

Petter Vang

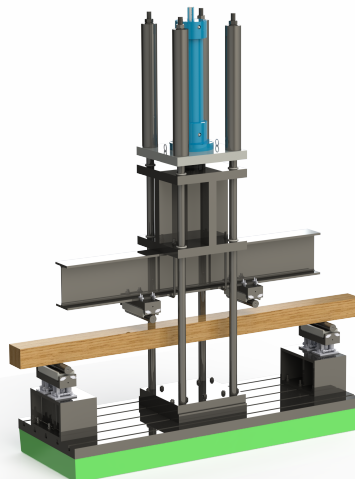
4-Punkts Testmaskin

4-Punkts bøyemaskin

Mai 2020

NTNU

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet.
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Bacheloroppgave

2020



Petter Vang

4-Punkts Testmaskin

4-Punkts bøyemaskin

Bacheloroppgave
Mai 2020

NTNU

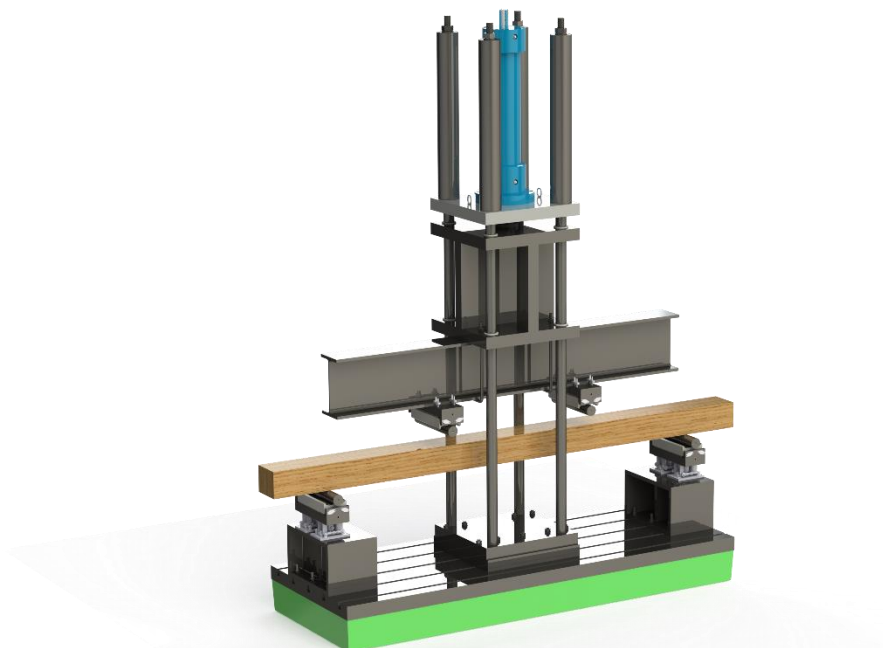
Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet.
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Kunnskap for en bedre verden

4 punkt testmaskin

4 punkts bøyetest maskin



Petter
Vang

Gradering: Åpen

Bachelor i ingeniørfag - Maskin
Innlevert: Mai 2020
Veileder: Tor Erik Nikolaisen

Oppgavens tittel:	Dato: 22.03.2020		
Testjigg prosjekt NTNU	Antall sider: 58		
	Masteroppgave:	Bacheloroppgave	x
Navn: Petter Vang			
Veileder: Tor Erik Nikolaisen			
Eventuelle eksterne faglige kontakter/ veiledere:			

Sammendrag:

Utvikling og beregning av en 4 punkts bøyemaskin for testing av stivhet i bjelker. Maskinen er utviklet for NTNU Gjøvik med hensikt å bygge maskinen og bruke den i testing av både internt lagde bjelker og elementer, men også for eksterne bedrifter i Gjøvik området.

Hoved-konstruksjonen til maskinen består av 4 stålsøyler og 2 stykk tykke stålplater som den hydrauliske sylindren og traversen festes og beveger seg på. Dette gir en rimelig og solid konstruksjon med gode muligheter for modifiseringer og forbedringer over tid etter behov.

Sånn som maskinen er bygget og konstruert gir dette en maskin som tåler det den skal og mer til over lange tidsperioder. Maskinen ender også opp med å være rimelig sammenlignet med lignende maskiner i samme størrelsesklasse, siden den med de antagelsene gjort her ikke kommer å koste mye mer enn 1,3 millioner kroner å bygge.

Stikkord:

4 punkts bøyemaskin
NTNU Gjøvik
Maskiningeniør bygg ingeniør
Hydraulikk

(sign.)

Abstract

This is a bachelor thesis written for the university NTNU, campus Gjøvik, more specifically the Material and Construction Research Laboratory. The school is in the middle of building their workshop and laboratory in the Mechanical and Construction Departments, and they need a testing machine for testing the bending strength of beams. For this purpose, they want a 4-point bending machine, as these machines give an area of pure bending stress. The purpose of this thesis is to draw and construct the technical drawing of this machine and dimension the machine to handle the loads.

The choice of main structure quickly fell on using steel rods and thick plates as a base, with added hydraulic cylinders and other functionality. Among these are adjustment pipes for moving the top of the machine up and down to change the size of the opening, and a slide for holding the equipment which applies the load on the beam being tested, and reduces off-axis loads on the hydraulic cylinder. It also measures both the force exerted by the hydraulics and the force the beam receives. Cameras and other measuring equipment will be installed to obtain more testing data, with software solutions for capturing, storing, and processing the data from the test, but this is not part of this task.

The machine is more than capable of handling the load of 40 tons that it was designed for, even over many cycles of loading. The machine has also been designed to be simple to expand its capabilities for other types of testing over time, one example being testing for buckling, as this just needs a simple attachment on the base and slide. It is relatively inexpensive compared to other commercial solutions in the same size class, coming out at only about 1.26 million Norwegian kroner versus the 4-5 million for commercial solutions in the same class.

Forord

Dette er en oppgave skrevet hos NTNU campus Gjøvik som en siste del av en 3-årige bachelor utdanning som maskin ingeniør. Dette arbeidet har foregått over våren 2020 og avsluttes den 20. mai 2020. Oppgaven har vært gjort for skolen som et prosjekt hvor det skal bygges opp testkapasitet hos skolen, både for intern og ekstern testing, med det målet at testmaskinen skal være rimelig å bygge og skal tilfredsstillende standarder for testing.

Denne hovedoppgaven har som hensikt å finne og beregne et grunddesign som tilfredsstillende kravene til testoperasjonene. Videre er det gjort utviklingsarbeid for å forsøke å oppfylle kravene i størst mulig grad.

Dette er et prosjekt hvor jeg har måttet være både systematisk og nøyaktig i arbeid som har vært utfordrende og lærerikt.

Jeg vil også sende en stor takk til Laboratorieleder ved Institutt for vareproduksjon og byggingsteknikk Tor Erik Nicolaisen som har vært hovedveileder, og gitt mange tekniske tips og råd underveis i oppgavearbeidet.

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet

Gjøvik

20. mai 2020

Petter Vang

Innholdsfortegnelse

Abstract	3
Forord	4
Innholdsfortegnelse	5
Figur-liste	6
Tabell-liste	7
1 Innledning.....	8
1.1 Bakgrunn	8
1.2 Problemstilling.....	8
1.3 Mål.....	9
1.4 Forutsetninger.....	9
1.5 Konseptet	10
1.6 Symbolisten	10
2 Prosessbeskrivelse	12
2.1 Forberedelse (trevirke)	12
2.2 Test-jig klargjøring	12
2.3 Under testing.....	13
3 Beskrivelser	14
3.1 Hovedmål.....	14
3.2 Toleranser og pasninger.....	14
3.3 Beskrivelse av hovedelementer	15
3.3.1 Topplate (tegning x-x).....	15
3.3.2 Hoved-stag	15
3.3.3 Travers.....	16
3.3.4 Krybbe	16
3.3.5 Justeringsrør	17
4 Komponentvalg	19
4.1 Hydraulisksylinder.....	19
4.2 Søyleforinger	19
4.3 Veieceller.....	20
4.4 Øyemutter	20
5 Materialvalg	21
6 Dimensjonering	22
6.1 Skruer.....	23
6.1.1 Pressesylinder.....	23
6.1.2 Søyle festepunkter	31
6.1.3 T-bolter bunnplate pressetårn	35
6.1.4 Bolter veieceller	37
6.1.5 Bolter traversfeste og juster-rør.....	39
6.2 Hovedelementer	40
6.2.1 Topplate.....	40
6.2.2 Transvers med bom	41
6.2.3 Konsoll	42
6.2.4 Justerrørholder.....	43
7 Hydraulikk.....	44

8	Godkjenning og montering.....	46
8.1	Godkjenning	46
8.2	Montering	47
9	Kostnader	48
9.1	Materialkostnader	48
9.2	Arbeidskostnader	50
10	Diskusjon.....	52
10.1	Grunnutforming	52
10.2	Lastceller	52
10.3	Opphenging av verktøy	53
11	Konklusjon	54
12	Litteraturliste	55
13	Vedlegg	57
13.1	Konstruksjonstegninger	57
13.2	Teknisk tegninger	58

Figur-liste

Figur 1	skruediagram festeskruer sylinder	28
Figur 2	utmattingsdiagram festeskruer sylinder. (Palmer, 2014).....	29
Figur 3	spenningsplot for topplate med justeringsrør	40
Figur 4	simulering transvers og bom.....	41
Figur 5	simulering 2D på langs	42
Figur 6	simulering av krybbe på tvers.....	42
Figur 7	koblingsskjema for hydraulikksystemet	45

Tabell-liste

Tabell 1 materialkostnader og forbruk for egenproduserte deler	48
Tabell 2 kostnad innkjøp av hele stykk enheter	49
Tabell 3 kostnader innkjøp deler	49

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU) campus Gjøvik, Institutt for vareproduksjon og byggteknikk er i prosessen med å utruste labbene, og i dette arbeidet ble det funnet behov for en 4 punkts test-jig for testing av bjelker. Hvis en sann maskin skal kjøpes i den størrelsen skolen ser for seg å ha vil den koste omkring 5 millioner kroner. Her kommer denne oppgaven inn, hvor jeg skal tegne og beregne komponentene på maskinen. Her er planen at en selvkonstruert og -bygd testmaskin vil kunne bli både bedre og billigere enn det som kan kjøpes. NTNU campus Gjøvik har fått et strongbord donert fra Institutt for maskinteknikk og produksjon. Dette skal være grunnlaget for pressen, som det skal plasseres bukker og et pressetårn oppå. Skolen har også fått donert et hydraulisk aggregat med variabel pumpe fra Steertec AS på Raufoss som skal brukes for hydraulisk kraft. Ut fra dette skal det da tegnes, konstrueres i 3D og beregnes en test-jig for testing av bjelker via 4 punkt bøye-tester.

1.2 Problemstilling

Instituttet for vareproduksjon og byggteknikk driver med utrustning av verksted og testkapasitet på campus Gjøvik, hvor de har sett behovet for en testmaskin for testing av bjelker. Her har man også sett at dette er et behov i industrien rundt campus Gjøvik. Denne oppgaven er starten på et arbeid om å skaffe denne evnen til skolen. Denne testmaskinen skal være en 4-punkt-bøyemaskin med en pressekraft på minst 40 tonn, og være både enkel og kraftig nok til å kunne både utvide og legge til andre måleegenskaper utover i maskinens levetid. Det er også krav om at testmaskinen skal oppfylle kravene til testing av bjelker i tre, for at skolen etter hvert skal kunne bli et sertifisert sted for utvikling og testing av nye bjelker. For å avgrense oppgaven vil den ikke inneholde jobben med godkjenning. Den vil kun gi et

enkelt diagram for hvordan hydraulikken kan utføres. Det legges heller ikke noe vekt på hvordan målinger og styring av alt utstyret blir utført.

1.3 Mål

- Hovedmålet med oppgaven er å tegne og dimensjonere en rimelig testmaskin for testing av bjelker i ulike materialer. Utarbeidelse av et kostnadsoverslag og produksjonstegninger hører med.
- Testmaskinen bør være fleksibel, for å kunne teste flere materialparameter og egenskaper for både å kunne spre kostnaden, men også plassbruken utover flere prosjekter og oppgaver. Dette vil si å ha muligheten til å koble forskjellige utstyr til test maskinen.
- Testmaskinen bør være skalerbar, dette vil si å kunne skalere opp forskjellige komponenter for å kunne ta større eller høyere styrke tester.
- Testmaskinene bør bygges opp av mest mulig standardelementer som kan kjøpes av forskjellige leverandører i markedet. Hvor bruk av standardkomponenter vil forhåpentligvis senke kostnadene på byggingen av testmaskinen.
- Testmaskinen bør ha løsninger som er slitesterke og driftssikre for å kunne brukes over lang tid.
- Testmaskinen bør være brukervennlig og operatørsikker, med minst mulig belastning og færrest mulig faresoner.

1.4 Forutsetninger

- Testmaskinen skal drives av donert hydraulikkaggregat.
- Testmaskinen skal stå på og bruke strongbord.
- Pressekraften skal være på minst 25 tonn. Den skal også ha en returkraft på minst 50% av trykkraften.
- Pressen skal ha en lysåpning som er minst 1500 mm høy og 600 mm bred.
- Pressen skal ha en slaglengde på minst 1000 mm.
- Bom skal kunne monteres og demonteres raskt og enkelt.

- Konsoller skal kunne flyttes.
- Nedre konsoller skal ha lastmåling og pressen skal ha trykkmåling.
- Hastigheten på pressingen skal kunne justeres.
- Den skal ha posisjonsmåling.

1.5 Konseptet

Denne testjigen vil grovt sett bestå av et 4200x1500 mm strongbord som base. Oppå denne settes 2 bukker som kan forskyves frem og tilbake på strongbordet. Med et sett med veieceller og en krybbe, som skal hindre mest mulig krefter i andre retninger enn vertikalt. Dette oppnås med bruk av ruller i begge horisontale retninger. I tillegg vil det være et pressetårn på strongbordet, som skal bøye bjelken nedover på 2 punkter. Dette oppnås med et tårn laget av 4 stykk stålstenger med en hydraulisk sylinder på toppen, som flytter en travers og en bom med et par krybber. Hydraulisk kraft skal leveres av et hydraulisk aggregat med variabel pumpe. For å unngå en altfor lang hydraulisk sylinder og samtidig kunne gjøre mye med pressen, også andre formål enn bare 4 punkt bøyning, skal toppen på pressen være flyttbar i vertikal retning. Dette vil gi muligheten til å sette på annet utsyr senere for å teste andre ting, et forslag var å teste knekking. Dette ville kunne gjøres ved å feste et verktøy både på bunnen av pressen og på traversen.

Utenfor det som er hovedfokuset av denne oppgaven vil det også gjøres en del nytt, som bruk av et høyhastighetskamera for måling av defleksjon i bjelken, hvor en dataservert vil samkjøre all innhentet informasjon og samle alt på korresponderende bilder. Her kan man etterpå kikke på et bilde tatt si 42,25 sekunder inn i testen og se kreftene i spill, hvor mye bjelken er bøyd og mye mer.

1.6 Symbolisten

Symbol	Betydning	Benevning
ID	Indre diameter	mm
OD	Ytre diameter	mm
Ø	Diameter	mm
σ	Spenning	MPa

σ_{ji}	Ekvivalent spenning	MPa
σ_m	Middelspenning	MPa
σ_a	Spenningsamplitude	MPa
FOS	Sikkerhetsfaktor	-
φ	Stigningsvinkel	°
ε	gjengevinkel	°
M_v	Moment «brukt» for å overvinne gjenge friksjon	Nm
M_S	Moment «brukt» for å overvinne overflate friksjon	Nm
M	Totalt moment «brukt» på å skru in skrue	Nm
r_m	gjengenes middelfradius	mm
P	gjengestigningen	mm
F	Kraft	N
N	Mutter/bolts overflateradius	mm
d_h	Radius for hull	mm
A	Areal	mm ²
τ_v	Torsjonsspenning	MPa
W_v	Motstandsmomentet	mm ³
I	Andre treghetsmoment	mm ⁴
δ	Tøyning	mm/mm
E	E-modul (stivhet)	MPa
l	Lengde	mm
F_D	Merkekrav i bolt under bruk	MPa
S_e	utmattingsfasthet	MPa
R_m	strekkfasthet	MPa
n_1 og n_2	Sikkerhetsfaktor	-
P	Trykk	MPa
β	Materialfaktor utmatting	-

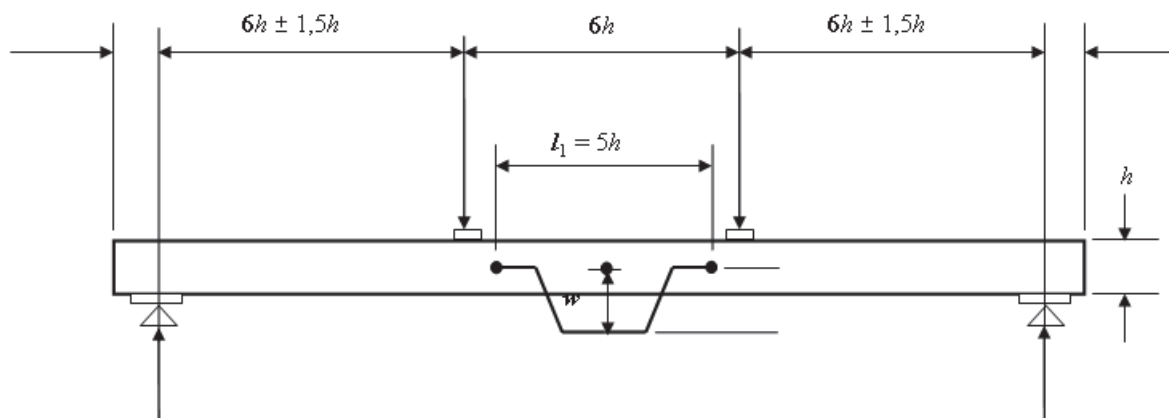
2 Prosessbeskrivelse

2.1 Forberedelse (trevirke)

Alle trebjelker som skal testes må plasseres på miljøkontrollert rom med 20 ± 2 °C og 65 ± 5 % luftfuktighet. Her skal de ligge til de er stabile, som vil si at 2 vektmaalinger med minimum 6 timers mellomrom skal være innen 0.1 % av vekten på bjelken av den andre målingen. Testbjelkene skal ikke tas ut av dette miljøet tidligere enn 1 time før testing. Derfra skal dimensjonene på bjelken konstateres til en nøyaktighet på 1 %. Hvis bredden eller tykkelsen varierer over bjelkens lengde skal det tas 3 målinger på 3 forskjellige steder og gjennomsnittet av disse brukes videre. Ingen målinger skal tas nærmere enden enn 150 mm. Lengden på bjelkene må være 19 ganger høyden. Avvik fra dette skal rapporters.

2.2 Test-jig klargjøring

Bukkene plasseres med en avstand på 18 ganger høyden av bjelken mellom toppen av rullene på hver, gjerne med en stålplate som er kortere enn 0.5 ganger høyden av bjelken, dette for å unngå lokal deformering fra trykket. Videre plasseres krybbene på bommen med en avstand på 6 ganger høyden på bjelken mellom rullene. (SN, 2012)



Figur 1 oppset testing

2.3 Under testing

Under bøyning skal travers og bom kjøres nedover med en konstant fart på 0.003 ganger bjelkens høyde i mm per sekund. Deformasjonen måles minimum fra 10 % av bruddkraften til 40 % av bruddkraften til bjelken, altså kraften som påføres når bjelken knekker.

Deformasjonen måles på 3 punkter på hver side av bjelken, hvor 2 brukes for lokal E-modul og et brukes for global E-modul. Den globale E-modulen regnes ut fra hvor mye midten av bjelken beveger seg og kraften påført for samhørende defleksjon. Fra disse dataene trekker man dataen fra 10 % til 40 % av maks kraft og sjekker om de har en korrelasjonskoeffisient på 0.99 eller bedre. Hvis dette ikke er tilfellet reduseres bredden in mot 20 % til 30 %. Finnes ikke en korrelasjonskoeffisient på over 0.99 er dataen ikke brukbar.

Dette gjelder også for lokal E-modul, bortsett fra at her måles defleksjonen på 2.5h fra midten (eller 0.5h fra krybben) på begge sider av bjelken. Disse målingene blir gjort midt på høyden av bjelken, for å måle i nøytralaksen på bjelken (området uten spenninger).

3 Beskrivelser

3.1 Hovedmål

Begrensende mål for testmaskinen er bredden og høyden på åpningen, dette inkluderer bukkene og konsollene. Dette vil si åpningen mellom toppen av rullene på konsollen og bunnen av rullen på bommen, og bredden mellom stagene. Kravet i oppgaven er en åpning som er 600 mm bred, derfor har jeg valgt en senter-senter-distanse på 750 mm, dette gir 650 mm med åpning med stag som er Ø100 mm. Lysåpningen i vertikal retning er noe mer komplisert, da høyden på konsollen og bukken endrer denne åpningen sammen med størrelsen på transversen og bommen. Jeg har derfor valgt å lage hele toppen av pressen og transversen flyttbar opp og ned i steg. Dette gir muligheten for en åpning fra 500 mm til hele 2500 mm, med 500 mm steg. og oppfyller kravet om en lysåpning på 1500- 2000 mm, dette gir også mulighet for å håndtere store nedbøyinger i bjelken som testes. Videre er bukkene laget 500 mm høye, dette er for å lette installasjon av I-bjelker for å forlenge bjelkene som kan testes.

3.2 Toleranser og pasninger

De 5 store platene som ligger horisontalt i pressen har 4 hull for stagene som holder toppen av pressen oppe og traversen på kurs, disse hullene må settvis være på samme sted på hvert hjørne og må være parallelle vertikalt. Dette er for å sikre at traversen ikke skjærer seg under press og å hindre uforutsette krefter. Videre må hullene i traversen være H7 for å sikre god pasning av foringene, videre er stagene dreid til h8 som er anbefalingen fra bedriften som lager foringene.

Andre hull som må borres parallelle er hullene i brakettene som holder de små rullene i konsollen, dette er for å sikre minimum rullemotstand og problemer under press.

3.3 Beskrivelse av hovedelementer

3.3.1 Topplate (tegning x-x)

Topplaten er en 1000x1000x110 mm stor plate som skal ta den fulle kraften av pressen og overføre den til søylene og videre ned i strongbordet. Den har et Ø400 mm hull for at både sylindere og innfestningen av traversen skal få plass. Her er det frest inn et spor for å sentrere sylindere og holde den sentrert under bruk. Sylindere skrues fast i topplaten med 6 stykk M36 bolter gjennom sylindere og plate. Disse har en styrke på 300 kN hver eller 1.8 MN totalt, dette gir en FOS på 4.5 på spesifisert last.

Det er laget innfestningshull for 2 stykk M20 løfteøyer, disse har hver en lastekapasitet på 6 tonn. Med tanke på at hele løftetårnet med sylindere og alt festet på veier rundt 6,5 tonn ettersom hva du tar med, har du en FOS på 1,8.

Topplaten festes til de 4 stagene via emnerør som skrues fast med 6 x M20 bolter. Boltene er kun for å holde topplaten og alt som er festet til den oppe når maskinen ikke er i bruk. Når maskinen opereres og er under trykk vil topplaten gå imot emnerøret som holdes nede av 1 M64 mutter per stag.

3.3.2 Hoved-stag

Hovedstrukturen i pressen skal være 4 stykk Ø100 mm centerless akselstål slipt til ISO h8 med en retthetstoleranse på 0,1 mm per 1000 mm lengde og en overflateruhet på 0,4-0,8 µ. Disse vil det kappes 630 mm av hver for bruk på krybbene. Det som er igjen, dreies det 170 mm med M64 gjenger i hver ende, med en innsnevring for å ha en stor radius på overgangen mellom ikke dreid og det gjengede partiet. Dette er for å være sikker på det ikke blir noen skarpe kanter som lager stresskjerper.

Stagene har også i jobb å holde traversen sentrert og parallell. Dette oppnås med 4 Ø105 mm hull som har Ø100 mm foringer satt inni på 2 forskjellige nivåer.

3.3.3 Travers

Traversen er alt mellom enden på sylindere og bjelken. Den består av 2 stykk 1000x1000x110 mm stålplater som er sveist sammen med en 800x1000x110 mm plate pluss to 200x800x110 mm platebiter. Målene på mellomplatene er konservative mål for hva som er igjen av den innkjøpte stålplaten. Disse gjøres så høye som praktisk mulig, for å gi en så stabil som mulig traverskonstruksjon. Topp- og bunnplatene i traversen har 4 stykk Ø105 mm hull innsatt foringer for reduksjon i friksjon og for god føring.

Holdebøyer

Under traversen skal det være 2 bøyer som er 400 mm senter til senter og Ø30 mm, disse er både for å lette installasjon av bommen og for sikkerhets skyld hvis bjelken skulle løsne. Disse lages ved å bøye en 1870 mm lang stålstang to steder i 90 grader bøyer så man lager en U-form, deretter å gjenge opp rundt 70 mm av hver ende. Disse festes til traversen med M30 mutter og skive.

Traversfeste

Traversen er festet til sylindere med en "flens" som blir skrudd på enden av sylindrestaget med M120 gjenger og boltet fast i toppen av traversen med 6 stykk M20 bolter.

Bjelkefester

Bjelken festes med 4 stykk freseklemmer. Disse er en innretning som består av et 200 mm langt firkantet stålstykk med et spor i Midten skrues mot traversen, mens enden på klemmen holdes vekk fra traversen så stålstykket er parallelt. Dette gir en klasse 3 lever som holder bjelken mot traversen.

3.3.4 Krybbe

Krybben er sub-konstruksjonen som påfører lasten på testdelen. Det er 4 av disse totalt, 2 på bukker over strongbordet, og 2 som er festet til bommen. Disse har i oppgave å gi mest mulig rene vertikale krefter til testdelen. Dette oppnås ved å bruke en stor rulle mellom krybben og

bjelken for ikke å få krefter langsgående i testdelen. Det er også et sett ruller mellom øvre og nedre del av krybben som gir 20 mm med «friksjonsfri» sideveis bevegelse for å ta opp eventuelle bevegelser i testdelen, dette gjelder i hovedsak bjelker laget i tre. Disse mindre rullene er rør som holdes sammen og parallele av et lite stålstag som går gjennom rullene og deretter er tress inni en stålstripe på hver side. Her festes stålstagene med 7 mm spennklips. Den store rullen er det samme som hoved-stagene, både for å spare på antallet forskjellige deler som må kjøpes inn og fordi de må kappes kortere enn leveringslengden på 6 m. Disse holdes sammen med krybben med en stålvaier i hver ende festet med en skrue. Dette er både for å holde de igjen når/hvis testdelen ryker «eksplosivt» men også å holde rullene oppe når maskinen ikke er i bruk på de øvre krybbene. Alle disse rullene har en plate Hardox mellom dem og det mykere stålet i selve konsollkonstruksjonen. Dette er gjort for å redusere rullemotstanden for rullene, for å redusere krefter påført bjelken når den beveger seg under testing. Disse platene festes til konstruksjonen ved hjelp av forsenkede skruer og ligger ellers bare løst oppå krybben.

Hoveddelene av krybben holdes sammen av 4 stykk pinner som går ut fra toppen på den nederste krybben og inn i bunnen på den øverste krybben. På hver av disse pinnene er det en fjær for å sentrere den øvre krybben. Disse vil være plassert sånn at under operasjon vil de ikke være i kontakt med den øvre krybben, men vil bare være i et hull som er 2 mm større enn pinnen. Dette sikrer minimal friksjon mellom øvre og nedre krybbe.

For å sikre nok materiale til å feste krybbene til resten av konstruksjonen må det sveises en 40 mm plate på undersiden av den 110 mm platen, hvor gjengehullene for klammene eller skruene i cellene lages.

3.3.5 Justeringsrør

For enda større fleksibilitet rundt bruk av testmaskinene blir stålstagene laget mye lenger enn hva som er nødvendig for testing av kun bjelker i 4 punkt bøyetest. For ikke tillegg å måtte ha en hydraulisk sylinder på flere meter, vil topplaten kunne flyttes opp og ned på hoved-stagene med 4 stykk emnerør som skrus i en 40 mm tykk plate på toppen av hvert hoved-stag, og skrus i topplaten med 6 stykk M20 bolter. Hullene på både topplaten og platene må være i samme størrelse og posisjon i forhold til senter av hoved-stag for å oppnå maks høyde. For

lavere høyder av topplaten trengs emnerør med Ø105 mm indre diameter og Ø200 mm ytre diameter der det borres og gjenges 6 stykk M20 hull i hver ende. Lengdene på disse rørene kan lages etter ønske, hvor mitt forslag er et sett for hver 500 mm mellom 0 og 2 m. Dette vil gi mye frihet til størrelse på test-deler og ikke for mange sett.

Juster-rør holder

For å koble juster-rørene til toppen av stagene lages en ekstra stor skive som ligger oppå toppen av stagene og er skrudd inn i juster-røret med 6 stykk M20 bolter, disse er i samme posisjon som hullene som boltene som holder toppen av pressen til juster-rørene. Det har en ytre diameter på Ø200 mm og en indre diameter på Ø65 mm som går over M64 gjengene. Den holdes nede av en M64 mutter med skive når maskinen brukes og er under press.

4 Komponentvalg

4.1 Hydraulisksylinder

Sylinderen som jeg har brukt som utgangspunkt er en dobbeltvirkende sylinder fra Bosch Rexroth AG. Den er utstyrt med posisjonsmålesystem for å gi enda et datapunkt under testing. Det skal også kobles en trykksensor rett før sylinderen på øvre port for å gi kraft utøvet av sylinderen. Denne har en Ø160 mm sylinder stag med Ø250 mm sylinderåpning. Dette gir litt over 40 tonn med kraft ved 100 bar trykk og litt over 20 tonn kraft på retur. Sylinderen har en slaglengde på 1000 mm for å kunne kjøre selv den seigeste tre bjelke til brudd, og for å ha stor fleksibilitet når det kommer til størrelse på test-deler som kan testes. Innfestning til topplate skjer med 6 stykk M36 bolter. Og er skrudd fast i traversen med M20 gjenger i enden av stempelstaget, som igjen er skrudd til toppen av traversen med 6 stykk M20.

Valgte sylinder trenger ikke være sylinder i endelig bruk, den er tatt som et eksempel for tegning og dimensjonering. Hvis annen sylinder ønskes brukt i endelig produkt må innfestning til topplate og travers sjekkes om igjen, dette gjelder også klaring mellom travers og topplate i øvre stilling.

4.2 Søyleforinger

Mellom søylene og traversen må det være foringer, disse er der både for å redusere friksjonen mellom dem og for å ha en pasning med minst mulig klaring. Dimensjonene som er valgt for foringene er en indre diameter (ID) på 100 mm, en ytre diameter (OD) på 105 mm og en lengde på 115 mm. Foringen holdes på plass av en flens som er 101 mm i ID og det er kuttet et spor som er 2.5 mm høyt og en diameter på 105 mm. Dette vil sikre at foringen blir der den skal være og ikke komme borti staget. Stagene har en toleranse på h8. (astbearings, 2020)

4.3 Veieceller

For måling av krefter påført og overført i test-delen brukes to sett med 2 veieceller, et sett på hver side. Disse veiecellene med sidestabiliseringsstag installert, vil være nøyaktige nok til å komme innenfor standarden for testing av trebjelker. Denne tilsier en nøyaktighet på 1 % av påført last, for laster mindre enn 10 % av makslast bjelken tåler skal nøyaktigheten være 0.1 % av den samme makslasten. Cellene som er sett på og planlagt å bruke er SWC615 PowerMount™ cellene til Mettler Toledo, med en kapasitet på 15 tonn hver. Dette gir stor nøyaktighet over hele lastvidden pressen kan operere.

Lastcellekonstruksjonen er også laget sånn at den tåler både bøyemomentet du får av armen mellom basen av cellekonstruksjonen og toppen av den store rullen i krybben, og den horisontale kraften som oppstår når bjelken bøyes. De tåler også selve kraften som oppstår av bjelkens bøyinger. Det er også innebygd stoppere for alle retninger både 360 grader horisontalt så vel som vertikalt.

4.4 Øyemutter

For å kunne flytte og løfte pressetårnet trengs et sted å feste en kran. Derfor settes det inn et par med M20 øyemutter, hver av disse er sterk nok til å løfte hele tårnet med sikkerhetsmargin. Dette gir stor sikkerhetsmargin når begge brukes, noe som må gjøres for stabilisering. Vekten på pressetårnet, med transvers og bommen montert (enklere å montere etterpå) har en vekt på litt under 6 tonn. Hver M20 øyebolt har en nyttelast på 7 tonn, dette er ikke en stor sikkerhetsmargin, men er nok til å holde i en ulykke ved kabelbrudd eller lignende.

5 Materialvalg

For slike testmaskiner er det bortimot bare stivhet og styrke som har noe å si, i tillegg til kostnaden så klart. Med disse forutsetningene er stål et ganske opplagt material å velge. Det har en høy E-modul, på hele 3 ganger det aluminium har. Dette gir en konstruksjon med 1/3 av nedbøyningen for samme geometriske form. I testmaskiner er det viktig med lite nedbøyning for å hindre krefter i retninger en ikke vil ha dem, dette gjelder spesielt horisontalt ut fra midten av maskinen. Lite nedbøyning sikrer også reliable data og gode tester. Stål har høy styrke og gode utmattingssegenskaper, disse er kanskje ikke de mest relevante siden det ikke skal kjøre mange sykluser i utmattingsammenheng, men det vil si at maskinen vil vare i mange år fremover uten fare for utmattingsbrudd, kanskje utenom en veldig liten mulighet for rust. Stål er også en av de billigste konstruksjonsmetallene.

Det vil også i stor grad bli brukt stålskruer og -bolter i testmaskinen, som ville vært uheldig sammen med aluminium grunnet korrosjonsproblemer. Det er også problemer med å skru hørfaste skruer inn i aluminium.

I denne oppgaven har jeg valgt å bruke varmvalsede plater med flytegrense på 355 MPa i hovedsak, med en betegnelse S355J2+N i nyere europeisk standard. Dette stålet har en relativt høy flytegrense og gode utholdenhetssegenskaper. Det er vanlig brukte standard konstruksjonsstål i lavere kvaliteter, men forskjellen i pris mellom disse er så liten sammenlignet med tapet i flytestyrket det er liten vits i å bruke en lavere kvalitet.

Noen andre stål kvaliteter som blir brukt i oppgaven er Ovako 280X (20MnV6 europeisk standard) som blir brukt i hovedstagene og rullene. Videre skal det legges inn noen plater med Hardox 500 Tuf for å redusere rullemodstanden for alle rullene. (Ssab, 2020)

6 Dimensjonering

Presset som blir lagt til grunn for dimensjoneringen er et valgt makstrykk på 40 tonn, dette oppnås med et systemtrykk på 100 bar og en sylinder som er Ø250 mm. Med denne sylindren og et hydraulisk system begrenset til 100 bar, er maks teoretisk press på 490,9 kN (49 tonn). Dette er kraften som vil brukes i beregningene. Det skal også sies at dette er en teoretisk kraft, og at sylindre, slanger og ventiler har et tap av både trykk og kraft. Denne virkningsgraden ligger rundt 95 % for sylindren, for slanger og ventiler vil tapet være lite siden det er relativt lave hastigheter som brukes under materialtesting. Dette fører til at sikkerhetsfaktorene vil være rundt 5 % høyere enn det som er regnet ut. Siden utstyret skal arbeide med lave hastigheter vil ikke krefter som oppstår av akselerasjon være regnet med, det er også installert endedempere i sylindren for å unngå kraftige støt når traversen kjøres inn i toppen eller bunn av sylindrelengden. For delene som blir utsatt for dynamisk og varierende belastning vil det gjøres beregninger for utmatting. Dette gjelder i hovedsak stål-stag, topplate, justeringsrørholder, og bom. Det er flere deler som utsettes for varierende belastninger, men disse er alle utsatt for trykk i hovedsak. Dette gjør at sprekker som oppstår vil presses sammen istedenfor å dras fra hverandre. Disse delene er justeringsrørene, krybbene, og bukkene. Disse vil beregnes som «statisk» belastet, med en sikkerhetsfaktor på 2,5.

Noen av elementene i denne testpressen er av en så komplisert art at utregning gjort for hånd på disse ville gitt veldig urealistiske tall, derfor vil FEA i SolidWorks brukes for å regne ut disse. Dette dreier seg i hovedsak om topplaten og justeringsrør-holderne. FEA gir et veldig godt overblikk over hvordan spenningsbildet ser ut for de delene som kjøres gjennom, som gjør det veldig enkelt å se over om det trengs noen endringer for å unngå det høyeste stresset. Materialet valgt i SolidWorks er S355J0, dette har en E-modul på 210 000 MPa og en skjærmodul på 0,28. Deformasjonene i figurene fra dette vil ha en deformasjon som er forstørret 100-200 ganger, dette er for bedre å vise hvordan materialet oppfører seg under deformasjon.

6.1 Skruer

Hovedmåten denne maskinen blir satt sammen på blir ved hjelp av skruer og bolter. Dette fører videre til at skruer som er dimensjonert riktig har mye å si for kvaliteten og sikkerheten på testmaskinen. Det verste som kunne skje ved brudd ville være både havari og i verste fall personskade.

I denne maskinen vil jeg bruke ISO-metriske gjenger, dette er det desidert mest brukte gjengesystemet. Etter standard NS 1073-6. (Hartvigsen, Lorentsen, Michelsen, og Seljevoll, 2016, side 130) Det vil i hovedsak bli brukt grovgjenger i på alle skruer og bolter i denne oppgaven. Det er noen som tror det er bedre å bruke fingjenger for å være sikker på at skruer ikke løsner og at de skal ha et lavere monteringsmoment, men dette har vist seg å ikke være tilfellet. Dette kommer av at 90 % av tiltrekkingsmomentet «brukes opp» på å overvinne friksjonen mellom gjengene og mellom skruehodet og metallet under. Det har derfor vist seg i både matematiske analyser og i laboratorieforsøk at tiltrekkingsmomentet som kreves på fingjenger ikke er stor mindre enn grovgjenger med rundt en 3 % fordel til fingjenger. (Elkem-Spigerverk, 1972 side 18) Det er også en del som tror fingjenger sitter bedre fast under vibrasjoner og bruk, men dette har også vist seg å være mest avhengig av tilstrekkelig forspenning. Dermed blir hovedoppgaven å finne tilstrekkelig dimensjon og fasthetsklasse, og å finne tilstrekkelig stort tiltrekkingsmoment for å forstramme skruene.

6.1.1 Pressesylinger

Fra vedlegget med tegningene av sylindren finner enn målene og toleransene for flensen og skruehullene for sylindren. Her er det 6 stykk Ø39 mm hull med toleranse H13 for festing av sylindren, de største standard boltene som får god plass i disse er M36. Disse boltene skal gjennom både sylindren og topplaten, dette er en avstand på 195 mm. I tillegg burde det legges harde skiver på hver side for både å øke overflaten, men også å hindre at skruene går inn i metallet. Fra dette får vi en øking på 5 mm på hver side og med mutteren på 31 mm, må skruen minimum være 236 mm lang fra bunnen av hodet. Ut fra dette velger jeg å bruke en 260 mm lang bolt for å lette installasjon og for å være sikker på at de er lange nok.

Under bruk vil disse skruene utsettes for dynamisk belastning på opp til 490,9 kN totalt eller 81,82 kN per bolt for hver syklus eller trykk med pressen, å bruke maks kraft hver gang vil være en konservativ antagelse. Dette kommer av at alle bjelker vil ikke tåle full kraft fra pressen, og 490,9 kN er også mer enn nominelt press. Skruer som er belastet dynamisk er det flere kilder som anbefaler å forstramme til den har en strekkspenning på 70 % av flytegrensen. (Elkem-Spigerverk, 1972 side 31) Når boltene strammes til oppstår det også torsjonalspenning for å overvinne friksjonen mellom gjengene, dette fører til en økning i ekvivalent spenning som kan komme så høyt som maks 90 % flytespenningen. Vis dette skulle bli tilfellet vil ifølge Smith-diagrammet utmattingsfastheten for boltene begynne å gå ned, så økning av tiltrekkingsmoment over 75 % er ikke anbefalt.

For utregningene av tiltrekkingsmomentet trenger vi noen opplysninger om gjengenes mål, og vi må gjære noen antagelser angående friksjonen. I forhold til friksjon er det to interessante friksjonsfaktorer, faktoren mellom gjengene og faktoren mellom bolt hodet og underlaget. Hvor materialene, overflatebelegg, overflatebearbeiding og eventuell smøring vil ha noe å si på friksjonskonstanten mellom dem. For valsede skruer med litt overflatebelegg og olje vil friksjonskoeffisienten ligge i området 0.10 til 0.18, det samme området kan brukes mellom muttergjengene og boltgjengene. Mindre friksjonsfaktorer gir høyere forspenning grunnet mer av momentet blir brukt til å stramme boltene i forhold til ved høy friksjon hvor mye at dette momentet «brukes opp» til å overvinne friksjonen. Ut fra dette går jeg for et konservativt valg og velger å bruke en friksjon-faktor på $\mu=0.12$.

Statisk belastning

For å finne forspenningen trengs et vrilmoment M_v for å overvinne friksjonen i gjengene og stigningsmotstanden bruker jeg denne formelen fra styrkeberegning 2.

$$M_v = F * \tan(\varphi + \varepsilon) * r_m$$

r_m = gjengenes middelradius = $0.5 * d_2$

φ = gjengens stigningsvinkel

ε = gjengens friksjonsvinkel

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right)$$

$$\varepsilon = \tan^{-1} \left(\frac{\mu}{\cos \alpha} \right)$$

P = gjengestigningen

α = halve gjengens profilvinkel = 30°

Det trengs også et moment for å overvinne friksjonen mellom mutterhodet og underlaget.

$$M_S = \mu \cdot F \cdot r$$

r = radiusen friksjonskraften antas å virke = 0.25 * (N + d_h)

N = skruehodets ytre diameter

d_h = hullets diameter

Med et totalt moment blir da på:

$$M = M_v + M_S$$

Når forspenning skal beregnes på skruer brukes ikke den minste diameteren siden gjengene også hindrer forlengelse noe, derfor brukes noe som heter effektivt spenningsareal A_s. For utregning av dette arealet brukes gjennomsnittet mellom den lille og middel diameteren. Hentet fra NS-ISO 898-1 (mekaniske festelementer – mekaniske egenskaper – metriske skruer) finner vi at en M36 skrue har A_s lik 817 mm². Skruer har forskjellige fasthetsklasser de kan fås i, av disse er 8.8 og 12.9 de mest vanlige. I konstruksjoner hvor det er store belastninger er 12.9 den mest brukte. Denne klassen har en strekkfasthet på 1200 MPa og en flytespenning på 0.9*1200 = 1080 MPa.

Hentet fra grunnleggende spenningsberegning finner vi:

$$F = \sigma * A$$

Med dette og en forspenning på 70 % får vi da:

$$F = 0.7 * 1080 * 817 = 617 \text{ kN}$$

Deretter trenger jeg å regne ut stigningsvinkelen og friksjonsvinkelen, for så å kunne regne ut tiltrekkingsmomentet. (Hartvigsen, Lorentsen, Michelsen, og Seljevoll, 2016, side 92)

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{4}{\pi \cdot 33,402} \right) \approx 2,18^\circ$$

$$\varepsilon = \tan^{-1} \left(\frac{0,12}{\cos 30} \right) \approx 7,89^\circ$$

$$M_v = F \cdot \tan(\varphi + \varepsilon) \cdot r_m$$

$$= 617000 \cdot 0,5 \cdot 33,402 \cdot \tan(2,18 + 7,89) \approx 1830 \text{ Nm}$$

$$M_s = \mu \cdot F \cdot r = \mu \cdot F \cdot 0,25 \cdot (N + d_h)$$

$$= 0,12 \cdot 617000 \cdot 0,25 \cdot (0,039 + 0,055) \approx 1740 \text{ Nm}$$

Tiltrekkingsmomentet blir:

$$M = M_v + M_s = 1830 + 1740 = 3580 \text{ Nm}$$

Grunnet både forstrammingen og momentet M_v brukt for å stramme med påføres skruen et stress, dette må sjekkes at det ikke kommer over flytegrensen på skruen. M_s kommer ikke med her siden det «brukes opp» på kun å overvinne friksjonen mellom skruen/mutteren og underlaget.

Torsjon stresset grunnet vrilmomentet M_v på et sirkulært tverrsnitt:

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_v} = \frac{M_v}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau_v = \frac{1830000}{\left(\frac{\pi \cdot 33,402^3}{16}\right)} = 246 \text{ MPa}$$

Siden A_s er større på grunn av gjengene skulle enn også tro at W_v også ble større av gjengene, men det har seg sånn at de hjelper bortimot ingenting mot vridning.

$$\sigma = 0,7 \cdot 1080 = 756 \text{ MPa}$$

Videre regnes det jevnførende spenningen ut fra de to kreftene fra forskjellige retninger fra Von Mises spenningsformelen. Spenningen du får ut av denne formelen er en spenning du kan sammenligne med flytespenningen.

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma^2 + 3\pi^2}$$

$$\sigma_{jf} = \sqrt{756^2 + 3 \cdot 246^2} = \underline{\underline{867,8 \text{ MPa}}}$$

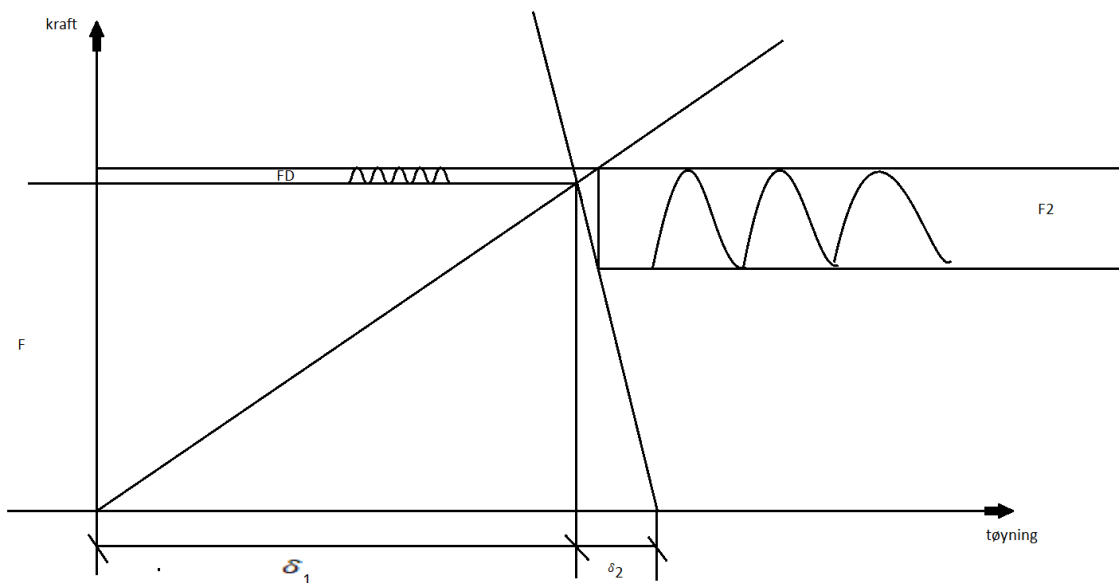
Dynamisk belastning

Skruene på sylindren blir også utsatt for dynamiske påkjenninger hver gang maskinen brukes, derfor burde det sjekkes at den tåler et stort antall sykluser. Under bruk vil den oppleve en syklisk kraft mindre eller lik 0 til 82 kN per press, derfor for å være på en konservativ side velger jeg å regne som alle syklusene er like stor belastning. For å visualisere forskjellen mellom den dynamiske kraften F_1 og forspenningskraften F , setter vi opp et såkalt skruediagram. Dette er et diagram som viser forholdet mellom kraft og tøyning for både skruen og underlaget, som i dette tilfellet vil være flensen på stemplet og topplaten på pressetårnet. Her kan vi regne ut tøyningene i skruen, men hvor mye flensen trykkes sammen blir verre å regne ut. Forholdet mellom tøyningene på disse to (δ_1 og δ_2) har en erfaringsmessige tall på forholdet δ_1/δ_2 ligger et sted mellom 4 og 10 for tykke flenser uten pakning. (Elkem-Spigerverk, 1972, side 88) Desto tykkere flensen er desto mer vil dette forholdet øke, dette vil igjen gi et høyere forhold, som fører til lavere dynamisk belastning på skruen. Dette representeres på skruediagrammet som linjen som går skrått nedover mot høyre, som igjen gjør F_D mindre.

Tøyningen av skruen finner vi med:

$$\delta = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

Ut fra denne formelen bør noen sammenhenger påpekes, som at en kortere skrue vil med samme belastning gi en mindre tøyning, dette vil igjen føre til en brattere linje for skruen og en større dynamisk last F_D . Så om den dynamiske lasten skulle vise seg å være begrensende kan en lenger skrue benyttes.



Figur 1 skruediagram festeskruer sylinder

I vårt tilfelle velger jeg å bruke en δ_1/δ_2 verdi på 5 for å være noe konservativ. Vi vet også at dynamisk kraft er 82 kN og har en forstramning på 617 kN.

Ut fra denne informasjonen tegner jeg skruediagrammet du ser i Figur 1 skruediagram festeskruer sylinder. Derfra finner vi en formel for F_D ved hjelp av likesidete trekkanter.

$$F_D = \frac{F_2}{1 + \frac{\delta_1}{\delta_2}}$$

$$F_D = \frac{82}{1+5} \approx 14 \text{ kN, som gir en amplitude på 7 kN.}$$

Som gir en maksbelastning på $617 + 14 = 631$ kN, med en minimumbelastning lik forstramningen og en middelspenning på 624 kN.

Spenningsamplituden og middelspenningen blir da:

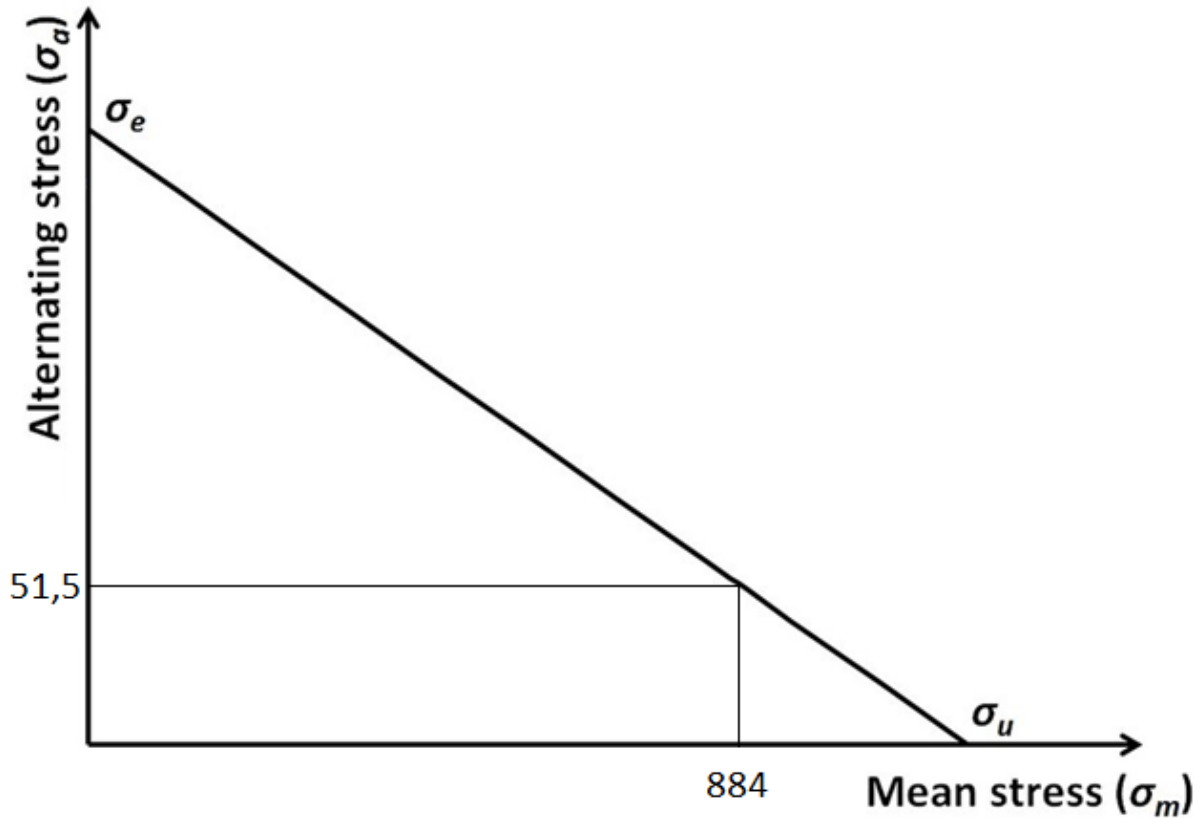
$$\sigma_m = 624\ 000 / 817 \approx 764 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 7000 / 817 \approx 8,6 \text{ MPa}$$

for å være helt sikker på at vi får med det verste tilfellet legger vi også til spenningen fra tiltrekkingen M_v , dette gir en ekvivalent spenning:

$$\sigma_{jim} = \sqrt{764^2 + 3 \cdot 246^2} \approx 875 \text{ MPa}$$

Dermed blir den maksimale spenningen på $875 + 9 \approx 884 \text{ MPa}$.



Figur 2 utmattingsdiagram festeskruer sylinder. (Palmer, 2014)

Utmattings sikkerheten regner jeg ut ved hjelp at et Goodman-diagram eller kalt et utmattingsdiagram, se Figur 2. Dette diagrammet har lignende funksjon som det mer kjente Smith-diagrammet. På diagrammet finner du middelspenningen på x-aksen, amplitudespenningen oppover y-aksen og en utmattingslinje. Denne linjen går fra strekkfastheten R_m på x-aksen til utmattingsfastheten S_e på y-aksen.

Utmattingsfastheten for 12.9 skruer med valsede gjenger er oppgitt til 190 MPa. Dette er en verdi som gjelder skruer M1,6 til M36, med valsede gjenger og er korrigert for overflate og dimensjonsfaktorer. (Nisbett, 2015, side 437)

Goodman linjen har ligningen:

$$\sigma_a = S_e - \frac{S_e}{R_m} \cdot \sigma_m$$

Vi setter de kjente verdiene inn i formelen med $\sigma_m = 875 \text{ MPa}$, da får vi maks amplitude ut.

$$\sigma_a = 190 - \frac{190}{1200} \cdot 875 \approx 51.5 \text{ MPa}$$

Det er mange måter enn kan regne ut sikkerhetsfaktoren her på, ettersom hvilke forutsetninger enn gjør seg. Her antar jeg at middelspenning holder seg bortimot konstant, som er sannsynlig siden i hovedsak kommer at forspenningen, og om den endrer seg vil den bli mindre.

Utmattingssikkerhetsfaktoren blir da:

$$n_1 = \frac{51,5}{8,5} = 6,0$$

Sikkerhetsfaktoren mot flyt kalkuleres ut fra maksimalspenningen:

$$n_2 = \frac{1080}{875} = 1.23$$

Dette er den mest konservative sikkerhetsfaktoren, med nesten overdrevet lite friksjon, hvor større friksjon vil gi større sikkerhetsfaktor. Det skal også sies at under dynamiske belastninger vil spenningen fra strammingen gå ut fordi gjengene «glipper» i forhold til hverandre over tid.

Siden det skal brukes standard mutter på skruene, skal disse ifølge standardene være sterkere enn skruen. Dette skyldes også en større minste diameter enn det skruen har, som gir lavere spenning.

Videre regner vi ut flate trykket på platen fra skruen med formelen:

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \frac{631000}{\left(\frac{\pi \cdot (51^2 - 39^2)}{4}\right)} = 744 \text{ MPa}$$

Her trengs det relativt store høyste skiver for å ta imot og fordele trykket utover et større område for å redusere spenningen til noe både topplaten og flensen på sylindren tåler. Vet

ikke hvilket metall denne flensen er laget av, men ville satt skiver på uansett, om så bare for å beskytte under tiltrekking.

6.1.2 Søyle festepunkter

Pressetårnets hoveddeler er topplaten og bunnplaten (øvre) som er skrudd sammen av 4 stykk stålsøyler. Disse festepunktene må være parallelle og tåle belastningene for at pressen i hele tatt skal kunne fungere som planlagt.

Belastningene på de gjengede stålsøylene vil ha samme karakter som skruene på sylindren, med det unntaket at det er færre søyler som gir høyere belastning per søyle. Spenningen i de gjengede søylene vil variere fra et maksimum under pressing til et minimum lik forspenningen på skruen. I dette tilfellet er det snakk om dreide gjenger istedenfor valsede gjenger som tidligere, dette fører til noe svakere gjenger når det kommer til utmatting. (Nisbett, 2015, side 436) Siden det skal brukes standard muttere skal disse være sterkere i alle tilfeller, dette betyr at vi kun trenger å tenke på gjengene i søylene. Den maksimale kraften under testing er på 490,9 kN, dette gir en kraft på 123 kN per søyle. Stålet brukt i disse søylene er Cromax[®] 280X, dette er et lav-karbon stål med krom lag gi høy ytterlaghardhet. Det har en flyttespenning på 440 MPa for dimensjonene som skal brukes og en strekkfasthet på 550 MPa (kan variere opp til så høyt som 700 MPa). Disse gjengene kan imidlertid ikke forspennes i like stor grad som sylinderskruene grunnet et kjerv i overgangen fra Ø100 mm til M64 gjengene. Vil også her velge å bruke en friksjonsfaktor på 0,12.

Statisk belastning

I dette tilfellet kommer forspenningen vi kan bruke mer på innsnevringen av stålsøylene enn skruen i seg selv. Dette er grunnet spenningsintensitetsfaktoren K_t en får ved endring av diameter på sylindre. Denne innsnevringen vil etter tiltrekkingen bli belastet av både strekk- og torsjons-spenning. Her er det om å gjøre å få en så stor radius som mulig, derfor har jeg valgt å bruke en radius på 10 mm for innsnevringen. Den er gjort slik at den snevrer inn innenfor indre radius av gjengene, så disse kan munne ut i innsnevringen. Stålsøylene har en stor diameter på Ø100 mm og minste diameter på Ø55 mm, disse tallene bruker jeg for å finne K_t i tabeller laget av R.E. Peterson. (Peterson, 2008 s. 156 og 166) Jeg leser av tabellene og

får en strekkintensitetsfaktor på 2 og en torsjonsintensitetsfaktor på 1.25. Videre bruker vi kun en maks statisk strekklast på 70 % av flytespenningen på 440 MPa, som gir oss 308 MPa. For å få nominell spenning for overgangen deler vi dette på intensitetsfaktoren $308 / 2 = 154$ MPa.

Vårt spenningsareal her blir det minste spenningsholdene arealet som blir i innsnevringen.

$$A_s = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 27.5^2 = 2375 \text{ mm}^2$$

Fra dette regner vi ut forspenningen.

$$F = 154 \cdot 2375 = 366 \text{ kN}$$

Gjengemål hentes fra verksted håndboken, forresten er nøkkelvidden på en M64 mutter 95 mm.

Friksjons-vinkelen er samme som tidligere, og spenningsvinkelen finner enn fra formelen:

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{6}{\pi \cdot 60}\right) = 1,82^\circ$$

Derfra regner vi ut tiltrekkingsmomentet

$$M_v = 366000 \cdot 27,5 \cdot \tan(1.82 + 7,89) = 1722 \text{ Nm}$$

$$M_s = 0,12 \cdot 366000 \cdot 0.25 \cdot (65 + 88) = 1680 \text{ Nm}$$

Nødvendig tiltrekkingsmoment blir da

$$M = 1722 + 1680 = 3402 \text{ Nm}$$

Dette gir en nominell torsjonspenning i nettotverrsnittet

$$\tau_v = \frac{1772000}{\frac{\pi \cdot 55^3}{16}} = 52.7 \text{ MPa}$$

Etter å ha tatt høyde for kjerv og spenningsintensitetsfaktoren på 1.65 får enn en spenning på 87 MPa. Dette regnes så sammen med strekkspenningen for å gi ekvivalent spenning.

$$\sigma_{ji} = \sqrt{154^2 + 3 \cdot 87^2} = 215,4 \text{ MPa}$$

Dynamisk spenning

Siden friskruelengden kun blir 40 mm på toppen av søylen mot 110 mm på bunnen og dynamisk belastning blir større ved kortere friskruelengde derfor vil jeg kun se på den øvre skruen.

I dette tilfellet er flensen mye tynnere enn for festeskruene, dette medfører at vi ikke kan bruke δ_1/δ_2 forholdet vi brukte på dem heller. Her vil vi isteden bruke 2 for å være på den konservative siden av erfaringsverdiene for en normal flens som er mellom 2 og 3. Videre vet vi at den statiske kraften er 366 kN og den dynamiske er 123 kN, som vi så regner ut F_D fra:

$$F_D = \frac{123}{1+2} = 41 \text{ kN}$$

Dette gir en maksbelastning på $366 + 41 = 407$ kN, med en middelbelastning på $366 + 41/2 = 381$ kN og en amplitude på 20,5 kN. Dette gir en spenningsamplitude og middelspenning på:

$$\sigma_a = \left(\frac{20500}{2375} \right) \approx 9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \left(\frac{366000}{2375} \right) \cdot 2 = 308 \text{ MPa}$$

Inn i middelspenningen regner vi også inn torsjonsspenningen for å få ekvivalent spenning

$$\sigma_{ji} = \sqrt{308^2 + 3 \cdot 52.7^2} = 321.5 \text{ MPa}$$

Dette gir en maks spenning på

$$\sigma = 321,5 + 9 = 330,5 \text{ MPa}$$

Som gir sikkerhetsfaktoren mot flytt

$$n_1 = \frac{440}{330,5} = 1.37$$

For dreide gjenger vil utmattingsfastheten være noe lavere, dette kommer av at «fibrene» i stålet blir kuttet istedenfor deformert. Dette fører til enklere glidning i metallet og en cirka 28 % reduksjon i utmattingsfasthet. (Nisbett, 2015, s. 436) Siden det ikke er standard bolter vi

holder på med heller, sammenligner vi stålet i søylene med standarden og finner ut at 5.8 er den klassen som passer best i forhold til søylene. Jeg bruker derfor utmattingsfastheten på 81 MPa for utregningene videre, etter å ha redusert den med 28 % grunnet kuttete gjenger istedenfor valsede som i tabellen. (Lozzi, 2017, s. 13) Dette gir en utmattingsfasthet på 58 MPa. Da kan vi regne ut tillat spenningsamplitude for vår middelspenning.

$$\sigma_a = 58 - \frac{58}{550} \cdot 321.5 = 29.2 \text{ MPa}$$

Med antagelsen at middelspenningen holder seg konstant har vi en sikkerhetsfaktor mot utmatting på skruen på.

$$n_2 = \frac{24,2}{9} = 2.69$$

Vi må også se over utmattingsegenskapene for innsnevringen for å sjekke at den også holder. I dette området vil kjerven øke spenningen i spenningsamplituden, hvor den rene geometriske faktoren er gitt til å være $a = 1.7$. (Lozzi, 2017, s. 19) Denne ganges så med en materialfaktor for å få faktoren vi kan bruke.

$$\beta = 1 + \eta \cdot (a - 1)$$

$$\beta = 1 + 0.25 \cdot (1.65 - 1) = 1,16$$

Dette gir da en amplitude på $29,2 \cdot 1,16 = 34 \text{ MPa}$. Og siden dette er et stål som er relativt mykt og har en utmattingsfasthet på $\pm 300 \text{ MPa}$, så lenge middelspenningen holder seg godt under flytegrensen vil dette ikke være noe å bekymre seg over.

Videre må flatetrykket utregnes mot avstandsrørholderen.

$$p = \frac{366000}{\frac{\pi \cdot (88^2 - 65^2)}{4}} = 132.7 \text{ MPa}$$

Dette er et relativt lavt trykk sammenlignet med flytegrensen på 355 MPa, men en skive ville uansett være anbefalt for å ikke skade holderen. Flaten mot stålstaget må også sjekkes.

$$p = \frac{366000}{\pi \cdot \frac{100^2 - 75^2}{4}} = 106,5 \text{ MPa}$$

Som også er langt under flytegrensen for holdeplaten.

6.1.3 T-bolter bunnplate pressetårn

For å holde pressetårnet ned mot strongbordet har jeg valgt å bruke M30 T-bolter, dette er grunnet at dette er de største T-boltene det er plass til på dette bordet. Jeg har valgt å bruke 10 stykker av disse for å holde tårnet, dette er både for å være sikker på at det ikke rykker og i tilfelle det blir krefter jeg ikke regner med. For krefter blir det 490,9 kN fra sylindren som må overføres til bordet, fordelt på 10 skruer blir dette 49,1 kN per skrue. Disse skruene vil være 280 mm lange, for å gå gjennom 2 stykk 110 mm tykke plater og både det strongbordet og annet trenger. Vil også her anta en friksjonsfaktor på 0,12.

Statisk belastning

Som forspenning bruker vi også her 70 % av flytegrensen som utgangspunkt. Med bruk av 8.8 bolter gir dette en flytespenning på 640 MPa. M30 bolter har et spenningsareal på 561 mm².

$$F_s = S_f \cdot 0.7 \cdot A_m = 640 \cdot 0.7 \cdot 561 = 252 \text{ kN}$$

Vi henter friksjonsvinkelen fra tidligere og regner ut stigningsvinkelen

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot dm}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{3.5}{\pi \cdot 27,727}\right) = 2,3^\circ$$

Dette kan vi da bruke for å regne ut momentet som trengs for å overvinne friksjonen mot overflaten og mellom gjengene.

$$M_v = Fr_m \cdot \tan(\varphi + \varepsilon) = 252 \cdot \frac{27,727}{2} \cdot \tan(2.3 + 7.89) = 628 \text{ Nm}$$

$$M_s = \mu \cdot F \cdot 0.25(d_h + N) = 0.12 \cdot 252 \cdot 0.25 \cdot (33 + 45) = 589,7 \text{ Nm}$$

Dette gir et samlet tiltrekkingsmoment på.

$$n = n_v + n_s = 628 + 589.7 = 1217,7 \text{ Nm}$$

Momentet brukt for å overvinne friksjonen i gjengene gir en spenning i bolten på samme sted som forspenningen gjør, derfor må vi finne ut hvor stor denne spenningen er.

$$\tau_v = \frac{\frac{M_v}{\pi \cdot d_l^3}}{16} = \frac{628000}{\frac{\pi \cdot 26,211^3}{16}} = 177,6 \text{ MPa}$$

For å få et fullt bilde av belastningen på bolten under statisk belastning regner jeg også ut ekvivalent spenning.

$$\sigma_{ji} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{448^2 + 3 \cdot 177,6^2} = 543,4 \text{ MPa}$$

Dynamisk belastning

Det må også her sjekkes at boltene holder et stort antall sykluser, siden de blir utsatt for sykluser fra opereringen av testmaskinen. Vi regner 490,9 kN som den største kraften som kan oppstå, som fordelt på alle 10 skruene gir ca. 50 kN per T-bolt. Disse boltene har en stor flens så her vil jeg bruke 5 for forholdet δ_1 / δ_2 . Dette gir da en variasjon på.

$$F_D = \frac{F_2}{1 + \frac{\delta_1}{\delta_2}} = \frac{50}{1+5} = 8,4 \text{ kN} \text{ og en amplitude på } 4,1 \text{ kN.}$$

Når vi legger dette sammen med forspenning får vi en maks spenning på $252 + 8,2 = 260,2$ kN og en middelspenning på $252 + 4,1 = 256,1$ kN.

Når kan vi regne ut middelspenningen og spenningsamplituden.

$$\sigma_m = \frac{F}{A} = \frac{256100}{561} = 456,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A} = \frac{4100}{561} = 7,3 \text{ MPa}$$

Vi må også legge inn spenningen fra tiltrekkingen τ_v for å få den fulle spenningen.

$$\sigma_{ji} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{456,5^2 + 3 \cdot 177,6^2} = 550,5 \text{ MPa}$$

Som med amplituden gir en total spenning på.

$$\sigma = 550,5 + 7,3 = 557,8 \text{ MPa}$$

for å regne ut sikkerhet mot utmatting vil jeg også her bruke et Goodman-diagram sånn om Figur 2. Utmattingsfastheten for 8.8 skruer er oppgitt til å være 129 MPa med valsede gjenger. Hvor vi bruker Goodman-linja til å regne ut hvor stor amplitude vi kan ha.

$$\sigma_a = S_e - \frac{S_e}{R_m} \cdot \sigma_m = 129 - \frac{129}{800} \cdot 557,8 = 39 \text{ MPa}$$

Dette gir en sikkerhet på

$$n_1 = \frac{39}{7,3} = 5,3$$

Og en sikkerhet mot flyt i det verste tilfellet på

$$n_2 = \frac{640}{557,8} = 1,15$$

Også her må det sies at dette er det verst tenkelige tilfellet og under bruk vil sikkerhetsfaktoren blir større siden det blir mindre spenning av friksjonen i gjengene.

6.1.4 Bolter veiceller

Det er 4 stykk M20 bolter som holder hver celle, både på oversiden fast i krybben og undersiden fast i bukken under. Det er også 2 stykk lastceller per bukk, som gir en total på 8 stykk bolter som holder krybben og all kraften som blir påført den. Av disse er det ingen av skruene som strekkes mer enn forspenningen, og av den kompresjonen som blir påført krybben og lastcellen blir denne overført videre ned andre steder enn rundt boltene. Kraften vil i hovedsak gå ned i midten av lastcellen, derfor vil jeg ikke regne med noen dynamisk påkjenning av disse skruene. Det vil derimot blir noe skjærspenning på boltene når bjelkene bøyer seg under testing.

Forspenning

Det er M20 bolter det er snakk om, og her er det mindre nødvendighet for veldig høy styrke så her velger jeg å bruke den mest vanlige klassen 8.8 bolter. Disse boltene har en flytegrense på 640 MPa og et spenningsareal på 245 mm². Med en forspenning lik 70 % av flyttespenningen får vi da.

$$F_s = 0.7 \cdot S_f \cdot A = 0.7 \cdot 640 \cdot 245 = 110 \text{ kN}$$

Deretter trenger vi stigningsfriksjonsvinkelen og henter gjengefriksjonsvinkelen fra tidligere.

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{2.5}{\pi \cdot 18,376} \right) = 2,5^\circ$$

Herfra kan vi regne ut momentet som trengs for å overvinne overflatefriksjonen og gjengefriksjonen.

$$M_v = 110000 \cdot \frac{18,376}{2} \tan(2.5 + 7.89) = 185 \text{ Nm}$$

$$M_s = 0.12 \cdot 110000 \cdot 0.25 \cdot (22 + 30) = 172 \text{ Nm}$$

Som totalt blir

$$M = M_v + M_s = 357 \text{ Nm}$$

Hvis en sammenligner dette tallet med anbefalingene for tiltrekkingsmoment i verkstedhåndboken på 434 Nm for denne typen bolt er dette relativt lavt, dette kommer nok av at disse anbefalingene strekker boltene til en del mer enn 70 % av flytegrensen og nærmere 80-85 %. Så tilstramming til et sted mellom mine utregninger og bokens anbefalinger ville nok vært det beste.

Skjærspenning

For det maksimale skjærspenningen går jeg utfra glidefriksjonen mellom rullen og krybben under full last, for hvis denne glipper kan testen uansett ikke fortsette, det er også den største kraften som kan komme horisontalt. Så vi snakker 20 tonn kraft vertikalt nedover og antar samme friksjonskoeffisient som tidligere på 0,12 mellom stål.

$$F = N \cdot \mu = 200 \cdot 0.12 = 2.4 \text{ kN}$$

Hvis vi gjør den samme øvelsen for friksjonen boltene lager fra forstrammingen får vi.

$$F = 110 \cdot 8 \cdot 0.12 = 105.6 \text{ kN}$$

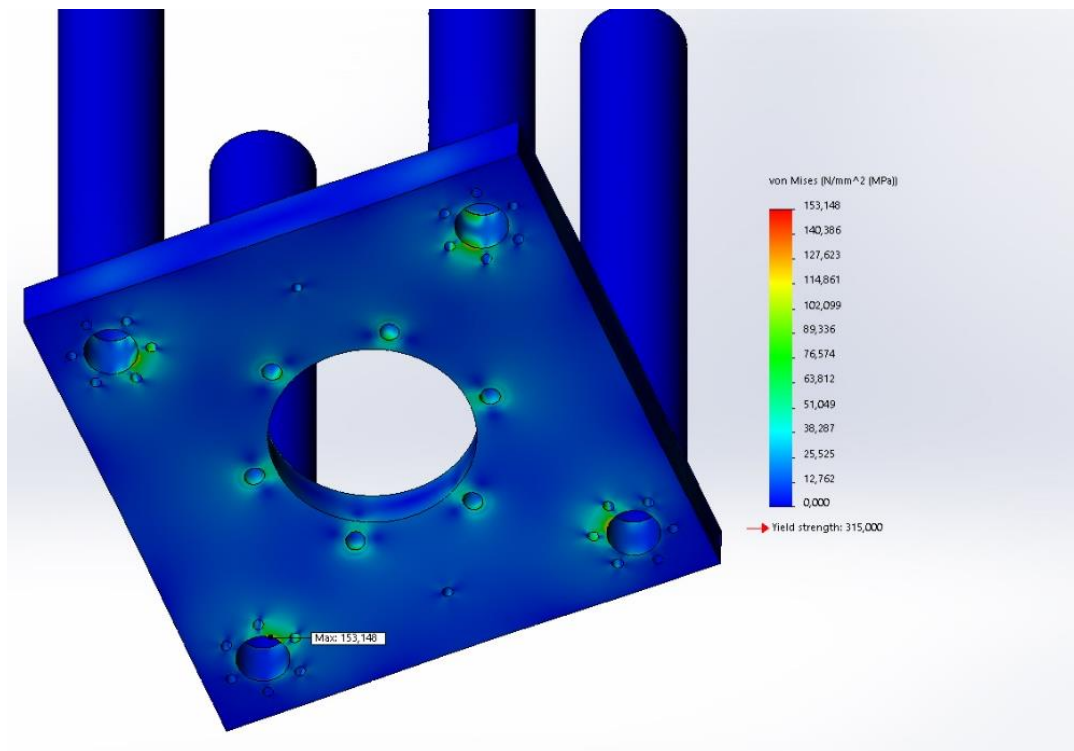
Dette viser seg å ikke være en bekymring og trengs ikke tenkes på, så lenge boltene er strammet relativt godt til.

6.1.5 Bolter traversfeste og juster-rør

Disse har ingen andre krefter som påvirker dem i noen stor grad annet enn vekten de holder, som inkluderer topplaten, sylindren og traversen. Alle disse kommer under 6 tonn totalt, dette er en last liten nok sammenlignet med både hvor mange bolter det er snakk om, med 6 stykk per søyle og 4 søyler. Så her vil det være anbefalt å stramme til noe under anbefalte tiltrekkingsmomenter.

6.2 Hovedelementer

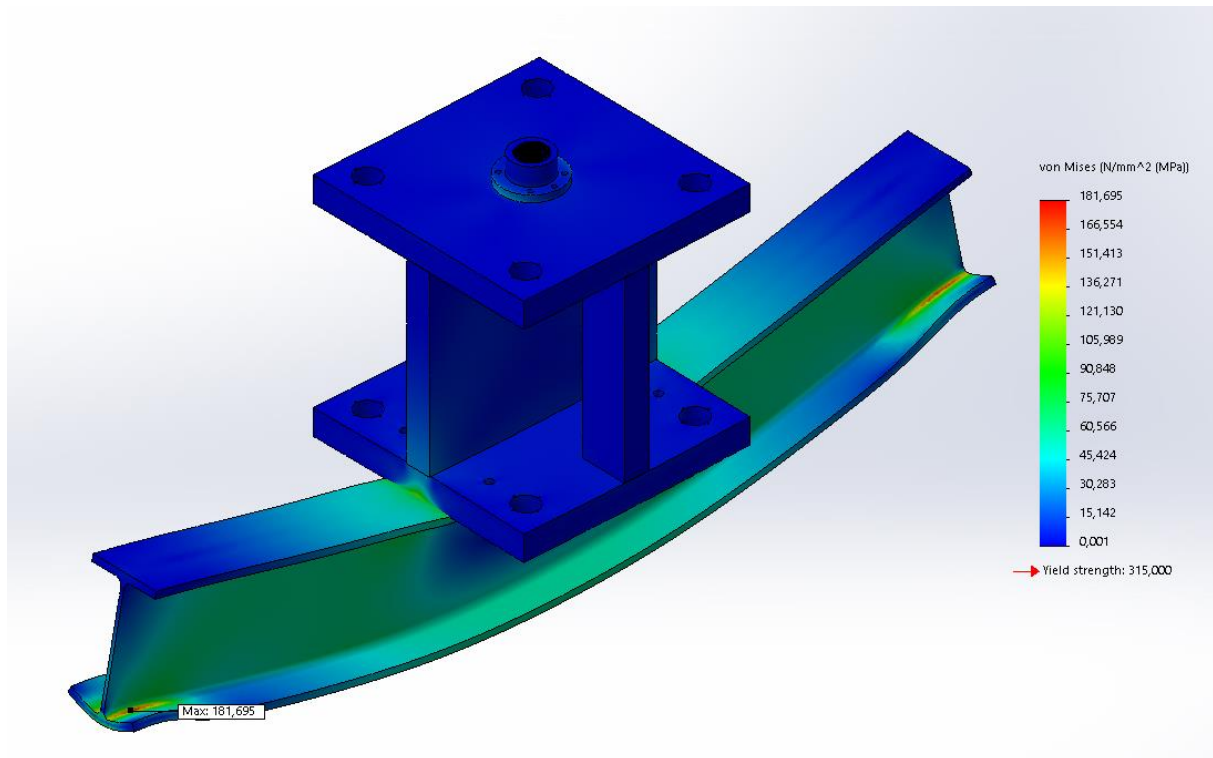
6.2.1 Topplate



Figur 3 spenningsplot for topplate med justeringsrør

Figur 3 viser et spenningsplot over hvordan spenningen fordeler seg i topplaten under stress. Modelleringen hadde vært enklest gjort ved å sette festepunktene som fast-geometri, men dette gir store stress singulariteter rundt kanten av fastgeometrien. Derfor har jeg inkludert juster-rørene, dette gir en «mykere» overgang fra plate til holdepunkter med mulighet for å både fjære og å bøye seg litt.

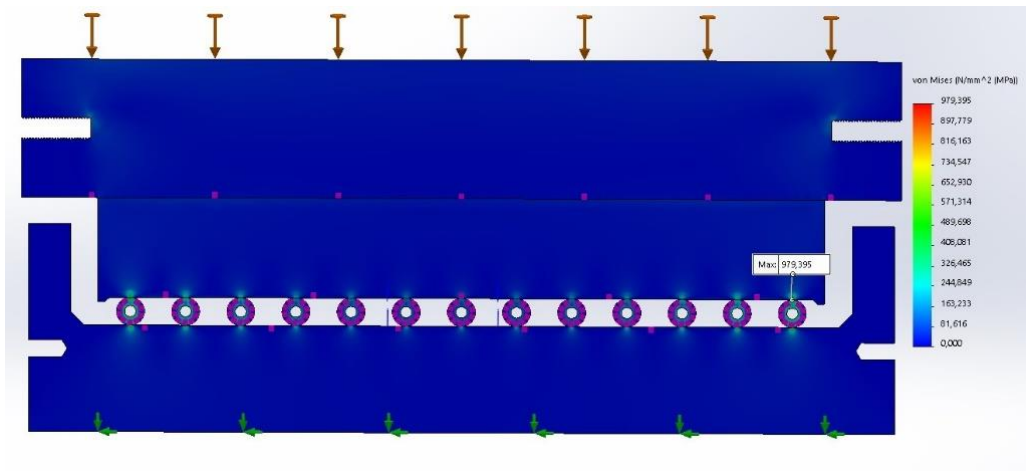
6.2.2 Transvers med bom



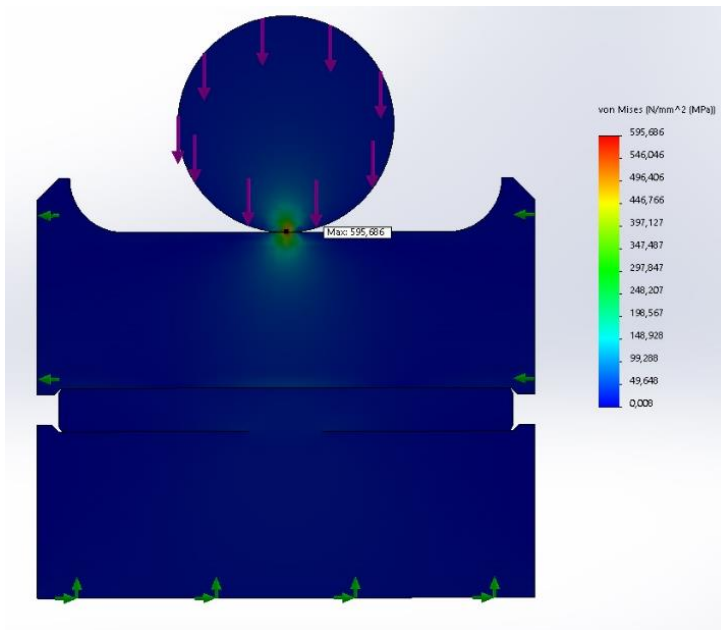
Figur 4 simulering transvers og bom

Med en last på 50 tonn og påført helt på enden av bjelken har vi det verst tenkelige tilfellet for bommen. Dette gir en sikkerhetsmargin på 1.95 mot flytt. Det skal også sies at dette er ikke helt som i virkeligheten siden presset vil påføres av en flat plate med hovedsaken av trykket i midten. Dette vil gi mindre deformasjon på kantene og derfor også mindre stress på fileten på bjelken. Når det kommer til deformering så er endene bøyd opp 2,3 mm, dette er så lite i et såpass ekstremt tilfelle at det ikke er noe å tenke på.

6.2.3 Konsoll



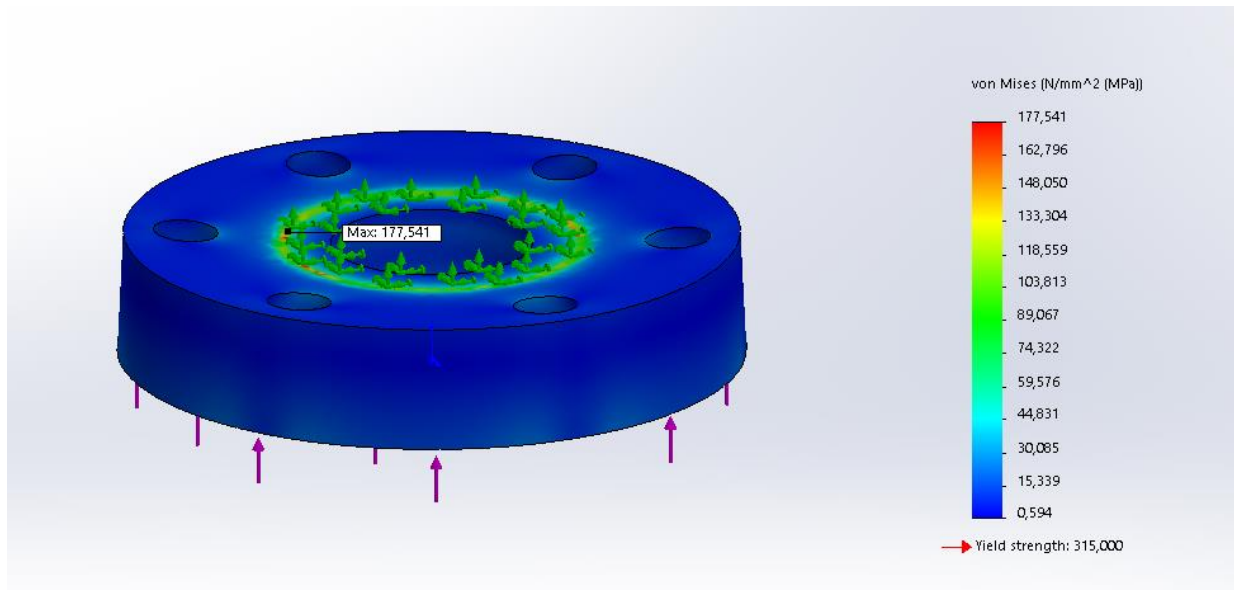
Figur 5 simulering 2D på langs



Figur 6 simulering av krybbe på tvers

Simuleringene av konsoll assemblyen er simulert med en 2D forenkling for å gjøre det raskere og enklere å simulere. Det er kanskje ikke helt realistisk, men det viser hvor det vil være stresskonsentrasjoner. Dette viser også grunnen for å legge in platene med Hardox, for disse vil være hardere enn rullene. Som både passer på at disse ikke blir «utslitt» før rullene og holder rullestanden nede. Hardox har også en flytegrense over 1300 MPa, selv om dette ikke er et av de store salgspunktene.

6.2.4 Justerrørholder



Som det sees i simuleringen vil selv noe som ligner noe på en spenningsingularitet komme i nærheten av flytegrensen, det er til og med en FOS på 2. Dette viser at enn kan være godt trygge på at den vil holde, selv med dynamisk belastning.

7 Hydraulikk

Hydraulikksystemet er basert på en variabelvolumpumpe med minst 100 bar i trykk. Det skal også sies at hvor stor volumstrøm den maks kan levere er ikke spesielt interessant i dette tilfellet. For ut ifra standarden for testing av trevirke, skal belastningen på bjelken gå fra 0 belastning til brudd i løpet av 300 sekunder, for å være i kvasiekvilibrium. Verste tilfelle er at pumpen må fylle hele sylindere på 300 sekunder.

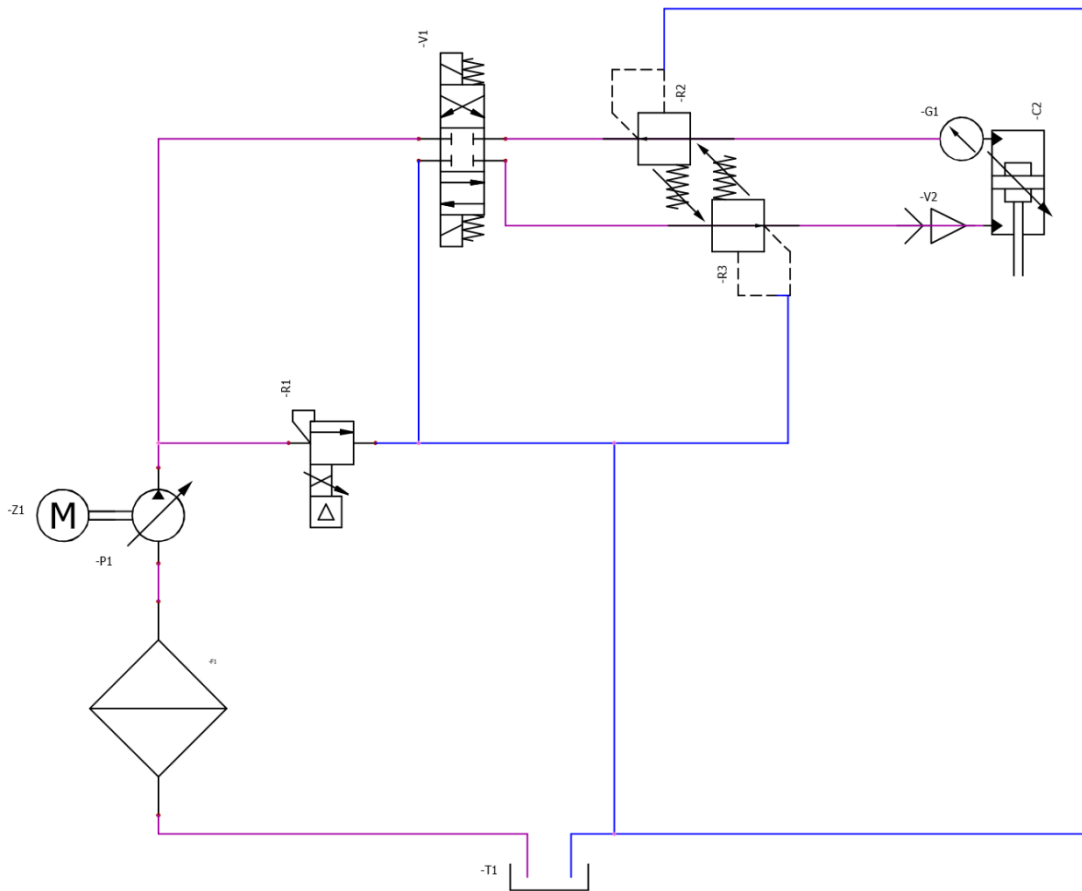
$$V = 125^2 * \pi \approx 50 \text{ liter}$$

$$t = 300 \text{ sek} = 5 \text{ min}$$

$$Q = \frac{50}{5} = 10 \text{ L/min}$$

I så godt som alle tilfeller vil bjelken knekke lenge før den er bøyd en meter. Dette er det som er minimumskravet, men av praktiske årsaker som at ingen vil stå og vente på at bommen skal komme bort til bjelken vil en pumpe med høyere pumpevolum være greit. De mest vanlige pumpene i dag leverer gjerne over 200 bar og over 200 L/min, som er mer enn nok. For våre formål er faktumet at pumpen vi har er en variabelvolumpumpe både mye viktigere og en stor fordel, fordi dette gjør det hydrauliske systemet mye enklere, en kan bruke pumpen til å styre farten på sylindere og ikke trenger en separat krets for dette. Når det kommer til styring av sylindere er den utstyrt med en posisjonssensor, dette gir sammen med en datastyrt ventil, variabel pumpe og trykksensor mulighet for å bruke ett program til å styre hele operasjonen. Dette gir mulighet både for konstant fart og å kjøre fortere til sylindere treffer bjelken. Det er også mulighet for å kjøre pumpa slik at det er gradvis opptrapping i volumstrøm fra stillestående og nedtrapping når sylindere skal stoppes. Dette burde gjøres for å unngå sjokk i systemet; det er tross alt bortimot 4 tonn med stål som henger i sylindere. Det skal også installeres trykksensor på sylindere ved øvre inngang for å kunne måle kraften som kommer inn i sylindere, og en stoppventil på nedre inngang som lukkes mekanisk hvis strømmen blir større enn det pumpen kan levere. Dette er av sikkerhetsmessige grunner i tilfelle en slange ryker. Det er samme systemet som i gravemaskiner og steder hvor hydraulikkbruk ville ført til

store skader. Det bør også være et filter installert før pumpen for å sikre levetid. I Figur 7 har jeg laget et forslag til hvordan det hydrauliske systemet kan lages for testmaskinen.



Figur 7 koblingsskjema for hydraulikksystemet

T1 er en tank.

Røde linjer er høytrykkslanger.

Blå linjer er lavtrykk retur slanger.

Z1, P1 er elektrisk motor og variabel pumpe.

R1 er overtrykksventil med mulighet for fri flytt for lettere start (tvilsomt dette trengs siden variable pumpe.

V1 er en 4/3 pilotstyrt proporsjonalventil med posisjonstilbakemelding for styring av sylinder.

R2 og R3 er overtrykksventiler for å ta opp sjokk om dette skulle forekomme.

G1 er en trykkventil.

V2 er en stoppventil for slangebrudd.

C2 er sylinderen med posisjonssensor.

8 Godkjenning og montering

8.1 Godkjenning

Alt av maskiner som produseres og/eller markedsføres innenfor EØS-området skal være i samsvar med EUs maskindirektiv, som i Norge gjennomføres med direktivet «Revidert Forskrift om Maskiner». Dette direktivet er laget for å sikre at helse, miljø og sikkerhet er tatt hensyn til under konstruering og produksjonen av maskinene. Produsentene skal derfor underskrive en samsvarserklæring som følger med maskinen og bekrefter at maskinen følger direktivet. Dette vises praktisk på maskinen med et CE-merke. (Norsk arbeidstilsyn, 2020)

Disse kravene gjelder også for produsenten av denne test-maskinen, som betyr at de som setter den sammen må få maskinen godkjent i forhold til direktivet og få maskinen CE-merket. Siden det er snakk om en maskin hvor enn ikke kommer unna en klemfare under bruk bør maskinen utstyres med enten et gitter med bryter eller et lysgitter som stopper maskinen fra å operere hvis dette blir brutt. Slike maskiner skal også være utstyrt med nødbryter som stopper all bevegelse i en krisesituasjon. Under bytting av verktøy skal traversen sikres mot bevegelse, dette er en forsikring i tilfelle det hydrauliske systemet skulle feile. Selv om det er montert en ventil for dette, er det uansett en enkel og god forsikring mot skade. Det er også krav om doble sett med ventiler om pressen skal brukes manuelt, for å sikre mulighet for å kjøre traversen selv med et havari av en ventil. Men siden det ikke er helt avklart om testmaskinen skal kjøres manuelt eller bortimot automatisk, er ikke dette tatt med som en del av oppgaven.

Det må også tas hensyn til støy og arbeidsmiljø ved plasseringen av både maskinen og hydraulikkaggregatet. Hydraulikkaggregatet bør plasseres langt unna operatøren(e) eller bør støyisoleres for lavere støynivå. Det bør også vurderes å lage en platt eller å senke strongbordet siden lastehøyden for bjelker er 1300 mm over bakken sånn som maskinen er tegnet.

8.2 Montering

Det er mange måter enn kan sette sammen denne testmaskinen, men noen av dem må gjøres i riktig rekkefølge siden de er vanskelig å komme til i ettertid. Et naturlig sted å starte vil være ved å sveise sammen transversen. Her er det veldig viktig at toppen og bunnen blir montert parallelt i forhold til hverandre, dette er for å sikre enkel og problemfri bevegelse. Videre settes foringene inn og skrues fast, hvor deretter stålstagene tres inn i både transversen og bunnplaten og muttere skrues lett på. Videre skrues justerrørene fast i topplaten og juster-rørholderne skrues fast i juster-rørene. Deretter skyves hele denne konstruksjonen på stålstagene, og nå strammes mutterne til, her er det viktig at det blir samme momentet på alle, det er et anbefalt tiltrekkingsmoment i kapittel 6.1.2, men som burde vurderes litt ut fra friksjonsforholdene. Hele dette arbeidet er antagelig enklest utført liggende på bakken. Herfra skrues sylindere fast i topplaten og videre skrues fast i transversen ved hjelp av flensen for dette, her skrues også løfteøyene fast i topplaten. Nå kan det være lurt å tre de 10 t-boltene inn i den nederste stålplaten og sette dette oppå strongbordet, for så å løfte hele pressetårnet oppå denne platen og skru den også fast. Videre monteres U-klammene på traversen for å lette installasjonen av bommen, som deretter installeres. Utenfor dette sveises bukkene sammen, og bukkene, lastcellene og krybbene skrues fast i hverandre. Krybben settes nok enklest sammen ved å først sette stålplattene fast i ene braketten, for så å tre rullene og den andre braketten på og feste dette sammen med klipsene. Deretter skrues Hardox platene fast i krybbene og de små rullene og den øverste krybben legges oppi den nedre å sette i pinnene.

For bytting av justerrør for å endre høyde, er nok dette gjort enklest ved å bruke hydraulikken og transversen oppå en stabel av paller eller trevirke for å ta vekten av justerrørholderne. Deretter løsne alle mutterne og boltene fra toppen ned og deretter bytte rørene, før de nye settes på fra topplaten og oppover. For å få holderne på løftes hele toppen høyt nok til at disse er over den brede delen av stålstagene.

9 Kostnader

9.1 Materialkostnader

Tabell 1 materialkostnader og forbruk for egenproduserte deler

Element	Emnenstr. Mm	Emnevekt kg	Reell vekt pr stk kg	Ant.	Total elementvekt	Total materialvekt kg	Kilopris	Kostnad
Topplate	1000x1000x110	858	708,8	1	708,8	812,5	56,95	46 271,88
Sylinder flens	Ø260x110	45,5	15,97	1	15,97	45,5	56,95	2 591,23
transvers top	1000x1000x110	858	827,54	1	827,54	858	56,95	48 863,10
transvers midd stor	1000x800x110	686,4	686,4	1	686,4	686,4	56,95	39 090,48
transvers midd liten	800x200*110	137,28	137,27	2	274,54	274,54	56,95	15 635,05
transvers nedre	1000x1000x110	858	824,69	1	824,69	858	56,95	48 863,10
øvre nedreplate	1000x950x110	815,1	796,04	1	796,04	815,1	56,95	46 419,95
nedre nedreplate	1000x1000x110	858	753,35	1	753,35	858	56,95	48 863,10
nedre krybbe	620x150x230	174,9	87,98	4	351,92	699,6	56,95	39 842,22
øvre krybbe	520x230x110	102,62	53,2	4	212,8	410,48	56,95	23 376,84
stor rulle	Ø100x630	38,6	38,5	4	154	154,4	61,56	9 504,86
små ruller	Ø20x210	0,52	0,43	52	22,36	27,04	57,6	1 557,50
rulleholder	5x493x13	0,25	0,23	8	1,84	2	32,65	65,30
rulle pinne	Ø7x230	0,7	0,7	52	36,4	36,4	kr 48,60	1 769,04
krybbebolt1	Ø20x105	0,26	0,26	16	4,16	4,16	57,6	239,62
krybbebolt2	Ø30x25	0,14	0,08	16	1,28	2,24	26,14	58,55
krybbebolt3	5x90x40	0,14	0,113	16	1,808	2,24	32,65	73,14
bukk plate1	40x500x400	62,4	62,4	4	249,6	249,6	27,72	6 918,91
bukk plate2	40x500x800	124,8	128,8	4	515,2	499,2	27,72	13 837,82
bukk plate3	40x400x340	42,4	42,4	4	169,6	169,6	27,72	4 701,31
bukk plate4	40x400x300	37,5	37,5	2	75	75	27,72	2 079,00
bøyle bom	Ø30x1900	10,4	10,5	2	21	20,8	26,14	543,71
søyler	Ø100x5000	306,3	291,66	4	1166,64	1225,2	61,56	75 423,31
rør holder	Ø200x40	10	8	4	32	40	27,72	1 108,80
juster rør	Ø203x45x2000	274,2	274,2	4	1096,8	1096,8	26,59	29 163,91
Bom HEB	500x300x3700	705,59	705,59	1	705,59	705,59	28,91	20 398,60
Sum		6302,41	5787,013	209	8999,738	9922,8		527 260,33

Delenes vekt er beregnet med SolidWorks med en tetthet på stålet på 7800 kg/m³.

Tabell 2 kostnad innkjøp av hele stykk enheter

Hva	Vare nr.	Antall	Vekt kg	Enhets-kostnad	Kostnad
VV PL S355G10+N/M 110x2500x4000 mm	322115	1	8800	56,95	501 160,0
VV PL E36/S355J2+N 40x2000x6000 mm	312256	1	3840	27,72	106 444,8
CENTERL. OVAKO 280x 100 mm x Ø x 6 m	313634	4	377,4	61,56	92 931,0
CENTERL. OVAKO 280x 20 mm x Ø x 5 m	313622	3	12,55	57,60	2 168,7
VV PL E36/S355J2+N 5x2500x8000 mm	312217	1	800	32,65	26 120,0
Sømløse rør Karbonstål Ø203 OD x Ø114 ID (Rolf Lycke)	11318400	8 meter	192,27	26,6	61 526,4
BL Ø S355J2C+C 7 mm x Ø x 3-4 m	313598	12 meter	0,3	48,60	148,3
AKSELSTÅL S355J2+N 30mm x Ø x 6-7,5 m	316497	5 meter	5.66	26,14	739,8
HEB S355J2 500 x 12 m	133241	1	2288.4	28,91	66 157
Sum					857 394

Tabell over hvor mye av hver enhetstype som må kjøpes inn for å dekke produksjon av maskin.

Tabell 3kostnader innkjøp deler

Artikkel	Antall	Stykkpris	Sum kostnader
foringer	8	kr 1 000,00	kr 8 000,00
M30 T-bolt k	12	kr 66,63	kr 799,58
M30 T-bolt L	10	kr 77,92	kr 779,25
M30 mutter	28	kr 69,38	kr 1 942,53
M30 skiver	28	kr 35,90	kr 1 005,09
M64 skiver	8	kr 100,00	kr 800,00
M64 mutter	8	kr 804,00	kr 6 432,00
M36 bolt 12.9	6	kr 199,04	kr 1 194,24
M36 mutter 12.9	6	kr 107,09	kr 642,54
M36 skiver	12	kr 71,77	kr 861,24
M30 øye	4	kr 470,00	kr 1 880,00
M20 bolt 80	46	kr 33,68	kr 1 549,46
M20 bolt 180	24	kr 79,93	kr 1 918,32

M20 bolt 40	16	kr 43,21	kr 691,39
M30 bolt 130	2	kr 49,13	kr 98,26
M20 skiver	106	kr 8,36	kr 886,37
M20 mutter	16	kr 13,47	kr 215,46
M8 bolter	96	kr 1,26	kr 121,10
Klammer 200 mm	12	kr 56,90	kr 682,80
klips 7 mm	52	kr 2,00	kr 104,00
M8 senk skrue	48	kr 1,52	kr 72,91
M16 bolt	16	kr 13,26	kr 212,16
veieceller	4	kr 20 380,00	kr 81 520,00
sum			kr 112 408,69

Som enn kan se på Tabell 1 ser enn testmaskinen totalt kommer til å veie noe rundt 9 tonn i bare rent stål, og alle boltene, hydraulikken og instrumentene kommer fort opp i rundt et tonn i samlet vekt dette også.

9.2 Arbeidskostnader

Kostnader rundt maskinering og arbeidet med produsering av testmaskinen vil være vanskelig å gi noen gode tall på. Dette er fordi hvor lang tid ting tar kommer veldig an på hvor gode operatørene er, og hvilket utstyr de har til rådighet.

Maskinering av konstruksjonselementer (400 timer * 1200 kr/time)	480 000,-
Montering og CE-godkjenning (150 timer * 700 kr/time)	105 000,-
Prosjektering, bygging og testing av hydraulikkaggregat	40 000,-
Sum arbeidskostnader	625 000,-

Materialkostnadene er hentet fra Norsk Stål sine nettsider. De tilbyr også kapping av stålet både i biter for levering og kapping for ikke å trenge å kjøpe hele plater. Her må det vurderes om restmaterialene kan brukes eller om dette bare blir i veien. For NTNU ville nok det vært like greit å kjøpe hele platene å bruke restene enten i undervisningssammenhenger eller å gi studenter mulighet til å kjøpe disse for egne formål. Utfra den 110 mm tykke platen blir det etter litt medregnet svinn igjen sirka 3000 cm² med plate, mens det for den 40 mm tykke platen blir igjen rundt 8000 cm².

Dette gir da til slutt en samlet kostnad (foruten det hydrauliske) på:

Materialer	527 260,33,-
Innkjøpte artikler	112 408,69,-
<u>Arbeidskostnader</u>	<u>625 000,00,-</u>
<u>Sum totale kostnader</u>	<u>1 264 669,02,-</u>

Ingen av prisene inkluderer merverdiavgiften.

10 Diskusjon

10.1 Grunnutforming

Med de forutsetningene at strongbordet og den eksterne hydraulikkpumpen skulle brukes i designet, ble det først sett på noen kommersielle verkstedpresser for å modifisere disse til en testmaskin. Det fant man fort ut ble veldig begrensende både i forhold til muligheter for ombygging og å modifisere for å bruke til å utføre andre tester. Derfor skrapte vi denne idéen og gikk derfor over på å bruke stål-stag og tykke stålplater som hovedkonstruksjon. En slik konstruksjon er enkel og solid, med store valgmuligheter når det kommer til utforming og størrelser på lysåpninger. Denne konstruksjonen ga også muligheten for å sette inn en svært solid travers for å ta stresset med feilbelastning vekk fra pakkboksen på sylindere. Med dette hovedkonstruksjonsprinsippet kan en bruke en travers som har en høyde større enn den er bred, dette gir en veldig stiv konstruksjon både i forhold til transversen og skjev belastning, men også stiver av hele konstruksjonen mye mer enn bare mutterforbindelsene på søylene. Andre fordeler med sylindriske søyler er enkelheten i forhold til bevegelsen til transversen, hvor å finne sterke metoder for å redusere friksjonen er enklest på noe med et rundt tverrsnitt. Her er det bare å trykke en foring inn i hvert hjørne, gjerne med litt smørefett for å sikre lav friksjon og lang levetid. Denne grunnutbyggingen gir også muligheten for en billigere sylinder, og samtidig mulighet for å henge flere verktøy på maskinen.

10.2 Lastceller

Gjennom dette prosjektet har det vært mye om og men i forhold til hvordan måling av krefter på konsollene skulle gjøres. Det har vært mye usikkerhet med hvordan å redusere mengden uønskede krefter som påvirker testelementet. Med forslag om å henge målecellene opp i en portal for å sikre krefter i kun én retning, eller å lage skinner som tar opp kreftene som ikke er ønskelige. Dette viste seg å være et allerede løst problem, av de som selger slikt måleutstyr, selv om det var løst for bruk på tanker og utstyr som vibrerer seg, hvor disse cellene måtte

være både solide nok til å kunne ta opp all bevegelsene og vibrasjoner, men også samtidig gi nøyaktige målinger til enhver tid, selv over lang tid uten å måtte kalibreres. Det eneste som vi trenger å bekymre oss for her er en solid plattform for disse cellene å stå på og et godt feste til krybbene over.

10.3 Opphenging av verktøy

Maskinen er bygget for å kunne teste stivheten i bjelker av alle størrelser, som krever gode muligheter for å flytte konsollene frem og tilbake på bommen. Dette oppnås ved å feste konsollene med 4 stykk klammer som klemmer om kanten på bommen. Her er det bare er å løsne disse klammene og skyve konsollene frem og tilbake på bommen. Når det kommer til flytting av de nedre konsollene og bukkene må disse flyttes i sin helhet. Dette kommer av kompliseringen av bukkene hvis det skulle vært f.eks. T-spor i disse for å flytte lastcellene frem og tilbake.

Sånn som maskinen er satt opp vil det være relativt enkelt å henge på flere og andre typer verktøy og testutstyr. Et godt eksempel på dette er muligheten for å henge et verktøy for å holde planker og teste hvor godt de motstår knekking, eller muligheten for å bytte ut bukkene med I-bjelker for å kunne teste lengere bjelker. Det hadde til og med vært mulig å sette maskinen opp for å bruke den for smiing av materialer, men dette bør nok regnes litt nøyere over før det gjøres.

11 Konklusjon

En kan trekke følgende konklusjoner ut fra de konstruksjonsforslag og vurderinger som har blitt gjort:

- Testmaskinen er en allsidig testmaskin med tanke på muligheter for ombygging og bruksområder.
- Denne testmaskinen bør være veldig konkurransedyktig når det kommer til pris, men med den asterisken med tanke på noe av måleutstyret og styresystemene.
- Testmaskinen bør være relativt enkelt skalerbar i forhold til pressekraft (etter litt regning for å være sikker), men også når det kommer til lysåpning og slaglengde. Spesielt lysåpningen i vertikal retning er det kun utskifte av juster-rør som avgjør.
- Satt i hensiktsmessige omgivelser og riktig bruk vil testmaskinen kunne gi et godt arbeidsmiljø.
- Med litt forarbeid på bjelkene vil testmaskinen kunne utføre sertifiserte tester på materialeegenskaper og godkjenningstesting av bjelker av mange typer.
- Maskinen er konstruert for å tåle tabber av de fleste slag. Med litt forsiktighet og opplæring rundt omstilling vil maskinen skulle kunne operere lenge uten noen ulykker med klemskader. Et lysgitter vil være en god og billig forsikring under testing.
- For å være sikker på en lang levetid av maskinen og tilfredsstillende oppførsel over lang tid er et godt smøresystem på traversen et must. Dette ville enkelt kunne gjøres med et sentralanlegg for smørefett satt inne i transversen.
- Posisjonsmåling og styresystem av testoppsettet må utredes nærmere.
- Testmaskinen må CE-merkes og godkjennes før den tas i bruk for å være sikker på at sikkerhetskrav oppfylles.

12 Litteraturliste

Standard Norge (2012) SN-EN 408:2010+A1:2012 Trekonstruksjoner - Konstruksjonstre og limtre - Bestemmelse av noen fysiske og mekaniske egenskaper tilgjengelig fra:

<https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=592329> Hentet: 21. april 2020

Astbearings (2020) Tilgjengelig fra:

https://www.astbearings.com/catalog.html?page=product&id=AST50_100115 (Hentet: 28. april 2020)

Ssab (2020) Tilgjengerlig fra:

<https://www.ssab.com/products/brands/hardox/products/hardox-500-tuf> (Hentet: 12. mai 2020)

Hartvigsen, H. Lorentsen, R. Michelsen, K. og Seljevoll, S. (2016) *VerkstedHåndboken 6*. utgave. Gyldendal undervisning.

Elkem-Spigerverk (1972) *Skruehåndbok Del 1: norsk standard samling* side 14 1. utgave. Oslo. Tilgjengelig fra:

<https://www.nb.no/nbsok/nb/817c432638ab95f10a58006866d1676d?lang=no#17> (Hentet: 29. april 2020)

Palmer, D. (2014) *Haigh constant life diagram* [digitalt diagram] Tilgjengelig fra:

https://www.researchgate.net/figure/Haigh-constant-life-diagram-also-known-as-Goodman-diagram-or-modified-Goodman_fig8_264273693 (Hentet: 5. mai 2020)

Nisbett, J. K. (2015) *Shigley's Mechanical Engineering Design* 1. utgave New York. Mc Graw Hill. Tilgjengelig fra:

https://www.academia.edu/41512084/Shigleys_Mechanical_Engineering_Design_10th_edition (Hentet: 5. mai 2020)

Peterson, R. E. (2008) *PETERSON'S STRESS CONCENTRATION FACTORS* 3. utgave John Wiley & sons, INC. Tilgjengelig fra: <https://epdf.pub/petersons-stress-concentration-factors-3rd-edition.html> (Hentet: 6. mai 2020)

Dr. Lozzi, A. (2017) *School of Aerospace, Mechanical and Mechatronic Engineering* 1. utgave. Sydney: The university of Sydney. Tilgjengelig fra: http://www.aeromech.usyd.edu.au/MECH3460/Course_Documents/Bolts%20in%20tension/Bolts%20lecture%20AL%202017.pdf (Hentet: 7. mai 2020)

Norsk arbeidstilsyn (2020) *CE-merking, samsvarserklæring og sammenstillingserklæring av maskiner* Tilgjengelig fra: <https://www.arbeidstilsynet.no/tema/maskiner/ce-merking-samsvarserklaring-og-sammenstillingserklaring-av-maskiner/> (Hentet: 15. mai 2020)

13 Vedlegg

13.1 Konstruksjonstegninger

Hele maskinen (tegning 01)

Bunnplate under

Bunnplate over

Stølsøyle

Rørholder

Topp offsett rør

Storplate sylinder

Bukk

Travers (tegning 11)

Travers nedre del

Travers stor og liten del

Travers øvre del

Travers sylinderkobling

Bøyle bom

Bushing holder

Konsoll (tegning 18)

Krybbe overdel

Krybbe underdel

Stor rulle, liten rulle og liten rulle holder

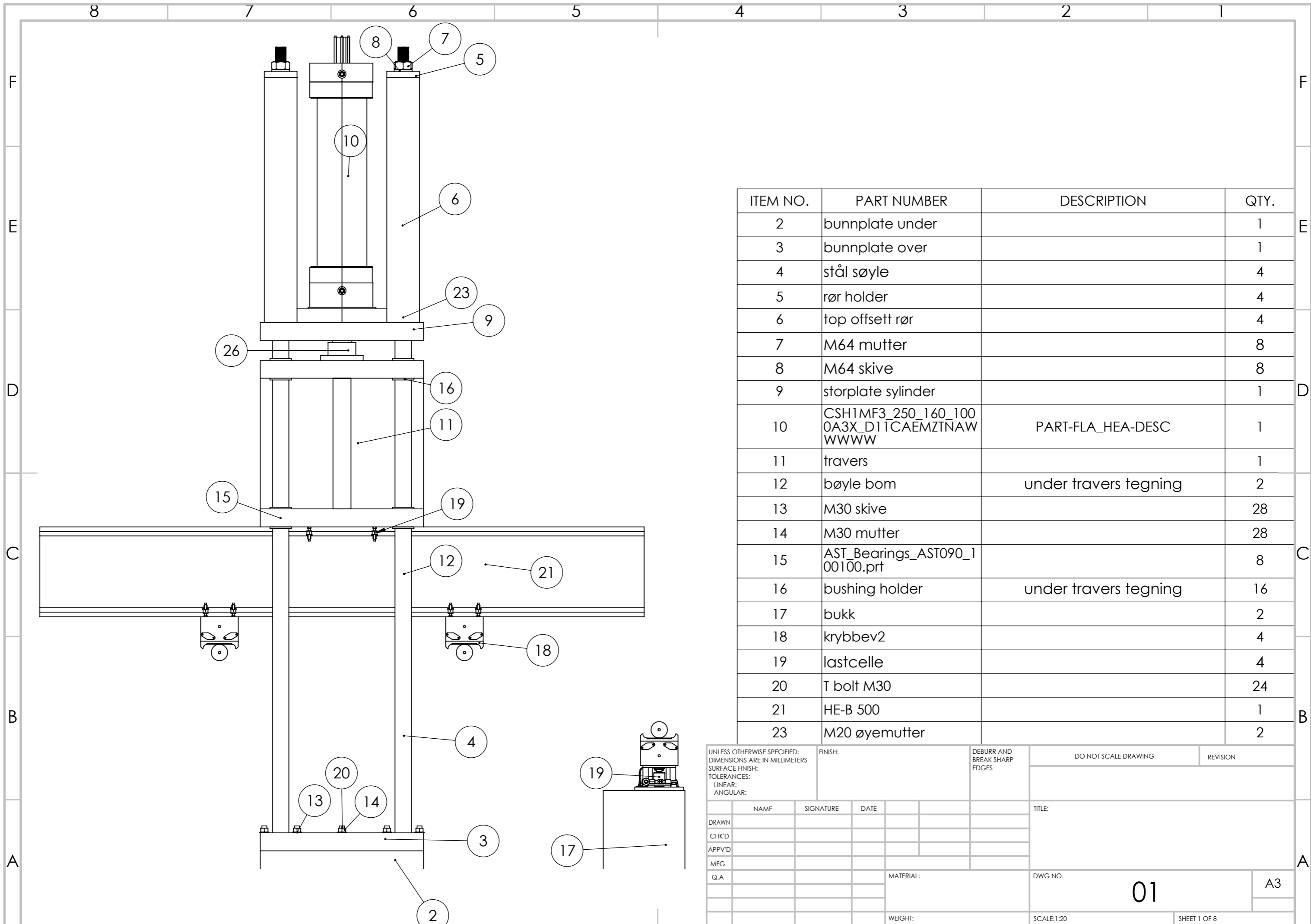
Krybbe sikringspinne

Krybbe brakett og spennsikring

Underleggings plater

13.2 Teknisk tegninger

Tegninger cylinder



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
2	bunnplate under		1
3	bunnplate over		1
4	stål søyle		4
5	rør holder		4
6	top offsett rør		4
7	M64 mutter		8
8	M64 skive		8
9	storplate cylinder		1
10	CSH1MF3_250_160_100 0A3X_D1TCAEMZTNAW WWW	PART-FLA_HEA-DESC	1
11	travers		1
12	bøyle bom	under travers tegning	2
13	M30 skive		28
14	M30 mutter		28
15	AST_Bearings_AST090_1 00100.prt		8
16	bushing holder	under travers tegning	16
17	bukk		2
18	krybbev2		4
19	lastcelle		4
20	T bolt M30		24
21	HE-B 500		1
23	M20 øyemutter		2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND BREAK SHARP EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

MATERIAL:

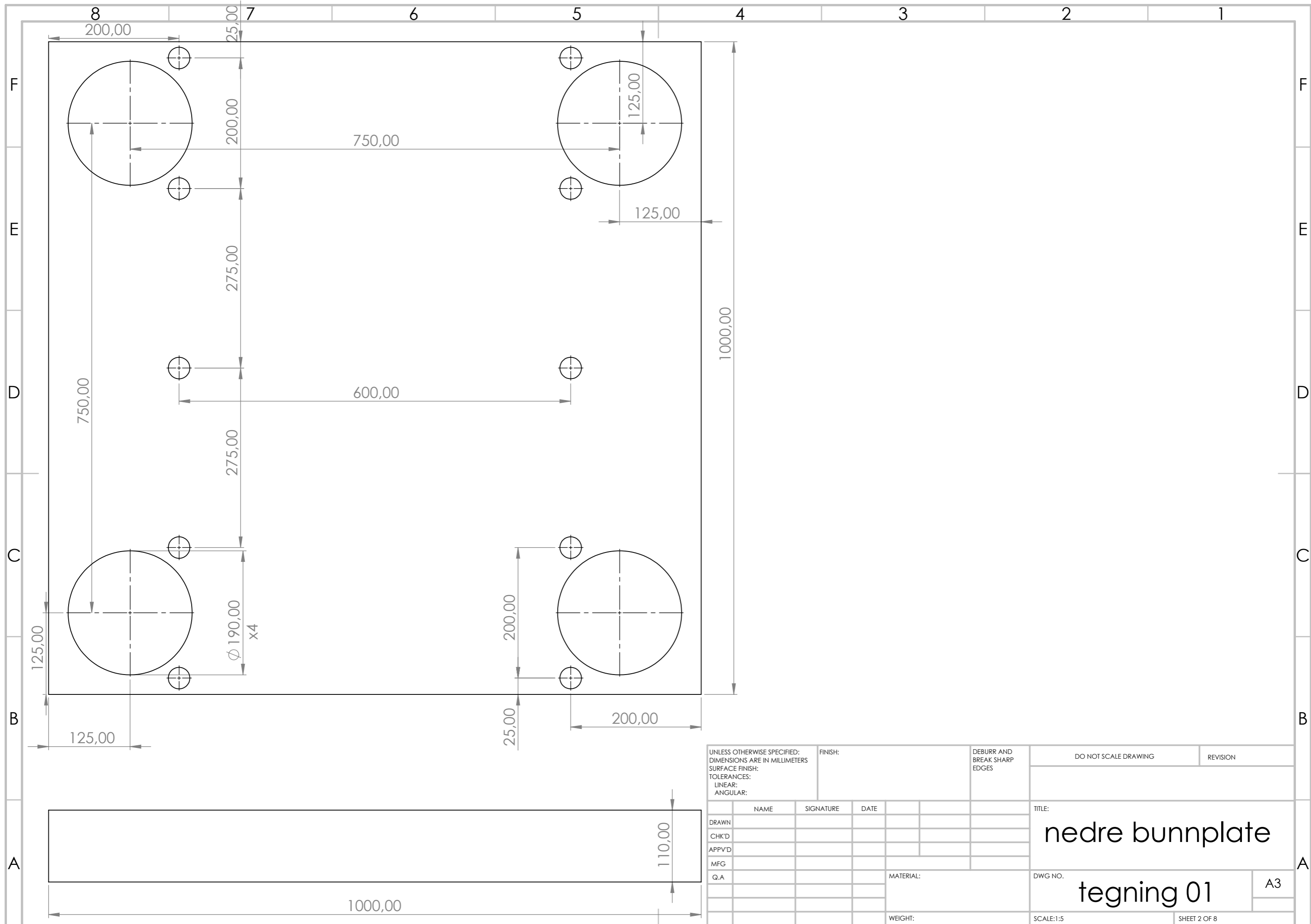
DWG NO. **01**

A3

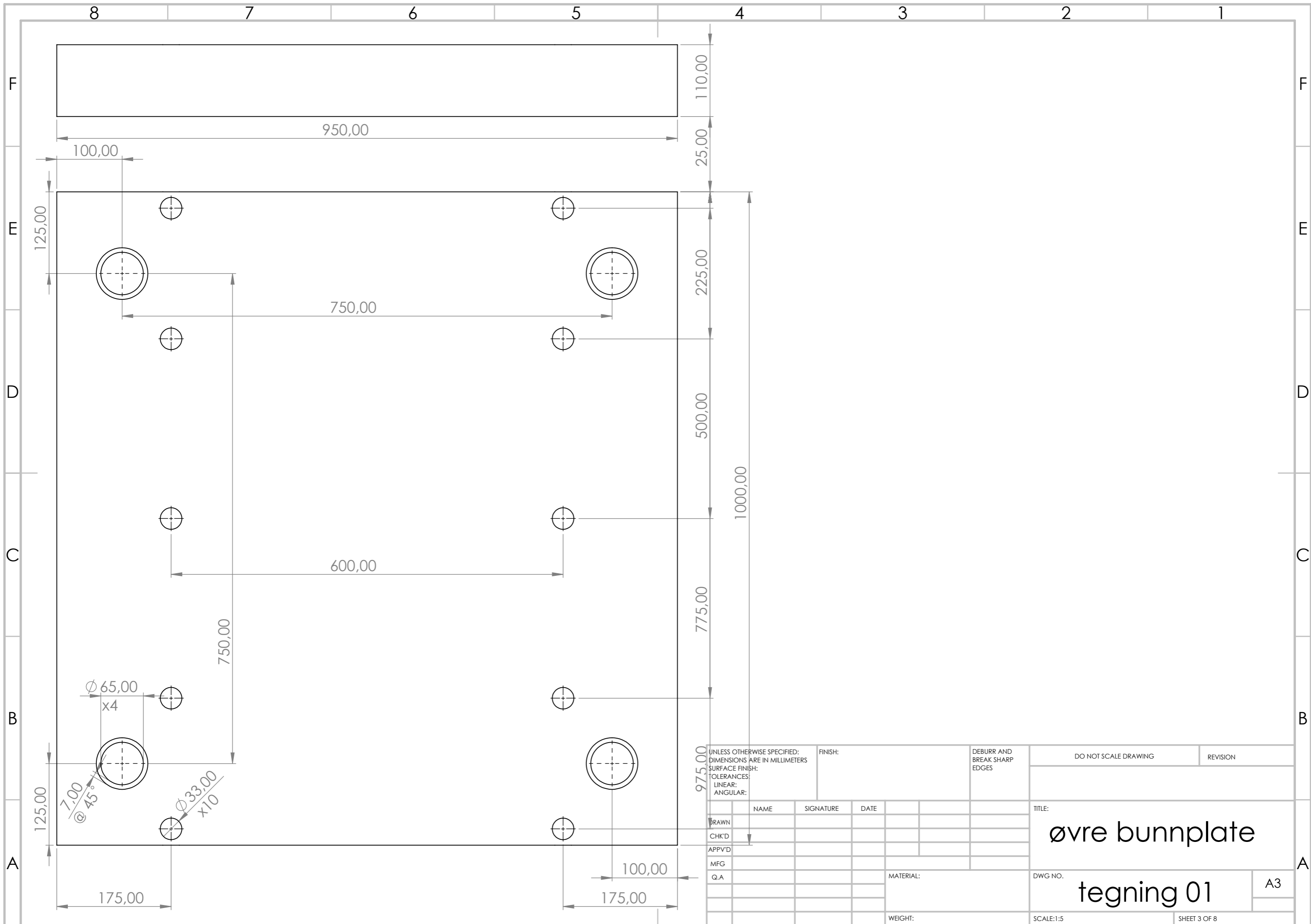
WEIGHT:

SCALE:1:20

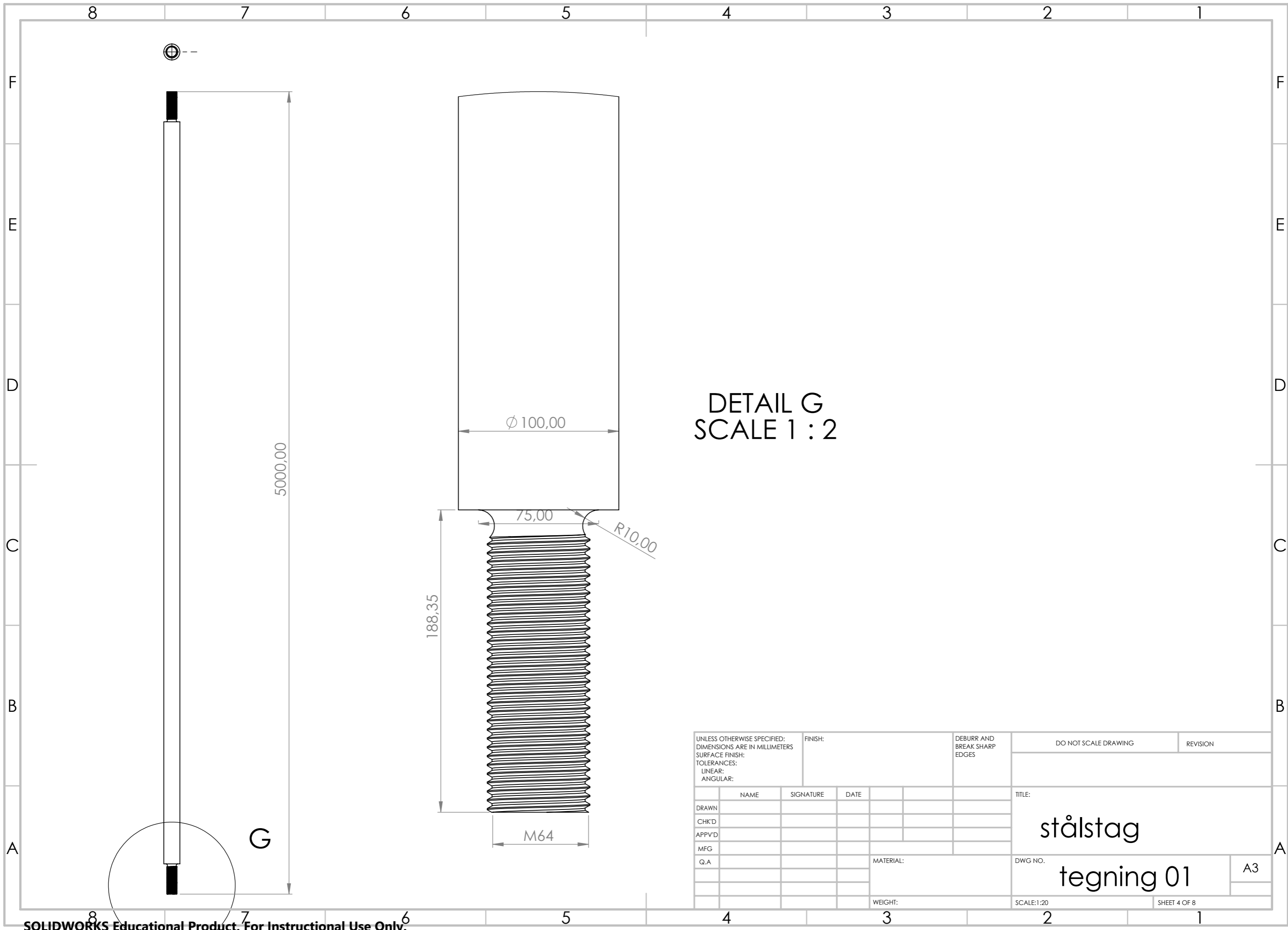
SHEET 1 OF 8



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:									
TOLERANCES:									
LINEAR:									
ANGULAR:									
	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: nedre bunnplate			
DRAWN									
CHK'D									
APPV'D									
MFG									
Q.A						DWG NO.:		A3	
						MATERIAL:		tegning 01	
						WEIGHT:		SCALE: 1:5	
								SHEET 2 OF 8	

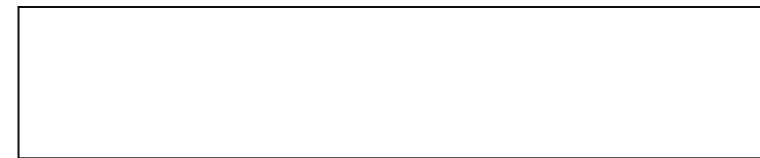
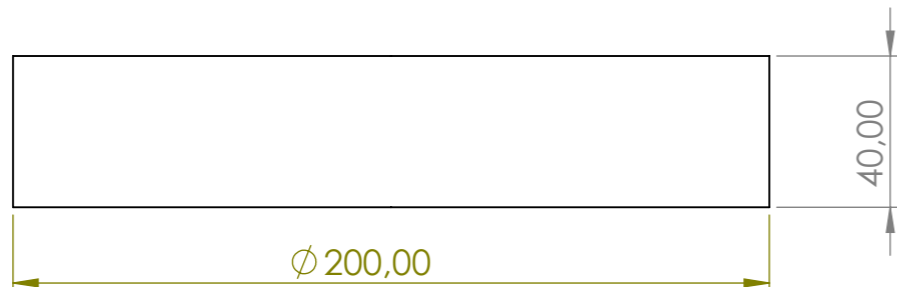
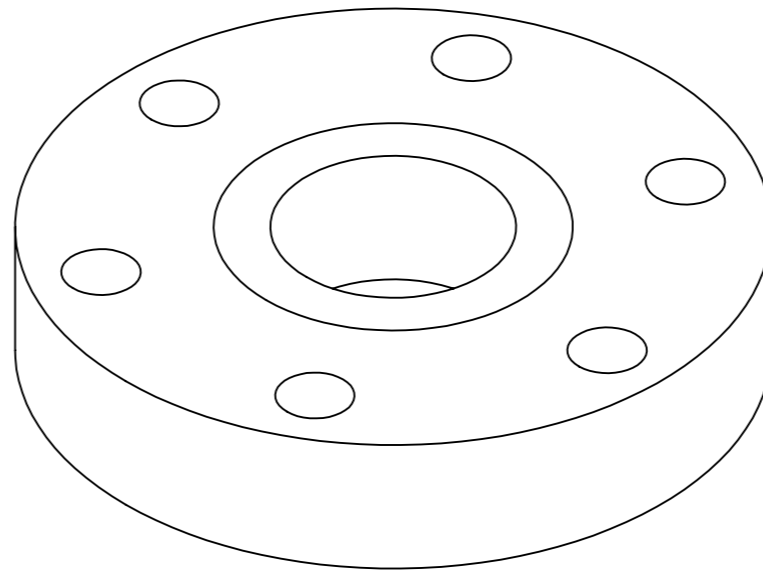
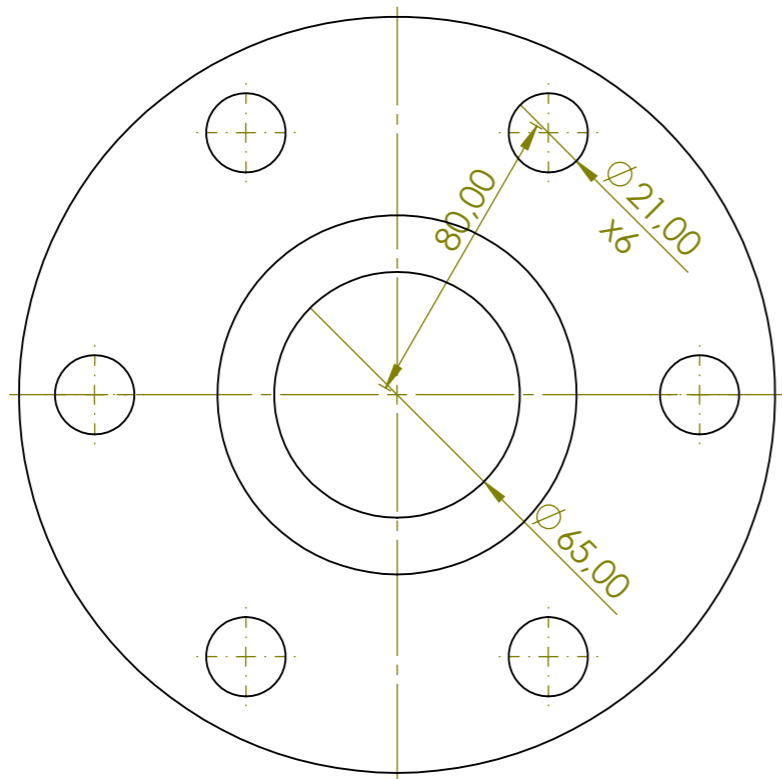


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:											
TOLERANCES:											
LINEAR:											
ANGULAR:											
DRAWN								TITLE:			
CHK'D								øvre bunnplate			
APPV'D								DWG NO.		A3	
MFG								tegning 01			
Q.A								SCALE:1:5		SHEET 3 OF 8	
MATERIAL:								WEIGHT:			

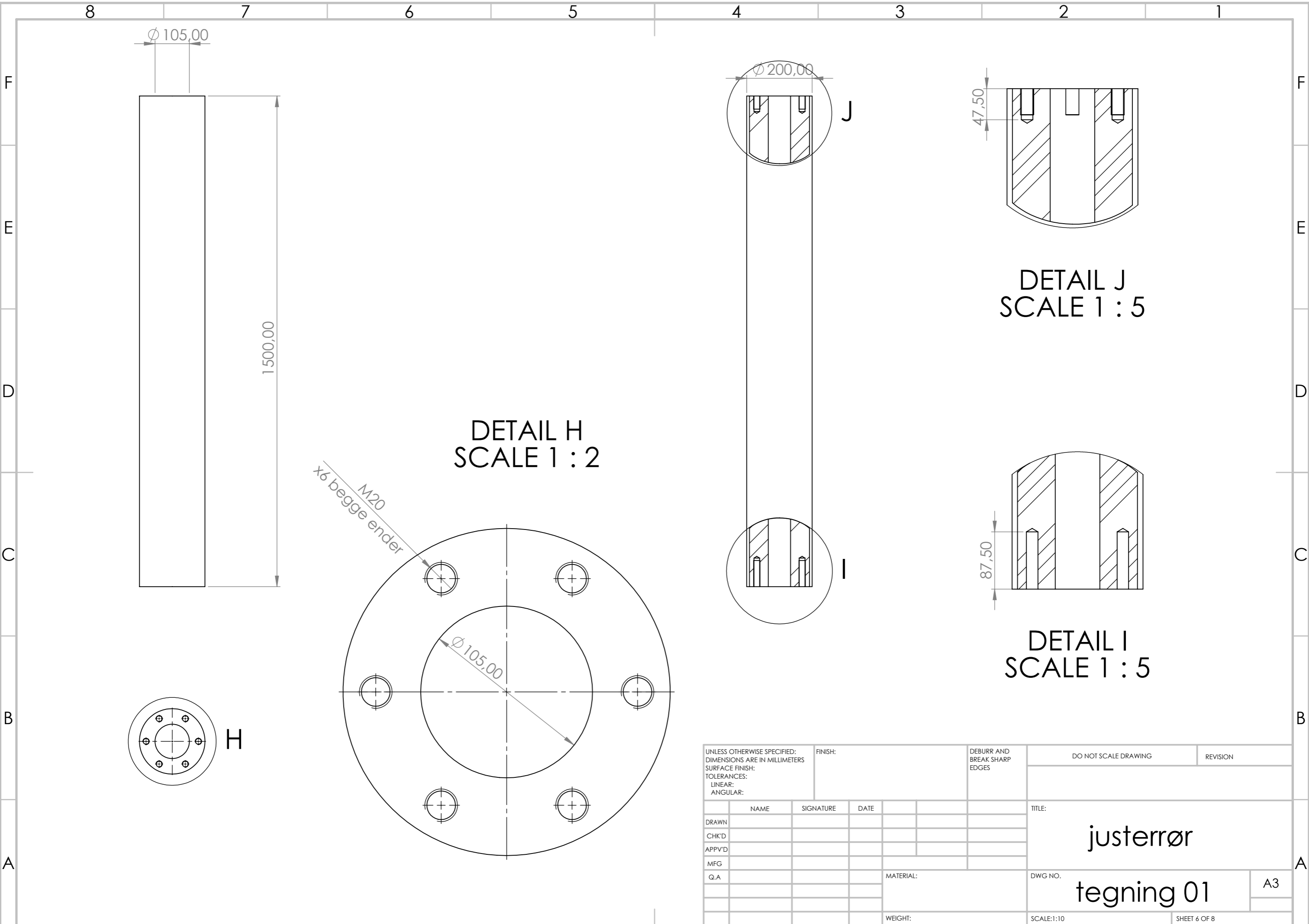


DETAIL G
SCALE 1 : 2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		
CHK'D									stålstag		
APPV'D											
MFG									tegning 01		
Q.A											
							MATERIAL:		DWG NO.		A3
							WEIGHT:		SCALE:1:20		SHEET 4 OF 8



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		
CHK'D									justerrørholder		
APPV'D											
MFG									DWG NO.		A3
Q.A									tegning 01		
							MATERIAL:		SCALE:1:2		SHEET 5 OF 8
							WEIGHT:				



DETAIL H
SCALE 1 : 2

DETAIL J
SCALE 1 : 5

DETAIL I
SCALE 1 : 5

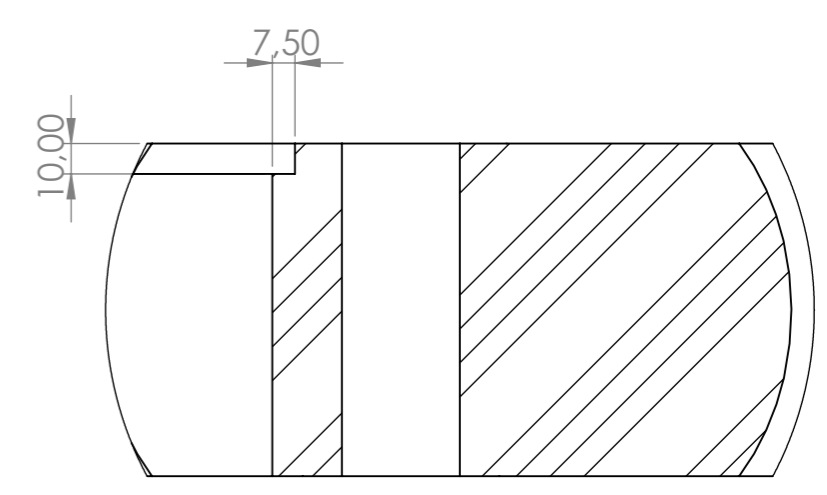
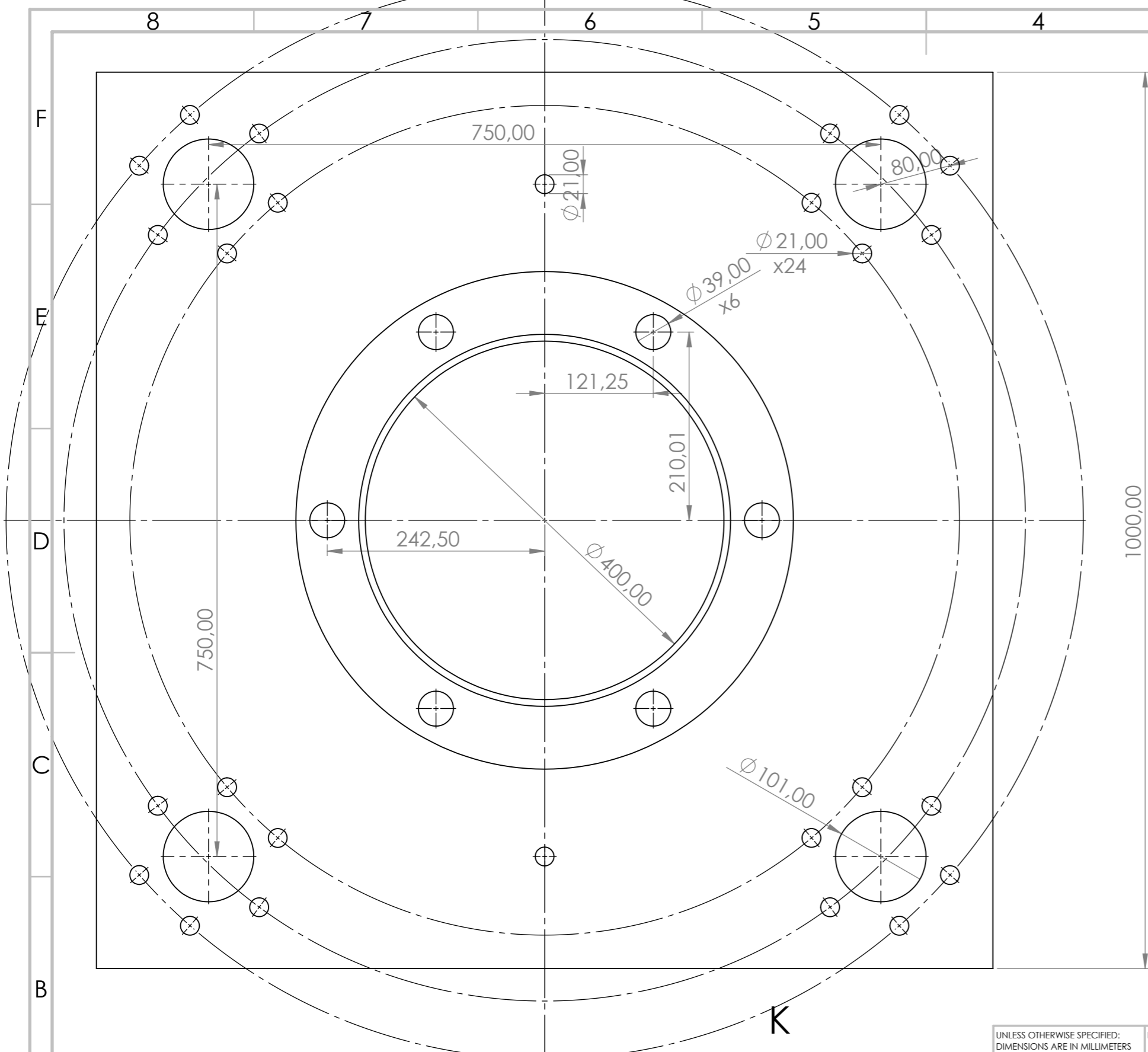
H

J

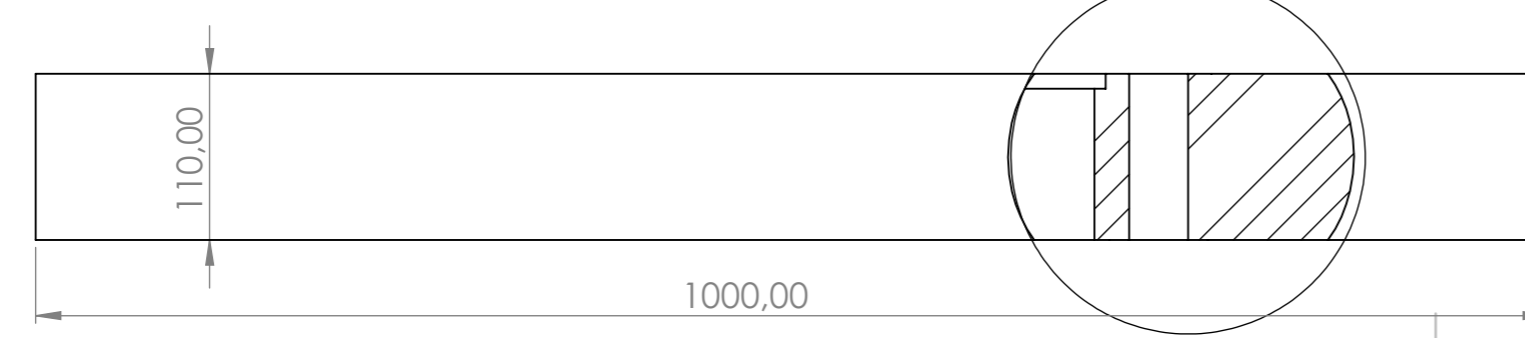
I

x6 begge ender
M20

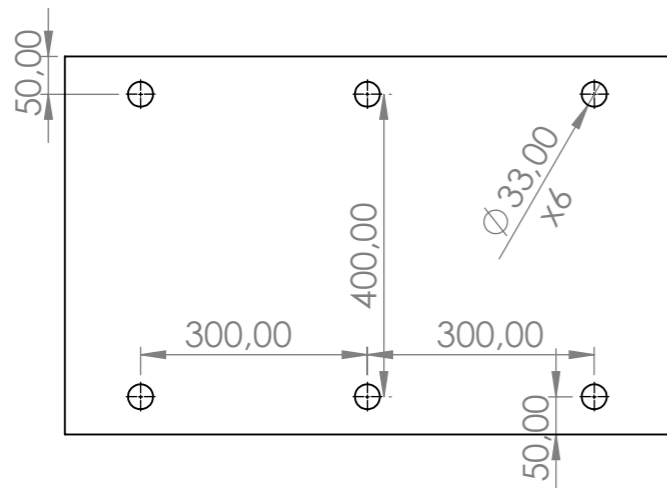
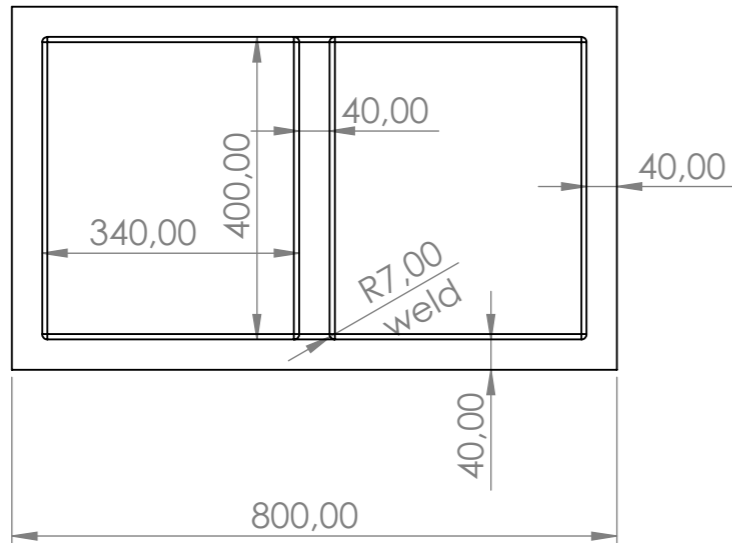
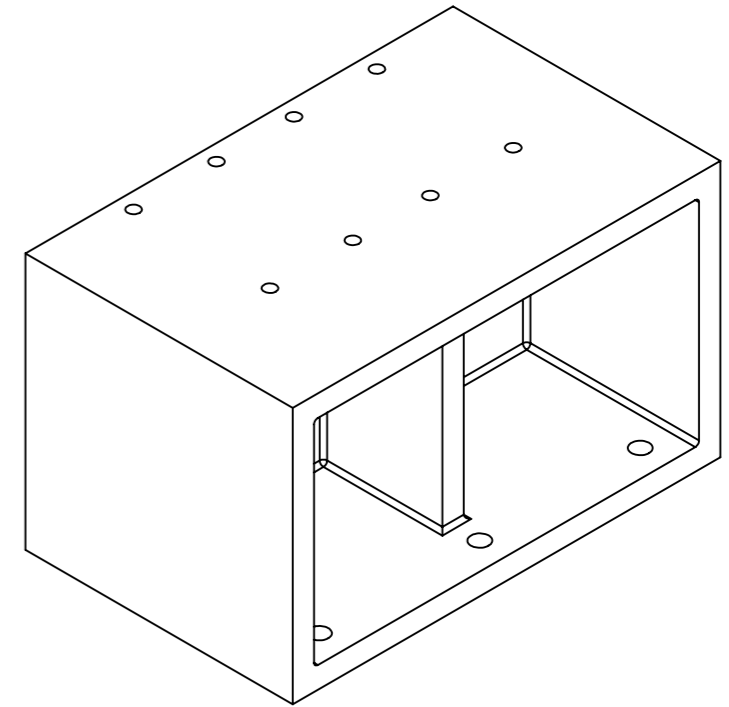
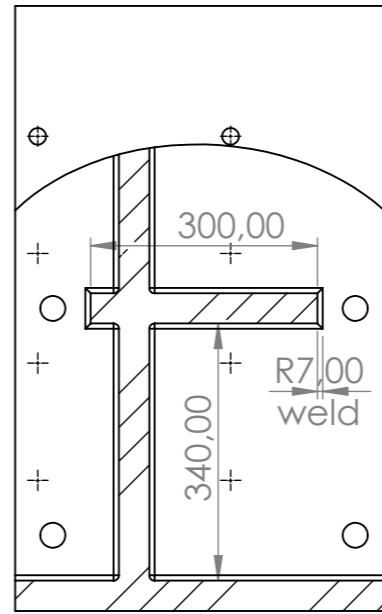
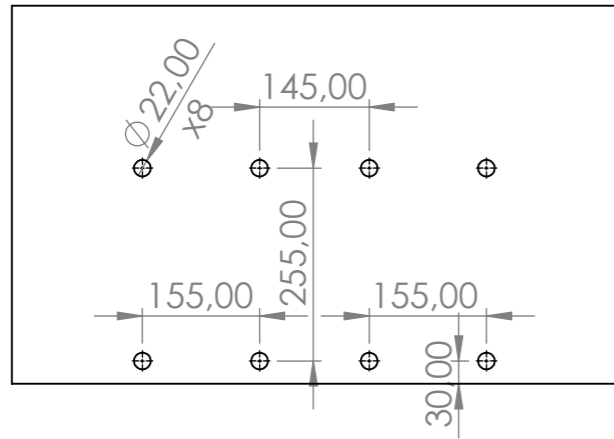
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D										justerrør	
APPV'D											
MFG											
Q.A											
						MATERIAL:		DWG NO.		A3	
						WEIGHT:		SCALE:1:10		SHEET 6 OF 8	



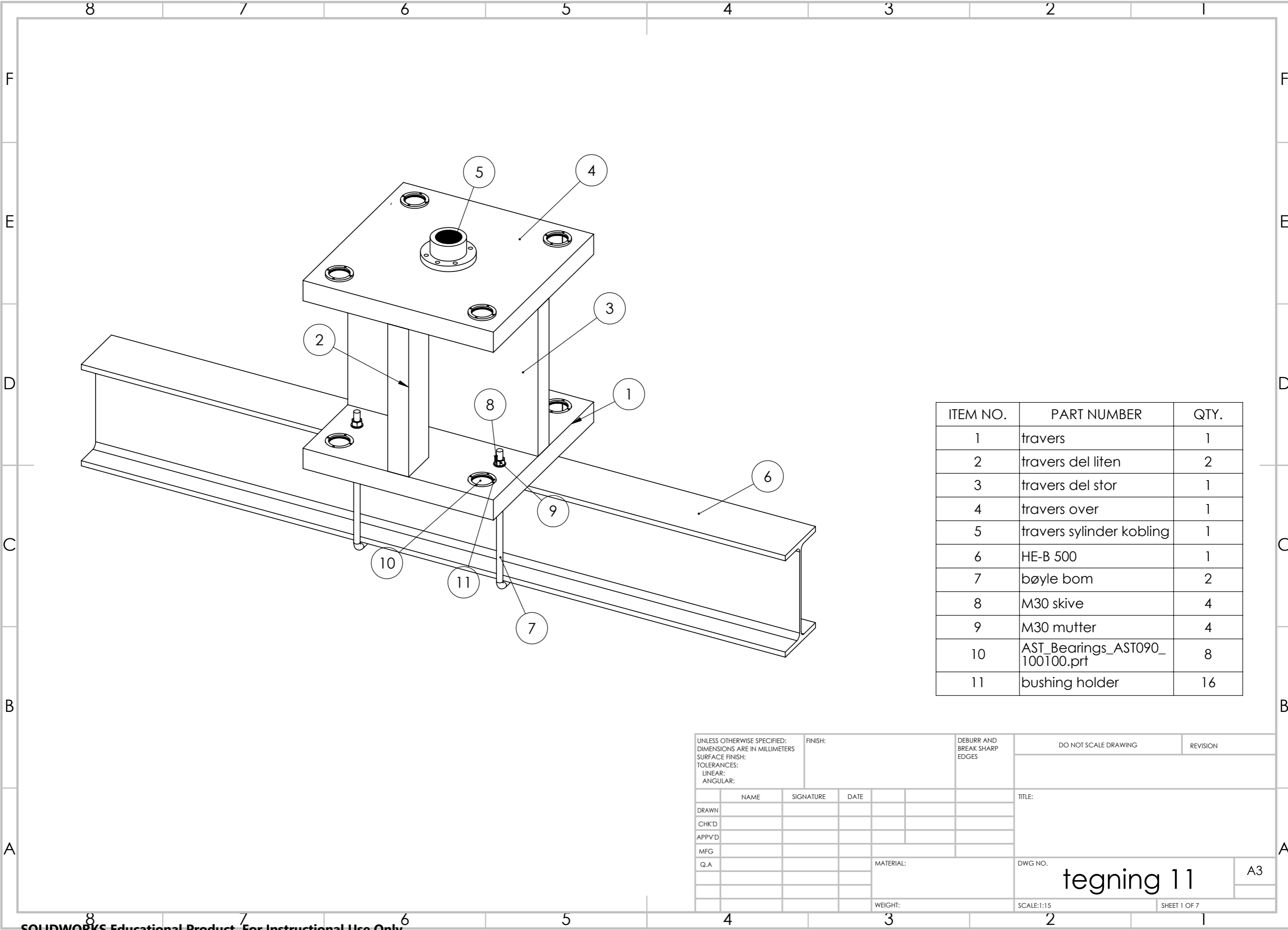
DETAIL K
SCALE 2 : 5



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D										top plate tegning 01	
APPV'D											
MFG											
Q.A											
						MATERIAL:		DWG NO.		A3	
						WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 7 OF 8	

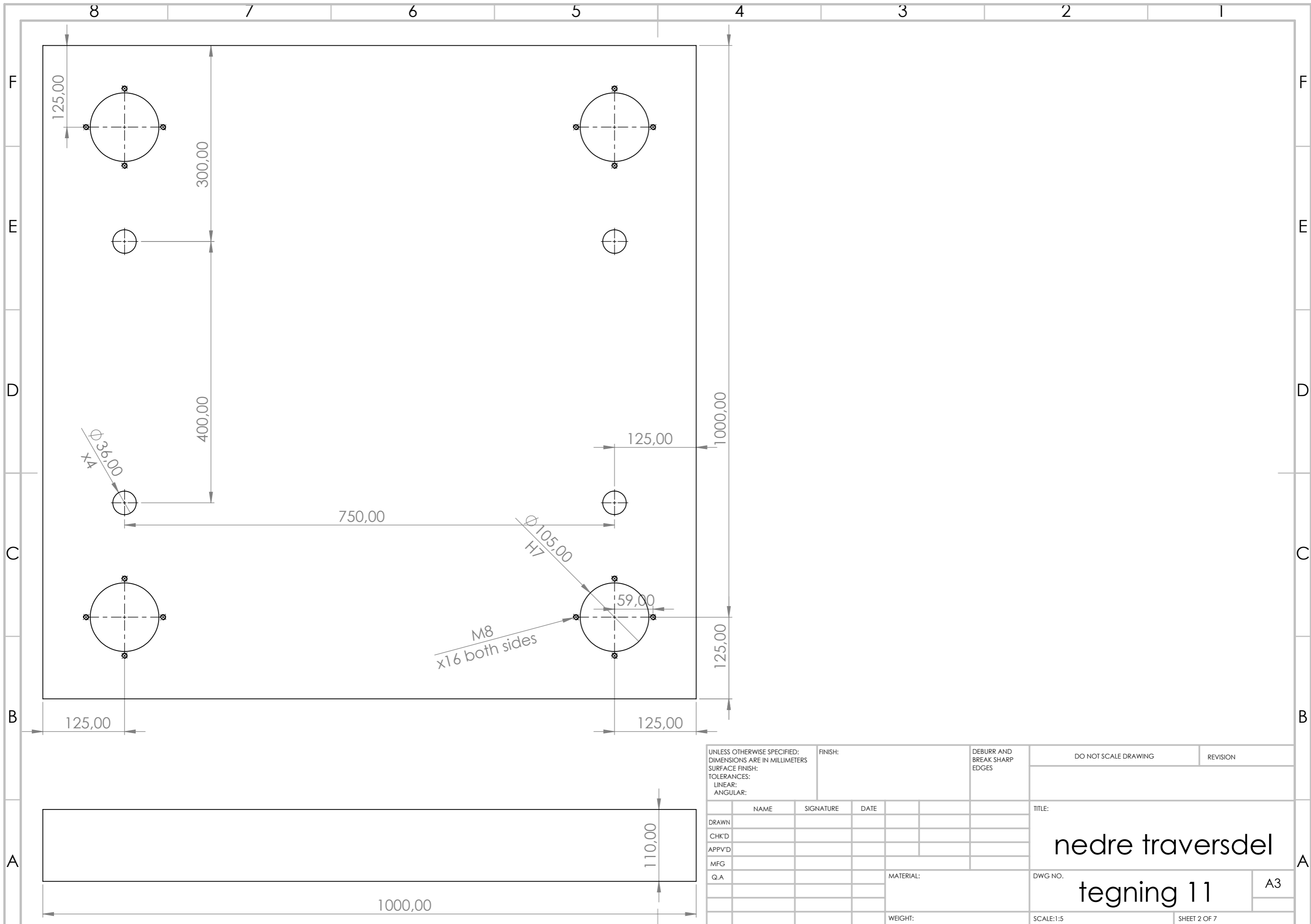


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D										bukk	
APPV'D											
MFG											
Q.A											
						MATERIAL:		DWG NO.		A3	
						WEIGHT:		SCALE:1:10		SHEET 8 OF 8	
								tegning 01			



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	travers	1
2	travers del liten	2
3	travers del stor	1
4	travers over	1
5	travers sylinder kobling	1
6	HE-B 500	1
7	bøyle bom	2
8	M30 skive	4
9	M30 mutter	4
10	AST_Bearings_AST090_100T00.prt	8
11	bushing holder	16

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								MATERIAL:		DWG NO.	
										tegning 11	
								WEIGHT:		SCALE:1:15	
										SHEET 1 OF 7	
										A3	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		
CHK'D									nedre traversdel		
APPV'D											
MFG									DWG NO.		A3
Q.A							MATERIAL:		tegning 11		
							WEIGHT:		SCALE:1:5		SHEET 2 OF 7

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

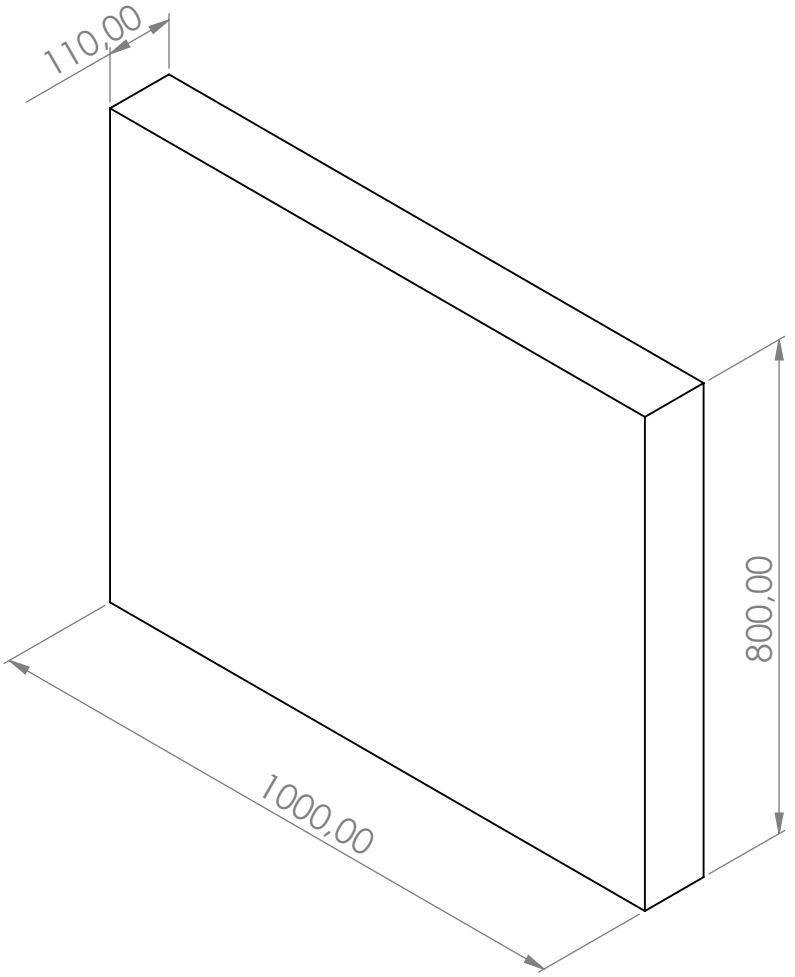
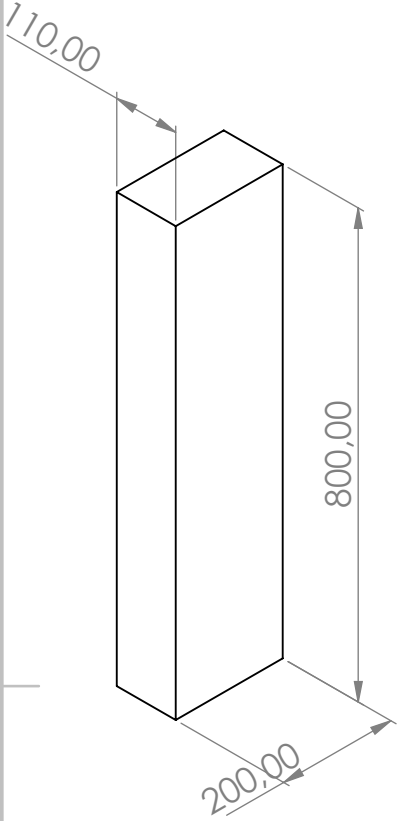
C

B

B

A

A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:
 liten og stor traversdel

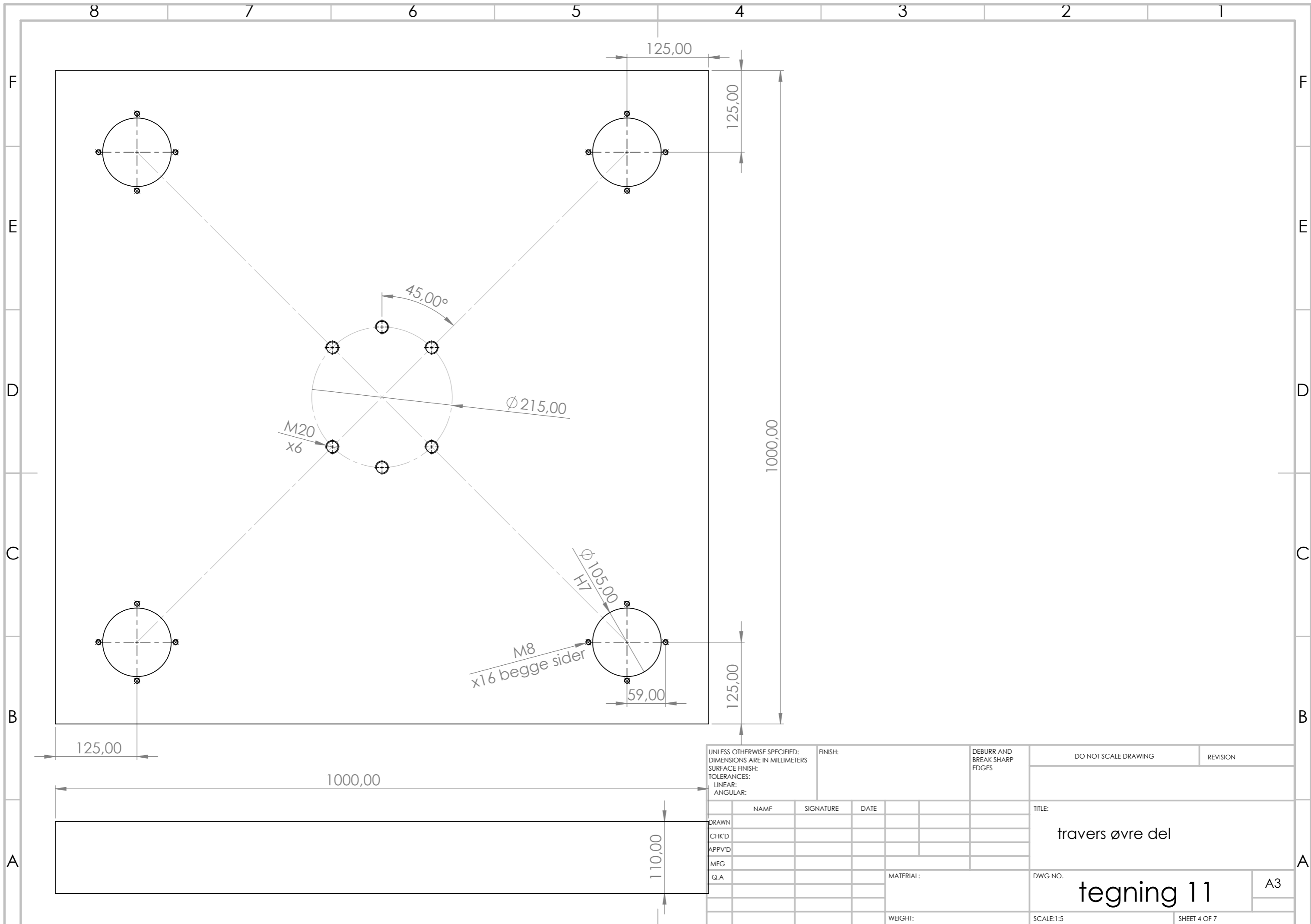
DWG NO.
 tegning 11

A4

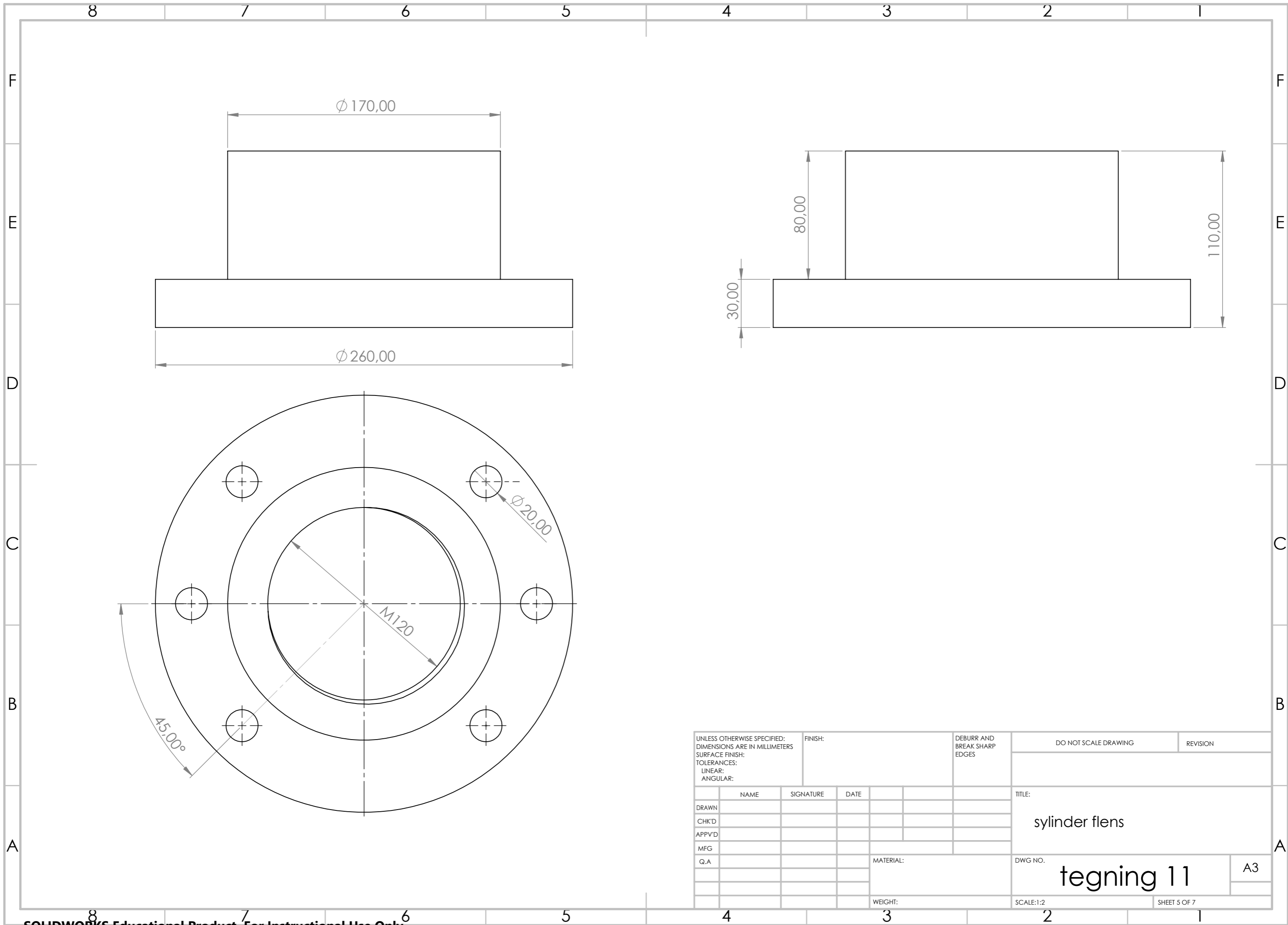
SCALE:1:10

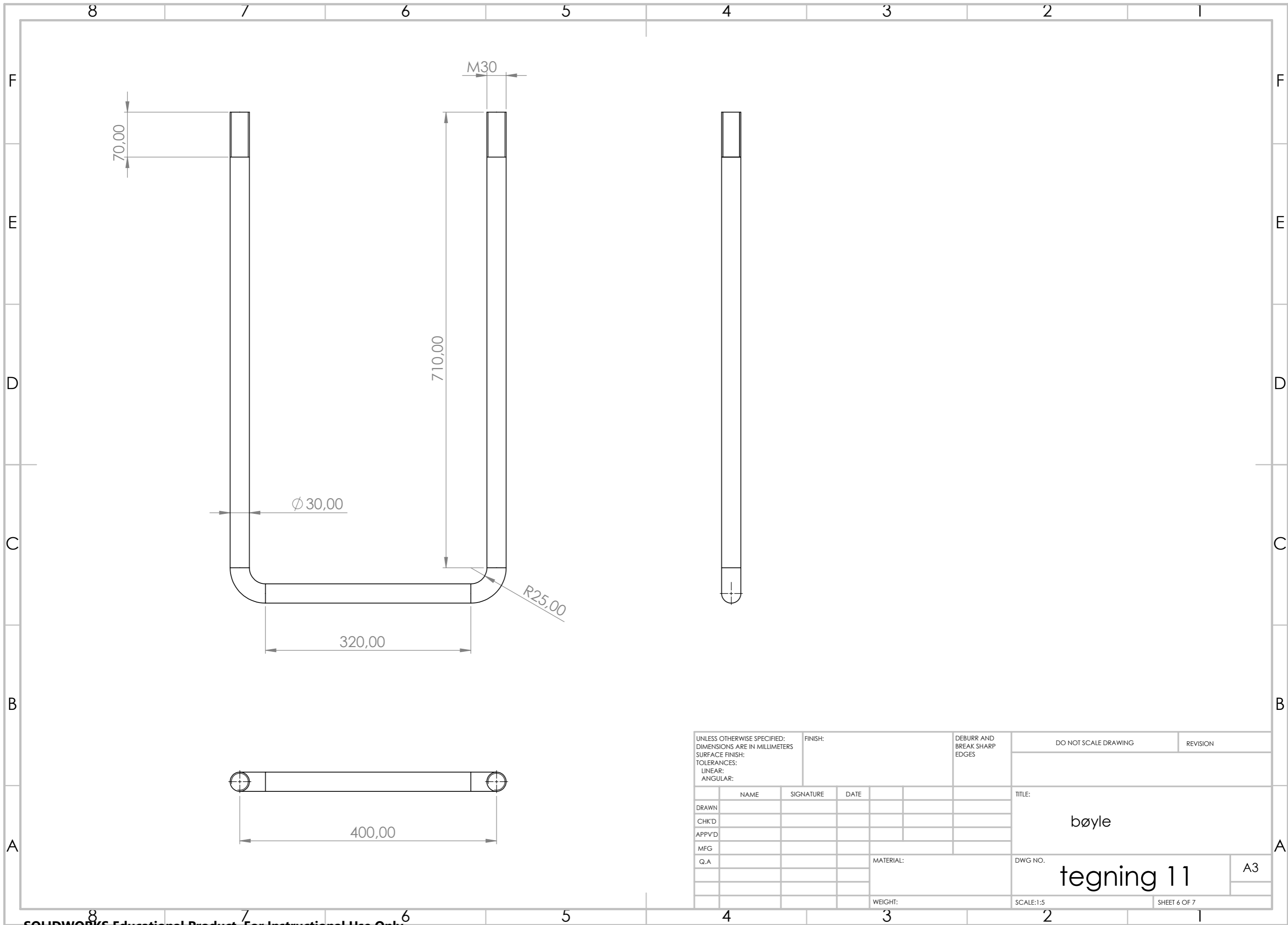
SHEET 3 OF 7

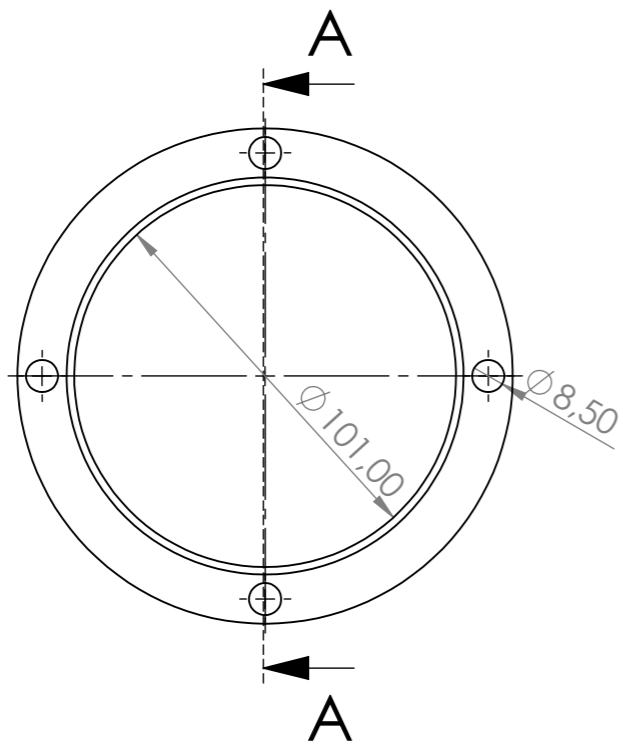
4 3 2 1



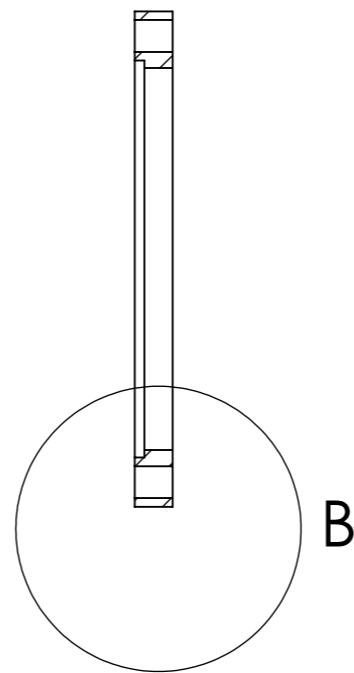
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:											
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE				TITLE:	
CHK'D										travers øvre del	
APPV'D										DWG NO.	
MFG										tegning 11	
Q.A								MATERIAL:		A3	
								WEIGHT:		SCALE:1:5	
										SHEET 4 OF 7	



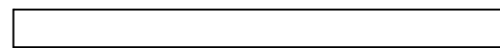
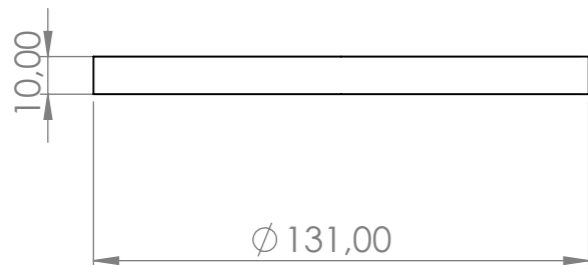
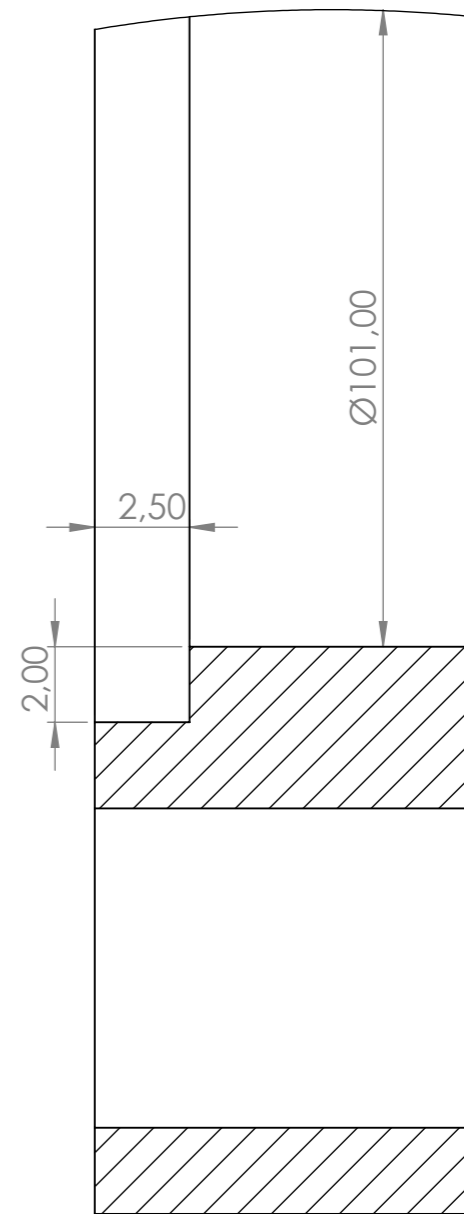




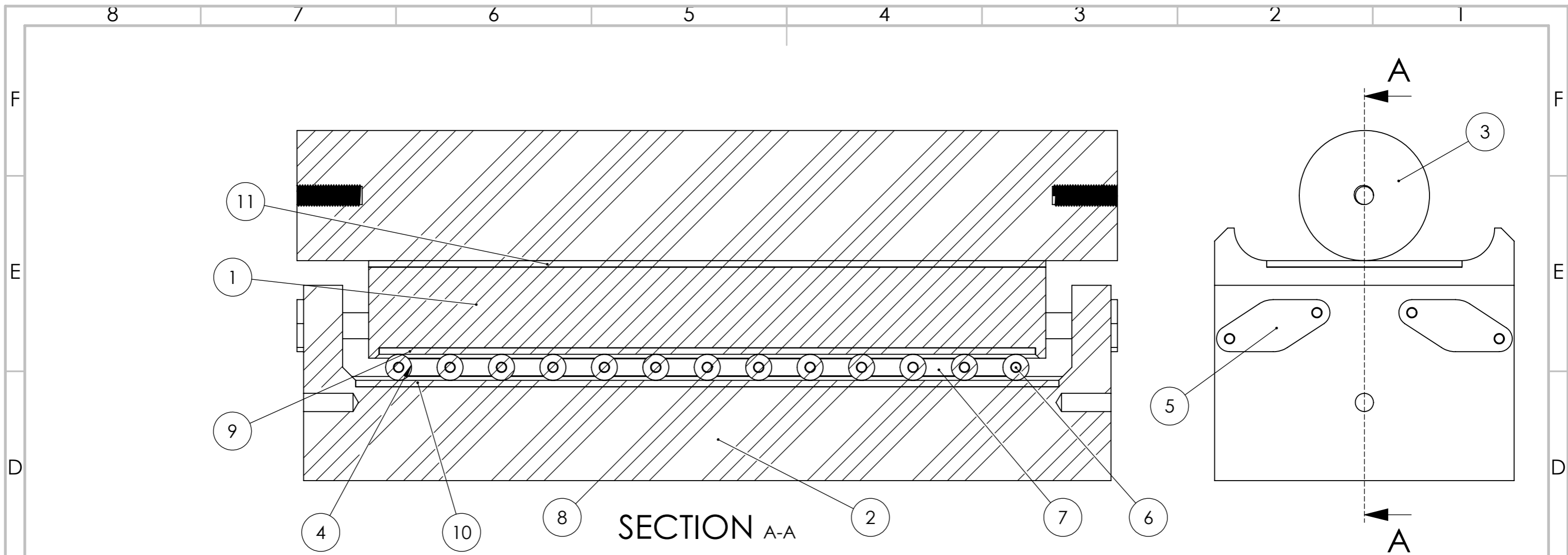
SECTION A-A



DETAIL B
SCALE 5 : 1

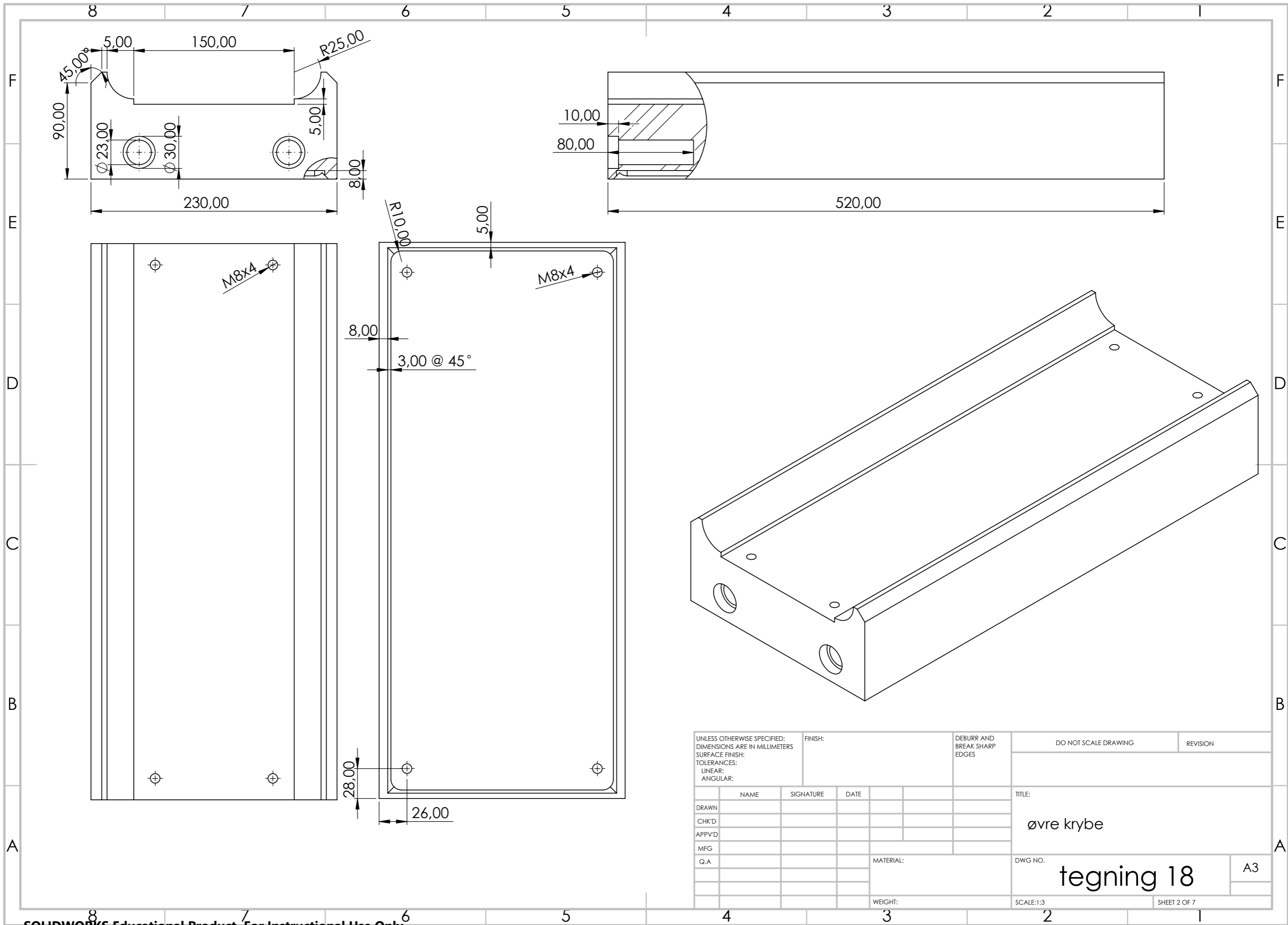


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE: flens holder		
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A							MATERIAL:		DWG NO. tegning 11		A3
							WEIGHT:		SCALE:1:2		SHEET 7 OF 7

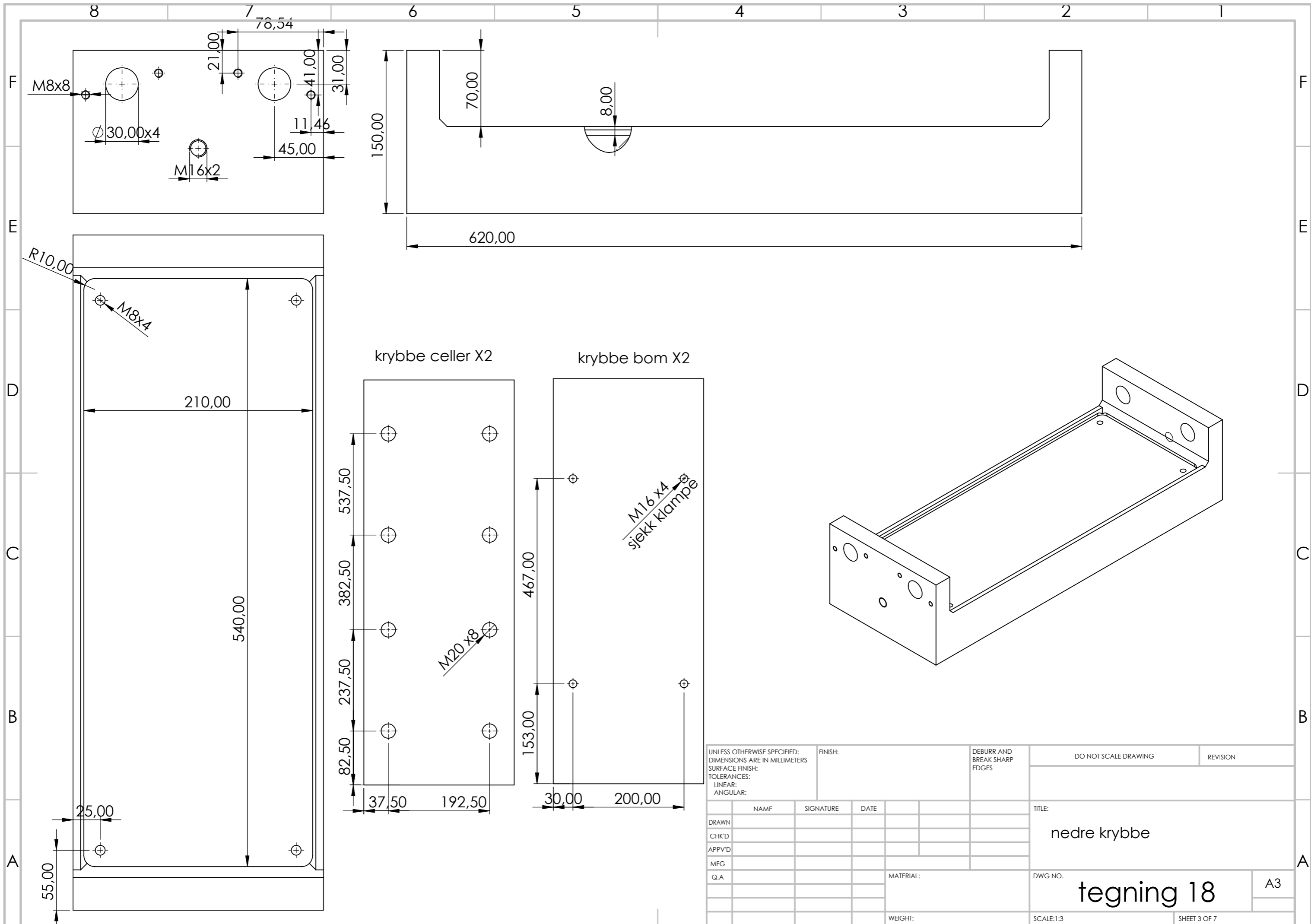


ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	krybbev2		1
2	krybbe underv2		1
3	stor rulle v2		1
4	liten rulle v2		13
5	krybbe bolt v2		4
6	holder rulle liten v2		13
7	braket liten rulle v2		2
8	sikringsring liten rulle v2		26
9	krybbe plate mellom		1
10	krybbe plate nederst		1
11	krybbe plate øverst		1

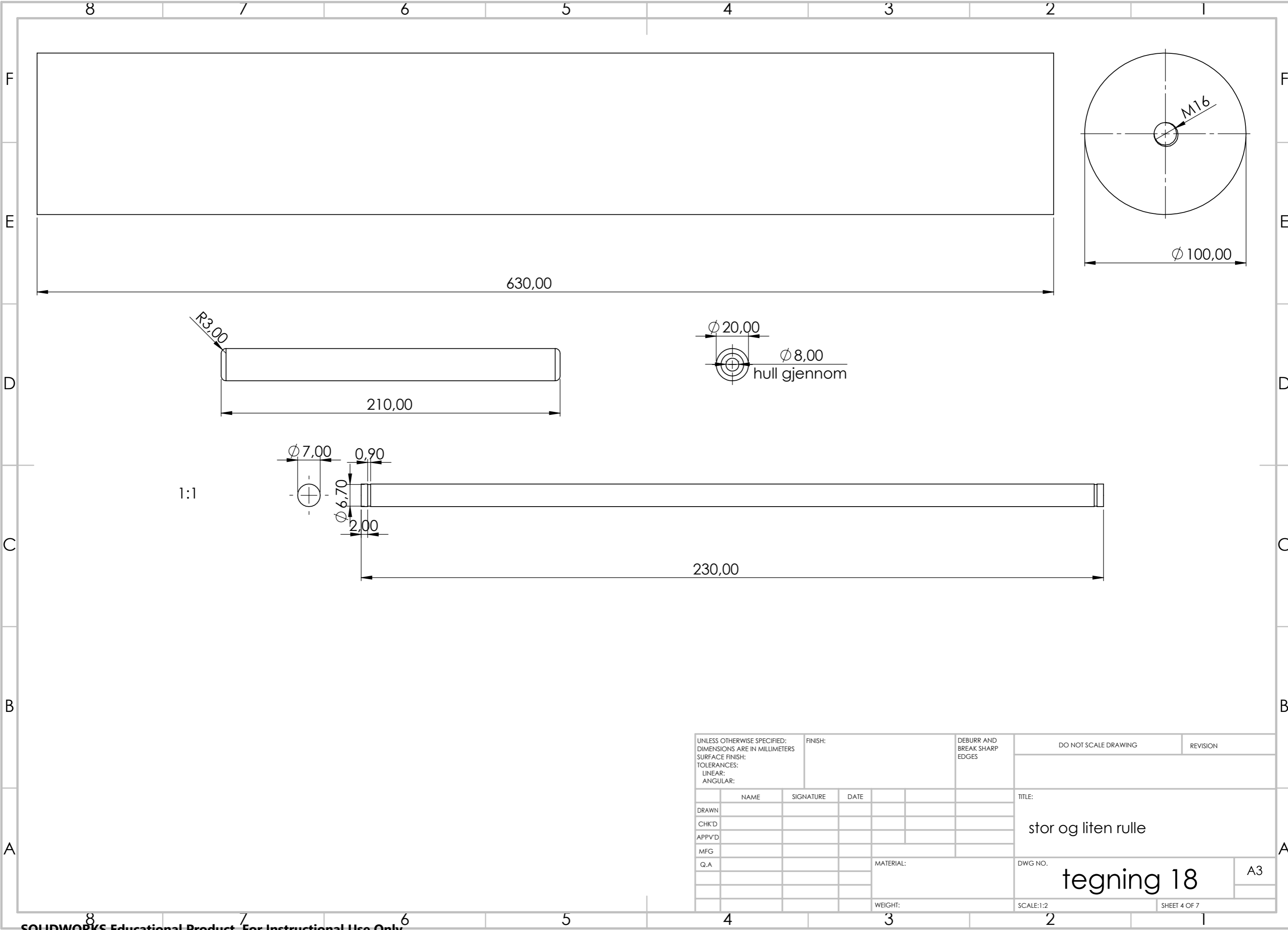
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A							MATERIAL:		DWG NO.		
									tegning 18		
							WEIGHT:		SCALE:1:3		
									SHEET 1 OF 7		
									A3		



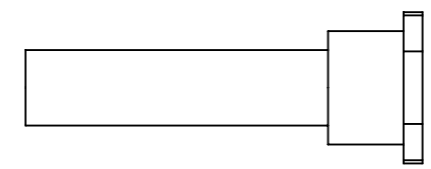
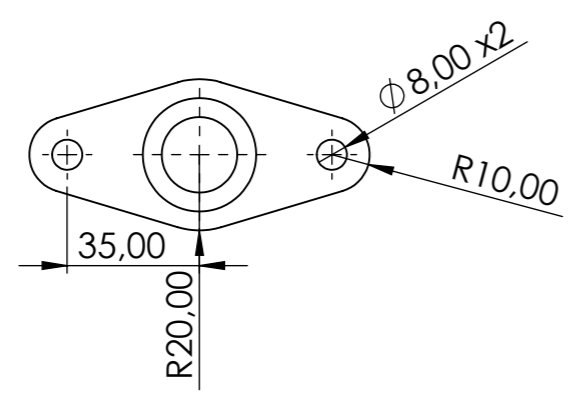
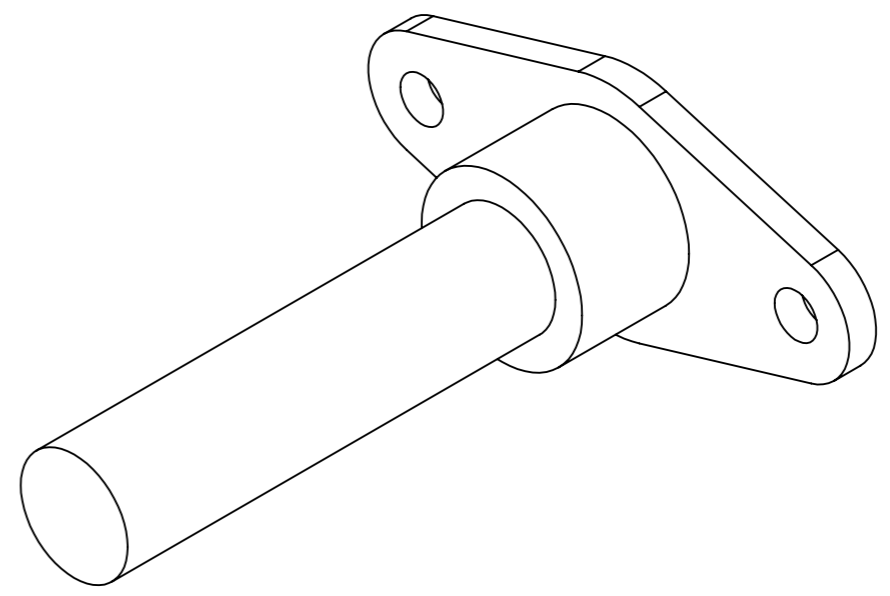
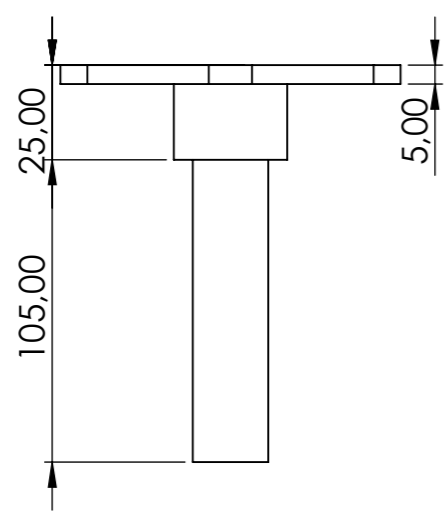
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:									
TOLERANCES:									
LINEAR:									
ANGULAR:									
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D								øvre krybe	
APPV'D								DWG NO.	
MFG								tegning 18	
Q.A								A3	
						MATERIAL:		SCALE:1:3	
						WEIGHT:		SHEET 2 OF 7	



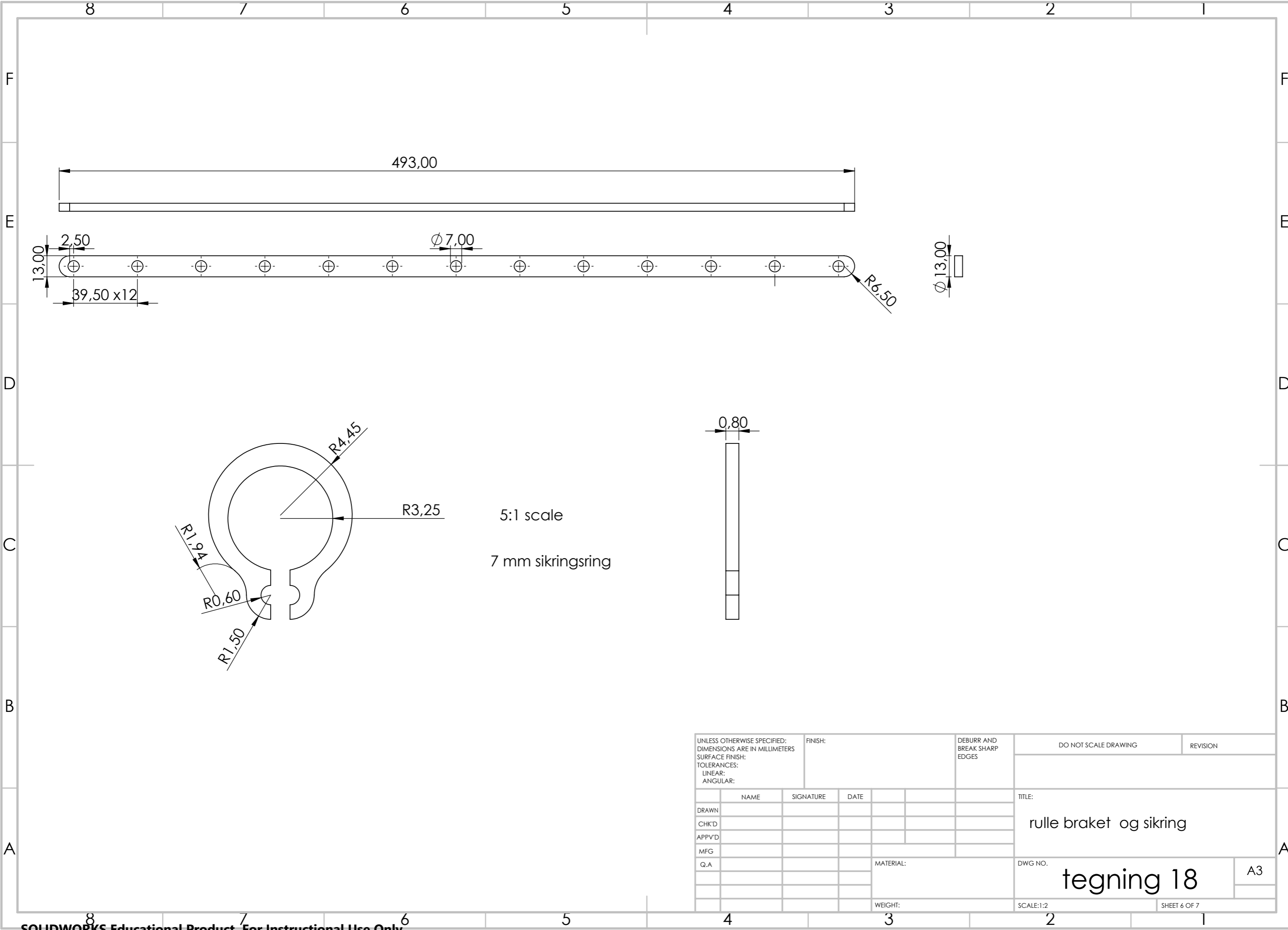
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:											
TOLERANCES:											
LINEAR:											
ANGULAR:											
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		nedre krybbe	
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								DWG NO.:		tegning 18	
								SCALE:1:3		A3	
								WEIGHT:		SHEET 3 OF 7	



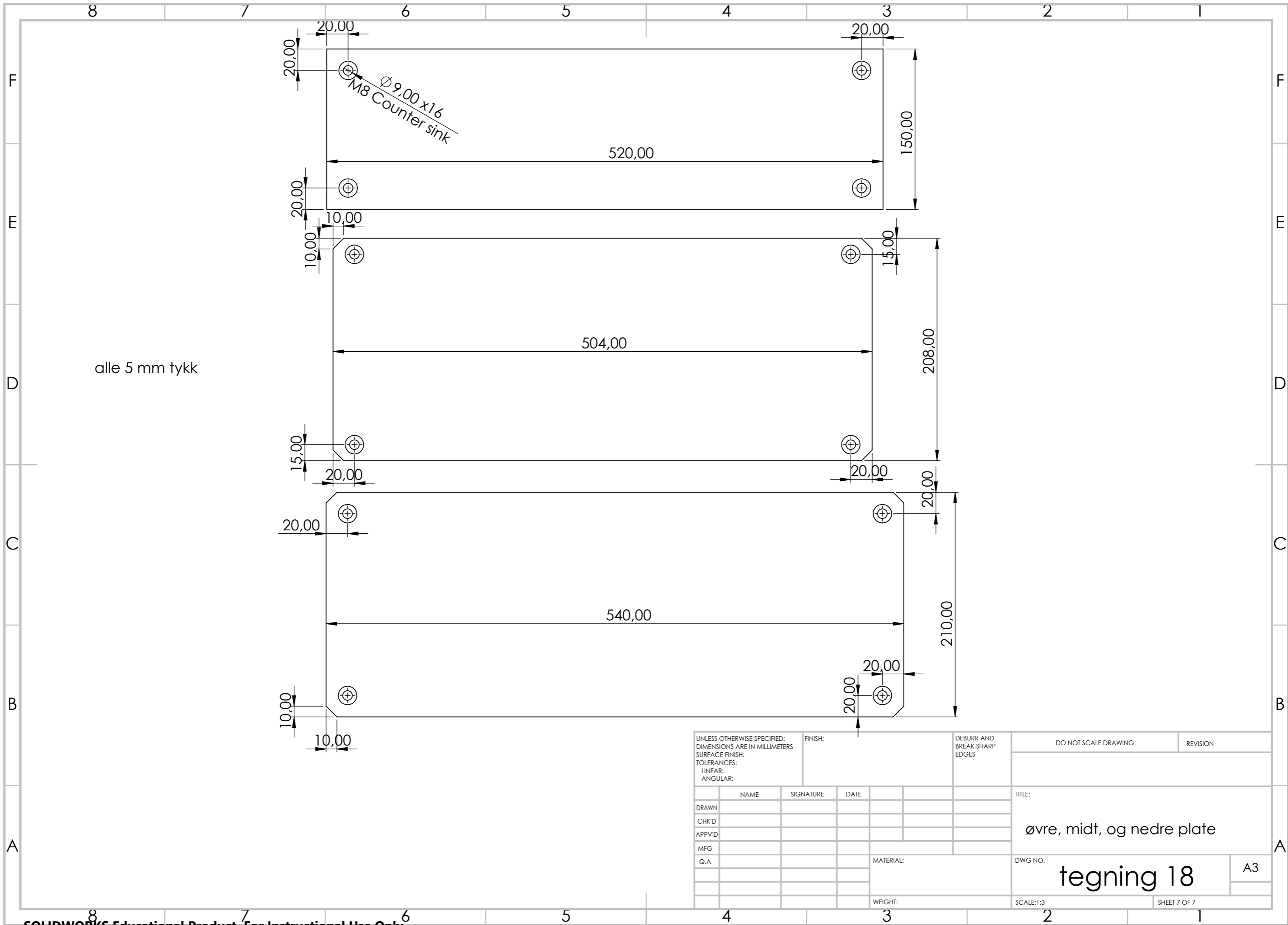
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		
CHK'D									stor og liten rulle		
APPV'D									DWG NO.		
MFG									tegning 18		
Q.A									A3		
									SHEET 4 OF 7		
									SCALE:1:2		
									WEIGHT:		



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		
CHK'D									konsoll pinne		
APPV'D									DWG NO.		
MFG									tegning 18		
Q.A							MATERIAL:		SCALE:1:2		A3
							WEIGHT:		SHEET 5 OF 7		



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE: rulle brakket og sikring		
CHK'D									DWG NO.		
APPV'D									tegning 18		
MFG									A3		
Q.A									SHEET 6 OF 7		
									SCALE:1:2		
									WEIGHT:		



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:		
CHK'D									øvre, midt, og nedre plate		
APPV'D									DWG NO.		
MFG									tegning 18		
Q.A									A3		
									SCALE:1:3		
									SHEET 7 OF 7		