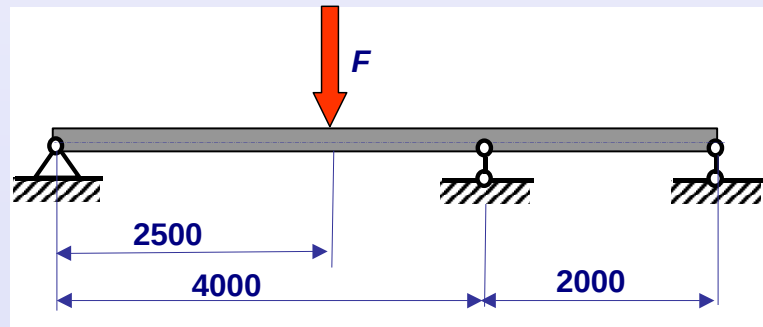


TUGEVUSÕPETUS

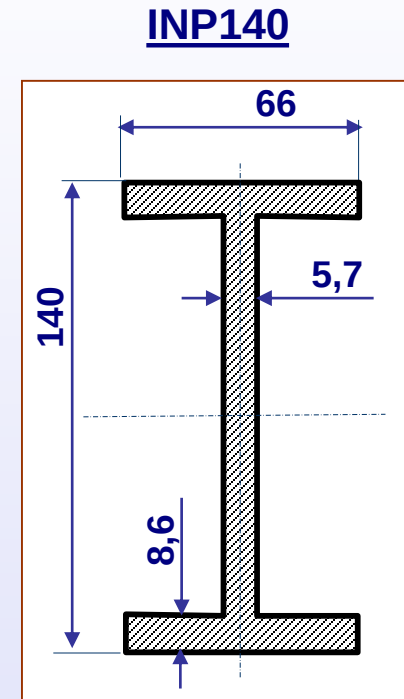
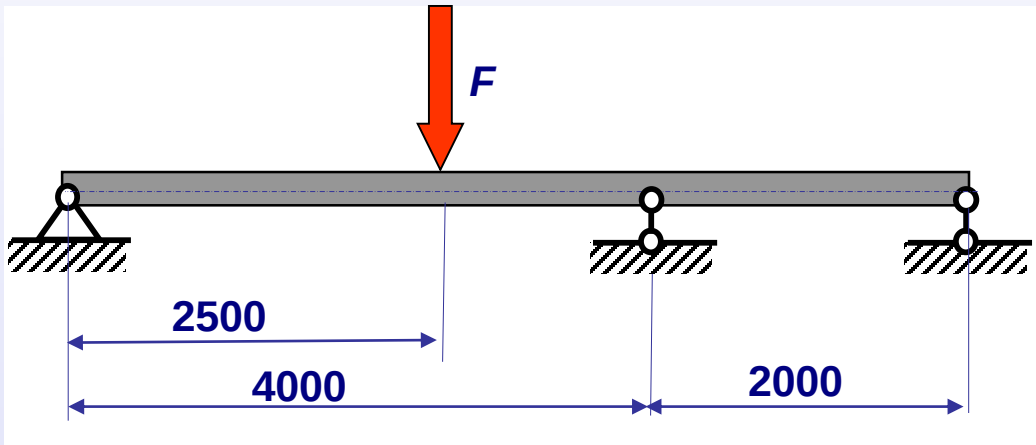
PAINE-STAATIKAGA MÄÄRAMATU: Lubata²v koormus



1. Algandmed ja ülesande püstitus

1.1. Ühtlane konsooliga tala

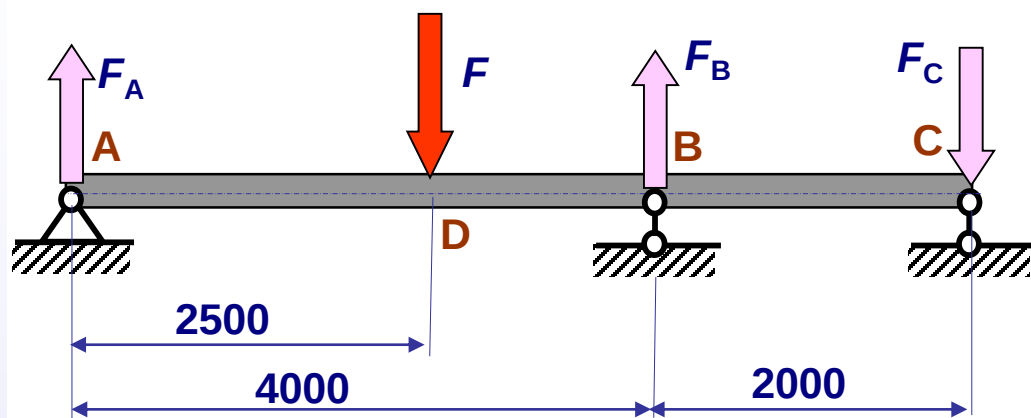
Arvutada talale lubatav koormus F !



Materjal: ehitusteras S355
Nõutav varutegur: $[s] = 2$

2. Tala tasakaaluvõrrandid

2.1. Toereaktsioonide tasakaaluseosed



1. tasakaaluvõrrand

$$\sum \mathcal{M}^{(A)} = 0$$

Kõikide momentide
summa punkti A suhtes

$$FAD - F_B AB + F_C AC = 0$$

$$F_C = \frac{F_B AB - FAD}{AC} = \frac{4F_B - 2,5F}{6} = \underline{0,667F_B - 0,417F}$$

2. tasakaaluvõrrand

$$\sum F = 0$$

Kõikide jõudude summa

$$F_A - F + F_B - F_C = 0$$

$$F_A = \underline{F - F_B + F_C}$$

Pöördemomentide summa on
otstarbekas arvutada sellise
punkti suhtes, mida läbib mõne
tundmatu väärtusega jõu
mõjusirge (punktid A, B ja C)

2.2. Staatikaga määramatuse aste

Antud üleandes saab toereaktsioonidele kirjutada KAKS unikaalset tasakaaluvõrrandit

Tasakaaluvõrrandid

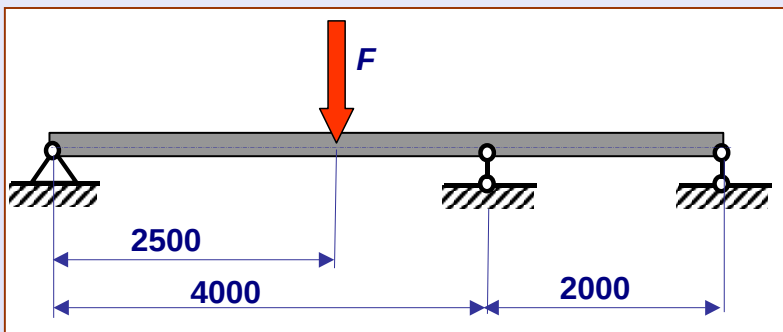
$$F_C = 0,667 F_B - 0,417 F$$

$$F_A = F - F_B + F_C$$

Lähtudes asjaoludest, et:

1. Rohkem tasakaaluvõrrandeid sellele tarindile koostada ei saa (tasakaaluvõrrandite arv = 2)
2. Tasakaaluvõrrandid sisaldavad kolme tundmatut F_A , F_B ja F_C (tundmatute arv = 3)

See ülesanne on ÜHEKORDSELT staatikaga määramatu



Selle tarindi STAATIKAGA
MÄÄRAMATUSE ASTE on 1

3. Sobivusvõrrand

3.1. Sobivusvõrrandite koostamise meetodid

SOBIVUSVÕRRAND = matemaatiline seos koormuste vahel, mis põhineb tarindis ja/või selle üksikutes osades tekkivate deformatsioonide seostel

Sobivusvõrrandite koostamiseks on kaks meetodit:

Deformatsioonide võrdlemise meetod



1. Koostatakse võrrandid tarindi osade deformatsioonide jaoks
2. Kirjeldatakse sosed nende deformatsioonide vahel

PAINDEülesannetes kasutatakse tavaliselt TOESIDEMETE EEMALDAMISE meetodit

Toesidemete eemaldamise meetod



1. Staatikaga MÄÄRAMATUST tarindist tekitatakse staatikaga MÄÄRATUD tarind valitud toesideme(te) eemaldamise teel -- s.o. PÕHISKEEM
2. Arvutatakse EEMALDATUD toesideme(te)le vastavad siirded
3. Arvutatakse eemaldatud toesidemete siirded toereaktsioonidele vastavate koormuste toimel

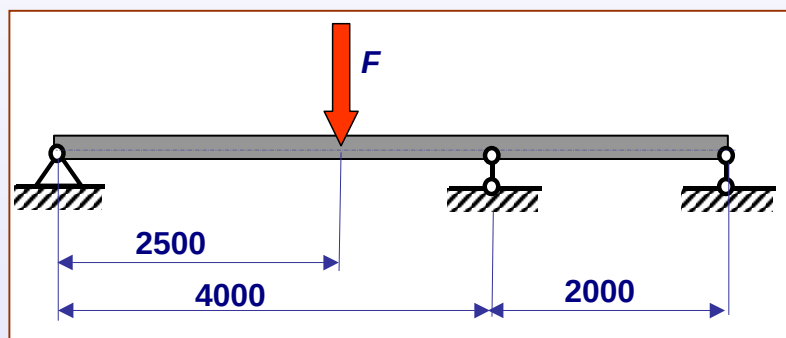
4. Arvutatakse need toereaktsioonid tingimusest, et toel vastavat siiret olla ei saa

3.2. Põhiskeem

Põhiskeem moodustatakse eemaldades algsest ülesandest staatikaga määramatuse astmega võrdne arv toesisidemeid $\Rightarrow$
 $\Rightarrow$ Tekib STAATIKAGA MÄÄRATUD ülesanne

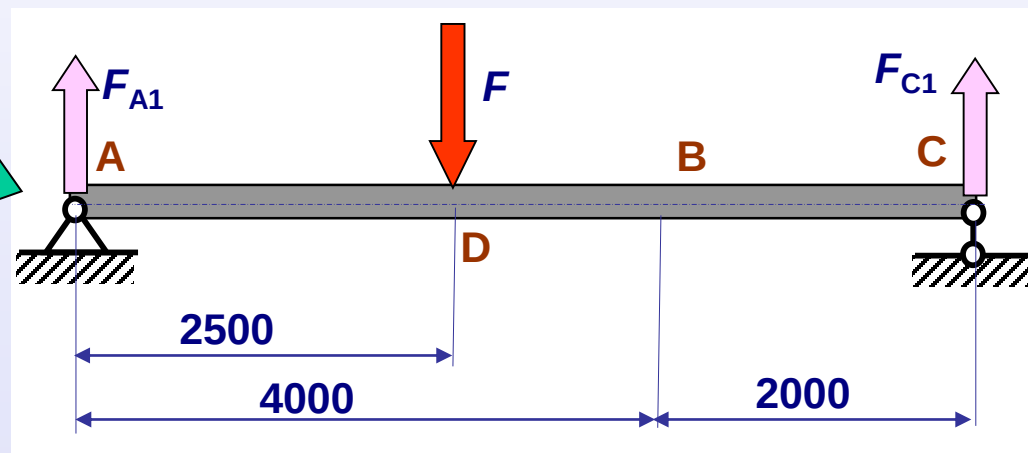
Eemaldada võib ükskõik missuguseid toesisidemeid

Algne ülesanne



STAATIKAGA MÄÄRAMATUSE
ASTE on ÜKS

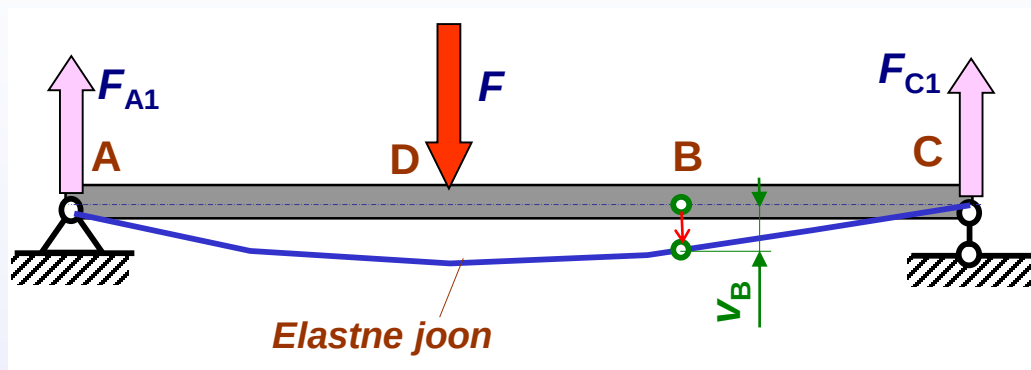
Põhiskeem



Eemaldatud on ÜKS toeside F_B

3.3. Põhiskeemi ristlõike B läbipaine

Põhiskeem



Lihtsamatel juhtudel saab valemid tala siirete arvutamiseks võtta käsiraamatutest

Ristlõike B läbipaine v_B saab tekkida siis ja ainult siis, kui toeseide F_B puudub (ehk tugi B puudub)

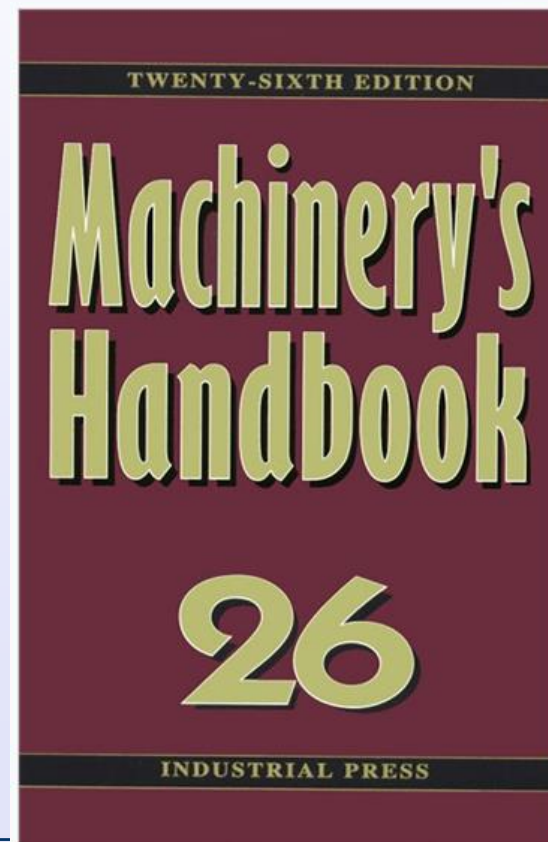
Hardcover: 2640 pages

Publisher: Industrial Press, Inc. (January 4, 2000)

Language: English

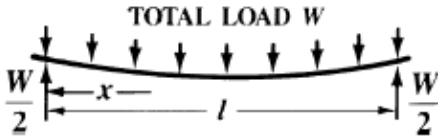
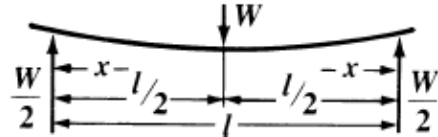
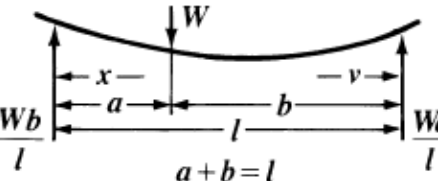
ISBN-10: 0831126205

ISBN-13: 978-0831126209

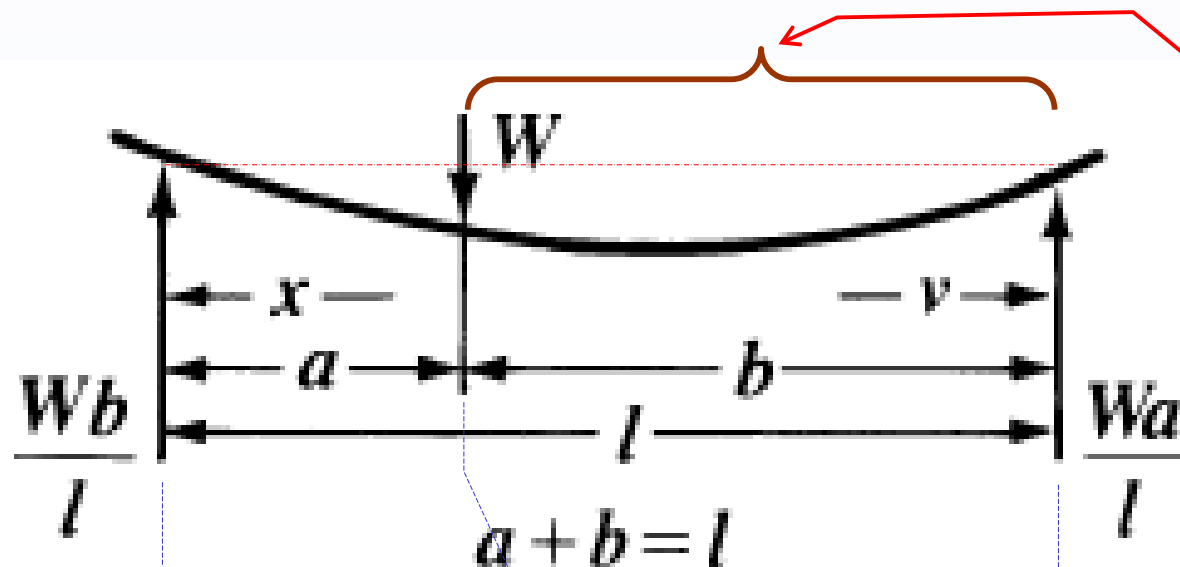


3.3.1. Paindesiirete valemid lk. 237

Stresses and Deflections in Beams

Type of Beam	Stresses		Deflections	
	General Formula for Stress at any Point	Stresses at Critical Points	General Formula for Deflection at any Point ^a	Deflections at Critical Points ^a
Case 1. — Supported at Both Ends, Uniform Load				
	$s = -\frac{W}{2Zl}x(l-x)$	Stress at center, $-\frac{Wl}{8Z}$ If cross-section is constant, this is the maximum stress.	$y = \frac{Wx(l-x)}{24EI} [l^2 + x(l-x)]$	Maximum deflection, at center, $\frac{5}{384} \frac{Wl^3}{EI}$
Case 2. — Supported at Both Ends, Load at Center				
	Between each support and load, $s = -\frac{Wx}{2Z}$	Stress at center, $-\frac{Wl}{4Z}$ If cross-section is constant, this is the maximum stress.	Between each support and load, $y = \frac{Wx}{48EI} (3l^2 - 4x^2)$	Maximum deflection, at load, $\frac{Wl^3}{48EI}$
Case 3. — Supported at Both Ends, Load at any Point				
	For segment of length a, $s = -\frac{Wbx}{Zl}$ For segment of length b, $s = -\frac{Wav}{Zl}$	Stress at load, $-\frac{Wab}{Zl}$ If cross-section is constant, this is the maximum stress.	For segment of length a, $y = \frac{Wbx}{6EI} (l^2 - x^2 - b^2)$ For segment of length b, $y = \frac{Wav}{6EI} (l^2 - v^2 - a^2)$	Deflection at load, $\frac{Wa^2b^2}{3EI}$ Let a be the length of the shorter segment and b of the longer one. The maximum deflection $\frac{Wav_1^3}{3EI}$ is in the longer segment, at $v = b \sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2a}{3b}} = v_1$

3.3.2. Valemi parameetrite asendamine



Pikemas lõigus asuva ristlõike läbipaine

For segment of length b ,

$$y = \frac{Wav}{6EI} (l^2 - v^2 - a^2)$$

Parameetrite asendamine

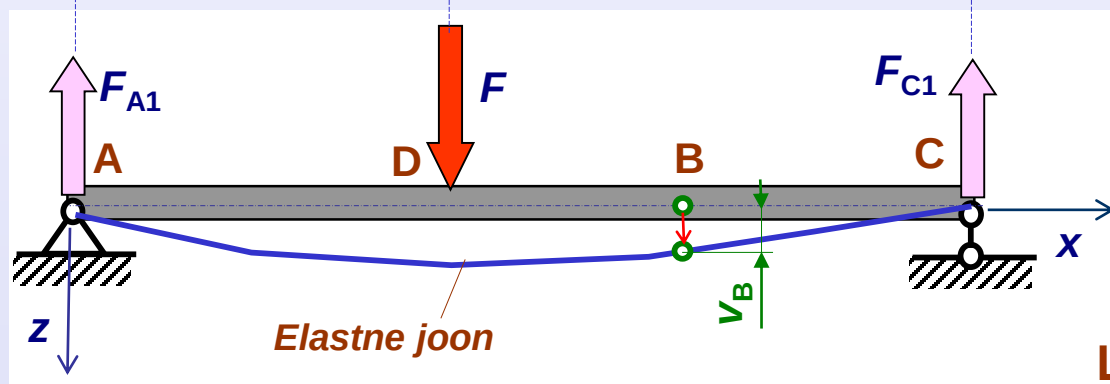
Läbipaine: $y \rightarrow v$

Koormus: $W \rightarrow F$

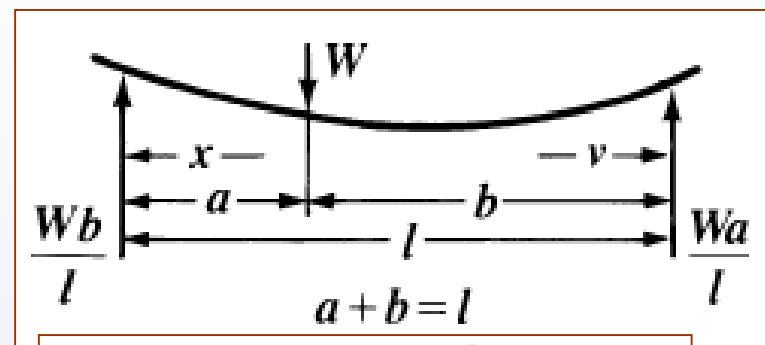
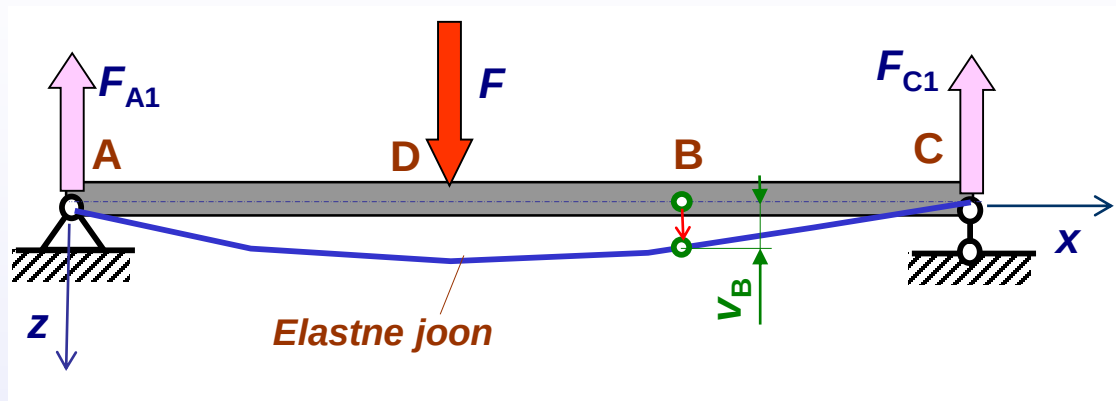
Koordinaat: $v \rightarrow (AC - x)$

Tala pikkus: $l \rightarrow AC$

Lühema osa pikkus: $a \rightarrow AD$



3.3.3. Ristlõike B läbipaine



For segment of length b ,

$$y = \frac{Wav}{6EI} (l^2 - v^2 - a^2)$$

$$vEI = \frac{F \cdot AD \cdot (AC - x)}{6 \cdot AC} [AC^2 - (AC - x)^2 - AD^2]$$

Ristlõike C läbipaine

Ristlõike B asukoht

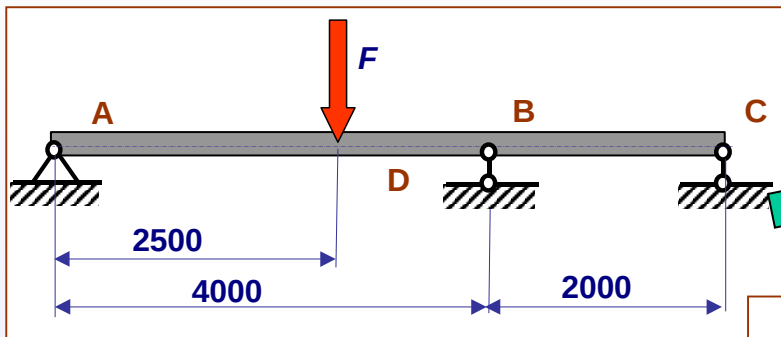
$$x_B = AB = 4 \text{ m}$$

$$v_B EI = \frac{F \cdot AD \cdot BC}{6AC} (AC^2 - BC^2 - AD^2) = \frac{F \cdot 2,5 \cdot 2}{6 \cdot 6} (6^2 - 2^2 - 2,5^2) = 3,576F \approx \underline{3,58F}$$

Märk "+" näitab, et läbipainde suund on telje z positiivses suunas ehk ALLA

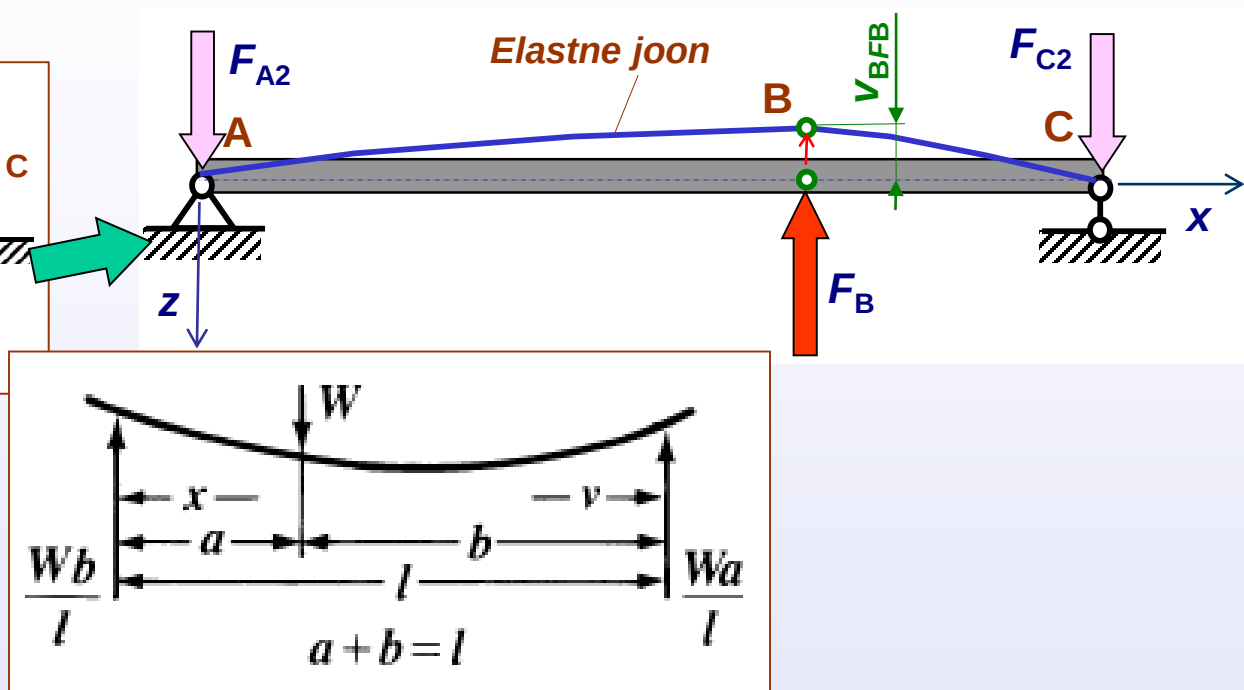
3.4. Ristlõike B läbipaine F_B toimel

Algne ülesanne



Deflection at load,

$$\frac{Wa^2b^2}{3EI}$$

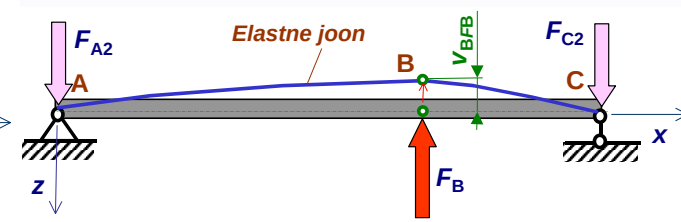
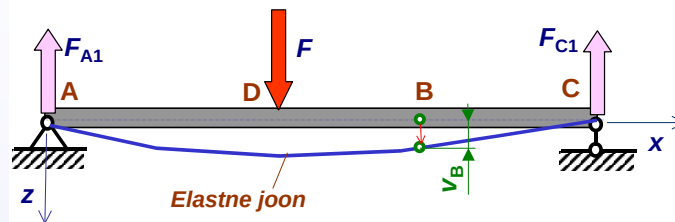
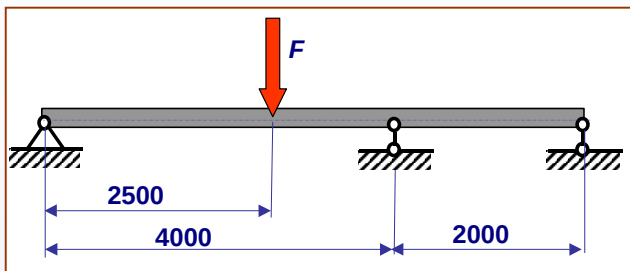


Läbipaine koormuse asukohas B

$$v_{BFB} EI = -\frac{F_B \cdot B^4 C^2 \cdot A B^2}{3 \cdot A C} = -\frac{F_B \cdot 2^2 \cdot 4^2}{3 \cdot 6} = -3,555 F_B \approx -3,56 F_B$$

Märk "-" näitab, et läbipainde suund on telje z negatiivses suunas ehk ÜLES

3.5. Sobivusvõrrand



Sobivustingimus

$$v_B + v_{BFB} = 0$$

Ristlõike B mõtteline
siire välismõjurite toimel

Ristlõike B mõttelise siirde
funktsioon toereaktsioonist F_B

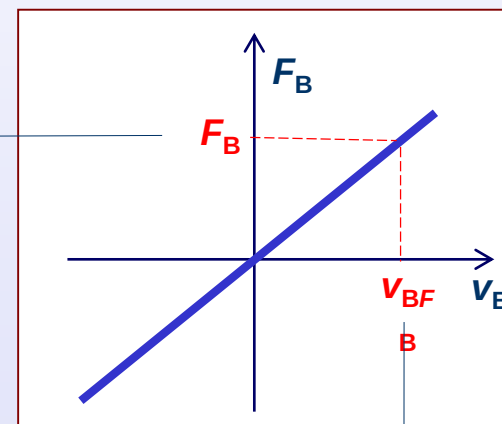


Sobivusvõrrand

$$3,58F - 3,56F_B = 0$$

Jäikuskarakteristik

See on toe-
reaktsioon F_B



Seda siiret on B-s
tarvis vältida

4. Toereaktsioonid

4.1. Reaktsioonid tugedel

Tasakaaluvõrrandid

$$F_C = 0,667 F_B - 0,417 F$$

$$F_A = F - F_B + F_C$$

Sobivusvõrrand

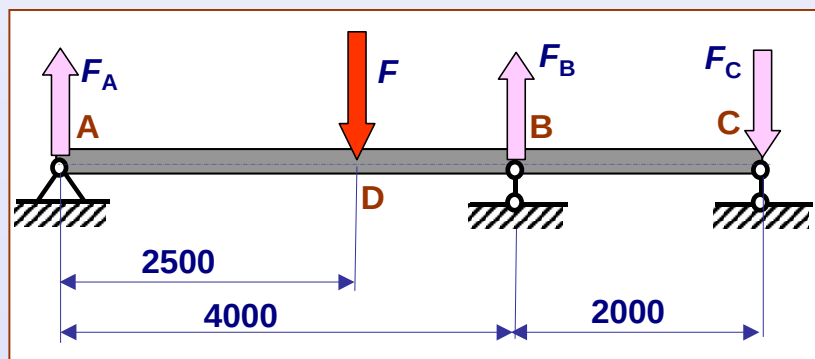
$$3,58 F - 3,56 F_B = 0$$

$$F_B = \frac{3,58 F}{3,56} = 1,0056 F \approx \underline{1,01 F}$$

Märk "+" näitab, et F_B suund
joonisel on õige

$$F_C = 0,667 F_B - 0,417 F = 0,667 \cdot 1,01 F - 0,417 F = 0,2566 F \approx \underline{0,257 F}$$

Märk "+" näitab, et F_C suund
joonisel on õige

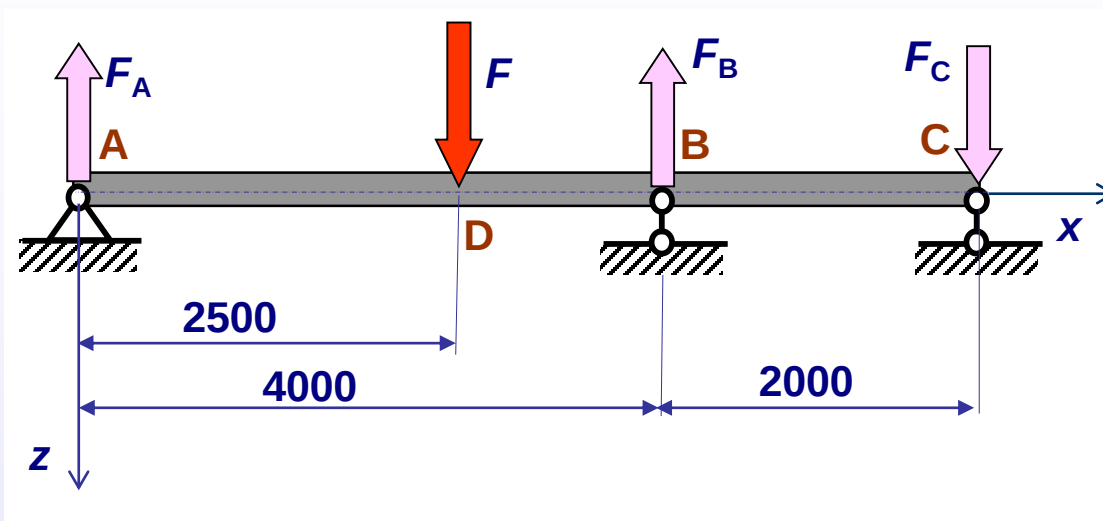


$$F_A = F - F_B + F_C = F - 1,01 F + 0,257 F = \underline{0,247 F}$$

Märk "+" näitab, et F_A suund
joonisel on õige

5. Tugevusarvutus

5.1. Paindemomendi väärtused



LÕIKEMEETODI IDEE: Tasakaalus süsteemist mõtteliselt eraldatud osa on samuti tasakaalus

Lõikepinna sisejõudused saab käsitleda välisjõududena

Paindemomendid tala ristlõigetes

$$M_A = 0$$

$$M_C = 0$$

Epüüride kuju

**Punktjõud = M epüüril murd
 Q epüüril aste**

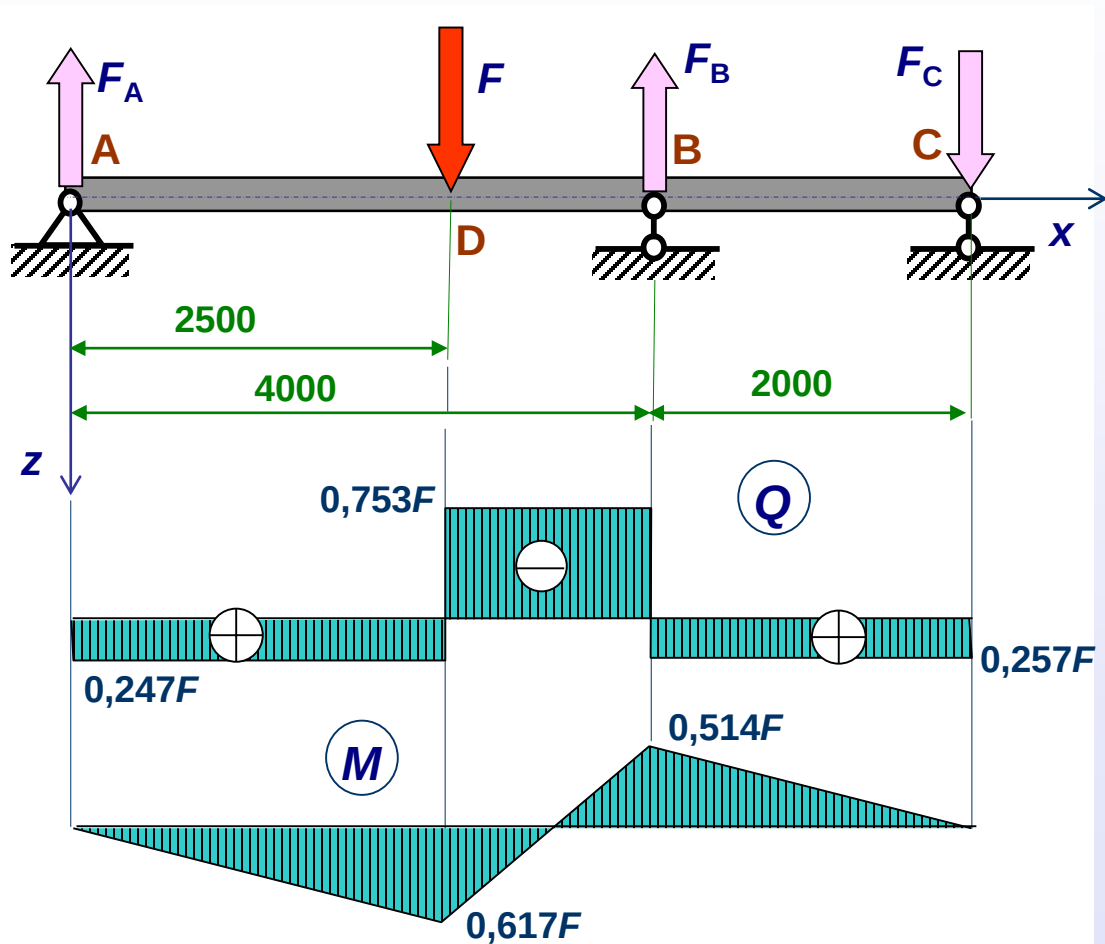
$$M_D = F_A DA = 0,247F \cdot 2,5 = 0,6175F \approx 0,617F (+)$$

Märk "+" näitab, et alumised kiud on tõmmatud

$$M_B = F_C BC = 0,257F \cdot 2 = 0,514F (-)$$

Märk "-" näitab, et ülemised kiud on tõmmatud

5.2. Ohtlik ristlõige



Sisejõudude analüüsi
tulemus



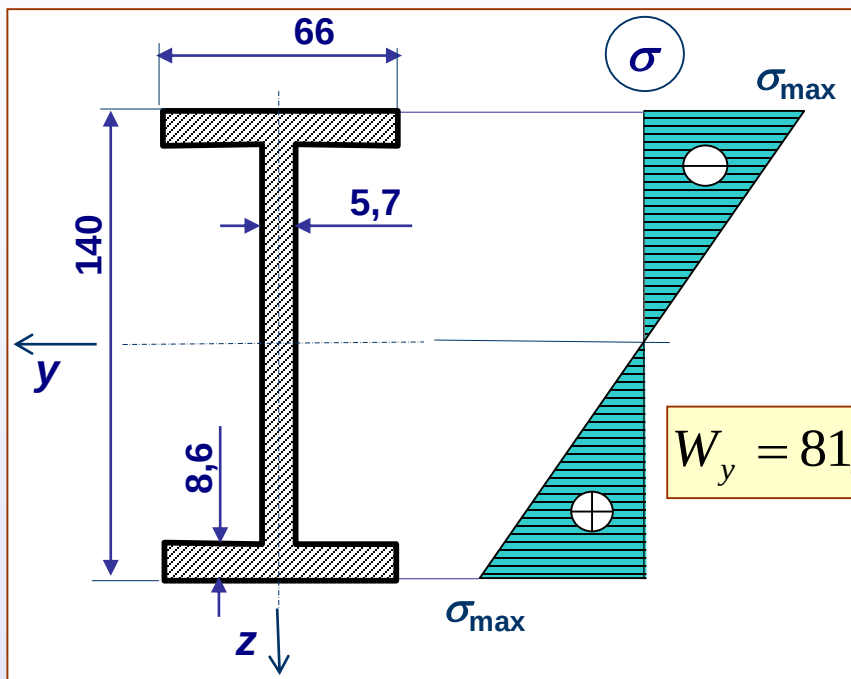
Ohtlik ristlõige on D

$$Q_D = 0,753F$$

$$M_D = 0,617F$$

5.3. Talale lubatav koormus

INP140



$$W_y = 81,9 \text{ cm}^3$$

Painde tugevustingimus

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} \leq \frac{\sigma_y}{[S]}$$

Ristlõike
paindemoment

Suurim
normaalpinge
ristlõikes

Ristlõike telg-
tugevusmoment

Materjali voolepiir

Ülesandes nõutav varuteguri väärtus

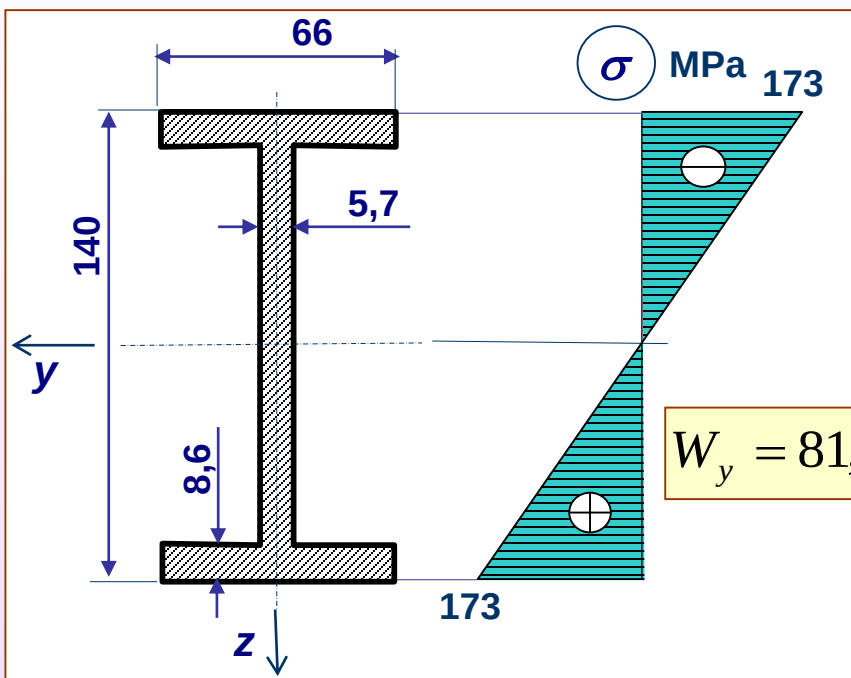
$$\sigma_y = 355 \text{ MPa}$$

$$\frac{0,617F}{81,9 \cdot 10^{-6}} \leq \frac{355 \cdot 10^6}{2}$$

$$F \leq \frac{355 \cdot 10^6 \cdot 81,9 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,617} = 23,56 \cdot 10^3 \text{ N} \approx \underline{\underline{23 \text{ kN}}}$$

5.4. Tugevuskontroll

INP140



$$W_y = 81,9 \text{ cm}^3$$

Suurim paindepinge ohtlikus ristlõikes D

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} = \frac{0,617 \cdot 23 \cdot 10^3}{81,9 \cdot 10^{-6}} = 173,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx \underline{173 \text{ MPa}}$$

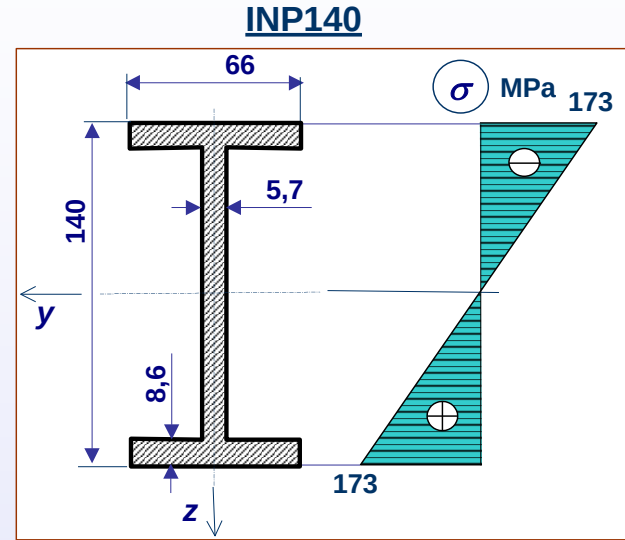
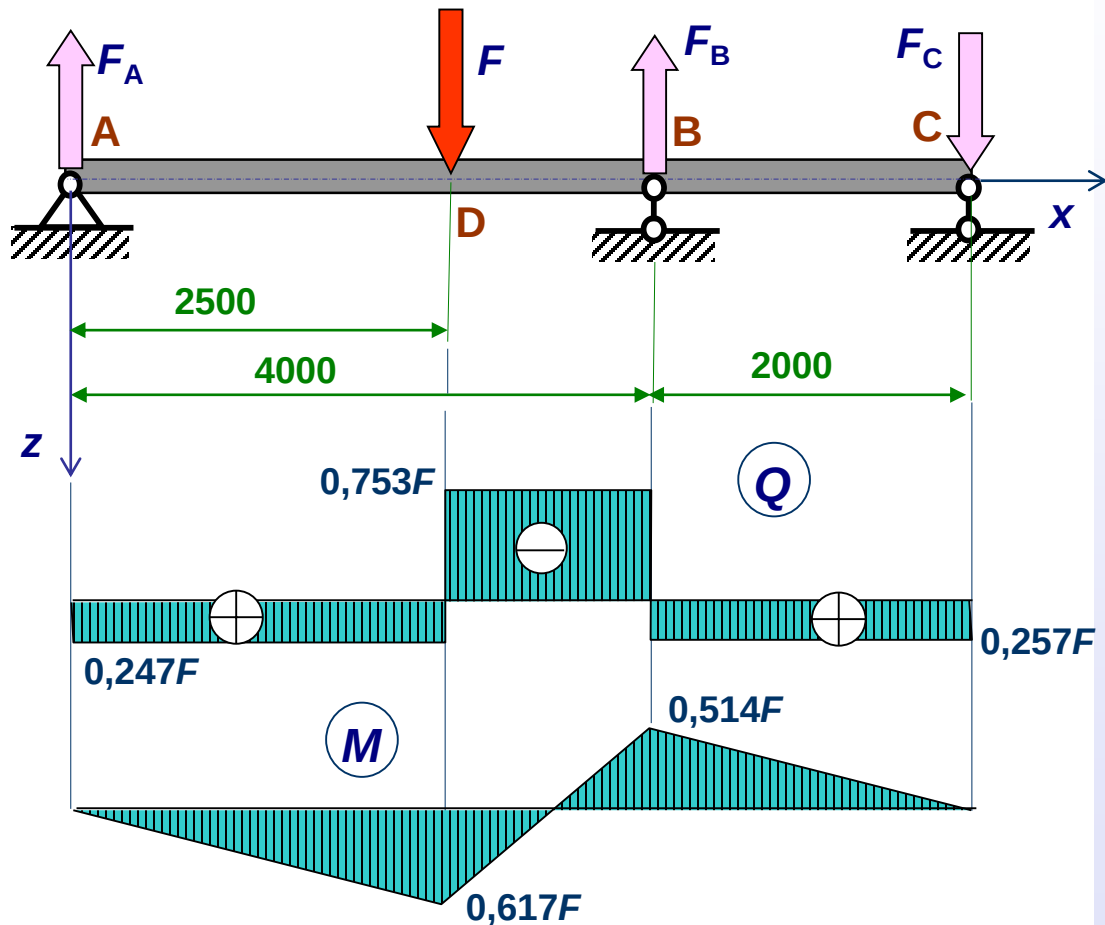
Tugevusvarutegur

$$S = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} = \frac{355}{173} = 2,052 \approx \underline{2,05} > [S] = 2$$

Tala on piisavalt tugev, kui koormuse suurimaks väärtuseks on $F = 23 \text{ kN}$

6. Tulemus

Staatikaga määramatu tala



Lubataav koormus

$$F = 23 \text{ kN}$$

Tugevusvarutegur

$$S = 2,05$$