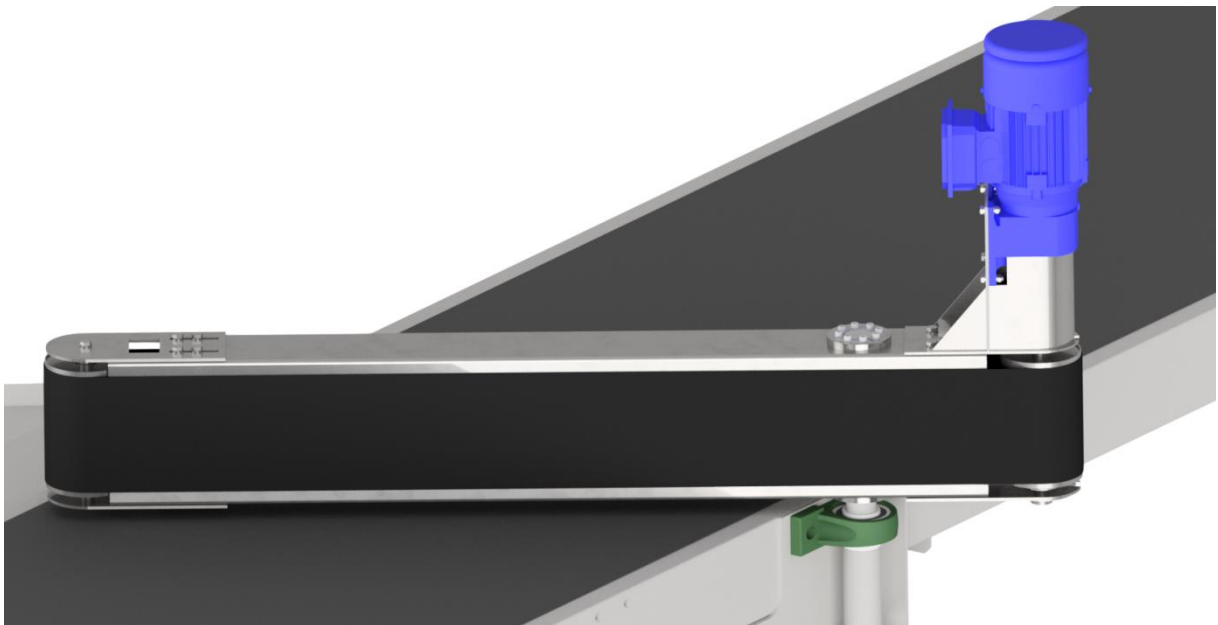


VIDAREUTVECKLING AV SORTERINGSARM

Examensarbete – Högskoleingenjör
Maskiningenjör- Produktutveckling

Jonathan Ljunggren



HÖGSKOLAN I BORÅS

Svensk titel: Vidareutveckling av sorteringsarm

Engelsk titel: Development of diverter arm

Utgivningsår: 2019

Författare: Jonathan Ljunggren

Handledare: Jean-Claude Luneno

Examinator: Sunil Kumar Ramamoorthy

Sammanfattning

Denna rapport behandlar genomförandet av ett examensarbete på högskolenivå inom maskinteknik vid Högskolan i Borås. Examensarbetet har utförts för SGA Conveyor Systems, som tillverkar och säljer system för en effektivare pakethantering.

Målet med examensarbetet var att utveckla en befintlig sorteringsarm, för att på så vis förbättra paketflödet. Den vidareutvecklade sorteringsarmen skulle presenteras i form av ett visuellt koncept ritat i programvaran Autodesk Inventor. Konceptet skulle vidareutvecklas till den utsträckningen att konceptets funktionalitet kunde påvisas. Vidare skulle konceptet presenteras med rimliga rekommendationer för drivning med mera.

Under projektets inledande tid togs beslut för vidareutvecklingens inriktning. Beslutet var att sorteringsarmen skulle driftsättas i form av ett drivande band. Arbetet började med att bransch relaterad litteratur studerades. När en tillräckligt stor kunskapsbank hade byggts upp var nästa steg att tillsammans med uppdragsgivaren ställa krav på den stundande produkten.

Med kravspecifikationen som utgångspunkt kunde sedan lösningsförslag genereras i form av koncept. Det mest lämpliga konceptet valdes ut och vidareutvecklades sedan inom ramen för arbetets målsättning.

Examensarbetet resulterade i att ett visuellt koncept kunde presenteras för uppdragsgivaren. Konceptet uppfyller de uppställda kraven i stor utsträckning och möjligheten för en implementering kan anses trovärdig.

Tack till SGA Conveyor systems med handledare Anton Larsson för stöd under genomförandet. Tack även till min handledare från Högskolan i Borås, Jean-Claude Luneno för bra feedback och stöd under arbetet.

Nyckelord: Produktutveckling, Sorteringsarm, Conveyor, Materialhantering, Autodesk Inventor.

Abstract

This bachelor thesis deals with the implementation of a degree in mechanical engineering at the University of Borås. The thesis work has been carried out for SGA Conveyor Systems, which manufactures and sells systems for more efficient package handling.

The aim of the thesis was to develop an existing sorting arm, in order to improve the package flow. The further developed sorting arm would be presented in the form of a visual concept drawn in the software Autodesk Inventor. The concept would be further developed to the extent that the concept's functionality could be demonstrated. Furthermore, the concept would be presented with reasonable component recommendations.

During the initial period of the project, decisions were made for the direction of further development. The decision was that the sorting arm should be set up in the form of a driving belt. The work began with the study of industry related literature. When a sufficiently large knowledge bank had been built up, the next step was to make demands on the upcoming product together with the client.

With the requirements as a reference, solution proposals could then be generated in the form of concepts. The most suitable concept was selected and further developed within the framework of the work's objective.

The degree project resulted in a visual concept being presented to the client. The concept meets the requirements set to a great extent and the possibility for an implementation can be considered credible.

Thanks SGA Conveyor systems with supervisor Anton Larsson for support during the thesis. Thanks also to my supervisor from the University of Borås, Jean-Claude Luneno for good feedback and support during the work

Keywords: Product development, Diverterarm, Conveyor, Material handling, Autodesk Inventor.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	INLEDNING	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Problembeskrivning	1
1.3	Syfte och mål	1
1.4	Avgränsningar	2
2	METOD	3
2.1	Produktutvecklingsprocessen	3
2.1.1	Sammanfattning av produktutvecklingsprocessen	3
3	SPECIFIKATION	4
3.1	Utveckling av problemformulering	4
3.2	Förstudie	5
3.3	Teoretisk referensram	6
3.3.1	Bandtransportör	7
3.3.2	Band	9
3.3.3	Transmission	9
3.3.4	Spännanordning	10
3.3.5	Drivenhet	10
3.3.6	Asynkronmotor	10
3.3.7	Växel	11
3.3.8	Frekvensomriktare	12
3.3.9	Driv- och vändtrumma	12
3.4	Kravspecifikation	15
3.4.1	Företagsutlåtanden	16
3.5	Nulägesbeskrivning	17
3.6	Marknadsundersökning	19
3.6.1	Utvärdering av marknadsundersökning	23
4	KONCEPT	23
4.1.1	Koncept A - Trummotor	24
4.1.2	Koncept B - Snäckväxel	26
4.1.3	Koncept C – Rak kuggväxel	27
4.1.4	Utvärdering av framtagna koncept	28
5	DESIGN OCH DIMENSIONERING	29
5.1.1	Drivning	31
5.1.2	Driv och vändaxel	33
5.1.3	Driv och vändtrumma	35
5.1.4	Fäste drivsida	38
5.1.5	Fäste vändsida	38

5.1.6	Infästning av axel drivsida	39
5.1.7	Infästning av axel vändsida	40
5.1.8	Axelkoppling.....	41
5.1.9	Skyddskåpa.....	42
5.1.10	Stödstruktur	43
5.1.11	Bandlängd.....	44
5.1.12	Spännanordning	45
6	RESULTAT	46
6.1.1	Visuell presentation av slutgiltigt koncept.....	46
6.1.2	Kontroll av stödstrukturens böjning	47
7	DISKUSSION	48
7.1.1	Metodval och arbetsgång	48
7.1.2	Vidare arbete	48
8	SLUTSATS	49
9	REFERENSER.....	50
10	BILAGOR	51
10.1	Komponentrekommendationer datablad	51
10.1.1	Axelkoppling.....	51
10.1.2	Växelmotor.....	52
10.1.3	Lagerenhet	- 2 -
10.1.4	Spårring	- 3 -

1 INLEDNING

1.1 Bakgrund

SGA Conveyor Systems AB tillverkar och utvecklar kompletta lösningar för intern logistik och pakethantering. E-handelns explosionsartade utveckling de senaste åren har lett till att företaget konstant ställs inför nya utmaningar, när det kommer till att tillgodose kundernas växande behov av att förflytta och sortera stora mängder paket, med hög hastighet.

Företaget levererar kundanpassade system som bygger på standardprodukter som modifieras och dimensioneras för att tillgodose kundens behov. Standardprodukterna består av olika typer av drivande transportband och rullbanor samt lösningar för automatisk sortering av gods.

Automatisk sortering av gods innebär att produkten med hjälp av vald lösning förflyttas från transportbandet till förbestämd avlastningsbana, utan att manuell hantering krävs. Generellt används två typer av sorteringslösningar, push-sortering eller sidarmssortering. Val av metod beror på vad som skall sorteras det vill säga produktens utformning, samt med vilken hastighet produkten färdas. Automatisk sortering medför många fördelar särskilt ur en ekonomisk synpunkt då arbetskostnaden jämfört med manuell hantering blir avsevärt mycket mindre. Produktionshastigheten ökar samtidigt som felsorteringen minskar vilket leder till bättre flöde och mindre returer.

1.2 Problembeskrivning

Val av sorteringsmetod beror som tidigare nämnts på vad som skall sorteras. Det vill säga utformningen på godset samt med vilket hastighet godset färdas. Val av metod brukar inte vara ett problem då materialhanteringen typiskt består av en sorts gods med liknande utformning. I de fall där en mängd olika slags gods med stor variation i utformning skall kunna hanteras av samma sorteringsmekanism kan valet bli mer problematiskt. Vid val av sidarmssortering har uppdragsgivaren problem med att stora, långa paket har en tendens att fastna. Vilket medför att hela materialkedjan måste stoppas för att manuellt flytta paketet. Uppdragsgivaren vill därför att sidarmssorteringen vidareutvecklas för att lösa detta problem.

1.3 Syfte och mål

Syftet med projektet är att med hjälp av produktutvecklingsprocesser utveckla ett nytt koncept för sidarmssortering som löser det beskrivna problemet ovan. Utvecklingsprocessen skall ske med vetenskapliga och strukturerade metoder.

Målet med arbetet är att ta fram lösningsförslag i form av koncept som löser det givna problemet. Konceptet skall presenteras med rimliga rekommendationer. Vidare skall ingående delar specificeras och förklaras. Konstruktionsprogrammet Autodesk Inventor skall användas för att visualisera det framtagna konceptet.

1.4 Avgränsningar

Projektet kommer att avgränsas så att det håller sig inom ramen för den utbildning som genomförs, det vill säga produktutveckling inom maskinteknik.

Eftersom arbetets målsättning är att presentera ett visuellt koncept som är vidareutvecklat för att påvisa funktionell trovärdighet så kommer inte hela produktutvecklingsprocessen att hanteras i denna rapport.

2 METOD

2.1 Produktutvecklingsprocessen

Produktutvecklingsprocessen är idag en väl dokumenterad process med mycket litteratur som beskriver tillvägagångssättet på detaljnivå. Processens olika steg kan benämnas något olika beroende på vilken litteratur som granskas men upplägget är i grund och botten samma. Under detta arbete har boken Systematisk Produktutveckling (Abrahamsson 2009) använts som stöd för utvecklingen. Detta kapitel syftar till att ge en sammanfattning av de mest centrala delarna av produktutvecklingsprocessen för att läsaren skall få en uppfattning om hur arbetet har utförts.

Produktutvecklingsprocessen startar normalt med ett behov som skall tillfredsställas eller ett problem som skall lösas och leder fram till en produkt som är färdig att använda. Produktutvecklingsprocessen består av fyra huvudetapper som kommer att presenteras och till stor del hanteras i denna rapport. De fyra huvudetapperna är *produktförnyelseprojekt*, *specifikation*, *koncept* och *produktutformning*.

2.1.1 Sammanfattning av produktutvecklingsprocessen

Fas 1: Produktförnyelseprojekt

Arbetet i denna fas syftar till att fastställa vilka produktförslag som företaget skall utveckla samt att fastställa grunderna för den resterande delen av produktutvecklingsarbetet. I detta skede är produktförslagen ofta mycket abstrakta, många gånger enbart i form av en funktion som skall utföras, ett problem som skall lösas eller ett behov som skall tillfredsställas. Det är för tidigt att låsa fast sig vid specifika lösningar. (Abrahamsson 2009).

Fas 2: Specifikation

Arbetet med att ta fram en specifikation är en första viktig fas för att förstå vad som skall utvecklas. Resultatet av etappen är en tydlig beskrivning av produktkraven för den produkt som skall utvecklas. Allting som sker senare i utvecklingen är beroende av resultatet i specifikationen. Det är därför viktigt att i denna etapp skapa en full förståelse för problemet som skall lösas. Utifrån problemdefinitionen kan krav, önskemål och produkttegenskaper fastställas. Produktutvecklingsproblemet delas ofta in i mindre mer lättstyrda delproblem i denna fas (Abrahamsson 2009).

Fas 3: Koncept

Resultatet från specifikationsetappen används i denna etapp för att skapa principlösningar, koncept och utvärdera dessa. Genom koncepten fastställs arbetsprinciper och funktioner utan att ännu ha bestämt produktens slutliga utformning. Vid utvärdering av koncepten är målet att genom jämförelse med de i den föregående etappen fastställda kraven och önskemålen välja de bästa koncepten för vidareutveckling. Problemet delas även i denna etapp in i mindre delproblem. Resultatet av etappen kan representeras av grova skisser, rimliga uppskattningar och kommentarer (Abrahamsson 2009).

Fas 4: Produktutformning

När konceptet har tagits fram och utvärderats skall de bästa lösningarna vidareutvecklas fram till en färdig produkt. Etappen startar med ett koncept och slutar med ett underlag för tillverkning av en användarfärdig produkt (Abrahamsson 2009).

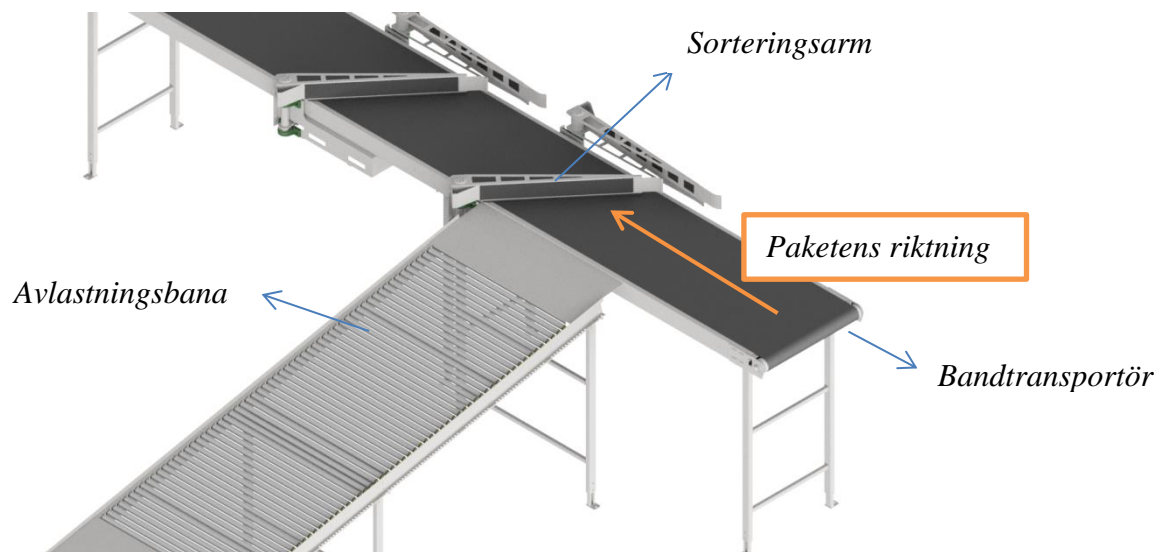
3 SPECIFIKATION

3.1 Utveckling av problemformulering

Innan arbetet kan sätta igång måste problemet definieras ytterligare för att säkerställa att kommande arbete görs i rätt riktning.

Inledande problemformulering från företaget:

Vid val av sidarmssortering uppstår problemet att stora, långa paket har en tendens att fastna. Vilket medför att hela materialkedjan måste stoppas för att manuellt flytta paketen.



Figur 1 – Befintlig sorteringslösning (SGA conveyor)

Bilden visar den nuvarande paketsorteringen som används. Principen är att paketen färdas i paketriktningen. Innan paketsorteringen sitter en streckodsläsare som automatiskt läser av paketens streckod. Efter avläsning skickas styr signaler till sorteringsystemet så att rätt sorteringsarm styr ut paketet till önskad destination. Bandtransportören har en bandhastighet på upp till 0.7m/s och avståndet mellan respektive paket kan variera på grund av manuell pålastning.

Problemet uppstår framförallt när långa, relativt lätta paket skall sorteras. Sorteringsarmen går tillbaka till sitt ursprungsläge då hela paketet har passerat en fotocell. Från det att paketet har passerat fotocellen måste matningshastigheten vara tillräckligt hög för att paketet inte skall klämmas på armens tillbakaväg. Hur snabbt paketen styrs ner via armen är beroende av bandhastigheten, friktionen mellan sorteringsarmen och paketet och paketets geometri samt vikt. Huvudsakligen är det långa paket med låg vikt som tenderar att fastna. Detta uppstår när paketen matas ner och träffar avlastningsbanans sarg. Slirning uppstår då med reducerad matningshastighet som resultat.

Utifrån problemdefinitionen kan slutsatsen dras att sorteringsarmens matningshastighet är otillräcklig. Med denna slutsats kan undersökningsarbetet påbörjas med utgångspunkt, *hur kan matningshastigheten på sorteringsarmen ökas.*

3.2 Förstudie

Det inledande research arbetet resulterade i slutsatsen att det ända sättet att öka matningshastigheten är att driftsätta armen i form av ett drivband eller liknande. Beslut om att vidareutvecklingen av sorteringsarmen skulle utföras med inriktningen att driftsätta armen togs tillsammans med uppdragsgivarens konstruktör.

Utgångspunkten för undersökningen kunde nu skrivas om till, *Hur kan sorteringsarmen driftsättas?*

För att bilda en uppfattning om hur denna driftsättning kan tänkas se ut utfördes sökning på internet genom relevanta sökord för ändamålet. Exempel på sökord som användes i undersökningen är, *Diverter arm, Powered belt diverter, High speed diverter, belt conveyer.*

Företaget TRANSNORM säljer en banddriven sorteringsarm som är utvecklad för att sortera resväskor på flygplatser.

Syftet med den inledande undersökningen är att skapa en utgångspunkt för vilka delar en liknande produkt på marknaden kan tänkas innehålla. När de mest centrala delarna har identifierats kan vidare fördjupning ske för att bygga upp en kunskapsbank som är av stor vikt senare i arbetet.

Fördjupning sker via inläsning på internet där områden som studeras är: *Elmotorer, drivrummor, spännanordningar, band mm.*



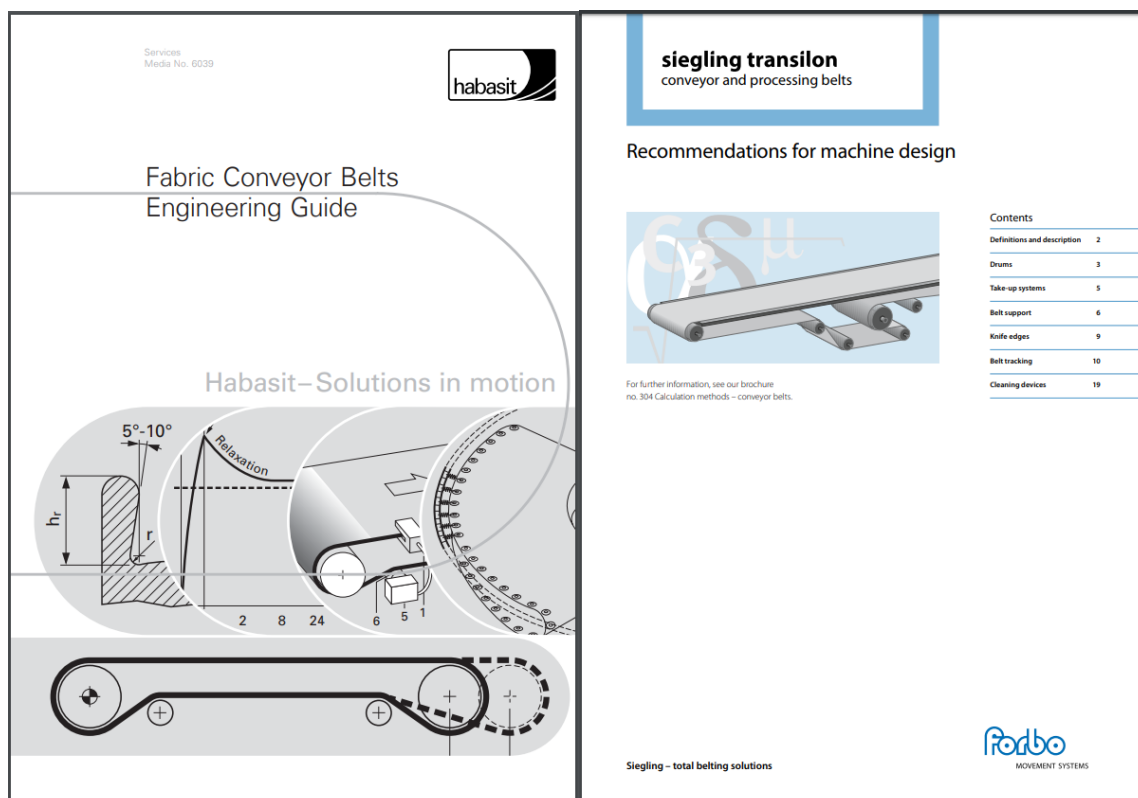
Figur 2 – TRANSNORM sorteringsarm

3.3 Teoretisk referensram

Den teoretiska delen av arbetet bygger på information och rekommendationer som går att läsa i manualer och handböcker. På flera av de större företagen som verkar inom branschen finns denna litteratur att ladda ner i PDF format direkt från företagets hemsida. I denna rapport presenteras långt ifrån all den information som finns inom området. För den som känner sig intresserad av att veta mer så finns givetvis de handböcker och manualer som har använts presenterade i referenslistan sid...

Genom att jämföra informationen från företagets dokument kan slutsatsen dras att samma rekommendationer och hänvisningar återfinns för samtliga delar av designen. Vidare bygger dokumentens fakta på branschens ISO standarder. Informationen kan därför anses trovärdig.

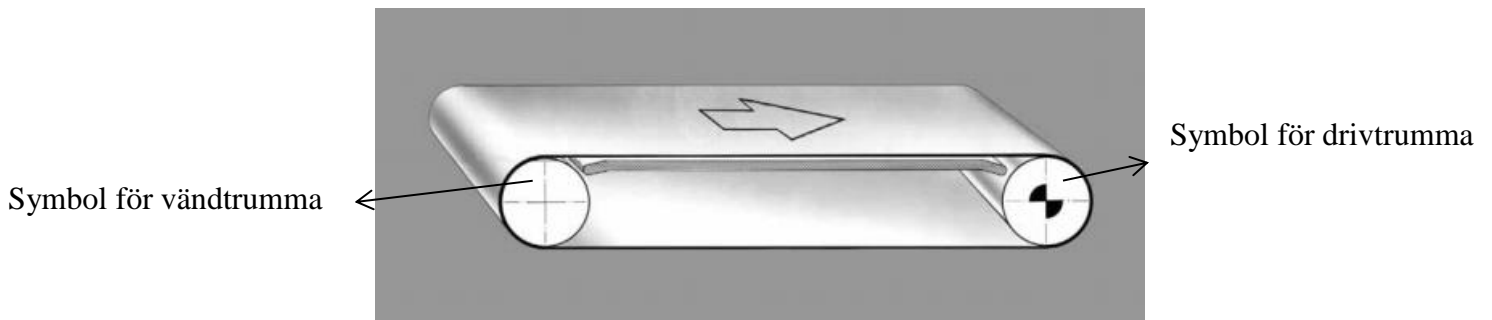
Inledningsvis beskrivs teoretisk bakgrund till bandtransportörer och dess ingående delar på en generell nivå i syfte att skapa en grundförståelse. I kapitel 5. Design och dimensionering presenteras mer specifika rekommendationer på hur transportören skall konstrueras för maximal prestanda.



Figur 3 – Handböcker, (Habasit 2012) och (Forbo 2018).

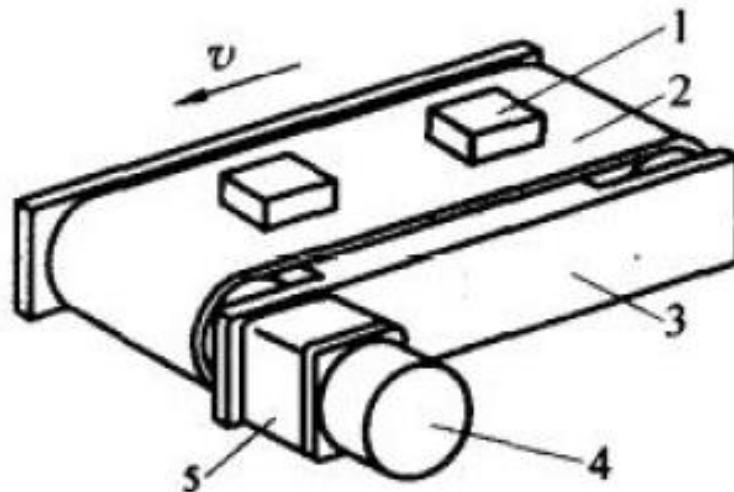
3.3.1 Bandtransportör

Standardutförandet för en bandtransportör som skall användas för att förflytta relativt lätta material är att bandet löper över två trummor placerade i transportörens båda ändar. Det är rekommenderat att placera drivtrumman i samma ände som materialet lämnar transportbandet. Denna konfiguration kallas för huvuddrift och det medför en mindre belastning på bandet och transportörens ingående delar.



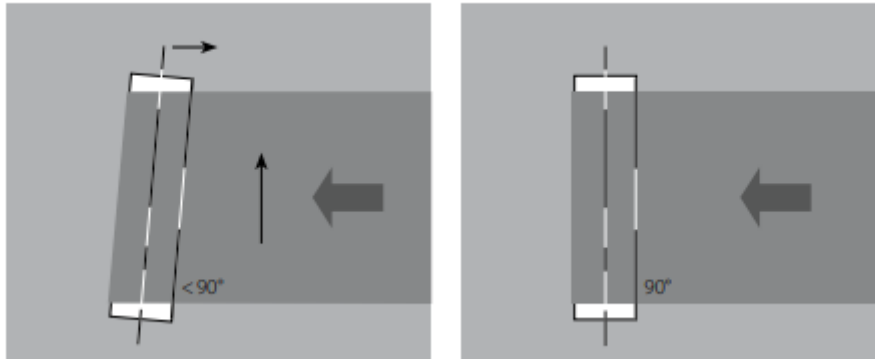
Figur 4 – Bandtransportör standardutförande (Forbo 2018)

Den bärande strukturen se fig.3 punkt 3, som trummorna monteras i skall konstrueras för att klara av de krafter som den utsätts för utan stor påverkan på dess ursprungliga form. Detta innebär att den ska klara av att bära tyngden från trummorna, bandet och vikten av föremålen som skall förflyttas, utan att betydande böjning/vridning uppstår.



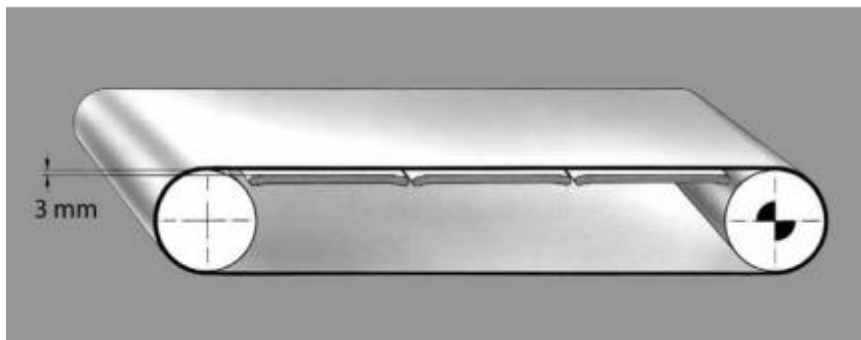
Figur 5 – Bandtransportör funktionsbild (Habasit 2012)

Det är därmed viktigt att den bärande strukturen är vinkelrät i alla plan. Avvikelser i strukturens utformning leder till betydande svårigheter när bandet skall justeras för korrekt drivning. Vidare skall den bärande strukturen dimensioneras så att bandet har möjligheten att vandra något upp och ner längst trummorna.



Figur 6 – Trummans placering (Forbo 2018)

För att avlasta bandet från de krafter som verkar på det i form av godsets tyngd behövs ett stöd. En glidbädd i stålplåt eller hårdplast används nästan uteslutande. Alternativet till en glidbädd är att bandet löper över flera rullar som stöd men det används sällan. För en lång livslängd på bandet skall friktionen mellan glidbädd och band vara låg. Friktionen beror på val av material för glidbädden, dess ytfinish samt bandets material. Vidare skall bädden placeras så att trummans kant ligger ungefär 3mm ovanför glidbädden.



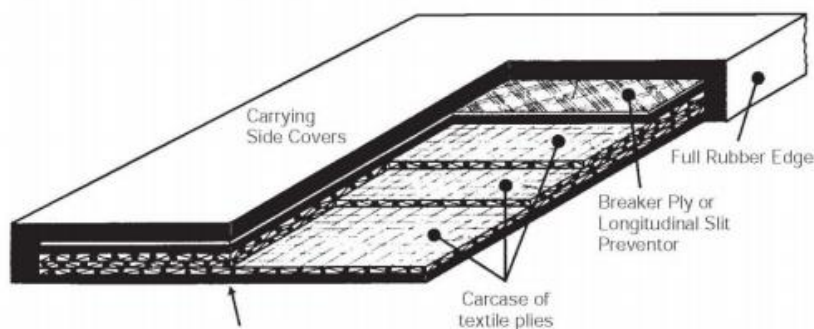
Figur 7 – Glidbädd placering (Forbo 2018)

3.3.2 Band

Bandets egenskaper är avgörande för att klara av önskade driftförhållanden. Ett band består typiskt av två delar, en stark insida och en skyddande utsida.

Insidan tillhandahåller bandets dess styrka. Insidan kan tillverkas av olika material och sammansättningar beroende på vad bandet skall klara av. Vanligast förekommande är en vävd insida av textilier. Bandets utsida skall skydda insidan från stötar och belastningar. Utsidan är ofta tillverkad av gummi eller PVC.

Bandets egenskaper beror på vilka material som används och dess strukturella uppbyggnad. Vid val av band är bandets optimala töjning särskilt viktigt att notera. Den optimala töjningen talar om hur mycket bandet skall spännas ut av trummorna för att ge en god transmission. Detta värde varierar kraftigt beroende på bandets egenskaper.



Figur 8 – Bandets uppbyggnad (Fenner dunlop 2009)

3.3.3 Transmission

God transmission i detta hänseende innebär att den drivande trummans rotation överförs till bandet utan att betydande förluster sker. Där förluster innebär att bandet slirar mot trumman med minskad överförd transmission som resultat. Av denna anledning är det viktigt att konstruera och dimensionera transportörens ingående delar så att slirning förebyggs.

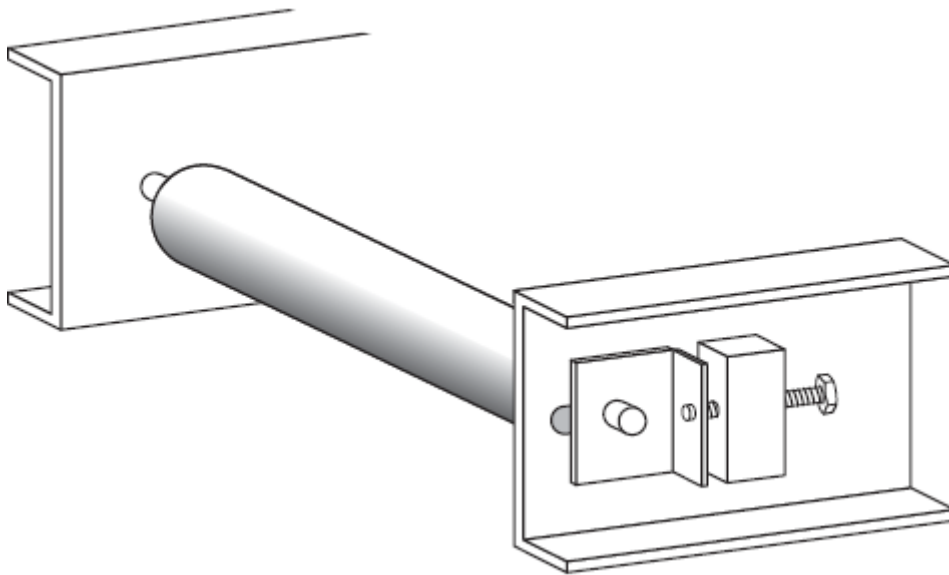
Tre designpunkter är då av särskilt stor vikt:

- Friktionen mellan den drivande trumman och bandets undersida
- Bandets omslutningsvinkel mot den drivande trumman
- Kontakttrycket mellan band och trumma

3.3.4 Spännanordning

Bandet måste kunna spännas så att det blir ett kontakttryck mellan band och drivtrumma. För att åstadkomma detta krävs en spännanordning som spänner ut bandet. Spännanordningens funktion är vital för att bandets drivning skall fungera korrekt. Den vanligaste anordningen som används är den så kallade jack-screw mekanismen. Det finns många varianter som bygger på metoden men principen för dem är ungefär densamma.

Bältesspänningen åstadkoms genom att skruva på bulten som sitter monterad genom den gängade klossen. Bultens ände påverkar då blocket med lager och trumma som skjuts stegvis mot bandet. Det sitter en likadan spännanordning på andra sidan av trumman. Proceduren måste genomföras så att trycket blir jämt fördelat mellan de två sidorna.



Figur 9 – Spännanordning (Habasit 2012)

3.3.5 Drivenhet

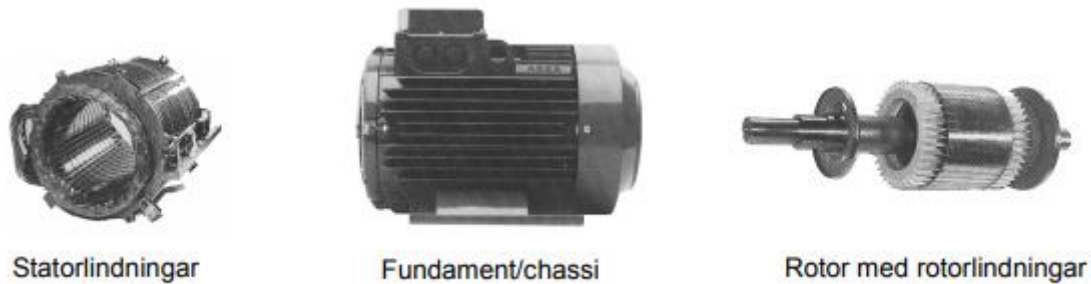
För att driva bandet behövs en elmotor, en växel och en drivande trumma. Oftast används standard trefas asynkronmotorer. Val av motor och växel beror givetvis på hur stora krafterna är som skall förflyttas samt med vilken hastighet förflyttningen skall ske. Dimensionerade motorberäkningar utförs i kapitel 5. För att stegvis varvreglera start och stopp av motorn används ofta en frekvensomriktare.

3.3.6 Asynkronmotor

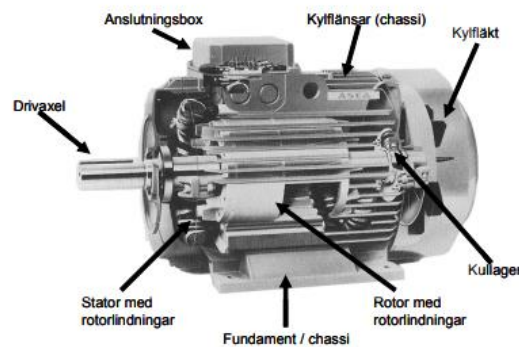
Asynkronmotorn tar ström från spänningsförsörjningssystemet och omvandlar den till mekanisk kraft, i form av hastighet och vridmoment. Motorn tillhör familjen induktionsmotorer och drivs av växelström.

Motorn består av tre huvuddelar och är bland den enklaste typen av elmotorer. Trots sin relativa enkelhet i förhållande till andra motorer så är den robust och driftsäker med låg ljudnivå till ett lågt pris. Motorns lager är den enda slitagedelen vilket medger lång livslängd och minimalt underhållsbehov. En vanlig standard asynkronmotor är normalt en lagervara vilket medger kort leveranstid (Sigbi u.å).

Huvuddelarna är, *Fundament/chassi, statorlindningar och rotor med rotorlindningar.*



Figur 10 – Asynkronmotor huvuddelar



Figur 11 – Asynkronmotor översikt

3.3.7 Växel

För att omvandla motorns utgående axelhastighet till önskad hastighet för transportörens drivtrumma behöver en nedväxling av rotationshastigheten på motorns utgående axel ske. Nedväxling innebär att den utgående axeln har lägre hastighet men högre vridmoment än den ingående, uppväxling tvärtom. Normalt används en växellåda, alternativt sker nedväxlingen med rem och remskiva.

3.3.8 Frekvensomriktare

I moderna transportörsystem används en frekvensomriktare för att kontrollera elmotorns hastighet. Uppstarten kan då göras gradvis med en bestämd tid till full drifhastighet på bandet. Uppstarten blir då betydligt mer skonsam mot band och motor jämfört med när motorn startas med full rotationshastighet direkt. Genom att använda en frekvensomriktare minskar kostnader för slitage på band och motorns ingående delar. (Sigbi u.å)

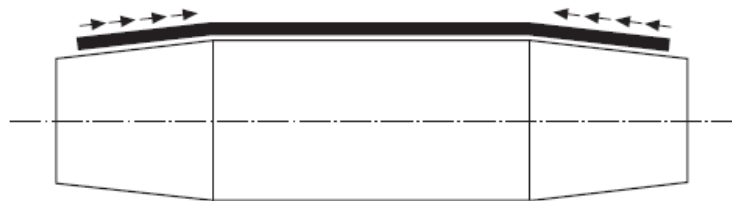
3.3.9 Driv- och vändtrumma

Drivtrumman har kontakt med bandet och driver det således framåt. I Figur 4 sitter det en trumma i vardera ände av transportören. Trumman till höger är i detta fall kopplad till den drivande motorn och benämns därför som drivtrumman. Trumman i andra änden av transportören benämns ofta som vändtrumman.

Ett av det största underhållsproblemet med bandtransportörer är att bandet vandrar i sidled. Bandets positionering över transportörens trumma benämns inom branschen som bältesspårning. Bra bältesspårning innebär att bandet är centrerat under drift, medans dålig bältesspårning är motsatsen. Trummans design är avgörande för att erhålla en bra bältesspårning. De två vanligaste metoderna som används är bomberad trumma och så kallad v-guidning.

Bombering

Bombering av drivtrumman betyder att mantelns diameter är större i mitten av trumman än vid gavlarna. Utformningen ger en mot centrum riktad kraft vilket hjälper till att centrera bandet.



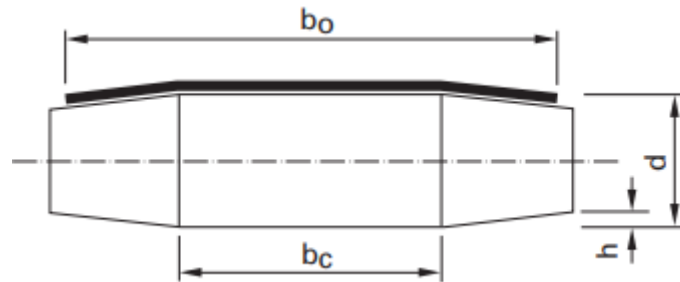
Figur 12 – Bombering centrerad kraft (Habasit 2012)

För att erhålla effektiv spårning utan negativ påverkan på bandet i form av slitage skall den bomberade trumman konstrueras efter vissa riktlinjer.

För en bandbredd som är $< 2000\text{mm}$ skall $b_c = \frac{b_0}{2}$ (Habasit 2012)

Vidare är rekommendationen att kronans höjd h skall vara:

$$2.5 (0.001 \times d + 0.075)\text{mm} \text{ (Habasit 2012)}$$



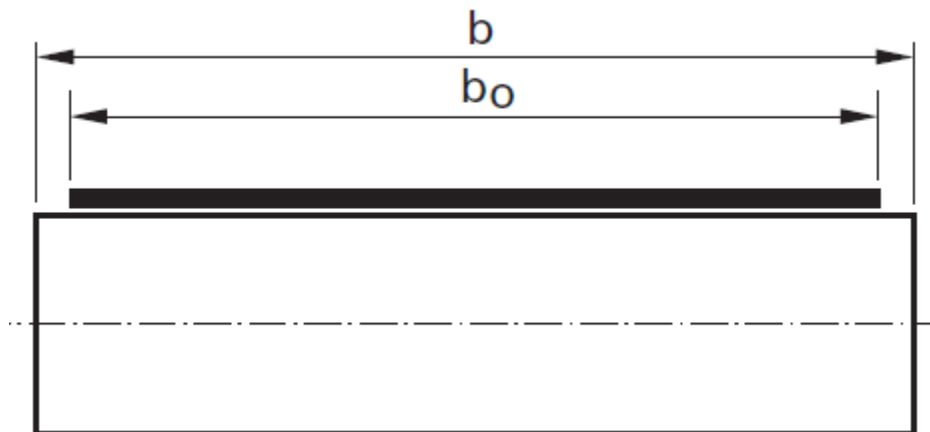
Figur 13 – Design rekommendation trumma (Habasit 2012)

Vid bomberad trumma kan bandet komma att vandra sidled, särskilt innan bandet är korrekt injusterat. Det är därför viktigt att trummans längd överstiger bandets för att medge att bandet kan vandra fram och tillbaka något.

Rekommendationen för trummans bredd i förhållande till bandet är :

$$b = (1.08 \times b_0) + 12\text{mm} \text{ (Habasit 2012)}$$

Där b är trummans bredd och b_0 är bandets bredd.

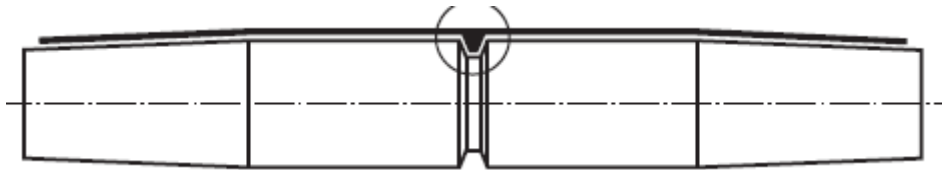


Figur 14 – Design rekommendation trumma/bandbredd (Habasit 2012)

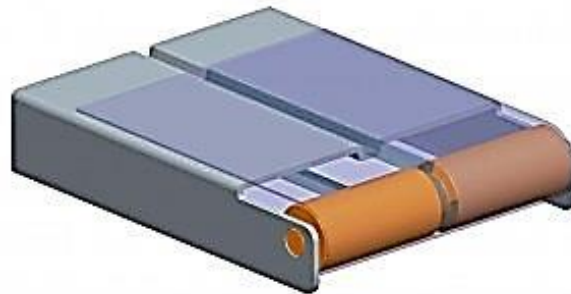
V-guidning

Genom att fästa en v-formad plastremsa på bandets undersida och fasa ur ett passande spår i trumma och glidbädd erhålls så kallad v-guidning. Det är inte rekommenderat att endast använda v-guidning som metod för en bra och pålitlig bältesspårning. Särskilt inte vid höga bandhastigheter, eftersom det finns en tendens för remsan att spåra ut från urfasningen. Används det däremot tillsammans med en bomberad trumma så erhålls en förbättrad bältesspårning.

Vid korrekt justering driver bandet minimalt i sidled. Trumma och stödstruktur kan därför dimensioneras efter vald bandbredd vilket leder till en mindre och lättare transportör i jämförelse med när endast bomberad trumma används. Band med v-guidning är dock betydligt dyrare än vanliga släta band.



Figur 15 – V guidning (Habasit 2012)



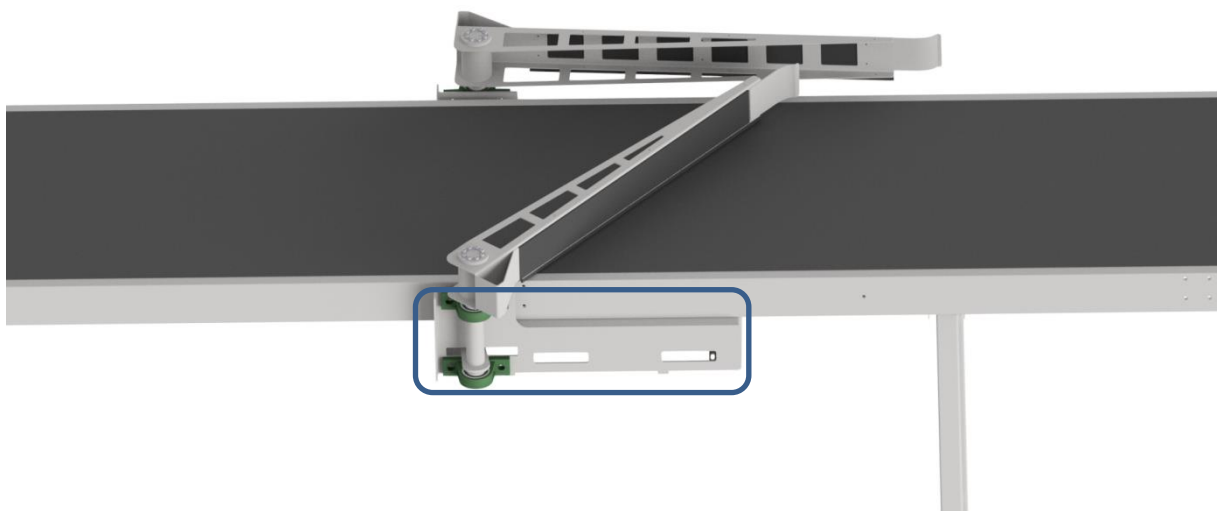
Figur 16 – Plåtbädd med v guidning (Dorner 2009)

3.4 Kravspecifikation

Eftersom den fortsatta undersökningen skall ligga till grund för de koncept som skall tas fram senare i arbetet. Genomförs nu arbetet med att identifiera behov och egenskaper som den vidareutvecklade sorteringsarmen bör ha, och fastställa krav utifrån dessa. Identifieringen genomförs efter det att inriktningen för utvecklingen har bestämts, men innan den mer omfattande marknadsundersökningen genomförs. Syftet med det är att kunna fokusera undersökningen mot de krav och egenskaper som uppdragsgivaren anser viktiga för vidareutvecklingen av deras produkt.

Ett centralt önskemål från uppdragsgivaren som identifierades tidigt i arbetet med specifikationen av krav och önskemål var att så många delar som möjligt från den befintliga konstruktionen skulle behållas. Anledningen till det är eftersom att den befintliga lösningen används som en standardprodukt för sidarmssortering, och det skall den användas som även i framtiden. Företagets önskan är av den orsaken att den vidareutvecklade armen skall kunna implementeras som en uppgradering till befintligt system, där behovet finns. Ett typiskt sorteringsystem består av allt ifrån 10 upp till 100 stycken sorteringsarmar. Fokus skall därför ligga på att utveckla ett koncept som gör denna uppgradering möjlig och kostnadseffektiv.

Utgångspunkten för det nya konceptet är följaktligen att det som styr armens 45° utsvängning skall se ut som tidigare. Se inringat område i figur 17.



Figur 17 – Utsvängning av sorteringsarm toppvy (SGA Conveyor)

3.4.1 Företagsutlåtanden

Företagsutlåtandena framkom under diskussion med uppdragsgivaren. För att tidigt försöka förstå vad de uppställda kraven och önskemålen egentligen betyder för den stundande utvecklingen. Genomfördes en vidareutveckling av de från början ganska kortfattade utlåtandena.

Översättning av företagets önskemål till tydligare specifikationer för produkten:

Bandet skall kunna justeras under drift

Bandjusteringsmekanismen placeras på sådant vis att det går att skruva på justeringsskruvarna även när bandet driver.

Det skall vara enkelt att justera bandet

Mekanismen skall vara lätt att komma åt och det skall inte krävas specialverktyg för att utföra justeringen.

Det skall fungera att använda olika sorters band

Sorteringsarmen dimensioneras så att flera olika typer av band kan användas.

Påsar och dylika produkter skall inte fastna mellan sorteringsarmen och transportörens band

Avståndet mellan sorteringsarm och transportör är idag 21.5mm, detta avstånd bör inte ändras.

Den befintliga funktionen skall inte påverkas av omkonstruktionen

Armens 45° utsvängning skall fungera som tidigare.

Den skall vara enkel att montera

Framtaget koncept skall innehålla minimalt antal delar, vidare skall specialverktyg inte krävas.

Hög tillgänglighet på delar som skall köpas in

Konceptet skall bygga på delar som finns att köpa som standardprodukter hos de underleverantörer som uppdragsgivaren nyttjar.

Drivbandets hastighet skall kunna stegvis regleras upp till 1m/s

Motorn som väljs ut för banddriften skall kunna hastighetregleras med en frekvensomriktare. Bandet skall ha en topphastighet av 1m/s.

Den skall inte vara dyr att tillverka

Tillverkningsprocessen för konceptets ingående delar skall inte kräva avancerade och dyra tillverkningsmetoder. Vidare bör den innehålla minimalt antal delar och därmed monteringssteg.

Designen skall vara stilren

Framtaget koncept skall ha ett utseende som är av neutral karaktär. Utsvängningar i konceptets estetiska utformning skall inte göras.

Den skall inte vara större och tyngre än nödvändigt

Vid val av komponenter och dimensionering av sorteringsarmen skall dess storlek och vikt tas i beaktande.

Armens totala längd från rotationsaxeln skall vara minst 1100mm och får inte överstiga 1269mm. Armens bredd på det bredaste stället bör vara omkring 120mm. Bandets bredd skall vara 150mm. Komponenter som medför en betydande viktökning skall placeras så nära den roterande axeln som möjligt. Viktökningen längst ut i armen skall minimeras.

Den skall klara av att förflytta maximalt 25kg last

Godsmassan 25kg används vid dimensionerande beräkningar.

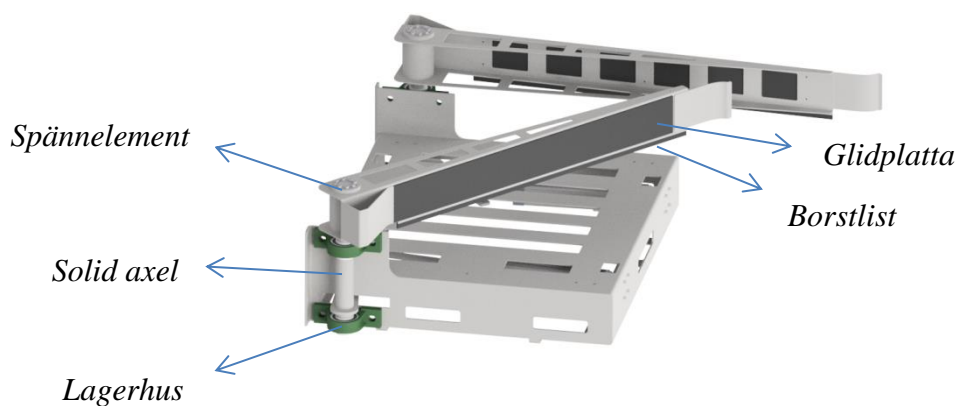
Den skall vara säker för personalen

Skyddsplåtar och dylikt monteras.

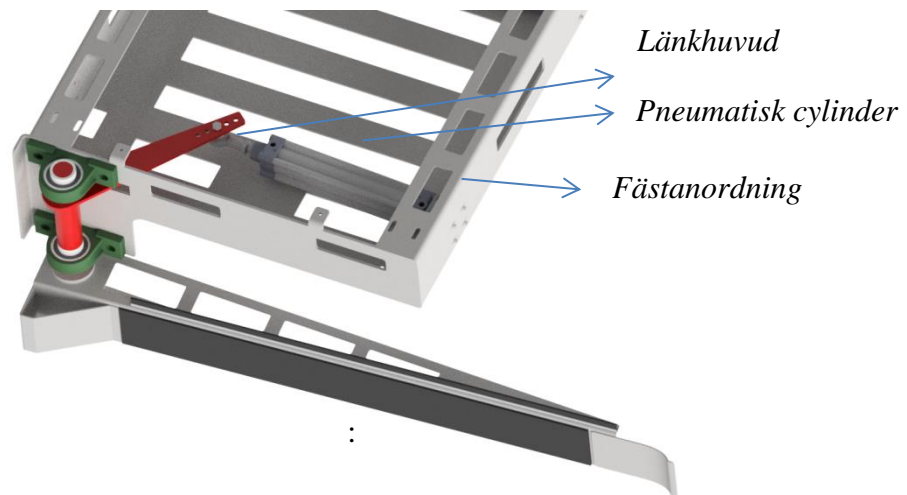
3.5 Nulägesbeskrivning

Nedan följer en studie av den befintliga konstruktionen. Ett av kraven från företaget är att mekanismen för armens förflyttning fortsatt skall sitta under bandtransportören. Vidare är företagets önskemål att behålla så mycket som möjligt av den befintliga konstruktionen. Denna del av arbetet syftar till att öka förståelsen och medvetandet för det som skall omkonstrueras. Studien har en stor betydelse senare i konceptetappen eftersom den direkt begränsar många annars tänkbara koncept.

Den befintliga konstruktionen är relativt simpel. Den pneumatiska cylindern sitter fast i ramen med en fästordning. Armen flyttas till sitt yttre läge genom att cylinderkolven trycks utåt och därmed påverkar styrarmen som i sin tur är fastsatt med den solida axeln. Axeln löper genom två stycken lagerhus. Sorteringsarmens nav är fastsatt mot den solida axeln med hjälp av ett spännelement.



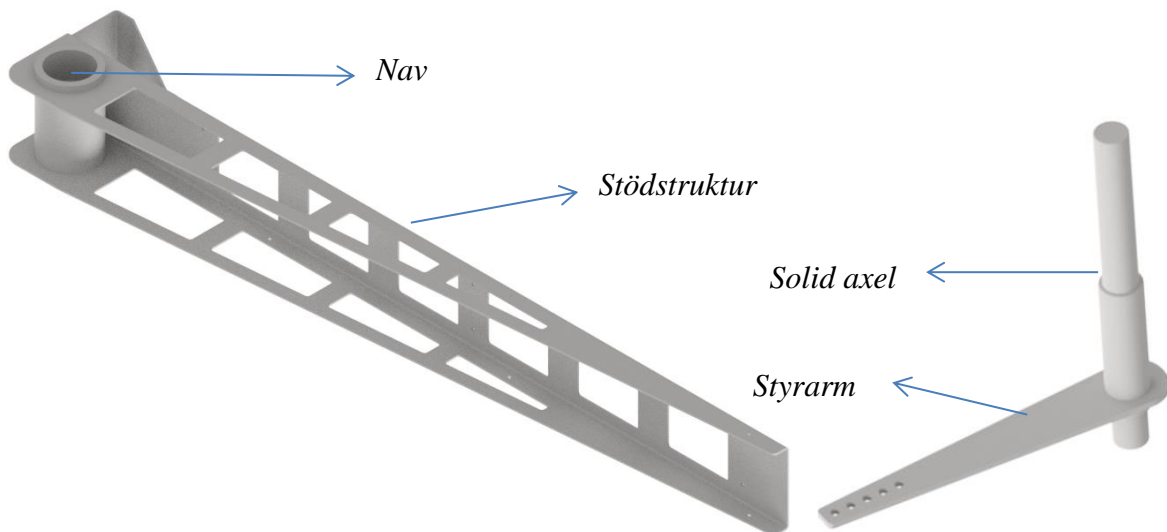
Figur 18 – Befintlig konstruktion toppvy (SGA Conveyor)



Figur 19 – Befintligt konstruktion undersida (SGA Conveyor)

Den solida axeln är tillverkad av extra tåligt konstruktionsstål medans styrarmen är av vanligt SS355 stål. Delarna är sammanfogade med ett svetsförband. Den solida axeln är av två diametrar för att kunna passas in i lagerhusen.

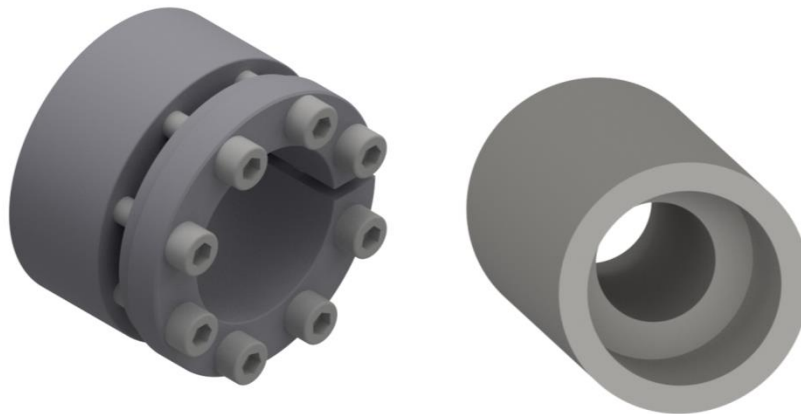
Stödstrukturen är tillverkad av stålplåt med en godstjocklek av 3mm. Navet och stödstrukturen är sammanfogade med svetsförband.



Figur 20 – Befintligt stödstruktur med nav, samt axel med styrarm (SGA Conveyor)

Navet har två innerdiametrar. Den mindre av de två är dimensionerad för passning med den solida axeln, medans den större diametern är till för spännelementet som skall låsa axeln med navet.

För att låsa den solida axeln med sorteringsarmens nav används ett spännelement. Ett spännelement av denna typ fungerar på så sätt att när spännskruvarna dras åt åstadkommer de koniska tryckringarna ett tryck mot den slitsade koniska ytter- respektive innerringen. Dessa ringar trycks i sin tur ut mot navet, respektive in mot axeln och de radiella krafterna, som verkar på spännringarna tillsammans med friktionen, fäster nav och axel till varandra.



Figur 21 – Befintligt nav och spännelement (SGA Conveyor)

3.6 Marknadsundersökning

När omkonstruktionens inriktning har beslutats, krav och egenskaper har identifierats och den befintliga konstruktionen har utvärderats kan research arbetet fortsätta med en mer omfattande marknadsanalys. Utifrån de krav som har identifierats kan sökningen nu fokuseras mot de områden som är relevanta för den stundande utvecklingen.

Undersökningen består av fem företag som har produkter som känns relevanta att analysera. Produkterna består dels av banddrivna sorteringsarmar, men också av vanliga bandtransportörer eftersom många lösningar av intresse återfinns även där.

Lösningar från marknaden som analyseras extra noggrant är: *Drivning, dess infästning och positionering. Trumma, axlar, lager och infästning av dessa. Mekanismer för bandjustering och Stödstrukturens utformning.*

Lewco

Amerikanskt företag som tillverkar industriutrustning, delvis i form av transportörer.

Figur 23 visar två vertikalt placerade banddrivna transportörer vilkas funktion är att centrera produkter till mitten av det horisontellt löpande transportbandet. Företagets produkter får anses vara av standard utförande, med enkla konstruktionslösningar. Funktionen är dock bevisad och eftersom enkla lösningar som fungerar ofta är de mest prisvärda ur tillverknings synpunkt så är deras lösningar väl värda att analysera.

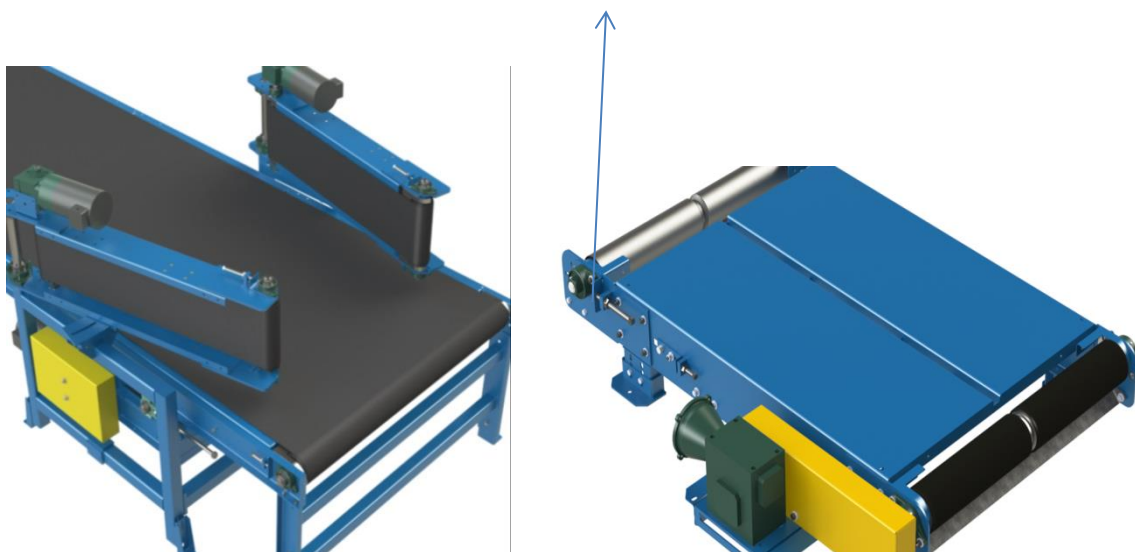
Driv och vändtrumma är av utförandet bomberad med v-guidning. Drivtrumman är gummierad för att öka friktionen till bandet och därmed öka transmissionen.

Figur 22 visar spännanordningen som används för alla deras transportörer. Genom att skruva på bulten förskjuts vändtrumman mot bandet. När injusteringen är korrekt inställd kan bultarna till lagerblock skruvas åt med fullt moment för att på så sätt låsa gjord inställning på plats.

Plåtbädden har en försänkning i mitten i enlighet med v-guide metoden. Plåtbädden består av två separata delar som bockas och sätts ihop till en komplett plåtbädd med passbitar av plåt och svetsfog.



Figur 22 – Spännanordning (Lewco)



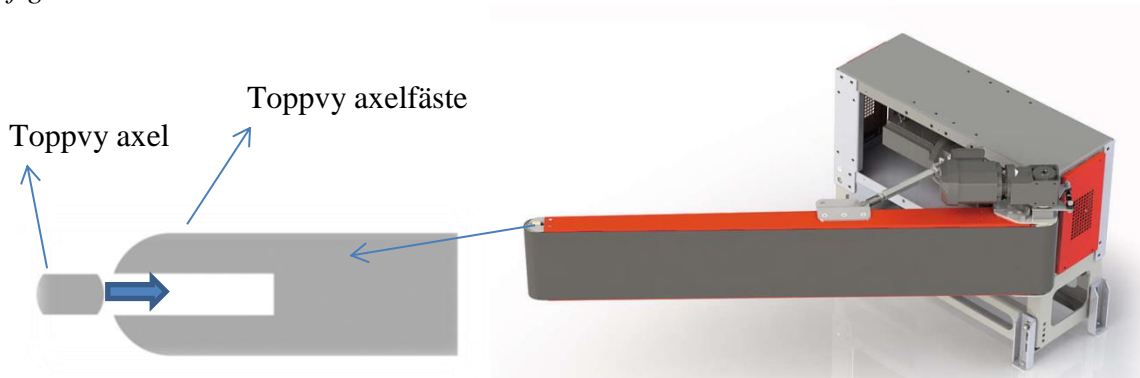
Figur 23 – Transportör (Lewco)

Motion06

Österrikiskt företag som tillverkar conveyor lösningar för den globala marknaden

Detta är en kraftfull konstruktion och sorteringsarmen är betydligt större än den som förväntas av uppdragsgivaren. Trots detta återfinns lösningar som är relevanta att analysera.

Stödstrukturen är i form av en plåtbädd som har bockats till önskad form. Bandet ligger kant i kant med trumman vilket mest troligt innebär att band med v-guide används. Trummans solida axel är inte cirkulär i ändarna utan har två horisontella sidor som låser axeln mot fästet se *figur 24*.

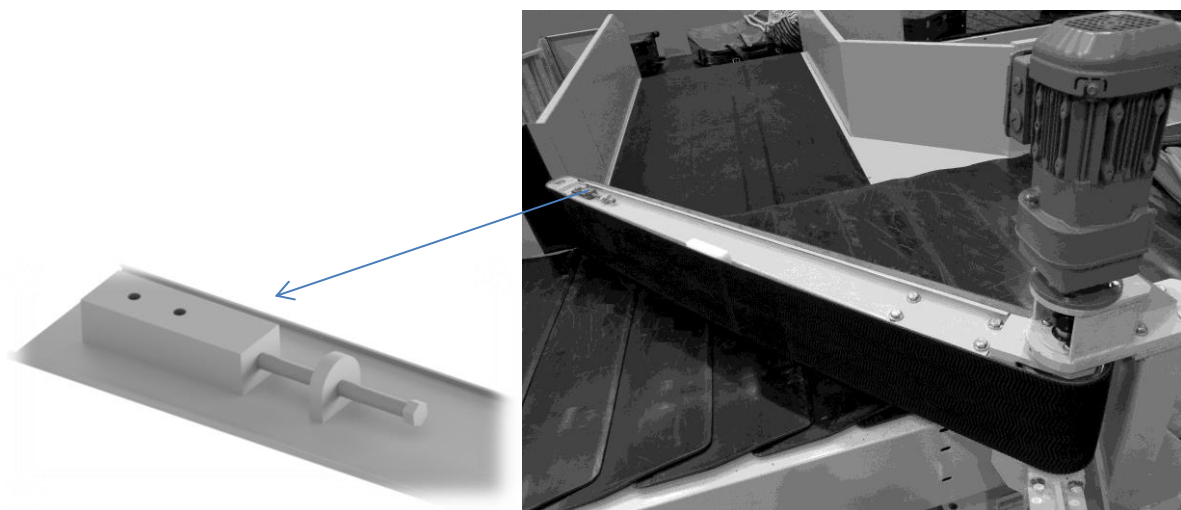


Figur 24 – Sorteringsarm (Motion06)

Matrex

Franskt företag som framgångsrikt har tillverkat system för effektiv bagagehantering till flygplatser sedan 1987.

Denna sorteringsarm används för förflyttning av resväskor. Intressant lösning där en rak kuggväxelmotor används över armens rotationsaxel. Vidare antyder den maximerade bandbredden i förhållande till trummans bredd återigen på att ett band med v-guide används. Spännanordningen är av typiskt utförande. Genom att skruva på bulten påverkas klossen. Klossen är fastsatt med trummans fäste i underkant vilket gör att fästet flyttar sig med klossen. Låsning sker efter korrekt justering genom att skruva åt de två bultarna på klossen.



Figur 25 – Sorteringsarm (Matrex)

Etown

Kinesiskt företag som har specialiserat sig på intelligenta sorteringsystem.

Väl designad sorteringsarm med många spännande lösningar. Tyvärr framgår ingen direkt information om dess specifikationer från tillverkaren. Utifrån bilden kan däremot slutsatsen dras att det återigen är ett band med v-guidning. Stödstrukturen är tillverkad av bockad plåt. Bandet drivs troligtvis med remdrift, alternativt en trummotor. Ingen åtkomst för bandjustering vid vändtrumman antyder på att spännanordningen sitter på drivsidan.



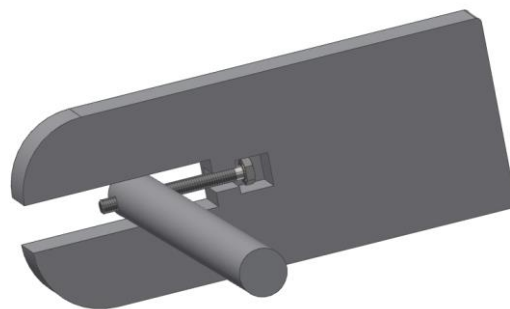
Figur 26 – Sorteringsarm (Etown)

Fedotec

Tyskt företag som levererar conveyorlösningar till stora företag såsom, Abus, Airbus, Bosch, Lindt med flera.

Liten kompakt transportör där aluminiumprofiler används som stödstruktur. Spännanordningen sitter vid vändtrumman och trolig utformning av trumfästets insida illustreras i figur 27.

Genom att skruva på bultens ände med en passande insexnyckel förskjuts drivtrumman mot bandet.



Figur 27 – Transportör (Fedotec) :

3.6.1 Utvärdering av marknadsundersökning

Marknadsundersökningen innebar många potentiella lösningar på den stundande omkonstruktionen. För att begränsa antalet möjliga koncept genomfördes här ett möte med uppdragsgivaren där resultatet av marknadsanalysen presenterades. För och nackdelar med lösningar från marknaden diskuterades utifrån uppdragsgivarens erfarenheter. Diskussionen resulterade i att omkonstruktionens inriktning specificerades ytterligare genom att flertalet potentiella lösningar valdes bort.

Förslag som väljs bort är:

-V-guidning

Banden är dyra och är generellt svåra att få tag i med rätt dimensioner. Vidare kräver v-guidning en mer avancerad tillverkningsprocess för plåtbädden som höjer tillverkningskostnaderna. Uppdragsgivaren önskar därför lösningsförslag där släta band används.

-Remdrift

Växeldrift är önskvärt framför remdrift.

-Ramkonstruktion av aluminiumprofiler

Uppdragsgivaren föredrar en ramkonstruktion av plåt som laserskärs och bockas enligt befintligt koncept. Anledningen till detta är att delar av tillverkningen då kan ske i företagets mekaniska verkstad.

4 KONCEPT

Med de identifierade kraven och den utförda marknadsanalysen som grund skall nu koncept tas fram. För att kunna driftsätta sorteringsarmen som är målet med omkonstruktionen så måste inledningsvis flera nya delar tillsättas. Vidare måste delar ur den befintliga konstruktionen ändras för att möjliggöra driftsättningen. I detta kapitel genereras idéer för hur grundkonceptet kan tänkas se ut. Även idéer för mer specifika delar av konstruktionen genereras. Vid konceptgenereringen används den befintliga sorteringsarmen som utgångspunkt för konceptgenereringen.

I denna rapport presenteras tre koncept, koncepten skissas först för hand. Utifrån handskisserna kan sedan koncepten ritas i Autodesk Inventor.

I detta skede av utvecklingen ligger fokus på att presentera grundfunktioner och lösningar, koncepten ritas därför upp med relativt låg detaljrikedom och endast det som är relevant för att förstå koncepten presenteras i modellen.

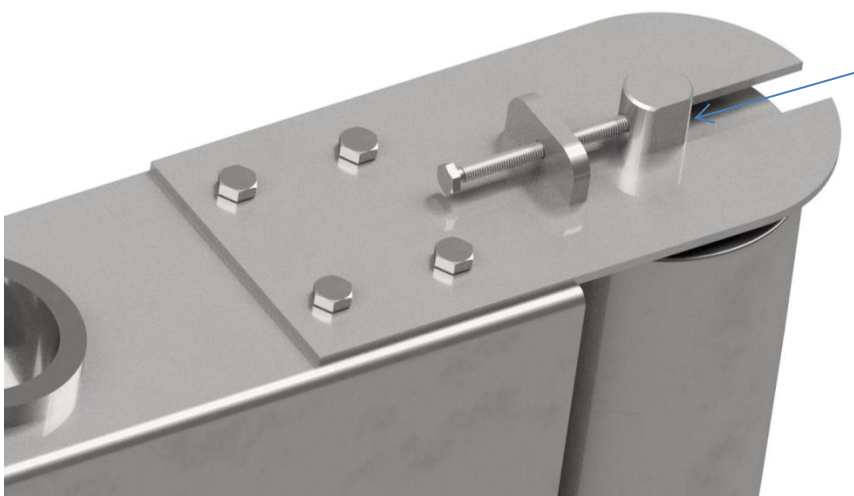
4.1.1 Koncept A - Trummotor

Koncept A drivs av en trummotor. En av de största fördelarna med att använda en trummotor är att spännanordningen kan placeras på drivsidan. Det innebär att den inte behöver placeras innanför stödstrukturen. Placeringen resulterar vidare i minimerad vikt längst ut i armen. Att använda en trummotor medger även en lägre vikt för sorteringsarmen som helhet då motorn i sig väger mindre än andra alternativ samt att den ersätter drivtrumman som annars väger en del. Vidare kan infästningen ske med enkelhet vilket även det resulterar i låg vikt då lager, kopplingar och fästen inte behöver tillsättas.

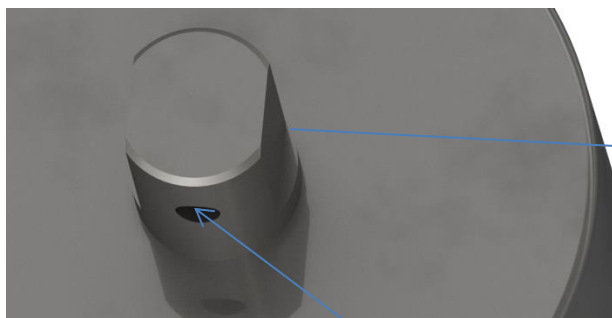


Figur 28 – Koncept A översiktsvy

Kontakttrycket från trumman till bandet regleras genom att skruva på bulten som då påverkar trummotorns axel. Axeln har ett genomgående hål i sitt standardutförande som är gängat. För att spännanordningen skall fungera behöver en gängplugg monteras. Axeln sitter med fin passning i fästet och genom att momentdra de fyra fästbultarna erhålls låsning av trumman i axiellt led.



Figur 29 – Koncept A axelfästning och spännanordning



Den fasade axelkanten låser mot fästets underkant vid åtdragning av de fyra fästbultarna

Figur 30 – Koncept A axel

En gängplugg monteras som fyller halva håldjupet

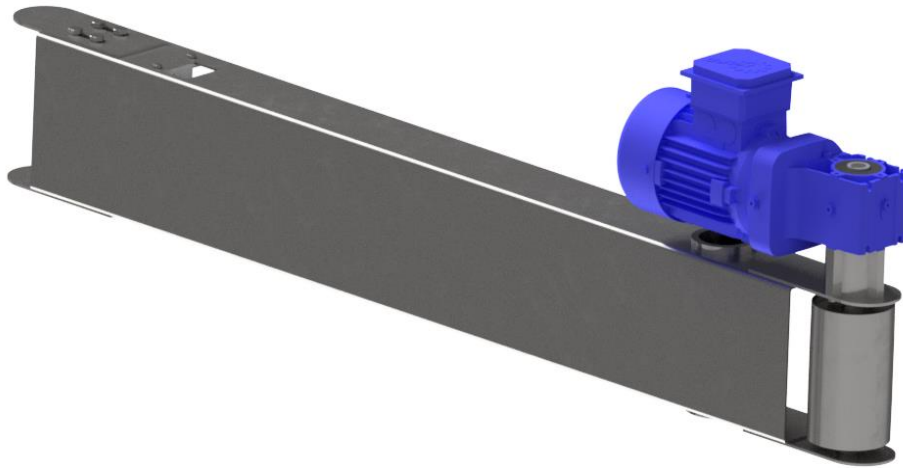
Vändaxeln har två gängade hål och sitter låst i sin position mot stödstrukturen med två skruvförband.



Figur 31 – Koncept A infästning vändaxel

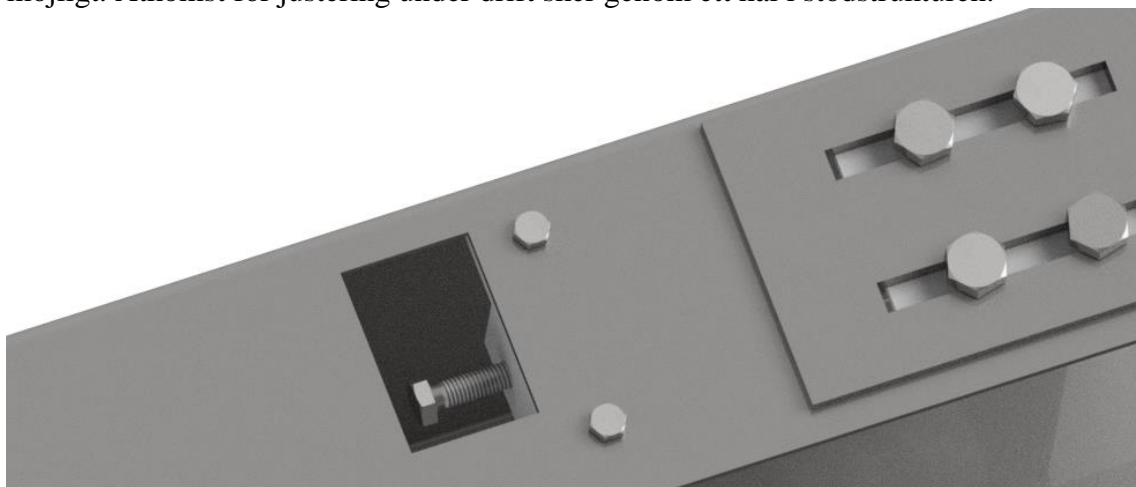
4.1.2 Koncept B - Snäckväxel

Koncept B drivs av en elmotor med snäckväxel. Fördelen med en snäckväxel är huvudsakligen att den är driftsäker och stabil. Samtidigt är det fördelaktigt att drivtrummans axel kan direkt kopplas till motorn. Vilket innebär att en axelkoppling inte behöver tillsättas.

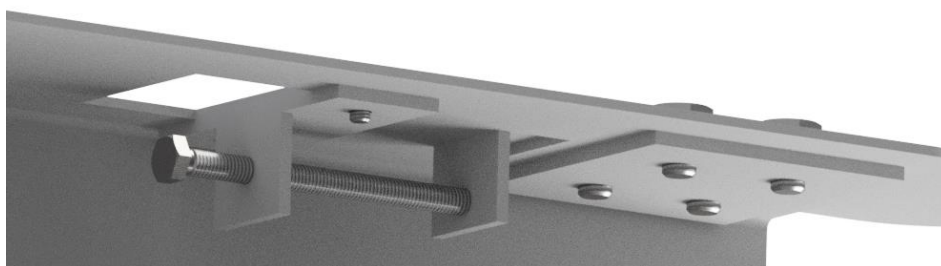


Figur 32 – Koncept B översiktsvy

Spännanordningen sitter på vändsidas. Justering av vändtrumman erhålls genom att skruva på spännbulten som sitter gängad i sitt fäste. Spännbulten trycker på trummfästet som förskjuts mot bandet. Spännanordningen placeras innanför stödstrukturen för att ta så liten plats som möjligt. Åtkomst för justering under drift sker genom ett hål i stödstrukturen.



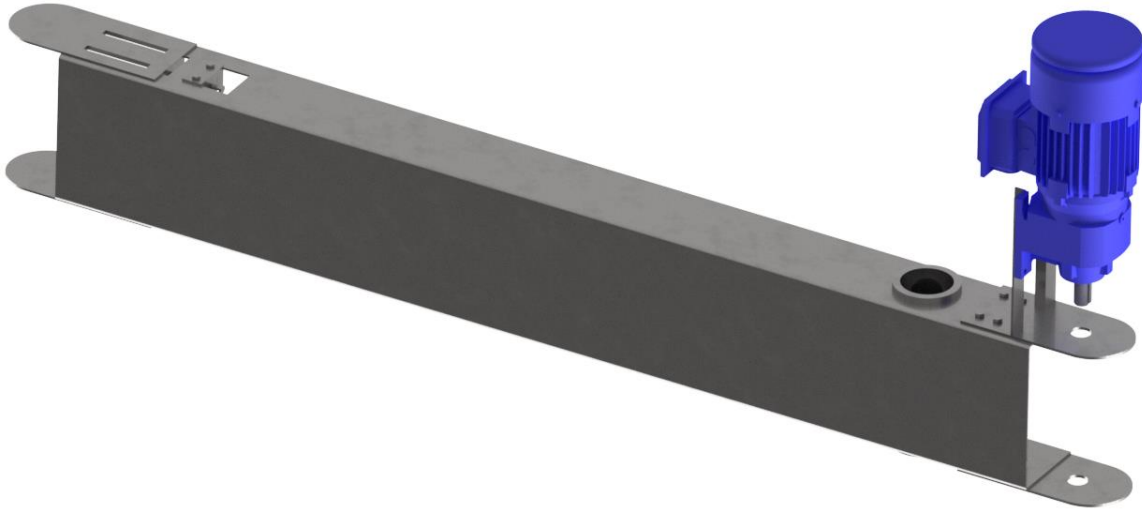
Figur 33 – Koncept B spännanordning ovan



Figur 34 – Koncept B spännanordning under

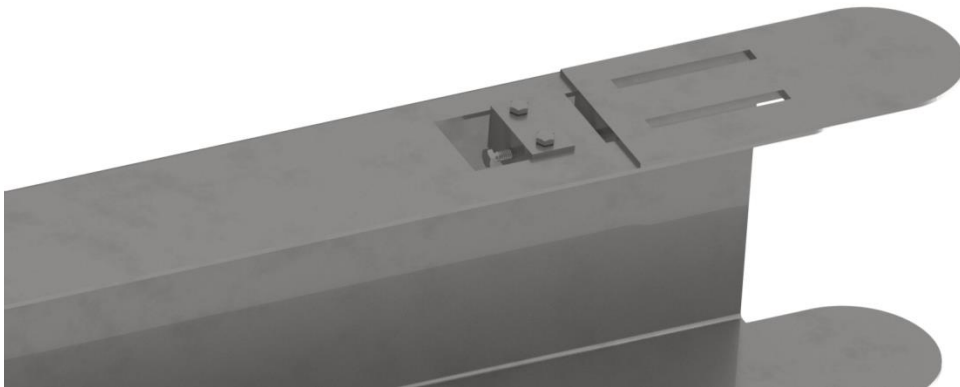
4.1.3 Koncept C – Rak kuggväxel

Koncept C drivs av en motor med rak kuggväxel. Motorn monteras på ett motorfäste med plats för den axelkoppling som är nödvändig för att sammankoppla växelmotorns utgående axel med drivtrummans axel. Stödstrukturen påminner återigen om det befintliga konceptet. Där stålplåt skärs och bockas till önskad form.



Figur 35 – Koncept C översiktsvy

Spännanordningen är av samma princip och snarlikt utförande som för koncept B.



Figur 36 – Koncept C spännanordning

4.1.4 Utvärdering av framtagna koncept

Konceptutvärderingen sker på liknande sätt som när marknadsundersökningen utvärderades. Fördelar och nackdelar med de framtagna koncepten diskuteras med uppdragsgivaren. Kravspecifikationen används som stöd för att avgöra vilka av kraven som blir svåra att uppfylla med respektive koncept.

Inför mötet ansågs *koncept A* vara den starkaste kandidaten. Med sin enkelhet och få delar fanns en stor potential. För att undersöka möjligheten att använda denna typ av motor studeras trummotorer av fabrikat Interroll. Kontakt upprättas även med en säljare från företaget för att få prisuppgifter på respektive motor. Slutsatsen av undersökningen är att trummotorer som är dimensionerade för ändamålet har en trumbredd av minst 300mm. Vidare var priset inte i linje med uppdragsgivarens önskemål.

Koncept B valdes bort då snäckväxelns placering över stödstrukturen ej ansågs lämplig. Vidare hade kompletterande fästen för motorns överhäng behövts. Spännanordningen och stödstrukturen från *koncept B* var i linje med uppdragsgivarens önskemål.

Koncept C valdes ut som det mest lämpliga konceptet. Uppdragsgivaren använder sig av motortypen för andra applikationer och vet därmed att det är ett pålitligt och prisvärt alternativ. Stödstrukturen är samma som för koncept B och är av liknande princip och tillverkningsteknik som för den befintliga sorteringsarmen. Spännanordningen kan utformas som *koncept B* eller *C*.

5 DESIGN OCH DIMENSIONERING

I detta kapitel sker en vidareutveckling av det valda konceptet, koncept C.

Utvecklingen leder fram till att en så realistisk modell som möjligt kan presenteras för uppdragsgivaren. Där konceptets ingående delar är designade i enlighet med branschens riktlinjer. Vidare väljs komponenter ut som är beräknade att klara den last som skall förflyttas, detta för att till exempel en motor av rätt storlek skall kunna väljas och implementeras i den visuella modellen av konceptet. Komponenter väljs ut från de underleverantörer som uppdragsgivaren använder i enlighet med uppställt krav. När alla ingående delar har presenterats genomförs en enklare FEM-analys av den slutgiltiga sammansättningen för att kontrollera hållfastheten.

Genom diskussion med uppdragsgivaren fastställs att bandet skall köpas in från underleverantören Forbo. Rekommendationer från underleverantören nyttjas därför vid delar av dimensioneringen. Rekommendationerna skiljer sig inte från övriga leverantörer men vissa benämningar och tabeller kan se något olika ut.

För att kunna inleda konstruktionsarbetet så behöver som första steg kraften som krävs för att förflytta bandet med last beräknas. När kraften som skall förflyttas är känd kan sedan många andra delar av konstruktionen bestämmas.

Den effektiva dragkraften beräknas med formeln

$$F_U = \mu_s \times g \times (m_P + m_B) [N] \text{ från (Forbo 2018)} \quad (1)$$

Där μ_s är friktionsvärdet, g är gravitationskraften, m_P är den massa som skall förflyttas och m_B är bandets massa.

Eftersom uppdragsgivarens önskemål är att olika typer av band skall kunna användas så beräknas dragkraften med det högsta friktionsvärdet och den högsta tyngden på bandet som Forbo har att erbjuda. Således kan alla typer av band nyttjas.

Det tyngsta bandet Forbo har att erbjuda väger 4kg/m^2 . Bandets totala längd beräknas vara 3035.6mm se beräkning i kapitel 5.1.11. Bandbredden skall i enlighet med kravlistan vara 150mm.

Bandets massa m_B beräknas till $4\text{kg/m}^2 \times 3\text{m} \times 0.15\text{m} = 1.9\text{kg}$
godsets massa m_P är maximalt 25kg enligt kravlistan.

Friktionsvärdet μ_s är friktionen mellan bandets undersida och glidbädden. Det högsta friktionsvärdet väljs ut för att tillse att samtliga band går att använda. Friktionsvärdet sätts därför till 0.5.

	0, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, V5H, V10H	TXO (Amp Miser)
μ_T (table)	0.33	0.33	0.5	0.5	0.18
μ_T (galvanised slider beds)	–	–	–	–	0.24
μ_R (roller)	0.033	0.033	0.033	0.033	–
μ_{ST} (accumulated)	0.33	0.33	0.5	0.5	–

Figur 37 – Tabell friktionsvärden (Forbo 2018)

$$\text{Dragkraften kan nu beräknas till } F_U = 0.5 \times 9.81 \times (25 + 1.9) = 132N \quad (2)$$

Utifrån den effektiva dragkraften kan sedan den maximala dragkraften F_1 beräknas. Detta genom att multiplicera F_U med en faktorkoefficient C_1 .

Transmissionens effektivitet beror på friktionen mellan drivtrumman och bandets undersida samt hur stor kontaktytan är mellan trumman och bandet.

Framtaget koncept har en kontaktyta som är 180° , vidare är driftförhållandena torra och drivtrummans yta skall vara slät. Faktorkoefficienten med det högsta värdet används även här för att på så vis dimensionera för alla bandtyper.

Siegling Transilon Underside coating	0, U0, NOVO, E0, A0, T, P			Siegling Transilon Underside coating	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
Arc of contact β	180°	210°	240°	Arc of contact β	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Smooth steel drum				Smooth steel drum						
dry	2.1	1.9	1.7	dry	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
wet	not recommended			wet	3.7	3.2	2.9	5.0	4.0	3.0
Lagged drum				Lagged drum						
dry	1.5	1.4	1.3	dry	1.4	1.3	1.2	1.6	1.5	1.4
wet	2.1	1.9	1.7	wet	1.8	1.6	1.5	3.7	3.2	2.9

Figur 38 – Rekommenderade faktorkoefficienter (Forbo 2018)

Den maximala dragkraften F_1 beräknas till

$$F_1 = F_U \times C_1 = 132N \times 2.1 = 277N \quad (3)$$

Där 2.1 är den valda faktorkoefficienten C_1 . F_U beräknas i ekvation (2).

5.1.1 Drivning

Uppdragsgivaren använder Nord drivesystems som underleverantör för motorer. Efter att ha studerat olika typer av växelmotorer föll valet på en med rak kuggväxel. Motiverande faktorer för valet av just denna typ av växelmotor var dess låga pris. För att kunna välja rätt dimension på motorn beräknades det effektbehov och vridmoment som krävs för den uppgift motorn skall lösa. Formler är huvudsakligen hämtade från ett kompletterande formelblad i hållfasthetslära från kursen (Hållfasthetslära 2018) och från boken maskinelement (Olsson 2015).

För att beräkna det vridmoment som krävs från motorn för att driva bandet används

$$M_V = \frac{1}{2} D_1 \times F_1 \quad (4)$$

Där D_1 är drivtrummans diameter, som har dimensionerats att vara 110mm och F_1 är den maximala dragkraften.

$$M_V = \frac{1}{2} \times 0.11m \times 277N = 15Nm \quad (5)$$

För att kunna välja en lämplig växelmotor behöver rotationshastigheten som krävs från motorns utgående axel för att nå upp till en bandhastighet på $v = 1.0m/s$ beräknas.

För att beräkna bandhastigheten används att drivtrummans diameter är 110mm. Trumman är cirkulär med omkretsen $110mm \times \pi = 346mm$. 1 varv förflyttar därmed bandet 0.346m. För att nå upp till en bandhastighet på $v = 1.0m/s$ behöver således trumman rotera:

$$1m/0.346m = 2.89varv/s = 2.89rps$$

Växelmotorns utgående rotationshastighet skall därför vara $n_m = 2.89rps \times 60 = 173 rpm$

När rotationshastigheten är känd kan vinkelhastigheten ω beräknas genom

$$\omega = \frac{2\pi \times n_m}{60} = \frac{2\pi \times 173}{60} = 18.12rad/s \quad (6)$$

Med beräknat moment och vinkelhastighet kan sedan motorns effekt P_A beräknas

$$P_A = M_V \times \omega = 15Nm \times \frac{18.12rad}{s} = 272W = 0.272kW \quad (7)$$

Underleverantörens raka kuggväxelmotor har en verkningsgrad $\eta = 77.3\%$ vilket betyder att en motor med en uteffekt av minst $P_M = 0.352kW$ skall väljas

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} = \frac{0.272}{0.773} = 0.352kW \quad (8)$$

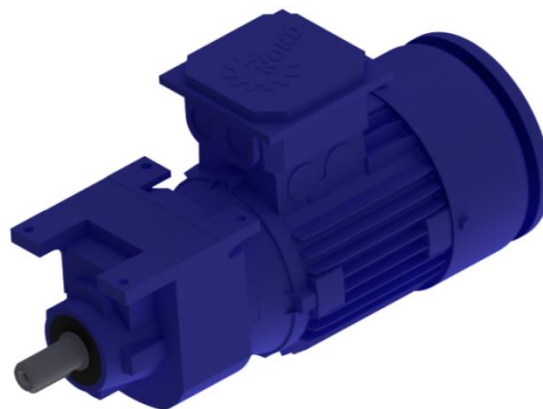
Nord levererar motorer med effektsteg $0.12kW, 0.25kW, 0.37kW, 0.55kW$ och så vidare.

Beräknade prestandakrav på växelmotorn:

$$P_M = 0.352kW \quad M_V = 15Nm \quad n_m = 173 \text{ rpm}$$

Växelmotorn som väljs ut heter NORDBLOCK kuggväxelmotor modell SK072.1-71LP/4 TF och den har effekten $0.37kW$. Reservkapaciteten från den motoreffekt som behövs för att driva bandet med maximal belastning $P_M = 0.352kW$ är då 5% vilket kan anses lågt. För att kompensera har vald motor en servicefaktor på 2.7, vilket innebär att motorn under kortare tid kan belastas med upp till $0.37kW \times 2.7 = 0.999kW$ utan problem. Vilket rimligtvis är fallet eftersom motorn skall användas till paket med varierande vikt. Där huvuddelen av paketen är lätta men tyngre paket upp till 25kg kan förekomma stundtals. Servicefaktorn väljs ut beroende på rådande driftförhållanden och är i detta fall dimensionerad för ej kontinuerlig drift med ojämn belastning.

NORDBLOCK kuggväxelmotor modell SK072.1-71LP/4 TF	
Motoreffekt P	0.37kW
Hastighet n_m	176 rpm
Moment M_V	20.1Nm
Vikt	9.6kg
Servicefaktor f	2.7



Figur 39 - NORDBLOCK kuggväxelmotor modell SK072.1-71LP/4 TF

5.1.2 Driv och vändaxel

Växelmotorn i dess standardutförande har en utgående axel som är 20mm i diameter. Drivaxeln dimensioneras till detsamma. Materialet som används är av standard SS355 stål där 355 står för dess sträckgräns R_e i MPa. Formler som används är hämtade ur Tore Dahlbergs formelsamling i hållfasthetslära (Dahlberg 2001) och från kompletterande formelsamling (Hållfasthetslära 2018).

Beräkningar kan göras för att kontrollera materialvalet, inledningsvis beräknas den maximala Skjuvspänningen τ_{max} på grund av vridmoment M_V genom följande formel

$$\tau_{max} = \frac{M_V}{W_V} \quad (9)$$

Där M_V är vridande moment och W_V är axelns vridmotstånd, som för ett massivt cirkulärt tvärsnitt är:

$$W_V = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \times 20^3}{16} = 1571 \text{mm}^3 \quad (10)$$

Vilket efter insättning i ekvation (9) ger

$$\tau_{max} = \frac{15 \times 10^3}{1571} = \frac{9.55N}{\text{mm}^2} = 9.55 \text{MPa} \quad (11)$$

Från formeln för maximal vridskjuvspänning kan det maximala vridmomentet beräknas genom att använda materialets tillåtna skjuvspänning.

Tillåten skjuvspänning τ_{till} ges av

$$\tau_{till} = \frac{\tau_s}{n_s} \quad (12)$$

Där τ_s är den skjuvspänning som ger kvarstående deformation och n_s är säkerhetsfaktorn som för denna dimensionering skall vara 2.

τ_s approximeras ur materialets sträckgräns och blir $\tau_s \approx 0.6 \times R_e \approx 0.6 \times 355 \approx 213 \text{MPa}$

Insättning i ekvation (12) ger

$$\tau_{till} = \frac{\tau_s}{n_s} = \frac{213 \text{MPa}}{2} = 106.5 \text{MPa} \quad (13)$$

För den tillåtna skjuvspänningen $\tau_{till} = 106.5MPa$ kan nu det maximala vridmomentet M_{vmax} beräknas genom omskrivning av ekvation (6).

$$M_{vmax} = \tau_{till} \times W_V = 106.5MPa \times 1571mm^3 = 167311.5Nm \\ = 167.3Nm \quad (14)$$

Då $M_{vmax} > 15Nm$ som är vridmomentet som krävs för att förflytta bandet kan materialvalet godkännas.

Axelns diameter kan även den kontrolleras genom att beräkna den minimala axeldiametern. Att beräkna detta är av intresse eftersom spårningar skall monteras på vändaxeln. Sticket där spårningen monteras minskar axelns diameter.

Det är känt att $P_A = M_V \times \omega$ som i detta fall är $272W = 15Nm \times 18.12rad/s$

$$P_A = M_V \times \omega \quad (15)$$

Vidare är det känt att för en solid axel se ekvation (6) och (7) är

$$\tau_{till} = \frac{M_v}{W_v} = \frac{M_v}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{M_v \times 16}{\pi d^3} \quad (16)$$

Där τ_{till} är den begränsande tillåtna skjuvspänningen. Uttrycket skrivs om för att enklare kunna bryta ut d^3 .

Genom att bryta ut d^3 erhålls att

$$d^3 = \frac{16M_v}{\pi \times \tau_{till}}$$

Numeriskt blir det

$$d^3 = \frac{16 \times 15Nm}{\pi \times 106.5Mpa} = 7.17 \times 10^{-7}$$

$$d = \sqrt[3]{7.17 \times 10^{-7}} = 0.00895m = 8.95mm$$

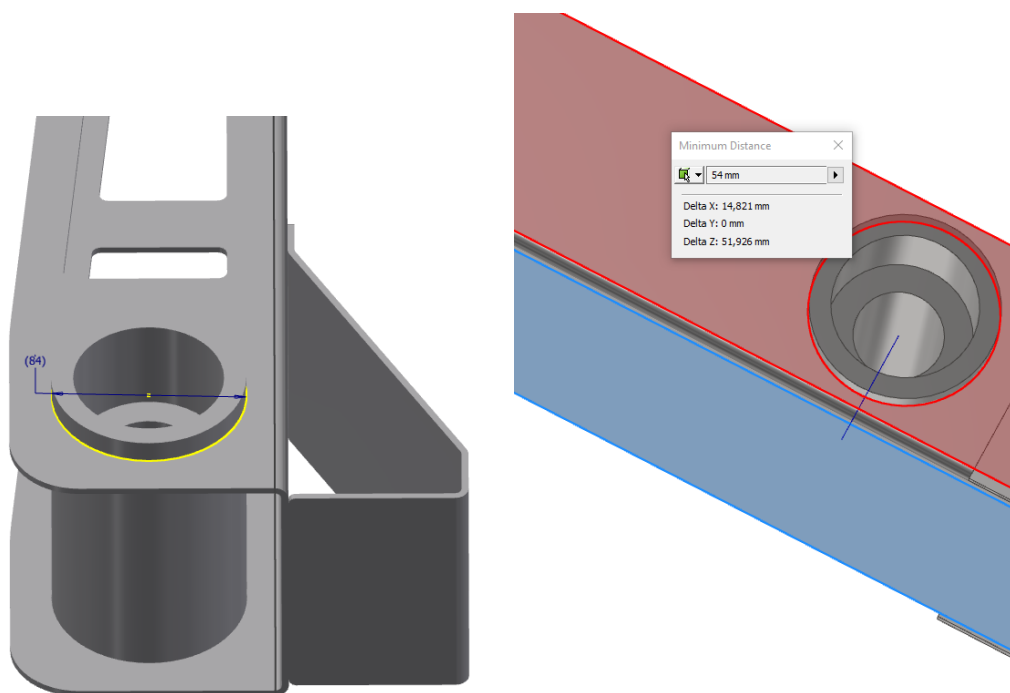
Axelns minimala diameter har beräknats till 8.95mm, att använda den dimensionerade axeln på $\emptyset 20mm$ med ett stick för en spårning som sänker diametern till $\emptyset 19mm$ därmed ok.

5.1.3 Driv och vändtrumma

Vid dimensioneringen av driv och vändtrumma behöver inledningsvis det befintliga navet tas i beaktande. Detta för att erhålla en kontaktyta mellan trumma och band som är 180° vilket är önskvärt för en god transmission. Navets diameter är 84mm, diametern på driv- och vändtrumma behöver således överstiga detta för att uppnå önskad kontaktyta.

Vidare skall trummorna dimensioneras så att de ligger med cirka 3mm utstick från stödstrukturens glidbädd. För att på så vis minimera den friktion som uppstår mellan band och glidbädd och därmed minska slitaget på bandet. (Forbo 2018)

Avståndet mellan navets centrum och glidbädden är 54mm, med 3mm utstick ger det 57mm, plus navets radie 42mm betyder det att trummans diameter minst skall vara 99mm för att bandet skall kunna löpa fritt med en kontaktyta på 180° . Utifrån denna vetskap dimensioneras trumman till 110mm för lite extra frigång.



Figur 40 – Mätvärden befintligt nav

För att dimensionera trummans bredd i förhållande till bandbredden används de rekommendationer som framgår i arbetets teoretiska del s.13. Med en bandbredd enligt uppställt krav på 150mm skall således trummans bredd vara 174mm. Vidare bomberas trumman för att erhålla en god bandspårning enligt riktlinjer i figur 41 med tillhörande beräkning.

Rekommendationen för trummans bredd i förhållande till bandet är enligt (Habasit 2012)

$$b = (1.08 \times b_0) + 12mm \quad (17)$$

Ett krav som har specificerats är att bandbredden skall vara 150mm vilket ger

$$b = (1.08 \times 150) + 12mm = 174mm \quad (18)$$

Rekommendationen hämtad från (Habasit 2012) är vidare att

$$bc = \frac{b_0}{2} \quad (19)$$

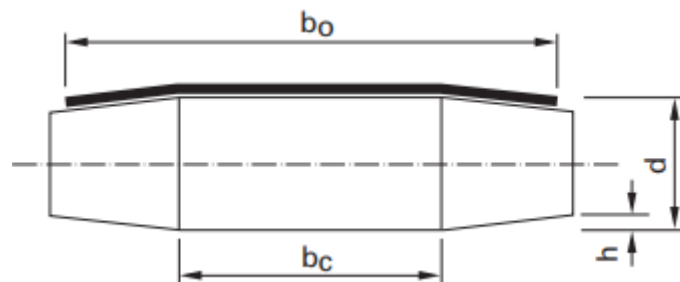
och att kronans höjd h skall vara

$$h = 2.5 (0.001 \times d + 0.075)mm \quad (20)$$

Vilket efter insättning ger att:

$$bc = \frac{200}{2} = 100mm$$

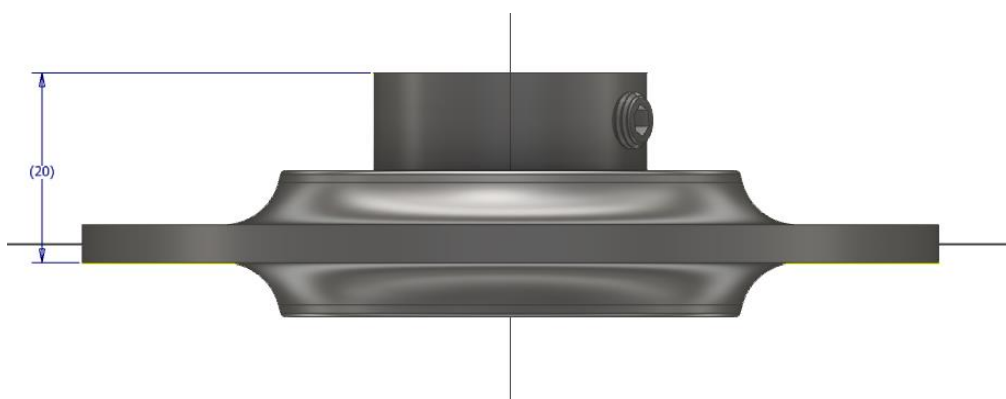
$$h = 2.5(0.001 \times 110mm + 0.075mm) = 0.462mm$$



Figur 41 – Design rekommendation trumma (Habasit 2012)

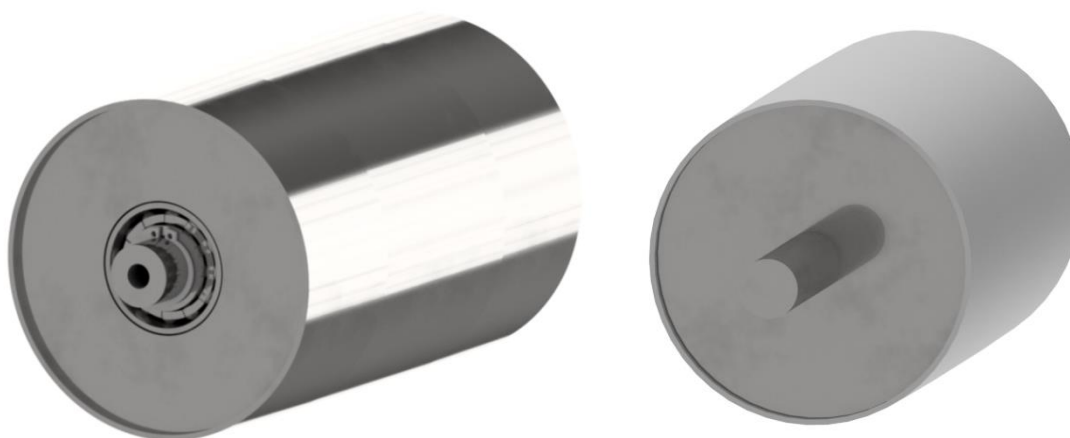
Utförandet på driv och vändtrumman skiljer sig åt. Drivaxeln är sammankopplad med växelmotorns utgående axel och överför på så vis transmission till bandet. Detta innebär att drivtrumman måste vara låst mot drivaxeln för att transmissionen skall föras över. Samma sak gäller däremot inte för vändtrumman. Dess axel överför ingen transmission utan skall endast driva den vidare och behöver således inte rotera. Istället kan vändtrumman rotera direkt kring vändaxeln som är låst i sin position.

Tanken var inledningsvis i koncept stadiet att trummornas infästning skulle vara av likadant utförande för att på så vis kunna använda samma typ av trumma med axelns längd som ändå skillnad. Detta visade sig inte vara möjligt då det utvalda lagret för en $\varnothing 20$ axel bygger för mycket på höjden. Avståndet mellan transportörens band och sorteringsarmens underkant skall vara 21.5mm enligt krav, lagret bygger 20mm. Spelet blir då 1.5mm vilket ansågs vara för lite.



Figur 42 - Internordic-USPF204

Lösningen på problemet resulterade i följande. Trummornas storlek och form är densamma. På vändtrumman sitter lagret monterat direkt i trumman. Axeln skjuts in genom lagret med en spärring som förhindrar trumman från axiellrörelse. I axeln borras hål för att på så vis kunna låsa den mot dess fäste med skruvförband. Drivtrumman sitter fastmonterad på drivaxeln med svetsförband och roterar således med axelns rotation.



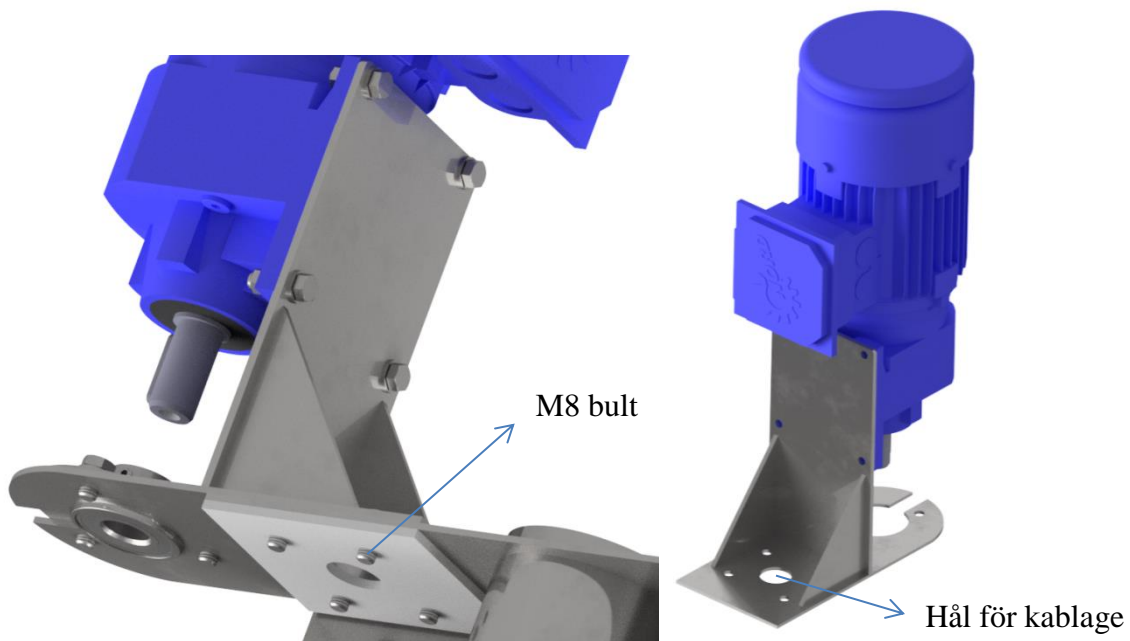
Figur 43 – Driv och vändtrumma

5.1.4 Fäste drivsida

När dimensionen på motor och drivtrumma är bestämd kan fäst detaljer konstrueras. Den valda växel motorn har i sitt standardutförande fyra hål där infästning kan ske. Fästet för växel motorn konstrueras av 4mm stålplåt med en hålbild som stämmer överens med motorns. Detaljen svetsas ihop med trummans fäste och två vinklar tillförs för att göra konstruktionen robust och stadig.

Figur 44 visar hur bultarna undertill skruvas ihop med en gängad platta. Detta skapar en robust låsning som är enkel att centrera. Vidare visar figuren hur fyra stycken M7 bultar med mutter används för att fästa växel motorn mot dess fäste.

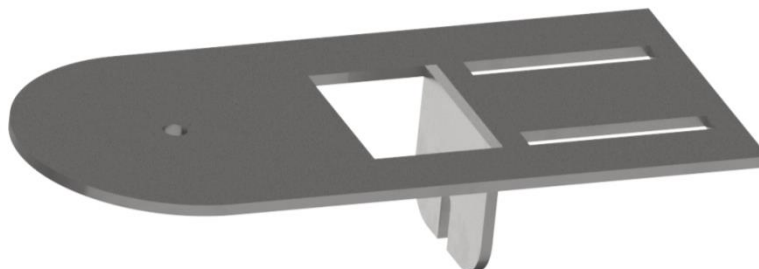
I fästplåtens bakre del görs förutom de fyra bulthålen ytterligare ett lite större hål där växel motorns kablage kan ledas ner genom stödstrukturen.



Figur 44 – Fäste drivsida med motoruppfästning

5.1.5 Fäste vändsida

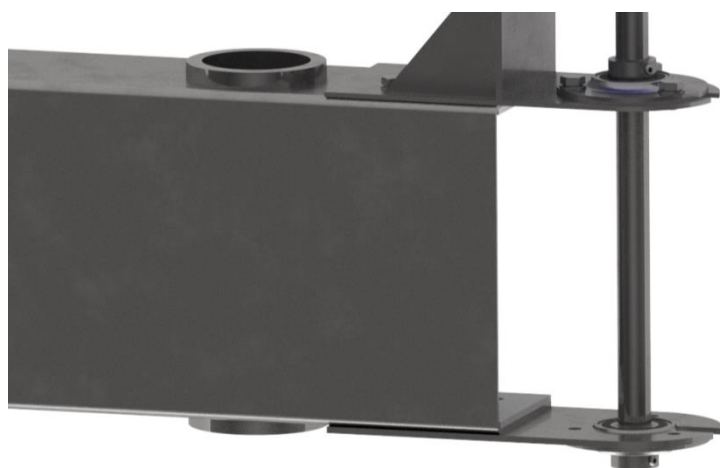
Tillverkas av samma material som för drivsidan. Hål för förankring av vändaxel och montering mot stödstruktur. Det rektangulära hålet ger åtkomst till spännanordningens justerskruv.



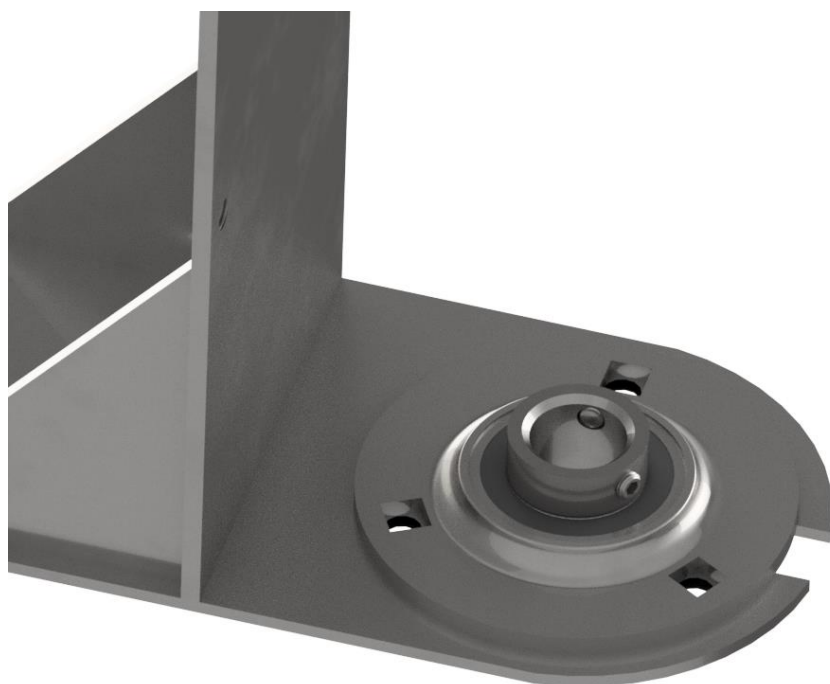
Figur 45 – Fäste vändsida

5.1.6 Infästning av axel drivsida

Drivaxeln centreras i sitt läge genom två stycken lagerenheter av fabrikat Internordic-USPF204. Lagerenheten består av ett lagerhus i pressad plåt med sfäriskt lagerläge samt ett insatslager, av spårkullager typ, med sfärisk ytterdiameter. Detta medför att lagret får en självinställande förmåga och kan kompensera för eventuella vinkelfel på upp till 5°. Låsningen av axeln sker med två stoppskruvar på vardera lager som skruvas in i axeln. Hålen i axeln där stoppskruvarna skall monteras kan borraras vid montering då axeln är införd i dess korrekta läge.



Figur 46 – Infästning av axel drivsida



Figur 47 – Placering av lager Internordic-USPF204

5.1.7 Infästning av axel vändsida

Axeln bultas fast mot fästet i vardera ände och blir därmed låst i sin position. För att förhindra vändtrumman från axiella rörelser används spårringar av typ SGA med fabrikat Lesjöfors. Spårringarna är anpassade för axeldiametern $\varnothing 20\text{mm}$ och sticket görs i axeln enligt tillverkarens riktlinjer. För den valda spårringen skall sticket vara 1mm djupt vilket innebär att axelns diameter vid sticket blir $\varnothing 19\text{mm}$.



Figur 48 – Infästning av axel vändsida samt spårring av fabrikat Lesjöfors



Figur 49 – Montering av vändtrumma och spårring

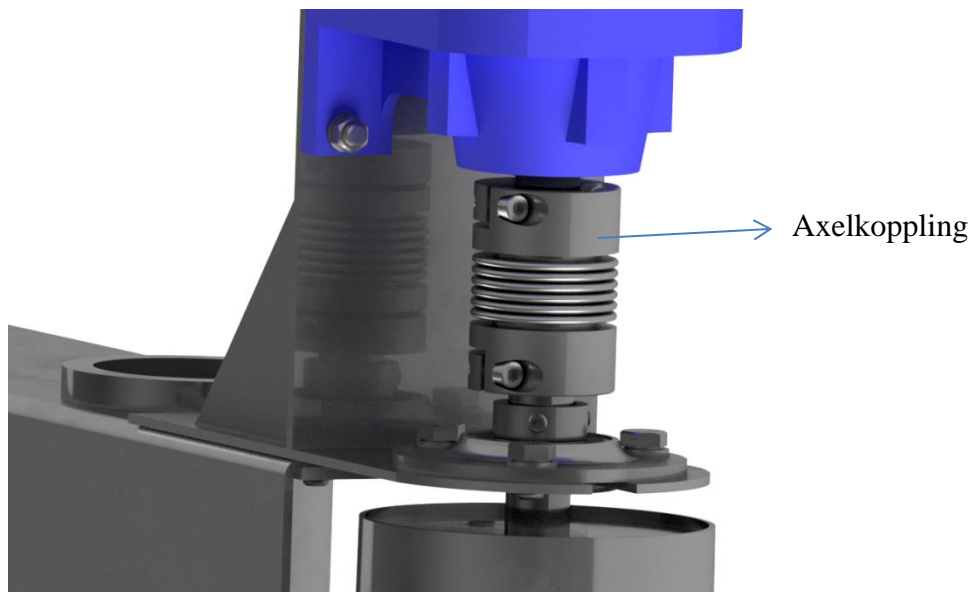
5.1.8 Axelkoppling

För att koppla samman växelmotorns utgående axel med drivtrummans axel används ett klämförband i form av en axelkoppling. Genom att momentdra axelkopplingens två bultar skapas ett cirkulärt tryck kring axeln som låser den utgående axeln med drivaxeln. Kopplingen är av fabrikat Ringfeder modell Gerwah AKN och är specificerad för att klara vridmoment på upp till 70Nm. För att driva bandet erfordras ett vridmoment på 15Nm enligt tidigare beräkningar. Axelkopplingen är därmed ganska ordentligt överdimensionerad. Detta är dock avsiktligt då det är fördelaktigt om kopplingen är dimensionerad för att klara växelmotorns maximala vridmoment. Som beräknas vara:

$$\text{Växelmotorns maximala vridmoment} = \frac{9550 \times f \times P}{n} = 55Nm \quad (21)$$

Där $f = 2.7$ är växelmotorns servicefaktor, $P = 0.37kW$ är effekten och $n = 173rpm$ är varvtalet. 9550 är en konstant som används vid motorberäkningar då numeriska värden för *varvtal*, n är i rpm, *vridmoment* i Nm och *effekt*, P i kW.

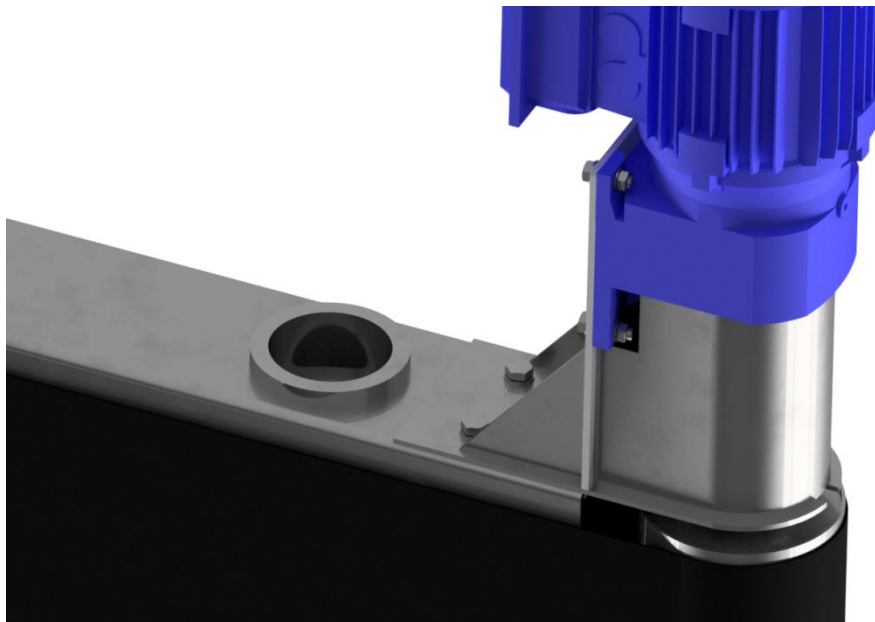
Utvald axelkoppling kompenserar för vinkelfel på upp till 1° och för felinriktning i radiellt och axiellt led med 0.1mm respektive 0.4mm.



Figur 50 – Axelkoppling RINGFEDER GERWAH AKN

5.1.9 Skyddskåpa

För att minimera klämriskerna vid axelkopplingen så tillsätts en skyddsplåt. Skyddsplåten tillverkas av 1mm stålplåt som skärs och bockas. Plåten skruvas fast mot motorfästets baksida.



Figur 51 – Montering skyddskåpa



Figur 52 – Skyddskåpa part

5.1.10 Stödstruktur

Stödstrukturens konstruktion möjliggör förankring av de detaljer som den skall bära. Hänsyn har tagits till navet från den befintliga sorteringsarmen för att dess infästning skall fungera på liknande sätt. Stödstrukturens längd, bredd och höjd är vidare dimensionerade inom ramen för de uppställda kraven. Tillverkningen är tilltänkt att ske på samma sätt som tidigare. Det vill säga 3mm stålplåt som laserskärs till korrekt dimension med hålbild enligt nedan. Slutligen bockas plåten till korrekt form.



Figur 53 – Stödstruktur part



Figur 54 – Stödstruktur Flat pattern

5.1.11 Bandlängd

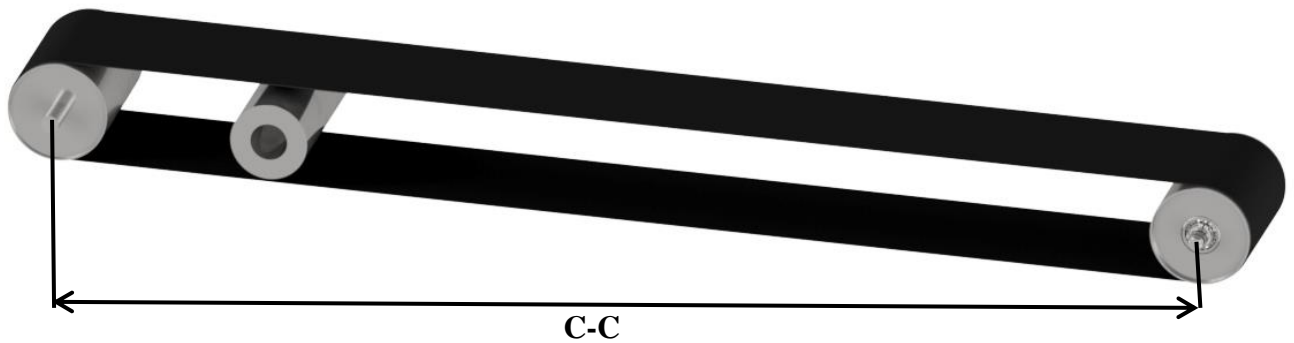
När grundkonstruktionen är dimensionerad och färdig kan bandets totala längd beräknas med simpel geometri. Resultatet av beräkningen är det längdmått som skall uppges till bandleverantören vid beställning.

Trummorna är dimensionerade att vara $\text{Ø}110\text{mm}$ och bandets kontaktyta över trummorna är 180° . Bandlängden över trummorna är således halva trummornas omkrets som beräknas genom:

$$\frac{\pi \times \text{trummdiameter}}{2} = \frac{\pi \times 110\text{mm}}{2} = 172.8\text{mm}$$

För båda trummorna blir det då $172.8 + 172.8 = 345.6\text{mm}$. Vidare är C-C avståndet mellan trummorna dimensionerat att vara 1345mm . Två bandsidor ger då bandlängden $1345 + 1345 = 2690\text{mm}$

Totala bandlängden blir då $2690\text{mm} + 345.6\text{mm} = 3035.6\text{mm}$



Figur 55 – Bandlängd

5.1.12 Spännanordning

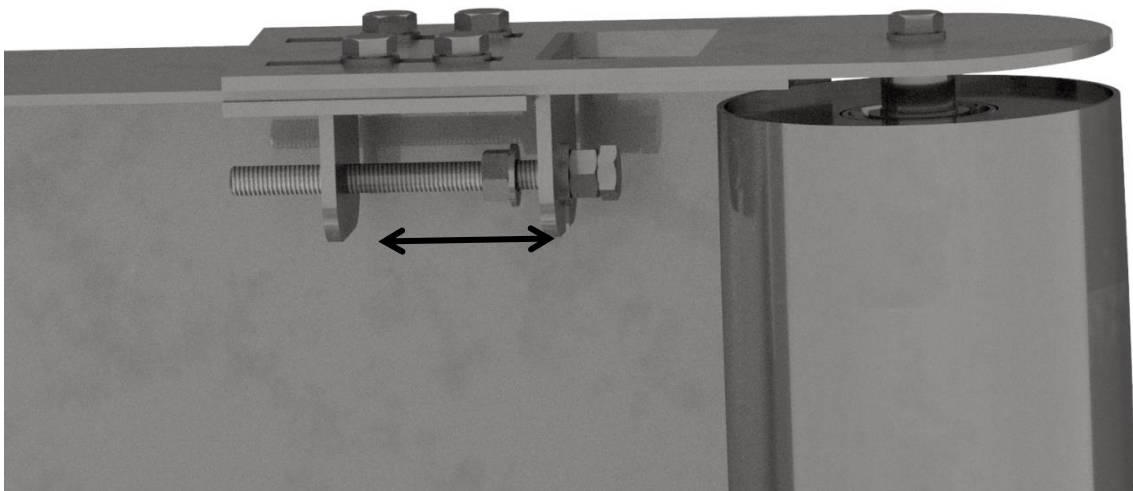
Spännanordningen sitter placerad inne i stödstrukturen för att ta så lite plats som möjligt. Bult+bricka bygger 6.5mm, med 21.5mm mellanrum mellan sorteringsarm och transportör blir då spelet som minst $21.5\text{mm} - 6.5\text{mm} = 15\text{mm}$ vilket är ok. Genom att skruva på bultens huvud ökar eller minskar avståndet mellan de två spännplattorna. Den högra spännplattan är påsvetsad på trummfästet som tillsammans bildar en sammansatt detalj.

Förfarande:

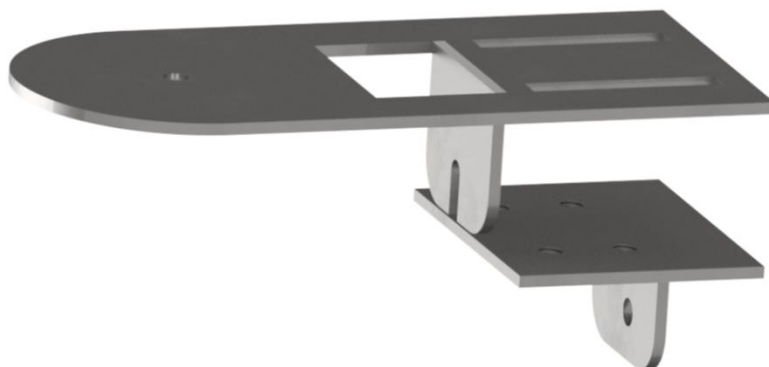
Bulten skruvas ccw, avståndet mellan plattorna ökar proportionellt med bultens förlängning. När inställningen är gjord momentdras bultarna för att på så vis låsa trummfästet på plats.

Hur mycket bandet skall spännas beror på bandvalets egenskaper. Rekommendationer mellan 0.2-1% återfinns för underleverantörens band ur transilion serien. Spännanordningen dimensioneras för det högsta värdet för att kunna använda samtliga band ur serien.

Bandets totala längd har beräknats vara 3035mm. 1% av 3035mm är 30.35mm. Spännanordningen dimensioneras därför för att kunna erhålla en bandförlängning som ökar den totala bandlängden till 3065.35mm. Vilket uppnås då C-C avståndet ökar till 1360mm. Spännanordningen dimensionerad därmed så att vändtrumman kan förskjutas 15mm.



Figur 56 - Spännanordning

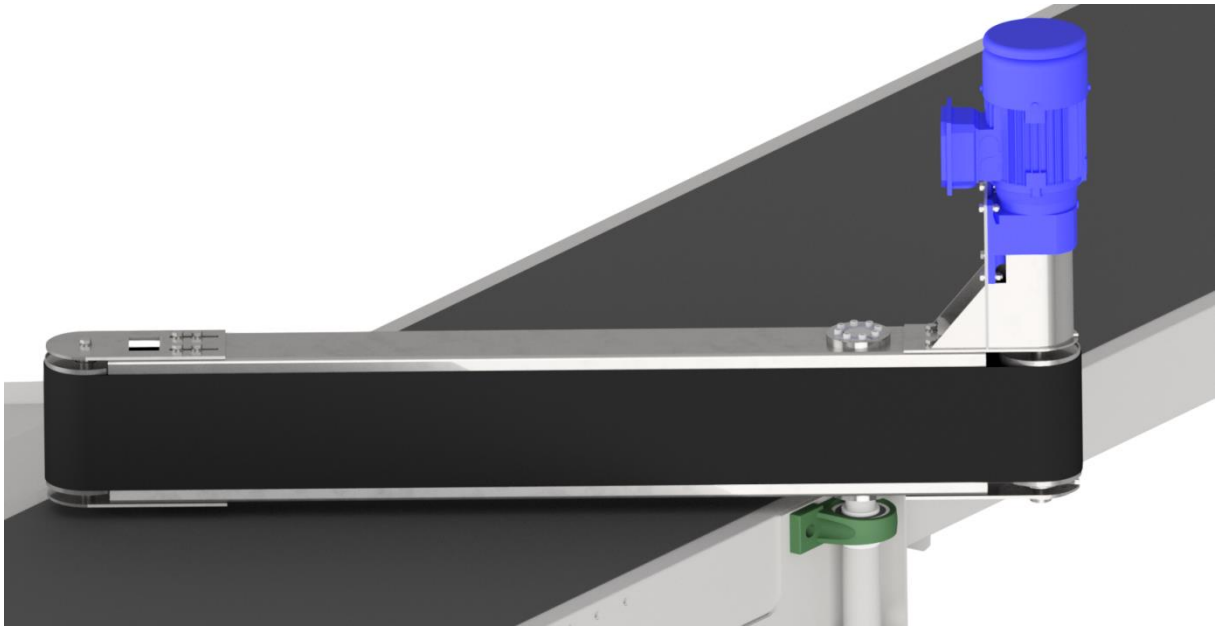


Figur 57 – Spännanordning utdragen

6 RESULTAT

6.1.1 Visuell presentation av slutgiltigt koncept

Detta är det färdiga resultat som presenteras för uppdragsgivaren. Framtaget koncept är här placerat i den miljö där den skall sitta monterad, det vill säga på liknade sätt som den befintliga sorteringsarmen. Genom implementering i bruksmiljön kan eventuella feldimensioneringar kontrolleras. Efter att ha kontrollerat att armen går att placera på den solida rotationsaxeln och att utsvängningen inte medför att det tar emot någonstans kan den 45° utsvängningen därmed påvisas som visuellt möjlig. Sorteringsarmen sitter vidare monterad med 21.5mm avstånd mellan transportband och armens nedre del enligt krav.



Figur 58 – Resultat vidareutvecklat koncept framsida



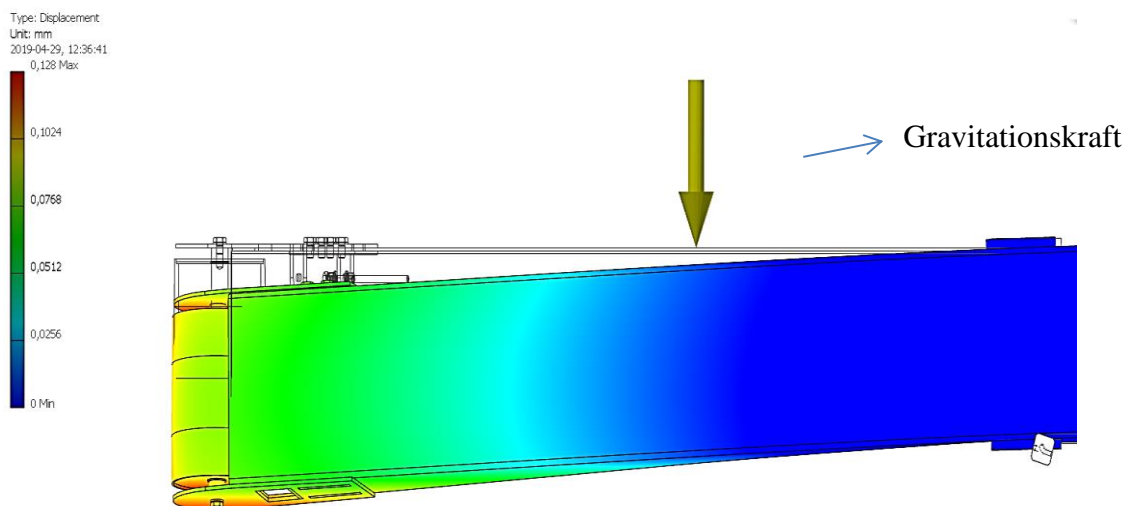
Figur 59 – Resultat vidareutvecklat koncept baksida

6.1.2 Kontroll av stödstrukturens böjning

Avståndet mellan transportören och sorteringsarmen är som minst 15mm. En FEM-analys genomförs i Autodesk Inventor för att säkerställa att armens böjning inte är så pass stor att kontakt riskeras.

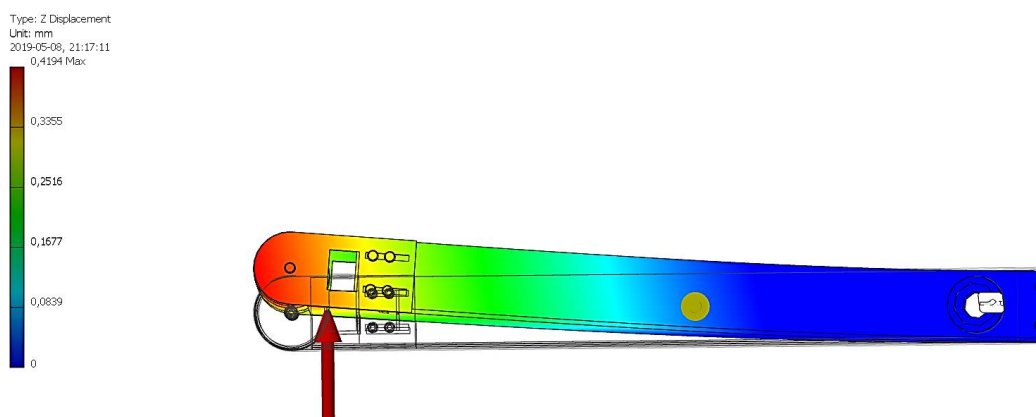
För att genomföra analysen placeras ett fixed constraint vid navets innerdiameter, gravitationskraften $G = 9810,000 \text{ mm/s}^2$ placeras ut för att programmet skall hantera konstruktionens ingående delars tyngd som en kraft. Den gula pilen i figur 60 visar gravitationskraftens riktning, och skall inte misstas för en punktlast.

Resultatet av kontrollen är att den maximala böjningen sker längst ut i armen. Även tendenser till vridning kan noteras. Maximal förflyttning från ursprungsformen uppgår till 0.128mm. Det vill säga ungefär en tiondels millimeter. Kontrollens slutsats är att den böjning/vridning som uppstår är hanterbar.



Figur 60: FEM-analys: Gravitationskraft med visuellt överdriven förflyttning

För att simulera resultatet då sorteringsarmens ände belastas med 25kg som enligt krav är den maximala godsmassan så utförs ytterligare en analys. En punktlast på $25 \text{ kg} \times 9,82 = 245 \text{ N}$ placeras ut. Förflyttningen i Z-led uppgår till 0.42mm, i Y-led är förskjutningen oförändrad.



Figur 61: FEM-analys: Punktlast för att simulera belastning

7 DISKUSSION

7.1.1 Metodval och arbetsgång

Projektet har betraktats som ett produktutvecklingsprojekt. Metodvalet föll därför på att följa produktutvecklingsprocessen med boken systematisk produktutveckling (Abrahamsson 2009) från kursen produktutveckling 7.5hp som stöd under arbetets gång. Boken har inte följts slaviskt, utan den har nyttjats huvudsakligen för att få struktur på arbetet. Flera av de metoder som används i boken är tidskrävande och har därför förenklats då tidsramen har varit pressad.

Betydligt mer av projekttiden än beräknat gick åt till informationshämtning. Anledningen kan vara att utvecklingens inriktning inte vara klar vid projektets start. Den ganska omfattande informationshämtningen kunde inledas först när beslut om projektets inriktning hade tagits i samråd med uppdragsgivaren. Mycket tid gick sedan åt för att jämföra informationen som hämtats för att på så vis försäkra sig om dess trovärdighet. Jag hade under projektplaneringen satt upp en bestämt tid för när informationshämtningen skulle ske, som låg i början av projektet med x-antal timmar. Min uppfattning är dock att informationshämtning skedde inledningsvis där men även till stor del under hela projektets gång. Då inläsning på specifika delar skedde praktiskt taget varje dag.

När problemet hade specificerats och ett kravdokument med uppdragsgivarens produktbehov fanns på plats kunde konceptfasen börja. Vid denna tidpunkt var kunskapsbanken god och en marknadsanalys hade precis genomförts. Konceptfasen gick i min mening smidigt, när jag gick in i fasen hade jag nog redan en ganska klar uppfattning om hur jag ville lösa problemet. Om detta var bra eller dåligt vet jag inte, tanken med konceptstadiet är egentligen att tänka utanför boxen och inledningsvis inte lägga någon vikt på om konceptet är gångbart. Det gjorde inte jag. Anledningen kan tänkas vara att kravspecifikationen var välformulerad och lämnade inte särskilt mycket åt fantasin.

När det slutgiltiga konceptet hade valts ut skulle det vidareutvecklas. Uppdragsgivarens önskemål var att projektet skulle resultera i en lösning på deras problem. Problemet var att den befintliga sorteringsarmen inte matade ner paketen tillräckligt fort. När projektets inriktning hade beslutats var uppdragsgivarens önskemål att ett koncept för en banddriven sorteringsarm skulle presenteras. Konceptet skulle öka matningshastigheten och därmed lösa problemet. Önskemålet var att i rapporten inkludera komponentrekommendationer med extra fokus på driften.

7.1.2 Vidare arbete

Resultatet av arbetet som lämnas över till uppdragsgivaren är ett koncept. Konceptet är vidareutvecklat för att påvisa dess trovärdighet och samtidigt är komponenter specificerade. Längre än så sträcker sig inte arbetet för att hålla sig inom ramen för den tilldelade projekttiden. Uppdragsgivaren behöver således fortsätta utvecklingsarbetet som befinner sig i fas4: Produktutformning. Ett särskilt viktigt och spännande steg i processen är framställningen av en prototyp för att kunna genomföra verifierande tester.

8 SLUTSATS

Det genomförda arbetet har resulterat i att ett lösningsförslag har kunnat presenteras för uppdragsgivaren. Lösningsförslaget löser det mest centrala problemet genom att öka matningshastigheten som tidigare var $< 0.7m/s$ till att nu vara $1m/s$.

Den visuella modellen som presenteras är dimensionerad för att kunna ersätta det befintliga systemet. Vidare kan följande krav anses uppnådda.

Bandet skall kunna justeras under drift	Ja
Det skall vara enkelt att justera bandet	Ja
Det skall fungera att använda olika sorters band	Ja
Påsar och dylika produkter skall inte fastna mellan sorteringsarmen och transportörens band	Ja
Den befintliga funktionen skall inte påverkas av omkonstruktionen	Ja
Den skall vara enkel att montera	Ja, delvis
Hög tillgänglighet på delar som skall köpas in	Ja
Drivbandets hastighet skall kunna stegvis regleras upp till $1m/s$	Ja
Den skall inte vara dyr att tillverka	Ja, delvis
Designen skall vara stilren	Ja
Den skall inte vara större och tyngre än nödvändigt	Ja, delvis
Den skall klara av att förflytta maximalt 25kg last	Ja
Säker för personalen	Ja

Vid svar ”ja, delvis” innebär det att kravet är uppnått till en vis del. Hänsyn har tagits till punkterna men ytterligare förbättring är möjlig under det fortsatta utvecklingsarbetet. Detta i form av kostnadsanalys, tillverkningsanalys samt fortsatt beräkningsarbete för att reducera vikten där det är möjligt och önskvärt.

Med den goda kravuppfyllanden kan konceptet anses genomförbart. Examensarbetets målsättning har därmed uppnåtts.

9 REFERENSER

Abrahamsson, P. (2009). *Systematisk Produktutveckling*. 9. uppl., Höör: R&D management.

Allerstorfer, C. (2012). *Dynamic Design of Belt Conveyors*. Austria: Montanuniversity Leoben.
<https://pure.unileoben.ac.at/portal/files/2444676/AC09424593n01vt.pdf> [2019-02-15].

Bonfiglioli Riduttori S.p.A. (1995). *Gear Motor Handbook*.
https://www.docsbonfiglioli.com/pdf_documents/BR_HANDBOOK_GEARMOTOR_ENG_R0_00.pdf [2019-03-15].

Dahlberg, T. (2001). *Formelsamling i hållfasthetslära*. 3.uppl., Lund: Studentlitteratur

Dorner Corp. (u.å). Belt Conveyor Tracking V-Guided vs Crowned Roller.
<https://www.dornerconveyors.com/europe/resources/whitepaper/belt-conveyor-tracking-v-guided-vs-crowned-roller> [2019-02-16].

Fenner Dunlop. (2009). *Conveyor Handbook*.
http://www2.hcmuaf.edu.vn/data/dangnh/file/5_Fenner%20Dunlop_%202009_%20Conveyor%20Handbook.pdf [2019-03-15].

Forbo. (2015). *Calculation Methods Conveyor Belts*.
<https://www.forbo.com/movement/en-gl/downloads/brochures/technical-information/english/p4dz2y> [2019-02-20].

Forbo. (2018). Recommendations for Machine Design.
<https://www.forbo.com/movement/en-gl/downloads/brochures/technical-information/english/p4dz2y> [2019-02-20].

Habasit. (2012). *Engineering Guide Fabric Conveyor Belts*.
<http://www.habasit.com/assets/6039-en-1210.pdf> [2019-02-12].

Hosch, M. (2009). *Belt Tensioning Methods for Small Package Conveyors.*, Hartland: Dorner Corp.

Högskolan i Borås. (2018). Hållfasthetslära – Kompletterande formelsamling.

Olsson, K-O. (2015) *Maskinelement*. 2.uppl., Stockholm: Liber AB.

Ramströms Transmission AB. (2016). Teknisk information.
<https://www.ramstromtransmission.se/wp-content/uploads/2019/01/Katalog-Kopplingar-Spannelement-Frinav-2016-07-15bc.pdf> [2019-03-20].

Rulmeca corp. (u.å). Technical information. Project and design criteria for belt conveyors.
https://www.rulmecacorp.com/Conveyor_Idler_Roller_catalog/Pages_966_%20from_Complete_Idler_Roller_Catalog.pdf [2019-02-12].

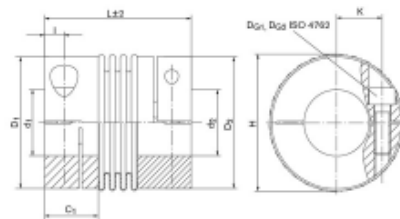
SEW Eurodrive. (2006). Handbok: Växlar och växelmotorer.
<https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11358874.pdf> [2019-03-10].

Sigbi. (u.å.). Handbok Drivsystem.
<http://www.sigbi.se/system/Teknik/Handbok-Drivsystem/Val-av-motor/Asynkronmotor> [2019-03-02].

10 BILAGOR

10.1 Komponentrekommendationer datablad

10.1.1 Axelkoppling



Part number

AKN-060-078-0020-0020

Description

GERWAH AKN Bellow Coupling

Product Attribute	Ref.	Value
Transmissible torque at given TA	T	75 Nm
Weight	Gw	0.406 kg
Type		AKN
Outer diameter hub	D1	64 mm
Total length	L	78 mm
tightened torque of clamping screw (G1)	TA1	30 Nm
Max. rotation speed	nmax	8600
Size		60
Bore diameter	d1	20 mm
Bore diameter	d2	20 mm
Keyway 1		Yes
Keyway 2		No

Address:

RINGFEDER POWER TRANSMISSION GMBH
Werner-Heisenberg-Str. 18
64823 Groß-Umstadt
Germany

Phone:

Fax:

Web:

Email:

+49 (0)6078 / 9385-0

+49 (0)6078 / 9385-100

www.ringfeder.com

sales.international@ringfeder.com

Copyright 2019/08/01 14:26:28

10.1.2 Växelmotor

NORD DRIVESYSTEM AB

Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group



NHWJU4 - Sida 1 / 2

Getriebebau NORD GmbH & Co. KG, P.O. Box 1262, D-22941 Bargheide

myNORD - Guest SE

Teknisk datablad	
Numer/Datum	NHWJU4.0 07/05/2019
Kundnummer	
Skapad av	
Skapad den	07/05/2019
Ansvarig säljare	NORD Drivsystem AB
Telefon	+46 (0)8-594 114 00
E-Mail	info.se@nord.com

Position	Beskrivning	Materialnummer	Quantity
1	NORDBLOC kuggväxelmotor SK 072.1 - 71LP/4 TF RD		1
	Product Name	NORDBLOC. 1 raka kuggväxlar	
	Ingående varvtal	1405 1/min	
	Motor Inverter Speed Range	Nät drift eller omformardrift	
	Utväxling	8	
	Utgående varvtal	176 1/min	
	Driftsfaktor	2.7	
	Utgående moment	20.1 Nm	
	Radialkraft	2.3 kN	
	Max. Axialkraft	2.9 kN	
	Power	0.37 kW	
	Spänning	230/400 V	
	Frekvens	50 Hz	
	Efficiency Class	IE3 / Premium Efficiency	
	Current 1	1.58 A	
	Current 2	0.91 A	
	Cosinus	0.76	
	Motor Duty	S1 - Kontinuerlig drift	
	Skyddsklass	Skyddsklass IP55	
	Isolation	F	
	Byggform	M4	
	Antal steg	2 : 1	
	Type of housing	Fot monterad	
	Output Shaft	Solid axel	
	Utgående axeldiameter	20X40 mm	
	Output Shaft Material	Standard	
	Växellådealternativ luftventiler	Tryckventil	
	Bearing Design	Standard lager	
	Motor Cooling	Fläkt (standard)	
	Kopplingsdosa Läge	1	
	Kabelgenomföring läge	I	
	Förskruvningar	Ingen	
	Motoroption	Termistorer (källedare) Regntak	
	Olja	Mineral olja CLP 101	
	Oljemängd	0.230 l	
	Lackering	Ytbehandling 3.0	
	Färgkod	RAL 7031 Blågrå	

Bank info: Bank code Account S.W.I.F.T.BIC
 HSH Nordbank AG 210 500 00 53005816 HSHNDE33HAN
 Deutsche Bank AG 250 700 00 30220555 DEUTDE33HAN
 LivCredit Bank AG 200 300 00 1564061 HYVEDE33HAN
 Commerzbank AG 200 400 00 1134444 COBADE33HAN
 Dt. Postbank AG 200 100 20 40723200 PSBKDE33HAN
 VAT reg. no. DE133507187 Tax number

IBAN
 DE98 2105 0000 0053 0056 16
 DE70 2007 0000 0302 2955 00
 DE75 2003 0000 0001 5640 61
 DE98 2004 0000 0113 4444 00
 DE94 2001 0020 0040 7232 00
 30 288 06009

Kommanditgesellschaft, Sitz Bargheide,
 Registergericht Ahrensburg HRA 2027
 Komplementären: Getriebelectron Nord GmbH, Sitz Bargheide,
 Registergericht Ahrensburg HRB 2036
 Geschäftsführer: G.A. Küchenmeister, J. Humbert,
 U. Küchenmeister, J. Paulsen, Dr. O. Sadi
 Internet: <http://www.NORD.com>

NORD DRIVSYSTEM AB

Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group

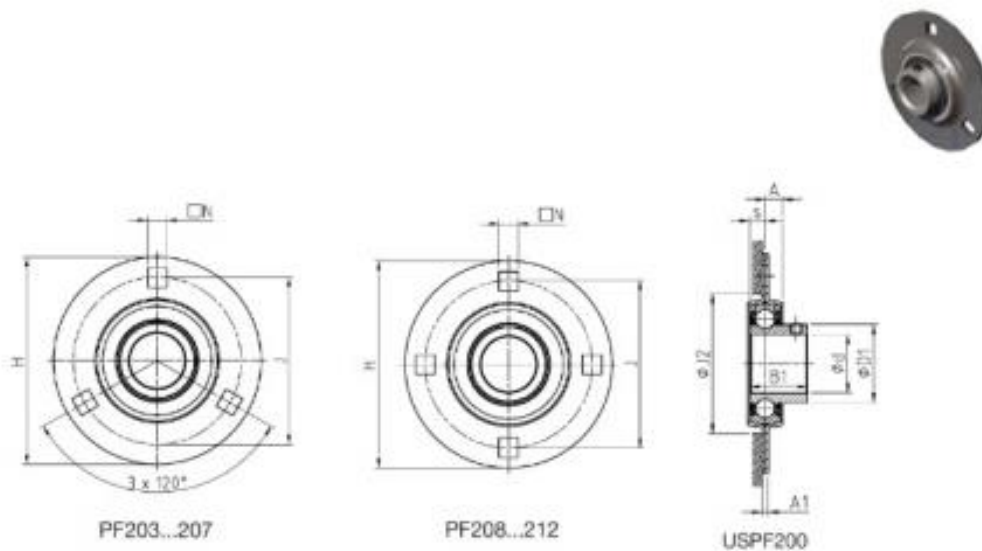


NHWJU4 - Sida 2 / 2

Vikt	9.60 kg
Requested Delivery Date	Standard

Bank info:	Bank code	Account S.W.I.F.T/BIC	IBAN	Commanditgesellschaft, Sitz Bargheide,
HSH Nordbank AG	210 500 00	53005816 HSHNDE33XXXX	DE98 2105 0000 0053 0058 16	Registergericht Ahrensburg HRA 2027
Deutsche Bank AG	250 700 00	30220505 DEUTDE33	DE70 2007 0000 0302 2050 00	Komplementär: Getriebe-technik Nord GmbH, Sitz Bargheide,
UniCredit Bank AG	250 300 00	1564061 HYVEDE33	DE75 2003 0000 0001 5640 61	Registergericht Ahrensburg HRB 2038
Commerzbank AG	250 400 00	1134444 COBADE33	DE98 2004 0000 0113 4444 00	Geschäftsführer: G.A. Küchenmeister, J. Humbert,
Dt. Postbank AG	250 100 20	40723200 PBNKDE33	DE94 2001 0020 0040 7232 00	U. Küchenmeister, J. Paulsen, Dr. O. Sadi
VAT reg. no.	DE135507187	Tax number	30 288 06009	Internet: http://www.NORD.com

10.1.3 Lagerenhet



Artikelnummer

USPF204

Beskrivning

Plåtlagerenhet SNR

Produktattribut	Ref.	Värde
s		7 mm
Load rating - Dynamic kN	Dynamic	12,8
d		20 mm
Stat		6,65
H		90,5 mm
J		71,5 mm
A1		4 mm
A		7,7 mm
N		8,7 mm
Lager Nr.		US204
Hus Nr.		PF204
Vikt (kg)		0,3 kg
	B1	25 mm
J2		55 mm
D1		29 mm

Created: 2016-05-01 14:38:33

Adress: Internordic
Box 105
571 22 Nässjö
Sweden

Telefon: 075 24 24 940
Fax: 075 24 24 959
Webb: www.internordic.com

10.1.4 Spårring

LESJÖFORS
STOCKHOLMS FJÄDER AB



Artikelnummer
7831

Beskrivning
SGA 20 SS1770

Produktattribut	Ref.	Värde
Material		CK 67
Surface Treatment		Phosphate and oiled
Material		Spring Steel
Skaft diameter	d1	20 mm
Innerdiameter	Di	18,5 mm
Spårdiameter på skaft	d2	19 mm
Materialtjocklek	t	1,2 mm
Spårtjocklek	m	1,3 mm
Distans från toppen	b	2,6 mm
Distans från botten	a	4 mm
Monteringshål diameter	d5	2 mm

Created: 2016/01/14 14:13

Adress: Lesjöfors Gas & Stock Springs
Jämtlandsgatan 62
162 60 Vällingby
Sweden

Telefon: +46 (0)8 - 87 02 50
Fax: +46 (0)8 - 87 63 50
Webb: www.lesjoforsab.com
E-post: info.vby@lesjoforsab.com



HÖGSKOLAN I BORÅS

Besöksadress: Allégatan 1 · Postadress: 501 90 Borås · Tfn: 033-435 40 00 · E-post: registrator@hb.se · Webb: www.hb.se