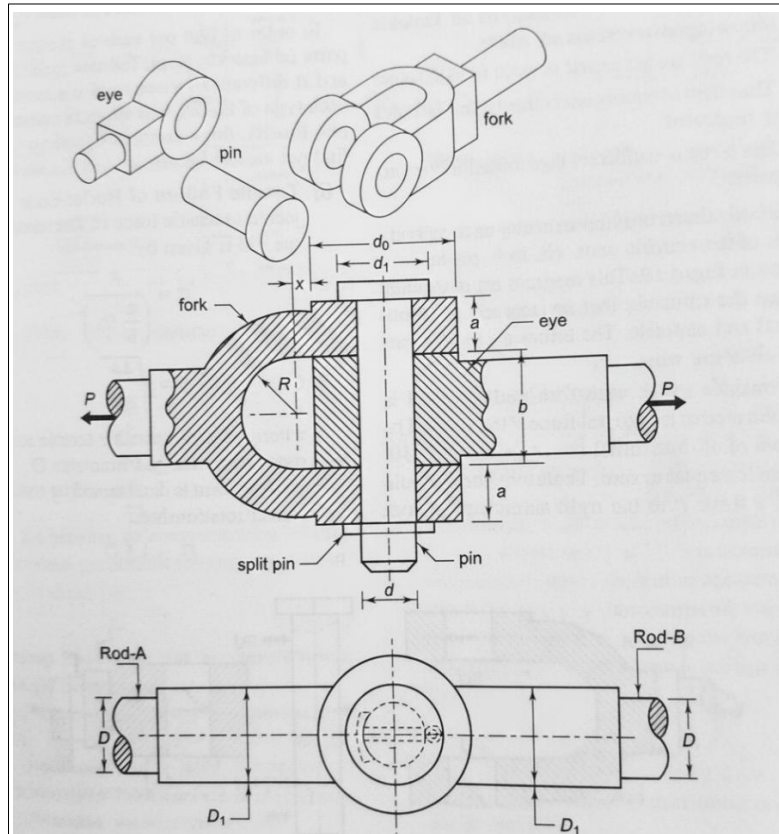


Fig 2.1 नकल जॉईंट

नकल जॉईटचा उपयोग दोन रॉड्सना जोडण्यासाठी केला जातो जे तन्य भाराखाली (Tensile Loads) असतात. परंतु, जर जॉईटला मार्गदर्शन (Guided) केले असेल तर रॉड्स संकोच भार (Compressive Load) देखील सहन करू शकतात. नकल जॉईटचा वापर खालील ठिकाणी होतो:

- सायकल चेनचा लिंक (Link of a Cycle Chain)
- छताच्या टूससाठी टाय रॉड जॉईट (Tie Rod Joint for Roof Truss)
- व्हॉल्व्ह रॉड जॉईट विथ एक्ससेंट्रिक रॉड (Valve Rod Joint with Eccentric Rod)
- पंप रॉड जॉईट (Pump Rod Joint)
- पुलाच्या रचनेतील टेन्शन लिंक (Tension Link in Bridge Structure)
- विविध प्रकारच्या लीव्हर आणि रॉड कनेक्शन्स (Lever and Rod Connections of Various Types)

नकल जॉईटचे फायदे (Advantages of Knuckle Joint):

- हा जॉईट डिझाईन आणि उत्पादनासाठी सोपा आहे.
- नकल जॉईटमध्ये कमी भाग असतात, ज्यामुळे खर्च कमी होतो आणि विश्वासार्हता वाढते.
- नकल जॉईटचे भाग एकत्र करणे किंवा वेगळे करणे जलद आणि सोपे असते.

Fig 2.1 मधील संज्ञा (Notations in Fig. 2.1):

- $D$  = प्रत्येक रॉडचा व्यास (mm)
- $D_1$  = प्रत्येक रॉडचा वाढवलेला व्यास (mm)
- $d$  = नकल पिनचा व्यास (mm)
- $d_o$  = आय किंवा फोर्कचा बाह्य व्यास (mm)
- $a$  = प्रत्येक फोर्क आयची जाडी (mm)
- $b$  = रॉड B च्या आय एंडची जाडी (mm)
- $d_1$  = पिन हेडचा व्यास (mm)

तनाव विश्लेषणासाठी गृहीतके (Assumptions for Stress Analysis of Knuckle Joint):

- रॉड्सवर अक्षीय तन्य बल (Axial Tensile Force) लागू आहे.
- होल्समुळे निर्माण होणाऱ्या ताण एकाग्रतेचा (Stress Concentration) परिणाम दुर्लक्षित केला आहे.
- बल विविध भागांमध्ये समान रीतीने वितरित आहे.

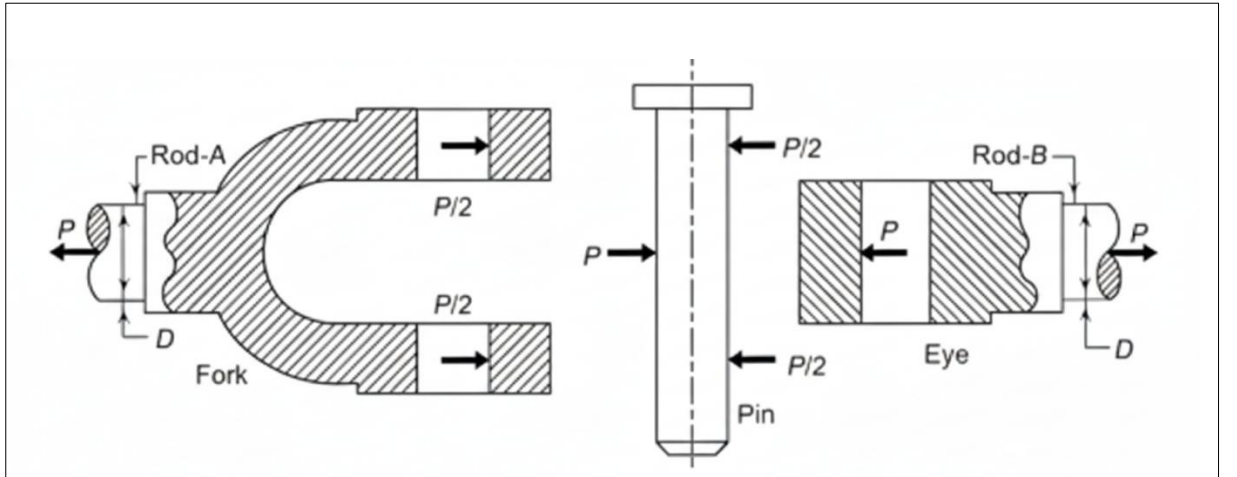


Fig 2.2 नकल जॉईटवरील बलांचे मुक्त शरीर रेखाचित्र (Free Body Diagram)

नकल जॉईटच्या तीन घटकांवर — फोर्क (Fork), पिन (Pin) आणि आय (Eye) — कार्य करणाऱ्या बलांचे मुक्त शरीर रेखाचित्र (Fig. 2.2) दाखवले आहे. नकल जॉईटच्या विविध भागांचे परिमाण शोधण्यासाठी, वेगवेगळ्या भागांमध्ये आणि वेगवेगळ्या क्रॉस-सेक्शनवर होणाऱ्या बिघाडांचे (Failures) विचार केला जातो. प्रत्येक अपयश प्रकारासाठी एक सामर्थ्य समीकरण (Strength Equation) लिहिले जाते. शेवटी, या सामर्थ्य समीकरणांचा उपयोग करून नकल जॉईटचे विविध परिमाण निश्चित केले जातात.

**I. रॉड्सचे तन्य फेल्युअर (Tensile Failure of Rods):** प्रत्येक रॉडवर तन्य बल (Tensile Force) P लागू असते. रॉडमधील तन्य ताण (Tensile Stress) खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\sigma_t = \frac{P}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$\text{किंवा } D = \sqrt{\frac{4P}{\pi\sigma_t}}$$

जिथे,  $\sigma_t$  हा रॉड्ससाठी अनुमत तन्य ताण (Permissible Tensile Stress) आहे. जॉईंटवळील रॉडचा वाढवलेला व्यास  $D_1$  खालील अनुभवजन्य संबंधाने (Empirical Relationship) निश्चित केला जातो-

$$D_1 = 1.1 D$$

**II. पिनचे कातरण फेल्युअर (Shear Failure of Pin):** पिनवर दुहेरी कातरण (Double Shear) लागू होते, जसे चित्र 2.3 मध्ये दाखवले आहे. कातरण फेल्युअरला प्रतिकार करणाऱ्या दोन पृष्ठभागांपैकी प्रत्येकाचे क्षेत्रफळ खालीलप्रमाणे आहे:  $(\frac{\pi d^2}{4})$  म्हणून, पिनमधील कातरण ताण (Shear Stress) खालीलप्रमाणे दिला जातो -

$$\tau = \frac{P}{2(\frac{\pi d^2}{4})}$$

$$\text{किंवा } d = \sqrt{\frac{2P}{\pi\tau}}$$

जिथे  $\tau$  हा पिनसाठी अनुमत कातरण ताण (Permissible Shear Stress) आहे. पिनच्या व्यासासाठी खालील मानक प्रमाण (Standard Proportion) वापरले जाते-

$$d = D$$

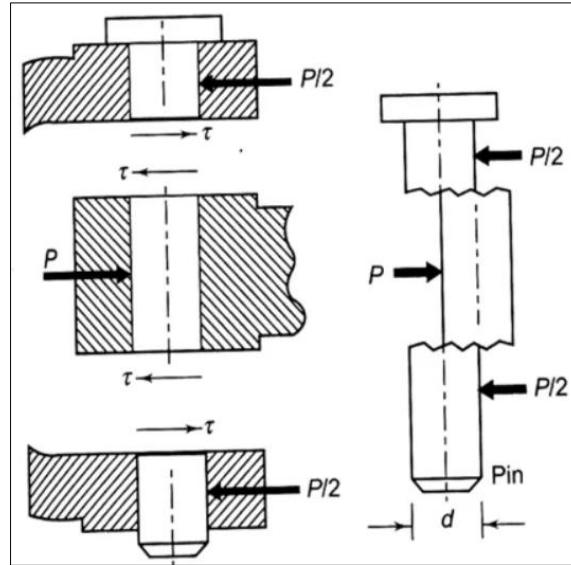


Fig 2.3 पिनचे कातरण फेल्युअर (Shear Failure of Pin)

**III. आयमध्ये पिनचे क्रशिंग फेल्युअर (Crushing Failure of Pin in Eye):** जेव्हा पिनसारख्या उभट पृष्ठभागावर (Cylindrical Surface) त्याच्या परिघावर बल लागू होते, तेव्हा ताण शोधण्यासाठी त्याचे प्रक्षेपित क्षेत्रफळ (Projected Area) विचारात घेतले जाते. Fig 2.4 मध्ये दाखवल्याप्रमाणे, उभट पृष्ठभागाचे प्रक्षेपित क्षेत्रफळ असे आहे:  $l \times d$  आणि संकोच ताण (Compressive Stress) खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\sigma_c = \frac{\text{force}}{\text{projected area}} = \frac{P}{l \times d}$$

परंतु येथे पिन 'b' लांबीपर्यंत आयशी संपर्कात आहे. म्हणून येथे संपर्काचे प्रक्षेपित क्षेत्रफळ असे आहे:  $b \times d$  त्यामुळे संकोच ताण (Compressive Stress) खालीलप्रमाणे आहे-

$$\sigma_c = \frac{P}{b \times d}$$

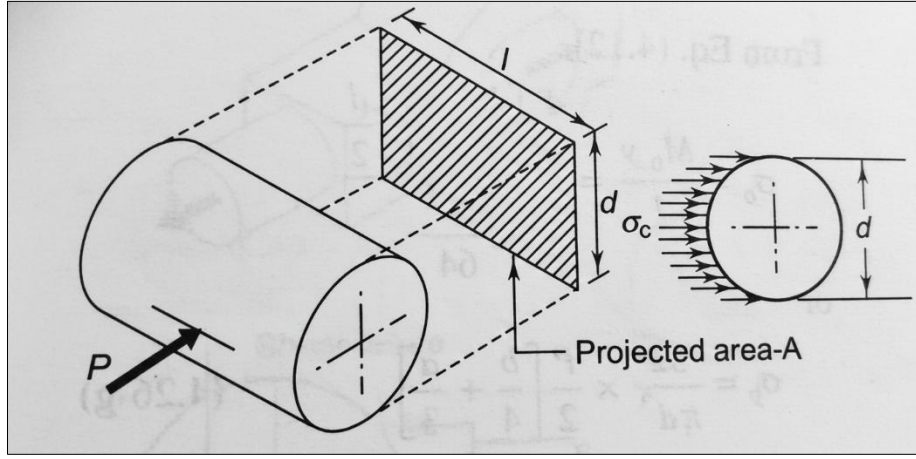


Fig 2.4 उभट पृष्ठभागाचे प्रक्षेपित क्षेत्रफळ (Projected area of cylindrical surface)

**IV. फोर्कमध्ये पिनचे क्रशिंग फेल्युअर (Crushing Failure of Pin in Fork):** फोर्कमधील पिनचे एकूण प्रक्षेपित क्षेत्रफळ (Projected Area) असे आहे:  $2(ad)$ .

म्हणून, पिन आणि फोर्कमधील संकोच ताण (Compressive Stress) खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\sigma_c = \frac{P}{2ad}$$

**V. फोर्कमध्ये पिनचे बेंडिंग फेल्युअर (Bending Failure of Pin in Fork):** जेव्हा पिन आयमध्ये घट्ट बसवलेला असतो, तेव्हा फोर्कमध्ये कातरणामुळे (Shear) अपयश होते. परंतु, जेव्हा पिन सैल असतो, तेव्हा त्याच्यावर वाकणारा आघात (Bending Moment) लागू होतो, जसे Fig 2.5 मध्ये दाखवले आहे. गृहीत धरले जाते की पिनवर कार्य करणारा एकूण भार आयमध्ये समान रीतीने वितरित (Uniformly Distributed) आहे, परंतु फोर्कच्या दोन भागांमध्ये तो समान रीतीने बदलणारा (Uniformly Varying) आहे. पिन आणि फोर्कमधील भाराचे त्रिकोणी वितरण (Triangular Distribution of Load) विचारात घेतले.

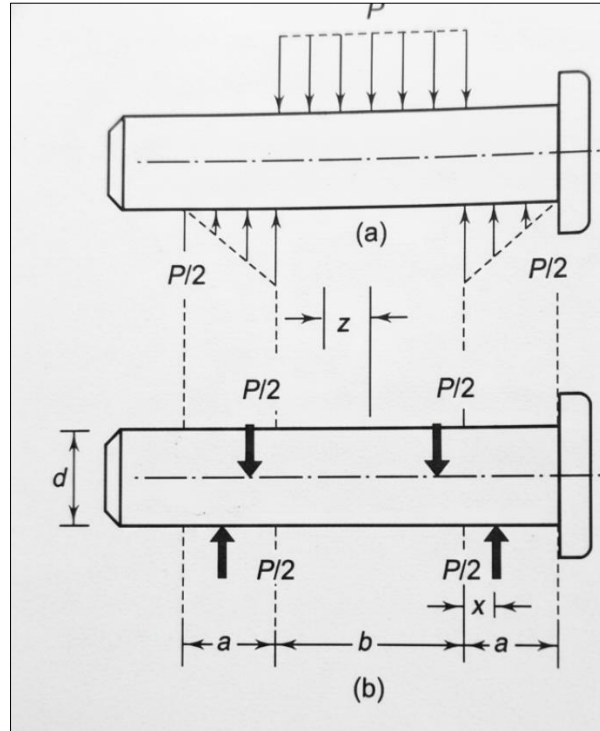


Fig 2.5 पिनला बीमप्रमाणे मानले आहे (Pin treated as Beam): (a) बलांचे वास्तविक वितरण (Actual Distribution of Forces), (b) बलांचे साधे रेखाचित्र (Simplified Diagram of Forces)

ज्यामध्ये-

$$x = 1/3a \quad \text{तसेच,} \quad z = 1/2 * 1/2 * b = 1/4b$$

बेंडिंग मूवमेंटची सर्वाधिक संख्या मध्यावर असते. ती पुढीलप्रमाणे दिली जाते-

$$\begin{aligned} M_b &= P/2 * (b/2 + x) - P/2 * z \\ &= P/2 * (b/2 + a/3) - P/2 * (b/4) \\ &= P/2 (b/4 + a/3) \end{aligned}$$

तसेच,  $I = \pi d^4/64$  \*, and  $y = d/2$ .

$$\sigma_b = \frac{M_b y}{I} = \frac{P/2 [b/4 + a/3] d/2}{\frac{\pi d^4}{64}}$$

किंवा

$$\sigma_b = \frac{16P}{\pi d^3} \times \left[ \frac{b}{4} + \frac{a}{3} \right]$$

**VI. आयचे तन्य फेल्युअर (Tensile Failure of Eye):** Fig 2.5 मध्ये दाखवलेला XX विभाग (Section XX) हा आयचा सर्वात कमजोर विभाग आहे. या विभागाचे क्षेत्रफळ खालीलप्रमाणे दिले जाते-  
area = b (do - d)

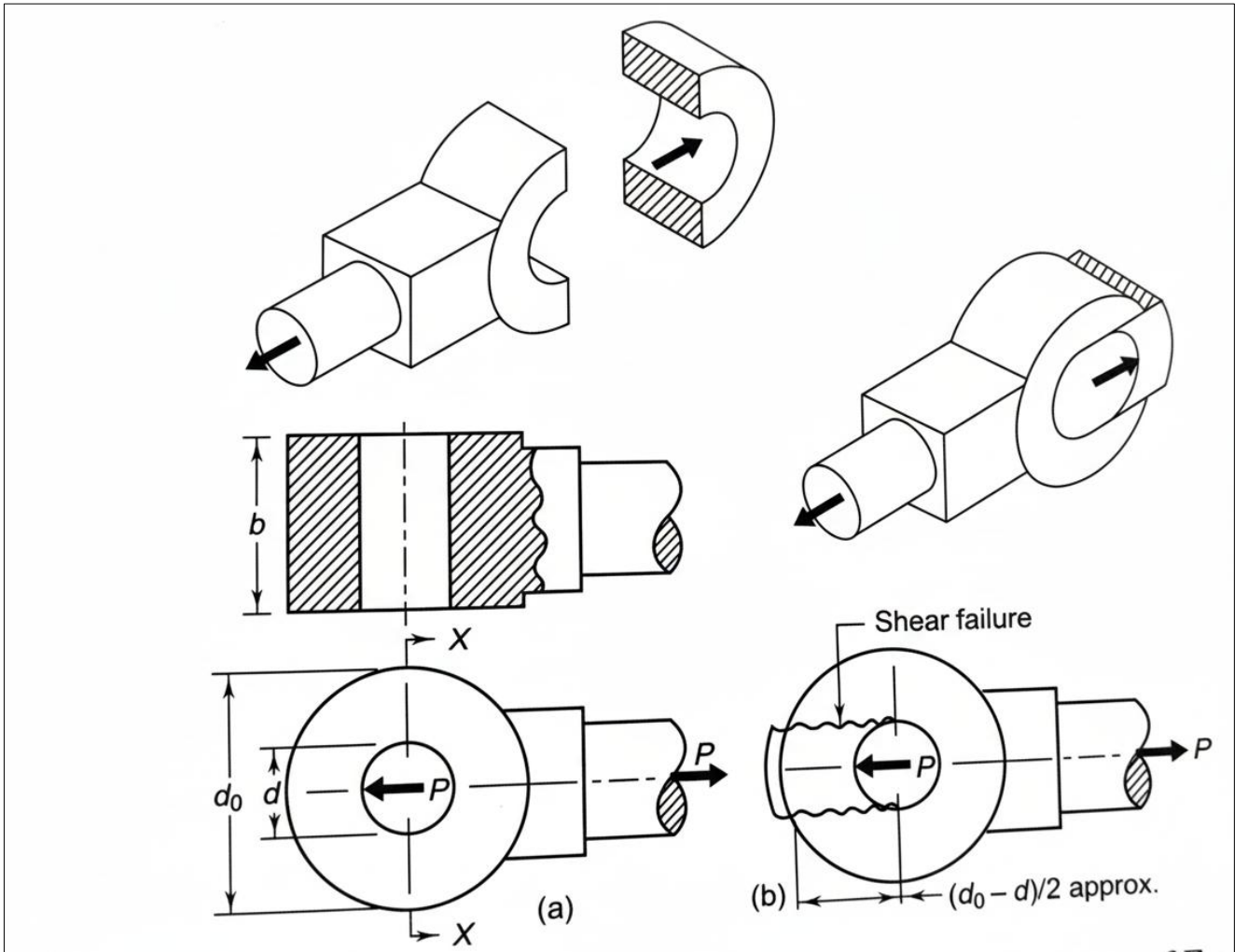


Fig 2.5 (a) आयचे तन्य फेल्युअर, (b) आयचे कातरन फेल्युअर.

XX विभागातील तन्य ताण खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{P}{A} \\ \sigma_t &= \frac{P}{b(do - d)} \end{aligned}$$

**VII. आयचे कातरण फेल्युअर (Shear Failure of Eye):** Fig 2.5(b) मध्ये दाखवल्याप्रमाणे आयवर दुहेरी कातरण (Double Shear) लागू होते. कातरण फेल्युअरला प्रतिकार करणाऱ्या दोन पृष्ठभागांपैकी प्रत्येकाचे क्षेत्रफळ अंदाजे असे आहे:  $(b (d_o - d)/2)$

म्हणून, आयमधील कातरण ताण (Shear Stress) खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\tau = \frac{P}{2b(d_o - d)/2}$$

$$\tau = \frac{P}{b(d_o - d)}$$

आय किंवा फोर्कच्या बाह्य व्यासासाठी खालील संबंध (Relationship) दिला जातो-  
 $d_o = 2d$

**VIII. फोर्कचे तन्य फेल्युअर (Tensile Failure of Fork):** फोर्क हा दुहेरी आय (Double Eye) आहे, आणि त्यामुळे Fig 2.5 फोर्कसाठी लागू होते, फक्त  $b$  परिमाण (Dimension  $b$ ) येथे बदलून  $2a$  केले जाते. तन्य अपयशाला प्रतिकार करणाऱ्या सर्वात कमजोर विभागाचे क्षेत्रफळ खालीलप्रमाणे दिले जाते-

$$\text{area} = 2a (d_o - d)$$

फोर्कमधील तन्य फेल्युअर खालीलप्रमाणे दिले जाते-

$$\sigma_t = \frac{P}{2a(d_o - d)}$$

**IX. फोर्कचे कातरण अपयश (Shear Failure of Fork):** फोर्कच्या दोन भागांवर दुहेरी कातरण (Double Shear) लागू होते. म्हणून, दुहेरी कातरणाचे समीकरण खालीलप्रमाणे आहे-

$$\tau = \frac{P}{2a(d_o - d)}$$

$a$  आणि  $b$  या परिमाणांसाठी खालील मानक प्रमाण (Standard Proportions) दिले जाते-

$$a = 0.75D$$

$$b = 1.25D$$

पिनच्या हेडचा व्यास खालीलप्रमाणे घेतला जातो-

$$d_1 = 1.5 d$$

**नकल जॉईंटचे रचना पद्धत (Design Procedure for Knuckle Joint)**

नकल जॉईंटचे परिमाण ठरविण्याची मूलभूत पद्धत खालील टप्प्यांमध्ये दिली जाते-

टप्पा I : प्रत्येक रॉडचा व्यास खालील समीकरणानुसार काढा (Calculate the diameter of each rod by following the equation)-

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi\sigma_t}}$$

टप्पा II: अनुभवजन्य संबंध (Empirical Relation) वापरून प्रत्येक रॉडचा वाढवलेला व्यास काढा (Calculate the enlarged diameter of each rod by empirical relation using)-

$$D_1 = 1.1 D$$

टप्पा III: अनुभवजन्य संबंध (Empirical Relation) वापरून  $a$  आणि  $b$  या परिमाणांची गणना करा (Calculate the dimensions  $a$  and  $b$  by empirical relation)-

$$a = 0.75 D \text{ \& } b = 1.25 D$$

टप्पा IV: कातरण विचार (Shear Consideration) आणि वाकण विचार (Bending Consideration) यांद्वारे पिनचे व्यास काढा, आणि त्यापैकी जो व्यास जास्त आहे तो निवडा.

कातरण विचारानुसार (By Shear Consideration):

पिनचा व्यास खालीलप्रमाणे काढा

$$d = \sqrt{\frac{2P}{\pi\tau}}$$

बेंडिंग विचारानुसार (By Bending Consideration):  
पिनचा व्यास खालीलप्रमाणे काढा-

$$d = \sqrt[3]{\frac{16P}{\pi\sigma b} \times \left[\frac{b}{4} + \frac{a}{3}\right]}$$

जो व्यास जास्त आहे तो निवडा.

टप्पा V: अनुभवजन्य संबंध (Empirical Relations) वापरून  $d_0$  आणि  $d_1$  या परिमाणांची गणना करा (Calculate the dimensions  $d_0$  and  $d_1$  by empirical relations)

$$d_0 = 2d \text{ \& } d_1 = 1.5d$$

टप्पा VI: खालील समीकरणांचा वापर करून आयमधील तन्य ताण (Tensile Stress), क्रशिंग ताण (Crushing Stress) आणि कातरण ताण (Shear Stress) तपासा-

$$\sigma_t = \frac{P}{b(d_0 - d)}$$

$$\sigma_c = \frac{P}{b \times d}$$

$$\tau = \frac{P}{b(d_0 - d)}$$

टप्पा VII: खालील समीकरणांचा वापर करून फोर्कमधील तन्य ताण (Tensile Stress), क्रशिंग ताण (Crushing Stress) आणि कातरण ताण (Shear Stress) तपासा-

$$\sigma_t = \frac{P}{2a(d_0 - d)}$$

$$\sigma_c = \frac{P}{2a \times d}$$

$$\tau = \frac{P}{2a(d_0 - d)}$$

### Numerical on design of knuckle joint.

**Q. Design a knuckle joint for a tie rod of a circular section to sustain a maximum pull of 70 kN. The ultimate tensile and shearing strength of the pin material are 510 MPa and 396 MPa, respectively. Take factor of safety as 6.**

**Ans:**

Given:

$$P = 70 \text{ kN} = 70 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\sigma_{ut} = 510 \text{ MPa} = 510 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_s = 396 \text{ MPa} = 396 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{FOS} = 6$$

Soln-

The permissible stresses are:

$$\text{Tensile stress- } \sigma_t = \frac{\sigma_{ut}}{\text{FOS}} = \frac{510}{6} = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Shear stress- } \tau = \frac{\tau_s}{\text{FOS}} = \frac{396}{6} = 66 \text{ N/mm}^2$$

Step 1. Calculate the diameter of each rod by following the equation.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 70 \times 10^3}{\pi \times 85}}$$

$$\therefore D = 32.38 \text{ mm}$$

$$\therefore D = 34 \text{ mm}$$

Step 2: Calculate the enlarged diameter of each rod by empirical relation using

$$D_1 = 1.1 \times 34$$

$$\therefore D_1 = 37.4 \text{ mm}$$

Step 3: Calculate the dimensions a and b by empirical relation.

$$a = 0.75 D \text{ \& } b = 1.25 D$$

$$a = 0.75 \times 34 = 25.5 \text{ mm}$$

$$b = 1.25 \times 34 = 42.5 \text{ mm}$$

Step 4: Calculate the diameters of pins by shear consideration and bending consideration, and select the diameter that is maximum.

By shear consideration,

$$d = \sqrt{\frac{2P}{\pi\tau}}$$

$$\therefore d = \sqrt{\frac{2 \times 70 \times 10^3}{\pi \times 66}}$$

$$\therefore d = 25.98 \text{ mm}$$

$$\therefore d = 26 \text{ mm}$$

By bending consideration,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16P}{\pi\sigma b} \times \left[\frac{b}{4} + \frac{a}{3}\right]}$$

$$\therefore d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 70 \times 10^3}{\pi \times 85} \times \left[\frac{42.5}{4} + \frac{25.5}{3}\right]}$$

$$\therefore d = 43.12 \text{ mm}$$

$$\therefore d = 44 \text{ mm}$$

**Hence, the diameter of pin d is taken as 44 mm (maximum value).**

Step 5: Calculate the dimensions  $d_o$  and  $d_1$  by empirical relations.

$$d_o = 2d \text{ \& } d_1 = 1.5d$$

$$d_o = 2d = 2 \times 44 = 88 \text{ mm}$$

$$d_1 = 1.5d = 1.5 \times 44 = 66 \text{ mm}$$

Step 6: Check the tensile, crushing, and shear stresses in the eye using the following equations.

Tensile failure,

$$\sigma_t = \frac{P}{b(d_o - d)}$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{70 \times 10^3}{42.5(88 - 44)}$$

$$\therefore \sigma_t = 37.43 \text{ N/mm}^2$$

Now,  $\sigma_t = 37.43 \text{ N/mm}^2 < 85 \text{ N/mm}^2$  (permissible stress). Hence the design is safe in tension.  
Crushing Failure,

$$\sigma_c = \frac{P}{b \times d}$$

$$\therefore \sigma_c = \frac{70 \times 10^3}{42.5 \times 44}$$

$$\therefore \sigma_c = 37.43 \text{ N/mm}^2$$

Now,  $\sigma_c = 37.43 \text{ N/mm}^2 < 85 \text{ N/mm}^2$  (permissible stress). Hence the design is safe in crushing.  
Shear Failure,

$$\tau = \frac{P}{b(do - d)}$$

$$\therefore \tau = \frac{70 \times 10^3}{42.5(88 - 44)}$$

$$\therefore \tau = 37.43 \text{ N/mm}^2$$

Now,  $\tau = 37.43 \text{ N/mm}^2 < 66 \text{ N/mm}^2$  (permissible stress). Hence the design is safe in shear.

Step 7: Check the tensile, crushing, and shear stresses in the fork using the following equations.

Tensile failure,

$$\sigma_t = \frac{P}{2a(do - d)}$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{70 \times 10^3}{2 \times 25.5(88 - 44)}$$

$$\therefore \sigma_t = 31.19 \text{ N/mm}^2$$

Now,  $\sigma_t = 31.19 \text{ N/mm}^2 < 85 \text{ N/mm}^2$  (permissible stress). Hence the design is safe in tension.  
Crushing Failure,

$$\sigma_c = \frac{P}{2a \times d}$$

$$\therefore \sigma_c = \frac{70 \times 10^3}{2 \times 25.5 \times 44}$$

$$\therefore \sigma_c = 31.19 \text{ N/mm}^2$$

Now,  $\sigma_c = 31.19 \text{ N/mm}^2 < 85 \text{ N/mm}^2$  (permissible stress). Hence the design is safe in crushing.  
Shear Failure,

$$\tau = \frac{P}{2a(do - d)}$$

$$\therefore \tau = \frac{70 \times 10^3}{2 \times 25.5(88 - 44)}$$

$$\therefore \tau = 31.19 \text{ N/mm}^2$$

Now,  $\tau = 31.19 \text{ N/mm}^2 < 85 \text{ N/mm}^2$  (permissible stress). Hence the design is safe in shear.

### 2.1.2 टर्नबकल (Turnbuckle):

- टर्नबकल किंवा कपलर हा एक यांत्रिक सांधा (Mechanical Joint) आहे, जो दोन घटकांना (Members) जोडण्यासाठी वापरला जातो. हे घटक तन्य भाराखाली (Tensile Loading) असतात आणि भारित स्थितीत लांबी किंवा ताणामध्ये थोडा बदल (Adjustment) आवश्यक असतो.
- यात मध्यभागी असलेला षटकोनी (Hexagonal) कपलर नट आणि उजव्या व डाव्या बाजूला धागे (Right-hand आणि Left-hand Threads) असलेले टाय रॉड्स असतात.
- कपलर षटकोनी आकाराचा दिला जातो, ज्यामुळे तो स्पॅनरने सहज फिरवता येतो. कधी कधी नटमध्ये छिद्र दिले जाते, ज्यामध्ये टॉमी बार घालून तो फिरवता येतो.
- कपलर फिरवल्यावर टाय रॉड्स एकमेकांकडे ओढले जातात किंवा दूर ढकलले जातात, हे फिरवण्याच्या दिशेवर अवलंबून असते.

- टाय रॉड्स स्टीलचे बनवलेले असतात, तर कपलर स्टील किंवा कास्ट आयर्नचा बनवलेला असतो.

### टर्नबकलचे उपयोग (Applications of Turnbuckle)

1. छताच्या ट्रेसचे (Roof Truss) घटक घट्ट करण्यासाठी.
2. यंत्रणेमध्ये (Mechanism) लिंक जोडण्यासाठी.
3. दोन रेल्वे वॅगन किंवा बोगी यांच्यामध्ये गती (Motion) हस्तांतरित करण्यासाठी.
4. विद्युत वितरण खांबांवरील (Electric Distribution Poles) केबल किंवा जिऱ्याच्या दोऱ्या घट्ट करण्यासाठी.

### टर्नबकल डिझाईनची प्रक्रिया:

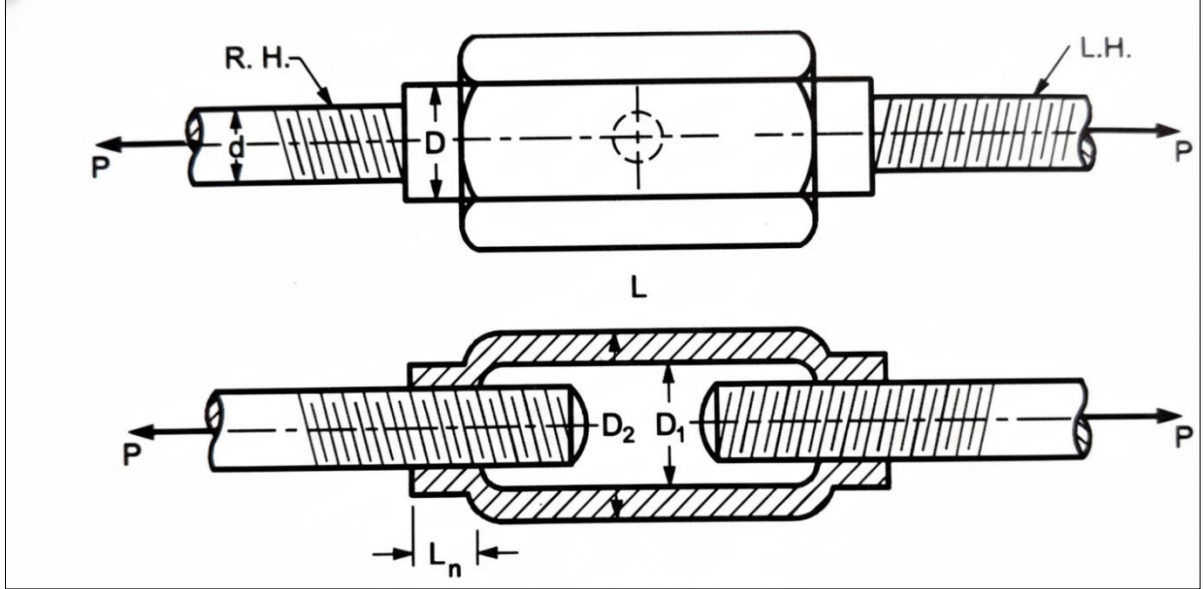


Fig 2.6. टर्नबकल.

### I. टाय रॉडचा व्यास ( $d_c$ ) (Diameter of Tie Rod, $d_c$ ):

अक्षीय तन्य भार P मुळे रॉडवर तन्य ताण (Tensile Stress) लागू होतो. रॉडवर टॉर्क (Twisting Movement) देखील होतो. टाय रॉडची रचना प्रत्यक्ष तन्य भारासाठी (Direct Tensile Load) केली जाते, जिथे प्रत्यक्ष तन्य भार खालीलप्रमाणे घेतला जातो-

$$P_d = 1.3 P$$

रॉडमध्ये निर्माण होणारा तन्य ताण खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\sigma_t = \frac{P_d}{\frac{\pi d_c^2}{4}}$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \times P_d}{\pi \sigma_t}}$$

रॉडचा कोर व्यास वरील समीकरणातून मिळतो. नाममात्र व्यास (Nominal Diameter) ISO मेट्रिक स्क्रू थ्रेड टेबलमधून निवडता येतो, किंवा तो खालील संबंध (Relation) वापरून देखील शोधता येतो-

$$d_o = \frac{d_c}{0.84}$$

### II. कपलर नटची लांबी ( $l_n$ ) (Length of Coupler Nut):

कपलर नट आणि स्क्रूच्या मुळाशी (Root) धाग्यावर होणाऱ्या प्रत्यक्ष कातरणाचा (Direct Shearing) विचार करा.

a. स्क्रू थ्रेडमध्ये निर्माण होणारा प्रत्यक्ष कातरण ताण (Direct Shear Stress induced in Screw Thread) असा आहे-

$$\tau_s = \frac{P}{\pi d_c l_n}$$

b. नटमध्ये निर्माण होणारा प्रत्यक्ष कातरण ताण (The Direct Shear Stress Induced in Nut)

$$\tau_n = \frac{P}{\pi d_o l_n}$$

जिथे,

$\tau_s$  = स्कूमधील कातरण ताण (Shear Stress in Screw)

$\tau_n$  = नटमधील कातरण ताण (Shear Stress in Nut)

$d_o$  = स्कूचा नाममात्र व्यास (Nominal Diameter of the Screw)

$d_c$  = स्कूचा कोर व्यास (Core Diameter of the Screw)

$l_n$  = कपलर नटची लांबी (Length of the Coupler Nut)

अनुभवजन्य संबंधानुसार (By Empirical Relation) कपलर नटची लांबी  $l_n$  खालीलप्रमाणे दिली जाते –

स्टीलसाठी (For Steel):  $l_n = d_o$  ते  $1.25 d_o$  व कास्ट आयर्न व मऊ पदार्थासाठी (For Cast Iron & Soft Material):  $l_n = 1.5 d_o$  ते  $2 d_o$

c. थ्रेडमधील क्रशिंग ताण तपासा (Check Crushing Stress in the Thread):

$$\sigma_c = \frac{P_d}{\frac{\pi \times (d_o^2 - d_c^2) \times n \times l_n}{4}}$$

जिथे,  $n$  = प्रति लांबीतील धाग्यांची संख्या (The number of threads per length) =  $l_n / p$

$\sigma_c$  = कपलरमध्ये निर्माण होणारा क्रशिंग ताण (Crushing Stress induced in the Coupler)

$p$  = धाग्याची पिच (Pitch of the Thread) मिलीमीटरमध्ये (in mm)

### III. कपलर नटचा बाह्य व्यास (D) (Outside Diameter of Coupler Nut):

कपलर नटवर तन्य भार (Tensile Load) तसेच मुरक्याचा भार (Twisting Load) लागू होतो.

कपलर नटमध्ये निर्माण होणारा तन्य ताण (Tensile Stress) खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\sigma_t = \frac{P_d}{\frac{\pi \times (D^2 - d_o^2)}{4}}$$

कपलर नटचा बाह्य व्यास (D) अनुभवजन्य संबंध वापरून देखील शोधता येतो (The Outside Diameter of the Coupler Nut D can also be found using Empirical Relation)

$$D = 1.25 d_o \text{ to } 1.5 d_o$$

### IV. कपलरचा बाह्य व्यास (D<sub>2</sub>) (Outside Diameter of Coupler):

जर,  $D_1$  = कपलरचा अंतर्गत व्यास (Inside Diameter of Coupler) =  $(d_o + 6)$  मिमी

$D_2$  = कपलरचा बाह्य व्यास (Outside Diameter of Coupler)

कपलरवर तन्य भार (Tensile Load) तसेच मुरक्याचा भार (Twisting Load) लागू होतो. कपलरमध्ये निर्माण होणारा तन्य ताण (Tensile Stress) खालीलप्रमाणे दिला जातो-

$$\sigma_t = \frac{P_d}{\frac{\pi \times (D_2^2 - D_1^2)}{4}}$$

वरील समीकरणातून  $D_2$  शोधा किंवा तो खालील अनुभवजन्य संबंध (Empirical Relation) वापरून देखील शोधता येतो-

$$D_2 = 1.5 d_o \text{ to } 1.75 d_o$$

### V. कपलर नटची लांबी (L<sub>n</sub>)

कपलर नटची लांबी  $L_n$  आवश्यक समायोजनावर (Adjustment) अवलंबून असते, आणि ती सामान्यतः खालीलप्रमाणे घेतली जाते –

$$L_n = 6 d_o$$

VI. कपलरची जाडी (t):  $t = 0.75 d_o$

VII. कपलर नटची जाडी (t<sub>1</sub>):  $t_1 = 0.5 d_o$

**Numerical on design of turnbuckle.**

**Q. Design a turnbuckle subjected to a pull of 5kN. Tire rod and nut are made of FeE380, and the factor of safety is 5.**

**Ans:**

Given:

$$P = 5 \text{ kN} = 5 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\sigma_{yt} = 380 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{FOS} = 5$$

Soln-

Safe stresses,

$$\text{Tensile stress, } \sigma_t = \frac{\sigma_{yt}}{\text{FOS}} = \frac{380}{5} = 76 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Shear stress, } \tau = \frac{\sigma_{yt}}{2 \times \text{FOS}} = \frac{380}{2 \times 5} = 38 \text{ N/mm}^2$$

**I. Diameter of Tie rod ( $d_c$ ):**

$$P_d = 1.3 P = 1.3 \times 5 \times 10^3 = 6.5 \times 10^3 \text{ N}$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \times P_d}{\pi \sigma_t}} = \sqrt{\frac{4 \times 6.5 \times 10^3}{\pi \times 76}} = 10.43 \text{ mm}$$

$$d_o = \frac{d_c}{0.84} = \frac{10.43}{0.84} = 12.42 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$$

i.e. M16 thread is used

$$\therefore d_c = 0.84 \times 16 = 13.44 \text{ mm}$$

**II. Length of Coupler Nut ( $l_n$ ):**

Now for FeE380,  $l_n = d_o$  to  $1.25 d_o$

$$\therefore \text{let } l_n = d_o = 16 \text{ mm}$$

a. The direct shear stress induced in screw thread is-

$$\tau_s = \frac{P_d}{\pi d_c l_n} = \frac{6.5 \times 10^3}{\pi \times 13.44 \times 16} = 9.61 \text{ N/mm}^2$$

Now  $\tau_s = 9.61 \text{ N/mm}^2 < 38 \text{ N/mm}^2$  (Permissible stress), hence the design of coupler nut is safe at screw thread portion.

b. The direct shear stress induced in nut-

$$\tau_n = \frac{P_d}{\pi d_o l_n} = \frac{6.5 \times 10^3}{\pi \times 16 \times 16} = 8.08 \text{ N/mm}^2$$

Now  $\tau_n = 8.081 \text{ N/mm}^2 < 38 \text{ N/mm}^2$  (Permissible stress), hence the design of coupler nut is safe at nut portion.

c. Check crushing stress in the thread-

For ISO metric threads

$$\text{Pitch, } p = \frac{d_o - d_c}{1.0825} = (16 - 13.44) / 1.0825 = 2.36$$

$$n = l_n / p = 16 / 2.36 = 6.78 \approx 7$$

$$\sigma_c = \frac{P_d}{\frac{\pi \times (d_o^2 - d_c^2) \times n \times l_n}{4}} = \frac{6.5 \times 10^3}{\frac{\pi \times (16^2 - 13.44^2) \times 7 \times 16}{4}} = 1.71 \text{ N/mm}^2$$

Now  $\sigma_c = 1.71 \text{ N/mm}^2 < 76 \text{ N/mm}^2$  (Permissible stress), hence the design of coupler nut is safe in crushing.

**III. Outside diameter of Coupler Nut (D):**

Here,  $D = 1.25 d_o$  to  $1.5 d_o = 1.25 \times 16 = 20$  mm

The tensile stress induced in the coupler nut is given by-

$$\sigma_t = \frac{P_d}{\frac{\pi \times (D^2 - d_o^2)}{4}} = \frac{6.5 \times 10^3}{\frac{\pi \times (20^2 - 16^2)}{4}} = 57.47 \text{ N/mm}^2$$

Now  $\sigma_t = 57.47 \text{ N/mm}^2 < 76 \text{ N/mm}^2$  (Permissible stress), hence the design is safe.

**IV. Outside diameter of Coupler (D<sub>2</sub>):**

$D_1 = (d_o + 6)$  mm =  $16 + 6 = 22$  mm

$D_2 = 1.5 d_o$  to  $1.75 d_o = 1.75 \times 16 = 28$  mm

The tensile stress induced in the coupler is given by-

$$\sigma_t = \frac{P_d}{\frac{\pi \times (D_2^2 - D_1^2)}{4}} = \frac{6.5 \times 10^3}{\frac{\pi \times (28^2 - 22^2)}{4}} = 27.58 \text{ N/mm}^2$$

Now  $\sigma_t = 27.58 \text{ N/mm}^2 < 76 \text{ N/mm}^2$  (Permissible stress), hence the design is safe.

V. Length of the coupler nut  $L_n$  depends upon the adjustment required, and it is usually taken as

$$L_n = 6 d_o = 6 \times 16 = 96 \text{ mm}$$

VI. Thickness of the coupler =  $t = 0.75 d_o = 0.75 \times 16 = 12$  mm

VII. Thickness of the coupler nut =  $t_1 = 0.5 d_o = 0.5 \times 16 = 8$  mm

**2.2 लीव्हर (Levers):**

लीव्हर ही एक साधी यंत्रणा (Simple Machine) आहे, जी एका कठीण बीमपासून (Rigid Beam) बनलेली असते आणि ती एका स्थिर कडीवर (Fixed Hinge) किंवा फलकूम (Fulcrum) वर आधारलेली असते. लीव्हरचा उपयोग यांत्रिक लाभ (Mechanical Advantage) मिळवण्यासाठी केला जातो, ज्यामुळे कमी प्रयत्नात (Less Effort) जड भार (Heavy Load) हलवणे सोपे होते. लीव्हरचे वर्गीकरण फलकूम (F), भार (Load – L), आणि प्रयत्न (Effort – E) यांच्या सापेक्ष स्थितीनुसार तीन प्रकारांमध्ये केले जाते.

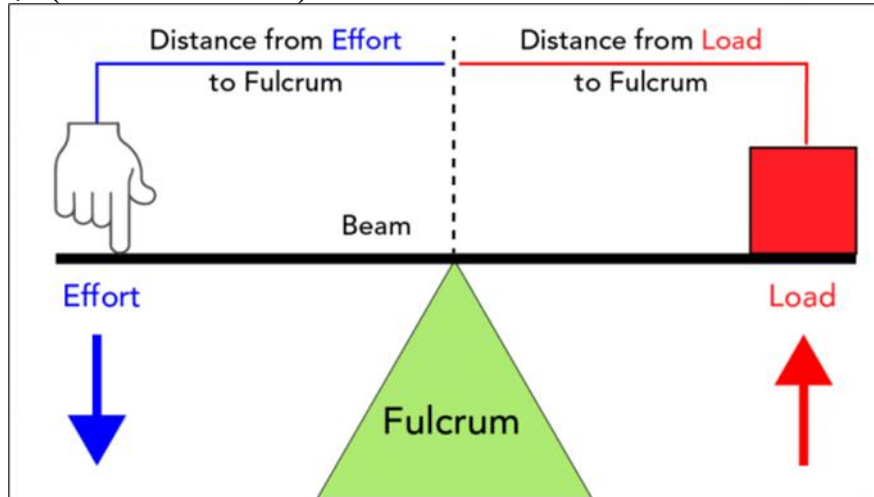
**1. प्रथम श्रेणीचा लीव्हर (First-Class Lever)**

Fig 2.7. प्रथम श्रेणीचा लीव्हर (First Class Lever.)

(Courtesy: <https://www.firgelliauto.com>)

प्रथम श्रेणीच्या लीव्हरमध्ये फलकूम (Fulcrum) हा प्रयत्न (Effort) आणि भार (Load) यांच्या मध्ये असतो. या प्रकारचा लीव्हर बलाची दिशा बदलू शकतो आणि फलकूमच्या स्थितीनुसार मोठा यांत्रिक लाभ (Mechanical Advantage) देऊ शकतो.

- **कार्यपद्धती (Mechanism):** जर फलकूम (Fulcrum) भाराजवळ (Load) असेल, तर तो उचलण्यासाठी कमी प्रयत्न (Effort) लागतो.
- **यांत्रिक लाभ (Mechanical Advantage – MA):** हा 1 पेक्षा जास्त, कमी किंवा 1 इतकाही असू शकतो.

**उपयोग (Applications):**

- **प्लायर/कात्री (Pliers/Scissors):** मध्यभागी असलेला पिव्होट (Pivot) हँडलवर बल लावण्यास मदत करतो, ज्यामुळे टोकावर कापणे किंवा पकडणे शक्य होते.
- **क्रोबार (Crowbars):** फुलक्रम भाराजवळ ठेवून जड वस्तू उचलण्यासाठी वापरले जाते.
- **सी-सॉ (See-saw):** एक पारंपरिक उदाहरण, जिथे मध्यभागी असलेला पिव्होट दोन्ही टोकांवरील वजन संतुलित करतो.

**2. द्वितीय श्रेणीचा लीव्हर (Second-Class Lever):**

द्वितीय श्रेणीच्या लीव्हरमध्ये भार (Load) हा फलक्रम (Fulcrum) आणि प्रयत्न (Effort) यांच्या मध्ये असतो. प्रयत्न आणि भार दोन्ही एकाच दिशेने हलतात.

- **कार्यपद्धती (Mechanism):** प्रयत्नाचा हात (Effort Arm) नेहमी भाराच्या हातापेक्षा (Load Arm) लांब असतो. त्यामुळे नेहमीच भाराच्या वजनापेक्षा कमी बल वापरावे लागते.
- **यांत्रिक लाभ (Mechanical Advantage – MA):** नेहमीच 1 पेक्षा जास्त असतो.

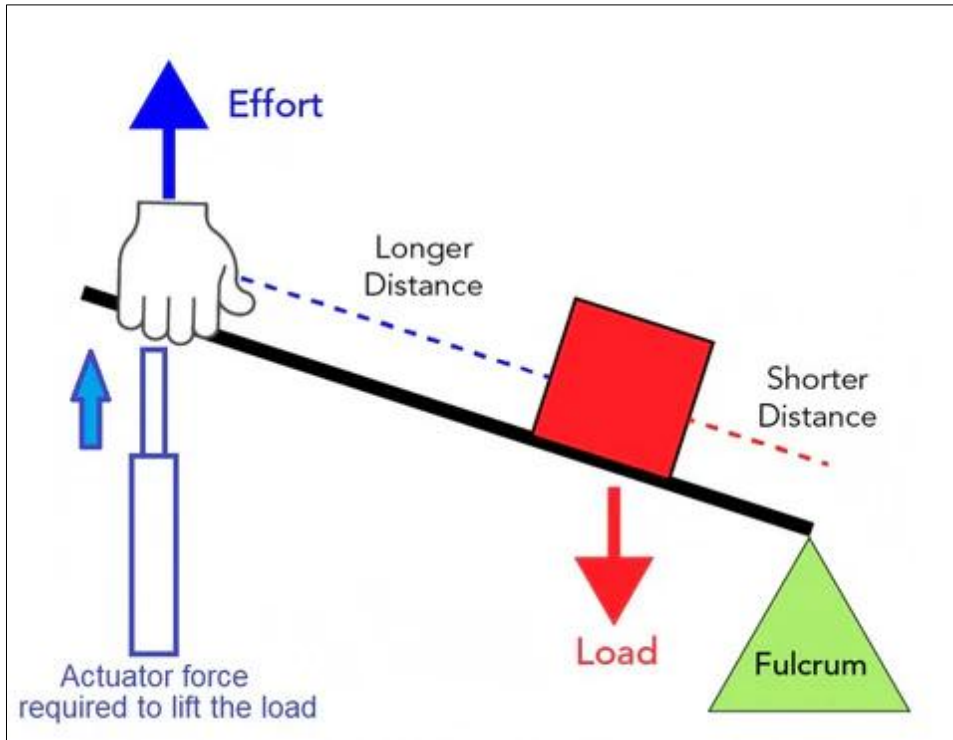


Fig 2.8. द्वितीय श्रेणीचा लीव्हर (Second Class Lever).

(Courtesy: <https://www.firgelliauto.com>)

**उपयोग (Applications):**

- **व्हीलबारो (Wheelbarrow):** चाक हे फुलक्रम असते, जड सामान हा भार असतो, आणि हँडल उचलणारा व्यक्ती प्रयत्न करतो.
- **नटक्रॅकर (Nutcracker):** एका टोकाला कडी (Hinge) असते, मधोमध नट ठेवला जातो, आणि दुसऱ्या टोकाला हँडल दाबले जाते.
- **बॉटल ओपनर (Bottle Opener):** टोक झाकणावर (Fulcrum) ठेवले जाते, मधला भाग झाकण उचलतो (Load), आणि हाताने दुसरा टोक वर खेचला जातो (Effort).

**3. तृतीय श्रेणीचा लीव्हर (Third-Class Lever):**

तृतीय श्रेणीच्या लीव्हरमध्ये प्रयत्न (Effort) हा फलक्रम (Fulcrum) आणि भार (Load) यांच्या मध्ये असतो. प्रयत्न आणि भार दोन्ही एकाच दिशेने हलतात.

- **कार्यपद्धती (Mechanism):** या प्रकारचा लीव्हर आवश्यक बल कमी करत नाही; परंतु तो भार हलवण्याचे अंतर किंवा वेग वाढवतो.
- **यांत्रिक लाभ (Mechanical Advantage – MA):** नेहमीच 1 पेक्षा कमी असतो.

**उपयोग (Applications):**

- **मानवी हाताचा पुढचा भाग (Human Forearm):** कोपर हा फुलक्रम असतो, मधोमध बायसेप्स स्नायू प्रयत्न करतो, आणि हात भार धरतो.
- **चिमटे/टॉंग्स (Tweezers/Tongs):** जोडलेला टोक फुलक्रम असतो, मधोमध दाब दिला जातो (Effort), आणि टोक वस्तू पकडते (Load).
- **फिशिंग रॉड (Fishing Rod):** एका हाताने तळाशी फुलक्रम तयार होतो, दुसरा हात मधोमध रॉड ओढतो (Effort), आणि टोकावर मासा भार असतो (Load).

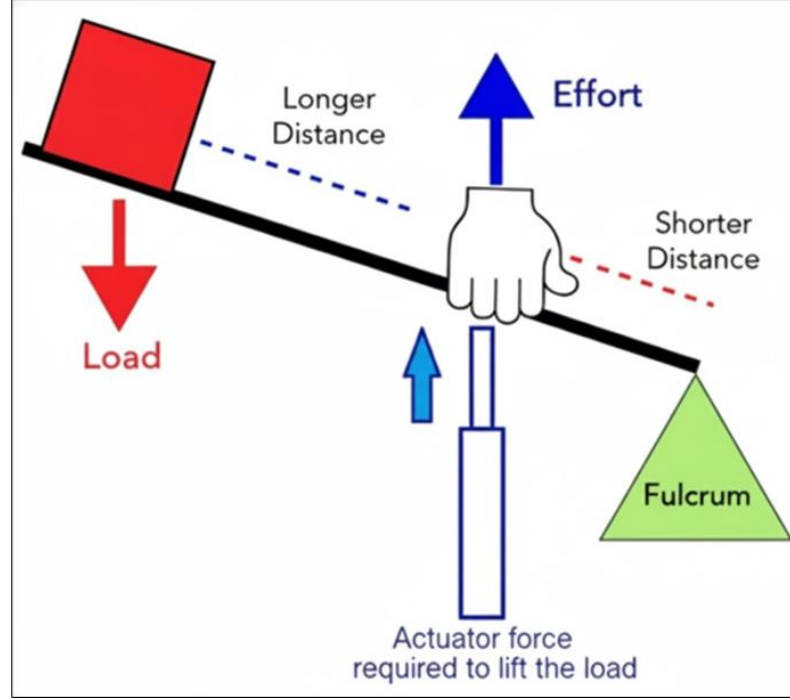


Fig 2.9. तृतीय श्रेणीचा लीव्हर (Third Class Lever).

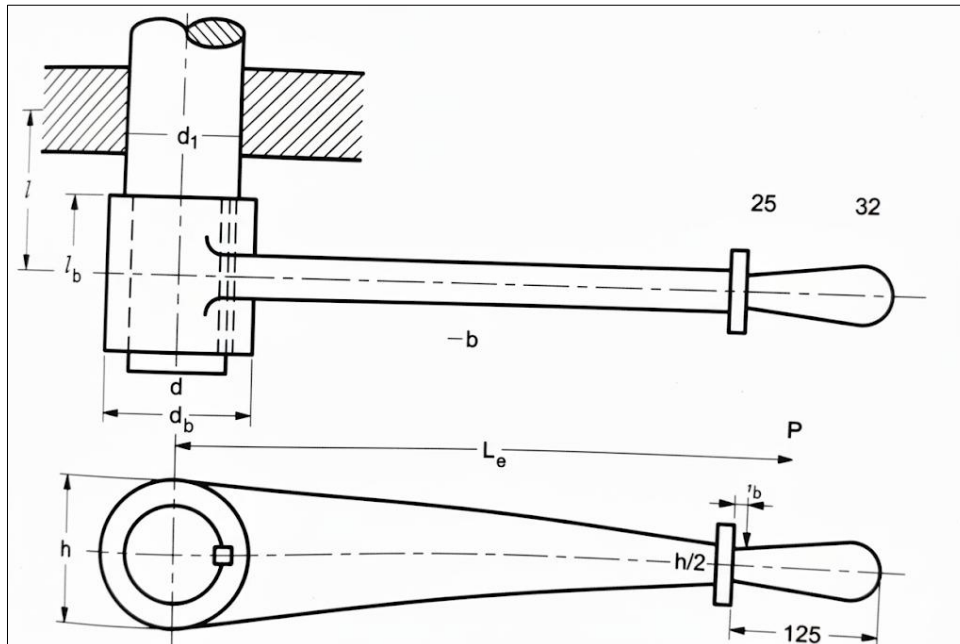
(Courtesy: <https://www.firgelliauto.com>)**2.3 लीव्हरचे डिझाईन:****हाताचा लीव्हर (Hand Lever) आणि पायाचा लीव्हर (Foot Lever) यांचे डिझाईन**

Fig 2.10. हाताचा लीव्हर (Hand Lever)

जर,

$P$  = हँडलवर लावलेला प्रयत्नाचा बल (Force of Effort applied at the Handle) न्यूटनमध्ये (N)

$L_e$  = लीव्हर आर्मची प्रभावी लांबी (Effective Length of the Lever Arm) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$l$  = शाफ्टची ओव्हरहेड लांबी (Overhead Length of the Shaft) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$\sigma_t$  = लीव्हरमध्ये अनुमत तन्य ताण (Permissible Tensile Stress of the Lever)  $N/mm^2$  मध्ये

$\tau_s$  = लीव्हरमध्ये अनुमत कातरण ताण (Permissible Shear Stress of the Lever)  $N/mm^2$  मध्ये

**I:** मनुष्याने लावलेला कमाल बल किंवा प्रयत्न साधारणतः 300N ते 400N धरला जातो.

**II:** हँडलवर  $L_e$  लांबीवर बल लावल्यामुळे शाफ्टवर टॉर्क (Torque) लागू होतो.

$$\text{Torque} = \text{Force} \times \text{Length of lever}$$

$$\therefore T = P \times L_e$$

शाफ्ट शुद्ध मुरक्याखाली (Pure Torsion) असल्याचे गृहीत धरून शाफ्टचा व्यास  $d$  मिळवला जातो.

प्रतिरोधक टॉर्क (Resisting Torque) खालीलप्रमाणे दिला जातो –

$$T = \frac{\pi \tau_s \times d^3}{16}$$

वरील दोन समीकरणे समान करून शाफ्टचा व्यास  $d$  निश्चित केला जातो.

**III:** बेअरिंगच्या मध्यभागी शाफ्टचा व्यास  $d_1$  मिळवला जातो, शाफ्ट संयुक्त बेंडिंग (Bending) आणि मुरक्याखाली (Twisting) असल्याचे गृहीत धरून.

शाफ्टचा वाकण्याचा बेंडिंग मोमेंट (Bending Moment):  $M = P \times l$ , तसेच

शाफ्टचा टॉर्क (Twisting Moment):  $T = P \times L_e$

म्हणून समतुल्य टॉर्क (Equivalent Twisting Moment) –

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$T_e = \sqrt{(Pl)^2 + (PLE)^2}$$

$$T_e = P \times \sqrt{(l)^2 + (Le)^2}$$

तसेच–

$$T_e = \frac{\pi \tau_s \times d_1^3}{16}$$

वरील समीकरणांमधून  $d_1$  चे मूल्य मिळते.

**IV:** लीव्हरच्या बॉसचा व्यास ( $d_b$ ):  $d_b = 1.6d$ .

**V:** बॉसची लांबी ( $l_b$ ):  $l_b = d$  किंवा  $1.5d$ .

**VI:** कीचे परिमाण (Dimensions of Key):

जर,

$w$  = कीची रुंदी (Width of Key) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$t$  = कीची जाडी (Thickness of Key) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$l_b$  = कीची लांबी (Length of Key) = बॉसची लांबी (mm)

आयताकृती कीसाठी (Rectangular Key):

$$w = d/4 \text{ \& } t = d/6, \text{ तसेच}$$

चौरस कीसाठी (Square Key):

$$w = t = d/4$$

कीची लांबी क्रशिंग (Crushing) आणि कातरण (Shearing) बिघाडावरून मिळते.

कातरण बिघाडासाठी (Shearing Failure):

$$T = l_b \times w \times \tau_k \times d/2$$

क्रशिंग बिघाडासाठी (Crushing Failure):

$$T = l_b \times (t/2) \times \sigma_k \times d/2$$

जिथे,

$\tau_k$  = कीसाठी अनुमत कातरण ताण (Permissible Shear Stress for Key) N/mm<sup>2</sup> मध्ये

$\sigma_k$  = की किंवा बॉससाठी अनुमत क्रशिंग ताण (Permissible Crushing Stress) N/mm<sup>2</sup> मध्ये

### VII: लीव्हरच्या क्रॉस-सेक्शनचे परिमाण (Dimensions of Lever Cross-Section):

लीव्हरचा क्रॉस-सेक्शन आयताकृती धरावा.

जर,

$b$  = लीव्हरची रुंदी (Width of Lever) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$t$  = लीव्हरची खोली/जाडी (Depth or Thickness of Lever) मिलीमीटरमध्ये (mm)

लीव्हरची रुंदी जाडीच्या 2 ते 3 पट घेतली जाते.

$$b = 2t \text{ किंवा } 3t$$

लीव्हरवर बेंडिंग मोमेंट लागू होतो.

कमाल बेंडिंग मोमेंट बॉसजवळ घेतला जातो -

$$M = P \times (L_e - d_b/2)$$

कमाल बेंडिंग ताण (Maximum Bending Stress):

$$\begin{aligned} \sigma_b &= My/I \\ &= \frac{P \times (L_e - \frac{d_b}{2})}{\frac{bh^3}{12}} \times \frac{h}{2} \\ \sigma_b &= \frac{6P \times (L_e - \frac{d_b}{2})}{bh^2} \end{aligned}$$

### पायाचा लीव्हर (Foot Lever):

पायाचा लीव्हर हाताच्या लीव्हरसारखाच रचला जातो.

फक्त फरक एवढाच की "Hand" ऐवजी "Foot Plate" वापरले जाते.

एका व्यक्तीने पायाने लावलेला बल साधारणतः 600N ते 800N धरला जातो.

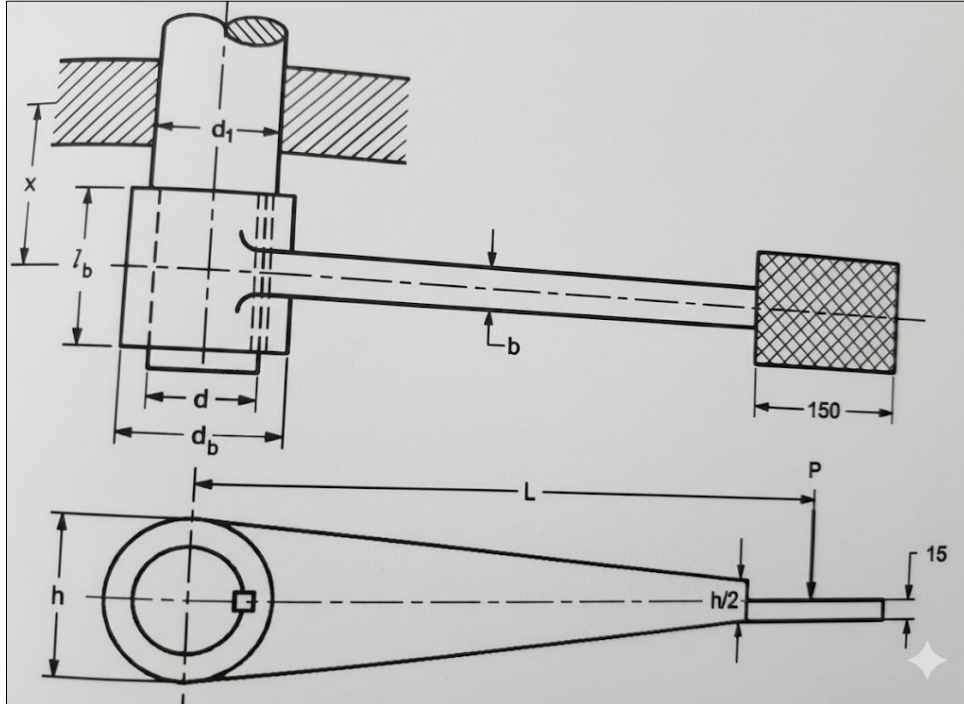


Fig 2.11. पायाचा लीव्हर (Foot Lever)

### बेल क्रॅक लीव्हरचे डिझाईन (Design of Bell Crank Lever):

बेल क्रॅक लीव्हरमध्ये लीव्हरचे दोन हात एकमेकांना समकोनात (Right Angles) असतात.

अशा प्रकारचे लीव्हर खालील ठिकाणी वापरले जातात -

- रेल्वे सिग्नलिंग (Railway Signaling)
- हार्टनेल गव्हर्नर (Hartnell Governors)
- कंडेन्सरच्या एअर पंपसाठी ड्राइव्ह (Drive for Air Pump of Condensers)

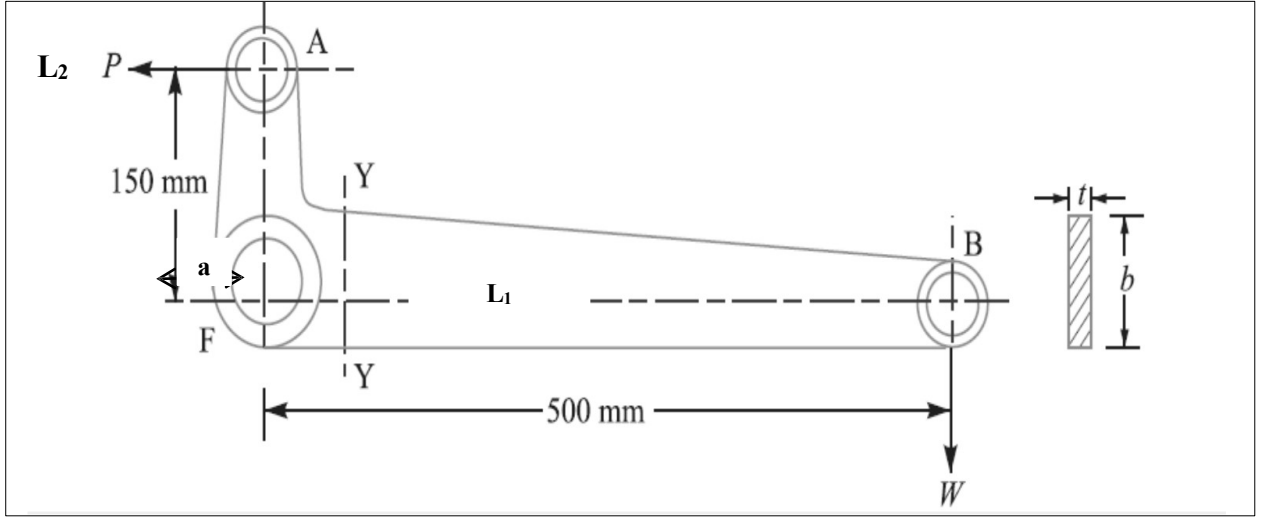


Fig. 2.13 बेल क्रॅक लीव्हर

**I: फलक्रमवरील प्रतिक्रिया (Reaction at Fulcrum 'F'):**

$$R_F = \sqrt{W^2 + P^2}$$

फलक्रम F बद्दल मोमेंट घेतल्यास -

$$W \times L_1 = P \times L_2$$

**II: फलक्रम पिनचे डिझाईन (Design of Fulcrum Pin):**

पिनचे बेअरिंग क्षेत्र (Bearing Area) =  $d_p \times l_p$

पिनची लांबी  $l_p = 1.25 d_p$  धरावी

पिनवरील भार:

$$R_F = d_p \times l_p \times p_b$$

जिथे,

$d_p$  = फलक्रमवरील पिनचा व्यास (mm मध्ये)

$l_p$  = फलक्रमवरील पिनची लांबी (mm मध्ये)

$p_b$  = फलक्रमवरील पिनवरील बेअरिंग दाब (N/mm<sup>2</sup> मध्ये)

फलक्रम पिनवर दुहेरी कातरण (Double Shear) लागू होते.

$$\tau = R_F/2A$$

$$\text{जिथे, } A = \pi d_p^2/4$$

$$\therefore \tau = R_F/(\pi d_p^2/4)$$

**III: 'A' पिनची डिझाईन (Design for Pin at 'A'):**

$$\text{बेअरिंग क्षेत्र} = d_p \times l_p$$

$$l_p = 1.25 d_p$$

पिनवरील भार:

$$P = \text{bearing area} \times \text{bearing pressure}$$

$$P = d_p \times l_p \times p_b$$

जिथे,

$d_p$  = 'A' वरील पिनचा व्यास (mm मध्ये)

$l_p$  = 'A' वरील पिनची लांबी (mm मध्ये)

$p_b$  = 'A' वरील पिनवरील बेअरिंग दाब (N/mm<sup>2</sup> मध्ये)

पिनवर दुहेरी कातरण असल्यामुळे भार:

$$P = 2 \times \tau \times \pi d_p^2 / 4$$

#### IV: 'B' पिनची डिझाईन (Design for Pin at 'B'):

$$\text{बेअरिंग क्षेत्र} = d_p \times l_p$$

$$l_p = 1.25 d_p$$

पिनवरील भार:

$$W = d_p \times l_p \times p_b$$

$d_p$  = 'B' वरील पिनचा व्यास (mm मध्ये)

$l_p$  = 'B' वरील पिनची लांबी (mm मध्ये)

$p_b$  = 'B' वरील पिनवरील बेअरिंग दाब (N/mm<sup>2</sup> मध्ये)

पिनवर दुहेरी कातरण असल्यामुळे भार:

$$W = 2 \times \tau \times \pi d_p^2 / 4$$

#### V. लीव्हरचे डिझाईन (Design of Lever):

गृहीत धरले जाते की लीव्हर भार लागू होणाऱ्या बिंदूपासून फुलक्रमच्या केंद्रापर्यंत वाढवलेला आहे. यामुळे विभाग थोडा मजबूत होतो.

Y-Y विभागातील बिघाडाचा विचार:

$t$  = लीव्हरची जाडी (Thickness)

$b$  = लीव्हरची रुंदी/खोली (Width/Depth)

फलक्रमच्या केंद्रापासून Y-Y पर्यंतचे अंतर घेतल्यास –

कमाल बेंडिंग मोमेंट (Maximum Bending Moment):  $M = W (L_1 - a)$

जिथे,  $a$  = फुलक्रमपासून विभागाचे अंतर (mm मध्ये)

विभाग गुणांक (Section Modulus):  $Z = tb^2/6$

बेंडिंग ताण (Bending Stress):  $\sigma_b = M/Z$

**Problem-** Design a right-angled bell crank lever. The horizontal arm is 600 mm long and a load of 5.5 kN acts vertically downward through a pin in the forked end of this arm. At the end of the 200 mm long arm which is perpendicular to the 600 mm long arm, a force  $P$  act at right angles to the axis of 200 mm arm through a pin into a forked end. The lever consists of forged steel material and a pin at the fulcrum. Take the following data for both the pins and lever material:

Safe stress in tension = 80 MPa Safe stress in shear = 60 MPa

Safe bearing pressure on pins = 10 N/mm<sup>2</sup>

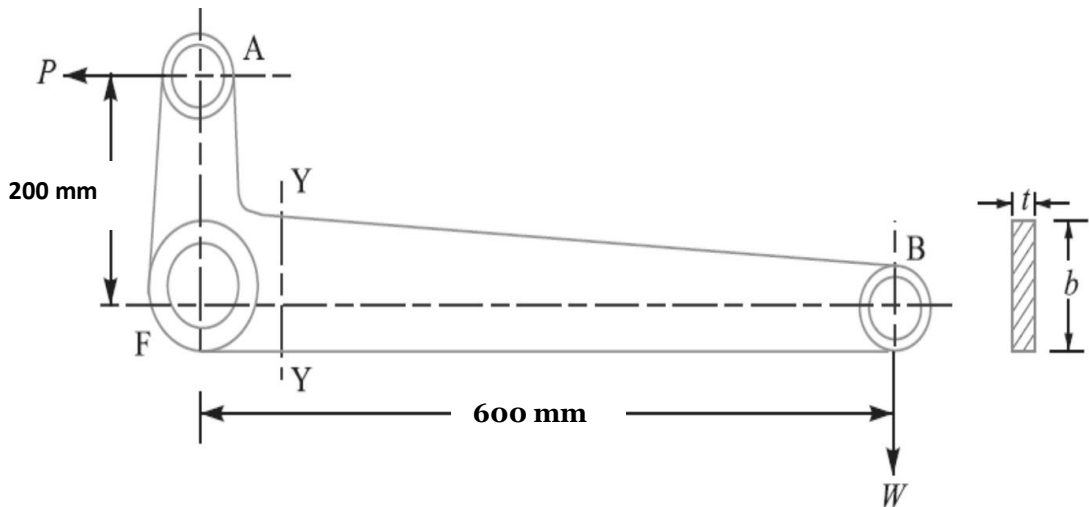


Fig. 2.13

**Given:**

Load on Horizontal arm =  $W = 5.5 \text{ kN} = 5.5 \times 10^3 \text{ N}$

Length of Horizontal arm =  $L_1 = 600 \text{ mm}$

Length of vertical arm =  $L_2 = 200 \text{ mm}$

Safe stress in tension  $\sigma_t = 80 \text{ MPa} = 80 \text{ N/mm}^2$

Safe stress in shear  $\tau = 60 \text{ MPa} = 60 \text{ N/mm}^2$

Safe bearing pressure on pins  $p_b = 10 \text{ N/mm}^2$

Assume  $l_p = 1.25 d_p$  for all pin

**Solution-****1. Calculate Reaction at Fulcrum 'F' =  $R_F$** 

Taking moments about the fulcrum  $F$ ,

$$\begin{aligned} W \times L_1 &= P \times L_2 \\ 5.5 \times 10^3 \times 600 &= P \times 200 \\ \text{Effort} = P &= 16500 \text{ N} \\ R_F &= \sqrt{W^2 + P^2} \\ &= 17392.52 \text{ N} \end{aligned}$$

**2. Design of Fulcrum pin**

$$\begin{aligned} R_F &= dp \times lp \times p_b \\ 17392.52 &= dp \times 1.25 dp \times 10 \\ \text{Diameter of pin at Fulcrum} = dp &= 37.30 \text{ mm say } 38 \text{ mm} \\ \text{Length of pin at fulcrum} = lp &= 47.5 \text{ mm say } 48 \text{ mm} \end{aligned}$$

Check pin for shear failure

The fulcrum pin is subjected to double shear as well. the double shear acting on the fulcrum pin is given by:

$$\begin{aligned} \tau &= R_F / (\pi d_p^2 / 4) \\ \tau &= 17392.52 / (\pi 38^2 / 4) \\ \tau &= 7.66 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Shear stress is within limit hence design is safe.

**3. Design for pin at 'A'**

$$\begin{aligned} P &= dp \times lp \times p_b \\ 16500 &= dp \times 1.25 dp \times 10 \\ dp &= 36.33 \end{aligned}$$

Diameter of pin at 'A' =  $d_p = 36.33 \text{ mm}$  say  $38 \text{ mm}$

Length of pin at 'A' = ' $lp$ ' =  $47.5 \text{ mm}$  say  $48 \text{ mm}$

Check pin for shear failure

$$\begin{aligned} \tau &= P / (\pi d_p^2 / 4) \\ \tau &= 16500 / (\pi 38^2 / 4) \\ \tau &= 7.27 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Shear stress =  $\tau = 7.27 \text{ N/mm}^2$

Shear stress is within limit hence design is safe.

#### 4. Design for pin at 'B'

$$W = d_p \times l_p \times p_b$$

$$5500 = d_p \times 1.25 d_p \times 10$$

$$d_p = 20.97 \text{ mm}$$

Diameter of pin at 'B' = 20.97 mm say 22 mm

Length of pin at 'B' = 'l<sub>p</sub>' = 27.5 mm say 28 mm

Check for Shear failure

$$\tau = W / (\pi d_p^2 / 4)$$

$$\tau = 5500 / (\pi 22^2 / 4)$$

$$\tau = 7.23 \text{ N/mm}^2$$

Shear stress =  $\tau = 7.23 \text{ N/mm}^2$  Shear stress is within limit hence design is safe.

#### 5. Design of Lever

t = Thickness of the lever at Y-Y, and

b = Width or depth of the lever at Y-Y.

Taking distance from the Centre of the fulcrum to Y-Y.

Maximum Bending Moment = W (L1 - a)

a = distance of section from fulcrum in mm = assume 20 mm

$$M = W (L1 - a) = 5500 (600 - 20) = 3190000 \text{ N.mm}$$

Assume b = 3t

$$\text{Bending stress} = \sigma_b = My/I$$

$$80 = 2 \times 3190000 / t^3$$

$$t = 43.04 \text{ mm} \approx 44 \text{ mm}$$

$$b = 3t = 3 \times 44 = 132 \text{ mm}$$

#### 2.4 C-क्लॉम्प आणि ऑफसेट लिंकचे डिझाईन (Design of C-Clamp and Offset Link):

##### C-क्लॉम्प (C-Clamp):

C-क्लॉम्पवर बेंडिंग (Combined Bending) तसेच तन्य बल (Tensile Force) लागू होतो, म्हणजेच C-क्लॉम्पवर विलक्षण भार (Eccentric Loading) लागू होतो.

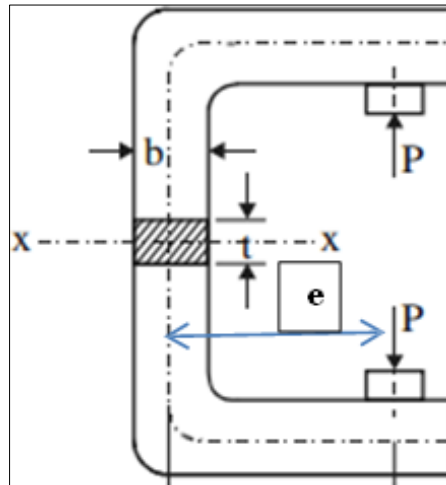


Fig. 2.14 C क्लॉम्प

जर -

P = क्लॉम्पवर लावलेला भार (Load applied on Clamp) न्यूटनमध्ये (N)

e = विलक्षणता (Eccentricity) = केंद्ररेषा आणि बल यांतील अंतर (mm)

b = फ्रेमची रुंदी (Width of Frame - Rectangular Cross Section) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$t$  = फ्रेमची जाडी (Thickness of Frame) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$A$  = क्रॉस-सेक्शनचे क्षेत्रफळ (Area of Cross Section)  $\text{mm}^2$  मध्ये

थेट तन्य भार (Direct Tensile Load): C-क्लॅम्पवर थेट तन्य भार लागू झाल्याचे गृहीत धरल्यास –

$$\sigma_{t1} = P/A = P/bt$$

विलक्षणता आणि भारामुळे निर्माण होणारा वाकण्याचा ताण (Bending Stress due to Eccentricity and Load):

विलक्षणतेमुळे फ्रेमवर वाकणे आणि तन्य ताण दोन्ही लागू होतात. त्यामुळे थेट वाकण्याचा ताण –

$$\sigma_b = M/Z$$

C-क्लॅम्पमध्ये निर्माण होणारा एकूण ताण (Total Stress Induced in C-Clamp):

$$\sigma_t = \sigma_{t1} + \sigma_b$$

**Problem-** A clamp shown in the figure 3.3 carries a load of 25kN. The cross section of clamp at x-x is rectangular having width equal to twice the thickness. Assume C-clamp is made of 20C10 material and allowable tensile stress is 100 MPa. Find dimensions.

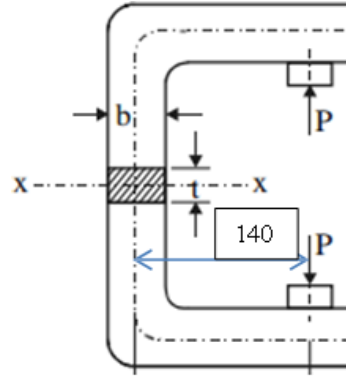


Fig. 2.15

**Given:**

$$P = 25\text{kN} = 25 \times 10^3\text{N}$$

$$\sigma_t = 100\text{ MPa} = 100\text{ N/mm}^2$$

$$e = 140\text{ mm}$$

$$b = 2t$$

**Soln:**

$$\sigma_{t1} = P/A = P/bt = 25 \times 10^3 / 2t \times t = 12.5 \times 10^3 / t^2$$

$$\sigma_b = M/Z$$

$$M = P \times e = 25 \times 10^3 \times 140 = 35 \times 10^5\text{Nmm}$$

$$Z = tb^2/6 = t(2t)^2/6 = 2t^3/3$$

$$\sigma_b = 35 \times 10^5 / (2t^3/3) = 5.25 \times 10^6 / t^3$$

$$\sigma_t = \sigma_{t1} + \sigma_b$$

$$100 = 12.5 \times 10^3 / t^2 + 5.25 \times 10^6 / t^3$$

By trial and error method, we have.

$$\text{Thickness of C-clamp} = t = 38.79\text{ mm say } 40\text{ mm}$$

$$\text{Width of clamp} = b = 2t = 80\text{ mm}$$

**ऑफसेट लिंक (Offset Link):**

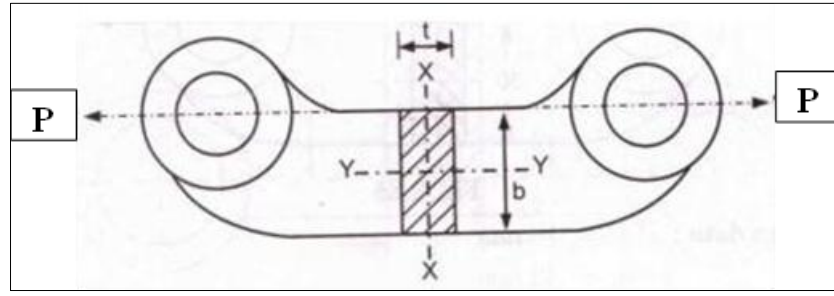


Fig. 2.16 ऑफसेट लिंक (Offset Link)

$P$  = ऑफसेट लिंकवर लावलेला भार (Load applied on Offset Link) न्यूटनमध्ये (N)

$e$  = विलक्षणता (Eccentricity) = केंद्रेषा आणि बल यांतील अंतर

$b$  = विभाग X-X वरील रुंदी (Width at Section X-X) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$t$  = विभाग X-X वरील जाडी (Thickness at Section X-X) मिलीमीटरमध्ये (mm)

$A$  = क्रॉस-सेक्शनचे क्षेत्रफळ (Area of Cross Section)  $\text{mm}^2$  मध्ये

थेट तन्य भार (Direct Tensile Load): ऑफसेट लिंकवर थेट तन्य भार लागू झाल्याचे गृहीत धरल्यास –

$$\sigma_{t1} = P/A = P/bt$$

विलक्षणता आणि भारामुळे निर्माण होणारा वाकण्याचा ताण (Bending Stress due to Eccentricity and Load):

विलक्षणतेमुळे लिंकवर वाकणे आणि तन्य ताण दोन्ही लागू होतात. त्यामुळे थेट वाकण्याचा ताण –

$$\sigma_b = M/Z$$

ऑफसेट लिंकमध्ये निर्माण होणारा एकूण ताण (Total Stress Induced in Offset Link):

$$\sigma_t = \sigma_{t1} + \sigma_b$$

**Problem-** A 10C5 link is shown in the figure 3.5 transmits a pull of 80 kN find the dimensions of section at x-x if  $b=3t$ , assume allowable tensile stress of 70MPa.

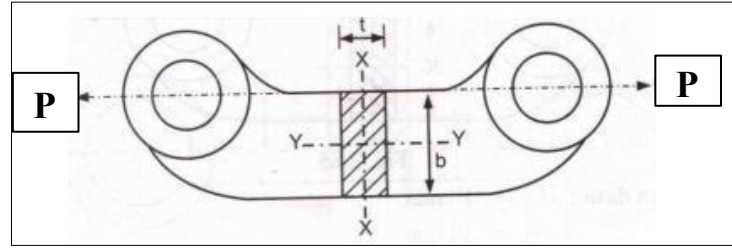


Fig. 2.17

**Given:**

$$P = 80\text{kN} = 80 \times 10^3\text{N}$$

$$\sigma_t = 70\text{ MPa} = 70\text{ N/mm}^2$$

$$e = b/2\text{ mm}$$

$$b = 3t$$

**Soln:**

$$\sigma_{t1} = P/A = P/bt = 80 \times 10^3 / 3t \times t = 26.66 \times 10^3 / t^2$$

$$\sigma_b = M/Z$$

$$M = P \times e = 80 \times 10^3 \times b/2 = 80 \times 10^3 \times (3t)b/2 = 120 \times 10^3 \times t\text{ Nmm}$$

$$Z = tb^2/6 = t(3t)^2/6 = 3t^3/2$$

$$\sigma_b = 120 \times 10^3 \times t / 3t^3/2 = 80 \times 10^3 / t^2$$

$$\sigma_t = \sigma_{t1} + \sigma_b$$

$$70 = 26.66 \times 10^3 / t^2 + 80 \times 10^3 / t^2$$

we have.

$$\text{Thickness} = t = 39.03\text{ mm say } 40\text{mm}$$

$$\text{Width} = b = 3t = 120\text{ mm}$$

## 2.5 वेल्डेड सांध्यांचे डिझाईन रचना (Design of Welded Joints – Transverse आणि Parallel Fillet Weld)

वेल्डेड सांधा (Welded Joint) हा एक कायमस्वरूपी सांधा (Permanent Joint) आहे, जो दोन भागांच्या कडांना एकत्र करून वितळवून (Fusion) तयार केला जातो. यात दाब (Pressure) आणि फिलर मटेरियल (Filler Material) वापरले जाऊ शकते किंवा न वापरले तरी चालते. साहित्य वितळवण्यासाठी लागणारी उष्णता गॅस जाळून (Gas Welding) किंवा इलेक्ट्रिक आर्कद्वारे (Electric Arc Welding) मिळवली जाते. वेल्डिंगचा वापर फॅब्रिकेशनमध्ये (Fabrication) मोठ्या प्रमाणावर केला जातो, कारण तो कास्टिंग (Casting) किंवा फोर्जिंग (Forging) यांना पर्याय म्हणून तसेच बोल्टेड (Bolted) आणि रिक्वेटेड (Riveted) सांध्यांना बदल म्हणून वापरला जातो.

वेल्डेड सांध्यांचे प्रकार (Types of Welded Joints):

विषयाच्या दृष्टीने खालील दोन प्रकार महत्त्वाचे आहेत –

1. लॅप जॉइंट किंवा फिलेट जॉइंट (Lap Joint or Fillet Joint)
2. बट जॉइंट (Butt Joint)

a. लॅप जॉइंट (Lap Joint): लॅप जॉइंट किंवा फिलेट जॉइंट प्लेट्स एकमेकांवर ओव्हरलॅप (Overlap) करून त्यांच्या कडांना वेल्डिंग करून तयार केला जातो. फिलेटचा क्रॉस-सेक्शन साधारणतः त्रिकोणी (Triangular) असतो. फिलेट जॉइंटचे प्रकार:

a. सिंगल ट्रान्सव्हर्स फिलेट (Single Transverse Fillet)

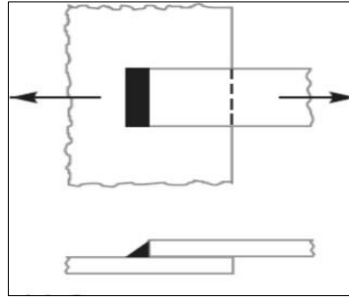


Fig. 2.18 सिंगल ट्रान्सव्हर्स फिलेट (Single transverse fillet weld)

b. डबल ट्रान्सव्हर्स फिलेट (Double Transverse Fillet)

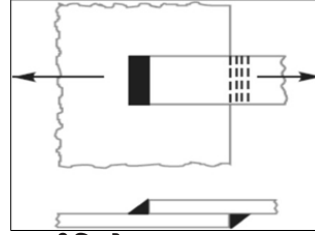


Fig. 2.19 डबल ट्रान्सव्हर्स फिलेट (Double Transverse Fillet Weld)

c. पॅरालेल फिलेट वेल्ड (Parallel Fillet Weld)

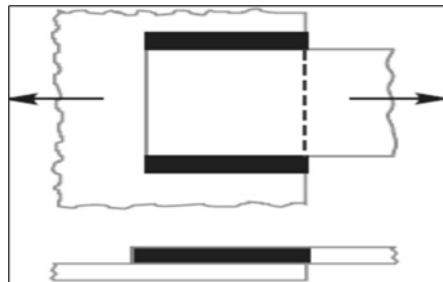


Fig 2.20 पॅरालेल फिलेट वेल्ड (Parallel Fillet Weld)

### ट्रान्सव्हर्स फिलेट वेल्डेड सांध्यांची ताकद (Strengths of Transverse Fillet Welded Joints):

फिलेट किंवा लॅप जॉइंट (Fillet or Lap Joint) प्लेट्स एकमेकांवर ओव्हरलॅप (Overlap) करून त्यांच्या कडांना वेल्डिंग करून तयार केला जातो. ट्रान्सव्हर्स फिलेट वेल्ड्स (Transverse Fillet Welds) हे तन्य ताकदीसाठी (Tensile Strength) डिझाईन केलेले असतात. सिंगल ट्रान्सव्हर्स फिलेट वेल्ड (Single Transverse Fillet Weld) आणि डबल ट्रान्सव्हर्स फिलेट वेल्ड (Double Transverse Fillet Weld) अनुक्रमे Fig 2.21 आणि Fig 2.22 मध्ये दाखवलेले आहेत.

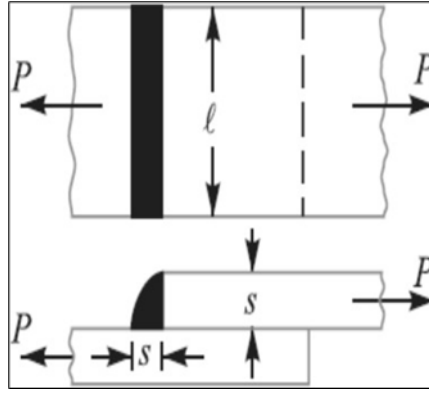


Fig. 2.21 सिंगल ट्रान्सव्हर्स फिलेट (Single transverse fillet weld)

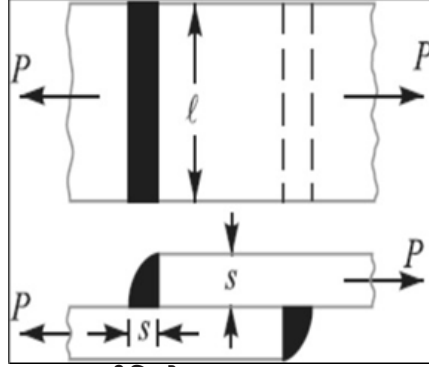


Fig. 2.21 डबल ट्रान्सव्हर्स फिलेट (Double Transverse Fillet Weld)

फिलेट जॉइंटची ताकद निश्चित करण्यासाठी (To Determine the Strength of the Fillet Joint) फिलेट जॉइंटची ताकद शोधण्यासाठी असे गृहीत धरले जाते की फिलेटचा विभाग हा ABC समकोण त्रिकोण (Right-Angled Triangle ABC) आहे, ज्यामध्ये AC हा कर्ण (Hypotenuse) असून तो इतर दोन बाजूंना AB आणि BC समान कोन करतो. फिलेटचा मोठा दृश्य (Enlarged View) Fig. 2.23 मध्ये दाखवलेला आहे.

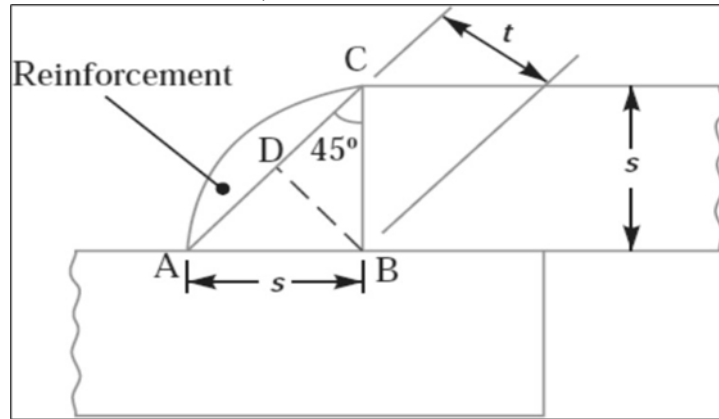


Fig. 2.23 फिलेटचा मोठा दृश्य (Enlarged view of Fillet weld)

**वेल्डचा आकार (Size of Weld):** प्रत्येक बाजूची लांबी लेग (Leg) किंवा वेल्डचा आकार (Size of Weld) म्हणून ओळखली जाते.

**श्रोत जाडी (Throat Thickness):** कर्ण (Hypotenuse) पासून लेगच्या छेदनबिंदूपर्यंत (BD) घेतलेले लंब अंतर श्रोत जाडी (Throat Thickness) म्हणून ओळखले जाते.

वेल्डचे किमान क्षेत्रफळ (Minimum Area of Weld) श्रोत BD येथे मिळते, जे श्रोत जाडी × वेल्डची लांबी या गुणाकाराने दिले जाते.

$t$  = श्रोत जाडी (BD)

$s$  = लेग किंवा वेल्डचा आकार = प्लेटची जाडी

$l$  = वेल्डची लांबी

Fig 2.23 नुसार:

$t$  = श्रोत जाडी =  $t = s \times \sin 45^\circ = 0.707s$

$$\begin{aligned} \text{थ्रोट क्षेत्रफळ} = A &= \text{throat thickness} \times \text{length of weld} \\ &= 0.707 \times s \times l \end{aligned}$$

सिंगल ट्रान्सव्हर्स फिलेट वेल्डची तन्य ताकद (Tensile Strength of Single Transverse Fillet Weld):

$$P = 0.707 \times s \times l \times \sigma_t$$

डबल ट्रान्सव्हर्स फिलेट वेल्डची तन्य ताकद (Tensile Strength of Double Transverse Fillet Weld):

$$\begin{aligned} P &= 2 \times 0.707 \times s \times l \times \sigma_t \\ &= 1.41 \times s \times l \times \sigma_t \end{aligned}$$

**पॅरालेल फिलेट वेल्डेड सांध्याची ताकद (Strength of Parallel Fillet Welded Joint):**

पॅरालेल फिलेट वेल्डेड सांधे कातरण ताकदीसाठी (Shear Strength) डिझाईन केले जातात. Fig 2.24 मध्ये दाखविल्याप्रमाणे डबल पॅरालेल फिलेट वेल्डेड जॉइंट विचारात घ्या.

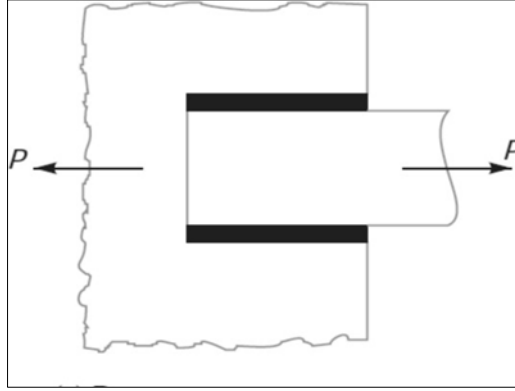


Fig 2.24 पॅरालेल फिलेट वेल्ड (Double parallel fillet weld)

जर  $\tau$  = वेल्ड मेटलसाठी अनुमत कातरण ताण (Allowable Shear Stress) असेल, तर –

सिंगल पॅरालेल फिलेट वेल्डची कातरण ताकद (Shear Strength of Single Parallel Fillet Weld):

$$P = 0.707 \times s \times l \times \tau$$

डबल पॅरालेल फिलेट वेल्डची कातरण ताकद (Shear Strength of Double Parallel Fillet Weld):

$$P = 2 \times 0.707 \times s \times l \times \tau$$

$$P = 1.41 \times s \times l \times \tau$$

सिंगल ट्रान्सव्हर्स आणि डबल पॅरालेल फिलेट वेल्डची ताकद (Strength of Single Transverse and Double Parallel Fillet Weld):

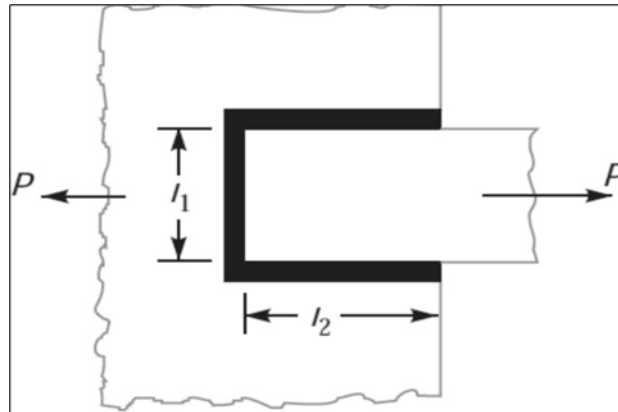


Fig 2.25 सिंगल ट्रान्सव्हर्स आणि डबल पॅरालेल फिलेट वेल्ड (Combination of transverse and parallel fillet weld)

$$P = 0.707 \times s \times l_1 \times \sigma_t + 1.41 \times s \times l_2 \times \tau$$

जिथे,

$l_1$  = प्लेटची रुंदी (Width of Plate) मिलीमीटरमध्ये (mm)

[In order to allow for starting and stopping of the bead, 12.5 mm should be added to the length of each weld obtained by the above expression.]

**Problem 1.-** A plate 100 mm wide and 10 mm thick is to be welded to another plate by means of double parallel fillets. The plates are subjected to a static load of 80 kN. Find the length of weld if the permissible shear stress in the weld does not exceed 55 MPa

**Data-** Load=  $P = 80\text{kN}$ , Allowable shear stress=  $\tau = 55\text{ MPa}$  Size= plate thickness= 10mm

Solution-

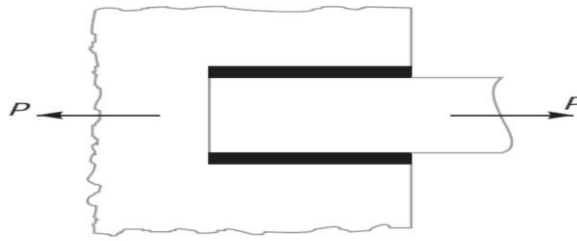


Fig. 2.26

Shear strength of double transverse fillet weld=  $P = 1.41 \times s \times l \times \tau$

$$80 \times 10^3 = 1.41 \times 10 \times l \times 55$$

Length of weld =  $l = 103.15 + 12.5 = 115.65\text{ mm}$  say 116 mm

**Problem 2-** A plate 75 mm wide and 12.5mm thick is joined with another plate by single transverse and double parallel fillet weld. The maximum tensile and shear stress are 75MPa and 56MPa respectively. Find the length of each parallel fillet weld, if the joint is subjected to pull of 90kN

**Data-** Load=  $P = 90\text{ kN}$ , Allowable Tensile stress=  $\sigma_t = 75\text{ MPa}$ ,

Allowable shear stress=  $\tau = 56\text{ MPa}$ , size of weld =  $s =$  thickness of plate= 12.5 mm Width of plate=  $l_1 = 75\text{ mm}$

Solution-

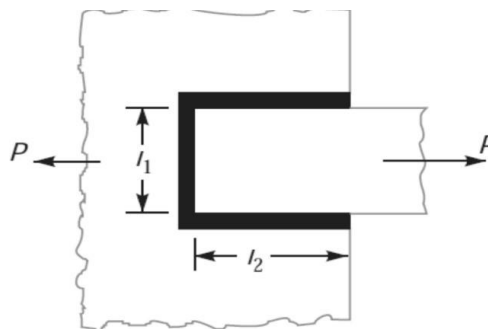


Fig. 2.27

Strength of Single transverse and double parallel fillet weld =  $P$

$$P = 0.707 \times s \times l_1 \times \sigma_t + 1.41 \times s \times l_2 \times \tau$$

$$90 \times 10^3 = 0.707 \times 12.5 \times 75 \times 75 + 1.41 \times 12.5 \times l_2 \times 56$$

Length of parallel fillet weld =  $l_2 = 40.81 + 12.5 = 53.31$  mm say 54mm

**Exercise:****TLO 2.1: Identify the sections resisting failure with the type of failure of the machine components of joints and levers.**

1. Enlist the applications of knuckle joint.
2. Enlist the applications of Turnbuckle.
3. Draw a neat sketch of a knuckle joint and state its strength equations with the failure diagrams.
4. Explain the failure of knuckle pin in bending.

**TLO 2.2: Describe the design procedure of knuckle joint and turnbuckle.**

1. Explain the design procedure of knuckle joint with the help of neat sketch.
2. Explain the design procedure of Turn Buckle with the help of Neat Sketch.

**TLO 2.3: Calculate the dimensions of elements of knuckle joint and turnbuckle from the given load.**

1. Design a knuckle joint for a tire rod of circular section to sustain a maximum pull of 70 kN. The ultimate tensile and shearing strength of the pin material are 510 MPa and 396 MPa, respectively. Take factor of safety as 6.
2. Design a turnbuckle to carry a load of 100 kN. The tie rod and nut are made of the same material, having permissible tensile stresses as 75 MPa and permissible shear stresses as 30 MPa. Draw the neat sketch of the joint

**TLO 2.4: Describe the design procedure of hand/foot lever and bell crank lever.**

1. Explain the design procedure of hand lever with the help of neat Sketch.
2. Explain the design procedure of foot lever with the help of neat sketch.
3. Explain the design procedure of bell crank lever with the help of neat sketch.
4. Explain the design procedure of C-clamp with the help of neat Sketch.

**TLO 2.5: Calculate the dimensions of elements of hand/foot lever and bell crank lever**

1. Design a foot brake lever from the following data :Length of lever from the center of gravity of the spindle to the point of application of load is 1 meter,Maximum load on foot plate is 800 N, Overhang from the nearest bearing is 100 mm, Permissible tensile and shear stress is 70 MPa
2. The effective length of hand lever is 1 meter. The effective overhang from nearest is 150mm. The lever is made of alloy steel for which permissible tensile stress is 115 MPa and shear stress is 57.5 MPa. Maximum force exerted on handle is 300N. Design the lever and shaft.
3. A right-angled bell crank lever, having one arm 500 mm and another arm 150 mm, is used to lift a load of 5 kN. The permissible stresses for pin and lever are 80 MPa in tension and compression, and 60 MPa in shear. The bearing pressure on pin is not to exceed 10 MPa. Determine the dimensions of the rectangular cross-section of the lever and pin diameter.
4. Design a C-clamp frame for a total clamping force of 20 kN. The cross-section of frame is rectangular and width-to-thickness ratio is 2. The distance between the load line and the neutral axis of rectangular section is 120 mm, and gap between two faces is 180 mm. Frame is made of cast steel. The permissible tensile stress for cast steel is 100 MPa.
5. Design an offset link for a load of 1000 N. Maximum tensile stress for link material is 60 MPa. Assume a rectangular section. Take  $b = 3t$ .

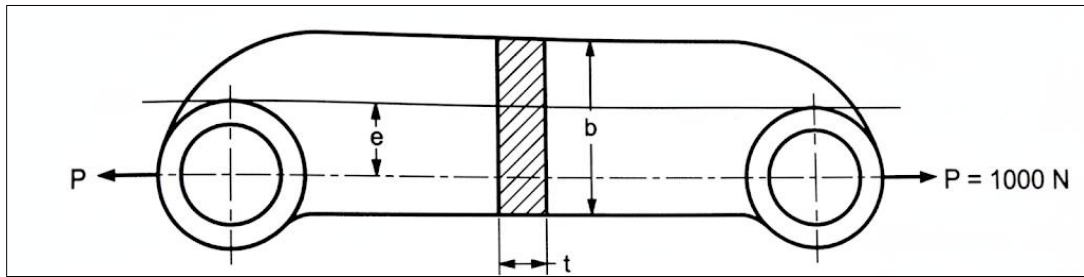


Fig. 2.28

**TLO 2.6: Explain the procedure for design of parallel and transverse fillet weld subjected to static and dynamic loading.**

1. Enlist the classification of welded joints.
2. Write the strength equations for designing a symmetrically loaded parallel and transverse weld along with neat sketches.

**TLO 2.7: Determine the length of weld for given application.**

1. Two plates, 120mm wide and 12.5mm thick, are to be connected together by double transverse fillet weld. The maximum tensile stress for the plate and welding should not exceed 70 MPa. Find the total length of weld for maximum static load.
2. A plate 75 mm wide and 12.5 mm thick is joined with another plate by a single transverse double parallel fillet weld. The maximum tensile and shear stresses are 70 MPa and 56 MPa, respectively. Find the length of each parallel fillet weld if the joint is subjected to 90kN.
3. Find the length of weld run for a plate of size 120 mm wide and 15 mm thick to be welded by means of Single transverse weld and double parallel fillet weld when subjected to dynamic loading. Assume tensile stress as 75 MPa and shear stress as 60 MPa

## युनिट 3 शाफ्टद्वारे शक्ती प्रसारणाची डिझाईन (Design of Power Transmission through Shaft)

### विषय निष्पत्ती (Course Outcome):

**CO3-** पॉवर ट्रान्समिशनमध्ये वापरल्या जाणाऱ्या शाफ्ट, की, कपलिंग आणि बेअरिंगचे परिमाण निवडणे. (Select the dimensions of shafts, keys, couplings and bearings used in Power transmission.)

### घटक निष्पत्ती (Theory Learning Outcomes):

**TLO 3.1** टॉर्शनची संकल्पना स्पष्ट करणे. (Explain the concept of torsion.)

**TLO 3.2** शाफ्ट, की आणि कपलिंगवर काम करणारे ताण निश्चित करण्यासाठी टॉर्शनल आणि बेंडिंग समीकरणे वापरणे. (Use torsional and bending equations for determining the stresses acting on shafts, keys and couplings.)

**TLO 3.3** वेगवेगळ्या प्रकारच्या शाफ्ट की आणि कपलिंग हे अनुप्रयोगासाठी स्पष्ट करणे. (Explain the types of shafts, keys and couplings with their applications.)

**TLO 3.4** दिलेल्या स्थितीसाठी शाफ्ट, की आणि कपलिंगचे डिझाईन प्रक्रिया स्पष्ट करणे. (Explain the procedure for design of shaft, keys and coupling for the given condition.)

**TLO 3.5** दिलेल्या वापरासाठी शाफ्ट, की आणि कपलिंगची परिमाण निवडणे. (Determine the dimensions of shaft, keys and coupling for given application.)

**TLO 3.6** पॉवर ट्रान्समिशन सिस्टीममध्ये वापरल्या जाणाऱ्या बेअरिंगचे त्यांच्या वापरानुसार वर्गीकरण करणे. (Classify the bearings used in power transmission system according to their application.)

**TLO 3.7** उत्पादकाच्या कॅटलॉगमधून बेअरिंग निवडण्याची प्रक्रिया स्पष्ट करणे. (Explain the procedure for selection of bearing from manufacturer's catalogue.)

### 3.1 टॉर्शन (Torsion)

#### 3.1.1 व्याख्या:

टॉर्शन म्हणजे एखाद्या वस्तूचे तिच्या अक्षाभोवती वळणे किंवा फिरणे. जेव्हा एखाद्या वस्तूच्या एका टोकावर बल लावले जाते आणि दुसरे टोक स्थिर राहते तेव्हा ते वळणाची गती निर्माण करते. या वळणाच्या बलाला टॉर्शन म्हणतात. टॉर्शन म्हणजे एखाद्या घन वस्तूला, विशेषतः शाफ्टला, टॉर्कने वळवणे, ज्यामुळे सामग्रीमध्ये कातरण्याचा ताण आणि ताण निर्माण होतो.

#### 3.1.1 प्युअर टॉर्शनच्या सिद्धांतातील गृहीतके:

वर्तुळाकार शाफ्टसाठी, प्युअर टॉर्शनच्या सिद्धांतात खालील गृहीतके मांडली जातात:

- हे साहित्य एकसंध, समस्थानिक आहे आणि हूकच्या नियमाचे पालन करते.
- वळण क्षण लागू करण्यापूर्वी जे क्रॉस-सेक्शन सपाट असतात ते ट्विस्टिंग मोमेंट लागू केल्यानंतरही सपाट राहतात.
- शाफ्टच्या बाजूने ट्विस्टिंग एकसारखे आहे.

#### 3.1.2 टॉर्शनल समीकरण:

टॉर्शनल समीकरणचा संबंध:

$$\frac{\tau}{r} = \frac{T}{J} = \frac{G\theta}{L}$$

जिथे,  $T$  = प्रयुक्त टॉर्क (पिळवटणारा क्षण/मोमेंट) Nmm

$J=I_p$ : ध्रुवीय जडत्व आघूर्ण (Polar Moment of Inertia) mm<sup>4</sup>

$\tau$  = टॉर्शनल शिअर स्ट्रेस (Torsional Shear Stress) N/mm<sup>2</sup>

$R$  = शाफ्टच्या केंद्रबिंदूपासून बाहेरील परिघाकडे मोजलेले कोणतेही अंतर mm

$G=C$  = टॉर्शनल रिजिडिटी / मॉड्युलस ऑफ रिजिडिटी (Modulus of Rigidity) N/mm<sup>2</sup>

$\theta =$  पिळवणूक कोन

$L =$  शाफ्टची लांबी

### 3.1.3 अँगल ऑफ ट्विस्ट:

व्याख्या: प्रयुक्त टॉर्कमुळे शाफ्टचे एक टोक दुसऱ्या टोकाच्या संदर्भात ज्या कोनातून फिरते, त्या कोनाला 'अँगल ऑफ ट्विस्ट' असे म्हणतात.

गणना: टॉर्शनल समीकरणेचा वापर करून, अँगल ऑफ ट्विस्ट खालील सूत्राने काढता येतो:

$$\theta = (TL) / (GJ)$$

या सूत्रावरून असे दिसून येते की: अँगल ऑफ ट्विस्ट हा लावलेल्या टॉर्क आणि शाफ्टच्या लांबीच्या थेट प्रमाणात असतो. तो शाफ्टच्या पोलार मोमेंट ऑफ इनर्शिया आणि साहित्याच्या शिअर मॉड्युलसच्या व्यस्त प्रमाणात असतो.

### 3.2 शाफ्टची डिझाईन:

#### 3.2.1 शाफ्टचे प्रकार:

1. ट्रान्समिशन शाफ्ट: असा शाफ्ट जो ऊर्जेच्या स्रोतापासून (उदा. इंजिन किंवा मोटर) ऊर्जा शोषून घेणाऱ्या मशीनपर्यंत शक्ती संक्रमित करण्यासाठी वापरला जातो, त्याला 'ट्रान्समिशन शाफ्ट' असे म्हणतात.
2. स्पिंडल: स्पिंडल हा एक फिरणारा शाफ्ट असतो जो मशीनचा एक अविभाज्य भाग असतो. हा सहसा आकाराने लहान असतो आणि मशीनच्या मुख्य हालचालींवर नियंत्रण ठेवतो.
3. अॅक्सल: अॅक्सल हा मशीनचा असा एक घटक आहे जो स्वतः फिरत नाही, परंतु चाके यांसारख्या फिरणाऱ्या घटकांना आधार देण्यासाठी वापरला जातो. हा अॅक्सल बेअरिंगच्या साहाय्याने हाऊसिंगमध्ये बसवलेला असतो.

#### 3.2.2 शाफ्टसाठी वापरले जाणारे मटेरियल:

शाफ्ट मटेरियल निवडताना खालील तांत्रिक गुणधर्म:

1. उच्च ताकद असणे आवश्यक आहे.
2. शाफ्टवर की-वे कापणे, थ्रेडिंग करणे किंवा स्टेप्स तयार करण्यासाठी मशीनिंग प्रक्रिया करावी लागते. साहित्याची मशिनेबिलिटी चांगली असल्यास हे काम कमी खर्चात आणि अचूकपणे करता येते.
3. शाफ्टवर जेव्हा की-वे किंवा ऑईल होल पाडले जातात, तेव्हा त्या ठिकाणी स्ट्रेस वाढतो. ज्या साहित्याची 'नॉच सेन्सिटिव्हिटी' कमी असते, अशा साहित्यात या खाचांमुळे भेगा पडण्याची शक्यता कमी असते.
4. शाफ्टची ताकद आणि कडकपणा वाढवण्यासाठी त्यावर हीट ट्रीटमेंट करणे गरजेचे असते. साहित्याने या प्रक्रियेला चांगला प्रतिसाद दिला पाहिजे.
5. शाफ्ट सतत बेअरिंगमध्ये फिरत असतो, ज्यामुळे त्याच्या पृष्ठभागाची झीज होऊ शकते. शाफ्टचे आयुष्य वाढवण्यासाठी त्याचे साहित्य झीज रोखणारे असावे.

#### 3.2.3 प्रमाणित डिझाईन व्हॅल्यू:

Table 3.1 या तक्त्यात शाफ्ट (भरीव) चे प्रमाणित व्यासाचे IS 1732-1989 प्रमाणे स्टील साठीचे प्रमाण दिले आहेत

Table 3.1: सामान्य वापरासाठी प्रमाणित व्यास (भरीव), mm

4	25	80	160	340
5	30	85	170	360
6	35	90	180	380
7	40	95	190	400
8	45	100	200	420
9	50	105	220	440
10	55	110	240	460
12	60	120	260	480
15	65	130	280	500
17	70	140	300	
20	75	150	320	

**3.2.4 भरीव शाफ्ट आणि पोकळ शाफ्ट डिझाईन:****3.2.4.1 शाफ्ट डिझाईनचे आधार****3.2.4.2 मजबुती****3.2.4.3 कडकपणा****3.2.4.1 मजबुतीवर आधारित शाफ्ट डिझाईन –**

- i) शाफ्टवर फक्त ट्विस्टिंग मोमेंट किंवा टॉर्क असताना
- ii) शाफ्टवर फक्त बेंडिंग मोमेंट असताना
- iii) एकत्रित टॉर्क आणि बेंडिंग मोमेंट असताना
- ii) शाफ्टवर एक्सियल लोडसह टॉर्क आणि बेंडिंग असताना

**i) शाफ्टवर फक्त ट्विस्टिंग मोमेंट किंवा टॉर्क असताना:**

टॉर्शनल शिअर स्ट्रेस इन्केशन नुसार,  $\frac{\tau}{r} = \frac{T}{J} = \frac{G\theta}{L}$   $T = \frac{\tau \cdot J}{r} = \frac{\tau \frac{\pi}{32} d^4}{\frac{d}{2}}$

$$T = \frac{\pi}{16} \tau d^3$$

..... भरीव शाफ्ट करिता

$$T = \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 [1 - K^4]$$

... पोकळ शाफ्ट करिता

Where, K = पोकळ शाफ्ट करिता आतील व्यास आणि बाहेरील व्यासाचे गुणोत्तर =  $\frac{d_i}{d_o}$

**ii) शाफ्टवर फक्त बेंडिंग मोमेंट असताना:**

बेंडिंग मोमेंट इन्केशन नुसार,  $M = \frac{\sigma_b \cdot I}{y} = \frac{\sigma_b \frac{\pi}{64} d^4}{\frac{d}{2}}$

$$M = \frac{\pi}{32} \sigma_b \times d^3$$

..... भरीव शाफ्ट करिता

$$M = \frac{\pi}{32} \sigma_b d_o^3 [1 - K^4]$$

पोकळ शाफ्ट करिता

Where, K = पोकळ शाफ्ट करिता आतील व्यास आणि बाहेरील व्यासाचे गुणोत्तर =  $\frac{d_i}{d_o}$

**iii) एकत्रित टॉर्क आणि बेंडिंग मोमेंट असताना:**

जेव्हा शाफ्टवर बेंडिंग आणि ट्विस्टिंग हे दोन्ही लोड एकाच वेळी कार्य करतात, तेव्हा शाफ्टचे डिझाईन करण्यासाठी खालील दोन महत्त्वाचे सिद्धांत वापरले जातात.

**मॅक्सिमम शिअर स्ट्रेस थिअरी / गेस्ट्स थिअरी:**

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \tau^2}$$

$$\text{but, } \frac{\tau}{r} = \frac{T}{J} = \frac{G\theta}{L} \quad \tau = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \& \quad \sigma_b = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

वरील इकेेशन मध्ये  $\sigma$  and  $\tau$  ची व्हॅल्यू टाकून,

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\frac{\pi}{16} \tau_{max} d^3 = \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \frac{\pi}{16} \tau d^3$$

**मॅक्सिमम नॉर्मल स्ट्रेस थिअरी / रॅकाइन्स थिअरी:**

$$\sigma_{bmax} = \frac{1}{2} [\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}]$$

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \& \quad \sigma_b = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

वरील इकेेशन मध्ये  $\sigma$  and  $\tau$  ची व्हॅल्यू टाकून,

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} [\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}] = \frac{1}{2} \left[ \frac{32M}{\pi d^3} + \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \right]$$

$$\frac{\pi}{32} \sigma_{bmax} d^3 = [M + \sqrt{M^2 + T^2}]$$

$$M_e = \frac{1}{2} [M + \sqrt{M^2 + T^2}] = \frac{\pi}{32} \sigma_b d^3$$

**iv) शाफ्टवर एक्सियल लोडसह टॉर्क आणि बेंडिंग असताना:**

प्रत्यक्षात काम करताना, मशीनमधील शाफ्टवर येणारा टॉर्क आणि बेंडिंग मोमेंट हे नेहमी स्थिर नसतात; ते सतत बदलत असतात. अशा वेळी शाफ्टचे डिझाईन करताना आपल्याला धक्के आणि थकवा या घटकांचा विचार करावा लागतो.,  $T_{eq}$ ,

$$T_e = \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}$$

$$M_e = \frac{1}{2} [(K_m M) + \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}]$$

Where,

$K_m$  = एकत्रित शॉक आणि फटिंग फॅक्टर बेंडिंग करिता

$K_t$  = एकत्रित शॉक आणि फटिंग फॅक्टर ट्विस्टिंग करिता

**3.2.4.2 कडकपणाच्या आधारावर शाफ्टची डिझाईन:**

आय.सी. इंजिनच्या कॅमशाफ्टच्या बाबतीत, जिथे व्हॉल्व्हा वेळ निश्चित केला जाईल, तिथे टॉर्शनल कडकपणा महत्वाचा असतो. अशा शाफ्टच्या प्रति मीटर लांबीच्या वळणाचे अनुज्ञेय प्रमाण ०.२५ अंशापेक्षा जास्त नसावे. लाइन शाफ्ट किंवा ट्रान्समिशन शाफ्टसाठी, प्रति मीटर लांबीचे विक्षेपण २.५ अंश ते ३ अंश पर्यंत मर्यादित मूल्य म्हणून वापरले जाऊ शकते.

$$\frac{\tau}{r} = \frac{T}{J} = \frac{G\theta}{L} \quad \frac{T}{J} = \frac{G\theta}{L}$$

$$\theta = \frac{T L}{G J}$$

### 3.2.5 Numerical (Design of shaft)

1) A line shaft rotating at 200 rpm is to transmit 20 KW. The shaft is made of MS with an allowable shear stress of 42 MPa. Determine the diameter of shaft, neglecting the bending moment on the shaft.

**Sol<sup>n</sup>: Given data:** N = 200 rpm

$$\text{Power} = 20 \text{ KW} = 20 \times 10^3 \text{ W}$$

$$\tau = 42 \text{ MPa} = 42 \text{ N/mm}^2$$

$$d = ?$$

$$\text{Power} = \frac{2 \pi N T}{60}$$

$$20 \times 10^3 = \frac{2 \times \pi \times 200 \times T}{60}$$

$$T = 955 \text{ N.m} = 955 \times 10^3 \text{ N.mm}$$

By torsion equation,  $T = \frac{\pi}{16} \tau d^3$   $955 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times 42 \times d^3$

$$d = 48.7 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

2) Find the diameter of a solid steel shaft to transmit 20 KW at 200 rpm. The ultimate shear stress for the steel may be taken as 360 MPa and factor of safety as 8. If a hollow shaft is used in place of solid shaft, find the inside and outside diameter when the ratio of inside to outside diameter is 0.5.

**Sol<sup>n</sup>: Given data:** N = 200 rpm

$$\text{Power} = 20 \text{ KW} = 20 \times 10^3 \text{ W}$$

$$\tau_{ut} = 360 \text{ MPa} = 360 \text{ N/mm}^2$$

$$d = ?$$

$$\text{FOS} = 8$$

$$K = 0.5$$

$$\tau = \frac{\tau_{ut}}{\text{FOS}} = \frac{360}{8} = 45 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Power} = \frac{2 \pi N T}{60}$$

$$20 \times 10^3 = \frac{2 \times \pi \times 200 \times T}{60}$$

$$T = 955 \text{ N.m} = 954.92 \times 10^3 \text{ N.mm}$$

**For Solid Shaft,**  $T = \frac{\pi}{16} \tau d^3$   $954.92 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times 45 \times d^3$

$$d = 47.6 \text{ mm} = 48 \text{ mm}$$

**For Hollow Shaft,**  $T = \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 [1 - K^4]$   $954.92 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 [1 - 0.5^4]$

$$d_o = 50 \text{ mm} \quad \& \quad d_i = 25 \text{ mm}$$

3) A solid circular shaft is subjected to a bending moment of 3000 Nm and a torque of 10,000 Nm. The shaft is made of 45C8 steel having ultimate tensile stress of 700 MPa and a ultimate shear stress of 500 MPa. Assuming factor of safety as 6. Determine diameter of shaft.

**Sol<sup>n</sup>: Given data:** M = 3,000 Nm = 3,000 X 10<sup>3</sup> Nmm

$$T = 10,000 \text{ Nm} = 10,000 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{ut} = 500 \text{ MPa} = 500 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{\tau_{ut}}{FOS} = \frac{500}{6} = 83.3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ut} = 700 \text{ MPa} = 700 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_b = \frac{\sigma_{ut}}{FOS} = \frac{700}{6} = 116.7 \text{ N/mm}^2$$

According to maximum shear stress theory:

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \frac{\pi}{16} \tau d^3$$

$$\sqrt{(3,000 \times 10^3)^2 + (10,000 \times 10^3)^2} = \frac{\pi}{16} \times 83.3 \times d^3$$

$$d = 86.09 \text{ mm} = 88 \text{ mm}$$

According to maximum normal stress theory:

$$M_e = \frac{1}{2} [M + \sqrt{M^2 + T^2}] = \frac{\pi}{32} \sigma_b d^3$$

$$\frac{1}{2} [(3,000 \times 10^3) + \sqrt{(3,000 \times 10^3)^2 + (10,000 \times 10^3)^2}] = \frac{\pi}{32} \times 116.7 \times d^3$$

$$d = 83.7 \text{ mm} = 84 \text{ mm}$$

Taking the larger of the two values, we have

$$d = 86.09 \text{ mm} = 88 \text{ mm}$$

### 3.3 की ची डिझाईन:

की म्हणजे शाफ्ट आणि पुलीच्या हब किंवा बॉसमध्ये घातलेला सौम्य स्टीलचा तुकडा जो त्यांना एकत्र जोडण्यासाठी वापरला जातो जेणेकरून त्यांच्यामध्ये सापेक्ष हालचाल होऊ नये. ती नेहमी शाफ्टच्या अक्षाला समांतर घातली जाते. चाव्या तात्पुरत्या फास्टनिंगसाठी वापरल्या जातात आणि त्यांच्यावर मोठ्या प्रमाणात क्रशिंग आणि शीअरिंग ताण येतो. कीवे म्हणजे पुलीच्या शाफ्ट आणि हबमध्ये एक स्लॉट किंवा रिसेस असतो ज्यामध्ये चावी बसते.

#### की चे प्रकार:

- 1) संक की
- 2) सॅडल की
- 3) टँजंट की
- 4) राउंड की
- 5) स्प्लाइन्स

1) संक की: ही सर्वात जास्त वापरली जाणारी की आहे. या की चा अर्धा भाग शाफ्टमधील की-वे मध्ये आणि उरलेला अर्धा भाग हबमधील की-वे मध्ये असतो. प्रकार,

a) रेक्टॅंगुलर संक की [  $w = \frac{d}{4}$  ,  $t = \frac{d}{6}$  ]

where, w = की ची रुंदी आणि t = की ची जाडी

b) स्केअर संक की [  $w = \frac{d}{4}$  ,  $t = \frac{d}{4}$  ]

c) गिब-हेड संक की

d) वूड्रफ संक की

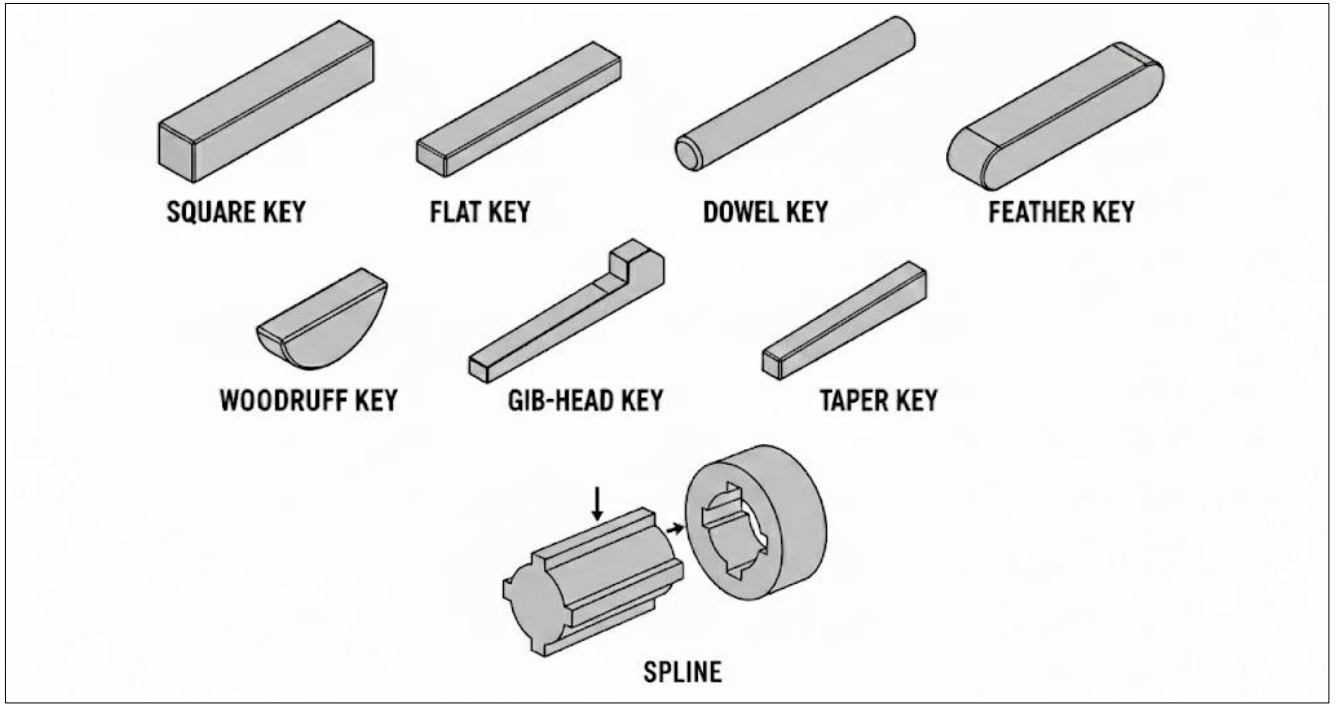


Fig 3.1: कीचे प्रकार

- 2) सॅडल की: प्रकार,
  - a) सपाट सॅडल की: ही एक टेपर की आहे जी हबमधील कीवेमध्ये बसते आणि शाफ्टवर सपाट असते. भाराखाली ते शाफ्टभोवती घसरण्याची शक्यता असते. म्हणून ते तुलनेने हलक्या भारांसाठी वापरले जाते.
  - b) पोकळ सॅडल की: ही एक टेपर की आहे जी हबमधील कीवेमध्ये बसते आणि कीचा तळाचा भाग शाफ्टच्या वक्र पृष्ठभागावर बसेल असा आकार दिला जातो. पोकळ सॅडल की घर्षणाने धरून राहते, म्हणून हे हलक्या भारांसाठी योग्य आहेत.
- 3) टॅजंट की: टॅजंट कीज काटकोनात एका जोडीमध्ये बसवल्या जातात. प्रत्येक कीज फक्त एकाच दिशेने टॉर्शन सहन करू शकते. हे मोठ्या जड ड्युटी शाफ्टमध्ये वापरले जातात.
- 4) राउंड की: हे गोलाकार असतात आणि शाफ्टमध्ये आणि अंशतः हबमध्ये ड्रिल केलेल्या छिद्रांमध्ये बसतात. त्यांचा फायदा असा आहे की त्यांचे कीवे मॅटिंग पार्टस एकत्र केल्यानंतर ड्रिल केले जाऊ शकतात आणि रीम केले जाऊ शकतात. गोल की सहसा लोअर ड्राइव्हसाठी सर्वात योग्य मानल्या जातात.
- 5) स्लाइन्स: कधीकधी कीज शाफ्टशी जोडल्या जातात ज्या हबमध्ये असलेल्या कीवेमध्ये बसतात. अशा शाफ्टला स्लाइन्स शाफ्ट म्हणतात.

### 3.3.1 संक की ची डिझाईन:

जर,  $T$  = शाफ्टच्या परिघाभोवती प्रसारित होणारा टॉर्क

$F$  = शाफ्टच्या परिघाभोवती कार्य करणारे टॅजंट बल

$d$  = शाफ्टचा व्यास

$l$  = की ची लांबी

$w$  = की ची रुंदी

$t$  = की ची जाडी

$\tau$  &  $\sigma_{crush}$  = शिअर आणि क्रशिंग स्ट्रेस

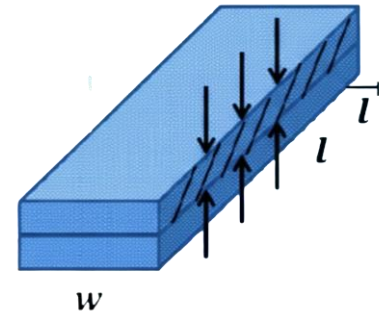
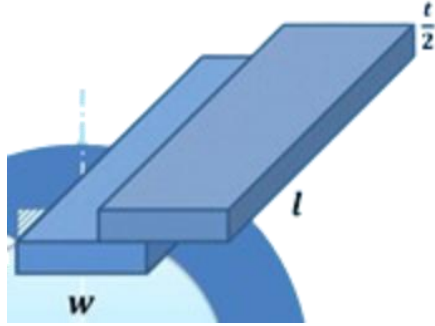
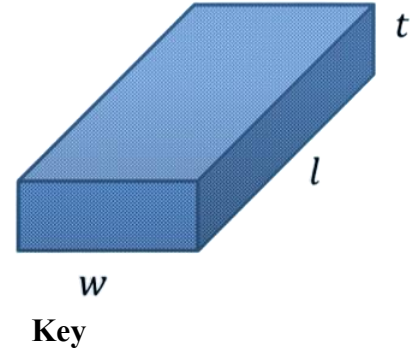
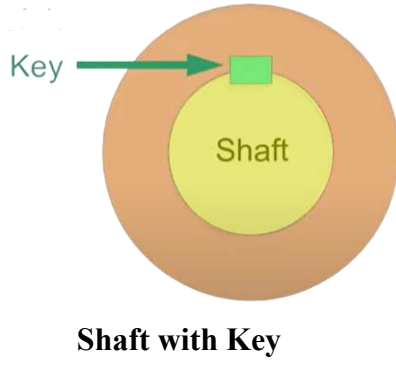


Fig 3.2: की (Key)

की चा शिअर विचार करता, टॅन्जेंटशियल शिअर बल शाफ्टच्या परिघाभोवती

$$\tau = \frac{F}{w \cdot l} \quad F = l \cdot w \cdot \tau$$

आता, शाफ्टद्वारे प्रसारित होणारा टॉर्क  $T = F \cdot \frac{d}{2} = l \cdot w \cdot \tau \cdot \frac{d}{2}$  .....(i)

की चा क्रशिंग विचार करता, टॅन्जेंटशियल क्रशिंग बल शाफ्टच्या परिघाभोवती,

$$\sigma_{crush} = \frac{F}{l \cdot \frac{t}{2}} \quad F = l \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma_{crush}$$

आता, शाफ्टद्वारे प्रसारित होणारा टॉर्क  $T = F \cdot \frac{d}{2} = l \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma_{crush} \cdot \frac{d}{2}$  .....(ii)

की तितकीच मजबूत असते क्रशिंग आणि शिअर मध्ये जर,

$$l \cdot w \cdot \tau \cdot \frac{d}{2} = l \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma_{crush} \cdot \frac{d}{2} \quad \frac{\sigma_{crush}}{2\tau} = \frac{w}{t} \quad \text{.....(iii)}$$

आपण परमिसिबल क्रशिंग स्ट्रेस हा परमिसिबल शिअर स्ट्रेस च्या तुलनेत साधारणपणे दुप्पट धरतो. म्हणून समीकरणातून (iii),  $w = t$ . तेव्हा स्केअर की ही शिअरिंग आणि क्रशिंग या दोन्हीमध्ये समान मजबुतीची असते.

### 3.3.2 शाफ्टच्या मजबुतीवर की-वेचा होणारा परिणाम:

थोडा विचार केल्यास असे दिसून येईल की शाफ्टमध्ये कापलेला कीवे शाफ्टची भार वहन क्षमता कमी करतो. हे कीवेच्या कोपऱ्यांजवळील ताण एकाग्रतेमुळे आणि शाफ्टच्या क्रॉस-सेक्शनल क्षेत्रामध्ये घट झाल्यामुळे होते. दुसऱ्या शब्दांत, शाफ्टची टॉर्शनल ताकद कमी होते. कीवेच्या कमकुवत होण्याच्या परिणामासाठी खालील संबंध एच.एफ. मूर यांच्या प्रायोगिक निकालांवर आधारित आहे.

$$e = 1 - 0.2 \left[ \frac{w}{d} \right] - 1.1 \left[ \frac{h}{d} \right]$$

Where, e = shaft strength factor =  $\frac{\text{strength of shaft with keyway}}{\text{strength of shaft without keyway}}$

w = की ची रुंदी

d = शाफ्टच्या व्यास

$$h = \frac{t}{2}$$

सामान्यतः असे गृहीत धरले जाते की कीड शाफ्टची ताकद भरीव शाफ्टच्या ७५% असते, जी वरील संबंधाने मिळवलेल्या मूल्यापेक्षा थोडी जास्त असते.

### 3.4 शाफ्ट कपलिंगचे प्रकार:

शाफ्ट कपलिंग खालीलप्रमाणे दोन मुख्य गटांमध्ये विभागले गेले आहेत:

1. **रिजिड कपलिंग:** जेव्हा दोन शाफ्ट्स पूर्णपणे एकाच रेषेत असतात, तेव्हा त्यांना जोडण्यासाठी रिजिड कपलिंगचा वापर केला जातो. खालील प्रकारचे रिजिड कपलिंगचे प्रकार आहेत:

(a) स्लीव्ह किंवा मफ कपलिंग.

(b) क्लॅम्प किंवा स्प्लिट-मफ कपलिंग, आणि

(c) फ्लँज कपलिंग.

2. **फ्लेक्सिबल कपलिंग:** या कपलिंगचा मुख्य उद्देश दोन शाफ्टमधील लॅटरल, अँगुलर किंवा ऑक्सियल मिसअलाइनमेंट सहन करणे हा असतो. तसेच हे कपलिंग धक्के आणि व्हायब्रेशन्स शोषून घेण्यास मदत करते. खालील प्रकारचे फ्लेक्सिबल कपलिंगचे प्रकार आहेत:

(a) बुश पिन टाईप कपलिंग Bushed pin type coupling,

(b) युनिव्हर्सल कपलिंग, आणि

(c) ओल्डहॅम कपलिंग

#### 3.4.1 स्लीव्ह किंवा मफ कपलिंगची डिझाईन:

ही कपलिंग कास्ट आयर्नपासून बनलेली आहे. त्यात एक पोकळ सिलेंडर असते ज्याचा आतील व्यास शाफ्टच्या व्यासाएवढा असतो. Fig 3.3 मध्ये दाखवल्याप्रमाणे, ते गिब हेड की वापरून दोन्ही शाफ्टच्या टोकांवर बसवले जाते. एका शाफ्टमधून दुसऱ्या शाफ्टमध्ये चावी आणि स्लीव्हद्वारे शक्ती प्रसारित केली जाते. म्हणून, सर्व घटक टॉर्क प्रसारित करण्यासाठी पुरेसे मजबूत असणे आवश्यक आहे.

कास्ट आयर्न स्लीव्ह कपलिंगचे नेहमीचे प्रमाण खालीलप्रमाणे आहे.:

स्लीव्हचा बाह्य व्यास,  $D = 2d + 13 \text{ mm}$  and

स्लीव्ह ची लांबी,  $L = 3.5 d$

जिथे d शाफ्टचा व्यास.

1. **स्लीव्ह ची डिझाईन:** स्लीव्हचे डिझाईन करताना त्याला एक पोकळ शाफ्ट मानले जाते.

Let, T = कपलिंगद्वारे ट्रान्समिट केला जाणारा टॉर्क,

$\tau_c$  = कास्ट आयर्नच्या स्लीव्हसाठी परवानगी असलेली शिअर स्ट्रेस.

आपल्याला माहित आहे की पोकळ भागाद्वारे प्रसारित होणारा टॉर्क,

$$T = \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 [1 - K^4]$$

$K = \text{पोकळ शाफ्ट करिता आतील व्यास आणि बाहेरील व्यासाचे गुणोत्तर} = \frac{d_i}{d_o}$

"या सूत्रानुसार, स्लीव्हमध्ये निर्माण होणारी शिअर स्ट्रेस तपासली जाऊ शकते.

## 2. की ची डिझाइन:

स्लीव्ह मध्ये निर्माण होणाऱ्या शिअरिंग आणि क्रशिंग स्ट्रेसेसची तपासणी केली जाऊ शकते. आपल्याला माहित आहे की, ट्रान्समिट झालेला टॉर्क,

$$T = l \cdot w \cdot \tau \cdot \frac{d}{2} \quad \dots\dots\dots \text{(की कातरणे विचार करता)}$$

$$T = l \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma_{crush} \cdot \frac{d}{2} \quad \dots\dots\dots \text{(की च्या क्रशिंगचा विचार करता)}$$

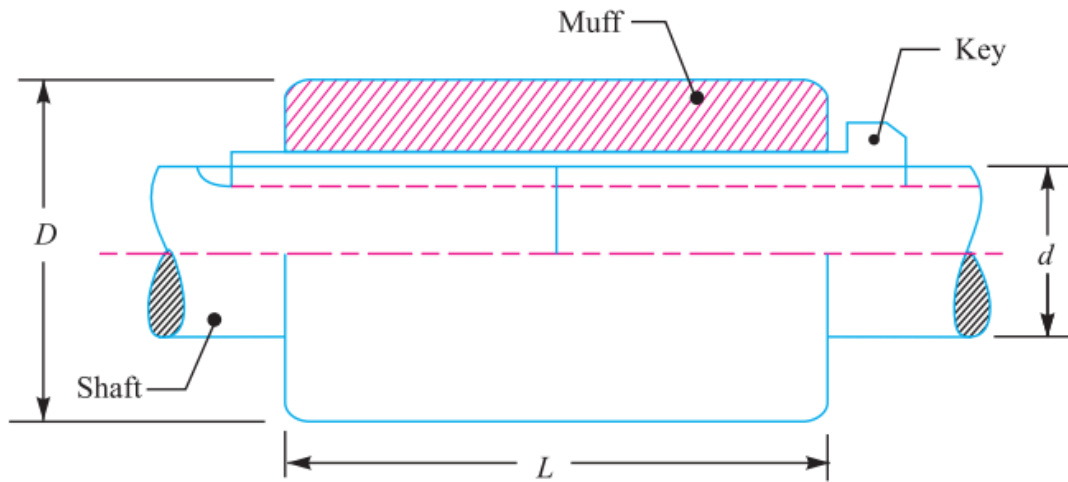


Fig 3.3 स्लीव्ह किंवा मफ कपलिंग

**Numerical:** Design and make a neat dimensioned sketch of a muff coupling which is used to connect two steel shafts transmitting 40 kW at 350 rpm. The material for the shafts and key is plain carbon steel for which allowable shear and crushing stresses may be taken as 40 MPa and 80 MPa respectively. The material for the muff is cast iron for which the allowable shear stress may be assumed as 15 MPa.

**Solution:** Given : Power = 40 kW =  $40 \times 10^3$  W

$$N = 350 \text{ rpm}$$

$$\tau = 40 \text{ MPa} = 40 \text{ N/mm}^2;$$

$$\sigma_{crush} = 80 \text{ MPa} = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_c = 15 \text{ MPa} = 15 \text{ N/mm}^2$$

1. **Design of Shaft:** Torque transmitted by the shaft, key and muff is

$$\text{Power} = \frac{2 \pi N T}{60} \quad 40 \times 10^3 = \frac{2 \times \pi \times 350 \times T}{60}$$

$$T = 1100 \text{ N.m} = 1100 \times 10^3 \text{ N.mm}$$

2. **Design of Sleeve:** We know that, outer diameter of the muff,

$$D = 2d + 13 \text{ mm} = 2 \times 55 + 13 = 123 = 125 \text{ mm}$$

$$\text{Length of the Muff, } L = 3.5 d = 3.5 \times 55 = 192.5 = 195 \text{ mm}$$

Let us now check the induced shear stress in the muff. Let  $\tau_c$  be the induced shear stress in the muff which is made of cast iron. Since the muff is considered to be a hollow shaft, therefore the torque transmitted (T),

$$T = \frac{\pi}{16} \tau d_o^3 [1 - K^4]$$

$$\therefore \tau_c = 2.97 \text{ N/mm}^2$$

Since the induced shear stress in the muff (cast iron) is less than the permissible shear stress of 15 N/mm<sup>2</sup>, therefore the design of muff is safe.

3. **Design of Key:** Since the crushing stress for the key material is twice the shearing stress, therefore a square key may be used.

$\therefore$  Thickness of key,  $t = w = 18 \text{ mm}$

We know that length of key in each shaft,  $l = L / 2 = 195 / 2 = 97.5 \text{ mm}$

Let us now check the induced shear and crushing stresses in the key.

First of all, let us consider shearing of the key. We know that torque transmitted (T),

$$T = l \cdot w \cdot \tau \cdot \frac{d}{2} \quad \therefore 1100 \times 10^3 = 97.5 \times 18 \times \tau \times \frac{55}{2}$$

$$\therefore \tau = 22.8 \text{ N/mm}^2$$

Now considering crushing of the key. We know that torque transmitted (T),

$$T = l \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma_{crush} \cdot \frac{d}{2} \quad \therefore 1100 \times 10^3 = 97.5 \times \frac{18}{2} \times \sigma_{crush} \times \frac{55}{2}$$

$$\sigma_{crush} = 45.6 \text{ N/mm}^2$$

Since the induced shear and crushing stresses are less than the permissible stresses, therefore the design of key is safe.

### 3.5 बेअरिंग्स (Bearings):

बेअरिंग (Bearing) हा एक यांत्रिक घटक आहे जो दुसऱ्या चल घटकाला (Moving Machine Element) आधार देतो, ज्याला जर्नल (Journal) म्हणतात. बेअरिंग दोन घटकांच्या संपर्क पृष्ठभागांमध्ये सापेक्ष गती (Relative Motion) होऊ देतो आणि त्याच वेळी भार वाहून घेतो. थोडा विचार केल्यास दिसून येते की संपर्क पृष्ठभागांमध्ये सापेक्ष गतीमुळे घर्षण प्रतिकार (Frictional Resistance) ओलांडण्यासाठी काही प्रमाणात शक्ती वाया जाते आणि जर घासणारे पृष्ठभाग थेट संपर्कात असतील तर जलद झीज (Rapid Wear) होते. घर्षण प्रतिकार आणि झीज कमी करण्यासाठी, तसेच काही वेळा निर्माण होणारी उष्णता दूर करण्यासाठी, द्रवाचा थर (Layer of Fluid) दिला जातो, ज्याला स्नेहक (Lubricant) म्हणतात. सामान्यतः जर्नल आणि बेअरिंग वेगळे करण्यासाठी वापरले जाणारे स्नेहक हे पेट्रोलियमपासून शुद्ध केलेले खनिज तेल (Mineral Oil) असते, परंतु वनस्पती तेल (Vegetable Oils), सिलिकॉन तेल (Silicon Oils), ग्रीस (Greases) इत्यादी देखील वापरले जाऊ शकतात. रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स (Rolling Contact Bearings) मध्ये बेअरिंगच्या पृष्ठभागांमध्ये संपर्क हा स्लाइडिंगऐवजी रोलिंग (Rolling Instead of Sliding) स्वरूपाचा असतो. आपण आधीच पाहिले आहे की साधारण स्लाइडिंग बेअरिंग (Ordinary Sliding Bearing) सुरुवातीला जवळजवळ मेटल-टू-मेटल संपर्क (Metal-to-Metal Contact) घेऊन सुरू होते आणि त्याचा घर्षण गुणांक (Coefficient of Friction) जास्त असतो. रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सचे मुख्य फायदे: स्लाइडिंग बेअरिंगच्या तुलनेत रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंगमध्ये सुरुवातीचा घर्षण (Starting Friction) खूप कमी असतो. या कमी घर्षणामुळे रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सना अँटी-फ्रिक्शन बेअरिंग्स (Antifriction Bearings) असे म्हणतात.

### बेअरिंग्सचे वर्गीकरण (Classification of Bearings):

#### 1. भाराच्या दिशेनुसार (Depending upon the Direction of Load to be Supported):

या गटातील बेअरिंग्स खालीलप्रमाणे वर्गीकृत केले जातात:

(a) रेडियल बेअरिंग्स (Radial Bearings)

(b) थ्रस्ट बेअरिंग्स (Thrust Bearings)

- (a) रेडियल बेअरिंग्समध्ये, भार हा चल घटकाच्या गतीच्या दिशेला लंब (Perpendicular) लागू होतो.
- (b) थ्रस्ट बेअरिंग्समध्ये, भार हा घूर्णन अक्षावर (Along the Axis of Rotation) लागू होतो.

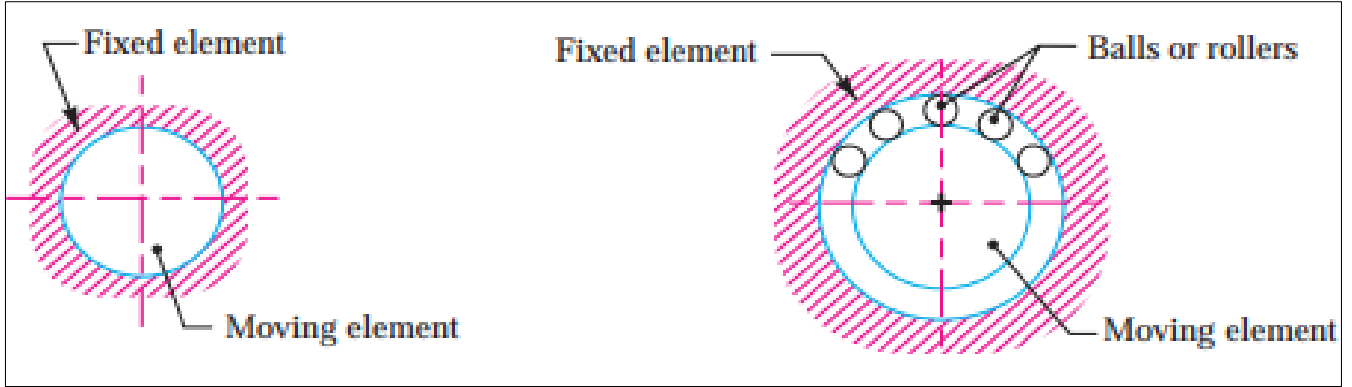
#### 2. संपर्काच्या स्वरूपानुसार (Depending upon the Nature of Contact):

या गटातील बेअरिंग्स खालीलप्रमाणे वर्गीकृत केले जातात:

(a) स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स (Sliding Contact Bearings)

(b) रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स (Rolling Contact Bearings)

- (a) स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्समध्ये, चल घटक आणि स्थिर घटक यांच्या संपर्क पृष्ठभागांवर घसरण (Sliding) होते.  
स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सना प्लेन बेअरिंग्स (Plain Bearings) असेही म्हणतात.
- (b) रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्समध्ये, स्टीलचे बॉल्स किंवा रोलर्स (Steel Balls or Rollers) हे चल आणि स्थिर घटकांच्या मध्ये ठेवले जातात.  
प्रत्येक बॉल किंवा रोलरसाठी दोन बिंदूवर रोलिंग घर्षण (Rolling Friction) निर्माण होते.



(a) Sliding contact bearing

(b) Rolling contact bearing

Fig. 3.4: बेअरिंग्स (Bearings)

### 3.5.1 स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स (Sliding Contact Bearings):

ज्या स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्समध्ये घसरण (Sliding Action) सरळ रेषेत मार्गदर्शित केली जाते आणि रेडियल भार वाहून नेला जातो, त्यांना स्लिपर किंवा गाईड बेअरिंग्स (Slipper or Guide Bearings) म्हणतात. अशा प्रकारचे बेअरिंग्स प्रामुख्याने स्टीम इंजिनच्या क्रॉस-हेडमध्ये (Cross-head of Steam Engines) आढळतात.

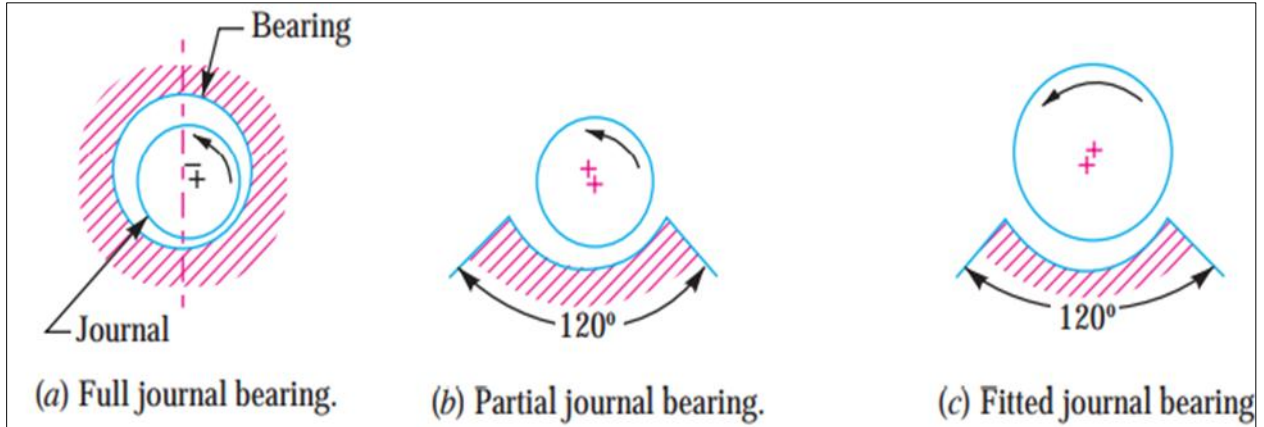


Fig. 3.5: जर्नल किंवा स्लीव्ह बेअरिंग (Journal or sleeve bearing)

ज्या स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्समध्ये घसरण ही वर्तुळाच्या परिघावर किंवा वर्तुळाच्या कमानीवर होते आणि रेडियल भार वाहून नेला जातो, त्यांना जर्नल किंवा स्लीव्ह बेअरिंग्स (Journal or Sleeve Bearings) म्हणतात.

- जर बेअरिंग आणि जर्नलमधील संपर्काचा कोन  $360^\circ$  असेल, तर त्या बेअरिंगला फुल जर्नल बेअरिंग (Full Journal Bearing) म्हणतात.  
हा प्रकार औद्योगिक यंत्रसामग्रीमध्ये (Industrial Machinery) मोठ्या प्रमाणावर वापरला जातो, कारण तो कोणत्याही रेडियल दिशेतील भार स्वीकारू शकतो.
- जर बेअरिंग आणि जर्नलमधील संपर्काचा कोन  $120^\circ$  असेल, तर त्या बेअरिंगला पार्शियल जर्नल बेअरिंग (Partial Journal Bearing) म्हणतात.  
या प्रकारात फुल जर्नल बेअरिंगपेक्षा घर्षण कमी असते, परंतु तो फक्त अशा ठिकाणी वापरता येतो जिथे भार नेहमी एका दिशेत असतो.
- पार्शियल जर्नल बेअरिंगचा सर्वात सामान्य उपयोग रेल्वे डब्यांच्या अॅक्सल्समध्ये (Railroad Car Axles) आढळतो.

फुल आणि पार्शियल जर्नल बेअरिंग्सना क्लिअरन्स बेअरिंग्स (Clearance Bearings) असेही म्हणतात, कारण जर्नलचा व्यास हा बेअरिंगच्या व्यासापेक्षा कमी असतो. जर पार्शियल जर्नल बेअरिंगमध्ये क्लिअरन्स नसेल, म्हणजेच जर्नल आणि बेअरिंगचे व्यास समान असतील, तर त्या बेअरिंगला फिटिड बेअरिंग (Fitted Bearing) म्हणतात.

बेअरिंग आणि जर्नल यांच्या दरम्यान असलेल्या स्नेहकाच्या थराच्या जाडीवरून (Thickness of Lubricant Layer) स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स खालीलप्रमाणे वर्गीकृत केले जातात:

1. जाड फिल्म बेअरिंग्स (Thick Film Bearings): ज्या बेअरिंग्समध्ये कार्यरत पृष्ठभाग (Working Surfaces) स्नेहकामुळे पूर्णपणे वेगळे केलेले असतात. अशा प्रकारच्या बेअरिंग्सना हायड्रोडायनॅमिक ल्युब्रिकेटेड बेअरिंग्स (Hydrodynamic Lubricated Bearings) म्हणतात.
2. पातळ फिल्म बेअरिंग्स (Thin Film Bearings): ज्या बेअरिंग्समध्ये स्नेहक उपस्थित असतो, परंतु कार्यरत पृष्ठभाग काही वेळा अंशतः एकमेकांना स्पर्श करतात. अशा प्रकारच्या बेअरिंग्सना बाउंडरी ल्युब्रिकेटेड बेअरिंग्स (Boundary Lubricated Bearings) म्हणतात.
3. शून्य फिल्म बेअरिंग्स (Zero Film Bearings): ज्या बेअरिंग्स कोणत्याही स्नेहकाशिवाय कार्य करतात.
4. हायड्रोस्टॅटिक किंवा बाह्य दाबाने स्नेहक दिलेले बेअरिंग्स (Hydrostatic or Externally Pressurized Lubricated Bearings): ज्या बेअरिंग्स जर्नल आणि बेअरिंगमध्ये सापेक्ष गती नसतानाही स्थिर भार वाहून नेऊ शकतात. हे बाह्य दाबाने स्नेहक सदस्यांमध्ये जबरदस्तीने ढकलून साध्य केले जाते.

### 3.5.2 रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स (Rolling Contact Bearings):

रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सचे दोन प्रकार खालीलप्रमाणे आहेत:

1. बॉल बेअरिंग्स (Ball Bearings)
2. रोलर बेअरिंग्स (Roller Bearings)

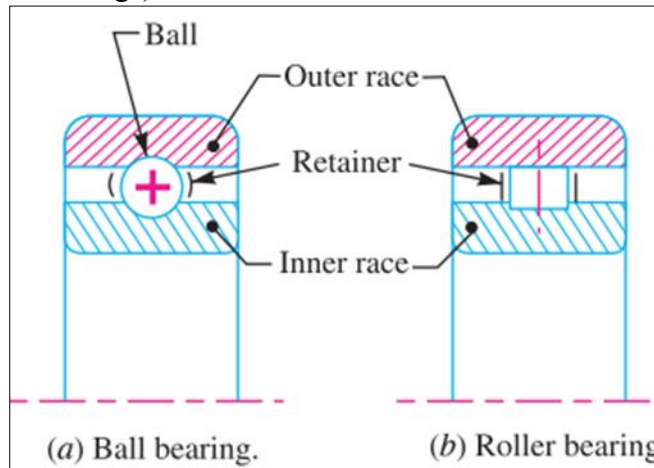


Fig.3.6 बॉल व रोलर बेअरिंग्स (Ball and Roller Bearings)

बॉल आणि रोलर बेअरिंग्समध्ये – इनर रेस (Inner Race) हा शाफ्ट किंवा जर्नलवर (Shaft or Journal) बसवलेला असतो. तर आऊटर रेस (Outer Race) हा हाऊसिंग किंवा केसिंगमध्ये (Housing or Casing) बसवलेला असतो. इनर आणि आऊटर रेस यांच्या दरम्यान बॉल्स किंवा रोलर्स (Balls or Rollers) ठेवलेले असतात. अनेक बॉल्स किंवा रोलर्स वापरले जातात आणि त्यांना योग्य अंतरावर ठेवण्यासाठी रेटेनर्स (Retainers) वापरले जातात, ज्यामुळे ते एकमेकांना स्पर्श करत नाहीत. रेटेनर्स हे पातळ पट्टे (Thin Strips) असतात आणि सामान्यतः दोन भागांमध्ये बनवलेले असतात, जे बॉल्स योग्य अंतरावर बसवल्यानंतर एकत्र केले जातात. बॉल बेअरिंग्स (Ball Bearings) हलक्या भारासाठी (Light Loads) वापरले जातात. रोलर बेअरिंग्स (Roller Bearings) जड भारासाठी (Heavier Loads) वापरले जातात. भाराच्या स्वरूपानुसार रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स खालीलप्रमाणे वर्गीकृत केले जातात:

- (a) रेडियल बेअरिंग्स (Radial Bearings)
- (b) थ्रस्ट बेअरिंग्स (Thrust Bearings)

जेव्हा बॉल बेअरिंग फक्त रेडियल भार (WR) वाहून नेतो, तेव्हा बॉलचा घूर्णन तल (Plane of Rotation) हा बेअरिंगच्या केंद्ररेषेला लंब (Normal to Centre Line) असतो.

थ्रस्ट भार (WA) लागू झाल्यावर बॉल्सच्या घूर्णन तलामध्ये बदल (Shift) होतो.

रेडियल आणि थ्रस्ट हे दोन्ही भार एकाच वेळी (Simultaneously) वाहून नेले जाऊ शकतात.

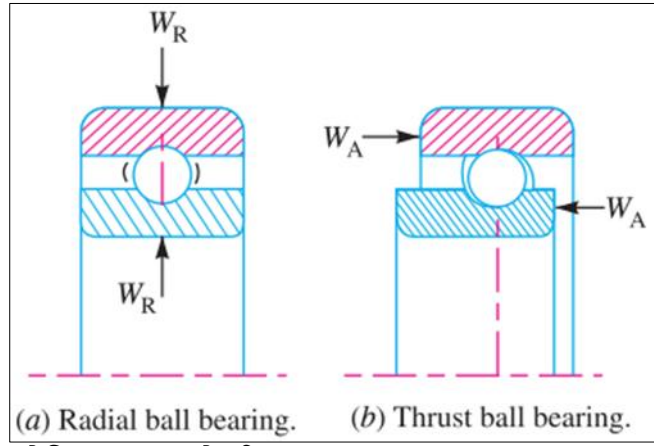


Fig.3.7 रेडियल व थ्रस्ट बेअरिंग्स (Radial and Thrust Ball Bearings)

### रेडियल बॉल बेअरिंग्सचे प्रकार (Types of Radial Ball Bearings):

खालीलप्रमाणे विविध प्रकारचे रेडियल बॉल बेअरिंग्स आढळतात:

#### 1. सिंगल रो डीप ग्रूव बेअरिंग (Single Row Deep Groove Bearing):

या बेअरिंगच्या असेंब्लीदरम्यान रेस (Races) थोडे ऑफसेट केले जातात आणि जास्तीत जास्त बॉल्स रेसमध्ये ठेवले जातात. नंतर रेस सेंटरमध्ये आणले जातात आणि बॉल्सना रेटेनर किंवा केज (Retainer or Cage) च्या साहाय्याने सममितीने (Symmetrically) ठेवले जाते. डीप ग्रूव बॉल बेअरिंगचा वापर त्यांच्या जास्त भार वाहून नेण्याच्या क्षमतेमुळे (High Load Carrying Capacity) आणि जास्त गतीसाठी योग्यतेमुळे (Suitability for High Running Speeds) केला जातो. बॉल बेअरिंगची भार वाहून नेण्याची क्षमता ही बॉल्सच्या आकार (Size) आणि संख्या (Number) यावर अवलंबून असते.

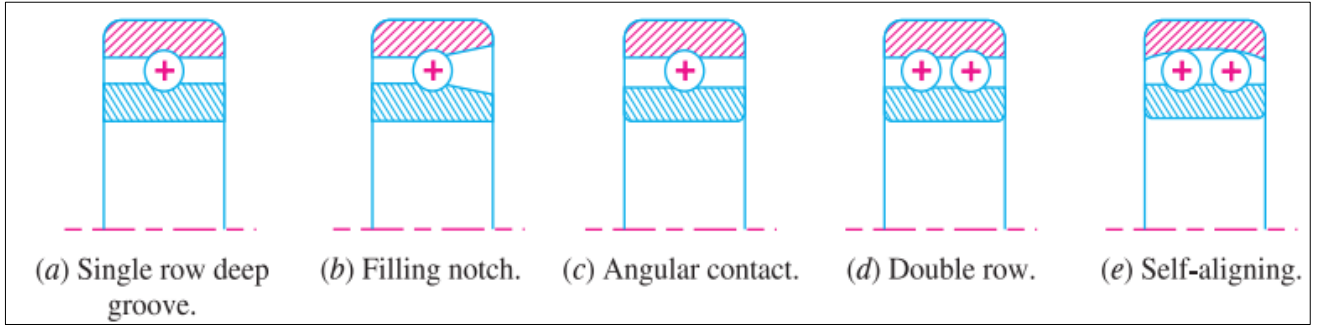


Fig.3.8 रेडियल बॉल बेअरिंग्सचे प्रकार (Types of Radial Ball Bearings)

#### 2. फिलिंग नॉच बेअरिंग (Filling Notch Bearing):

या बेअरिंगमध्ये इनर आणि आऊटर रेसमध्ये नॉचेस (Notches) असतात ज्यामुळे डीप ग्रूव बेअरिंगपेक्षा अधिक बॉल्स घालता येतात. नॉचेस रेसवेच्या तळापर्यंत जात नाहीत, त्यामुळे बॉल्सना नॉचेसमधून घातल्यानंतर जबरदस्तीने त्यांच्या जागी बसवावे लागते. या प्रकारच्या बेअरिंगमध्ये जास्त बॉल्स असल्यामुळे त्याची भार वाहून नेण्याची क्षमता (Load Capacity) जास्त असते.

#### 3. अँग्युलर कॉन्टॅक्ट बेअरिंग (Angular Contact Bearing):

या बेअरिंगमध्ये आऊटर रेसचा एक भाग कापलेला असतो ज्यामुळे डीप ग्रूव बेअरिंगपेक्षा अधिक बॉल्स घालता येतात, पण दोन्ही रेसमध्ये नॉच नसतो. त्यामुळे हा बेअरिंग एका दिशेतील मोठा अक्षीय भार (Axial Load) तसेच मोठा रेडियल भार (Radial Load) वाहून नेऊ शकतो. अँग्युलर कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स सामान्यतः जोडीने (In Pairs) वापरले जातात, ज्यामुळे थ्रस्ट भार दोन्ही दिशांनी वाहून नेता येतो.

#### 4. डबल रो बेअरिंग (Double Row Bearing):

हे बेअरिंग्स रेडियल किंवा अँग्युलर कॉन्टॅक्टसह तयार केले जाऊ शकतात. डबल रो बेअरिंग हे दोन सिंगल रो बेअरिंगपेक्षा लक्षणीयरीत्या अरुंद (Narrower) असते. अशा बेअरिंग्सची भार वाहून नेण्याची क्षमता ही सिंगल रो बेअरिंगच्या दुप्पटपेक्षा थोडी कमी असते.

#### 5. सेल्फ-अलायनिंग बेअरिंग (Self-Aligning Bearing):

हे बेअरिंग्स शाफ्टच्या  $2-3^\circ$  पर्यंतच्या विचलनांना (Deflections) परवानगी देतात. लक्षात घेण्यासारखे आहे की सामान्य बॉल बेअरिंगमध्ये क्लिअरन्स खूप कमी असतो, त्यामुळे शाफ्ट आणि हाऊसिंगमध्ये मोठे मिसअलायनमेंट स्वीकारले

जात नाही. जर युनिट मिसअलायनमेंटसह असेंबल केले गेले, तर बेअरिंगवर डिझाइन मूल्यापेक्षा जास्त भार लागू होऊ शकतो आणि अकाली फेल्युअर (Premature Failure) होऊ शकतो.

### सेल्फ-अलायनिंग बेअरिंग्सचे प्रकार:

(a) बाह्य सेल्फ-अलायनिंग बेअरिंग (Externally Self-Aligning Bearing): आऊटर रेसचा बाह्य व्यास गोलाकार पृष्ठभागावर ग्राइंड केलेला असतो, जो हाऊसिंगमधील गोलाकार पृष्ठभागाशी जुळतो.

(b) आंतरिक सेल्फ-अलायनिंग बेअरिंग (Internally Self-Aligning Bearing): आऊटर रेसचा आतील पृष्ठभाग गोलाकार पृष्ठभागावर ग्राइंड केलेला असतो. त्यामुळे आऊटर रेसला थोड्या कोनात हलवता येते, आणि तरीही बेअरिंगचे सामान्य कार्य बिघडत नाही. आंतरिक सेल्फ-अलायनिंग बॉल बेअरिंग इतर बॉल बेअरिंग्सशी इंटरचेंजेबल (Interchangeable) असते.

### थ्रस्ट बॉल बेअरिंग्सचे प्रकार (Types of Thrust Ball Bearings):

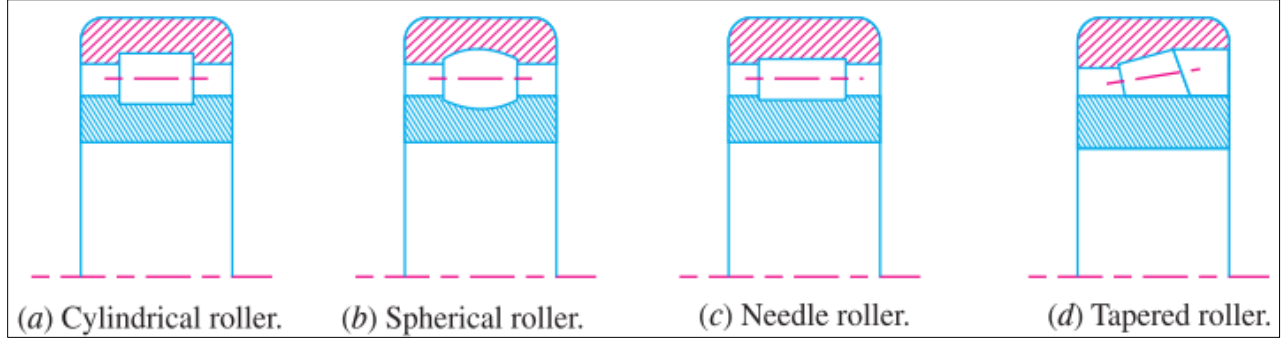


Fig 3.9 रोलर बेअरिंग्सचे प्रकार (Types of Roller Bearings)

खालीलप्रमाणे रोलर बेअरिंग्सचे प्रमुख प्रकार आहेत:

#### 1. सिलिंड्रिकल रोलर बेअरिंग्स (Cylindrical Roller Bearings):

या बेअरिंग्समध्ये लहान रोलर्स असतात जे केजमध्ये मार्गदर्शित (Guided in a Cage) केलेले असतात. हे बेअरिंग्स रेडियल गतीविरुद्ध तुलनेने कडक (Rigid) असतात आणि जड भार वाहून नेणाऱ्या रोलिंग-कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्समध्ये (Heavy Duty Rolling-Contact Bearings) सर्वात कमी घर्षण गुणांक (Lowest Coefficient of Friction) असतो. अशा प्रकारचे बेअरिंग्स जास्त गतीच्या सेवेसाठी (High Speed Service) वापरले जातात.

#### 2. स्फेरिकल रोलर बेअरिंग्स (Spherical Roller Bearings):

हे बेअरिंग्स सेल्फ-अलायनिंग (Self-Aligning Bearings) असतात. सेल्फ-अलायनिंग वैशिष्ट्य हे एका रेसला गोलाकार पृष्ठभागावर (Sphere) ग्राइंड करून साध्य केले जाते. हे बेअरिंग्स साधारणतः  $\pm 1\frac{1}{2}^\circ$  पर्यंतचा कोनीय मिसअलायनमेंट (Angular Misalignment) सहन करू शकतात. डबल रो रोलर्ससह वापरल्यास हे बेअरिंग्स दोन्ही दिशांनी थ्रस्ट भार (Thrust Loads) वाहून नेऊ शकतात.

#### 3. नीडल रोलर बेअरिंग्स (Needle Roller Bearings):

हे बेअरिंग्स तुलनेने सडपातळ (Slender) असतात आणि जागा पूर्णपणे भरतात, त्यामुळे केज किंवा रिटेनर (Cage or Retainer) आवश्यक नसतो. हे बेअरिंग्स जड भार ऑसिलेटरी गतीसह (Oscillatory Motion) वाहून नेण्यासाठी वापरले जातात. उदा. हेवी ड्युटी डिझेल इंजिन्समधील पिस्टन पिन बेअरिंग्स (Piston Pin Bearings in Heavy Duty Diesel Engines), जिथे गतीचा उलटफेर (Reversal of Motion) रोलर्सना योग्य संरेखनात ठेवतो.

#### 4. टेपरड रोलर बेअरिंग्स (Tapered Roller Bearings):

या बेअरिंग्सचे रोलर्स आणि रेसवे हे कापलेले शंकू (Truncated Cones) असतात ज्यांचे घटक एका सामान्य बिंदूवर (Common Point) छेदतात. अशा प्रकारचे बेअरिंग्स रेडियल आणि थ्रस्ट भार (Radial and Thrust Loads) दोन्ही वाहून नेऊ शकतात. हे बेअरिंग्स विविध संयोजनांमध्ये उपलब्ध असतात, जसे की डबल रो बेअरिंग्स (Double Row Bearings) आणि विविध कोनाच्या शंकूसह (Different Cone Angles), ज्यामुळे रेडियल आणि थ्रस्ट भारांच्या विविध प्रमाणांसाठी वापरता येतात.

### 3.6.1 स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सच्या तुलनेत रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सचे फायदे (Advantages of Rolling Contact Bearings over Sliding Contact Bearings):

1. याचे एकूण परिमाण (Overall Dimensions) लहान असते.
2. देखभाल खर्च कमी असतो.
3. सुरुवातीचा आणि चालू घर्षण कमी असतो.
4. क्षणिक धक्क्याचे भार (Momentary Shock Loads) सहन करू शकते.
5. शाफ्ट मिसअलायनमेंटमध्ये अचूकता राखते.
6. दीर्घकाळासाठी विश्वासार्ह (Reliable for Long Service) असते.

7. बसविणे (Mounting) सोपे असते.
8. अधिक स्वच्छता (Cleanliness) दर्शवते.

### 3.6.2 स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सच्या तुलनेत रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्सचे तोटे (Disadvantages of Rolling Contact Bearings over Sliding Contact Bearings):

1. कार्यरत असताना आवाज (Noisy Operation) होऊ शकतो.
2. प्रारंभिक खर्च (Initial Cost) जास्त असतो.
3. बेअरिंग हाऊसिंगची रचना (Design) गुंतागुंतीची असते.
4. सतत स्नेहन पुरवठा (Continuous Lubrication Supply) आवश्यक असतो.

### 3.6.3 बेअरिंग्सचे उपयोग (Applications of Bearings):

रोलिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स (Rolling Contact Bearings): हे बेअरिंग्स तुलनेने कमी भार पण खूप जास्त गतीसाठी वापरले जातात. प्रात्यक्षिक उपयोग:

1. ऑटोमोबाईलचे पुढील आणि मागील अॅक्सल्स
2. लहान आकाराचे इलेक्ट्रिक मोटर्स
3. गिअर बॉक्सेस
4. मशीन टूल स्पिंडल्स आणि शाफ्ट्स
5. लोड उचलण्याची यंत्रणा (Hoisting Mechanisms)
6. सायकली आणि मोटरसायकली

स्लाइडिंग कॉन्टॅक्ट बेअरिंग्स (Sliding Contact Bearings): हे बेअरिंग्स तुलनेने जास्त भार पण कमी गतीसाठी वापरले जातात. प्रात्यक्षिक उपयोग:

1. स्टीम आणि गॅस टर्बाइन्स
2. डिझेल इंजिन्सचे क्रॅकशाफ्ट बेअरिंग्स
3. मोठ्या आकाराचे इलेक्ट्रिक मोटर्स
4. सेंट्रीफ्यूगल आणि अॅक्सियल पंप्स
5. मटेरियल हँडलिंग उपकरणे जसे की रोप कन्व्हेअर्स

### 3.6 बेअरिंगची निवड (Selection of Bearing – Radial Ball Bearing Only) Manufacturer's Catalog मधून:

बेअरिंगची निवड खालील पायऱ्यांनुसार केली जाते:

1. बेअरिंगवर कार्य करणारे रेडियल बल ( $F_r$ ) आणि अक्षीय बल ( $F_a$ ) मोजा.
2. बेअरिंग बसविण्यासाठी लागणाऱ्या शाफ्टचा व्यास शोधा.
3. कॅटलॉगमधून रेडियल फॅक्टर ( $X$ ) आणि थ्रस्ट फॅक्टर ( $Y$ ) यांचे मूल्य शोधा.
4. हे मूल्य दोन गुणोत्तरांवर अवलंबून असते:  $((F_a/F_r))$  आणि  $((F_a/C_0))$ , जिथे ( $C_0$ ) = स्थिर भार क्षमता (Static Load Capacity).
5. ( $C_0$ ) चे मूल्य कॅटलॉगच्या मदतीने शोधले जाते.
6. बेअरिंगची निवड ट्रायल अँड एरर पद्धतीने (Trial and Error Method) केली जाते.
7. समतुल्य डायनॅमिक भार (Equivalent Dynamic Load) खालील समीकरणाने मोजला जातो:  
[  $P = XF_r + YFa$  ]
8. अपेक्षित बेअरिंग आयुष्य (Bearing Life) ठरवले जाते आणि ते मिलियन रेव्होल्यूशन्समध्ये (Million Revolutions) व्यक्त केले जाते.
9. डायनॅमिक लोड क्षमता (Dynamic Load Capacity) खालील समीकरणाने मोजली जाते:  
 $C = P(L_{10})^a$ 
  - बॉल बेअरिंगसाठी ( $a = 3$ )
  - रोलर बेअरिंगसाठी ( $a = 10/3$ )
10. निवडलेले बेअरिंग आवश्यक डायनॅमिक क्षमता दर्शवते का ते तपासा.  
जर नाही, तर पुढील सिरीजमधील बेअरिंग निवडा आणि पुन्हा तिसऱ्या पायरीपासून गणना करा. ही प्रक्रिया सर्व प्रकारच्या बेअरिंग्सच्या निवडीसाठी वापरली जाते.

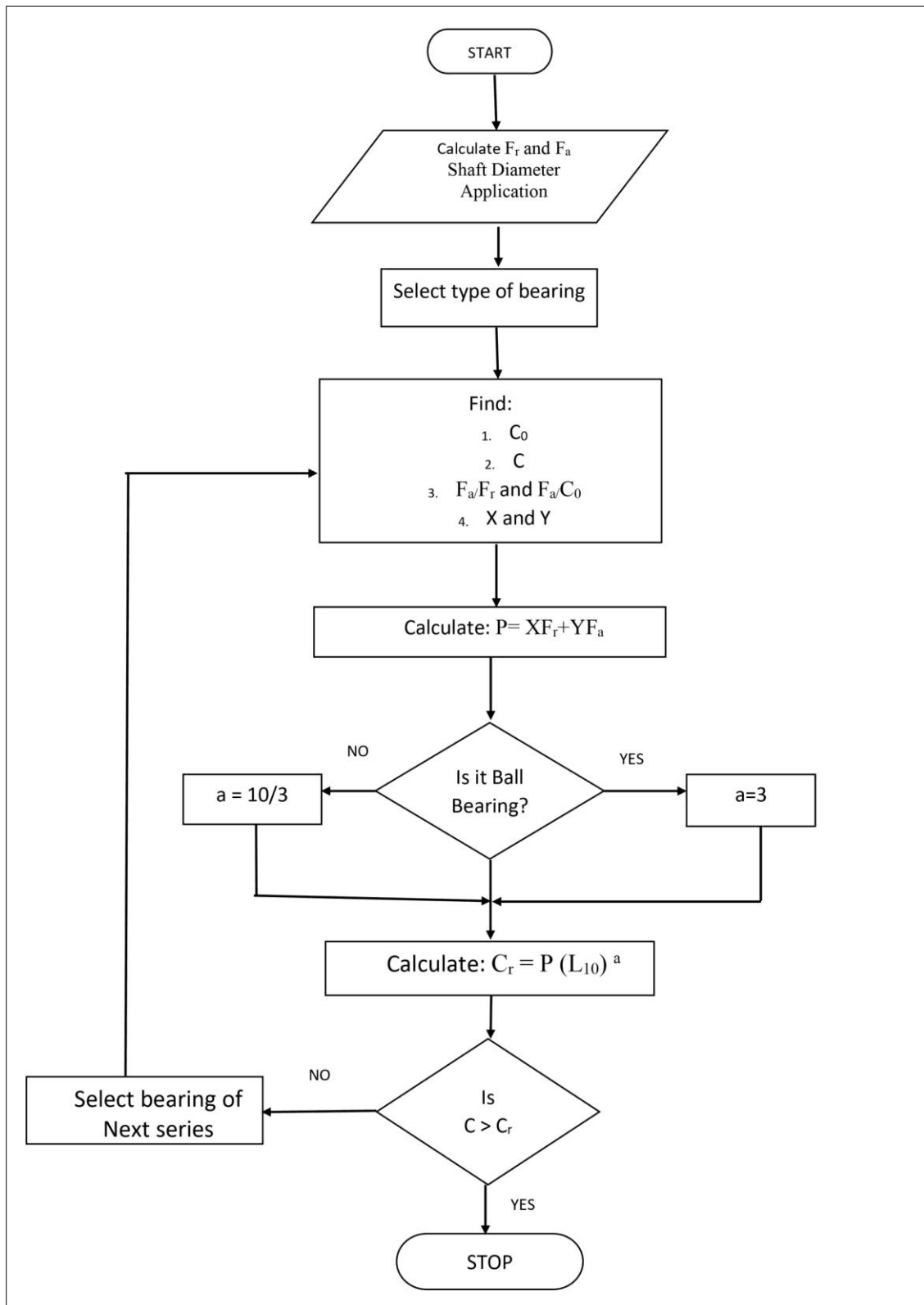


Fig.3.9: Selection of Bearings from manufactures catalogue

**Exercise:****TLO 1.1: Explain the concept of torsion.**

1. Distinguish between shaft and axle.

**TLO 3.2: Use torsional and bending equations for determining the stresses acting on shafts, keys and couplings.**

1. Enlist the types of stresses are induced in shaft.

**TLO 3.3: Explain the types of shafts, keys and couplings with their applications.**

1. Define key. State its applications.
2. State the requirements of good couplings.
3. Write down the classification of coupling and draw neat sketch of any one

**TLO 3.4: Explain the procedure for design of shaft, keys and coupling for the given condition.**

1. Enlist the requirements of good coupling?
2. Explain the effect of keyways on the strength of shaft. Write the expression.
3. Write the design procedure for muff coupling with diagram.

**TLO 3.5: Determine the dimensions of shaft, keys and coupling for given application**

1. A line shaft is driven by means of a motor placed vertically below it. The pulley on the line shaft is 1.5m in diameter and has belt tensions of 5.4KN and 1.8KN on the tight side and slack side of the belt respectively. Both these tensions may be assumed to be vertical. The pulley is overhang from the shaft, the distance from center line of pulley to the center of bearing is 400mm. assume maximum allowable shear stress of 42MPa. Determine the diameter if the shaft.
2. A shaft made of mild steel is required to transmit 100KW at 300rpm. The supported length of the shaft is 3mt. It carries two pulleys each weighing 1500N supported at a distance of 1mt. from the ends respectively. Assuming 42MPa of shear stress, determine the diameter of the shaft.

**TLO 3.6: Classify the bearings used in power transmission system according to their application.**

1. Compare sliding contact bearing and roller contact bearing on the basis of size, life, coefficient of friction and housing diameter.
2. Differentiate between sliding contact and rolling contact type bearing.
3. Differentiate between rolling contact and sliding contact bearing on the basis of: (i) size (ii) life (iii) coefficient of friction (iv) resistance to shock
4. State advantages of rolling contact bearing over sliding contact bearing.
5. State any four disadvantages of rolling contact bearing as compared to journal bearings.
6. State one application each of:
  - (i) Deep groove ball bearing
  - (ii) Tapper roller bearing
  - (iii) Thrust roller bearing
  - (iv) Needle roller bearing

**TLO 3.7: Explain the procedure for selection of bearing from manufacturer's catalogue.**

1. Explain the selection procedure of bearing from a manufactures catalogue.

## युनिट 4 पॉवर स्क्रू व स्क्रूड जोइंट चे डिझाईन (Design of Power Screws and Screwed Joints)

### विषय निष्पत्ती (Course Outcomes)

**CO4:** पॉवर ट्रान्समिशन व फास्टनिंगसाठी वापरल्या जाणाऱ्या योग्य थ्रेड स्क्रू व नटची निवड करणे. (Select the suitable thread (Screw and Nut) screws for power transmission and fasteners.)

### घटक निष्पत्ती (Theory Learning Outcomes):

**TLO 4.1** पॉवर ट्रान्समिशन व फास्टनिंगसाठी वापरल्या जाणाऱ्या विविध प्रकारच्या थ्रेड्सचे स्पष्टीकरण देणे. (Explain the types of threads used in power transmission and fastening.)

**TLO 4.2** दिलेल्या अनुप्रयोगासाठी योग्य थ्रेड प्रोफाइलची निवड करणे. (Select appropriate thread profile to be used for given application.)

**TLO 4.3** पॉवर स्क्रूमध्ये निर्माण होणारा टॉर्क व कार्यक्षमता निश्चित करणे. (Determine the torque and efficiency induced in power screw.)

**TLO 4.4** स्क्रू व नटमध्ये निर्माण होणारे ताण निश्चित करणे. (Determine the stresses induced in screw and nut.)

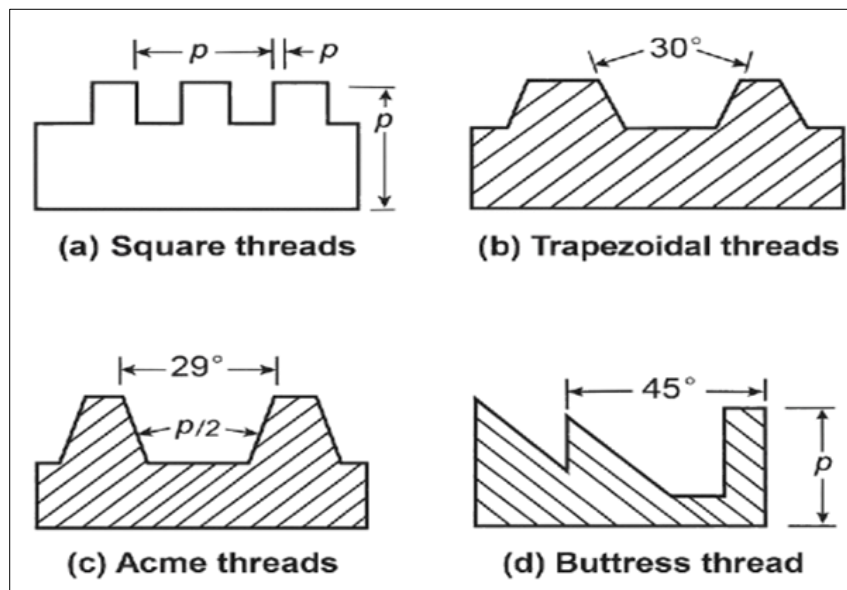
**TLO 4.5** दिलेल्या भारासाठी स्क्रू जॅकच्या स्क्रू व नटच्या डिझाइनची प्रक्रिया स्पष्ट करणे. (Explain the procedure for design of screw and nut of screw jack for given load.)

**TLO 4.6** पॉवर ट्रान्समिशन व फास्टनिंगसाठी वापरल्या जाणाऱ्या स्क्रू व नटची परिमाणे निश्चित करणे. (Determine the dimensions of screw and nut used for power transmission and fastening)

**TLO 4.7** समान ताकदीचा बोल्ट याची संकल्पना स्पष्ट करणे. (Explain bolt of uniform strength.)

### 4.1.1 पॉवर ट्रान्समिशन व फास्टनिंगसाठी वापरले जाणारे थ्रेड प्रोफाइलचे प्रकार:-

पॉवर ट्रान्समिशन व फास्टनिंगमध्ये वापरले जाणारे विविध थ्रेड प्रोफाइल खालीलप्रमाणे आहेत,



**Fig 4.1** पॉवर ट्रान्समिशन आणि फास्टनिंगसाठी वापरल्या जाणाऱ्या थ्रेड प्रोफाइलचे प्रकार (Types of thread profiles used in power transmission and fastening.)

**1) स्केअर थ्रेड (Square Thread):**

- स्केअर थ्रेडमध्ये थ्रेडचा प्रोफाइल कोन शून्य ( $0^\circ$ ) असतो.
- या थ्रेडचे फ्लॅक्स (बाजू) एकमेकांना समकोनात (Perpendicular) असतात.
- दोन्ही दिशांनी बल लागू करायचा असेल तेव्हा स्केअर थ्रेडचा वापर केला जातो.
- साइड थ्रस्ट निर्माण न करता हा थ्रेड शक्तीचे (Power) प्रसारण करू शकतो.

**v) फायदे (Merits):**

- स्केअर थ्रेडची कार्यक्षमता (Efficiency) सर्वाधिक असते.
- साइड थ्रस्ट नसल्यामुळे नटची हालचाल समान व सुरळीत होते.
- नटवर येणारा रेडियल दाब (Radial Pressure) कमी असतो.

**vi) तोटे (Demerits):**

- इतर थ्रेड प्रोफाइलच्या तुलनेत याची शक्ती कमी असते.
- नट लावणे व काढणे (Engagement and Disengagement) कठीण असते.
- हा थ्रेड निर्माण करणे अवघड असते.
- सिंगल पॉईंट कटिंग टूलने मशीनिंग करणे ही खर्चिक प्रक्रिया असते.

**2) ट्रॅपेजॉइडल थ्रेड (Trapezoidal Thread):**

- ट्रॅपेजॉइडल थ्रेडमध्ये थ्रेडचा कोन  $30^\circ$  असतो.
- हा थ्रेड मल्टी-पॉईंट कटिंग टूलच्या साहाय्याने थ्रेड मिलिंग मशीनवर तयार केला जातो.
- मल्टी-पॉईंट कटिंग टूलने केलेली मशीनिंग ही स्केअर थ्रेडसाठी वापरल्या जाणाऱ्या सिंगल-पॉईंट कटिंग टूलपेक्षा अधिक किफायतशीर असते.
- ट्रॅपेजॉइडल थ्रेडचा वापर लीड स्कू व इतर पॉवर ट्रान्समिशन उपकरणांमध्ये केला जातो.

**v) फायदे (Merits):**

- रूट भागातील क्रॉस-सेक्शनल क्षेत्रफळ जास्त असल्यामुळे हा थ्रेड स्केअर थ्रेडपेक्षा अधिक मजबूत असतो.
- स्प्लिट नटचा वापर शक्य होतो, ज्यामुळे घर्षण (Wear) भरून काढता येते.

**vi) तोटे (Demerits):**

- स्केअर थ्रेडच्या तुलनेत याची कार्यक्षमता कमी असते.
- बाजूवरील उतारामुळे नटवर काही प्रमाणात रेडियल दाब निर्माण होतो.

**3) अॅकमी थ्रेड (Acme Thread):**

- अॅकमी थ्रेड हा ट्रॅपेजॉइडल थ्रेडचा विशेष प्रकार आहे.
- अॅकमी थ्रेड व ट्रॅपेजॉइडल थ्रेड हे थ्रेड कोन वगळता इतर बाबतीत समान असतात.
- अॅकमी थ्रेडचा थ्रेड कोन  $29^\circ$  असतो.
- दोन्ही दिशांनी बल लागू करायचा असेल तेव्हा अॅकमी थ्रेडचा वापर केला जातो.
- अॅकमी थ्रेडचा वापर लीड स्कू व इतर पॉवर ट्रान्समिशन उपकरणांमध्ये केला जातो.
- अॅकमी थ्रेड डायज (Dies) ने कापले जात असल्यामुळे ते तयार करणे सोपे असते.

**vii) फायदे (Merits):**

- रूट भागातील क्रॉस-सेक्शनल क्षेत्रफळ जास्त असल्यामुळे हा थ्रेड स्केअर थ्रेडपेक्षा अधिक मजबूत असतो.
- स्प्लिट नटचा वापर करता येतो, ज्यामुळे घर्षण (Wear) भरून काढता येते.

**viii) तोटे (Demerits):**

- स्केअर थ्रेडच्या तुलनेत याची कार्यक्षमता कमी असते.
- बाजूवरील उतारामुळे नटवर काही प्रमाणात रेडियल दाब निर्माण होतो.

**4) बट्रेस थ्रेड (Buttress Thread):**

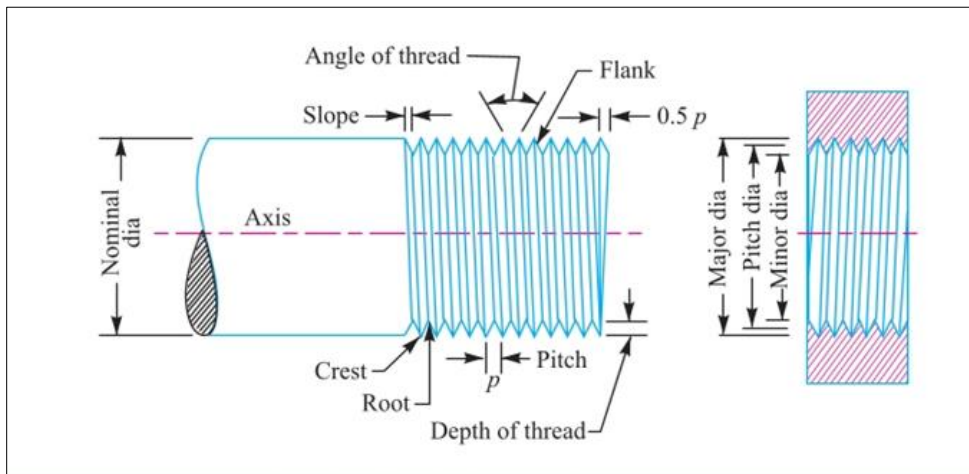
- या थ्रेडमध्ये फ्लॅक्स  $45^\circ$  कोनात कललेले असतात.
- हा थ्रेड एकाच दिशेतील थ्रस्ट घेऊ शकतो, त्यामुळे तो व्हाईस व क्लॅम्पिंग उपकरणांमध्ये वापरला जातो.
- बट्रेस थ्रेड हा इतर कोणत्याही थ्रेडपेक्षा अधिक मजबूत असतो.

**iv) फायदे (Merits):**

- रूट भागातील क्रॉस-सेक्शनल क्षेत्रफळ सर्वाधिक असल्यामुळे हा थ्रेड अत्यंत मजबूत असतो.
- या थ्रेडमध्ये स्केअर थ्रेड व व्ही-थ्रेडचे सर्व फायदे एकत्रित मिळतात.
- हा थ्रेड मिलिंग मशीनवर किफायतशीरपणे तयार करता येतो.

**v) तोटे (Demerits):**

- हा थ्रेड फक्त एका दिशेनेच शक्ती प्रसारणासाठी वापरता येतो.

**4.1.2 पॉवर स्कूची संज्ञा (Terminology of Power Screw):****Fig 4.2 पॉवर स्कूची संज्ञा (Terminology of Power Screw)****1) मेजर डायमीटर (Major Diameter):**

बाह्य किंवा अंतर्गत स्कू थ्रेडचा सर्वात मोठा व्यास यास मेजर डायमीटर म्हणतात. स्कूची ओळख (Specification) ह्याच व्यासावरून केली जाते. यास आउटसाइड किंवा नॉमिनल डायमीटर असेही म्हणतात. हा व्यास  $d_o$  या अक्षराने दर्शविला जातो.

**2) मायनर डायमीटर (Minor Diameter):**

बाह्य किंवा अंतर्गत स्कू थ्रेडचा सर्वात लहान व्यास यास मायनर डायमीटर म्हणतात. यास कोर किंवा रूट डायमीटर असेही म्हणतात. हा व्यास  $d_c$  या अक्षराने दर्शविला जातो.

**3) पिच डायमीटर (Pitch Diameter):**

मेजर डायमीटर व मायनर डायमीटर यांचा सरासरी व्यास म्हणजे पिच डायमीटर होय. यास मीन डायमीटर असेही म्हणतात. हा व्यास एका काल्पनिक सिलिंडरचा व्यास मानला जातो, ज्याच्या पृष्ठभागावर थ्रेडची रुंदी व थ्रेडमधील जागेची रुंदी समान

असते. यास इफेक्टिव्ह डायमीटर असेही म्हणतात. नट व बोल्ट असेंब्लीमध्ये हा तो व्यास असतो ज्यावर बोल्टवरील रीजेस (Ridges) व संबंधित नटवरील रीजेस पूर्णपणे संपर्कात असतात.

गणितीयदृष्ट्या (Mathematically),

$$d = \frac{d_o + d_c}{2}$$

#### 4) पिच (Pitch):

एका थ्रेडवरील एखाद्या बिंदूपासून पुढील थ्रेडवरील त्याच संबंधित बिंदूपर्यंतचे अक्षीय दिशेतील अंतर म्हणजे पिच होय .हे अंतर समान अक्षीय पातळीत (Axial Plane) मोजले जाते .पिच हे **p** या अक्षराने दर्शविले जाते.

गणितीयदृष्ट्या (Mathematically),

$$\text{Pitch} = \frac{1}{\text{No. of threads per unit length of screw}}$$

#### 5) लीड (Lead):

समान हेलिक्सवरील दोन संबंधित बिंदूंचे अंतर म्हणजे लीड .एक रोटेशनमध्ये नटने स्कू अक्षीय दिशेने जितके सरकतो तेच लीड होय .सिंगल स्टार्ट थ्रेडमध्ये लीड = पिच, डबल स्टार्टमध्ये लीड = 2 × पिच, ट्रिपल स्टार्टमध्ये लीड = 3 × पिच .लीड l ने दर्शविला जातो.

$$\text{Lead} = \text{Number of start} \times \text{Pitch}$$

6) क्रेस्ट (Crest): थ्रेडचे वरचे पृष्ठभाग म्हणजे क्रेस्ट.

7) रूट (Root): थ्रेडच्या दोन शेजारील फ्लॅक्समुळे तयार होणारे खालील पृष्ठभाग म्हणजे रूट.

8) थ्रेडची खोली (Depth of Thread): क्रेस्ट आणि रूट यांच्यातील लंब रेषेतले अंतर म्हणजे थ्रेडची खोली.

9) फ्लॅंक (Flank): क्रेस्ट व रूटला जोडणारे पृष्ठभाग म्हणजे फ्लॅंक.

10) थ्रेड कोन (Angle of Thread): थ्रेडच्या फ्लॅक्सने तयार केलेला कोन म्हणजे थ्रेड कोन.

11) हेलिक्स कोन (Helix Angle): थ्रेडच्या हेलिक्सने स्कूच्या अक्षास लंब असलेल्या पातळीस बनवलेला कोन म्हणजे हेलिक्स कोन. हेलिक्स कोन  $\alpha$  ने दर्शविला जातो.

गणितीयदृष्ट्या (Mathematically),

$$\tan \alpha = \frac{\text{Lead}}{\pi d}$$

12) स्लोप (Slope): थ्रेडचा स्लोप म्हणजे पिचचा अर्धा भाग होय.

13) राइट हँड व लेफ्ट हँड थ्रेड (Right Hand and Left Hand Threads):

- स्कूची अक्ष उभा असताना, थ्रेड डावीकडून उजवीकडे वरच्या दिशेने उतरत असेल, तर तो राइट हँड थ्रेड म्हणतात.
- स्कूची अक्ष उभा असताना, थ्रेड उजवीकडून डावीकडे वरच्या दिशेने उतरत असेल, तर तो लेफ्ट हँड थ्रेड म्हणतात.

#### 4.2.1 थ्रेड व कॉलर घर्षण ओलांडण्यासाठी आवश्यक टॉर्क (Derivation फक्त समजण्यासाठी दिला आहे )

स्क्रेअर थ्रेड स्कूच्या माध्यमातून भार उचलण्यासाठी आवश्यक टॉर्क Fig. 4.3 प्रमाणे स्कू जॅकचा विचार करून निश्चित केला जाऊ शकतो .उचलायचा किंवा खाली आणायचा भार स्क्रेअर थ्रेड रॉडच्या हेडवर ठेवला जातो, जो भार उचलण्यासाठी किंवा खाली आणण्यासाठी लिक्वॅरच्या टोकावर लागू केलेल्या प्रयत्नाद्वारे फिरवला जातो.

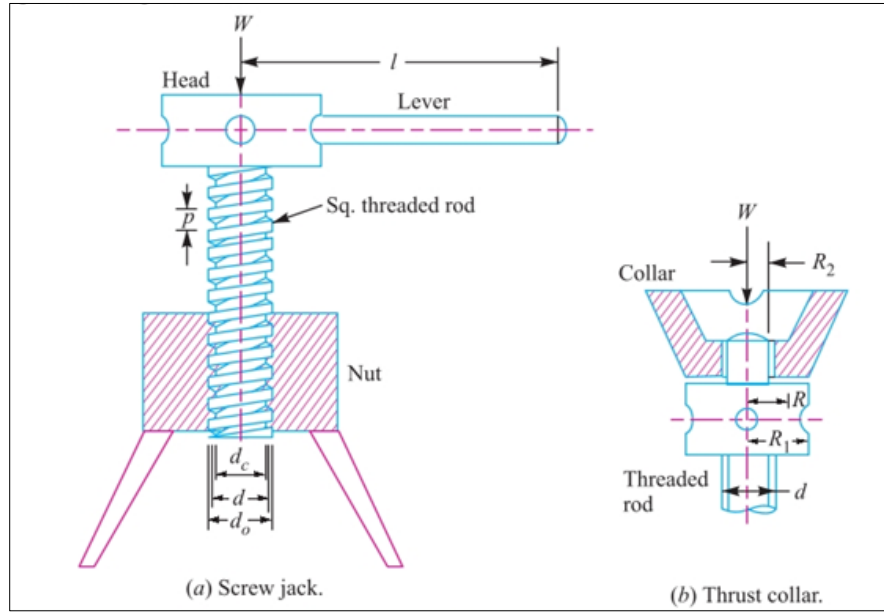


Fig 4.3 स्क्रू जॅक आणि थ्रस्ट कॉलर (Screw jack and Thrust collar)

थोडक्यात विचार केल्यास लक्षात येते की, जर स्क्रू थ्रेडचा एक पूर्ण फिरा स्क्रूच्या शरीरापासून अनवाइंड करून उघडला गेला, तर तो एक उतार असलेली समतल पृष्ठभाग (Inclined Plane) तयार करेल, जसे की Fig. 4.4 मध्ये दाखवले आहे.

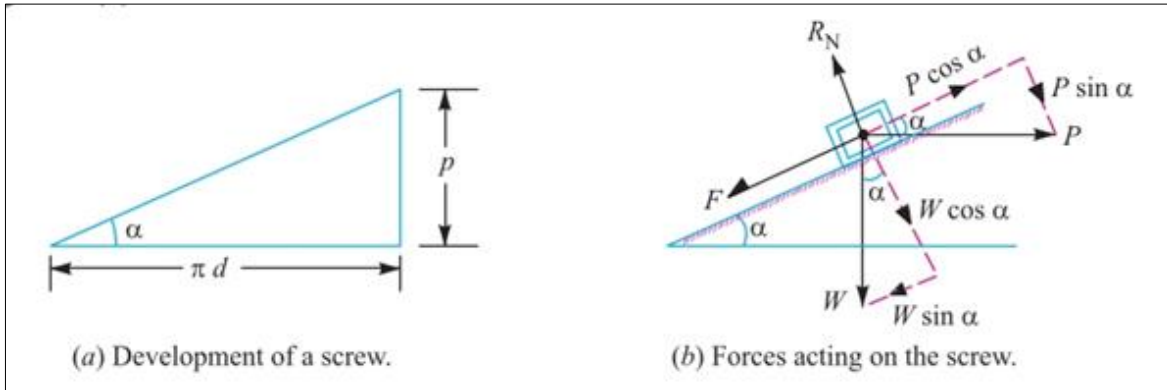


Fig 4.4 स्क्रूवर कार्य करणारे बल (Forces acting on the screw)

जर,

- $p$  = स्क्रूचा पिच
- $d$  = स्क्रूचा मीन डायमीटर
- $\alpha$  = हेलिक्स कोन
- $P$  = भार उचलण्यासाठी स्क्रूच्या परिघावर लागू केलेला प्रयत्न
- $W$  = उचलायचा भार
- $\mu$  = स्क्रू आणि नट मधील घर्षण गुणांक, ज्याचे मूल्य  $\tan \phi$ ,  $\phi$  हा घर्षण कोन

Fig. 4.4 च्या भूमितीतून आपण हे लक्षात आणू शकतो की:

$$\tan \alpha = P/\pi d$$

स्क्रू जॅक ज्या तत्त्वावर कार्य करतो ते उतार असलेल्या समतल पृष्ठभागासारखे (Inclined Plane) असल्यामुळे, स्क्रू जॅकच्या परिघावर लागू केलेला प्रयत्न क्षैतिज (Horizontal) मानला जाऊ शकतो, जसे की Fig. 4.4 मध्ये दाखवले आहे.

भार उचलला जात असल्यामुळे, घर्षणाची ताकद ( $F = \mu \cdot R_N$ ) खाली दिशेने कार्य करेल. स्क्रूवरील सर्व बल Fig. 4.4 मध्ये दाखवले आहेत.

पृष्ठभागाच्या दिशेने बलांचे घटक वेगळे करताना (Resolving the forces along the plane):

$$P \cos \alpha = W \sin \alpha + F = W \sin \alpha + \mu \cdot R_N \dots\dots\dots (i)$$

आणि पृष्ठभागाला लांब नसलेल्या दिशेने बलांचे घटक वेगळे करताना (Resolving the forces perpendicular to the plane):

$$R_N = P \sin \alpha + W \cos \alpha \dots\dots\dots (ii)$$

या  $R_N$  चे मूल्य समीकरण i) मध्ये ठेवल्यावर, आपल्याला मिळते:

$$P \cos \alpha = W \sin \alpha + \mu (P \sin \alpha + W \cos \alpha)$$

$$= W \sin \alpha + \mu P \sin \alpha + \mu W \cos \alpha$$

$$P = W \times \frac{(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \sin \alpha)}$$

वरील समीकरणात  $\mu = \tan \phi$  चे मूल्य ठेवल्यावर, आपल्याला मिळते:

$$P = W \times \frac{(\sin \alpha + \tan \phi \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \tan \phi \sin \alpha)}$$

समीकरणाच्या अंश व हराला  $\cos \phi$  ने गुणाकार केल्यावर, आपल्याला मिळते:

$$P = W \times \frac{\sin \alpha \times \cos \phi + \sin \phi \cos \alpha}{\cos \alpha \times \cos \phi - \sin \phi \sin \alpha}$$

$$P = W \times \frac{\sin (\alpha + \phi)}{\cos (\alpha + \phi)}$$

$$P = W \times \tan (\alpha + \phi)$$

$\therefore$  स्कू व नटमधील घर्षण ओलांडण्यासाठी आवश्यक टॉर्क:

$$T_1 = P \times \frac{d}{2} = W \tan (\alpha + \phi) \frac{d}{2}$$

जर अक्षीय भार थ्रस्ट कॉलरद्वारे घेतला जात असेल Fig. 4.4 प्रमाणे ज्यामुळे भार स्कूबरोबर फिरत नाही, तर कॉलरवरील घर्षण ओलांडण्यासाठी आवश्यक टॉर्क:

$$T_2 = \frac{2}{3} \times \mu_1 \times W \left[ \frac{(R_1)^3 - (R_2)^3}{(R_1)^2 - (R_2)^2} \right] \dots\dots\dots (\text{समान दाबाच्या स्थितीचा अनुमान घेतल्यास})$$

$$T_2 = \mu_1 \times W \left[ \frac{R_1 + R_2}{2} \right]$$

$$T_2 = \mu_1 \times W R \dots\dots\dots (\text{समान घासाघीसाच्या स्थितीचा अनुमान घेतल्यास})$$

इथे,  $R_1$  आणि  $R_2$  = कॉलरचे बाह्य आणि अंतर्गत त्रिज्या ( Outside and Inside Radii of Collar)

$$R = \text{कॉलरचा मीन त्रिज्या} = \left[ \frac{R_1 + R_2}{2} \right]$$

आणि

$\mu_1$  = कॉलरसाठी घर्षण गुणांक (Coefficient of Friction for the Collar)

**$\therefore$  घर्षण ओलांडण्यासाठी एकूण टॉर्क (म्हणजे स्कू फिरवण्यासाठी आवश्यक टॉर्क):**

$$T = T_1 + T_2$$

**Example 4.1.** A vertical two start square threaded screw of a 100 mm mean diameter and 20 mm pitch supports a vertical load of 18 kN. The axial thrust on the screw is taken by a collar bearing of 250 mm outside diameter and 100 mm inside diameter. Find the force required at the end of a lever which is 400 mm long in order to lift and lower the load. The coefficient of friction for the vertical screw and nut is 0.15 and that for collar bearing is 0.20.

**Solution:** Given :  $d = 100$  mm;  $p = 20$  mm;  $W = 18$  kN =  $18 \times 10^3$  N;  $D_1 = 250$  mm

or  $R_1 = 125$  mm;  $D_2 = 100$  mm or  $R_2 = 50$  mm;  $l = 400$  mm;  $\mu = \tan \phi = 0.15$ ;  $\mu_1 = 0.20$

Force required at the end of lever

Let,  $P$  = Force required at the end of lever.

Since the screw is a two start square threaded screw, therefore lead of the screw

$$= 2p = 2 \times 20 = 40 \text{ mm}$$

$$\text{We know that, } \tan \alpha = \frac{\text{Lead}}{\pi d} = \frac{40}{\pi \times 100} = 0.127.$$

**For raising the load-**

We know that tangential force required at the circumference of the screw,

$$P = W \tan (\phi + \alpha)$$

$$P = W \left[ \frac{\tan \alpha + \tan \phi}{1 - \tan \alpha \tan \phi} \right]$$

$$P = 18 \times 10^3 \left[ \frac{0.127 + 0.15}{1 - 0.127 \times 0.15} \right]$$

$$P = 5083 \text{ N}$$

and mean radius of the collar,

$$R = \left[ \frac{R_1 + R_2}{2} \right] = \left[ \frac{125 + 50}{2} \right] = 87.5 \text{ mm.}$$

∴ Total torque required at the end of lever,

$$T = P \times \frac{d}{2} \mu_1 WR$$

$$T = 5083 \times \frac{100}{2} + 0.20 \times 18 \times 10^3 \times 87.5 = 579150 \text{ N-mm.}$$

#### 4.2.2 पॉवर स्क्रूची कार्यक्षमता (Efficiency of Power Screws):

स्केअर थ्रेड स्क्रूची कार्यक्षमता (Efficiency) ही आदर्श प्रयत्न (Ideal Effort) आणि खरे प्रयत्न (Actual Effort) यांच्यातील अनुपात म्हणून व्याख्यात केली जाते.

- आदर्श प्रयत्न म्हणजे: घर्षण न विचारता भार हलवण्यासाठी लागणारा प्रयत्न
- खरे प्रयत्न म्हणजे: घर्षण लक्षात घेऊन भार हलवण्यासाठी लागणारा प्रयत्न

आपण 4.2.1 मध्ये पाहिले की, भार उचलण्यासाठी स्क्रूच्या परिघावर लागू केलेला प्रयत्न असा आहे:

$$P = W \tan (\alpha + \phi) \dots \dots \dots (i)$$

इथे,

- $W$  = उचलायचा भार
- $\alpha$  = हेलिक्स कोन
- $\phi$  = घर्षण कोन
- $\mu$  = स्क्रू व नटमधील घर्षण गुणांक =  $\tan \phi$

जर स्क्रू व नटमध्ये घर्षण नसते, तर  $\phi = 0$  होईल.

त्यानुसार, भार उचलण्यासाठी आवश्यक प्रयत्न  $P_0$  चे मूल्य खालील समीकरणाने मिळते:

$P_0 = W \tan \alpha$  ..... [ समीकरण (i) मध्ये  $\phi = 0$  चे मूल्य ठेवल्यावर, आपल्याला मिळते ]

$$\begin{aligned} \therefore \text{कार्यक्षमता (Efficiency) } \eta &= \frac{\text{Ideal Effort}}{\text{Actual Effort}} \\ &= \frac{P_0}{P} \\ &= \frac{W \tan \alpha}{W \tan (\alpha + \phi)} \\ &= \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \phi)} \end{aligned}$$

$$\text{पॉवर स्कूची कार्यक्षमता (Efficiency of Power Screws) } \eta = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \phi)}$$

**Example 4.2.** The mean diameter of the square threaded screw having pitch of 10 mm is 50 mm. A load of 20 kN is lifted through a distance of 170 mm. Find the work done in lifting the load and the efficiency of the screw, when the load rotates with the screw.

**Solution.** Given:  $p = 10$  mm;  $d = 50$  mm;  $W = 20$  kN =  $20 \times 10^3$  N;  $D_1 = 60$  mm or  $R_2 = 30$  mm;  $D_2 = 10$  mm or  $R_1 = 5$  mm;  $\mu = \tan \phi = \mu_1 = 0.08$ .

We know that  $\tan \alpha = \frac{P}{\pi d} = \frac{10}{\pi \times 50} = 0.0637$ .

$\therefore$  Force required at the circumference of the screw to lift the load,

$$P = W \tan (\phi + \alpha)$$

$$P = W \left[ \frac{\tan \alpha + \tan \phi}{1 - \tan \alpha \tan \phi} \right]$$

$$P = 20 \times 10^3 \left[ \frac{0.0637 + 0.08}{1 - 0.0637 \times 0.08} \right] = 2890 \text{ N}$$

and torque required to overcome friction at the screw,

$$T = P \times d/2 = 2890 \times 50/2 = 72\,250 \text{ N-mm} = 72.25 \text{ N-m}$$

Since the load is lifted through a vertical distance of 170 mm and the distance moved by the screw in one rotation is 10 mm (equal to pitch), therefore number of rotations made by the screw,

$$N = 170/10 = 17$$

- **When the load rotates with the screw**

We know that work done in lifting the load,

$$= T \times 2\pi N = 72.25 \times 2\pi \times 17 = 7718 \text{ N-m}$$

and efficiency of the screw,

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \phi)}$$

$$\eta = \frac{\tan \alpha (1 - \tan \alpha \tan \phi)}{\tan \alpha + \tan \phi}$$

$$\eta = \frac{0.0637(1 - 0.0637 \times 0.08)}{0.0637 + 0.08} = 0.441 \text{ or } 44.1\%$$

**Example 4.3.** The lead screw of a lathe has Acme threads of 50 mm outside diameter and 8 mm pitch. The screw must exert an axial pressure of 2500 N in order to drive the tool carriage. The thrust is carried on a collar 110 mm outside diameter and 55 mm inside diameter and the lead screw rotates at 30 r.p.m. Determine (a) the power required to drive the screw; and (b) the efficiency of the lead screw. Assume a coefficient of friction of 0.15 for the screw and 0.12 for the collar.

Solution. Given:  $d_o = 50$  mm;  $p = 8$  mm;  $W = 2500$  N;  $D_1 = 110$  mm or  $R_1 = 55$  mm;  $D_2 = 55$  mm or  $R_2 = 27.5$  mm;  $N = 30$  r.p.m.;  $\mu = \tan \phi = 0.15$ ;  $\mu_2 = 0.12$

**(a) Power required to drive the screw**

We know that mean diameter of the screw,  $d = d_o - p/2 = 50 - 8/2 = 46$  mm.

We know that  $\tan \alpha = \frac{p}{\pi d} = \frac{8}{\pi \times 46} = 0.055$ .

$\therefore$  Since the angle for Acme threads is  $2\beta = 29^\circ$  or  $\beta = 14.5^\circ$ , therefore virtual coefficient of friction,

$$\mu_1 = \tan \phi_1 = \frac{\mu_1}{\cos \beta} = \frac{0.15}{\cos 14.5^\circ} = \frac{0.15}{0.9681} = 0.155.$$

We know that the force required to overcome friction at the screw,

$$\begin{aligned} P &= W \tan (\phi_1 + \alpha) \\ P &= W \left[ \frac{\tan \alpha + \tan \phi_1}{1 - \tan \alpha \tan \phi_1} \right] \\ P &= 2500 \left[ \frac{0.055 + 0.155}{1 - 0.055 \times 0.155} \right] \\ P &= 530 \text{ N} \end{aligned}$$

and torque required to overcome friction at the screw.  $T_1 = P \times d/2 = 530 \times 46/2 = 12190$  N-mm We know that mean radius of collar,

$$R = \left[ \frac{R_1 + R_2}{2} \right] = \left[ \frac{55 + 27.2}{2} \right] = 41.25 \text{ mm.}$$

Assuming uniform wear, the torque required to overcome friction at collars,

$$T_2 = \mu_2 W R = 0.12 \times 2500 \times 41.25 = 12375 \text{ N-mm}$$

$\therefore$  Total torque required to overcome friction,  $T = T_1 + T_2 = 12190 + 12375 = 24565$  N-mm

$$T = 24.565 \text{ N-m}$$

We know that power required to drive the screw,

$$= T\omega = \frac{T \times 2\pi N}{60} = \frac{24.565 \times 2\pi \times 30}{60} = 77 \text{ W} = 0.077 \text{ kW.}$$

**(b) Efficiency of the lead screw**

We know that the torque required to drive the screw with no friction,

$$T_o = W \tan \alpha \times \frac{d}{2}$$

$$T_o = 2500 \times 0.055 \times \frac{46}{2} = 3163 \text{ N-mm} = 3.163 \text{ N-m.}$$

$\therefore$  Efficiency of the lead screw,

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{T_o}{T} \\ \eta &= \frac{3.163}{24.565} = 0.13 = 13\% \end{aligned}$$

### 4.2.3 पॉवर स्कूचे ओव्हरहॉलिंग (Overhauling of Power Screw):

भार खाली आणण्यासाठी स्कूच्या परिघावर लागणारा प्रयत्न,

$$P = W \tan (\varphi - \alpha)$$

आणि भार खाली आणण्यासाठी आवश्यक टॉर्क,

$$T = P \times \frac{d}{2} = W \tan (\varphi - \alpha) \frac{d}{2}$$

वरील समीकरणात, जर  $\varphi < \alpha$  असेल, तर भार खाली आणण्यासाठी आवश्यक टॉर्क नकारात्मक होईल. म्हणजेच, कोणताही टॉर्क न लावता भार आपोआप खाली सरकू लागेल. अशा परिस्थितीला स्कूचे ओव्हरहॉलिंग (Overhauling of Screws) असे म्हणतात.

### 4.2.4 पॉवर स्कूचे सेल्फ लॉकिंग (Self-Locking of Power Screw):

भार खाली आणण्यासाठी स्कूच्या परिघावर लागणारा प्रयत्न,

$$P = W \tan (\varphi - \alpha)$$

आणि भार खाली आणण्यासाठी आवश्यक टॉर्क,

$$T = P \times \frac{d}{2} = W \tan (\varphi - \alpha) \frac{d}{2}$$

जर  $\varphi > \alpha$  असेल, तर भार खाली आणण्यासाठी आवश्यक टॉर्क सकारात्मक असेल, म्हणजे भार खाली आणण्यासाठी प्रयत्न लागू करावा लागेल. अशा प्रकारच्या स्कूला स्वयंसंरक्षण स्कू (Self-Locking Screw) म्हणतात.

म्हणजे, स्कू स्वयंसंरक्षणीय असेल जर घर्षण कोन हेलिक्स कोनापेक्षा जास्त असेल किंवा घर्षण गुणांक  $\mu$  हेलिक्स कोनाच्या टॅन्जंटपेक्षा जास्त असेल, म्हणजे  $\mu = \tan \varphi > \tan \alpha$ .

आपल्याला माहित आहे की, स्कूची कार्यक्षमता (Efficiency),

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \varphi)}$$

आणि स्वयंसंरक्षण स्कूसाठी (Self-Locking Screw) :  $\varphi \geq \alpha$  किंवा  $\alpha \leq \varphi$ .

∴ स्वयंसंरक्षण स्कूची कार्यक्षमता (Efficiency for Self-Locking Screws),

$$\therefore \eta \leq \frac{\tan \varphi}{\tan (\varphi + \varphi)}$$

$$\therefore \eta \leq \frac{\tan \varphi}{\tan (2\varphi)}$$

$$\therefore \eta \leq \frac{\tan \varphi (1 - \tan^2 \varphi)}{2 \tan \varphi} \dots \dots \dots \left[ \because \tan 2\varphi = \frac{2 \tan \varphi}{\tan \varphi (1 - \tan^2 \varphi)} \right]$$

$$\therefore \eta \leq \frac{1}{2} - \frac{\tan^2 \varphi}{2}$$

या समीकरणातून दिसते की, स्वयंसंरक्षण स्कूची कार्यक्षमता 50% किंवा 1/2 पेक्षा कमी असते.

जर कार्यक्षमता 50% पेक्षा जास्त असेल, तर स्कूला ओव्हरहॉलिंग स्कू ( Overhauling Screw) म्हटले जाते.

#### 4.3 स्कू व नटमध्ये निर्माण होणारे ताण (Stresses in Screws and Nuts):

1) अक्षीय भार W मुळे निर्माण होणारा सरळ संपीडक ताण (Direct Compressive Stress due to Axial Load W):

$$\sigma_c = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times dc^2}$$

2) टॉर्शनल शेअर ताण (Torsional Shear Stress):

आपल्याला माहित आहे की, स्कूद्वारे प्रसारित केला जाणारा टॉर्क (Torque transmitted by screw) असा दिला जातो,

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times dc^3$$

$$\therefore \text{Shear stress, } \tau = \frac{16 T}{\pi \times dc^3}$$

जेव्हा स्कूवर सरळ ताण (Direct Stress) आणि टॉर्शनल शेअर ताण (Torsional Shear Stress) दोन्ही लागू होतात, तेव्हा डिझाईन खालील आधारावर केले जाते.

a) कमाल शेअर ताण सिद्धांत (Maximum Shear Stress Theory):

या सिद्धांतानुसार, किमान क्रॉस-सेक्शनवर कमाल शेअर ताण (Maximum Shear Stress) असा आहे,

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau^2}$$

b) कमाल सामान्य ताण सिद्धांत (Maximum Normal Stress Theory):

या सिद्धांतानुसार, किमान क्रॉस-सेक्शनवर कमाल सामान्य ताण (Maximum Normal Stress) असा आहे,

$$\sigma_{c \max} = \frac{1}{2} \sigma_c + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau^2}$$

3) अक्षीय भारामुळे निर्माण होणारा ट्रान्सव्हर्स शेअर ताण (Transverse Shear Stress due to Axial Load):

स्कूमधील शेअर ताण (Shear Stress in Screw)

$$\tau_{\text{screw}} = \frac{W}{\pi \times dc \times n \times t}$$

नटमधील शेअर ताण (Shear Stress in Nut),

$$\tau_{\text{nut}} = \frac{W}{\pi \times do \times n \times t}$$

#### 4) बियरिंग प्रेशर (Bearing Pressure):

स्कू व नटची घासाघीस कमी करण्यासाठी, थ्रेडच्या पृष्ठभागावरील बियरिंग प्रेशर मर्यादित असणे आवश्यक आहे. हे खालीलप्रमाणे दिले आहे,

$$P_b = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times (do^2 - dc^2) n}$$

इथे,  $t =$  स्कूची जाडी किंवा रुंदी  $= \frac{p}{2}$

$n =$  नटशी संपर्कात असलेल्या स्कूच्या थ्रेडची संख्या

$$= \frac{\text{Height of Nut}}{\text{Pitch of threads}} = \frac{H}{P}$$

**Example 4.4.** A power screw having double start square threads of 25 mm nominal diameter and 5 mm pitch is acted upon by an axial load of 10 kN. The outer and inner diameters of screw collar are 50 mm and 20 mm respectively. The coefficient of thread friction and collar friction may be assumed as 0.2 and 0.15 respectively. The screw rotates at 12 r.p.m. Assuming uniform wear condition at the collar and allowable thread bearing pressure of 5.8 N/mm<sup>2</sup>, find: 1. the torque required to rotate the screw; 2. the stress in the screw; and 3. the number of threads of nut in engagement with screw.

**Solution:**

Given :  $d_o = 25 \text{ mm}$  ;  $p = 5 \text{ mm}$  ;  $W = 10 \text{ kN} = 10 \times 10^3 \text{ N}$  ;  $D_1 = 50 \text{ mm}$  or  $R_1 = 25 \text{ mm}$ ;  $D_2 = 20 \text{ mm}$  or  $R_2 = 10 \text{ mm}$ ;  $\mu = \tan \phi = 0.2$  ;  $\mu_1 = 0.15$  ;  $N = 12 \text{ r.p.m.}$  ;  $P_b = 5.8 \text{ N/mm}^2$

### 1. Torque required to rotate the screw

We know that mean diameter of the screw,

$$d = d_o - p / 2 = 25 - 5 / 2 = 22.5 \text{ mm}$$

Since the screw is a double start square threaded screw, therefore lead of the screw,

$$= 2 p = 2 \times 5 = 10 \text{ mm}$$

$$\text{that } \tan \alpha = \frac{\text{Lead}}{\pi d} = \frac{10}{\pi \times 22.5} = 0.1414.$$

We know that tangential force required at the circumference of the screw,

$$P = W \tan (\phi + \alpha)$$

$$P = W \left[ \frac{\tan \alpha + \tan \phi}{1 - \tan \alpha \tan \phi} \right]$$

$$P = 10 \times 10^3 \left[ \frac{0.1414 + 0.2}{1 - 0.1414 \times 0.2} \right]$$

$$P = 3513 \text{ N}$$

$$T_1 = P \times d/2 = 3513 \times 22.5/2 = 39521.25 \text{ N-mm}$$

and mean radius of the screw collar,

$$R = \left[ \frac{R_1 + R_2}{2} \right] = \left[ \frac{25 + 10}{2} \right] = 17.5 \text{ mm.}$$

Assuming uniform wear, the torque required to overcome friction at collars,

$$T_2 = \mu_2 W R = 0.15 \times 10 \times 10^3 \times 17.5 = 26250 \text{ N-mm}$$

$\therefore$  Total torque required to rotate the screw,

$$T = T_1 + T_2 = 39521.25 + 26250 = 65771.25 \text{ N-mm}$$

$$T = 65.771 \text{ N-m}$$

### 2. Stress in the screw

We know that the inner diameter or core diameter of the screw,

$$d_c = d_o - p = 25 - 5 = 20 \text{ mm}$$

$\therefore$  Corresponding cross-sectional area of the screw,

$$\sigma_c = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2}$$

$$\sigma_c = \frac{10 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 20^2}$$

$$\sigma_c = 31.83 \text{ N/mm}^2$$

and shear stress,

$$\tau = \frac{16 T}{\pi \times d c^3}$$

$$\tau = \frac{16 \times 65771}{\pi \times 20^3}$$

$$\tau = 41.86 \text{ N/mm}^2$$

We know that maximum shear stress in the screw,

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{31.83^2 + 4 \times 41.86^2}$$

$$\tau_{\max} = 44.8 \text{ N/mm}^2$$

### 3. Number of threads of nut in engagement with screw

Let  $n$  = Number of threads of nut in engagement with screw, and

$t$  = Thickness of threads =  $p / 2 = 5 / 2 = 2.5 \text{ mm}$

We know that bearing pressure on the threads ( $P_b$ ),

$$P_b = \frac{W}{\pi \times d \times t \times n}$$

$$5.8 = \frac{10 \times 10^3}{\pi \times 22.5 \times 2.5 \times n}$$

$$n = 9.76 \text{ say } 10$$

### 4.4 स्क्रू जॅकची रचना (फक्त स्क्रू व नट) (Design of Screw Jack – Only Screw and Nut):

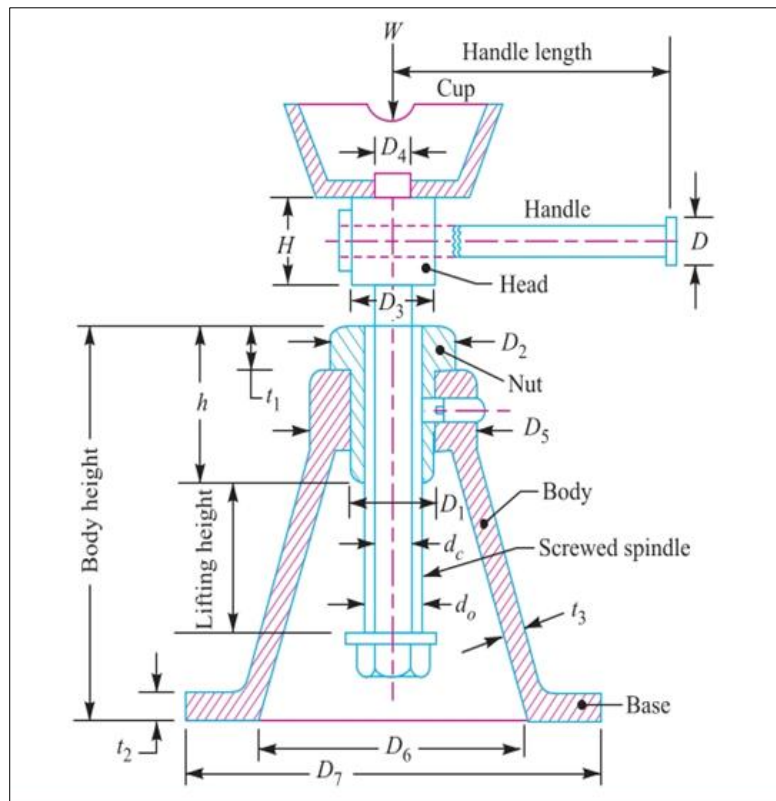


Fig 4.5 स्क्रू जॅक (Screw Jack)

भार उचलण्यासाठी वापरला जाणारा स्क्रू जॅक Fig. 4.5 मध्ये दाखविला आहे. स्क्रू जॅकचे विविध भाग पुढीलप्रमाणे आहेत:

1. स्केअर थ्रेड असलेला स्क्रूड स्पिंडल,
2. नट व नटसाठी कॉलर,
3. हॅडलसाठी स्क्रूड स्पिंडलच्या वरचा हेड,
4. भार ठेवण्यासाठी हेडच्या वरचा कप, आणि
5. स्क्रू जॅकचे मुख्य शरीर (Body).

भार  $W$  साठी स्क्रू जॅकची रचना (डिझाइन) करण्यासाठी खालील प्रक्रिया अवलंबली जाते:

1. सर्वप्रथम, स्क्रूवर फक्त संपीडक ताण (Pure Compression) लागू होतो असे मानून कोर डायमीटर ( $dc$ ) काढला जातो, म्हणजेच,

$$W = \sigma_c \times A_c$$

$$W = \sigma_c \times \frac{\pi}{4} \times dc^2$$

स्केअर थ्रेड स्क्रूचे मानक प्रमाण (Standard Proportions) Table 4.1 मधून निश्चित केले जातात.

2. स्क्रू फिरवण्यासाठी आवश्यक टॉर्क ( $T_1$ ) काढा आणि या टॉर्कमुळे निर्माण होणारा शेअर ताण ( $\tau$ ) शोधा. आपल्याला माहित आहे की, भार उचलण्यासाठी आवश्यक टॉर्क (Torque required to lift the load)

$$T_1 = P \times \frac{d}{2} = W \tan(\alpha + \phi) \frac{d}{2}$$

इथे,

$P$  = स्क्रूच्या परिघावर लागणारा प्रयत्न आणि,

$d$  = स्क्रूचा मीन डायमीटर.

$\therefore$  टॉर्क  $T_1$  मुळे निर्माण होणारा शेअर ताण (Shear stress due to torque  $T_1$ ),

$$\tau = \frac{16 T_1}{\pi \times dc^3}$$

तसेच अक्षीय भारामुळे निर्माण होणारा सरळ संपीडक ताण (Direct Compressive Stress,  $\sigma_c$ )

शोधा, म्हणजेच,

$$\sigma_c = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times dc^2}$$

3. पुढीलप्रमाणे प्रधान ताण (Principal Stresses) काढा:

कमाल प्रधान ताण (ताणात्मक किंवा संपीडक) (Maximum Principal Stress – Tensile or Compressive):

$$\sigma_{c \max} = \frac{1}{2} \sigma_c + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau^2}$$

आणि कमाल शेअर ताण (Maximum Shear Stress)

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau^2}$$

हे सर्व ताण परवानगीयोग्य ताणांपेक्षा (Permissible Stresses) कमी असणे आवश्यक आहे.

4. नटवरील बियरिंग प्रेशर विचारात घेऊन नटची उंची ( $h$ ) काढा.

आपल्याला माहित आहे की, नटवरील बियरिंग प्रेशर,

$$P_b = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times (d_o^2 - d_c^2) n}$$

इथे,  $n$  = स्कूड स्पिंडलशी संपर्कात असलेल्या थ्रेडची संख्या.

∴ नटची उंची,  $h = n \times p$

इथे,  $p$  = थ्रेडचा पिच.

5. स्कू व नटमधील ताण पुढीलप्रमाणे तपासा:

स्कूमधील शेअर ताण (Shear Stress in Screw)

$$\tau_{\text{screw}} = \frac{W}{\pi \times d_c \times n \times t}$$

नटमधील शेअर ताण (Shear Stress in Nut):

$$\tau_{\text{nut}} = \frac{W}{\pi \times d_o \times n \times t}$$

इथे,  $t$  = स्कूची जाडी =  $p/2$

**Table 4.1 स्केअर थ्रेडसाठी मूलभूत परिमाणे (Basic Dimensions for Square Threads) – मिमीमध्ये (mm):**

Nominal diameter (d1)	Major diameter Bolt (d)	Major diameter Nut (D)	Minor diameter (dc)	Pitch (p)	Depth Bolt (h)	Depth Nut (H)	Area of core (Ac) mm <sup>2</sup>
22	22	22.5	17	5	2.5	2.75	227
24	24	24.5	19	5	2.5	2.75	284
26	26	26.5	21	5	2.5	2.75	346
28	28	28.5	23	5	2.5	2.75	415
30	30	30.5	24	6	3	3.25	452
32	32	32.5	26	6	3	3.25	531
(34)	34	34.5	28	6	3	3.25	616
36	36	36.5	30	6	3	3.25	707
(38)	38	38.5	31	7	3.5	3.75	755
40	40	40.5	33	7	3.5	3.75	855
(42)	42	42.5	35	7	3.5	3.75	962
44	44	44.5	37	7	3.5	3.75	1075
(46)	46	46.5	38	8	4	4.25	1134
48	48	48.5	40	8	4	4.25	1257
50	50	50.5	42	8	4	4.25	1385
52	52	52.5	44	8	4	4.25	1521
55	55	55.5	46	9	4.5	5.25	1662
(58)	58	58.5	49	9	4.5	5.25	1886
(60)	60	60.5	51	9	4.5	5.25	2043
(62)	62	62.5	53	9	4.5	5.25	2206
65	65	65.5	55	10	5	5.25	2376
(68)	68	68.5	58	10	5	5.25	2642
70	70	70.5	60	10	5	5.25	2827
(72)	72	72.5	62	10	5	5.25	3019
75	75	75.5	65	10	5	5.25	3318
(78)	78	78.5	68	10	5	5.25	3632
80	80	80.5	70	10	5	5.25	3848
(82)	82	82.5	72	10	5	5.25	4072
85	85	85.5	73	12	6	6.25	41.85

Nominal diameter (d1)	Major diameter Bolt (d)	Major diameter Nut (D)	Minor diameter (dc)	Pitch (p)	Depth Bolt (h)	Depth Nut (H)	Area of core (Ac) mm <sup>2</sup>
(88)	88	88.5	76	12	6	6.25	4536
90	90	85.5	78	12	6	6.25	4778
(92)	92	92.5	80	12	6	6.25	5027
95	95	95.5	83	12	6	6.25	5411
(98)	98	98.5	86	12	6	6.25	5809
100	100	100.5	88	12	6	6.25	6082
(105)	105	105.5	93	12	6	6.25	6793
110	110	110.5	98	12	6	6.25	7543
(115)	115	116	101	14	7	7.5	8012
120	120	121	106	14	7	7.5	882
(125)	125	126	111	14	7	7.5	9677
130	130	131	116	14	7	7.5	10568
(135)	135	136	121	14	7	7.5	11499
140	140	141	126	14	7	7.5	12469
(145)	145	146	131	14	7	7.5	13478
150	150	151	134	16	8	8.5	14103
(155)	155	156	139	16	8	8.5	15175
160	160	161	144	16	8	8.5	16286
(165)	165	166	149	16	8	8.5	17437
170	170	171	154	16	8	8.5	18627
(175)	175	176	159	16	8	8.5	19856

**Example 4.5.** A screw jack is to lift a load of 80 kN through a height of 400 mm. The elastic strength of screw material in tension and compression is 200 MPa and in shear 120 MPa. The material for nut is phosphor-bronze for which the elastic limit may be taken as 100 MPa in tension, 90 MPa in compression and 80 MPa in shear. The bearing pressure between the nut and the screw is not to exceed 18 N/mm<sup>2</sup>. Design the screw jack. The design should include the design of 1. screw, 2. nut.

**Solution. Given :**  $W = 80 \text{ kN} = 80 \times 10^3 \text{ N}$ ;  $H_1 = 400 \text{ mm} = 0.4 \text{ m}$ ;  $\sigma_{et} = \sigma_{ec} = 200 \text{ MPa} = 200 \text{ N/mm}^2$ ;  $\tau_e = 120 \text{ MPa} = 120 \text{ N/mm}^2$ ;  $\sigma_{et}(\text{nut}) = 100 \text{ MPa} = 100 \text{ N/mm}^2$ ;  $\sigma_{ec}(\text{nut}) = 90 \text{ MPa} = 90 \text{ N/mm}^2$ ;  $\tau_e(\text{nut}) = 80 \text{ MPa} = 80 \text{ N/mm}^2$ ;  $P_b = 18 \text{ N/mm}^2$

Let us assume, Taking factor of safety, F.S. = 2.

**For screw,**

$$\sigma_c = \frac{200}{2} = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{120}{2} = 60 \text{ N/mm}^2$$

**For nut,**

$$\sigma_t = \frac{100}{2} = 50 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ck} = \frac{90}{2} = 45 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{80}{2} = 40 \text{ N/mm}^2$$

### 1. Design of screw for spindle

Let  $d_c$  = Core diameter of the screw.

Since the screw is under compression, therefore load (W)

$$W = \sigma_c \times \frac{\pi}{4} \times d_c^2$$

$$80 \times 10^3 = 100 \times \frac{\pi}{4} \times d_c^2$$

$$d_c = 31.91 \text{ mm say } 32 \text{ mm}$$

For square threads of normal series, the following dimensions of the screw are selected from Table 4.1

\*Core diameter,  $d_c = 38 \text{ mm}$ .

Nominal or outside diameter of spindle,

$d_o = 46 \text{ mm}$ .

Pitch of threads,  $p = 8 \text{ mm}$ .

(\* From Table 4.1, we see that next higher value of 32 mm for the core diameter is 33 mm. By taking  $d_c = 33 \text{ mm}$ , gives higher principal stresses than the permissible values. So core diameter is chosen as 38 mm.)

Now let us check for principal stresses:

We know that the mean diameter of screw,

$$d = \frac{d_o + d_c}{2} = \frac{46 + 38}{2} = 42 \text{ mm}$$

$$\text{and } \tan \alpha = \frac{P}{\pi d} = \frac{8}{\pi \times 42} = 0.0606$$

Assuming coefficient of friction between screw and nut,

$$\mu = \tan \phi = 0.14$$

$\therefore$  Torque required to rotate the screw in the nut,

$$T_1 = P \times \frac{d}{2} = W \tan (\alpha + \phi) \frac{d}{2} = W \left[ \frac{\tan \alpha + \tan \phi}{1 - \tan \alpha \tan \phi} \right] \frac{d}{2}$$

$$= 80 \times 10^3 \left[ \frac{0.0606 + 0.14}{1 - 0.0606 \times 0.14} \right] \frac{42}{2} = 340 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

Now compressive stress due to axial load,

$$\sigma_c = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2} = \frac{80 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 38^2} = 70.53 \text{ N/mm}^2$$

and shear stress due to the torque,

$$\tau = \frac{16 T_1}{\pi \times d_c^3} = \frac{16 \times 340 \times 10^3}{\pi \times (38)^3} = 31.55 \text{ N/mm}^2$$

$\therefore$  Maximum principal stress (tensile or compressive),

$$\sigma_{c \max} = \frac{1}{2} \sigma_c + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau^2}$$

$$\sigma_{c \max} = \frac{1}{2} \times [70.83 + \frac{1}{2} \sqrt{(70.83)^2 + 4 (31.55)^2}] = 82.58 \text{ N/mm}^2$$

and We know that maximum shear stress,

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(70.83)^2 + 4 (31.55)^2} = 47.315 \text{ N/mm}^2$$

Since these maximum stresses are within limits, therefore design of screw for spindle is safe.

## 2. Design for nut

Let  $n$  = Number of threads in contact with the screwed spindle,

$h$  = Height of nut =  $n \times p$ , and

$t$  = Thickness of screw =  $p/2 = 8/2 = 4$  mm

Assume that the load is distributed uniformly over the cross-sectional area of nut.

We know that the bearing pressure ( $P_b$ )

$$P_b = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times (d_o^2 - d_c^2) n}$$

$$18 = \frac{80 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times [(46)^2 - (38)^2] n} = \frac{151.6}{n} = 8.4 \text{ say } 10 \text{ threads}$$

$\therefore n = 151.6/18 = 8.4$  say 10 threads and height of nut,  $h = n \times p = 10 \times 8 = 80$  mm.

5. Check the stresses in the screw and nut as follows:

Shear stress for screw,

$$\tau_{\text{screw}} = \frac{W}{\pi \times d_c \times n \times t} = \frac{80 \times 10^3}{\pi \times 38 \times 10 \times 4} = 16.15 \text{ N/mm}^2$$

Shear stress for nut,

$$\tau_{\text{nut}} = \frac{W}{\pi \times d_o \times n \times t} = \frac{80 \times 10^3}{\pi \times 46 \times 10 \times 4}$$

Where  $t$  = Thickness of screw =  $p/2$

#### 4.5 थेट व अयकस्मिक (Direct and Eccentric) भाराखाली असणाऱ्या बोल्टेड जॉइंटची डिझाईन (Design of Bolted Joints):

अयकस्मिक (Eccentric) भाराखाली असलेल्या बोल्टेड जॉइंटच्या दोन परिस्थिती विचारात घ्या, जेव्हा अयकस्मिक भार लागू होत असेल:

1. बोल्टच्या अक्षास समांतर (Parallel to Axis of Bolts)
2. बोल्टच्या अक्षास लंब (Perpendicular to Axis of Bolts)

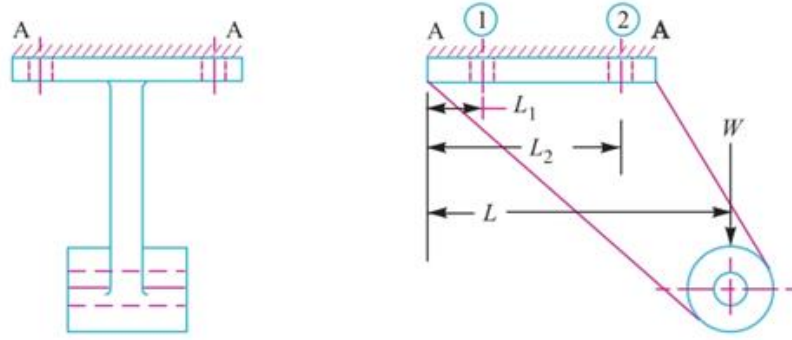
##### 4.5.1 बोल्टेड जॉइंट जेव्हा अयकस्मिक भार बोल्टच्या अक्षास समांतर लागू होतो (Bolted Joints Subjected to Eccentric Load Acting Parallel to Axis of Bolts):

Fig. 4.6 प्रमाणे, भिंतीला चार बोल्टद्वारे जोडलेल्या आयताकृती बेस असलेल्या ब्रॅकेटचा विचार करा.

थोडक्यात विचार केल्यास लक्षात येते की, प्रत्येक बोल्टवर सरळ ताण (Direct Tensile Load) लागू होतो, जो असे दिला जातो

$$W_t1 = W/n$$

इथे,  $n$  = बोल्ट्सची संख्या



**Fig 4.6 अकस्मिक भार जो बोल्टच्या अक्षास समांतर लागू होतो (Eccentric Load Acting Parallel to the Axis of Bolts)**

आणखी, भार  $W$  ब्रॅकेटला  $A-A$  कडेसंबंधी फिरण्याचा प्रवृत्ती दर्शवतो. यामुळे, प्रत्येक बोल्ट फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी त्याच्या अंतरावर अवलंबून ताणला जातो. कारण ताण (Stress) लांबीवाढीवर (Elongation) अवलंबून असतो, त्यामुळे प्रत्येक बोल्टवर लागू होणारा भार फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी अंतरावर अवलंबून वेगळा असतो.

सुविधेसाठी, सर्व बोल्ट समान आकाराचे घेतले आहेत. जर फ्लॅज जड असेल, तर त्यास सखोल (Rigid) शरीर मानता येईल.

समजा,  $w$  = ब्रॅकेटच्या फिरण्यामुळे एका बोल्टवर प्रति युनिट अंतर लागू होणारा भार,

आणि  $W_1$  व  $W_2$  = फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी  $L_1$  व  $L_2$  अंतरावर प्रत्येक बोल्टवरील भार.

$\therefore L_1$  अंतरावर असलेल्या बोल्टवरील भार (Load on Each Bolt at Distance  $L_1$ )

$$W_1 = w \cdot L_1$$

आणि फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी या भाराचा **Moment**:

$$= w_1 \cdot L_1 \times L_1 = w (L_1)^2$$

तसेच,  $L_2$  अंतरावर असलेल्या बोल्टवरील भार

$$W_2 = w \cdot L_2$$

आणि फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी या भाराचा moment

$$= w \cdot L_2 \times L_2 = w (L_2)^2$$

$\therefore$  बोल्ट्सवरच्या भाराचा फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी एकूण moment

$$= 2w (L_1)^2 + 2w (L_2)^2 \dots\dots\dots (i)$$

$\dots\dots\dots (L_1$  आणि  $L_2$  अंतरावर प्रत्येकी दोन-दोन बोल्ट आहेत)

तसेच, फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी भार  $w$  मुळे निर्माण होणारा moment

$$= W \cdot L$$

$\dots\dots\dots(ii)$

समीकरणे i) आणि ii) मधून, आपल्याला मिळते,

$$W \cdot L = 2w (L_1)^2 + 2w (L_2)^2$$

$$w = \frac{WL}{2[(L_1)^2 + (L_2)^2]} \dots\dots\dots (iii)$$

नोंद घ्या की, सर्वात जास्त भार वाहणारे बोल्ट हे ते आहेत जे फेरदुरुस्तीच्या कडेसंबंधी सर्वात जास्त अंतरावर असतात. वरील उदाहरणात,  $L_2$  अंतरावरचे बोल्ट सर्वाधिक भार वाहत आहेत,

$\therefore L_2$  अंतरावर प्रत्येक बोल्टवरील ताण भार

$$W_{t2} = W_2 = w \cdot L_2$$

समीकरण iii) मधून,

$$W_{t2} = W_2 = \frac{WL}{2[(L_1)^2 + (L_2)^2]} \cdot L_2$$

आणि सर्वात जास्त भार वाहणाऱ्या बोल्टवरील एकूण ताण भार

$$W_t = W_{t1} + W_{t2} \dots \dots \dots (iv)$$

जर  $d_c$  = बोल्टचा कोर डायमीटर (Core Diameter of the Bolt) आणि  $\sigma_t$  = बोल्ट साहित्यासाठी ताण ताणमान (Tensile Stress for the Bolt Material) असेल, तर एकूण ताण भार (Total Tensile Load) असे दिले जाते:

$$\sigma_t = \frac{W_t}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2} \dots \dots \dots (v)$$

समीकरणे (iv) आणि (v) मधून,  $d_c$  चे मूल्य (Core Diameter,  $d_c$ ) काढता येते.

#### 4.5.2 Bolted joints subjected to eccentric load acting perpendicular to axis of bolts

भिंतीवरील ब्रॅकेटवर ताण करणारा भार  $W$ , बोल्टच्या अक्षाच्या समांतर नसलेल्या ब्रॅकेटवर लागू होतो (Fig. 4.7 मध्ये दर्शविल्याप्रमाणे).

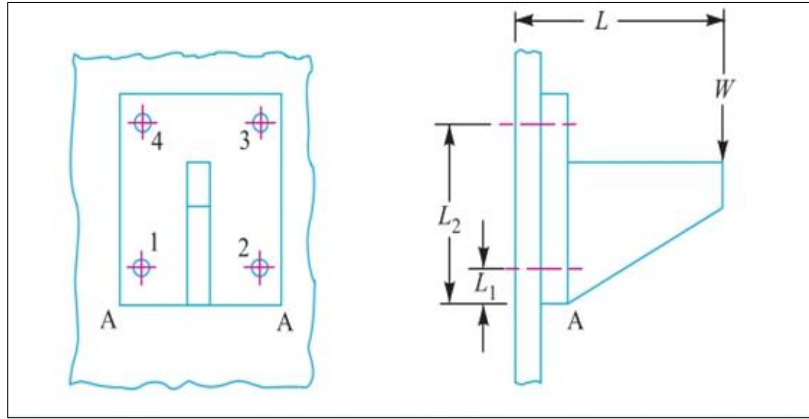


Fig 4.7 बोल्टच्या अक्षाच्या समांतर नसलेल्या बाजूने लागू होणारा विसंगत (Eccentric) भार (Eccentric load perpendicular to the axis of bolts.)

या प्रकरणात, बोल्टवर थेट कापणारा (Direct Shear) भार लागू होतो, जो सर्व बोल्टमध्ये समान प्रमाणात वाटला जातो. म्हणून, प्रत्येक बोल्टवर लागू होणारा थेट कापणारा भार,

$$W_s = W/n, \text{ इथे, } n \text{ म्हणजे बोल्टची संख्या.}$$

थोडक्यात विचार केल्यास, विसंगत भार  $W$  ब्रॅकेटला A-A कडेसंबंधी तासाच्या दिशेने वळवण्याचा प्रयत्न करतो. जसे पूर्वी चर्चा केली होती, बोल्टवर वळण क्षण (Turning Moment) मुळे ताण (Tensile Stress) निर्माण होतो. जास्त भार घेतलेल्या बोल्टवर कमाल ताण (Maximum Tensile Load)  $W_t$  पूर्वीच्या पद्धतीप्रमाणे मिळवता येतो. या प्रकरणात, बोल्ट 3 आणि 4 जास्त भार घेतलेले आहेत.

∴ बोल्ट 3 किंवा 4 वर कमाल ताण,

$$W_t = w \cdot L_2 = \frac{WL}{2[(L_1)^2 + (L_2)^2]} \cdot L_2$$

जेव्हा बोल्टवर कापणी (Shear) तसेच ताण (Tensile) दोन्ही प्रकारचे भार लागू होतात, तेव्हा समतुल्य (Equivalent) भार पुढील सूत्रांद्वारे निर्धारित करता येतात

$$W_{te} = \text{समतुल्य ताण भार} = \frac{1}{2} \left[ W_t + \sqrt{W_t^2 + 4W_s^2} \right]$$

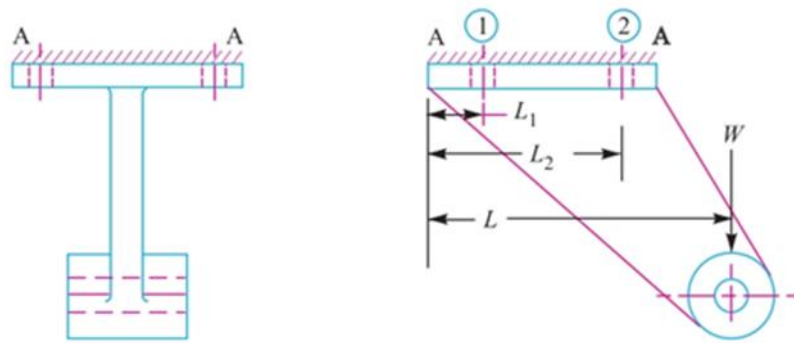
and

$$W_{se} = \text{समतुल्य कापणी भार} = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{W_t^2 + 4W_s^2} \right]$$

समतुल्य भाराची किंमत माहित असल्यास, दिलेल्या परवानगीत ताण (Allowable Stress) लक्षात घेऊन बोल्टचा आकार (Size of Bolt) निश्चित केला जाऊ शकतो.

$$\sigma_t = \frac{W_{te}}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2} \quad \text{and} \quad \tau = \frac{W_{se}}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2}$$

**Example 4.6.** A bracket carrying a vertical load of 25 kN as shown in figure. The load is taken up by 4 bolts for a fixing a bracket. The distances are  $L = 200$  mm,  $L_1 = 40$  mm and  $L_2 = 160$  mm, Determine the size of bolt for permissible tensile stress of  $80 \text{ N/mm}^2$ .



**Fig: 4.8**

**Solution. Given:**  $W = 25 \text{ kN} = 25 \times 10^3 \text{ N}$  ;  $L = 200 \text{ mm}$  ;  $L_1 = 40 \text{ mm}$  ;  $L_2 = 160 \text{ mm}$  ;  $\sigma_t = 80 \text{ N/mm}^2$  ;  $n = 4$

Consider a bracket having a rectangular base bolted to a wall by means of four bolts as shown in Fig.4.8. A little consideration will show that each bolt is subjected to a direct tensile load of

$$W_{t1} = W/n$$

$$W_{t1} = \frac{25}{4} = 6.25 \text{ kN}$$

$\therefore$  tensile load on each bolt at distance  $L_2$ ,

$$W_{t2} = W_2 = \frac{WL}{2[(L_1)^2 + (L_2)^2]} \cdot L_2$$

$$W_{t2} = W_2 = \frac{25 \times 200 \times 160}{2[(40)^2 + (160)^2]} = 14.7058 \text{ kN}$$

the total tensile load on the most heavily loaded bolt,

$$W_t = W_{t1} + W_{t2}$$

$$W_t = 6.25 + 14.7058 = 20.9558 \text{ kN} = 20955.88 \text{ N}$$

Size of the bolt

Let

$d_c$  = Core diameter of the bolt.

We know that,

$$\sigma_t = \frac{W_t}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2}$$

$$80 = \frac{20955.88}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2}$$

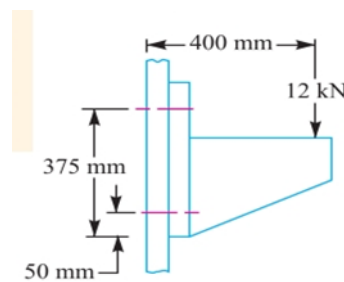
$$d_c = 18.26 \text{ mm}$$

$$d_o = \frac{d_c}{0.84} = \frac{18.26}{0.84} = 21.73 \text{ mm} = 22 \text{ say}$$

$$\text{take } d_o = 22 \text{ then } d_c = d_o \times 0.84 = 22 \times 0.84 = 18.48 \text{ mm.}$$

$\therefore$  we will use bolts of size M22 having core diameter 18.48 mm.

**Example 4.7.** For supporting the travelling crane in a workshop, the brackets are fixed on steel columns as shown in Fig. 4.9. The maximum load that comes on the bracket is 12 kN acting vertically at a distance of 400 mm from the face of the column. The vertical face of the bracket is secured to a column by four bolts, in two rows (two in each row) at a distance of 50 mm from the lower edge of the bracket. Determine the size of the bolts if the permissible value of the tensile stress for the bolt material is 84 MPa.



**Fig: 4.9**

**Solution.** Given:  $W = 12 \text{ kN} = 12 \times 10^3 \text{ N}$  ;  $L = 400 \text{ mm}$  ;  $L_1 = 50 \text{ mm}$  ;  $L_2 = 375 \text{ mm}$  ;  $\sigma_t = 84 \text{ MPa} = 84 \text{ N/mm}^2$  ;  $n = 4$

We know that direct shear load on each bolt

$$W_s = W/n, \text{ where } n \text{ is number of bolts.}$$

$$W_s = \frac{12}{4} = 3 \text{ kN}$$

Since the load  $W$  will try to tilt the bracket in the clockwise direction about the lower edge, therefore the bolts will be subjected to tensile load due to turning moment. The maximum loaded bolts are 3 and 4 (See Fig. 4.9), because they lie at the greatest distance from the tilting edge A–A (i.e. lower edge).

We know that maximum tensile load carried by bolts 3 and 4,

$$W_t = w.L_2 = \frac{WL}{2[(L_1)^2 + (L_2)^2]} .L_2$$

$$W_t = \frac{12 \times 400 \times 375}{2[(50)^2 + (375)^2]} = 6.29 \text{ kN}$$

Since the bolts are subjected to shear load as well as tensile load, therefore equivalent tensile load,

$$W_{te} = \text{Equivalent tensile load} = \frac{1}{2} \left[ W_t + \sqrt{W_t^2 + 4W_s^2} \right]$$

$$W_{te} = \frac{1}{2} [6.29 + \sqrt{(6.29)^2 + 4(3)^2}]$$

$$W_{te} = 7.49 \text{ kN} = 7490 \text{ N}$$

Size of the bolt

Let  $d_c$  = Core diameter of the bolt.

We know that the equivalent tensile load ( $W_{te}$ ),

$$\sigma_t = \frac{W_{te}}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2}$$

$$84 = \frac{7490}{\frac{\pi}{4} \times d_c^2}$$

$$d_c = 10.65 \text{ mm}$$

$$d_o = \frac{d_c}{0.84} = \frac{10.65}{0.84} = 12.67 \text{ mm} = 14 \text{ say}$$

take  $d_o = 14$  then  $d_c = d_o \times 0.84 = 14 \times 0.84 = 11.76 \text{ mm}$ .

∴ we will use bolts of size M14 having core diameter 11.76 mm.

#### 4.6 समान ताकदीचे बोल्ट (Bolts of Uniform Strength):

जेव्हा बोल्टवर झटका भार (Shock Loading) लागू होतो, जसे की अंतर्गत दहन इंजिनाच्या सिलिंडर हेडच्या बोल्टवर, बोल्टच्या लवचिकतेचा (Resilience) विचार करणे आवश्यक असते, जेणेकरून थ्रेडमध्ये तुटणे टाळता येईल. सामान्य बोल्टमध्ये (Fig. 4.10 मध्ये दाखविल्याप्रमाणे) अक्षीयदृष्ट्या लागू होणाऱ्या झटकादार भारांचा परिणाम बोल्टच्या सर्वात कमकुवत भागावर केंद्रित होतो, म्हणजे थ्रेडच्या मूळ भागातील छेदनक्षेत्र (Cross-Sectional Area). दुसऱ्या शब्दांत, बोल्टच्या थ्रेड भागातील ताण (Stress) शॉकच्या तुलनेत जास्त असतो. त्यामुळे ऊर्जा मोठ्या प्रमाणात थ्रेड भागात शोषली जाते, ज्यामुळे थ्रेड भागाची लहान लांबी असल्यामुळे तो तुटू शकतो.

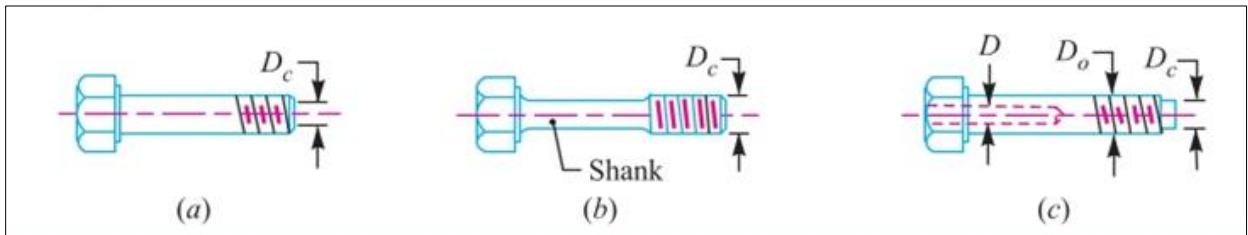


Fig 4.10. समान ताकदीचे बोल्ट (Bolt of uniform strength)

जर बोल्टचा शॉक (Shank) थ्रेडच्या मुख्य व्यासास (Core Diameter)  $D_c$  समान किंवा थोडासा कमी व्यासात फिरवला गेला, जसे Fig. 4.10 मध्ये दाखविल्याप्रमाणे, तर बोल्टचा शॉक जास्त ताण (Stress) सहन करेल. याचा अर्थ असा की शॉक मोठ्या

प्रमाणात ऊर्जा शोषेल, ज्यामुळे थ्रेडजवळील भागातील साहित्यावरचा भार कमी होईल. या पद्धतीने बोल्ट अधिक मजबूत आणि हलका बनतो तसेच झटकादार भार शोषण्याची क्षमता (Shock Absorbing Capacity) वाढते, कारण लवचिकतेचा गुणांक (Modulus of Resilience) वाढतो. यामुळे आपल्याला समान ताकदीचे (Uniform Strength) बोल्ट मिळतात. बोल्टची लवचिकता त्याची लांबी वाढवून देखील वाढवता येऊ शकते. समान ताकदीचे बोल्ट मिळवण्याची दुसरी पद्धत Fig. 4.10 मध्ये दाखविलेली आहे. या पद्धतीत, हेडमधून अक्षीय छिद्र (Axial Hole) थ्रेडपर्यंत खोदले जाते, ज्यामुळे शॉकचे क्षेत्र (Area) थ्रेडच्या मूळ क्षेत्रास (Root Area) समान होते.

समजा,

$D$  = छिद्राचा व्यास (Diameter of the hole).

$D_o$  = थ्रेडचा बाह्य व्यास (Outer diameter of the thread), and

$D_c$  = थ्रेडचा मूळ किंवा कोर व्यास (Root or core diameter of the thread)

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} \times (D_o^2 - D_c^2)$$

आणि

$$\therefore D^2 = (D_o^2 - D_c^2)$$

$$\therefore D = \sqrt{(D_o^2 - D_c^2)}$$

**Example 4.8.** Determine the diameter of hole, that must be drilled in M60 bolt, such that, the bolt becomes of uniform strength.

Solution. Given:  $d_o = 60$  mm

We know that,  $d_c = 0.84 \times d_o = 0.84 \times 60 = 50.4$  mm

For uniform strength of bolt, the diameter of hole,

$$\therefore D = \sqrt{(D_o^2 - D_c^2)}$$

$$\therefore D = \sqrt{(60)^2 - (50.4)^2} = 32.55 \text{ mm} = 34 \text{ mm say}$$

### Exercise:

#### TLO 4.1 Explain the types of threads used in power transmission and fastening.

1. Enlist and explain the various types of power threads with their merits and demerits.
2. Give the difference between Square thread and Acme thread.

#### TLO 4.2 Select appropriate thread profile to be used for given application.

1. Draw the thread profiles- i) Square Thread ii) Acme Thread iii) Trapezoidal Thread iv) Buttress thread.

2. Give the merit and demerits of Square Thread and Acme Thread.

**TLO 4.3 Determine the torque and efficiency induced in power screw.**

1. Explain the term self-locking screw and overhauling of screw.
2. Show that efficiency of self-locking screw is less than 50%.
3. The lead screw of a lathe has Acme threads of 50 mm outside diameter and 8 mm pitch. The screw must exert an axial pressure of 2500 N in order to drive the tool carriage. The thrust is carried on a collar 110 mm outside diameter and 55 mm inside diameter and lead screw rotates at 30 r.p.m. Determine –
  - i) The power required to drive the screw.
  - ii) Efficiency of the lead screw. Assume  $\mu = 0.15$  for screw  $\mu = 0.12$  for collar.
4. The nominal diameter of a triple start threaded square screw is 50 mm, while the pitch is 8 mm. It is used with a collar having an outer diameter of 100 mm and inner diameter as 65 mm. The coefficient of friction at the thread surface as well as at the collar surface can be taken as 0.15. The screw is used to raise a load of 15 kN. Using the uniform wear theory of collar friction, calculate: i) torque required to raise the load. ii) torque required to lower the load and iii) the force required to raise the load, if the applied rod is of 500 mm radius.

**TLO 4.4 Determine the stresses induced in screw and nut.**

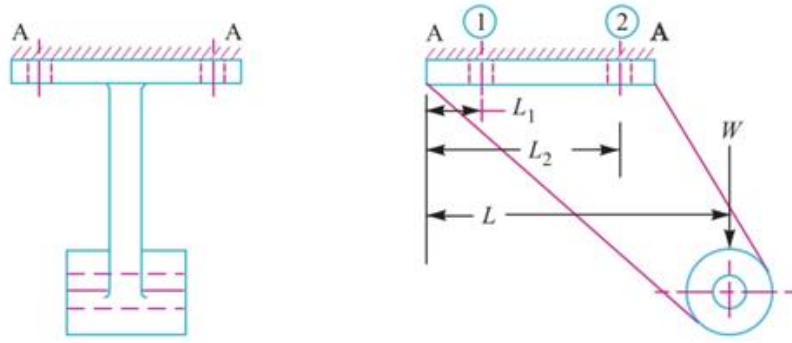
1. State the various types of stresses induced in power screw.

**TLO 4.5 Explain the procedure for design of screw and nut of screw jack for given load.**

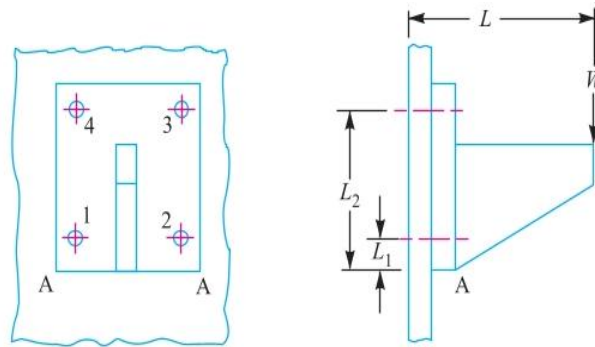
1. Give the design procedure of screw and nut of a screw jack.
2. A screw jack carries a load of 25 KN. If the co-efficient of friction between screw and nut is 0.15. Design the screw and nut. Neglect collar friction and column action. Take  $\sigma_c = 42 \text{ N/mm}^2$  and  $\tau = 30 \text{ N/mm}^2$  for screw and nut and take  $\tau_{\text{nut}} = 20 \text{ N/mm}^2$ . The permissible bearing pressure on the nut is  $14 \text{ N/mm}^2$ . (Use single start thread).

**TLO 4.6 Determine the dimensions of screw and nut used for power transmission and fastening.**

1. Explain the method of determining of the size of the bolt, when bracket carries an eccentric load perpendicular to the axis of bolt.
2. Explain the method of determining of the size of the bolt, when bracket carries an eccentric load parallel to the axis of bolt.
3. A bracket, as shown in Figure, supports a load of 30 kN. Determine the size of bolts, if the maximum allowable tensile stress in the bolt material is 60 MPa. The distances are :  $L_1 = 80 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 250 \text{ mm}$ , and  $L = 500 \text{ mm}$ .



4. A wall bracket is attached to the wall by means of four identical bolts, as shown in Figure. Assuming that the bracket is held against the wall and prevented from tipping about point A by all four bolts and using allowable tensile stress in the bolts as  $35 \text{ N/mm}^2$ , determine the size of the bolts on the basis of maximum principal stress theory. Take  $L = 500 \text{ mm}$ ,  $L_1 = 50 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 550 \text{ mm}$  and  $W = 25 \text{ kN}$ .



**TLO 4.7 Explain bolt of uniform strength.**

1. Explain with neat sketch "Bolts of Uniform Strength".
2. Determine the diameter of hole, that must be drilled in M36 bolt, such that, the bolt becomes of uniform strength.

## युनिट 5 स्प्रिंगचे डिझाईन (Design of Springs)

### विषय निष्पत्ती (Course Outcome):

**CO5-** दिलेल्या भार परिस्थितीसाठी स्प्रिंगची डिझाईन करणे. (Design springs for given load conditions.)

### घटक निष्पत्ती (Theory Learning Outcomes):

**TLO 5.1:** विविध प्रकारच्या स्प्रिंग्सचे त्यांच्या वापरांसह स्पष्टीकरण करणे. (Explain various spring used with their applications.)

**TLO 5.2:** हेलिकल स्प्रिंगमध्ये निर्माण होणारे ताण निश्चित करणे. (Determine the stresses induced in helical spring.)

**TLO 5.3:** श्रेणीगत आणि समांतर जोडणीतील स्प्रिंगसाठी विक्रम (deflection) आणि स्टीफनेस (stiffness) निश्चित करणे. (Determine the deflection and equivalent spring stiffness for springs in series and parallel.)

**TLO 5.4:** दिलेल्या अनुप्रयोगासाठी हेलिकल कॉम्प्रेशन स्प्रिंगचे डिझाईन करण्याची प्रक्रिया समजावून सांगणे. (Explain the procedure for design of helical compression spring for the given application.)

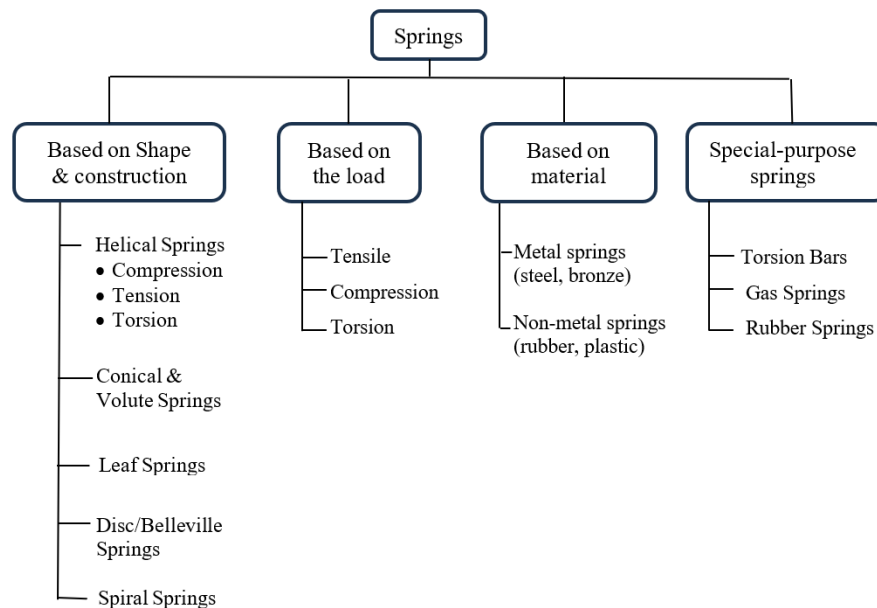
**TLO 5.5:** दिलेल्या भार परिस्थितीसाठी स्प्रिंगचे परिमाण निश्चित करणे. (Determine the dimensions of spring for given load condition.)

### 5.1 स्प्रिंग्स

स्प्रिंग हे यांत्रिक उपकरणे आहेत जे ऊर्जा साठवण्यासाठी आणि सोडण्यासाठी, धक्का शोषण्यासाठी तसेच संपर्कित असलेल्या पृष्ठभागांमध्ये बल कायम ठेवण्यासाठी वापरले जातात. हे साधारणपणे उच्च-शक्तीच्या स्प्रिंग स्टीलसारख्या लवचीक पदार्थांपासून तयार केलेले असतात, ज्यामुळे भार लागू केल्यावर ते विकृत होतात आणि भार काढून टाकल्यावर पुन्हा मूळ आकारात परत येतात. मशीनरी, वाहने आणि औद्योगिक उपकरणांमध्ये स्प्रिंग्स महत्त्वाची भूमिका बजावतात. ते कुशनिंग, व्हायब्रेशन नियंत्रण, ऊर्जा शोषण आणि गती नियंत्रण यांसाठी उपयुक्त ठरतात.

सोप्या शब्दांत, स्प्रिंग म्हणजे एक लवचीक शरीर आहे जे बल लागू केल्यावर दाबले जाते, ताणले जाते किंवा वाकवले जाते आणि बल काढल्यानंतर पुन्हा आपल्या मूळ आकारात येते. स्प्रिंग्सचे वर्तन हुक्सच्या नियमाचे अनुसरण करते, ज्यात सांगितले आहे की स्प्रिंगचे विकृतीकरण (ताण किंवा दाब) हे लावलेल्या भाराच्या प्रमाणात असते, जोपर्यंत स्प्रिंग आपल्याच्या लवचीक मर्यादित असतो.

#### 5.1.1 स्प्रिंगचे वर्गीकरण (Classification of Springs)



### 5.1.2 स्प्रिंगचे उपयोग

#### 1. ऑटोमोबाईल अभियांत्रिकी

- ट्रक, बस आणि कार यांच्या सस्पेंशन प्रणालीमध्ये लीफ स्प्रिंग्स.
- शॉक अब्झॉर्बरमध्ये हेलिकल कॉम्प्रेशन स्प्रिंग्स.
- आय.सी. इंजिनमध्ये व्हॉल्व्ह उघडल्यानंतर परत बंद करण्यासाठी व्हॉल्व्ह स्प्रिंग्स.
- क्लच आणि ब्रेकमध्ये योग्य एंगेजमेंट/डिसएंगेजमेंटसाठी वापरल्या जाणाऱ्या स्प्रिंग्स.
- वाहनांच्या सस्पेंशन सिस्टममध्ये टॉर्शन बार्स.

#### 2. रेल्वे

- कपलिंगदरम्यान धक्के शोषण्यासाठी बफर स्प्रिंग्स.
- बाँगीमध्ये स्मूथ रनिंगसाठी सस्पेंशन स्प्रिंग्स.

#### 3. एरोस्पेस आणि डिफेन्स

- विमानांच्या लँडिंग गिअरमध्ये जोरदार धक्के शोषण्यासाठी
- बंदुका व फायअरआर्म्समध्ये ट्रिगरिंग आणि रीकॉइल शोषणासाठी

#### 4. औद्योगिक यंत्रसामग्री

- क्लचेस, ब्रेक्स आणि हेवी प्रेसमध्ये डिस्क/बेलविल स्प्रिंग्स.
- व्हायब्रेशन आयसोलेटर्स आणि कपलिंग्समध्ये स्प्रिंग्स.
- गिअर असेंब्लीमध्ये सतत दाब ठेवण्यासाठी स्प्रिंग्सचा वापर.

#### 5. मोजमापं आणि नियंत्रण करणारी उपकरणे

- घड्याळे, वॉचेस आणि मोजपट्ट्यांमध्ये स्पायरल स्प्रिंग्स.
- स्प्रिंग बॅलन्स व वजनकाट्यांमध्ये
- बॉर्डन ट्यूब प्रेशर गेजमध्ये दाब मोजण्यासाठी स्प्रिंग्सचा वापर.

#### 6. घरगुती आणि दैनंदिन वापर

- बॉलपॉईंट पेन (कॉम्प्रेशन स्प्रिंग).
- डोअर क्लोजर्स आणि लॅचेस (एक्स्टेन्शन स्प्रिंग्स).
- क्लॉथ क्लिप्स आणि लॉक्स (टॉर्शन स्प्रिंग्स).
- फर्निचर (मॅट्रेस, सोफा सेट).
- खेळणी (वाइंड-अप टॉयजमध्ये स्पायरल स्प्रिंग्स).

#### 7. वैद्यकीय उपयोग

- शस्त्रक्रिया उपकरणांमध्ये स्प्रिंग्स.
- ऑर्थोपेडिक सपोर्ट आणि कृत्रिम अवयवांमध्ये स्प्रिंग्स.
- इनहेलर्स आणि औषध वितरण उपकरणांमध्ये स्प्रिंग्स.

#### 8. इलेक्ट्रिकल आणि इलेक्ट्रॉनिक्स

- बॅटरी कॉन्टॅक्ट्स आणि स्विच मेकॅनिझममध्ये स्प्रिंग्स.
- रिले आणि सर्किट ब्रेकरमध्ये स्प्रिंग्स.

### 5.1.3 स्प्रिंग संबंधित संज्ञा

1. **फ्री लेन्थ ( $L_f$ ):** स्प्रिंगवर कोणताही भार लागू नसताना त्याची एकूण लेन्थ म्हणजे फ्री लेन्थ.

2. **सॉलिड लेन्थ ( $L_s$ ):** स्प्रिंग पूर्णपणे दाबला गेल्यावर आणि सर्व कॉइल्स एकमेकांना स्पर्श करताना मिळणारी लेन्थ म्हणजे सॉलिड लेन्थ .

$$L_s = N_t \times d$$

येथे,

$N_t$  = कॉइल्सची एकूण संख्या

$d$  = वायरचा व्यास

3. **स्प्रिंग इंडेक्स (C):** सरासरी कॉइलचा व्यास (D) व वायरचा व्यास ( $d$ ) यांचे गुणोत्तर म्हणजे स्प्रिंग इंडेक्स.

$$C = \frac{D}{d}$$

4. **पिच (p):** न दाबलेल्या (uncompressed) स्प्रिंगमध्ये दोन सलग कॉइल्सवरील सारख्या बिंदूंच्या दरम्यानचे अंतर म्हणजे पिच.

$$p = \frac{L_f - L_s}{N_s} + d$$

येथे,

$L_f$  = फ्री लेन्थ

$L_s$  = सॉलिड लेन्थ

$N_s$  = सक्रिय कॉइल्सची संख्या

5. **स्टिफनेस (k) किंवा स्प्रिंग रेट:** स्प्रिंग मध्ये युनिट डिफ्लेक्शन निर्माण करण्यासाठी लागणारा भार म्हणजे स्प्रिंगचा स्टिफनेस.

$$k = \frac{W}{\delta}$$

येथे,

$W$  = लागू केलेला भार

$\delta$  = डिफ्लेक्शन (दबावातील लेन्थ)

#### 5.1.4 स्प्रिंग मटेरियलच्या अपेक्षित गुणधर्म

1. **उच्च इलॉस्टिक लिमिट (High Yield Strength):** अति दबावाखाली देखील स्प्रिंग आपले आकारमान सोडू नये म्हणून जास्त ऊर्जा संचयित करण्याची क्षमता असली पाहिजे

2. **उच्च फटिंग स्ट्रेंथ (High Fatigue Strength):** स्प्रिंगवर वारंवार किंवा बदलत्या भारांचा परिणाम होतो म्हणून चांगली फटिंग स्ट्रेंथ असल्यास स्प्रिंगचे आयुष्य वाढते.

3. **उच्च टफनेस आणि लवचिकता (Toughness and Ductility):** लवचिकतेमुळे स्प्रिंगचे कॉइलिंग व फॉर्मिंग सहज होते. टफनेस असल्यास अचानक धक्क्यामुळे स्प्रिंग तुटत नाही.

4. **उच्च रिझिलियन्स (High Resilience):** ऊर्जा प्रभावीपणे शोषून घेण्याची व परत सोडण्याची क्षमता यामुळे युनिट व्हॉल्यूममध्ये चांगली ऊर्जा क्षमता मिळते.

5. **क्रीप व रिलॅक्सेशन प्रतिकारशक्ती (Creep & Relaxation Resistance):** दीर्घकाळ भाराखाली किंवा उच्च तापमानात देखील आकारमानात फेल्युअर होत नाही. व्हॉल्व स्प्रिंगसाठी विशेषतः हे महत्त्वाचे आहे.

6. **उच्च कठीणपणा व घर्षण प्रतिकार (Hardness & Wear Resistance):** सततच्या संपर्कामुळे पृष्ठभाग खराब होऊ नये तसेच आकार बदलू नये म्हणून घर्षण प्रतिकारशक्ती महत्त्वाची.

7. **गंज प्रतिकारशक्ती (Corrosion Resistance):** बाहेरील किंवा गंजकारक वातावरणात वापरासाठी आवश्यक. यासाठी स्टेनलेस स्टील, फॉस्फर ब्रॉइझ, किंवा विशेष कोटिंग वापरले जाते.

8. **उच्च शिअर मॉड्युलस (High Modulus of Rigidity):** स्प्रिंग ना खूप मऊ ना खूप ठिसूळ असावी.

**9. उत्पादनशीलता व उष्णताप्रक्रिया (Ease of Manufacturing & Heat Treatment):** कोइलिंग, हार्डनिंग, टेम्परिंग करताना भेगा पडू नये. मटेरियल सहज उपलब्ध व आर्थिकदृष्ट्या परवडणारे असावे.

सामग्री	घटक / विशिष्टता	गुणधर्म	उपयोग
म्युझिक वायर (हाय कार्बन स्टील)	C ~0.7-1.0%	खूप जास्त ताण सहनशक्ती, चांगली फटिंग प्रतिकार क्षमता	लहान प्रिसिजन स्प्रिंग्स, मापन उपकरणे
ऑइल-टेम्पर्ड वायर	मध्यम/उच्च कार्बन, तेलात केन्च आणि टेम्पर केलेले	चांगली टफनेस, किफायतशीर, नम्य	ऑटोमोटिव्ह सस्पेंशन, मोठ्या स्प्रिंग्स
क्रोम-व्हॅनेडियम स्टील (50CrV4)	C 0.5-0.6%, Cr 0.8-1.2%, V 0.15%	उच्च फटिंग ताकद, धक्के सहन करण्याची क्षमता	व्हॉल्व्ह स्प्रिंग्स, हेवी-ड्यूटी स्प्रिंग्स
क्रोम-सिलिकॉन स्टील (55CrSi)	C 0.5-0.6%, Cr 1.2-1.6%, Si 1.2-1.6%	उच्च ताकद, उच्च तापमानात चांगली कार्यक्षमता	सस्पेंशन आणि व्हॉल्व्ह स्प्रिंग्स
सिलिकॉन-मँगनीज स्टील (65Si7)	C 0.55-0.65%, Si 1.5-2%, Mn 0.8-1%	चांगली टफनेस, किफायतशीर	लीफ स्प्रिंग्स, रेल्वे स्प्रिंग्स
स्टेनलेस स्टील (302, 304)	Cr 18%, Ni 8%	गंज प्रतिरोधक, चांगले फटिंग आयुष्य	मरीन, रासायनिक उद्योग
स्टेनलेस स्टील (17-7 PH)	Cr 17%, Ni 7%	उच्च ताकद, गंज प्रतिरोधक, उच्च तापमानावर स्थिर	एरोस्पेस, मरीन, केमिकल प्लांट
फॉस्फर ब्राँझ	Cu 90-95%, Sn 5-9%, P 0.4% पर्यंत	चांगला फटिंग प्रतिरोधक, गंज प्रतिरोधक, नॉन-मॅग्नेटिक	इलेक्ट्रिकल कॉन्टॅक्ट्स, मरीन स्प्रिंग्स
बेरिलियम कॉपर	Cu 97-98%, Be 1.5-2%	उच्च ताकद, चांगली विद्युत वहन क्षमता, फटिंग प्रतिरोधक	इलेक्ट्रिकल स्विचेस, मापन उपकरणे
मॉनेल (Ni-Cu मिश्रधातू)	Ni ~67%, Cu ~30%	उत्कृष्ट गंज प्रतिरोधक	मरीन आणि रासायनिक उद्योगातील स्प्रिंग्स
इन्कोनेल (Ni-Cr मिश्रधातू)	Ni ~70%, Cr 15-20%	उच्च तापमान प्रतिरोधक, ऑक्सिडेशन प्रतिरोधक	जेट इंजिन्स, टर्बाइन्स, न्यूक्लियर रिअॅक्टर्स

### 5.2 गोलाकार हेलिकल वायर असलेल्या स्प्रिंगमधील स्ट्रेस (Stresses in Helical Springs of Circular Wire)

एका हेलिकल कॉम्प्रेशन स्प्रिंगचा विचार करा, जो गोलाकार वायरपासून बनलेला आहे आणि आकृती 5.3 मध्ये दाखवल्याप्रमाणे अक्षीय भार  $W$  ला अधीन आहे.

येथे,

$D$  = स्प्रिंग कॉइलचा सरासरी व्यास

$d$  = स्प्रिंग वायरचा व्यास

$n$  = सक्रिय कॉइल्सची संख्या

$G$  = स्प्रिंग सामग्रीचा कणखरता गुणांक (Modulus of Rigidity)

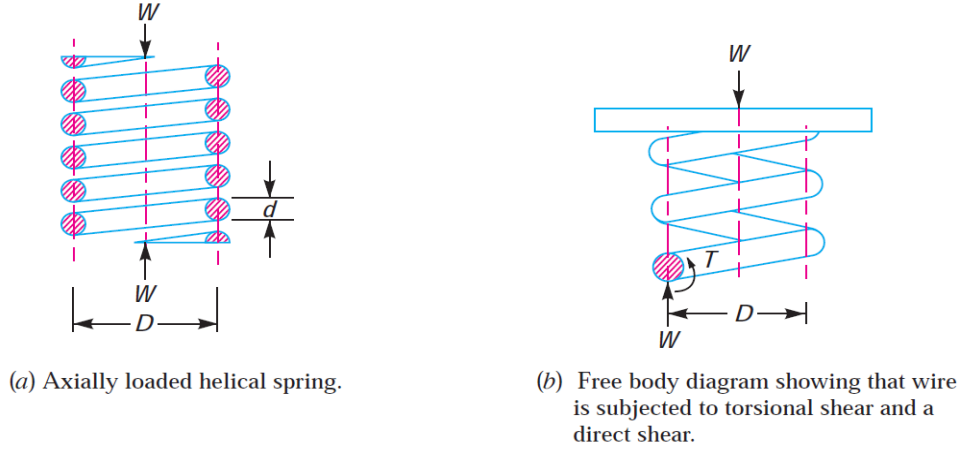
$W$  = स्प्रिंगवर लागू केलेला अक्षीय भार

$\tau$  = वायरमध्ये निर्माण होणारा कमाल स्ट्रेस (Maximum shear stress)

$C$  = स्प्रिंग इंडेक्स =  $D/d$

$p$  = कॉइल्सचा पिच

$\delta$  = अक्षीय भार W मुळे होणारे स्प्रिंगचे विक्षेप (Deflection)



**Figure 5.3: स्प्रिंगमध्ये येणार ताण (Stresses in Spring)**

आता 5.4 (a) या आकृतीमध्ये दाखविलेल्या कॉम्प्रेशन स्प्रिंगच्या एका भागाचा विचार करू.

भार (W) हा वायरमध्ये ट्विस्टिंग मोमेंट (T) निर्माण करतो, ज्यामुळे वायर फिरण्याचा प्रयत्न करते. त्यामुळे वायरमध्ये टॉर्शन शीअर स्ट्रेस तयार होतो.

आकृती 5.4 (b) मध्ये दाखविल्याप्रमाणे, स्प्रिंगचा हा भाग W आणि T या दोन बलांच्या क्रियेखाली समतोल अवस्थेत असतो. आपल्याला माहित आहे की ट्विस्टिंग मोमेंट T:

$$T = W \times \frac{D}{2} = \frac{\pi}{16} \times \tau_1 \times d^3$$

$$\therefore \tau_1 = \frac{8WD}{\pi d^3} \dots (i)$$

वायरमध्ये निर्माण होणाऱ्या टॉर्शनल (torsional) शीअर स्ट्रेसचे Fig 5.4 मध्ये दाखविले आहे.

टॉर्शनल शेअर स्ट्रेस ( $\tau_1$ ) व्यतिरिक्त, वायरवर पुढील स्ट्रेसही कार्य करतात:

भार W मुळे निर्माण होणारा प्रत्यक्ष (direct) शेअर स्ट्रेस, आणि

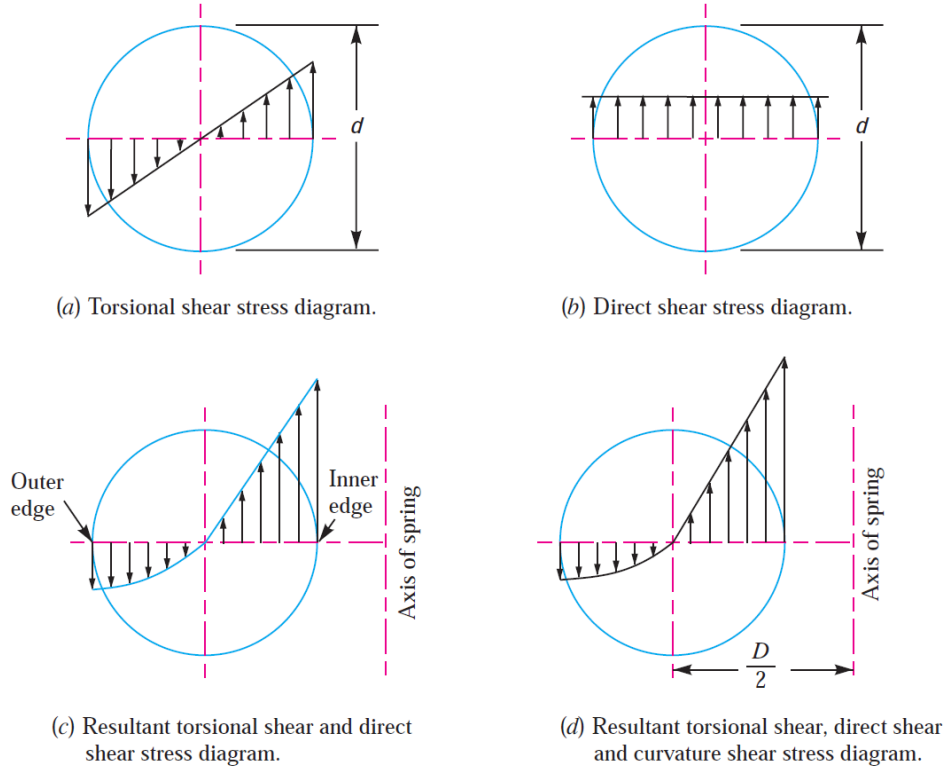
वायरच्या वक्रतेमुळे निर्माण होणारा स्ट्रेस

आपल्याला माहित आहे की भार W मुळे निर्माण होणारा प्रत्यक्ष (direct) शीअर स्ट्रेस असा आहे:

$$\tau_2 = \frac{\text{Load}}{\text{Cross sectional area of the wire}}$$

$$\tau_2 = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times d^2} = \frac{4W}{\pi d^2} \dots \dots \dots (ii)$$

प्रत्यक्ष (direct) शीअर स्ट्रेसचे Fig 5.4 (b) मध्ये दर्शविले आहे, आणि टॉर्शनल शीअर स्ट्रेस व प्रत्यक्ष शीअर स्ट्रेस यांचे एकत्रित (resultant) स्ट्रेसचे आरेखन Fig 5.4 (c) आणि 5.4 (d) मध्ये दाखविले आहे.



**Fig 5.4: हेलिकल स्प्रिंगमधील ताणांचे अध्यारोपण (Superposition of stresses in a helical spring.)**

वायरमध्ये उत्पन्न होणारा एकूण (resultant) शीअर स्ट्रेस

$$\tau = \tau_1 \pm \tau_2 = \frac{8WD}{\pi d^3} \pm \frac{4W}{\pi d^2}$$

धन चिन्ह (+) हे वायरच्या आतील कडेसाठी आणि ऋण चिन्ह (-) हे बाहेरील कडेसाठी वापरले जाते. स्ट्रेस आतील कडेवरच सर्वाधिक असतो. म्हणून, वायरमध्ये उत्पन्न होणारा कमाल शेअर ताण:

$\tau =$  Torsional shear stress + Direct shear stress

$$\tau = \frac{8WD}{\pi d^3} \pm \frac{4W}{\pi d^2} = \frac{8WD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D}\right)$$

$$\tau = \frac{8WD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2C}\right) \quad \dots\dots\dots[\text{Substituting } D/d = C]$$

$$\tau = K_s \times \frac{8WD}{\pi d^3}$$

$$\text{Where, } K_s = \text{Shear stress factor} = \left(1 + \frac{1}{2C}\right)$$

### 5.2.1 हेलिकल स्प्रिंगसाठी वोहल्सचा ताण गुणांक (Wahl's Stress Factor in Springs)

जेव्हा हेलिकल स्प्रिंगवर अक्षीय भार लावला जातो, तेव्हा स्प्रिंगच्या वायरमध्ये टॉर्शनल शीअर स्ट्रेस निर्माण होतो. परंतु वायर वळलेली (कर्व्ह) असल्यामुळे हा स्ट्रेस एकसमान वितरित होत नाही. कॉईलच्या आतील बाजूस स्ट्रेस जास्त होतो आणि सरासरी स्ट्रेसपेक्षा तो वाढतो.

या स्थानिक स्ट्रेस वाढीस स्ट्रेस एकाग्रता (Stress Concentration) असे म्हणतात.

या परिणामाचा विचार करण्यासाठी Wahl's Stress Factor ( $K_w$ ) नावाचा सुधारक गुणांक वापरला जातो.

Wahl's Stress Factor ( $K_w$ ) चे समीकरण:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

येथे,

$C = \text{Spring Index} = D/d$

$D = \text{Mean coil diameter}$

$d = \text{Wire diameter}$

Corrected Shear Stress:

$$\tau = K_w \times \frac{8WD}{\pi d^3}$$

येथे,

$W = \text{Load on spring}$

$D = \text{Mean coil diameter}$

$d = \text{Wire diameter}$

Wahl's Factor चे महत्त्व :

- हे स्प्रिंग वायरच्या वक्रतेचा आणि प्रत्यक्ष शियर स्ट्रेसचा परिणाम विचारात घेतो.
- स्प्रिंगमध्ये निर्माण होणाऱ्या स्ट्रेसचे अधिक वास्तविक आणि सुरक्षित मूल्य प्रदान करतो.
- स्ट्रेस कमी गणल्यामुळे होणाऱ्या स्प्रिंग फेल्युअरपासून संरक्षण करतो.

दिलेल्या स्प्रिंग इंडेक्स (C) साठी K चे मूल्य 5.5 मध्ये दिलेल्या आलेखातून मिळू शकते.

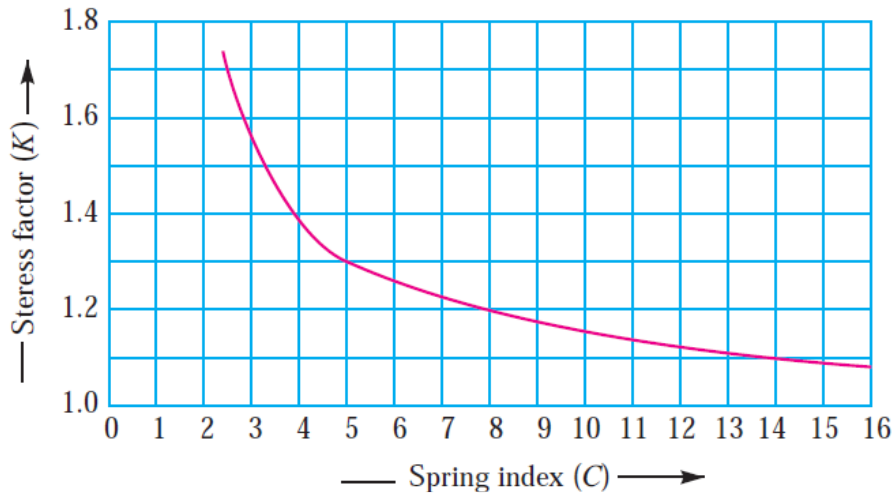


Fig 5.5: हेलिकल स्प्रिंगसाठी वोहल्सचा ताण गुणांक (Wahl's stress factor for helical springs)

### 5.2.2 गोलाकार तारेपासून बनविलेल्या हेलिकल स्प्रिंगचा विक्षेप (Deflection of Helical Springs of Circular Wire)

अक्षीय भार लागल्यावर गोलाकार तारापासून बनलेल्या हेलिकल स्प्रिंगवर टॉर्शन निर्माण होते, ज्यामुळे स्प्रिंगची लांबी वाढते किंवा कमी होते.

एकूण सक्रिय लांबी (Total active length of the wire)

$$l = \text{एका कॉइलची लांबी} \times \text{सक्रिय कॉइल्सची संख्या} = \pi D \times n$$

Let  $\theta =$  टॉर्क T लागू झाल्यावर तारेवरती होणार एंगुलर विक्षेप (deflection),

$\therefore$  स्प्रिंगचा अक्षीय विक्षेप (deflection),

$$\delta = \theta \times D/2 \dots\dots\dots(i)$$

जसे आपल्याला माहित आहे कि

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{D} = \frac{G\theta}{l}$$

$$\theta = \frac{Tl}{JG}$$

$J =$  स्प्रिंगचा पोलर मोमेन्ट ऑफ इनर्शिया

$$J = \frac{\pi}{32} \times d^4$$

D = स्प्रिंगच्या तारेचा व्यास

G = Modulus of rigidity for the material of the spring wire

Substituting the values of  $l$  and  $J$  in the above equation

$$\theta = \frac{Tl}{JG} = \frac{(W \times \frac{D}{2}) \pi D n}{\frac{\pi}{32} \times d^4 G} = \frac{16 W D^2 n}{G d^4} \dots\dots\dots(ii)$$

Substituting this value of  $\theta$  in equation (i),

$$\delta = \frac{16 W D^2 n}{G d^4} \times \frac{D}{2} = \frac{8 W D^3 n}{G d^4} = \frac{8 W C^3 n}{G d} \dots\dots\dots \left( \because C = \frac{D}{d} \right)$$

आणि स्प्रिंगची स्टिफनेस किंवा स्प्रिंगचा रेट

$$\frac{W}{\delta} = \frac{G d^4}{8 D^3 n} = \frac{G d}{8 C^3 n} = \text{Constant}$$

### 5.3 हेलिकल स्प्रिंगमध्ये साठवलेली ऊर्जा (Energy Stored in Helical Springs)

जेव्हा हेलिकल स्प्रिंगवर अक्षीय भार लागू केला जातो, तेव्हा ती वाकते आणि त्या भाराने केलेले कार्य स्प्रिंगमध्ये स्ट्रेन-ऊर्जेच्या (strain energy) स्वरूपात साठवले जाते.

Let  $W$  = स्प्रिंगसद्वारे वहन केला जाणारा भार, आणि

$\delta$  = Deflection produced in the spring due to the load  $W$ .

भार हळूहळू लागू केला असल्याचे गृहीत धरल्यास, स्प्रिंगमध्ये साठवलेली ऊर्जा अशी असते;

$$U = 1/2 W \delta \dots\dots\dots(i)$$

स्प्रिंगच्या तारामध्ये निर्माण होणारा कमाल शीअर स्ट्रेस,

$$\tau = K \times \frac{8WD}{\pi d^3} \quad \text{or} \quad W = \frac{\pi d^3 \tau}{8KD}$$

स्प्रिंगचा विक्षेप (deflection),

$$\delta = \frac{8WD^3 n}{G d^4} = \frac{8 \times \pi d^3 \tau}{8KD} \times \frac{D^3 n}{G d^4} = \frac{\pi \cdot \tau \cdot D^2 \cdot n}{K \cdot d \cdot G}$$

Substituting the values of  $W$  and  $\delta$  in equation (i),

$$U = \frac{1}{2} \times \frac{\pi d^3 \tau}{8KD} \times \frac{\pi \cdot \tau \cdot D^2 \cdot n}{K \cdot d \cdot G}$$

$$U = \frac{\tau^2}{4K^2G} (\pi D n) \left( \frac{\pi}{4} \times d^2 \right) = \frac{\tau^2}{4K^2G} \times V$$

येथे,  $V$  = Volume of spring wire

$V$  = Length of wire  $\times$  Cross-sectional area of spring wire

$$V = (\pi D n) \left( \frac{\pi}{4} \times d^2 \right)$$

#### 5.3.1 Springs in Series

Fig 5.6 मध्ये दाखवल्याप्रमाणे अनुक्रमे (series) पद्धतीने जोडलेले दोन स्प्रिंग्स विचारात घ्या.

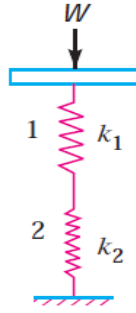


Fig 5.6: श्रेणीगत स्प्रिंग्स (Springs in series)

जर  $W$  = स्प्रिंग्सद्वारे वहन केला जाणारा भार,

$\delta_1$  = पहिल्या स्प्रिंगचा विक्षेप (deflection),  $\delta_2$  = दुसऱ्या स्प्रिंगचा विक्षेप (deflection),

$k_1$  = पहिल्या स्प्रिंगचा स्टिफनेस =  $W / \delta_1$ , आणि  $k_2$  = दुसऱ्या स्प्रिंगचा स्टिफनेस =  $W / \delta_2$

थोडा विचार केला असता असे दिसून येते की स्प्रिंग्स जर मालिकेत (series) जोडलेले असतील, तर त्यांच्यामुळे होणारा एकूण विक्षेप (deflection) हा प्रत्येक स्वतंत्र स्प्रिंगच्या विक्षेपांच्या (deflection) बेरजेस समान असतो.

$\therefore$  स्प्रिंग्सचा एकूण विक्षेप (deflection),

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_1 + \delta_2 \\ \text{or } \frac{W}{K} &= \frac{W}{K_1} + \frac{W}{K_2} \\ \therefore \frac{1}{K} &= \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \end{aligned}$$

येथे  $k$  = स्प्रिंग्सची संयुक्त स्टिफनेस

### 5.3.2 समांतर स्प्रिंग (Springs in Parallel)

आकृती 5.7 मध्ये दाखवल्याप्रमाणे समांतर (parallel) पद्धतीने जोडलेले दोन स्प्रिंग्स विचारात घ्या.

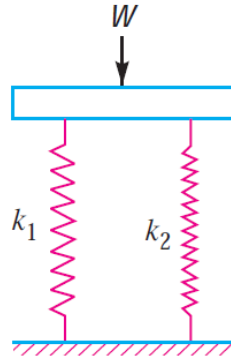


Fig 5.7: समांतर स्प्रिंग (Springs in Parallel)

$W$  = स्प्रिंग्सद्वारे वहन केला जाणारा भार,

$W_1$  = स्प्रिंग 1 द्वारे वहन केलेला भार,

$W_2$  = स्प्रिंग 2 द्वारे वहन केलेला भार,

$k_1$  = पहिल्या स्प्रिंगचा स्टिफनेस, आणि

$k_2$  = दुसऱ्या स्प्रिंगचा स्टिफनेस.

थोडा विचार केल्यास असे दिसून येते की जेव्हा स्प्रिंग्स समांतर (parallel) पद्धतीने जोडलेले असतात, तेव्हा स्प्रिंग्समुळे होणारा एकूण विक्षेप (deflection) हा प्रत्येक स्वतंत्र स्प्रिंगच्या विक्षेपाइतकाच (deflection) असतो.

जसे आपल्याला माहित आहे कि

$$\begin{aligned} W &= W_1 + W_2 \\ \text{or } \delta \cdot k &= \delta \cdot k_1 + \delta \cdot k_2 \\ \therefore k &= k_1 + k_2 \end{aligned}$$

येथे  $k$  = स्प्रिंग्सची संयुक्त स्टिफनेस, आणि

$\delta$  = निर्माण होणारा विक्रम (deflection).

#### 5.4 Design of Helical springs used in I.C. engines valves, weighing balance, and railway buffers.

##### 5.4.1 A valve spring in an internal combustion engine has the following specifications:

- Wire diameter  $d=6$  mm
- Mean coil diameter  $D=36$  mm
- Applied axial load  $F=120$  N

Using A.M. Wahl's correction factor, compute the maximum shear stress in the spring wire.

Ans.:

$$\text{Spring index } C = \frac{D}{d} = \frac{36}{6} = 6$$

Wahl's Correction Factor,  $K_w$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

$$K_w = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} + \frac{0.615}{6}$$

$$K_w = 1.2525$$

Maximum Shear Stress

$$\tau_{max} = K_w \times \frac{8WD}{\pi d^3}$$

$$\tau_{max} = 1.2525 \times \frac{8 \times 120 \times 36}{\pi \times 6^3}$$

$$\tau_{max} = 63.8 \text{ Mpa}$$

5.4.2. Design a spring for a balance to measure 0 to 1000 N over a scale of length 80 mm. The spring is to be enclosed in a casing of 25 mm diameter. The approximate number of turns is 30. The modulus of rigidity is 85 kN/mm<sup>2</sup>. Also, calculate the maximum shear stress induced.

Ans: Given :  $W = 1000$  N ;  $\delta = 80$  mm ;  $n = 30$  ;  $G = 85$  kN/mm<sup>2</sup> =  $85 \times 10^3$  N/mm<sup>2</sup>

Let  $D$  = Mean diameter of the spring coil,

$d$  = Diameter of the spring wire, and

$C$  = Spring index =  $D/d$ .

Since the spring is to be enclosed in a casing of 25 mm diameter, therefore the outer diameter of the spring coil ( $D_o = D + d$ ) should be less than 25 mm.

Deflection of the spring ( $\delta$ ),

$$80 = \frac{8WC^3n}{Gd} = \frac{8 \times 1000 \times C^3 \times 30}{85 \times 10^3 \times d} = \frac{240C^3}{85d}$$

$$\frac{C^3}{d} = \frac{80 \times 85}{240} = 28.3$$

Assuming  $d=4$  mm

$$C^3 = 28.3 \times d = 28.3 \times 4 = 113.2$$

$$C = 4.84$$

$$\text{and } D = C \times d = 4.84 \times 4 = 19.36 \text{ mm}$$

$$\text{outer diameter of the spring coil } D_o = D + d = 19.36 + 4 = 23.36 \text{ mm}$$

Since the value of  $D_o = 23.36$  mm is less than the casing diameter of 25 mm, therefore the assumed dimension,  $d = 4$  mm is correct.

### Maximum shear stress induced

We know that Wahl's stress factor,

$$K = \frac{4C - 1}{(4C - 4)} + \frac{0.615}{C}$$

$$K = \frac{4 \times 4.84 - 1}{(4 \times 4.84 - 4)} + \frac{0.615}{4.84}$$

∴ Maximum shear stress induced

$$\tau = K \times \frac{8WC}{\pi d^2}$$

$$\tau = 1.322 \times \frac{8 \times 1000 \times 4.84}{\pi \times 4^2}$$

$$\tau = 1018.2 \text{ N/mm}^2$$

**5.4.3. A rail wagon of mass 20 tonnes is moving with a velocity of 2 m/s. It is brought to rest by two buffers with springs of 300 mm diameter. The maximum deflection of springs is 250 mm. The allowable shear stress in the spring material is 600 MPa. Design the spring for the buffers.**

**Ans:** Given:  $m = 20000$  kg ;  $v = 2$  m/s ;  $D = 300$  mm ;  $\delta = 250$  mm ;  $\tau = 600$  MPa = 600 N/mm<sup>2</sup>

#### 1. Diameter of the spring wire

kinetic energy of the wagon =  $\frac{1}{2} mV^2$

$$= \frac{1}{2} \times 20000 \times 2^2 = 40000 \text{ N} - \text{m} = 40 \times 10^6 \text{ N} - \text{mm}$$

Let  $W$  be the equivalent load which, when applied gradually on each spring, causes a deflection of 250 mm. Since there are two springs, therefore

Energy stored in the springs =  $\frac{1}{2} \times W \times \delta = W \times \delta = W \times 250 = 250W \text{ N} - \text{mm}$

$$W = \frac{40 \times 10^6}{250} = 160 \times 10^3 \text{ N}$$

torque transmitted by the spring

$$T = W \times \frac{D}{2} = 160 \times 10^3 \times \frac{300}{2} = 24 \times 10^6 \text{ N} - \text{mm}$$

torque transmitted by the spring (T),

$$24 \times 10^6 = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 = \frac{\pi}{16} \times 600 \times d^3$$

$$D = 58.8 \sim 60 \text{ mm}$$

#### 2. Number of turns of the spring coil

Let  $n$  = Number of active turns of the spring coil.

Deflection of the spring ( $\delta$ ),

$$250 = \frac{8WD^3n}{Gd^4} = \frac{8 \times 160 \times 10^3 \times 300^3 \times n}{84 \times 10^3 \times 60^4} = 31.7n$$

$$n = 7.88 \sim 8$$

Assuming square and ground ends, total number of turns,

$$n' = n + 2 = 8 + 2 = 10$$

**3. Free length of the spring**

Free length of the spring,

$$L_F = n'.d + \delta + 0.15 \delta = 10 \times 60 + 250 + 0.15 \times 250 = 887.5 \text{ mm}$$

**4. Pitch of the coil**

$$\text{Pitch of the coil} = \frac{\text{Free Length}}{n'-1} = \frac{887.5}{10-1} = 98.6 \text{ mm}$$

**5.4.4 A valve spring is made from a wire diameter of 6mm and has an outside diameter of 75 mm. If the permissible shear stress is 350 MPa, and  $G = 84 \text{ kN/mm}^2$ . Determine the axial load that the spring can carry and the deflection per active turn.**

Ans.: Given  $d = 6 \text{ mm}$ ,  $D_o = 75 \text{ mm}$ ,  $\tau = 350 \text{ MPa}$ ,  $G = 84 \text{ kN/mm}^2$

Mean diameter of coil  $= D_m = D_o - d = 75 - 6 = 69 \text{ mm}$

$$\text{Spring Index } C = \frac{D_m}{d} = \frac{69}{6} = 11.5$$

I. Without considering the effect of curvature.

$$K_s = 1 + \frac{1}{2C} = 1 + \frac{1}{2 \times 11.5} = 1.043$$

$$\tau = K_s \times \frac{8WD}{\pi d^3}$$

$$W = \frac{\pi d^3 \times \tau}{K_s \times 8D} = \frac{3.14 \times 6^3 \times 350}{1.043 \times 8 \times 69} = 412.7 \text{ N}$$

$$\text{deflection of the spring, } \delta = \frac{8WD^3 n}{Gd^4}$$

Deflection per active turn

$$\frac{\delta}{n} = \frac{8WC^3}{Gd} = \frac{8 \times 412.7 \times 11.5^3}{84 \times 10^3 \times 6} = 9.96 \text{ mm}$$

**II Considering the effect of curvature**

Wahl's correction factor

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

$$K_w = \frac{4 \times 11.5 - 1}{4 \times 11.5 - 4} + \frac{0.615}{11.5} = 1.124$$

Corrected Shear Stress:

$$\tau = K_w \times \frac{8WD}{\pi d^3}$$

$$W = \frac{\tau \times \pi \times d^3}{8K_w \times C} = \frac{350 \times \pi \times 6^3}{8 \times 1.124 \times 11.5} = 382.60 \text{ N}$$

Deflection per active turn

$$\frac{\delta}{n} = \frac{8WC^3}{Gd} = \frac{8 \times 382.60 \times 11.5^3}{84 \times 10^3 \times 6} = 9.24 \text{ mm}$$

**5.4.5 A helical spring of 10 N/mm rating is mounted on top of another helical spring of 8 N/mm rating. Determine the force required for a total combined deflection of 45 mm.**

Ans:  $K_1 = 10 \text{ N/mm}$      $K_2 = 8 \text{ N/mm}$      $\delta = 45 \text{ mm}$

Springs are in series

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{10} + \frac{1}{8}$$

$$K = \frac{80}{18} = \frac{40}{9} \text{ N/mm}$$

$$\text{Stiffness} = \frac{\text{Load}}{\text{Deflection}}$$

Load = Stiffness x Deflection

$$\text{Load} = 40/9 \times 45 = 200 \text{ N}$$

**5.4.6 Three springs are arranged in a parallel configuration. They have spring rates  $K_1 = 50 \text{ N/mm}$ ,  $K_2 = 150 \text{ N/mm}$ , and  $K_3 = 500 \text{ N/mm}$ , respectively. A load of  $F = 800 \text{ N}$  is applied. Assume that the plate that carries the load does not rotate, and determine the equivalent stiffness and deflection of the configuration.**

**Ans:**  $K_1 = 50 \text{ N/mm}$ ,  $K_2 = 150 \text{ N/mm}$ , and  $K_3 = 500 \text{ N/mm}$   $F = 800 \text{ N}$

Springs are in parallel

$$\therefore K = K_1 + K_2 + K_3$$

$$K = 50 + 150 + 500 = 700 \text{ N/mm}$$

$$\text{Stiffness} = \frac{\text{Load}}{\text{Deflection}}$$

$$\text{Deflection} = \frac{\text{Load}}{\text{Stiffness}}$$

$$\delta = \frac{800}{700} = 1.14 \text{ mm}$$

### Exercise

**TLO 5.1: Explain various spring used with their applications.**

1. State the functions of the spring with the application of each.
2. Classify Springs.
3. State any two desirable properties of the material used to manufacture a spring
4. State the materials used for a helical spring.
5. Define the following terms with respect to spring: (i) Free length (ii) Solid length/Compressed length (iii) Spring index (iv) Spring rate/Spring stiffness (v) Pitch
6. State two applications of torsion springs

**TLO 5.2: Determine the stresses induced in helical spring.**

1. State the significance of "Wahl's correction factor".
2. Design a spring for a balance to measure 0 to 1000 N over a scale of length 80 mm. The spring is to be enclosed in a casing of 25 mm diameter. The approximate number of turns is 30. The modulus of rigidity is 85 kN/mm<sup>2</sup>. Also, calculate the maximum shear stress induced.
3. A closely coiled helical spring is made of 10 mm diameter steel wire, the coil consisting of 10 complete turns with a mean diameter of 120 mm. The spring carries an axial pull of 200 N. Determine the shear stress induced in the spring, neglecting the effect of stress concentration. Determine also the

deflection in the spring, its stiffness, and the strain energy stored by it if the modulus of rigidity of the material is  $80 \text{ kN/mm}^2$ .

4. A close-coiled helical compression spring of 12 active coils has a spring stiffness of  $k$ . It is cut into two springs having 5 and 7 turns. Determine the spring stiffnesses of the resulting springs.

5. A helical spring is made from a wire of 8 mm diameter and has an outside diameter of 90 mm. If the permissible shear stress is  $350 \text{ N/mm}^2$  and the modulus of rigidity is  $84 \text{ kN/mm}^2$ , find the axial load that the spring can carry and the deflection per active turn. i) Neglecting the effect of curvature. ii) Considering the effect of curvature.

**TLO 5.3: Determine the deflection and equivalent spring stiffness for springs in series and parallel.**

1. Two helical springs of stiffness  $k_1 = 50 \text{ N/mm}$  and  $k_2 = 100 \text{ N/mm}$  are connected in series and parallel combinations as shown in the figure. If the system of springs is loaded with a 50 kgf load, then the resultant deflection of the springs is in parallel and series combination.

2. A mass is suspended at the bottom of two springs in series, having stiffness of  $10 \text{ N/mm}$  and  $5 \text{ N/mm}$ . Calculate the combined spring stiffness of the two Springs.

**TLO 5.4: Explain the procedure for design of helical compression spring for the given application.**

1. A rail wagon of mass 20 tonnes is moving with a velocity of 9 km/hr. It is brought to rest by two buffers with springs of 360 mm diameter. The maximum deflection of springs is 300 mm. The allowable shear stress in the spring material is 800 MPa. Design the spring for the buffers.

2. A railway wagon having a mass of 1500 kg and having a velocity of 1 m/s dashes against a bumper consisting of two helical springs of spring index 6. The springs, which get compressed by 150 mm while resisting a dash made of spring steel having an allowable shear stress of  $360 \text{ N/mm}^2$  and modulus of rigidity  $8.4 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ . Design the helical coil spring with a circular cross-section.

3. A helical valve spring is to be designed for an operating load range of approximately 135 N. The deflection of the spring for the load range is 7.5 mm. Assume the spring index is 10. The permissible shear stress for the material of the spring = 480 MPa, and its modulus of rigidity =  $80 \text{ kN/mm}^2$ . Design the spring using Wahl's correction factor.

**TLO 5.5: Determine the dimensions of spring for given load condition.**

1. Design a closed coil helical spring for a service load ranging from 2207 N to 2698 N. The axial deflection of the spring is 6 mm. Assume the Spring index as 5. The permissible shear stress is  $420 \text{ N/mm}^2$ , modulus of rigidity  $84 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ . Neglect the effect of stress concentration.

2. Design a helical compression spring for a maximum load of 1000 N for a deflection of 25 mm using the value of spring index as 5. The maximum permissible shear stress for spring wire is 420 MPa, and the modulus of rigidity is  $84 \text{ kN/mm}^2$ . Use A.M. Wahl's correction factor.

3. Design a close-coiled helical compression spring for a service load ranging from 2250 N to 2750 N. The axial deflection of the spring for the load range is 6 mm. Assume a spring index of 5. The permissible shear stress intensity is 420 MPa, and the modulus of rigidity,  $G = 84 \text{ N/mm}^2$ . Neglect the effect of stress concentration.

4. A helical spring is made from a wire of 6 mm diameter and has an outside diameter of 75 mm. If the permissible shear stress is 350 MPa and the modulus of rigidity is  $84 \text{ kN/mm}^2$ . Find the axial load that the spring can carry and the deflection per active turn.

**Bibliography:**

Sr. No.	Author / Link / Portal	Title / Description	Publisher / Source with ISBN / Link
1	S. G. Kulkarni	<i>Machine Design</i>	McGraw Hill Education (India) Private Limited, 2013, ISBN: 9780070647886
2	Bhandari V. B.	<i>Design of Machine Elements</i>	McGraw-Hill Education (India) Pvt. Limited, New Delhi, 2017, ISBN-13: 978-9339221126
3	Khurmi R. S. and Gupta J. K.	<i>Machine Design</i>	S. Chand, New Delhi, 2005, ISBN-10: 8121925371, ISBN-13: 9788121925372
4	Jindal U. C.	<i>Machine Design</i>	Pearson Education India, New Delhi, 2010, ISBN-13: 9788131716595
5	Pandya and Shah	<i>Machine Design</i>	Charotar Publishing House Pvt. Ltd., Anand, Gujarat, 2015, ISBN-13: 9789385039102
6	Shigley	<i>Mechanical Engineering Design</i>	McGraw-Hill Education (India) Pvt. Limited, New Delhi, 2017, ISBN-13: 9789339221638

**Learning websites:**

Sr.No	Link / Portal	Description
1	<a href="https://www.youtube.com/watch?v=5EgSrTZ39I8">https://www.youtube.com/watch?v=5EgSrTZ39I8</a>	Animation of knuckle joint
2	<a href="https://www.youtube.com/watch?v=i-Z4hz_KX0M">https://www.youtube.com/watch?v=i-Z4hz_KX0M</a>	Working of screw jack
3	<a href="https://www.youtube.com/watch?v=xjFYKBuatU8">https://www.youtube.com/watch?v=xjFYKBuatU8</a>	Bearing Selection
4	<a href="https://archive.org/details/gov.in.is.3121.2023/page/n5/mode/2up">https://archive.org/details/gov.in.is.3121.2023/page/n5/mode/2up</a>	IS 3121:2023 for turnbuckle
5	<a href="https://law.resource.org/pub/in/bis/S01/is.4218.2.2001.pdf">https://law.resource.org/pub/in/bis/S01/is.4218.2.2001.pdf</a>	IS 4218:2001 for general purpose metric threads
6	<a href="https://ia800205.us.archive.org/35/items/gov.in.is.4552.1.1993/is.4552.1.1993.pdf">https://ia800205.us.archive.org/35/items/gov.in.is.4552.1.1993/is.4552.1.1993.pdf</a>	IS 4552:1993 for screw jack
7	<a href="https://law.resource.org/pub/in/bis/S01/is.2585.2006.pdf">https://law.resource.org/pub/in/bis/S01/is.2585.2006.pdf</a>	Is 2585:2006 for square threads
8	<a href="https://law.resource.org/pub/in/bis/S01/is.2048.1983.pdf">https://law.resource.org/pub/in/bis/S01/is.2048.1983.pdf</a>	IS 2048:1983 for sunk keys
9	<a href="https://law.resource.org/pub/in/bis/S13/is.7906.1.1997.pdf">https://law.resource.org/pub/in/bis/S13/is.7906.1.1997.pdf</a>	Is 7906:1997 for helical springs
10	<a href="https://law.resource.org/pub/in/bis/S10/is.1024.1999.pdf">https://law.resource.org/pub/in/bis/S10/is.1024.1999.pdf</a>	IS 1024:1999 for parallel fillet weld