

Inhoudsopgave berekeningen

1. **Hydraulische belastingen sluis Helmond en sluis Schijndel - D10011412(Pagina 1 tm 6)**
2. **20.2000-01 R1 Deurschuifaandrijving Schijndel Helmond (Pagina 7 tm 75)**
3. **6734784_3000_BoxP_CAL_AA_Load limiting (Pagina 76 tm 77)**
4. **6734784-BoxP-3000-CAL-RevAC-Berekening EMA acc. RA85620979_AE (Pagina 78 tm 120)**
5. **6734784-BoxP-3000-CAL-RevAC-Cyclus Helmond (gem. verval) (Pagina 121 tm 121)**
6. **6734784-BoxP-3000-CAL-RevAC-Cyclus Helmond (max. verval) (Pagina 122 tm 122)**
7. **6734784-BoxP-3000-CAL-RevAC-Cyclus Schijndel (gem. verval) (Pagina 123 tm 123)**
8. **6734784-BoxP-3000-CAL-RevAD-Cyclus Schijndel (max. verval) (Pagina 124 tm 124)**

ONDERWERP

Hydraulische belastingen sluis Helmond en sluis Schijndel

PROJECTNUMMER

ANL-C07031.000015

DATUM

2 juli 2020

ONZE REFERENTIE

D10011412:83

VAN

Cornel van Zaal

AAN

Marijn Pijper

KOPIE AANMirte Jansen, Kasper Stoeten (controle), Hessel Voortman
(vrijgave)

Inleiding

Arcadis is door Spie gevraagd de hydraulische belastingen te bepalen voor de nivelleerschuiten van Sluis Helmond en Sluis Schijndel in de Zuid-Willemsvaart. Hiertoe zijn door Spie hydraulische randvoorwaarden aangeleverd. De waterstanden zijn indicatief gecontroleerd met waterstandsdata beschikbaar via waterinfo. In deze memo worden conform "Offerte belastingen nivelleerschuiten sluis Schijndel en sluis Helmond" met referentie D10008239:18 de volgende analyses uitgevoerd en hydraulische belastingen bepaald:

- Analyse datalevering SPIE Nederland B.V.;
- Analyse peilbesluit inclusief extremen;
- Bepaling gemiddelde vervalbelasting;
- Bepaling extreme vervalbelasting;
- Bepaling (wind)golfbelasting.

Referenties

Tekeningen

1. Rijkswaterstaat, Sluis Helmond, Puntdeuren boven- en benedenhoofd, NBWZ-1993-05276, 22-05-1991;
2. Rijkswaterstaat, Sluis Helmond, schuiven en schuifgeleidingen, NBWZ-1993-05265, 29-01-1990;
3. Rijkswaterstaat, Sluis Schijndel, Puntdeuren boven- en benedenhoofd, NBWZ-1994-05741, 24-07-1991;
4. Rijkswaterstaat, Sluis Schijndel, Samenstelling en onderdelen van schuiven, NBWZ-1994-05750, 23-08-1991;

Waterstanden

5. Spie B.V., Verzameldocument, hydraulische belastingen deurschuiven Schijndel en Helmond, 18-06-2020;
6. Spie B.V., Aanvullende informatie nivelleerschuiten, 02-07-2020;
7. Rijksoverheid, Peilbesluit Zuid-Willemsvaart, traject Schijndel, Staatscourant 1995, p. 92, 12-05-1995;
8. Rijkswaterstaat, Waterinfo.rws.nl, geraadpleegd op 18-06-2020;

Normen en Richtlijnen

9. TAW, Leidraad Kunstwerken, mei 2003.

Uitgangspunten

In deze paragraaf staan de gehanteerde uitgangspunten beschreven. In Tabel 1 en Tabel 2 is de relevante geometrie voor respectievelijk de sluis te Helmond en de sluis te Schijndel gerapporteerd. Tabel 3 en Tabel 4 geven de gehanteerde waterstanden weer. In Tabel 5 zijn de golf Randvoorwaarden voor beide sluizen opgenomen. De volgende uitgangspunten en berekeningsmethodiek worden gehanteerd:

- Er is uitgegaan van volledige reflectie, omdat sluisdeuren verticale wanden zijn;
 - Golfbelastingen zijn berekend met de methode van Goda/Takahashi, zoals genoemd ref. [9].
 - Er is aangenomen dat de geleverde golfhoogtes significante golfhoogtes betreffen. Ter bepaling van de maximale golfhoogte is gerekend met een factor van 2,2, conform ref. [9];
- De dichtheid van water is aangenomen op 1000 kg/m³.

Tabel 1: Relevante geometrie sluis Helmond, waarden overgenomen uit ref. [1, 2 & 6]

Nivelleerschuiten Sluis Helmond	[m t.o.v. NAP] ¹
Niveau bovenkant sluisdeur	21,950
Niveau onderkant sluisdeur	10,600
Niveau bovenkant beton	10,450
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h1)	12,360
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h2)	11,098
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h3)	12,455
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h4)	11,003

Tabel 2: Relevante geometrie sluis Schijndel, waarden overgenomen uit ref. [3, 4 & 6]

Nivelleerschuiten Sluis Schijndel	[m t.o.v. NAP] ²
Niveau bovenkant sluisdeur	10,150
Niveau onderkant sluisdeur	0,300
Niveau bovenkant beton	0,150
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h1)	2,059
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h2)	0,798
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h3)	2,155
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h4)	0,703

Analyse peilbesluiten

Door Spie zijn hydraulische randvoorwaarden aangeleverd. De waterstanden zijn indicatief gecontroleerd met waterstandsdata beschikbaar via ref. [8]. Er is door Arcadis gerekend met de geleverde waterstanden uit ref. [5] (kolom "geleverd" in Tabel 3 en Tabel 4). Ter controle/vergelijking zijn refs. [7 & 8] geraadpleegd. De hier gevonden waarden komen vrijwel overeen met de geleverde waterstanden (orde grootte centimeters). Er wordt geconcludeerd dat de juiste waterstanden zijn gehanteerd. Voor de extreme waarden mag ervan worden uitgegaan dat dit ongeveer de 10% overschrijdingswaarde (in geval van laagwater) en ongeveer de 10% overschrijdingswaarde (in geval van hoogwater) is voor de schuif. Een uitgebreide tijdreeksanalyse valt buiten de scope van deze opdracht.

¹ Niveaus (NAP, aanname) ten tijde van aanleg, mogelijk nu lager i.v.m. zettingen.

² Niveaus (NAP, aanname) ten tijde van aanleg, mogelijk nu lager i.v.m. zettingen.

Tabel 3: Gehanteerde waterstanden Sluis Helmond ref. [5 & 8]

Waterstanden Sluis Helmond	Geleverd [m t.o.v. NAP]	Vergelijking met Waterinfo [m t.o.v. NAP]
Streefpeil benedenpand	15,00	15,00
Streefpeil bovenpand	20,67	20,70
Extreem laagwater benedenpand	14,90	14,90
Extreem hoogwater bovenpand	20,77	20,97

Tabel 4: Gehanteerde waterstanden Sluis Schijndel ref. [5, 7 & 8]

Waterstanden Sluis Schijndel	Geleverd [m t.o.v. NAP]	Vergelijking met Waterinfo/peilbesluit [m t.o.v. NAP]
Streefpeil benedenpand	4,70	4,70
Streefpeil bovenpand	8,52	8,55
Extreem laagwater benedenpand	4,35	4,50
Extreem hoogwater bovenpand	8,82	9,02

Analyse windgolfrandvoorwaarden

De windgolfrandvoorwaarden voor sluis Schijndel zijn gegeven in ref. [5]. Omdat sluis Helmond nagenoeg dezelfde oriëntatie heeft, kunnen dezelfde golfrandvoorwaarden voor sluis Helmond worden gehanteerd. Voor reguliere (frequent voorkomende) condities wordt in ref. [5] de halve golfhoogte gehanteerd. Onder 'Resultaten' is te zien dat door de lage golfhoogte en de relatief diepe ligging van de nivelleerschuij de golfdruk ter hoogte van de nivelleerschuij zeer klein is. Mede hierom wordt geconcludeerd dat de aangenomen golfhoogtes onder reguliere omstandigheden voldoende conservatief zijn.

Tabel 5: Golfrandvoorwaarden voor Sluis Schijndel en Sluis Helmond ref. [5]

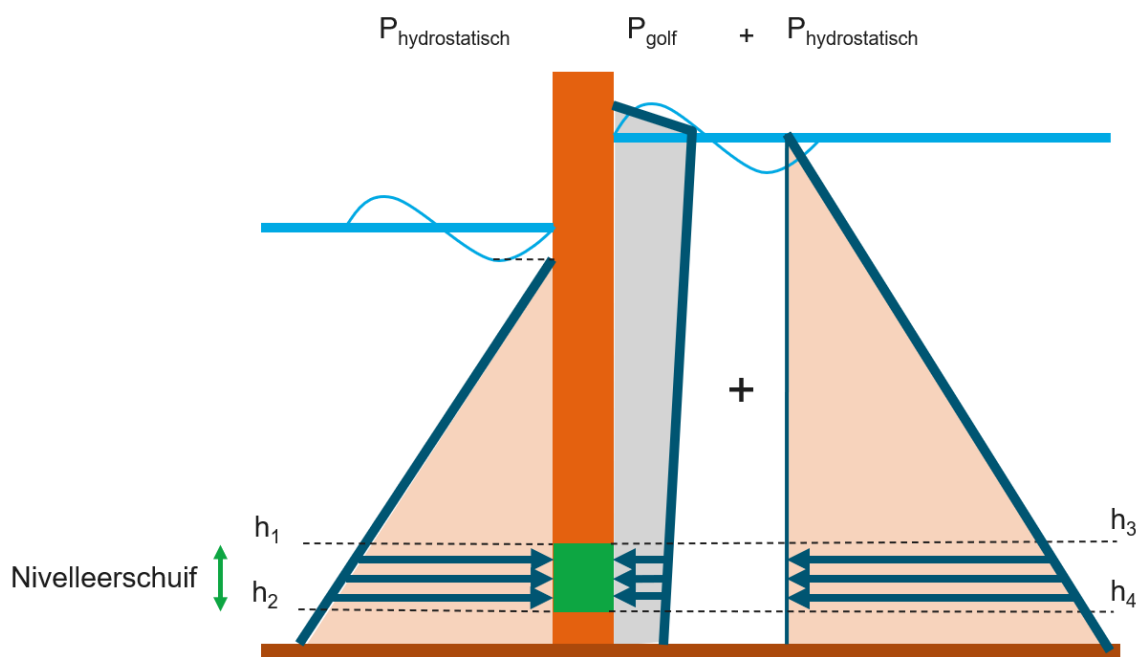
Golfrandvoorwaarden	Significante golfhoogte [m]	Golfperiode [s]
Benedenpand	0,33	1,85
Bovenpand	0,16	1,35

Resultaten

In Tabel 6 t/m Tabel 13 zijn de hydraulische belastingen op de beide sluizen en de aangrijpingsniveaus gerapporteerd. De tabellen geven de kracht per strekkende meter breedte van de nivelleerschuiif weer. De gerapporteerde kracht is een combinatie van windgolfbelasting en de vervalbelasting exclusief belasting en/of veiligheidsfactoren.

De belastingen zijn bepaald met:

- Een lage waterstand in het lage kanaalpand in combinatie met golfdal (hydrostatisch, conservatief) aan de lage zijde (linkerzijde in Figuur 1);
- Een hoge waterstand in het hoge kanaalpand in combinatie met een golfbelasting aan de hoge zijde (rechterzijde in Figuur 1).



Figuur 1: Schematische weergave verval en golfbelasting nivelleerschuiif

Sluis Helmond

Tabel 6: Reguliere drukken nivelleerschuiten sluis Helmond (gebaseerd op streefpeilen)

	Niveau [m t.o.v. NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	12,360	-	25,03	25,03
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	11,098	-	37,41	37,41
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	12,455	0,19	80,57	80,76
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	11,003	0,05	94,81	94,86

Tabel 7: Reguliere belastingen nivelleerschuiten sluis Helmond (gebaseerd op streefpeilen)

Reguliere belasting nivelleerschuit (streefpeilen)	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	39
Bovenpand	127

Tabel 8: Extreme drukken nivelleerschuiten sluis Helmond

	Niveau [m t.o.v. NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	12,360	-	23,19	23,19
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	11,098	-	35,56	35,56
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	12,455	0,38	81,55	81,93
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	11,003	0,10	97,79	97,89

Tabel 9: Extreme belastingen nivelleerschuiten sluis Helmond

Extreme belasting nivelleerschuit	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	37
Bovenpand	129

Sluis Schijndel

Tabel 10: Reguliere drukken nivelleerschuiten sluis Schijndel (gebaseerd op streefpeilen)

	Niveau [m t,o,v, NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	2,060	-	25,03	25,03
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	0,798	-	37,41	37,41
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	2,155	0,23	62,42	62,66
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	0,703	0,06	76,66	76,73

Tabel 11: Reguliere belastingen nivelleerschuiten sluis Schijndel (gebaseerd op streefpeilen)

Reguliere belasting nivelleerschuit (streefpeilen)	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	39
Bovenpand	101

Tabel 12: Extreme drukken nivelleerschuiten sluis Schijndel

	Niveau [m t,o,v, NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	2,060	-	20,74	20,74
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	0,798	-	33,11	33,11
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	2,155	0,45	65,37	65,82
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	0,703	0,12	79,61	79,73

Tabel 13: Extreme belastingen nivelleerschuiten sluis Schijndel

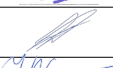
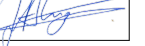
Extreme belasting nivelleerschuit	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	34
Bovenpand	106

Berekening Sluis Schijndel en -Helmond



AANDRIJVING DEURSCHUIVEN

PROJECT: NOORD BRABANT - MIDDEN LIMBURG
OPDRACHTGEVER: VAN DOORN (RWS)
BESTEK/ZAAK: 31118154
PROJECT-CODE: 01060.20.2000
DOCUMENTNUMMER: 20.2000-01
DATUM / REVISIE: 03-08-2020 / REV. 1
HOOFDONDERDEEL: PUNTDEUREN
ONDERDEEL: AANDRIJVING DEURSCHUIVEN
AUTEUR: M.J.N.A. BRANDS
GECONTROLEERD: J. DIEKMEIJER
VRIJGEGEVEN: S. LUGTENBURG

DATUM	PARAAF
03-08-'20	
04-08-'20	
04-09-'20	

INHOUDSOPGAVE:

1	Inleiding	blz. 03
2	Samenvatting en conclusie	blz. 04
3	Uitgangspunten	blz. 05
4	Hydraulische belastingen	blz. 06
5	Belastingen op schuifaandrijvingen	blz. 10
5.1	Wrijvingskracht	blz. 12
5.2	Zuigkracht	blz. 12
5.3	Schranken	blz. 12
5.4	Krachten bij openen en sluiten	blz. 13
5.4a	Representatieve waarden	blz. 14
5.4b	Rekenwaarden	blz. 16
6	Berekeningen	blz. 19
6.1	Stoel tussen aandrijving en deur	blz. 19
6.1a	Boutverbinding flens stoel - aandrijving	blz. 20
6.1b	Boutverbinding flens stoel - deur	blz. 21
6.1c	Flens stoel - aandrijving	blz. 23
6.1d	Flens stoel - deur	blz. 25
6.1e	Lasverbinding flens stoel - aandrijving	blz. 27
6.1f	Lasverbindingen flens stoel - deur + buis	blz. 30
6.2	Gaffelopgen aandrijving Bosch Rexroth	blz. 35
6.3	Koppelpijp	blz. 37
6.3a	Ogen van de koppelpijp	blz. 38
6.3b	Lasverbinding ogen - koppelpijp	blz. 40
6.3c	Koppelpijp (stabiliteit)	blz. 42
6.4	Kruisscharnier	blz. 44
6.5	Pennen	blz. 46
6.5a	Pen koppelpijp - aandrijving	blz. 47
6.5b	Pen koppelpijp - kruisscharnier - schuif	blz. 54
6.6	Oog schuif (bestaand)	blz. 61

Revisie 1:

Opmerkingen n.a.v. interne toetsing verwerkt.

Bijlage A: Hydraulische belastingen sluis Helmond en Schijndel - Arcadis - 2 juli 2020.

1 INLEIDING:

De sluiscomplexen Schijndel en Helmond dateren uit de eerste helft van de negentiger jaren en zijn daarmee inmiddels zo'n 28 jaar in gebruik.

Het nivelleren in de sluiscolken Schijndel en -Helmond wordt gerealiseerd middels openingen in de onderzijde van de puntdeuren, welke worden afgedicht met elektromechanisch aangedreven deurschuiven. De lineaire aandrijving, welke is gesitueerd boven water, drijft middels een koppelpijp een deurschuif aan. Per puntdeur zijn er 2 deurschuiven (en dus ook 2 aandrijvingen). Aangezien er geen reservedelen meer verkrijgbaar zijn van de huidige aandrijvingen (en daarmee de bedrijfszekerheid niet meer kan worden gegarandeerd), worden de bestaande aandrijvingen vervangen door nieuwe lineaire elektromechanische aandrijvingen. Deze nieuwe aandrijvingen voldoen aan de Landelijke Bruggen en Sluizen standaard en zijn daarmee ook beter toekomstbestendig.

Ook de koppelpijpen met bijbehorende pennen en kruisscharnieren worden vervangen. De nieuwe aandrijvingen moeten daarnaast op gelijke wijze op de puntdeuren gemonteerd kunnen worden. Om dit te realiseren is er een beugel ontworpen die op de deur gemonteerd kan worden en waarop de aandrijving kan worden aangebracht. Middels sleufgaten en vulplaten kan een juiste positionering en -uitlijning worden gegarandeerd.

Technisch gezien zouden er geen linkse en rechtse uitvoeringen van de aandrijving benodigd zijn, maar in de Minispec. (bijlage G2 bij contract) wordt aangegeven dat het profiel van de aandrijvingen niet significant mag wijzigen (aanzicht van de sluis behouden), waardoor er wel is uitgegaan van een linkse en rechtse variant. De hoogte van de aandrijving neemt wel toe, mede door het aanwezige verenpakket (wat in de huidige aandrijvingen ontbreekt, maar wel essentieel is). De aandrijving in het geheel lager plaatsen is echter geen optie omdat de stangkopafdichting bij Sluis Helmond dan in het water zou komen, waardoor er vocht in de spindelbuis kan komen.

De berekening van de aandrijving wordt uitgevoerd door de leverancier: Bosch Rexroth.

In onderliggende berekeningen worden de volgende componenten beschouwd:

1. De stoel tussen aandrijving Bosch Rexroth en de sluisdeur.
 - a. Boutverbinding flens stoel - aandrijving
 - b. Boutverbinding flens stoel - deur
 - c. Flens stoel - aandrijving
 - d. Flens stoel - deur
 - e. Lasverbinding flens stoel - aandrijving
 - f. Lasverbinding flens stoel - deur
2. De gaffelogen van de aandrijving Bosch Rexroth.
3. De koppelpijp.
 - a. Ogen van de koppelpijp
 - b. Lasverbinding ogen - koppelpijp
 - c. Koppelpijp
4. Kruisscharnier
5. Pennen.
 - a. Pen koppelpijp - aandrijving
 - b. Pen koppelpijp - kruisscharnier / kruisscharnier - schuif
6. Oog schuif (bestaand).

2 SAMENVATTING EN CONCLUSIE:

In onderliggend document zijn de hydraulische belastingen op de deurschuiven bepaald. Deze belastingen zijn vervolgens vertaald naar krachten die op de deurschuifaandrijvingen werken. De lineaire elektromechanische aandrijvingen worden berekend door de leverancier, zijnde Bosch Rexroth. Alle overige componenten worden berekend in onderliggend document. Daar waar relevant voor de levensduur zijn tenminste de aantallen belastingwisselingen gehanteerd die voor de betreffende sluiscomplexen van toepassing zijn. Onderstaand de maatgevende UC's voor de berekende componenten (uiterste grenstoestand overbelasten en -vermoeiing). Alle UC's worden gevonden in hoofdstuk 6.

- Stoel tussen aandrijving en deur:
 - Overbelasten: $UC = 0,55$ (spanning in flens)
 - Vermoeiing: $UC = 0,49$ (spanning in flens)
- Gaffel aandrijving:
 - Overbelasten: $UC = 0,92$ (spanning in oog)
 - Vermoeiing: $UC = 0,82$ (spanning in oog)
- Koppelpijp:
 - Overbelasten: $UC = 0,91$ (spanning in oog)
 - Vermoeiing: $UC = 0,87$ (spanning in oog)
- Kruisscharnier:
 - Overbelasten: $UC = 0,95$ (spanning in oog)
 - Vermoeiing: $UC = 0,87$ (spanning in oog)
- Pennen:
 - Overbelasten: $UC = 0,86$ (spanning in pen)
 - Vermoeiing: $UC = 0,92$ (spanning in pen)
- Oog schuif:
 - Overbelasten: $UC = 0,67$ (spanning in oog)
 - Vermoeiing: $UC = 0,64$ (spanning in oog)

3 UITGANGSPUNTEN:

Algemeen:

De nivelleerschuiф wordt geopend (omhoog bewogen) onder verval en gesloten (omlaag bewogen) bij gelijkwater. Het is niet ondenkbaar dat een nivelleerschuiф incidenteel onder verval gesloten dient te kunnen worden. Ook kan er een blokkade optreden (met name tijdens het sluiten), maar dan is er sprake van een incident. We gaan de volgende situaties beschouwen:

1. Uiterste Grenstoestand Overbelasten (extremen):
 - a Nivelleerschuiф openen bij maximaal verval over de deur.
 - b Nivelleerschuiф sluiten bij maximaal verval over de deur (in geval van nood).
 - c Nivelleerschuiф sluiten in geval van blokkering.
2. Uiterste Grenstoestand Vermoeiing (gemiddelden):
 - a Nivelleerschuiф openen bij gemiddeld verval over de deur.
 - b Nivelleerschuiф sluiten bij gelijk water (onbelast).

Om de berekening niet onnodig uitgebreid te maken wordt voor de berekening van de onderdelen 1 t/m 6, zoals benoemd in de inleiding, uiteindelijk alleen de betreffende maximale belasting gehanteerd (belastingen voor Helmond = conservatief).

Toegepaste normen en richtlijnen:

NEN 6786-1:2017
NEN-EN 1990+A1+A1/C2/NB:2019
NEN-EN 1993-1-8+C2/NB:2011
NEN-EN 1993-1-1+C2+A1/NB:2016
NEN-EN 1993-1-9+C2/NB:2012
NEN-EN 1993-1-9+C2/NB:2011
NEN-EN 1090-2:2018
RTD 1014 (ROK 1.4)

Belastingwisselingen:

Zoals aangegeven in de minispec. moet er rekening gehouden worden met 11.000 schuttingen per jaar; dit blijkt het maatgevend aantal schuttingen voor sluis Schijndel. Aangezien de belastingen op de lineaire aandrijvingen voor sluis Helmond hoger zullen uitpakken, maar het aantal schuttingen op jaarbasis daar lager ligt, zou dat in het kader van levensduur onevenredig zwaardere aandrijvingen opleveren (door combinatie van extremen die niet gelijktijdig optreden). Op verzoek heeft RWS vervolgens ook het aantal schuttingen op jaarbasis doorgegeven voor sluis Helmond, zijnde 6.000. Het totaal aantal schuttingen is gebaseerd op het totaal van schuttingen met schepen en schuttingen leegom.

Per schutting worden de schuiven van of het bovenhoofd, of het benedenhoofd gebruikt om te nivelleren. Dat betekent een aantal dubbele bewegingen (op én neer) van de deurschuiven in de levensduur van 50 jaar:

- Schijndel: $50 \times 0,5 \times 11.000 = 275.000$
- Helmond: $50 \times 0,5 \times 6.000 = 150.000$

Voor de berekening van de lineaire aandrijving (geleverd door Bosch Rexroth) wordt t.a.v. de levensduur gerekend met bovenstaand aantal cycli.

Voor berekening van de onderdelen 1 t/m 6, zoals benoemd in de inleiding, wordt er eenvoudigheidshalve gerekend met het maximaal aantal cycli (Schijndel = conservatief).

Een keer openen en sluiten van de schuiф komt overeen met één belastingwisseling.

Aantal wisselingen:

Aantal schutcycli per jaar:	$Cy_{jr} := 11000$
Percentage dubbele deurbewegingen:	$P := 50\%$
Levensduur in jaren:	$Le := 50$
Totaal aantal belastingwisselingen in levensduur:	$Ni := Cy_{jr} \cdot P \cdot Le = 275000$

4 HYDRAULISCHE BELASTINGEN:

Gang van zaken t.a.v. het verkrijgen van de waterbelastingen:

1. Op basis van eis 5.3.1.9 van de Mini specificatie (aanvulling op Voo207/226) zijn door SPIE de maatgevende waterstanden opgevraagd bij de Helpdesk Water; de aanvraag bleek echter buiten hun scope te liggen.
2. Om voorlopige belastingen te kunnen hanteren t.b.v. de selectie van de lineaire aandrijving zijn door SPIE op basis van bestaande tekeningen en de RINK-rapportage voor sluis Schijndel, de gemiddelde- en extreme waterstanden afgeleid voor sluis Helmond. De definitieve waterstanden (en daaruit volgende belastingen) zouden na definitieve opdracht voor SPIE, door Arcadis bepaald worden.
3. Na terugkoppeling van bovenstaande aan het projectteam (RWS-Van Doorn-SPIE), heeft RWS zij alsnog een overzicht verstrekt met de maatgevende waterstanden, waardoor de analyse door Arcadis overbodig zou zijn geworden. Tijdens het telefonisch contact met RWS d.d. 03-06-2020 is aangegeven dat in de eerste tabel moet worden uitgegaan van de relevante streefpeilen en in de tweede tabel worden bij dat betreffende streefpeil dan de minimale en maximale waterstanden gevonden. Aangezien de waterstanden in de ter informatie ontvangen RINK-rapportage van sluis Schijndel soms afwijken van onderstaand overzicht is afgesproken uit te gaan van de meest conservatieve situatie. Ook t.a.v. de (overigens onduidelijke) opmerking m.b.t. het streefpeil voor sluis Helmond is afgesproken uit te gaan van de meest conservatieve situatie.
4. Bij gunning van de opdracht heeft RWS echter aangegeven toch te kiezen voor een analyse van de waterstanden door Arcadis (zie bijlage A).

Onderstaande waterstanden (ontvangen van RWS en afkomstig uit RINK-Schijndel) + windgolven (afkomstig uit RINK-Schijndel) zijn gedeeld met Arcadis, evenals de rekenmethodiek die door SPIE was gehanteerd. Er is uiteindelijk verder gerekend met de belastingen die door Arcadis bepaald zijn (zie bijlage A).

Het overzicht met streefpeilen:

		Kanaalpeil t.o.v. N.A.P.	Streefpeil t.o.v. N.A.P.	
Zuid-Willemsvaart				
Sluis Engelen	Sluis 0	1,90	2,20	
Sluis 0	Sluis Schijndel	4,25	4,70	
Sluis Schijndel	Sluis 4	8,32	8,52	
Sluis 4	Sluis 5	10,37	10,57	
Sluis 5	Sluis 6	12,55	12,75	
Sluis 6	Sluis Helmond	14,76	15,00	
Sluis 6	Sluis 7	14,76	15,00	
Sluis Helmond	Sluis 10	20,27	20,47	Peil wordt gehouden op ca. + 20,67 m NAP
Sluis 10	Sluis 11	22,28	22,58	
Sluis 11	Sluis 12	24,78	25,08	
Sluis 12	Sluis 13	26,81	27,06	
Sluis 13	Sluis 15	28,50	28,65	
Sluis 15	Sluis 16	33,36	33,61	
Sluis 16	Sluis 17 (Belgie)	35,43	35,68	
Wilhelminakanaal				
Sluis I	Sluis II	5,00	5,15	
Sluis II	Sluis III	7,50	7,70	
Sluis III	Sluis IV	12,50	12,55	
Sluis IV	Sluis V	14,76	15,00	
Sluis V	sluis Helmond	14,76	15,00	Grote spaarpand
Kanaal Westem-Nederweert				
Sluis 15	Sluis Panheel	28,50	28,65	
Noordervaart				
			31,65	

De extreme waterstanden (minimaal/maximaal):

Pand	Pr. var	MIP2		MIP1		Streefwaarde <i>Peil</i>	MAP1		MAP2	
		Nieuw	Standaard	Nieuw	Standaard		Nieuw	Standaard	Nieuw	Standaard
2122	2122		4.95		5.07	5.15		5.28		5.40
2223	2223		7.50		7.60	7.70		7.85		7.90
2324	2324		12.35		12.45	12.55		12.70		12.85
24HM	24HM		14.90		14.95	15.00		15.10		15.15
00SH	00SH		4.50		4.62	4.70		4.83		4.90
SH04	SH04		8.32		8.42	8.52		8.70		8.82
0405	0405		10.37		10.47	10.57		10.72		10.87
0506	0506		12.55		12.65	12.75		12.90		13.05
HM10	HM10		20.27		20.37	20.47		20.72		20.77
1011	1011		22.38		22.45	22.58		22.73		22.78
1112	1112		24.88		24.98	25.08		25.23		25.28
1213	1213		26.66		26.80	27.06		27.21		27.31
13PH	13PH		28.50		28.52	28.65		28.72		28.74
1516	1516		33.47		33.49	33.61		33.73		33.76
NVKB	NVKB		31.43		31.50	31.65		31.75		31.80
1617	1617		35.55		35.57	35.68		35.80		35.83
0708	0708		16.34		16.41	16.54		16.64		16.74
0809	0809		18.34		18.44	18.54	18.64	18.69	18.70	18.84
24AA	24HM		14.90		14.95	15.00		15.10		15.15

Gegevens vanuit de RINK-rapportage:

Benedenpand Zuid-Willemsvaart (ZWV) Km 17,24:

- Streefpeil (Kanaalpeil) = NAP +4,70 m (ViN)
- Minimum peil = NAP +4,28 m (Helpdesk Water)
- Maximum peil = NAP +5,18 m (Helpdesk Water)

Bovenpand Zuid-Willemsvaart (ZWV) Km 17,24:

- Streefpeil (Kanaalpeil) = NAP +8,52 m (ViN)
- Minimum peil = NAP +8,05 m (Helpdesk Water)
- Maximum peil = NAP +8,81 m (Rijkswaterstaat Dienst Noord-Brabant)

Tabel 4 - Windgolven

	Golfhoogte (m)	Golflengte (m)	Golfperiode (s)
Benedenstrooms	0,33	5,33	1,85
Bovenstrooms	0,16	2,84	1,35

Doordat er geen grote strijklengtes zijn, zijn de berekende windgolven klein. Voor de windsnelheden is uitgegaan van snelheden die eens in de 100 jaar voor komen.

Tabel 7 - Maatgevende situaties

Situatie		Benedenpand	Schutkolk	Bovenpand	Verval (m)
Nr	Naam	Waterstand (m +NAP)	Waterstand (m +NAP)	Waterstand (m +NAP)	
1	Keren bovenpand	4,28	4,28 / 8,81	8,81	4,53
2	Schutten	4,35	4,35 / 8,81	8,81	4,46
3	Minimum waterstanden	4,28	4,00	8,05	n.v.t.
4	Onderhoud	5,18	4,00	8,81	
5	IJsgang	Zie situatie 1			
6	Calamiteit	4,28	4,28 / 8,81	8,81	4,53

Toelichting per situatie:**1. Keren bovenpand**

Voor deze situatie wordt uitgegaan van het maximaal gemeten kanaalpeil in het bovenpand en minimum gemeten kanaalpeil in het benedenpand. Getrapt keren komt niet voor Sluis Schijndel.

2. Schutten

Deze situatie is voor het bovenpand gelijk aan situatie 1. In het benedenpand geldt de waterstand volgens het minimum schutpeil van NAP +4,35 m.

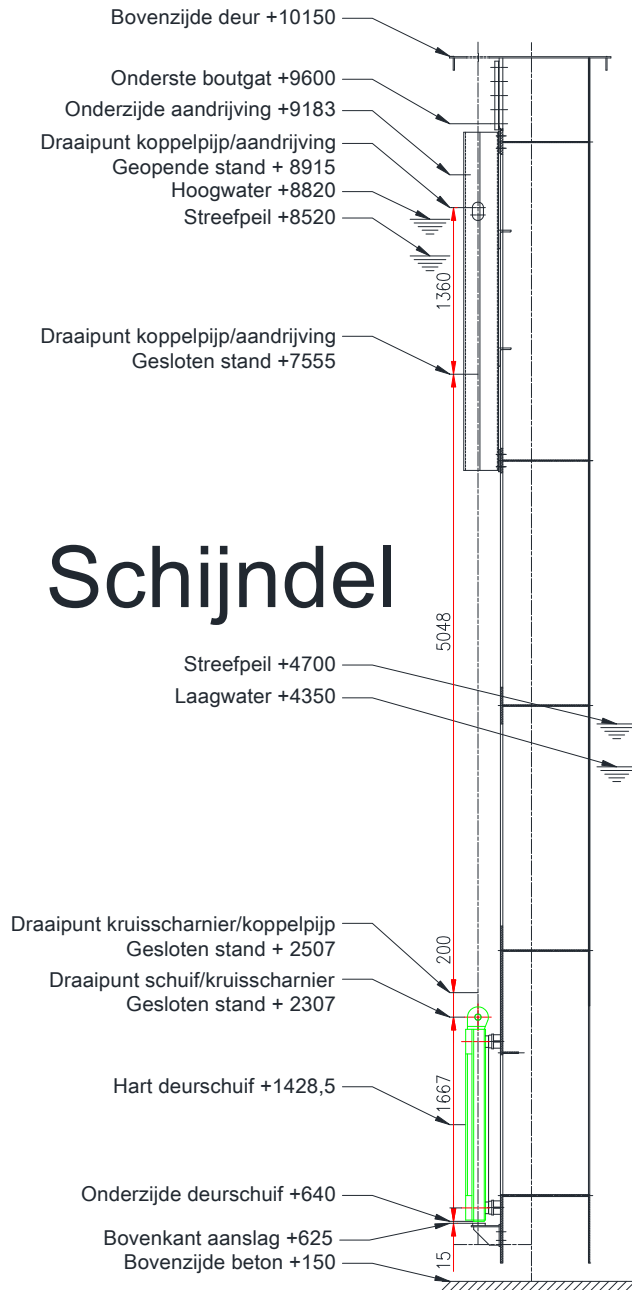
Ervan uitgaande dat er zich geen water bevindt tussen de afdichting van de deurschuiven is het door waterdruk belaste oppervlak aan de hoogwaterzijde groter in vergelijking met de tegendruk aan laagwaterzijde. In de praktijk zal een dergelijke afdichting nooit voor 100% aanliggen/afdichten; het betreft hier dus een conservatieve benadering. Voor het oppervlak aan laagwaterzijde houden we de binnenmaten van de PE-afdichting aan en voor het oppervlak aan hoogwaterzijde de buitenmaten. Arcadis heeft deze uitgangspunten meegenomen in de belastingbepaling.

Om onderscheid te maken tussen Overbelasten en Vermoeiing, hanteren we de extreme waterstanden (en de daaruit voortvloeiende belastingen) voor de Uiterste Grenstoestand Overbelasten. De gemiddelde waterstanden (en de daaruit voortvloeiende belastingen) worden gehanteerd voor de Uiterste Grenstoestand Vermoeiing. Deze rekenwijze komt overeen met de rekenwijze van Movares voor sluis Schijndel in het kader van RINK.

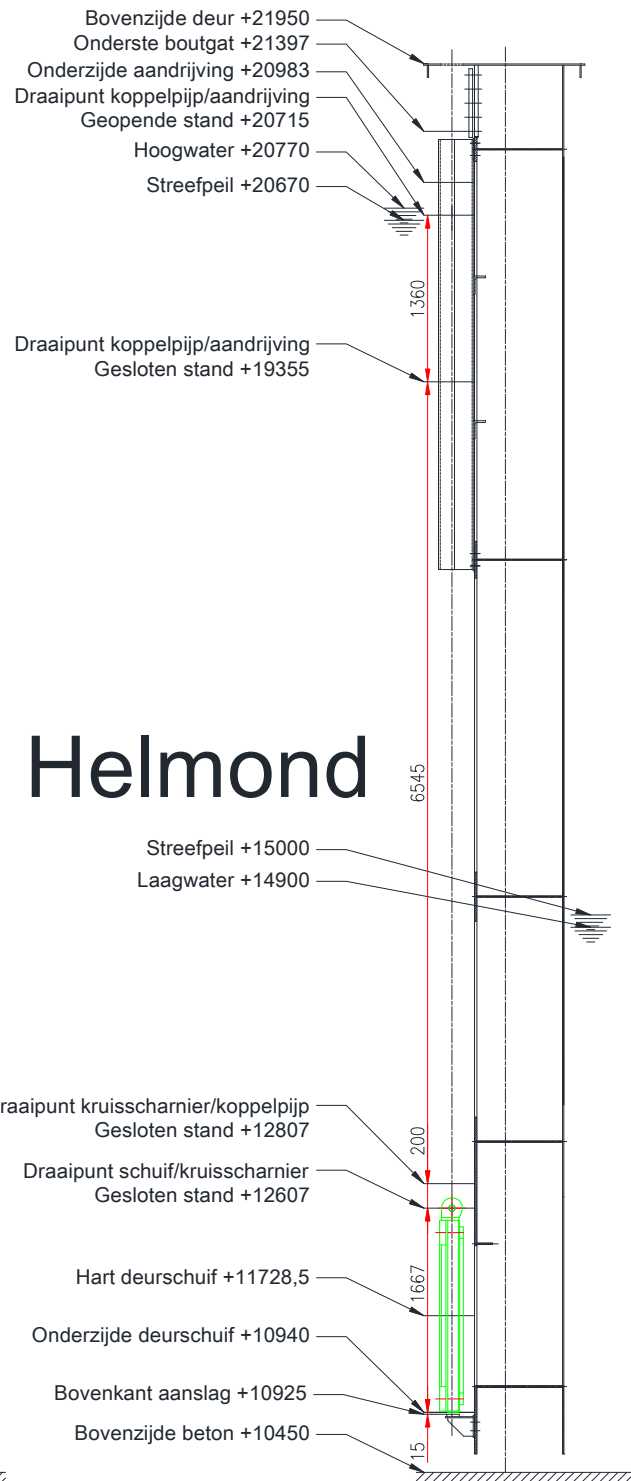
Hierbij dient opgemerkt te worden dat de gemiddelde belasting ca. 10% van de tijd overschreden zal kunnen worden, hetgeen dan niet betekent dat ook 10% van de tijd de belastingen extreem (maximaal) zijn. (zie opgave Arcadis). Van deze 10% zal het overgrote deel maar net boven het gemiddelde liggen.

De windgolfbelasting aan hoogwaterzijde is door Arcadis meegenomen conform de methode van Goda/Takahashi. Aan laagwaterzijde is de windgolfbelasting conservatief geïnterpreteerd door de waterstand te verlagen met de halve golfhoogte inclusief reflectiecoëfficiënt.

Situatie deuren Schijndel en Helmond:



Schijndel



Helmond

De hydraulische- en windgolfbelastingen zijn door Arcadis bepaald (zie bijlage A) en worden gepresenteerd in een kracht [kN/m] op de schuif. Om de totale belasting te verkrijgen dienen deze belastingen nog vermenigvuldigd te worden met de belaste breedte van de schuif.

	Schijndel	Helmond
Kracht extreme waterstand (benedenstrooms):	$F_{ben,e,S} := 34 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	$F_{ben,e,H} := 37 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$
Kracht extreme waterstand (bovenstrooms):	$F_{bov,e,S} := 106 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	$F_{bov,e,H} := 129 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$
Kracht gemiddelde waterstand (benedenstrooms):	$F_{ben,g,S} := 39 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	$F_{ben,g,H} := 39 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$
Kracht gemiddelde waterstand (bovenstrooms):	$F_{bov,g,S} := 101 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	$F_{bov,g,H} := 127 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$

5 BELASTINGEN OP SCHUIFAANDRIJVINGEN:

Conform eis 5.3.1.7 uit de Minispec. dienen de deurschuifbewegingswerken te worden berekend aan de hand van de specifieke belastingen op natte kunstwerken volgens de ROK (1.4). Het aantal relevante belastingen t.b.v. de schuifaandrijvingen is echter beperkt. Zo zijn b.v. belastingen door ijs niet relevant omdat de schuiven in de geheven stand ver genoeg onder water blijven, en zijn de schroefstraalbelastingen niet relevant omdat de schuiven alleen aan de boegzijde van het schip bediend worden. De belasting t.g.v. eigen gewicht en wrijving als gevolg van waterdruk op de schuif wordt uiteraard beschouwd, evenals de mogelijke schrankkrachten en de zuigkracht bij aanvang openen van de schuif.

Eigen gewicht schuif en koppelpijp:

Eigen gewicht schuif Schijndel en Helmond							
SM Staal	7,85	[kg/dm ³]					
SM UHMWPE	0,96	[kg/dm ³]					
	Aantal	A [mm ²]	D [mm]	L [mm]	B [mm]	Vol. [dm ³]	Massa [kg]
Staal							
Oog	1	37342	40			1,49	11,73
L 150x100x14	3	3320		1157		11,52	90,46
Raveeldeel	6		14	136	95	1,09	8,52
Huidplaat	1		10	1720	1557	26,78	210,23
Flenspl. 200x15	2		15	900	200	5,40	42,39
Flenspl. 200x15	4		15	262	200	3,14	24,68
Flenspl. 150x15	2		15	1557	150	7,01	55,00
Lijfpl. 135x10	2		10	1557	135	4,20	33,00
Lijfpl. 135x10	2	194779	10			3,90	30,58
Voetpl. 145x10	2		10	145	85	0,25	1,94
UHMWPE							
50x47	4		50	130	47	1,22	1,17
95x25	4		25	95	95	0,90	0,87
95x25	2		25	1452	95	6,90	6,62
95x25	2		25	1525	95	7,24	6,95
Totaal						81,04	524,13
Totaal inclusief 3% lassen, conservering en bev. middelen							539,86

Eigen gewicht koppelpijp compleet Schijndel							
SM Staal	7,85	[kg/dm ³]					
	Aantal	A [mm ²]	D [mm]	L [mm]	B [mm]	Vol. [dm ³]	Massa [kg]
Kruisscharn. 1	1	53854	30			1,62	12,68
Kruisscharn. 2	1		100	20	100	0,20	1,57
Hijsoog	2	3922	15			0,12	0,92
Stangoog	2	16445	40			1,32	10,33
Kopschijf	2	17671	30			1,06	8,32
Buis	1	4995		4798		23,97	188,13
Buis inwendig	1	10333		4798		49,58	0,00
Pen	2	1963		101		0,40	3,11
Pen	1	1963		120		0,24	1,85
Opsluitring	4	2827	15			0,17	1,33
Totaal						78,65	228,25
Totaal inclusief 3% lassen, conservering en bev. middelen							235,10

Eigen gewicht koppelpijp compleet Helmond							
SM Staal	7,85	[kg/dm ³]					
	Aantal	A [mm ²]	D [mm]	L [mm]	B [mm]	Vol. [dm ³]	Massa [kg]
Kruisscharn. 1	1	53854	30			1,62	12,68
Kruisscharn. 2	1		100	20	100	0,20	1,57
Hijsoog	2	3922	15			0,12	0,92
Stangoog	2	16445	40			1,32	10,33
Kopschijf	2	17671	30			1,06	8,32
Buis	1	4995		6298		31,46	246,95
Buis inwendig	1	10333		6298		65,08	0,00
Pen	2	1963		101		0,40	3,11
Pen	1	1963		120		0,24	1,85
Opsluitring	4	2827	15			0,17	1,33
Totaal						101,65	287,07
Totaal inclusief 3% lassen, conservering en bev. middelen							295,68

Opm.:

Bovenstaande gewichtsberekeningen van de koppelpijpen zijn gebaseerd op de bestaande situatie, waarbij alleen de wanddikte van de buis is aangepast naar de nieuwe situatie. Bij de uitwerking in de nieuwe situatie zijn er nog enkele andere kleine aanpassingen doorgevoerd die geen relevant verschil in het totale gewicht meer tot gevolg hebben.

De uitvoering van de deurschuiven bij sluis Schijndel en sluis Helmond is in basis gelijk, alleen de lengte van de koppelpijpen verschilt onderling i.v.m. de verschillen in deurhoogte (1,5 m). In de nieuwe situatie zijn de aandrijvingen voor sluis Schijndel en sluis Helmond qua uitvoering gelijk; er is in principe ook geen linkse en rechtse uitvoering meer (aandrijvingen kunnen 180 graden gedraaid worden bevestigd op de spindelhuizen). Het snelheidsverschil tussen beide deurschuifaandrijvingen wordt gerealiseerd middels een frequentieregelaar in de kelder. De frequentieregelaar wordt ook ingezet om de maximale belasting te kunnen begrenzen in geval van een calamiteit.

Het effect van de zuiging bij het openen van de schuif is conservatief aangenomen middels het in rekening brengen van een percentage van de normaalkracht t.g.v. de hydraulische belasting op de schuif.

Inwendige breedte van de geleidingen/afdichtingen:

$$B_{ig} := 1525 \cdot \text{mm}$$

Uitwendige breedte van de geleidingen/afdichtingen:

$$B_{ug} := 1715 \cdot \text{mm}$$

Wrijvingscoëfficiënt STAAL - UHMWPE (onder water, nat):

$$\mu := 0.25$$

Soortelijke massa zoet water:

$$\rho := 1000 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Factor t.b.v. bepaling zuigkracht:

$$\beta := 0.20 \quad (\text{conservatief})$$

Massa van de schuif:

$$M_s := 540 \cdot \text{kg}$$

Volume van de schuif:

$$V_s := 0.08104 \cdot \text{m}^3$$

Opwaartse kracht van de schuif:

$$F_{0s} := g \cdot \rho \cdot V_s = 0.795 \cdot \text{kN}$$

Massa van de koppelstang Schijndel:

$$M_{k,s} := 235 \cdot \text{kg}$$

Volume van de koppelstang Schijndel:

$$V_{k,s} := 0.07865 \cdot \text{m}^3$$

Opwaartse kracht van de koppelstang Schijndel:

$$F_{0k,s} := g \cdot \rho \cdot V_{k,s} = 0.772 \cdot \text{kN}$$

Massa van de koppelstang Helmond:

$$M_{k,h} := 296 \cdot \text{kg}$$

Volume van de koppelstang Helmond:

$$V_{k,h} := 0.10165 \cdot \text{m}^3$$

Opwaartse kracht van de koppelstang Helmond:

$$F_{0k,h} := g \cdot \rho \cdot V_{k,h} = 0.997 \cdot \text{kN}$$

Eigen gewicht van de schuif (onder water):

$$F_{egs} := g \cdot M_s - F_{0s} = 4.502 \cdot \text{kN}$$

Eigen gewicht koppelstang + draaipunten Schijndel (onder water):

$$F_{egk,s} := g \cdot M_{k,s} - F_{0k,s} = 1.534 \cdot \text{kN}$$

Eigen gewicht koppelstang + draaipunten Helmond (onder water):

$$F_{egk,h} := g \cdot M_{k,h} - F_{0k,h} = 1.907 \cdot \text{kN}$$

5.1 Wrijvingskracht:

We bepalen de resulterende kracht op de schuif door de kracht [kN/m] aan hoogwaterzijde, aan te brengen over de uitwendige breedte van de geleiding/afdichting en de tegenwerkende kracht [kN/m] aan laagwaterzijde, aan te brengen over de inwendige breedte van de geleiding/afdichting.

Normaalkracht Overbelasten op schuif Schijndel: $F_{n_e.S} := F_{bov_e.S} \cdot B_{u_g} - F_{ben_e.S} \cdot B_{i_g} = 129.94 \cdot \text{kN}$

Normaalkracht Vermoeiing op schuif Schijndel: $F_{n_g.S} := F_{bov_g.S} \cdot B_{u_g} - F_{ben_g.S} \cdot B_{i_g} = 113.74 \cdot \text{kN}$

Normaalkracht Overbelasten op schuif Helmond: $F_{n_e.H} := F_{bov_e.H} \cdot B_{u_g} - F_{ben_e.H} \cdot B_{i_g} = 164.81 \cdot \text{kN}$

Normaalkracht Vermoeiing op schuif Helmond: $F_{n_g.H} := F_{bov_g.H} \cdot B_{u_g} - F_{ben_g.H} \cdot B_{i_g} = 158.33 \cdot \text{kN}$

Wrijvingskracht Schijndel Overbelasten: $F_{w_e.S} := F_{n_e.S} \cdot \mu = 32.485 \cdot \text{kN}$

Wrijvingskracht Schijndel Vermoeiing: $F_{w_g.S} := F_{n_g.S} \cdot \mu = 28.435 \cdot \text{kN}$

Wrijvingskracht Helmond Overbelasten: $F_{w_e.H} := F_{n_e.H} \cdot \mu = 41.203 \cdot \text{kN}$

Wrijvingskracht Helmond Vermoeiing: $F_{w_g.H} := F_{n_g.H} \cdot \mu = 39.583 \cdot \text{kN}$

5.2 Zuigkracht: (begin openen)

Het uitrekenen van de optredende zuigkracht is erg complex en afhankelijk van stromingssnelheden van het water in combinatie met vormgeving van deur en schuif. Derhalve is er voor gekozen om de zuigkracht conservatief te benaderen door hiervoor 20% van de normaalkracht op de schuif in rekening te brengen (advies van Ingenieursbureau Gemeente Rotterdam en mondeling onderschreven door Arcadis).

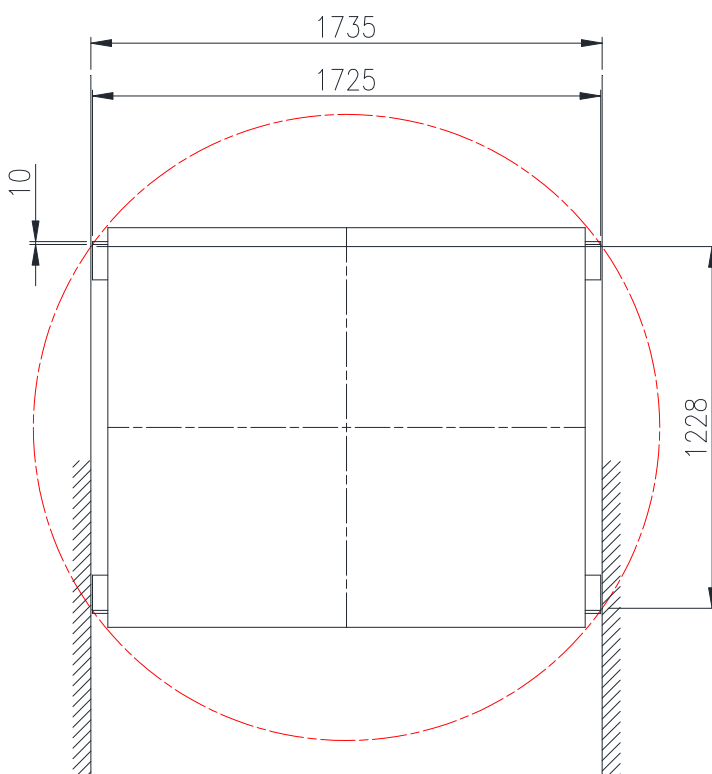
Zuigkracht Schijndel Overbelasten: $F_{z_e.S} := \beta \cdot F_{n_e.S} = 25.988 \cdot \text{kN}$

Zuigkracht Schijndel Vermoeiing: $F_{z_g.S} := \beta \cdot F_{n_g.S} = 22.748 \cdot \text{kN}$

Zuigkracht Helmond Overbelasten: $F_{z_e.H} := \beta \cdot F_{n_e.H} = 32.962 \cdot \text{kN}$

Zuigkracht Helmond Vermoeiing: $F_{z_g.H} := \beta \cdot F_{n_g.H} = 31.666 \cdot \text{kN}$

5.3 Schranken:



Hiernaast een schematische voorstelling van de situatie waarbij schranken kan optreden. Er wordt aangenomen dat de zijgeleideblokken aan boven- en onderzijde 10 mm zijn afgeplat, waardoor de schuif door verschillen in normaalkrachtwrijving kan kantelen. De hoogte van de overhoekse contactpunten (zijgeleiding) wordt als maat "c" aangegeven. Vervolgens worden de krachten op de zijgeleidingen berekend, welke op zich weer een wrijvingskracht veroorzaken.

Verticale geleidende afstand dwarsgeleidingen (gekanteld) -2x10 mm afplating:	$c := 1228 \cdot \text{mm}$
Horizontale maat tussen dwarsgeleidingen:	$d := 1735 \cdot \text{mm}$
Horizontale maat tussen normaalgeleidingen (h.o.h. afdichting):	$d' := 1620 \cdot \text{mm}$
Arm aangrijppunt koppelpijp op schuif t.o.v. hart schuif:	$ex := 0 \cdot \text{mm}$
Wrijvingscoëfficiënten:	$\mu_l := \mu + 0.05 = 0.3$ $\mu_r := \mu - 0.05 = 0.2$
Hulpwaarde:	$n := 5000 \cdot \text{N}$

Situatie Schijndel:

Given

$$F_{eg,S} \cdot ex + n \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d + 0.5 \cdot F_{n_e,S} \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d' - n \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d - 0.5 \cdot F_{n_e,S} \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d' = n \cdot c \quad n_{e,S} := \text{Find}(n) = 4.611 \cdot \text{kN}$$

Given

$$F_{eg,S} \cdot ex + n \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d + 0.5 \cdot F_{n_g,S} \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d' - n \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d - 0.5 \cdot F_{n_g,S} \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d' = n \cdot c \quad n_{g,S} := \text{Find}(n) = 4.036 \cdot \text{kN}$$

Situatie Helmond:

Given

$$F_{eg,S} \cdot ex + n \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d + 0.5 \cdot F_{n_e,H} \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d' - n \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d - 0.5 \cdot F_{n_e,H} \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d' = n \cdot c \quad n_{e,H} := \text{Find}(n) = 5.849 \cdot \text{kN}$$

Given

$$F_{eg,S} \cdot ex + n \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d + 0.5 \cdot F_{n_g,H} \cdot \mu_l \cdot 0.5 \cdot d' - n \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d - 0.5 \cdot F_{n_g,H} \cdot \mu_r \cdot 0.5 \cdot d' = n \cdot c \quad n_{g,H} := \text{Find}(n) = 5.619 \cdot \text{kN}$$

De schrankkracht Schijndel:

$$F_{Se,S} := n_{e,S} \cdot \mu_l + n_{e,S} \cdot \mu_r = 2.306 \cdot \text{kN}$$

$$F_{Sg,S} := n_{g,S} \cdot \mu_l + n_{g,S} \cdot \mu_r = 2.018 \cdot \text{kN}$$

De schrankkracht Helmond:

$$F_{Se,H} := n_{e,H} \cdot \mu_l + n_{e,H} \cdot \mu_r = 2.924 \cdot \text{kN}$$

$$F_{Sg,H} := n_{g,H} \cdot \mu_l + n_{g,H} \cdot \mu_r = 2.809 \cdot \text{kN}$$

5.4 Krachten bij openen (heffen) en sluiten (dalen):

Bij het openen ontstaan doorgaans de hoogste (trek)krachten op de schuifaandrijvingen omdat dan alle belastingen in dezelfde richting werken (Overbelasten en Vermoeiing).

Bij het sluiten zijn deze belastingen laag (eigen gewicht), doordat er onder normale omstandigheden niet onder verval wordt gesloten, we gaan hierbij uit van een 100% sprongbelasting (Vermoeiing). De 100% sprongbelasting betreft hier een conservatieve benadering omdat in werkelijkheid de belasting niet helemaal op 0 uitkomt (eigen gewicht blijft aanwezig).

In een incidenteel geval kan het noodzakelijk zijn om onder verval de schuif te sluiten (Overbelasten).

Het is niet ondenkbaar dat er sprake kan zijn van een blokkering (obstakel tussen schuif en opening), waarbij de aandrijving dan niet mag bezwijken (Overbelasten). Conform opgave van Bosch Rexroth (leverancier aandrijving) bedraagt de maximale representatieve belastbaarheid van de aandrijving 160 kN. De aandrijving zal worden begrensd op maximaal 160 kN zodat de maximale belastbaarheid van de aandrijving niet overschreden kan worden.

We rekenen hier met deze maximale waarde van 160 kN, welke in werkelijkheid veiligheidshalve wel wat lager afgesteld zal worden.

5.4a Representatieve waarden:

Representatieve waarden Schijndel:

Totale hefkraft: (trek)

$$F_{hef_{e,S}} := F_{eg_s} + F_{eg_{k,S}} + F_{w_{e,S}} + F_{s_{e,S}} + F_{z_{e,S}} = 66.815 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,S}} := F_{eg_s} + F_{eg_{k,S}} + F_{w_{g,S}} + F_{s_{g,S}} + F_{z_{g,S}} = 59.237 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Totale daalkraft: (druk)

(Vanwege de gunstige werking hanteren we slechts 75% van F_{eg})

$$F_{daal_{e,S}} := F_{w_{e,S}} + F_{s_{e,S}} - 0.75 \cdot (F_{eg_s} + F_{eg_{k,S}}) = 30.263 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

Totale blokkeerkracht: (trek/druk)

$$F_{blok_e} := 160 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

Representatieve waarden Helmond:

Totale hefkraft: (trek)

$$F_{hef_{e,H}} := F_{eg_s} + F_{eg_{k,H}} + F_{w_{e,H}} + F_{s_{e,H}} + F_{z_{e,H}} = 83.498 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,H}} := F_{eg_s} + F_{eg_{k,H}} + F_{w_{g,H}} + F_{s_{g,H}} + F_{z_{g,H}} = 80.467 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Totale daalkraft: (druk)

(Vanwege de gunstige werking hanteren we slechts 75% van F_{eg})

$$F_{daal_{e,H}} := F_{w_{e,H}} + F_{s_{e,H}} - 0.75 \cdot (F_{eg_s} + F_{eg_{k,H}}) = 39.32 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

Totale blokkeerkracht: (trek/druk)

$$F_{blok_e} = 160 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

Voor de leverancier van de lineaire aandrijving (Bosch Rexroth) is het krachtverloop tijdens openen/sluiten van belang ter bepaling van de gemiddelde belasting t.b.v. de levensduur, derhalve geven we hieronder een sterk vereenvoudigde (conservatieve) voorstelling. We gaan er daarbij van uit dat:

1. De schuif zich over een hoogte van 95 mm over de onderste horizontale geleiding/afdichting beweegt voordat er water door de spuischuif kan gaan stromen. Er treedt nog geen zuiging op in deze situatie.
 2. Over een traject van 15 mm wordt de maximale zuigkracht lineair opgebouwd; de belastingen blijven vervolgens de volgende 230 mm constant.
 3. Doordat de waterdruk aan bovenzijde van de schuif (dat deel dat boven de bovenste horizontale geleiding/afdichting uitkomt) theoretisch aan beide zijden gelijk is, rekenen we over de eerstvolgende 230 mm een lineaire belastingafname t.g.v. waterdrukverschil van 25% t.o.v. situatie 2.
 4. Het verschijnsel zoals benoemd onder punt 3 zet zich voort; we rekenen nu een lineaire belastingafname t.g.v. waterdrukverschil van 50% over de volgende 340 mm t.o.v. situatie 2. Daarnaast rekenen we met een lineaire belastingafname van de zuigkracht van 25% over deze 340 mm t.o.v. situatie 2.
 5. Het verschijnsel zoals benoemd bij situatie 4 zet zich voort; we rekenen nu een lineaire belastingafname t.g.v. waterdrukverschil en zuiging van 75% over de volgende 340 mm t.o.v. situatie 2. De schuif is nu volledig geopend
 6. Tijdens het sluiten van de schuif (gelijk water) is er alleen sprake van eigen gewichtsbelasting.
- De gemiddelde belastingen zullen ca. 10% van de tijd overschreden worden (zie ook toelichting onder hoofdstuk 4), gemakshalve gaan we er hier van uit dat de extreme belastingen 10% van de tijd optreden en de gemiddelde belastingen 90% van de tijd.

Representatieve waarden Schijndel:

Tijdens openen eerste 95 mm:

$$F_{hef_{e,S1}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + F_{we,S} + F_{se,S} = 40.827 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,S1}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + F_{wg,S} + F_{sg,S} = 36.489 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 95 mm opbouwend naar 110 mm

$$F_{hef_{e,S2}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + F_{we,S} + F_{se,S} + F_{ze,S} = 66.815 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,S2}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + F_{wg,S} + F_{sg,S} + F_{zg,S} = 59.237 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 340 mm afbouwend naar 680 mm

$$F_{hef_{e,S3}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + 0.75 \cdot (F_{we,S} + F_{se,S}) + F_{ze,S} = 58.117 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,S3}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + 0.75 \cdot (F_{wg,S} + F_{sg,S}) + F_{zg,S} = 51.624 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 680 mm afbouwend naar 1020 mm

$$F_{hef_{e,S4}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + 0.5 \cdot (F_{we,S} + F_{se,S}) + 0.75 \cdot F_{ze,S} = 42.922 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,S4}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + 0.5 \cdot (F_{wg,S} + F_{sg,S}) + 0.75 \cdot F_{zg,S} = 38.324 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 1020 mm afbouwend naar 1360 mm:

$$F_{hef_{e,S5}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + 0.25 \cdot (F_{we,S} + F_{se,S} + F_{ze,S}) = 21.231 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,S5}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} + 0.25 \cdot (F_{wg,S} + F_{sg,S} + F_{zg,S}) = 19.336 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens sluiten:

$$F_{daals} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,S}} = 6.036 \cdot \text{kN}$$

Representatieve waarden Helmond:

Tijdens openen eerste 95 mm:

$$F_{hef_{e,H1}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + F_{we,H} + F_{se,H} = 50.536 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,H1}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + F_{wg,H} + F_{sg,H} = 48.801 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 95 mm opbouwend naar 110 mm

$$F_{hef_{e,H2}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + F_{we,H} + F_{se,H} + F_{ze,H} = 83.498 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,H2}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + F_{wg,H} + F_{sg,H} + F_{zg,H} = 80.467 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 340 mm afbouwend naar 680 mm

$$F_{hef_{e,H3}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + 0.75 \cdot (F_{we,H} + F_{se,H}) + F_{ze,H} = 72.466 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,H3}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + 0.75 \cdot (F_{wg,H} + F_{sg,H}) + F_{zg,H} = 69.869 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 680 mm afbouwend naar 1020 mm

$$F_{hef_{e,H4}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + 0.5 \cdot (F_{we,H} + F_{se,H}) + 0.75 \cdot F_{ze,H} = 53.194 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

$$F_{hef_{g,H4}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + 0.5 \cdot (F_{wg,H} + F_{sg,H}) + 0.75 \cdot F_{zg,H} = 51.354 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens openen na 1020 mm afbouwend naar 1360 mm:

$$F_{hef_{e,H5}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + 0.25 \cdot (F_{we,H} + F_{se,H} + F_{ze,H}) = 25.681 \cdot \text{kN} \quad \text{Overbelasten}$$

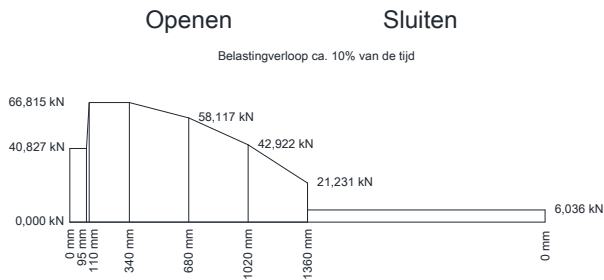
$$F_{hef_{g,H5}} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} + 0.25 \cdot (F_{wg,H} + F_{sg,H} + F_{zg,H}) = 24.923 \cdot \text{kN} \quad \text{Vermoeiing}$$

Tijdens sluiten:

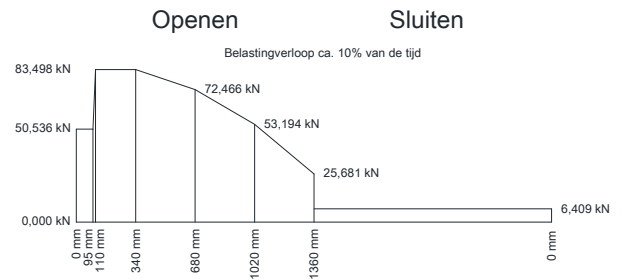
$$F_{daal_H} := F_{eg_S} + F_{eg_{k,H}} = 6.409 \cdot \text{kN}$$

Dit geeft de volgende grafische weergaven voor beide sluizen:

Sluis Schijndel maximaal



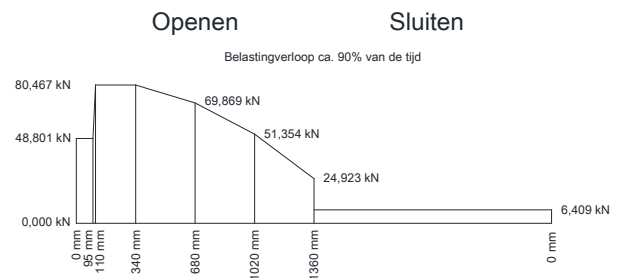
Sluis Helmond maximaal



Sluis Schijndel gemiddeld



Sluis Helmond gemiddeld



Het aantal schuttingen per jaar bedraagt voor Schijndel: 11.000

Het aantal schuttingen wordt verdeeld over 2 sets puntdeuren; het aantal bewegingscycli bedraagt daarmee $11.000 / 2 = 5.500$ per jaar per deurschuif.

Het aantal schuttingen per jaar bedraagt voor Helmond: 6.000

Het aantal schuttingen wordt verdeeld over 2 sets puntdeuren; het aantal bewegingscycli bedraagt daarmee $6.000 / 2 = 3.000$ per jaar per deurschuif.

Op basis van bovenstaande informatie heeft Bosch Rexroth de gemiddelde belasting bepaald, welke een maat is voor de berekening van de levensduur.

5.4b Rekenwaarden:

De rekenwaarden zijn afhankelijk van de toe te passen belastingfactoren. Voor de UGT Overbelasten volgen deze uit respectievelijk de NEN 6786-1: 2017, of uit de ROK 1.4 of uit de NEN-EN 1991

Tabel 6 — Rekenwaarden van belastingen

Blijvend en tijdelijke ontwerp situaties	Blijvende belastingen		Overheersende veranderlijke belasting	Tegelijkertijd optredende veranderlijke belastingen	
	Ongunstig	Gunstig		Belangrijkste (indien aanwezig)	Andere
(Verg. 6.10a)	$\gamma'_{G,j,sup} G_{k,j,sup}$	$\gamma'_{G,j,inf} G_{k,j,inf}$		$\gamma_{Q,1} \psi_{0,1} Q_{k,1}$	$\gamma_{Q,i} \psi_{0,i} Q_{k,i}$
(Verg. 6.10b)	$\xi \gamma'_{G,j,sup} G_{k,j,sup}$	$\gamma'_{G,j,inf} G_{k,j,inf}$	$\gamma_{Q,1} Q_{k,1}$		$\gamma_{Q,i} \psi_{0,i} Q_{k,i}$

Tabel 7 — γ -waarden voor de rekenwaarde van de belasting tijdens de bewegingscyclus

Belasting	Symbool	$\gamma_{G,sup}^a$		$\gamma_{G,inf}$	$\gamma_{Q,i}^a$
		6.10a	6.10b (incl. ξ)	6.10a en 6.10b	6.10a en 6.10b
Eigen gewicht	G_k	1,3	1,2	0,9	–
Variabel dekgewicht	$Q_{k,var}$				1,5
Wind	W	–	–	–	volgens tabel 11 t.m. 19
Overig	O	–	–	–	1,5

^a De γ -waarden behoren bij gevolgklasse CC2.

Tabel NB.16 – A2.4(B) — Belastingsfactoren voor wegverkeersbruggen en bruggen voor langzaam verkeer en voetgangers- en fietsbruggen STR/GEO) (groep B)

Gevolgklasse	β	G			Verkeer (met $\psi = 1$)	Overig veranderlijk (met $\psi = 1$)
		$\gamma_{G,j,sup}$		$\gamma_{G,j,inf}$		
		6.10a	6.10b (incl. ξ)	6.10a en 6.10b		
CC1	3,3	1,20	1,10	0,9	1,20	1,35
CC2	3,8	1,30	1,20	0,9	1,35	1,5
CC3	4,3	1,40	1,25	0,9	1,5	1,65

$\gamma = 0$ voor gunstig werkende veranderlijke belastingen

Voor γ zie de aanbevelingen in de desbetreffende materiaalgebonden Eurocodes 1992 t/m 1999.

Voor de berekening van het effect van ongelijkmatige zettingen geldt dat $\gamma_{G,set} = 1,20$ in het geval van een lineaire berekening en $\gamma_{G,set} = 1,35$ in het geval van een niet lineaire berekening. Gunstig werkende zettingsverschillen worden niet in rekening gebracht. De grootte van de zettingen is bepaald op basis van de karakteristieke belastingscombinatie en de karakteristieke waarden voor de grondeigenschappen.

OPMERKING De factor K_{Fi} volgens B 3.3 is in de waarden van γ verwerkt; voor de zettingsberekening blijft de betrouwbaarheidsdifferentiatie achterwege.

Uiteindelijk geven deze richtlijnen en normen allen dezelfde waarden bij gevolgklasse CC2:

In geval van een overheersende variabele belasting (en dat is hier het geval: waterdruk) is vergelijking 6.10b van toepassing:

Belastingfactoren voor de Uiterste Grenstoestand Overbelasten:

Belastingfactor eigen gewicht ongunstig: $\gamma_{G,sup} := 1.2$

Belastingfactor eigen gewicht gunstig: $\gamma_{G,inf} := 0.9$

Belastingfactor variabele belastingen: $\gamma_Q := 1.5$

Voor de Uiterste Grenstoestand Vermoeiing is de belastingfactor 1, waarmee de rekenwaarden gelijk zijn aan de representatieve waarden.

Rekenwaarden UGT Overbelasten Schijndel:

Totale hefkraft: (trek)

$$F_{hef_{O.S.d}} := \gamma_{G.sup} \cdot (F_{eg_s} + F_{eg_{k.S}}) + \gamma_Q \cdot (F_{w_{e.S}} + F_{s_{e.S}} + F_{z_{e.S}}) = 98.411 \cdot kN$$

Totale daalkraft: (druk)

$$F_{daal_{O.S.d}} := \gamma_Q \cdot (F_{w_{e.S}} + F_{s_{e.S}}) - \gamma_{G.inf} \cdot (F_{eg_s} + F_{eg_{k.S}}) = 46.753 \cdot kN$$

Totale blokkeerkracht: (trek/druk)

$$F_{blok_{O.d}} := \gamma_Q \cdot F_{blok_e} = 240 \cdot kN$$

Rekenwaarden UGT Overbelasten Helmond:

Totale hefkraft: (trek)

$$F_{hef_{O.H.d}} := \gamma_{G.sup} \cdot (F_{eg_s} + F_{eg_{k.H}}) + \gamma_Q \cdot (F_{w_{e.H}} + F_{s_{e.H}} + F_{z_{e.H}}) = 123.324 \cdot kN$$

Totale daalkraft: (druk)

$$F_{daal_{O.H.d}} := \gamma_Q \cdot (F_{w_{e.H}} + F_{s_{e.H}}) - \gamma_{G.inf} \cdot (F_{eg_s} + F_{eg_{k.H}}) = 60.422 \cdot kN$$

Totale blokkeerkracht: (trek/druk)

$$F_{blok_{O.d}} := \gamma_Q \cdot F_{blok_e} = 240 \cdot kN$$

Rekenwaarden UGT Vermoeiing Schijndel:

$$F_{hef_{V.S.d}} := F_{hef_{g.S}} = 59.237 \cdot kN \quad (\text{trek: reken met 100\% sprong = conservatief})$$

Rekenwaarden UGT Vermoeiing Helmond:

$$F_{hef_{V.H.d}} := F_{hef_{g.H}} = 80.467 \cdot kN \quad (\text{trek: reken met 100\% sprong = conseratief})$$

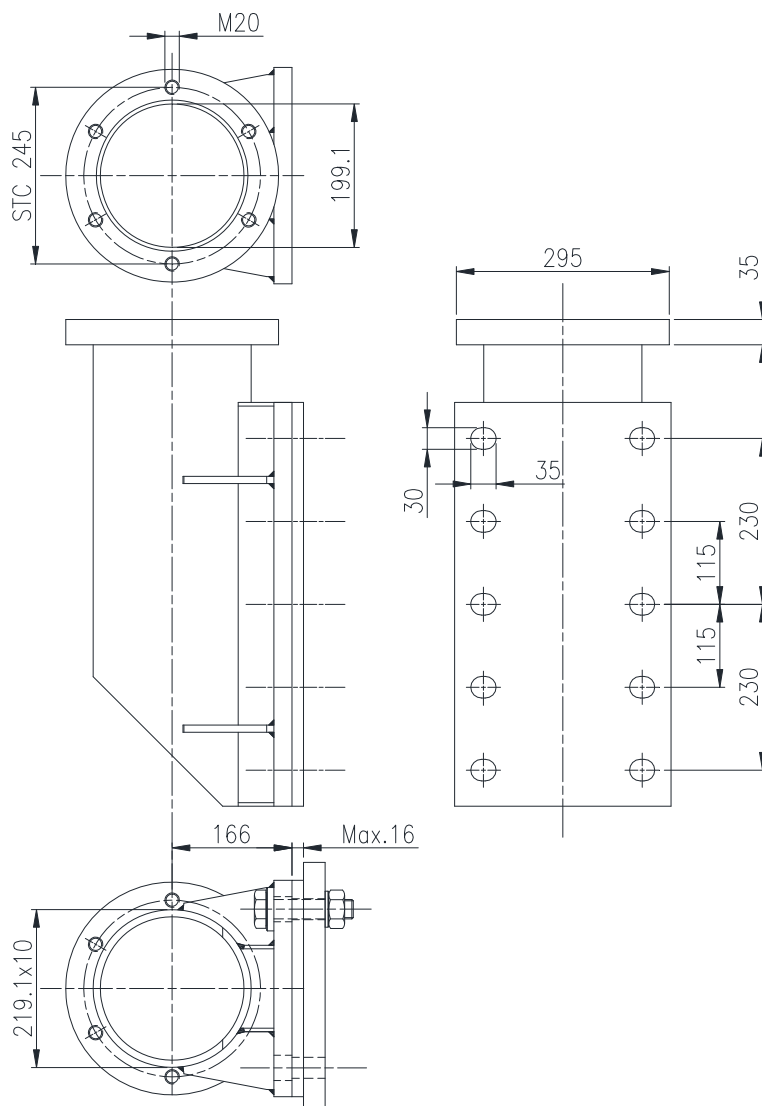
6 BEREKENINGEN:

De berekening van de aandrijving wordt uitgevoerd door Bosch Rexroth.
In onderliggende berekeningen worden de volgende componenten beschouwd:

1. De stoel tussen aandrijving Bosch Rexroth en de sluisdeur.
 - a. Boutverbinding flens stoel - aandrijving
 - b. Boutverbinding flens stoel - deur
 - c. Flens stoel - aandrijving
 - d. Flens stoel - deur
 - e. Lasverbinding flens stoel - aandrijving
 - f. Lasverbinding flens stoel - deur
2. De gaffelogen van de aandrijving Bosch Rexroth.
3. De koppelpijp.
 - a. Ogen van de koppelpijp
 - b. Lasverbinding ogen - koppelpijp
 - c. Koppelpijp
4. Kruisscharnier
5. Pennen.
 - a. Pen koppelpijp - aandrijving
 - b. Pen koppelpijp - kruisscharnier / kruisscharnier - schuif
6. Oog schuif (bestaand).

6.1 Stoel tussen aandrijving en deur:

Situatie:



6.1a Boutverbinding flens stoel - aandrijving:

De boutverbinding wordt alleen op trek belast indien de schuif onder verval wordt gesloten of in geval van blokkade van de schuif. In beide situaties is er dan sprake van de UGT Overbelasten, waarbij de belasting t.g.v. blokkade maatgevend is. De bouten worden dus niet op vermoeiing belast. Er worden thermisch verzinkte M20 bouten toegepast in de materiaalkwaliteit 8.8; de bouten worden niet voorgepannen.

Eenvoudige benadering:

Maatgevende belasting (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} = 240 \cdot \text{kN}$$

Aantal bouten:

$$n_b := 6$$

Rekenwaarde trekkracht per bout:

$$F_{\text{t.O.Ed.1}} := \frac{F_{\text{blokO.d}}}{n_b} = 40 \cdot \text{kN}$$

Spanningsdoorsnede M20:

$$A_s := 244.8 \cdot \text{mm}^2$$

Nom. waarde vloeigrens 8.8 (tab. 3.1 EN 1993-1-8+C2):

$$f_{yb} := 640 \cdot \text{MPa}$$

Nom. waarde treksterkte 8.8 (tab. 3.1 EN 1993-1-8+C2):

$$f_{ub} := 800 \cdot \text{MPa}$$

Factor k_2 m.b.t. de trekweerstand (tab. 3.1 EN 1993-1-8+C2):

$$k_2 := 0.9$$

Partiële veiligheidsfactor (tab. 2.2 EN 1993-1-8+C2/NB):

$$\gamma_{M2} := 1.25$$

Rekenwaarde trekweerstand (tab. 3.4 NEN-EN 1993-1-8+C2):

$$F_{\text{t.Rd}} := \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = 141.005 \cdot \text{kN}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 8.1.2:

Toetsen van de trekweerstand (overbelasten):

$$UC := \frac{F_{\text{t.O.Ed.1}}}{F_{\text{t.Rd}}} = 0.284 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Rekening houdend met eventuele hefboomwerking (conservatieve benadering):

Uitwendige diameter flens:

$$D_{\text{uitw}} := 295 \cdot \text{mm}$$

Inwendige diameter flens:

$$D_{\text{inw}} := 199 \cdot \text{mm}$$

Steekcirkeldiameter van de bouten:

$$D_{\text{stc}} := 245 \cdot \text{mm}$$

Diameter belasting:

$$D_{\text{bel}} := 209.1 \cdot \text{mm}$$

Rekenwaarde trekkracht per bout inclusief hefboomwerking:

$$F_{\text{t.O.Ed.2}} := \frac{F_{\text{blokO.d}}}{n_b} \cdot \frac{D_{\text{uitw}} - D_{\text{bel}}}{D_{\text{uitw}} - D_{\text{stc}}} = 68.72 \cdot \text{kN}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 8.1.2:

Toetsen van de trekweerstand (overbelasten):

$$UC := \frac{F_{\text{t.O.Ed.2}}}{F_{\text{t.Rd}}} = 0.487 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

6.1b Boutverbinding flens stoel - deur:

De boutverbinding wordt op afschuiving en trek belast, waarbij de trekkracht wordt veroorzaakt door een moment als gevolg van dwarskracht; de trek en afschuiving worden daarbij afzonderlijk getoetst (niet de combinatie). We gaan bij de berekening van de trekkracht uit van de dikste vulling (16 mm).

Er worden thermisch verzinkte M27 HV-bouten toegepast in de materiaalkwaliteit 10.9; de boutverbinding wordt voorgespannen conform de moment-hoek methode.

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (Helmond):

$$F_{\text{hefV.H.d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

Aantal bouten:

$$n_b := 10$$

Rekenwaarde dwarskracht per bout (overbelasten):

$$F_{\text{v.O.Ed}} := \frac{F_{\text{blokO.d}}}{n_b} = 24 \cdot \text{kN}$$

Spanningsdoorsnede M27:

$$A_s := 459.4 \cdot \text{mm}^2$$

Nom. waarde vloeigrens 10.9 (tab. 3.1 EN 1993-1-8+C2):

$$f_{yb} := 900 \cdot \text{MPa}$$

Nom. waarde treksterkte 10.9 (tab. 3.1 EN 1993-1-8+C2):

$$f_{ub} := 1000 \cdot \text{MPa}$$

Voorspankracht (8.1.3.1 NEN 6786-1):

$$F_{p.C} := 0.7 \cdot f_{ub} \cdot A_s = 321.58 \cdot \text{kN}$$

Partiële veiligheidsfactor (tab. 23 NEN 6786-1):

$$\gamma_{M7} := 1.1$$

Rekenwaarde voorspankracht (8.1.3.3-3 NEN 6786-1):

$$F_{p.Cd} := \frac{F_{p.C}}{\gamma_{M7}} = 292.345 \cdot \text{kN}$$

Glijweerstand voorgespannen verbinding (8.1.3.2 NEN 6786-1):

Factor k_s m.b.t. de glijweerstand (tab. 3.6 EN 1993-1-8+C2):

$$k_s := 0.85 \quad (\text{kort horizontaal sleufgat})$$

Aantal glijvlakken (3.9.1-1 EN 1993-1-8+C2):

$$n := 1$$

Wrijvingscoëfficiënt (tab. NB.1 - 3.7 EN 1993-1-8+C2/NB):

$$\mu := 0.3 \quad (\text{conservatief voor zinksilicaat})$$

Partiële veiligheidsfactor (tab. 23 NEN 6786-1):

$$\gamma_{M3} := 1.25$$

Rekenwaarde v/d glijweerstand (3.9.1-1 EN 1993-1-8+C2):

$$F_{s.Rd} := \frac{k_s \cdot n \cdot \mu}{\gamma_{M3}} \cdot F_{p.C} = 65.602 \cdot \text{kN}$$

De maximale trekkracht in de bouten (overbelasten) wordt berekend t.o.v. hart boutenpatroon (conservatief uitgangspunt in afwijking op 8.1.3.3-1 NEN 6786-1).

Boutafstanden:

$$b_1 := 115 \cdot \text{mm}$$

$$b_2 := 230 \cdot \text{mm}$$

Weerstand boutenpatroon:

$$W_b := \frac{4 \cdot (b_1^2 + b_2^2)}{b_2} = 1150 \cdot \text{mm}$$

Momentarm (kracht t.o.v. montagevlak):

$$L_1 := 182 \cdot \text{mm}$$

Maximale trekkracht overbelasten (bovenste en onderste bouten):

$$F_{t.O.Ed} := \frac{F_{\text{blokO.d}} \cdot L_1}{W_b} = 37.983 \cdot \text{kN}$$

Maximale trekkracht vermoeiing (bovenste en onderste bouten):

$$F_{t.V.Ed} := \frac{F_{\text{hefV.H.d}} \cdot L_1}{W_b} = 12.735 \cdot \text{kN}$$

Factor k_2 m.b.t. de trekweerstand (tab. 3.1 EN 1993-1-8+C2):

$$k_2 := 0.9$$

Partiële veiligheidsfactor (tab. 2.2 EN 1993-1-8+C2/NB):

$$\gamma_{M2} := 1.25$$

Rekenwaarde trekweerstand (tab. 3.4 NEN-EN 1993-1-8+C2):

$$F_{t.Rd} := \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = 330.768 \cdot \text{kN}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 8.1.3:

Toetsen beschouwing als voorgespannen verbinding:

$$UC := \frac{0.8 \cdot F_{t.O.Ed}}{F_{p.Cd}} = 0.104 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de glijweerstand (overbelasten):

$$UC := \frac{F_{v.O.Ed}}{F_{s.Rd}} = 0.366 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de trekweerstand (overbelasten):

$$UC := \frac{F_{t.O.Ed}}{F_{t.Rd}} = 0.115 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Maximale trekkracht vermoeiing (bovenste en onderste bouten): $F_{t.V.Ed} := \frac{F_{hef.V.H.d} \cdot L_1}{W_b} = 12.735 \cdot \text{kN}$

Bij een voorgespannen verbinding mag worden uitgegaan van een belastingwisseling die 25% bedraagt van de belasting op de bout (opm. 9.6-4 NEN 6786-1).

Kerndiameter M27:

$$D_k := 23.3 \cdot \text{mm}$$

Kerndoorsnede M27:

$$A_k := \frac{\pi}{4} \cdot D_k^2 = 426.385 \cdot \text{mm}^2$$

Spanningswisseling (sprongspanning) (tab. 26 NEN 6786-1):

$$\Delta\sigma_R := \frac{0.25 \cdot F_{t.V.Ed}}{A_k} = 7.467 \cdot \text{MPa}$$

Factor k_s (tab. 26 NEN 6786-1):

$$k_s := 1 \quad (\text{M27})$$

Reductiefactor voor thermisch verzinkt (tab. 26 NEN 6786-1):

$$\text{red} := 0.8$$

Rekenwaarde vermoeiingssterkte trek (tab. 26 NEN 6786-1):

$$\Delta f_{\text{fat.t.b.Rd}} := \text{red} \cdot k_s \cdot 75 \cdot \text{MPa} = 60 \cdot \text{MPa}$$

Materiaalfactor vermoeiing (tab. 22 NEN 6786-1):

$$\gamma_{Mf} := 1.35$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\Delta f_{\text{fat.t.b.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot \Delta f_{\text{fat.t.b.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{\Delta f_{\text{fat.t.b.Rd}}}{f_{ub}} \right)} = 113 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 9.6:

Toetsen van de capaciteit m.b.t. de trekkracht (vermoeiing):

$$UC := \frac{\Delta\sigma_R}{\left(\frac{\Delta f_{\text{fat.t.b.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0.089 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Het vermoeden bestaat dat de kappa onterecht in de formule is opgenomen en dat een correctie voor een sprongspanning feitelijk niet juist is, derhalve de toetsing ook uitgevoerd zonder correctie.

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 9.6:

Toetsen van de capaciteit m.b.t. de trekkracht (vermoeding):

$$UC := \frac{\Delta\sigma_R}{\left(\frac{\Delta f_{fat.t.b.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0.168$$

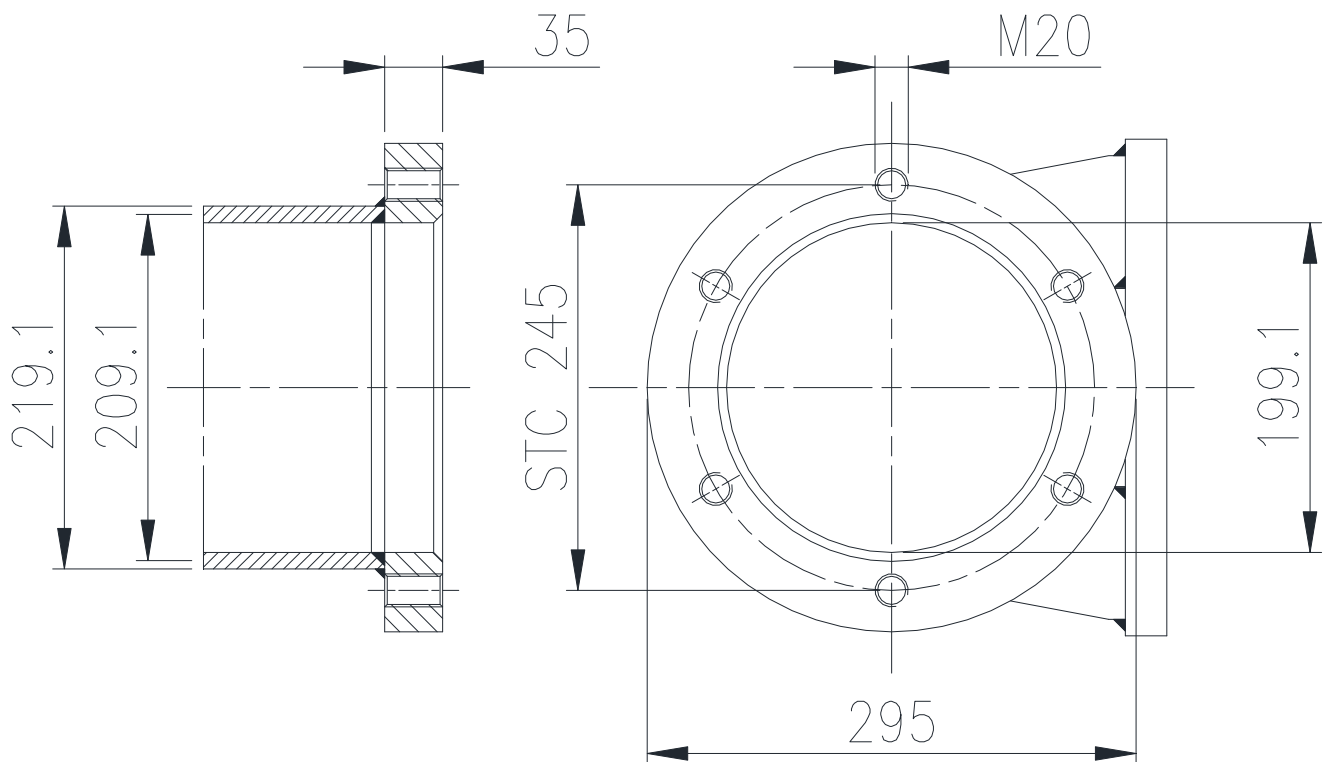
Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

6.1c Flens stoel - aandrijving:

De boutverbinding wordt alleen op trek belast indien de schuif onder verval wordt gesloten of in geval van blokkade van de schuif. In beide situaties is er dan sprake van de UGT Overbelasten, waarbij de belasting t.g.v. blokkade maatgevend is. De boutverbinding wordt dus niet op vermoeiing belast.

De flens wordt getoetst conform 11.5.3.1-3 NEN 7686-1 (conservatief).



Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{blokkO.d} = 240 \cdot \text{kN}$$

Dikte flens:

$$t := 35 \cdot \text{mm}$$

Rekenwaarde trekkracht per bout inclusief hefboomwerking:

$$F_{t.O.Ed.2} = 68.72 \cdot \text{kN}$$

Waarden voor S355J2+N (16<d<40) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte: $f_u := 470 \cdot \text{MPa}$

materiaalfactor: $\gamma_{M0} := 1.0$

Vloeigrens: $f_y := 345 \cdot \text{MPa}$

$f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 329 \cdot \text{MPa}$

Rekenwaarde buig(normaal)spanning op basis van boutkracht:
(11.5.3.1-3 NEN 6786-1)

$$\sigma_{t.O.Ed.1} := \frac{3 \cdot F_{t.O.Ed.2}}{t^2} = 168 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in de flens (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed.1}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.512$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Berekening conform methodiek "opsluitflens ten Bosch":

Aantal bouten M20 8.8:

$$n_b := 6$$

Diameter boutgat (tapgat):

$$d_b := 20 \cdot \text{mm}$$

Uitwendige diameter flens:

$$D_{uitw} = 295 \cdot \text{mm}$$

Inwendige diameter flens:

$$D_{inw} = 199 \cdot \text{mm}$$

Steekcirkeldiameter van de bouten:

$$D_{stc} = 245 \cdot \text{mm}$$

Diameter belasting:

$$D_{bel} = 209.1 \cdot \text{mm}$$

Weerstandsmoment opsluitring:

$$W_{opsl} := \frac{1}{6} \cdot t^2 \cdot (D_{uitw} - D_{inw}) = 19600 \cdot \text{mm}^3$$

Reductiefactor 1:

$$\eta_1 := \frac{D_{stc} \cdot \pi - n_b \cdot d_b}{D_{stc} \cdot \pi} = 0.844$$

Reductiefactor 2:

$$\eta_2 := \frac{D_{uitw} - D_{inw} - 2 \cdot d_b}{D_{uitw} - D_{inw}} = 0.583$$

Kleinste reductiefactor:

$$\eta := \text{if}(\eta_1 < \eta_2, \eta_1, \eta_2) = 0.583$$

Exentriciteit (moment-arm):

$$e := \left(\frac{D_{stc} - D_{bel}}{2} \right) = 17.95 \cdot \text{mm}$$

Rekenwaarde buig(normaal)spanning in opsluitplaat:

$$\sigma_{t.O.Ed.2} := \frac{F_{\text{blokO.d}} \cdot e}{\pi \cdot W_{opsl} \cdot \eta} = 119.937 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen van de normaalspanning in de flens (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed.2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.365$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Controel inschroefdiepte conform tabel 24 NEN 6786:

Spoed M20:

$$P := 2.5 \cdot \text{mm}$$

Verhouding:

$$\frac{d_b}{P} = 8$$

Aflezen in tabel 24 NEN 6786-1 (8.8 / $f_u=470$ MPa):

$$D_s := 1.1 \cdot d_b = 22 \cdot \text{mm}$$

Toetsen inschroefdiepte M20 8.8:

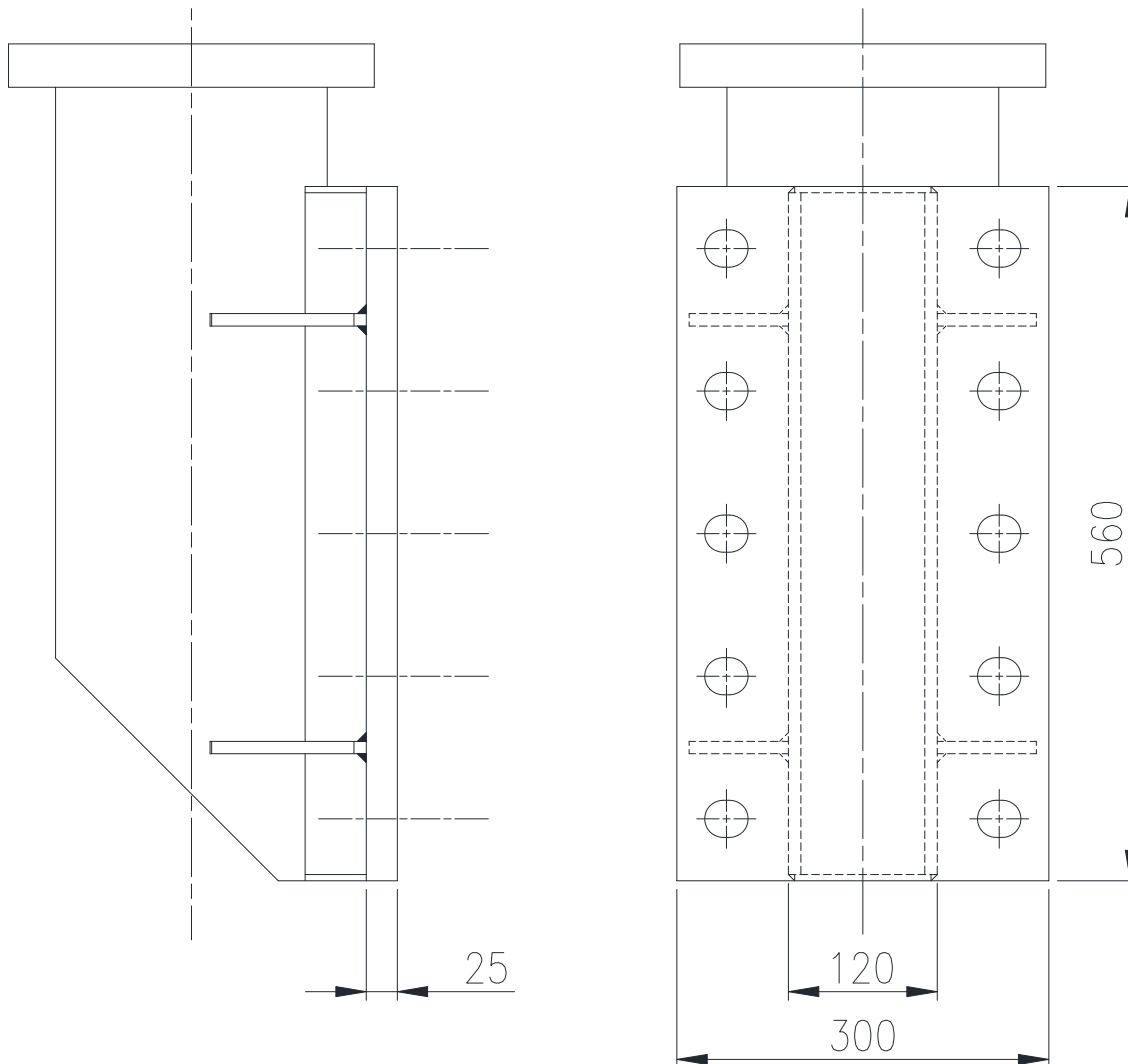
$$UC := \frac{D_s}{t} = 0.629$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

6.1d Flens stoel - deur:

De boutverbinding wordt op afschuiving en trek belast; alleen de trekkracht wordt gehanteerd voor de toetsing van de voetplaat. De flens wordt getoetst conform 11.5.3.1-3 NEN 7686-1 (conservatief).



Maatgevende boutbelasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{t.O.Ed} = 37.983 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende boutbelasting vermoeiing (openen):

$$F_{t.V.Ed} = 12.735 \cdot \text{kN}$$

Dikte flens:

$$t := 25 \cdot \text{mm}$$

Waarden voor S355J2+N ($16 < d < 40$) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte:

$$f_u := 470 \cdot \text{MPa}$$

materiaalfactoren: $\gamma_{M0} := 1.0$ $\gamma_{Mf} := 1.35$

Vloeigrens:

$$f_y := 345 \cdot \text{MPa}$$

$$f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 329 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte buiging:

$$f_{fat.b} := 0.5 f_u = 235 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte trek/druk:

$$f_{fat.tc} := 0.4 f_u = 188 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte wrijving:

$$f_{fat.t} := \frac{0.5}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 136 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte afschuiving:

$$f_{fat.v} := \frac{0.4}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 109 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde buig(normaal)spanning op basis van boutkracht:
(11.5.3.1-3 NEN 6786-1) $\sigma_{t.O.Ed} := \frac{3 \cdot F_{t.O.Ed}}{t^2} = 182 \cdot \text{MPa}$

Rekenwaarde buigspanning vermoeiing op basis van boutkracht:
(11.5.3.1-3 NEN 6786-1) $\sigma_{b.V.Ed} := \frac{3 \cdot F_{t.V.Ed}}{t^2} = 61 \cdot \text{MPa}$

De toets op vermoeiing wordt uitgevoerd conform hoofdstuk 9 van NEN 6786-1.

Factor m.b.t. kerf i.r.t. de treksterkte (bijlage B tabel B.1): $\beta_0 := 2.42$ ($f_u = 470 \text{ MPa}$)

Kerffactor buiging volgens 9.2.1.1 NEN 6786: $k_b := \beta_0 = 2.42$

Groottefactor buiging volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d.b} := 1.11$ ($D_{\text{plaat}} = 25 \text{ mm}$)

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1: $k_u := 1.15$ ($1,6 < R_a < 6,3$)

Rekenw. vermoeiingsduursterkte buiging (9.2.1 NEN 6786-1): $f_{\text{fat.b.Rd}} := \frac{f_{\text{fat.b}}}{k_b \cdot k_{d.b} \cdot k_u} = 76.1 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1) $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

$$f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.b.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.b.Rd}}}{f_u} \right)} = 131 \cdot \text{MPa}$$

Correctiefactor voor gering aantal spanningwisselingen (conform 9.3.1-8 NEN 6786-1):

Dimensieloos maken t.b.v. formule: $\text{dim} := \frac{1}{\text{MPa}}$

Hoek Wöhlerlijn wordt : $C_{\varphi\sigma} := \frac{\log(2000000) - \log(100)}{\log(f_u \cdot \text{dim}) - \log(f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{dim})} = 7.75$

$$\text{corr}_\sigma := \left[\frac{f_u}{\left(N_i \frac{1}{C_{\varphi\sigma}} \cdot 10^{-\frac{2}{C_{\varphi\sigma}}} \right) \cdot f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}}} - 1 \right] + 1 = 1.292$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte: $f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd.corr}_0} := f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{corr}_\sigma = 169 \cdot \text{MPa}$

Begrenzing (9.3.2.1-6 NEN 6786-1): $f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd.corr}_1} := 0.7 \cdot f_y = 230 \cdot \text{MPa}$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte (sprongspanning): $f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd.corr}} := \min(f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd.corr}_0}) = 169 \cdot \text{MPa}$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in de flens (overbelasten):

$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{MO}}} = 0.554$ Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 9.3.2:1

Toetsen van de buigspanning in de flens (vermoeiing):

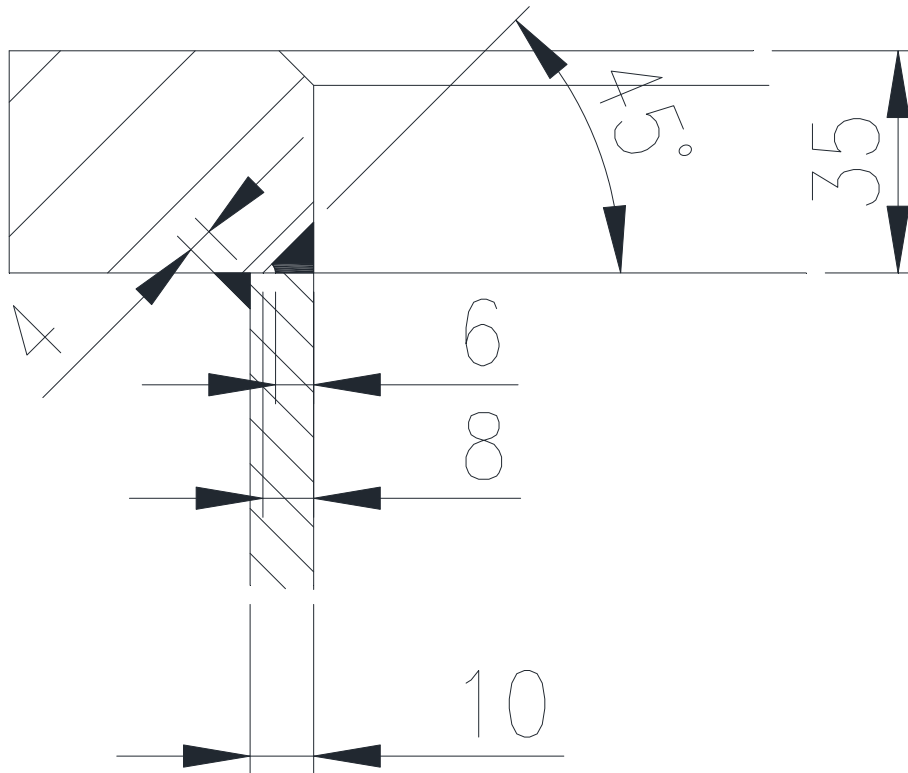
$UC := \frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\frac{f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd.corr}}}{\gamma_{Mf}}} = 0.488$ Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

6.1e Lasverbinding flens steel - aandrijving

De lasverbinding bestaat uit een combinatie van een halve V-las (netto 8-2=6 mm) en een hoeklas (4 mm). De totale lasaansluiting bedraagt daarmee 10 mm en komt overeen met de wanddikte van de buis.

De lasverbinding wordt alleen op trek belast indien de schuif onder verval wordt gesloten of in geval van blokkade van de schuif. In beide situaties is er dan sprake van de UGT Overbelasten, waarbij de belasting t.g.v. blokkade maatgevend is. De lasverbinding wordt op druk belast (sprongbelasting) tijdens het regulier bewegen van de schuif. De maatgevende belasting wordt daarbij gevonden bij sluis Helmond.



Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (Helmond):

$$F_{\text{hefV.H.d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

Benaming											Torsiestijfheden	
$d \times$ mm	t mm	NORM afm	M kg/m ¹	O m ² /m ¹	O/A 1/m	A mm ²	I $\times 10^4$	W_{el} $\times 10^3$	W_{pl} $\times 10^3$	i	$I_t = 2I$ $\times 10^4$	$W_t = 2W$ $\times 10^3$
219.1	6.3	DIN	33,06	0,688	163	4212	2386,1	217,8	285,4	75,27	4772,3	435,6
	8,0	DIN	41,65		130	5306	2959,6	270,2	356,7	74,69	5919,3	540,3
	8,8	DIN	45,64		118	5814	3219,7	293,9	389,4	74,42	6439,5	587,8
	10,0	DIN	51,57		105	6569	3598,4	328,5	437,6	74,01	7196,9	656,9
	12,5	DIN	63,69		85	8113	4344,6	396,6	534,2	73,18	8689,2	793,2

Doorsnede buis $\phi 219 \times 10$:

$$A_b := 6569 \cdot \text{mm}^2$$

Rekenwaarde trekspanning in de buis (overbelasten):

$$\sigma_{\text{b.O.Ed}} := \frac{F_{\text{blokO.d}}}{A_b} = 36.5 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde drukspanning in de buis (vermoeiing):

$$\sigma_{\text{b.V.Ed}} := \frac{F_{\text{hefV.H.d}}}{A_b} = 12.2 \cdot \text{MPa}$$

Aangezien de V-las en de hoeklas samen gelijkwaardig zijn aan de wanddikte van de buis, kunnen we de spanning in de buis gelijkstellen aan de spanning in de lassen.

Berekening hoeklasverbinding (overbelasten) conform gecombineerde spanningsmethode (4.5.3.2 EN 1993-1-8+C2):

Nominale treksterkte flens (maatgevend): $f_u := 470 \cdot \text{MPa}$ (tab. E2 NEN 6786-1)

Partiële veiligheidsfactor (tab. 2.2 EN 1993-1-8+C2/NB): $\gamma_{M2} := 1.25$

Correlatiefactor (tab. 4.1 EN 1993-1-8+C2): $\beta_w := 0.9$ (S355)

Normaalspanning loodrecht: $\sigma_{\text{las.l}} := \frac{\sigma_{\text{b.O.Ed}}}{\sqrt{2}} = 25.8 \cdot \text{MPa}$

Normaalspanning evenwijdig: $\sigma_{\text{las.e}} := 0 \cdot \text{MPa}$

Schuifspanning loodrecht: $\tau_{\text{las.l}} := \sigma_{\text{las.l}} = 25.8 \cdot \text{MPa}$

Normaalspanning evenwijdig: $\tau_{\text{las.e}} := 0 \cdot \text{MPa}$

Toetsen hoeklas conform EN 1993-1-8+C2 art. 4.5.3.2:

Toetsen van de spanning in de las (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{\sigma_{\text{las.l}}^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{las.l}}^2 + \tau_{\text{las.e}}^2)}}{\frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}} = 0.12$$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

$$UC := \frac{\sigma_{\text{las.l}}}{\frac{0.9 \cdot f_u}{\gamma_{M2}}} = 0.08$$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

Voor de halve V-las is het moedermateriaal van de buis maatgevend.

Waarden voor S355J2+N (d<16) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte: $f_u := 470 \cdot \text{MPa}$ materiaalfactor: $\gamma_{M0} := 1.0$

Vloegrens: $f_y := 355 \cdot \text{MPa}$ $f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 329 \cdot \text{MPa}$

Trekspanning in de las: $\sigma_{\text{t.O.Ed}} := \sigma_{\text{b.O.Ed}} = 36.535 \cdot \text{MPa}$

Toetsen conform EN 1993-1-8+C2 art. 4.7 (NEN 6786-1 art. 6.3.1):

Toetsen van de spanning in de las t.p.v. de buis (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{\text{t.O.Ed}}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.111$$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

Berekening van de lasverbinding (vermoeiing) conform EN 1993-1-9+C2:

Correctiefactor i.v.m. equivalente constante amplitude spanningswisselingen: $\gamma_{\text{FF}} := 1$

Partiële factor vermoeiingssterkte (veilige levensduur) (tab. 3.1 EN 1993-1-9+C2): $\gamma_{\text{Mf}} := 1.35$

De berekende drukspanning in de las betreft een sprongspanning.

Rekenwaarde spanningswisseling (sprongspanning): $\Delta\sigma := \sigma_{\text{b.V.Ed}} = 12.2 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte las constructiedet. 11, detailcat. 71, (tab. 8.5 EN 1993-1-9+C2): $\Delta\sigma_{\text{C}} := 71 \cdot \text{MPa}$

Dikte van de flensplaat: $t := 35 \cdot \text{mm}$

Reductiefactor i.v.m. dikte beschouwde plaat:

$$k_s := \begin{cases} \left(\frac{25 \cdot \text{mm}}{t} \right)^{0.2} & \text{if } t > 25 \cdot \text{mm} \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases} = 0.935$$

Gereduceerde vermoeiingssterkte (7.2.2 EN 1993-1-9+C2): $\Delta\sigma_{\text{C.red}} := k_s \cdot \Delta\sigma_{\text{C}} = 66.379 \cdot \text{MPa}$

Constante amplitude limiet (7.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_D := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_{C.red} = 49 \cdot \text{MPa}$$

Cut off limiet vermoeiingssterkte (7.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_L := \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\sigma_D = 27 \cdot \text{MPa}$$

Toelaatbaar aantal wisselingen bij $\Delta\sigma$:

$$N_R := \begin{cases} 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_{C.red}}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma}\right)^3 & \text{if } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma \geq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} \\ 5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma}\right)^5 & \text{if } \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} > \gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma \geq \frac{\Delta\sigma_L}{\gamma_{Mf}} \\ \infty & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N_R = 10 \times 10^{306}$$

Voor het aantal belastingwisselingen houden we 275000 aan, gebaseerd op het aantal dubbele schuifbewegingen voor sluis Schijndel in combinatie met de maatgevende belastingen voor Helmond (waarbij er sprake is van één belastingwisseling per schuifbeweging). Dit is conservatiever in vergelijk met de feitelijke situatie:

- Lagere belasting Schijndel bij 275.000 belastingwisselingen.
- Gehanteerde belasting Helmond bij een lager aantal belastingwisselingen (150.000).

Aantal belastingwisselingen gedurende de levensduur: $n_E := N_i = 275000$

De optredende vermoeiingsschade: $D_d := \frac{n_E}{N_R} = 0$

Toetsen conform bijlage A.5 EN 1993-1-9+C2:

Toetsen van de levensduur van de lasverbinding (vermoeiing):

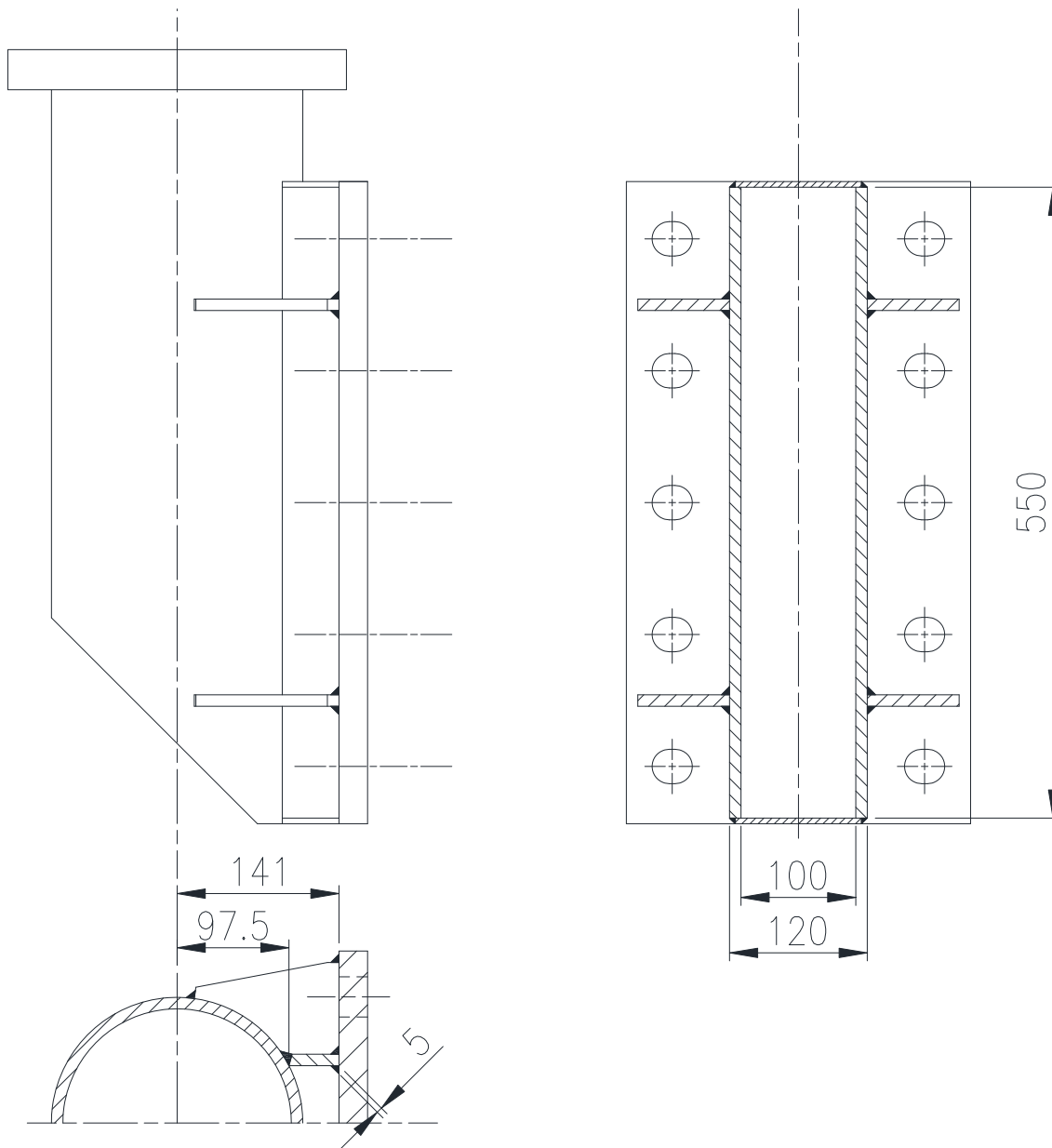
$UC := D_d = 0$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

6.1f Lasverbinding flens steel - deur

Situatie:



Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokkO,d}} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (Helmond):

$$F_{\text{hefv,H,d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

Momentarm hart buis tot voetplaat (langsschot):

$$L_v := 141 \cdot \text{mm}$$

Momentarm hart buis tot V-las langsschot:

$$L_b := 97.5 \cdot \text{mm}$$

De las tussen langsschot en voetplaat is uitgevoerd als dubbele hoeklas $a=5$. Voor de bepaling van het weerstandsmoment in het langsschot rekenen we alleen met het langsschot (dus niet met de dwarschotten = conservatief). De totale lasaansluiting per langsschot: $2 \times 5 = 10 \text{ mm}$.

De las tussen langsschot en buis is uitgevoerd als halve V-las. Voor de bepaling van het weerstandsmoment in het langsschot rekenen we alleen met het langsschot (dus niet met de dwarschotten = conservatief). De totale lasaansluiting per langsschot: $10 - 2 = 8 \text{ mm}$ (2 mm aftrek i.v.m. mogelijke lasfout).

Lengte lasverbinding:

$$L_l := 550 \cdot \text{mm}$$

Keeldoorsnede lasverbinding voetplaat:

$$a_{l,v} := 5 \cdot \text{mm}$$

Lasaansluiting schot t.p.v. buis:

$$a_{l,b} := 8 \cdot \text{mm}$$

Aantal langlassen t.p.v. voetplaat:

$$n_{l,v} := 4$$

Aantal langlassen t.p.v. buis:

$$n_{l,b} := 2$$

Rekenwaarde trekspanning las voetplaat (overbelasten):

$$\sigma_{b.O.v.Ed} := \frac{F_{blok_{O,d}} \cdot L_v}{\frac{1}{6} \cdot n_{l,v} \cdot a_{l,v} \cdot L_l^2} = 33.6 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning las voetplaat (overbelasten):

$$\tau_{v.O.v.Ed} := \frac{F_{blok_{O,d}}}{n_{l,v} \cdot a_{l,v} \cdot L_l} = 21.8 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde trekspanning las buis (overbelasten):

$$\sigma_{b.O.b.Ed} := \frac{F_{blok_{O,d}} \cdot L_b}{\frac{1}{6} \cdot n_{l,b} \cdot a_{l,b} \cdot L_l^2} = 29 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning las buis (overbelasten):

$$\tau_{v.O.b.Ed} := \frac{F_{blok_{O,d}}}{n_{l,b} \cdot a_{l,b} \cdot L_l} = 27.3 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde trekspanning las voetplaat (vermoeiing):

$$\sigma_{b.V.v.Ed} := \frac{F_{hef_{V,H,d}} \cdot L_v}{\frac{1}{6} \cdot n_{l,v} \cdot a_{l,v} \cdot L_l^2} = 11.3 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning las voetplaat (vermoeiing):

$$\tau_{v.V.v.Ed} := \frac{F_{hef_{V,H,d}}}{n_{l,v} \cdot a_{l,v} \cdot L_l} = 7.3 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde trekspanning las buis (vermoeiing):

$$\sigma_{b.V.b.Ed} := \frac{F_{hef_{V,H,d}} \cdot L_b}{\frac{1}{6} \cdot n_{l,b} \cdot a_{l,b} \cdot L_l^2} = 9.7 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning las voetplaat (vermoeiing):

$$\tau_{v.V.b.Ed} := \frac{F_{hef_{V,H,d}}}{n_{l,b} \cdot a_{l,b} \cdot L_l} = 9.1 \cdot \text{MPa}$$

Berekening lasverbinding (overbelasten) voetplaat: gecombineerde spanningsmethode (4.5.3.2 EN 1993-1-8+C2):

Nominale treksterkte flens (maatgevend):

$$f_u := 470 \cdot \text{MPa} \quad (\text{tab. E2 NEN 6786-1})$$

Partiële veiligheidsfactor (tab. 2.2 EN 1993-1-8+C2/NB):

$$\gamma_{M2} := 1.25$$

Correlatiefactor (tab. 4.1 EN 1993-1-8+C2):

$$\beta_w := 0.9 \quad (\text{S355})$$

Normaalspanning loodrecht:

$$\sigma_{las.l.v} := \frac{\sigma_{b.O.v.Ed}}{\sqrt{2}} = 23.7 \cdot \text{MPa}$$

Normaalspanning evenwijdig:

$$\sigma_{las.e.v} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning loodrecht:

$$\tau_{las.l.v} := \sigma_{las.l.v} = 23.7 \cdot \text{MPa}$$

Normaalspanning evenwijdig:

$$\tau_{las.e.v} := \tau_{v.O.v.Ed} = 21.8 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen hoeklas conform EN 1993-1-8+C2 art. 4.5.3.2:

Toetsen van de spanning in de las t.p.v. de voetplaat (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{\sigma_{las.l.v}^2 + 3 \cdot (\tau_{las.l.v}^2 + \tau_{las.e.v}^2)}}{\frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}} = 0.15$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \text{Toets} = \text{"Voldoet"}$$

$$UC := \frac{\frac{\sigma_{las.l.v}}{0.9 \cdot f_u}}{\gamma_{M2}} = 0.07$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \text{Toets} = \text{"Voldoet"}$$

Voor de halve V-las is het moedermateriaal van de schotten maatgevend.

Waarden voor S355J2+N (d<16) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte: $f_u := 470 \cdot \text{MPa}$ materiaalfactor: $\gamma_{M0} := 1.0$
 Vloeigrens: $f_y := 355 \cdot \text{MPa}$ $f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 329 \cdot \text{MPa}$
 Trekspanning in de las: $\sigma_{t.O.Ed} := \sigma_{b.O.b.Ed} = 29 \cdot \text{MPa}$
 Schuifspanning in de las: $\tau_{v.O.Ed} := \tau_{v.O.b.Ed} = 27.3 \cdot \text{MPa}$

Toetsen conform EN 1993-1-8+C2 art. 4.7 (NEN 6786-1 art. 6.3.1):

Toetsen van de spanning in de las t.p.v. de buis (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{\sigma_{t.O.Ed}^2 + 3 \cdot \tau_{v.O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.17 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \text{Toets} = \text{"Voldoet"}$$

Opm:

De excentriciteit is hier verwaarloosd omdat de verstijvings- en afdichtingsschotten (die niet zijn meegerekend) hier dit moment weer opvangen.

Berekening van de lasverbinding met de voetplaat (vermoeiing) conform EN 1993-1-9+C2:

Correctiefactor i.v.m. equivalente constante amplitude spanningswisselingen: $\gamma_{Ff} := 1$
 Partiële factor vermoeiingssterkte (veilige levensduur) (tab. 3.1 EN 1993-1-9+C2): $\gamma_{Mf} := 1.35$
 De berekende drukspanning in de las betreft een sprongspanning.
 Rekenwaarde spanningswisseling trek/druk: $\Delta\sigma := \sigma_{b.V.v.Ed} = 11.3 \cdot \text{MPa}$
 Vermoeiingssterkte las constructiedet. 3, detailcat. 36, (tab. 8.5 EN 1993-1-9+C2): $\Delta\sigma_C := 36 \cdot \text{MPa}$
 Dikte van de flensplaat: $t := 25 \cdot \text{mm}$

Reductiefactor i.v.m. dikte beschouwde plaat:

$$k_s := \begin{cases} \left(\frac{25 \cdot \text{mm}}{t}\right)^{0.2} & \text{if } t > 25 \cdot \text{mm} \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Gereduceerde vermoeiingssterkte (7.2.2 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_{C.red} := k_s \cdot \Delta\sigma_C = 36 \cdot \text{MPa}$$

Constance amplitude limiet (7.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_D := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_{C.red} = 27 \cdot \text{MPa}$$

Cut off limiet vermoeiingssterkte (7.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_L := \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\sigma_D = 15 \cdot \text{MPa}$$

Toelaatbaar aantal wisselingen bij $\Delta\sigma$:

$$N := \begin{cases} 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_{C.red}}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma}\right)^3 & \text{if } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma \geq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} \\ 5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma}\right)^5 & \text{if } \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} > \gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma \geq \frac{\Delta\sigma_L}{\gamma_{Mf}} \\ \infty & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N = 81 \times 10^6$$

Aantal belastingwisselingen gedurende de levensduur:

$$n := N_i = 275000$$

De optredende vermoeiingsschade:

$$D_{\sigma,d} := \frac{n}{N} = 0.003$$

Rekenwaarde spanningswisseling afschuiving:

$$\Delta\tau := \tau_{v,v.Ed} = 7.3 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte las constructiedet. 8, detailcat. 80, (tab. 8.5 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\tau_C := 80 \cdot \text{MPa}$$

Cut off limiet vermoeiingssterkte (7.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\tau_L := \left(\frac{2}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\tau_C = 37 \cdot \text{MPa}$$

Toelaatbaar aantal wisselingen bij $\Delta\tau$:

$$N := \begin{cases} 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\tau_C}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau}\right)^5 & \text{if } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau \geq \frac{\Delta\tau_L}{\gamma_{Mf}} \\ \infty & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N = 10 \times 10^{306}$$

De optredende vermoeiingsschade:

$$D_{\tau,d} := \frac{n}{N} = 0$$

Sommatie vermoeiingsschade (schade-accumulatie):

$$D_d := D_{\sigma,d} + D_{\tau,d} = 0.003$$

Toetsen conform bijlage A.5 EN 1993-1-9+C2:

Toetsen van de levensduur van de lasverbinding (vermoeiing):

$$UC := D_d = 0.003$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Berekening van de lasverbinding met de buis (vermoeiing) conform EN 1993-1-9+C2:

Correctiefactor i.v.m. equivalente constante amplitude spanningswisselingen:

$$\gamma_{Ff} := 1$$

Partiële factor vermoeiingssterkte (veilige levensduur) (tab. 3.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\gamma_{Mf} := 1.35$$

De berekende drukspanning in de las betreft een sprongspanning.

Rekenwaarde spanningswisseling trek/druk:

$$\Delta\sigma := \sigma_{b,v.Ed} = 9.7 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte las constructiedet. 1, detailcat. 36, (tab. 8.5 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_C := 36 \cdot \text{MPa}$$

Dikte van de buis:

$$t := 10 \cdot \text{mm}$$

Reductiefactor i.v.m. dikte beschouwde plaat:

$$k_s := \begin{cases} \left(\frac{25 \cdot \text{mm}}{t}\right)^{0.2} & \text{if } t > 25 \cdot \text{mm} \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Gereduceerde vermoeiingssterkte (7.2.2 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_{C,red} := k_s \cdot \Delta\sigma_C = 36 \cdot \text{MPa}$$

Constante amplitude limiet (7.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_D := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_{C,red} = 27 \cdot \text{MPa}$$

Cut off limiet vermoeiingssterkte (7.1 EN 1993-1-9+C2):

$$\Delta\sigma_L := \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\sigma_D = 15 \cdot \text{MPa}$$

Toelaatbaar aantal wisselingen bij $\Delta\sigma$:

$$N := \begin{cases} 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_{C,red}}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma}\right)^3 & \text{if } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma \geq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} \\ 5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma}\right)^5 & \text{if } \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} > \gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma \geq \frac{\Delta\sigma_L}{\gamma_{Mf}} \\ \infty & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N = 168 \times 10^6$$

Aantal belastingwisselingen gedurende de levensduur: $n := N_i = 275000$

De optredende vermoeiingsschade: $D_{\sigma,d} := \frac{n}{N} = 0.002$

Rekenwaarde spanningswisseling afschuiving: $\Delta\tau := \tau_{v.v.b.Ed} = 9.1 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte las constructiedet. 8, detailcat. 80, (tab. 8.5 EN 1993-1-9+C2): $\Delta\tau_C := 80 \cdot \text{MPa}$

Cut off limiet vermoeiingssterkte (7.1 EN 1993-1-9+C2): $\Delta\tau_L := \left(\frac{2}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\tau_C = 37 \cdot \text{MPa}$

Toelaatbaar aantal wisselingen bij $\Delta\tau$:
$$N := \begin{cases} 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\tau_C}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau}\right)^5 & \text{if } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau \geq \frac{\Delta\tau_L}{\gamma_{Mf}} \\ \infty & \text{otherwise} \end{cases}$$

 $N = 10 \times 10^{306}$

De optredende vermoeiingsschade: $D_{\tau,d} := \frac{n}{N} = 0$

Sommatie vermoeiingsschade (schade-accumulatie): $D_d := D_{\sigma,d} + D_{\tau,d} = 0.002$

Toetsen conform bijlage A.5 EN 1993-1-9+C2:

Toetsen van de levensduur van de lasverbinding (vermoeiing):

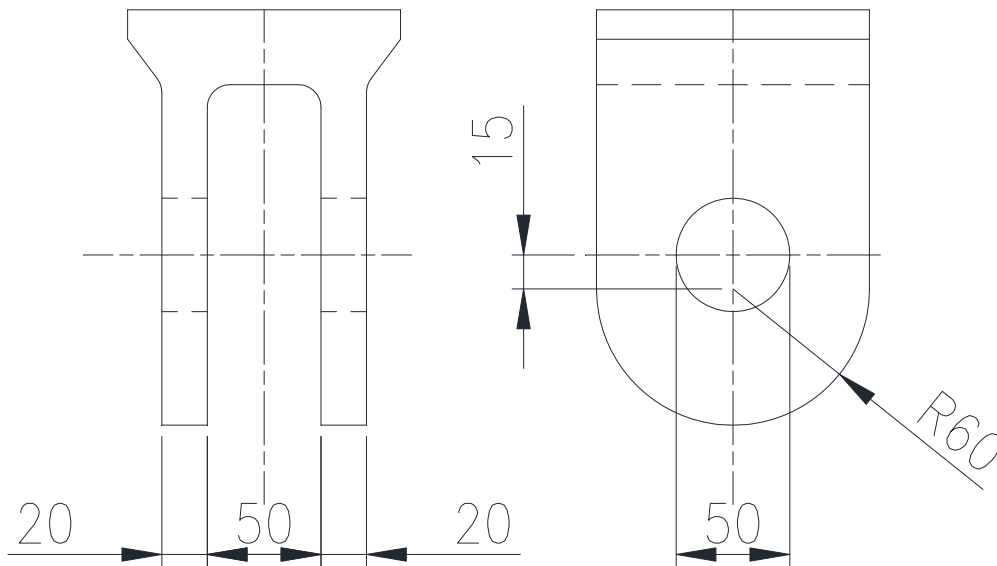
$UC := D_d = 0.002$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

6.2 Gaffelogen aandrijving Bosch Rexroth:

Situatie



De gaffelogen behoren tot de levering van Bosch Rexroth en worden hier slechts getoetst op basis van conservatieve uitgangspunten.

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen):

$$F_{\text{hefV.H.d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

Dikte oog (netto):

$$t := 20 \cdot \text{mm}$$

Waarden voor S355J2+N ($100 < d < 150$) (tab. 7 EN 10025-2):

Treksterkte:

$$f_u := 450 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{materiaalfactoren: } \gamma_{M0} := 1.0 \quad \gamma_{Mf} := 1.35$$

Vloeigrens:

$$f_y := 295 \cdot \text{MPa}$$

$$f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 295 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte buiging:

$$f_{\text{fat.b}} := 0.5 f_u = 225 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte trek/druk:

$$f_{\text{fat.tc}} := 0.4 f_u = 180 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte wringing:

$$f_{\text{fat.t}} := \frac{0.5}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 130 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte afschuiving:

$$f_{\text{fat.v}} := \frac{0.4}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 104 \cdot \text{MPa}$$

Berekening conform art. 11.4.2 NEN 6786-1:

Straal R:

$$R := 60 \cdot \text{mm}$$

Straal r:

$$r := 25 \cdot \text{mm}$$

Excentriciteit e:

$$e := 15 \cdot \text{mm}$$

Breedte oog:

$$B := 20 \cdot \text{mm}$$

Doorsnede A-A:

$$A := (R - r) \cdot B = 700 \cdot \text{mm}^2$$

Straal r_z t.p.v. boring:

$$r_z := \frac{R + r}{2} = 42.5 \cdot \text{mm}$$

Voorwaarde (11.4.1 NEN 6786-1):

$$\frac{R + e - r}{R + e + r} = 0.5$$

Aangezien de waarde boven 0,4 ligt, maar onder 0,5 (maximaal 0,5) dienen de belastingen met een factor 1,2 verhoogd te worden (11.4.1-2). De belasting wordt daarnaast gehalveerd omdat er 2 gaffelbladen zijn.

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} := 1.2 \cdot 0.5 \cdot F_{\text{blokO.d}} = 144 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen):

$$F_{\text{hefV.H.d}} := 1.2 \cdot 0.5 \cdot F_{\text{hefV.H.d}} = 48.28 \cdot \text{kN}$$

Factor k (tab. 34 NEN 6786-1):

$$k := 0.1129$$

Weerstandsmoment A-A:

$$W_{\text{el}} := \frac{1}{6} \cdot B \cdot (R - r)^2 = 4083 \cdot \text{mm}^3$$

Berekening spanningen overbelasten in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog:

$$\sigma_{\text{t.O.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{blokO.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{blokO.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 272 \cdot \text{MPa}$$

Berekening spanningen vermoeiing in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog:

$$\sigma_{\text{t.V.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{hefV.H.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{hefV.H.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 91 \cdot \text{MPa}$$

Factor m.b.t. kerf i.r.t. de treksterkte (bijlage B tabel B.1):

$$\beta_0 := 2.40 \quad (f_u = 450 \text{ MPa})$$

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1 NEN 6786:

$$k_{\text{tc}} := \beta_0 = 2.4$$

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1:

$$k_d := 1.00 \quad (D_{\text{plaat}} = 20 \text{ mm})$$

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1:

$$k_u := 1.15 \quad (1,6 < R_a < 6,3)$$

Rekenw. vermoeiingsduursterkte trek/druk (9.2.1 NEN 6786-1):

$$f_{\text{fat.tc.Rd}} := \frac{f_{\text{fat.tc}}}{k_{\text{tc}} \cdot k_d \cdot k_u} = 65.2 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.tc.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.tc.Rd}}}{f_u} \right)} = 114 \cdot \text{MPa}$$

Correctiefactor voor gering aantal spanningwisselingen (conform 9.3.1-8 NEN 6786-1):

Dimensieloos maken t.b.v. formule:

$$\text{dim} := \frac{1}{\text{MPa}}$$

Hoek Wöhlerlijn wordt :

$$C_{\varphi\sigma} := \frac{\log(2000000) - \log(100)}{\log(f_u \cdot \text{dim}) - \log(f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{dim})} = 7.209$$

Correctiefactor:

$$\text{corr}_{\sigma} := \left[\frac{f_u}{\left(N_i \frac{1}{C_{\varphi\sigma}} \cdot 10^{-\frac{2}{C_{\varphi\sigma}}} \right) \cdot f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}}} - 1 \right] + 1 = 1.317$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte:

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_0} := f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{corr}_{\sigma} = 150 \cdot \text{MPa}$$

Begrenzing (9.3.2.1-6 NEN 6786-1):

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_1} := 0.7 \cdot f_y = 207 \cdot \text{MPa}$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte (sprongspanning):

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}} := \min(f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_0}, f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_1}) = 150 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalpanning in het oog (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{\text{t.O.Ed}}}{\frac{f_y}{\gamma_{\text{MO}}}} = 0.92$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 9.3.2:1

Toetsen van de trekspanning in het oog (vermoeding):

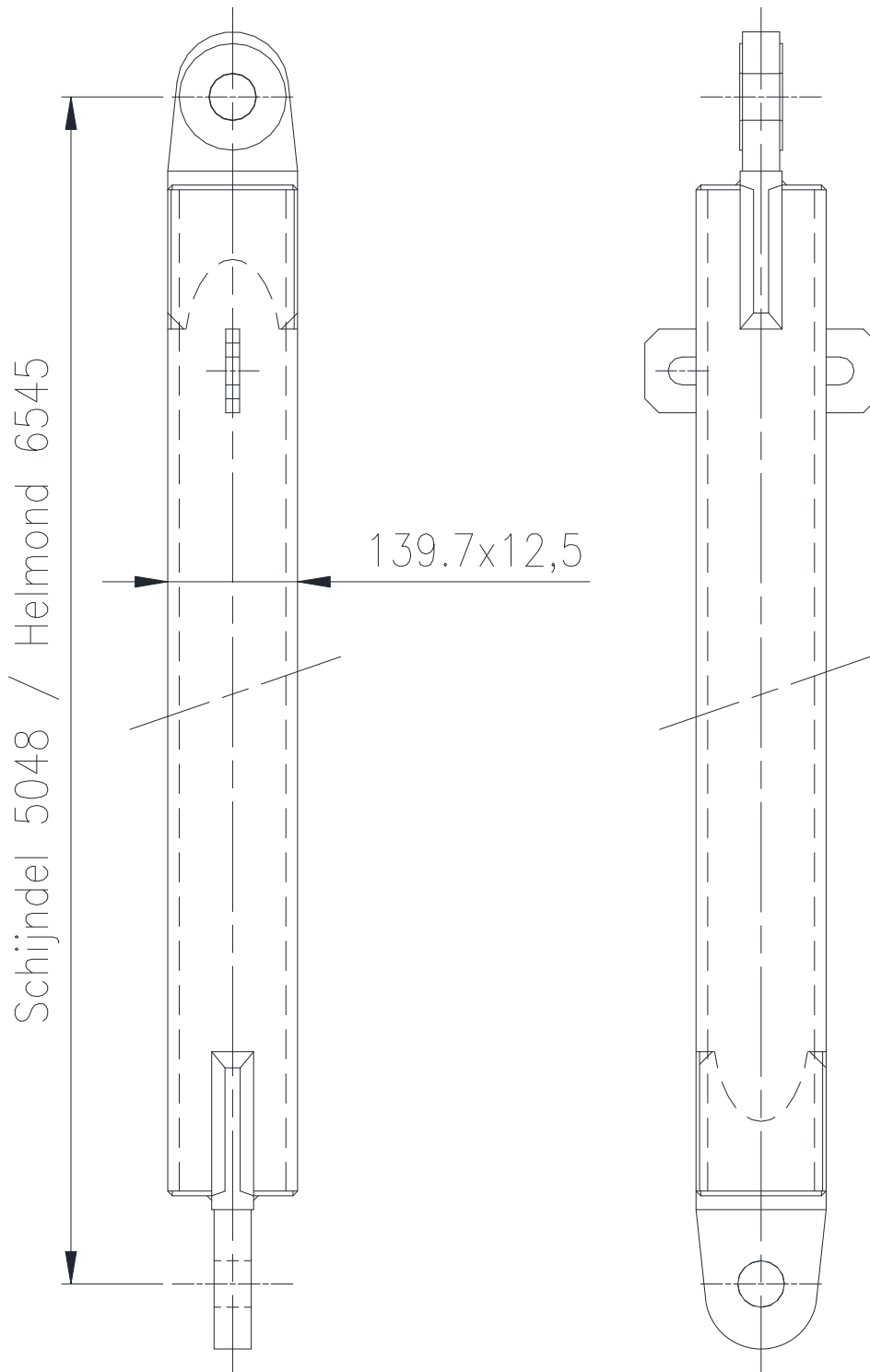
$$UC := \frac{\sigma_t.V.Ed}{\frac{f_{fat.tc.k.Rd.corr}}{\gamma_{Mf}}} = 0.82$$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

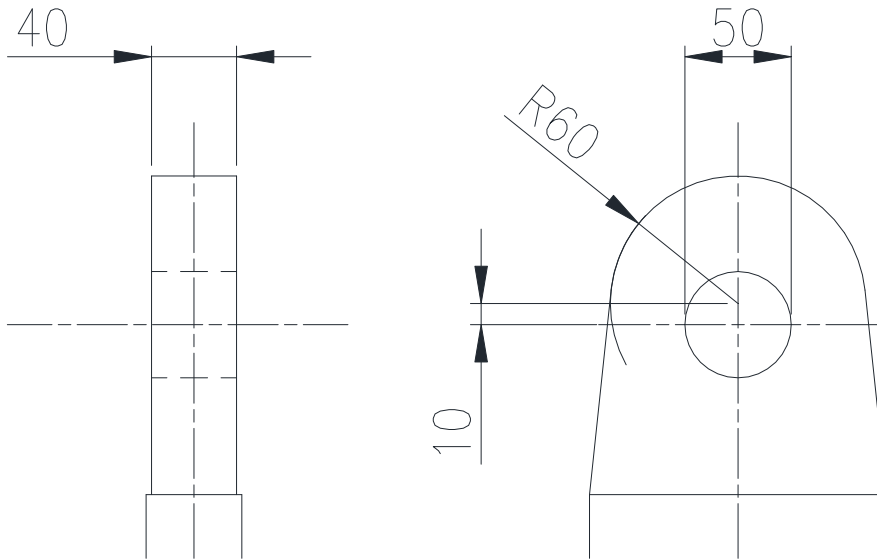
6.3 Koppelpijp:

Situatie



6.3a Ogen van de koppelpijp:

Situatie



De ogen aan boven- en onderzijde van de koppelpijp zijn gelijk uitgevoerd (alleen 90 graden verdraaid t.o.v. elkaar).

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen):

$$F_{\text{hefV.H.d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

Dikte oog (netto):

$$t := 40 \cdot \text{mm}$$

Waarden voor S355J2+N ($40 < d < 63$) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte:

$$f_u := 470 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{materiaalfactoren: } \gamma_{M0} := 1.0 \quad \gamma_{Mf} := 1.35$$

Vloeigrens:

$$f_y := 335 \cdot \text{MPa}$$

$$f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 329 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte buiging:

$$f_{\text{fat.b}} := 0.5 f_u = 235 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte trek/druk:

$$f_{\text{fat.tc}} := 0.4 f_u = 188 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte wringing:

$$f_{\text{fat.t}} := \frac{0.5}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 136 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte afschuiving:

$$f_{\text{fat.v}} := \frac{0.4}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 109 \cdot \text{MPa}$$

Berekening conform art. 11.4.2 NEN 6786-1:

Straal R:

$$R := 60 \cdot \text{mm}$$

Straal r:

$$r := 25 \cdot \text{mm}$$

Excentriciteit e:

$$e := 10 \cdot \text{mm}$$

Breedte oog:

$$B := 40 \cdot \text{mm}$$

Doorsnede A:

$$A := (R - r) \cdot B = 1400 \cdot \text{mm}^2$$

Straal r_z t.p.v. boring:

$$r_z := \frac{R + r}{2} = 42.5 \cdot \text{mm}$$

Voorwaarde (11.4.1 NEN 6786-1):

$$\frac{R + e - r}{R + e + r} = 0.474$$

Aangezien de waarde boven 0,4 ligt, maar onder 0,5 (maximaal 0,5) dienen de belastingen met een factor 1,2 verhoogd te worden (11.4.1-2).

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} := 1.2 \cdot F_{\text{blokO.d}} = 288 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen):

$$F_{\text{hefV.H.d}} := 1.2 \cdot F_{\text{hefV.H.d}} = 96.56 \cdot \text{kN}$$

Factor k (tab. 34 NEN 6786-1):

$$k := 0.1314$$

Weerstandsmoment AA:

$$W_{\text{el}} := \frac{1}{6} \cdot B \cdot (R - r)^2 = 8167 \cdot \text{mm}^3$$

Berekening spanningen overbelasten in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog:

$$\sigma_{\text{t.O.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{blokO.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{blokO.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 300 \cdot \text{MPa}$$

Berekening spanningen vermoeiing in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog:

$$\sigma_{\text{t.V.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{hefV.H.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{hefV.H.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 101 \cdot \text{MPa}$$

Factor m.b.t. kerf i.r.t. de treksterkte (bijlage B tabel B.1):

$$\beta_0 := 2.42 \quad (f_u = 470 \text{ MPa})$$

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1 NEN 6786:

$$k_{\text{tc}} := \beta_0 = 2.42$$

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1:

$$k_d := 1.00 \quad (D_{\text{plaat}} = 40 \text{ mm})$$

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1:

$$k_u := 1.15 \quad (1,6 < R_a < 6,3)$$

Rekenw. vermoeiingsduursterkte trek/druk (9.2.1 NEN 6786-1):

$$f_{\text{fat.tc.Rd}} := \frac{f_{\text{fat.tc}}}{k_{\text{tc}} \cdot k_d \cdot k_u} = 67.6 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.tc.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.tc.Rd}}}{f_u} \right)} = 118 \cdot \text{MPa}$$

Correctiefactor voor gering aantal spanningwisselingen (conform 9.3.1-8 NEN 6786-1):

Dimensieloos maken t.b.v. formule:

$$\text{dim} := \frac{1}{\text{MPa}}$$

Hoek Wöhlerlijn wordt :

$$C_{\varphi\sigma} := \frac{\log(2000000) - \log(100)}{\log(f_u \cdot \text{dim}) - \log(f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{dim})} = 7.171$$

Correctiefactor:

$$\text{corr}_{\sigma} := \left[\frac{f_u}{\left(N_i^{C_{\varphi\sigma}} \cdot 10^{-\frac{2}{C_{\varphi\sigma}}} \right) \cdot f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}}} - 1 \right] + 1 = 1.319$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte:

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_0} := f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{corr}_{\sigma} = 156 \cdot \text{MPa}$$

Begrenzing (9.3.2.1-6 NEN 6786-1):

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_1} := 0.7 \cdot f_y = 230 \cdot \text{MPa}$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte (sprongspanning):

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}} := \min(f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}}, f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_1}) = 156 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in het oog (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.911$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 9.3.2:1

Toetsen van de trekspanning in het oog (vermoeding):

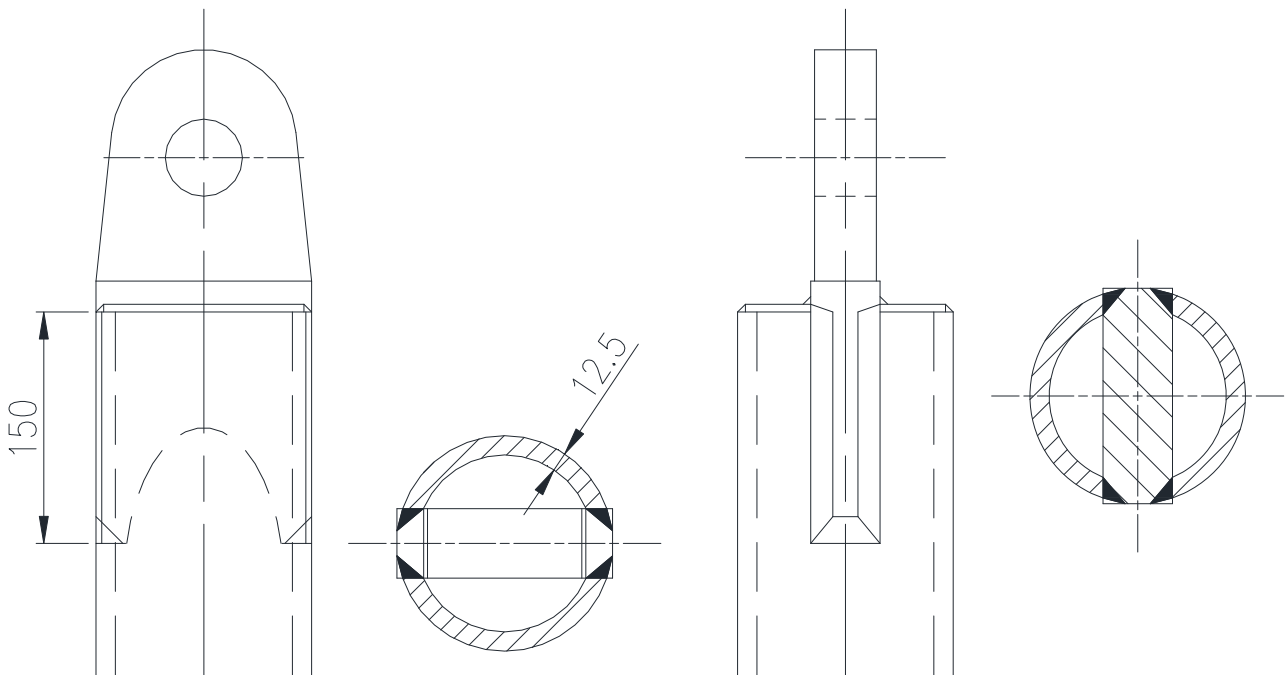
$$UC := \frac{\sigma_{t.V.Ed}}{\frac{f_{fat.tc.k.Rd.corr}}{\gamma_{Mf}}} = 0.87$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

6.3b Lasverbinding ogen - koppelpijp:

Situatie



Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{blokO.d} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeding (Helmond):

$$F_{hefV.H.d} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

De las tussen koppelpijp en oogplaat is uitgevoerd als een V-las. De totale lasaansluiting per las bedraagt: 12,5-2=10,5 mm (2 mm aftrek i.v.m. mogelijke lasfout).

Lengte las:

$$L_l := 150 \cdot \text{mm}$$

Lasaansluiting t.p.v. buis:

$$a_l := 10.5 \cdot \text{mm}$$

Aantal lassen:

$$n_l := 4$$

Rekenwaarde schuifspanning langsschot (overbelasten):

$$\tau_{v.O.Ed} := \frac{F_{blokO.d}}{n_l \cdot a_l \cdot L_l} = 38.1 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning langsschot (overmoeding):

$$\tau_{v.V.Ed} := \frac{F_{hefV.H.d}}{n_l \cdot a_l \cdot L_l} = 12.8 \cdot \text{MPa}$$

Voor de halve V-las is het moedermateriaal van de buis maatgevend.

Waarden voor S355J2+N (d<16) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte: $f_u := 470 \cdot \text{MPa}$ materiaalfactor: $\gamma_{M0} := 1.0$
Vloeigrens: $f_y := 355 \cdot \text{MPa}$ $f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 329 \cdot \text{MPa}$
Schuifspanning in de las: $\tau_{v.O.Ed} = 38.1 \cdot \text{MPa}$

Toetsen conform EN 1993-1-8+C2 art. 4.7 (NEN 6786-1 art. 6.3.1):

Toetsen van de spanning in de las t.p.v. de buis (overbelasten):

$$UC := \frac{\tau_{v.O.Ed}}{f_y} = 0.201 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \text{Toets} = \text{"Voldoet"}$$

Berekening van de lasverbinding (vermoeiing) conform EN 1993-1-9+C2:

Correctiefactor i.v.m. equivalente constante amplitude spanningswisselingen: $\gamma_{Ff} := 1$
Partiële factor vermoeiingssterkte (veilige levensduur) (tab. 3.1 EN 1993-1-9+C2): $\gamma_{Mf} := 1.35$
Rekenwaarde spanningswisseling afschuiving: $\Delta\tau := \tau_{v.V.Ed} = 12.8 \cdot \text{MPa}$
Vermoeiingssterkte las constructiedet. 8, detailcat. 80, (tab. 8.5 EN 1993-1-9+C2): $\Delta\tau_C := 80 \cdot \text{MPa}$

Cut off limiet vermoeiingssterkte (7.1 EN 1993-1-9+C2):
$$\Delta\tau_L := \left(\frac{2}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\tau_C = 37 \cdot \text{MPa}$$

Toelaatbaar aantal wisselingen bij $\Delta\tau$:
$$N := \begin{cases} 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\Delta\tau_C}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau}\right)^5 & \text{if } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau \geq \frac{\Delta\tau_L}{\gamma_{Mf}} \\ \infty & \text{otherwise} \end{cases}$$
$$N = 10 \times 10^{306}$$

De optredende vermoeiingsschade:
$$D_d := \frac{n}{N} = 0$$

Sommatie vermoeiingsschade (schade-accumulatie):
$$D_d = 0$$

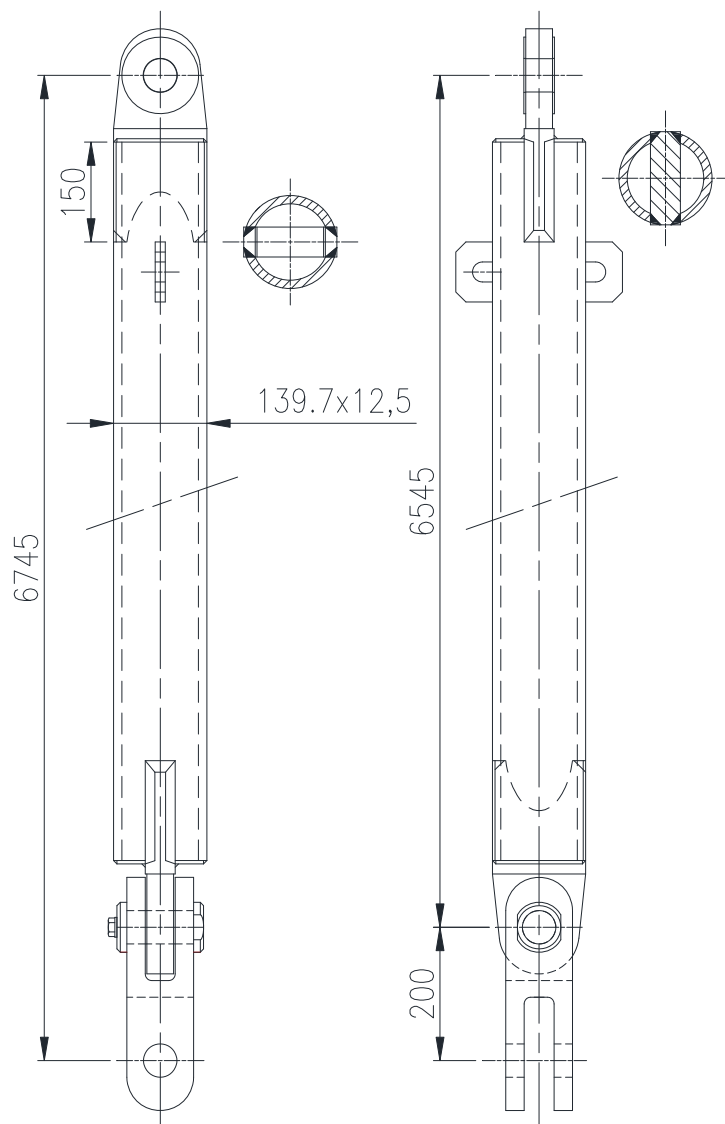
Toetsen conform bijlage A.5 EN 1993-1-9+C2:

Toetsen van de levensduur van de lasverbinding (vermoeiing):

$$UC := D_d = 0 \quad \text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \text{Toets} = \text{"Voldoet"}$$

6.3c Koppelpijp (stabiliteit):

Situatie:



M.b.t. de koppelpijpen is de situatie bij sluis Helmond maatgevend; de belastingen zijn hier het hoogst en de koppelpijp is hier het langst.

De koppelpijp is vervaardigd uit een warmgewalste naadloze buis ϕ 139,7 x 12,5 mm in de materiaalkwaliteit S355J2H. De knikstabiliteit bepaald de belastbaarheid. Het profiel wordt aan de zijde van de deurschuif nog verlengd met een kruisscharnier en kan scharnieren over de aangegeven totale lengte (6745 mm).

Berekening knikstabiliteit conform NEN-EN 1993-1-1+C2+A1

Toegepaste profiel warmgewalste naadloze buis in de kwaliteit S355J2H (klasse 1-profiel conform tabel 5.2).

$d \times$ mm	t mm	NORM afm	M kg/m ¹	O m ² /m ¹	O/A l/m	A mm ²	I $\times 10^4$	W_{el} $\times 10^3$	W_{pl} $\times 10^3$	i
139,7 x	12,5	DIN	39,21		88	4995	1020,0	146,0	202,9	45,19
	14,2	DIN	43,95		78	5599	1116,4	159,8	224,6	44,65
	16,0	DIN	48,81		71	6218	1209,2	173,1	246,2	44,10
	17,5	DIN	52,74		65	6718	1279,8	183,2	263,1	43,65
	20,0	DIN	59,04		58	7521	1384,6	198,2	289,2	42,91

Doorsnedeoppervlak buis ϕ 139,7 x 12,5:

$$A_{KP} := 4995 \cdot \text{mm}^2$$

Traagheidsstraal:

$$i_{KP} := 45.19 \cdot \text{mm}$$

Vloei grens S355 (tab. 3.1 EN 1993-1-1+C2+A1):

$$f_y := 355 \cdot \text{MPa}$$

Prismatische op druk belaste staven (6.3.1 EN 1993-1-1+C2+A1):

Elasticiteitsmodulus:

$$E = 210000 \cdot \text{MPa}$$

De kniklengte van de koppelpijp inclusief kruisgaffel:

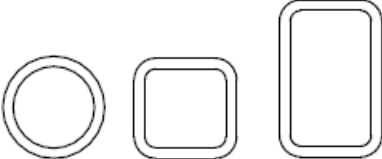
$$L_{cr} := 6745 \cdot \text{mm}$$

Referentie slankheid (6.3.1.3 EN 1993-1-1+C2+A1):

$$\lambda_1 := \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{f_y}} = 76.409$$

Relatieve slankheid (6.3.1.3 EN 1993-1-1+C2+A1)

$$\lambda_r := \frac{L_{cr}}{i_{KP}} \cdot \frac{1}{\lambda_1} = 1.953$$

Doorsnede	Begrenzungen	Knik om de as	Knikkromme	
			S 235 S 275 S 355 S 420	S 460
	Warmvervaardigd	Elke as	a	a ₀
	Koudgevormd en gelast	Elke as	c	c

Knikkromme	a ₀	a	b	c	d
Imperfectiefactor α	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76

Dit levert knikkromme a op (naadloze buis: warm vervaardigd)

Imperfectiefactor (tab. 6.3 EN 1993-1-1+C2+A1):

$$\alpha := 0.21$$

Factor ϕ (6.3.1.2 EN 1993-1-1+C2+A1):

$$\phi := 0.5 \cdot \left[1 + \alpha \cdot (\lambda_r - 0.2) + \lambda_r^2 \right] = 2.592$$

Reductiefactor χ (6.3.1.2 EN 1993-1-1+C2+A1):

$$\chi := \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \lambda_r^2}} = 0.233$$

Partiële factor γ_{M1} (tab. NB.2-6.1 EN 1993-2+C1/NB):

$$\gamma_{M1} := 1.00$$

Rekenwaarde knikweerstand (6.3.1.1 EN 1993-1-1+C2+A1):

$$N_{b,Rd} := \frac{\chi \cdot A_{KP} \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = 413 \cdot \text{kN}$$

Rekenwaarde van de drukkracht:

De rekenwaarde van de drukkracht is maatgevend voor sluis Helmond, aangezien hier de koppelpijp het langst is en de belastingen het hoogst zijn. We beschouwen de totale blokkeerkracht, aangezien deze maatgevend is.

Rekenwaarde totale blokkeerkracht:

$$N_{Ed,H2} := F_{blok,O,d} = 240 \cdot \text{kN}$$

Getoetst wordt de koppelpijp van Helmond t.a.v. overbelasten t.g.v. blokkeerkracht.

Toetsen conform art. 6.3.1.1 EN 1993-1-1+C2+A1:

Toetsen van de knikstabiliteit (overbelasten):

$$UC_2 := \frac{N_{Ed,H2}}{N_{b,Rd}}$$

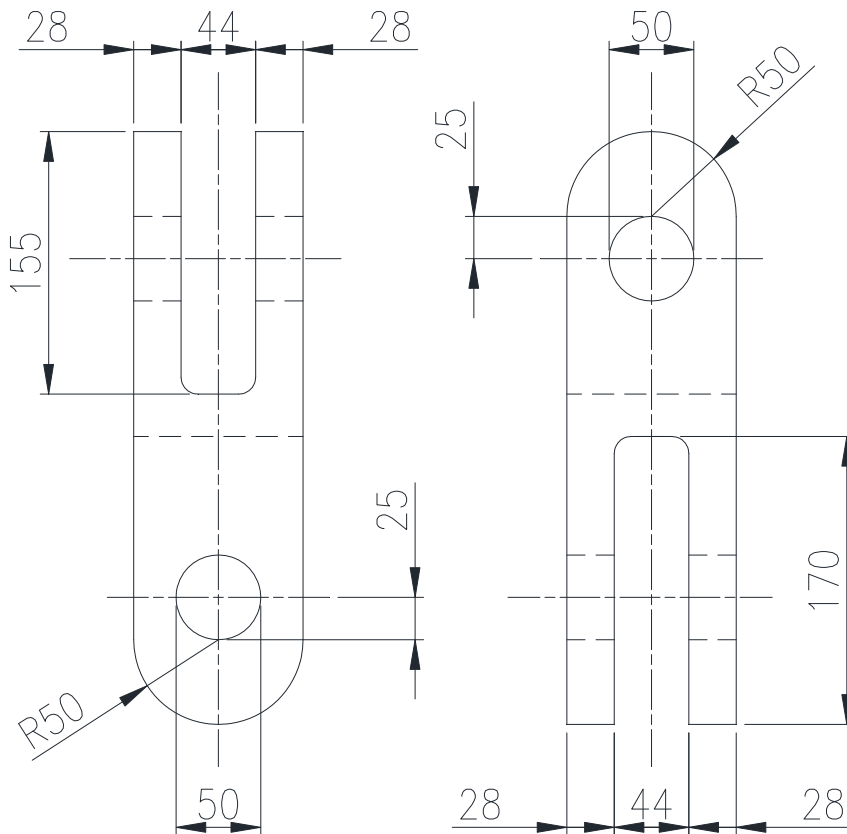
$$UC_2 = 0.58$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC_2 \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Toets} = \text{"Voldoet"}$$

6.4 Kruisscharnier:

Situatie



Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen):

$$F_{\text{hefV.H.d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

Dikte oog (netto):

$$t := 28 \cdot \text{mm}$$

Waarden voor S355J2+N (80<d<100) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte:

$$f_u := 470 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{materiaalfactoren: } \gamma_{M0} := 1.0 \quad \gamma_{Mf} := 1.35$$

Vloegrens:

$$f_y := 315 \cdot \text{MPa}$$

$$f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 315 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte buiging:

$$f_{\text{fat.b}} := 0.5 f_u = 235 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte trek/druk:

$$f_{\text{fat.tc}} := 0.4 f_u = 188 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte wringing:

$$f_{\text{fat.t}} := \frac{0.5}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 136 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte afschuiving:

$$f_{\text{fat.v}} := \frac{0.4}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 109 \cdot \text{MPa}$$

Berekening conform art. 11.4.2 NEN 6786-1:

Straal R:

$$R := 50 \cdot \text{mm}$$

Straal r:

$$r := 25 \cdot \text{mm}$$

Excentriciteit e:

$$e := 25 \cdot \text{mm}$$

Breedte oog:

$$B := 20 \cdot \text{mm}$$

Doorsnede A:

$$A := (R - r) \cdot B = 500 \cdot \text{mm}^2$$

Straal r_z t.p.v. boring:

$$r_z := \frac{R + r}{2} = 37.5 \cdot \text{mm}$$

Voorwaarde (11.4.1 NEN 6786-1):

$$\frac{R + e - r}{R + e + r} = 0.5$$

Aangezien de waarde boven 0,4 ligt, maar onder 0,5 (maximaal 0,5) dienen de belastingen met een factor 1,2 verhoogd te worden (11.4.1-2). De belasting wordt daarnaast gehalveerd omdat er 2 gaffelbladen zijn.

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{\text{blokO.d}} := 1.2 \cdot 0.5 \cdot F_{\text{blokO.d}} = 144 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen):

$$F_{\text{hefV.H.d}} := 1.2 \cdot 0.5 \cdot F_{\text{hefV.H.d}} = 48.28 \cdot \text{kN}$$

Factor k (tab. 34 NEN 6786-1):

$$k := 0.06$$

Weerstandsmoment AA:

$$W_{\text{el}} := \frac{1}{6} \cdot B \cdot (R - r)^2 = 2083 \cdot \text{mm}^3$$

Berekening spanningen overbelasten in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog:

$$\sigma_{\text{t.O.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{blokO.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{blokO.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 300 \cdot \text{MPa}$$

Berekening spanningen vermoeiing in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog:

$$\sigma_{\text{t.V.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{hefV.H.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{hefV.H.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 100 \cdot \text{MPa}$$

Factor m.b.t. kerf i.r.t. de treksterkte (bijlage B tabel B.1):

$$\beta_0 := 2.42 \quad (f_u = 470 \text{ MPa})$$

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1 NEN 6786:

$$k_{\text{tc}} := \beta_0 = 2.42$$

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1:

$$k_d := 1.00 \quad (D_{\text{plaat}} = 28 \text{ mm})$$

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1:

$$k_u := 1.15 \quad (1,6 < R_a < 6,3)$$

Rekenw. vermoeiingsduursterkte trek/druk (9.2.1 NEN 6786-1):

$$f_{\text{fat.tc.Rd}} := \frac{f_{\text{fat.tc}}}{k_{\text{tc}} \cdot k_d \cdot k_u} = 67.6 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.tc.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.tc.Rd}}}{f_u} \right)} = 118 \cdot \text{MPa}$$

Correctiefactor voor gering aantal spanningwisselingen (conform 9.3.1-8 NEN 6786-1):

Dimensieloos maken t.b.v. formule:

$$\text{dim} := \frac{1}{\text{MPa}}$$

Hoek Wöhlerlijn wordt :

$$C_{\varphi\sigma} := \frac{\log(2000000) - \log(100)}{\log(f_u \cdot \text{dim}) - \log(f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{dim})} = 7.171$$

Correctiefactor:

$$\text{corr}_{\sigma} := \left[\frac{f_u}{\left(N_i \frac{1}{C_{\varphi\sigma}} \cdot 10^{-\frac{2}{C_{\varphi\sigma}}} \right) \cdot f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}}} - 1 \right] + 1 = 1.319$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte:

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_0} := f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}} \cdot \text{corr}_{\sigma} = 156 \cdot \text{MPa}$$

Begrenzing (9.3.2.1-6 NEN 6786-1):

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_1} := 0.7 \cdot f_y = 221 \cdot \text{MPa}$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte (sprongspanning):

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}} := \min(f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_0}, f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd.corr}_1}) = 156 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in het oog (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.95$$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 9.3.2:1

Toetsen van de trekspanning in het oog (vermoeding):

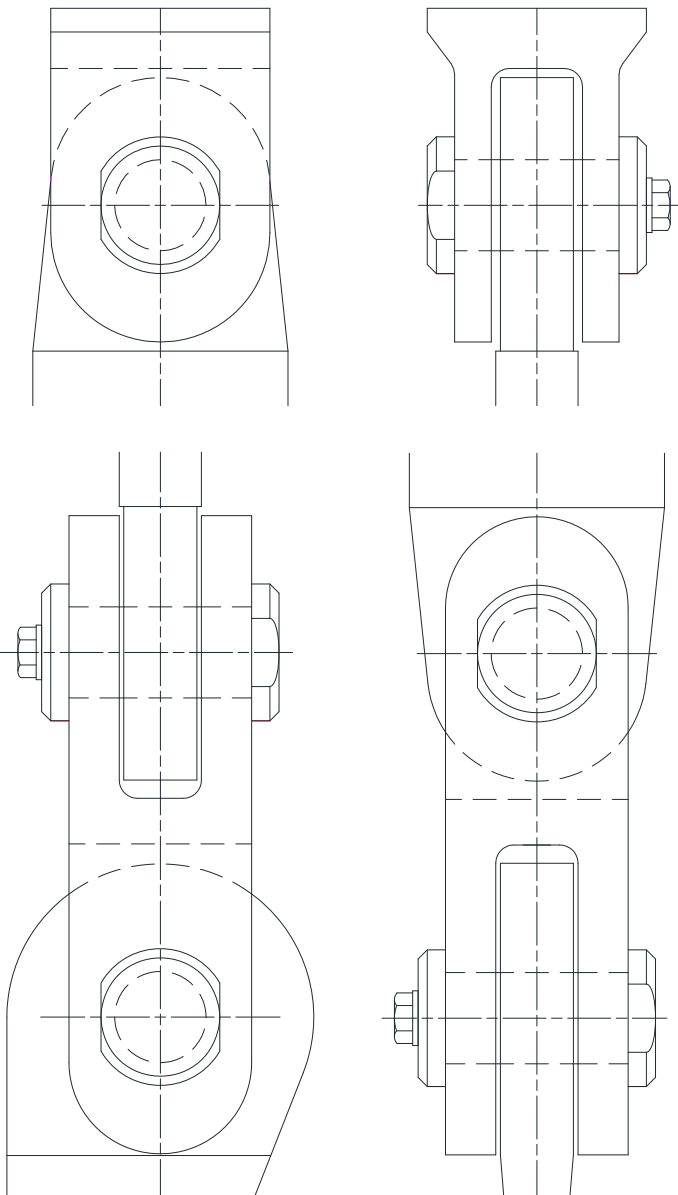
$$UC := \frac{\sigma_{t.V.Ed}}{\frac{f_{fat.tc.k.Rd.corr}}{\gamma_{Mf}}} = 0.87$$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

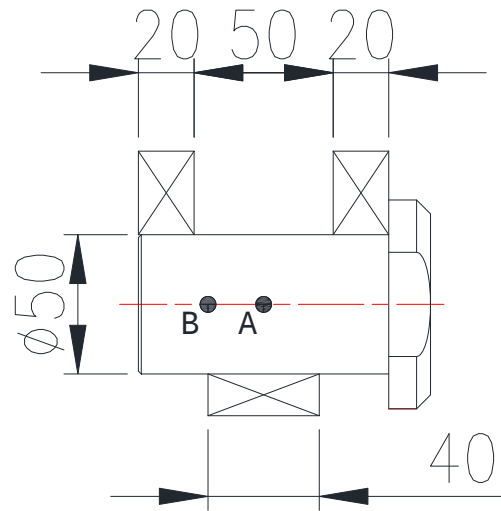
6.5 Pennen:

Situatie

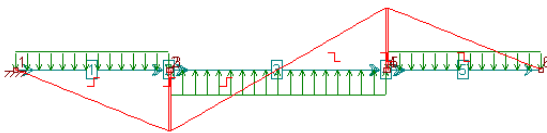


6.5a Pen koppelpijp - aandrijving:

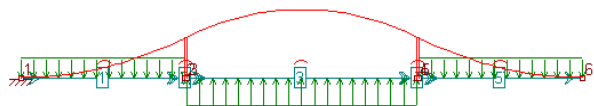
Situatie:



Dwarskrachtenlijn:



Momentenlijn:



Breedte oog koppelpijp:

$$B_{ok} := 40 \cdot \text{mm}$$

Breedte gaffelplaatplaat aandrijving:

$$B_{ga} := 20 \cdot \text{mm}$$

Afstand tussen de gaffelplaten:

$$L_{gp} := 50 \cdot \text{mm}$$

Diameter pen:

$$D_{pen} := 50 \cdot \text{mm}$$

De maatgevende maximale belastingen worden gevonden voor sluis Helmond:

Rekenwaarden blokkeerkracht UGT Overbelasten (trek/druk): $F_{blok_{O,d}} = 240 \cdot \text{kN}$

Rekenwaarden UGT Vermoeiing Helmond (trek: 100% sprong): $F_{hef_{V,H,d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$

Materiaalgrootheden (CC2):

Waarden voor C45E+QT (40<d<100):

Treksterkte: $f_u := 630 \cdot \text{MPa}$ materiaalfactoren : $\gamma_{M0} := 1.0$ $\gamma_{Mf} := 1.35$

Vloeigrens: $f_y := 370 \cdot \text{MPa}$ $f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 370 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte buiging: $f_{fat,b} := 0.5 f_u = 315 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte trek/druk: $f_{fat,tc} := 0.4 f_u = 252 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte wringing: $f_{fat,t} := \frac{0.5}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 182 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte afschuiving: $f_{fat,v} := \frac{0.4}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 145 \cdot \text{MPa}$

Overbelasten: Locatie A (midden pen):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b.O.Ed} := \frac{\frac{F_{blokO.d}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp}}{2} - \frac{B_{ok}}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{pen}^3} = 244 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Rekenwaarde normaalspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\sigma_{t.O.Ed} := \sigma_{b.O.Ed} + \sigma_{tc.O.Ed} = 244 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{O.Ed} := \tau_{t.O.Ed} + \tau_{v.O.Ed} = 0 \cdot \text{MPa}$$

Rekenw. gemidd. schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{m.O.Ed} := \tau_{t.O.Ed} + \tau_{vm.O.Ed} = 0 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.66$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de schuifspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\tau_{O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0} \cdot \sqrt{3}}} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{\sigma_{t.O.Ed}^2 + 3 \cdot \tau_{m.O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.66$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning gedrongen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{(1.25 \cdot \sigma_{t.O.Ed})^2 + 3 \cdot \tau_{vm.O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.83$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Angezien er hier geen sprake is van gelijktijdig optreden van moment en dwarskracht is deze toetsing hier niet relevant.

Vermoeiing: Locatie A (midden pen):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b.V.Ed} := \frac{\frac{F_{hefV.H.d}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp}}{2} - \frac{B_{ok}}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{pen}^3} = 82 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Vermoeiingscontrole lager op astap:

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.1: $\beta_0 := 2.574$ ($f_u = 630 \text{ MPa}$)

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.2: $\beta_T := 1$ $\beta := 1.337$

Kerffactor buiging volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_b := \beta_0 \cdot \beta$ $k_b = 3.441$

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_{tc} := k_b$ $k_{tc} = 3.441$

Kerffactor wringing volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_t := \beta_0 \cdot \beta_T$ $k_t = 2.574$

Kerffactor afschuiving volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_v := k_t$ $k_v = 2.574$

Groottefactor buiging volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,b} := 1.16$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,tc} := 1.00$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor wringing volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,t} := 1.16$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor afschuiving volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,v} := 1.00$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1: $k_u := 1.14$ ($R_a < 1,6$)

Trek/druk:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - trek/druk: $f_{fat.tc.Rd} := \frac{f_{fat.tc}}{k_{tc} \cdot k_{d,tc} \cdot k_u} = 64 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1) $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

$$f_{fat.tc.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.tc.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.tc.Rd}}{f_u} \right)} = 117 \cdot \text{MPa}$$

Buiging:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselspanning - buiging: $f_{fat.b.Rd} := \frac{f_{fat.b}}{k_b \cdot k_{d,b} \cdot k_u} = 69 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1) $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

$$f_{fat.b.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.b.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.b.Rd}}{f_u} \right)} = 125 \cdot \text{MPa}$$

Afschuiving:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - afschuiving: $f_{fat.v.Rd} := \frac{f_{fat.v}}{k_v \cdot k_{d,v} \cdot k_u} = 50 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1) $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

$$f_{fat.v.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.v.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.v.Rd} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 87 \cdot \text{MPa}$$

Wringing:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - wringing: $f_{fat.t.Rd} := \frac{f_{fat.t}}{k_t \cdot k_{d,t} \cdot k_u} = 53 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1) $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

$$f_{fat.t.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.t.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.t.Rd} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 93 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform art. 9.3.2.1 (vermoeding):

Trek/drukspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\sigma_{tc.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.tc.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0$$

$$Toets := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Buigspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.b.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0.89$$

$$Toets := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Afschuifspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\tau_{v.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0$$

$$Toets := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Wringspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.t.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0$$

$$Toets := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gecombineerde spanningen (vermoeding):

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{tc.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.tc.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.t.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0$$

$$Toets := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{tc.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.tc.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.b.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.t.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.89$$

$$Toets := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gedrongen onderdelen (vermoeding):

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.b.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.89$$

$$Toets := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Overbelasten: Locatie B (zijkant oog koppelpijp):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b.O.Ed} := \frac{\frac{F_{\text{blokO.d}}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp} - B_{ok}}{2} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{\text{pen}}^3} = 147 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v.O.Ed} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \frac{F_{\text{blokO.d}}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{\text{pen}}^2} = 81 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm.O.Ed} := \frac{\frac{F_{\text{blokO.d}}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{\text{pen}}^2} = 61 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Rekenwaarde normaalspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\sigma_{t.O.Ed} := \sigma_{b.O.Ed} + \sigma_{tc.O.Ed} = 147 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{O.Ed} := \tau_{t.O.Ed} + \tau_{v.O.Ed} = 81 \cdot \text{MPa}$$

Rekenw. gemidd. schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{m.O.Ed} := \tau_{t.O.Ed} + \tau_{vm.O.Ed} = 61 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.4$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de schuifspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\tau_{O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0} \cdot \sqrt{3}}} = 0.38$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{\sigma_{t.O.Ed}^2 + 3 \cdot \tau_{m.O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.49$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning gedrongen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{(1.25 \cdot \sigma_{t.O.Ed})^2 + 3 \cdot \tau_{vm.O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.57$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Vermoeiing: Locatie B (zijkant oog koppelpijp):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b.V.Ed} := \frac{\frac{F_{hefV.H.d}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp} - B_{ok}}{2} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{pen}^3} = 49 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v.V.Ed} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \frac{F_{hefV.H.d}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{pen}^2} = 27 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm.V.Ed} := \frac{\frac{F_{hefV.H.d}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{pen}^2} = 20 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Vermoeiingscontrole lager op astap:

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.1: $\beta_0 := 2.574$ ($f_u = 630 \text{ MPa}$)

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.2: $\beta_T := 1$ $\beta := 1.337$

Kerffactor buiging volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_b := \beta_0 \cdot \beta$ $k_b := 3.441$

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_{tc} := k_b$ $k_{tc} := 3.441$

Kerffactor wringing volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_t := \beta_0 \cdot \beta_T$ $k_t := 2.574$

Kerffactor afschuiving volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_v := k_t$ $k_v := 2.574$

Groottefactor buiging volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,b} := 1.16$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,tc} := 1.00$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor wringing volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,t} := 1.16$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor afschuiving volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,v} := 1.00$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1: $k_u := 1.14$ ($R_a < 1,6$)

Trek/druk:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - trek/druk: $f_{fat.tc.Rd} := \frac{f_{fat.tc}}{k_{tc} \cdot k_{d,tc} \cdot k_u} = 64 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1) $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

$$f_{fat.tc,\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.tc.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.tc.Rd}}{f_u} \right)} = 117 \cdot \text{MPa}$$

Buiging:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselspanning - buiging: $f_{fat.b.Rd} := \frac{f_{fat.b}}{k_b \cdot k_{d,b} \cdot k_u} = 69 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1) $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

$$f_{fat.b,\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.b.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.b.Rd}}{f_u} \right)} = 125 \cdot \text{MPa}$$

Afschuiving:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - afschuiving:

$$f_{\text{fat.v.Rd}} := \frac{f_{\text{fat.v}}}{k_v \cdot k_{d.v} \cdot k_u} = 50 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning :
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

$$f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.v.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.v.Rd}} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 87 \cdot \text{MPa}$$

Wringing:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - wringing:

$$f_{\text{fat.t.Rd}} := \frac{f_{\text{fat.t}}}{k_t \cdot k_{d.t} \cdot k_u} = 53 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

$$f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.t.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.t.Rd}} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 93 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform art. 9.3.2.1 (vermoeiing):

Trek/drukspanning (vermoeiing):

$$UC := \frac{\sigma_{t.c.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.c.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Buigspanning (vermoeiing):

$$UC := \frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0.53$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Afschuifspanning (vermoeiing):

$$UC := \frac{\tau_{v.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0.42$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Wringspanning (vermoeiing):

$$UC := \frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gecombineerde spanningen (vermoeiing):

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{t.c.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.c.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.32$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{t.c.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.c.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.62$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gedrongen onderdelen (vermoeiing):

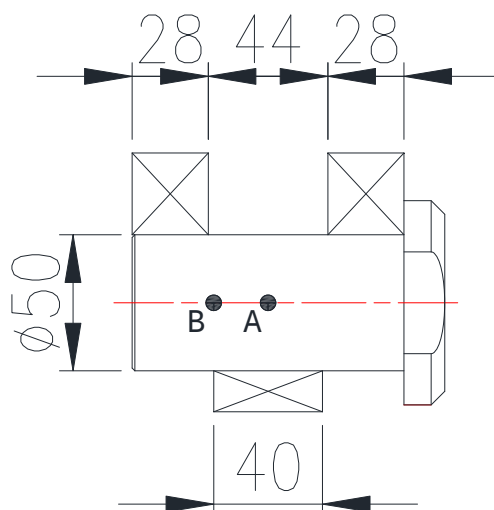
$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.b.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.62$$

Toets := "Voldoet" if $UC \leq 1$
 "Voldoet niet" otherwise

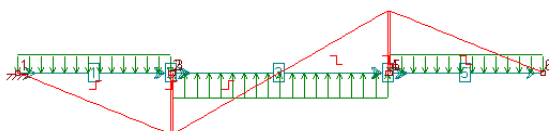
Toets = "Voldoet"

6.5b Pen koppelpijp - kruisscharnier - schuif:

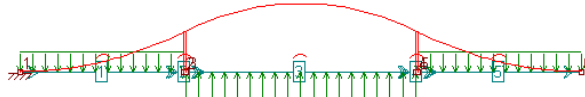
Situatie:



Dwarskrachtenlijn:



Momentenlijn:



Breedte oog koppelpijp:

$$B_{ok} := 40 \cdot \text{mm}$$

Breedte gaffelplaatplaat aandrijving:

$$B_{ga} := 28 \cdot \text{mm}$$

Afstand tussen de gaffelplaten:

$$L_{gp} := 44 \cdot \text{mm}$$

Diameter pen:

$$D_{pen} := 50 \cdot \text{mm}$$

De maatgevende maximale belastingen worden gevonden voor sluis Helmond:

Rekenwaarden blokkeerkracht UGT Overbelasten (trek/druk): $F_{blok_{O.d}} = 240 \cdot \text{kN}$

Rekenwaarden UGT Vermoeiing Helmond (trek: 100% sprong): $F_{hef_{V.H.d}} = 80.467 \cdot \text{kN}$

Materiaalgrootheden (CC2):

Waarden voor C45E+QT (40 < d < 100):

Treksterkte: $f_u := 630 \cdot \text{MPa}$ materiaalfactoren: $\gamma_{M0} := 1.0$ $\gamma_{Mf} := 1.35$

Vloeigrens: $f_y := 370 \cdot \text{MPa}$ $f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 370 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte buiging: $f_{fat.b} := 0.5 f_u = 315 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte trek/druk: $f_{fat.tc} := 0.4 f_u = 252 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingssterkte wringing:

$$f_{fat,t} := \frac{0.5}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 182 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte afschuiving:

$$f_{fat,v} := \frac{0.4}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 145 \cdot \text{MPa}$$

Overbelasten: Locatie A (midden pen):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b,O.Ed} := \frac{\frac{F_{blok,O.d}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp}}{2} - \frac{B_{ok}}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{pen}^3} = 254 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc,O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t,O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v,O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm,O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Rekenwaarde normaalspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\sigma_{t,O.Ed} := \sigma_{b,O.Ed} + \sigma_{tc,O.Ed} = 254 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{O.Ed} := \tau_{t,O.Ed} + \tau_{v,O.Ed} = 0 \cdot \text{MPa}$$

Rekenw. gemidd. schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{m,O.Ed} := \tau_{t,O.Ed} + \tau_{vm,O.Ed} = 0 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t,O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.69$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de schuifspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\tau_{O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0} \cdot \sqrt{3}}} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{\sigma_{t,O.Ed}^2 + 3 \cdot \tau_{m,O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.69$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning gedrongen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{(1.25 \cdot \sigma_{t,O.Ed})^2 + 3 \cdot \tau_{vm,O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} = 0.86$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Angezien er hier geen sprake is van gelijktijdig optreden van moment en dwarskracht is deze toetsing hier niet relevant.

Vermoeiing: Locatie A (midden pen):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b,V.Ed} := \frac{\frac{F_{hef,V.H.d}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp}}{2} - \frac{B_{ok}}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{pen}^3} = 85 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc,V,Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t,V,Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v,V,Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm,V,Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Vermoeiingscontrole lager op astap:

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.1:

$$\beta_0 := 2.574 \quad (f_u = 630 \text{ MPa})$$

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.2:

$$\beta_T := 1 \quad \beta := 1.337$$

Kerffactor buiging volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1:

$$k_b := \beta_0 \cdot \beta \quad k_b = 3.441$$

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1:

$$k_{tc} := k_b \quad k_{tc} = 3.441$$

Kerffactor wringing volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1:

$$k_t := \beta_0 \cdot \beta_T \quad k_t = 2.574$$

Kerffactor afschuiving volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1:

$$k_v := k_t \quad k_v = 2.574$$

Groottefactor buiging volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1:

$$k_{d,b} := 1.16 \quad (D_{as} = 50 \text{ mm})$$

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1:

$$k_{d,tc} := 1.00 \quad (D_{as} = 50 \text{ mm})$$

Groottefactor wringing volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1:

$$k_{d,t} := 1.16 \quad (D_{as} = 50 \text{ mm})$$

Groottefactor afschuiving volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1:

$$k_{d,v} := 1.00 \quad (D_{as} = 50 \text{ mm})$$

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1:

$$k_u := 1.14 \quad (R_a < 1,6)$$

Trek/druk:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - trek/druk:

$$f_{fat,tc,Rd} := \frac{f_{fat,tc}}{k_{tc} \cdot k_{d,tc} \cdot k_u} = 64 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

$$f_{fat,tc,\kappa,Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat,tc,Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat,tc,Rd}}{f_u} \right)} = 117 \cdot \text{MPa}$$

Buiging:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselspanning - buiging:

$$f_{fat,b,Rd} := \frac{f_{fat,b}}{k_b \cdot k_{d,b} \cdot k_u} = 69 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

$$f_{fat,b,\kappa,Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat,b,Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat,b,Rd}}{f_u} \right)} = 125 \cdot \text{MPa}$$

Afschuiving:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - afschuiving:

$$f_{fat,v,Rd} := \frac{f_{fat,v}}{k_v \cdot k_{d,v} \cdot k_u} = 50 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning :
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

$$f_{fat,v,\kappa,Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat,v,Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat,v,Rd} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 87 \cdot \text{MPa}$$

Wringing:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - wringing:

$$f_{fat,t,Rd} := \frac{f_{fat,t}}{k_t \cdot k_{d,t} \cdot k_u} = 53 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0$$

(Sprongspanning)

$$f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.t.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.t.Rd}} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 93 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform art. 9.3.2.1 (vermoeding):

Trek/drukspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\sigma_{\text{tc.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Buigspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\sigma_{\text{b.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} = 0.92$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Afschuifspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\tau_{\text{v.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Wringspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\tau_{\text{t.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gecombineerde spanningen (vermoeding):

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{\text{tc.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{\text{t.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} + \frac{\tau_{\text{vm.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} \right]^2} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{\text{tc.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.tc.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} + \frac{\sigma_{\text{b.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{\text{t.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.t.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} + \frac{\tau_{\text{vm.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} \right]^2} = 0.92$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gedrongen onderdelen (vermoeding):

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{\text{b.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.b.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{\text{vm.V.Ed}}}{\left(\frac{f_{\text{fat.v.}\kappa.\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Mf}}} \right)} \right]^2} = 0.92$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Overbelasten: Locatie B (zijkant oog koppelpijp/schuif):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b.O.Ed} := \frac{\frac{F_{blokO.d}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp} - B_{ok}}{2} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{pen}^3} = 156 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t.O.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v.O.Ed} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \frac{F_{blokO.d}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{pen}^2} = 81 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm.O.Ed} := \frac{\frac{F_{blokO.d}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{pen}^2} = 61 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Rekenwaarde normaalspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\sigma_{t.O.Ed} := \sigma_{b.O.Ed} + \sigma_{tc.O.Ed} = 156 \cdot \text{MPa}$$

Rekenwaarde schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{O.Ed} := \tau_{t.O.Ed} + \tau_{v.O.Ed} = 81 \cdot \text{MPa}$$

Rekenw. gemidd. schuifspanning (6.3.1 NEN 6786-1):

$$\tau_{m.O.Ed} := \tau_{t.O.Ed} + \tau_{vm.O.Ed} = 61 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sigma_{t.O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{MO}}} = 0.42$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de schuifspanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\tau_{O.Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_{MO} \cdot \sqrt{3}}} = 0.38$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning in de pen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{\sigma_{t.O.Ed}^2 + 3 \cdot \tau_{m.O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{MO}}} = 0.51$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen van de combinatiespanning gedrongen (overbelasten):

$$UC := \frac{\sqrt{(1.25 \cdot \sigma_{t.O.Ed})^2 + 3 \cdot \tau_{vm.O.Ed}^2}}{\frac{f_y}{\gamma_{MO}}} = 0.6$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Vermoeiing: Locatie B (zijkant oog koppelpijp/schuif):

Buigspanning in pen:

$$\sigma_{b.V.Ed} := \frac{\frac{F_{hef.V.H.d}}{2} \cdot \left(\frac{B_{ga} + L_{gp} - B_{ok}}{2} \right)}{\frac{\pi}{32} D_{pen}^3} = 52 \cdot \text{MPa}$$

Trek- of drukspanning:

$$\sigma_{tc.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Schuifspanning door wringing:

$$\tau_{t.V.Ed} := 0 \cdot \text{MPa}$$

Max. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{v.V.Ed} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \frac{F_{hef.V.H.d}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{pen}^2} = 27 \cdot \text{MPa}$$

Gem. schuifspanning door afschuiving:

$$\tau_{vm.V.Ed} := \frac{\frac{F_{hef.V.H.d}}{2}}{\frac{\pi}{4} D_{pen}^2} = 20 \cdot \text{MPa}$$

Aan de uiterste vezel is de buigspanning maximaal en de afschuifspanning (v) nihil, in een dergelijk geval wordt er bij de combinatie van buig- en afschuifspanning (v) gerekend met de gemiddelde afschuifspanning (conservatief).

Vermoeiingscontrole lager op astap:

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.1: $\beta_0 := 2.574$ ($f_u = 630 \text{ MPa}$)

Factor m.b.t. kerfvorm volgens bijlage B tabel B.2: $\beta_T := 1$ $\beta := 1.337$

Kerffactor buiging volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_b := \beta_0 \cdot \beta$ $k_b = 3.441$

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_{tc} := k_b$ $k_{tc} = 3.441$

Kerffactor wringing volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_t := \beta_0 \cdot \beta_T$ $k_t = 2.574$

Kerffactor afschuiving volgens 9.2.1.1-3 NEN 6786-1: $k_v := k_t$ $k_v = 2.574$

Groottefactor buiging volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,b} := 1.16$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,tc} := 1.00$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor wringing volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,t} := 1.16$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Groottefactor afschuiving volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_{d,v} := 1.00$ ($D_{as} = 50 \text{ mm}$)

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1: $k_u := 1.14$ ($R_a < 1,6$)

Trek/druk:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - trek/druk: $f_{fat.tc.Rd} := \frac{f_{fat.tc}}{k_{tc} \cdot k_{d,tc} \cdot k_u} = 64 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning: $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$f_{fat.tc.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.tc.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.tc.Rd}}{f_u} \right)} = 117 \cdot \text{MPa}$$

Buiging:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselspanning - buiging: $f_{fat.b.Rd} := \frac{f_{fat.b}}{k_b \cdot k_{d,b} \cdot k_u} = 69 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning: $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$f_{fat.b.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.b.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.b.Rd}}{f_u} \right)} = 125 \cdot \text{MPa}$$

Afschuiving:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - afschuiving:

$$f_{fat.v.Rd} := \frac{f_{fat.v}}{k_v \cdot k_{d.v} \cdot k_u} = 50 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning :
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

$$f_{fat.v.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.v.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.v.Rd} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 87 \cdot \text{MPa}$$

Wringing:

Vermoeiingsduursterkte zuivere wisselsp. - wringing:

$$f_{fat.t.Rd} := \frac{f_{fat.t}}{k_t \cdot k_{d.t} \cdot k_u} = 53 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning:
(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$\kappa := 0 \quad (\text{Sprongspanning})$$

$$f_{fat.t.\kappa.Rd} := \frac{2 \cdot f_{fat.t.Rd}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{fat.t.Rd} \cdot \sqrt{3}}{f_u} \right)} = 93 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform art. 9.3.2.1 (vermoeding):

Trek/drukspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\sigma_{tc.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.tc.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Buigspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.b.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0.57$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Afschuifspanning (vermoeding):

$$UC := \frac{\tau_{v.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0.42$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Wringing (vermoeding):

$$UC := \frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.t.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} = 0$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gecombineerde spanningen (vermoeding):

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{tc.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.tc.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.t.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.32$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{tc.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.tc.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.b.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{t.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.t.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} + \frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.65$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Gedrongen onderdelen (vermoeiing):

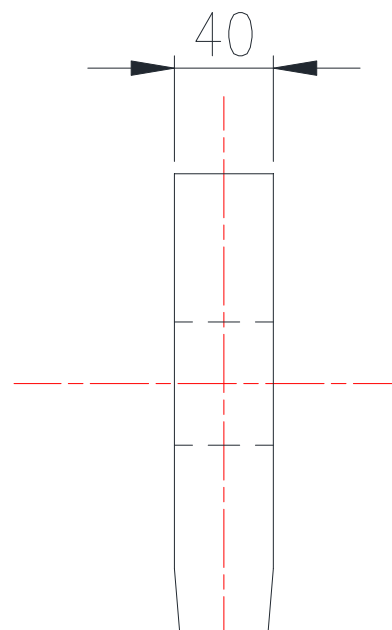
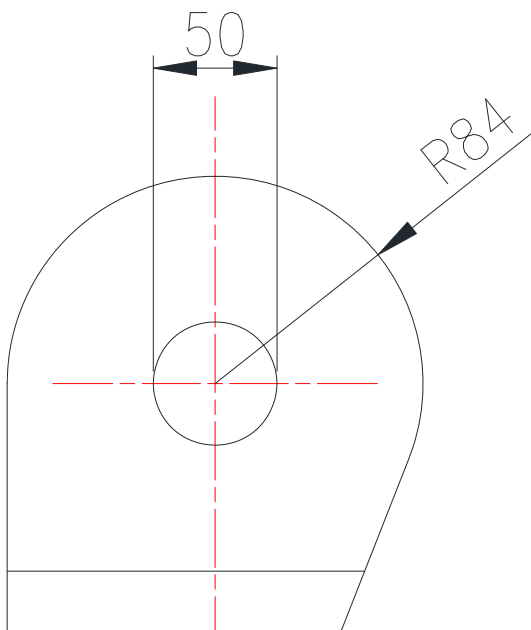
$$UC := \sqrt{\left[\frac{\sigma_{b.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.b.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{vm.V.Ed}}{\left(\frac{f_{fat.v.\kappa.Rd}}{\gamma_{Mf}} \right)} \right]^2} = 0.65$$

Toets := $\begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"Voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Toets = "Voldoet"

6.6 Oog schuif:

Situatie:



Materiaal oog: Fe 510
D conform tek.
NBWZ-1994-05750.
Fe 510 D is
gelijkwaardig aan
S355J2+N

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren):

$$F_{blokO.d} = 240 \cdot \text{kN}$$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen):

$$F_{hefV.H.d} = 80.467 \cdot \text{kN}$$

Dikte oog (netto):

$$t := 40 \cdot \text{mm}$$

Waarden voor S355J2+N (16 < d < 40) (tab. E2 NEN 6786-1):

Treksterkte:

$$f_u := 470 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{materiaalfactoren: } \gamma_{M0} := 1.0 \quad \gamma_{Mf} := 1.35$$

Vloeigrens:

$$f_y := 345 \cdot \text{MPa}$$

$$f_y := \text{if}(f_y \leq 0.7 \cdot f_u, f_y, 0.7 \cdot f_u) = 329 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte buiging:

$$f_{fat.b} := 0.5 f_u = 235 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte trek/druk:

$$f_{fat.tc} := 0.4 f_u = 188 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte wringing:

$$f_{fat.t} := \frac{0.5}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 136 \cdot \text{MPa}$$

Vermoeiingssterkte afschuiving:

$$f_{fat.v} := \frac{0.4}{\sqrt{3}} \cdot f_u = 109 \cdot \text{MPa}$$

Berekening conform art. 11.4.2 NEN 6786-1:

Straal R: $R := 84 \cdot \text{mm}$

Straal r: $r := 25 \cdot \text{mm}$

Breedte oog: $B := 40 \cdot \text{mm}$

Doorsnede A: $A := (R - r) \cdot B = 2360 \cdot \text{mm}^2$

Straal r_z t.p.v. boring: $r_z := \frac{R + r}{2} = 54.5 \cdot \text{mm}$

Voorwaarde (11.4.1 NEN 6786-1): $\frac{R - r}{R + r} = 0.541$

Aangezien de waarde boven 0,5 ligt kunnen de formules niet meer toegepast worden. Om toch te kunnen rekenen, gaan we uit van een uitwendige straal van 75 mm. Indien het oog dan wel voldoet, weten we zeker dat het oog bij een grotere straal ook voldoet.

Straal R: $R := 75 \cdot \text{mm}$

Doorsnede A: $A := (R - r) \cdot B = 2000 \cdot \text{mm}^2$

Straal r_z t.p.v. boring: $r_z := \frac{R + r}{2} = 50 \cdot \text{mm}$

Voorwaarde (11.4.1 NEN 6786-1): $\frac{R - r}{R + r} = 0.5$

Aangezien de waarde boven 0,4 ligt, maar onder 0,5 (maximaal 0,5) dienen de belastingen met een factor 1,2 verhoogd te worden (11.4.1-2).

Maatgevende belasting overbelasten (blokkeren): $F_{\text{blokO.d}} := 1.2 \cdot F_{\text{blokO.d}} = 288 \cdot \text{kN}$

Maatgevende belasting vermoeiing (openen): $F_{\text{hefV.H.d}} := 1.2 \cdot F_{\text{hefV.H.d}} = 96.56 \cdot \text{kN}$

Factor k (tab. 34 NEN 6786-1): $k := 0.17$

Weerstandsmoment AA: $W_{\text{el}} := \frac{1}{6} \cdot B \cdot (R - r)^2 = 16667 \cdot \text{mm}^3$

Berekening spanningen overbelasten in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog: $\sigma_{\text{t.O.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{blokO.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{blokO.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 219 \cdot \text{MPa}$

Berekening spanningen vermoeiing in stangoog conf. art. 11.4.2 NEN 6786-1 (geringe speling):

Trekspanning in oog: $\sigma_{\text{t.V.Ed}} := 0.5 \cdot \frac{F_{\text{hefV.H.d}}}{A} + \frac{k \cdot F_{\text{hefV.H.d}} \cdot r_z}{W_{\text{el}}} = 73 \cdot \text{MPa}$

Factor m.b.t. kerf i.r.t. de treksterkte (bijlage B tabel B.1): $\beta_0 := 2.42$ ($f_u = 470 \text{ MPa}$)

Kerffactor trek/druk volgens 9.2.1.1 NEN 6786: $k_{\text{tc}} := \beta_0 = 2.42$

Groottefactor trek/druk volgens 9.2.1.2 NEN 6786-1: $k_d := 1.00$ ($D_{\text{plaat}} = 40 \text{ mm}$)

Oppervlaktegesteldheid volgens 9.2.1.3 NEN 6786-1: $k_u := 1.15$ ($1,6 < R_a < 6,3$)

Rekenw. vermoeiingsduursterkte trek/druk (9.2.1 NEN 6786-1): $f_{\text{fat.tc.Rd}} := \frac{f_{\text{fat.tc}}}{k_{\text{tc}} \cdot k_d \cdot k_u} = 67.6 \cdot \text{MPa}$

Vermoeiingsduursterkte bij niet zuivere wisselspanning: $\kappa := 0$ (Sprongspanning)

(conform 9.2.2 NEN 6786-1)

$$f_{\text{fat.tc.}\kappa\text{.Rd}} := \frac{2 \cdot f_{\text{fat.tc.Rd}}}{1 - \kappa + (1 + \kappa) \cdot \left(\frac{f_{\text{fat.tc.Rd}}}{f_u} \right)} = 118 \cdot \text{MPa}$$

Correctiefactor voor gering aantal spanningwisselingen (conform 9.3.1-8 NEN 6786-1):

Dimensieloos maken t.b.v. formule:

$$\dim := \frac{1}{\text{MPa}}$$

Hoek Wöhlerlijn wordt :

$$C_{\varphi\sigma} := \frac{\log(2000000) - \log(100)}{\log(f_u \cdot \dim) - \log(f_{\text{fat.tc.k.Rd}} \cdot \dim)} = 7.171$$

Correctiefactor:

$$\text{corr}_{\sigma} := \left[\frac{f_u}{\left(N_i \frac{1}{C_{\varphi\sigma}} \cdot 10^{\frac{2}{C_{\varphi\sigma}}} \right) \cdot f_{\text{fat.tc.k.Rd}}} - 1 \right] + 1 = 1.319$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte:

$$f_{\text{fat.tc.k.Rd.corr}_0} := f_{\text{fat.tc.k.Rd}} \cdot \text{corr}_{\sigma} = 156 \cdot \text{MPa}$$

Begrenzing (9.3.2.1-6 NEN 6786-1):

$$f_{\text{fat.tc.k.Rd.corr}_1} := 0.7 \cdot f_y = 230 \cdot \text{MPa}$$

Gecorrigeerde vermoeiingsduursterkte (sprongspanning):

$$f_{\text{fat.tc.k.Rd.corr}} := \min(f_{\text{fat.tc.k.Rd.corr}_0}, f_{\text{fat.tc.k.Rd.corr}_1}) = 156 \cdot \text{MPa}$$

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 6.3:

Toetsen van de normaalspanning in het oog (overbelasten):

$$UC := \frac{\frac{\sigma_{t.O.Ed}}{f_y}}{\gamma_{MO}} = 0.665$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

Toetsen conform NEN 6786-1 art. 9.3.2:1

Toetsen van de trekspanning in het oog (vermoeding):

$$UC := \frac{\frac{\sigma_{t.V.Ed}}{f_{\text{fat.tc.k.Rd.corr}}}}{\gamma_{Mf}} = 0.64$$

$$\text{Toets} := \begin{cases} \text{"Voldoet"} & \text{if } UC \leq 1 \\ \text{"voldoet niet"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Toets = "Voldoet"

ONDERWERP

Hydraulische belastingen sluis Helmond en sluis Schijndel

PROJECTNUMMER

ANL-C07031.000015

DATUM

2 juli 2020

ONZE REFERENTIE

D10011412:83

VAN

Cornel van Zaal

AAN

Marijn Pijper

KOPIE AANMirte Jansen, Kasper Stoeten (controle), Hessel Voortman
(vrijgave)

Inleiding

Arcadis is door Spie gevraagd de hydraulische belastingen te bepalen voor de nivelleerschuiten van Sluis Helmond en Sluis Schijndel in de Zuid-Willemsvaart. Hiertoe zijn door Spie hydraulische randvoorwaarden aangeleverd. De waterstanden zijn indicatief gecontroleerd met waterstandsdata beschikbaar via waterinfo. In deze memo worden conform "Offerte belastingen nivelleerschuiten sluis Schijndel en sluis Helmond" met referentie D10008239:18 de volgende analyses uitgevoerd en hydraulische belastingen bepaald:

- Analyse datalevering SPIE Nederland B.V.;
- Analyse peilbesluit inclusief extremen;
- Bepaling gemiddelde vervalbelasting;
- Bepaling extreme vervalbelasting;
- Bepaling (wind)golfbelasting.

Referenties

Tekeningen

1. Rijkswaterstaat, Sluis Helmond, Puntdeuren boven- en benedenhoofd, NBWZ-1993-05276, 22-05-1991;
2. Rijkswaterstaat, Sluis Helmond, schuiven en schuifgeleidingen, NBWZ-1993-05265, 29-01-1990;
3. Rijkswaterstaat, Sluis Schijndel, Puntdeuren boven- en benedenhoofd, NBWZ-1994-05741, 24-07-1991;
4. Rijkswaterstaat, Sluis Schijndel, Samenstelling en onderdelen van schuiven, NBWZ-1994-05750, 23-08-1991;

Waterstanden

5. Spie B.V., Verzameldocument, hydraulische belastingen deurschuiven Schijndel en Helmond, 18-06-2020;
6. Spie B.V., Aanvullende informatie nivelleerschuiten, 02-07-2020;
7. Rijksoverheid, Peilbesluit Zuid-Willemsvaart, traject Schijndel, Staatscourant 1995, p. 92, 12-05-1995;
8. Rijkswaterstaat, Waterinfo.rws.nl, geraadpleegd op 18-06-2020;

Normen en Richtlijnen

9. TAW, Leidraad Kunstwerken, mei 2003.

Uitgangspunten

In deze paragraaf staan de gehanteerde uitgangspunten beschreven. In Tabel 1 en Tabel 2 is de relevante geometrie voor respectievelijk de sluis te Helmond en de sluis te Schijndel gerapporteerd. Tabel 3 en Tabel 4 geven de gehanteerde waterstanden weer. In Tabel 5 zijn de golf Randvoorwaarden voor beide sluizen opgenomen. De volgende uitgangspunten en berekeningsmethodiek worden gehanteerd:

- Er is uitgegaan van volledige reflectie, omdat sluisdeuren verticale wanden zijn;
 - Golfbelastingen zijn berekend met de methode van Goda/Takahashi, zoals genoemd ref. [9].
 - Er is aangenomen dat de geleverde golfhoogtes significante golfhoogtes betreffen. Ter bepaling van de maximale golfhoogte is gerekend met een factor van 2,2, conform ref. [9];
- De dichtheid van water is aangenomen op 1000 kg/m³.

Tabel 1: Relevante geometrie sluis Helmond, waarden overgenomen uit ref. [1, 2 & 6]

Nivelleerschuiten Sluis Helmond	[m t.o.v. NAP] ¹
Niveau bovenkant sluisdeur	21,950
Niveau onderkant sluisdeur	10,600
Niveau bovenkant beton	10,450
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h1)	12,360
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h2)	11,098
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h3)	12,455
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h4)	11,003

Tabel 2: Relevante geometrie sluis Schijndel, waarden overgenomen uit ref. [3, 4 & 6]

Nivelleerschuiten Sluis Schijndel	[m t.o.v. NAP] ²
Niveau bovenkant sluisdeur	10,150
Niveau onderkant sluisdeur	0,300
Niveau bovenkant beton	0,150
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h1)	2,059
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, binnenmaat, h2)	0,798
Niveau bovenkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h3)	2,155
Niveau onderkant nivelleerschuit (neergelaten, buitenmaat, h4)	0,703

Analyse peilbesluiten

Door Spie zijn hydraulische randvoorwaarden aangeleverd. De waterstanden zijn indicatief gecontroleerd met waterstandsdata beschikbaar via ref. [8]. Er is door Arcadis gerekend met de geleverde waterstanden uit ref. [5] (kolom "geleverd" in Tabel 3 en Tabel 4). Ter controle/vergelijking zijn refs. [7 & 8] geraadpleegd. De hier gevonden waarden komen vrijwel overeen met de geleverde waterstanden (orde grootte centimeters). Er wordt geconcludeerd dat de juiste waterstanden zijn gehanteerd. Voor de extreme waarden mag ervan worden uitgegaan dat dit ongeveer de 10% overschrijdingswaarde (in geval van laagwater) en ongeveer de 10% overschrijdingswaarde (in geval van hoogwater) is voor de schuif. Een uitgebreide tijdreeksanalyse valt buiten de scope van deze opdracht.

¹ Niveaus (NAP, aanname) ten tijde van aanleg, mogelijk nu lager i.v.m. zettingen.

² Niveaus (NAP, aanname) ten tijde van aanleg, mogelijk nu lager i.v.m. zettingen.

Tabel 3: Gehanteerde waterstanden Sluis Helmond ref. [5 & 8]

Waterstanden Sluis Helmond	Geleverd [m t.o.v. NAP]	Vergelijking met Waterinfo [m t.o.v. NAP]
Streefpeil benedenpand	15,00	15,00
Streefpeil bovenpand	20,67	20,70
Extreem laagwater benedenpand	14,90	14,90
Extreem hoogwater bovenpand	20,77	20,97

Tabel 4: Gehanteerde waterstanden Sluis Schijndel ref. [5, 7 & 8]

Waterstanden Sluis Schijndel	Geleverd [m t.o.v. NAP]	Vergelijking met Waterinfo/peilbesluit [m t.o.v. NAP]
Streefpeil benedenpand	4,70	4,70
Streefpeil bovenpand	8,52	8,55
Extreem laagwater benedenpand	4,35	4,50
Extreem hoogwater bovenpand	8,82	9,02

Analyse windgolfrandvoorwaarden

De windgolfrandvoorwaarden voor sluis Schijndel zijn gegeven in ref. [5]. Omdat sluis Helmond nagenoeg dezelfde oriëntatie heeft, kunnen dezelfde golfrandvoorwaarden voor sluis Helmond worden gehanteerd. Voor reguliere (frequent voorkomende) condities wordt in ref. [5] de halve golfhoogte gehanteerd. Onder 'Resultaten' is te zien dat door de lage golfhoogte en de relatief diepe ligging van de nivelleerschuij de golfdruk ter hoogte van de nivelleerschuij zeer klein is. Mede hierom wordt geconcludeerd dat de aangenomen golfhoogtes onder reguliere omstandigheden voldoende conservatief zijn.

Tabel 5: Golfrandvoorwaarden voor Sluis Schijndel en Sluis Helmond ref. [5]

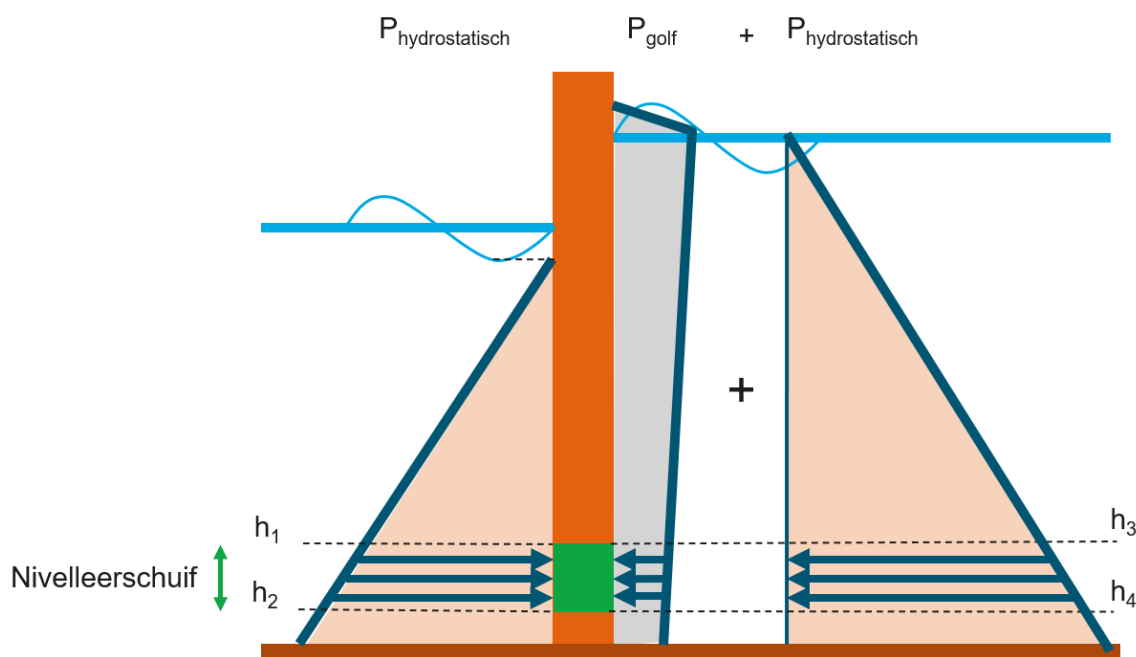
Golfrandvoorwaarden	Significante golfhoogte [m]	Golfperiode [s]
Benedenpand	0,33	1,85
Bovenpand	0,16	1,35

Resultaten

In Tabel 6 t/m Tabel 13 zijn de hydraulische belastingen op de beide sluizen en de aangrijpingsniveaus gerapporteerd. De tabellen geven de kracht per strekkende meter breedte van de nivelleerschuiф weer. De gerapporteerde kracht is een combinatie van windgolfbelasting en de vervalbelasting exclusief belasting en/of veiligheidsfactoren.

De belastingen zijn bepaald met:

- Een lage waterstand in het lage kanaalpand in combinatie met golfdal (hydrostatisch, conservatief) aan de lage zijde (linkerzijde in Figuur 1);
- Een hoge waterstand in het hoge kanaalpand in combinatie met een golfbelasting aan de hoge zijde (rechterzijde in Figuur 1).



Figuur 1: Schematische weergave verval en golfbelasting nivelleerschuiф

Sluis Helmond

Tabel 6: Reguliere drukken nivelleerschuiten sluis Helmond (gebaseerd op streefpeilen)

	Niveau [m t.o.v. NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	12,360	-	25,03	25,03
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	11,098	-	37,41	37,41
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	12,455	0,19	80,57	80,76
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	11,003	0,05	94,81	94,86

Tabel 7: Reguliere belastingen nivelleerschuiten sluis Helmond (gebaseerd op streefpeilen)

Reguliere belasting nivelleerschuit (streefpeilen)	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	39
Bovenpand	127

Tabel 8: Extreme drukken nivelleerschuiten sluis Helmond

	Niveau [m t.o.v. NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	12,360	-	23,19	23,19
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	11,098	-	35,56	35,56
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	12,455	0,38	81,55	81,93
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	11,003	0,10	97,79	97,89

Tabel 9: Extreme belastingen nivelleerschuiten sluis Helmond

Extreme belasting nivelleerschuit	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	37
Bovenpand	129

Sluis Schijndel

Tabel 10: Reguliere drukken nivelleerschuiten sluis Schijndel (gebaseerd op streefpeilen)

	Niveau [m t,o,v, NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	2,060	-	25,03	25,03
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	0,798	-	37,41	37,41
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	2,155	0,23	62,42	62,66
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	0,703	0,06	76,66	76,73

Tabel 11: Reguliere belastingen nivelleerschuiten sluis Schijndel (gebaseerd op streefpeilen)

Reguliere belasting nivelleerschuit (streefpeilen)	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	39
Bovenpand	101

Tabel 12: Extreme drukken nivelleerschuiten sluis Schijndel

	Niveau [m t,o,v, NAP]	p_{golf} [kPa]	$p_{\text{hydrostatisch}}$ [kPa]	p_{totaal} [kPa]
Benedenpand, bovenkant nivelleerschuit (h1)	2,060	-	20,74	20,74
Benedenpand, onderkant nivelleerschuit (h2)	0,798	-	33,11	33,11
Bovenpand, bovenkant nivelleerschuit (h3)	2,155	0,45	65,37	65,82
Bovenpand, onderkant nivelleerschuit (h4)	0,703	0,12	79,61	79,73

Tabel 13: Extreme belastingen nivelleerschuiten sluis Schijndel

Extreme belasting nivelleerschuit	Kracht (F) [kN/m]
Benedenpand	34
Bovenpand	106

15. Load limiting

$$F_{\text{lim}} := 160 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{push.max}} := 40 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{pull.max}} := 84 \cdot \text{kN}$$

$$P_{\text{sp}} := 10 \cdot \text{mm}$$

$$\eta_{\text{sp}} := 78.2\%$$

$$i_{\text{gear}} := 76.79$$

$$\eta_{\text{tr}} := 88\%$$

$$\eta_{\text{tr.opt}} := 1 - \left(1 - \eta_{\text{tr}}\right) \cdot \left(\frac{1}{1.5}\right) = 92\%$$

$$\eta_{\text{tr.pes}} := 1 - 1.5 \cdot \left(1 - \eta_{\text{tr}}\right) = 82\%$$

$$\eta_{\text{sp.opt}} := 1 - \left(1 - \eta_{\text{sp}}\right) \cdot \left(\frac{1}{1.5}\right) = 85.467\%$$

$$\eta_{\text{sp.pes}} := 1 - 1.5 \cdot \left(1 - \eta_{\text{sp}}\right) = 67.3\%$$

Optimistic efficiency:

Spindle torque for pushing load:

$$M_{\text{sp.pull.opt}} := \frac{\frac{F_{\text{pull.max}}}{\text{N}} \cdot \frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.opt}}} \cdot \text{N} \cdot \text{m} = 156.4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Spindle torque for pulling load:

$$M_{\text{sp.push.opt}} := \frac{\frac{F_{\text{push.max}}}{\text{N}} \cdot \frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.opt}}} \cdot \text{N} \cdot \text{m} = 74.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Spindle torque for max load:

$$M_{\text{sp.lim.opt}} := \frac{\frac{F_{\text{lim}}}{\text{N}} \cdot \frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.opt}}} \cdot \text{N} \cdot \text{m} = 297.9 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Pessimistic efficiency:

Spindle torque for pushing load:

$$M_{\text{sp.pull.pes}} := \frac{\frac{F_{\text{pull.max}}}{\text{N}} \cdot \frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.pes}}} \cdot \text{N} \cdot \text{m} = 198.6 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Spindle torque for pulling load:

$$M_{\text{sp.push.pes}} := \frac{\frac{F_{\text{push.max}}}{\text{N}} \cdot \frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.pes}}} \cdot \text{N} \cdot \text{m} = 94.6 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Spindle torque for max load:

$$M_{\text{sp.lim.pes}} := \frac{\frac{F_{\text{lim}}}{\text{N}} \cdot \frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.pes}}} \cdot \text{N} \cdot \text{m} = 378.4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

grenswaarde

Motor torque for maximum load:

$$M_{\text{motor.lim.opt}} := \frac{M_{\text{sp.lim.opt}}}{i_{\text{gear}} \cdot \eta_{\text{tr.opt}}} = 4.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motor torque for maximum load:

$$M_{\text{motor.lim.pes}} := \frac{M_{\text{sp.lim.pes}}}{i_{\text{gear}} \cdot \eta_{\text{tr.pes}}} = 6 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motor torque for pushing operation:

$$M_{\text{motor.push.opt}} := \frac{M_{\text{sp.push.opt}}}{i_{\text{gear}} \cdot \eta_{\text{tr.opt}}} = 1.1 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motor torque for pushing operation:

$$M_{\text{motor.push.pes}} := \frac{M_{\text{sp.push.pes}}}{i_{\text{gear}} \cdot \eta_{\text{tr.pes}}} = 1.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motor torque for pulling operation:

$$M_{\text{motor.pull.opt}} := \frac{M_{\text{sp.pull.opt}}}{i_{\text{gear}} \cdot \eta_{\text{tr.opt}}} = 2.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motor torque for pulling operation:

$$M_{\text{motor.pull.pes}} := \frac{M_{\text{sp.pull.pes}}}{i_{\text{gear}} \cdot \eta_{\text{tr.pes}}} = 3.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motor torque for limiting pulling load:

$$M_{\text{lim.pull}} := \frac{(M_{\text{motor.lim.opt}} + M_{\text{motor.pull.pes}})}{2} = 3.69 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motor torque for limiting pushing load:

$$M_{\text{lim.push}} := \frac{(M_{\text{motor.lim.opt}} + M_{\text{motor.push.pes}})}{2} = 2.86 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Motorkoppel instellingen
voor frequentieregelaars
voor koppelbewaking
(vervanging slipkoppel-
functie)

Maximum limited pulling load which is limited due to motor torque:

$$F_{\text{lim.pull.opt}} := \frac{\frac{M_{\text{lim.pull}}}{\text{N} \cdot \text{m}} \cdot \eta_{\text{tr.opt}} \cdot i_{\text{gear}} \cdot 2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.opt}}}{\frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}} \cdot \text{N} = 139.8 \cdot \text{kN}$$

Maximum limited pushing load which is limited due to motor torque:

$$F_{\text{lim.push.opt}} := \frac{\frac{M_{\text{lim.push}}}{\text{N} \cdot \text{m}} \cdot \eta_{\text{tr.opt}} \cdot i_{\text{gear}} \cdot 2000 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{sp.opt}}}{\frac{P_{\text{sp}}}{\text{mm}}} \cdot \text{N} = 108.5 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Lim}_{\text{pull}} := \begin{cases} \text{"Ok"} & \text{if } F_{\text{lim.pull.opt}} < F_{\text{lim}} \\ \text{"Not Ok"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Ok"}$$

$$\text{Lim}_{\text{push}} := \begin{cases} \text{"Ok"} & \text{if } F_{\text{lim.push.opt}} < F_{\text{lim}} \\ \text{"Not Ok"} & \text{otherwise} \end{cases} = \text{"Ok"}$$

Design calculations

Electro mechanical actuator (EMA) acc. RE08141

This document deals with the structural strength of an Electro Mechanical Actuator (EMA) used in civil engineering objects.



Function

The actuator consists of a screw spindle which is driven by an electric gearmotor. The spindle is driving the nut which is connected to the rod of the actuator. Axial forces are supported by angular contact bearings connected to the spindle shaft.
Rotation of the nut and therefore of the rod is internally locked so rotary movement results directly in translational (=axial) movement. The actuator rod, which transmits the axial forces.

Related documents

Customer: : Spie
Order number: : 6734784
Item: : 3000
Design: : RA85620979
Revision: : AE

Rev.:	Description:	Date:	Created:	Checked:
AA	Original document	20200622	DvN	
AB	New load cycle input received from M. Brands. Highest load cycle used for calculation (Max. verval Helmond). See 6734784-BoxP-3000-CAL-RevAB-Cyclus Helmond (max. verval)	20200706	DvN	
AC	Explanation for checks and minimum safety factors added. Error in mean square force calculation solved	20200903	DvN	

Table of contents

- 1. General notes**
- 2. Load case information and constants used in the calculations.**
- 3. Application related input**
- 4. Disc spring set configuration**
- 5. Spindle and bearing selection**
- 6. Actuator main dimensions**
- 7. Material properties**
- 8. Input motor, coupling and transmission data**
- 9. Design calculations for the spindle, nut and disc spring package**
- 10. Motor, coupling and transmission calculations**
- 11. Design calculations for the actuator**
- 12. Calculation of actuator joints**
- 13. Rod interface**
- 14. Pressure build up because of volume variations.**

1. General notes;

1.1 Standards and guidelines

This calculation considers next standards and guidelines:

NEN6786-1:2017
ROK: RTD 1018:2014
RTD 1001:2017
DIN19704-1 art 10.2.3.2

Stress calculations of joints and components which are force transmitting within the Electro Mechanical Actuator are executed according to the method which is the most critical.

1.2 Method of evaluation

All results of the calculations in this document are checked. For example a safety factor, stress or dimension is checked. The result is compared to the minimum or maximum value. When the result fulfils then result of the check is 1. otherwise is 0. For example, the safety factor resulting from calculation is 4.6. The minimum safety factor is 3. A value of 4.6 is greater than 3 so the check results in 1. See example below.

$$S_0 = 4.6$$

$$S_0 \geq 3 = 1$$

Example of a
calculation check

2. Load case information and constants used in the calculations.

2.1 Loads under operational conditions

Operational loads in the format of pulling- and pushing-forces on the rod of the actuator.
Fatigue is taken into account.

2.2 Loads under extreme conditions

Extreme loads in the format of pulling- and pushing-forces on the rod of the actuator.
These loads occur when the system is blocked or comes to a sudden standstill and are therefore incidentally occurring.
Fatigue is not taken into account.

2.3 Allowed stress values according European regulations

Calculation methods are in compliance with DIN 19704-1 and DIN 19704-2.

Operational loads on most structural parts could be regarded as alternating loads. A factor $\kappa = -1$ is applied (κ being the ratio of the lowest and highest stress the rimple shows).
In case of rotating parts and alternating loads $\kappa = -1$ is applied.

2.4 Bolted connections

Data concerning the strength of fasteners are withdrawn from ISO 4762.
10.9 will be the grade of all pretensioned bolted connections unless stated otherwise.

2.5 Safety factors

$\gamma_M \cdot \gamma_F$ = Partial safety factor for extreme load conditions.

For γ_F see DIN 19704-1 table 7.

γ_{F1} = Not applicable.

γ_{F2} = Not applicable because the brake energy is absorbed by the the disc spring packages.

γ_{F3} = Not applicable.

γ_{F4} = Not applicable because of the disc spring packages.

γ_{F5} = 1.1 (Motorkippmoment).

γ_{F6} = Not applicable because the brake energy is absorbed by the the disc spring packages.

γ_{F7} = Not applicable.

Acc. to DIN 19704 par. 9.5.1: $\gamma_M \cdot \gamma_F = 0,9 \cdot \gamma_M \cdot 1,1 = \gamma_M$.

γ_F = Partial safety factor for operational load conditions.

Acc. to section 7.6.2 for fatigue $\gamma_{Mf} = 1,35$:

γ_0 = Partial safety factor for fatigue load conditions.

γ_M = Partial safety factor for allowable mechanical stress

$$\gamma_M := 1.5$$

γ_F = Partial safety factor for applicated force

$$\gamma_F := 1.5$$

γ_{Mf} = Partial safety factor for parts subjected to fatigue

$$\gamma_{Mf} := 1.35$$

γ_0 = Partial safety factor for drive power

$$\gamma_0 := 1.1$$

2.6 Standard stress related formulas

W_b = section modulus of a tube

$$W_b(D, d) := \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$$

M_b = bending moment

$$M_b(F, D) := F \cdot \frac{D}{2}$$

σ_b = bending stress

$$\sigma_b(M, W) := \frac{M}{W}$$

σ_a = axial stress in a tube

$$\sigma_a(F, D, d) := \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)}$$

τ = shear stress

$$\tau(F, A) := \frac{F}{A}$$

σ_i = Huber & Hencky equivalent stress

$$\sigma_i(\sigma, \tau) := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

2.7 Constants

Mass density of steel :

$$\rho_{\text{Steel}} := 7.85 \cdot 10^{-6} \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$$

Acceleration due to gravity :

$$g = 9.81 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Weight density of steel :

$$\gamma_{\text{Steel}} := \rho_{\text{Steel}} \cdot g = 7.698 \times 10^{-5} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}^{-3}$$

Modulus of elasticity :

$$E_{\text{steel}} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Youngs' modulus :

$$\nu_{\text{steel}} := 0.3$$

Adiabatic constant for air:

$$n_{\text{air.ad}} := 1.4$$

Isothermic constant for air:

$$n_{\text{air.iso}} := 1$$

Atmospheric pressure:

$$p_{\text{atm}} := 1 \cdot \text{atm} = 1.013 \cdot \text{bar}$$

3. Application related input

3.1 Load cycle

1 cycle = from retracted to extended back to retracted. I.o.w. 1x extension+ 1x retraction of the actuator.
Forces are characteristic values without safety factors.

t_n to t_{n+1} [s]	F [kN] + = pulling, - = pushing	v [mm/s]	s [mm]
gate :=			
0	0	50.536	0
1	13.33	50.536	3
2	38.33	50.536	3
3	43.33	83.498	3
4	120	83.498	3
5	233.33	72.466	3
6	346.67	53.194	3
7	453.33	25.681	3
8	466.67	25.681	0
9	466.67	6.409	0
10	480	6.409	-3
11	920	6.409	-3
12	933.33	6.409	0

$$i := 0, 1 \dots \text{last}(\text{gate}^{(0)})$$

$$t_{\text{gate}} := \text{gate}^{(0)} \cdot s$$

$$F_{n.\text{real}} := \text{gate}^{(1)} \cdot \text{kN}$$

$$v_{\text{axial}} := \text{gate}^{(2)} \cdot \frac{\text{mm}}{s}$$

$$s_{\text{axial}} := \text{gate}^{(3)} \cdot \text{mm}$$

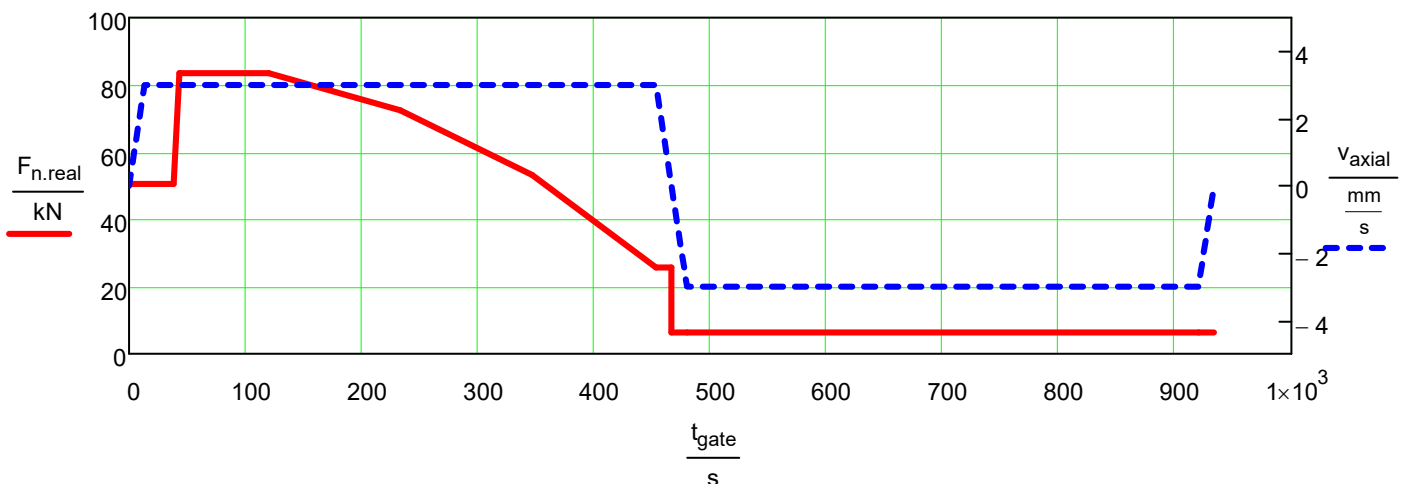
$$i_{\text{cycle}} := \text{last}(\text{gate}^{(0)}) \quad i_{\text{cycle}} = 12$$

$$t_{\text{cycle}} := t_{\text{gate}_{i_{\text{cycle}}}} \quad t_{\text{cycle}} = 933.33 \text{ s}$$

$$q_t := \begin{cases} \text{for } j \in 1 \dots (i_{\text{cycle}}) \\ q_j \leftarrow \frac{t_{\text{gate}_j} - t_{\text{gate}_{j-1}}}{t_{\text{cycle}}} \cdot 100\% \\ j \leftarrow j + 1 \end{cases}$$

Check (q_t must be 100%):

$$\sum q_t = 100 \cdot \%$$



► Determine minimum and maximum forces

$$F_{\text{push.max}} := \left| \min(F_{\text{push}}) \right| \cdot \text{kN} \quad = \text{fatigue load pushing "UGT"}$$

Incidental maximum pushing force:

$$F_{\text{pull.max}} := \max(F_{\text{pull}}) \cdot \text{kN} \quad = \text{fatigue load pulling "UGT"}$$

Incidental maximum pulling force:

$$F_{\text{n.max}} := \max\left(\left|F_{\text{push.max}}\right|, \left|F_{\text{push.max.inc}}\right|, \left|F_{\text{pull.max}}\right|, \left|F_{\text{pull.max.inc}}\right|\right) \quad = \text{maximum occurring axial load}$$

$$F_{\text{push.UGT}} := \gamma_F \cdot \max\left(\left|F_{\text{push.max}}\right|, \left|F_{\text{push.max.inc}}\right|\right) \quad = \text{"UGT" overload specified}$$

$$F_{\text{pull.UGT}} := \gamma_F \cdot \max\left(\left|F_{\text{pull.max}}\right|, \left|F_{\text{pull.max.inc}}\right|\right) \quad = \text{"UGT" overload specified}$$

$$s_{\text{axial.max}} := \max(s_{\text{axial}}) \quad = \text{Maximum axial stroke}$$

$$s_{\text{spare.bottom}} \quad = \text{Spare stroke bottom side}$$

$$s_{\text{spare.top}} \quad = \text{Spare stroke top side}$$

$$v_{\text{axial.max.extr.}} := \max(v_{\text{axial}}) \quad = \text{Maximum extracting speed}$$

$$v_{\text{axial.max.retr.}} := \min(v_{\text{axial}}) \quad = \text{Maximum retracting speed}$$

$$v_{\text{axial.max}} := \max\left(v_{\text{axial.max.extr.}}, \left|v_{\text{axial.max.retr.}}\right|\right)$$

$$F_{\text{push.max}} = 0 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{push.max.inc}} := 40 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{pull.max}} = 83.5 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{pull.max.inc}} := 83.5 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{n.max}} = 83.5 \text{ kN}$$

$$F_{\text{push.UGT}} = 60 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{pull.UGT}} = 125 \cdot \text{kN}$$

$$s_{\text{axial.max}} = 1360 \cdot \text{mm}$$

$$s_{\text{spare.bottom}} := 50 \cdot \text{mm}$$

$$s_{\text{spare.top}} := 50 \cdot \text{mm}$$

$$v_{\text{axial.max.extr.}} = 3 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v_{\text{axial.max.retr.}} = -3 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v_{\text{axial.max}} = 3 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$a_{\text{axial}} := \begin{array}{l} \text{for } j \in 1 \dots \text{last}(\text{gate}^{(0)}) \\ \quad k \leftarrow j - 1 \\ \quad x_k \leftarrow v_{\text{axial},j} - v_{\text{axial},k} \\ \quad y_k \leftarrow t_{\text{gate},j} - t_{\text{gate},k} \\ \quad z_k \leftarrow \frac{x_k}{y_k} \end{array} \quad a_{\text{axial}} = \text{acceleration of the spindle nut}$$

	0	
0	0.23	
1	0	
2	0	
3	0	
4	0	
5	0	
6	0	
7	-0.22	
8	0	
9	-0.23	
10	0	
11	0.23	

$a_{\text{axial}} = \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$

3.2 Lifetime requirements

nr_{cyc} = Number of duty cycles per day (cyl. full extension + full retraction).

nr_{dpy} = Number of days per year

L_y = Required Lifetime in years.

Total amount of cycles =

$$L_{\text{st.req}} := nr_{\text{cyc}} \cdot nr_{\text{dpy}} \cdot L_y$$

$$nr_{\text{cyc}} := 9 \cdot \text{day}^{-1}$$

$$nr_{\text{dpy}} := 333 \cdot \frac{\text{day}}{\text{yr}}$$

$$L_y := 50 \cdot \text{yr}$$

$$L_{\text{st.req}} = 149850$$

3.3 Environmental conditions

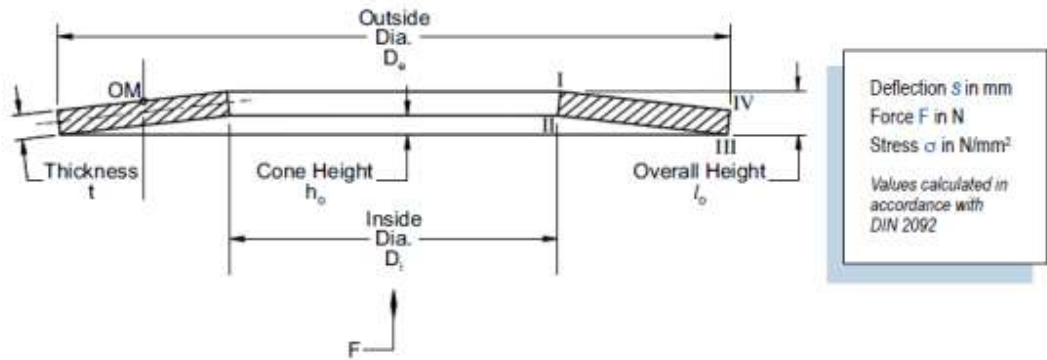
Operating temperature range:

$$T_{\min} := 253 \cdot K = T_{\min} = -20.15 \cdot ^\circ C$$

$$T_{\max} := 333 \cdot K = T_{\max} = 59.85 \cdot ^\circ C$$

4. Disc spring set configuration

Disc springs acc. DIN2093 are applied as shock absorption. Calculations are according DIN2092 and supplier standards.



► Dimensions

$F_{pt.bs}$ = Pre-tension of the shock absorption on bottom side

$$F_{pt.bs} := 75\text{kN}$$

$F_{pt.rs}$ = Pre-tension of the shock absorption on rod side

$$F_{pt.rs} := 75\text{kN}$$

► Simplified calculation to determine max stroke length dependent on pre-tension

► Determine maximum travel

$\Delta l_{spr.bs}$ = maximum disc spring package travel

$$\Delta l_{spr.bs} := x_{0.bs} - x_1$$

$$\Delta l_{spr.bs} = 4.64 \cdot \text{mm}$$

$\Delta l_{spr.rs}$ = maximum disc spring package travel

$$\Delta l_{spr.rs} := x_{0.rs} - x_1$$

$$\Delta l_{spr.rs} = 4.64 \cdot \text{mm}$$

5. Spindle and bearing selection

5.1 Spindle data

The spindle load capacity is calculated according ISO3408 in accordance to DIN19704. Other calculations are according Rexroth internal standard. For this standard see also R999001185 (Screw Assemblies)

Spindle type: Planetary roller screw

$d_{0_{sp}}$ = Mean dia spindle. $d_{0_{sp}} := 48\text{mm}$

P_{sp} = Lead spindle (5 or 10). $P_{sp} := 10\text{mm}$

Tolerance grade (5,7 or 9): $Tol := 9$

▢ Main dimensions

▢ Efficiency

η_{sp} = Spindle efficiency $\eta_{sp} = 78.2\%$

▢ Static/ Dynamic load rating

▢ Detailed dimensions

5.2 Bearing data

The bearing load capacity is calculated according SKF documentation. For tandem arrangement of angular contact bearings a correction factor is considered.

Bearing type: Angular contact bearings according DIN628

$n_{bearings}$ = Number of axial bearings $n_{bearings} := 4$

n_{push} = Number of axial bearings in pushing direction $n_{push} := 2$

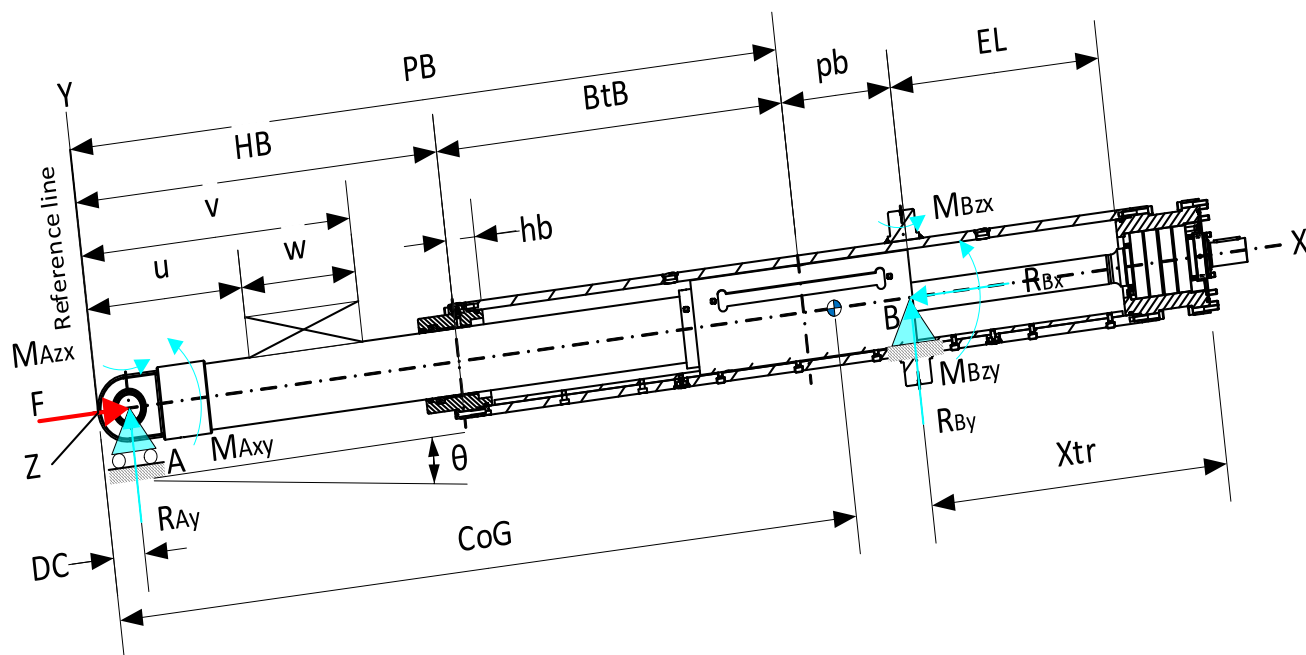
n_{pull} = Number of axial bearings in pulling direction $n_{pull} := 2$

$$n_{pull} := n_{bearings} - n_{push}$$

▢ Static/ dynamic load rating

6. Actuator main dimensions

6.1 Application related input



Angle of the actuator with the horizontal, i.e. in the xy-plane :

$\theta := 90 \cdot \text{deg}$

Rod interface (RI) :

- 1 = G (threaded end)
- 2 = L or P (male clevis with spherical bearing)
- 3 = R (female clevis)

RI := 3

Tube interface (TI) :

- 1 = ME7 (front flange)
- 2 = ME4 (mid flange)
- 3 = MT4 (trunnion)
- 4 = MP5 (bottom clevis)

TI := 2

☐ Determine actuator type

☒ Axial position of trunnion or mid flange when TI = ME4 or MT4

Distance center of the trunnion journals or middle of the flange to the right-hand edge of the bottom

$X_{tr} := 1062 \cdot \text{mm}$

☐ Axial position of trunnion or mid flange when TI = ME4 or MT4

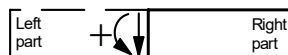
- Positive is as shown in diagram above;
- Gravity is acting in the xy-plane;
- Support B depends on the type of mounting and can be on the shell (trunnion), as drawn, or at the bottom (clevis) of the actuator;
- For clarity the trunnion is 90° turned and drawn hidden;
- Unit load "w" is established by the weight of all individual actuator components involved as defined below and shall be resolved in accordance with angle θ ;
- The functions "Shear" as well as "Moment" provide the actual figures for any x along the actuator ($0 \leq x \leq L$), taking into account all loads.

For solving reactions :

$$+\rightarrow \Sigma F=0 \quad +\downarrow \Sigma F=0 \quad +\curvearrowright \Sigma M=0$$

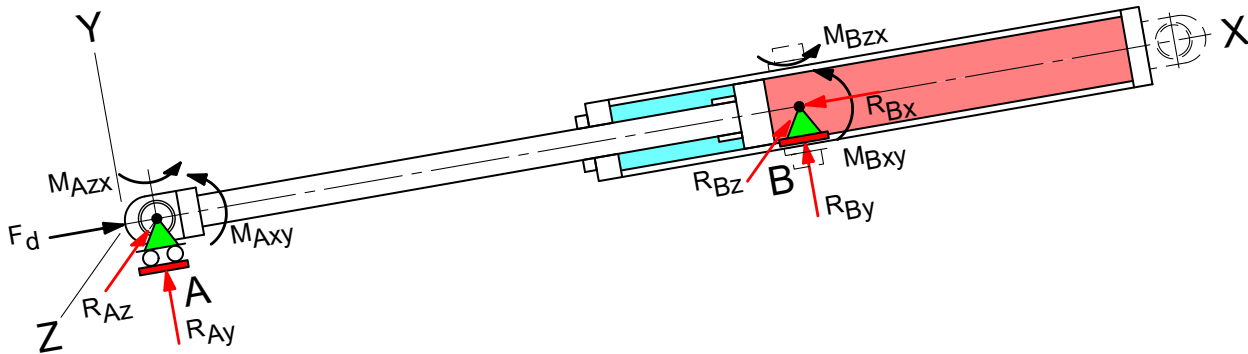
For the shear-force and

bending-moment diagrams :



6.2 Bearing between rod and cylinder tube

► Slide bearing data



- Positive is as shown in diagram above;
- Gravity is acting in the xy-plane;
- Support B depends on the type of mounting and can be on the shell as trunnion or mid flange;
- For clarity the trunnion is 90° turned and drawn hidden;

Signs for the moments of friction established by the total external load, transferred through the bearings on the actuator. These moments can occur in the steady state situation due to deflection of the actuator or misalignment of the pivots. They also can occur in the static situation, just before pivoting of the bearings (-1 = negative, 0 = none, 1 = positive) :

At the left support (A) in the xy-plane :

SignM_{Axy} := -1

At the right support (B) in the xy-plane :

SignM_{Bxy} := 1

At the left support (A) in the zx-plane :

SignM_{Azx} := 0

At the right support (B) in the zx-plane :

SignM_{Bzx} := 0

► Spherical bearing data

► Relevant if actuator is filled with oil

6.3 Main parts dimensions

► Guide bushing dimensions

► Rod dimensions

► Head dimensions

► Bearing housing dimensions

► Cylinder tube dimensions

► if TI = MT4: Trunnion dimensions

► if RI = R: Female clevis dimensions

► Stop tube [y/n]

► Motor group dimensions

► Clevis at bottom side [y/n]

► Gearmotor dimensions

6.4 Actuator bolted joints

6.4.1 Bolted joint bearing housing / actuator tube

Bearing housing is connected to the actuator tube by a bolted connection

$d_{\text{bolts.bot}}$ = bolt diameter M..

$l_{\text{bolts.bot}}$ = bolt length M.. x ..

$n_{\text{bolts.bot}}$ = nr of bolts that are mounted

$\text{ReH}_{\text{bolts.bot}}$ = nominal yield stress of the used bolts

$\text{PCD}_{\text{bolts.bot}}$ = pitch circle diameter of the used bolts

$v_{\text{bolts.bot}}$ = Number of bolt partitions

$C_{T,\text{bolts.bot}}$ = Measurement of the interface surface :

$D_{\text{bot.flange}}$ = Outside diameter of the bolt flange (i.e. bottom outside diameter in most cases)

M_{bot} = Moment on bottom bolts due to weight bottom with electromechanical actuator

pat = Determine "Straddle" or "Non Straddle" pattern, with regard to the horizontal positive center line (1 for "Straddle", 0 for "Non Straddle": refer to figures below) :

f_s = Stiffness factor (height from lower turning point; see figures below):

$d_{\text{bolts.bot}} := 8\text{mm}$

$l_{\text{bolts.bot}} := 50\text{mm}$

$n_{\text{bolts.bot}} := 24$

$\text{ReH}_{\text{bolts.bot}} := 900\text{MPa}$

$\text{PCD}_{\text{bolts.bot}} := 174\text{mm}$

$v_{\text{bolts.bot}} := n_{\text{bolts.bot}}$

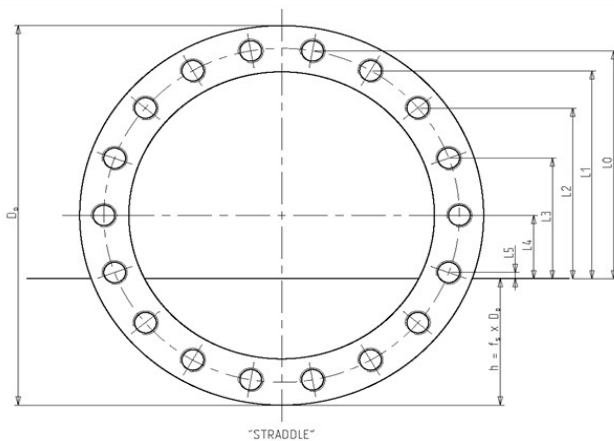
$C_{T,\text{bolts.bot}} := 2 \cdot d_{\text{bolts.bot}}$

$D_{\text{bot.flange}} := 190\text{mm}$

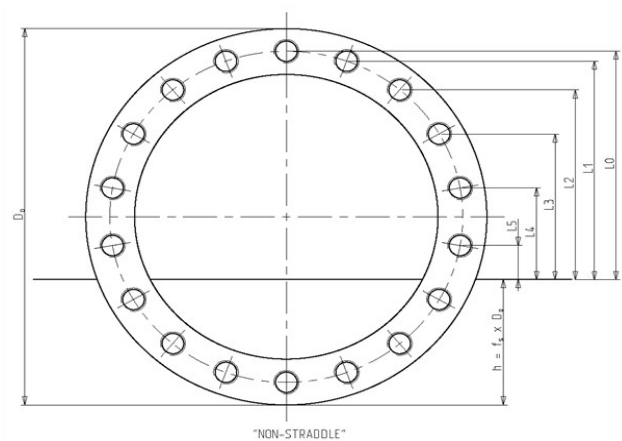
$M_{\text{bot}} := 800\text{N}\cdot\text{m}$

pat := 0

$f_s := \frac{1}{4}$



"STRADDLE"



"NON-STRADDLE"

6.4.2 Bolted joint head / actuator tube

Head of the actuator is connected to the actuator tube by a bolted connection. The head guides the rod which transmits the forces and is provided with a lubrication hole to lubricate the rod. This connection is only loaded when the nut is travelling towards the head and being pushed against it.

$d_{\text{bolts.sp}}$ = bolt diameter M..

$l_{\text{bolts.sp}}$ = bolt length M.. x ..

$n_{\text{bolts.sp}}$ = nr of bolts that are mounted

$\text{ReH}_{\text{bolts.sp}}$ = nominal yield stress of the used bolts

$\text{PCD}_{\text{bolts.sp}}$ = pitch circle diameter of the used bolts

$v_{\text{bolts.sp}}$ = Number of bolt partitions

$C_{T,\text{bolts.sp}}$ = Measurement of the interface surface :

$d_{\text{bolts.head}} := 8\text{mm}$

$l_{\text{bolts.head}} := 50\text{mm}$

$n_{\text{bolts.head}} := 23$

$\text{ReH}_{\text{bolts.head}} := 900\text{MPa}$

$\text{PCD}_{\text{bolts.head}} := 174\text{mm}$

$v_{\text{bolts.head}} := 24$

$C_{T,\text{bolts.head}} := 2 \cdot d_{\text{bolts.head}}$

6.4.3 Bolted joint motor adapterflange / bearing housing

The gearmotor which drives the spindle is connected to the actuator by using an adapterflange. This flange is bolted to the actuator. This connection does not transmit axial forces, only providing friction for torsional moment caused by the gearmotor and bending moment caused by the weight of the gearmotor.

$d_{\text{bolts.sp}}$ = bolt diameter M..

$l_{\text{bolts.sp}}$ = bolt length M.. x ..

$n_{\text{bolts.sp}}$ = nr of bolts that are mounted

$\text{ReH}_{\text{bolts.sp}}$ = nominal yield stress of the used bolts

$\text{PCD}_{\text{bolts.sp}}$ = pitch circle diameter of the used bolts

$v_{\text{bolts.sp}}$ = Number of bolt partitions

$C_{\text{T.bolts.sp}}$ = Measurement of the interface surface :

$d_{\text{bolts.motfl}} := 8\text{mm}$

$l_{\text{bolts.motfl}} := 50\text{mm}$

$n_{\text{bolts.motfl}} := 16$

$\text{ReH}_{\text{bolts.motfl}} := 900\text{MPa}$

$\text{PCD}_{\text{bolts.motfl}} := 174\text{mm}$

$v_{\text{bolts.motfl}} := n_{\text{bolts.motfl}}$

$C_{\text{T.bolts.motfl}} := 2 \cdot d_{\text{bolts.motfl}}$

6.4.4 Bolted joint rail / actuator tube

The nut, and therefore the rod are internally blocked against rotation, so rotational movement is directly resulting in translational movement. This is done by a rail. This rail is bolted to the actuator tube.

$d_{\text{bolts.sp}}$ = bolt diameter M..

$l_{\text{bolts.sp}}$ = bolt length M.. x ..

$n_{\text{bolts.sp}}$ = nr of bolts that are mounted

$\text{ReH}_{\text{bolts.sp}}$ = nominal yield stress of the used bolts

$P_{\text{bolts.sp}}$ = pitch of the used bolts

$v_{\text{bolts.sp}}$ = Number of bolt partitions

$C_{\text{T.bolts.sp}}$ = Measurement of the interface surface :

$d_{\text{bolts.rail}} := 8\text{mm}$

$l_{\text{bolts.rail}} := 50\text{mm}$

$n_{\text{bolts.rail}} := 16$

$\text{ReH}_{\text{bolts.rail}} := 900\text{MPa}$

$P_{\text{bolts.rail}} := 150\text{mm}$

$v_{\text{bolts.rail}} := n_{\text{bolts.rail}}$

$C_{\text{T.bolts.rail}} := 2 \cdot d_{\text{bolts.rail}}$

6.5 Actuator threaded joints (EN 14359: 2017, Section 5.6.1.4)

6.5.1 Threaded joint: locking flange spring stack / guide bushing

$d_{thr.spfl}$ = Nominal thread diameter

$L_{p.thr.spfl}$ = Pitch of the thread (2,3,4,6 or 8mm):

$L_{e.thr.spfl}$ = Length of the engaged thread of the joint :

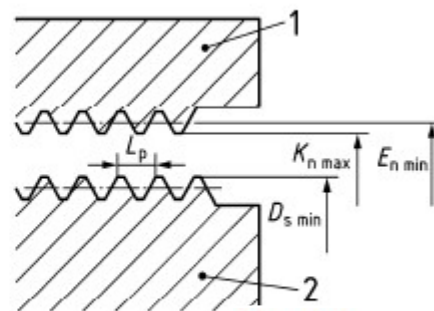
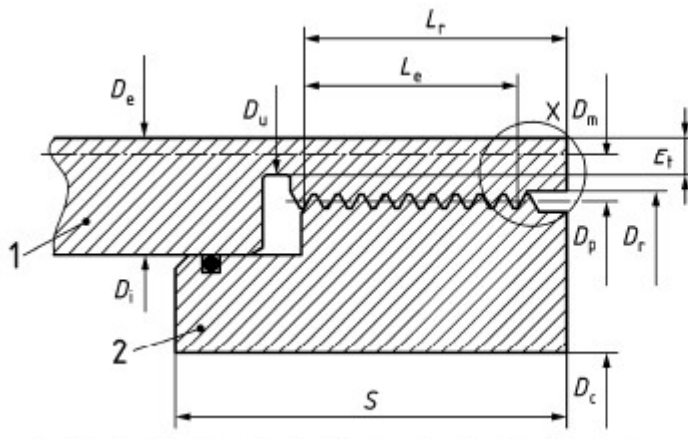
$L_{r.thr.spfl}$ = Length of the engaged thread plus runout length of the joint :

$d_{thr.spfl} := 140 \cdot \text{mm}$

$L_{p.thr.spfl} := 3 \cdot \text{mm}$

$L_{e.thr.spfl} := 22 \cdot \text{mm}$

$L_{r.thr.spfl} := 22 \cdot \text{mm}$



Legende

$D_{s \min} < D_r \leq D_{s \min} + 1$ 1 Gehäuse mit Innengewinde
2 Deckel

6.5.2 Threaded joint: clevis / rod

$d_{thr.clevis}$ = Nominal thread diameter between rod and clevis:

$L_{p.thr.clevis}$ = Pitch of the thread (2,3,4,6 or 8mm):

$L_{e.thr.clevis}$ = Length of the engaged thread of the joint :

$L_{r.thr.clevis}$ = Length of the engaged thread plus runout length of the joint :

$r_{r.thr.clevis}$ = Runout radius of the threaded joint (for fatigue calculation):

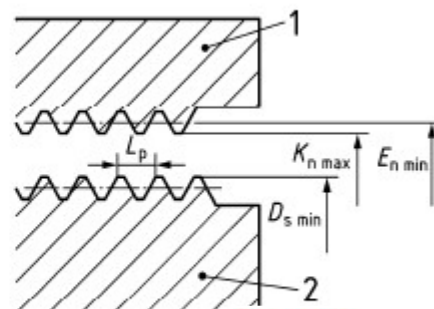
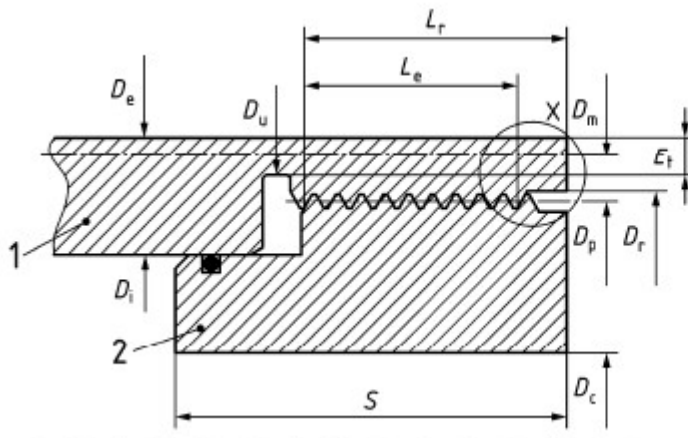
$d_{thr.clevis} := 95 \cdot \text{mm}$

$L_{p.thr.clevis} := 2 \cdot \text{mm}$

$L_{e.thr.clevis} := 57 \cdot \text{mm}$

$L_{r.thr.clevis} := 65 \cdot \text{mm}$

$r_{r.thr.clevis} := 1.6 \text{mm}$



Legende

$D_{s \min} < D_r \leq D_{s \min} + 1$ 1 Gehäuse mit Innengewinde
2 Deckel

6.5.3 Threaded joint: rod / locking flange spring stack

$d_{thr.flange}$ = Nominal thread diameter between shell and head:

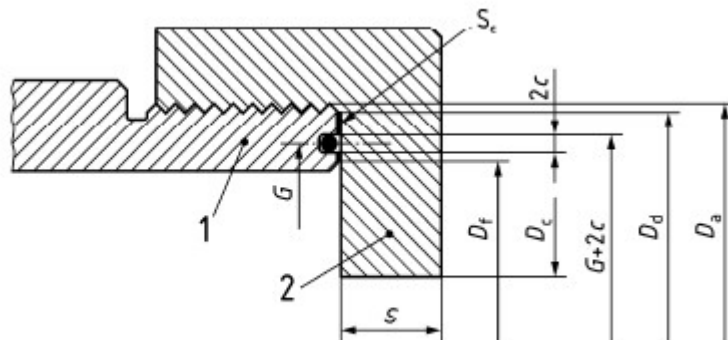
$L_{p.thr.flange}$ = Pitch of the thread (2,3,4,6 or 8mm):

$L_{e.thr.flange}$ = Length of the engaged thread of the joint :

$d_{thr.flange} := 110 \cdot \text{mm}$

$L_{p.thr.flange} := 4 \cdot \text{mm}$

$L_{e.thr.flange} := 30 \cdot \text{mm}$



Legende

- 1 Gehäuse mit Außengewinde
- 2 Deckel

6.5.4 Threaded joint bearing locking flange / bearing housing

$d_{thr.bearlock}$ = Nominal thread diameter flange:

$L_{p.thr.bearlock}$ = Pitch of the thread (2,3,4,6 or 8mm):

$L_{e.thr.bearlock}$ = Length of the engaged thread of the joint :

$L_{r.thr.bearlock}$ = Length of the engaged thread plus runout length of the joint :

$D_{u.bearlock}$ = Outside diameter at the position of the thread (gives min. wall thickness):

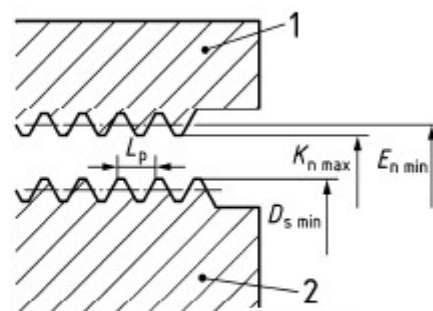
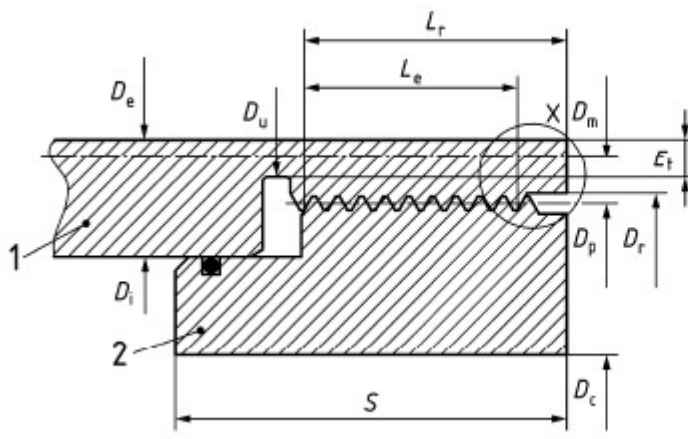
$d_{thr.bearlock} := 115 \cdot \text{mm}$

$L_{p.thr.bearlock} := 2 \cdot \text{mm}$

$L_{e.thr.bearlock} := 16 \cdot \text{mm}$

$L_{r.thr.bearlock} := 19 \cdot \text{mm}$

$D_{e.bearlock} := 158 \cdot \text{mm}$



Legende

- 1 Gehäuse mit Innengewinde
- 2 Deckel

6.6 Actuator welded joints

☒ Welded joint between trunnion or mid flange and cylinder tube

6.3.4 Welded joint trunnion or mid flange to actuator tube

Positions of the trunnion welds on the shell.

$$\text{pos}_{\text{tr},1} := X_{\text{tr}} - 0.5 \cdot L_{\text{trunnion}}$$

$$\text{pos}_{\text{tr},2} := X_{\text{tr}} + 0.5 \cdot L_{\text{trunnion}}$$

a_{trunnion} = throat of the weld between shell and trunnion.

$$a_{\text{tr}} := 3\text{mm}$$

☐ Welded joint between trunnion or mid flange and cylinder tube

7. Material properties

7.1 Input actuator material strength values

7.1 Rod group

Disc spring locking flange material = S235J2 (1.0117) acc. EN 10025-2

$ReH_{ds.flange}$ = Disc spring locking flange material yield

$ReH_{ds.flange} := 160 \cdot \text{MPa}$

$Rm_{ds.flange}$ = Disc spring locking flange tensile strength

$Rm_{ds.flange} := 330 \cdot \text{MPa}$

Guide bushing material = S355 (1.0580) acc. EN 10025-2

$ReH_{ds.flange}$ = Guide bushing material yield

$ReH_{gb.flange} := 160 \cdot \text{MPa}$

$Rm_{ds.flange}$ = Guide bushing tensile strength

$Rm_{gb.flange} := 330 \cdot \text{MPa}$

Rod material = X2CrNiMo17-12-2 (1.4404) acc. EN 10294-2

ReH_{rod} = Rod material yield

$ReH_{rod} := 190 \cdot \text{MPa}$

Rm_{rod} = Rod material tensile strength

$Rm_{rod} := 490 \cdot \text{MPa}$

☐ Rod adapter material if present

☒ Clevis material if present

Clevis material = S235J2 (1.0117) acc. EN 10025-2

ReH_{clevis} = Clevis material yield

$ReH_{clevis} := 160 \cdot \text{MPa}$

Rm_{clevis} = Clevis tensile strength

$Rm_{clevis} := 330 \cdot \text{MPa}$

☐ Clevis material if present

Bearing locking flange material = S235J2 (1.0117) acc. EN 10025-2

$ReH_{bearlock}$ = Bearing locking flange material yield

$ReH_{bearlock} := 160 \cdot \text{MPa}$

$Rm_{bearlock}$ = Bearing locking flange material tensile strength

$Rm_{bearlock} := 330 \cdot \text{MPa}$

Bearing housing material = S235J2 (1.0117) acc. EN 10025-2

ReH_{bottom} = Bearing housing material yield

$ReH_{bottom} := 160 \cdot \text{MPa}$

Rm_{bottom} = Bearing housing material tensile strength

$Rm_{bottom} := 330 \cdot \text{MPa}$

Actuator tube material = E355 +SR (1.0580) acc. EN 10305-1

ReH_{shell} = actuator tube material yield

$ReH_{shell} := 355 \cdot \text{MPa}$

Rm_{shell} = actuator tube tensile strength

$Rm_{shell} := 570 \cdot \text{MPa}$

☐ Trunnion material if present

☒ Mid flange material if present

Mid flange material = S355J2 (1.0577) acc. EN 10025-2

$ReH_{mid.flange}$ = Mid flange material yield

$ReH_{mid.flange} := 325 \cdot \text{MPa}$

$Rm_{mid.flange}$ = Mid flange material tensile strength

$Rm_{mid.flange} := 470 \cdot \text{MPa}$

☐ Mid flange material if present

☐ Front flange material if present

Head material = S235J2 (1.0117) acc. EN 10025-2

ReH_{head} = Head material yield

$ReH_{head} := 160 \cdot \text{MPa}$

Rm_{head} = Head material tensile strength

$Rm_{head} := 330 \cdot \text{MPa}$

8. Input motor, coupling and transmission data

Motor type =	Asynchronous three phase motor
Transmission type =	Bevel gear
Motor power =	$P_{motor} := 0.37 \cdot kW$
Rotation speed motor reductor =	$n_{gear} := 18.5 \cdot rpm$
Mass of the gearmotor =	$m_{motor} := 38 \cdot kg$

☐ Inertia and efficiency

9. Design calculations for the spindle, nut and disc spring package

▶ Calculate static safety factor

Design of the static load safety factor in relation to the operating conditions

Operating conditions	Static load safety factor S_0
Overhead arrangements and applications representing a high hazard potential	≥ 12
High dynamic load when at standstill, contamination.	8 - 12
Normal design of machinery and plant without full knowledge of the load parameters or connection details.	5 - 8
Full knowledge of all the load data. Vibration-free operation is ensured.	3 - 5

$$S_0 = 4.6$$

$$S_0 \geq 3 = 1$$

▶ Determine travel deviation

e_p = tolerance mean actual travel deviation

$$e_p = 632.7 \cdot \mu\text{m}$$

▶ Calculate characteristic speed

Check for characteristic speed:

$$v_{ch} = 5429$$

$$v_{ch} < 150000 = 1$$

9.2 Lifetime calculations

► Determine mean square force over cycle input

Mean square force (F_m) =

$$F_m = 50.187 \cdot \text{kN}$$

Total required amount of useful strokes in a lifetime ($L_{\text{st.req}}$) =

$$L_{\text{st.req}} = 149850$$

► Determine service life

Total amount of useful strokes in a lifetime (L_{st}) =

$$L_{\text{st}} := \frac{L_{\text{sp}}}{n_{\text{st}}} = 295394$$

Check : required lifetime must be < service life

$$L_{\text{sp.req}} \leq L_{\text{sp}} = 1$$

9.3 Drive torque and drive power calculations

▶ Check maximum torque with permissible drive torque of spindle

Check: drive torque <= maximum permissible drive torque

$M_{sp,max} \leq M_p = 1$

$P_a =$ drive power

$$P_a := \frac{\left(\frac{M_{sp}}{N \cdot m} \cdot \frac{n_{sp}}{rpm} \right)}{9550} \cdot kW$$

	0
0	0
1	0.22
2	0.22
3	0.36
4	0.36
5	0.31
6	0.23
7	0.12
8	0
9	0
10	-0.04
11	-0.04
12	0

$P_a =$ ·kW

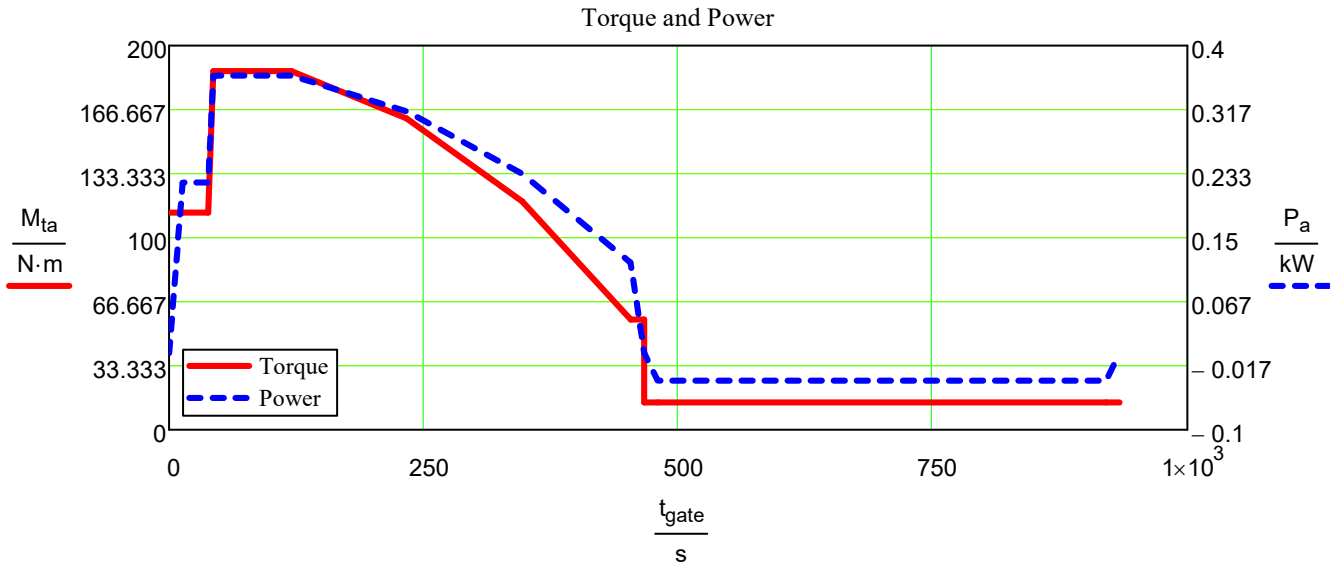
	0
0	0
1	18
2	18
3	18
4	18
5	18
6	18
7	18
8	0
9	0
10	-18
11	-18
12	0

$n_{sp} =$ ·rpm

$P_{a,max}$ = maximum required power

$P_{a,max} := \max(P_a)$

$P_{a,max} = 0.36 \cdot kW$



9.4 Drive critical speed calculations

▶ Check critical spindle speed due to cetrifugal forces

Check : the theoretical max. speed
must be <= the premissible operating
speed

$n_{sp.th.max} \leq n_{crp} = 1$

9.5 Drive critical buckling calculations

▶ Check maximum pushing load considering buckling

$$F_{push} := \begin{cases} \text{for } z \in 0 .. (i_{cycle}) \\ \quad \left| \begin{array}{l} F_z \leftarrow |F_{n_z}| \text{ if } F_{n_z} \leq 0 \\ F_z \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{(return } F) \end{cases}$$

$F_{push.max} = 0 \cdot kN$

Check : the maximum axial load must
be <= the permissible axial load

$F_{push} \leq F_{cp} =$

	0
0	1
1	1
2	1
3	1
4	1
5	1
6	1
7	1
8	1
9	1
10	1
11	1
12	1

$$F_{push.inc} := \begin{cases} \text{for } z \in 0 .. (i_{cycle}) \\ \quad \left| \begin{array}{l} F_z \leftarrow |F_{n_z}| \text{ if } F_{n_z} \leq 0 \\ F_z \leftarrow F_{push.max.inc} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{(return } F) \end{cases}$$

Check : the maximum incidental axial pushing load must be <= the permissible
axial pushing load over whole stroke if it is not known where this force may
occur

$F_{push.inc} \leq F_{cp} =$

	0
0	1
1	1
2	1
3	1
4	1
5	1
6	1
7	1
8	1
9	1
10	1
11	1
12	1

9.6 Drive bearing calculations

▶ Determine maximum allowable speed Check : the maximum rotating bearing speed must be <= the maximum occurring speed		$n_{sp.th.max} \leq n_{Gb.max} = 1$
▶ Determine maximum allowable axial load Check : the maximum axial load must be <= the permissible axial load		$F_{n.max} \leq F_{0ax.p} = 1$
▶ Calculate service life of bearing configuration Check : required lifetime must be < service life Determinitive part for lifetime =	$part := \begin{cases} "spindle" & \text{if } L_{h.ult} = L_{h.sp} \\ "bearing" & \text{if } L_{h.ult} = L_{h.b} \end{cases}$	$L_{sp.req} \leq L_b = 1$ $part = "spindle"$

9.7 Disc spring calculations (acc. EN 16984)

▶ Calculate disc spring configuration according EN16984

Check against EN 16983 section 10.1 (p.17)

(for static or moderate stress fluctuations = $n < 10^4$ cycles)

$$|\sigma_{OM}(\Delta x_{ds} + s_{ds})| \leq 1600 \text{ MPa} = 1$$

Fatigue does not apply, since the disc springs are only in operation during calamities

▶ Additional fatigue calculation

10. Motor, coupling and transmission calculations

n_{motor} = maximum motor speed that can occur

$$n_{\text{motor}} := n_{\text{sp.th.max}} \cdot i_{\text{tr}}$$

$$n_{\text{motor}} = 1382.22 \cdot \text{rpm}$$

▶ Calculate complete drive train including inertias

$$P_{\text{mot}} := \left(\frac{M_{\text{motor}} \cdot n_{\text{motor}}}{\eta_{\text{tr}}} \right)$$

$$P_{\text{mot}} = 0.41 \cdot \text{kW}$$

11. Design calculations for the actuator

Stability analysis of a clevis-trunnion or clevis-clevis actuator

Sources : Sterkteleer, Ir. G.L. Ludolph & Ir. A.P. Potma (1996), Hoofdstuk 6;
Mechanics of materials, R.C. Hibbeler (1997), Chapters 6, 11 & 12;
DIN 19704-1:1998-05 Hydraulic steel structures;
Stahlwasserbauten, Kommentar zu DIN 19704 (2000);
Stabilitätsprobleme der Elastostatik, Dr. Ing. A. Pflüger (3. Auflage 1975);
Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 20. Auflage (2001).

Subject matter : Electromechanical actuator, subjected to it's weight,
moments of friction and internal pressure, while axially loaded

11.1 General calculations

► Validity of input

Determinative pushing force on the actuator

Design value of the pushing force on the actuator

$$F_d := F_{\text{push.max.inc}} \cdot \gamma_F$$

Value for the maximum allowable imperfection of
the actuator, with regard to dimension CtC :

$$\text{ImpValue} := \begin{cases} 450 & \text{if ODSheilMachined} \\ 300 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$F_{\text{push.max}} = 0 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{push.max.inc}} = 40 \text{ kN}$$

$$F_d = 60 \cdot \text{kN}$$

$$\text{ImpValue} = 300$$

► Weight medium in actuator

► Interpreting geometry 1

11.2 Unit line loads due to the weight

► Establishing unit line loads

► Interpreting geometry 2

11.3 Mass and center of gravity

►

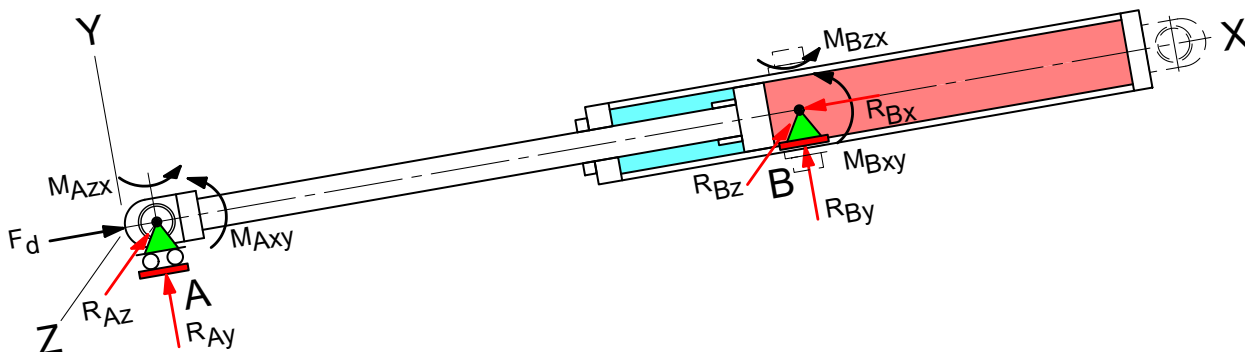
Mass of the actuator

►

Center of gravity referred to bottom in extended position

$$\text{Mass} := 416 \cdot \text{kg}$$

$$\text{CoG} := 1432 \cdot \text{mm}$$



11.4 Reaction load in the x-direction due to the weight

Right reaction load RW_{Bx} parallel with the actuator

$$RW_{Bx} := - \sum_{i=0}^{\text{last}(w)} \left[w_i \cdot (v_i - u_i) \right] \cdot \sin(\theta) \cdot \gamma_F$$

$$RW_{Bx} = -20.22 \cdot \text{kN}$$

Note

- This reaction load is due to the weight multiplied by γ_F .

11.5 Reaction load in the x-direction due to the axial load

Right reaction load RL_{Bx} parallel with the actuator

$$RL_{Bx} := F_d$$

$$RL_{Bx} = 60.00 \cdot \text{kN}$$

11.6 Total reaction load in the x-direction

Total right reaction load at B :

$$R_{Bx} := RW_{Bx} + RL_{Bx}$$

$$R_{Bx} = 39.78 \cdot \text{kN}$$

Note

- Because the left support is a roller guided support, there is no left reaction load parallel with the actuator.

11.7 Reaction loads in the y-direction due to the weight

Initial values

From the principle of moments, with the center of moments at the very left end of the actuator.....

$$- \sum_{i=0}^{\text{last}(w)} \left[w_i \cdot (v_i - u_i) \cdot \left[u_i + \frac{(v_i - u_i)}{2} \right] \right] \cdot \cos(\theta) \cdot \gamma_F + RW_{Ay} \cdot DC + RW_{By} \cdot (DC + CtC) = 0$$

and the sum of the vertical forces,

$$\sum_{i=0}^{\text{last}(w)} \left[w_i \cdot (v_i - u_i) \right] \cdot \cos(\theta) \cdot \gamma_F - RW_{Ay} - RW_{By} = 0$$

the reaction loads can be solved :

Solving for reaction loads

Left reaction load RW_{Ay} perpendicular to the actuator

$$RW_{Ay} = 0.00 \cdot \text{kN}$$

Right reaction load RW_{By} perpendicular to the actuator :

$$RW_{By} = 1.57 \times 10^{-15} \cdot \text{kN}$$

Note

- These reaction loads are due to the weight multiplied by γ_F .

11.8 Moments of friction

Figure of the moment of friction established by the total external load, transferred through the bearing on the actuator at A :

$$M_{\text{Friction}_A} := \mu \cdot \sqrt{F_d^2 + RW_{Ay}^2} \cdot \frac{adRS}{2}$$

Figure of the moment of friction established by the total external load, transferred through the bearing on the actuator at B :

$$M_{\text{Friction}_B} := \mu \cdot \sqrt{R_{Bx}^2 + RW_{By}^2} \cdot \frac{adBS}{2}$$

In the xy-plane

Established moment of friction at A :

$$M_{Axy} := M_{\text{Friction}_A} \cdot \text{Sign}M_{Axy}$$

$$M_{Axy} = -310 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Established moment of friction at B :

$$M_{Bxy} := M_{\text{Friction}_B} \cdot \text{Sign}M_{Bxy}$$

$$M_{Bxy} = 164 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

In the zx-plane

Established moment of friction at A :

$$M_{Azx} := M_{\text{Friction}_A} \cdot \text{Sign}M_{Azx}$$

$$M_{Azx} = 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Established moment of friction at B :

$$M_{Bzx} := M_{\text{Friction}_B} \cdot \text{Sign}M_{Bzx}$$

$$M_{Bzx} = 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Notes

- The lines of action of the external loads are assumed to cross in the center of a bearing;
- This resultant is therefore considered as the normal force on a bearing.

11.9 Reaction loads in the y-direction due to the moments of friction

Initial values

From the principle of moments, with the center of moments at the very left end of the actuator.....

$$M_{Axy} + M_{Bxy} + RF_{Ay} \cdot DC + RF_{By} \cdot (DC + CtC) = 0$$

and the sum of the vertical forces,

$$-RF_{Ay} - RF_{By} = 0$$

the reaction loads can be solved :

Solving for reaction loads

Left reaction load RF_{Ay} perpendicular to the actuator :

$$RF_{Ay} = -0.05 \cdot \text{kN}$$

Right reaction load RF_{By} perpendicular to the actuator :

$$RF_{By} = 0.05 \cdot \text{kN}$$

11.10 Reaction loads in the z-direction due to the moments of friction

Initial values

From the principle of moments, with the center of moments at the very left end of the actuator.....

$$M_{AZx} + M_{Bzx} + RF_{Az} \cdot DC + RF_{Bz} \cdot (DC + CtC) = 0$$

and the sum of the vertical forces,

$$-RF_{Az} - RF_{Bz} = 0$$

the reaction loads can be solved :

Solving for reaction loads

Left reaction load RF_{Az} perpendicular to the actuator

$$RF_{Az} = 0.00 \cdot \text{kN}$$

Right reaction load RF_{Bz} perpendicular to the actuator :

$$RF_{Bz} = 0.00 \cdot \text{kN}$$

Notes

- γ_{FPush} is already incorporated in the moments of friction;
- The impact of these "reaction loads due to the moments of friction" on the figures of the moments of friction is disregarded here.

11.11 Total reaction loads in the y-direction

Total left reaction load at A :

$$R_{Ay} := RW_{Ay} + RF_{Ay}$$

$$R_{Ay} = -0.05 \cdot \text{kN}$$

Total right reaction load at B :

$$R_{By} := RW_{By} + RF_{By}$$

$$R_{By} = 0.05 \cdot \text{kN}$$

11.12 Total reaction loads in the z-direction

Total left reaction load at A :

$$R_{Az} := RF_{Az}$$

$$R_{Az} = 0.00 \cdot \text{kN}$$

Total right reaction load at B :

$$R_{Bz} := RF_{Bz}$$

$$R_{Bz} = 0.00 \cdot \text{kN}$$

11.13 Absolute resulting loads

Absolute resulting load on the bearing at A :

$$R_A := \sqrt{F_d^2 + R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = 60.00 \cdot \text{kN}$$

Absolute resulting load on the ball bearing as well as the support at B :

$$R_B := \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_B = 39.78 \cdot \text{kN}$$

Functions of discontinuity

Superimposing loads

11.14 Shear-force diagram

▢ Shear force diagram

11.15 Bending-moment diagram

▢ Bending moment diagram

11.16 Bending moments in accordance with the 1st order theory

▢ Calculation input

Absolute bending moment in the rod at
the center of the head bearing :

$$Mb_{Rod_{HB}} := |Moment(HB)|$$

$$Mb_{Rod_{HB}} = 222 \cdot N \cdot m$$

Absolute bending moment in the shell at
the center of the piston bearing :

$$Mb_{Shell_{PB}} := |Moment(PB)|$$

$$Mb_{Shell_{PB}} = 207 \cdot N \cdot m$$

▢ Deflection due to imperfection / clearances

11.17 Establishing the critical force for elastic buckling

While analyzing stability, DIN 19704 considers a actuator as a system, i.e.
a beam with two stiffness regions!

▢ Dimensions for critical buckling force calculation

▢ Initial value

▢ Solving for FEuler

Established critical force for elastic buckling :

$$FEuler = 1601 \cdot kN$$

▢ Alternative critical buckling force calculation

Approximated critical force for elastic buckling :

$$\phi 3 \cdot FEuler_{Shell} = 1389 \cdot kN$$

11.18 Slenderness of the actuator

▢ Determine slenderness of the actuator

From the ratio of the slendernesses involved, a
buckling length reduction factor can be derived :

$$\frac{\lambda_{Cyl}}{\lambda_{Rod}} = 0.89$$

Or by means of the square root of the ratio of the critical forces :

$$\sqrt{\frac{FEuler_{Rod}}{FEuler}} = 0.89$$

Note

- The slenderness of the actuator is herewith determined by
the Euler theory of elastic buckling.

11.19 Buckling stress diagram

▢ Determine buckling stress diagram

▢ Auxiliary figures

▢ Buckling diagram

11.20 Establishing the determinative critical force

Solving for the buckling stress

The maximum allowable stress, i.e. the buckling stress, is determined by the slenderness of the actuator. If this slenderness is smaller than or equal to the limit slenderness, the determinative critical force equals the critical force for inelastic buckling. Otherwise the determinative critical force equals the established critical force for elastic buckling (FEuler).

Determine factor of safety for buckling

Safety factor for buckling of the actuator

$$S1 := \begin{cases} \frac{F_e}{F_d} & \text{if } F_d > 0 \cdot N \\ 10 & \text{if } F_d = 0 \cdot N \\ \text{"Not valid"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$S1 = 8.9$$

$$S1 > 1.8 = 1$$

Notes

- DIN 19704 only discusses slendernesses larger than the limit slenderness (Euler theory of elastic buckling). The method to establish the determinative critical force as shown above is applicable to the entire range of slendernesses;
- Figure S1 is the so called "Verzweigungslastfaktor" and provides an indication about the state (degree) of deflection. S1 determines whether or not analyzing the actuator in accordance with the 2nd order theory is required. If $S1 \leq 10$, the 2nd order theory is required (DIN 19704-1, 10.2.3). However the 2nd order theory is considered applicable at all times here.

11.21 Bending moments and combined stresses in accordance with the 2nd order theory

Stress analysis of the rod

Safety factor for normal stress in the rod :

$$S2 := \frac{\left(\frac{ReH_{rod}}{\gamma_M} \right)}{\sigma_{Rod_2}}$$

$$S2 = 5.6$$

$$S2 > 1 = 1$$

11.22 Stress analysis of the shell

Stress analysis of the shell

Safety factor for equivalent stress in the shell at the point of interest :

$$S3 := \frac{\left(\frac{ReH_{shell}}{\gamma_M} \right)}{\sigma_v(rp)}$$

$$S3 = 24.78$$

$$S3 > 1 = 1$$

12. Calculation of actuator joints

12.1 Welded

☒ Welded joint between trunnion/ mid flange and cylinder tube

12.1.1 trunnion / mid flange to actuator tube

Assumptions.

The trunnion is welded to the shell.

In order to be able to analyse the weld it is simplified to a double corner weld.

Geometry.

See drawing

$D_{\text{cyl.tb}}$ = Outside dia shell.

a_{trunnion} = throat of the weld between shell and trunnion

x_{trunnion} = horizontal position of trunnion weld

$D_{\text{cyl.tb}} = 190 \cdot \text{mm}$

$a_{\text{tr}} = 3 \cdot \text{mm}$

$x_{\text{trunnion1}} := L - \text{pos}_{\text{tr.1}}$

$x_{\text{trunnion2}} := L - \text{pos}_{\text{tr.2}}$

Loads.

$M_{\text{b.tr}}$ = Total bending moment at the position of the trunnion weld

$$M_{\text{b.tr}} := \max(\text{Moment}(x_{\text{trunnion1}}), \text{Moment}(x_{\text{trunnion2}})) = 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$W_{\text{b.tr}} := W_{\text{b}}(D_{\text{cyl.tb}}, d_{\text{bore}})$

$$W_{\text{b.tr}} = 3.35 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

$F_{\text{max.stat}}$ = maximum static load

$$F_{\text{max.stat}} := \max(F_{\text{push.UGT}}, F_{\text{pull.UGT}}) \quad F_{\text{max.stat}} = 158.33 \cdot \text{kN}$$

☒ Welded joint between trunnion/ mid flange and cylinder tube

☒ Calculate equivalent static stress

Check: Equivalent static stress is less than the yield (weld is of same material as flange) :

$$\sigma_{\text{stat.eq.weldtr}} < \frac{\text{ReH}_{\text{trunnion}}}{\gamma_{\text{M}}} = 1$$

☒ Fatigue calculation acc. DIN19704, Section 9.5.3

acc. section 9.5.3.3 in DIN 19704-1:2014, the fatigue analysis can be skipped if :

$$\Delta \sigma_{\text{weldtr.fat}} \leq \frac{26 \cdot \text{MPa}}{\gamma_{\text{Mf}}} = 1$$

$$\Delta \tau_{\text{weldtr.fat}} \leq \frac{36 \cdot \text{MPa}}{\gamma_{\text{Mf}}} = 1$$

Check : (if both =1 then no fatigue assesment is necessary)

Or (alternatively, if one or both values above are 0):

☒ Check if fatigue calculation is necessary

Check : (if both =1 then no fatigue assesment is necessary)

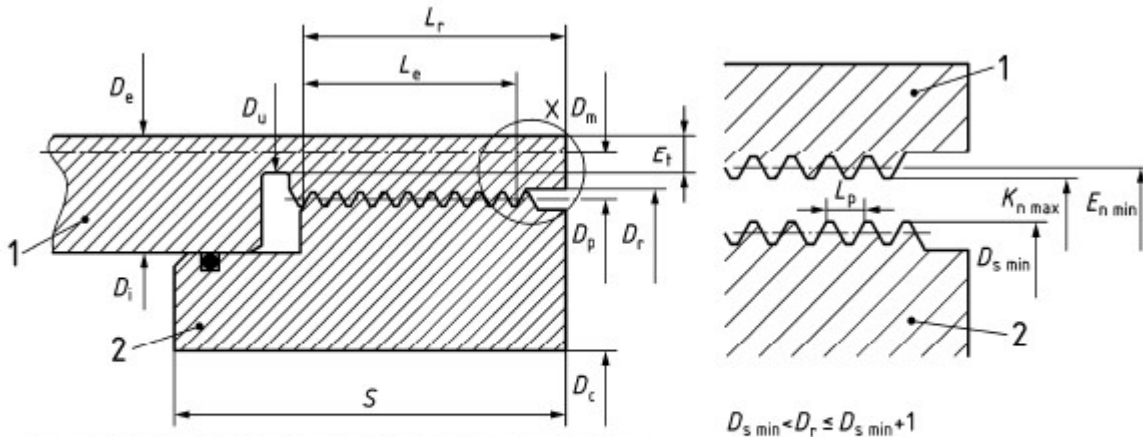
$$L_{\text{st.req}} \leq N_{\sigma.\text{bound}} = 1$$

$$L_{\text{st.req}} \leq N_{\tau.\text{bound}} = 1$$

☒ If TI = MT4: Calculation of trunnion journal

12.2 Threaded

12.2.1 Threaded joint locking flange spring stack / guide bushing



Legende

- 1 Gehäuse mit Innengewinde
2 Deckel

▶ Calculation input

▶ thread tolerances

▶ Stress analysis

Check:

$$f_{sh} \leq f_{shear} = 1$$

Check:

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS}{2 \cdot f_{shear} \cdot E_{n.min}} = 1$$

▶ Calculate surface pressure

Check compressive stress :

$$f_{comp} \leq R_{po2_t} = 1$$

Check :

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS \cdot L_p}{R_{po2_t} \cdot (D_{s.min}^2 - K_{n.max}^2)} = 1$$

▶ Calculate bending moments and minimum length parts

Check:

$$f_b < f_{min} = 1$$

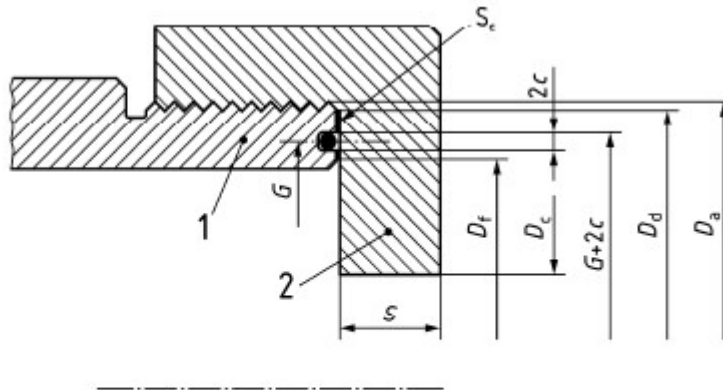
Check (head
thickness):

$$L_{head} \geq S_{min} = 1$$

12.2.2 Threaded joint rod and locking flange spring stack

Type of thread: metric.

Calculation according EN 14359: 2017, section 5.5.6 & 5.6.1



Legende

- 1 Gehäuse mit Außengewinde
- 2 Deckel

▶ Calculation input

▶ thread tolerances

▶ Stress analysis

Check:

$$f_{sh} \leq f_{shear} = 1$$

Check :

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS}{2 \cdot f_{shear} \cdot E_{n.min}} = 1$$

▶ Calculate surface pressure

Check :

$$f_{comp} \leq R_{po2_t} = 1$$

Check :

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS \cdot L_p}{R_{po2_t} \cdot (D_{s.min}^2 - K_{n.max}^2)} = 1$$

▶ Calculate bending moments and minimum length parts

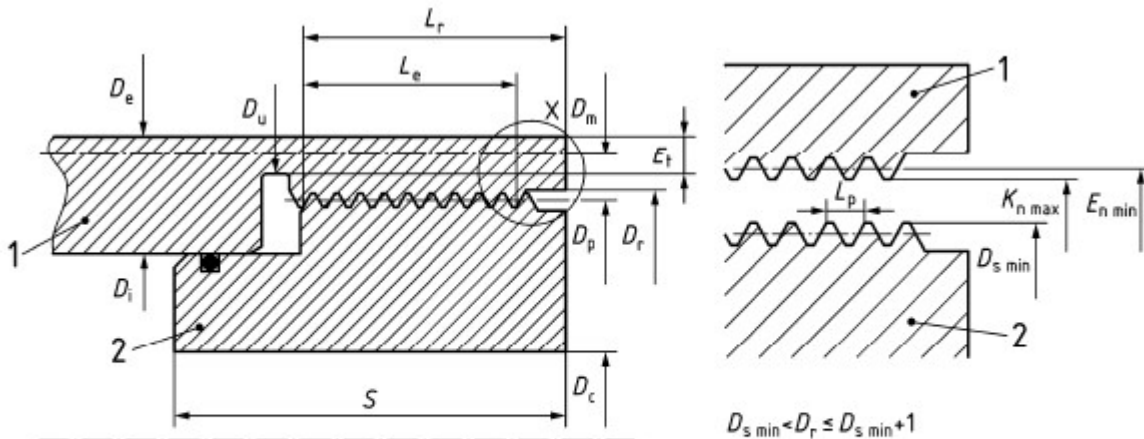
Check:

$$f_b < f_{min} = 1$$

12.2.3 Threaded connection between rod and clevis

Type of thread: metric.

Calculation according EN 14359: 2017, section 5.5.6 & 5.6.1



Legende

- 1 Gehäuse mit Innengewinde
2 Deckel

▶ Calculation input

▶ thread tolerances

▶ Stress analysis

Check:

$$f_{sh} \leq f_{shear} = 1$$

Check :

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS}{2 \cdot f_{shear} \cdot E_{n.min}} = 1$$

▶ Calculate surface pressure

Check :

$$f_{comp} \leq R_{po2_t} = 1$$

Check :

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS \cdot L_p}{R_{po2_t} \cdot (D_{s.min}^2 - K_{n.max}^2)} = 1$$

▶ Calculate bending moments and minimum length parts

Check:

$$f_b < f_{min} = 0$$

▶ Check stress in smallest cross sections

Check :

$$\frac{\sigma_{max.nut}}{\left(\frac{ReH_{shell}}{\gamma_{Mf}} \right)} \leq 1 = 1$$

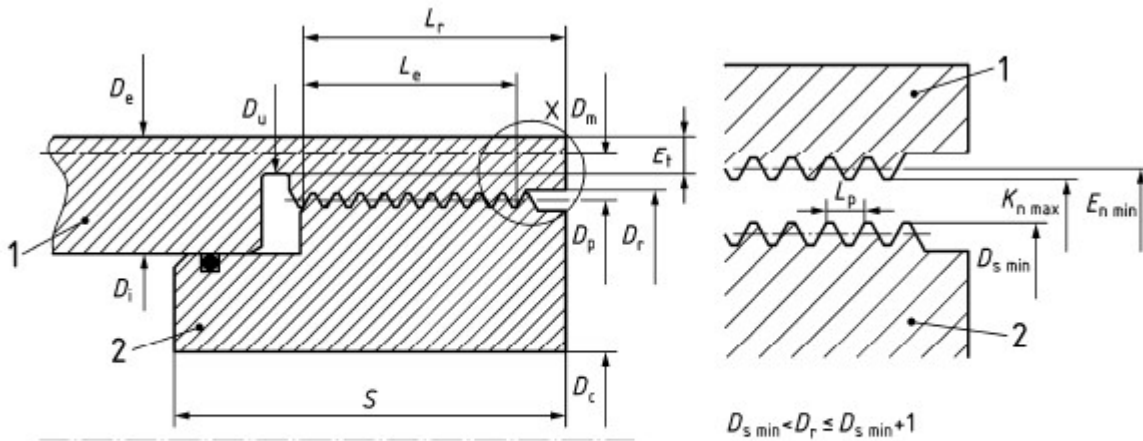
▶ Fatigue calculation

The allowed stress =

$$\frac{\Delta \sigma_{C.red.nut}}{\gamma_{Mf}} = 36.09 \cdot \text{MPa}$$

$$\frac{\Delta \sigma_{R.nut}}{\left(\frac{\Delta \sigma_{C.red.nut}}{\gamma_{Mf}} \right)} \leq 1 = 1$$

12.2.4 Threaded joint locking flange bearings / bearing housing



Legende

- 1 Gehäuse mit Innengewinde
- 2 Deckel

Calculation input

thread tolerances

Stress analysis

Check:

$$f_{sh} \leq f_{shear} = 1$$

Check :

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS}{2 \cdot f_{shear} \cdot E_{n.min}} = 1$$

Calculate surface pressure

Check :

$$f_{comp} \leq R_{po2_t} = 1$$

Check :

$$L_e \geq \frac{D_i^2 \cdot PS \cdot L_p}{R_{po2_t} \cdot (D_{s.min}^2 - K_{n.max}^2)} = 1$$

Calculate bending moment and minimum length parts

Check:

$$f_b < f_{min} = 1$$

Fatigue calculation

The allowed stress =

$$\frac{\Delta \sigma_{C.red.nut}}{\gamma_{Mf}} = 34.41 \cdot \text{MPa}$$

$$\frac{\Delta \sigma_{R.bearlock}}{\left(\frac{\Delta \sigma_{C.red.nut}}{\gamma_{Mf}} \right)} \leq 1 = 1$$

12.3 Bolted

12.3.1 Bolted connection bottom/ head to actuator tube

The bottom must be able to withstand the pulling force as well as the moment due to the weight of the actuator, hanging on the bolts. The spigot of the bottom is supposed to do not have any stabilizing effect, which is a worst case assumption

 Bolt data

 Tightening moment

 Bolt data

Nominal bolt diameter :

$d = 8 \cdot \text{mm}$

Pitch of the bolt:

$P = 1.25 \cdot \text{mm}$

Nominal yield point of the bolt material :

$\text{ReH}_{\text{bolts.bot}} = 900 \cdot \text{MPa}$

 Calculation data

 Determining dw

 Stress analysis

Results (0 = not OK / 1 = OK)

Check: Bolt spacing $\geq$ minimum required bolt spacing :

$t \geq t_{\text{minreq}} = 1$

Check: Minimum assembly preload $\geq$ minimum required clamping load :

$\text{FM}_{\text{min}} \geq \text{FM}_{\text{minreq}} = 1$

Check: Equivalent stress in the bolt due to assembly preload + additional stress in the bolt due to FSA $\leq 0.9 \times$ nominal yield point of the bolt material :

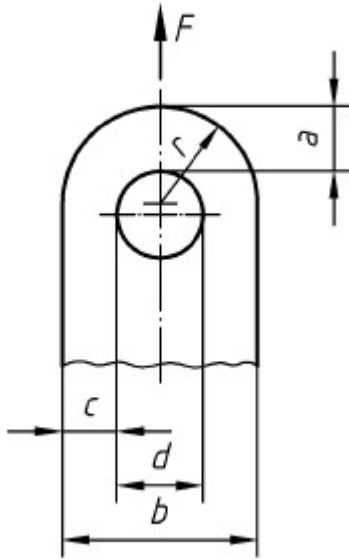
$\sigma_{\text{red}} + \sigma_{\text{FSA}} \leq 0.9 \cdot \text{ReH}_{\text{bolts.bot}} = 1$

Check: Alternating stress acting in the bolt $<$ stress amplitude of the endurance strength of the bolt :

$\sigma_a < \sigma_{\text{ASV}} = 1$

13 Rod interface

Calculation according DIN 19704-1; 2014, section 10.15



Outer radius of the clevis :

$$R := \frac{D_3}{2} = 60 \cdot \text{mm}$$

Radius of the hole in the clevis :

$$r := \frac{d_k}{2} = 25 \cdot \text{mm}$$

Thickness of the clevis :

$$t := T1 = 55 \cdot \text{mm}$$

Eccentricity :

$$\text{Eccentricity} := L1 = 5 \cdot \text{mm}$$

Sliding friction coefficient, in accordance with Table 4 :

$$\mu := 0.15$$

Is joint friction to be considered? (0=no, 1=yes)

$$\text{JointFriction} := 1$$

Is the clearance between pin and hole greater than a H9/e8 fit? (0=no, 1=yes)

$$\text{Clearance} := 0$$

Detailed proof to be provided? (0=no, 1=yes)

$$\text{DetailedProof} := 0$$

calc. acc. DIN 19704

Results (0 = not OK / 1 = OK)

Check: Validity of the geometry with regard to this standard :

$$b = 2 \cdot c + d = 1$$

$$c \leq a \leq 1.5 \cdot c = 1$$

Check: Increased nominal tensile stress $\leq$ nominal yield point divided by γ_{MPull} :

$$\sigma_m \leq \frac{ReH_{clevis}}{\gamma_M} = 1$$

Check: Peak stress in the smallest cross-section $\leq$ nominal yield point :

$$\text{PeakStress} := \begin{cases} \max \sigma \leq ReH_{clevis} & \text{if } \alpha_k \neq \text{"Not applicable"} \\ \text{"Not applicable"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{PeakStress} = 1$$

According NEN 6786; par. 11.4 page 123 (more strict than DIN 19704):

External radius :

$$R_{st.z} := 60 \cdot \text{mm}$$

Internal radius :

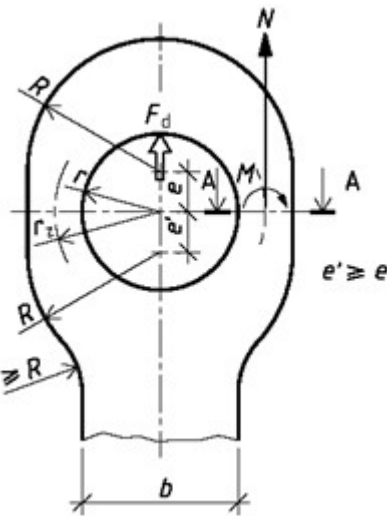
$$r_{st.z} := 25 \cdot \text{mm}$$

Thickness :

$$t_{st.z} := 55 \cdot \text{mm}$$

Eccentricity :

$$e_{st.z} := 5 \cdot \text{mm}$$



Minimum height of the clevis
(outside the part with bearing hole):

$$b_{st.z} := 82 \cdot \text{mm}$$

Length of the part with bearing
hole:

$$L_{st.z} := 75 \cdot \text{mm} + 73 \cdot \text{mm}$$

$$\frac{(R_{st.z} + e_{st.z} - r_{st.z})}{(R_{st.z} + e_{st.z} + r_{st.z})} = 0.44$$

Condition : play $\leq 0.01 \times$ pin diameter

Validity-check (1= OK, 0= not OK), NEN 6786, par 11.4.1:

▶ Calculation acc. NEN6786

Validity-check (1= OK, 0= not OK):

$$b_{st.z} > 1.2 \cdot R_{st.z} = 1$$

Validity-check (1= OK, 0= not OK):

$$L_{st.z} \geq 2 \cdot (R_{st.z} + e_{st.z}) = 1$$

Validity-check (1= OK, 0= stability check needed):

$$\frac{(R_{st.z} - r_{st.z})}{t_{st.z}} < 4 = 1$$

▶ Fatigue calculation

Safetyfactor :

$$\frac{\sigma_{b.d.clevis.st.z}}{f_{fat.b.re.d.clevis.st.z.\kappa}} = 0.47$$

$$\frac{\sigma_{b.d.clevis.st.z}}{f_{fat.b.re.d.clevis.st.z.\kappa}} < 1 = 1$$

14. Pressure build up because of volume variations.

Assumptions.

The volume-variation between the retracted and extended situation is calculated. This in order to make sure that seals are up to their task as far as the pressure build up is concerned.

The piston allows air-flow from bottom side (i.e. drive side) to rod side. Also over the bearing housing for the loose bearing there is air-flow (by grooves in the housing). Basically the pressure is the same in all compartments of the actuator, because all compartments are connected to each other. The speed is low enough to allow smooth flows and thus no additional pressure build-up by resistance.

The pressure in a fully retracted actuator is considered to be atmospheric.

▶ Calculation input

▶ Calculation of pressure in extended actuator, if atmospheric pressure exists in completely retracted actuator

$p_{\text{cyl.ext}} := \text{Find}(p_1)$

$p_{\text{cyl.ext}} = 0.6 \cdot \text{bar}$

▶ Calculation of pressure in retracted actuator, if atmospheric pressure exists in completely extended actuator

The absolute pressure is thus, in a fully retracted actuator:

$p_{\text{cyl.retr}} := \text{Find}(p_2)$

$p_{\text{cyl.retr}} = 2.11 \cdot \text{bar}$

[illegible]

[illegible]

[illegible]