

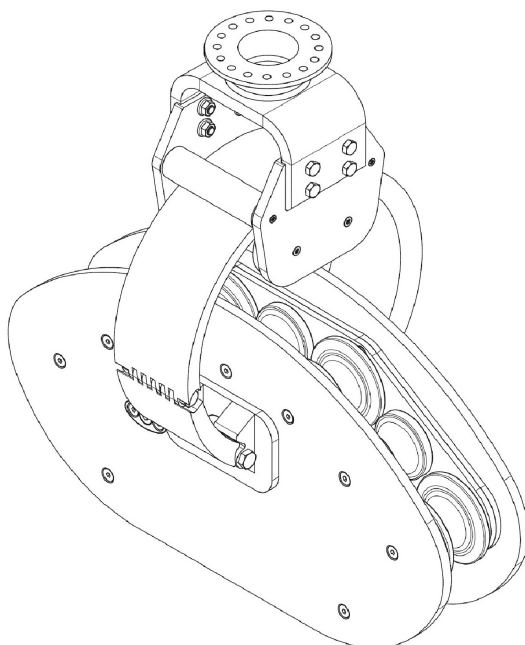
Kristian Meinich-Bache
Sigbjørn Blålid Refvik
Simon Sakseid

Orbiterende slepeblokk

Designevaluering og optimalisering av slepeblokk
utviklet av 3DP AS

Bacheloroppgave i produkt- og systemdesign - maskiningeniør
Veileder: Lars Petter Bryne

Mai 2022



Kristian Meinich-Bache
Sigbjørn Blålid Refvik
Simon Sakseid

Orbiterende slepeblokk

Designevaluering og optimalisering av slepeblokk
utviklet av 3DP AS

Bacheloroppgave i produkt- og systemdesign - maskiningeniør
Veileder: Lars Petter Bryne
Mai 2022

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for havromsoperasjoner og byggteknikk



Kunnskap for en bedre verden

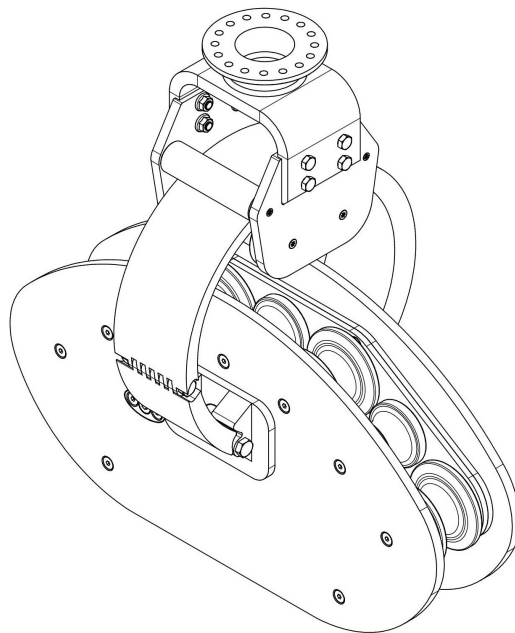


Kunnskap for en bedre verden

NORGES TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE
UNIVERSITET, 6009 ÅLESUND.

MASA2900 - BACHELOROPPGAVE MASKIN

Orbiterende slepeblokk



Forfattere:

Kristian Meinich-Bache

Sigbjørn Blålid Refvik

Simon Sakseid

20. mai 2022



Kunnskap for en bedre verden

Tittel:

Orbiterende slepeblokk

Deltakere:

Kristian Meinich-Bache, Sigbjørn Blålid Refvik og Simon Sakseid

Dato:

20.05.2022

Fagkode:

MASA2900

Fagnavn:

Bacheloroppgave Maskin

Studium:

Maskiningeniør, NTNU Ålesund

Antall sider uten vedlegg:

79

Antall vedlegg:

22

Varighet:

10.01.2022 - 20.05.2022

Veileder ved bedrift:

Jan Børge Vik

Veileder ved NTNU:

Lars Petter Bryne, emneansvarlig for MASA 2900

1 Forord

Aktuell bacheloroppgave er utført i vårsemesteret 2022 i sammenheng med emnet MASA2900. Oppgaven ansees som avsluttende del av studiet Maskiningeniør, med spesialisering innen Produkt- og systemdesign.

Oppgaven er utført i samarbeid med 3DP Modelling AS, og vi ønsker i den anledning å uttrykke vår takknemlighet til oppdragsgiver Jan Børge Vik for god tilrettelegging og hjelp gjennom hele prosjektperioden. Vi vil også rette en stor takk til hovedveileder Lars Petter Bryne som gjennom hele perioden har stilt til disposisjon med god kunnskap, gode råd og ellers gode samtaler.

Vi ønsker å utbringe en stor takk til Trond Volstad for omvising i Volstad Maritime sitt seismiske fartøy, GEO Caspian.

Takk til Vilmar Æsøy og Paul Steffen Kleppe for råd og veiledning.

Takk til Øystein Grytten, teknisk sjef, MMC - First Process, for prisestimat.

Takk til Erik Godøy, teknisk sjef, Polarcus DMCC for god informasjon om seismikkindustrien.

Til slutt ønsker vi å rette en stor takk til alle som har bidratt med informasjon og hjelp gjennom hele prosjektperioden.

2 Oppgavetekst

3DP AS er et firma som arbeider med mange ulike oppgaver innen den maritime næringen. I denne oppgaven settes det søkelys på lange kabler, tau, slanger og rør som håndteres på land og sjø i ulike operasjoner. Spesielt i forbindelse med maritime operasjoner hvor kabler legges på havbunnen, eller slepes bak fartøyer, utsettes «strengen» for store dynamiske krefter med store variasjoner.

Moderne kabler kan inneholde en mengde forskjellige komponenter i ulike lag av tverrsnittet, der hver komponent har ulike materialegenskaper. Under ytterkappen kan det foruten elektriske ledere være optiske fibre av glass for datatransport, slanger for gass og væsker, kompositt- eller stålfibrer for strekkfasthet. Kablene kan også inneholde fyllstoff for vektbalansering i vann, sensorer og halvledere for registrering av strekk og trykk. Komponentenes materialegenskaper og kabelens diameter definerer en minste radius kabelen kan bøyes uten å skades av hensyn til strekk- og trykkbelastning på overflaten.

Å forbedre håndteringen av slike kabler ved utlegging og innhenting vil være en viktig faktor for å forbedre kablens levetid, samt at dette vil ha stor økonomisk og miljømessig betydning for aktørene som utfører disse operasjonene. Denne oppgaven fokuserer på utvikling av en slepeblokk (fairlead) med løsninger som vil gi økt konstant kontaktflate under drift, noe som igjen reduserer belastningen. Kandidatene skal i denne oppgaven gjennomføre følgende:

1. Sette seg inn i gjeldene regelverk som omhandler krav og spesifikasjoner fra f.eks. Maskindirektivet, Sjøfartsdirektoratet, klaseselskaper og kabelprodusenter for ulike brukermiljøer offshore/onshore.
2. Gjennomføre en designevaluering og optimalisering for gjeldende slepeblokk som er utviklet av 3DP AS. Evalueringen skal sette søkelys på brukervennlighet, vedlikehold, levetid og produksjonsvennlighet.
3. I samråd med oppdragsgiver gjennomføre styrkeberegninger av valgt forslag til ny slepeblokkutforming med hensyn på statiske og dynamiske laster. Det skal dokumenteres hvordan denne konstruksjonen minsker belastningen og forlenger levetiden på kabler i forhold til konvensjonelle slepeblokker.
4. Fremskaffe produksjonsunderlag og dokumentasjon til valgt løsning med kostnadsoverslag. En foreløpig enkel markedsundersøkelse av det nye produktet bør inngå i besvarelsen.

Veileder ved NTNU i Ålesund er Lars P. Bryne, og kontaktpersoner/ faglig veiledere ved 3DP AS er Jan Børge Vik.

Besvarelsen redigeres som en teknisk rapport, med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte og diskuteres utførlig.

3 Sammendrag

Aktuell oppgave tar for seg designevaluering og videreutvikling av en orbiterende slepeblokk designet av 3DP AS. I forkant av gjennomføring, ansees det som nødvendig å undersøke gjeldende regelverk omhandlende krav og spesifikasjoner for tilsvarende maritimt utstyr. Dette gir et utgangspunkt for designevalueringer og dimensjonerende faktorer.

Slepeblokken er designet med den hensikt å være besparende på streamerkabler under marinseismiske undersøkelser, ved å redusere avstanden mellom pivoteringspunkt og kablen sitt massesenter. Dette gjøres ved å designe blokken på et vis som plasserer kablen sitt massesenter i tilnærmet samme posisjon som blokkens rotasjonsakse. Dette tilsier teoretisk at det blir lettere for 3DP AS sin slepeblokk å rotere om rotasjonssenteret i tilfeller der kraftretningen til kablen endres.

Grunnet plasseringen av kablen sitt massesenter i forhold til rotasjonssenteret burde kablen konstant ligge i bunnen av rullene sitt spor, som resulterer i størst mulig kontaktflate mellom streamerkabel og slepeblokk. Denne økte kontaktflaten vil kunne føre til en jevnere belastning, som i sin helhet kan ha positive utfall for kablens levetid.

Etter ønske fra oppdragsgiver er det utført markedsundersøkelse for aktuelt konsept, der både markedsmuligheter og alternative bruksområder betraktes. Det kan ikke konkluderes med en garantert etterspørsel for aktuell slepeblokk, men i spesifikke markeder kan det antas at et potensielt fremtidig behov kan oppstå.

Nytt design av slepeblokk gir grunnlag for styrkeberegninger som tillater fastsettelse av dimensjoner og materialer for de inngående komponentene. Det blir videre utarbeidet produksjonsunderlag, samt generert et prisestimat for det nye designet av slepeblokken. Med utgangspunkt i gitte prisestimer, kan det anslås at ny slepeblokk vil ha en total produksjonskostnad mellom 220 000 - 358 000 kr per enhet.

4 Abstract

The current task deals with design evaluation and further development of an orbiting fairlead designed by 3DP AS. Prior to implementation, it is considered necessary to examine current regulations regarding requirements and specifications for similar marine equipment. This provides a foundation for design evaluations and dimensioning factors.

The fairlead was designed with the intention of reducing stress and fatigue on streamer cables during marine seismic surveys, by reducing the distance between the pivoting point and cable's center of mass. This is done by designing the fairlead in such a way which causes the mass center of the cable to be placed in approximately the same position as the fairlead's axis of rotation. Theoretically, this implies that it will be easier for 3DP AS's fairlead to rotate about the center of rotation in cases where the direction of force of the cable changes. Due to the mass center position of the cable in relation to the center of rotation, the cable should constantly lie at the bottom of the groove, which results in the largest possible contact surface between the streamer cable and the fairlead. This increased contact surface could lead to a more even load distribution, which in its entirety can have a positive impact on the service life of the cable

As requested by the supervisor, a market study has been carried out for the relevant concept, where both market opportunities and alternative areas of use are considered. Based on this survey, it cannot be concluded with a guaranteed demand for the fairlead, but in specific markets it can be assumed that a potential future need may arise.

Furthermore, the new fairlead design provides a basis for strength calculations that allows determination of dimensions and materials for the constituent components. Finally, project specifications, technical drawings along with price assessment regarding the new fairlead design are provided. Based on given price estimates, it can be expected that the fairlead will have a total production cost between NOK 220 000 - 358 000 per unit.

Innhold

1 Forord	ii
2 Oppgavetekst	iii
3 Sammendrag	iv
4 Abstract	v
Figurer	xi
Tabeller	xiv
5 Symboler og terminologier	1
6 Introduksjon	2
6.1 3DP Modelling AS	2
6.2 Bakgrunn for oppgaven	2
7 Risikovurdering	4
7.1 Risikoanalyse relatert til utførelse av oppgaven	4
7.1.1 Vurderingskart	4
7.1.2 Risikokartlegging	6
7.1.3 Tiltak	7
8 Markedsundersøkelse	8
8.1 Betalingsvillighet	8
8.2 Markedsutsikter	8
8.2.1 Nedgang i antall aktive aktører	8
8.2.2 Geopolitikk	9
8.3 Nye markedssegmenter innen seismikk	9
8.3.1 Sjøbunnsdata og geotekniske undersøkelser ved utbygging av havvind	9
8.3.2 Reservoarkarakterisering og overvåking	10
8.4 Utvidet bruksområde	11
8.4.1 Bakgrunn for undersøkning av alternative bruksområder	11
8.4.2 Fiberoptiske havbunnskabler	11

8.4.3	Kraftførende havbunnskabler	11
8.4.4	Underjordiske kabler	12
8.4.5	Snøkrabbefiske	13
9	Forutsetninger	14
9.1	Kravspesifikasjon	14
9.1.1	Gjeldende lover og regler	14
9.1.2	Dimensjonerende størrelser og komponenter	14
9.2	Dimensjonerende last	14
10	Teori	15
10.1	Grunnlag for dimensjonering og materialvalg	15
10.2	Krefter og spenninger	15
10.2.1	Grunnleggende om krefter og spenninger	16
10.3	Oppsett av lasttilfelle	17
10.3.1	Økt spenningstilfelle under seismisk operasjon	17
10.3.2	Kabelens friksjonskrefter i vann	18
10.3.3	Krefter i opplagringspunkt	20
11	Designevalueringer	22
11.1	3DP AS sitt design	22
11.2	Belteløsning	23
11.2.1	Eksisterende belteløsninger	23
11.2.2	Belteløsningen til 3DP AS	24
11.2.3	Valgt belteløsning	25
11.3	Beltestramming	25
11.3.1	3DP AS sin løsning for beltestramming	25
11.3.2	Forslag til ny beltestramming	26
11.4	Rullehjul	27
11.4.1	Hovedhjul	29
11.4.2	Støttehjul	29
11.5	Ruller	30
11.5.1	3DP AS sine ruller	30
11.5.2	Forslag til nye ruller	31

11.6 Rullehus	33
11.6.1 Rullehus designet av 3DP AS	33
11.6.2 Ny opplagringsmetode av rullehus	33
11.7 Torus	35
11.7.1 Torus designet av 3DP AS	35
11.7.2 Nytt design av torus	35
11.8 Sammenkobling mellom torus og slepeblokk	36
11.8.1 Sammenkobling designet av 3DP AS	36
11.8.2 Ny løsning for festemetode mellom torus og slepeblokk	36
11.9 Svingkrans	37
11.9.1 Utforming	37
11.10 Låsing av rotasjon i opphengspunkt	39
12 Styrkeberegninger	41
12.1 Rull og torus	41
12.1.1 Hertzke kontaktspenninger mellom nedre ruller og torus	41
12.1.2 Skjærkraft- og momentdiagram	44
12.1.3 Opptredende spenninger	46
12.1.4 Nedbøying	48
12.1.5 Utmatting i ruller	50
12.1.6 Utmatting i aksling	53
12.1.7 Nedbøying av torus	54
12.1.8 Boltforbindelse i torus	55
12.2 Rullehus og opplagring	56
12.2.1 Materialvalg	56
12.2.2 Flatetrykk mellom bærende aksel og nav	56
12.2.3 Festeskruer til sammenkopling av rullehus i bærende akslinger	57
12.2.4 Opplagring av rullehus	58
12.2.5 Sveiseforbindelse mellom flens og opplagring	59
12.3 Svingkrans	60
12.3.1 Valg av svingkrans	60
12.3.2 Skrueberegning	62
12.3.3 Flatetrykk	64

12.4 Hjulaksel	66
12.4.1 Nedbøyning	66
12.4.2 Kjervirkning	66
12.4.3 Valg av hjullager	67
12.5 Gjennomgående aksel i blokken	67
13 Produksjonsunderlag	68
13.1 Inngående sideplater i konstruksjonen	68
13.2 Opplagring av rullehus	68
13.2.1 Alternativ produksjonsmetode med prisestimat.	68
13.3 Torus	69
13.4 Spesialtilpassede skiver	69
13.5 Hjul	69
13.6 Gummibelte	69
13.7 Kostnadsoverslag	69
14 Resultater	70
15 Diskusjon	73
15.1 Videre arbeid	73
15.1.1 Fysisk testing	73
15.1.2 Kontrollregning	73
15.1.3 Videre utformingsforslag	74
15.1.4 Svingkransens begrensning	75
15.2 Drøfting rundt prisestimering	75
16 Konklusjon	76
A Vedlegg	80
A.1 Estimerte priser	80
A.2 Elementærtillfellene	82
A.3 Streamerkabel - spesifikasjoner	84
A.4 Beregning av kabelens friksjonskrefter	92
A.5 Danline tau - spesifikasjoner	95
A.6 Beregning av hjulaksler (utført i Excel)	97

A.7	Skrueberegninger (utført i Excel)	99
A.8	Krefter i opphengspunkt (utført i Excel)	101
A.9	Notater fra undervisning - Maskinteknikk 1	103
A.10	Beregning av Hertz spenninger (utført i Excel)	107
A.11	Beregning av kilsveis (utført i Excel)	109
A.12	Skrueberegninger i rullehus (utført i Excel)	111
A.13	Beregninger vedrørende ruller, aksler og lager (utført i Excel)	113
A.14	Beregninger svingkrans	115
A.15	Tiltrekningsmoment - SKF	117
A.16	Tiltrekningsmoment - Tingstad	119
A.17	Flatetrykk - flens og svingkrans	121
A.18	Maskintegninger - Full sammenstilling	122
A.19	Maskintegninger - Sammenstilling av slepeblokk m.m.	124
A.20	Maskintegninger - Sammenstilling av torus m.m.	156
A.21	Maskintegninger - Sammenstilling av rullehus m.m.	162
A.22	Teknisk tegning - Beltesegment	176

Figurer

1	Tilfelle hvor kabelen ikke ligger i slepeblokken sitt spor.	2
2	Konvensjonell slepeblokk sammenlignet med orbiterende slepeblokk.	3
3	Risikomatrise.	4
4	Aktuelle risikoer.	6
5	Aktive tiltak	7
6	Illustrasjon av karbonfangst og -lagring [9].	10
7	Utviklingsgraf for marinseismisk behov i henhold til oljepris [13].	11
8	Trekking av undersjøiske kabler [17].	12
9	Legging av kraftkabler i Nordlink-prosjektet [19].	12
10	Lengdemeter tauverk brukt i snøkrabbefiske [20].	13
11	Illustrert rotasjonsakse og opphengspunkt.	15
12	Frihetsgrader inngående i slepeblokken	16
13	Tradisjonell vending for seismisk fartøy.	17
14	Motstandskoeffisienter for ulike geometrier [27].	19
15	"Free-body-diagram" - Streamerkabel under vann	20
16	"Free-body-diagram" - Kraftpåvirkning fra streamer på slepeblokk	20
17	Kabelens lengde over vannoverflaten	21
18	Taustrekkets kraftpåvirkning på slepeblokk og svingkrans/opphengspunkt.	21
19	3DP AS: 3D-modell av prototype.	22
20	Fairlead fra ODIM Spectrum Ltd.	23
21	3DP AS: Slepeblokk med og uten belte.	24
22	Den valgte belteløsningens utforming.	25
23	3DP AS: Prototypeløsning for beltestramming.	25
24	Forslag til ny løsning for beltestramming.	26
25	Låseskive for beltestrammer.	26
26	Mekanisme for beltestramming.	27
27	Hjulene satt inn i sammenstilling	28
28	Rullehjulene sine tilhørende komponenter.	28
29	Kabelkoblingens plassering i hjulet.	29
30	Støttehjulene med lavere profil enn hovedhjulene.	29
31	3DP AS: Prototypeløsning for ruller	30

32	3DP AS: Rullesegmenter	30
33	Hul rull inspirert av prototypedesign.	31
34	«Wide roller fairlead» [30].	31
35	Rulleddesign inspirert av fig. 34.	32
36	Iterert design av figur 35b.	32
37	Endelig segmentert rulleløsning.	32
38	3DP AS: Prototype av rullehus.	33
39	Opplagring av rullehus.	33
40	Dreneringshull i opplagring.	34
41	3DP AS: Torus.	35
42	Nytt design av torus.	35
43	3DP AS: Kollisjon mellom torus og festeplate.	36
44	Demontert sideplate og torusegment.	36
45	Aksial last - trykk vs. strekk [33].	37
46	Svingkrans under trykklast.	37
47	Svingkrans under strekklast.	38
48	Eksempel på en fastlåst løsning	39
49	Fastlåst løsning med rotasjonsledd	40
50	Kontakt mellom torus og ruller.	41
51	Diagram over skjærspenning for rull og torus i forhold til dybde fra kontaktflate.	43
52	Lasttilfelle for nedre rull illustrert.	44
53	Skjærkraft- og momentdiagram for rull.	44
54	Reelt lasttilfelle for bærende aksling illustrert	44
55	Reelt skjærkraftdiagram for bærende aksling.	45
56	Reelt momentdiagram for bærende aksling.	45
57	Ulike tverrsnitt i rull.	46
58	Forenklet lasttilfelle for bærende aksling illustrert.	47
59	Forenkling av momentdiagram for bærende aksling.	47
60	Forenkling av skjærkraftdiagram for bærende aksling.	47
61	Ulike tverrsnitt for bærende aksling.	48
62	Illustrasjon av skjevstilling.	48
63	Nedbøyingsanalyse av rull i Autodesk Inventor (50% økning av visuell nedbøyning).	49

64	Nedbøyingsanalyse av bærende aksling i Autodesk Inventor (50% økning av visuell nedbøyning).	50
65	Kjerv i avtrapning på rull.	50
66	Smith-diagram for S124M.	51
67	Redusert Smith-diagram for kjervvirkning i rull.	52
68	Kjerv i bærende aksling.	53
69	Von Mises spenning simulert i Inventor for bærende aksling i kjervområde.	53
70	Simulert i Inventor, nedbøyning av torus.	54
71	Forenkling av lasttilfelle for bolt i torus.	55
72	Flatetrykk mellom aksel og nav i rullehus.	56
73	Sammenkopling mellom ruller, akslinger og rullehus.	57
74	Demontert rullehus.	57
75	Boltforbindelse mellom opplagring og rullehus.	58
76	Halvsnitt: Utvendig og innvendig kilsveisforbindelse mellom flens og opplagring. . .	59
77	Kraftoverføring fra opplagring til flens.	59
78	Halvsnitt av svingkrans og aktuelle krefter [32]	60
79	Radial- og aksialkraft	60
80	Lastdiagram for ulike størrelser av svingkrans [33].	61
81	Skruediagram for M12 10.9 til svingkrans	63
82	Halvsnitt av svingkrans montert på flens med skrue, mutter og underlagsskive . . .	65
83	Kjervvirkning på hjulaksel.	66
84	Opplagring til rullehus.	68
85	Slepeblokk med kabel (0° og 75° helning).	70
86	Komplett slepeblokk.	71
87	Komplett slepeblokk med 25° helning.	72
88	Eksempel på metode som forhindrer utslipp av kabel.	74

Tabeller

1	Symboler, betydning og enhet.	1
2	Symboler relatert til fluiddynamiske beregninger.	18
3	Symboler relatert til Hertzke kontaktspenninger.	41
4	Jevnførende spenning i rullesnitt.	46
5	Jevnførende spenninger i bæreakselsnitt.	48
6	Nedbøyingsverdier for rull.	49
7	Nedbøyingsverdier for bærende aksling i rull.	50
8	Reduksjonsfaktorer for nedre rull.	51
9	Reduksjonsfaktorer for bærende aksling.	53
10	Krefter, sikkerhetsfaktor og konvertering av enhet	61
11	Symboler relatert til skrueberegninger.	62
12	Tilleggsfaktorer for forspenning fra Konstruksjonselementer (s. 89) [31].	62
13	Erfaringsverdier for δ_1/δ_2 - Fra vedlegg A.9	63
14	Fordeling av tiltrekkingsmoment - Fra vedlegg A.9	64
15	Moment- og forspenningsverdier	64
16	Dimensjoner benyttet for å beregne flatetrykk	65
17	Flatetrykk og sikkerhetsfaktor	65
18	Nedbøyingsverdier for hjulaksel.	66
19	Reduksjonsfaktorer for hjulaksel.	67
20	Hjulakslingene sine dimensjoner.	67
21	Frekhaug stål: Prisestimer for sandstøping.	68

5 Symboler og terminologier

Symbol	Betydning	Enhet
F	Kraft	N
E	Elastisitetsmodulen	MPa
d	Diameter	mm
L	Lengde	mm
A	Tverrsnittsareal	mm ²
R _e	Flytegrense	MPa
σ_b	Bøyespennning	MPa
σ_s	Strekkingsspennning	MPa
σ_{jf}	Jevnførende spennning	MPa
σ_{ea}	Ekvivalent amplitudespenning	MPa
σ_{em}	Ekvivalent middelspenning	MPa
τ_s	Skjærpenning	MPa
τ_v	Torsjonsspennning	MPa
m	Masse	kg
M	Moment	Nm
Q	Skjærkraft	N
q	Utbredt last	N/mm
I	Annet arealmoment	mm ⁴
W	Motstandsmoment	mm ³
W _p	Polart motstandsmoment	mm ³
f	Nedbøying	mm
α	vinkel	°

Tabell 1: Symboler, betydning og enhet.

Presentert i tabell 1 er forklaring for generelle symboler som blir brukt i rapporten. For kapitler hvor ytterligere symbol blir brukt vil de innledningsvis, i det aktuelle kapittel, bli presentert i en tilsvarende oversikt med forklaring.

6 Introduksjon

6.1 3DP Modelling AS

Bacheloroppgaven er skrevet i samarbeid med 3DP Modelling AS, som er et innovativt selskap med fokus på produktutvikling og høyteknologiske konseptutviklingsoppdrag. Selskapet har gjennom flere år i skipsindustrien bygd opp deres kompetanse innen konstruksjon, produksjon og produktutvikling, samtidig som de har ekspertise innen hydraulikk, utstyr og automatiserte anlegg innen fiskeribransjen og mekanisk produksjon. Selskapet er lokalisert i Ålesund og er en aktiv aktør i det maritime miljøet på Nord-Vestlandet.

6.2 Bakgrunn for oppgaven

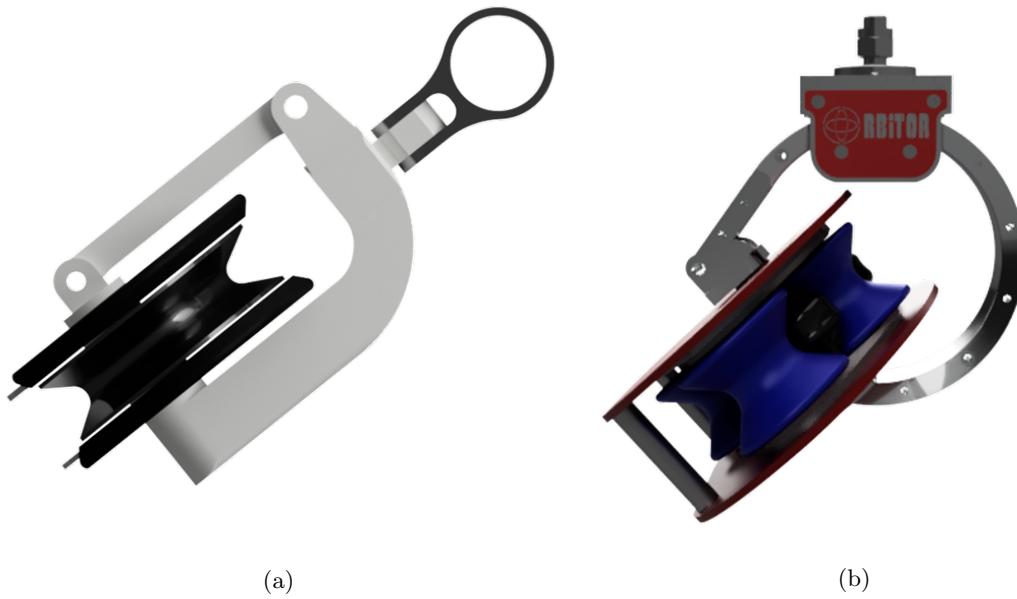
Marin seismikk er en essensiell geofysisk undersøkelse anvendt i petroleumsindustrien for kartlegging av havbunnen, søk etter mineraler, avdekking av hydrokarboner, overvåking av tidligere oppdagede reservoarer samt planlegging og utførelse av karbonfangst og -lagring. Søkene foregår ved at et seismikkskip sleper luftkanoner samt en eller flere lyttkabler, også kalt streamerkabler bak båten. Streamerkablene er typisk mellom 3 til 8 km lange, men kan nå lengder opptil 12 km avhengig av dybden til det aktuelle geofysiske målet [1].

Streamerkabler utsettes for statiske og dynamiske krefter under seismiske søk, noe som gjør dem sårbare for utmatting og slitasje. Et essensielt punkt med hensyn på kabelbelastning er området kablet er i kontakt med slepeblokken. Her vil faktorer slik som båtens helning, strømmens retning og andre klima- og bruksforhold kunne påvirke i hvor stor grad streamerkablet utsettes for slitasje i kontaktområdet mellom kablet og slepeblokken.

Med konvensjonelle slepeblokker vil det kunne oppstå tilfeller hvor streamerkablet forflytter seg slik at den ikke lenger ligger i slepeblokkens kabelspor. Kablet kan klatre ut av sitt spor, som da forårsaker økt belastning grunnet mindre kontaktflate mellom kabel og slepeblokk.



Figur 1: Tilfelle hvor kablet ikke ligger i slepeblokken sitt spor.



Figur 2: Konvensjonell slepeblokk sammenlignet med orbiterende slepeblokk.

Mens konvensjonelle slepeblokker roterer rundt sitt opphengspunkt (figur 2a) er konstruksjonen til 3DP Modelling AS utformet slik at blokken roterer rundt kabelens senter (figur 2b). Navnet «Orbiterende slepeblokk» kommer av denne funksjonen. Dette kan potensielt gi gunstigere kabelforhold, bedre flatekontakt og økt kabellevetid samtidig som designet er plassbesparende i forhold til konvensjonelle slepeblokker da svingeradius er kraftig redusert.

7 Risikovurdering

7.1 Risikoanalyse relatert til utførelse av oppgaven

7.1.1 Vurderingskart

		Negative konsekvenser			
		1 Ufarlig ingen tilbakefall	2 Farlig mindre tilbakefall, progresjonshemmer	3 Kritisk større tilbakefall, stor progresjonshemmer	4 Katastrofal alvorlig for utførelse, total prosjektstans
SANNSYNLIGHET	4 Svært sannsynlig	4 (Middels)	8 (Høy)	12 (Høy)	16 (Høy)
	3 Sannsynlig	3 (Middels)	6 (Middels)	9 (Høy)	12 (Høy)
	2 Lite sannsynlig	2 (Lav)	4 (Middels)	6 (Middels)	8 (Høy)
	1 Usannsynlig	1 (Lav)	2 (Lav)	3 (Middels)	4 (Middels)

Figur 3: Risikomatrise.

«Risikoanalyse er en studie av risiko for å få innsikt i hva slags hendelser som kan skje, hvorfor de kan skje og hva konsekvensene vil kunne være.» [2]. Denne analysen kan videre brukes til å foreta beslutninger om hendelsen med tilhørende risiko har akseptable, eller ikke akseptable resultater.

Fordeler med å utføre en risikoanalyse i sammenheng med bacheloroppgaven, er at det skaper mulighet for tidlig gjenkjennelse og håndtering av uønskede situasjoner. Oppklaring rundt tema kan videre resultere i økt produktivitet blant gruppelemmene, samtidig som årvåkenhet under arbeid forhindrer feil og/eller ulykker med negative konsekvenser. Det anses som en god simulering å ha arbeidet med risikoanalyse og risikoløsning, da dette er et studie en gjerne møter på i arbeidslivet under prosjektarbeid.

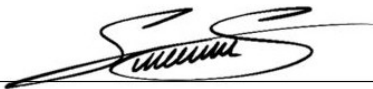
Vurderingen for risiko i denne utførelsen fungerer ved å gi hendelser en tallverdi basert på sannsynlighet, for å deretter tildele en tallverdi basert på konsekvensgraden. Verdi for sannsynlighet og konsekvens blir multiplisert og resulterer i et produkt. Verdien til produktet sammenlignes med vurderingskartet for å generere en prioritet. Videre lages det tiltak for å unngå eller minimere negative konsekvenser som oppstår på vegne av gitte situasjoner. Avslutningsvis evalueres risikoene igjen med hensyn til aktive tiltak for å konkludere ettervirkende resultat. Videre tiltak blir innført for å opprettholde graden tildelt som ettervirkende resultat.

Avtalevilkår

Det bekreftes at alle parter inngående internt i prosjektet har erkjent de potensielle risikoene forbundet med den aktuelle perioden. Ved signering pliktes deltakerne til å informere og dokumentere risiko for videre forebygging. Dersom eventuelle brudd på retningslinjene oppstår vil det i første omgang diskuteres internt hvilke konsekvenser som har eller kunne ha oppstått, for å deretter utføre en felles revisjon på tidligere inngått avtale. Dette er nødvendig for trygg utførelse av prosjektet, samt godt arbeidsmiljø.

UNDERSKREVET AV:

SIMON SAKSEID



SIGBJØRN BLÅLID REFVIK



KRISTIAN MEINICH-BACHE



7.1.2 Risikokartlegging

ID No	Prosess/Prosjekt	Område	Risikobeskrivelse	Sansynlighet	Konsekvens	Produkt	Prioritet
Bachelor							
1	Forstå den teknisk løsningen oppgaven skal beskrive	Maskin Seismikk	Faglig utfordring. Mangel på fagresurs (veileder er veldig opptatt). Ukjent teknisk løsning (er det laget før?). Utenfor fagområdet mht undervisning. Ikke eksisterende løsning? Tidkrevende. Krever tilgang på utstyr/laboratorie. Krav i oppgaven ikke definert mot en standard.	1	4	4	Medium
2	Standard krav til valgte tekniske løsning som oppgaven skal beskrive	Hvilke krav gjelder? Beskrive samsvar i oppgaven til krav i gjeldende standarder	Vanskelig ordlyd i standarder. Flere standarder. Ikke tilgang på oppdaterte standarder.	2	2	4	Medium
3	Resurser i gruppen	Fordeling av arbeidsoppgaver i gruppen	Ujevn fordeling av arbeidsmengde Ujævn fagnivå på gruppe medlemmene Utelatelse av fagtema i oppgaven (glemmes)	1	4	4	Medium
4	Covid-19	Oppgavens milepæler (viktige datoer, innleveringer, presentasjoner, leveringsdato)	Medlemmer i gruppen blir syke pga Covid-19. Oppgaven når ikke milepæler på oppsatte dato. Forsinkelse. Kvantiteten og kvaliteten på arbeidet går ned.	1	2	2	Lav
5	Oppgaven/testing/datagrunnlaget	Grunnlaget og innhenting av data	Valgte metode for innhenting av data inneholder. Usikkerheter. Tar lang tid. Ukjente/ubeskrevet feilkilder. Kvalitetskontroll metode ikke valgt/beskrevet. Forutsetninger for dataauthenting ikke beskrevet.	2	2	4	Medium
6	Oppgaven-metoden/tekniske løsning	Bearbeiding av data	Ikke beskrevet metode valgt for bearbeidelse av data. Udefinerte krav for datautvalgetvalg. Ikke definert unntak. Usystematisk data behandling- rot- mister oversikten. Feiltolkning av data.	2	2	4	Medium
7	Evaluerings av arbeidet	Oppgavens løsning	Oppgaven er ikke løst Datamaterialet gir ikke en beskrivelse av løsningen som ønsket Emner er utelatt	1	4	4	Medium
8	Innlevering av oppgaven	Teknisk overføring av data/presentasjon	Oppgaven blir ikke overført i rette format.	1	2	2	Lav

Figur 4: Aktuelle risikoer.

En essensiell utførelse er å kartlegge potensielle risikoer i oppstartsfasen av prosjektet. Dette er nødvendig for å hindre tilbakefall eller progresjonsstans dersom uforutsette problemer oppstår iløpet av prosjektperioden. Figur 4 gir oversikt over kartleggingen av problemers designerte prioritet i henhold til ettervirkning påfallende situasjonen.

Den aktuelle oppgaven inkluderer en risikoevaluering med oversikt over potensielle negative utfall for gruppe medlemmene sin personlige helse, samt dokumentasjonsrelatert arbeid. Utførelse av ekskursjon, arbeid i verksted/lab samt andre nødvendige fysiske utførelser, krever at det også tas hensyn til HMS. Det legges vekt på at måling av risiko i sammenheng med sikkerhet og utførelse av et prosjekt, er en dynamisk faktor der ulike forhold må tas hensyn til. Dette bemerkes under utførelsen av oppgaven, og nye erfaringer rundt potensiell risiko legger til grunnlag for sikker utførelse av prosjektoppgaven.

7.1.3 Tiltak

ID No	Tiltak	Ettervirkende resultat	Videre tiltak
1	God fagkunnskap (studert 2,5 år). Forståelse for faget. Interesse for ny teknologi. Lignende teknologisk løsning finnes og kan studeres. Støtte i solid fagmiljø. Veileder er tilgjengelig. Utstyr er tilgjengelig. Krav i oppgaven er definert mot gjeldende standard.	Lav	Lage en fremdriftsplan med ansvarlige i form av Gantt-diagram. Morgenmøte innad gruppen. Møte med veiledere.
2	Standard forefinnes i gyldig utgave. Krav i oppgaven er forstått og definert opp mot gjeldende standard.	Lav	Beskrive krav i oppgaven og gjeldendestandard - evaluer oppgave og krav underveis for å kontrollere samsvar.
3	Faglig sterke medlemmer i gruppen. Arbeidsmengden fordeles rettferdig. Innholdet/tema i oppgaven er definert og gruppen er enig i fordelingen.	Lav	Lage en fremdriftsplan med ansvarlige (navngitte personer)
4	Smittevern følges. 3. vaksinedose er tatt. Hjemmearbeid tilrettelegges.	Lav	Opprettholde smittevern. Testing ved eventuell sykdom og/eller misstanke om smitte.
5	Faglig veiledning. Kompetanse i gruppen. 3 skift. Kvalitetskontroll krav definert. Definert forutsetningene for dataauthenting.	Lav	Overvåker/evaluerer data grunnlaget fortløpende. Krysskontroll av innhentet data.
6	Metode beskrevet. Faglig veiledning. Kompetanse i gruppen. Evaluering av data fortløpende. Kritisk evaluering til resultat.	Lav	Systematisk lagring av relevant data.
7	Faglig veiledning. Kompetanse i gruppen. Jevnlige evalueringer med fokus på oppgavens tema og samsvar med samlet data.	Lav	Møte med veileder.
8	Kompetanse i gruppen. Teknisk overførings platform er kontrollert og testet.	Lav	Det tas kontroll av formatet til gjeldende filer og dokumenter før innlevering.

Figur 5: Aktive tiltak

De aktive tiltakene er felles utarbeidet av gruppen for å aktivt forebygge potensielle problemer underveis i prosjektet. Dersom uforutsette situasjoner oppstår, vil gruppen og eventuelt veileder/veiledere under møte bestemme nye tiltak for å minimere negative konsekvenser påfallende problemet.

Risikoeier:

KRISTIAN MEINICH-BACHE



8 Markedsundersøkelse

8.1 Betalingsvillighet

Av oppdragsgiver ble det henvist til tidligere teknisk sjef i Polarcus DMCC, Erik Godøy. Han opplyser at forventet levetid på en streamer er mellom 6-8 år, men at det ikke er uvanlig at de må skrapes eller at seksjoner må repareres etter kun få år [3]. Godøy opplyser videre at det er anerkjent at den viktigste enkeltfaktoren som påvirker levetiden til en streamer er håndteringen under utlegg og inntak, hvor bøyning av kabel, støt, deformering/trykk osv. uvilkarlig resulterer i mekanisk slitasje og skade.

Lengden på streamerkabel som blir brukt har økt i takt med teknologiutvikling på feltet, og det blir i enkelte områder som Mexicogolfen og vestkysten av Afrika brukt streamere opp til 12 000 m i lengde. [1]. Det er ikke uvanlig at moderne seismikkskip kan ha 150 km med streamer ombord [3].

Prisen for en 50 m lang streamerseksjon ligger i følge Godøy på rundt 150 000 - 200 000 NOK/stk, og typen fairlead som benyttes i dag koster ca. 300 000 NOK.

Ved spørsmål om en slepeblokk som potensielt reduserer slitasje og øker levetiden til streamerkabler kunne være av interesse for seismikkaktører svarer Godøy:

Sett i forhold til verdien av streamerpakken burde det være åpenbart at en seriøs aktør burde være interessert i å betale mye for et forbedret fairlead-design. Samtidig er dette en relativt konservativ industri. Det vil mest sannsynlig kreves omfattende testing og dokumentasjon for å overtale en aktør til å ta i bruk et nytt produkt. Og de vil neppe ta i bruk et nytt produkt med mindre forbedringen er vesentlig [3].

8.2 Markedsutsikter

8.2.1 Nedgang i antall aktive aktører

I et intervju i tidsskriftet GEO ExPro svarer administrerende direktør av TGS på spørsmålet om hva han anser som den største kommersielle utfordringen innen seismikk industrien det neste tiåret:

[...] I think there were 82 companies bidding in the US Gulf of Mexico licensing round in 2009; in recent times there are maybe between ten and 20 companies active in that region, which is a significant change. We have pretty much the same number of seismic companies as a decade ago, but we are chasing far fewer clients. That is probably the greatest challenge we anticipate looking ahead; we need to see more oil companies emerge or we will see further consolidation in the seismic industry [4].

De siste årene har det skjedd en kraftig konsolidering av de etablerte seismikkselskapene [4][3]. De dominerende aktørene er i dag PGS, Shearwater, og BGP [3].

Om reduksjon av seismikkskip i aktivitet opplyser Erik Godøy at det har vært en nedgang fra 60-80 streamer-fartøy i operasjon i 2007, til dagens 15-20 [3]. Godøy forklarer noe av nedgangen som en konsekvens av en nyere skips økende kapasitet, samtidig som ny metodikk og operasjonsmetoder har gitt vesentlig bedre effektivitet.

8.2.2 Geopolitikk

Ifølge Europakommisjonen stod import av gass, olje, og kull fra Russland for henholdsvis 40%, 27% og 46% av EUs totalforbruk [5]. I etterkant av Russlands invasjon av Ukraina gjorde europakommisjonen en endring i lovforslaget «Security of Gas Supply Regulation ((EU) 2017/1938)» til å inkludere tiltak for å håndtere ustabilitet i energimarkedet, og for å styrke motstandsdyktigheten til det europeiske energisystemet. Lovforslaget inkluderer et krav til hvert EU-land om å påse at lagringsinfrastrukturen er 90% fullt innen 1. oktober årlig.

Utfasingen av avhengigheten til import av fossile brennstoff fra Russland vil ifølge europakommisjonen være todelt. Ett av tiltakene vil bestå av å diversifisere gassleverandører ved å øke import av flytende naturgass (LNG) fra ikke-russiske leverandører, og ved å i større grad benytte alternativer som biometan og hydrogen. Et annet tiltak innebærer å redusere avhengigheten av fossilt brennstoff i private hjem, offentlige bygninger og industrilokaler [5].

Om en slik omstilling fører til en oppblomstring i seismisk aktivitet kan ikke sies med sikkerhet. På den ene siden kan det argumenteres for at det kan bli et økt behov for utforsking av nye olje- og gassfelt for å erstatte import fra Russland, på den andre siden kan en kraftig omstillingen til fornybare kilder føre til en utlikning av dette nye behovet.

8.3 Nye markedssegmenter innen seismikk

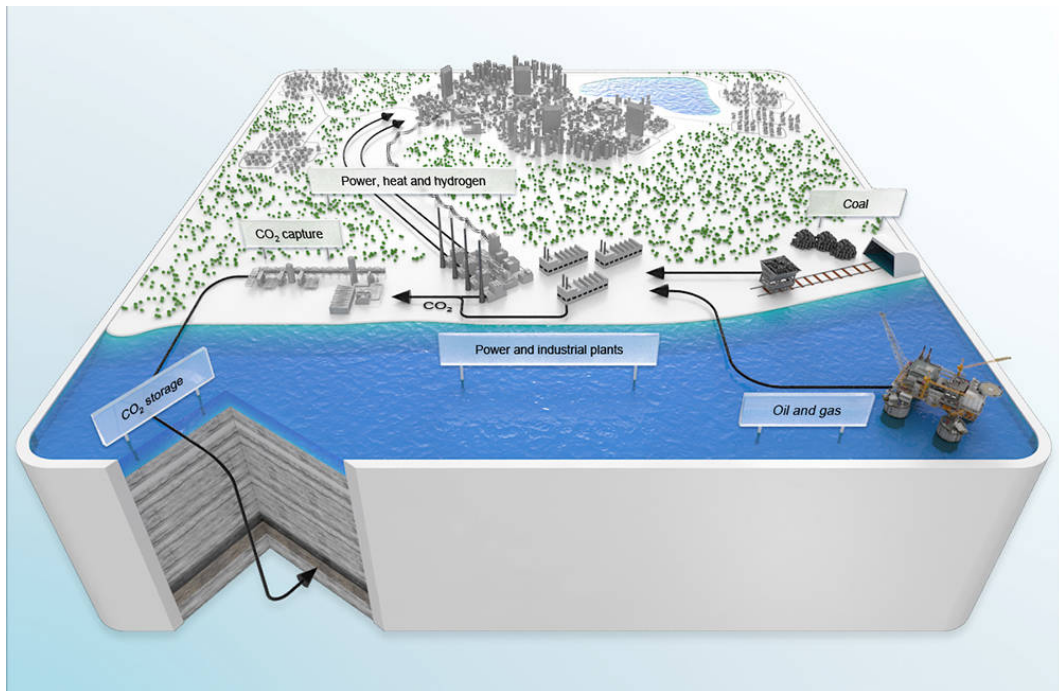
8.3.1 Sjøbunnsdata og geotekniske undersøkelser ved utbygging av havvind

Det utføres et økende antall seismikkoperasjoner for kartlegging av havbunnen i forbindelse med utplassering av havvindanlegg [3]. Informasjonen anskaffet gjennom de geofysiske undersøkelsene bidrar i valgene rundt legging av kraftoverførende kabler, ankerplassering, fundamentering m.m. [6]

I studien «Offshore Wind Outlook 2019» finner IEA (International Energy Agency) at den globale havvindindustrien kan tiltrekke rundt 1000 milliarder USD i kumulativ investering innen 2040 [7]. Studien finner også at ved nåværende europeisk politikk ser kapasiteten ut til å øke fra dagens 20 GW til 130 GW i 2040, men om EU når målet om karbonnøytralitet vil det tilsis en havvindkapasitet på 180 GW. Basert på en slik utvikling kan det være naturlig å anta at seismiske undersøkelser vil fortsette å være nødvendig.

Det kan likevel oppstå tilfeller hvor aktuelle områder allerede er godt dekket med eksisterende sjøbunnsdata fra tidligere geotekniske undersøkelser. Et eksempel er flytende vindkraftprosjektet Hywind Tampen, hvor vindparkområdet allerede har blitt kartlagt i sammenheng med utvinning av olje- og gass [8].

8.3.2 Reservoarkarakterisering og overvåking



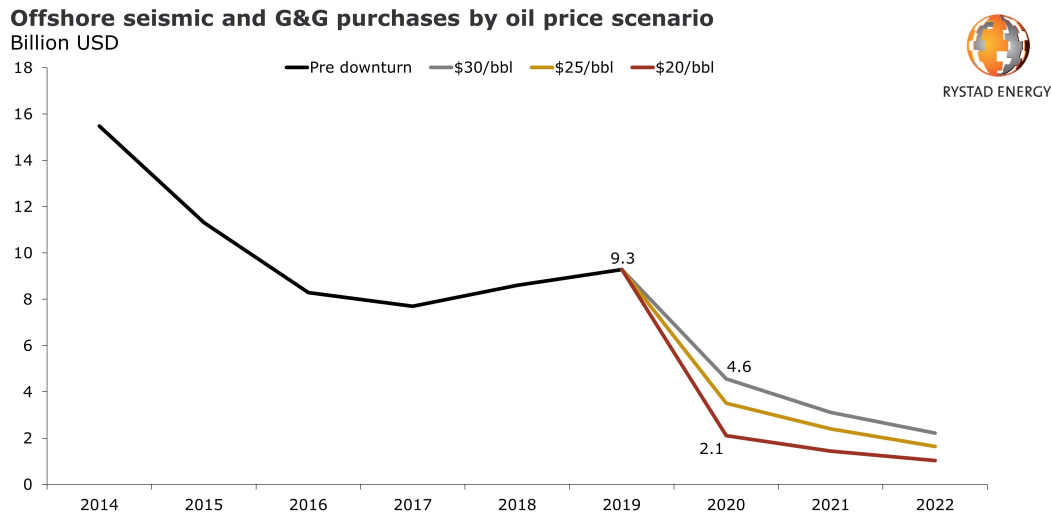
Figur 6: Illustrasjon av karbonfangst og -lagring [9].

Marin seismikk er aktuelt å benytte under undersøkelse av tidligere oppdagede og utvinnede reservoarer. Metoden benyttes for å avbilde et reservoar sine egenskaper og gi videre informasjon for olje- og gassvirksomhet som innebærer leting og utvinning av hydrokarboner, samt CO₂-lagring [10]. Karbonfangst og -lagring (CCS) er en metode for å separere karbondioksid fra en gasstrøm, for å videre lagre karbondioksid permanent. Hensikten med CCS er å redusere klimapåført belastning, med å få ned utslippet av CO₂-gass til atmosfæren [11]. Metoden er avhengig av en stabil lagringsplass, og det er dermed høyaktuelt å undersøke mulighetene av å benytte gamle reservoarer. FN sitt klimamål om å redusere CO₂-utslipp med fem gigatonn årlig frem mot 2050 for å oppnå togradersmålet vil i høyest grad være avhengig av CCS, da metoden vil kunne redusere emisjon av CO₂-gass med 14-17% [12]. Av nevnte grunner kan markedet for seismiske operasjoner få en oppblomstring, som videre kan føre til utbytte og oppgradering av eldre utstyr inngående i arbeidet på de seismiske skipene.

8.4 Utvidet bruksområde

8.4.1 Bakgrunn for undersøking av alternative bruksområder

I samråd med oppdragsgiver og veileder ble det bestemt at det ville være gunstig å utforske alternative bruksområder for den orbiterende slepeblokken. Mellom 2014-2016 opplevde oljeprisen sin største nedgang i den moderne tidsepoke og behovet for marinseismiske fartøy ble dermed redusert. Dette resulterte i økt gjeld for selskaper med bakgrunn i utleie av fartøy og kartlegging av havbunnen. Det minskende behovet kom som følger av operatørselskaper som komprimerte sine marinseismiske flåter for å redusere operasjonskostnadene.



Figur 7: Utviklingsgraf for marinseismisk behov i henhold til oljepris [13].

8.4.2 Fiberoptiske havbunnskabler

For å optimalisere telekommunikasjonen mellom kontinentene, legges det fiberoptiske kabelforbindelser over Atlanterhavet, til USA og Canada. Det tas utgangspunkt i den eksisterende forbindelsen kalt Havfruen som går mellom Norge, Danmark, Irland og New Jersey i USA. Dette er en fiber-optisk kabel som bennetter glass som ledere og har en ytre diameter på 35,9 mm. For at kabelene skal tåle de kraftige påkjenningene ved å ligge på havets bunn, har den en armering bestående av totalt fire lag med wire. Dette fører til en begrenset fleksibilitet for kabelen, ettersom minste tillatte krumningsradius på kabelen er 900 mm [14].

8.4.3 Kraftførende havbunnskabler

I 2021 ble det startet kommersiell drift for to store utenlandske kraftforbindelser. Den ene kraftforbindelsen heter NordLink og er en undersjøisk kabel lokalisert mellom Norge og Tyskland. Kabelen, som strekker seg 516 km under vann og totalt 623 km, er et resultat av økning innen vind- og solkraft i Tyskland, som potensielt kan resultere i et overskudd av fornybar kraft i Tyskland. Overskuddet kan dermed overføres til Norge, slik at norske vannmagasiner kan lagres. Ved økt kraftbehov i Tyskland grunnet eventuelle underskuddsperioder som følge av lite sol og/eller vind, kan Norge dermed produsere vannkraft og eksportere hydroelektrisk strøm til Tyskland [15].

Den andre undersjøiske kraftforbindelsen strekker seg mellom Norge og Storbritannia og har tilegnet seg navnet North Sea Link (NSN). Kabelen strekker seg totalt 720 km og er per 2022 verdens lengste undersjøiske strømkabel. Kraftforbindelsen legger til rette for et klimavennlig energisystem i Norge og England, ved å dele på kraft produsert ved bruk av fornybare energikilder. Dette vil kunne bidra til oppnåelse av nasjonale og internasjonale mål omhandlende fremtidig reduksjon av CO₂-utslipp. Direkte krafthandel mellom landene vil i tillegg kunne stimulere til økt verdiskaping i Norge og Engand [16].



Figur 8: Trekking av undersjøiske kabler [17].

I likhet som marinseismiske lyttkabler er kraftoverførende kabler også sårbare med tanke på minste tillatte bøyeradius. Det kan dermed oppstå et behov for å redusere potensialet for destruerende påkjenninger under håndtering og legging av kablene. Dersom kraftoverførende kabler i tillegg må legges mellom to områder skilt av hav kan det være aktuelt å ta i bruk orbiterende slepeblokker for å redusere spenninger, samt opprettholde kabelen sin struktur og integritet. Kablene brukt som kraftførere i de overnevnte prosjektene vil ha en diameter på 128 mm [18], noe som gjør det aktuelt å utforske mulighetene rundt oppskalering av den originale slepeblokken i prosjektet.

8.4.4 Underjordiske kabler

Ved både manuell og mekanisk legging av underjordiske kabler, kan det oppstå store påkjenninger ved løft og sleping. Kablene påføres store strekkrefter og slitasjer som kan påvirke beskyttelsen og i verste fall skade kablene. Ved bruk av en orbiterende slepeblokk, vil noen av kreftene kunne reduseres kraftig. Det vil gi lavere friksjon og større fleksibilitet i retningen kabelen legges.



Figur 9: Legging av kraftkabler i Nordlink-prosjektet [19].

8.4.5 Snøkrabbefiske

I snøkrabbefiske er haleutstyret den største faktoren vedrørende slitasje på tauene som brukes. Tauene som benyttes er forholdsvis av typen Danline med en diameter mellom 22-24 mm. Tauene som er komponert av en kombinasjon av polypropylen og polyetylen er relativt slitesterke og et populært valg blant fiskere. Til tross oppbygging av slitesterkt material utsettes tauene for UV-stråling, noe som generelt kan forårsake at plastkomponerte tau gradvis flises opp. Denne utenforstående faktoren i kombinasjon med en meget hurtig innhaling av teinene, fører til stor belastning og økt slitasje på Danline-tauet [20].

En rapport fra England har undersøkt i hvilken grad ulike tau generelt brukt innen fiskerivirksomhet utsettes for normal slitasje grunnet eksponering av UV-stråling og biodegradering [21]. Studiet tok for seg observasjon av tau liggende i sjøvann på 10 m dyp i en periode på 12 måneder. Prosjektet tallfestet hvor stor masseprosent tauet mister av å ligge i sjøen og fortære. Tallene baserer seg på tau med diameter på 10 mm. Etter 12 måneder var det kalkulert et tap av masseprosent på om lag 5% for tau komponert av polypropylen og polyetylen [21].

	Antall teiner pr. båt	Antall teiner i lenka	Antall lenker	Lengde lenketau pr. lenke (m)	Lengde iletau pr. lenke (m)	Total taulengde pr. båt (m)	Total taulengde alle båter (m)
Snitt	7 500	200	35	6 000	660	233 100	2 097 900

Figur 10: Lengdemeter tauverk brukt i snøkrabbefiske [20].

Danline-tau med en diameter på 10 mm vil ha en vekt om lag 45 g/m (vedlegg A.5), som basert på overnevnt studie tilsvarer et årlig totalt massetap på 4720 kg.

Da forsøket kun tok for seg stilleliggende tau i saltvann uten noen form for belastning, kan det gjøre antagelser på at det reelle tapet i brukssituasjon vil overgå kalkulert verdi. Dette grunnet haleredskap og blokker som påfører både punkt-, strekk- og trykkbelastning på tauet. Ved innføring av en slepeblokk med rotasjonscenter tilnærmet tauet sitt senter vil denne graden av slitasje potensielt reduseres, da belastningen vil kunne reduseres og fordeles over større overflateareal. Det kan dermed være mulig å redusere mengden mikroplast forårsaket av flising og fortæring, samt minimere risiko for brudd og tap av utstyr.

Tematikken rundt marinbiologiske forhold utgjør en essensiell gren i henhold til FN sine bærekraftsmål. Mikroplast i havet utgjør en særegen risiko, både for dyrelivet og mennesker. Fisk og virvelløse dyr som får i seg mikroplast vil blant annet kunne oppleve en redusert mulighet for matinntak som minimerer vekst, forårsaker oksidativ skade samt unormal oppførsel. I tillegg vil mindre plastpartikler (nanoplast) kunne gjennomtrengte biologiske barrierer og akkumuleres i vev, som potensielt resulterer i en endring av lipidmetabolismen. Endringen av lipidmetabolisme fører videre til ubalanse i forholdet mellom triglyserid og kolesterol som kan bidra til begrenset utvikling og andre helseproblemer som hjerte- og karsykdommer [22]. Det er begrenset med kunnskaper rundt hvorvidt mikroplast vil kunne ha en betydelig påvirkning på individuell helse, men det spekuleres i at potensielle risikoer forbundet med inntak av mikroplast kan være økt stimuli for inflammatoriske reaksjoner av et alarmert immunsystem [23].

9 Forutsetninger

9.1 Kravspesifikasjon

9.1.1 Gjeldende lover og regler

Kravspesifikasjon for orbiterende slepeblokk tar utgangspunkt i gjeldende regelverk for slepe- og løfteredskap for seismiske skip, fra klasseselskapet DNV, samt kabelspesifikasjoner fra aktuelle leverandører.

Klasseselskapet sine regler stiller krav til spesifikasjoner for slepeutstyr. Det tar for seg dynamisk sikkerhetsfaktor og sikkerhet mot flytegrense, samt spesifikasjoner for fundamentet til opphenget til slepeblokken.

9.1.2 Dimensjonerende størrelser og komponenter

Forutsetningene for å kunne dimensjonere slepeblokken, er å ta utgangspunkt i verste mulige tilfelle. Det tas derfor hensyn til en kabellengde på 12 km slepende etter blokken og en hastighet på 5 knop ($\approx 2,57$ m/s). Ved dimensjonering er det tatt utgangspunkt i Sercel Sentinel SD streamerkabel, som er en av de mest brukte streamrekablene på markedet. Kabelene har en diameter på 59,5 mm, der hver seksjon har en sammenkobling med diameter på 70 mm (se vedlegg A.3). Seksjonslengdene til kableen er 150 m, slik at det er 80 koblingspunkter ved en antatt maksimum lengde på 12 km.

9.2 Dimensjonerende last

I samråd med oppdragsgiver er det besluttet å ha som krav at slepeblokken skal være dimensjonert til å tåle 17 tonn i vertikal retning. I horisontal retning er det enighet om at den radielle kraften som kan oppstå med tilhørende momentbidrag i opplagringspunkt, vil være vesentlig lavere enn 17 tonn. Grunnet manglende tilgang til relevant data, er det usikkerhet rundt størrelsen på denne radielle kraften. Det er i tillegg spekulert rundt de forenklinger som er tatt under beregning av ulike krefter, og av den grunn vil styrkeberegninger utført i rapporten i hovedsak baseres på en ren vertikal kraft. Det tas den forutsetning at ved en dimensjonering til 17 tonn, vil de radielle kreftene være neglisjerbare i en normal brukssituasjon.

10 Teori

10.1 Grunnlag for dimensjonering og materialvalg

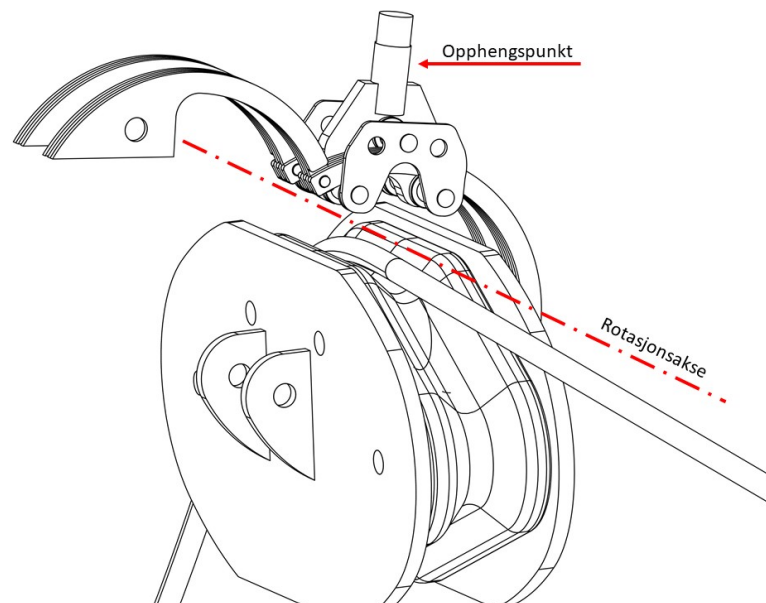
Etter analyse av slepeblokk produsert av 3DP AS vil nytt design, dimensjonering og materialvalg være i samsvar med følgende regelverk og standarder:

- **DNV RULES FOR CLASSIFICATION** (*Ships*)
 - pt 1 - General regulations*
 - pt 2 - Materials and welding*
 - pt. 3 kap. 11 - Hull equipment, supporting structure and appendages*
 - pt. 5, kap. 10, seksjon 7 - Seismographic research vessels*
- **STANDARDS** (*DNV-ST-0377 Shipboard lifting appliances*)
 - Section 7 - Load-handling devices and interchangeable components*

Sikkerhetsfaktorer både for statiske og dynamiske spenninger er i henhold til klasseregler for aktuell skipstype og operasjon. For aktuelt prosjekt er det av interesse å utforske tilfeller spesifikt for marinseismiske operasjoner, da det kan antas at nevnt bruksområde vil medbringe de største belastningene og de minst gunstige miljøforholdene med tanke på korrosjon påført av eventuelle vann- og/eller saltansamlinger.

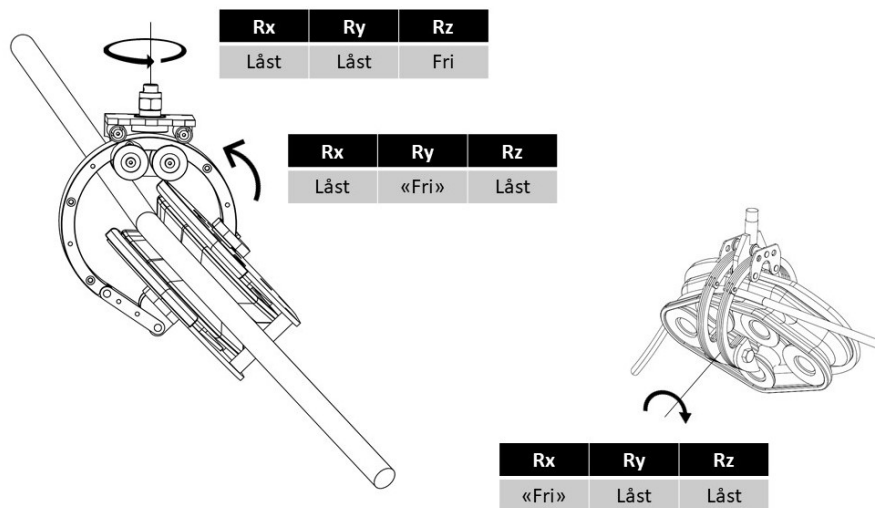
10.2 Krefter og spenninger

Maskinkonstruksjoner er fundamentert rundt kjennskapet til de spenninger som opptrer i de enkelte inngående komponentene i den aktuelle konstruksjonen. Det er av den grunn essensielt å ta for seg hvilken type påkjenninger den aktuelle konstruksjonen vil oppleve under bruk. Brukstilfellet vil kunne innebære spenninger i form av torsjon, trykk, strekk og skjær.



Figur 11: Illustrert rotasjonsakse og opphengspunkt.

Det påpekes at rotasjonsaksen vist i figur 11 gjelder rotasjon for kabel og slepeblokk. Dersom det antas at rotasjonsaksen følger y-aksen, vil følgende frihetsgrader for torus og slepeblokk innebære tilnærmet fri rotasjon om y-aksen (R_y) frem til mekanisk stans (oppheng i kontakt med slepeblokk). Selve blokken vil i tillegg ha en begrenset rotasjon om x-aksen (R_x), igjen med en mekanisk stopper for å forhindre fullstendig omdreining. I opphengspunktet vil det være låst mot translatorisk bevegelse/rotasjon om x- og y-aksen, men det er tillatt fri rotasjon om z-aksen (R_z). Det inngår i konstruksjonen totalt tre områder med følgende frihetsgrader vist i figur 12.



Figur 12: Frihetsgrader inngående i slepeblokken

10.2.1 Grunnleggende om krefter og spenninger

Krefter opplevd i slepeblokken består av direkte, ytre krefter påført av kabel, samt slepeblokkens egenvekt. Det vil også kunne oppstå dynamiske krafttilfeller grunnet massebevegelsen opplevd under ulike forhold. Videre bygger kreftene grunnlag for beregning av opptredende spenninger. Det vil være nødvendig å benytte forenklinger for kalkulasjon av krefter og spenninger, da prosessen innebærer ulike usikkerheter og varierte belastningstilfeller. En nyttig fremgangsmetode er å lage et arbeidstilfelle med de minst gunstigste forholdene og største opplevde kreftene, for å deretter utføre dimensjonering i henhold til resultater samt klasseregler.

Ved statisk belastning vil eksisterende spenninger først påføre flyting i komponentene sitt material. Denne flytingen vil grunnet komponenter sitt tverrsnitt utjevne spenningene og resultere i en større motstandsdyktighet til høye spenninger. For statisk belastning er det “enklere” å konstruere maskindeler med egenskaper som forhindrer plastisk deformasjon og brudd, da krefter og spenninger kan være mer forutsigbare i visse tilfeller.

Ved *dynamisk belastning* innebærer det en risiko for plutselig brudd i aktuelt material. Brudd vil oppstå som følger av sprekker grunnet uregelmessigheter i materialet. Sprekken som oppstår vil videre bli gradvis større, og til slutt potensielt resultere i et mindre tverrsnitt for å absorbere den påførte kraften. Dersom nevnt tilfelle oppleves, kan reduksjonen av tverrsnitt i sammenheng med påført kraft fremkalle fullstendig brudd i konstruksjonen. For å konstruere komponenter i henhold til potensiell dynamisk belastning, er det nødvendig å bruke dynamisk faktor på minimum 1,3 i henhold til *DNV-RU-SHIP Pt.3 Ch.11 Hull equipment, supporting structure and appendages* [24].

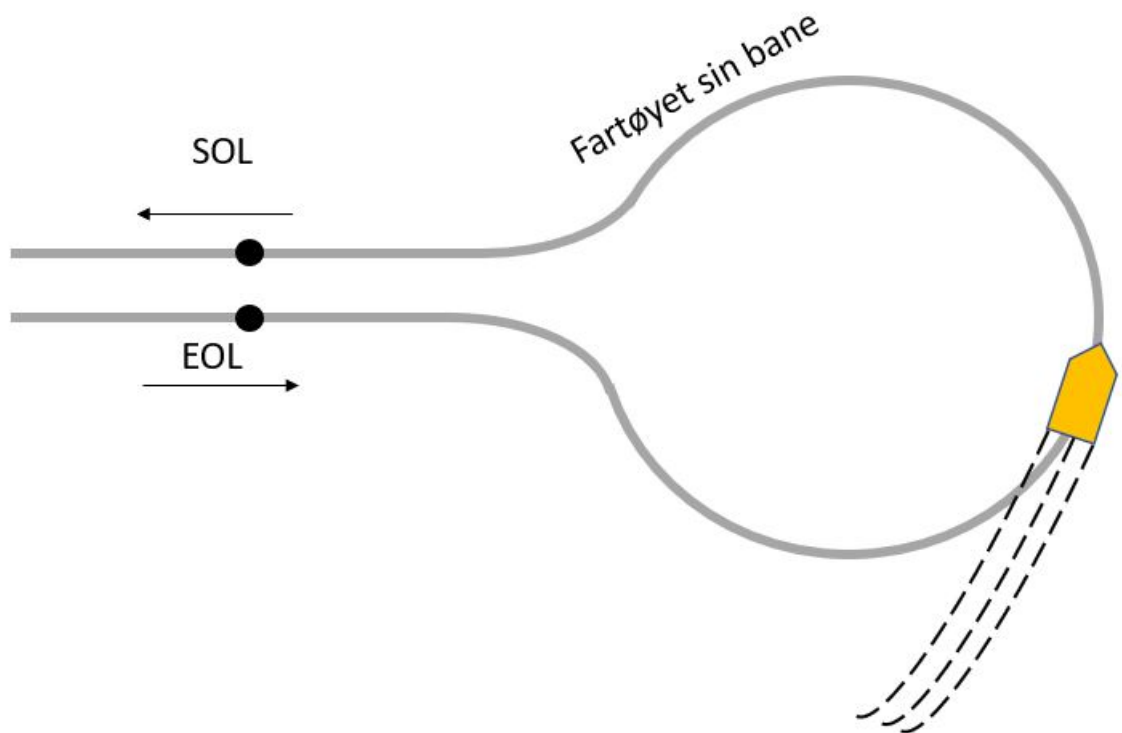
10.3 Oppsett av lasttilfelle

10.3.1 Økt spenningstilfelle under seismisk operasjon

Området spesifisert for seismisk undersøkelse vil innebære opprettelse av en forhåndsbestemt rute skipet skal følge, for å dekke relevant søkeareal på en effektiv måte. Når skipet har avdekket en lengde med område, vil det normalt snu ved å følge en sirkulær bane slik at søk av område avsluttes og startes på bestemte punkter over havoverflaten. Aktuelle forkortelser brukt i denne sammenheng er som følger:

- **EOL** (End of line) som er det bestemte punktet der søket av en gitt strekning slutter.
- **SOL** (Start of line) som er det bestemte punktet der søk av ny strekning begynner.

Metoden anvist i figur 13 refereres til som en tradisjonell «tear drop turn», og tar ikke hensyn til vannstrømmens hastighet. Under en operasjon med ugunstige forhold, vil dette kunne føre til en økt belastning på utstyr inngående i søket [25].



Figur 13: Tradisjonell vending for seismisk fartøy.

10.3.2 Kabelens friksjonskrefter i vann

Under seismisk søking, oppstår det motstandskrefter for hver kabel som slepes gjennom vannet. Det må tas hensyn til friksjonstap for kabelen og støttap for tilhørende komponenter. For å regne friksjonskraften er det tatt utgangspunkt i likninger for fluid i rør. Det antas i dette tilfellet at kabelen er fluidet og vannet er røret, slik at kabelen strømmer gjennom vannet. Det benyttes Darcy-Weisbachs likning for å finne trykktapet i "røret". I denne likningen benyttes det en friksjonsfaktor som baserer seg på om Reynoldstallet tilsier at strømmingen er laminær eller turbulent. Tabell 2 viser symboler og symbolforklaring til benyttede formler.

Symbol	Betydning	Enhet
Re	Reynoldstall	-
d_H	Hydraulisk diameter	m
v	Hastighet	m/s
ν	Kinematisk viskositet	m ² /s
f	Friksjonsfaktor	-
ε	Ruhet	m
Δp	Trykktap	Pa
L	Rør-/kabel lengde	m
ρ	Densitet	kg/m ³
F_R	Friksjonskraft	N
F_d	Motstandskraft	N
C_d	Motstandskoeffisient	-

Tabell 2: Symboler relatert til fluiddynamiske beregninger.

$$Re = \frac{d_H \cdot v}{\nu} \quad (1)$$

Likning 1: Reynoldstall for strømming i rør.

Kabelens ytre diameter er 59,5 mm og går i søkehastigheten til skipet. Denne er opptil 5 knop, som tilsvarer 2,57 m/s. Med sjøvannets kinematiske viskositet på $1,188 \cdot 10^{-6}$ m²/s, gir dette et turbulent Reynoldstall på 128 827. Dette benyttes i likning for Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor, der det tas utgangspunkt Colebrook-Whites likning for turbulent strømming. Ettersom kabelen i vannet kan tolkes som et fulltflytende rør, kan det benyttes Haalands likning som er en tilnærming av den implisitte Colebrook-Whites-likningen [26].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \cdot \log \left[\left(\frac{\varepsilon/d_H}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (2)$$

Likning 2: Haalands likning for fulltflytende, turbulent strømming i rør.

Ytterlaget på streamerkabelen består av et 3,5 mm tykt lag av polyuretan (vedlegg A.3). Det er derfor tatt utgangspunkt i en overflateruhet på 0,1 μ m. Likningen løses med hensyn på f og finner da en friksjonsfaktor på 0,017. Dette tas med videre inn i beregningen av trykktap.

$$\frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{v^2}{d_H} \quad (3)$$

Likning 3: Darcy-Weisbachs likning for trykktap i rør.

Det blir tatt hensyn til sjøvannets densitet på 1025 m³/kg og rør-/kabel lengden på 12 000 m. Likningen løses med hensyn på Δp og gir et trykktap på 11 621 kPa.

$$F_R = \Delta p \cdot A \quad (4)$$

Likning 4: Beregning av kabelens friksjonskraft.

Ved beregning av friksjonskraften til kabelen, blir resultatet en kraft på 32,3 kN. Dette forutsatt en konstant diameter på streamerkabelen. I realiteten er det koblingspunkt hver 150 m, slik at det er 80 koblingspunkter ved 12 000 m lengde. Punktene har en diameter på 70 mm, slik at dimensjonsøkningen er fra 59,5 mm til 70 mm. Det oppstår da et motstandstap når vannet strømmer langs overgangen mellom koblingene og kabelen.

Shape	Drag Coefficient	Shape	Drag Coefficient
Sphere	0.47	Long Cylinder	0.82
Half Sphere	0.42	Short Cylinder	1.15
Cone	0.50	Streamlined Body	0.04
Cube	1.05	Streamlined Half-Body	0.09
Angled Cube	0.80		

Measured Drag Coefficients

Figur 14: Motstandskoeffisienter for ulike geometrier [27].

Koblingen antas å ha en hydrodynamisk strømlinjet kurve som dreier seg rundt kabelen, med en motstandskoeffisient C_d lik 0,09. Arealet som brukes i beregning er differansen mellom tverrsnittet til koblingen og kabelen. Dette settes i formelen for å finne motstandskraften til koblingene.

$$F_d = \sum \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \quad (5)$$

Likning 5: Beregning av motstandskraft fra komponenter.

Hver kobling krever en slepekraft på 35,4 N. Med 80 punkter totalt, fører dette til en sammenlagt motstandskraftkraft fra koblinger på 2834 N.

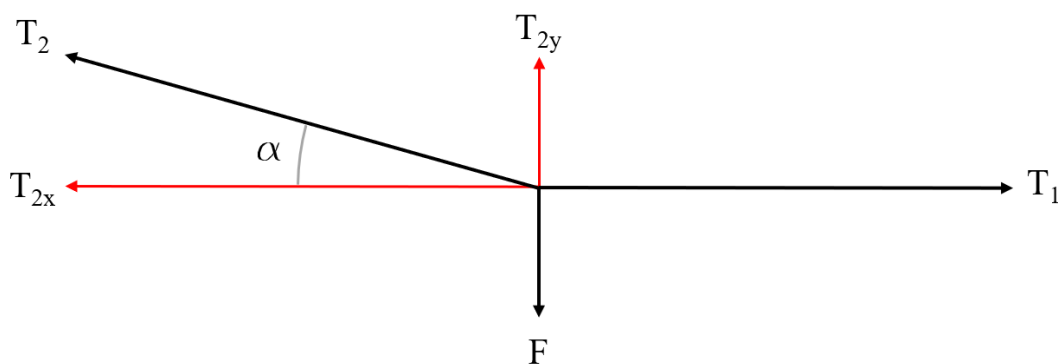
Det tas også hensyn til eBird når motstandskreftene beregnes. Dette er et produkt utviklet av Kongsberg Maritime, som blant annet sørger for å kontrollere posisjonen til streamerkablene både vertikalt og horisontalt. De er plassert med 300 m avstand, som utgjør 40 stykk på en 12 km lang kabel [28]. Vingene har en strømlinjet kurve som gir motstandskoeffisient lik 0,04 og et sammenlagt motstandsareal på 0,04 m². Motstanden er dermed 5,4 N for hver eBird, som til sammen utgjør 217 N i motstandskraft.

Når total motstand fra komponenter er satt sammen med motstand fra friksjon til kabelen, blir total motstandskraft lik 35,4 kN.

10.3.3 Krefter i opplagringspunkt

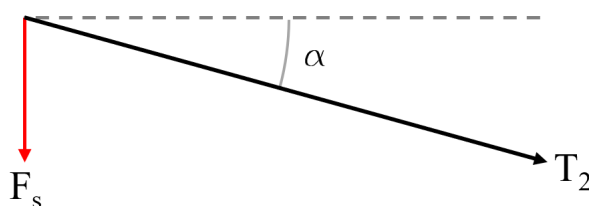
Det er i kapittel 9 bestemt å basere dimensjonering utfra et lastifelle på 17 tonn i vertikal retning, hvor radielle krefter ansees som neglisjerbare. For valg av enkelte komponenter og dimensjonering senere i rapporten, særlig med tanke på svingkrans, er det likevel ønskelig å ha et utgangspunkt å arbeide videre med. Av den grunn er det satt opp et forenklet kraftbilde for å estimere kabelens kraftpåvirkning på opplagringspunktet. Ettersom en estimering av kabelens totale motstandskraft er utført, blir denne brukt som utgangspunkt for beregningene. Det bemerkes at det blir her gjort en rekke estimeringer, som ved videre arbeid burde erstattes med kontrollerte verdier. (Beregningene kan også finnes mer detaljert i vedlegg A.8).

Figur 15 viser et “free-body-diagram” av streameren under vann. T_1 representerer taustrekket forårsaket av kabelens totale motstandskraft, F representerer komponenten som holder kabelen ved en bestemt dybde under vann og T_2 er taustrekket mellom denne komponenten og slepeblokken. Kabelens vinkel α vil variere. I beregningene er det benyttet en vinkel på 4° , som ble bekreftet av oppdragsgiver til å være en realistisk verdi.



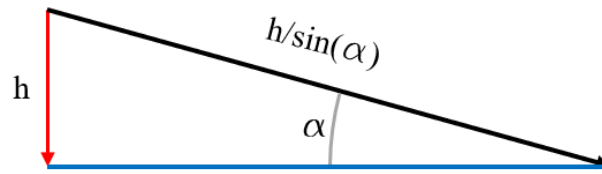
Figur 15: ”Free-body-diagram” - Streamerkabel under vann

F_s er kraften blir som påført slepeblokken på grunn av taustrekk (figur 16). I et tilfelle hvor taustrekket $T_1 = 35,4$ kN vil $F_s \approx 2,5$ kN.



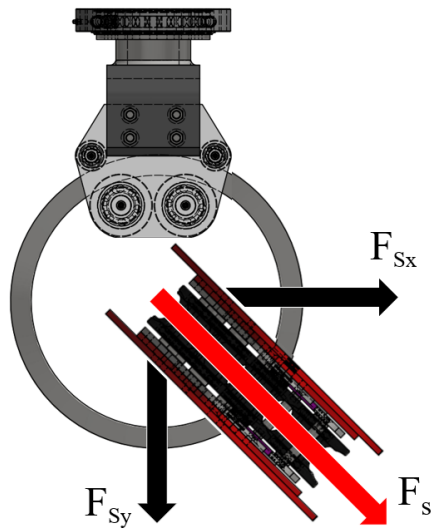
Figur 16: ”Free-body-diagram” - Kraftpåvirkning fra streamer på slepeblokk

Kabelens egenvekt vil også påvirke den vertikale lasten. Kabelen har en vekt på $2,79$ kg/m. Under vann har den tilnærmet nøytral oppdrift. Kabelens lengde fra slepeblokk til vannoverflate er beregnet til å være 200 m. Dette baseres på en estimert høyde fra vannoverflaten på 14 m, og en vinkel $\alpha = 4^\circ$. Avstanden fra kabeltrommelen til slepeblokk ombord på skipet må også inkluderes. Her er det estimert 15 m. Dette gir en samlet egenvekt på kabel ≈ 600 kg eller $5,9$ kN. Begge estimeringene er basert på øyemål fra en ekskursjon om bord skipet GEO Caspian. Her må det tas høyde for variasjoner fra skip til skip. Slepeblokken er estimert til å veie 500 kg, som gir et bidrag på $4,9$ kN. Sammen med kabelens egenvekt gir dette en vertikal kraft på $10,8$ kN som virker på slepeblokken.

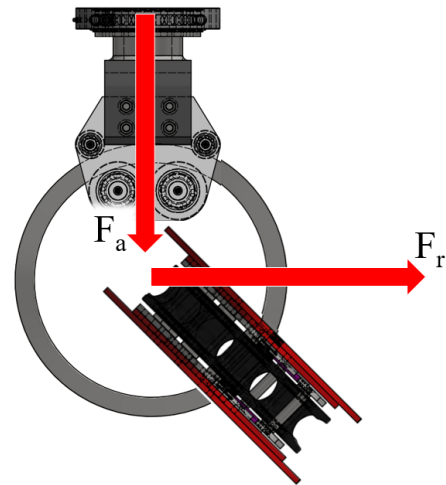


Figur 17: Kabelens lengde over vannoverflaten

Som illustrert i 18a vil F_s ha en vertikal og en horisontal kraftkomponent F_{sx} og F_{sy} som henholdsvis vil gi et bidrag til F_r og F_a (figur 18b). Kabelen- og slepeblokkens egenvekt vil inngå i F_a .



(a) Taustrekkets kraft med tilhørende vertikal og horisontal kraftkomponent.



(b) Radial og aksial kraft som virker på slepeblokk.

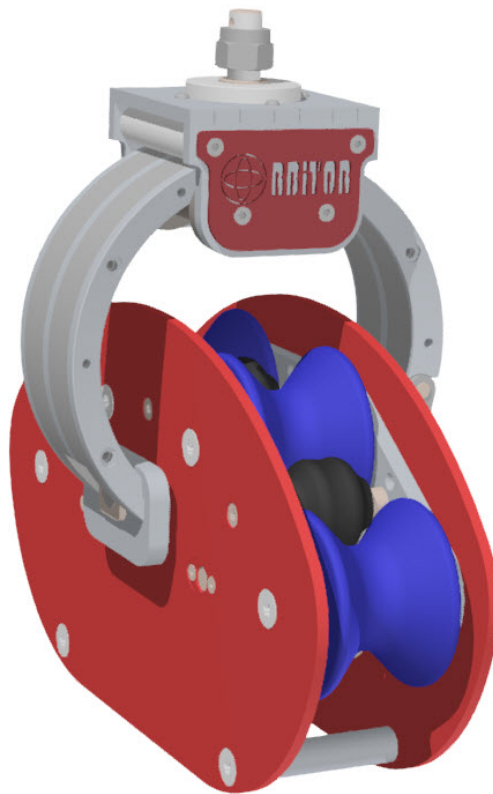
Figur 18: Taustrekkets kraftpåvirkning på slepeblokk og svingkrans/opphengspunkt.

11 Designevalueringer

11.1 3DP AS sitt design

Tanken bak 3DP AS sitt design av slepeblokk er økt kontaktflate mellom kabel og føring. Dette er teoretisk mulig dersom en forenkler situasjonen ved å neglisjere torusringen sin vekt. Dette tilsier at massen er summen av slepeblokken sin egenvekt og last påført fra kabel. Nevnt tilfelle fører til en situasjon tilsvarende en partikkel sin sirkulære bevegelse rundt en fast akse.

Ved å designe blokken på et vis som gjør at kabelen sitt massesenter er i tilnærmet samme posisjon som blokken sin rotasjonsakse, vil treghetsmomentet reduseres i forhold til konvensjonell løsning med en større radius fra rotasjonssenter til blokk. Dette vil teoretisk tilsi at det blir lettere for slepeblokk å kunne rotere om rotasjonssenteret i tilfeller der kraftretningen til kabelen endres. Grunnet plasseringen av kabelen sitt massesenter i forhold til rotasjonssenteret burde kabelen konstant ligge i bunnen av rullene sitt spor, som resulterer i størst mulig kontaktflate mellom streamerkabel og slepeblokk. Denne økte kontaktflaten vil kunne føre til en jevnere belastning, som i sin helhet kan ha positivt utfall på kabelen sin levetid.



Figur 19: 3DP AS: 3D-modell av prototype.

11.2 Belteløsning

På prototypen av slepeblokken ruller kablen over flere hjul med en buet profil. Under seismisk søking påfører slepingen av kablene store strekkrefter. Når kablen får en krumning i slepeblokken, vil strekkreftene føre til store punktlaste mellom kablen og hjulene. For å få en større berøringsflate og senke spenningen som oppstår, er det fordelaktig å ha et belte på utsiden som dekker tomrommet mellom hjulene.

11.2.1 Eksisterende belteløsninger

De eksisterende løsningene hos de ledende aktørene på markedet idag, består i hovedsak av kjedeløsninger. Dette fungerer ved å benytte tannhjul i stedet for buet hjul. På utsiden av tannhjulene ligger kjedet, der hver kjedeseksjon har en tilkoblet profil i hardgummi. Denne gummiprofilen er det som legger seg rundt kablen og støtter den.



(a) Fairlead på GEO Caspian.



(b) Belteseksjoner for fairlead [29].

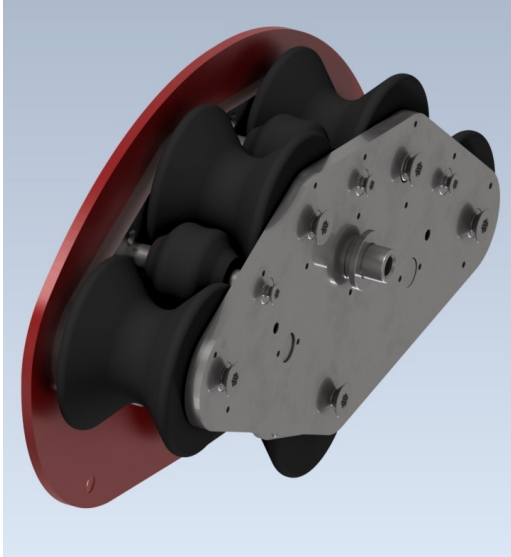
Figur 20: Fairlead fra ODIM Spectrum Ltd.

Fordelene med denne løsningen er at den vil ha en høy slitestyrke, ettersom det er mange valgmuligheter for material til profilen. Dersom det oppstår skade eller brudd i en kjedeseksjon, er det uproblematisk å bytte ut denne seksjonen.

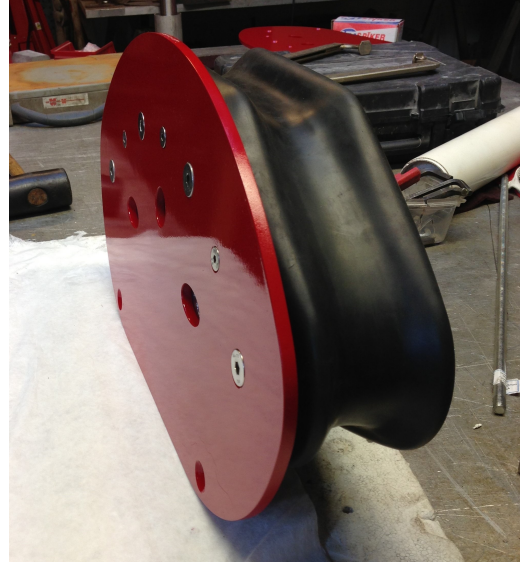
Ulempene med en kjedeløsning er at den krever kontrollering og vedlikehold. Det er mange bevegelige deler som gjør løsningen dyrere å produsere. Dersom beltet ikke blir tilstrekkelig vedlikeholdt kan det også oppstå saltdannelse mellom belteseksjonene, som kan føre til at mekanismen låser seg fast.

11.2.2 Belteløsningen til 3DP AS

Ved utvikling av prototypen til 3DP AS, er det gjort et forsøk på å benytte et heltrukket gummi-belte som legges på utsiden av hjulene. Dette for undersøke om ulempene fra kjedeløsningen kan elimineres.



(a) 3D-modell, ruller uten belte.



(b) Prototype med belte.

Figur 21: 3DP AS: Slepeblokk med og uten belte.

Fordelene med et heltrukket belte er at det gir en større berøringsflate til kabelene, slik at det er lavere spenninger i kabelen. Denne løsningen reduserer også vedlikeholdsbehovet ved å benytte færre mekaniske sammenstillinger enn en kjedeløsning.

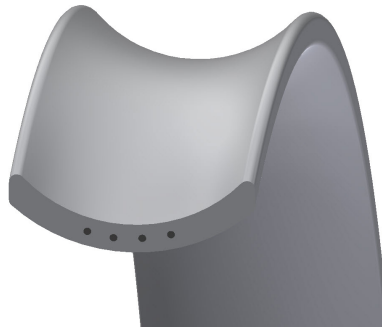
Dersom et heltrukket belte får skader eller brudd, vil hele beltet måtte byttes ut. For å klare å opprettholde slitestyrken som en kjedeløsning ville hatt, bør det produseres i et kraftig material med innvendig armering. Det oppstår også en differanse i hastigheten v mellom ytterkant og inni krumningen på hjulene. Dette skyldes at vinkelhastigheten ω er lik, mens radiusen r er ulik. Dette kan medføre høyere spenninger og slitasje på spesifikke områder av beltet.

$$v = r\omega \tag{6}$$

Likning 6: Forhold mellom hastighet, radius og vinkelhastighet.

11.2.3 Valgt belteløsning

For å bestemme en belteløsning er valgene basert på noen hovedprioriteringer i samråd med oppdragsgiver. Det er ønskelig å ha færrest mulig komponenter, minst mulig vedlikehold, høy slitestyrke, samt holde et lavest mulig prisnivå. Det er derfor valgt å benytte et smalt, armert gummibelte i bunn av krumningen til hjulene. Dette er for å bevare fordelene til et heltrukket belte, der vedlikeholdet er lavt. Det fører også til at ulempene ved et heltrukket belte unngås, der det er begrenset med dreneringsmuligheter og dermed kan samles vann inne i slepeblokken. Den valgte løsningen vil derfor være en åpen konstruksjon, der tilkomst til vedlikehold er lett tilgjengelig. I tillegg vil vann som kan komme inn, ha mulighet til å renne ut.

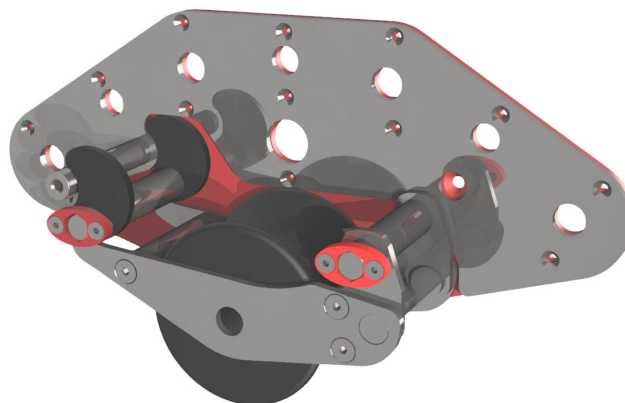


Figur 22: Den valgte belteløsningens utforming.

11.3 Beltestramming

11.3.1 3DP AS sin løsning for beltestramming

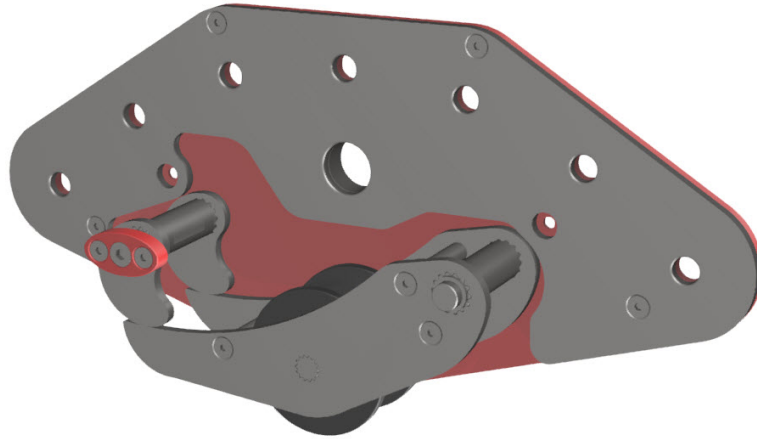
Når det benyttes et belte uten betydelig elastisitet, bør det være en løsning for å justere hvor stramt beltet skal være. Prototypen har en løsning som det er tatt utgangspunkt i, der to vinger dreies rundt og presser ned platen som holder hjulet. I enden av akslingene er det montert en bolt som låses fast av de røde elliptiske skivene avbildet i figur 23.



Figur 23: 3DP AS: Prototypeløsning for beltestramming.

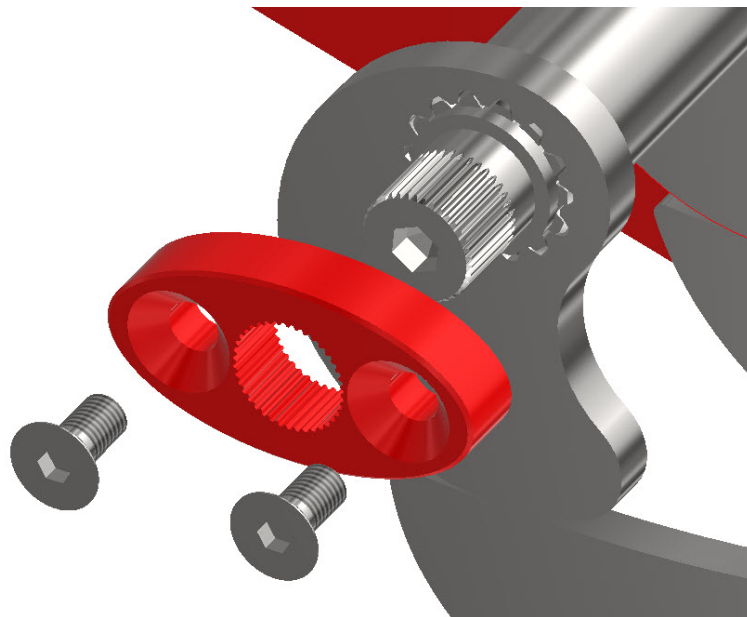
11.3.2 Forslag til ny beltestramming

Den eksisterende løsningen på figur 23 viser at det på høyre side er satt inn et rotasjonsledd under låseskiven. Det har blitt gjort forsøk på å fjerne dette leddet for å redusere antall deler i sammenstillingen.



Figur 24: Forslag til ny løsning for beltestramming.

For å enklere kunne stille inn strammingen til en spesifikk stilling og få økt nøyaktighet, er de heksagonale låseboltene fjernet ved å benytte sporforbindelse med 39 tenner. Dette øker antall nivåer for stramming, som også kan gi økt nøyaktighetsgrad. Funksjonen for å stramme, utføres ved hjelp av unbrakonøkkel i et innvendig heksagonalt hull for å dreie og låse vingene. Deretter låses akselen av en skive med sporforbindelse i gjennomgående hull, som deretter låses av to skruer.



Figur 25: Låseskive for beltestrammer.

Når låsevingene dreies rundt, vil to sideplater presse beltehjulet opp eller ned for å justere beltestrammingen. Låsevinger og sideplater har en sporforbindelse til sine tilhørende akslinger. Det er valgt å benytte akslinger av diameter 45 mm, tilsvarende som for rullehjulene i øvre del av blokken. Grunnen til at det benyttes evolvente sporforbindelser mellom plater og akslinger, er at ISO-standard for kvadratiske sporforbindelser ikke er tilgjengelig for akslinger med 45 mm diameter. Et annet alternativ ville vært å benytte kileforbindelser, men dette medfører at det er nødvendig å øke platetykkelsen til minimum 36 mm. Dette ville ført til en endring av bredden til hjulene eller endring av blokkens totale innvendige bredde.

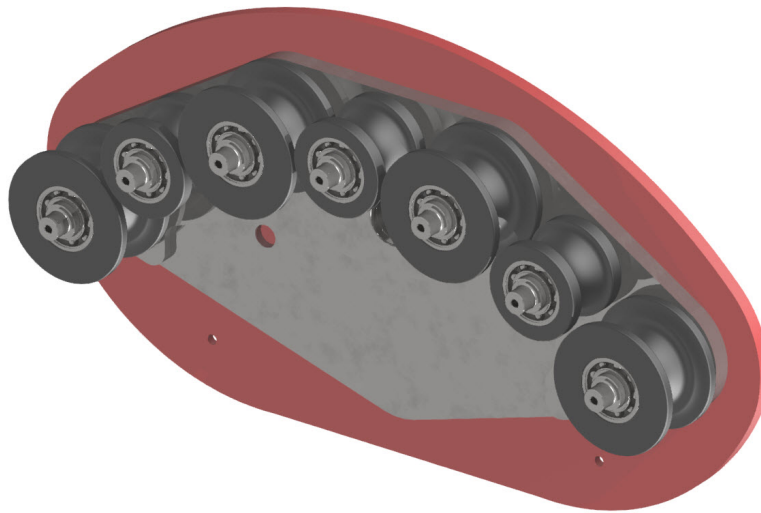


Figur 26: Mekanisme for beltestramming.

Figur 26 viser at det benyttes grovere tenner på den største dimensjonen av akslingene enn det gjøres på aksellåsen. Dette fordi det ikke er samme behovet for justering av forbindelser.

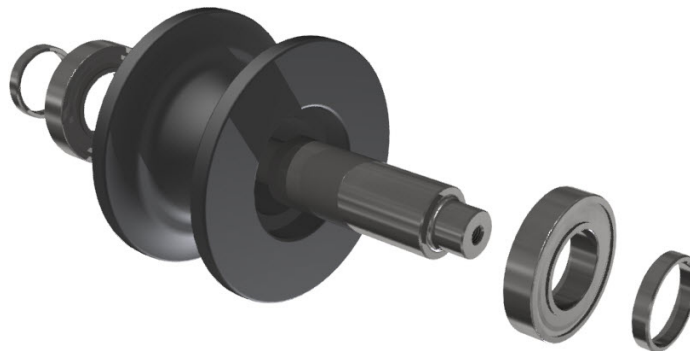
11.4 Rullehjul

For å mest gunstig krumning og berøringsflate for streamerkablene, vil det ideelle være å benytte en blokk med ett stort hjul som samsvarer med kabelens krav til bøyeradius. I realiteten har ikke seismikkskip plass til hjul av denne størrelsen, derfor bør det benyttes en slepeblokk med flere små hjul som sammen danner en tilsvarende krumning. For å bevare den store berøringsflaten, er det valgt å benytte flest mulig hjul, slik at krumningen rundt slepeblokken er jevnest mulig.



Figur 27: Hjulene satt inn i sammenstilling

I denne konstruksjonen er det hjulene som roterer rundt en stillestående aksel. Hjulene er derfor utstyrt med kulelager, mens akselen er skrudd fast i navet. For å forsikre at lagerene ikke flytter seg i aksiell retning, har hjulene en innvendig avtrapning. I tillegg er det plassert avstandsstykker mellom kulelager og nav.

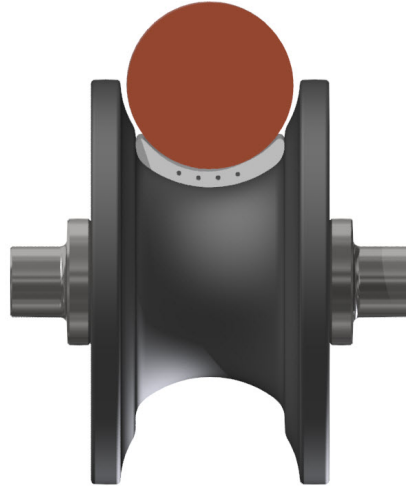


Figur 28: Rullehjulene sine tilhørende komponenter.

Ettersom sammenkoblingene av seksjonene har en diameter på 70 mm, er dette den dimensjonerende komponenten. Rullehjulene med påmontert belte har derfor en krumningsdiameter på 75 mm, for å gi koblingspunktene litt slumring slik at de ikke kiler seg fast.

11.4.1 Hovedhjul

Hovedhjulene er de største hjulene på slepeblokken, og har høye sidevegger for å minimere mulighetene for at kabelen “klatrer” opp og ut av hjulet. Sideveggene sin ytre diameter går derfor opp til senterhøyde av kabelen for å holde tyngdepunktet inne i hjulet.



Figur 29: Kabelkoblingens plassering i hjulet.

11.4.2 Støttehjul

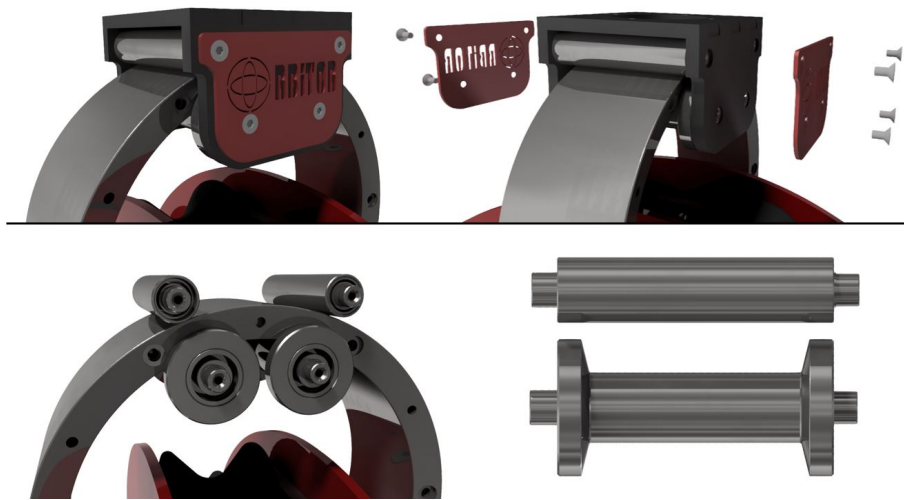
Støttehjulene har en lik konstruksjon som hovedhjulene, men har en lavere ytre diameter. Dette for å få plass til støttehjulene mellom hovedhjulene, slik at kabelkrumningen blir jevnest mulig.



Figur 30: Støttehjulene med lavere profil enn hovedhjulene.

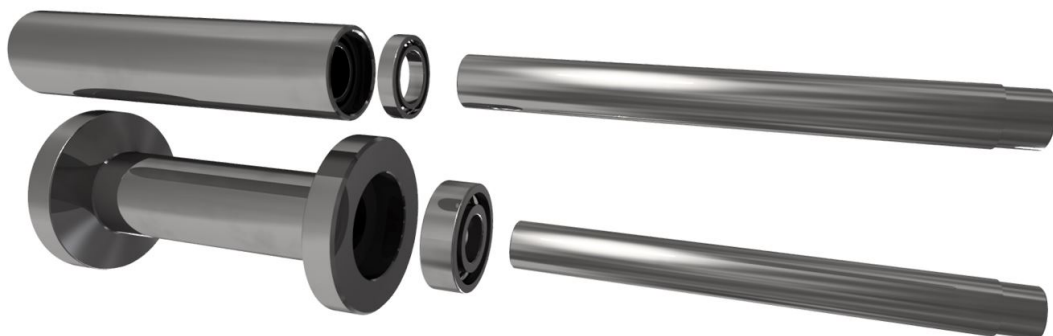
11.5 Ruller

11.5.1 3DP AS sine ruller



Figur 31: 3DP AS: Prototypeløsning for ruller

Rullekontakt mellom torus og ruller fungerer som anvist i figur 31. De nedre rullene vil kunne la torusen rulle ved en eventuell endring av kabelen sin kraftretning, mens de øvre rullene vil forsikre at kontakt opprettholdes konstant. De nedre rullene har en konisk utforming i sine endestykker, som øker kontaktoverflaten mellom rull og torus samtidig som det forebygger kniping ved ikke-lineære krefter. Torusen har i sine ender en tilsvarende vinkel slik som innvendige ruller. Rullene er utformet ved at de består av en utvendig rull og en innvendig aksling med lager i endene (fig. 32). Den innvendige akslingen opererer som bærende element for rullene og låses ved skrueforbindelse i den eksterne konstruksjonen.



Figur 32: 3DP AS: Rullesegmenter

Fordel med aktuelt design er at det er plassbesparende, da lager kan ”skjules” i rullene. Løsningen vil heller ikke kreve lagerhus eller andre ekstreme innfestningsmetoder for lager, som gjerne ville krevd et bestemt bruksareal og potensielt hatt behov for ekstra maskering og bearbeiding av ekstern konstruksjon.

11.5.2 Forslag til nye ruller

Konseptet brukt omhandlende prototypen sine ruller anses som en plassbesparende og rasjonell løsning, og vil derfor videreføres til design av nye ruller. Alternativt kunne rull vært en solid del, men dette ville medført et større område i utvendig konstruksjon for plassering av lager. Samtidig vil tilsvarende sammensetning føre til at lager er i kontakt med både ytre rull og indre aksling sin avtrappingskant, som forebygger skeiv lagerbelastning.



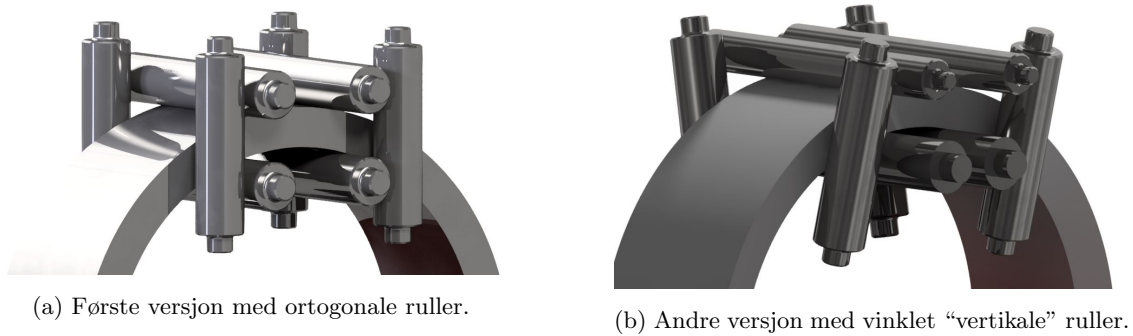
Figur 33: Hul rull inspirert av prototypedesign.

Det ble utforsket alternative metoder til den koniske kontakten mellom rull og torus, der blant annet løsninger tilsvarende figur 34 ble vurdert, for å forebygge risiko for klemming ved ikke-lineære krafttilfeller.



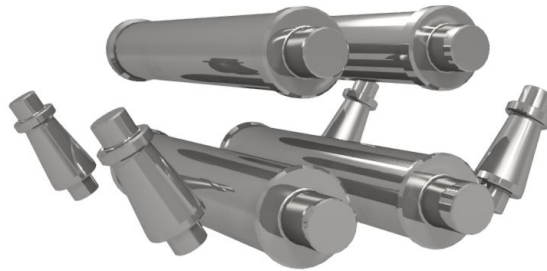
Figur 34: «Wide roller fairlead» [30].

De enklere versjonene av ruller inspirert av figur 34 tok opp større plass i forhold til prototypen sitt design med koniske endestykker på rullene. Dette var plass som ikke kunne brukes, da det begrenset slepeblokken sin rotasjon.



Figur 35: Rulledesign inspirert av fig. 34.

Det ble gjort en videre iterasjon av versjon 35b, for å gjøre designet mer plassbesparende.



Figur 36: Iterert design av figur 35b.

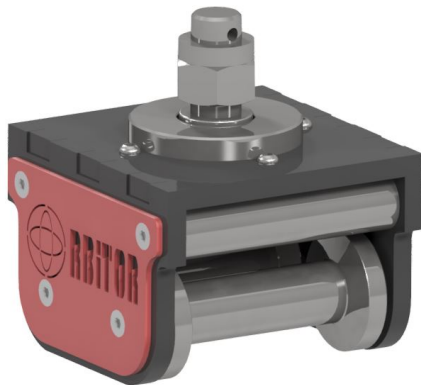
Designet var i større grad mer plassbesparende enn de to første utkastene, men ville medføre en mer avansert tilnærming i design av ekstern konstruksjon. Under møte med oppdragsgiver ble det diskutert fordeler og ulemper med prototypen sin løsning kontra nye løsninger. Det ble i felleskap avgjort at prototypens originale design med koniske segmenter skulle videre bearbeides og tas i bruk, da løsningen har vist lovende resultater med tanke på å unngå låsing av torus i ruller, under testing av fysisk prototype hos 3DP AS. Løsning valgt vises i figur 37.



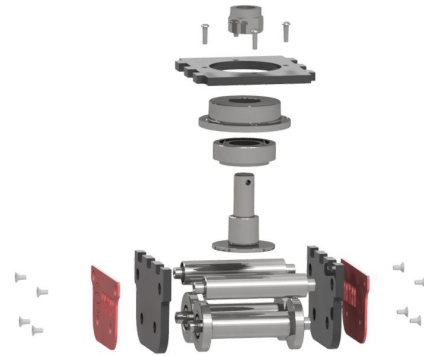
Figur 37: Endelig segmentert rulleløsning.

11.6 Rullehus

11.6.1 Rullehus designet av 3DP AS



(a) 3DP AS: Prototype av rullehus.



(b) 3DP AS: Demontert prototype av rullehus.

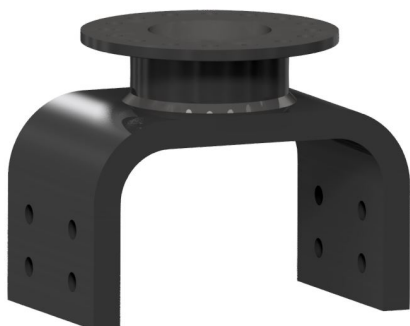
Figur 38: 3DP AS: Prototype av rullehus.

Rullehus designet av 3DP AS er kompakt for å unngå at rotasjonsvinkel til torus med blokk begrenses i for stor grad. Grunnet kreftene som kan oppleves under marinseismiske søk, ansees topplaten som en kritisk område med tanke på overføring av krefter og opplevd spenning.

CAD-modellen har ikke en utformet løsning for sammenkopping av sideplater til topplate, men det kan antas at platene ville kunne sveises sammen. Dersom dette er tilfellet, vil utformingen av ledd på plater kunne medføre komplikasjoner under utførelse av sveis.

11.6.2 Ny opplagringsmetode av rullehus

Topplaten anvist i figur 38b har en sirkulær utskjæring for å kunne inkludere aksiallager i konstruksjonen, og vil kunne være utsatt for kritiske spenninger i platens minste tverrsnitt. Det er av den grunn utforsket alternative metoder for opplagring, samt videre sammenkopping med resterende konstruksjon. Figur 39a viser løsningen som ble valgt videre i den endelige konstruksjonen. Flens i figur 39a er maskinert i en del, og deretter sveiset på nederst segment.



(a) Konstruksjon for opplagring av rullehus.



(b) Opplagring monter på rullehus.

Figur 39: Opplagring av rullehus.

Avstanden tilført av flensen sin høyde vil forenkle montering til svingkrans, da flensen tilfører nok klaring til eventuelle verktøy brukt til boltforbindelsen. Lagerhuset monteres i opplagring ved bruk av åtte tilpassede M16 bolter med kort gjengeparti. En kan forenkle kraftsituasjonen og tilsi at boltene utsettes for tilnærmet ren skjærkraft, som betyr at gjennomboring må ha liten klaring til boltens stamme. Gjengepartiet kan ikke bidra til å bære flatetrykket, da skjærspenningen opplevd er avhengig av tverrsnittet det fungerer på. Alternativt kan forbindelsen utføres som en friksjonsforbindelse, ved at forspenningen er såpass høy at kreftene overføres grunnet friksjonen som oppstår mellom opplagring og rullehus [31].



Figur 40: Dreneringshull i opplagring.

Det er konstruert et dreneringshull i opplagringen, da sveiseforbindelse med flensen vil kunne føre til vannansamlinger i bunn av flens.

Dokumentasjon for svingkrans fra SKF (side 24) [32] stiller krav til flensens overflateruhet, som skal ligge mellom 3,2 og 6,3 μm .

11.7 Torus

11.7.1 Torus designet av 3DP AS

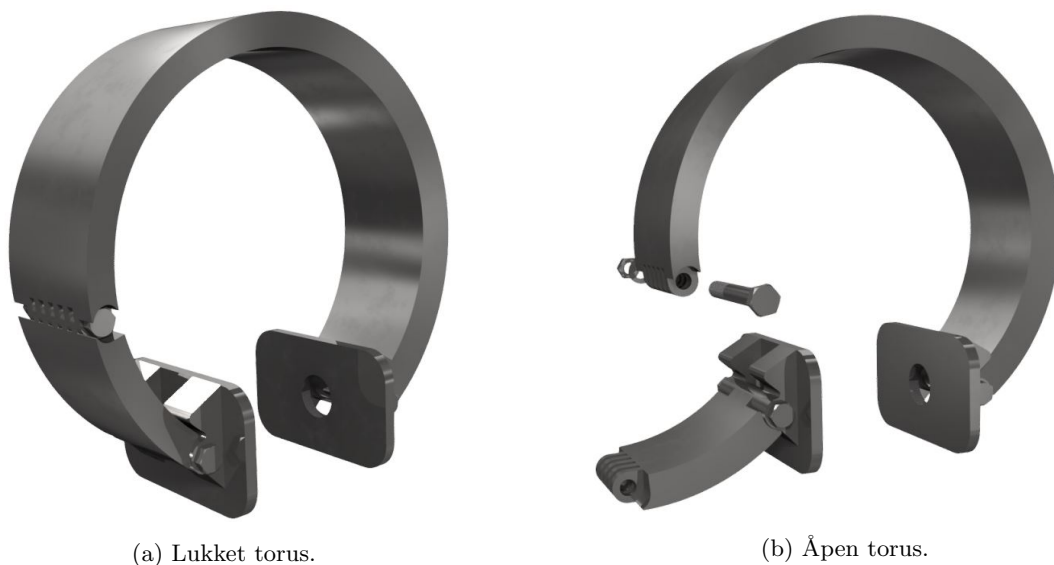


Figur 41: 3DP AS: Torus.

Torus designet av 3DP AS (fig. 41) består av elleve mindre ringer som festes i hverandre ved bruk av skrueforbindelser. Denne løsningen ble valgt da 3DP AS ønsket å produsere en fysisk prototype med tilgjengelig material og verktøy i eget verksted. Torusen må utformes slik at streamerkabel kan legges inn på blokk uten større konstruksjonsendringer. Torusen må avfases til å passe i tilsvarende avfasing som rullene har i sine endestykker.

11.7.2 Nytt design av torus

Ved nytt design av torus ansees det som en mer gunstig løsning med tanke på konstruksjonen sin integritet at torusen ikke sammensettes av flere ringer. Løsning for innlegging av streamerkabel beholdes, men det gjøres endringer for å kunne skjule bolt og mutter inne i torus slik at det ikke oppstår kollisjon med ruller. Blokk må være stasjonert på bakkeplan under innlegging av kabel, for å unngå at torus sklir ut av rullespor.



(a) Lukket torus.

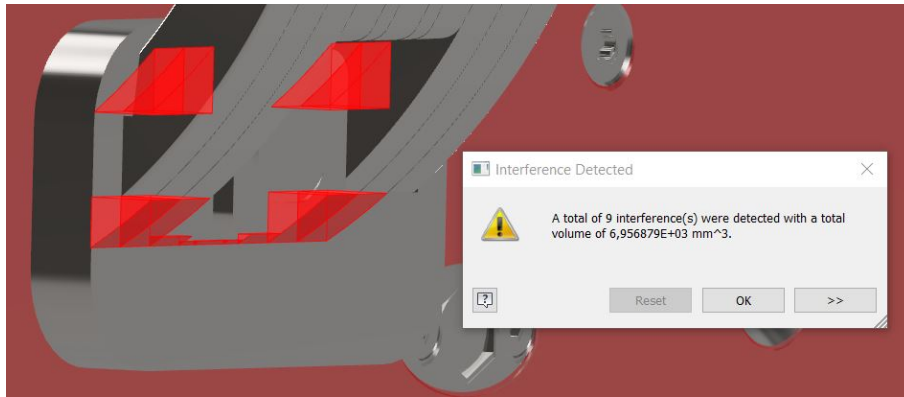
(b) Åpen torus.

Figur 42: Nytt design av torus.

11.8 Sammenkobling mellom torus og slepeblokk

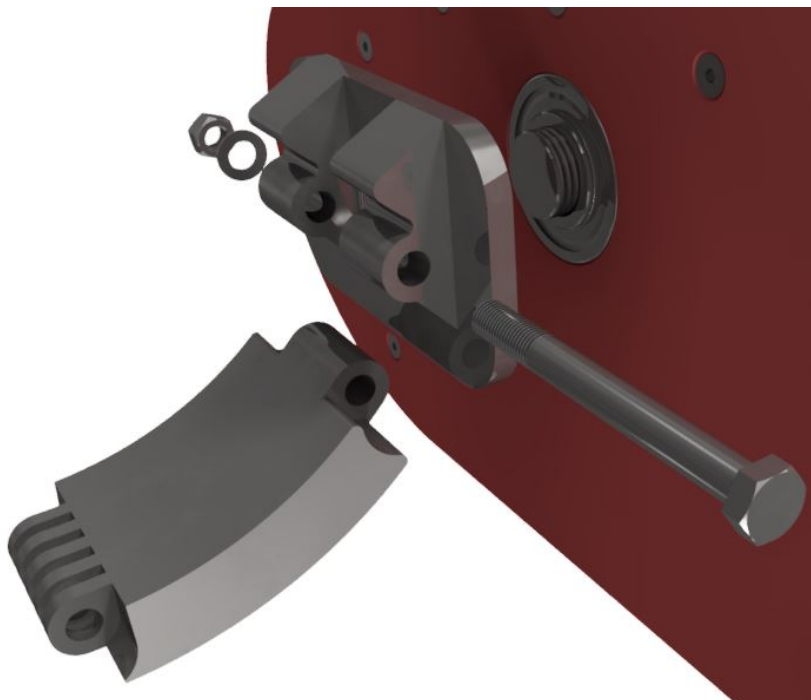
11.8.1 Sammenkobling designet av 3DP AS

Metoden brukt for sammenkobling av torus og slepeblokk er ikke fullstendig gjort rede for i CAD filene gitt av oppdragsgiver. CAD-modellen viser at det vil oppstå kollisjoner, samtidig som det ikke er fullstendig utarbeidet hvordan torusen monteres i slepeblokkens festeplater.



Figur 43: 3DP AS: Kollisjon mellom torus og festeplate.

11.8.2 Ny løsning for festemetode mellom torus og slepeblokk



Figur 44: Demontert sideplate og torussegment.

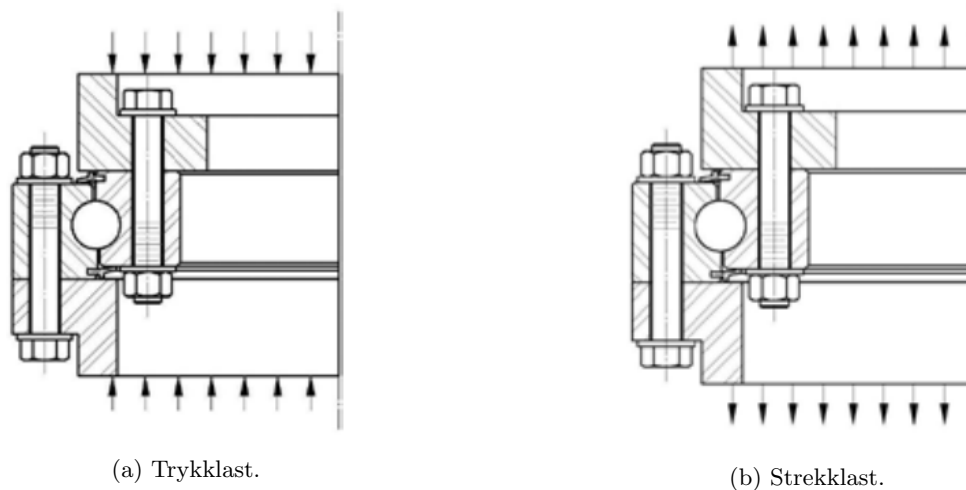
Ny festemetode mellom torus og sideplate innebærer at sideplaten vil ha et gjenget hull, og dermed monteres på den gjengede gjennomgående akslingen i blokken. Torussegment festes i sideplate med en enkel mutterforbindelse. Sideplaten er utformet slik at torus ikke skal ha mulighet til uønsket rotasjon om boltforbindelser. Det legges til en avstandsskive for å unngå gnissing mellom sideplate og blokk.

11.9 Svingkrans

11.9.1 Utforming

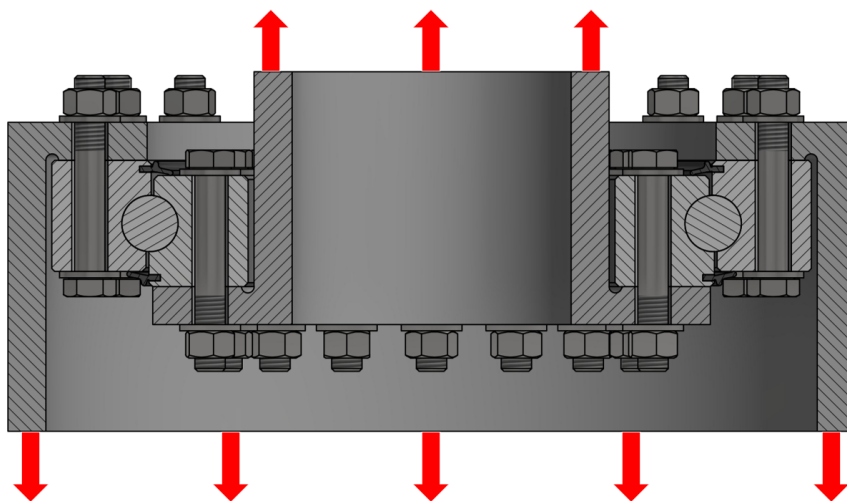
I en typisk brukssituasjon vil en svingkrans være montert på en slik måte at den utsettes for trykk som vist i figur 45a. Dette er gunstig da flensen som svingkransen monteres mot vil fordele lasten jevnt. Flensen vil også øke svingkransens stivhet.

I et tilfelle med strekklast, som vist i figur 45b vil ikke lenger flensen fordele lasten jevnt på svingkransen. Skruene vil måtte bære lasten alene, og det vil oppstå konsentrasjoner av trykk i svingkransen rundt mutter og skive.



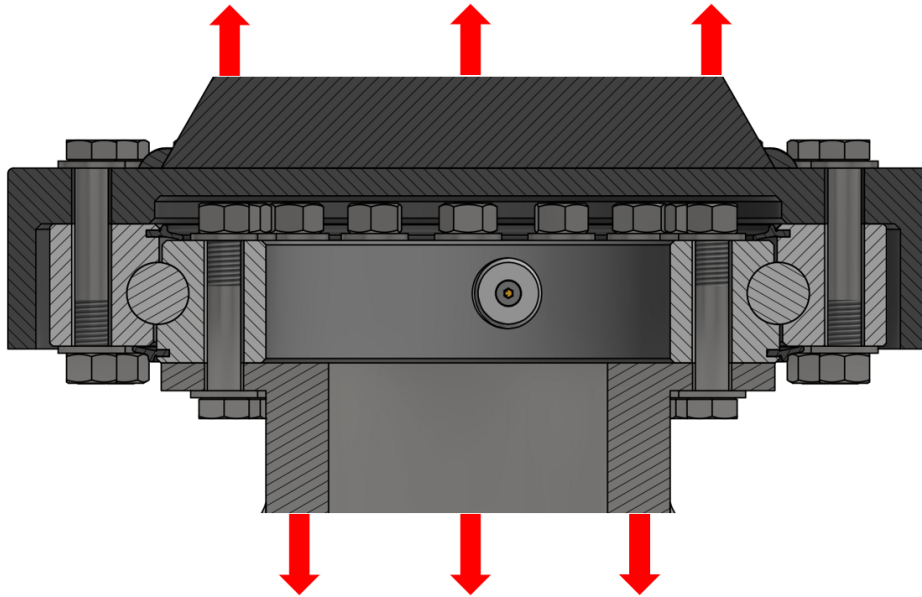
Figur 45: Aksial last - trykk vs. strekk [33].

Det er utforsket hvorvidt det ville være mulig å beholde trykklast på svingkransen i en situasjon hvor strekk naturlig opptrer. Figur 46 viser en mulig løsning. Her vil lagerets innerste ring hvile på en flens med en hylse på innsiden, og lagerets ytterste ring vil bli trykket av en flens med en utvendig hylse. Her vil lageret bære lasten til fordel for skruene. Ulempen med en slik utforming er at det øker konstruksjonens kompleksitet.



Figur 46: Svingkrans under trykklast.

I dialog med oppdragsgiver er det konkludert med at en utforming som påfører lageret en strekklast samlet sett vil være fordelaktig. Videre design, styrkeberegning og valg av lager vil derfor basere seg på strekklast som illustrert i figur 47.



Figur 47: Svingkrans under strekklast.

11.10 Låsing av rotasjon i opphengspunkt

Eksisterende slepeblokker har mulighet til å rotere fritt om opphengspunktet. Denne frihetsgraden må låses dersom det nye designet skal fungere som uttenkt. Inngående frihetsgrader til slepeblokken nevnes i kapittel 10.2, og illustreres i figur 12.

Det varierer fra skip til skip hvordan oppheng til slepeblokk er utformet. Felles er at majoriteten innebærer en arm som kan heves og senkes, med opplagring til slepeblokker lokalisert akterut. Noen av disse armene er sylindriske, mens andre er utformet med rektangulær geometri.

Uten tilgang til dokumentasjon på de varierte opphengsmetodene er det ansett som urealistisk å utarbeide en universell festemetode. Det er derfor tatt den beslutning om å avgrense slepeblokken til svingkransens øvre flate. Medfølgende produksjonsunderlag vil derfor kun inkludere komponenter montert fra undersiden av svingkransen og nedover. Det er likevel utforsket alternative metoder for montering som fastlåser nevnt rotasjonsakse.

En potensiell løsning vil være å sveise fast en permanent flens i skipets skrog, eller på en av flatene til løftearmen. En mindre permanent løsning som er utforsket er konstruksjon av en festeordning som støtter seg på skipets eksisterende konstruksjon. Figur 48 illustrerer en slik løsning.



Figur 48: Eksempel på en fastlåst løsning

Ved en løsning som i figur 48 bør det også inngå et rotasjonsledd som legger til rette for at slepeblokken holder seg vinkelrett i forhold til dekk når den skal senkes ned for vedlikehold og innlegg/utlegg av kabel. Figur 49 viser hvordan dette ville sett ut i praksis.



Figur 49: Fastlåst løsning med rotasjonsledd

12 Styrkeberegninger

12.1 Rull og torus

12.1.1 Hertzke kontaktspenninger mellom nedre ruller og torus

Symbol	Betydning	Enhet
b	Kontakthalvbredde	mm
ν	Poissons tall	–
l	Kontaktlengde	mm
z	Dybde fra kontaktflate	mm
p_{max}	Maksimal spenning	MPa
σ_y	Aksialspenning	MPa
σ_z	Aksialspenning	MPa

Tabell 3: Symboler relatert til Hertzke kontaktspenninger.



Figur 50: Kontakt mellom torus og ruller.

Toruset vil i konstruksjonen kunne gli over ruller slik som anvist i figur 50. Dette medfører at opptredende kraft vil fordeles over et mindre areal tilsvarende kontaktlinjen mellom torus og rull. For å beregne den maksimale spenningen som opptrer er det nødvendig å ta visse antakelser. Antakelsene tilsvarer at kontakten er friksjonsløs og glatt, samtidig som materialer er perfekt isotropiske og homogene. Ruller vil i konstruksjonen ha en vinkel i hver ende, samtidig som at sideflatene til torus vil ha en tilsvarende vinkel. Dette vil føre til en konisk kontakt i disse områdene som i realiteten vil forbedre rullekontakten mellom de to komponentene. I beregninger omhandlende Hertzspenninger, vil kontakt mellom rull og torus ansees som en ren linjekontakt uten koniske segmenter. Denne forenklingen gjøres da beregninger med konisk kontakt kun utgjør en begrenset del av hele kontaktlinjen.

Ved en vertikalt fungerende last på 17 tonn, vil lasten fordeles likt på de innvendige rullene grunnet tilnærmet symmetrisk konstruksjon. Ved å bruke denne lasten er det ikke nødvendig å legge til sikkerhetsfaktorer i kalkulte verdier, da dette allerede er gjort under oppsett av krafttilfelle. Prototypen har en indre rullediameter på 30 mm, en indre torusdiameter på 245 mm og lengden på kontaktlinjen mellom rull og torus er på ca. 90 mm. Utgangspunktet for å beregne maksimal trykk- og skjærspenning vil være å kalkulere kontaktområdet der spenningen opptrer. Likning 7 gir halve kontaktflaten. Formler og teori brukt i beregninger er hentet fra Shigley's Mechanical Engineering Design [34].

$$b = \sqrt{\frac{2F(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{\pi l \left(1/d_1 + 1/d_2\right)}} \quad (7)$$

Da rull er i indre kontakt med torus, må torus sin diameter ha negativt fortegn ($d_2 < 0$) for at formel skal gi korrekte verdier. Deretter kan den maksimalt opptredende spenningen beregnes ved å bruke formel 8. Dette utgjør den maksimale Hertzspenningen i kontaktområdene.

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi b l} \quad (8)$$

Da $z \geq 0,436b$ medfører dette at $\sigma_x = \sigma_y$ og $\tau_{max} = \frac{1}{2} [\sigma_y - \sigma_z]$. Den maksimale verdien for skjærspenning vil oppstå ved $z/b = 0,786$ med en verdi på $0,300p_{max}$.

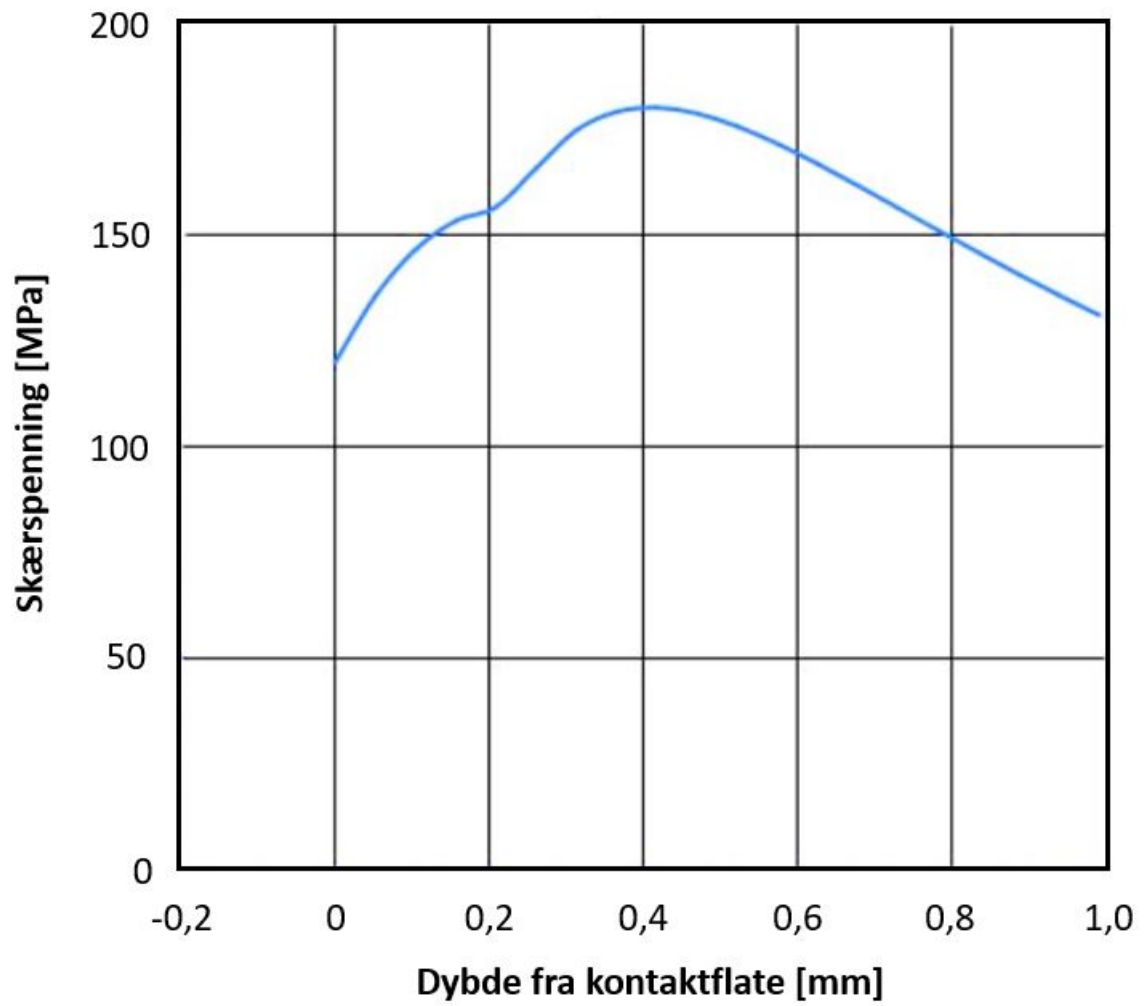
$$\sigma_y = -p_{max} \left[\frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2\left|\frac{z}{b}\right| \right] \quad (9)$$

$$\sigma_z = \frac{-p_{max}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} \quad (10)$$

Med utgangspunkt i dimensjoner fra prototype og antakelser av at torus og ruller er laget av syrefast stål med et Poissons tall på 0,33 og elastisitetsmodul på 206 000 MPa, vil maksimal Hertzspenning oppnå en verdi på om lag 1400 MPa og en maksimal skjærspenning på 420 MPa.

Ved å velge nye dimensjoner for rull og torus, vil opptredende spenning reduseres. Det er dermed tatt den avgjørelse at rullene skal dimensjoneres opp til å ha en diameter på 81 mm, torus sin indre diameter endres til 490 mm og kontaktlengden økes til 170 mm. Det bestemmes også at torus og ruller skal være av det korrosjonsbestandige stålet S124M, av europeisk standard EN10088 nr.1413 med en E-modul på ca. 200 GPa og høye verdier for flyte- og strekkgrænse [35]. Valgte dimensjoner og material vil resultere i en maksimal Hertzspenning på 600 MPa og maksimal skjærspenning på 180 MPa.

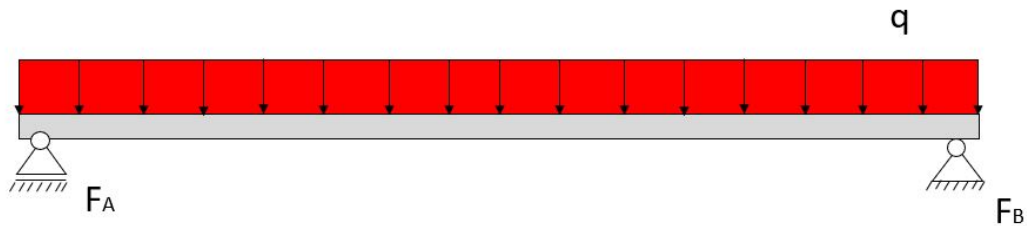
Da flytegrensen til S124M er på minimum 620 MPa utnyttes ca. 97%. Nevnte dimensjoner er valgt etter flere iterasjoner hvor både kontaktlengde, torus sin indre diameter og rullediameter har vært variabler. Med omhu til vekt, størrelse og spenning gav dette grunnlag for midlertidig bestemmelse av dimensjoner.



Figur 51: Diagram over skjærspenning for rull og torus i forhold til dybde fra kontaktflate.

12.1.2 Skjærkraft- og momentdiagram

For rull vil krafttilfellet medføre en jevnt fordelt last på ca. 380 N/mm over en lengde på 220 mm.

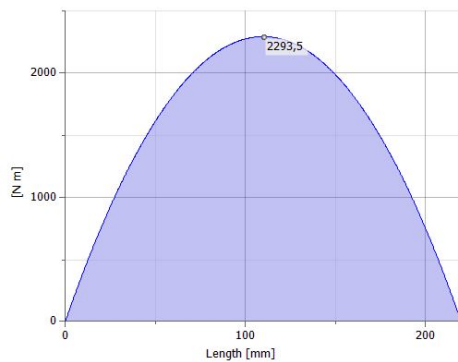


Figur 52: Lasttilfelle for nedre rull illustrert.

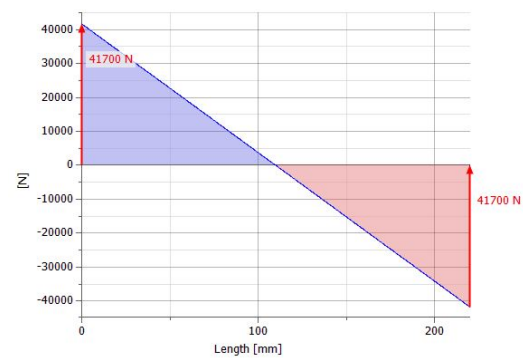
Lasttilfellet anvist i figur 52 tilsvarer et α -tilfelle blant elementærtifellene, da den utbredte lasten er konstant langs hele lengderetningen og det er lager i begge endene (vedlegg A.2). For α -tilfeller regnes det maksimale bøyemomentet M_{max} og den maksimale skjærkraften Q_{max} ut med formel 11 og 12. M_{max} regnes ut til å være 2294 Nm og Q_{max} lik 41,7 kN.

$$M_{max} = \frac{ql^2}{8} \tag{11}$$

$$Q_{max} = \frac{ql}{2} \tag{12}$$

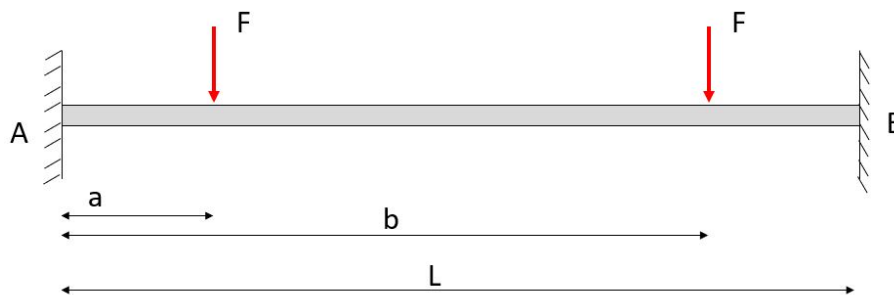


(a) Momentdiagram for rull.



(b) Skjærkraftdiagram for rull.

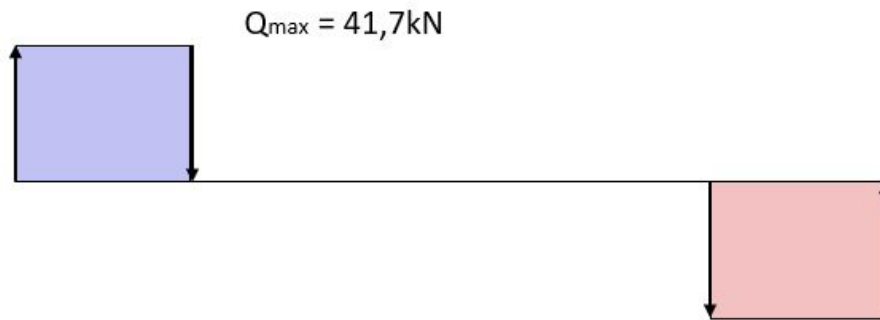
Figur 53: Skjærkraft- og momentdiagram for rull.



Figur 54: Reelt lasttilfelle for bærende aksling illustrert

Lagerkreftene som oppstår grunnet den utbredte lasten på rull vil overføres til den bærende akslingen slik som figur 54 illustrerer, der hver kraftvektor vil ha en verdi på 41,7 kN. Akslingen kan ansees som fast innspent i den bærende konstruksjonen, hvilket medfører et moment i hver ende og betyr at situasjonen kan ansees som et β -tilfelle (vedlegg A.2). Distansen mellom faste innspenne ender er 224 mm og grunnet symmetri vil momentet i hver ende være likt ($M_A = M_B$). Momentet i A og B beregnes ved å benytte formel 13, der $a = 13,5$ mm, $b = 206,5$ mm og $L = 220$ mm. Det kalkulerede momentet i hver ende blir ca. 528 Nm. Da det kun oppstår krefter som opererer langs samme akse vil skjærkraftdiagrammet ha en relativt enkel utforming, men utgjøre en essensiell prosess for å fremstille et korrekt momentdiagram.

$$M_A = M_B = \frac{Fab^2}{L^2} + \frac{Fa^2b}{L^2} \quad (13)$$

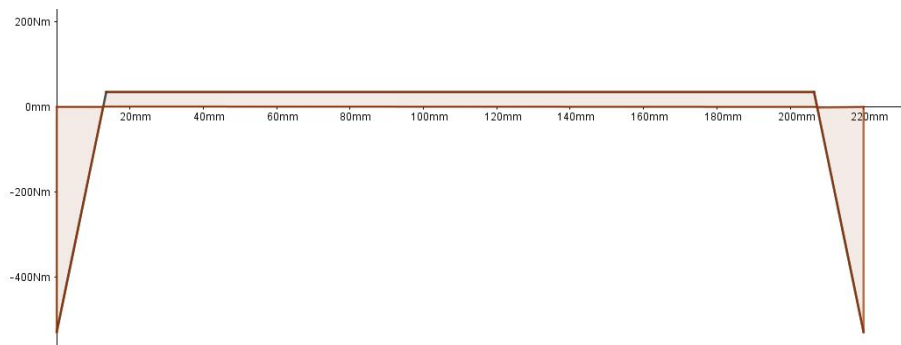


Figur 55: Reelt skjærkraftdiagram for bærende aksling.

Arealet under skjærkraftsgrafene angir hvor stort momentet er i spesifikke punkter. Dette er nyttig når en skal lage momentdiagram for unike krafttilfeller. Grunnflaten på skjærkraft anvist i figur 55 er 13,5 mm, og momentet i punktet blir:

$$M(13,5) = Q_{max} \cdot a = 41,7\text{kN} \cdot 13,5 \text{ mm} \approx 564 \text{ kNmm}.$$

For fremstilling av momentdiagram må $M(13,5)$ subtraheres fra M_A (tilsvarende gjøres på motsatt side) og endelig momentdiagram for bærende aksling blir som anvist på figur 56. Ved $x = 0$ vil momentet påføre strekk på oversiden av akslingen og av denne grunn være negativ. Verdien for moment i punkt 0 er -528 Nm og i punkt 13,5 er momentet 35 kN (positivt grunnet strekk påført på undersiden av aksel).

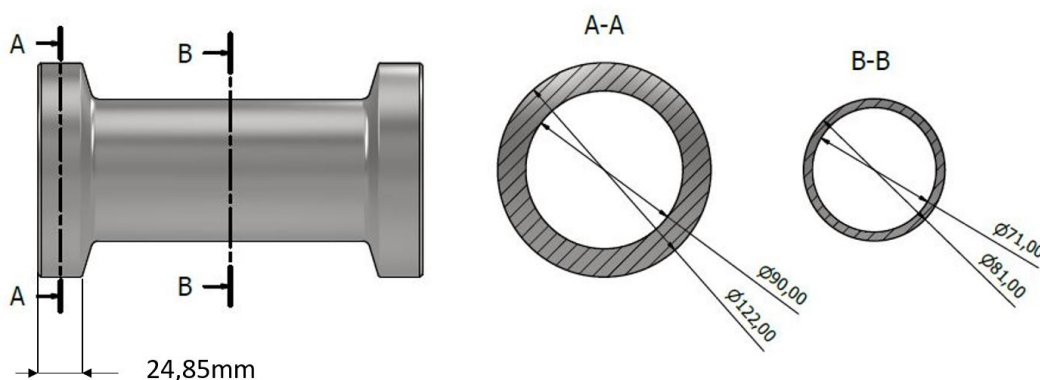


Figur 56: Reelt momentdiagram for bærende aksling.

12.1.3 Opp tredende spenninger

På bakgrunn av momentdiagrammet kan det lages et matematisk uttrykk for funksjonen som utgjør momentet på rull. Dette er gunstig for å kalkulere den jevnførende spenningen i seksjonene med endring av tverrsnitt.

Generelt for en andregradsfunksjon er at den kan uttrykkes på formen $f(x) = ax^2 + bx + c$ som tilsvarende $f(x) = a(x - x_0)(x - x_1)$, der a er stigningstallet og x_0 og x_1 utgjør nullpunktene til grafen. Ved lagerets plassering i begge ender vil momentet være null, noe som betyr at $x_0 = 0$ og $x_1 = 220$. Samtidig vil funksjonen ha sin ekstremalverdi i punkt 110, grunnet den jevnt fordelte lasten. Samtidig kan en avdekke ekstremalverdi for moment, ved å se hvor grafen i skjærkraftdiagrammet krysser horisontal akse. Ved å sette inn det maksimale momentet (i Nmm) som funksjonsverdi og 110mm for x blir stigningstallet ca. $-189,545$. Funksjonen for momentet blir da $f(x) = M(x) = -\frac{2085}{11}(x^2 - 220x)$ for grenseverdier $[0 \leq x \leq 220]$.



Figur 57: Ulike tverrsnitt i rull.

Den jevnførende spenningen beregnes ved å bruke formel 14, der σ kan bestå av både strekk- og trykkspenning og for τ både skjær- og torsjonsspenning. For å legge sammen spenningene brukes superisjonsprinsippet. For lasttilfellet på rull vil det oppstå bøyespenning og skjærspenning.

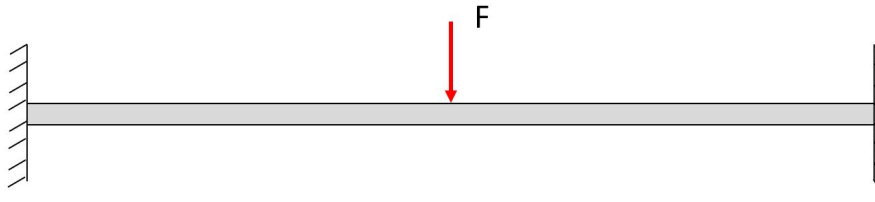
$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \tag{14}$$

Snitt	Tverrsnitt	Tverrsnittsmodul	Moment	$\sigma_{bøy}$	$\tau_{skjær}$	σ_{jf}
A-A	5328 mm ²	125 473 mm ³	919 196 Nmm	7 MPa	16 MPa	28 MPa
B-B	1194 mm ²	21 374 mm ³	2 293 500 Nmm	107 MPa	70 MPa	162 MPa

Tabell 4: Jevnførende spenning i rullensnitt.

Ved beregning av den jevnførende spenningen i akslingen forenkles kraftsituasjonen ved å omgjøre den utbredte lasten til en skjærkraft og la den virke normalt i midten av akslingen sin lengderetning. Grunnet skjærkraften vil det oppstå både skjærspenning og bøyespenning. Denne forenklingen kan gjøres da nevnt tilfelle vil skape større spenninger enn det reelle tilfellet.

For tilfellet illustrert i figur 58 vil kraften F tilsvare 83 kN (tyngden til 17 tonn fordelt på to ruller). Avstanden mellom fast innspente ender er 224 mm og maksimal verdi for moment beregnes ved bruk av formel 15.

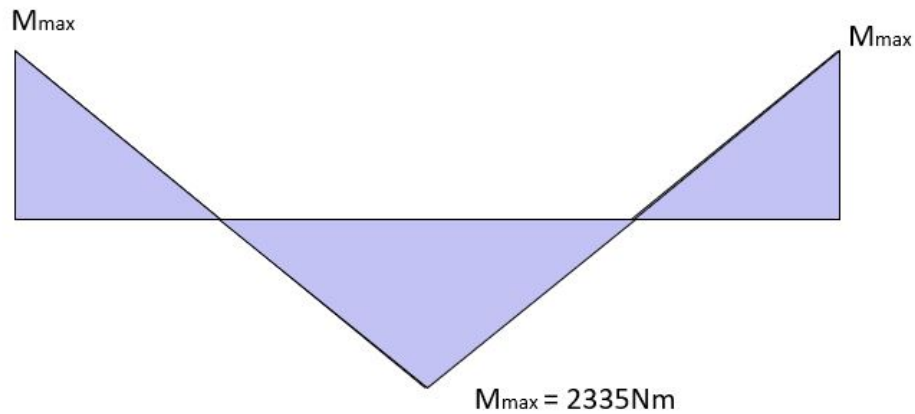


Figur 58: Forenklet lasttilfelle for bærende aksling illustrert.

$$M_{max} = \frac{Fl}{8} \quad (15)$$

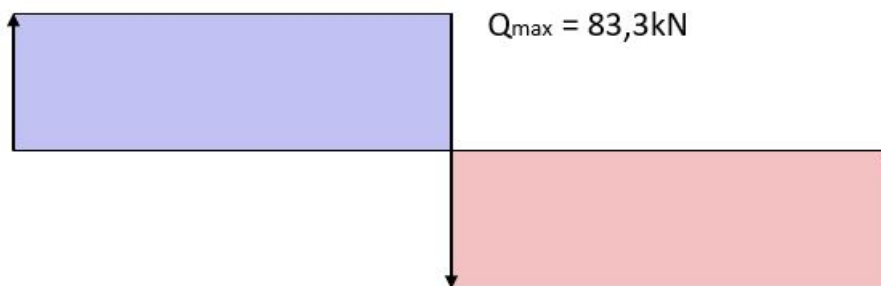
Grunnet symmetri i krafttilfelle vil F_A og F_B som oppstår i de fast innsente endene kunne kalkuleres ved formel 16.

$$F_A = F_B = Q_{max} = \frac{F}{2} \quad (16)$$

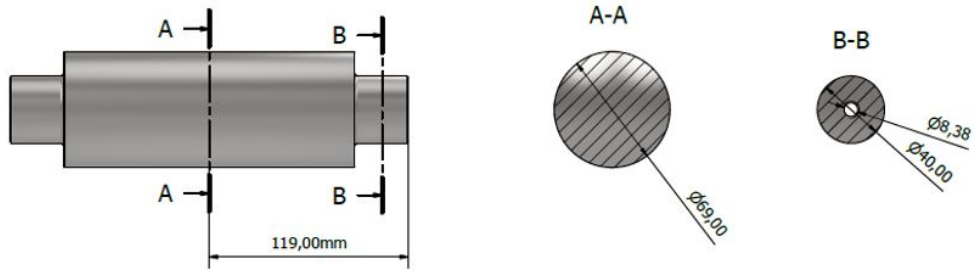


Figur 59: Forenkling av momentdiagram for bærende aksling.

Som anvist i figur 59 vil det oppstå størst moment midt på lengderetningen, samt i innfestningene.



Figur 60: Forenkling av skjærkraftdiagram for bærende aksling.



Figur 61: Ulike tverrsnitt for bærende aksling.

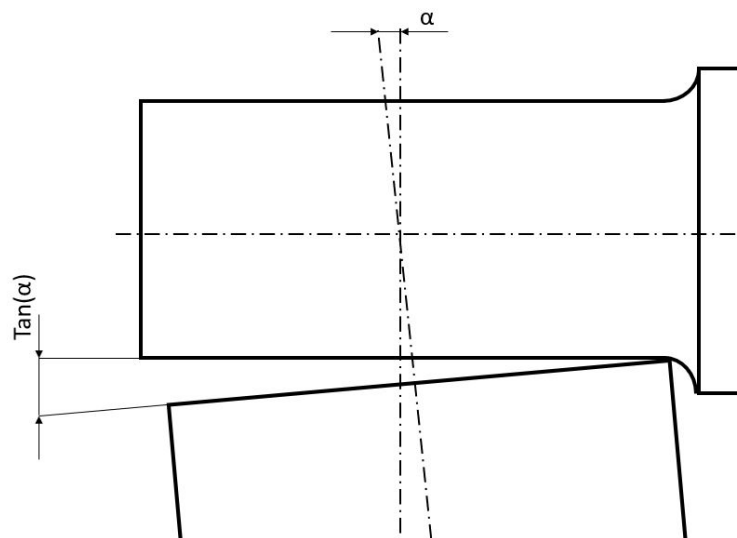
Snitt	Tverrsnitt	Tverrsnittsmodul	Moment	σ_b	τ_s	σ_{jf}
A-A	3739 mm ²	32 251 mm ³	2335 Nm	72 MPa	22 MPa	82 MPa
B-B	1201 mm ²	6271 mm ³	2335 Nm	372 MPa	69 MPa	391 MPa

Tabell 5: Jevnførende spenninger i bæreakselsnitt.

Både rull og aksling får jevnførende spenninger mindre enn S124M sin flytegrense på 620 MPa. Materialvalg og dimensjoner kan av denne grunn brukes videre.

12.1.4 Nedbøying

På grunnlag av den maksimale lasten påført slepeblokken, er det essensielt å beregne nedbøying til inngående komponenter. I følge boken Konstruksjonselementer (s.319) [31] er det erfart at nedbøying på en jevnt belastet aksling ikke må overstige $\frac{1}{3}$ mm per m aksellengde, som tilsvarer at $f/l \leq 1/3000$. Samtidig stilles det krav til helningen på den elastiske linjen, som ikke kan være over 1:1000 ved lageret, altså at $\tan(\alpha) < 0,001$. Dersom helningen overstiger nevnt verdi vil det oppstå ujevn belastning og kantpress. Formler og teori brukt i beregninger er hentet fra boken Konstruksjonselementer [31].



Figur 62: Illustrasjon av skjevstilling.

For å beregne nedbøying i rull tas det i bruk formel 17:

$$f = \frac{5}{384} \frac{Fl^3}{EI} \quad (17)$$

Videre kan helningen på den elastiske linjen finnes ved formel 18:

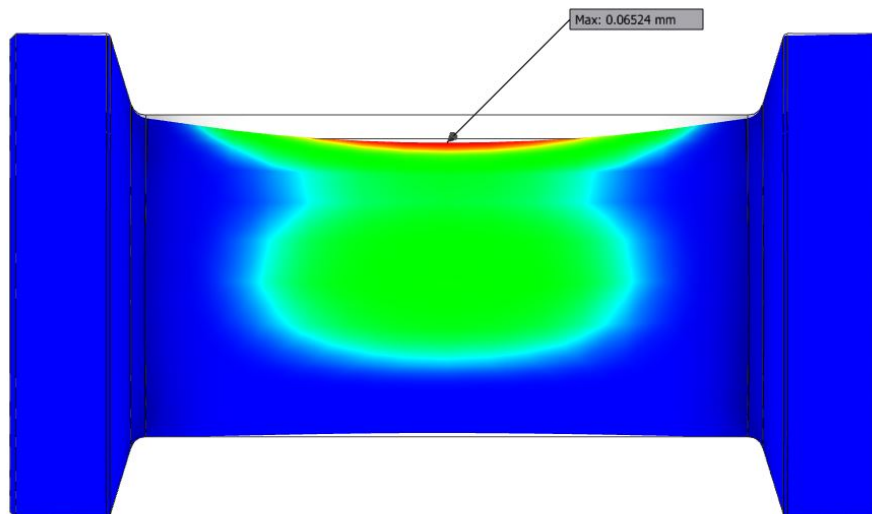
$$\tan(\alpha) = \frac{1}{24} \frac{Fl^3}{EI} = 3,2 \cdot \frac{f}{l} \quad (18)$$

Se tabell 6 for kalkulererte nedbøyingsverdier til rull.

Navn	Symbol	Verdi
Nedbøying	f	0,0668 mm
Helning	$\tan(\alpha)$	0,00097°
–	$\frac{f}{l}$	0,0003

Tabell 6: Nedbøyingsverdier for rull.

Resultatet ble kontrollert ved å sammenligne kalkulert nedbøyingsverdi med fremstilt verdi i Autodesk Inventor sitt styrkeberegningsprogram. Begge metodene gir tilnærmet samme verdi (se fig. 63). Begge verdier oppfyller kravene om maksimal nedbøying og nedbøyingsvinkel.



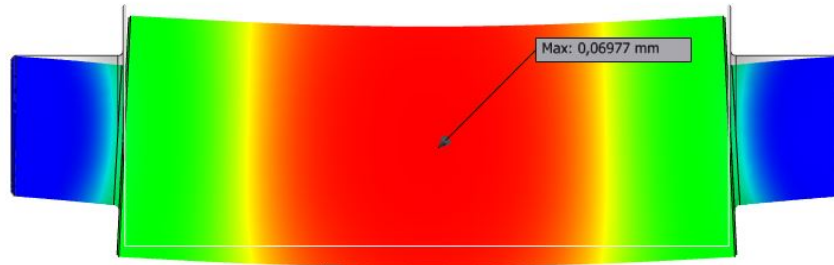
Figur 63: Nedbøyingsanalyse av rull i Autodesk Inventor (50% økning av visuell nedbøying).

For den bærende akslingen inne i rullen vil nedbøying regnes med samme kraftbilde som rull, da dette vil være mer gunstig å regne på samtidig som tilfellet er mer konservativt enn det faktisk tilfellet. Se tabell 7 for kalkulererte nedbøyingsverdier til bærende aksling.

Nedbøying vist i 64 har tilsvarende samme nedbøying som kalkulert verdi i tabell 7. Til tross av en noe større verdi presentert i Inventor, oppfyller begge verdiene kravet for maksimal nedbøying og nedbøyingsvinkel.

Navn	Symbol	Verdi
Nedbøyning	f	0,0658 mm
Helning	$\tan(\alpha)$	0,00088°
–	$\frac{f}{l}$	0,000276

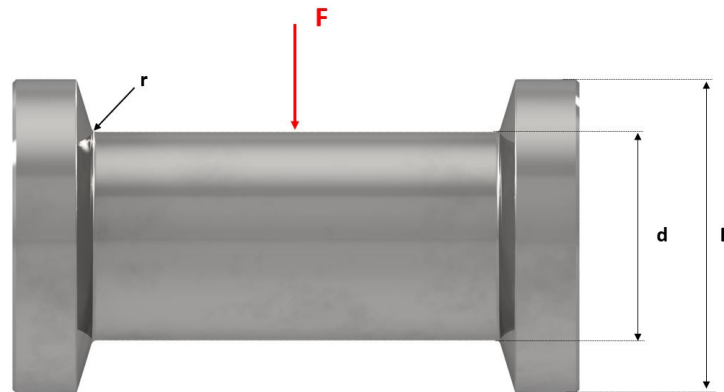
Tabell 7: Nedbøyingsverdier for bærende aksling i rull.



Figur 64: Nedbøyingsanalyse av bærende aksling i Autodesk Inventor (50% økning av visuell nedbøyning).

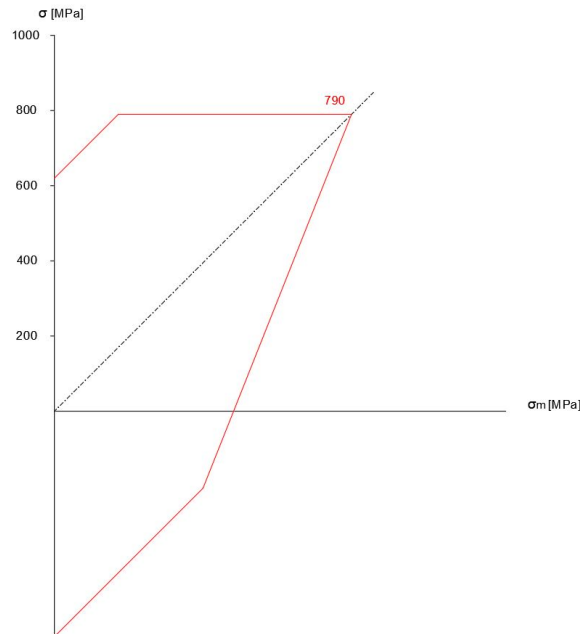
12.1.5 Utmatting i ruller

De nedre rullene vil kunne oppleve kjervvirkning i overgang til den koniske seksjonen på endestykkene, da det vil være en endring av tverrsnitt. Kraftbildet forenkles ved at den jevnt fordelte lasten fra torus fungerer som en punktlast midt på rullen. Kraften vil stå ortogonalt på lengderetningen og forårsake et moment som må tas hensyn til i beregninger av bøyespennning og den endelige ekvivalente amplitudespenningen σ_{ea} . Da lasttilfellet er statisk basert, vil middelspenningen σ_m være null. Teori og fagstoff omhandlende kjervvirkning er hentet fra boken Maskindeler 1 [36].



Figur 65: Kjerv i avtrapning på rull.

For å kunne fremlegge de kalkulerte grenseverdiene for belastning er det gunstig å lage et «Smith-diagram». Se figur 66 for Smith-diagram gjeldende for materialet S124M.



Figur 66: Smith-diagram for S124M.

Videre må det regnes ut grunnlag for ekvivalent amplitudespenning og samlet reduksjonsfaktor til reduksjon av Smith-diagram. Ekvivalent middelspenning σ_{em} settes lik null, da dimensjonerende krafttilfelle ansees som statisk i dette tilfellet. Verdier for dimensjonsfaktor b_1 og overflatefaktor b_2 finnes ved bruk av tabell. For overflatefaktoren er det valgt verdier tilhørende graf for findreid overflate. For fiberretningsfaktor b_3 velges verdi anbefalt for høyfast og herdet stål. Se tabell 8 for nevnte faktorer sine verdier.

Navn	Symbol	Verdi
Dimensjonsfaktor	b_1	0,8
Overflatefaktor	b_2	0,94
Fiberretningsfaktor	b_3	0,75

Tabell 8: Reduksjonsfaktorer for nedre rull.

Samlet reduksjonsfaktor finner man ved å multiplisere de ulike faktorene ($b_1 \cdot b_2 \cdot b_3$). I gitt tilfelle blir samlet reduksjonsfaktor 0,564.

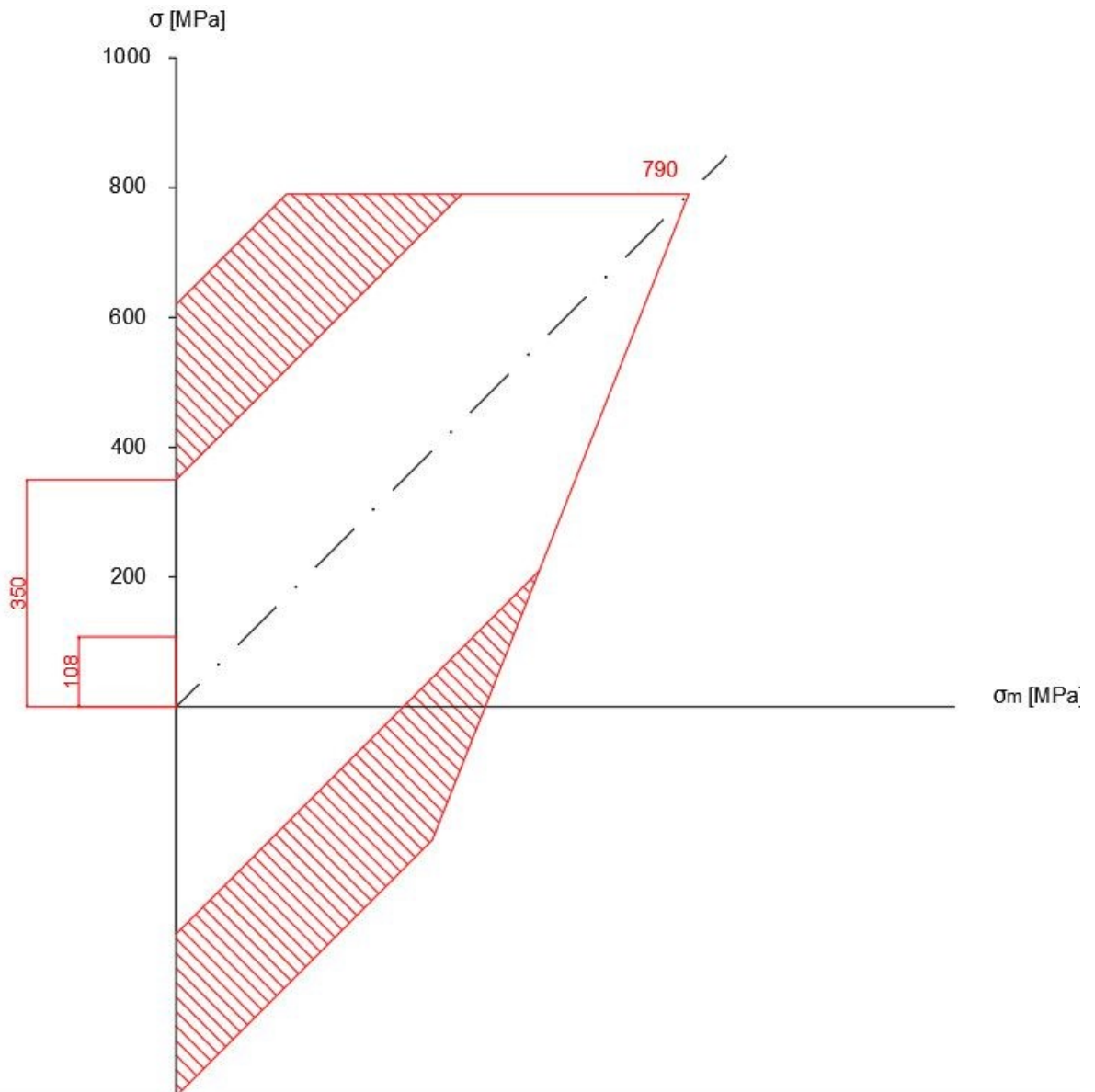
For å finne kjervfaktor for bøyenspenning β_b er det nødvendig å få verdier på formfaktor α_b/K_t og kjervfølsomhetsfaktor η . Formfaktor velges fra diagram utifra horisontal akse som utgjør radius på avfasing dividert på minste tverrsnittsdiameter (r/d) opp til funksjonen med tilsvarende forhold mellom største tverrsnittsdiameter dividert med minste (D/d). Kjervfølsomhetsfaktoren kan og finnes ved å bruke diagram der radius på avfasing utgjør horisontal akse, videre lager man et ortogonalt linjestykke som skal skjære funksjonen med tilsvarende verdi som aktuelt material sin flytegrense. Avdekkede verdier kan plasseres inn i formel 19 for å finne kjervfaktoren.

$$\beta_b = 1 + \eta \cdot (\alpha_b - 1) \tag{19}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{(\beta_b \cdot \sigma_b)^2} \tag{20}$$

For rullene med en avfasingsradius på 4 mm, minste diameter på 81 mm og største diameter på 122 mm ble kalkulert kjervfaktor $\beta_b = 1,93$. Den ekvivalente amplitudespenningen ble regnet ut ved bruk av formel 20 og resulterte i en spenning på 108 MPa.

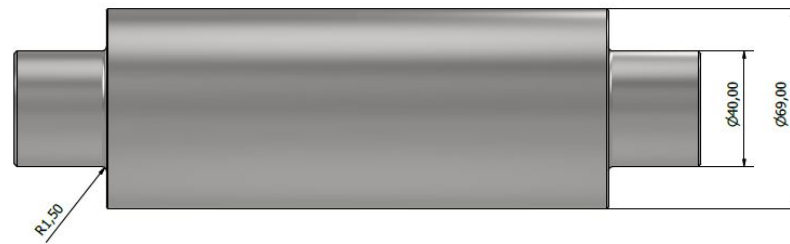
For å se om ekvivalent amplitudespenning er akseptabel i henhold til materialvalget, må den samlede reduksjonsfaktoren benyttes til å redusere det opprinnelige Smith-diagrammet. Tilsvarende med verdi for Hertzsk kontaktspenning anses det som unødvendig med en sikkerhetsfaktor, men verdier kan allikevel ikke overgå grensen for tillatt amplitudespenning.



Figur 67: Redusert Smith-diagram for kjervvirkning i rull.

Figur 67 viser at den ekvivalente amplitudespenningen ikke overgår tillatt spenning, og kjervpåvirkende verdier og dimensjoner kan av denne grunn beholdes.

12.1.6 Utmatting i aksling



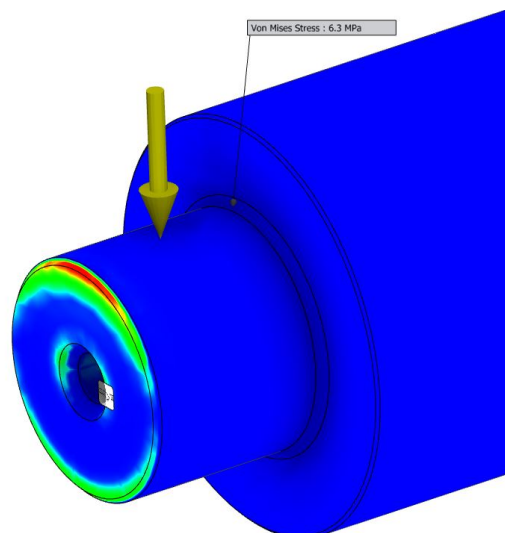
Figur 68: Kjerv i bærende aksling.

Kjerv i bærende aksling blir kalkulert med samme fremgangsmetode som i delkapittel 12.1.5.

Navn	Symbol	Verdi
Dimensjonsfaktor	b_1	0,8
Overflatefaktor	b_2	0,95
Fiberretningsfaktor	b_3	0,75

Tabell 9: Reduksjonsfaktorer for bærende aksling.

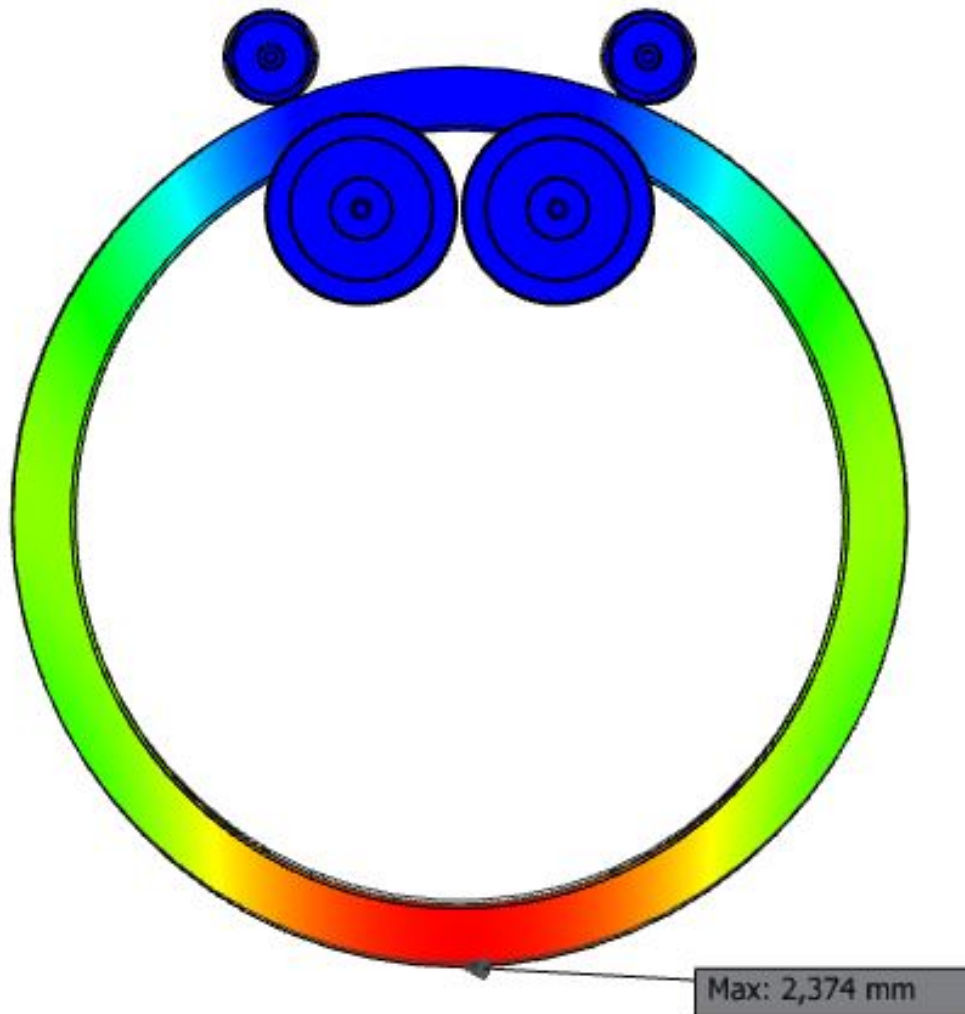
Samlet reduksjonsfaktor settes lik 0,57 og kjervfaktor β_b kalkuleres til å bli 2,04. Krafttilfellet anvist i figur 58 vil være for konservativt i kjervberegninger og føre til en ekvivalent amplitudespenning som overgår tillatt amplitudespenning. Det vil av denne benyttes det reelle krafttilfellet for bærende aksling (fig. 54) da dette vil gi best tilnærming på kjervvirkningen i aktuelt område. Avstand fra ytre konstruksjon til område med kjerv er på 25 mm og ved grafisk tilnærming finner en momentet til å være 35 000 Nmm. Dette resulterer i et bøyemoment på ca. 6 MPa. Den ekvivalente amplitudespenningen blir da omlag 12 MPa. Skulle en brukt det forenklede krafttilfellet (fig.58) til kjervberegninger, ville ekvivalent amplitudespenning vært 414 MPa i samme område. Kontroll av spenning vises på figur 69, der kraftvektoren er av formen «Bearing Load» og utgjør 41,7 kN.



Figur 69: Von Mises spenning simulert i Inventor for bærende aksling i kjervområde.

12.1.7 Nedbøying av torus

Ved bruk av Inventor sin spenningsanalyse er det beregnet nedbøying av en torus tilsvarende den reelle torusen. For å unngå at analysen blir for omfattende, består den kun av komponenter inngående i ruller og en komplett torus. Det er påført en «Bearing Load» på 17 tonn i vertikal retning på torus, og rullekomponenter er tilknyttet på en tilsvarende måte som forhindrer bevegelse. Total vertikal deformasjon for torus er kalkulert til om lag 2,4 mm ved laveste punkt (se fig. 70). Det ble utført manuelle beregninger for deformasjon av torus i henhold til relevante formler fra boken Roark's Formulas for Stress & Strain (s.265) [37], men grunnet tvetydige resultater ansees simulert verdi som et mer plausibelt resultat. I den ordentlige konstruksjonen vil ikke torusen være en komplett ring da selve slepeblokken skal kunne monteres på, noe som betyr at den reelle nedbøyingen vil være mindre enn simulert nedbøying.

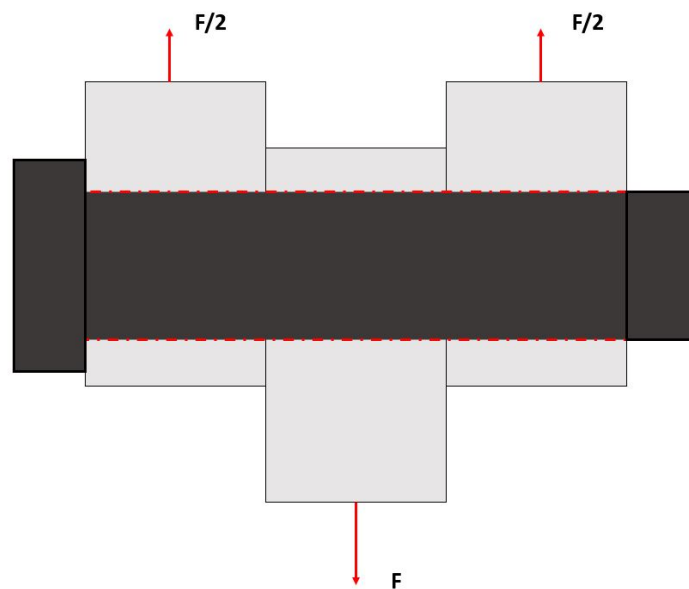


Figur 70: Simulert i Inventor, nedbøying av torus.

12.1.8 Boltforbindelse i torus

Boltforbindelse som tillater sammenkopling mellom ulike segmenter i torus og slepeblokk utsettes for både strekk- og bøyespenninger, og grunnet kompleksiteten til konstruksjonen utføres det simuleringer for å avdekke spenningene. Med omhu til torusen sin indre og ytre diameter, vil maksimal boltstørrelse tilsvare en M20. Bolten må tilpasses slik at gjenget tverrsnitt ikke bærer flatetrykk, da det vil oppstå større skjærspenninger. Eksempelvis kan bolter med standard DIN 610 brukes til sammenkoplingen.

Simulering i Inventor gir tvetydige resultater for Von Mises spenning i bolt. Ved fullført analyse oppstår det singulariteter, som i seg selv ikke gir et realistisk spenningsbilde. Dette kan skyldes mindre egnede randbetingelser under oppsett. Det er forsøkt å simulere kraftbildet ved ulike tilnærminger, men grunnet større differanser for spenning kan ikke analysene ansees som akseptable.



Figur 71: Forenkling av lasttilfelle for bolt i torus.

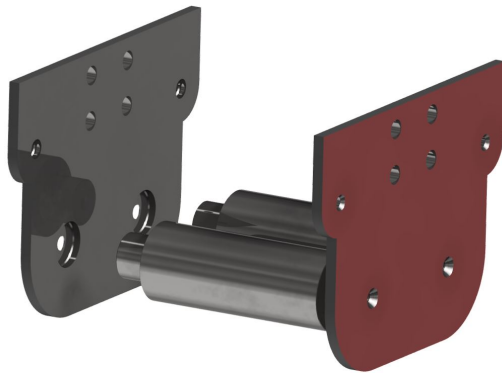
Ved manuell beregning forenkles spenningssituasjonen slik at det tilsies at bolten kun vil oppleve skjærspenning. Ved en kraft (F) som tilsvarer 8,5 tonn vil bolten oppleve en jevnførende spenning på $\sigma_{jf} = 590$ MPa grunnet skjærkraften.

12.2 Rullehus og opplagring

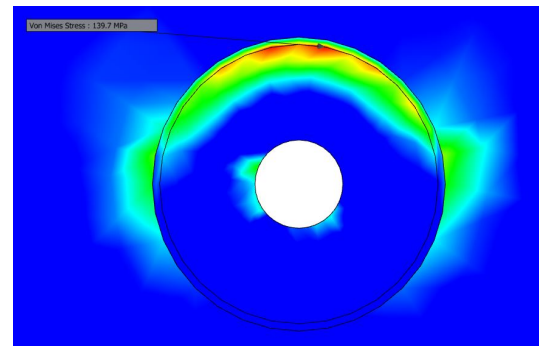
12.2.1 Materialvalg

Materialet for rullehuset er bestemt til å være AISI 316L med god verdi for flytegrense i henhold til opplevde spenninger samt meget god korrosjonsbestandighet [35]. Prosentnivået av krom i materialoppbygningen forhindrer korrosjon ved eventuelle salt- og/eller vannansamlinger i konstruksjonen.

12.2.2 Flatetrykk mellom bærende aksel og nav



(a) Bærende aksling og ytre konstruksjon.



(b) Simulert i Inventor, flatetrykk i nav.

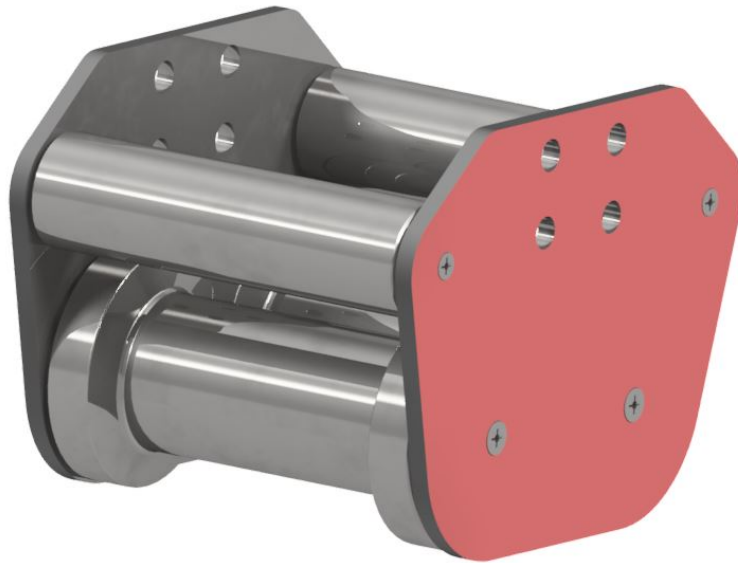
Figur 72: Flatetrykk mellom aksel og nav i rullehus.

Ved simulering i Inventor er det kalkulert et flatetrykk i øvre del av nav i rullehuset. Lasttilfellet som er brukt i simulering tilsvarer lasttilfellet anvist i figur 54. Momentet i endene regnet ut i nevnt lasttilfelle er på 528 Nm og dybden på navet er 7 mm. Diameter på aksel og nav er 40 mm. Ved manuell beregning av flatetrykk ved formel 21, resulterer dette i et trykk $p = 150$ MPa. I formelen settes den statiske friksjonskoeffesienten μ lik 0,2 [31].

$$p = \frac{M}{\frac{\pi}{2} \cdot d^2 \cdot L \cdot \mu} \quad (21)$$

Verdier for spenning i rullehus sitt nav vil ikke overgå materialet sin flytegrense, og er av denne grunn akseptabel i henhold til konstruksjonen. Det blir ikke kalkulert flatetrykk mellom øvre bærende aksling og nav da aktuelle ruller ikke skal motstå konstante krefter fra torus, men heller forsikre konstant kontakt med nedre ruller.

12.2.3 Festeskruer til sammenkopling av rullehus i bærende akslinger



Figur 73: Sammenkopling mellom ruller, akslinger og rullehus.



Figur 74: Demontert rullehus.

Festeskrue i figur 74 vil kun forårsake klem mellom rullehus og bærende akslinger. Grunnet utformingen i konstruksjonen som innebærer kraftoverføring mellom aksel og nav, burde ikke festeskruer oppleve skjærspenning påført av eksterne faktorer.

12.2.4 Opplagring av rullehus



Figur 75: Boltforbindelse mellom opplagring og rullehus.

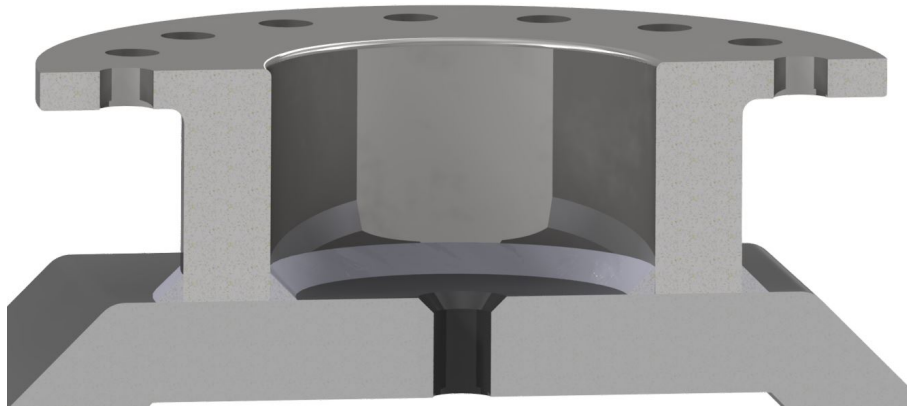
Som vist i figur 75 koples opplagring og rullehus sammen ved bruk av åtte boltforbindelse av typen M16. Kraftsituasjonen som boltene utsettes for er forhåndsvis lik kraftbildet for bolter i torus (fig. 71), og av denne grunn bør ikke bolt sitt gjengede parti bidra til fordeling av skjærkraft. Lasten på 17 tonn fordeles over hver bolt og medfører en lastkraft på ca. 21 kN per bolt. Ved utregning av jevnførende spenning i bolt bestemmes smørefaktor k til å være 0,2, forholdstallet δ_1/δ_2 settes til 3 og det regnes med en utførelse uten pakning. Kalkulert tiltrekningmoment M_T blir 100 Nm. Med anbefalt forspenning og tiltrekningmoment i henhold til Tingstad [38], vil den jevnførende spenningen i bolten bli 633 MPa, og for en bolt med fasthetsklasse 8.8 vil sikkerhetsen mot flyt bli 1,01.

Ved en tilsvarende forbindelse er det viktig å kontrollere hulltrykkspenningen som kan forårsake deformasjon i godset. Se formel 22 for beregning av hullflatetrykk mellom bolt/mutter og gods. Formel for hullflatetrykk og relevant data er her hentet fra Konstruksjonselementer (s.104) [31].

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_h^2)} \quad (22)$$

Hullflatetrykket p mellom bolt/mutter og gods kalkuleres til en verdi på 166 MPa. Materialet AISI 316L har en Brinell hardhet på maksimalt 200 HB [35], og i henhold til tabell for største tillatte flatetrykk er opplevd flatetrykket en akseptabel verdi.

12.2.5 Sveiseforbindelse mellom flens og opplagring

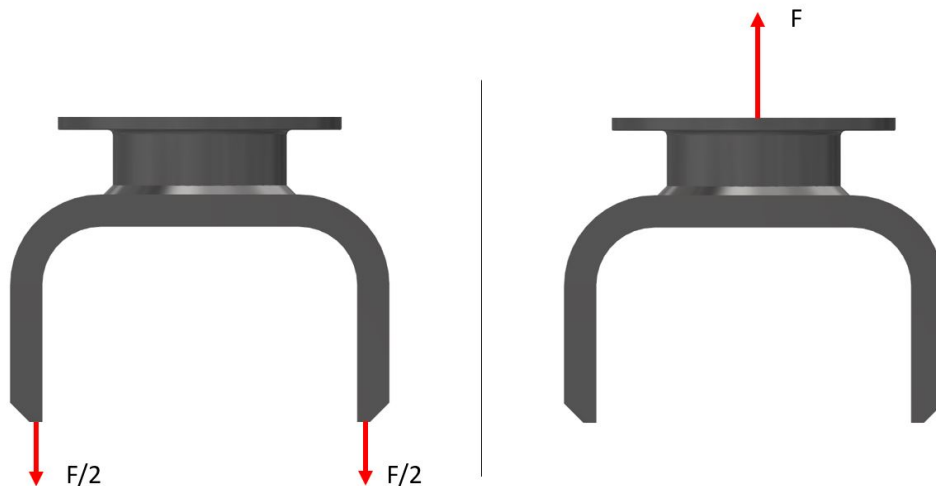


Figur 76: Halvsnitt: Utvendig og innvendig kilsveiseforbindelse mellom flens og opplagring.

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{2}} \quad (23)$$

Kilsveis som forbinder opplagring med flens utsettes for ren strekkbelastning tilsvarende 17 tonn. Innvendig og utvendig sveis sitt samlede kraftpåkjennte areal er på ca. 3800 mm² ved et a-mål på 5 mm, og σ_s kalkuleres til 44 MPa. Ved å dekomponere kraften 23 om til σ_{\perp} og τ_{\perp} vil den jevnførende spenningen i sveisen bli 63 MPa.

Kraftbildet for kilsveis kan ansees som ren strekkbelastning da opplagringen sine dimensjoner ikke vil medføre merbar nedbøyning på sveiseflaten.

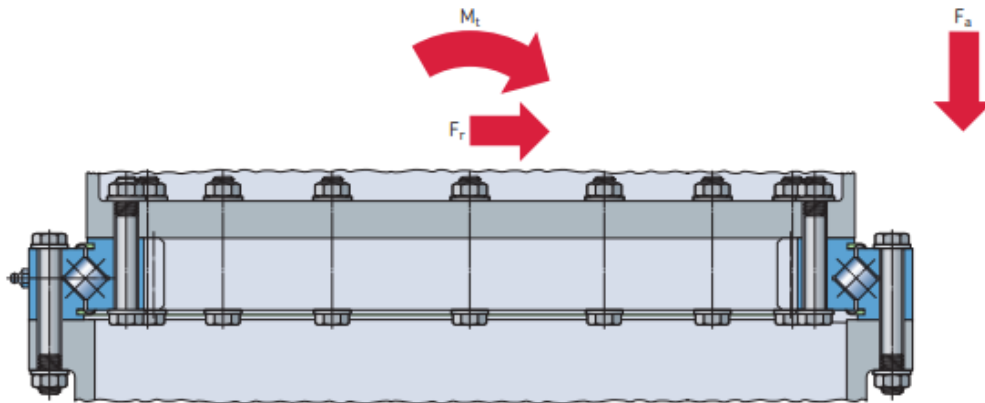


Figur 77: Kraftoverføring fra opplagring til flens.

12.3 Svingkrans

12.3.1 Valg av svingkrans

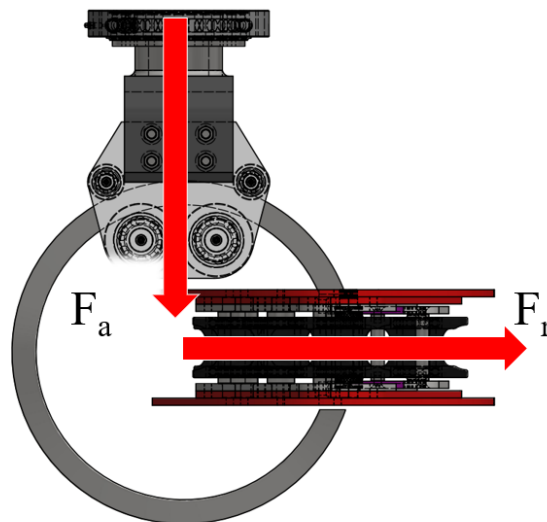
Svingkransen må tilfredsstillte både kravet om 17 tonn (166,7 kN) i vertikal retning, og må tåle påført bøyemoment.



Figur 78: Halvsnitt av svingkrans og aktuelle krefter [32]

Som illustrert fra figur 78 må det tas hensyn til momentet M_t , radiell kraft F_r og aksialkraft F_a .

I kapittel 10.3.3 ble kraften F_s som overføres fra streamerkabelen til slepeblokken estimert til å være 2,5 kN. Figur 79 viser et tilfelle hvor kabelens kraft F_s kun vil overføres til slepeblokken i form av en radiell kraft F_r og dermed skape maksimalt moment M_t i svingkransen. Samtidig opptrer den aksielle kraften F_a i vertikal retning.



Figur 79: Radial- og aksialkraft

F_r gir her et momentet i svingkransen $M_t = 1,44$ kNm. Avstanden som er benyttet er fra svingkransens senter til kabelens senter, som utgjør 0,577 m. For F_a inngår slepeblokken- og kabelens egenvekt og utgjør 10,8 kN, men det blir valgt å benytte en verdi på $F_a = 166,7$ kN for å tilfredsstillte kravet om 17 tonn.

For F_a er sikkerhet allerede tatt hensyn til. For F_r og M_t brukes en sikkerhet på 3 samt en dynamisk faktor på 1,3.

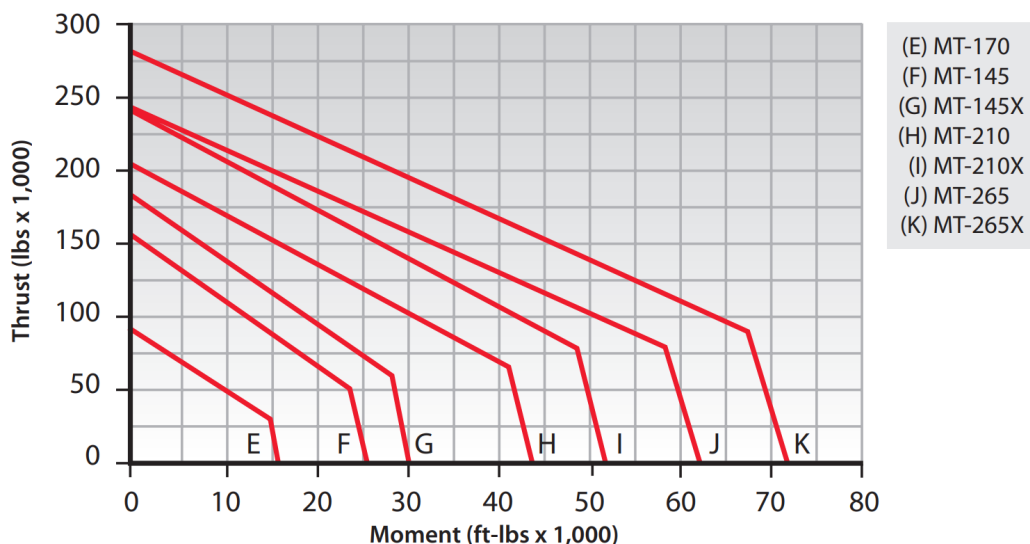
Kaydon Bearings, leverandør av svingkranser, anbefaler også å ta i bruk en Service Faktor (SF). Denne velges fra tabell (vedlegg A.14) ut ifra hva som best beskriver bruksområdet. Her er det besluttet å være konservativ da ingen av eksemplene var tilstrekkelig lik dette bruksområdet, og høyeste service faktor på 1,5 er derfor benyttet på M_t , F_a og F_r .

Tabellen under viser en oversikt over de ulike verdiene med og uten sikkerhet.

Kraftkomponent	Verdi	Konvertert	m/Sikkerhet	m/Service faktor
M_t	1440 Nm	1062 ft-lbs	4566 ft-lbs	6850 ft-lbs
F_a	166 770 N	37 491 lbs	-	56 237 lbs
F_r	2500 N	562 lbs	2417 lbs	3625 lbs

Tabell 10: Krefter, sikkerhetsfaktor og konvertering av enhet

Figur 80 fra Kaydon Bearings Catalog 390 (s. 68) [33] er benyttet for å velge passende størrelse. Skjæringspunktet til y-komponenten F_a og x-komponenten M_t må ligge under kurven til den valgte svingkransen. I dette tilfellet er MT-145 tilstrekkelig. Denne har en oppgitt «Moment rating» $C_{rm} = 35,3$ kNm, en vesentlig høyere verdi enn det er anslått å kunne oppstå.



Figur 80: Lastdiagram for ulike størrelser av svingkrans [33].

Selv om svingkransen er dimensjonert til å tåle $F_a = 166,7$ kN og et moment på 35,3 kNm, vil største tillatte bøyemoment i realiteten være betydelig lavere. Den begrensende faktoren vil være forholdet mellom F_r/F_a som ifølge SKF ikke bør overskride 0,6 [32]. Eksempelvis, i et tilfelle som i figur 79 vil F_a i realiteten kun bestå av slepeblokkens- og kabelens egenvekt som tilsvarer 10,8 kN. Da blir største tillat radiell kraft $F_r = 0,6 \cdot 10,8$ kN = 6,5 kN, som skaper et moment på 3,7 kNm.

12.3.2 Skrueregning

Symbol	Betydning	Enhet
F_0	Forspenning	N
F	Ytre last	N
F_L	Skruelast	N
F_{tot}	Total skruelast	N
n	Antall skruer	-
k	Smørefaktor	-
M_T	Tiltrekkingsmoment	Nm
M_v	Moment grunnet friksjon i mutter og underlag	Nm
A_s	Spenningsareal	mm ²
d_s	Spenningsdiameter	mm
D	Største diameter (Flatetrykk)	mm
d	Minste diameter (Flatetrykk)	mm
p	Flatetrykk	MPa

Tabell 11: Symboler relatert til skrueregninger.

Boltene som brukes til svingkransen skal være M12 av klasse 10.9 med flytegrense på 940 MPa. MTO-145 har hulldiameter på 0,562" (14,28 mm) og er ikke opprinnelig utformet for metriske skruer, men gir en toleranse mellom «medium» og «coarse» i henhold til ISO 273:1979. Det må undersøkes om skruene tåler en ytre last $F = 166,7$ kN. Først finnes individuell skruelast ved å dividere ytre last F på antall skruer $n = 16$, som gir en skruelast F_L på 10,4 kN. Deretter beregnes det hvor stor kraft hver skrue må forspennes med. Avhengig av hvilken utførelse tetningen har påføres skruelasten F_L en tilleggsfaktor for å finne forspenningen F_0 (Se tabell 12). I dette tilfellet brukes ingen pakning, da blir $F_0 = 15,6$ kN.

Utførelse	Tilleggsfaktor (Uthevet)
Med myk pakning	$F_0 = F_L$
Med hard pakning	$F_0 = 1,3 \cdot F_L$
Uten pakning	$F_0 = 1,5 \cdot F_L$

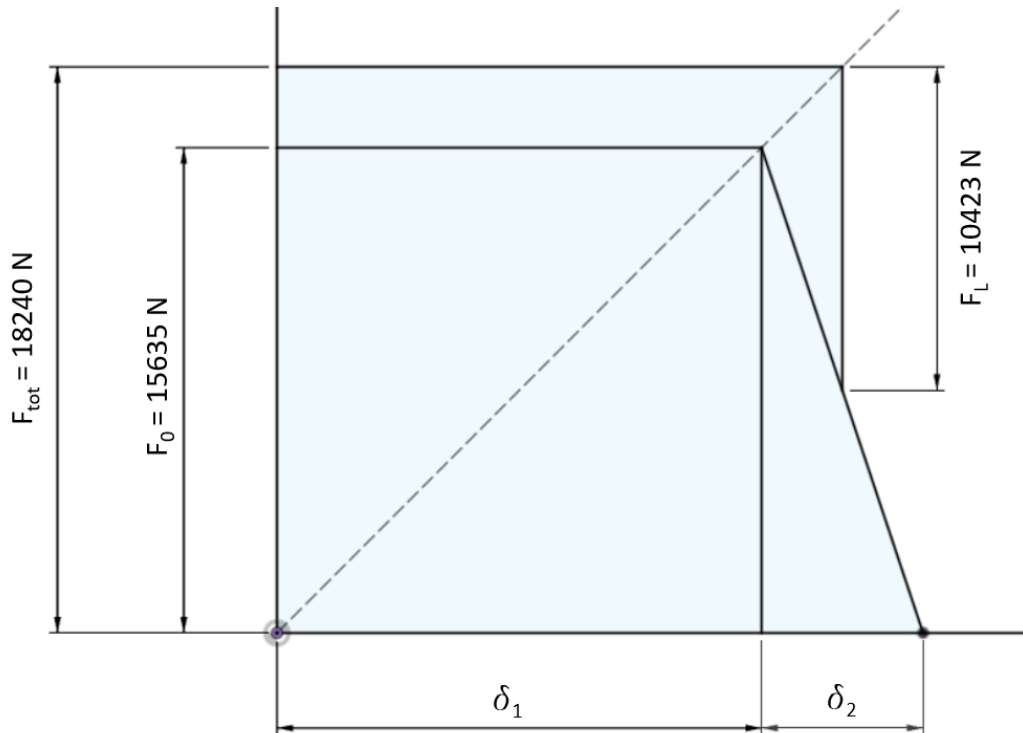
Tabell 12: Tilleggsfaktorer for forspenning fra Konstruksjonselementer (s. 89) [31].

Videre kan totallasten F_{tot} finnes på flere måter. Grafiske verktøy slik som AutoCAD kan benyttes for å få svært nøyaktige verdier ved å tegne et skruediagram som illustrert i figur 81.

Forspenning F_0 og skruelast F_L må være kjent, δ_1 kan settes lik F_0 og en hjelpelinje trekkes fra origo gjennom skjæringspunktet. Samtidig må forholdet mellom δ_1 og δ_2 være gjort rede for. Verdiene for δ avhenger av stivheten til underlag og skrue som kan være krevende å finne, derfor brukes gjerne erfaringsverdier for δ_1/δ_2 . Tabell 13 viser verdier for ulike utførelser. I dette tilfellet velges utførelsen «Uten pakning, normal flens», med et forholdstall på 3. Denne metoden gir en verdi for totallast $F_{tot} = 18,24$ kN.

Alternativt kan totallasten F_0 også regnes ut direkte ved hjelp av formel 24.

$$F_{tot} = F_0 + \frac{F_L}{1 + \frac{\delta_1}{\delta_2}} \quad (24)$$



Figur 81: Skruediagram for M12 10.9 til svingkrans

Utførelse	Forholdstall δ_1/δ_2
Med myk pakning	0,5 - 1
Med hard pakning	1 - 2
Uten pakning, normal flens	2 - 3
Uten pakning, tykk flens	4 - 10

Tabell 13: Erfaringsverdier for δ_1/δ_2 - Fra vedlegg A.9

Nødvendig tiltrekkingsmoment M_T for å oppnå ønsket forspenning kan finnes ved å bruke formel 25. Her er det benyttet en smørefaktor $k = 0,2$. Arealet A_s som benyttes i formel 26 for å finne spenningsdiameter d_s kan finnes i Verksted Håndboka (s.99) og gjelder for en M12 skrue $84,3 \text{ mm}^2$ [39]. Dette gir et tiltrekkingsmoment $M_T = 32,4 \text{ Nm}$.

$$M_T = k \cdot F_0 \cdot d_s \quad (25)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot A_s}{\pi}} \quad (26)$$

Tiltrekkingsmomentet M_T er forårsaket av flere faktorer. Tabell 14 viser prosentvis fordelingen de ulike faktorene har.

For å verifisere om skruen tåler den ytre lasten F_L , må den jevnførende spenningen σ_{jf} være under skruens flytegrense. Beregning av σ_{jf} avhenger av σ_s og τ_v (se formler 27-30). Strekkspenningen som opptrer i skruen σ_s beregnes ved å dividere F_{tot} på spenningsarealet A_s . Skjærspenningen τ_v beregnes ved å dividere moment forårsaket av friksjon mellom mutter og underlag M_v på skruens polare motstandsmoment W_p . Resulterende jevnførende spenning blir $\sigma_{jf} = 237 \text{ MPa}$.

Navn	Andel av M_T	Årsak
M_s	$0,1 \cdot M_T$	Gjengestigning
M_g	$0,5 \cdot M_T$	Gjengefriksjon
M_v	$0,4 \cdot M_T$	Friksjon mellom mutter og underlag

Tabell 14: Fordeling av tiltrekkingsmoment - Fra vedlegg A.9

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_v^2} \quad (27)$$

$$\sigma_s = \frac{F_{tot}}{A_s} \quad (28)$$

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_p} \quad (29)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_s^3}{16} \quad (30)$$

Med utregningsmetoden tatt i bruk over ble verdiene for tiltrekkingsmoment og forspenning vesentlig lavere enn anbefalte verdier i tabeller fra blant annet Tingstad [38] (se vedlegg A.16) og SKF [32] (se vedlegg A.15). Tabell 15 viser en sammenligning av de ulike verdiene. Brukes SKF's verdi for forspenning i de manuelle beregningene vil verdien for tiltrekkingsmoment samsvare med SKF sin oppgitte verdi. Kilden til avviket er knyttet til metoden som ble benyttet (tabell 12) for å finne forspenningen.

Kilde	Tiltrekkingsmoment	Forspenning	Jevnførende spenning
	M_T	F_0	σ_{jf}
Tingstad	121 Nm	54 kN	774 MPa
SKF	115 Nm	56 kN	785 MPa
Manuell beregning	32,4 Nm	15,6 kN	237 MPa

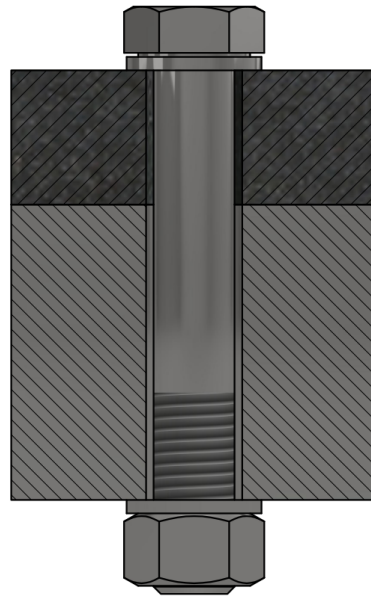
Tabell 15: Moment- og forspenningsverdier

Det er besluttet å benytte SKF sine verdier for moment og forspenning henholdsvis 115 Nm og 56 kN i videre beregninger, da disse er presentert i sammenheng med monteringsinstruksjoner for den aktuelle svingkransen. Med disse verdiene blir den jevnførende spenningen i skruen $\sigma_{jf} = 785$ MPa.

12.3.3 Flatetrykk

Det undersøkes også om trykket som oppstår i kontaktflaten mellom underlagsskive og svingkrans/flens overskrider noen av grenseverdier for maksimalt tillatt flatetrykk. Disse maksimale verdiene er hentet fra boken Konstruksjonselementer (s.104) [31] (se vedlegg A.17). Det er benyttet en M12 underlagsskive (ISO 7089:2000) under både skrue og mutter. Svingkransen er av C45E stål. Flens er av AISI 316L.

Formel 31 viser en generell fremgangsmåte når største diameter (D) og minste diameter (d) på kontaktflaten er kjent. Dimensjonene i tabell 16 er brukt i beregning, og resultatene er presentert i tabell 17. Se vedlegg A.7 for relevante beregninger.



Figur 82: Halvsnitt av svingkrans montert på flens med skrue, mutter og underlagsskive

$$p = \frac{4 \cdot F_{tot}}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (31)$$

Beskrivelse	Verdi
Største diameter skruehode	16,63 mm
Største diameter underlagsskive	24 mm
Minste diameter underlagsskive	13 mm
Diameter hull	14,28 mm

Tabell 16: Dimensjoner benyttet for å beregne flatetrykk

Komponent	Material	ISO-Standard	Flatetrykk	HB	p_{maks}
Skrue og mutter	AISI 316L	ISO 4404-316-03-I	694 MPa	≤ 215	800 MPa
Svingkrans	C45E	NS-EN ISO 683-1:2018	201 MPa	≤ 220	800 MPa
Flens	AISI 316L	ISO 4404-316-03-I	201 MPa	≤ 215	800 MPa

Tabell 17: Flatetrykk og sikkerhetsfaktor

Det fremgår av resultatene i tabell 17 at det ikke vil opptre permanent deformasjon i verken flens eller svingkrans. Det kan med det konkluderes at materialvalg i flens og svingkrans, samt dimensjoner av skrue, mutter og underlagsskive er tilstrekkelig.

12.4 Hjulaksel

Ved dimensjonering av hjulaksel er det antatt verste mulige tilfelle, der lasten påføres tre hjul samtidig, noe som vil gi en vertikal kraft på 55,6 kN per hjul. Denne kraften er fordelt på to kulelager plassert ute ved opplagringen av akselen.

12.4.1 Nedbøying

Ved beregning av nedbøying er det derfor antatt et konservativt tilfelle der kraften per kulelager er antatt som en enkelt kraft, plassert midt på akselen. Beregning av nedbøyingen utføres på samme måte som formel 17 og 18 i kapittel 12.1.4. Når storediameteren er 45 mm og lengden mellom opplagringen er 120 mm, blir resultatet som vist i tabell 18.

Navn	Symbol	Verdi
Nedbøying	f	0,0155 mm
Helning	$\tan(\alpha)$	0,00041°
–	$\frac{f}{l}$	0,00013

Tabell 18: Nedbøyingsverdier for hjulaksel.

12.4.2 Kjervirkning

Det oppstår kjervirkning i akselens avtrapninger ut mot opplagringen. Det tas derfor utgangspunkt i figur 83, der fremgangsmåten er lik kapittel 12.1.5.



Figur 83: Kjervirkning på hjulaksel.

Det benyttes tabeller og diagrammer for å finne et redusert Smith-diagram for komponenten. Dette for å finne den tillatte amplituden den ekvivalente middelspenningen kan ha.

Navn	Symbol	Verdi
Dimensjonsfaktor	b_1	0,83
Overflatefaktor	b_2	0,95
Fiberretningsfaktor	b_3	0,75

Tabell 19: Reduksjonsfaktorer for hjulaksel.

Produktet av reduksjonsfaktorene gir en total reduksjonsfaktor på 0,591. Multiplisert med flytegrensen til S124M på 620 MPa, gir dette en redusert tillatt spenning lik 367 MPa. Denne verdien benyttes dermed i et redusert Smith-diagram.

Det er gjort flere forsøk ved å modifisere radius og diametere, der den mest effektive forbedringen i å senke ekvivalent spenning har vist seg å være å øke radiusen på avtrapningen. Forholdstallene mellom dimensjonene benyttes til å finne kjervfaktor $\beta_b = 1,67$ og ekvivalent amplitudespenning $\sigma_{ea} = 311$ MPa ved bruk av formel 19 og 20.

Navn	Symbol	Verdi
Storediameter	D	45 mm
Lillediameter	d	30 mm
Radius	r	3 mm

Tabell 20: Hjulakslingene sine dimensjoner.

12.4.3 Valg av hjullager

Ved valg av lager til hjulene, er det valgt å benytte sporkulelager for at det skal tåle både radiell og aksiell belastning. Det er antatt samme tilfelle som ved dimensjonering av hjulaksel, bare at her fordeles den vertikale kraften per hjul til to kulelager. Den beregnede vertikale kraften er dermed 27,8 kN per kulelager. Det er tatt utgangspunkt i at dette er en dynamisk last, ettersom dynamisk faktor er medregnet i dette lasttilfellet. Beslutningen er derfor å benytte SKF W 6209-2Z som lager, da dette lageret tåler en dynamisk belastning på 28,1 kN og har deksel ved hjulene som hindrer saltdannelse og at det kommer smuss inn til kulene [40].

12.5 Gjennomgående aksel i blokken

For at slepeblokken skal kunne roteres på tvers av torus, er den utstyrt med en aksel og tilhørende kulelager. Akselen har opplagring ved lastpåkjenningen, som medfører at nedbøyningen er neglisjerbar. Det er derfor valgt akseldiameter på bakgrunn av at de to kulelagerene skal tåle den dimensjonerende lasten fra kabelen. Et av de mest kompakte kulelagerene fra SKF som tilfredstiller den dynamiske lasten på 83,4 kN er SKF 6312-2Z, som har en dynamisk kapasitet på 85,2 kN [41]. Kulelageret har en indre diameter på 60 mm, slik at dette blir akselen sin diameter gjennom lager. For å låse akselen i aksiell retning har diameteren en opptrapping til 75 mm, mellom lagere. Endene på akselen er utformet med M60x2-gjenger for å forbinde med tilhørende plater som beskrevet i kapittel 11.8.2.

13 Produksjonsunderlag

13.1 Inngående sideplater i konstruksjonen

Til produksjon av sideplater benyttes først laserskjæring for å utforme platen sin geometri, samt lage gjennomgående klaringshull. Ved laserskjæring benyttes DXF-filformat, som tillater nøyaktig representasjon av deler med avansert geometri og ugunstig målsetting. Ferdig laserkuttet plate kan i etterkant bearbeides av 3-akset CNC-fresemaskin for å lage forsenkninger og nav. Ved bruk av CNC-fres kan det brukes STEP-filformat for aktuelle deler, noe som forenkler produksjonen av komponenter med ugunstige geometrimål.

13.2 Opplagring av rullehus

Opplagring av rullehus kan lages med utgangspunkt i en plate med tykkelse på 25 mm som bøyes etter angitte mål i teknisk tegning. Selskapet JACQUET er lokalisert rundt om i Europa, og har i Finland en hydraulisk plateknekker med stor nok kompresjonskraft til å utforme rullehuset sin geometri [42].



Figur 84: Opplagring til rullehus.

13.2.1 Alternativ produksjonsmetode med prisestimat.

Alternativt kan komponenten produseres ved støping, men dette vil medføre større kostnader da det må lages støpeform. Molstad Modell & Form AS anslo at en tilsvarende støpeform ville hatt en pris mellom 25 000 - 30 000 kr. Videre ble det startet dialog med smelteverket Frekhaug Stål, som anbefalte sandstøping dersom en kun produserte et mindre antall. Ved sandstøping ble følgende prisestimat oppgitt:

Pris pr. støpt del	665, –
Pris pr. modell	1900, –
Konstruksjon/støpetegning	4000, –
Kvalifisering/teststøp	8000, –

Tabell 21: Frekhaug stål: Prisestimater for sandstøping.

Om det skulle lages permanent modell for produksjon i messing eller stål, estimerte selskapet en pris på ca. 40 000 kr. Dersom støping velges som foretrukne produksjonsmetode, kan det være gunstig å velge et material med bedre støpeegenskaper enn AISI 316 L.

13.3 Torus

Utgangspunkt til torusen kan produseres ved senkesmiing. Videre må produktet bearbeides ved å få maskinert ut finere detaljer. Det antas at torusgeometri bør utformes ved bruk av 5-akset CNC for best mulig resultat, grunnet komplekse vinkler og ujevne flater. Grunnet glidekontakt mellom torus og ruller er det nødvendig med angitt overflateruhet, men det kan vurderes en finere grad dersom glidekontakt viser til å være problematisk.

13.4 Spesialtilpassede skiver

Til produksjon av ikke-standardiserte skiver ble det tatt kontakt med selskapet KD Fasteners. Selskapet gav et prisestimat på ca. 45 kr per skive, dersom en bestilte i bulk på 100 skiver. Produksjonsmetoden brukt av KD Fasteners er fortrinnsvis stemping.

13.5 Hjul

For å produsere hjul i hardplast, er det kontaktet et amerikansk selskap som støper hjul i polyuretan. Selskapet gav en estimert budsjettpris på 3000 kr per hjul, ved bestilling av 100 hjul.

13.6 Gummibelte

For å produsere et armert gummibelte i ønsket profil, er det kontaktet en norsk produsent for et prisestimat. Ved produksjon av 50 belter, vil verktøykostnaden være 50 000 kr. I tillegg vil pris etter dette være 3000 kr per belte. Det er derfor tatt utgangspunkt i en pris på 4000 kr per belte.

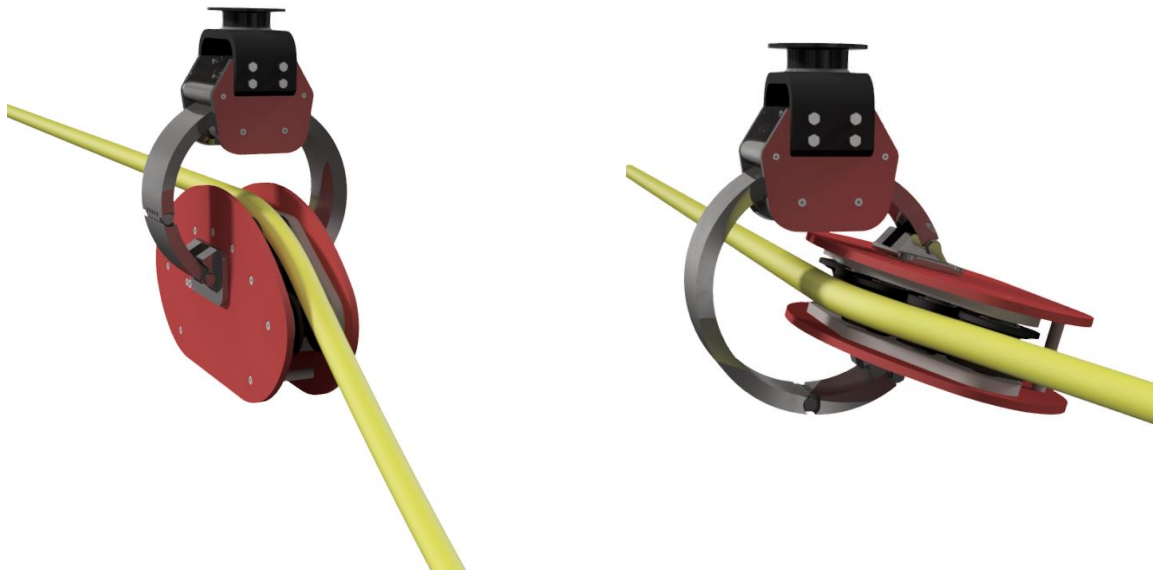
13.7 Kostnadsoverslag

Fullstendig oversikt over estimerte priser for slepeblokkens deler presenteres i vedlegg A.1. Med angitte verdier resulterer dette i en total produksjonskostnad på ca. 358 000 kr per blokk. Det bør bemerkes at MMC First Process ikke er et maskineringsverksted, men de kunne allikevel gi grove prisestimater basert på erfaring. Det ble gitt prisestimat på komplette tegningspakker av et maskineringsverksted lokalisert på Tau i Rogaland. For tegningspakken som utgjør vedlegg A.19, ble det gitt et samlet prisestimat på 75 000 kr for alle komponenter. For tegningspakken i vedlegg A.20, er det gitt en samlet pris på ca. 40 000 kr. Og til slutt ble prisestimat for tegningspakke A.21 på 41 000 kr. Ved å benytte prisestimater fra nevnt selskap resulterer dette i en kostnad på 156 000 kr for komponenter i tegningspakkene, og ca. 220 000 kr totalt per blokk (tredjepartskomponenter inkludert).

14 Resultater

Gjennom omfattende styrkeberegninger, vises det til at den nye versjonen av slepeblokken teoretisk skal kunne motstå påkjenningene som påføres utstyret ved valgt lasttilfelle. Da lasttilfellet er komponert av flere sikkerhetsfaktorer i samhold med et forenklet kraftbilde for en marinseismisk operasjon, burde nytt design av slepeblokk kunne brukes til reelle seismiske undersøkelser med tilsvarende forutsetninger som oppgaven begrenses etter.

Resultatene av designendringer og styrkeberegninger er presentert i kapittel 11 og 12. I endelig design vil rotasjonssenter og kabel sitt massesenter ved gitte betingelser ha en forskyvning på 22 mm. Denne forskyvningen er nødvendig for at kabel skal være stasjonert i rullehjul sine spor.



Figur 85: Slepeblokk med kabel (0° og 75° helning).



Figur 86: Komplette slepeblokk.



Figur 87: Komplette slepeblokk med 25° helning.

15 Diskusjon

15.1 Videre arbeid

15.1.1 Fysisk testing

Teoretisk skal slepeblokken sitt design i aktuelle oppgave kunne redusere belastning på streamerkabel. 3D-modelleringsverktøyet Autodesk Inventor kalkulerer at egenvekten til slepeblokken er ca. 300 kg. Konvensjonelle slepeblokker har en masse på om lag 500 kg. Aktuelt design vil ha en kortere radius fra pivoteringspunkt, samt en redusert masse sammenlignet med eksisterende design. Teoretisk vil treghetsmomentet til nytt design være lavere enn konvensjonelt design, som kan føre til at slepeblokk i større grad vil kunne rotere sammen med kabel og potensielt gi økt kontaktflate mellom kabel og spor.

Streamerkablene sin pris tatt i betraktning, viser utført markedsundersøkelse at operatører kan være villige til et utskifte av eksisterende slepeblokker dersom nytt design viser til en vesentlig økt kabellevetid. Det må av denne grunn utføres omfattende fysisk testing av slepeblokk med den hensikt å simulere ulike brukstilfeller som oppstår under seismiske søk, og videre kontrollere påført slitasje på kabel. Nye data må sammenlignes med informasjon vedrørende kabelslitasje på konvensjonelle slepeblokker, for å videre avdekke den potensielle reduksjonen av slitasje.

Det bør utføres tester der slepeblokk utsettes for langvarig jevn og ujevn belastning for å avdekke områder spesielt utsatt for slitasje. Tilsvarende testing bør utføres i henhold til bestemmelse av periodevis vedlikehold samt utskifting av inngående komponenter.

15.1.2 Kontrollregning

Det anbefales ved videre arbeid å kontrollere beregninger utført i prosjektet. Det bør i tillegg utføres fysiske styrketester på eventuelle prototyper, for å sammenligne reelle resultater opp mot kalkulerede verdier. Da slepeblokken er ment til å opereres i områder med aktivt personell bør krafttilfellet for styrkeberegning kontrolleres, og eventuelt justeres slik at sikkerhetsfaktorer er av tilstrekkelige verdier.

Nedbøying av torus blir kalkulert i Inventor sitt styrkeberegningsprogram, da teori omhandlende manuell beregning opplevdes som mindre tilgjengelig og meget omfattende. Det bør av denne grunn utføres nye beregninger av nedbøying og spenninger i torus, samt kontroll av bolter inngående i knutepunkter.

Det anbefales ved videre arbeid å utføre en endelig element analyse (FEA) av en sammenstilling bestående av alle inngående komponenter i slepeblokken. Ved tilsvarende analyse bør det gis korrekte randbetingelser ved bestemmelse av kontakt mellom komponenter, samt bestemmelse av kraftoverførende komponenter. Det bør utføres flere tester med variert elementstørrelse og vinkel for å få et mer omfattende bilde av de opptredende spenningene påført fra kabel og flatekontakt, samt redusere antall singulariteter i analysen.

Ved beregning av motstandskraft fra komponenter i likning 5, kapittel 10.3.2, viser den nødvendige slepekraften for koblingspunktene en sammenlagt verdi på 2834 N. Her er det i ettertid observert avvik i beregninger, som fører til at den nødvendige slepekraften for alle koblingspunkter er på 26 N. Den totale friksjonskraften fra kabel og komponenter vil dermed være 32,6 kN. Beregningene i kapittel 10.3.3, som legger grunnlaget for enkelte videre beregninger i kapittel 12.3, baserer seg på den opprinnelige verdien på 35,4 kN. Ettersom den nye verdien er lavere verdi enn tidligere beregnet, vil dette gi en høyere sikkerhetsfaktor enn først antatt.

15.1.3 Videre utformingsforslag

DNV stiller krav til design av «Block frames». Dette kravet blir ansett som gjeldende for slepeblokken.

DNV-ST-0377 [7.3.1.1] Block frames shall be designed in such a way that ropes cannot get caught between the sheave and the block cheeks.

I det endelige designet av slepeblokken er det ikke utelukket at kablene kan gli ut av sporet, for å deretter kile seg fast mellom torus og sideplatene til slepeblokk. Det kan av denne grunn være nødvendig å utforske metoder for å forhindre at kabel får mulighet til å gli totalt ut av spor. Det kan eksempelvis konstrueres en eller flere bøyler med egenskap til å kunne låses fast i blokk, samt enkelt demonteres/åpnes når kabel skal legges inn eller tas ut. Dette vil fungere som en sikkerhet, dersom denne situasjonen oppstår.



Figur 88: Eksempel på metode som forhindrer utslipp av kabel.

15.1.4 Svingkransens begrensning

Det blir nevnt i kapittel 10.3.3 at svingkransen begrenses av forholdet mellom den radielle- og den aksielle kraften som opptrer. Det forblir uklart om dette er en absolutt begrensning, eller om det eksisterer tilretteleggende tiltak. Dette blir særlig gjeldende om fysisk testing av slepeblokken avslører at forholdstallet i enkelte tilfeller kan overskride 0,6.

I dokumentasjonen til SKF [32] oppfordres det til å ta kontakt for informasjon dersom et slikt tilfelle er aktuelt. Det ble sendt en henvendelse til SKF som ikke ble besvart innen oppgavens leveringsfrist. I videre arbeid anbefales det å få klarhet i dette.

15.2 Drøfting rundt prisestimering

Det er gitt prisestimerer for slepeblokken sine ulike komponenter, der flere av prisene var enhetspris dersom det kun skulle produseres en enkel del. Ved produksjon som innebærer større kvantiteter, vil normalt prisen reduseres betraktelig i forhold til enkeltproduksjon. Det kan også være gunstig å utføre designevaluering i samråd med verksted, for å kunne lage produksjonsvennlige produkter for det aktuelle verkstedet man er i dialog med. Priser for maskinerte elementer i slepeblokker er i tillegg gitt av norske selskaper. Dersom man undersøker utenlandske produsenter, kan kostnader for produksjon reduseres betraktelig.

Løsningene for ulike forbindelser kunne potensielt vært rimeligere dersom det hadde blitt løst på andre måter. Eksempelvis for sporforbindelser ved beltestrammingen, der det er benyttet tenner med evolvent profil. Dersom akseldiameteren hadde blitt økt til en dimensjon som passer til ISO-standard for sporaksel med rett profil, ville produksjonskostnadene potensielt blitt redusert.

Produksjonskostnader er også sårbare for tilgang til material. Konflikten i Europa etter årsskiftet har ført til manglede tilgang til stål, ettersom noen av de største stålverkene er påvirket av krig og sanksjoner [43]. Tilgangen påvirker også norske mekaniske verksted, som medfører høyere produksjonskostnader.

16 Konklusjon

Det kan ikke konkluderes med at aktuelt design av slepeblokk vil ha kabelbesparende utslag da det ikke har vært grunnlag for utførelse av tester, eller data å sammenligne eventuelle testresultater med. På den annen side, er det teoretisk grunnlag som støtter påstanden om gunstigere kabelforhold ved bruk av oppgavens slepeblokk.

Fremtidig behov for den orbiterende slepeblokken er et usikkert moment grunnet situasjonen i Europa per 2022. Drøfting rundt en eventuell økning av marinseismisk aktivitet vil være ren spekulasjon, og det kan av denne grunn ikke med sikkerhet kunne bekreftes verken økt eller redusert etterspørsel for slepeblokken i petroleumssektoren.

For prosjekter omhandlende legging av strøm- og/eller fiberoptiske kabler til sjøs ansees det som mindre trolig at slepeblokken vil ha eget marked. Kabler i tilsvarende prosjekter vil normalt ikke oppleve å brukes gjentatte ganger, som kan bety at fokuset rundt utmatting påført på kabel av slepeblokk under inn- og uthaling vil være mindre interessant for aktører.

Tilsvarende for inn- og uthaling av fiskeredskap oppfattes det som mindre sannsynlig at slepeblokken vil ha et betydelig marked, da prisen på tauverket brukt til teine- og garnfiske er relativt fornuftig prissatt. Dette vil trolig bety at fiskere ikke vil oppleve økonomiske fordeler ved å skifte ut eksisterende utstyr med en orbiterende slepeblokk som potensielt øker levetid på tauverk. Utslipp av mikroplast grunnet slitasje av tauverk, oppfattes heller ikke som en reell årsak til økt interesse for slepeblokken.

Utbygging av vindmøllepark til havs ansees å ha en stigende markedstrend grunnet den globale klimapolitikken omhandlende reduksjon av CO₂-utslipp i atmosfæren. Tilsvarende kan det spekuleres rundt et økt behov for marin seismikk grunnet planlegging og utbygging av karbonfangst- og lagringsanlegg. Det kan også stilles spørsmål ved betalingsviljen og lønnsomheten til disse nye segmentene sammenlignet med petroleumsindustrien.

Basert på kostnadsoverslag (vedlegg A.1) vil slepeblokken kunne ligge på et konkurransedyktig prisnivå i forhold til de som i dag eksisterer på markedet.

Referanser

- [1] IAOG & OGP. "An overview of marine seismic operations". Apr. 2011. URL: <https://www.norskoljeoggass.no/contentassets/ae812078242441fb88b75ffc46e8f849/an-overview-of-marine-seismic-operations.pdf>. (Besøkt: 18.01.2022).
- [2] T Aven. "Risikoanalyse". Nov. 2020. URL: <https://snl.no/risikoanalyse>. (Besøkt: 01.02.2022).
- [3] E. Godøy. privat kommunikasjon. 2022.
- [4] Geo Expro. «"Developments in the Marine Seismic Business"». I: *Geoscience Magazine* vol. 16. no. 5 (2019), s. 82–83. URL: <https://tinyurl.com/Geoscience-magazine-GEO-ExPro>.
- [5] European Commission. "In focus: Reducing the EU's dependence on imported fossil fuels". Apr. 2022. URL: <https://ec.europa.eu/info/news/focus-reducing-eus-dependence-imported-fossil-fuels-2022-apr-20-en>. (Besøkt: 27.04.2022).
- [6] Acteon. "How geophysical surveys are crucial to offshore wind farm planning". URL: <https://acteon.com/blog/geophysical-survey-offshore-wind-farm-planning/>. (Besøkt: 27.04.2022).
- [7] International Energy Agency. "Offshore Wind Outlook 2019". Tekn. rapp. IEA, 2019.
- [8] Equinor. "Hywind Tampen PUD del II – Konsekvensutredning". Mar. 2019. URL: <https://www.equinor.com/sustainability/impact-assessments-hywind-tampen>. (Besøkt: 30.04.2022).
- [9] "CCS comprises the capture, transport and storage of CO₂-emissions". Jan. 2020. URL: <https://www.norskpetroleum.no/en/environment-and-technology/carbon-capture-and-storage/>. (Besøkt: 30.03.2022).
- [10] Jon Peder Eliasson. "Reservoarkarakterisering og overvåking". URL: <https://www.sintef.no/ekspertise/sintef-petroleum/reservoarkarakterisering-og-overvaking/>. (Besøkt: 30.03.2022).
- [11] Knut Hofstad. *Karbonfangst og -Lagring*. Nov. 2021. URL: <https://snl.no/karbonfangst-og-lagring>. (Besøkt: 29.03.2022).
- [12] Christina Benjaminsen. "This is what you need to know about CCS – carbon capture and storage". Okt. 2019. URL: <https://www.sintef.no/en/latest-news/2019/this-is-what-you-need-to-know-about-ccs-carbon-capture-and-storage/>. (Besøkt: 29.03.2022).
- [13] Rystad Energy. "Seismic industry revenues to nearly evaporate in 2020, falling by 51% at \$30 oil and by 77% at \$20". Apr. 2020. URL: <https://tinyurl.com/Rystad-press-release>. (Besøkt: 11.02.2022).
- [14] Subcom LCC. "Characteristics of AEC2 Underwater Fibre Optic Cable". Jun. 2018. URL: <https://assets.gov.ie/120425/80872b53-3d40-42d0-8e8b-00f1ef7c7eda.pdf>. (Besøkt: 10.02.2022).
- [15] Statnett. "Kabelforbindelse mellom Norge og Tyskland. NordLink er fra 31.03.2021 i ordinær drift". URL: <https://www.statnett.no/vare-prosjekter/mellomlandsforbindelser/nordlink/>. (Besøkt: 10.02.2022).
- [16] North Sea Link. "Hva er North Sea Link (NSL)?" URL: <https://northsealink.com/no/>. (Besøkt: 10.02.2022).
- [17] Ø. Lie. "Statnett kan ikke love Englands-kabel i 2020". Feb. 2015. URL: <https://www.tu.no/artikler/statnett-kan-ikke-love-englands-kabel-i-2020/223216>. (Besøkt: 10.02.2022).
- [18] Gunnar Spengel. "Das grüne Kabel - Kiwi - Kiel". Jul. 2015. URL: https://kiwi-kiel.de/sites/default/files/veranstaltungen/2015/07/2015-07-07_Kieler_Branchenfokus_Gunnar_Spengel.pdf. (Besøkt: 10.02.2022).
- [19] M Polansky. "Mega-Kabel für die Energiewende". Mai 2021. URL: <https://www.tagesschau.de/wirtschaft/technologie/nordlink-suedlink-erneuerbare-energien-101.html>. (Besøkt: 10.02.2022).

- [20] T Syversen mfl. «Slitasje på redskap - Kvantisering av slitasje fra ulike redskapstyper». I: *SINTEF Rapportnr. 2020:01296* (desember 2020), s. 19–69.
- [21] N. A. Welden og P. R. Cowie. «Degradation of common polymer ropes in a sublittoral marine environment». I: *Marine Pollution Bulletin* vol. 118, no. 1-2, (sep. 2017), s. 248–253. DOI: [10.1016/j.marpolbul.2017.02.072](https://doi.org/10.1016/j.marpolbul.2017.02.072).
- [22] Li You mfl. «Research on the Influence of Microplastics on Marine Life». I: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* vol. 631, no. 1 (jan. 2021), s. 2–4. DOI: [10.1088/1755-1315/631/1/012006](https://doi.org/10.1088/1755-1315/631/1/012006).
- [23] D. A. Vethaak og J. Legler. «Microplastics and human health». I: *Science* vol. 371, no. 6530 (2021), s. 672–674. DOI: [10.1126/science.abe5041](https://doi.org/10.1126/science.abe5041).
- [24] DNV. *DNV-RU-SHIP Pt.3 Ch.11 Hull equipment, supporting structure and appendages*. Jul. 2021. URL: <https://rules.dnv.com/docs/pdf/DNV/ru-ship/2017-01/DNVGL-RU-SHIP-Pt3Ch11.pdf>. (Besøkt: 08.02.2022).
- [25] A. Walus, L. Gućma og G. Putynkowski. «An innovative time-saving method of turning for vessels conducting seismic surveys». I: *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie* vol. 45 (mar. 2016), s. 207–211. DOI: <https://doi.org/10.17402/108>.
- [26] D. Brkić. «Review of explicit approximations to the Colebrook relation for flow friction». I: *Journal of Petroleum Science and Engineering* vol. 77, no. 1 (2011), s. 34–48. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2011.02.006>.
- [27] S. A. Miedema. «Hydraulic Transport of Sand-Shell Mixtures in Relation with the LDV». I: *Slurry Transport: Fundamentals, A Historical Overview The Delft Head Loss Limit Deposit Velocity Framework 2nd Edition* (okt. 2019), s. 72–84. DOI: <https://doi.org/10.5074/t.2019.002>.
- [28] Kongsberg Maritime. *EBIRD: WINGS UNDER WATER*. mai 2022. URL: <https://www.kongsberg.com/maritime/about-us/news-and-media/news-archive/2010/pgs-deploys-its-first-geostreamer-3d-vessel-with-ebird-active-positioning/>. (Besøkt: 12.02.2022).
- [29] Cobra AS Odim ASA. «Regnskap». I: *Årsrapport 2006*. Odim ASA, 2006, s. 38. URL: <https://docplayer.me/47584169-Arsrapport-2006-global-reports-llc.html>. (Besøkt: 14.02.2022).
- [30] Country Cat. *Arctic Cat Winch Wide Roller Fairlead - Prowler & Wildcat*. URL: <https://www.countrycat.com/parts-accessories/arctic-cat-2441-933-winch-wide-roller-fairlead-prowler-wildcat>. (Besøkt: 17.03.2022).
- [31] Gunnar Dahlvig, Sigmund Christensen og Gunnar Strømsnes. *Konstruksjonselementer*. Andre utgave. Yrkesopplæring, 2000.
- [32] SKF. *Slewing Bearings*. 2019. URL: <https://tinyurl.com/SKF-Slewing-Bearings>. (Besøkt: 01.04.2022).
- [33] Kaydon. *Kaydon bearing solutions for Slewing Ring Bearings*. 2017. URL: https://www.kaydonbearings.com/downloads/catalog390/Kaydon_Catalog_390.pdf. (Besøkt: 01.04.2022).
- [34] Richard G. Budynas mfl. «3-19 Contact Stresses». I: *Shigley's Mechanical Engineering Design*. Ninth Edition. McGraw-Hill Education, 2010, s. 122–126.
- [35] Stavanger Steel AS. URL: https://www.stavangersteel.no/Dokumenter/Steelhandbook/Stavanger_Steel-Steelbook.pdf. (Besøkt: 11.03.2022).
- [36] Åge Ø Waløen. «4. Dimensjonering». I: *Maskindeler 1*. Tapir, 1989, s. 4.45–4.65.
- [37] Raymond J. Roark og Warren C. Young. I: *Roark's formulas for stress and strain*. 6th. McGraw-Hill, 1989, s. 259–265.
- [38] Tingstad. *Teknisk katalog Festemateriell*. URL: <https://bit.ly/3vkNeSz>. (Besøkt: 02.03.2022).

- [39] H. Hartvigsen mfl. *Verksted Håndboka*. sjettede utgave. Yrkesopplæring, 1998.
- [40] SKF. *W 6209-2Z*. Apr. 2022. URL: <https://tinyurl.com/5cf7rcd6>. (Besøkt: 12.05.2022).
- [41] SKF. *S6312-2Z*. Apr. 2022. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6312-2Z>. (Besøkt: 12.05.2022).
- [42] JACQUET. *Särmäys*. URL: <https://finland.myjacquet.com/leikkauspalvelut/sarmays>. (Besøkt: 02.05.2022).
- [43] TU Maritime. *Stålverk rammes av krig og sanksjoner: Skipsbygging kan bli dyrere*. Feb. 2022. URL: <https://www.tu.no/artikler/stalverk-rammes-av-krig-og-sanksjoner-skipsbygging-kan-bli-dyrere/517632>. (Besøkt: 08.05.2022).

A Vedlegg

A.1 Estimerte priser

Selskap/produsent	Produkt/beskrivelse	Part No.	DWG No.	Pris/stykk	Antall/blokk	Pris/blokk
Anonym	Spesialtilpasset belte	N/A	N/A	kr 4 000	1	kr 4 000
Anonym	Spesialtilpassede hjul	1011,1016	az-036,031	kr 3 000	8	kr 24 000
Anonym	7308 BEP	N/A	az-001	kr 1 642	8	kr 13 136
Anonym	MTO-145	N/A	az-999	kr 18 770	1	kr 18 770
Anonym	6303-Z	N/A	az-005	kr 50	8	kr 400
Anonym	W 6209	N/A	az-105	kr 190	16	kr 3 040
MetPro	Sideplate til rullehus	2007	az-009	kr 1 972	2	kr 3 944
MetPro	Vingelås	1004	az-024	kr 355	2	kr 710
MetPro	Sideplate til beltestrammer	1007, 1008	az-027,028	kr 1 494	2	kr 2 988
MetPro	Lås til sporaksel	1015	az-035	kr 300	1	kr 300
MetPro	Innerplate til blokk	1017, 1020	az-037,040	kr 5 151	2	kr 10 302
MetPro	Midtplate til blokk	1018, 1021	az-038,041	kr 6 393	2	kr 12 786
MetPro	Ytterplate til blokk	1019, 1022	az-039,042	kr 10 918	2	kr 21 836
KD FASTENERS	Spesialtilpassede skiver	1006,1013,2003,2006	az-004,008,033,026	kr 45	26	kr 1 170
MMC	Avstandsstykke	1001	az-021	kr 1 200	2	kr 2 400
MMC	Avstandsstykke	1002	az-022	kr 1 250	2	kr 2 500
MMC	Aksel til torus	1003	az-023	kr 2 000	1	kr 2 000
MMC	Låsaksel for beltestramming	1005	az-025	kr 9 000	1	kr 9 000
MMC	Opphengsaksel for beltestramming	1009	az-029	kr 7 500	1	kr 7 500
MMC	Hjulaksel for beltestramming	1010	az-030	kr 7 000	1	kr 7 000
MMC	Hjulaksel	1012	az-032	kr 1 700	7	kr 11 900
MMC	Avstandsstykke	1014	az-034	kr 900	3	kr 2 700
MMC	Nedre rull i rullehus	2001	az-002	kr 12 000	2	kr 24 000
MMC	Nedre bærende aksling i rullehus	2002	az-003	kr 4 500	2	kr 9 000
MMC	Øvre rull i rullehus	2004	az-006	kr 5 500	2	kr 11 000
MMC	Øvre bærende aksling i rullehus	2005	az-007	kr 1 800	2	kr 3 600
MMC	Opplagring til rullehus	2009	az-011	kr 2 700	1	kr 2 700
MMC	Flens til opplagring	2010	az-012	kr 12 000	1	kr 12 000
MMC	Sideplate , torus/blokk	4001	az-014	kr 19 000	2	kr 38 000
MMC	Torus, hovedring	4002	az-015	kr 75 000	1	kr 75 000
MMC	Torus, kabelsegment	4003	az-016	kr 20 000	1	kr 20 000
Sum						kr 357 682

A.2 Elementærfellene

α- tilfelle:

Deformasjon

$\phi = qL^3/24EI$ $\phi = -qL^3/24EI$

$\delta_{max} = 5qL^4/384 EI$

Momentfunksjon

Tegnes på strekksiden

$M_{max} = qL^2/8$

Skjærkraftfunksjon

$Q_{max} = qL/2$ $Q_{max} = -qL/2$

β- tilfelle:

Deformasjon

$\phi = -ML/3EI$ $\delta_{midt} = ML^2/16EI$ $\phi = ML/6EI$

Momentfunksjon

Tegnes på strekksiden

$M_{max} = M$

Skjærkraftfunksjon

$Q = M/L$

γ- tilfelle:

Deformasjon

$\phi = PL^2/16EI$ $\phi = -PL^2/16EI$

$\delta_{max} = PL^3/48EI$

Momentfunksjon

Tegnes på strekksiden

$M_{max} = PL/4$

Skjærkraftfunksjon

$Q_{max} = P/2$ $Q_{max} = -P/2$

A.3 Streamerkabel - spesifikasjoner

SEAL 428 Specifications

Shipboard Equipment

RECORDING (BASIC CONFIGURATION)		
	Sentinel SD & RD	Sentinel MS
Format	4 byte, SEG-D Rev. 1.0 or 2.1 demultiplexed, 32 bit IEEE, code 8058	
Tape media	Up to 6 drives, simultaneous and alternated modes Drive model: 3592	
Ethernet media	NFS protocol	
Maximum number of streamers	Unlimited (depending on server performance)	
Maximum number of seismic channels	Not limited by Sercel electronics	
Maximum recording capacity per streamer (with zero dead time and telemetry redundancy)	<ul style="list-style-type: none"> • 960 channels @ 12.5 m, Typical @ 2 ms* • 480 channels @ 12.5 m, Typical @ 1 ms* 	
Maximum record length	Unlimited in continuous acquisition mode (depending on server hardware configuration)	
Sampling rate	1/2 ms, 1ms, 2 ms, 4 ms	1ms, 2 ms, 4 ms
Operation mode	continuous	
Maximum number of auxiliary channels	60 analog. Unlimited digital auxiliary channels	

DCXU-428	
Functions	<ul style="list-style-type: none"> • Ethernet connection to the server • Built-in high-voltage converter (power supply to streamer) • Remote or local operations • Connection to Deck safety devices (Emergency stop, warning lights) • Connection to the Streamer through a 2-m Deck cable Adaptor • Propagation of the GPS reference time • Auxiliary pair connection (bird, acoustic, modem, ...) • NAUTILUS® connection
Electrical specifications	<ul style="list-style-type: none"> • Output voltage : from 100 VDC to 600 VDC • Output current : Max. 2.5 A • Safety features : Current limitation, High Voltage leakage measurement
Physical specifications	<ul style="list-style-type: none"> • Weight : 18 kg • Length : 580 mm (without the rear panel connectors) • Width : 19" (482.6 mm) • Height : 2U (89 mm)

* minimum compression ratio required : 53 % (the figures depend on signal type, sea and environmental conditions and cannot be predicted)



LCI-428	
Functions	<ul style="list-style-type: none"> • Ethernet connection to the server • Receiving navigation message (if using serial communications) • Receiving a physical TO (pulse) • Low Line port for connecting an auxiliary line (AXCU) • Synchronized with GNSS time server connected to XDEV2 connector.
Physical specifications	<ul style="list-style-type: none"> • Weight : 4.1 kg • Length : 420 mm • Width : 19" (482.6 mm) • Height : 2U (89 mm)

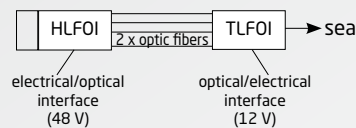
GPS TIME SERVER	
Functions	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisition synchronization between streamers. • Synchronization of acquisition and navigation systems in continuous acquisition mode • Maintain synchronisation within specification up to 3 hours without GPS
Physical specifications	<ul style="list-style-type: none"> • Length : 320 mm • Width : 19" (482.6 mm) • Height : 1U (44.5 mm)

DECK CABLES	
Length	Up to 100 m

STORAGE AND OPERATING CONDITIONS (SHIPBOARD)	
Operating temperature	+5°C to +40°C (41° to 104°F)
Storage temperature	-15°C to +55°C (5° to 131°F)
Operating humidity	10 to 90% relative humidity, non-condensing
Storage humidity	5 to 95% relative humidity Sercel recommends storing the DCXU-428 in dry conditions for about 24 hours before power on

In-Sea Equipment

LEAD-IN CABLE	
Functions	<ul style="list-style-type: none"> • Optical data transmission
Physical specifications	<ul style="list-style-type: none"> • Cable Breaking strength : 300 kN ; 470 kN ; 570 kN • Maximum length : 1 900 m



HAU-428	
Functions	<ul style="list-style-type: none"> • 50 VDC (\pm 25 VDC) power supply for active channels for the two lines. • Tensile load measurement (0 to 70 kN) • High Voltage Lines and telemetry switches • High Voltage Lines mix
Physical specifications	<ul style="list-style-type: none"> • Outside diameter : 81 mm • Length : 277 mm • Connectors : standard Seal dia. 70 mm

HAPU-428

Functions	<ul style="list-style-type: none">• 50 VDC (± 25 VDC) power supply for active channels for the two lines.• Tensile load measurement (0 to 70 kN).• High Voltage Lines and telemetry switches.• High Voltage Lines mix.• Factory-configurable Head Buoy Connector pin-out
Physical specifications	<ul style="list-style-type: none">• Weight in sea water : 4.46 kg (9.83 lbs)• Width : 165 mm• Length : 277 mm• Connectors : standard Seal dia. 70 mm

LAUM-428

Functions	<ul style="list-style-type: none">• Data pre-processing• Data routing• Power distribution
Physical specifications	<ul style="list-style-type: none">• Weight in sea water : 1 kg (2.2 lbs)• Spacing along the cable: 750 m @ 12.5 m @ 2 ms• Outside diameter: 53 mm• Length: 350 mm

FDU2F/FDU2M/FDU3F

Functions	<ul style="list-style-type: none">• Data transmission with CRC control 24 bits A/D conversion• D/A conversion with programmable bit stream
Full Scale Input Levels	@ G1600: 1.6 V RMS @ G400: 400mV RMS
Offset	0 (digitally zeroed)
Low Cut Filter	<ul style="list-style-type: none">• SFA: 6.1 Hz analog + 2 Hz digital• Hydrophone - Sentinel SD / RD: 2 or 3 Hz analog (depending on section type) + optional 2 or 3 Hz digital• Hydrophone - Sentinel MS: 2 Hz analog + optional 2 or 3 Hz digital• Hydrophone - Sentinel HR: 4.8 Hz analog + optional 2 or 3 Hz digital
High Cut Filter	0.8 FN (linear phase)
Stop Band Attenuation	> 120 dB (above Nyquist)
Sample Rate	4, 2, 1 ms (0.5 ms option available for FDU2M and FDU2F)
Word Size	24 bits
Time Standard	True synchronous system

PERFORMANCE*

Noise (3-200 Hz)	@ G1600: 700 nV RMS @ G400: 200 nV RMS
Instant Dynamic Range	124 dB
System Dynamic Range	136 dB
Distortion	-105 dB
Gain Accuracy	<0.1%
Phase Accuracy	20 μ s
CMRR	110 dB

* Typical @ 2 ms

HEAD & TAIL POSITIONING BUOYS (TBC)

Dedicated buoy power supply module	
Available power supply	40 to 50 V / 30 W
Current monitoring	
ON/OFF power supply remote control	

SENTINEL SD

Section	
Section length	150 m
Stress member	Twaron/Vectran
Jacket material	Polyurethane 3.5 mm thick (5.2 mm over hydrophones)
Operating temperature	-10° C to +40° C
Storage/shipping temperature	-35° C to +50° C
Cable	SD
Diameter	59,5 mm
Section weight in air	419 kg
Hydrophone	SFH
Nominal Capacitance	32.5 nF ± 10% @ 20° C
Nominal Sensitivity	-192.9 dB ref to 1 V/μPa ± 1.5 dB (22.65 V/bar) @ 20° C
Streamer	
Maximum length - 2D	15750 m/1260 channels
Maximum length - 3D	12000 m/ 960 channels

Connector diameter option	Ø 50 mm	Ø 70 mm
----------------------------------	----------------	----------------

Channel spacing option	12,5 m	6,25m
FDU2F function	A/D conversion, data digitizing and tests	
FDU2F arrangement	Two channels per unit	
FDU2F per active section	6	12
Hydrophone arrays per section	12	24
Hydrophones per array	8	4
Array capacitance (nominal)	260 nF ± 10% @ 20° C	130 nF ± 10% @ 20° C
Array sensitivity	-194.1 dB ref to 1 V/μPa ± 1.0 dB (19.7 V/bar)@ 20° C	-195.15 dB ref to 1 V/μPa ± 1.0 dB (17.5 V/bar)@ 20° C

Cutoff frequency option	2Hz	3 Hz
--------------------------------	------------	-------------

Depth restriction option	No	Yes
Maximum operating depth	50 m	22 m
Maximum survival depth	250 m (5 days cumulative)	150 m (5 days cumulative)

Communication coils option	2	4
-----------------------------------	----------	----------

SENTINEL RD

Section	
Section length	150 m
Stress member	Twaron/Vectran
Jacket material	Polyurethane 3.5 mm thick (5.2 mm over hydrophones)
Operating temperature	-10° C to +40° C
Storage/shipping temperature	-35° C to +50° C
Cable	RD
Diameter	55 mm
Section weight in air	362 kg
Hydrophone	SFH
Nominal Capacitance	32.5 nF ± 10% @ 20° C
Nominal Sensitivity	-192.9 dB ref to 1 V/μPa ± 1.5 dB (22.65 V/bar) @ 20° C
Streamer	
Maximum length -2D	15750 m/1260 channels
Maximum length - 3D	12000 m/ 960 channels

Connector diameter option	Ø 50 mm	Ø 70 mm
----------------------------------	----------------	----------------

Channel spacing option	12,5 m	6,25m
FDU2F function	A/D conversion, data digitizing and tests	
FDU2F arrangement	Two channels per unit	
FDU2F per active section	6	12
Hydrophone arrays per section	12	24
Hydrophones per array	8	4
Array capacitance (nominal)	260 nF ± 10% @ 20° C	130 nF ± 10% @ 20° C
Array sensitivity	-194.1 dB ref to 1 V/μPa ± 1.0 dB (19.7 V/bar)@ 20° C	-195.15 dB ref to 1 V/μPa ± 1.0 dB (17.5 V/bar)@ 20° C

Cutoff frequency option	2Hz	3 Hz
--------------------------------	------------	-------------

Depth restriction option	No	Yes
Maximum operating depth	50 m	22 m
Maximum survival depth	250 m (5 days cumulative)	150 m (5 days cumulative)

Communication coils option	2	4
-----------------------------------	----------	----------

SENTINEL HR

Section	
Section length	150 m
Stress member	Twaron/Vectran
Jacket material	Polyurethane 3.5 mm thick (5.2 mm over hydrophones)
Operating temperature	-10° C to +40° C
Storage/shipping temperature	-35° C to +50° C
Cable	SD
Diameter	59.5 mm
Section weight in air	419 kg
Hydrophone	SFH
Nominal Capacitance	32.5 nF ± 10% @ 20° C
Nominal Sensitivity	-192.9 dB ref to 1 V/μPa ± 1.5 dB (22.65 V/bar) @ 20° C
Streamer	
Maximum length	6000 m

Connector diameter option	Ø 50 mm	Ø 70 mm
----------------------------------	----------------	----------------

Channel spacing	3,125 m
FDU2F function	A/D conversion, data digitizing and tests
FDU2F arrangement	Two channels per unit
FDU2F per active section	24
Hydrophone arrays per section	48
Hydrophones per array	2
Array capacitance (nominal)	65 nF ± 10% @ 20° C
Array sensitivity	-196.95 dB ref to 1 V/μPa ± 1.0 dB (14.2 V/bar)@ 20° C

Cutoff frequency	4,8 Hz
-------------------------	---------------

Depth restriction option	No	Yes
Maximum operating depth	50 m	22 m
Maximum survival depth	250 m (5 days cumulative)	150 m (5 days cumulative)

Communication coils option	2	4
-----------------------------------	----------	----------

SENTINEL® MS SOLID STREAMERS

Field Digitalization Unit (FDUs) Arrangement Functions FDUs per active section Spacing	one per receiver point (3 channels) A/D conversion, data digitizing and tests 12 (1 FDU per location) 12.5 m	
Hydrophones Standard model Nominal capacitance Nominal sensitivity	Sercel Flexible Hydrophone (SFH) or Depth-Restricted SFH 32.5 nF ± 10% @ 20°C -192.9 dB ref to 1 V/μPa ± 1,5 dB (22.65 V/bar) @ 20°C	
Hydrophones array Cutoff frequency Groups per section Hydrophones per group Group capacitance (nominal) Group sensitivity	2 Hz 12 8 260 nF ± 10% @ 20°C -194.1 dB ref to 1 V/μPa ± 1.0 dB (19.7 V/bar) @ 20°C	
Accelerometers Standard model Cutoff frequency Group capacitance (nominal) Group sensitivity	Sercel Flexible Accelerometer (SFA) 6.1 Hz 42 nF ± 10% @ 20°C 66 mV/g (6.73 mV/(m/s ²))	
Maximum length^(*)	8100 m / 1944 channels (with full redundancy and 950 m lead-in) 12000 m / 2880 channels (without power / telemetry line redundancy, with 950 m lead-in)	
Communication coils	1	
Physical specifications Section length Stress member Connector diameter Jacket material Cable diameter Section weight in air	150 m (measured at 13.3 kiloNewtons tension) Twaron/Vectran 70 mm Polyurethane, 3.5 mm thick (5.2 mm over hydropones and accelerometers) 59.5 mm 425 kg	
Environmental specifications Operating temperature Storage/shipping temperature	-10° to +40°C -35° to +50°C	
Maximum operating depth Maximum survival depth	Unrestricted 50m 250 m (5 days cumulative)	Depth Restricted 22 m 150 m (5 days cumulative)

^(*) 12.5 m spacing only

Note: Sercel reserves the right to change its specifications without prior notice.
All specifications are typical at 25°C

Sercel - France

16 rue de Bel Air
B.P. 30439 - 44474 CARQUEFOU Cedex
Téléphone: (33) 2 40 30 11 81
E-mail: sales.nantes@sercel.com
SAS au capital de 25 000 000 €
Siège Social: 16 rue de Bel Air - 44470 CARQUEFOU
378.040.497 R.C.S. Nantes Code APE 2651B

Sercel Inc. - U.S.A.

17200 Park Row
Houston, Texas 77084
Telephone: (1) 281 492 6688
E-mail: sales.houston@sercel.com

www.sercel.com
© Sercel 01/22



A.4 Beregning av kabelens friksjonskrefter

Reynolds tall

$$Re = \frac{L \cdot v}{\nu} = \frac{d_H \cdot v}{\nu} = \frac{\frac{59,5 \text{ mm}}{1000 \text{ mm/m}} \cdot 2,5722 \text{ m/s}}{1,188 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = \underline{\underline{128827}} \text{ (TURBULENT)}$$

Karakteristiske lin. dim. (her: d_H) [m]

Kin. viskositet $\left[\frac{\mu}{\rho} \right]$ = $\frac{1,218 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1,188 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Dyn. visk. μ
Tetthet ρ

FRIKSJONSFAKTOR

Haaland Eq.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\left(\frac{\epsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right]$$

$$f = \left(\frac{1}{-1,8 \log \left[\left(\frac{\epsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right]} \right)^2$$

$$f_D = \left(\frac{1}{-1,8 \log \left[\left(\frac{1 \cdot 10^{-6}}{0,06} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{128827} \right]} \right)^2 = \underline{\underline{0,017}}$$

Swamee-Jain Eq
gir samme faktor

FRIKSJON - KABEL

Darcy-Weisbach Eq:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

$$= 0,017 \cdot \frac{12000 \text{ m}}{0,0595 \text{ m}} \cdot 1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{(2,57 \text{ m/s})^2}{2}$$

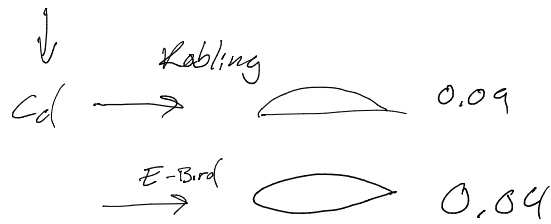
$$= \underline{\underline{11625812 \text{ Pa}}}$$

$$F = \Delta P \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$= \underline{\underline{32326 \text{ N}}} \approx \underline{\underline{323 \text{ kN}}}$$

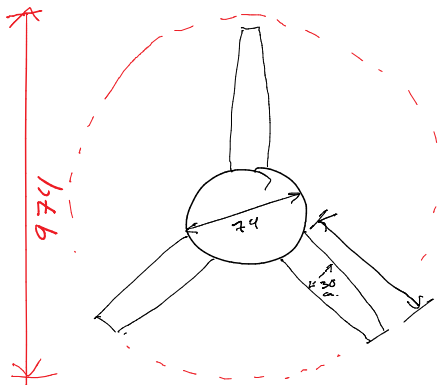
MOTSTAND - KOMPONENTER

$$F_d = \sum \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2$$



E-Bird

$$\frac{947 - 74}{2} \approx \underline{435 \text{ mm}}$$

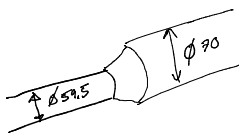


$$A = \frac{30}{1000} \cdot \frac{435}{1000} \cdot 3 \text{stk} \approx \underline{0,04 \text{ m}^2}$$

$$f_d = \frac{1}{2} C_{d2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^2$$
$$= \frac{1}{2} \cdot 0,04 \cdot 1025 \cdot 0,04 \cdot 2,572^2$$
$$= \underline{5,4 \text{ N}}$$

$$40 \text{ stk} \rightarrow \underline{\underline{217 \text{ N}}}$$

Koblingspunkter (KORRIGERT)



$$f_d = \frac{1}{2} C_{dK} \cdot \rho \cdot A \cdot v^2$$
$$\left(A = \left(\frac{0,07}{2} \right)^2 \cdot \pi - \left(\frac{0,0595}{2} \right)^2 \cdot \pi \right)$$
$$= 1,068 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$
$$= \frac{1}{2} \cdot 0,09 \cdot 1025 \cdot 1,068 \cdot 10^{-3} \cdot 2,573^2$$
$$= \underline{0,326 \text{ N}}$$

$$80 \text{ punkter: } 0,326 \cdot 80 = \underline{\underline{26 \text{ N}}}$$

$$\text{SUM: } F_D = F_R + \sum F_d$$
$$= (32326 + 216 + 26) \text{ N}$$
$$= \underline{\underline{32568 \text{ N} \approx 32,6 \text{ kN}}}$$

A.5 Danline tau - spesifikasjoner



Danline 10mm 45 gr/m 780m

Art.nr: 10787

2340,-

1 ▾

Legg i handlekurv



Skjerm bilde tatt 16/5-2022

A.6 Beregning av hjulaksler (utført i Excel)

Totallast	M	17 000,00 kg
Last fordelt på 3 hjul	m	5 666,67 kg
Kraft per hjul	F	55 590 N
	q	463 N/mm
Skjærkraft (midt)	P	27 795 N
Diameter	D	45 mm
Motstandsmoment	W	8 946 mm ³
Treghetsmoment	I	201 289 mm ⁴
Lengde	L	120 mm
Bøyemoment	M _b	1 667 700 Nmm
Material		S124M
Elastisitetsmodul	E	200 000 N/mm ²
Flytegrense	Re	620 N/mm ²
Bøyespennning	σ _b	186,41 MPa
Nedbøyning	f	0,01553 mm
	f/l	0,00013
f/l kan ikke overstige		0,00033
tan(α) < 0,001	tan(α)	0,00041
Kjervfaktor	β	1,6716
Kjervfølsomhetsfaktor	η	0,92 <i>Avlest</i>
Formfaktor	α	1,73 <i>Avlest</i>
Storediameter	D	45 mm
Diameter i nav	d	30 mm
Radius avtrapning	r	3 mm
	D/d	1,50
	r/d	0,1
Ekvivalent amp.spennning	σ _{ea}	311,611054 MPa
	b1	0,83
	b2	0,95
	b3	0,75
Reduksjonsfaktor		0,591375
Redusert Smith		366,6525 MPa

A.7 Skrueberegninger (utført i Excel)

Moment og forspenning

	M_T	F_0	σ_s	τ_v	
Tingstad	121	54000	671.5	221.7	773.5
SKF	115	56000	695.2	210.7	785.2
Manuell	116.0	56000	695.2	212.6	786.7

F0	56000
As	84.3
ds	10.36022
k	0.2
Mt	116034.4

F0	15635
F_L	10423.13
F_K	2605.781
F_{tot}	58605.78
areal	147.779
sigma	396.5772

Hullflatetrykk M12 bolt og M12 skive

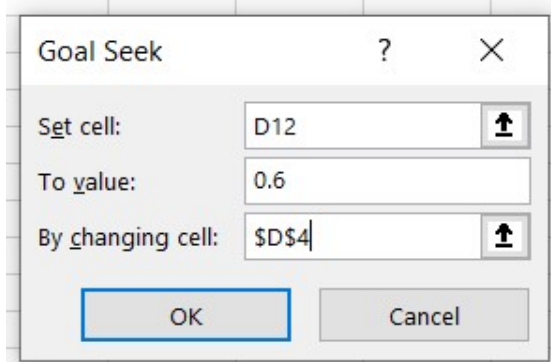
p	693.7649 Mpa
F_{tot}	58605.78 N
D	16.63 mm
d_h	13 mm

Største diameter skruehode	D	16.63
Største diameter underlagsskive	$D_{underlag}$	20
Minste diameter underlagsskive	$d_{underlag}$	13
Diameter hull	D_{hull}	14.28

A.8 Krefter i opphengspunkt (utført i Excel)

A	B	C	D	E	F	G
1						
2						
3			Under vann			
4		T1	34500.00 N			
5			Oppheng			
6		T2	34584.25 N		D4/COS(RADIANS(4))	
7						
8						
9						
10		tow off angle	4.00			
11						
12		Fr	2412.48		D6*SIN(RADIANS(D10))	
13						
14						
15		Arm	527.00 mm			
16			0.58 m			
17						
18		Mb	1389.59 Nm		D12*D16	
19						
20		Blokk egenve	500.00 kg			
21		Tau vekt	5912.50 N			
22		Fa	10817.50 N		(D20*9.81)+D21	
23		Fa + Fr	13229.98			
24						
25		Fr/Fa	0.22			
26						
27						
28						
29		Tilfelle ved 0- og 90 grader rotasjon				
30			Fr	Fa	Mb	Fr/Fa
31	0 grader	Normal	2412	10818	1390	0.2
32	90 grader	Maksimal	6491	10818	3739	0.6

Maksimal Fr ble funnet ved å bruke What-If-Analysis



A.9 Notater fra undervisning - Maskinteknikk 1

Standar betegnelse på skruer

mandag 14. september 2020 09:23

For eksempel

M12 x 125

↑ Metrisk $\varnothing 12$ lengde 125mm grov og fingjenger.

ISO-NS-5720 8,8 (3,6, 4,6, 4,8, 8,8, ... 14,9) → Kvalitetsklasse 8,8, Angir $\frac{2}{100}$ av min $R_m \geq 800$ MPa (Strekkelasthet)
↑ 8x8 $\Rightarrow \frac{1}{10}$ av min $R_e \geq 640$ MPa

For muttere har vi kun ett tall.

Inngrepslengde, må anpasses de ulike materialene som vi bruker.

Stålskruer - i stål $\approx d$

- i støpejern $\approx 1,2 - 1,3 \cdot d$

- bronse/messing $\approx 1,3 - 1,5 \cdot d$

Tiltrekkingsmoment

$$M_T = k \cdot F_0 \cdot d_s \quad [Nm]$$

M_T = tiltrekkingsmoment

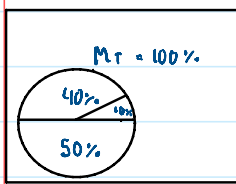
k = smørefaktor $\approx 0,2$ for de fleste tilfeller

0,15 → god smøring

0,25 → stor friksjon

F_0 = spenningsdiameter $\sqrt{\frac{4A_s}{\pi}} = d_s$

A_s = spenningsarealet (bruke tabell)



$M_s \approx 0,1 \cdot M_T$ skyldes gjengestigningen

$M_f \approx 0,5 \cdot M_T$ skyldes gjenfriksjon

$M_{nb} \approx 0,4 \cdot M_T$ skyldes friksjon mellom mutter og underlag.

Jernførende spenning i skruen:

$$\sigma_{JF} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_v^2}$$

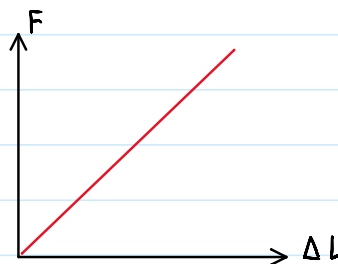
$$\tau_v = \frac{M_f}{W_p}$$

Forlengelse:

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{A \cdot E}$$

$$\Delta L = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} \rightarrow \frac{1}{k} \Rightarrow F = k \cdot \Delta L(s)$$

L, A og E er konstant.



Blir en lineær kurve

Forspenningskraften F_0 i en skrue må "ballanseres" av sammentrykningen i underlaget.

Stivheten for underlaget er vanligvis i finne.

Bruker ofte erfaringsverdier.



Myk pakning: $\delta_1/\delta_2 = 0,5-1$

Hard pakning: " = 1-2

Uten pakning: " = 2-3

Normal flens:

Tykke flenser: " = 4-10

δ_1 = Skruens forlengelse

δ_2 = Underlagets sammentrykning

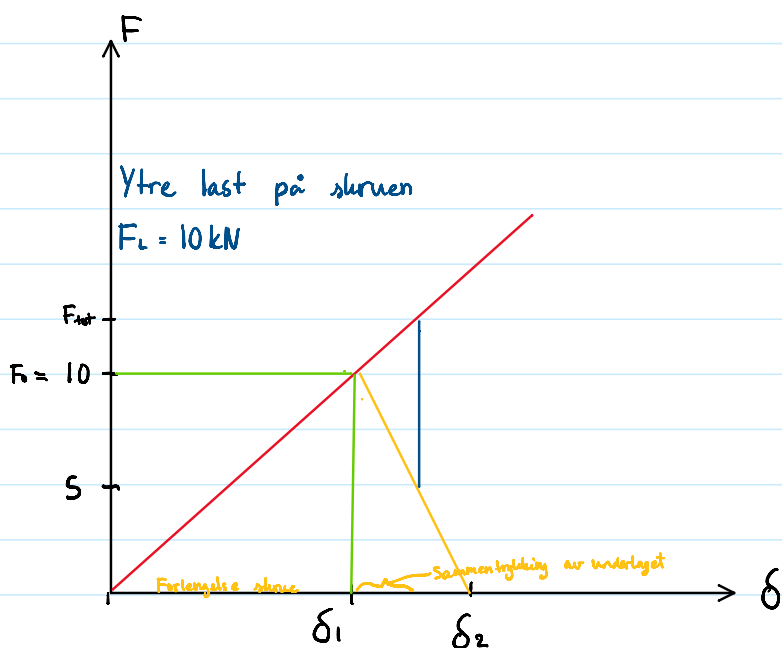
Hvordan "tegne" et skruediagram

$$M_T = F_0 \cdot k \cdot d_s \leftarrow d_s = \sqrt{\frac{4As}{\pi}}$$

Vi må kjenne:

Forspenningen F_i (eller F_0)

Forholdet δ_1/δ_2 dvs. $\delta_1/\delta_2 = 3$



Forspenning av skruer

Myk pakning	$F_0 = F_L$
Hard -"-	$F_0 = 1,3 \cdot F_L$
uten -"-	$F_0 = 1,5 \cdot F_L$
$F_L = \text{g\u00f6rre last}$	

Klemmsikkerhet

$$n_k = \frac{F_0}{F_0 - F_k}$$

$$F_k = F_{tot} - F_0$$

A.10 Beregning av Hertz spenninger (utført i Excel)

tot. påført last	17000	kg
Per rulle	8500	kg
Kraft	83385	N
Rullediameter	81	mm
Torus diameter	-490	mm
Lengde	170	172
Material		
<i>Torus</i>		
Material	S124M	
E-modul	200000	N/mm ²
<i>Ruller</i>		
Material	S124M	
E-modul	200000	N/mm ²
Poisons forhold [μ]	0,33	
d*	97,04	mm
E*	112220,851	MPa
b	0,51963894	mm
z	0,40999512	mm
σ_{\max}	600,921095	Mpa
τ_{xy}	180,276329	Mpa

A.11 Beregning av kilsveis (utført i Excel)

ytre $d_{\text{rør}}$	135	mm
ytre d_{sveis}	145	mm
indre $d_{\text{rør}}$	105	mm
indre d_{sveis}	95	mm
a-mål	5	mm
L	296	mm
Sveisareal ytre	2199	mm ²
Sveisareal indre	1571	mm ²
Sum areal	3770	mm ²
W		mm ³
F	166770	N
Bøyemoment Mb		Nmm
$\tau_{\text{skjær}}$		MPa
σ_{strek}	44	MPa
τ_{\perp}	31	MPa
σ_{\perp}	31	MPa
τ_{\parallel}		MPa
σ_{\parallel}		MPa
σ_{jf}	63	MPa

A.12 Skrueberegninger i rullehus (utført i Excel)

Totalkraft F	166770	N
F/side	83385	N
Skrue/bolt data		
Skrue/bolt	M16	
Antall	8	stk
As	157	mm ²
ds	16	mm
Trykkflate D_{ytre}	23,16	mm
Mutter data		
D_{ytre}	23,67	mm
D_{indre}	16	mm
Output		
F_L	20846	N
F_{tot}	36481	N
<i>Uten pakning</i>		
F_o	31269	N
Smørefaktor k	0,2	
δ_1/δ_2	3	
M_T	100062	Nmm
M_T	100	Nm
Skjærspenning τ	133	N/mm ²
Torsjonsspenning τ	50	N/mm ²
σ_s	232	N/mm ²
σ_{jf}	392	N/mm²
Fasthetsklasse	8.8	640
Sikkerhet	1,63	
Hullflatetrykk p_{bolt}	166	N/mm ²
Hullflatetrykk p_{mutter}	153	N/mm ²

A.13 Beregninger vedrørende ruller, aksler og lager (utført i Excel)

For solid rull					
For hul rulle					
Nedbøying ruller			Lager på nedre ruller		
Kraft [F]	83385	N	Kraft/lager	41,7	kN
Fordelt last [q]	379,02	N/mm	Lager	7308	BEP
Material	S174PH		Link	SKF 7308 BEP	
E-modul	200000	N/mm ²	D	90	mm
Densitet [ρ]	7700	kg/m ³	d	40	mm
Lengde	220	mm	B	23	mm
Diameter [D]	81	mm	Lager på øvre ruller		
Lillediameter [d]	71	mm	Kraft/lager	N/A	kN
Treghtsmoment [I]	2113051	mm ⁴	Lager	6303-Z	
Treghtsmoment [I]	865658	mm ⁴	Link	SKF 6303-Z	
Motstandsmoment [W]	52174	mm ³	D	47	mm
Motstandsmoment [W]	21374	mm ³	d	17	mm
Nedbøyingvinkel [β]	0,0004	°	B	14	mm
Nedbøyingvinkel [β]	0,0010	°			
Nedbøying [f]	0,0001	mm	f/l	0,000001	
Nedbøying [f]	0,0668	mm	f/l	0,000304	
Bøyemoment [M _{max}]	2293088	Nmm	KAN IKKE OVERSTIGE 0,00033		
Skjærkraft [Fskjær]	83385	N			
Bøyespenning [σ _{bøy}]	44,0	N/mm ²			
Bøyespenning [σ _{bøy}]	107,3	N/mm ²			
Skjærspenning [τ]	16,2	N/mm ²	tan(α)	0,000002	°
Skjærspenning [τ]	69,8	N/mm ²	tan(α)	0,000971	°
Masse [m]	8,73	Kg			
Masse [m]	2,02	Kg			
Jevnførende spenning [σ _{jl}]	52,1	N/mm ²	tan(α) < 0,001		
Jevnførende spenning [σ _{jl}]	161,7	N/mm ²	Momentkalkulator for rull		
Akselkalkulator			Stigning a	-189,511364	
			x	110	mm
Bøyemoment [M _{max}]	2334780	Nmm	Moment	2293088	Nmm
Bøyemoment [M _{max}]	2480704	Nmm	Snitt A-A		
Kraft [F]	83385	N	x	24,85	mm
E-modul	200000	N/mm ²	Moment	919031	Nmm
Fordelt last [q]	372,3	N/mm	D	122	mm
Skjærkraft [Fskjær]	83385	N	d	90	mm
Diameter	69	mm	Tversnitt A	5328	mm
Lengde uten ender	224	mm	W	125473	mm ³
Full lengde	238	mm	Skjærspenning τ	16	MPa
Motstandsmoment [W]	32251	mm ³	Bøyespenning σ	7	MPa
Treghtsmoment [I]	1112669,7	mm ⁴	σ _{jl}	28	MPa
Nedbøying [f]	0,05484	mm	Snitt B-B		
f/l	0,000244808		x	110	mm
må ikke overstige	0,000333333		Moment	2293088	Nmm
tan(α)	0,000783387	°	D	81	mm
Trykk i akselhull housing			d	71	mm
Diameter	40	mm	Tversnitt A	1194	mm
Dybde	7	mm	W	21374	mm ³
Areal	879,645943	mm ²	Skjærspenning τ	70	MPa
F	41692,5	N	Bøyespenning σ	107	MPa
p	47,4	MPa	σ _{jl}	162	MPa
			Snitt A-A		
			Moment	2334780	Nmm
			D	69	mm
			d	0	mm
			Tversnitt A	3739	mm ²
			W	32251	mm ³
			Skjærspenning τ	22	MPa
			Bøyespenning σ	72	MPa
			σ _{jl}	82	MPa
			Snitt B-B		
			Moment	2334780	Nmm
			D	40	mm
			d	8,4	mm
			Tversnitt A	1201	mm ²
			W	6271	mm ³
			Skjærspenning τ	69	MPa
			Bøyespenning σ	372	MPa
			σ _{jl}	391	MPa

A.14 Beregninger svingkrans

Step 1

Determine what is required of your application in terms of load, speed, accuracy, torque, environment, coatings, mounting arrangements, and lubrication. Kaydon's Specification Data Sheet lists the more common requirements; [download the data sheet](#), use the [online form](#), or see pages 125 and 126 of Kaydon Catalog 390. Early consultation with your bearing manufacturer will help assure selection of a bearing that provides the necessary features to meet your requirements.

Step 2

Determine all maximum bearing loads, being sure to include all dynamic and static loads imposed on the bearing.

Consider all applied forces to the bearing and gear—not only at rated and working loads, but also loads imposed during:

- extreme weather conditions
- impact or testing
- assembly or disassembly
- all other situations

These loads in turn must be simplified into the forces acting at the bearing's center. See Figure 2.

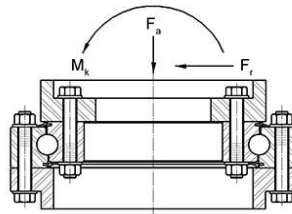


Figure 2
Resultant forces acting on or about a bearing

M_k	1440	Nm
F_a	166770	N
F_r	2500	N

1062	Ft-lbs
37491	lbs
562	lbs

del på: 1.356
Gang med: 0.224809

Avstand fra svingkrans til kabesentrum		
H_s	0.576	m

Totalvekt		
M_{tot}	500	kg

Kraft vertikal retning		
F	166770	N

Step 3

Multiply the resultant bearing forces by the applicable service factor (SF). See Table 1 for the service factors of common applications, or use the [Kaydon Bearings slewing bearing selector tool](#).

Application service factors are based on a number of considerations. The primary considerations are the frequency of use at higher vs. normal loads and potential for extreme or impact loads. These factors may be superseded by customer specification, finite element analysis (FEA), or regulations by certifying authorities.

If the intended equipment and application do not appear in Table 1, select a comparable application for initial sizing. If unsure, consult with the bearing manufacturer.

Valgt Service factor	
SF	1.5

Nye verdier					
M_k	2160	Nm		1592.9	Ft-lbs
F_a	250155	N		56237.1	lbs
F_r	3750	N		843.0	lbs

Kraftkomp	Verdi	Konvertert	m/sikkerhet	m/service faktor
M_t	1440	1062	4566	6850
F_a	166770	37491		56237
F_r	2500	562	2417	3625

Table 1—Service factors

Application	Service factor (SF)
Aerial lift devices	
Aerial baskets, platforms, ladders, etc.	1.00
Conveyors	
	1.00
Cranes	
Mobile (loads limited by machine stability)	
Normal construction duty (tire mounted)	1.00
Normal construction duty (crawler mounted)	1.10
Production duty such as scrap and ship yards	1.25
Forestry handling (logging)	1.50
Stacker cranes (must include dynamic forces as loads)	1.25
Pedestal or tower (loads not limited by machine stability)	
Loads continually monitored by safe load device	1.25
Applications with risk of sudden impact load application	1.50
Excavators	
Load limited by tipping	1.25
Load limited by hydraulic pressure relief	1.50
Index and turnstile tables* (include any shock loads for evaluation)	
Occasional use with intermittent rotation	1.00
Frequent use with intermittent rotation	1.25
Frequent use with intermittent rotation and impact loads	1.50
Industrial manipulators and robots	
Occasional service	1.00
Frequent service	1.25
Steering gear (must include dynamic and shock loads due to transit forces)	
Pneumatic tires	1.25
Solid tires	1.50

* Excludes collars/unrollers

A.15 Tiltrekningsmoment - SKF

Attachment bolts

Hexagonal head bolts in accordance with DIN EN ISO 4014:1999 in the 10.9 strength grade (EN ISO 898) are suitable for securing slewing bearings to their support structures. The minimum clamp length of bolted joints (\rightarrow fig. 7) should be

$$L_k = 5 \times G$$

where

L_k = the minimum length of bolt joint, mm
 G = the bolt thread diameter, mm

Surface pressure in bolt joints

For 10.9 strength grade bolts and nuts, SKF recommends using hardened or quenched and tempered flat washers beneath the bolt head and nut, to avoid excessive surface pressure on the support surfaces. Spring washers of any type should **never** be used.

The recommended tightening torque values for nuts and bolts are provided in **table 1**. Under normal operating conditions, the recommended bolt torque values will provide a reliable and safe connection to the support surface and the application. However, when the arrangement is subjected to very heavy loads, shock loads and/or vibrations, consult the SKF application engineering service.

Calculation of bolted joints

The SKF rules to calculate bolted joints are based on experience in practice and standardized calculation rules. When considering slewing bearing arrangements, a distinction has to be made between supported or suspended bearings (\rightarrow figs. 2 and 3 on page 9). In the case of suspended bearing arrangements, consult the SKF application engineering service.

Fig. 7

Bolt joints

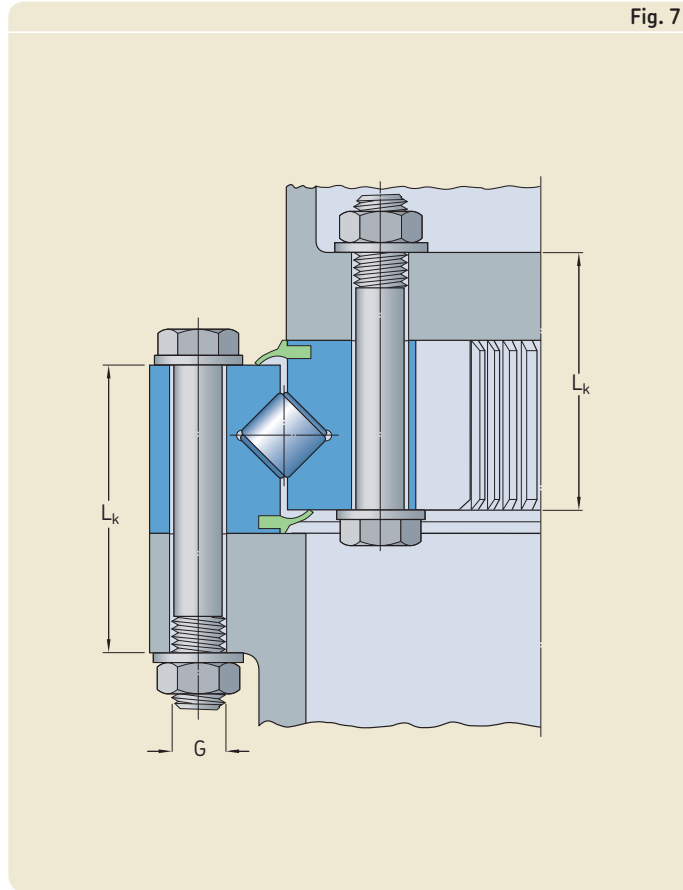


Table 1

Tightening torque and preload of attachment bolts

Attachment bolts/nuts Size ¹⁾	Tightening torque and assembly preload for bolts to strength grade 10.9 (EN ISO 898)		
	$M_A^{2)}$	$F_M^{3)}$	$F_M^{4)}$
–	Nm	kN	kN
M 6	14	13.2	–
M 8	34	24.2	–
M 10	67	38.5	–
M 12	115	56	–
M 14	185	77	–
M 16	285	106	–
M 18	395	129	–
M 20	560	166	–
M 22	770	208	–
M 24	970	239	283
M 27	1 420	315	372
M 30	1 930	385	454
M 33	2 630	480	564
M 36	3 380	560	664

¹⁾ ISO general purpose metric threads (DIN 13-1)

²⁾ Tightening torque for coefficient of friction in the bolt head/nut contact surface and the thread $\mu_k - \mu_G = 0,14$. In case of different friction coefficients the tightening torque should be adjusted accordingly

³⁾ Bolt preload corresponding to coefficient of friction in the thread $\mu_G = 0,14$

⁴⁾ Bolt preload to 90% of the yield point stress. For torsion free tightening, use an HYDROCAM bolt tensioner

A.16 Tiltrekningsmoment - Tingstad

Momenttabeller

Kalibreringsutstyr



Elektronisk testapparat for momentnøkler

Tabellene angir forspenningskrefter F_m og tiltrekningsmomenter M_A .

Tabellene gjelder for sekskantskruer etter DIN 931/933, ISO 4014/4017 og sylinderskruer etter DIN 912, ISO 4762 med full stammediameter.

Moment- og forspenningstabeller, metriske skruer Tiltrekningsmomenter og forspenningskrefter

Nom dia.	F.kl. ISO	Oppnådd middelforspenning F_m i N for $\mu_g =$							Tiltrekningsmoment M_A i Nm for $\mu_k =$						
		0.08	0.10	0.12	0.15	0.16	0.20	0.25	0.08	0.10	0.12	0.15	0.16	0.20	0.25
M1.6	8.8	610	590	570	530	520	480	430	0.13	0.15	0.17	0.19	0.19	0.22	0.24
	10.9	860	830	790	750	730	670	600	0.19	0.21	0.23	0.26	0.27	0.30	0.33
	12.9	1000	960	920	860	840	770	700	0.22	0.24	0.27	0.31	32	0.35	0.39
M2	8.8	1020	980	940	880	860	790	710	0.27	0.31	0.35	0.39	0.41	0.46	0.50
	10.9	1430	1370	1320	1240	1210	1110	1000	0.38	0.44	0.49	0.55	0.57	0.64	0.70
	12.9	1650	1590	1520	1430	1400	1280	1160	0.44	0.51	0.57	0.64	0.66	0.74	0.81
M2.5	8.8	1690	1630	1560	1470	1440	1320	1190	0.54	0.63	0.70	0.80	0.82	0.92	1.02
	10.9	2380	2290	2200	2060	2020	1860	1670	0.77	0.88	0.98	1.12	1.16	1.30	1.43
	12.9	2750	2640	2540	2390	2340	2150	1930	0.89	1.02	1.14	1.29	1.34	1.50	1.65
M3	8.8	2530	2440	2350	2210	2160	1980	1790	0.97	1.12	1.25	1.43	1.48	1.66	1.83
	10.9	3560	3430	3300	3100	3040	2790	2510	1.36	1.57	1.76	2.00	2.08	2.33	2.57
	12.9	4110	3960	3810	3580	3510	3220	2910	1.57	1.81	2.03	2.32	2.40	2.69	2.98
M4	8.8	4.400	4.250	4.000	3.900	3.750	3.450	3.100	2.4	2.6	2.9	3.1	3.3	3.8	4.4
	10.9	6.200	5.900	5.700	5.500	5.300	4.850	4.350	3.4	3.7	4.1	4.4	4.6	5.3	6.2
	12.9	7.400	7.100	6.800	6.600	6.300	5.800	5.200	4.1	4.4	4.9	5.2	5.6	6.4	7.4
M5	8.8	7.200	6.900	6.600	6.400	6.100	5.800	5.100	4.8	5.3	5.9	6.2	6.7	7.6	8.7
	10.9	10100	9.700	9.300	9.000	8.600	7.900	7.100	6.7	7.5	8.3	8.7	9.4	10.7	12.2
	12.9	12.100	11.700	11.100	10.800	10.300	9.500	8.600	8.1	8.9	10.0	10.5	11.3	13.0	14.5
M6	8.8	10.100	9.700	9.300	9.000	8.600	7.900	7.100	8.1	8.9	9.9	10.5	11.2	13.0	14.5
	10.9	14.200	13.700	13.000	12.700	12.100	11.200	10.000	11.4	12.5	14.0	15.0	16.0	18.0	20.5
	12.9	17.000	16.400	15.700	15.200	14.600	13.400	12.100	13.5	15.0	16.5	17.5	19.0	21.5	25.0
M8	8.8	18.600	17.900	17.000	16.500	15.900	14.600	13.100	19	21	24	25	27	31	36
	10.9	26.000	25.000	24.000	23.200	22.300	20.500	18.500	28	30	34	36	38	44	50
	12.9	31.500	30.000	29.000	28.000	27.00	24.600	22.200	33	36	40	43	46	52	60
M10	8.8	29.500	28.500	27.000	26.500	25.500	23.200	20.900	39	42	47	50	53	61	70
	10.9	41.500	40.000	38.000	37.000	35.500	32.500	29.500	55	60	66	70	75	85	98
	12.9	50.000	48.000	46.000	44.500	42.500	39.000	35.500	65	72	79	84	90	103	118
M12	8.8	43.000	41.500	39.500	38.500	37.000	34.000	30.500	67	74	82	86	93	105	121
	10.9	61.000	58.000	56.000	54.000	52.000	47.500	43.000	95	104	115	121	130	150	170
	12.9	73.000	70.000	67.000	65.000	62.000	57.000	52.000	114	124	140	145	155	180	205
M14	8.8	59.000	57.000	54.000	53.000	50.000	46.500	42.000	107	117	130	135	145	165	190
	10.9	83.000	80.000	76.000	74.000	71.000	65.000	59.000	150	165	180	195	205	235	270
	12.9	99.000	96.000	91.000	89.000	85.000	78.000	71.000	180	195	220	230	250	280	320

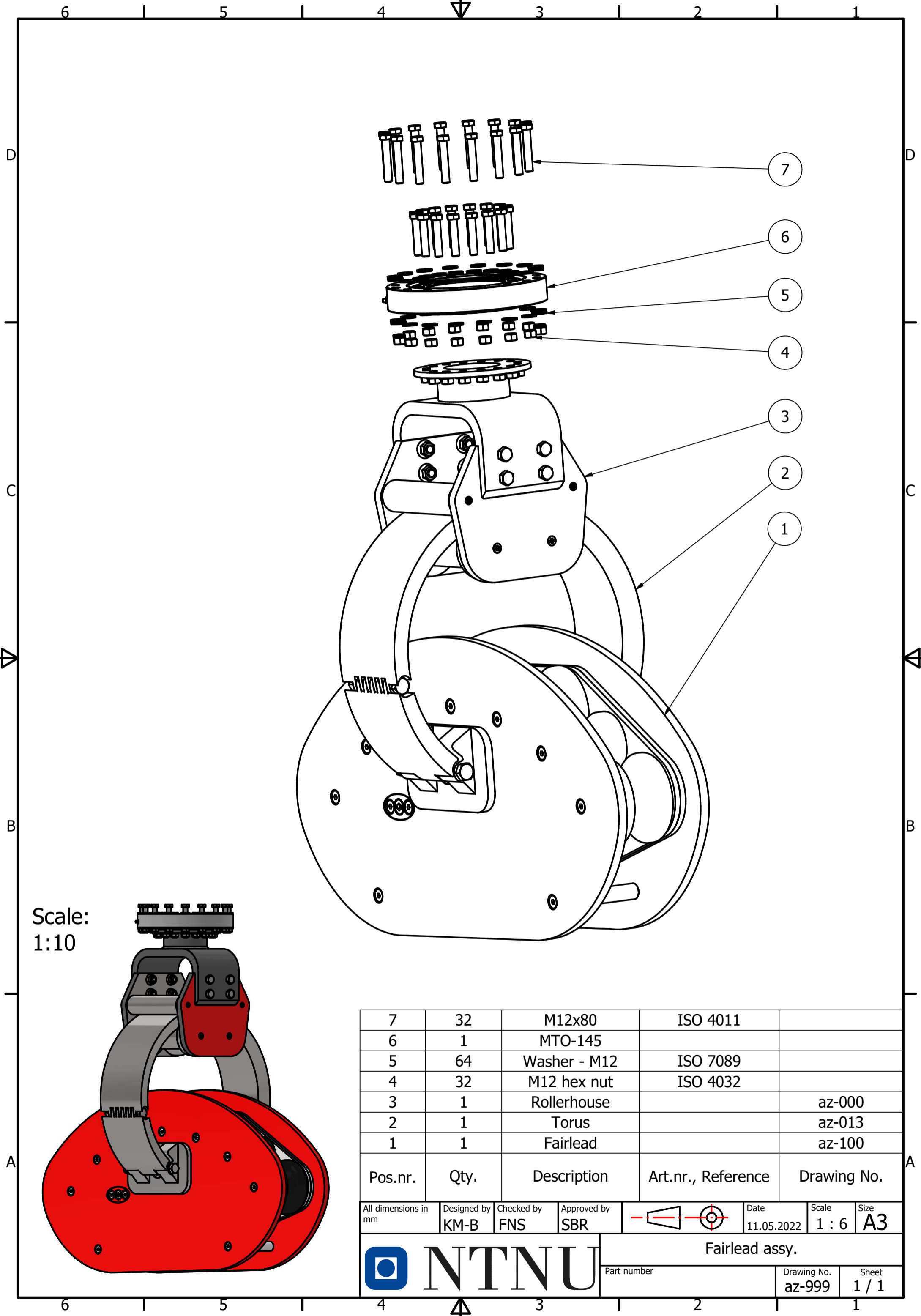
Forklaring til tabellen – se neste side.

A.17 Flatetrykk - flens og svingkrans

Tabell 3.8 Største tillatte hullflatetrykk ved forskjellige materialer. (Etter *Bultens Handbok*)

Materiale		P_{maks} N/mm ²
Stål	HB = 330	1600
Stål	HB = 280	1400
Stål	HB = 220	1100
Stål	HB = 170	800
Støpejern	HB = 200	1000
Støpejern	HB = 150	700
Lettmetall		
Messing	HB = 90	400
Lagerbronse		
Bløtt kobber	HB = 60	250

A.18 Maskintegninger - Full sammenstilling



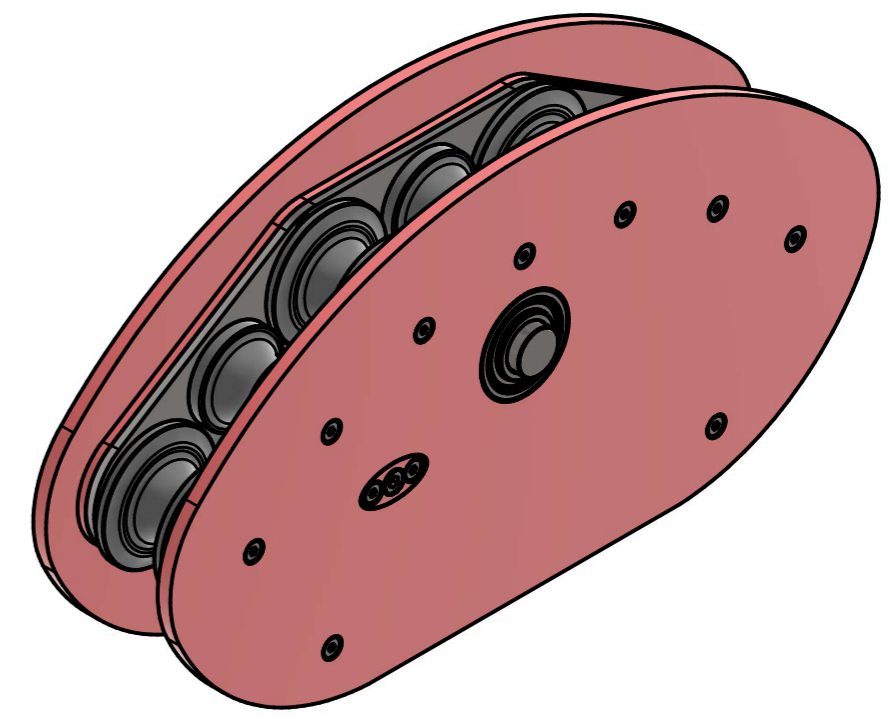
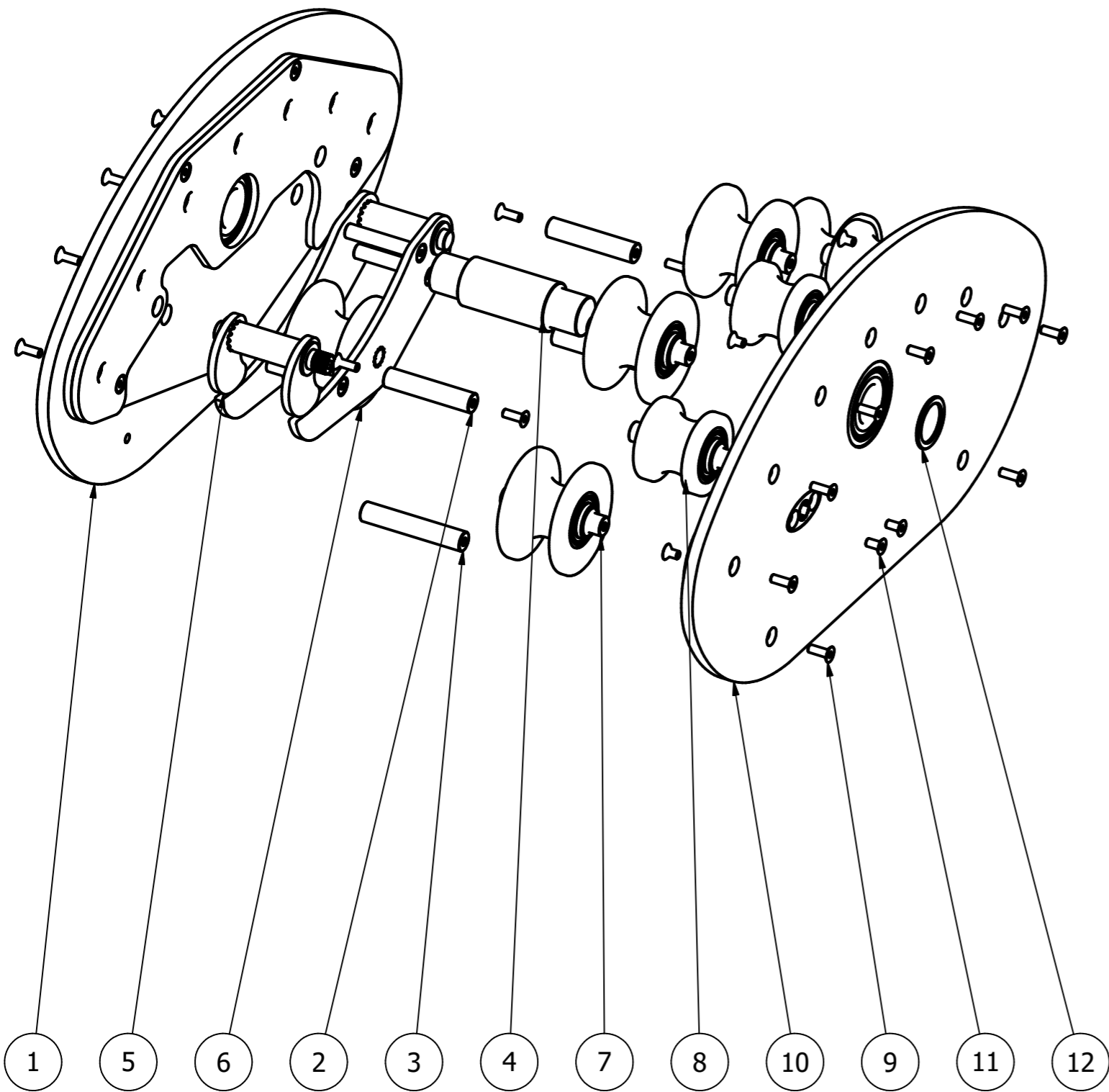
Scale:
1:10

7	32	M12x80	ISO 4011	
6	1	MTO-145		
5	64	Washer - M12	ISO 7089	
4	32	M12 hex nut	ISO 4032	
3	1	Rollerhouse		az-000
2	1	Torus		az-013
1	1	Fairlead		az-100
Pos.nr.	Qty.	Description	Art.nr., Reference	Drawing No.

All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 11.05.2022	Scale 1 : 6	Size A3
----------------------	---------------------	-------------------	--------------------	--	--------------------	----------------	------------

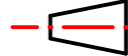

	Fairlead assy.		
	Part number	Drawing No. az-999	Sheet 1 / 1


A.19 Maskintegninger - Sammenstilling av slepeblokk m.m.

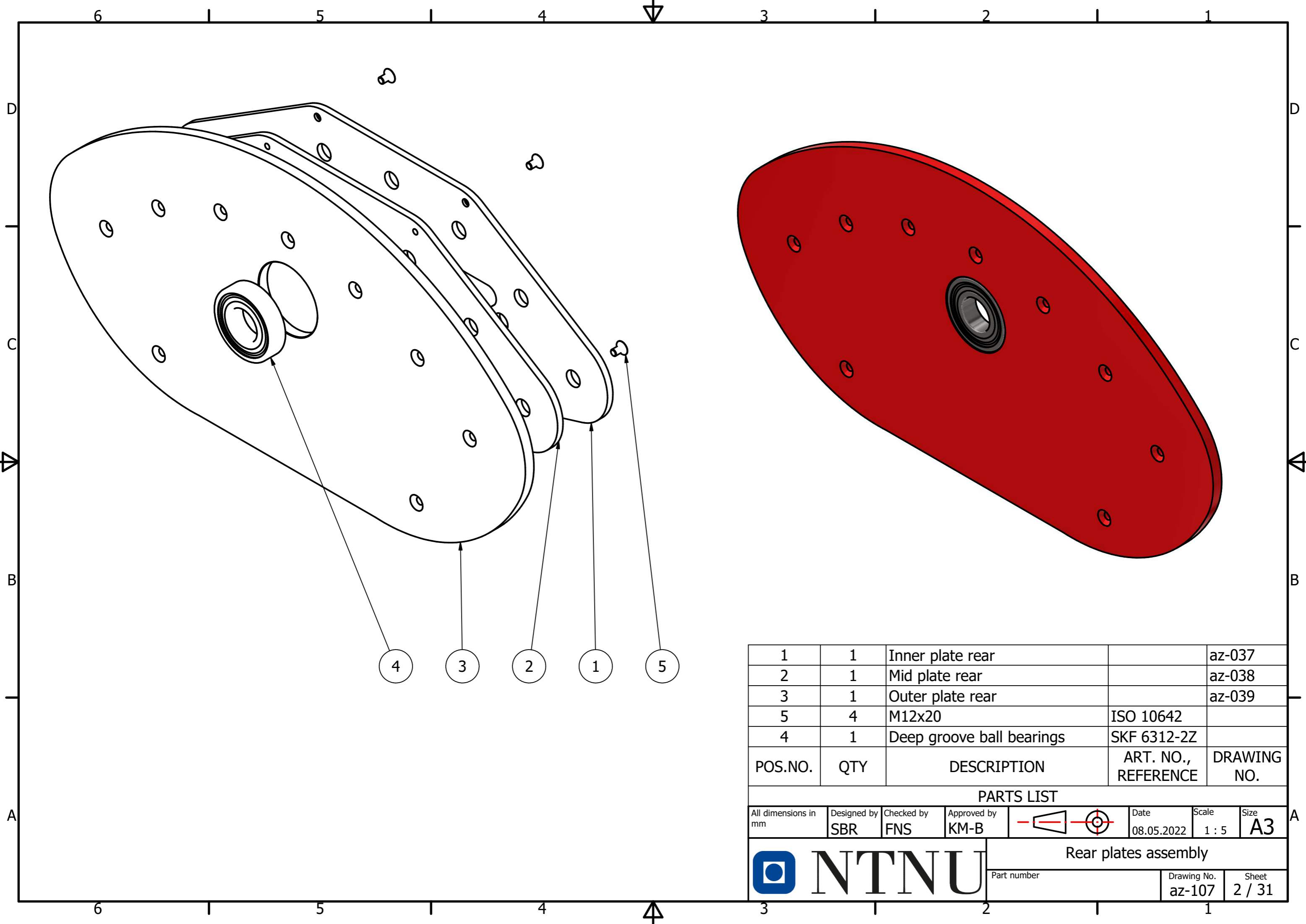


12	2	Washer Ø60x4		az-043
2	2	Spacer Ø30x144		az-021
3	2	Spacer Ø30x168		az-022
4	1	Torus shaft		az-023
5	1	Wing lock assembly		az-101
6	1	Belt tensioner assembly		az-102
7	4	Main wheel assembly		az-103
8	3	Support wheel assembly		az-104
10	1	Front plate assembly		az-106
1	1	Rear plates assembly		az-107
9	22	M12x30	ISO 10642	
11	2	M12x25	ISO 10642	
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.

PARTS LIST

All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 10	Size A3
----------------------	--------------------	-------------------	---------------------	---	---	--------------------	-----------------	------------

 NTNU	Block assembly		
	Part number	Drawing No. az-100	Sheet 1 / 31

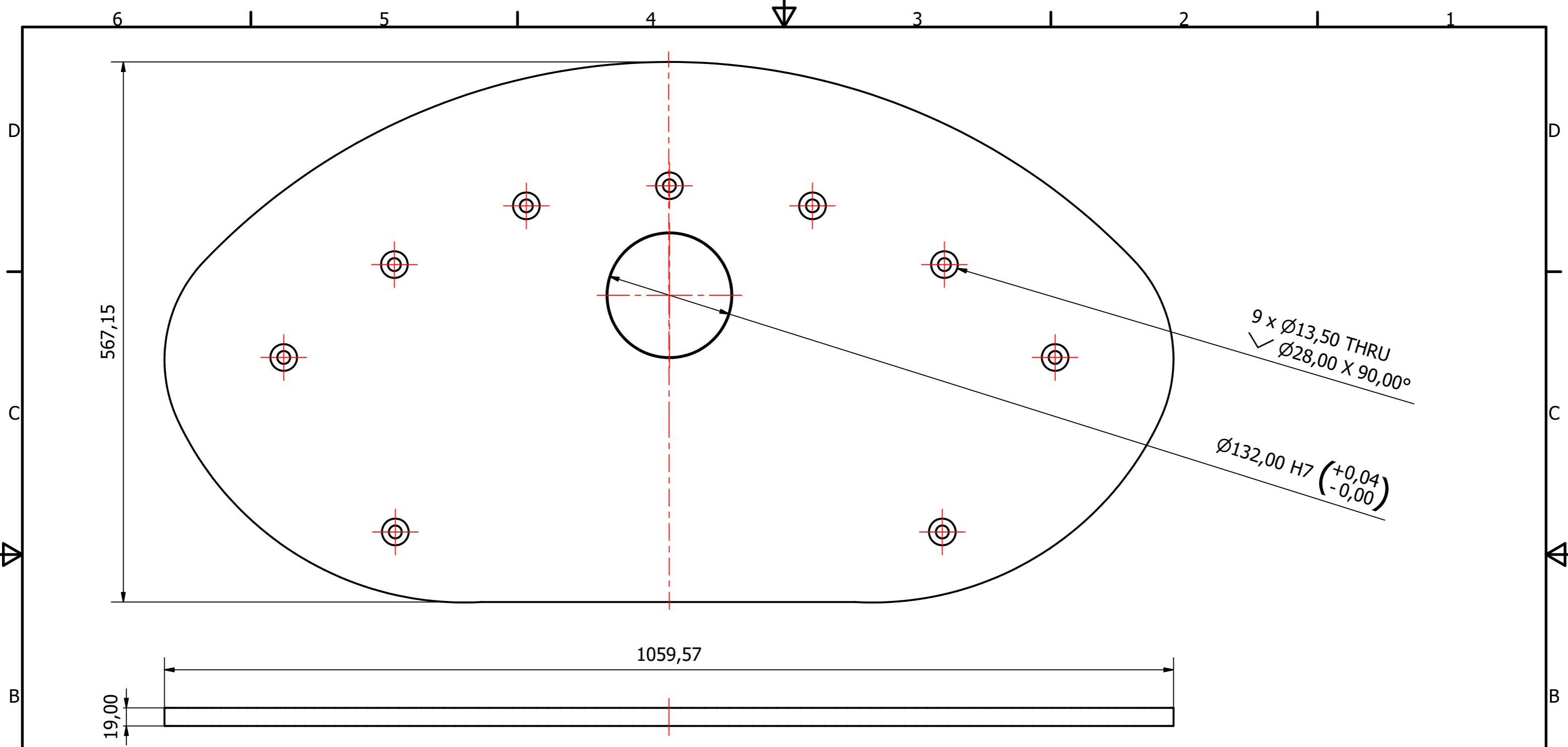


1	1	Inner plate rear		az-037
2	1	Mid plate rear		az-038
3	1	Outer plate rear		az-039
5	4	M12x20	ISO 10642	
4	1	Deep groove ball bearings	SKF 6312-2Z	
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.

PARTS LIST

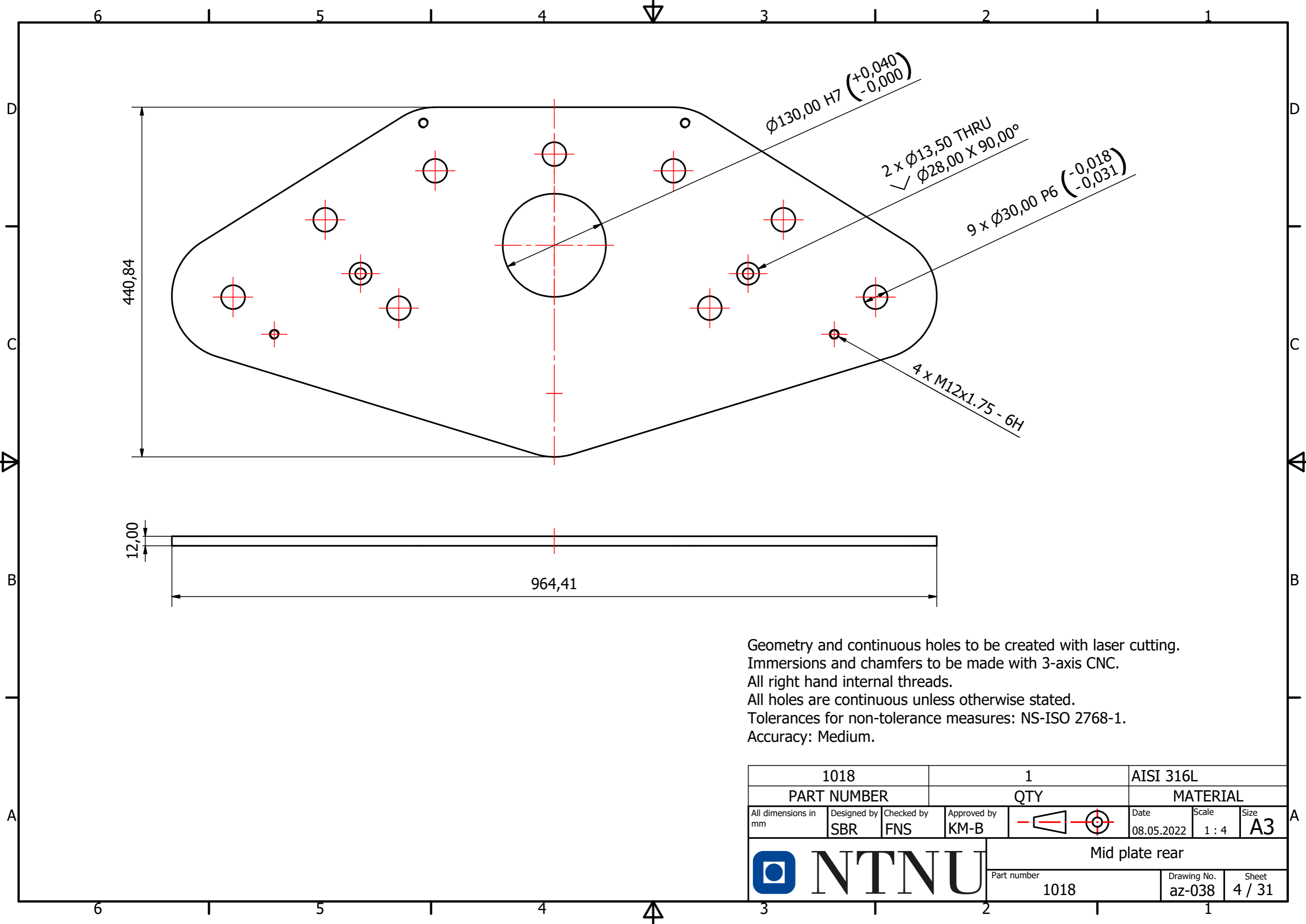
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 5	Size A3
----------------------	--------------------	-------------------	---------------------	--	--------------------	----------------	------------

	Rear plates assembly		
	Part number	Drawing No. az-107	Sheet 2 / 31



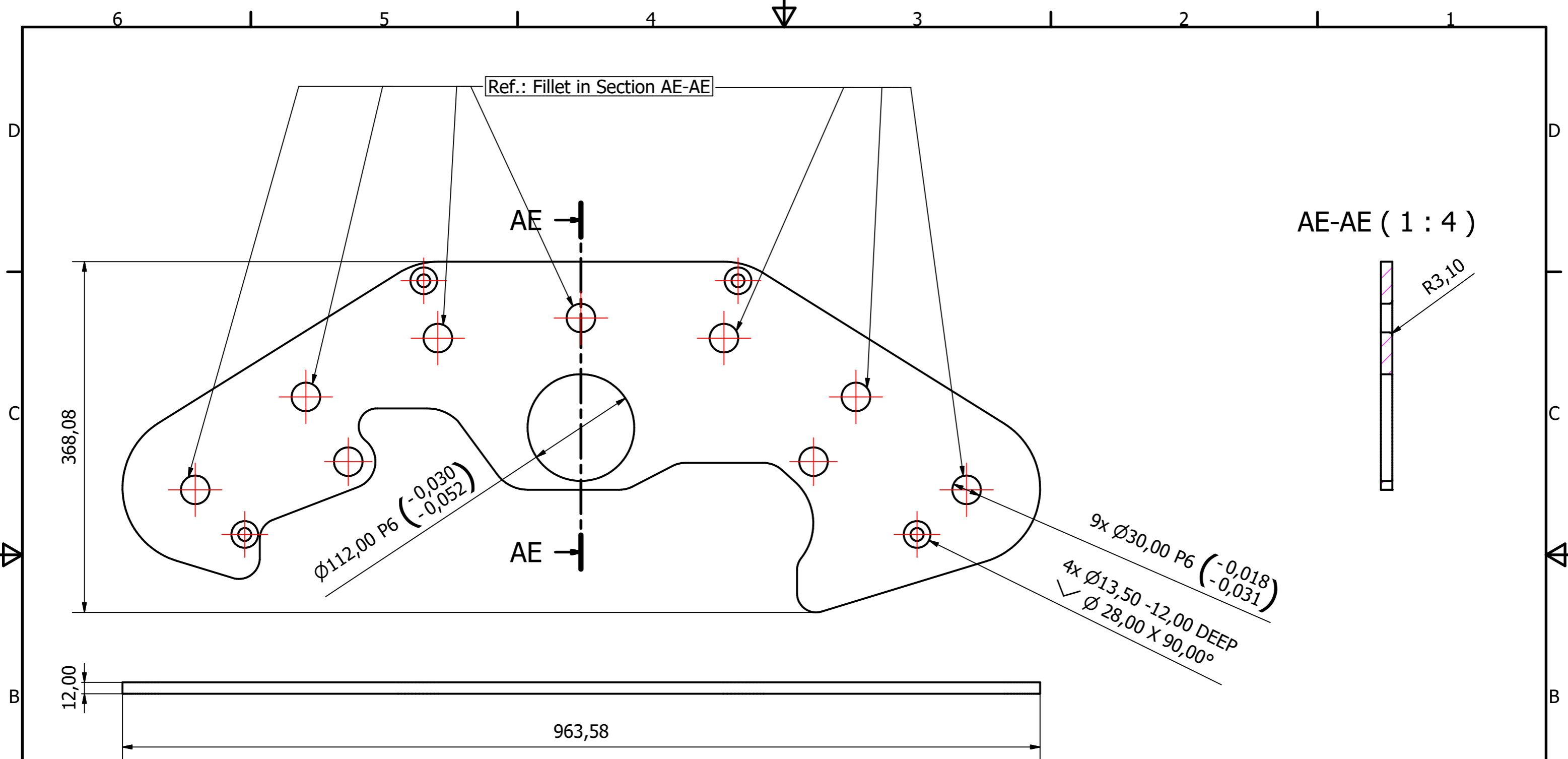
Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1019			1		AISI 316L			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
				Outer plate rear				
				Part number 1019		Drawing No. az-039	Sheet 3 / 31	



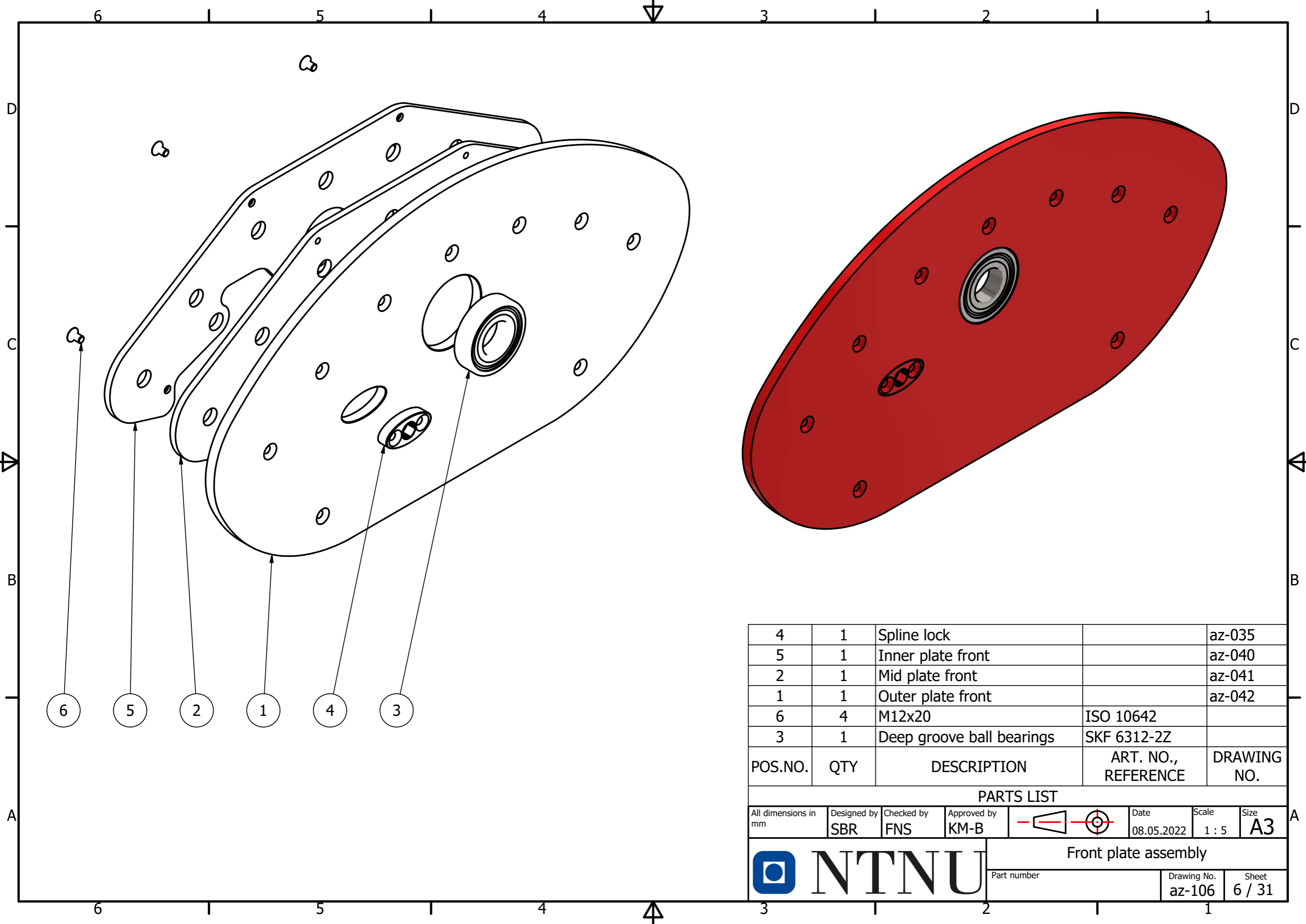
Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All right hand internal threads.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1018			1		AISI 316L			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
				Mid plate rear				
				Part number 1018		Drawing No. az-038	Sheet 4 / 31	



Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1017			1		AISI 316L			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
				Inner plate rear				
				Part number 1017		Drawing No. az-037	Sheet 5 / 31	

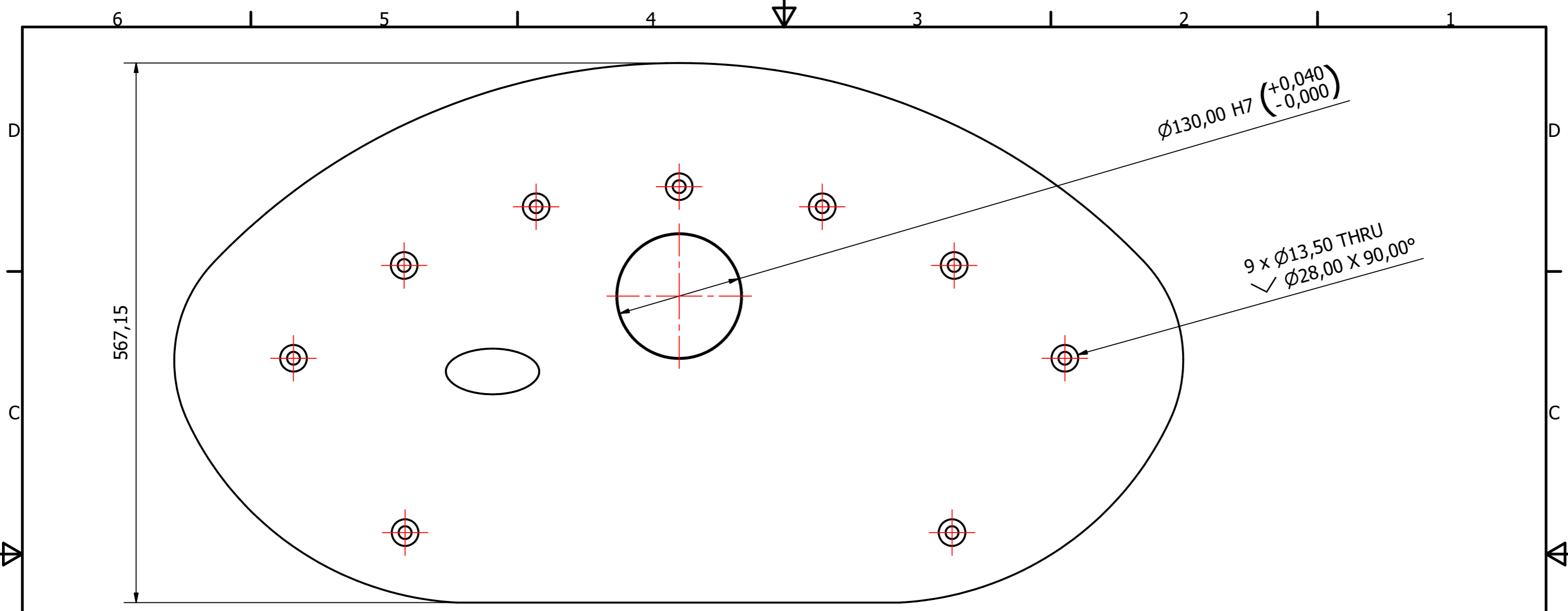


4	1	Spline lock		az-035
5	1	Inner plate front		az-040
2	1	Mid plate front		az-041
1	1	Outer plate front		az-042
6	4	M12x20	ISO 10642	
3	1	Deep groove ball bearings	SKF 6312-2Z	
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.

PARTS LIST

All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 5	Size A3
----------------------	--------------------	-------------------	---------------------	--	--------------------	----------------	------------

	Front plate assembly		
	Part number	Drawing No. az-106	Sheet 6 / 31



$\varnothing 130,00 H7 (+0,040 / -0,000)$




$9 \times \varnothing 13,50$ THRU
 $\sphericalangle \varnothing 28,00 \times 90,00^\circ$

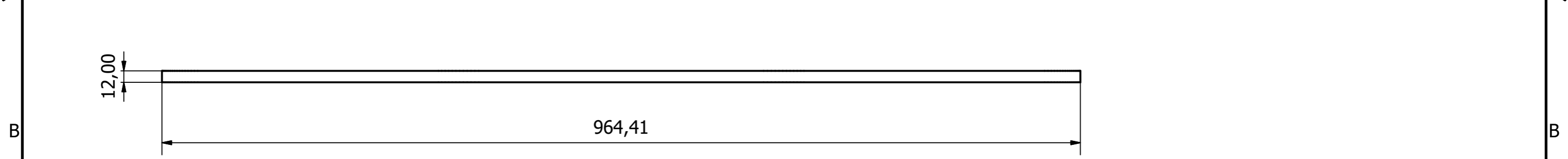
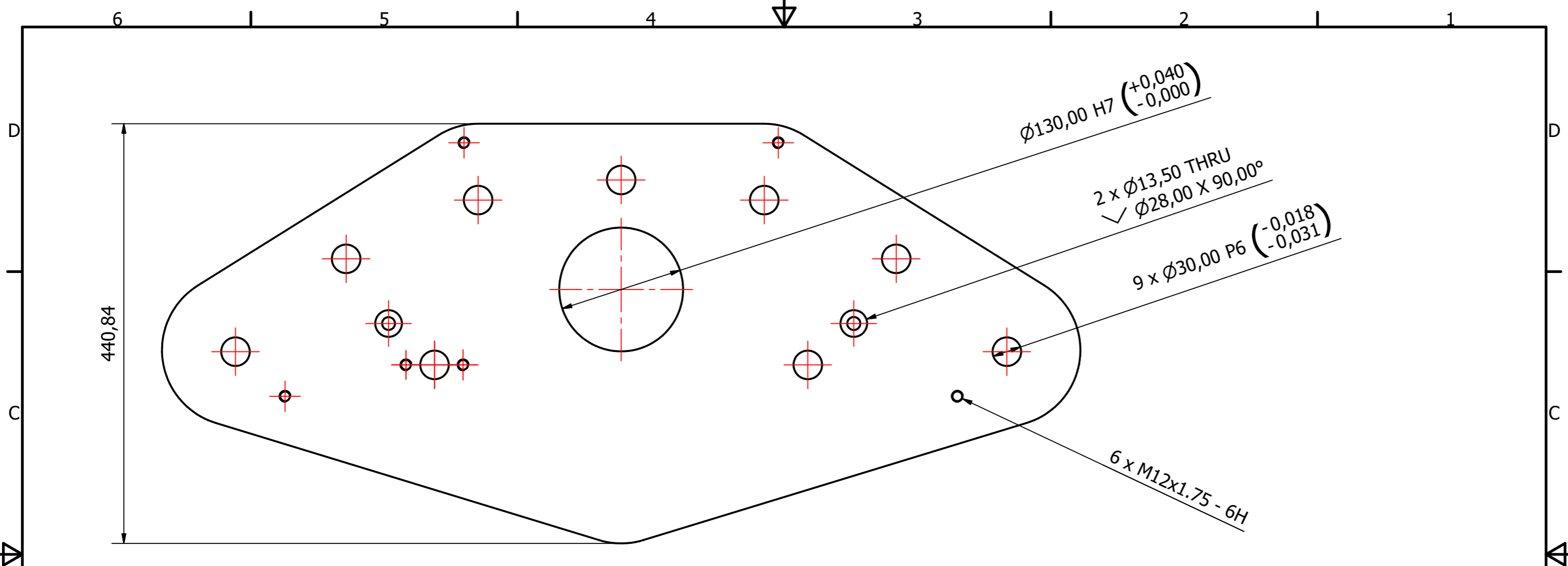
567,15

1059,57




19,00

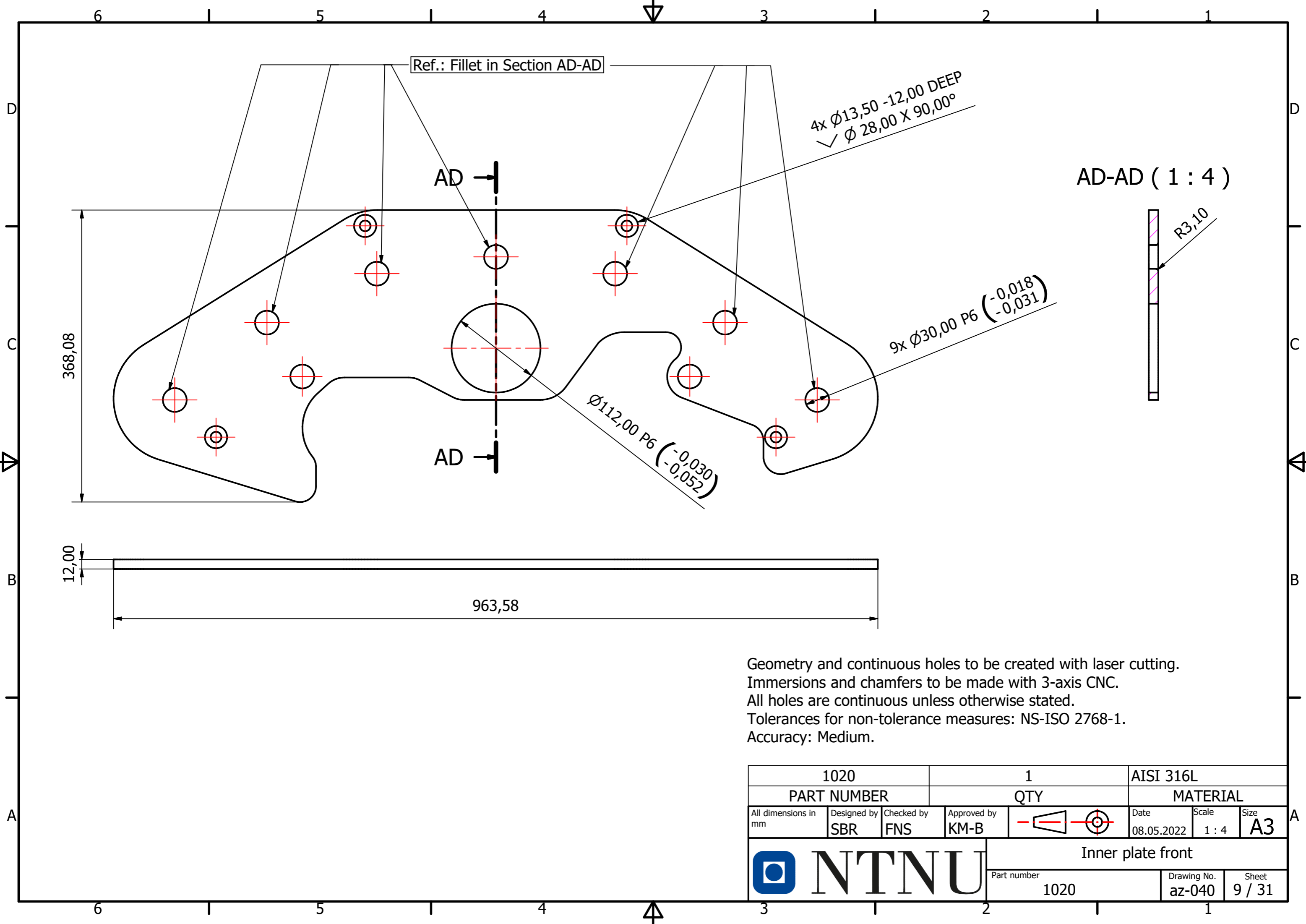
Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1022			1		AISI 316L			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
 NTNU				Outer plate front				
				Part number 1022		Drawing No. az-042	Sheet 7 / 31	






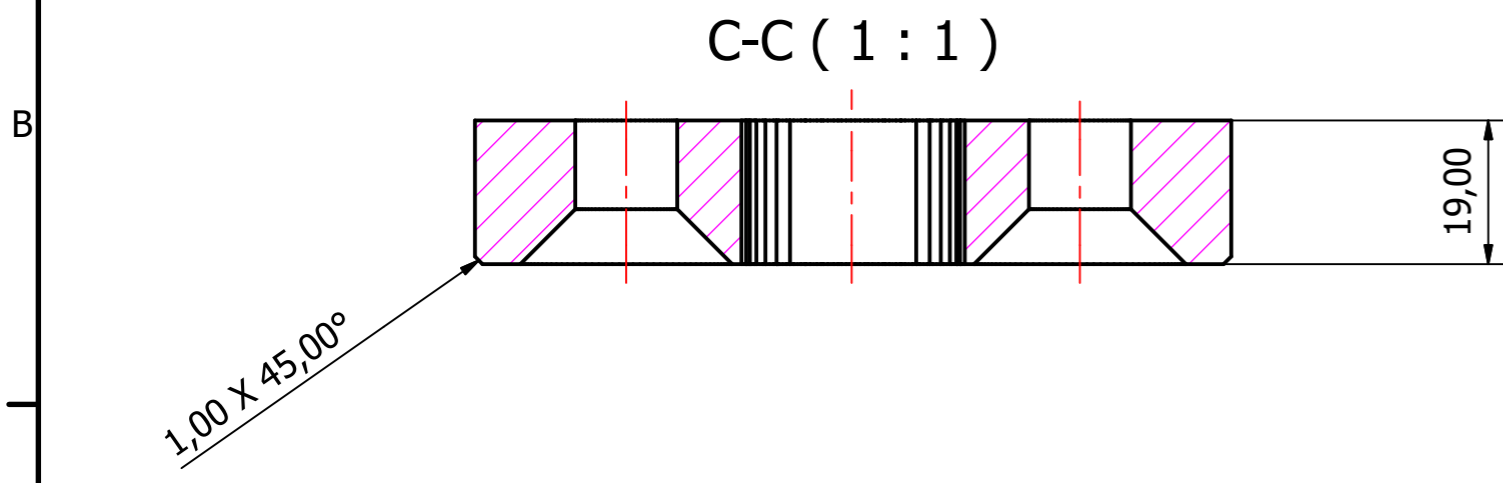
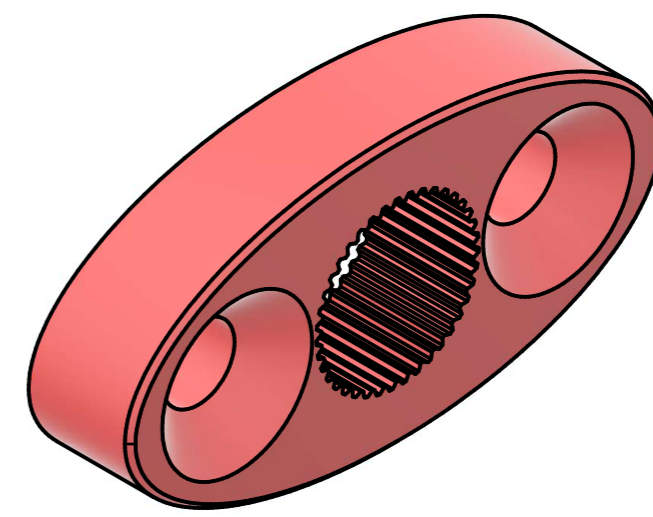
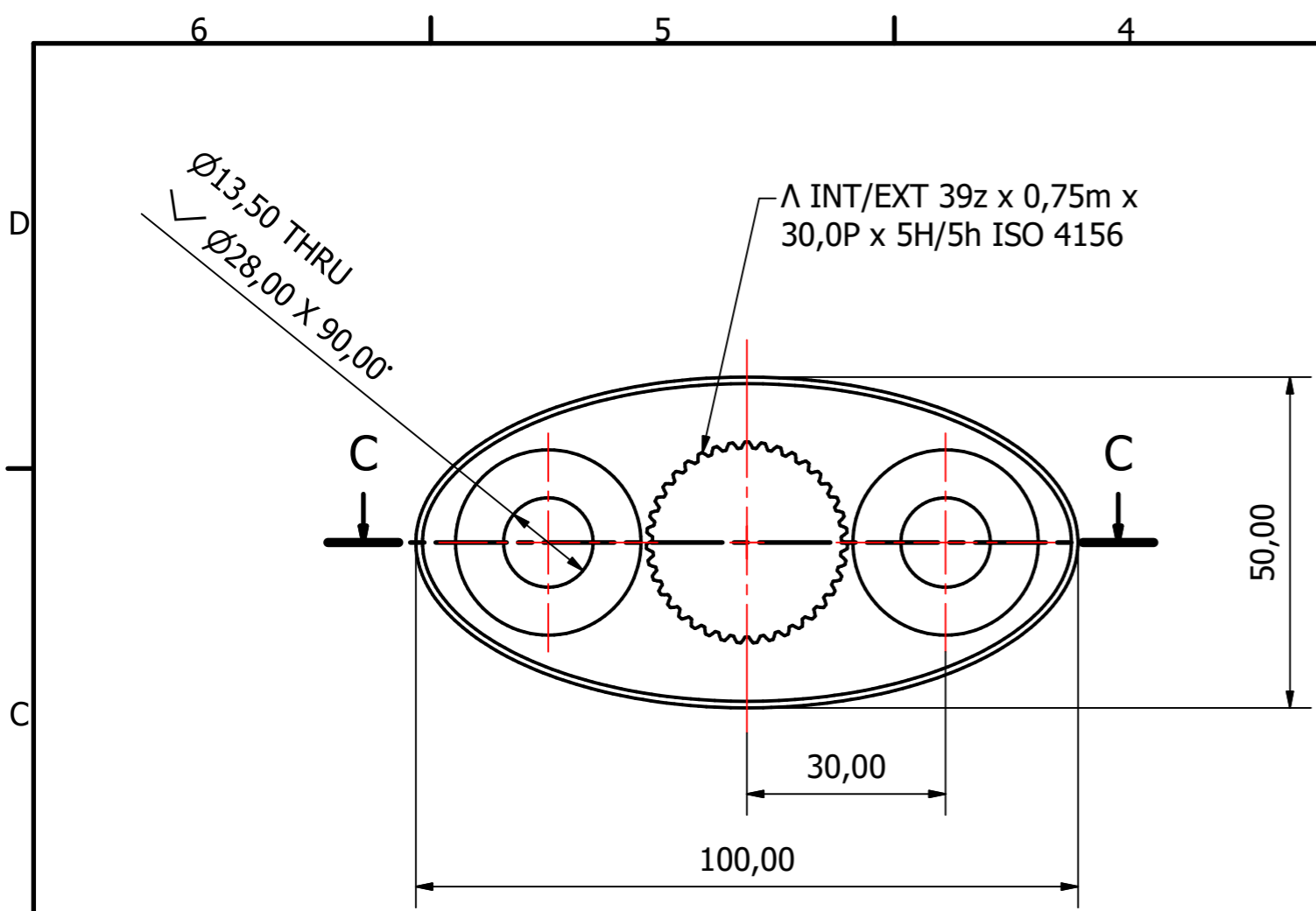
Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All right hand internal threads.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1021			1		AISI 316L			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
				Mid plate front				
				Part number 1021		Drawing No. az-041	Sheet 8 / 31	



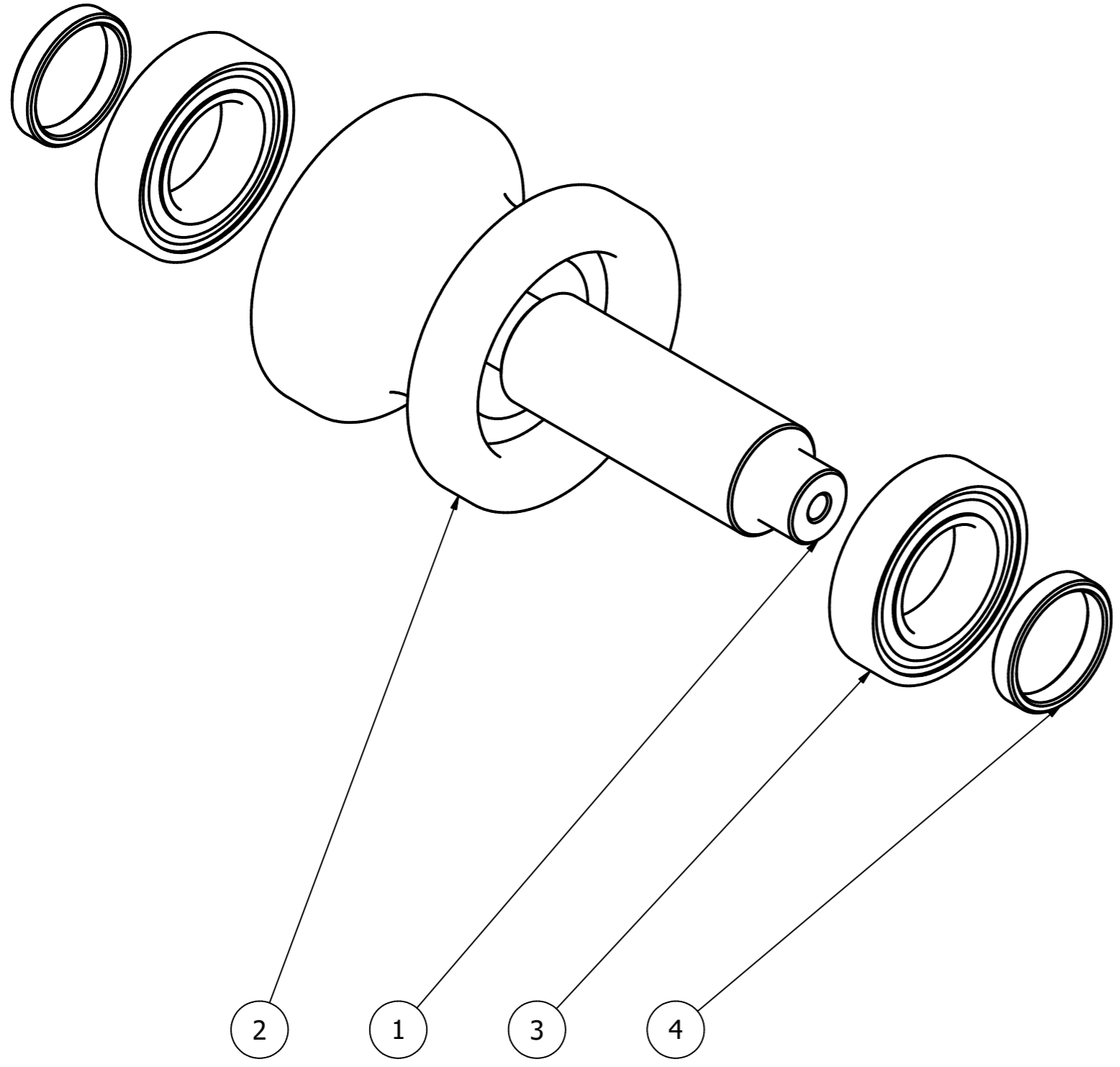
Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1020			1		AISI 316L			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
				Inner plate front				
				Part number 1020		Drawing No. az-040	Sheet 9 / 31	



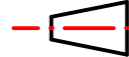

Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.


1015		1		AISI 316L		
PART NUMBER		QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 1
			Splines lock			
Part number 1015		Drawing No. az-035		Sheet 10 / 31		

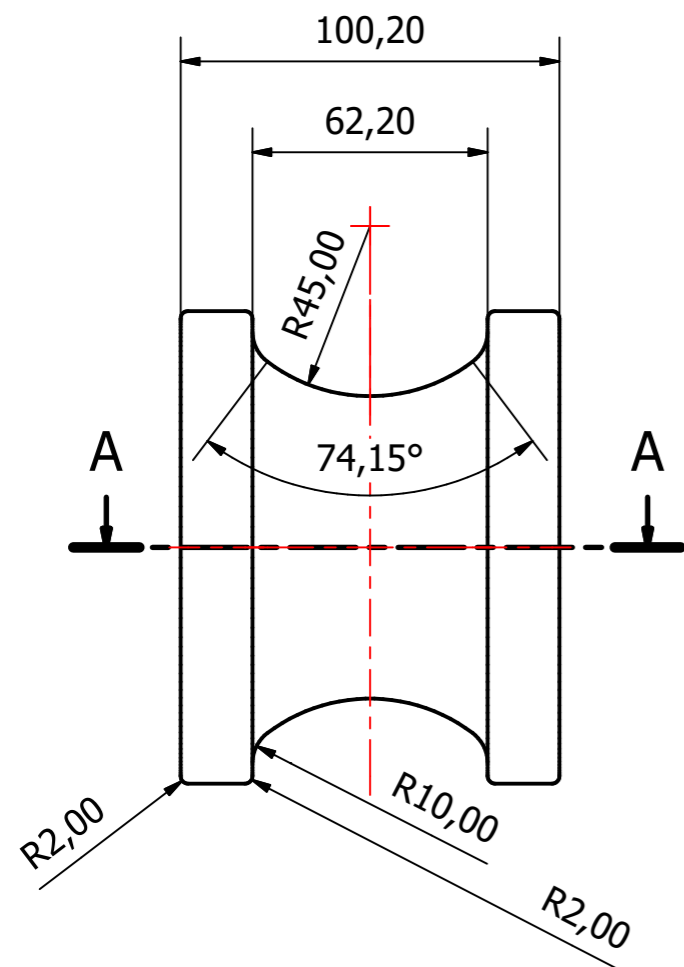


3	2	Deep groove ball bearings	SKF W 6209-2Z	
1	1	Rolling wheel shaft		az-032
4	2	Washer Ø45x9,9		az-033
2	1	Support wheel		az-036
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.

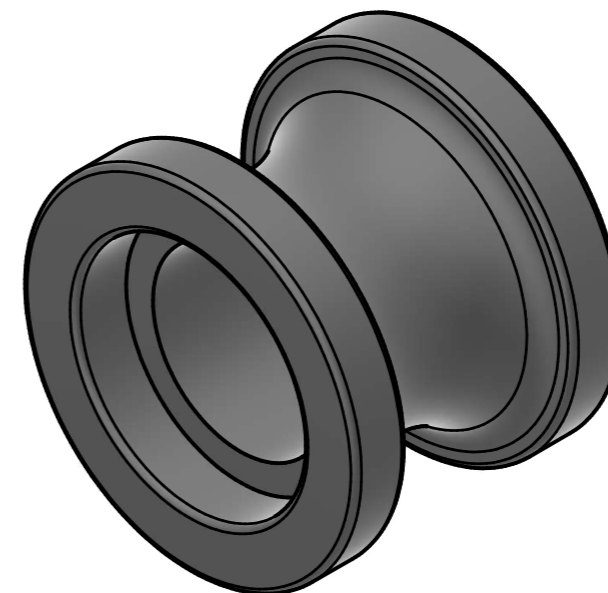
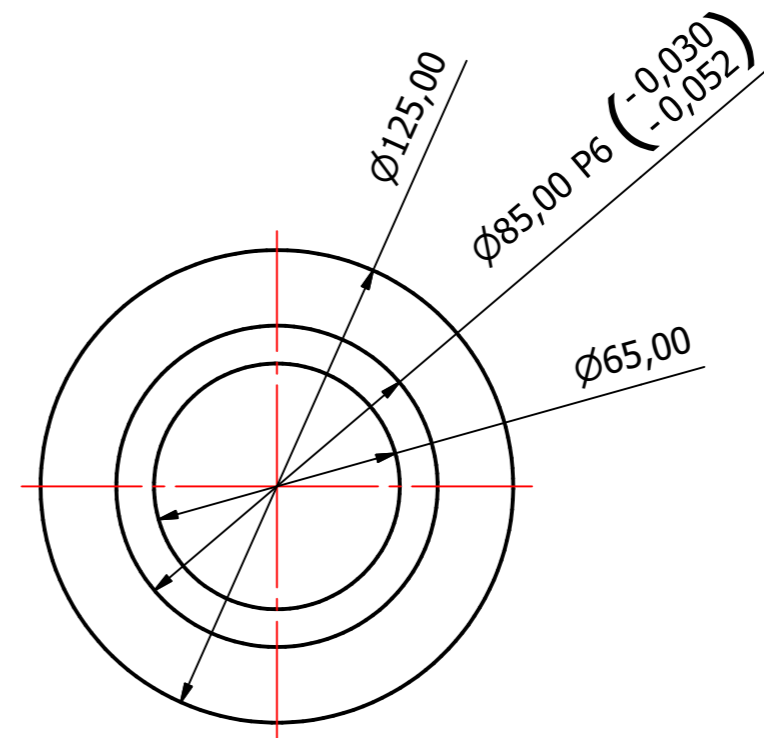
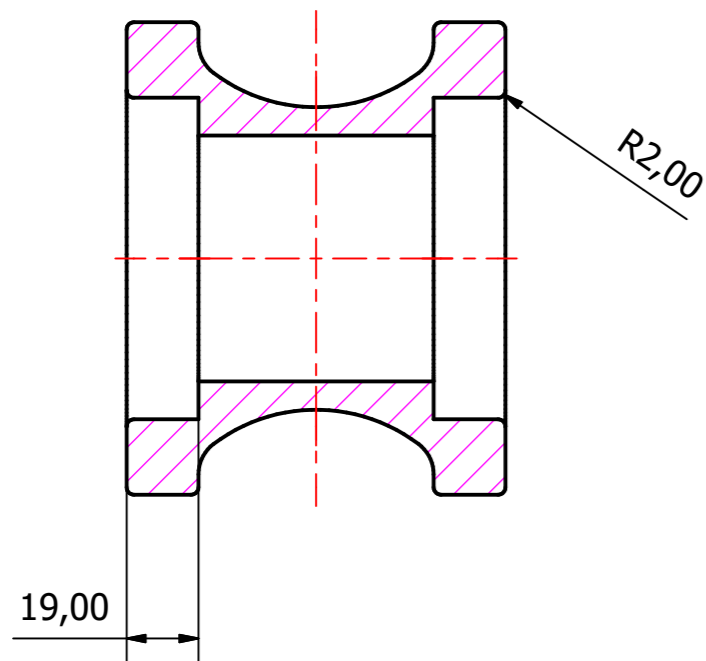
PARTS LIST

All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B	 	Date 08.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
----------------------	--------------------	-------------------	---------------------	---	--------------------	----------------	------------

 NTNU	Support wheel assembly		
	Part number	Drawing No. az-104	Sheet 11 / 31

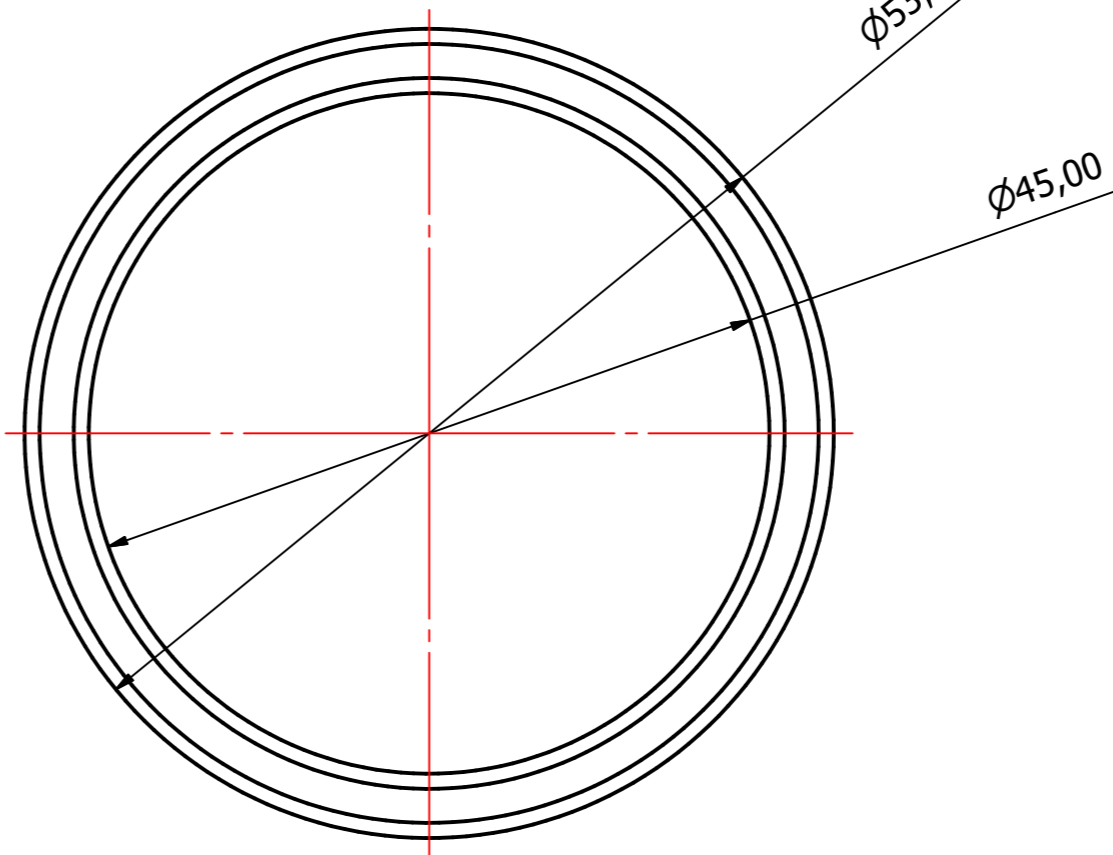
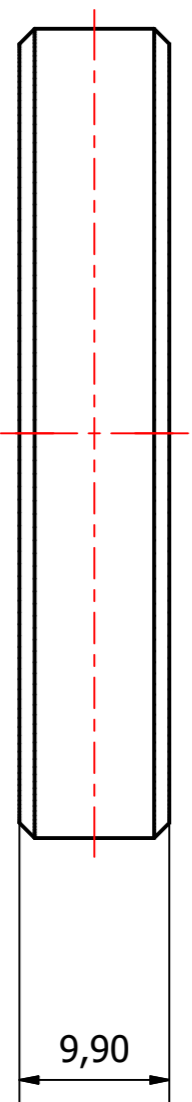
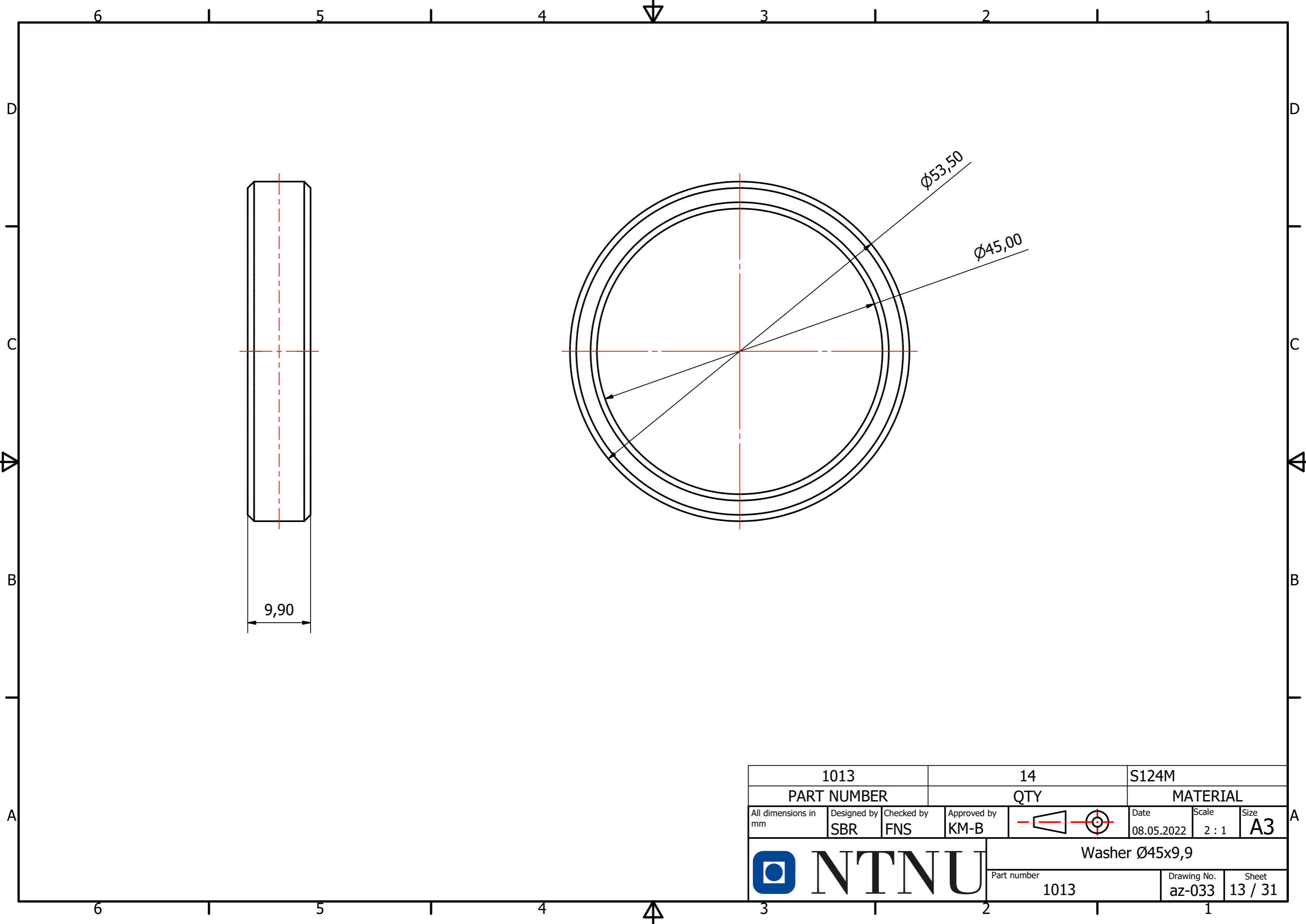


A-A (1 : 2)

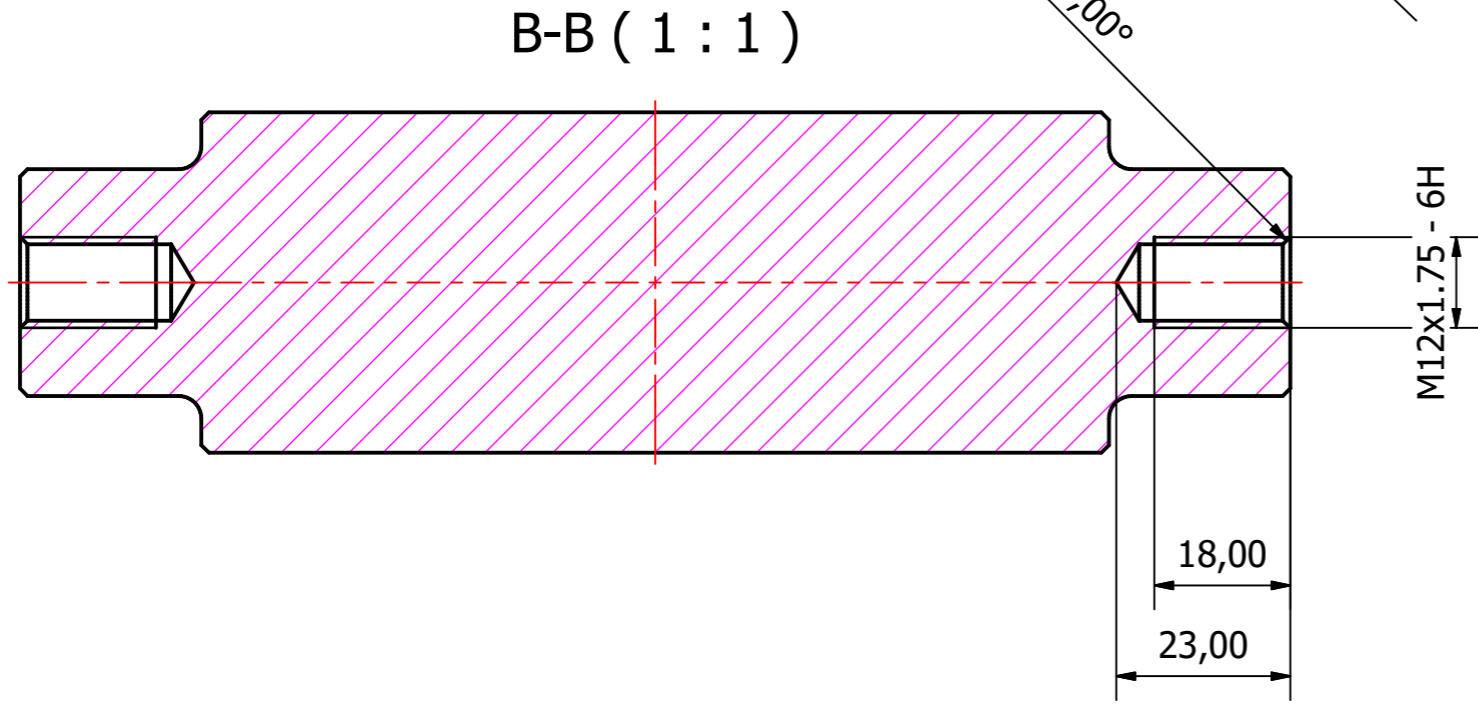
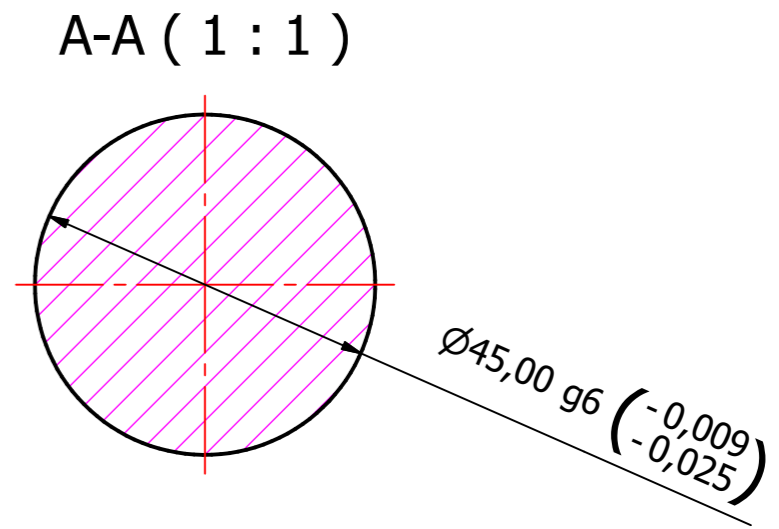
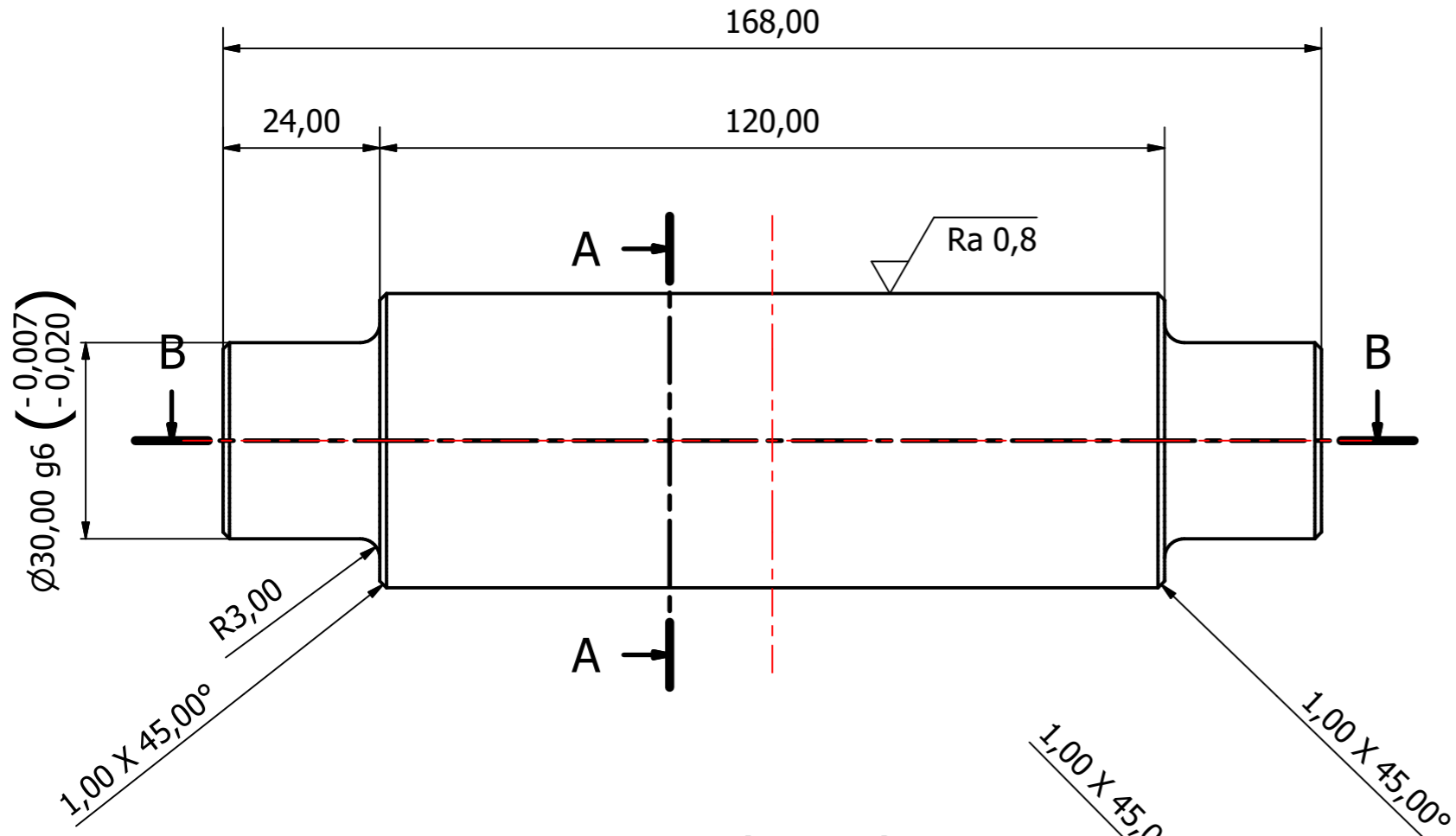


All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1016		3		85D Nylon		
PART NUMBER		QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 2
				Support wheel		
Part number 1016				Drawing No. az-036		Sheet 12 / 31

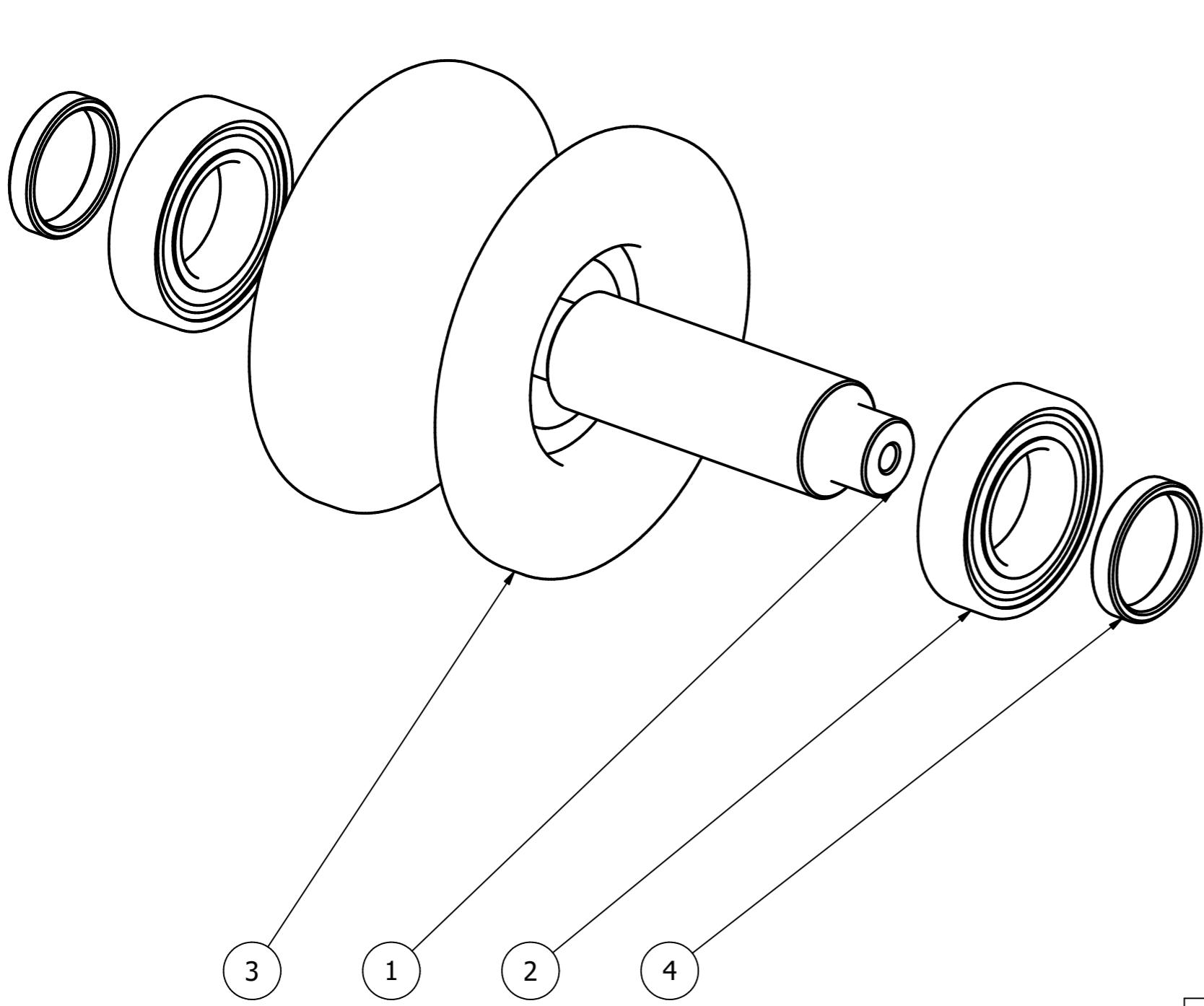


1013			14		S124M			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 2 : 1	Size A3
				Washer Ø45x9,9				
Part number 1013					Drawing No. az-033		Sheet 13 / 31	



All right hand internal threads.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1012		7		S124M	
PART NUMBER		QTY		MATERIAL	
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B	Date 08.05.2022	Scale 1 : 1
				Size A3	
			Rolling wheel shaft		
Part number 1012		Drawing No. az-032		Sheet 14 / 31	

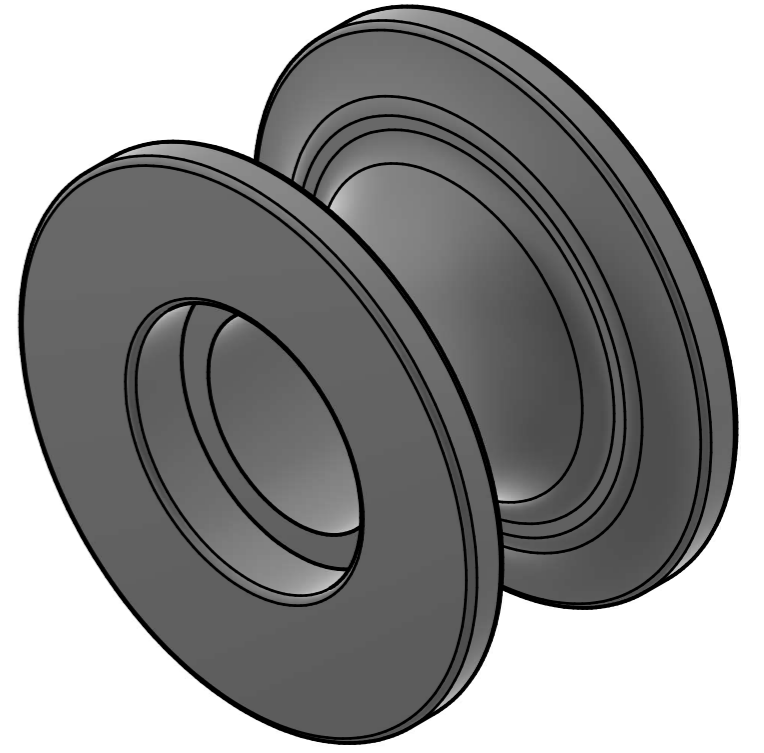
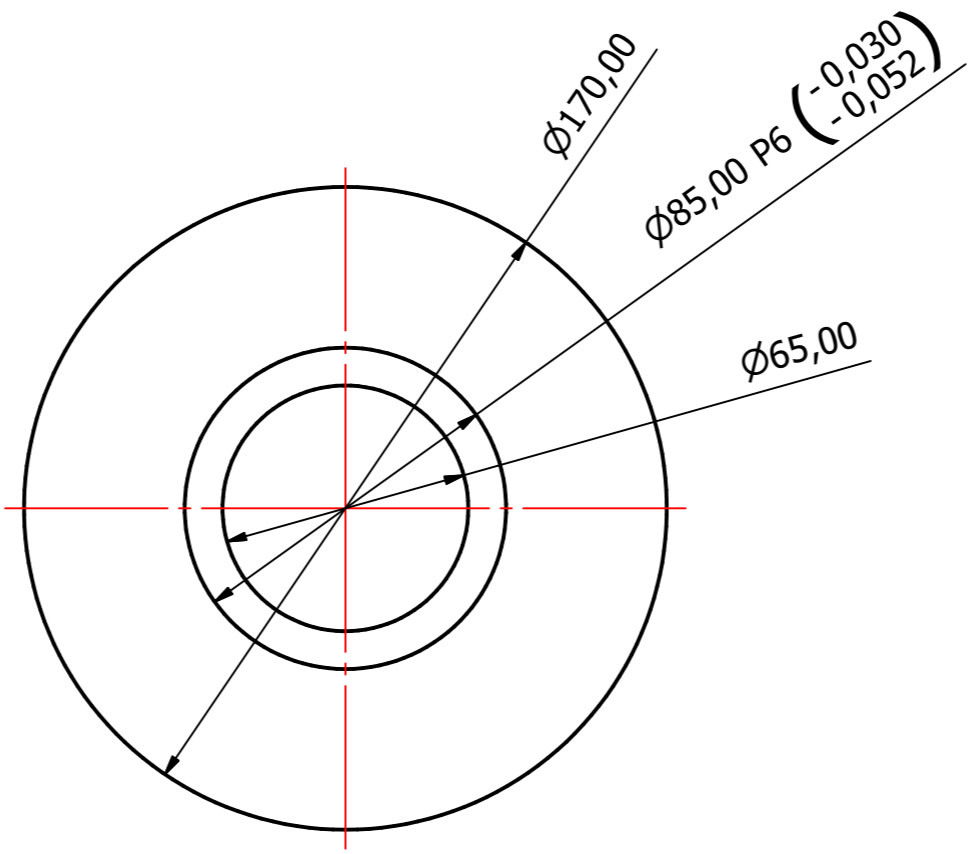
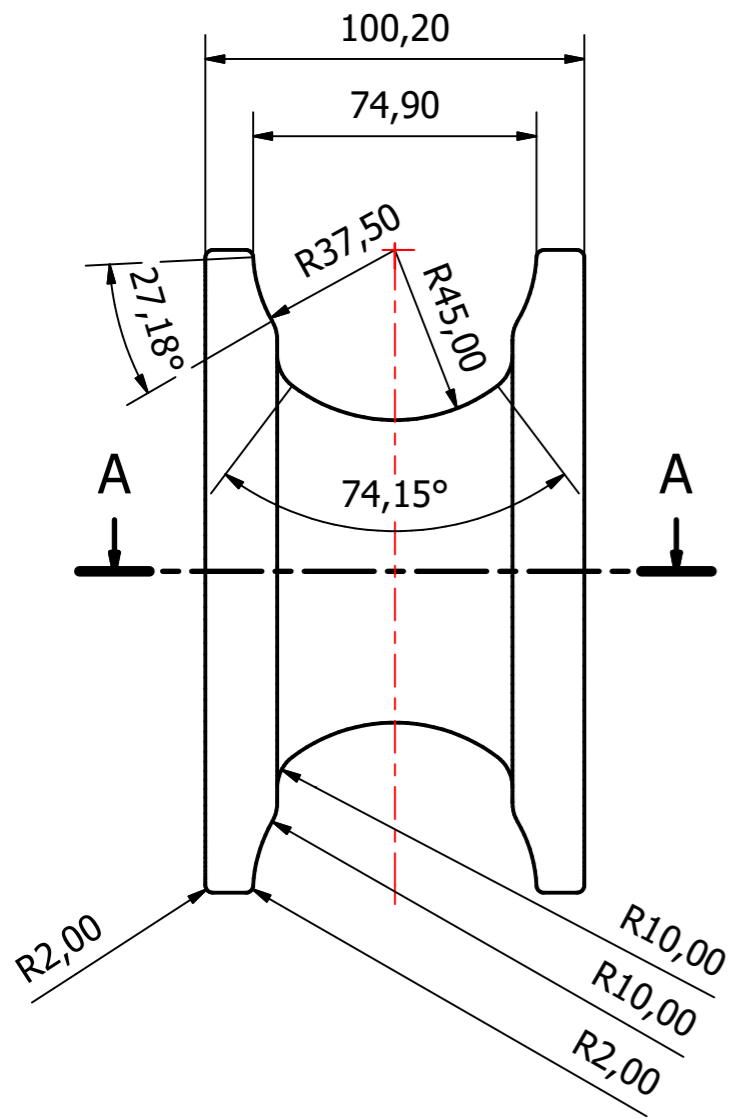


2	2	Deep groove ball bearings	SKF W 6209-2Z	
3	1	Main wheel		az-031
1	1	Rolling wheel shaft		az-032
4	2	Washer Ø45x9,9		az-033
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.

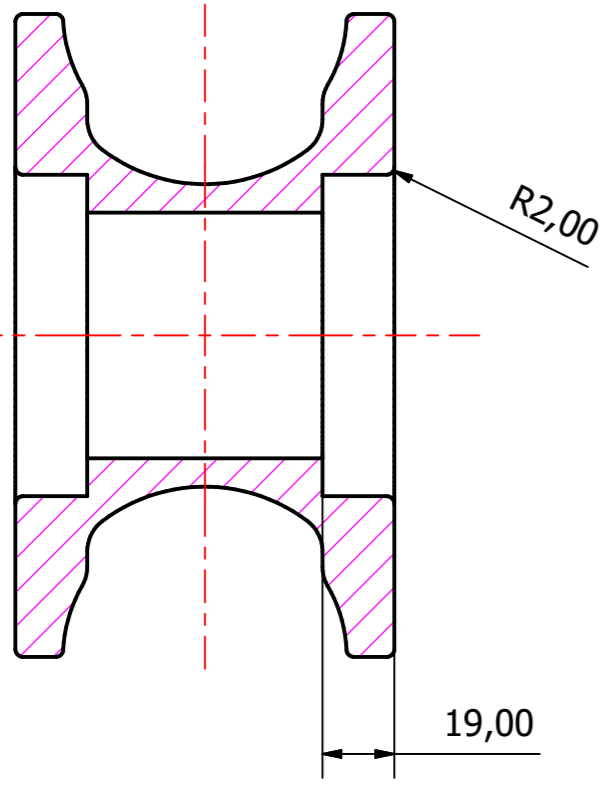
PARTS LIST

All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
----------------------	--------------------	-------------------	---------------------	--	--------------------	----------------	------------

	Main wheel assembly		
	Part number	Drawing No. az-103	Sheet 15 / 31

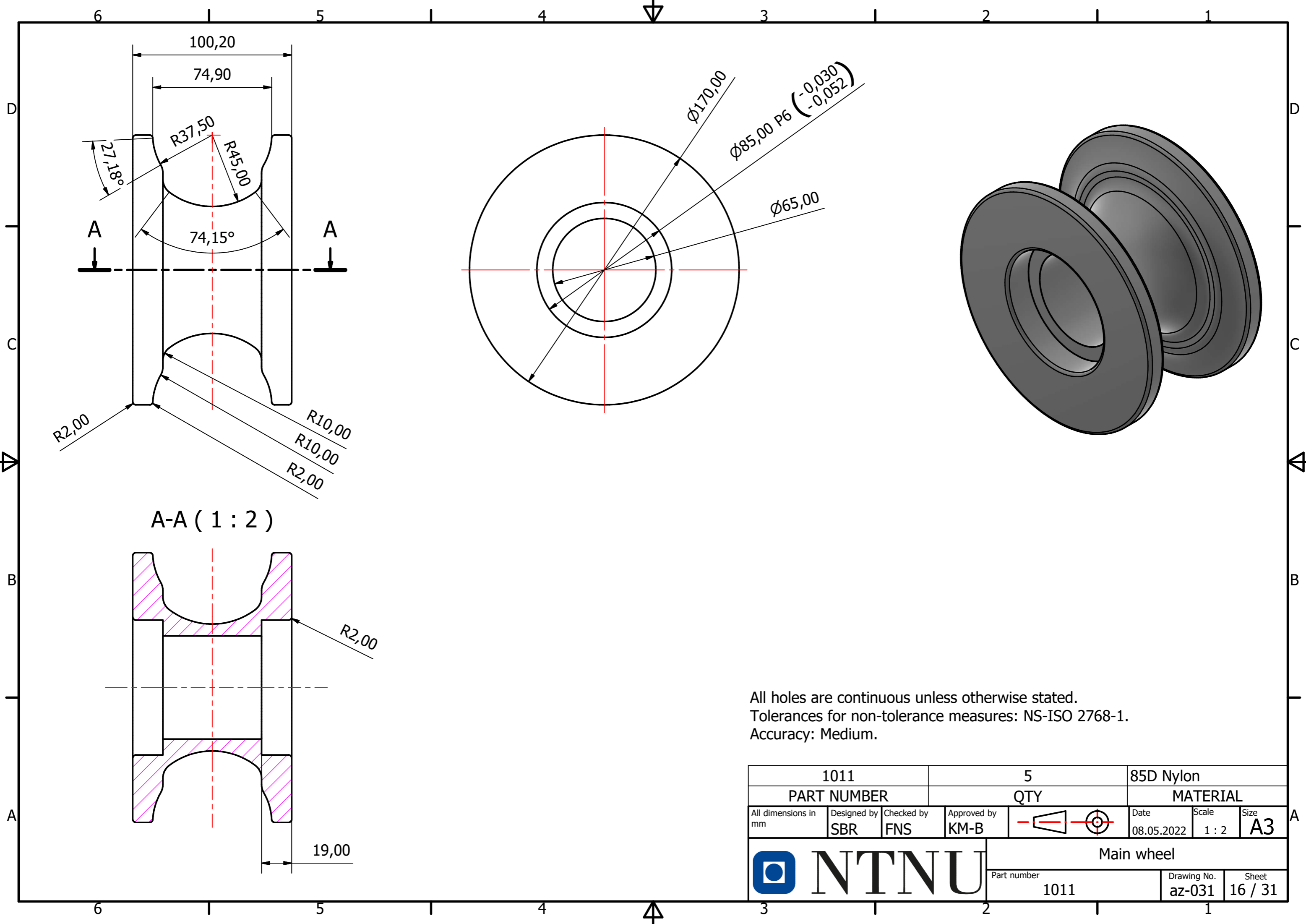


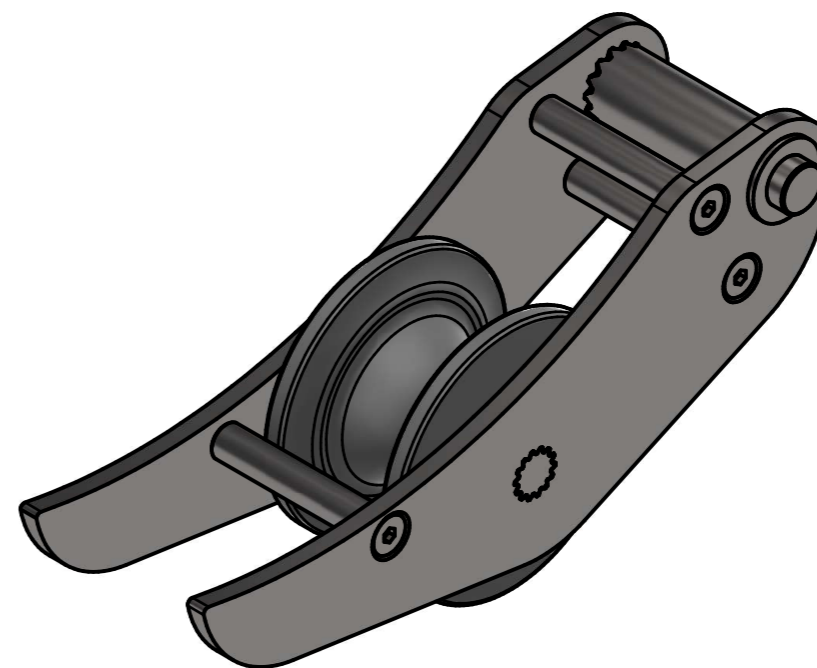
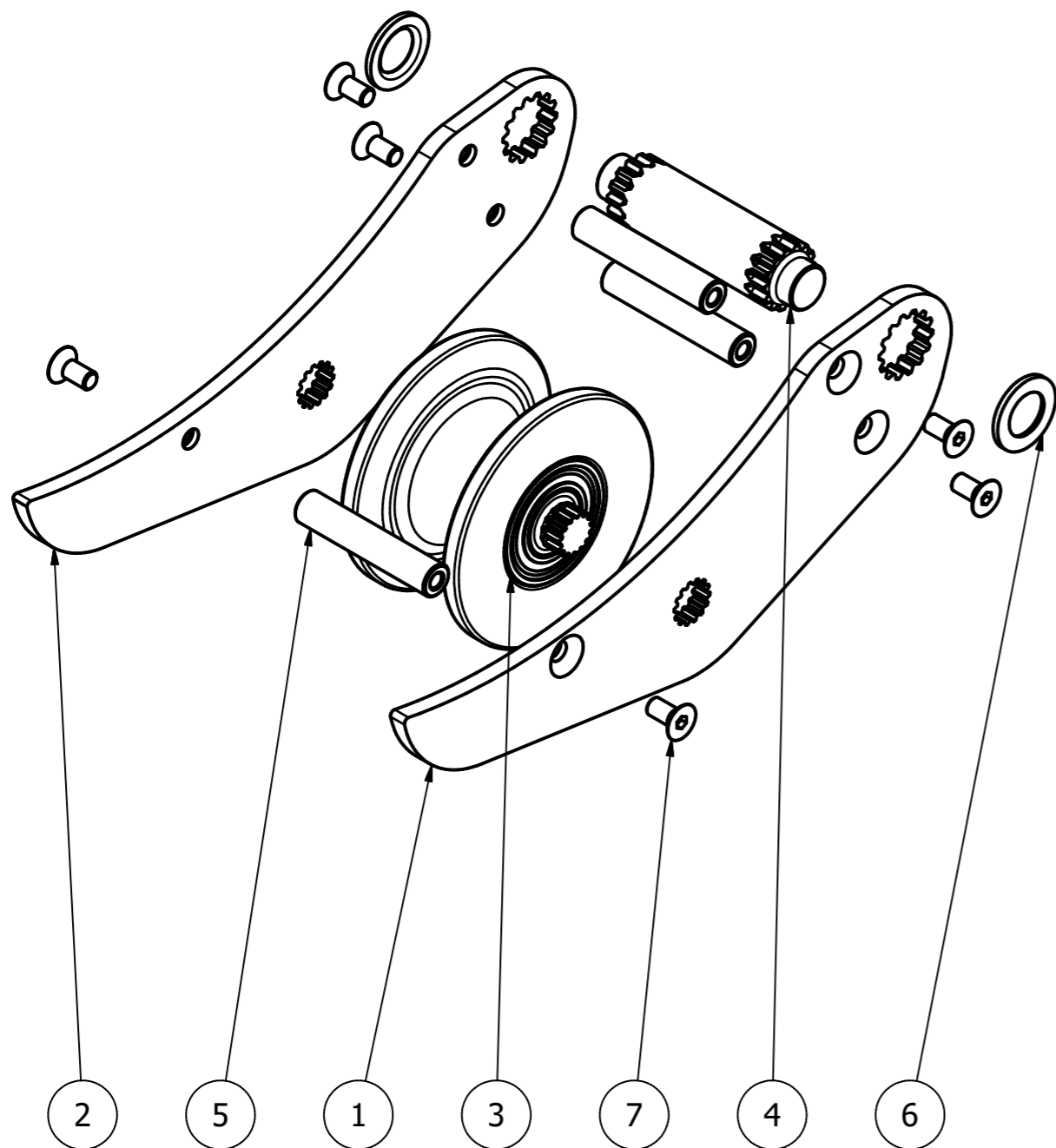
A-A (1 : 2)



All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1011		5		85D Nylon		
PART NUMBER		QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 2
				Main wheel		
				Part number 1011	Drawing No. az-031	Sheet 16 / 31

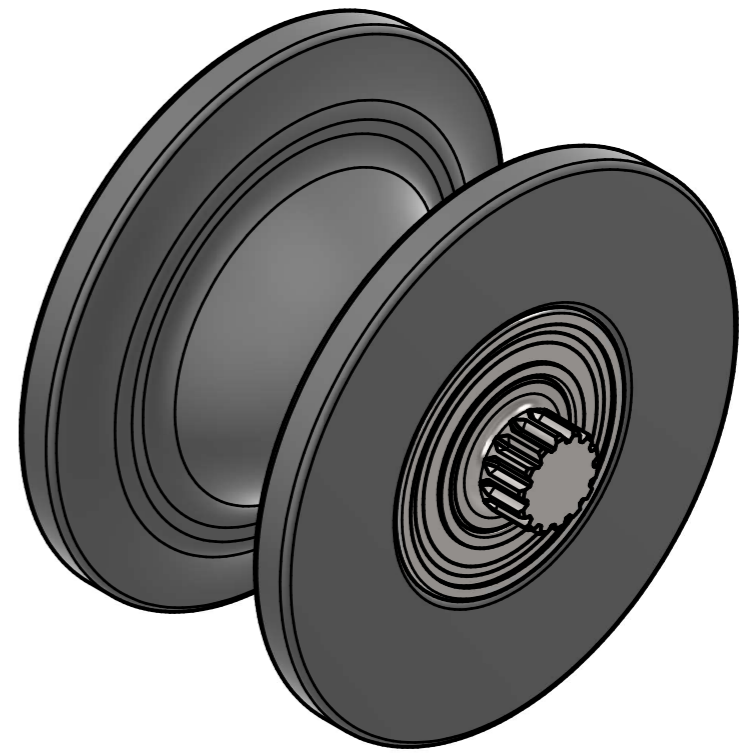
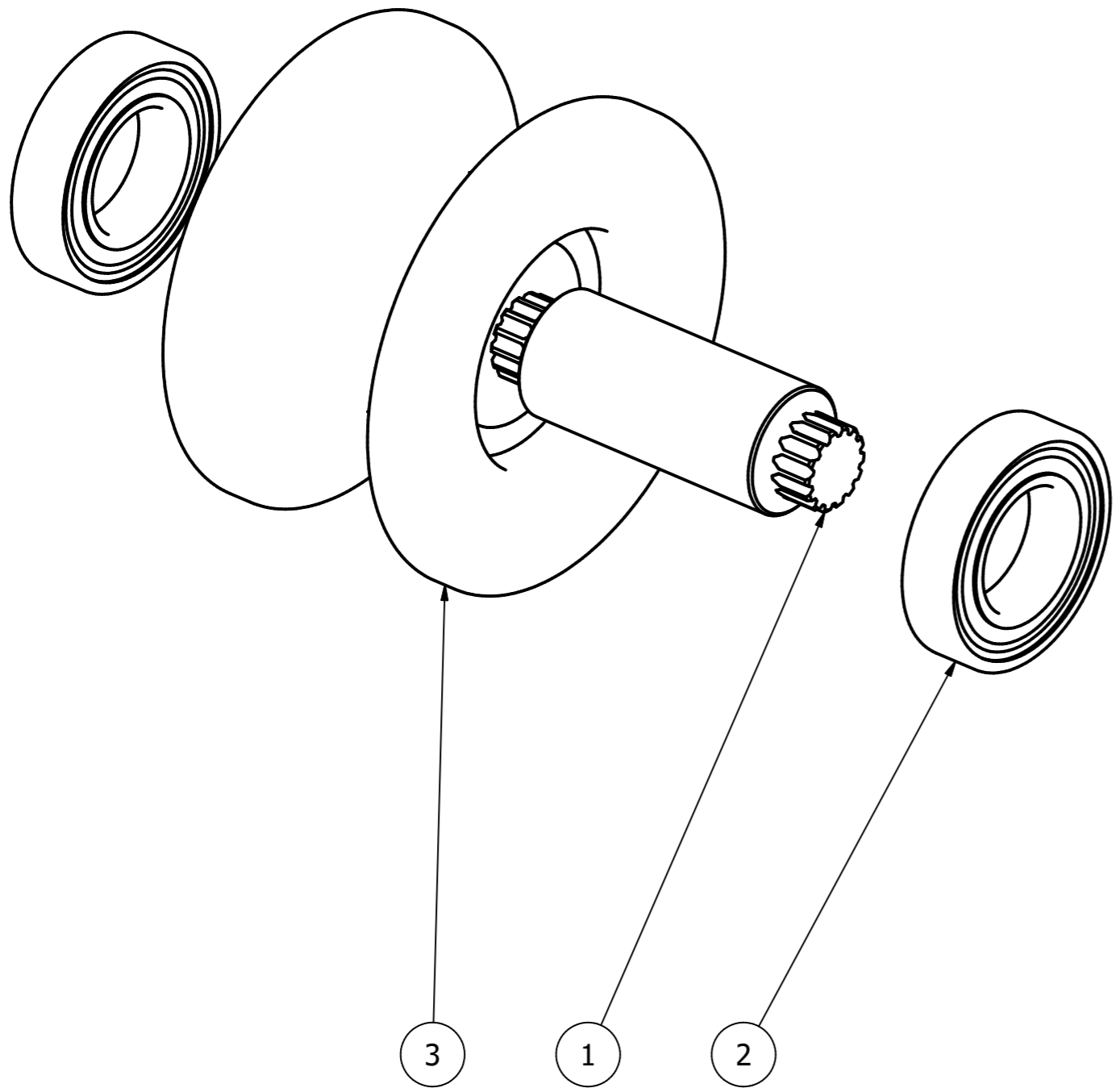






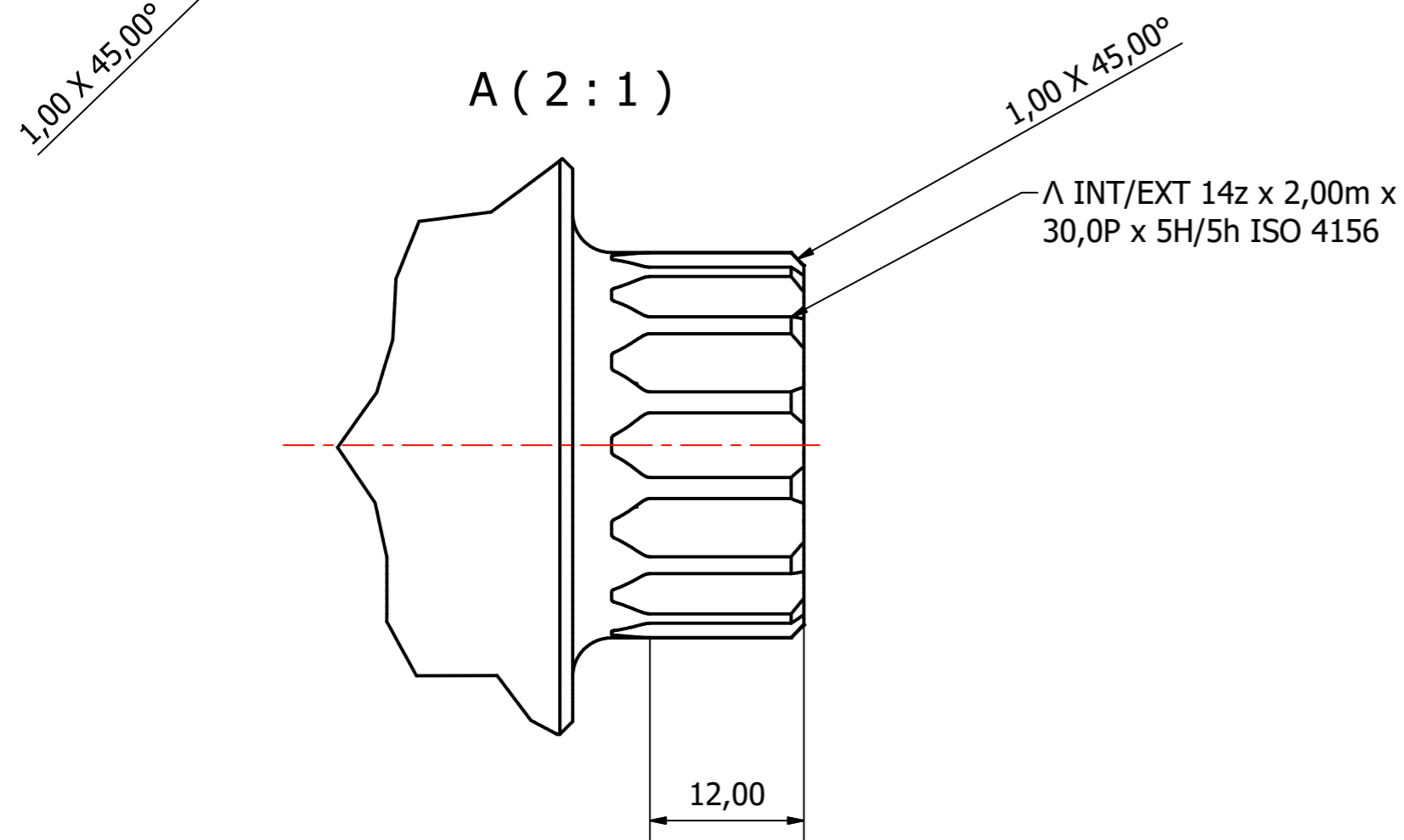
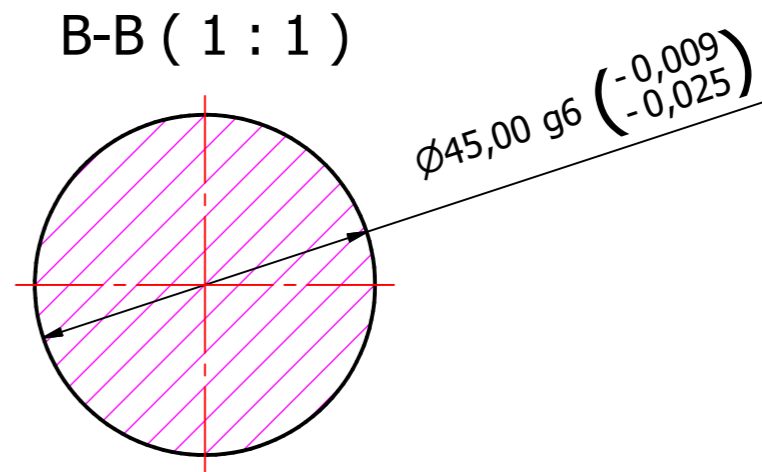
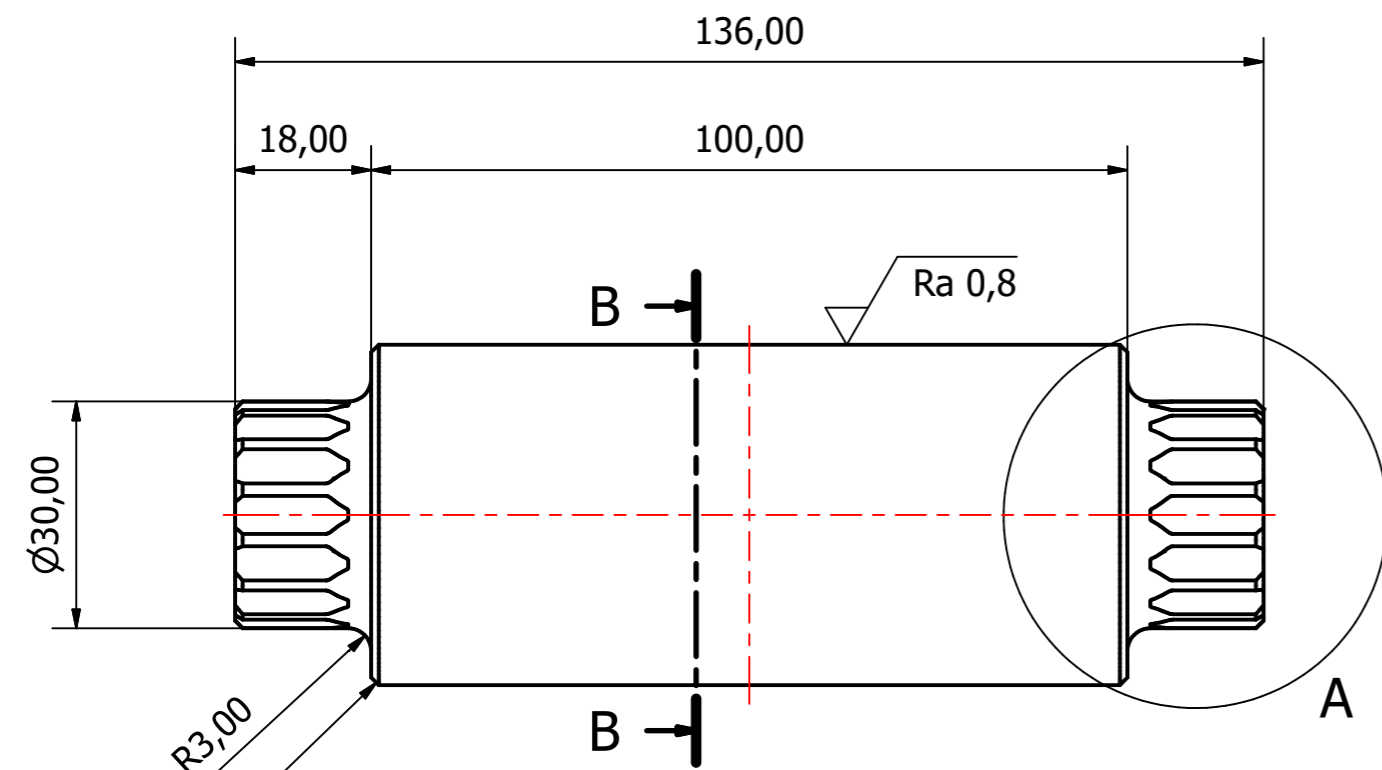
6	2	Washer Ø30x4		az-026
1	1	Belt tensioner wheel plate front		az-027
2	1	Belt tensioner wheel plate rear		az-028
4	1	Belt tensioner suspension shaft		az-029
5	3	Spacer Ø22x112		az-034
3	1	Belt tension wheel assembly		az-105
7	6	M12x25	ISO 10642	
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.

PARTS LIST

All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
NTNU					Belt tensioner assembly		
					Part number	Drawing No. az-102	Sheet 17 / 31

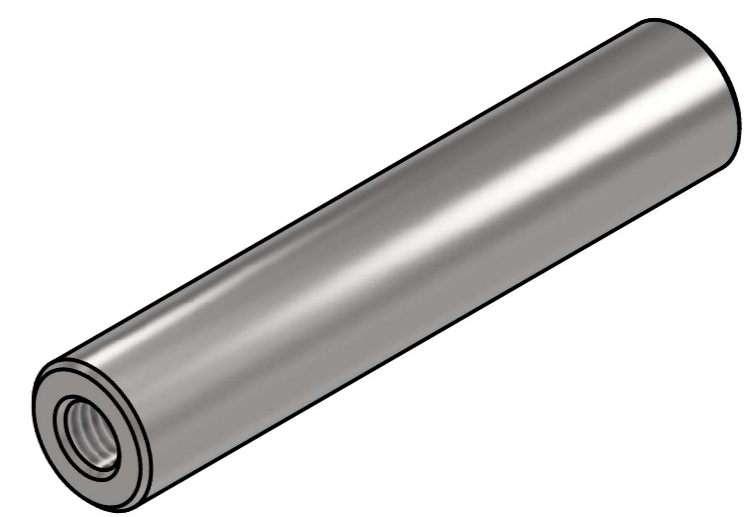
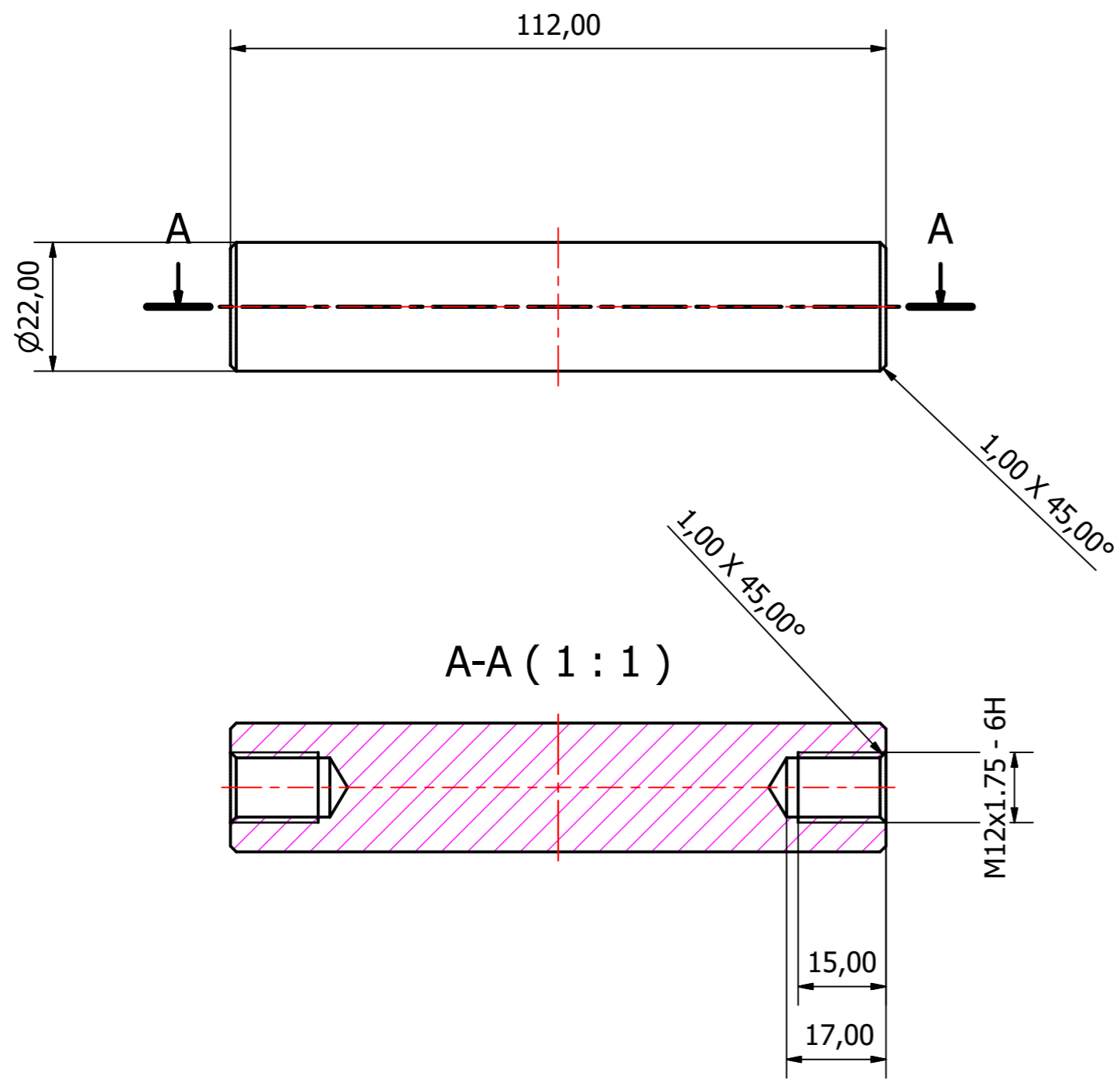


2	2	Deep groove ball bearings	SKF W 6209-2Z	
1	1	Tensioner wheel shaft		az-030
3	1	Main wheel		az-031
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.
PARTS LIST				
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B	
				Date 08.05.2022
				Scale 1 : 2
				Size A3
 NTNU		Belt tension wheel assembly		
		Part number	Drawing No. az-105	Sheet 18 / 31



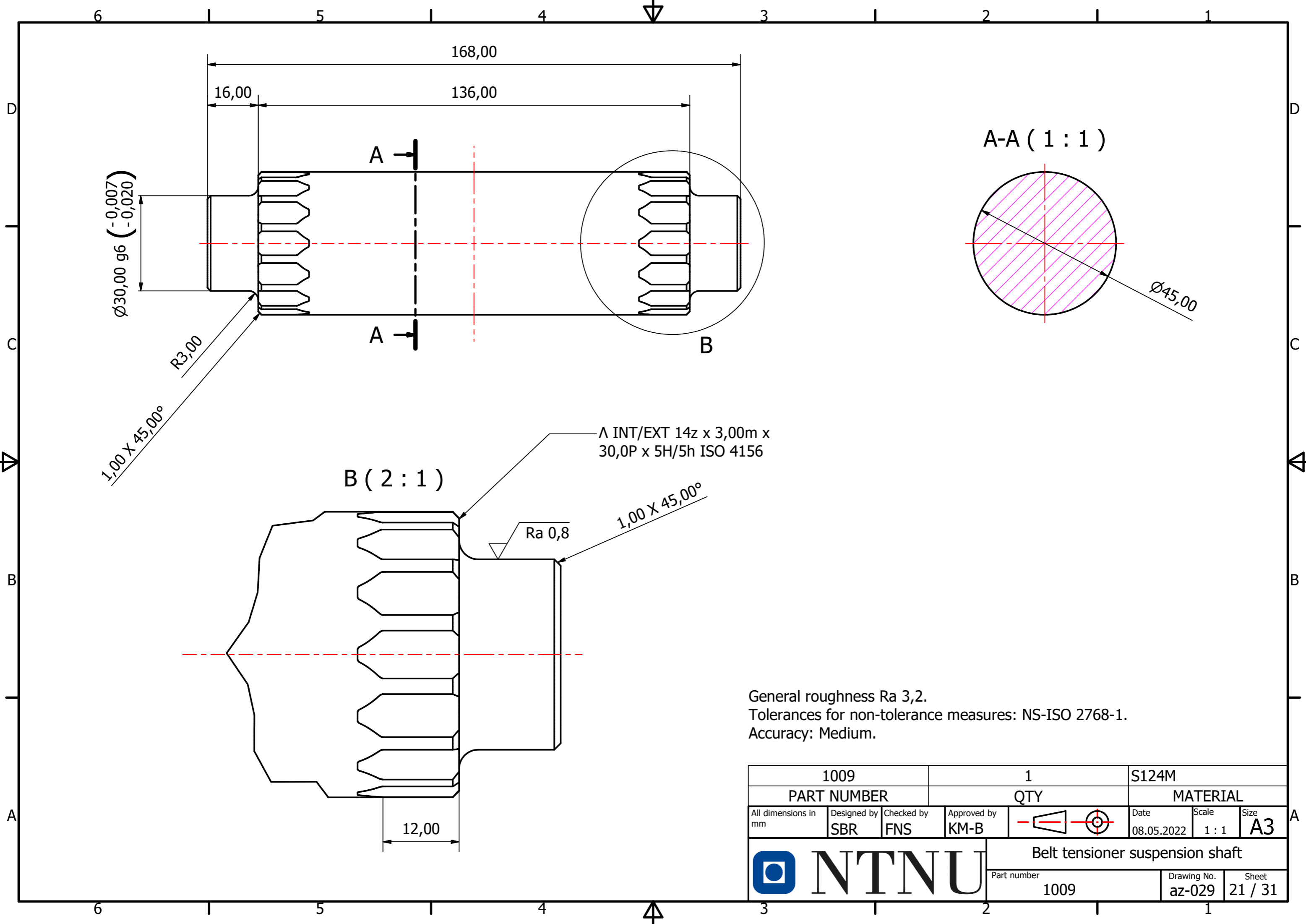
General roughness Ra 3,2.
Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
Accuracy: Medium.

1010		1		S124M	
PART NUMBER		QTY		MATERIAL	
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B	Date 08.05.2022	Scale 1 : 1
NTNU			Tensioner wheel shaft		
Part number 1010		Drawing No. az-030		Sheet 19 / 31	



All right hand internal threads.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1014			3		S124M		
PART NUMBER			QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 1	Size A3
				Spacer Ø22x112			
				Part number 1014		Drawing No. az-034	Sheet 20 / 31



$\varnothing 30,00 \text{ g6 } (-0,007 \text{ } -0,020)$

R3,00

1,00 X 45,00°

B (2 : 1)

Λ INT/EXT 14z x 3,00m x 30,0P x 5H/5h ISO 4156

Ra 0,8


1,00 X 45,00°

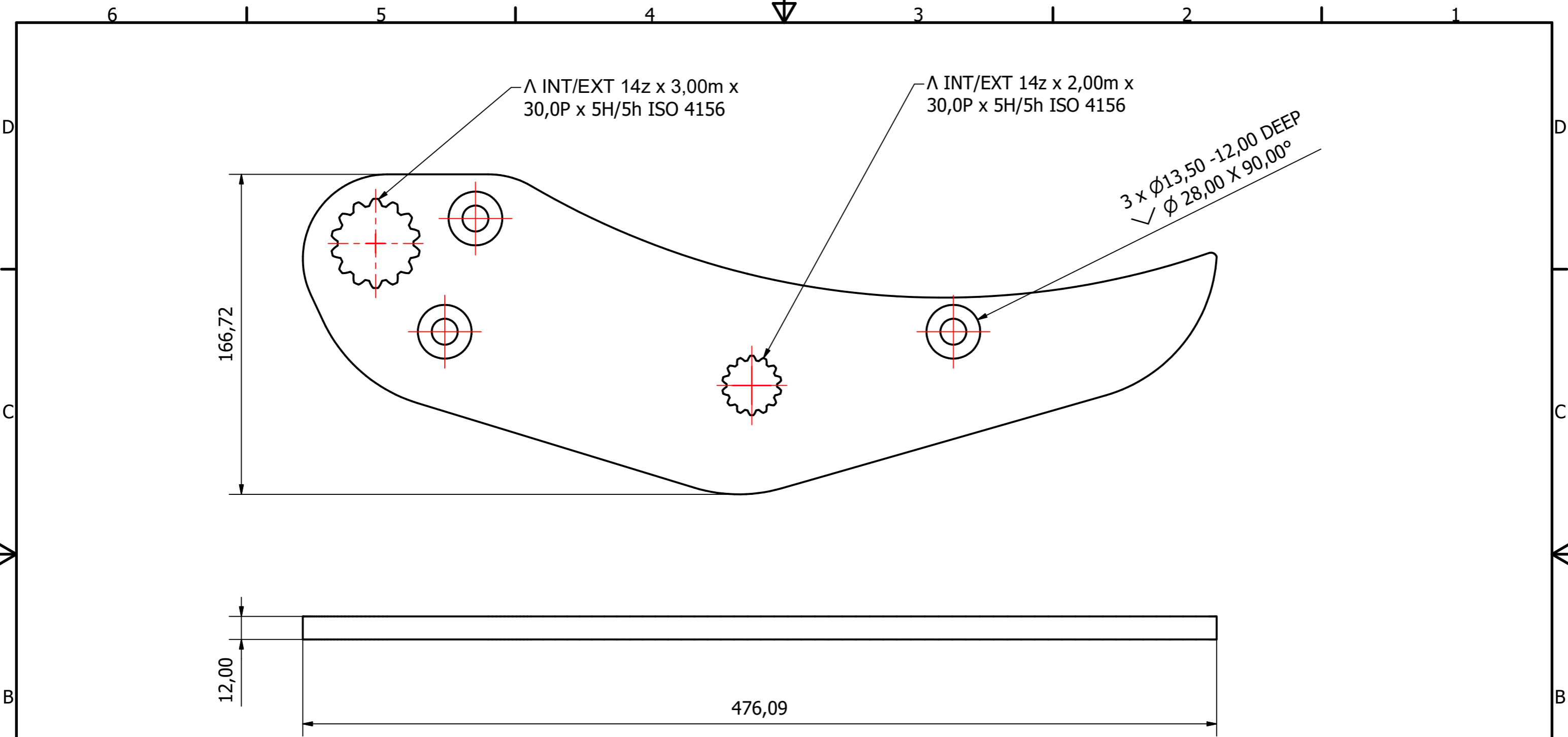
12,00

A-A (1 : 1)

$\varnothing 45,00$

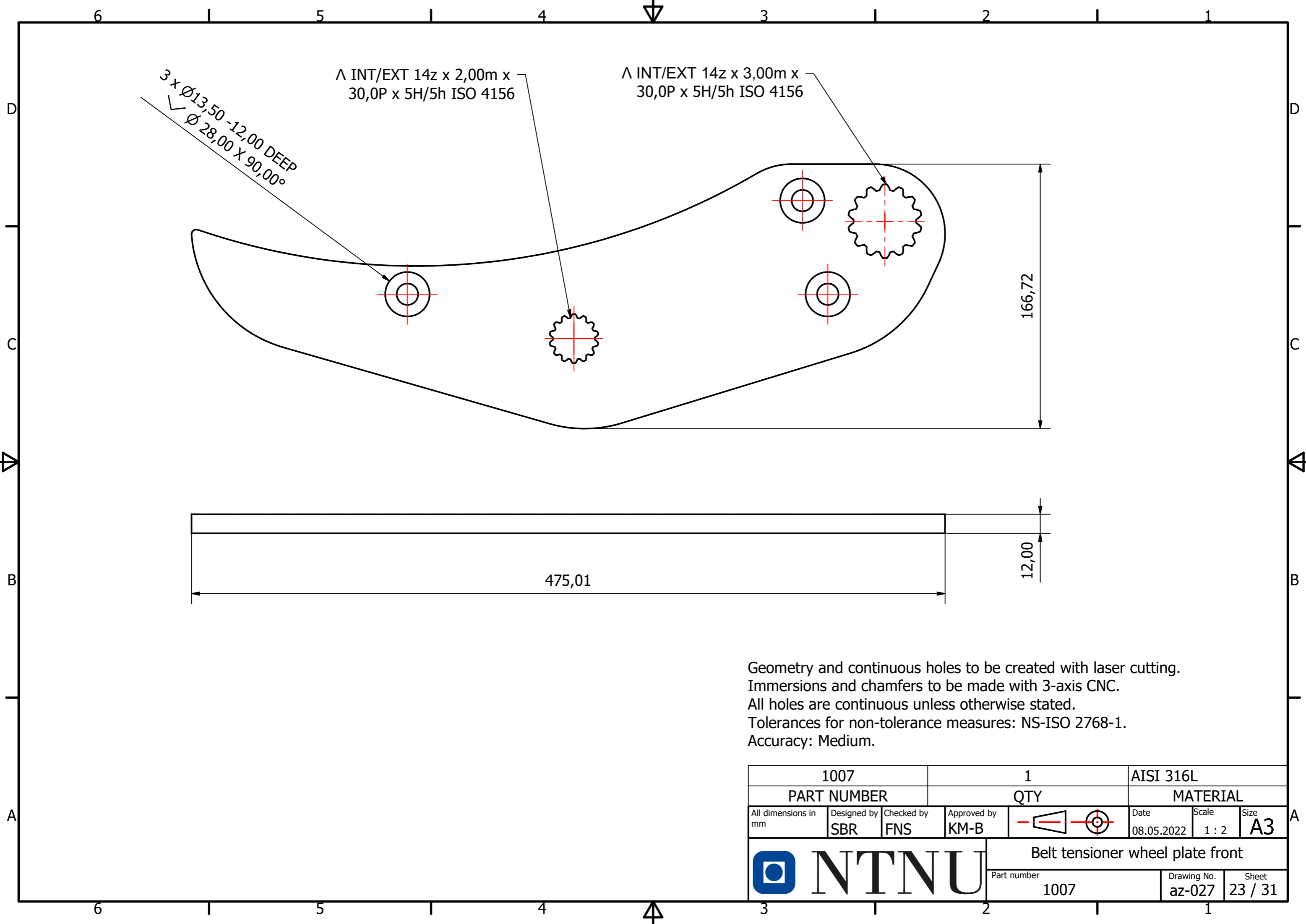
General roughness Ra 3,2.
Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
Accuracy: Medium.

1009		1		S124M	
PART NUMBER		QTY		MATERIAL	
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B	Date 08.05.2022	Scale 1 : 1
				Size A3	
				Belt tensioner suspension shaft	
Part number 1009		Drawing No. az-029		Sheet 21 / 31	



Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1008			1		AISI 316L		
PART NUMBER			QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
				Belt tensioner wheel plate rear			
				Part number 1008		Drawing No. az-028	Sheet 22 / 31



3 x Ø13,50 -12,00 DEEP
 ✓ Ø 28,00 X 90,00°

Λ INT/EXT 14z x 2,00m x
 30,0P x 5H/5h ISO 4156

Λ INT/EXT 14z x 3,00m x
 30,0P x 5H/5h ISO 4156

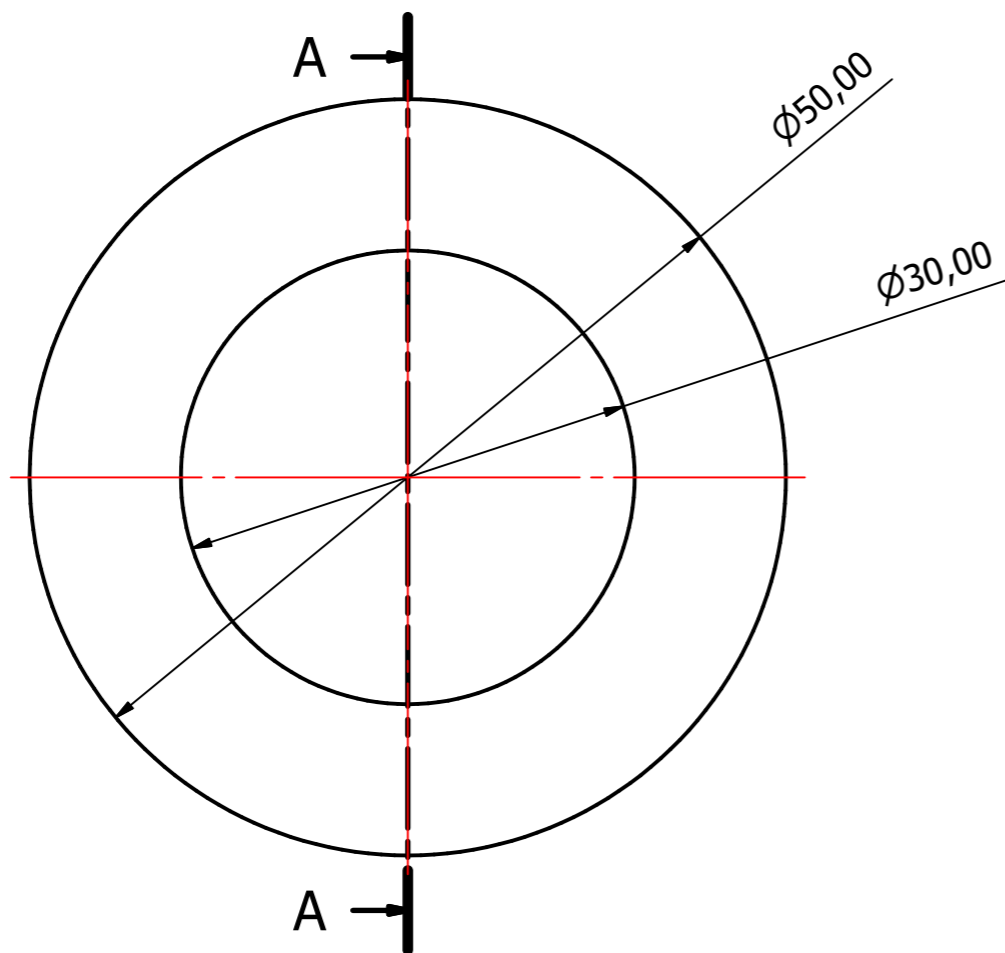
166,72

475,01

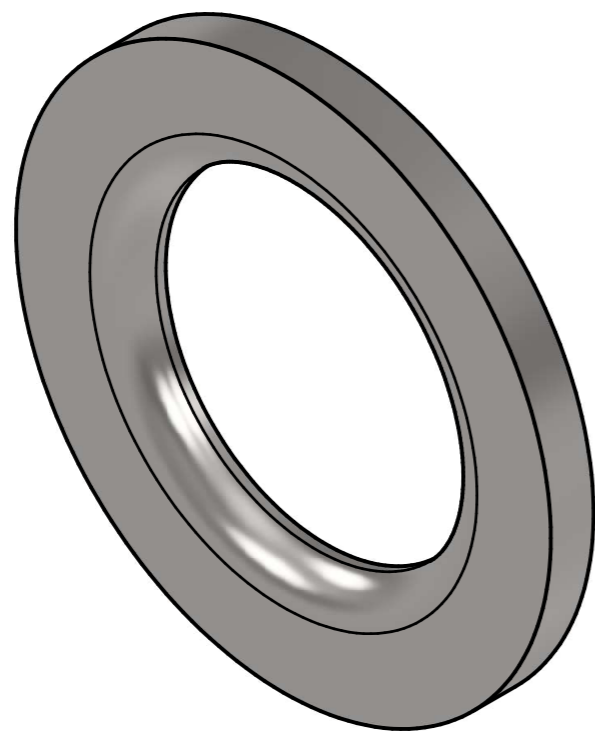
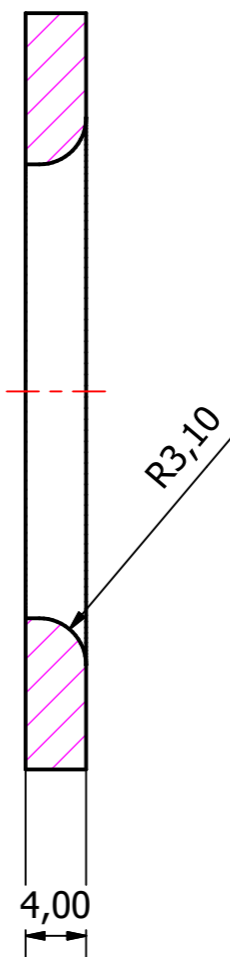
12,00

Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1007			1		AISI 316L		
PART NUMBER			QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
				Belt tensioner wheel plate front			
				Part number 1007		Drawing No. az-027	Sheet 23 / 31

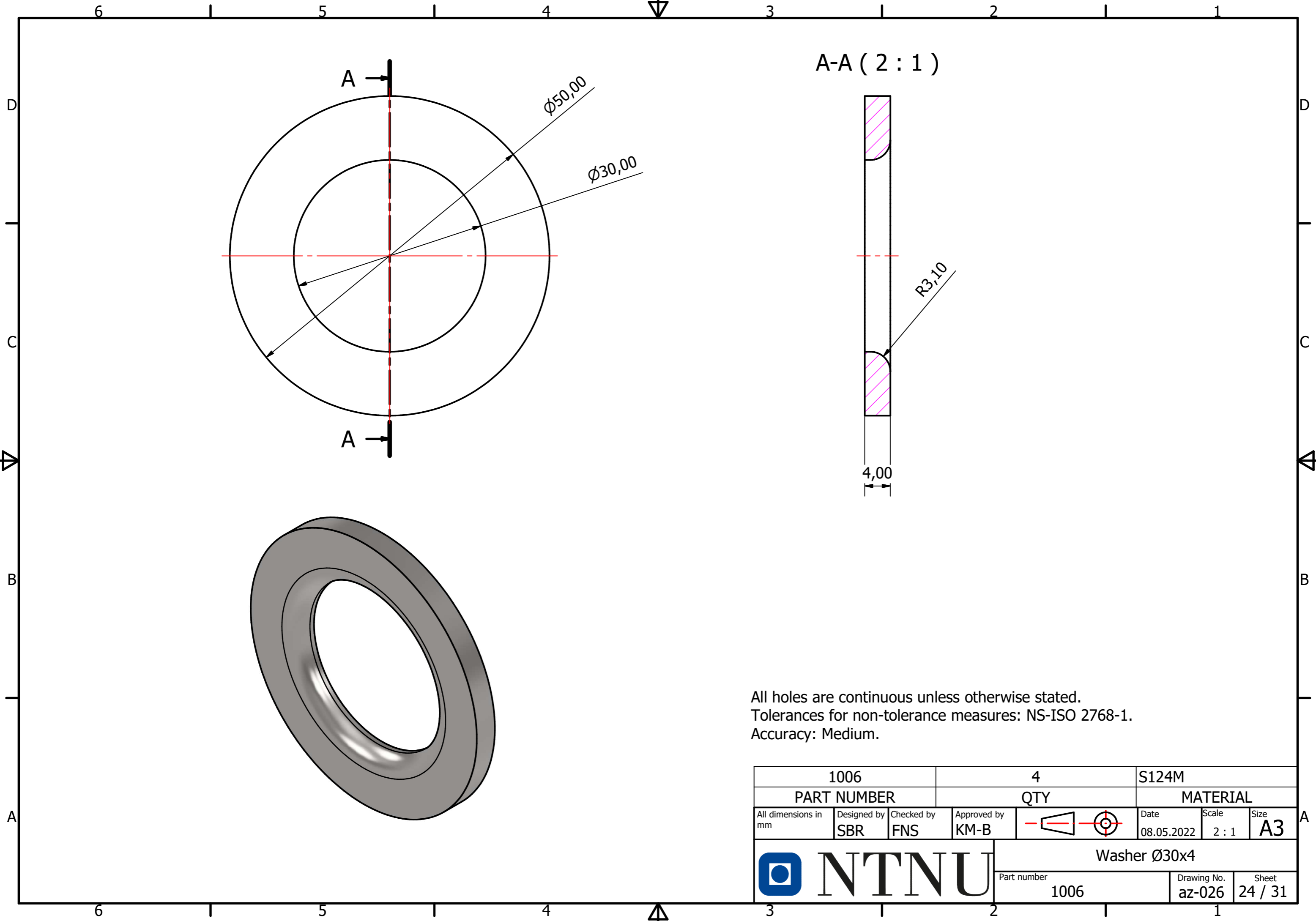


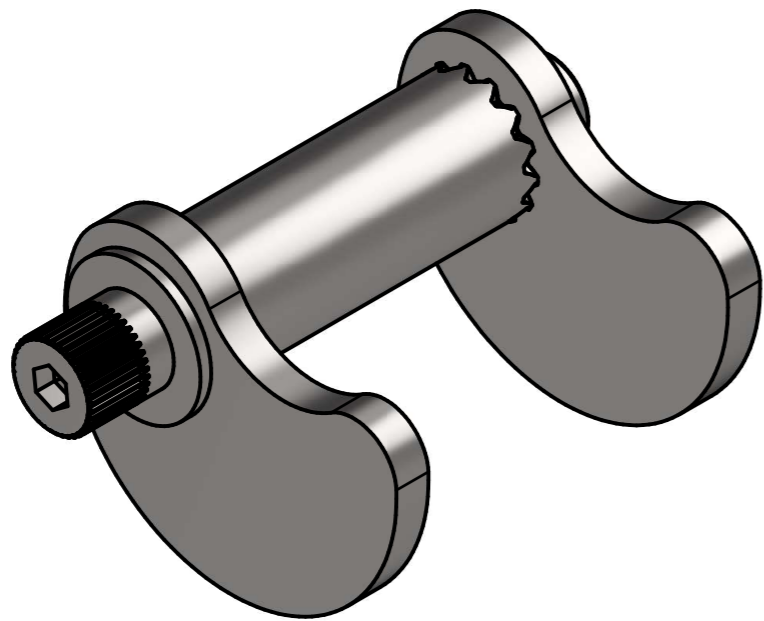
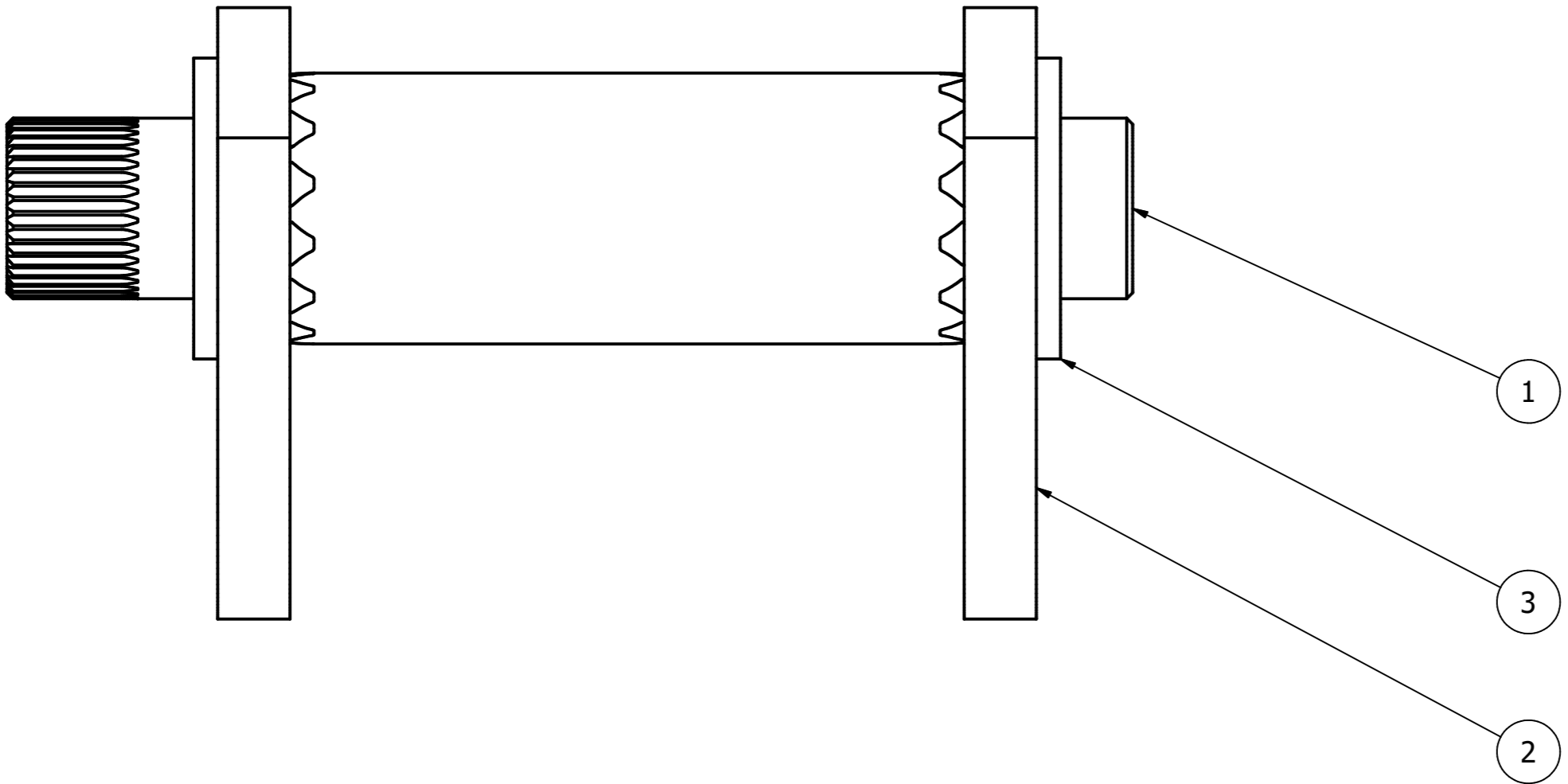
A-A (2 : 1)



All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1006		4		S124M		
PART NUMBER		QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 2 : 1
				Washer Ø30x4		
Part number 1006		Drawing No. az-026		Sheet 24 / 31		

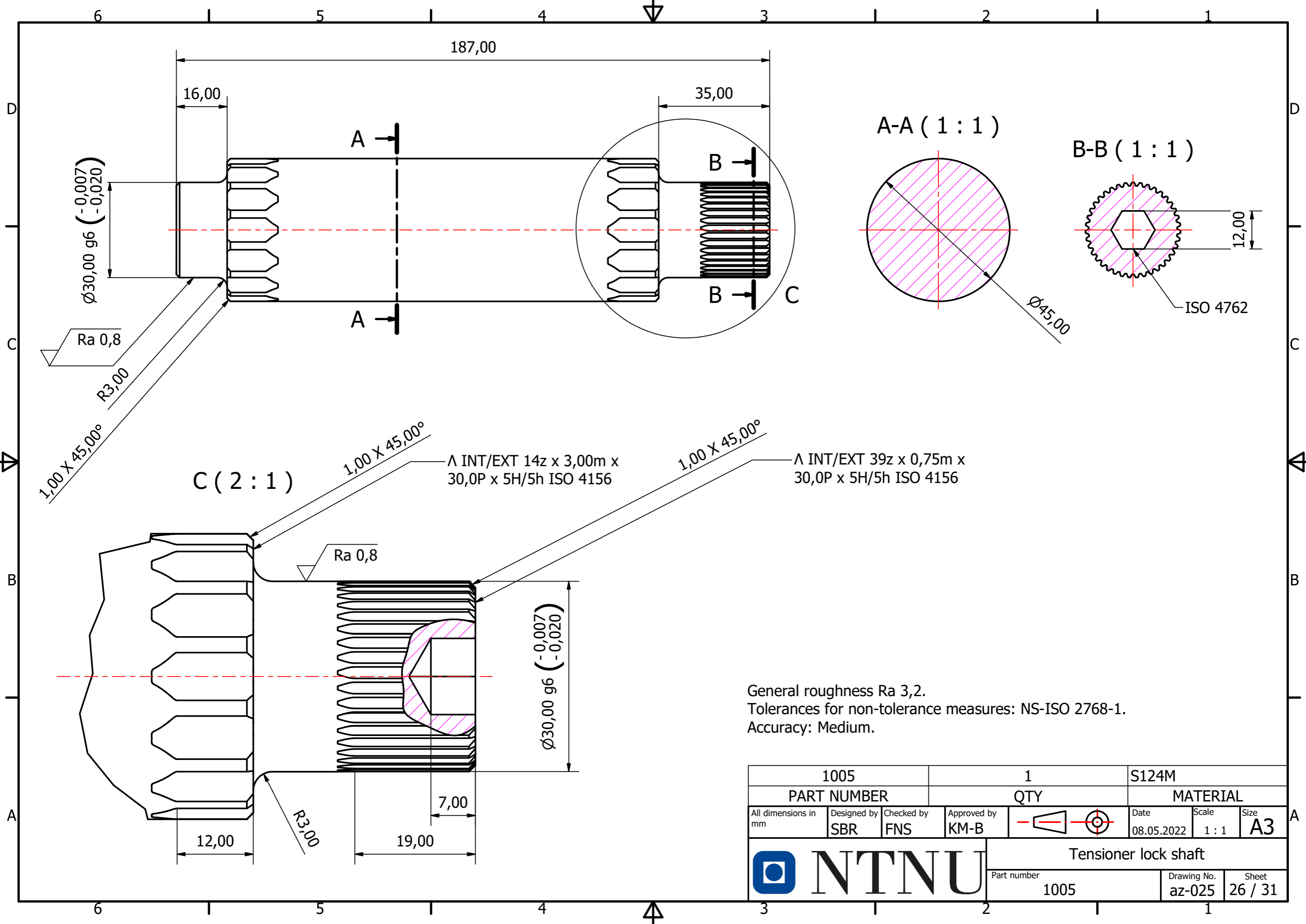




2	2	Lock wing		az-024
1	1	Tensioner lock shaft		az-025
3	2	Washer Ø30x4		az-026
POS.NO.	QTY	DESCRIPTION	ART. NO., REFERENCE	DRAWING NO.

PARTS LIST

All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
				Wing lock assembly			



Ø30,00 g6
 (-0,007
 -0,020)

Ra 0,8

R3,00
 1,00 X 45,00°

C (2 : 1)

Ra 0,8

Ø30,00 g6
 (-0,007
 -0,020)

12,00

R3,00

19,00

Λ INT/EXT 14z x 3,00m x
 30,0P x 5H/5h ISO 4156

1,00 X 45,00°

Λ INT/EXT 39z x 0,75m x
 30,0P x 5H/5h ISO 4156

A-A (1 : 1)

Ø45,00

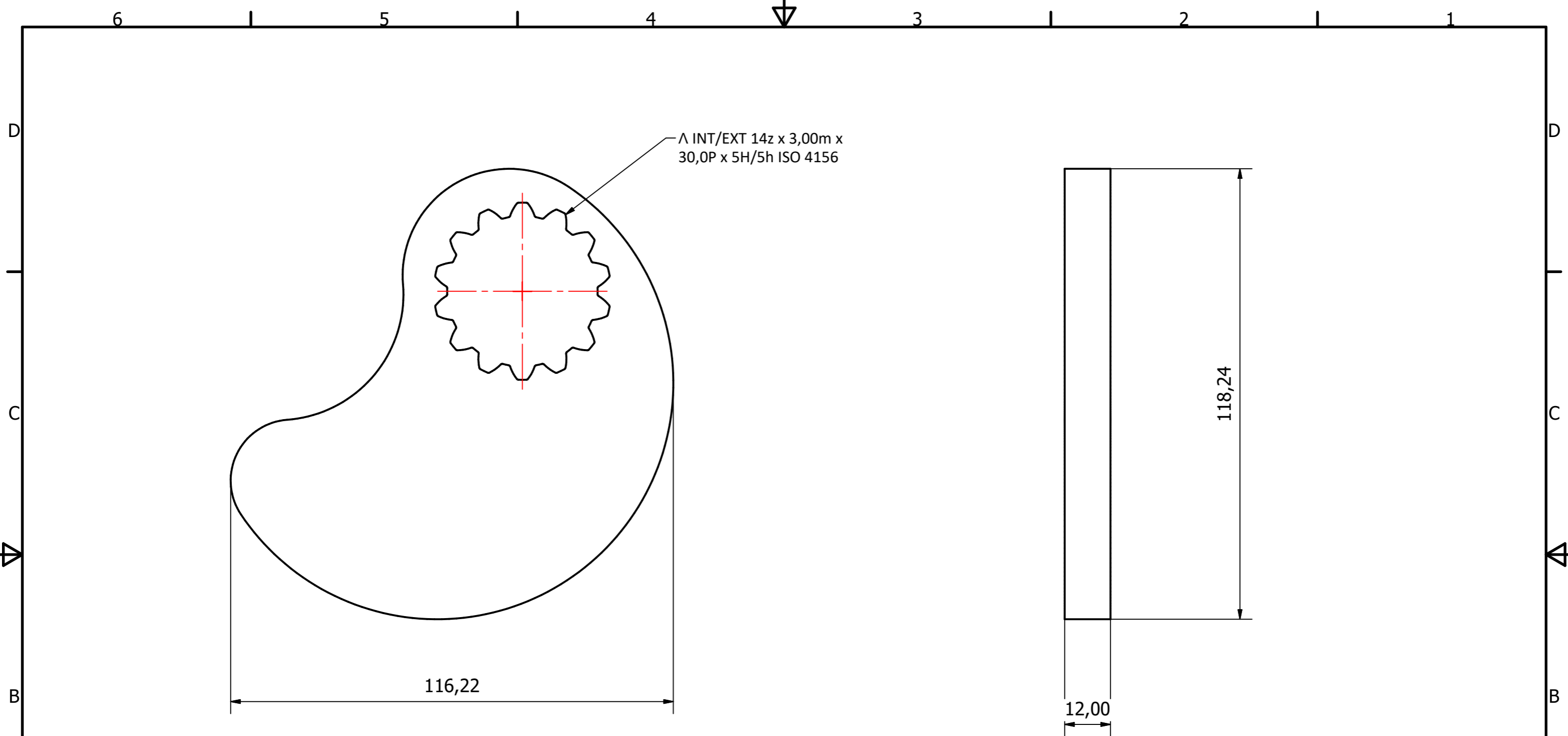
B-B (1 : 1)

12,00




ISO 4762

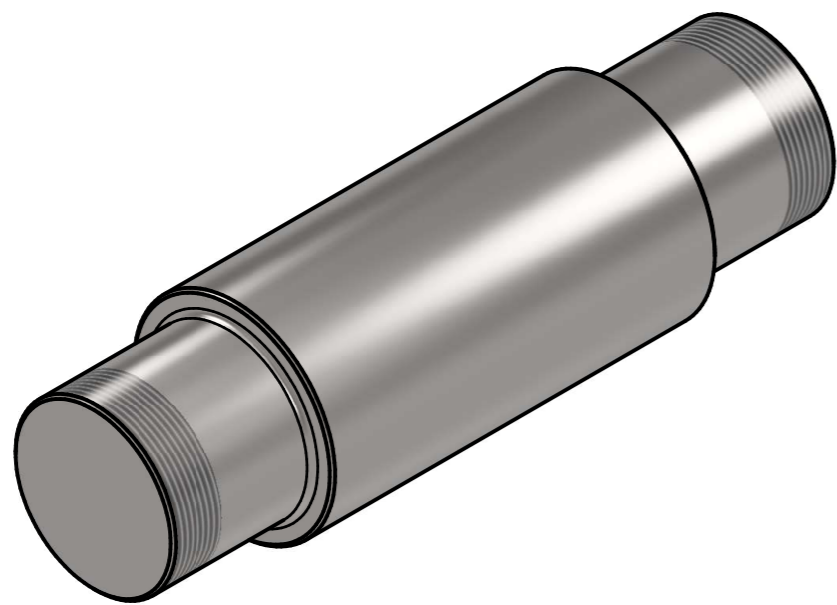
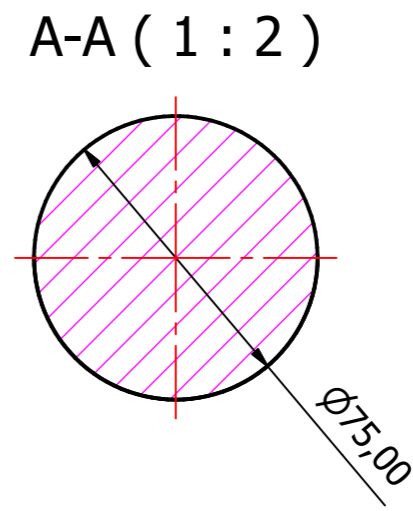
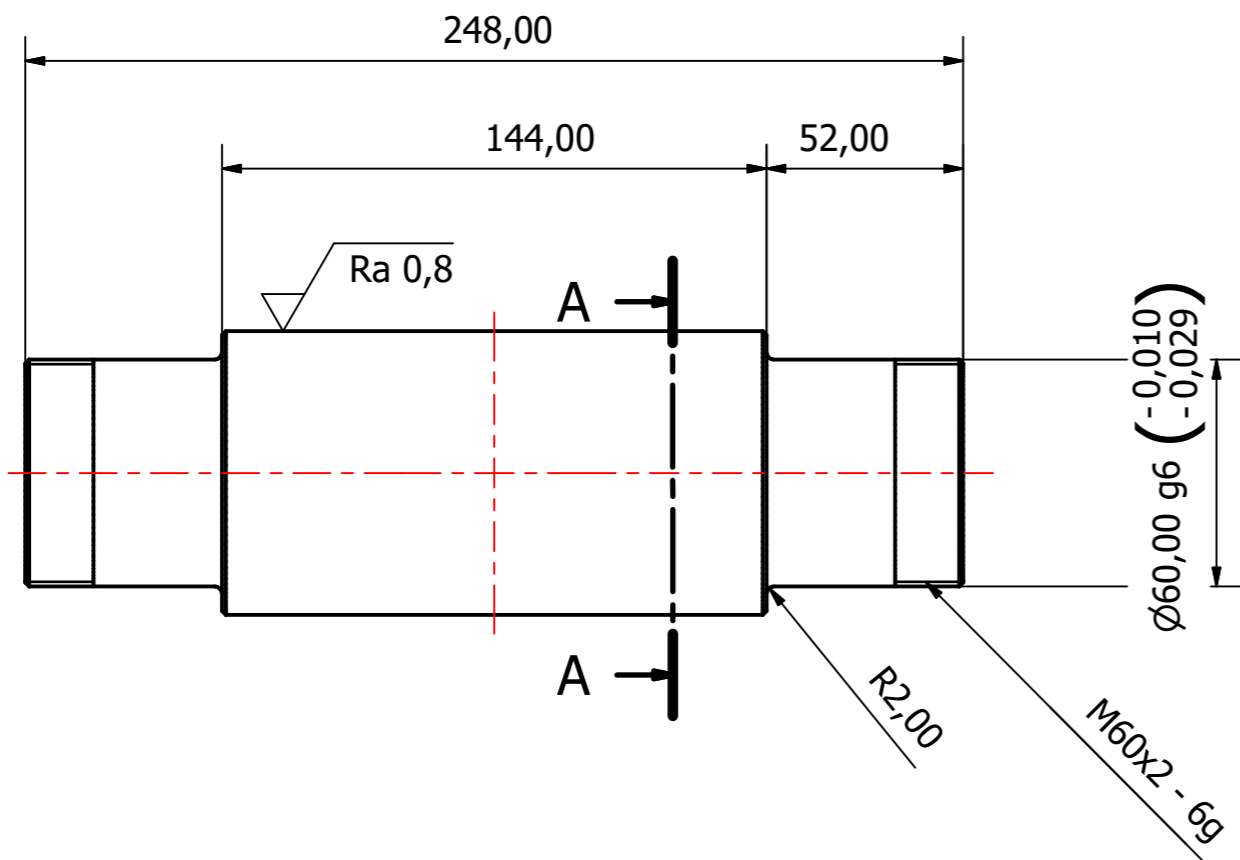
General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1005			1			S124M		
PART NUMBER			QTY			MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 1	Size A3	
				Tensioner lock shaft				
				Part number 1005		Drawing No. az-025	Sheet 26 / 31	



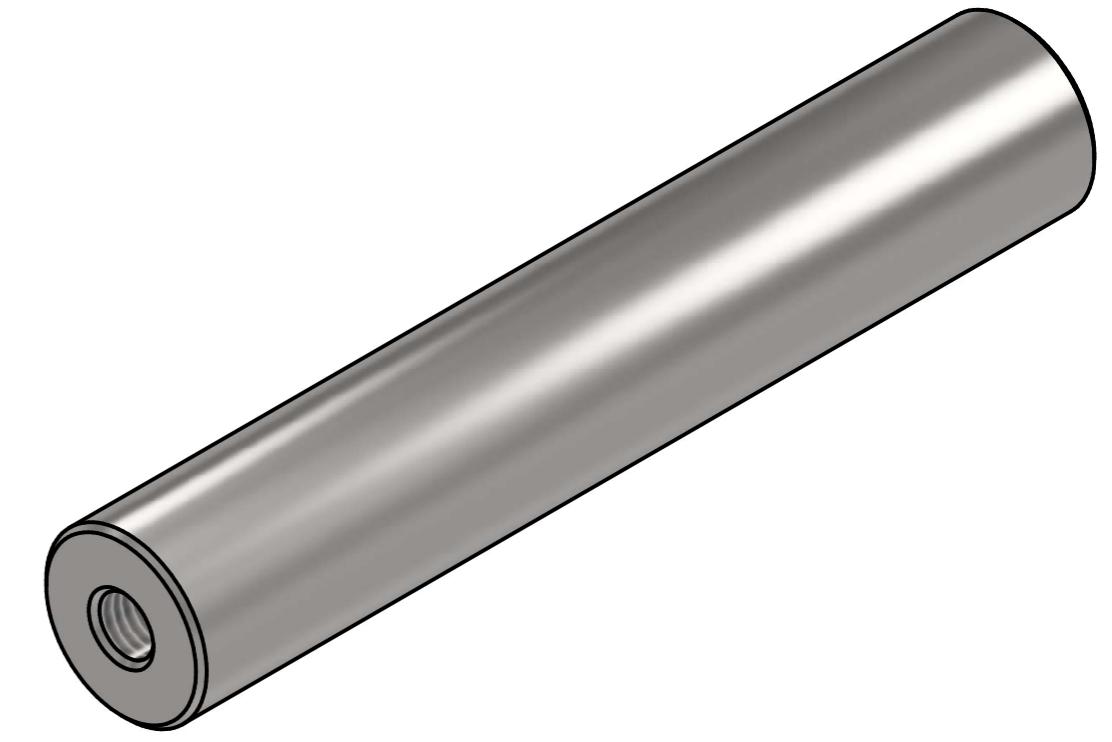
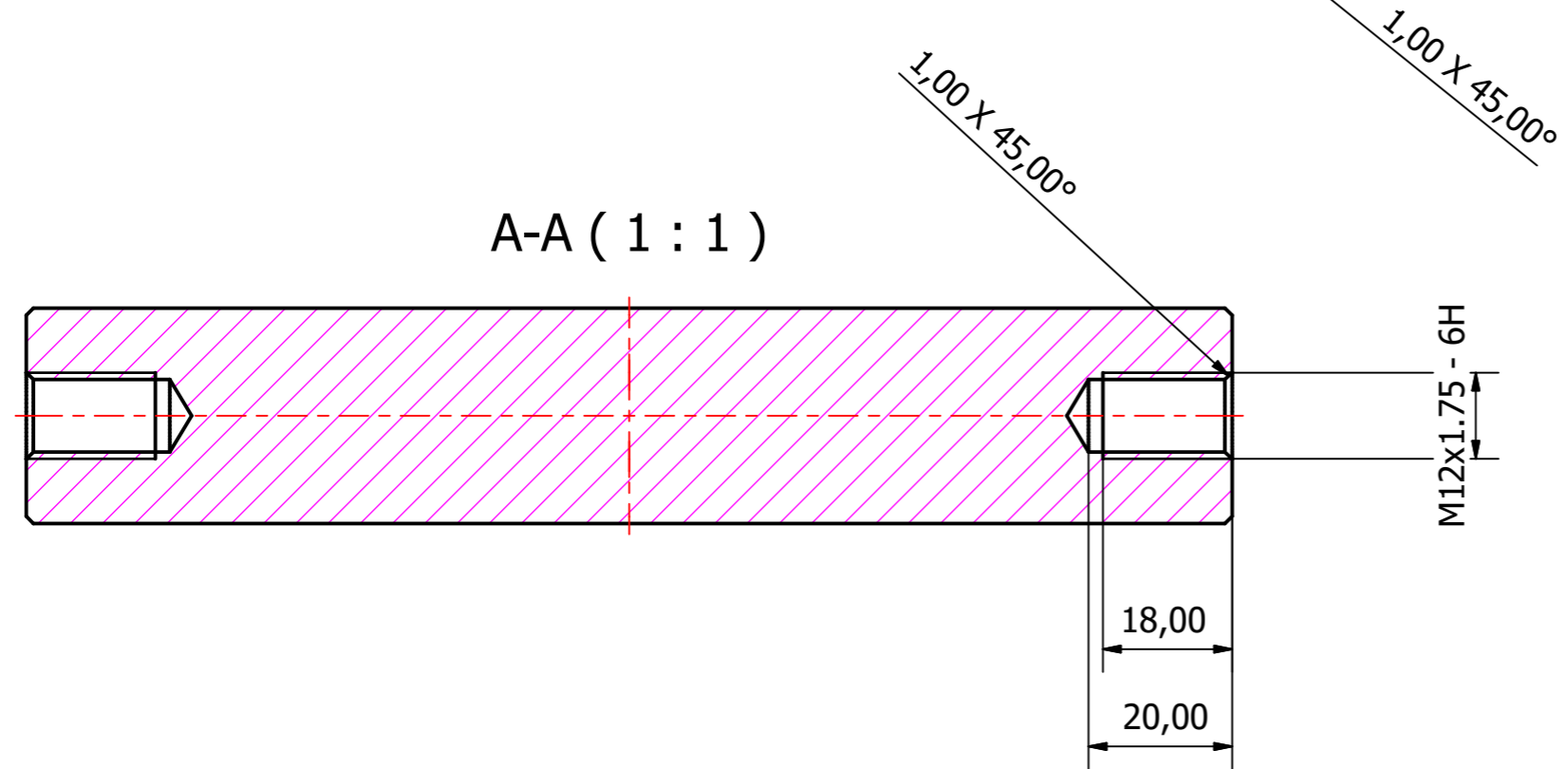
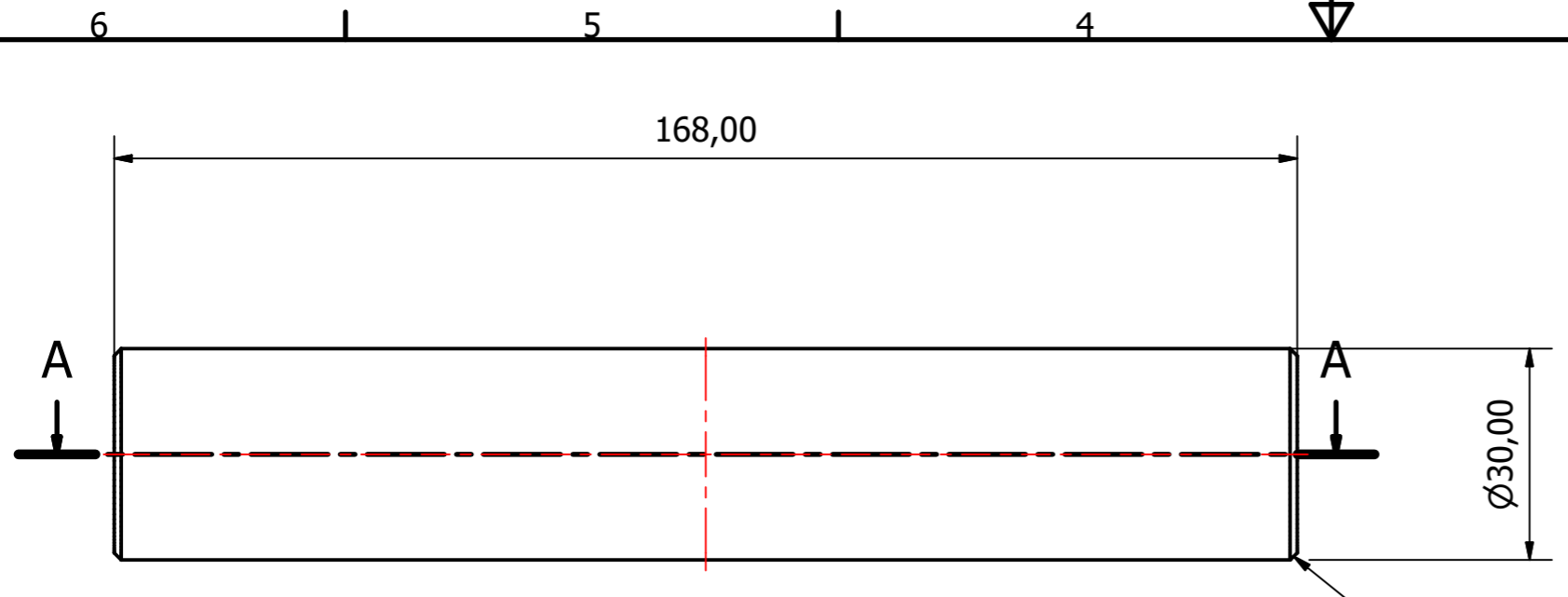
Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1004		2		AISI 316L		
PART NUMBER		QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022
				Scale 1 : 1	Size A3	
				Lock wing		
				Part number 1004	Drawing No. az-024	Sheet 27 / 31



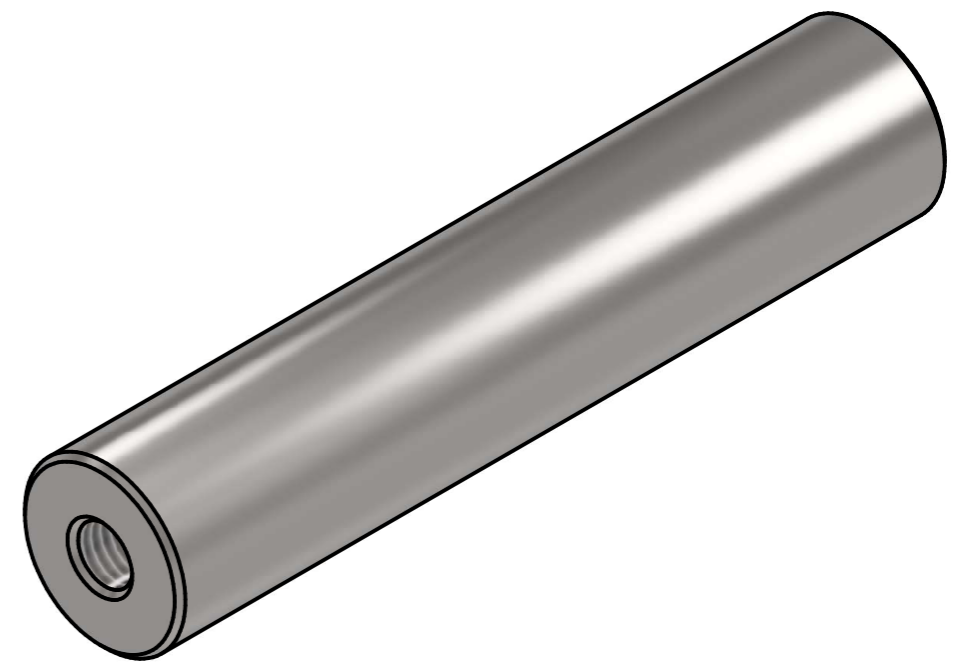
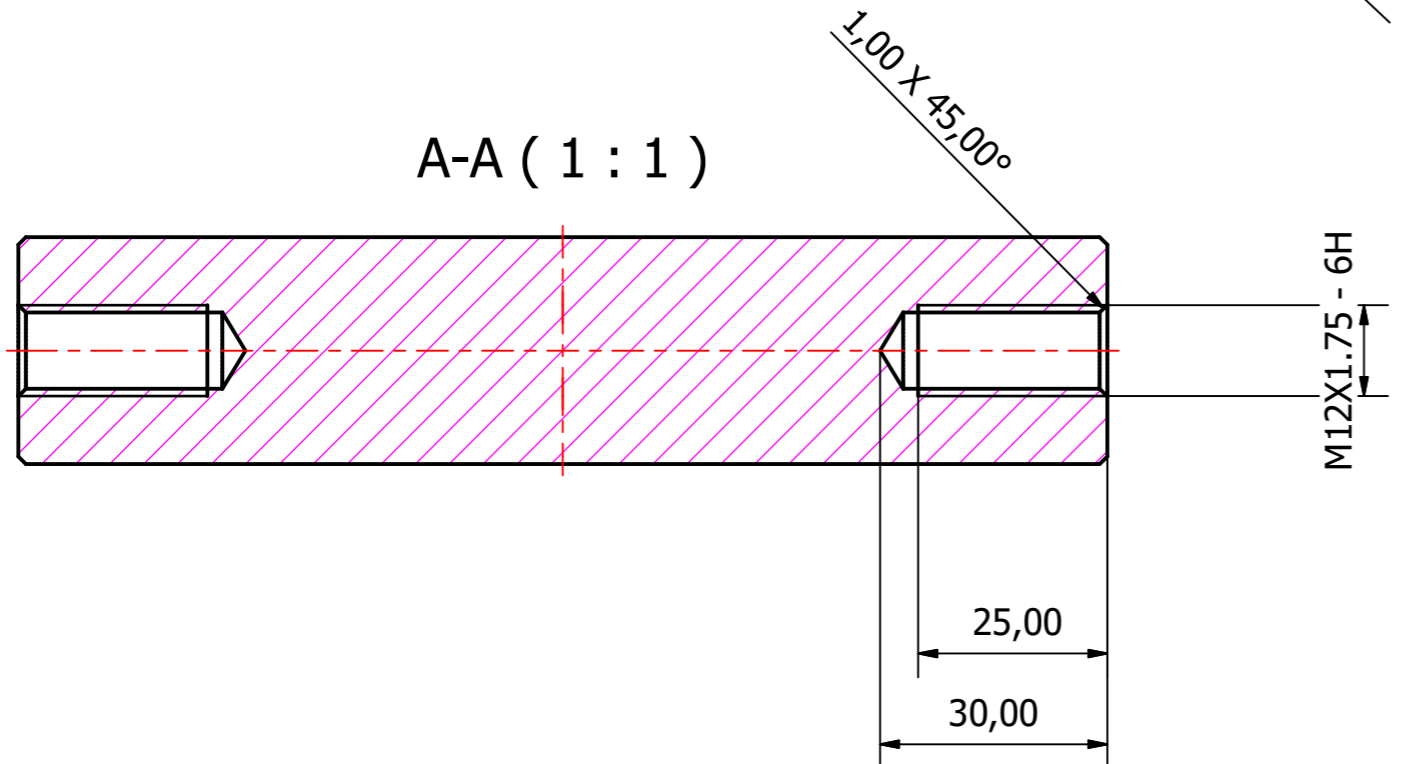
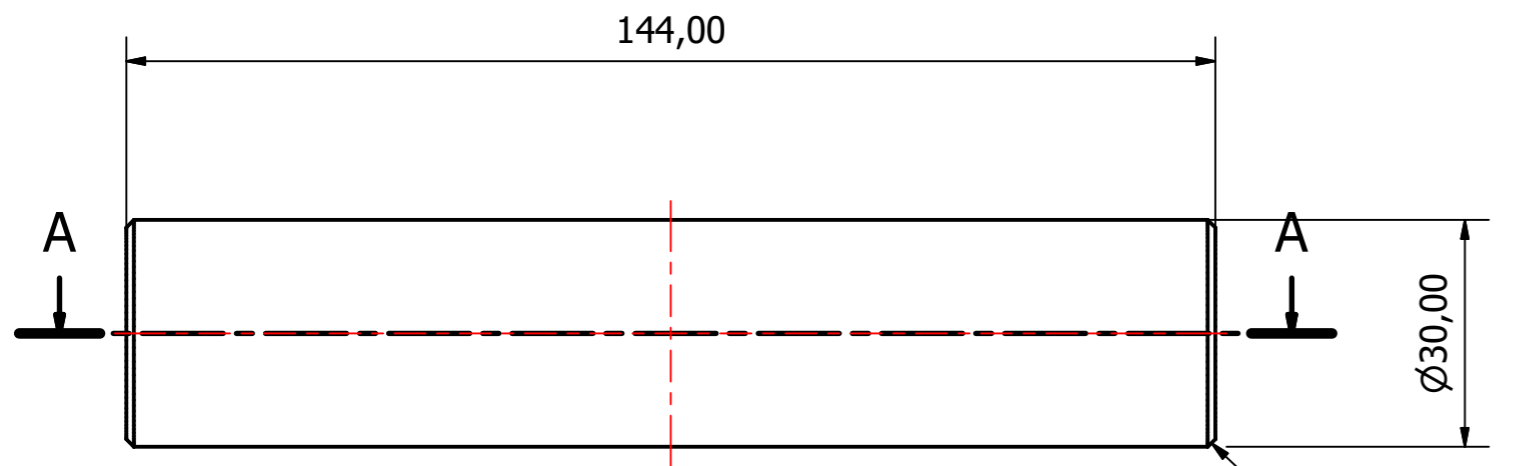
All edges are chamfered 1,00x45°, unless otherwise stated.
 All right hand internal threads.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1003			1		S124M		
PART NUMBER			QTY		MATERIAL		
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B		Date 08.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
				Torus shaft			
				Part number 1003		Drawing No. az-023	Sheet 28 / 31



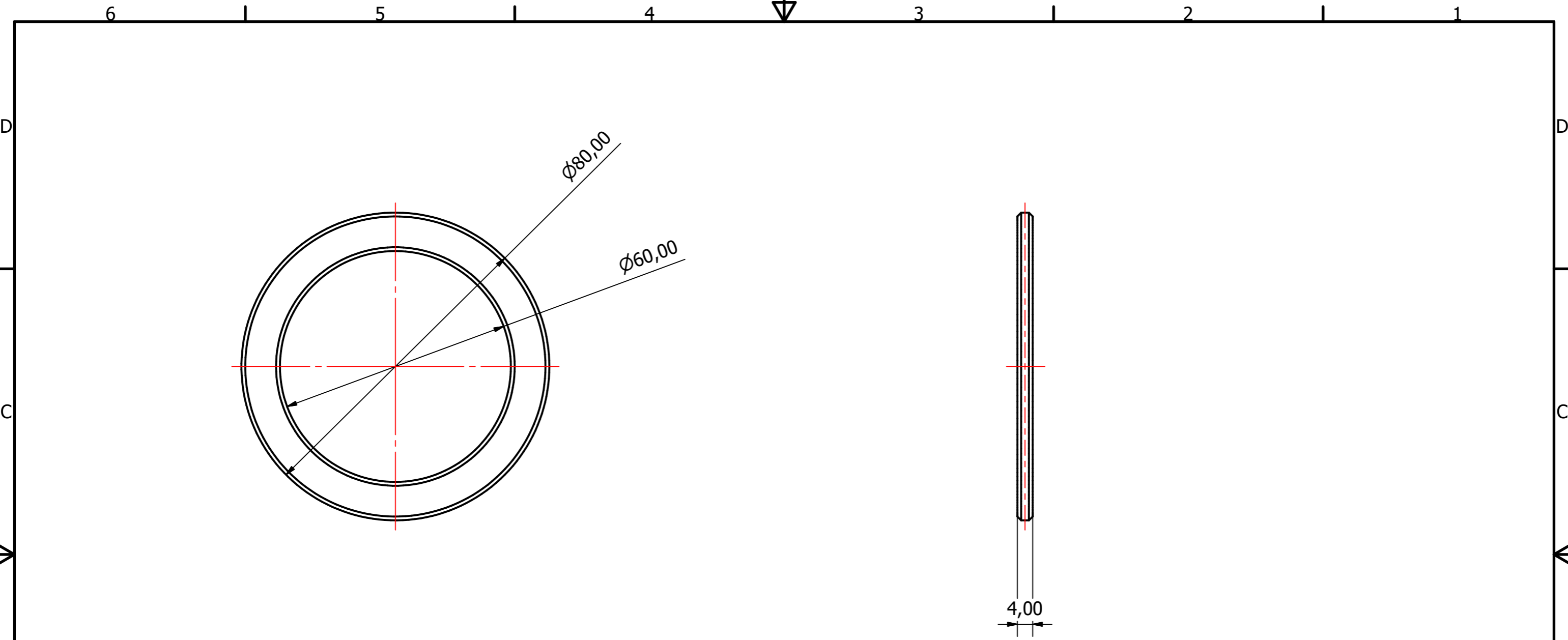
All right hand internal threads.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1002			2		S124M			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 1	Size A3
				Spacer Ø30x168				
				Part number 1002	Drawing No. az-022	Sheet 29 / 31		



All right hand internal threads.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

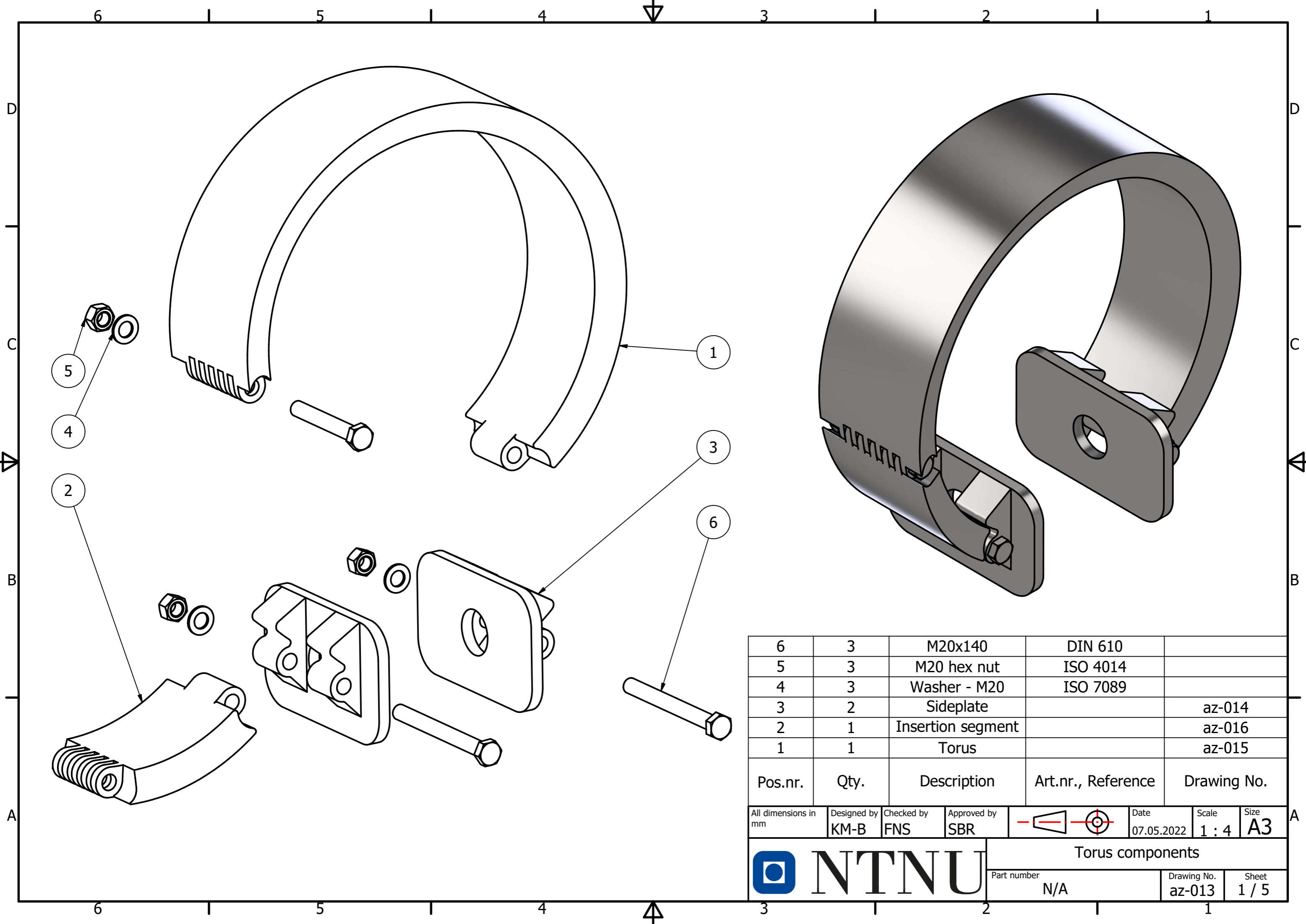
1001		2		S124M	
PART NUMBER		QTY		MATERIAL	
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B	 Date 08.05.2022	Scale 1 : 1
			Size A3		
Spacer Ø30x144					
Part number 1001		Drawing No. az-021		Sheet 30 / 31	



All edges are chamfered $1,00 \times 45^\circ$, unless otherwise stated.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

1023			2		S124M			
PART NUMBER			QTY		MATERIAL			
All dimensions in mm	Designed by SBR	Checked by FNS	Approved by KM-B			Date 08.05.2022	Scale 1 : 1	Size A3
				Washer $\phi 60 \times 4$				
				Part number 1023		Drawing No. az-043	Sheet 31 / 31	

A.20 Maskintegninger - Sammenstilling av torus m.m.

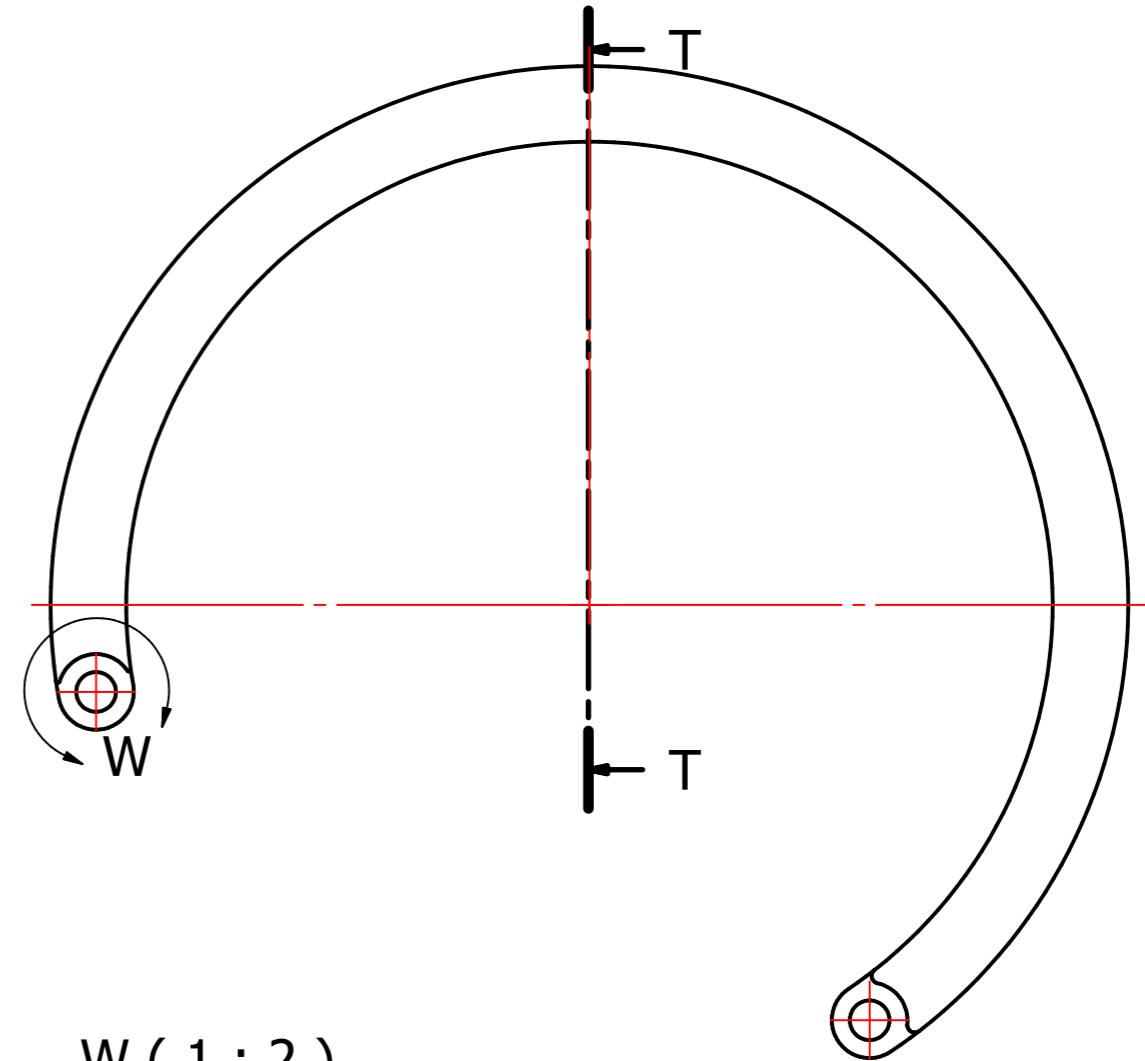
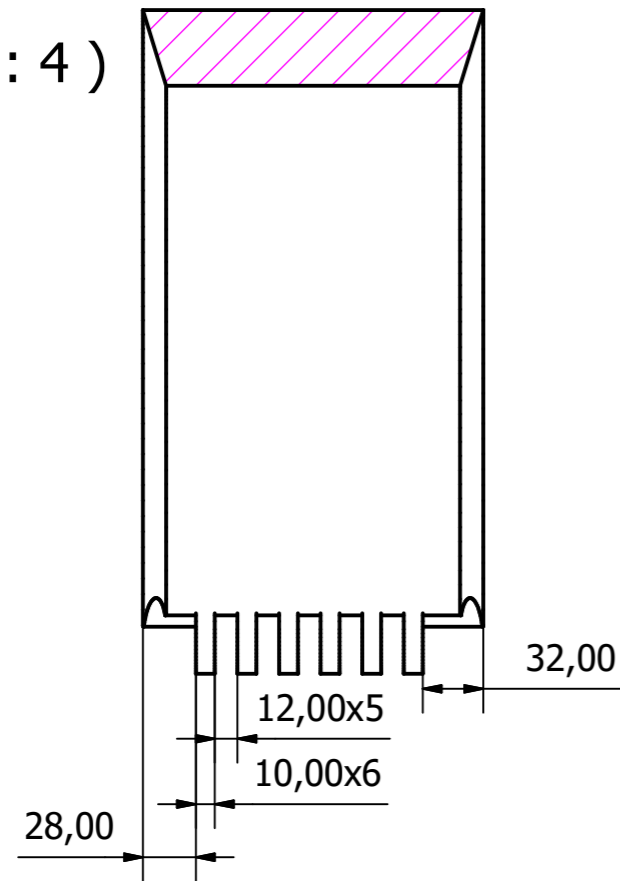


6	3	M20x140	DIN 610	
5	3	M20 hex nut	ISO 4014	
4	3	Washer - M20	ISO 7089	
3	2	Sideplate		az-014
2	1	Insertion segment		az-016
1	1	Torus		az-015
Pos.nr.	Qty.	Description	Art.nr., Reference	Drawing No.

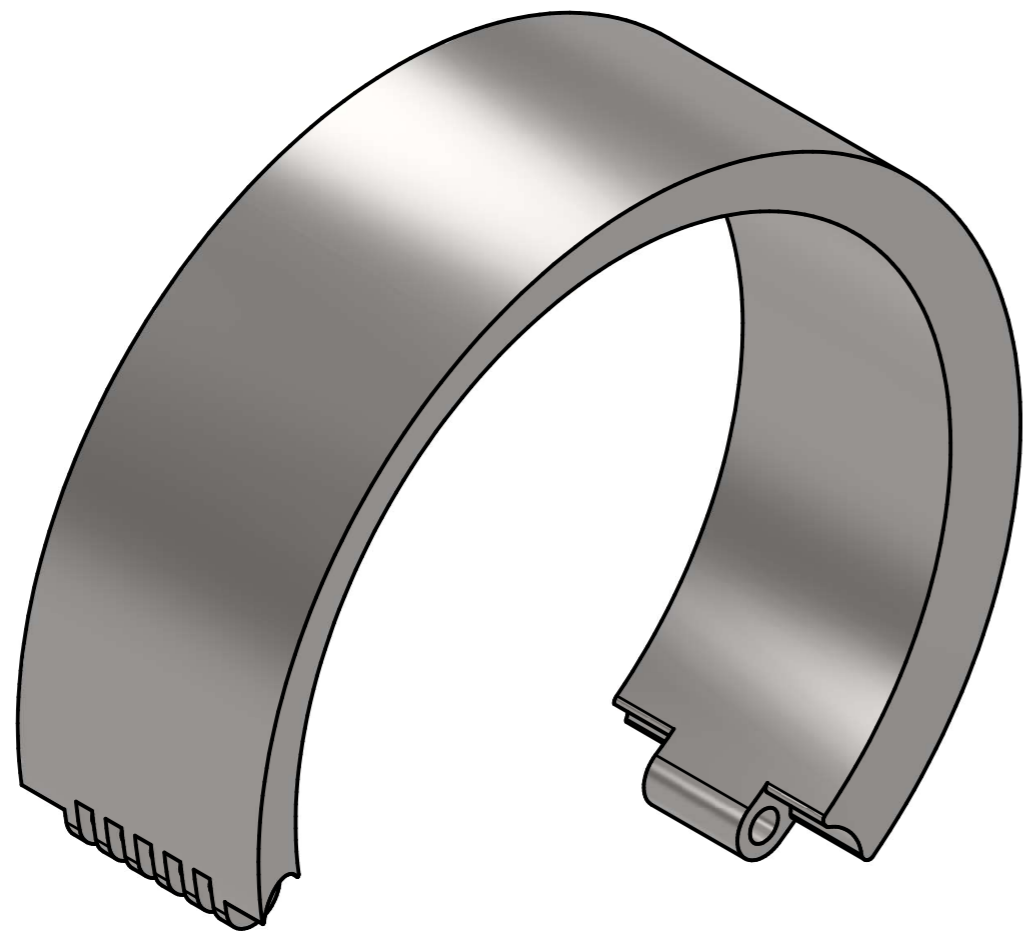
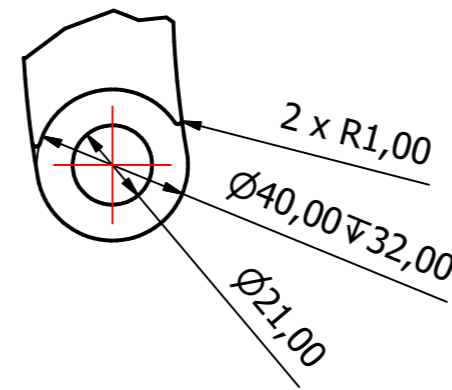
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 07.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
----------------------	---------------------	-------------------	--------------------	--	--------------------	----------------	------------

	Torus components		
	Part number N/A	Drawing No. az-013	Sheet 1 / 5

T-T (1 : 4)

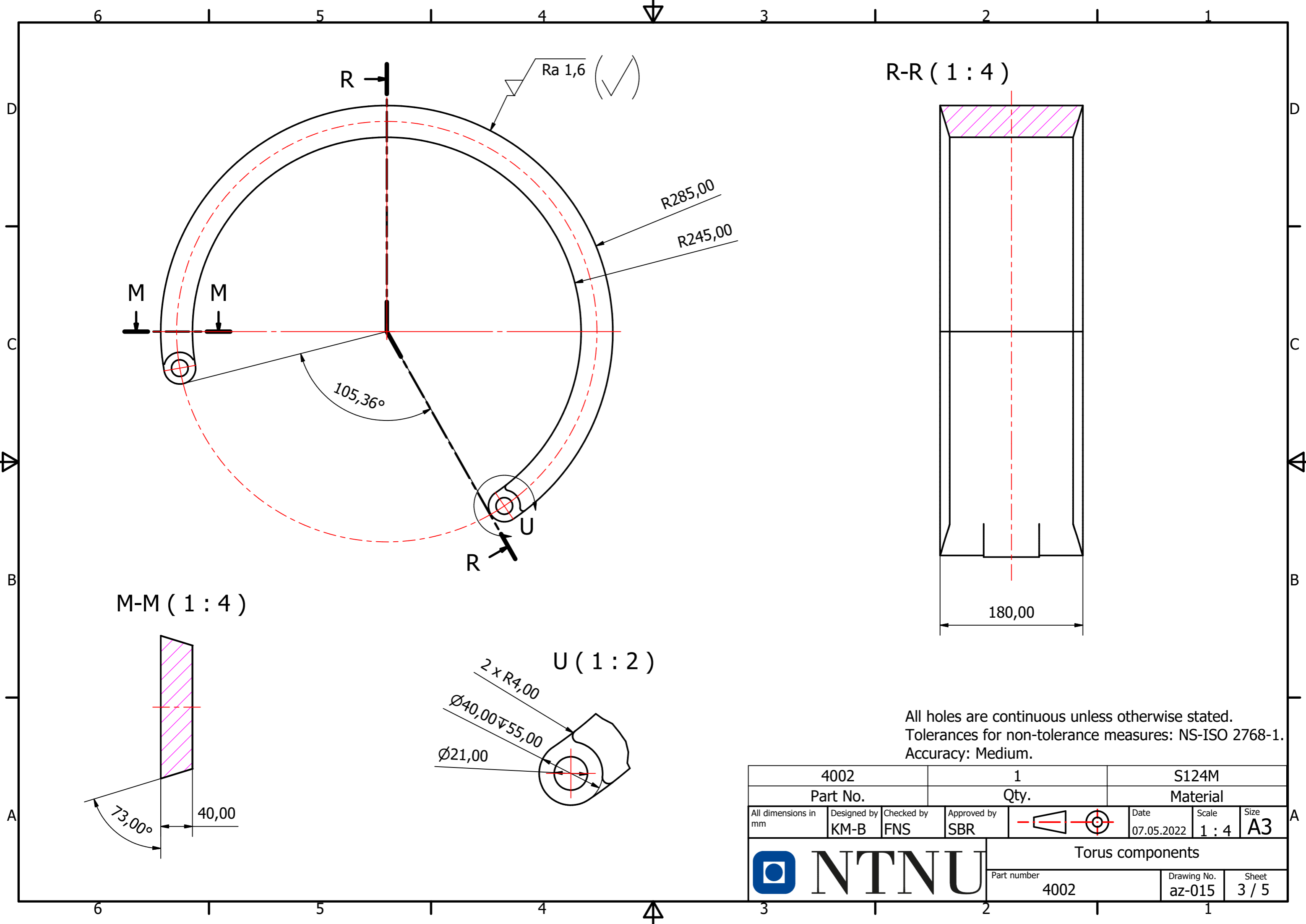


W (1 : 2)



All holes are continuous unless otherwise stated.
Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
Accuracy: Medium.

4002		1		S124M	
Part No.		Qty.		Material	
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR	Date 07.05.2022	Scale 1 : 4
NTNU			Torus components		
Part number 4002		Drawing No. az-015		Sheet 2 / 5	



Ra 1,6

R-R (1 : 4)

R285,00

R245,00

R

M

M

105,36°

R

U

180,00

M-M (1 : 4)

U (1 : 2)

2 x R4,00

∅40,00 ∇55,00

∅21,00

40,00

73,00°

All holes are continuous unless otherwise stated.
Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
Accuracy: Medium.

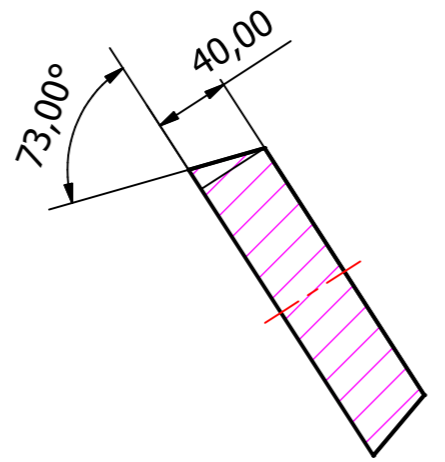
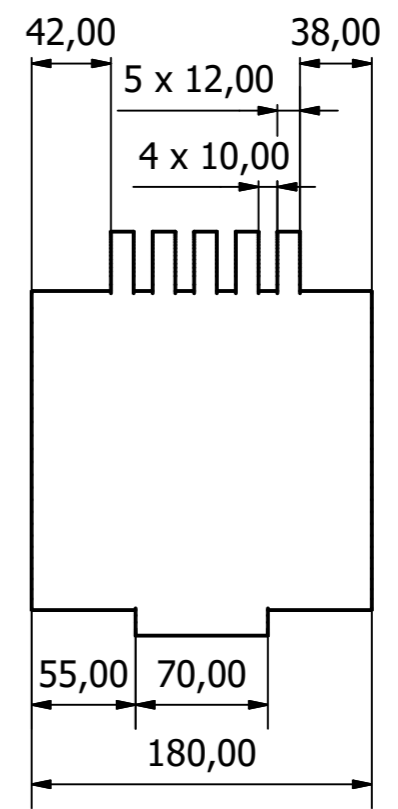
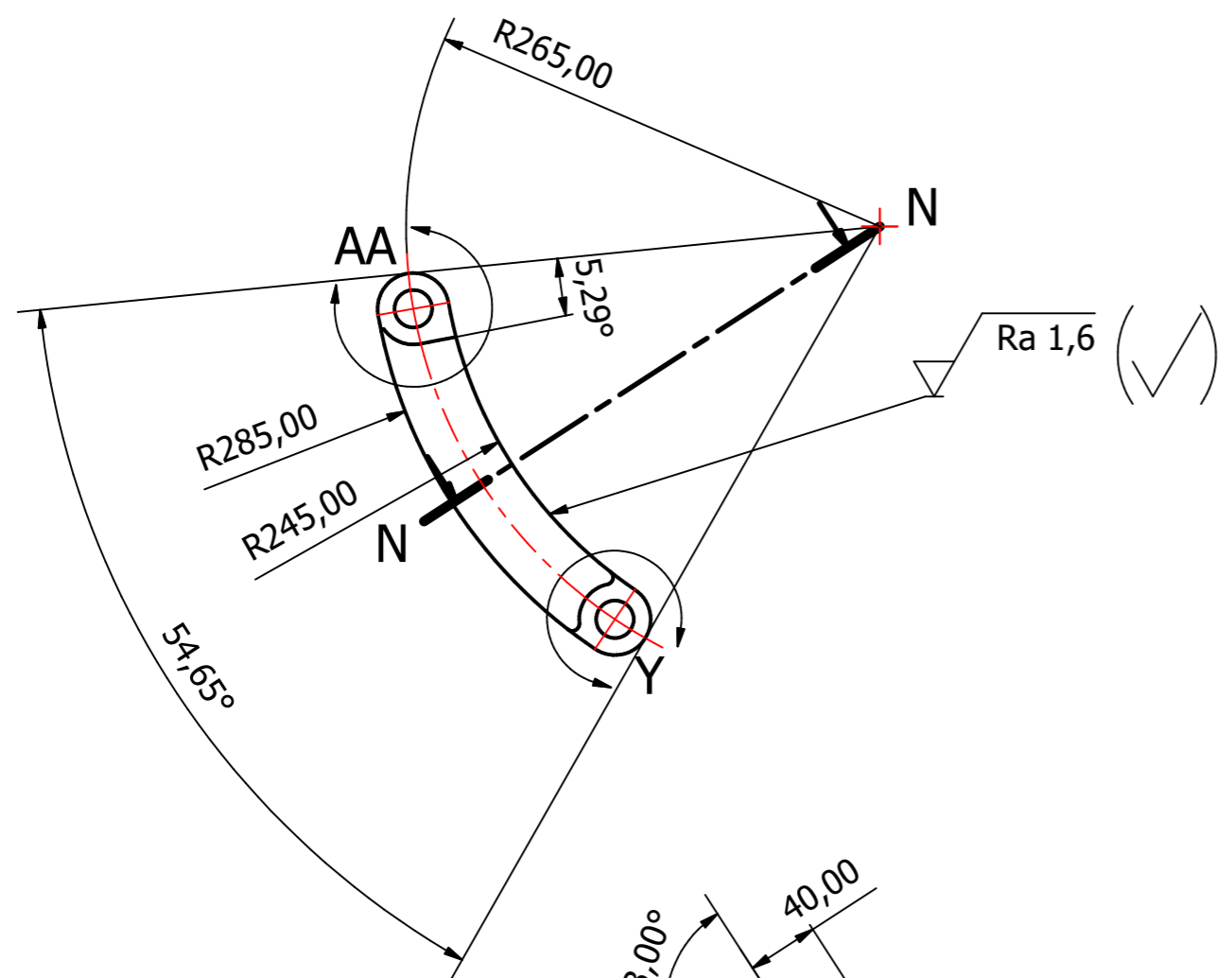
4002		1		S124M		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 07.05.2022	Scale 1 : 4
				Torus components		
				Part number 4002	Drawing No. az-015	Sheet 3 / 5

A

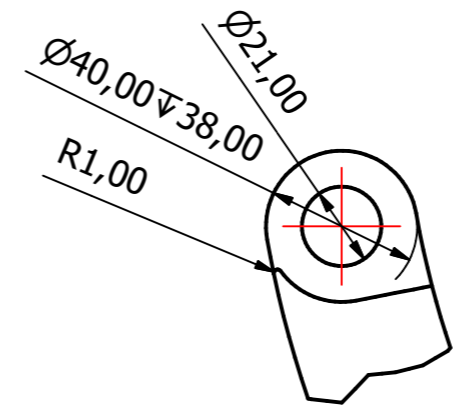
6 5 4 3 2 1

D

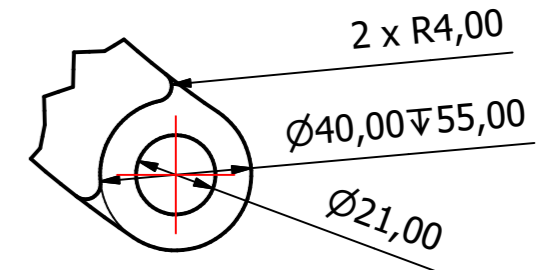
D



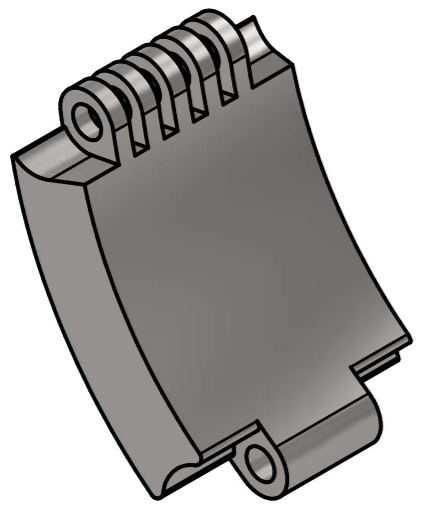
N-N (1 : 4)



AA (1 : 2)



Y (1 : 2)



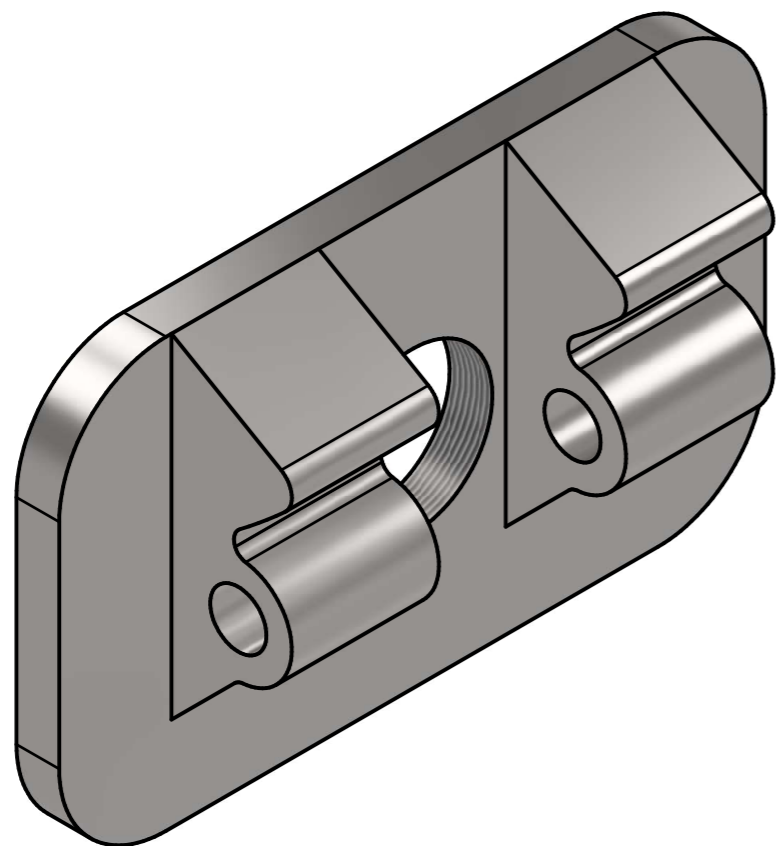
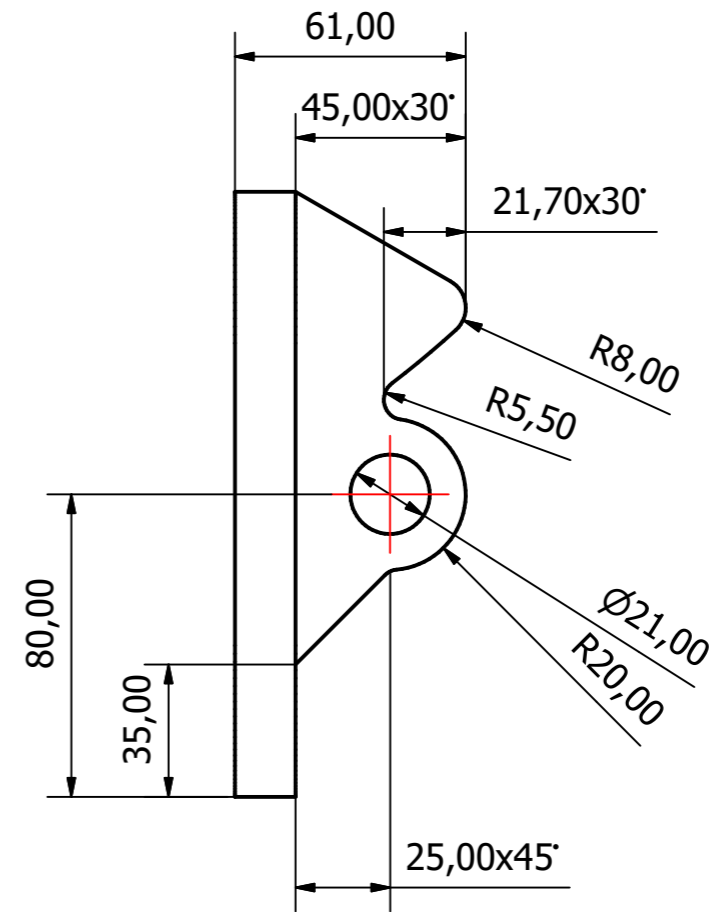
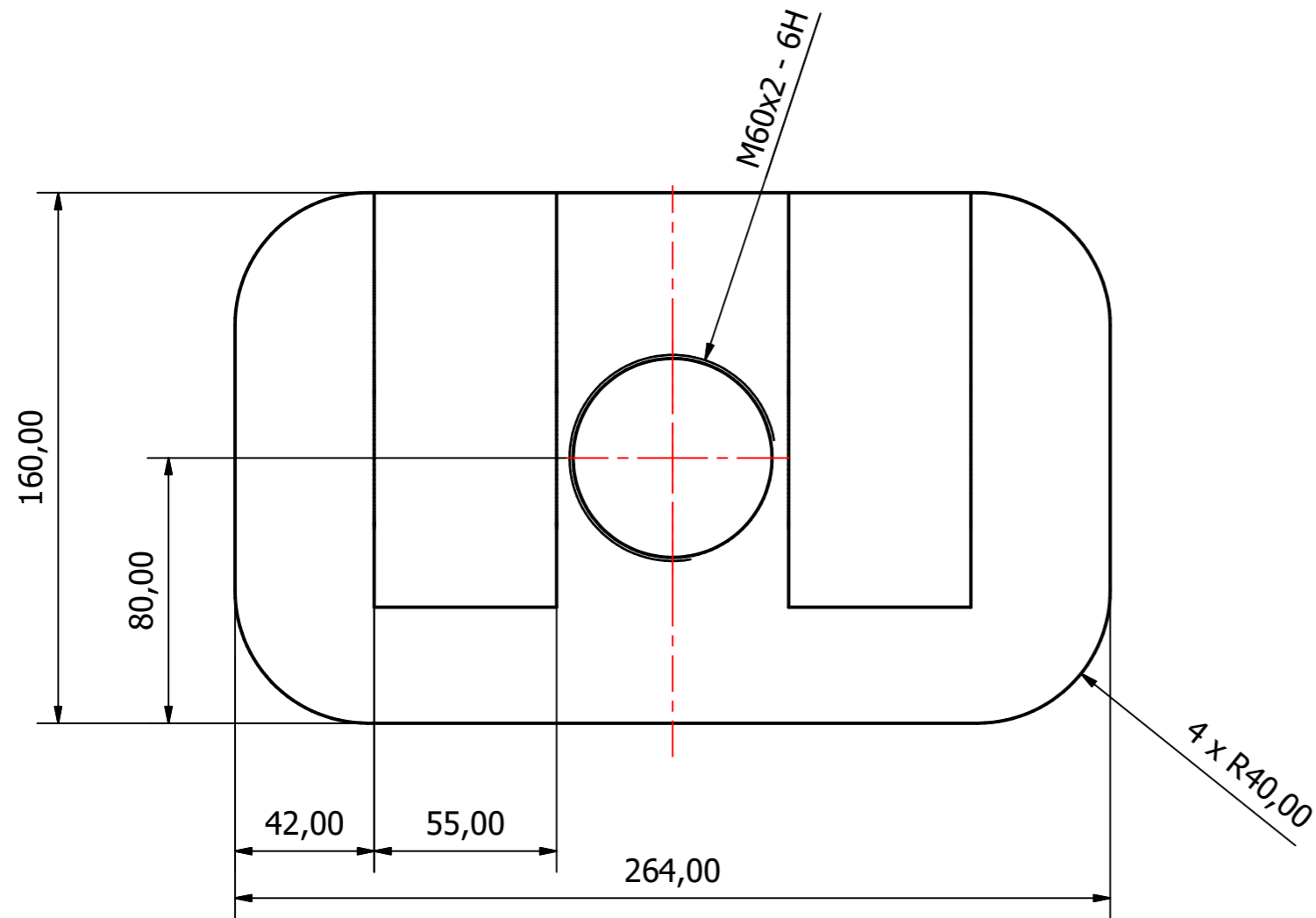
All holes are continuous unless otherwise stated.
Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
Accuracy: Medium.

4003		1		S124M		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 07.05.2022	Scale 1 : 4
				Torus components		
				Part number 4003	Drawing No. az-016	Sheet 4 / 5

A

A

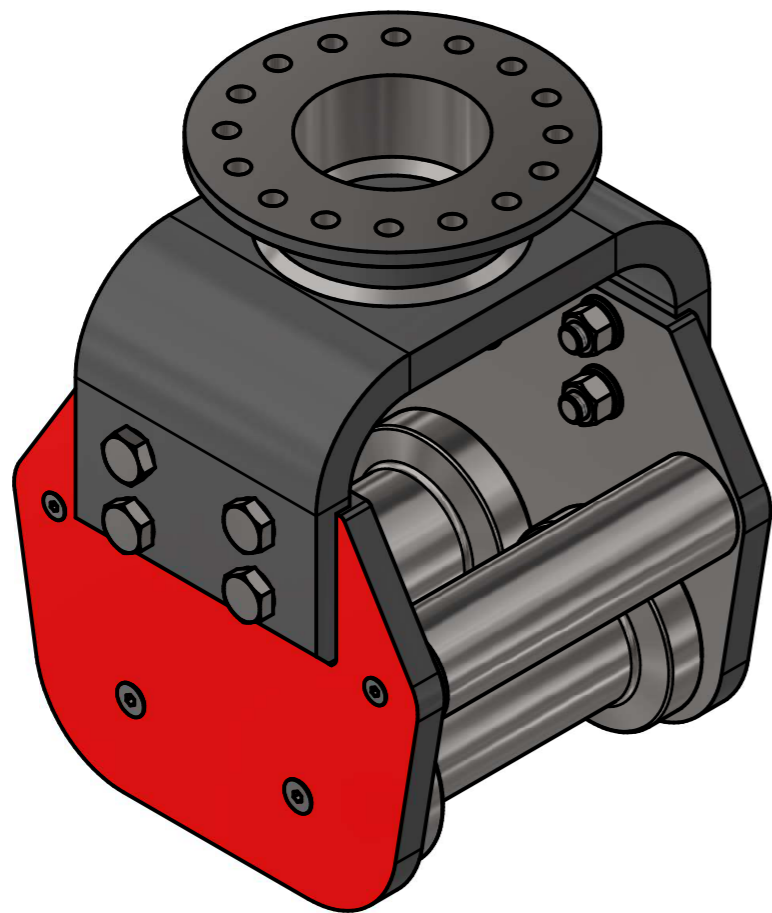
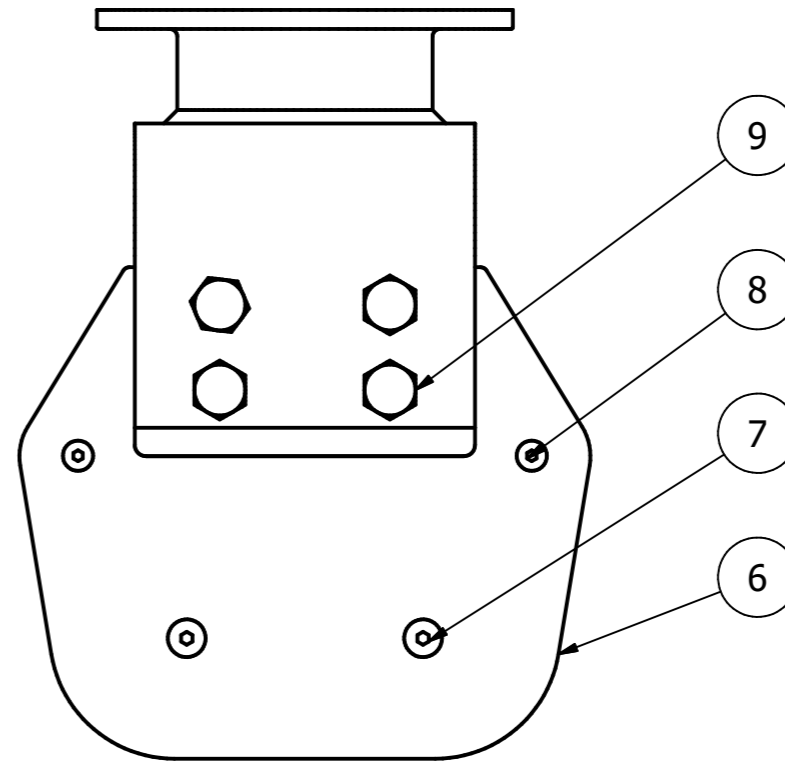
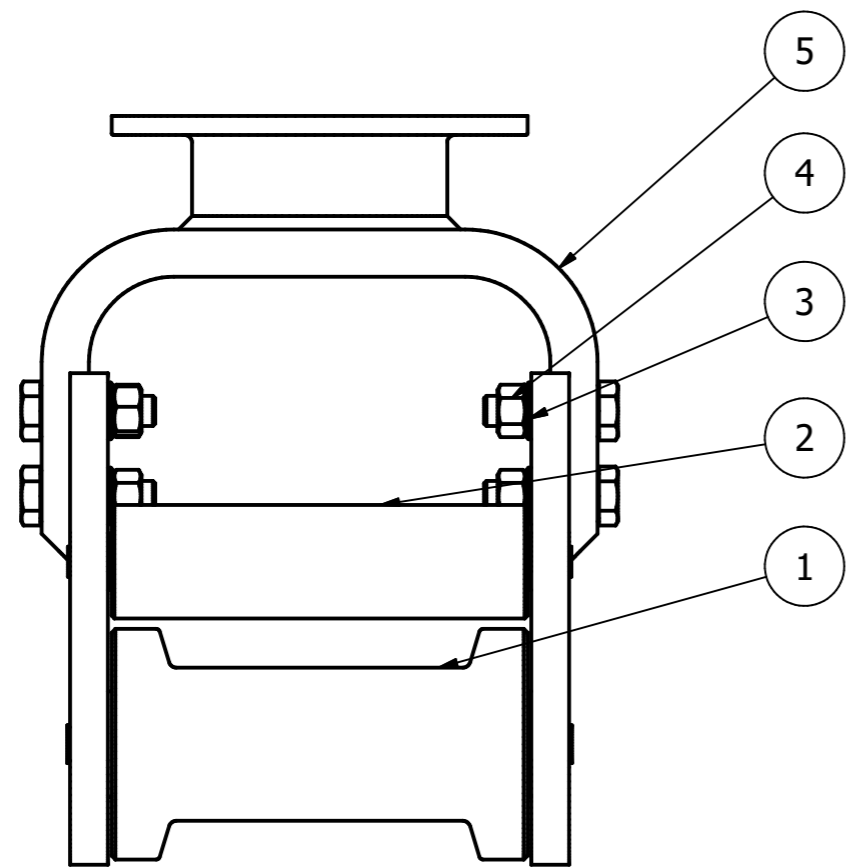
6 5 4 3 2 1



All holes are continuous unless otherwise stated.
 Right hand internal threads on threaded sections.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

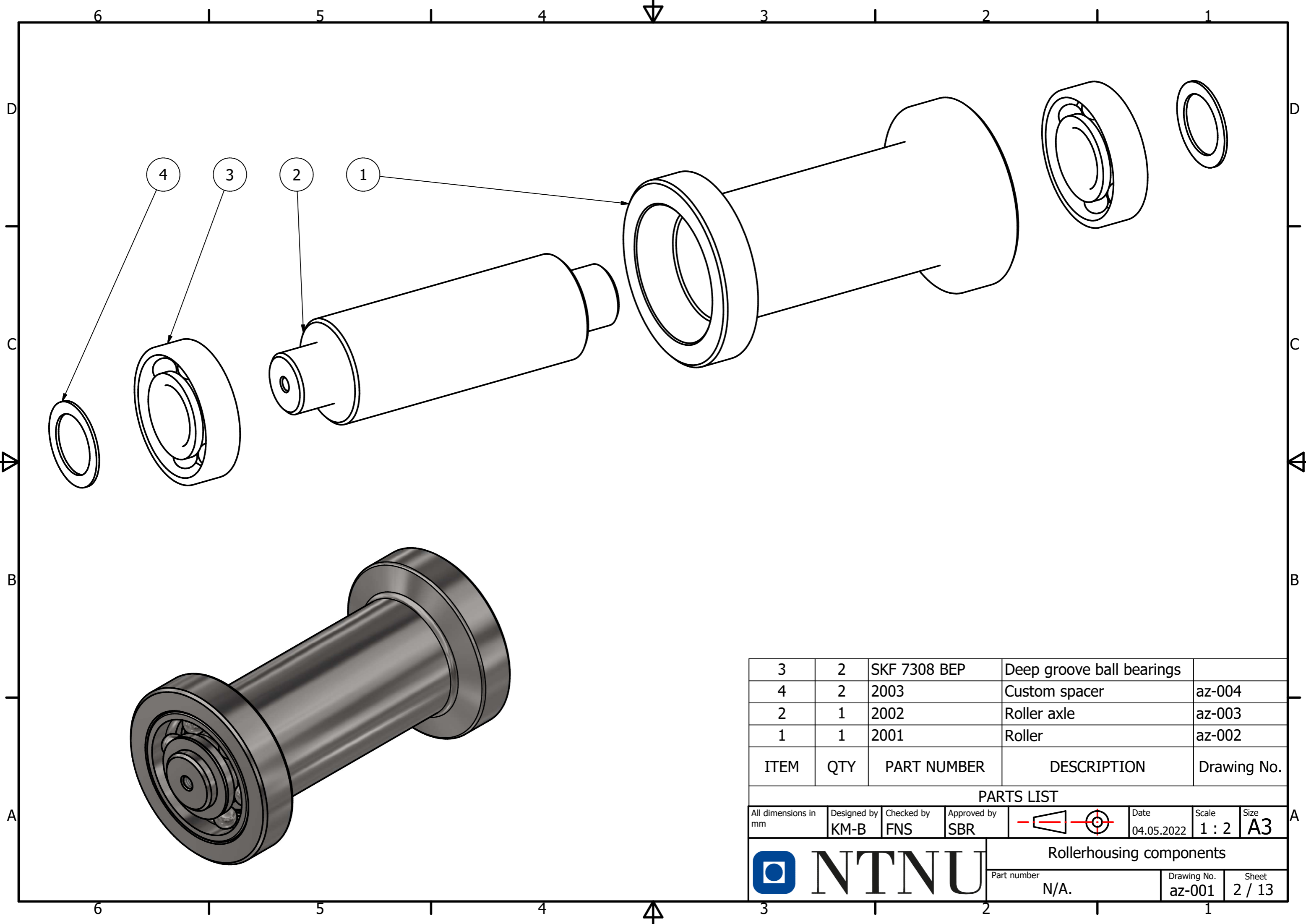
4001		2		AISI 316L		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 07.05.2022	Scale 1 : 2
				Torus components		
				Part number 4001	Drawing No. az-014	Sheet 5 / 5

A.21 Maskintegninger - Sammenstilling av rullehus m.m.



9	8	M16x60	DIN 610	
8	4	M8x30	ISO 10642	
7	4	M10x30	ISO 10642	
6	2	Sideplates		az-009
5	1	Rollerhouse support		az-010
4	8	M16 hex nut	ISO 4032	
3	8	140 HV	ISO 7090 16	
2	2	Top roller assy.		az-005
1	2	Bottom roller assy.		az-001
Pos.nr.	Qty.	Description	Art.nr., Reference	Drawing No.

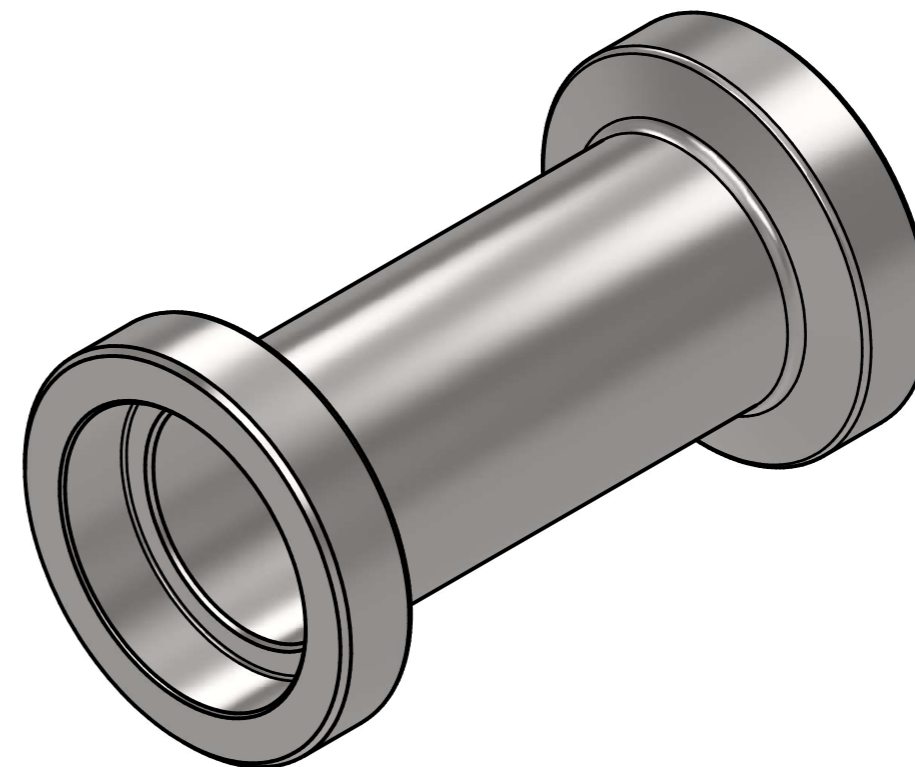
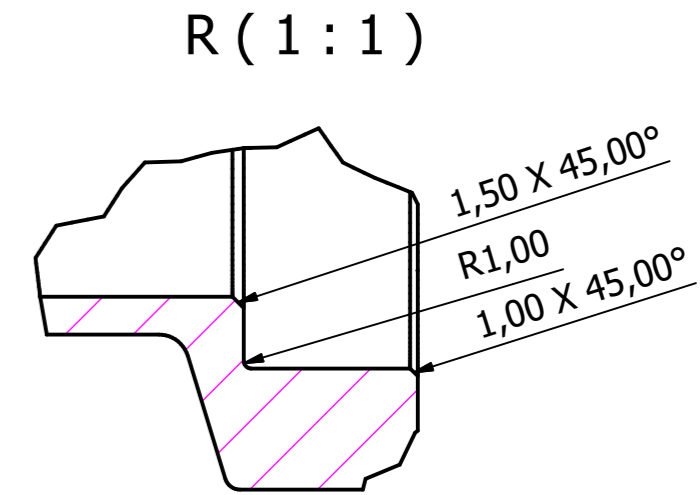
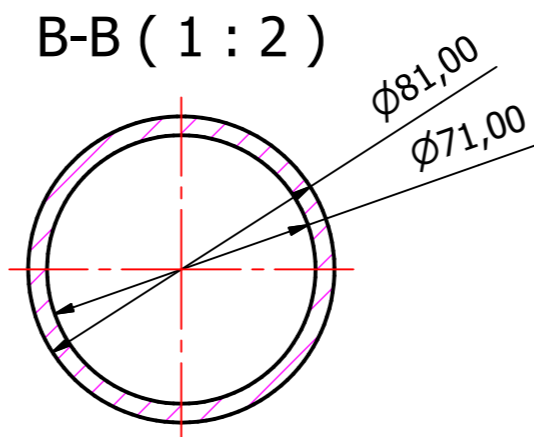
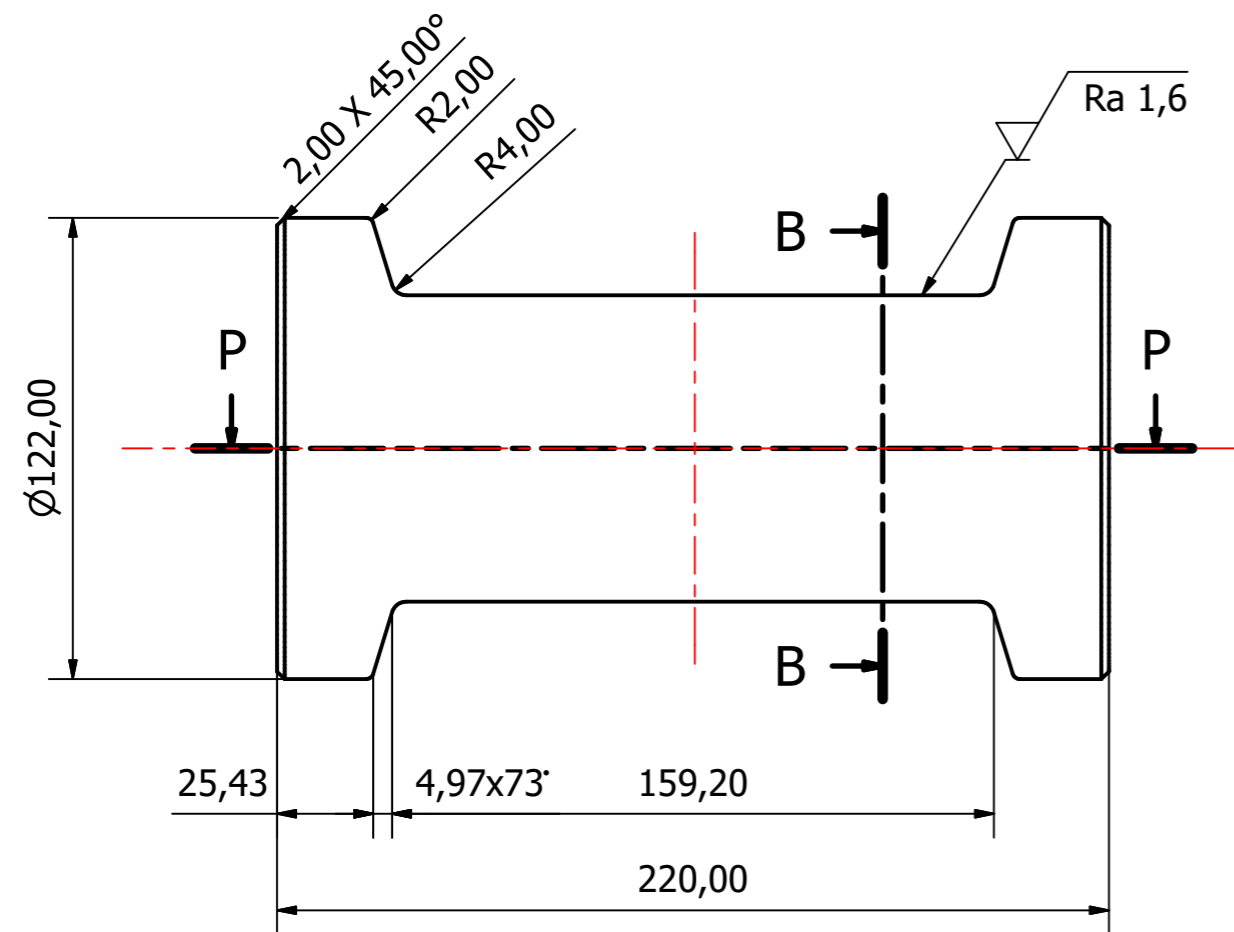
	All dimensions in mm		Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1 : 4	Size A3
	Rollerhousing components						Part number N/A	Drawing No. az-000	Sheet 1 / 13



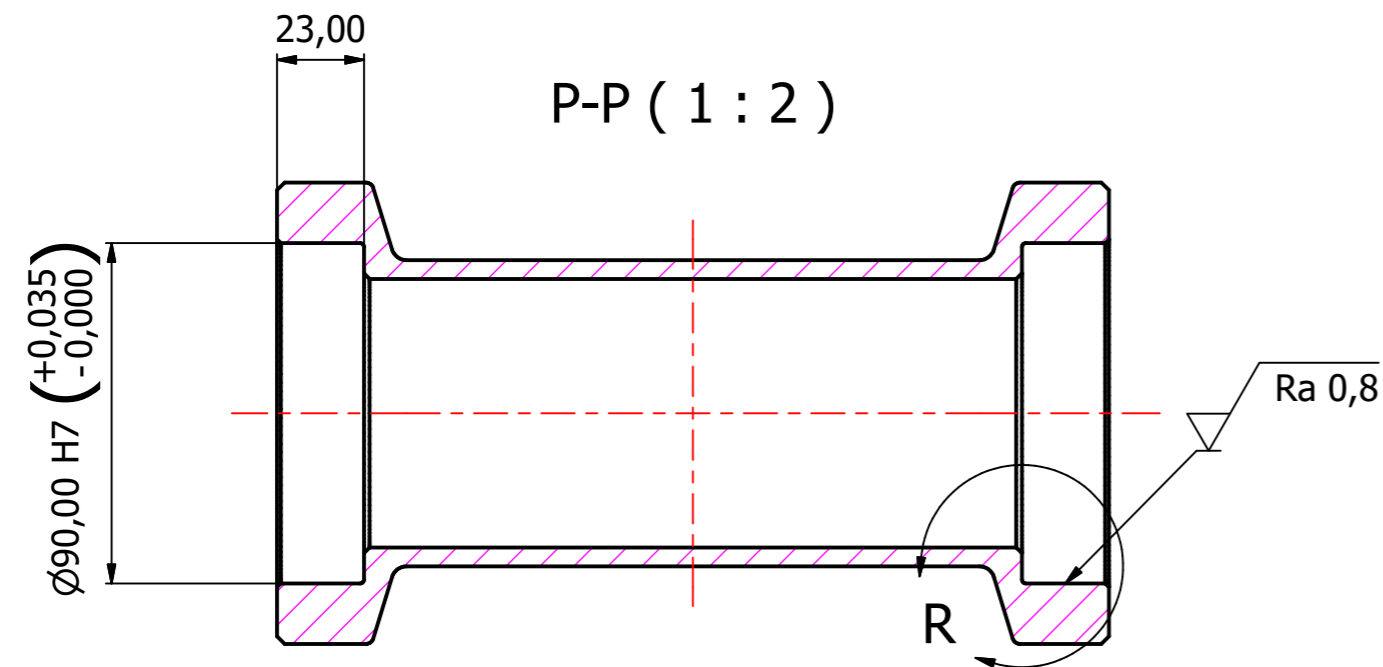
3	2	SKF 7308 BEP	Deep groove ball bearings	
4	2	2003	Custom spacer	az-004
2	1	2002	Roller axle	az-003
1	1	2001	Roller	az-002
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	Drawing No.

PARTS LIST

All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
			Rollerhousing components				
			Part number N/A.		Drawing No. az-001	Sheet 2 / 13	



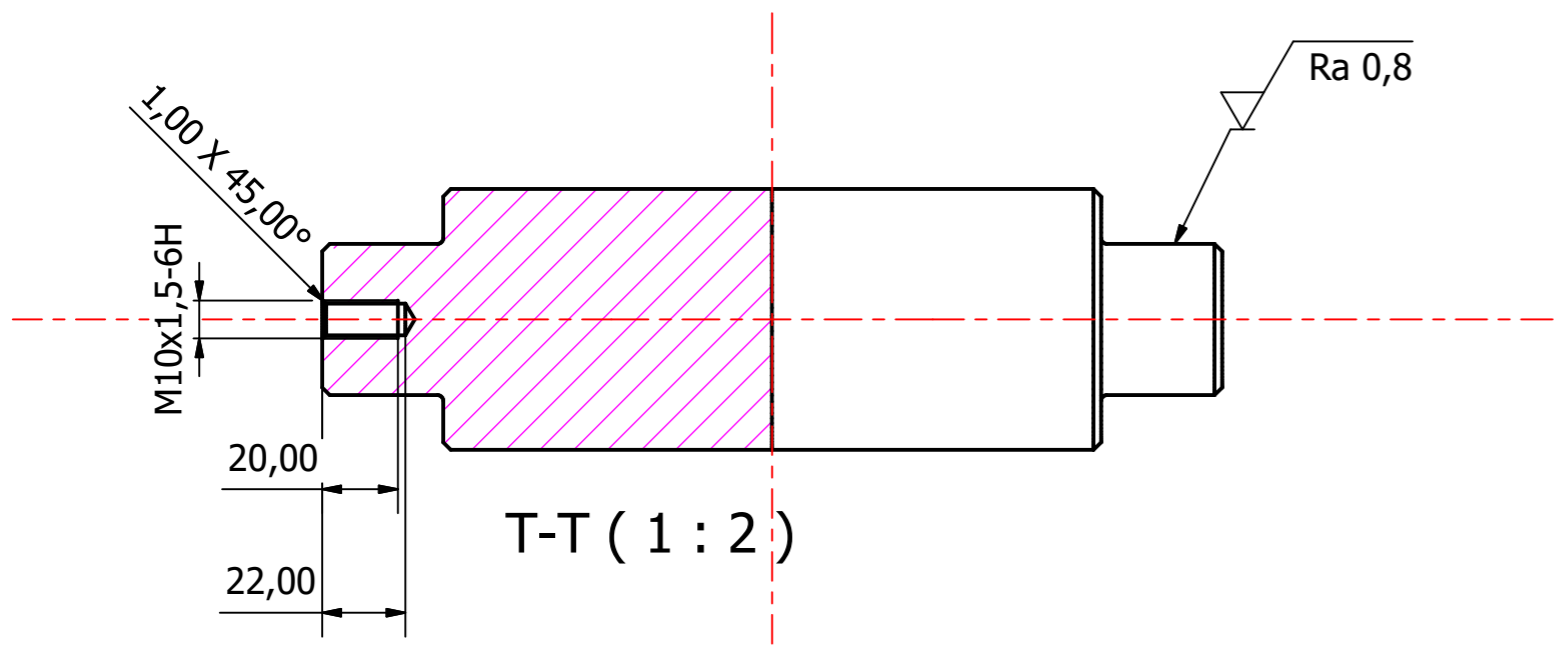
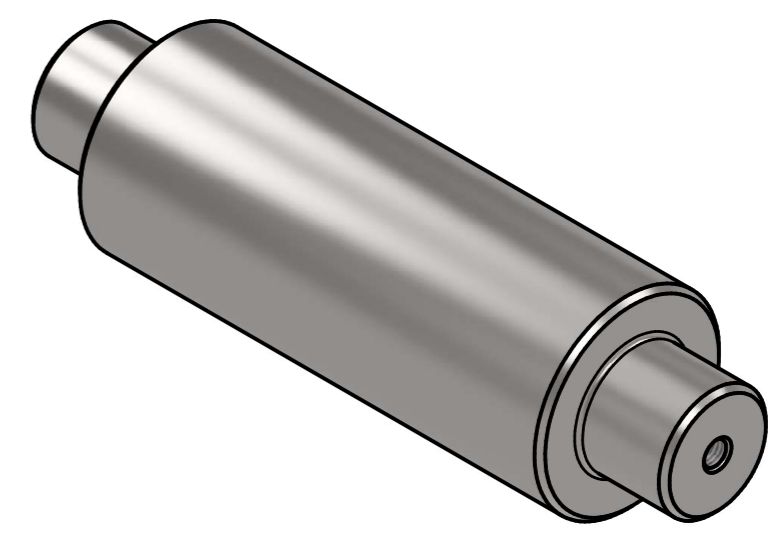
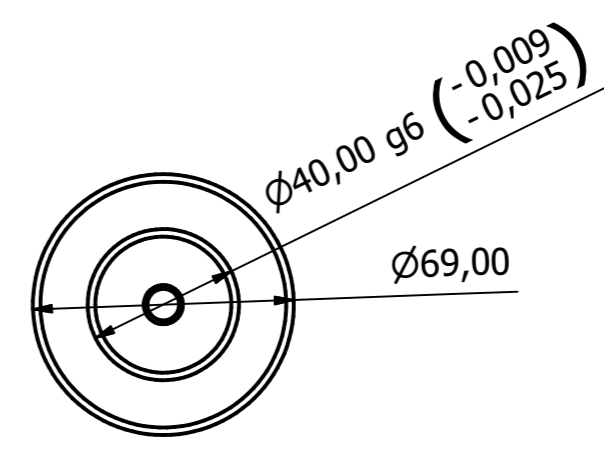
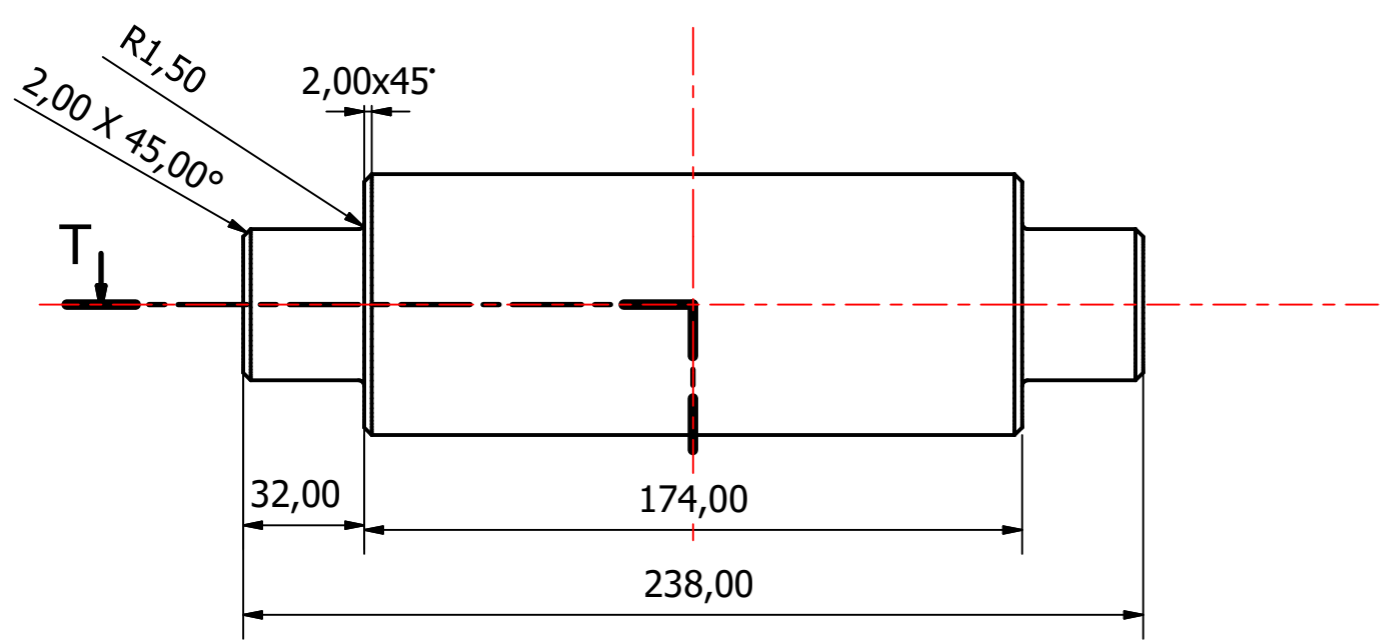
All holes are continuous unless otherwise stated.
General roughness $Ra 3,2$.
Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
Accuracy: Medium.



2001		2		S124M		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1 : 2
				Rollerhousing components		
Part number 2001		Drawing No. az-002		Sheet 3 / 13		

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A



Right hand internal threads on threaded sections.
 General roughness $Ra 3,2$.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

2002		2		S124M	
Part No.		Qty.		Material	
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR	Date 04.05.2022	Scale 1 : 2
Part number 2002		Drawing No. az-003		Sheet 4 / 13	

6 5 4 3 2 1

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

D

D

C

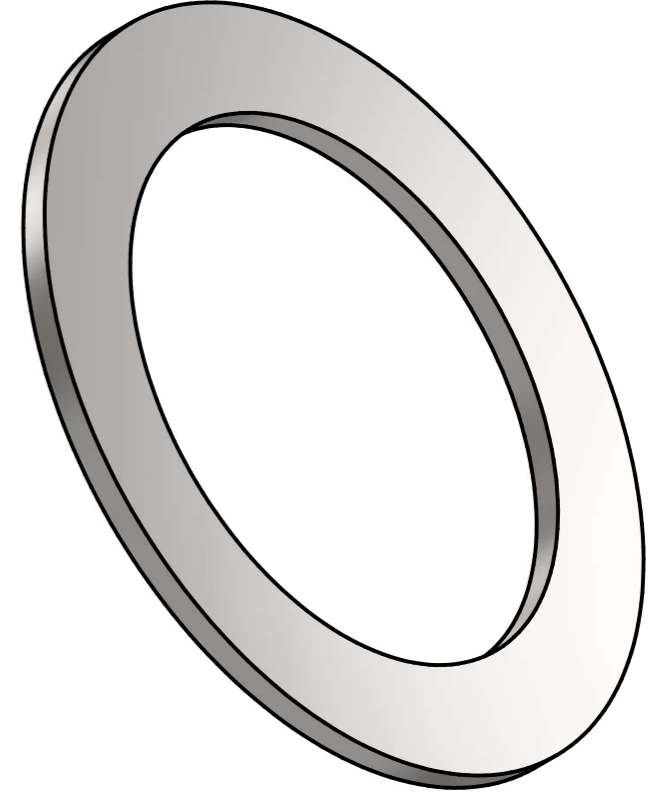
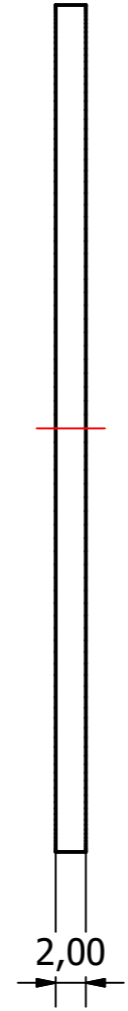
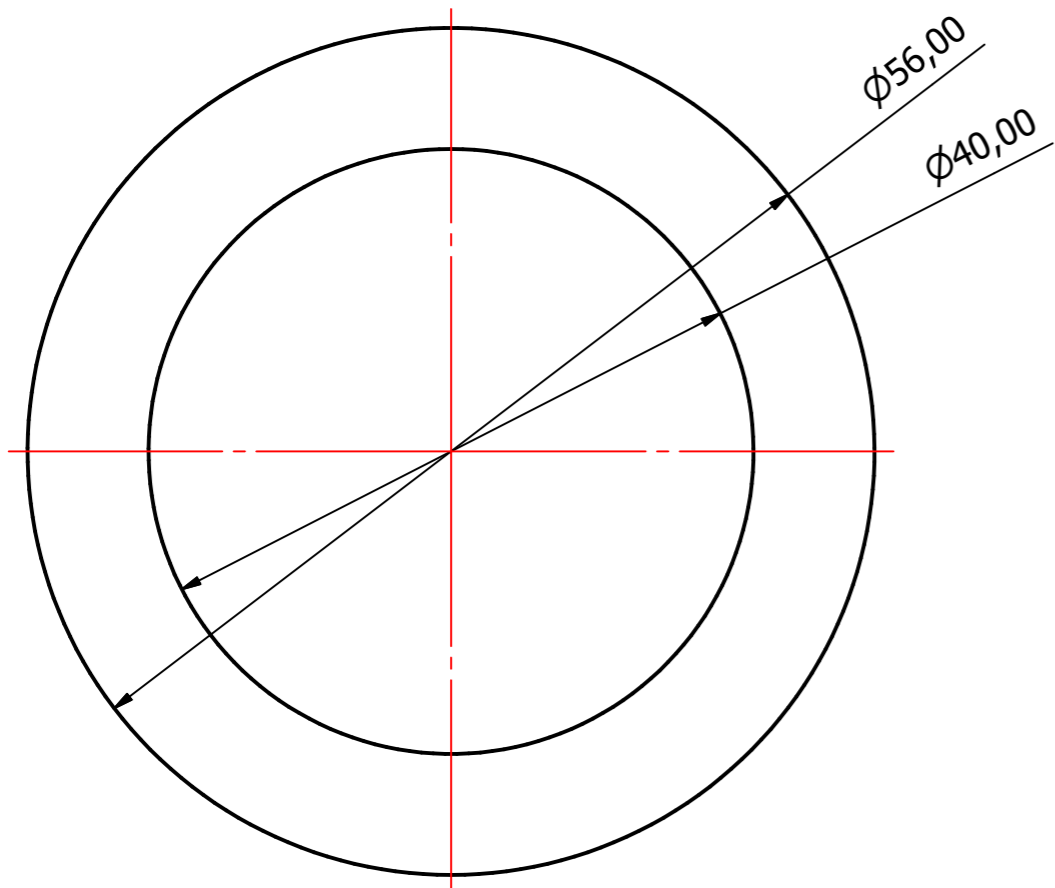
C

B

B

A

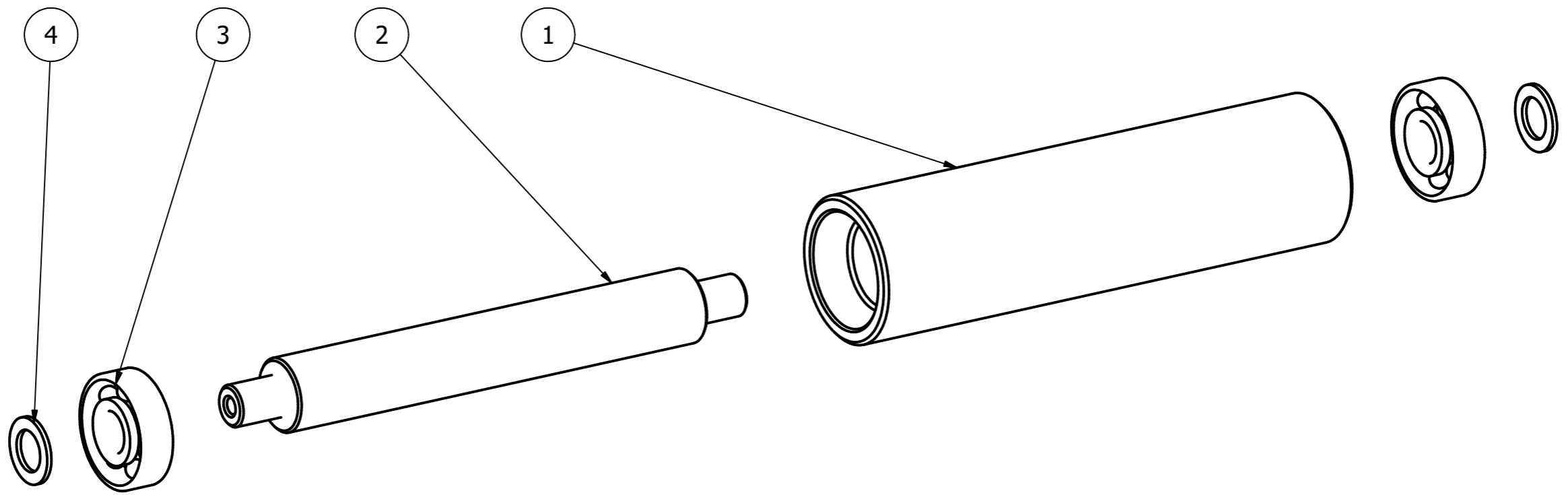
A



All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

2003		4		AISI 316L			
Part No.		Qty.		Material			
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 2 : 1	Size A3
				Rollerhousing components			
				Part number 2003	Drawing No. az-004	Sheet 5 / 13	

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

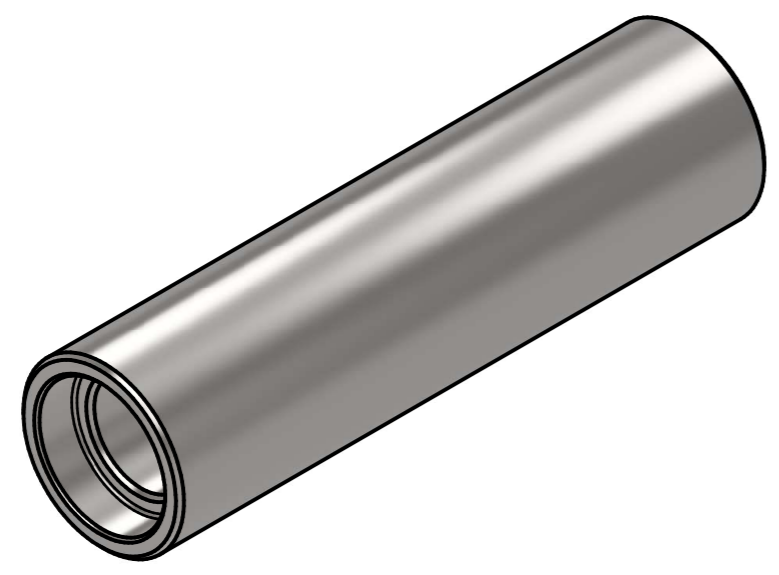
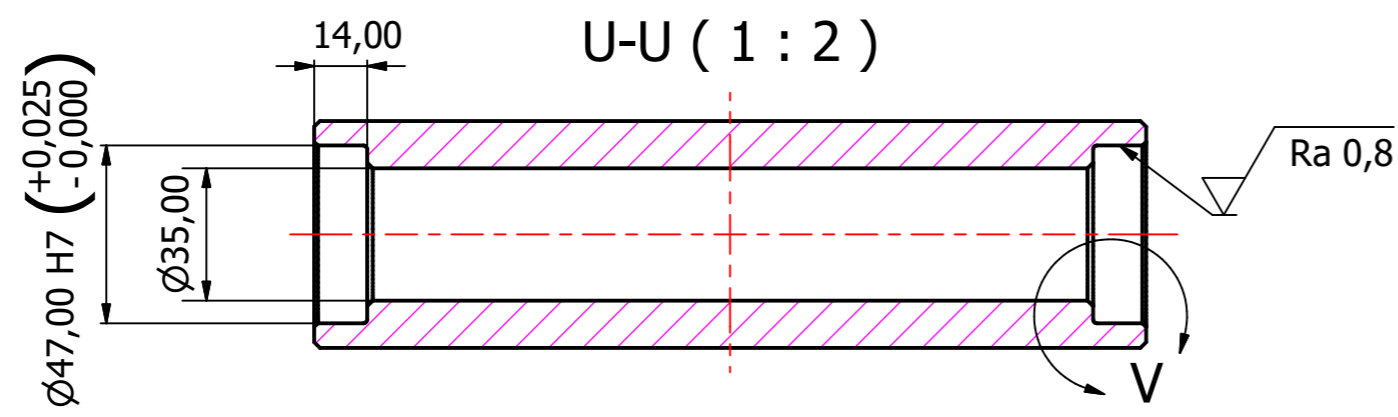
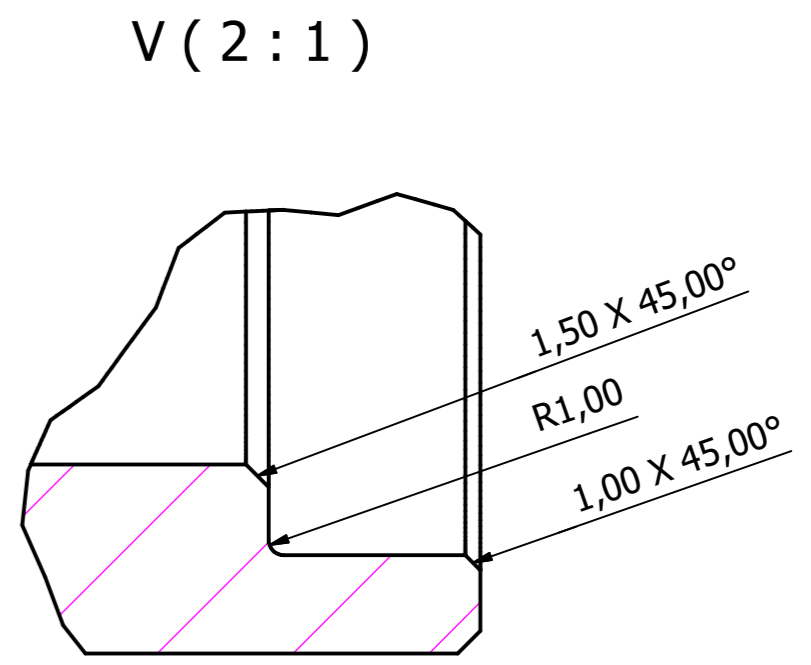
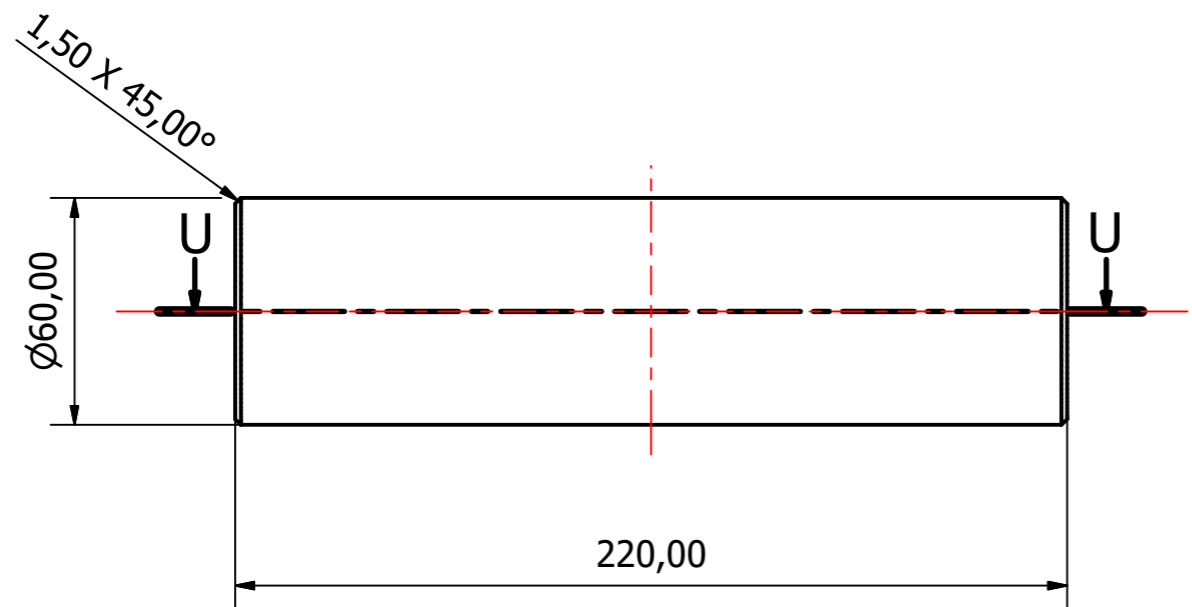


4	2	2006	Custom spacer	az-008
3	2	SKF 6303-Z	Deep groove ball bearings	
2	1	2005	Roller axle	az-007
1	1	2004	Roller	az-006
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	Drawing No.

PARTS LIST

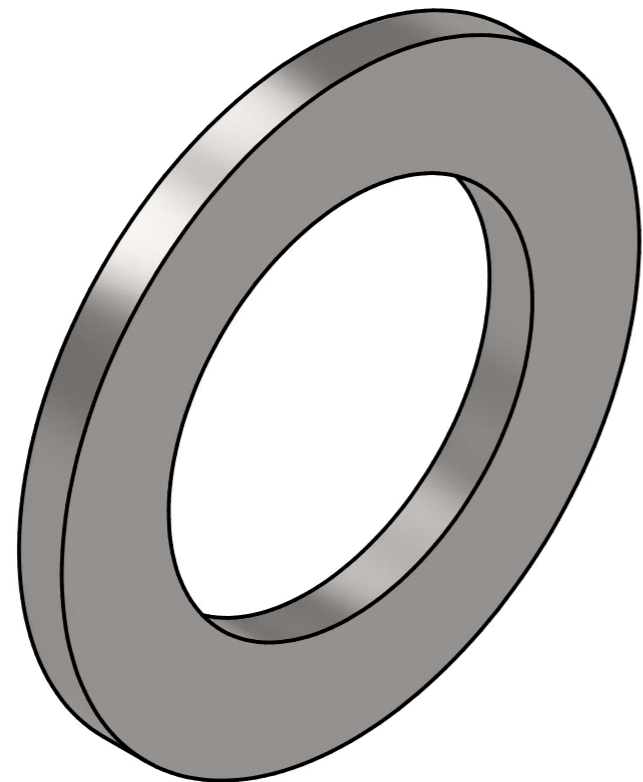
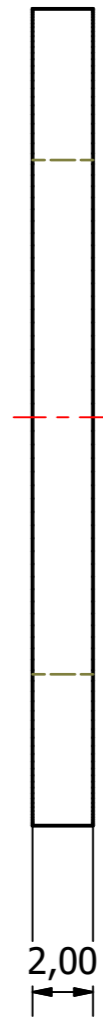
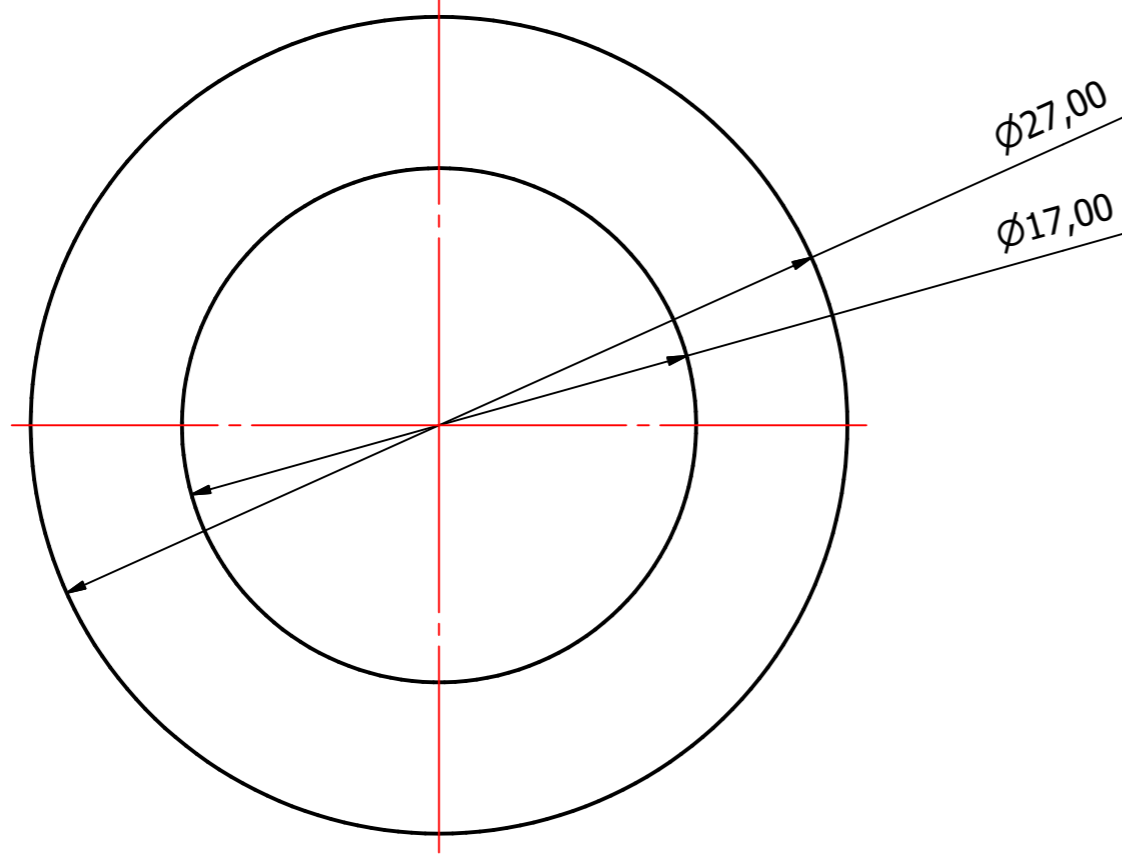
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1 : 2	Size A3
----------------------	---------------------	-------------------	--------------------	--	--------------------	----------------	------------

	Rollerhousing components		
	Part number N/A.	Drawing No. az-005	Sheet 6 / 13



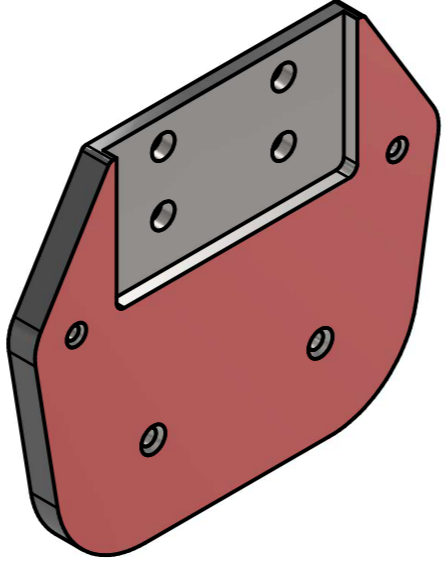
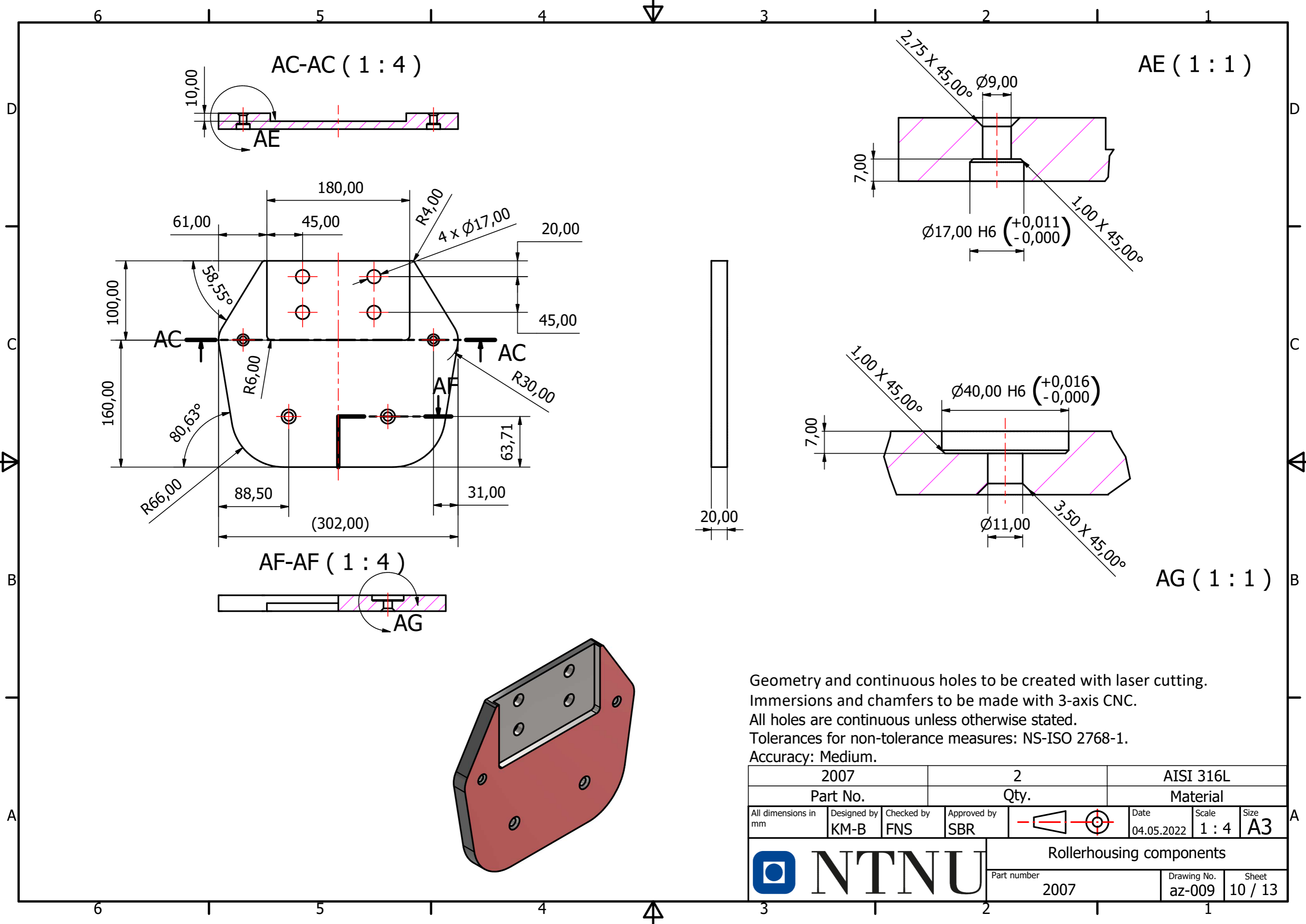
All holes are continuous unless otherwise stated.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

2004		2		S124M		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1 : 2
				Rollerhousing components		
				Part number 2004	Drawing No. az-006	Sheet 7 / 13



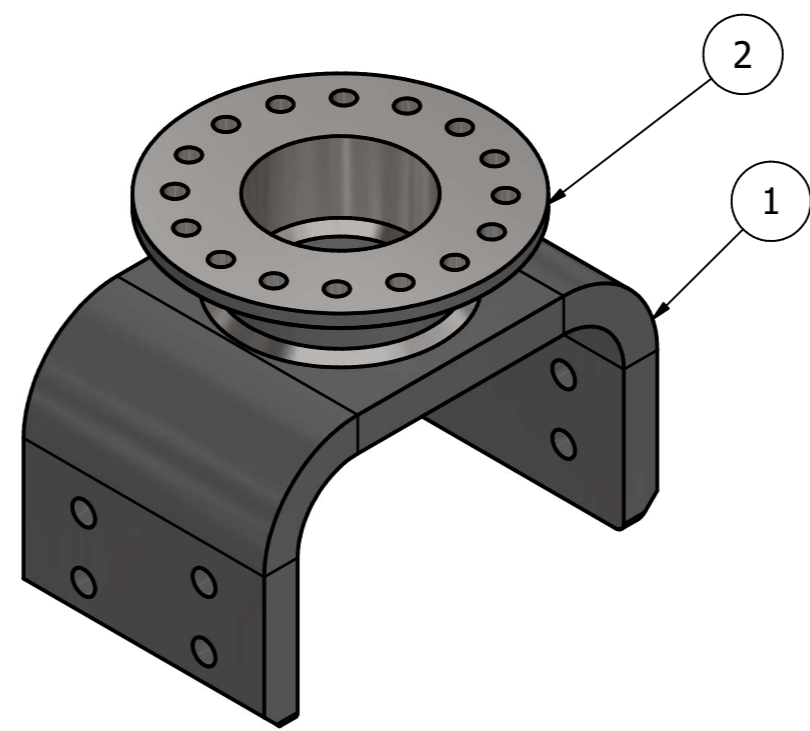
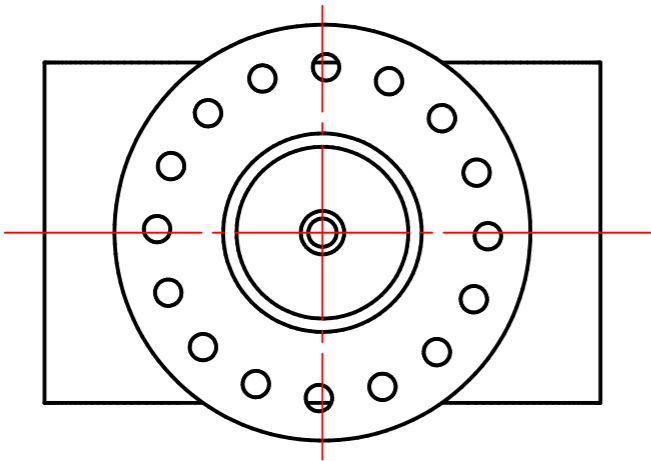
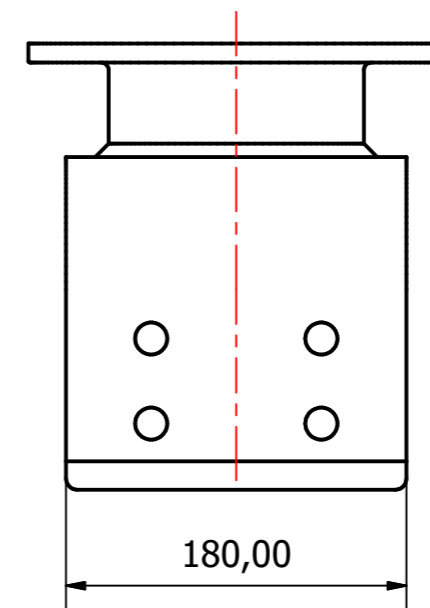
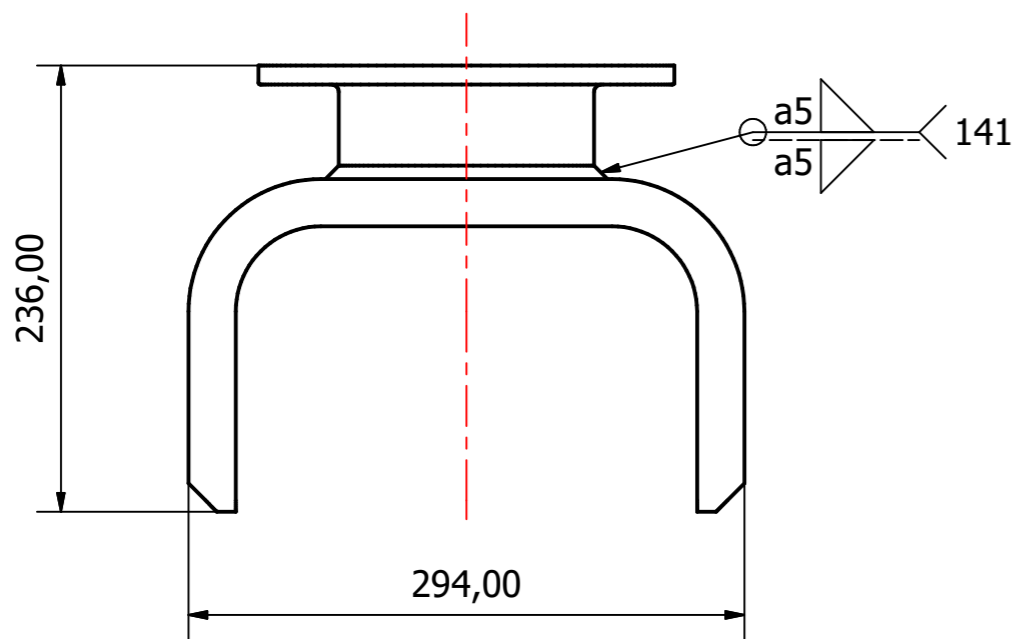
All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.



2006		4		AISI 316L			
Part No.		Qty.		Material			
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 4 : 1	Size A3
				Rollerhousing components			
				Part number 2006	Drawing No. az-008	Sheet 9 / 13	

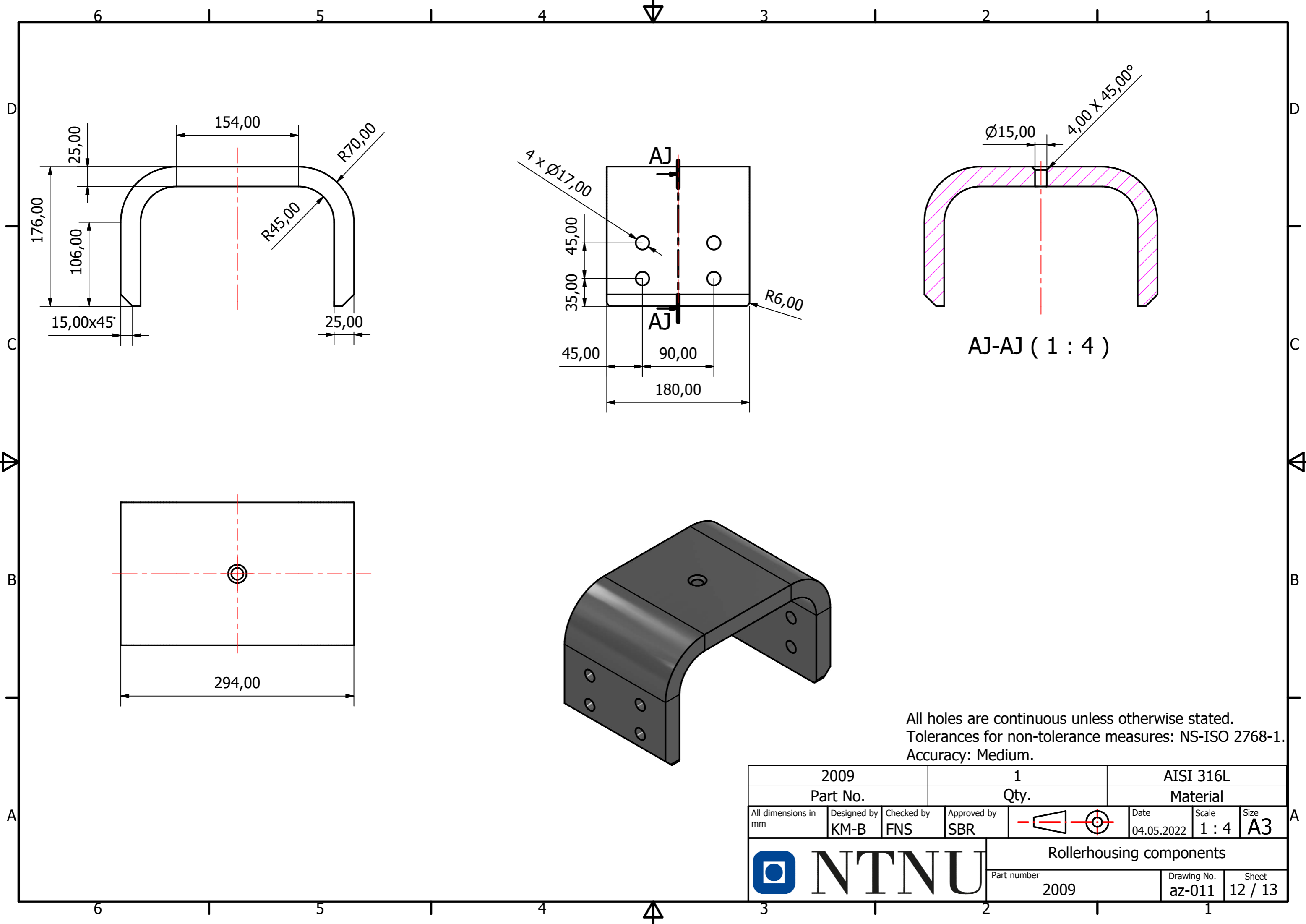


Geometry and continuous holes to be created with laser cutting.
 Immersions and chamfers to be made with 3-axis CNC.
 All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

2007		2		AISI 316L		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1:4
				Rollerhousing components		
Part number 2007				Drawing No. az-009		Sheet 10 / 13



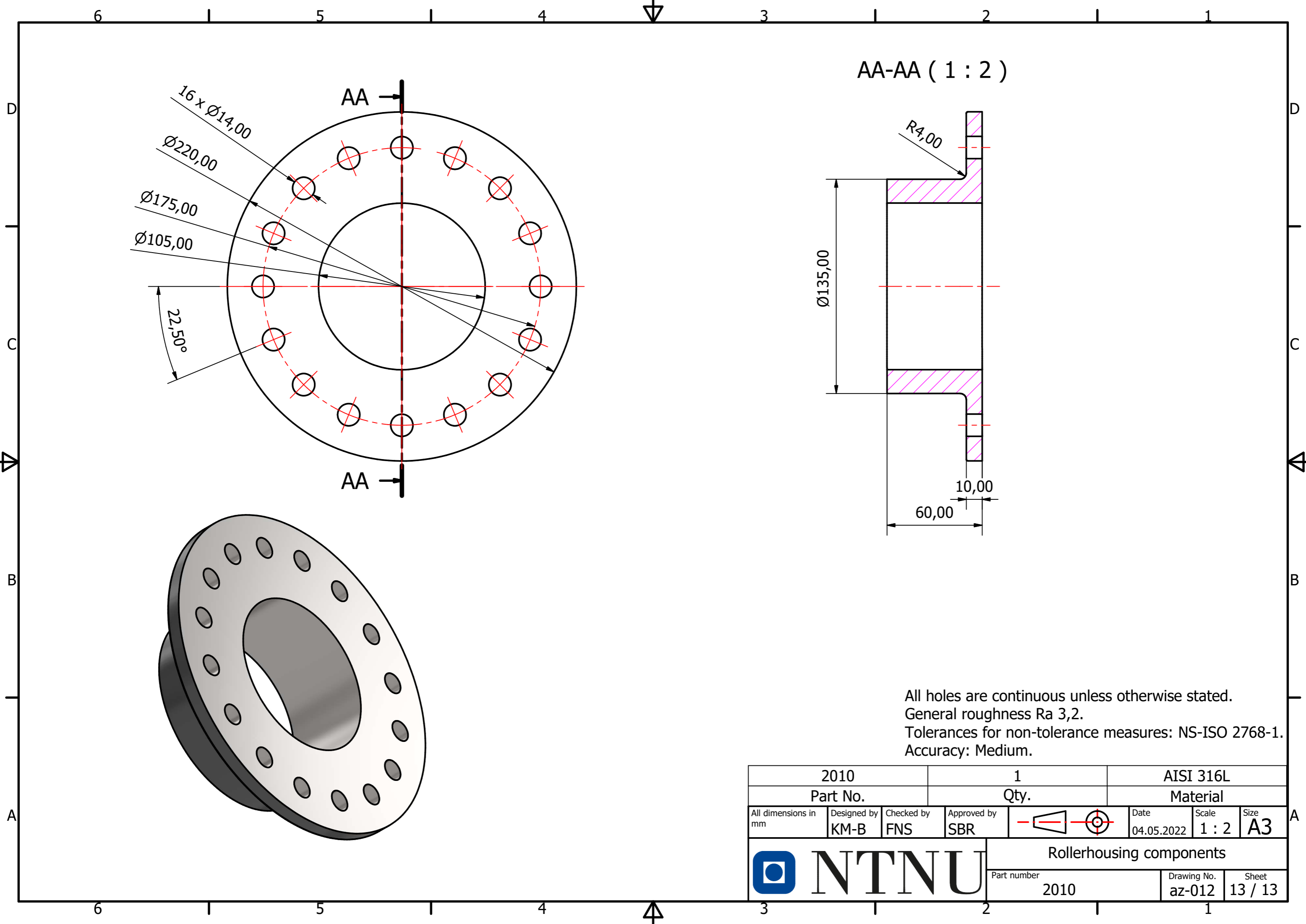
2	1	2010	Flange	az-012
1	1	2009	Rollhouse connection	az-011
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	Drawing No.
PARTS LIST				
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR	 Date 04.05.2022
			Scale 1 : 4	Size A3
 NTNU			Rollerhousing components	
			Part number 2008	Drawing No. az-010



All holes are continuous unless otherwise stated.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

2009		1		AISI 316L		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1 : 4
				Rollerhousing components		
				Part number 2009	Drawing No. az-011	Sheet 12 / 13

A

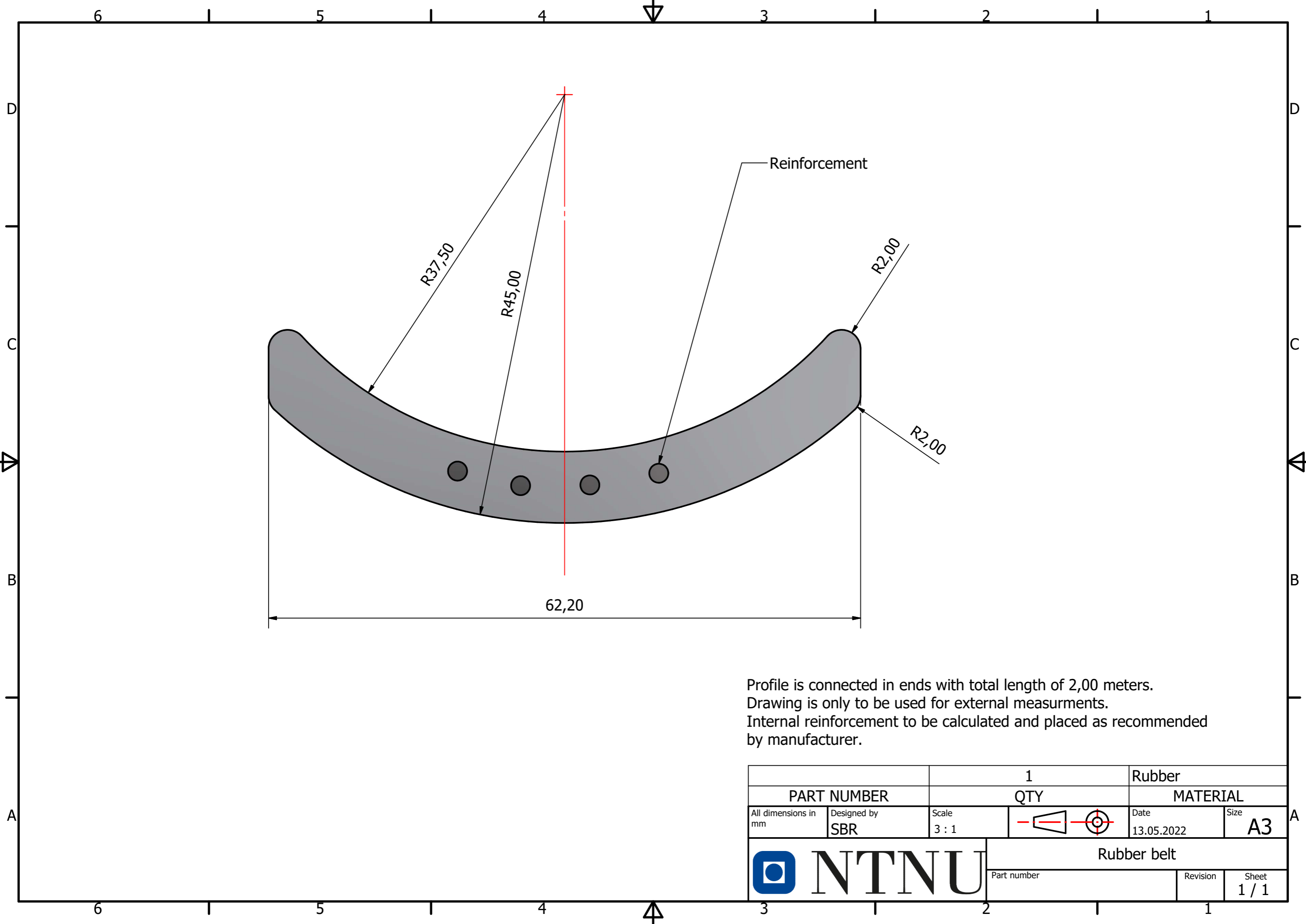


All holes are continuous unless otherwise stated.
 General roughness Ra 3,2.
 Tolerances for non-tolerance measures: NS-ISO 2768-1.
 Accuracy: Medium.

2010		1		AISI 316L		
Part No.		Qty.		Material		
All dimensions in mm	Designed by KM-B	Checked by FNS	Approved by SBR		Date 04.05.2022	Scale 1 : 2
				Rollerhousing components		
				Part number 2010	Drawing No. az-012	Sheet 13 / 13

A

A.22 Teknisk tegning - Beltesegment



Profile is connected in ends with total length of 2,00 meters.
 Drawing is only to be used for external measurements.
 Internal reinforcement to be calculated and placed as recommended
 by manufacturer.

		1		Rubber	
PART NUMBER		QTY		MATERIAL	
All dimensions in mm	Designed by SBR	Scale 3 : 1		Date 13.05.2022	Size A3
NTNU			Rubber belt		
			Part number	Revision	Sheet 1 / 1

