



AKADEMIN FÖR TEKNIK OCH MILJÖ  
Avdelningen för industriell utveckling, IT och samhällsbyggnad

---

# Haveriutredning gällande växellåda tillhörande sotblåsare modell IK-SD

Niklas Jonsäll  
Evelina Östlund

VT 2013

Examensarbete för högskoleingenjörsexamen  
i maskinteknik, 15 högskolepoäng

Examinator: Kourosch Tatar  
Handledare: Per Blomqvist och Jens Bergfors

---



## Förord

Med detta examensarbete avslutar vi vår treåriga maskiningenjörsutbildning på Högskolan i Gävle. Examensarbetet omfattar 15 högskolepoäng och utfördes mot pappersbruket BillerudKorsnäs AB i Gävle. Ett stort tack till BillerudKorsnäs med anställda för all hjälp och stöd under arbetets gång.

Ett stort tack till

Jens Bergfors, underhållschef BillerudKorsnäs, för mycket gott samarbete och god handledning under arbetets gång.

Kenneth Hedlund, centralt underhåll BillerudKorsnäs, för en god handledning.

Jonas Carlsson, processansvarig BillerudKorsnäs, för utdelning av intern information och ett engagerat samarbete.

Hans Lönnövik, Underhållsingenjör BillerudKorsnäs, för rådgivning.

Jonny Lindholm, serviceingenjör automation BillerudKorsnäs, för processinformation.

Per Blomqvist, universitetsadjunkt Högskolan i Gävle, för rådgivning och god handledning under arbetets gång.

Gävle den 24/5 - 2013

## Kontakt

Evelina Östlund    073 – 722 82 27    agnesewelina@hotmail.com

Niklas Jonsäll    070 – 282 14 24    nijo90@hotmail.se

## Sammanfattning

Pappersbruket BillerudKorsnäs AB är idag en av Sveriges ledande tillverkare och leverantör av förpackningspapper, kartong samt wellråvaror. Företaget har en framtida målsättning att i tillverkningsprocessen bli självförsörjande på energi och detta genom en intern förbränning av biobränsle i form av bark och flis i sodapannor. Sodapannan utgör på så sätt fabriken energidistributionssystem. Vid den kontinuerliga förbränningen av svartlut följer stoft och slagg med rökgaserna och fastnar på sodapannans värmeytor som består av rörpanel. Detta är problematiskt då slagg på värmeytorna försämrar värmeupptagningen och gör den ineffektiv. Rengöringen av sodapannans värmeytor sker med hjälp av 74 stycken robusta utdragbara sotblåsare, varav cirka 50 är av modell IK-SD. På senare tid har företaget haft återkommande problem med att snäckhjulet i sotblåsarnas växellådor havererar. Genom observationer, överslagsberäkningar och datorbaserade analyser möjliggjordes en hållfasthetsutredning av snäckhjulet. Den tangentiella kraften som påfrestar snäckhjulets kuggar överstiger den beräknade högsta tillåtna tangentiella kraften. Säkerheten mot ytutmatning beräknas med överslagsberäkningar till 0,92 och med databaserade analyser till 0,72. Detta innebär att en obefintlig säkerhet råder mot ytutmatning. Snäckhjulets kuggytor drabbas av ytutmatning på grund av påfrestande kuggkrafter samt hårda driftförhållanden, vilket efter en tid leder till kuggbrott. Haveri av snäckväxeln orsakas av bristande smörjning, höga temperaturer och höga kuggkrafter. Höga drifttemperaturer av snäckväxeln orsakar en reducerad smörjförmåga av smörjfettet, vilket leder till extrem förslitning och efter en tid brott av snäckhjulets kuggar.

## Abstract

BillerudKorsnäs AB is one of Sweden's leading manufacturers and suppliers of primary fiber-based packaging materials. The company has a future goal of becoming energy self-sufficient, and plan to do this by using an internal combustion of biomass in the form of bark and wood chips in recovery boilers. The recovery boiler is thus the plant's energy distribution system. During the continuous burning of black liquor, dust and slag contained within the flue gases sticks to the recovery boiler's heat absorbing surfaces, consisting of pipes. This is problematic when the slag on the tubes reduces the heat absorption and makes it ineffective. The cleaning of the recovery boiler heating surfaces is done using 74 pieces of sturdy retractable soot blowers, of which about 50 are of model IK-SD. More recently, the company has had recurring problems with the worm wheel inside the soot blowers, which tend to collapse. Through observation, personal calculations, and computer-based analysis an investigation of the strength of the worm wheel was made possible. The tangential force that strains the worm gear teeth exceeds the calculated highest allowable tangential force. Safety against surface fatigue is calculated with hand calculations to 0,92 and with data-based analysis to 0.72. This means there is a non-existent security against surface fatigue. The worm gear teeth are subjected to surface fatigue caused by high forces and demanding operating conditions which after some time leads to the breakage of the gear teeth. The occurrence of accidents was found to be caused by lack of lubrication, high working temperatures and high forces on the wheel. A high working temperature of the worm gear causes a reduced lubricating capacity of the grease, which leads to extreme wear and after some time resulting in breakage of the worm wheel teeth.

# Innehållsförteckning

1	Introduktion .....	1
1.1	BillerudKorsnäs AB .....	1
1.1.1	Sodapanna .....	1
1.2	Bakgrund .....	3
1.3	Syfte .....	3
1.3.1	Frågeställningar .....	3
1.4	Mål .....	4
1.5	Avgränsningar och antaganden .....	4
2	Metod och verktyg .....	5
2.1	Tidsplanering .....	5
2.2	Litteraturstudie/Teoristudie .....	5
2.3	Observationer och intervjuer .....	6
2.4	Beräknings- och simuleringsprogram .....	6
2.5	Överslagsberäkningar .....	7
2.6	Risikanalys .....	7
3	Teoretisk referensram .....	8
3.1	Sotblåsare IK-SD .....	8
3.1.1	Drivväxelsystem, sotblåsare IK-SD .....	9
3.1.2	Sotningsfrekvens och blockschema .....	11
3.2	Tribologi .....	12
3.2.1	Nötning .....	13
3.2.2	Friktion .....	14
3.2.3	Smörjning .....	16
3.3	Snäckväxel .....	18
3.3.1	Geometrier hos en snäckväxel .....	19
3.3.2	Kuggkrafter och verkningsgrad .....	20
3.3.3	Hållfasthetsdimensionering .....	24
3.3.3	Termisk dimensionering .....	26
3.3.4	Materialval för snäckskruv och snäckhjul .....	27
4	Genomförande .....	28
4.1	Observationer .....	28
4.1.1	Slitage av snäckhjul .....	28
4.1.2	Smörjning av snäckväxel .....	30

4.2 Riskanalys .....	31
5 Resultat .....	32
5.1 Kuggkrafter .....	32
5.2 Hållfasthetsdimensionering av snäckhjulet .....	32
5.3 Termisk dimensionering .....	33
6 Diskussion och slutsatser .....	34
6.1 Förbättringsåtgärder .....	36
6.2 Fortsatt arbete .....	37
Käll- och litteraturförteckning .....	38

## Bilagor

1. Databaserade resultat genom Inventor Professional  
Sida 1
2. Säkerhetsberäkning mot ytutmattningsbrott hos snäckhjul  
Sida 3
3. Säkerhetsberäkning mot slitage på snäckväxeln  
Sida 8
4. Effekt och varvtal från motor och primärväxel  
Sida 10
5. Beräkning av böjstyrkan av snäckhulets kuggar  
Sida 12
6. Termisk dimensioneringsberäkning  
Sida 13
7. Gantt-schema  
Sida 14
8. Sammanställning smörjfetter  
Sida 15



# 1 Introduktion

I detta kapitel ges en kort introduktion av pappersbruket BillerudKorsnäs AB följt av bakgrund, syfte, frågeställningar, mål samt avgränsningar och antaganden.

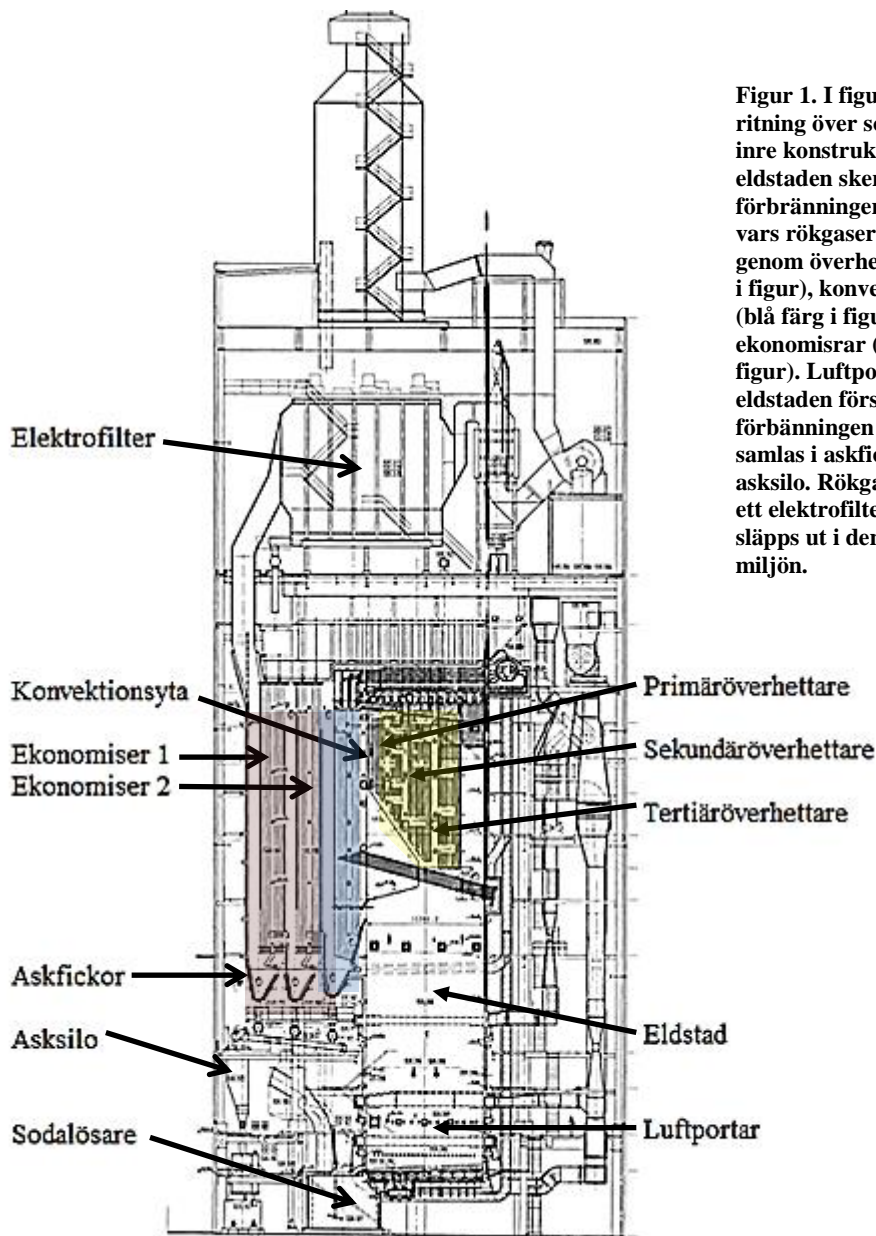
## 1.1 BillerudKorsnäs AB

År 2012 gick de två pappersbruken Billerud och Korsnäs ihop för att bilda BillerudKorsnäs AB. Pappersbruket BillerudKorsnäs AB är idag en av Sveriges ledande tillverkare och leverantör av förpackningspapper, kartong samt wellråvaror. Företaget har dessutom ett globalt samarbete med 1500 kunder i 100 länder runt om i världen [1]. Fabriken belägen i Gävle tillverkar vätskekartong, tryckbar vit kartong samt kraft- och säckpapper. Deras produktionskapacitet ligger på 700 kton kartong per år. Fabriken energibehov samt energiförbrukning är hög vid den fortlöpande tillverkningsprocessen av pappersmassa och kartong. Företaget har en framtida målsättning att bli självförsörjande på energi och detta genom en intern förbränning av biobränsle i form av bark och flis. Av fabriken totala energibehov behöver de i dagsläget endast köpa in 30 procent från externa leverantörer och de resterande procenten genereras i egna processer. 50 procent av fabriken ved och flis förblir papper och kartong och de resterande 50 procenten omvandlas till svartlut som kommer att brännas i fabriken sodapanna [2].

### 1.1.1 Sodapanna

Sodapannans funktion på ett pappersmassabruk är att förbränna svartlut som en station i pappersbrukets kemiska kretslopp och generera överhettad ånga som biprodukt. Ett kemiskt kretslopp av olika lut råder på pappersmassabruket där sodapannans förbränning av svartlut bildar grönlut. Vid processen bildas dessutom soda som samlas i en sodalösare varefter sodapannan har fått sitt namn. I sodapannan finns värmeytor (överhettare, konvektionsytor samt ekonomisar) som är rörpaneler hängandes från sodapannans tak och som fungerar som pannans värmeupptagande delar. De rökgaser som bildas vid förbränningen av svartlut värmer värmeytorna och som överhettad kan generera energi. Sodapannan utgör på så sätt fabriken energidistributionssystem. Detta möjliggör en självförsörjning

av energi i övriga processer vid papperstillverkningen. En ritning över BillerudKorsnäs sodapanna 5 och dess inre värmeytor ses i figur 1. Sodapanna 5 har ett yttre mått på 10 gånger 10 meter. Den sammanlagda rörlängden uppskattas till 18 mil. Nere i sodapannans botten där förbränningen sker är temperaturen närmare 1000 grader, enligt serviceingenjör BillerudKorsnäs AB. Stoft och slagg följer med rökgaserna och fastnar på sodapannans överhettare, ekonomiser och konvektionsytor. Detta är problematiskt då slagg på värmeytoras rör försämrar värmeupptagningen. I sodapannans överhettare sitter rörpanelen glesare så smältan kan rinna av rören. Vid en temperatur under 500 grader har smältan blivit aska som fastnar på och mellan rörpanelen. Den rengöring som krävs av värmeytorna utförs med sotblåsare som horisontellt går in mellan rörpanelen och med högt ångtryck blåser bort stoft och slagg som samlats mellan rören.



Figur 1. I figuren ses en ritning över sodapanna 5:s inre konstruktion. I eldstaden sker förbränningen av svartlut vars rökgaser passerar genom överhettare (gul färg i figur), konvektionsytor (blå färg i figur) samt ekonomiser (röd färg i figur). Luftportar under eldstaden försörjer förbränningen med syre. Sot samlas i askfickor och en asksilo. Rökgasen passerar ett elektrofilter innan det släpps ut i den omgivande miljön.

## 1.2 Bakgrund

Fabriken, belägen i Gävle, har två sodapannor vars funktion är att förbränna svartlut och få överhettad ånga som biprodukt för en intern energiproduktion. På värmeytorna i sodapannan ansamlas stoft och slagg under den kontinuerliga förbränningen av svartlut. Rengöringen av sodapannans värmeytor sker med hjälp av 74 stycken robusta utdragbara sotblåsare. En sotblåsare består av en ånglans med en slaglängd på cirka 5,3 meter som är monterad på en vagn och transporteras in och ut ur sodapannan via två kugghjulstänger på vardera sida om vagnen. Ett genomborrat munstycke är placerade på ånglansens främre del och avlägsnar stoft och slagg genom upprepade ångstötar med högt ångtryck [3]. Cirka 50 stycken av sodapanna 5:s sotblåsare är av modell IK-SD. På senare tid har företaget haft återkommande problem med en ökad påfrestning av sotblåsarnas växellådor som gör att en snäckväxel i denna havererar. Då vagnen återgår till sitt ursprungsläge uppstår så höga påfrestningar på snäckväxeln att snäckhjulet av legerat brons kollapsar. Samtliga kuggar på snäckhjulet rivs av vid kuggroten som följd av ytutmattning av kuggarna. På de mest haveriutsatta växellådorna sker ett snäckhjulshaveri var femte månad, enligt processansvarig BillerudKorsnäs AB.

## 1.3 Syfte

Syftet med detta examensarbete är att utreda möjliga orsaker till de återkommande haverierna av snäckväxeln i växellådan hos sotblåsare modell IK-SD samt att undersöka hur driften av sotblåsaren inverkar på växellådans hållfasthet.

### 1.3.1 Frågeställningar

För att uppfylla syfte och mål ska arbetet besvara följande frågeställningar.

- Vilka krafter utsätts snäckväxeln hos sotblåsare modell IK-SD för?
- Vilka krafter beräknas snäckväxeln att hålla för hos sotblåsare modell IK-SD?
- Vilka är de kritiska driftförhållandena för växellådan?

## 1.4 Mål

Produktmålet är att genomföra hållfasthetsanalyser samt beräkningar för att identifiera de kritiska krafterna som råder på snäckhjulets kuggar samt att identifiera vilka förändringar som skett av driften som utgör risk för haveri.

Processmålet är att utefter självständig planering lösa det erhållna hållfasthetsproblemet på ett ingenjörsmässigt vis genom tillämpning och förvärvning av kunskaper och färdigheter inom ämnet maskinteknik.

## 1.5 Avgränsningar och antaganden

Inom den givna tidsramen kommer problemet endast att behandlas med databaserade analyser och simuleringar, ingenting i fysiska modeller. De uträkningar som är databaserade verifieras med överslagsberäkningar för att säkerställa dess resultat. Inga ändringar av den befintliga konstruktionen kommer att utföras då denna tillhör ett externt företag. Slutliga resultat och förbättringsförslag kommer att ges BillerudKorsnäs AB som riktlinjer för vidare interna studier och diskussioner.

## 2 Metod och verktyg

I detta kapitel beskrivs samtliga metoder och verktyg som har använts vid genomförandet av denna haveriutredning. De metoder och verktyg som använts är tidsplanering, beräknings- och simuleringsprogram, litteraturstudie, överslagsberäkningar, observation samt riskanalys och redovisas i nedanstående rubriker.

### 2.1 Tidsplanering

I ett inledande skede i arbetet skapades en tidsplanering där milstolpar och aktivitetsmål redovisades. Det datorbaserade planeringsprogrammet MS- projekt användes för att framställa ett Gantt-schema. Den intresserade hänvisas till referens [4] för utförligare information. Den angivna tiden för examensarbetet är 10 veckor, vilket satte ramen för tidsplaneringen. De för arbetet fundamentala momenten arbetsspecifikation, förstudie, analys samt rapportskrivning sattes som milstolpar, se bilaga 7. Innan en ny milstolpe kan påbörjas måste aktivitetsmålen i den tidigare vara utfört. Aktivitetsmålen under de bestämda milstolparna planerades utefter en trolig arbetsgång. Tiden som avsattes för milstolparna samt aktivitetsmålen planerades flexibelt med möjligheten till förskjutningar vid behov. Flera datum för besök och intervjuer på företaget planerades i förväg för att utredningsarbetet skulle ha en effektiv arbetsgång.

### 2.2 Litteraturstudie/Teoristudie

För att tidigt skapa en bred kunskap och förståelse inom områden som haveriutredningsarbetet kommer att beröra utfördes en litteraturstudie kring tribologiska fenomen samt snäckväxlar. En litteraturstudie kring snäckväxlar klargjorde vilka geometriska data som kommer att vara nödvändiga vid kommande kraft- och hållfasthetsberäkningar. Genom att studera vetenskapliga artiklar, böcker samt materiel utgivet från BillerudKorsnäs AB skapades en uppfattning över vad som tidigare utforskats i relevanta ämnen. Både extern information som finns publicerad på elektroniska databaser och böcker samt intern information utgiven från företaget studerades grundligt. I ämnet tribologi samt teori kring snäckväxlar har flertalet böcker studerats. Huvudparten av

böckerna är internationella och globalt kända böcker inom ämnen maskinteknik och maskinelement. Genom att studera samma teori gällande snäckväxlar i flera böcker kunde validiteten hos teorier verifieras och stödjas. Intern information utgavs i form av servicemanualer gällande sotblåsare IK-SD med dess driftinstruktioner för den specifika konstruktionen. Även historik och statistik över sotblåsares gång- och stopptider samt anmärkningsregister studerades. Genom att studera detta kunde de problematiska sotblåsarna med dess driftbetingelser identifieras. De sotblåsare vars snäckväxel är extra utsatta för haveri identifierades och dess driftbetingelser kunde studeras mer ingående. Matematiska formler för analys och beräkning av snäckväxlar hittades i böcker, studentlitteratur samt på internet. De matematiska modellerna som använts vid beräkningarna togs från pålitlig litteratur i globalt kända böcker inom maskinelement.

## 2.3 Observationer och intervjuer

Flertalet observationer genomfördes på företaget vilket gjorde det möjligt att skapa en god förståelse inom det problem som stod för att lösas samt att samla process- samt geometriska data. Inför varje besök uppfördes en lista över data och geometrier hos maskinelement som behövdes för de nästkommande beräkningarna/analyserna. Genom att visuellt studera slitna och havererade snäckhjul samt demonterade växellådor kunde orsaker till snäckhjulshaverier diskuteras och beskådas på plats. Genom intervjuer och diskussioner med personal under observationerna kunde frågor snabbt få sina svar, vilket ledde till en effektiv arbetsgång. Rundturer på företaget möjliggjorde en god kommunikation med många insatta personer, vilket gav många infallsvinklar på problemet.

## 2.4 Beräknings- och simuleringsprogram

Hållfasthetsutredningar utfördes med hjälp av databaserade analyser. Det datorprogram som användes vid analyserna var Inventor Professional ([www.autodesk.com/inventor](http://www.autodesk.com/inventor)) för 3D-modellering samt för numerisk analys i en designmodul för snäckväxlar. Med denna inbyggda snäckväxelmodul ges kontinuerliga resultat vid virtuella förändringar av variabler berörande

snäckväxelns drift. Både kraft- och hållfasthetsberäkningar utfördes för att kunna kartlägga kritiska krafter och deras verkan på konstruktionen.

## 2.5 Överslagsberäkningar

Genom att utföra överslagsberäkningar kunde resultaten från de databaserade analyserna jämföras och styrkas. Beräkningar kring snäckväxlar är ofta komplexa och mycket invecklade och genom kontrollering mot datorbaserade beräkningar kunde dess tillförlitlighet styrkas. Överslagsberäkningarna utfördes metodiskt utefter framtagna beräkningsmodeller för snäckväxlar och dess snäckhjul. I många av formlerna anges en stor mängd faktorer som väljs utefter empiriskt framtagna tabeller. De bäst överrensstämmande faktorerna utefter den existerande konstruktionen med dess driftbetingelser valdes. Huvudparten av överslagsberäkningarna togs från kända boktitlarna för att beräkningarna och dess resultat ska vara så trovärdiga och tillförlitliga som möjligt. Både kuggkraft- och hållfasthetsberäkningar utfördes för att identifiera de kritiska krafterna som verkar på snäckhjulet.

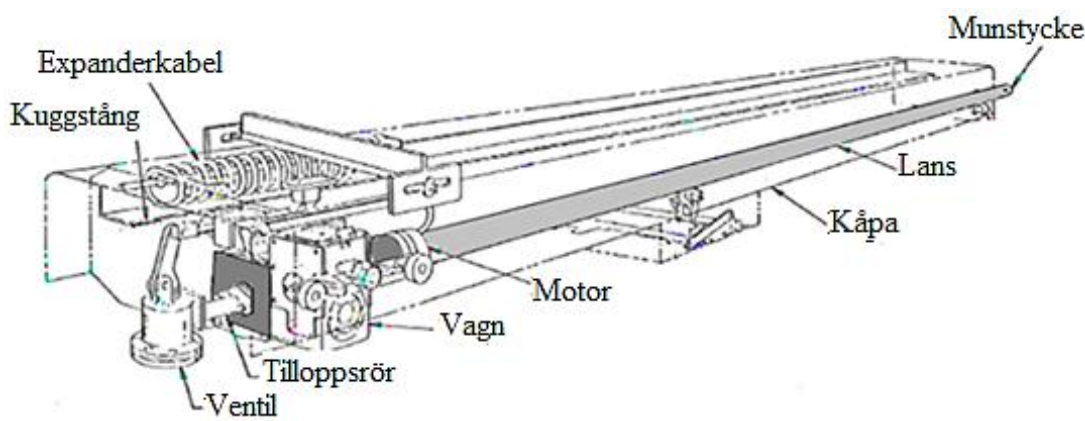
## 2.6 Riskanalys

Baserat på historik och statistik över ett internt register över rapporterade fel och anmärkningar på sotblåsarna kunde en riskanalys över sotblåsarens konstruktion utföras. Detta görs för att identifiera konstruktionens kritiska delar. Detaljerad information samt en utförligare beskrivning av utförandet av en riskanalys finns i referens [5]. Företagets register innehöll alla registrerade fel och anmärkningar på sodapanna 5:s sotblåsare under ett år tillbaka. Samtliga anmärkningar/registreringar berörande sotblåsarnas växellåda/maskineri, snäckväxel samt vagnhus noterades för att kunna utreda det uppkomna felets typ, dess konsekvenser för företaget samt felets orsak. Dessa tre områden i konstruktionen valdes för att de kan ha en inverkan på snäckhjulets hållfasthet i växellådan på sotblåsaren. Samtliga platser för fel granskades och genom ett poängsystem baserat på sannolikhet att felet ska uppträda, följder för företaget samt möjlighet att upptäcka felet blir graden av allvarlighet och konstruktionens kritiska delar klarlagda.

### 3 Teoretisk referensram

För att skapa en bred kunskap och förståelse inom de ämnesområden som utredningsarbetet kommer att beröra genomförs en teoretisk referensram. Inledningsvis beskrivs sotblåsare modell IK-SD med dess drivväxelsystem. Fakta kring de tribologiska fenomen nötning, friktion samt smörjning klargörs. Avslutningsvis förklaras grundläggande geometrier och begrepp, beräkningsmetoder samt hållfasthets- och termisk dimensionering för snäckväxlar.

#### 3.1 Sotblåsare IK-SD



Figur 2. I Figuren visas en sotblåsare av modell IK-SD. I den vänstra delen ses vagnhuset överskådligt med sotblåsarens vagn, motor och tilloppsrör av sotånga. I den högra delen se lansens huvud med dess munstycke, [3].

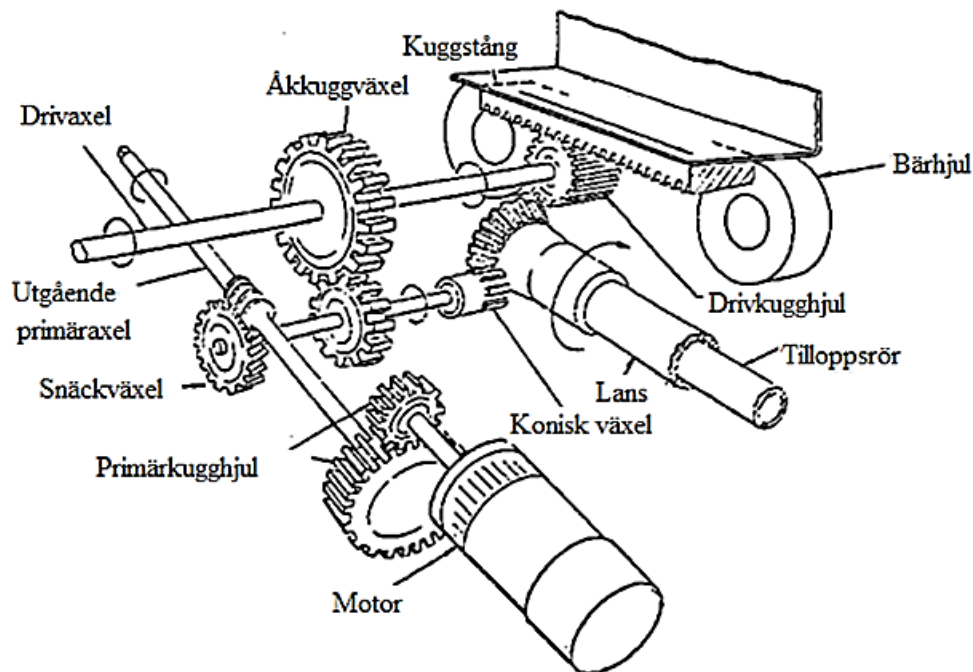
Sotblåsare i figur 2, också kallade sotapparater, används vid den inre rengöringen av sodapannor för att avlägsna stoft och slagg på de inre värmeytorna. Sotblåsare är konstruerad för hård drift och renar med ett ångtryck på 15 bar ytor i sodapannan där stoft och slagg ansamlats. Likt en roterande spiral med 127 mm stigning skjuts lansen in i pannan och genom en fasförskjutning vid återgång åstadkommes ett heltäckande reningsmönster. Sotblåsarens ånglans med en slaglängd på cirka 5,3 meter löper via horisontella kuggstänger in och ut ur sodapannan mellan den vertikalt hängande rörpanelen. På sotblåsarens bakre ände sitter en mekanisk manövrerad ångventil. I ventilen finns en strypkägla för inställning av önskat sotningstryck. I ventilhuset kan sotningstrycket justeras med en strypventil för varje sotblåsare. Ett genomborrat munstycke är placerat på ånglansens främre del vars tillströmningsventil öppnas då munstycket befinner sig en bit innanför sodapannans vägg. Ventilens öppning manövreras genom att en



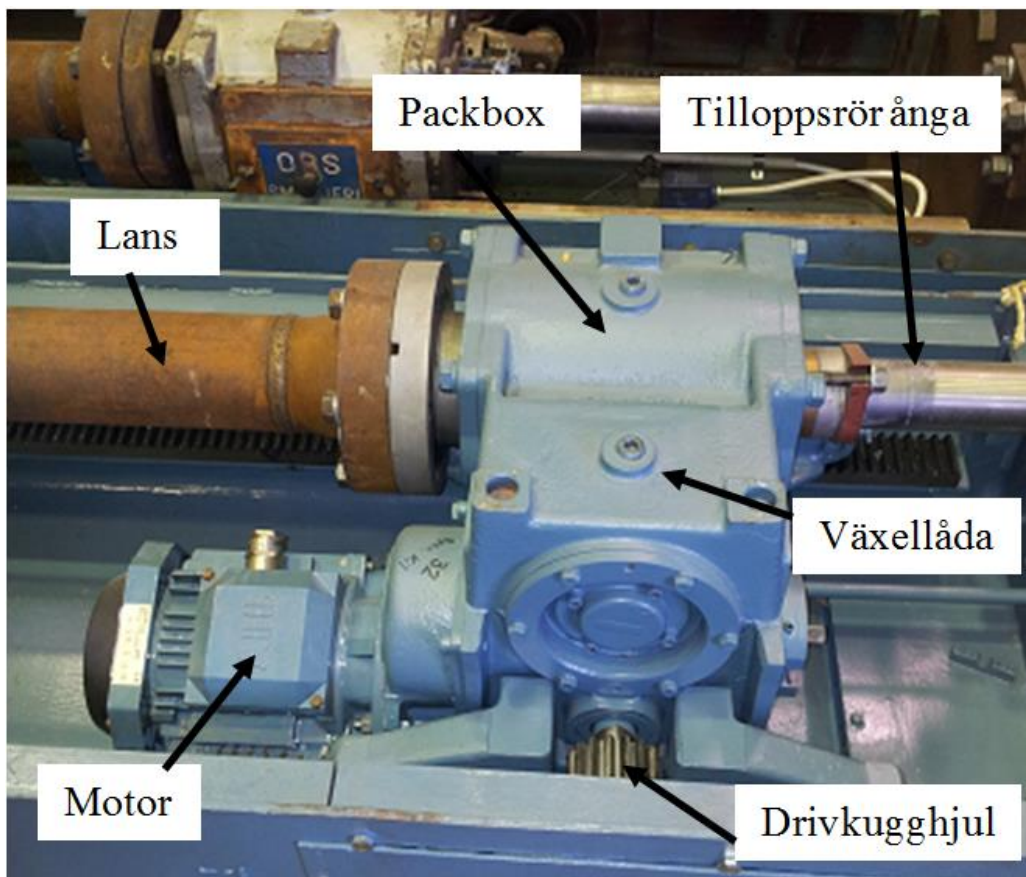
kammekanism påverkas då vagnen rör sig framåt en inställd sträcka. Då vagnen når sitt främre vändläge återgår den åter till sitt ursprungsläge. När munstycket åter befinner sig nära pannväggen stängs ventilen. Upphållsordningen av sotblåsaren består av en U-formad apparatkåpa och utgör dessutom ett skydd för sotblåsarens alla rörliga delar. Mot sodapannan är sotblåsaren fäst genom en väggbox med tätning mot övertryck och rökgaser som finns i pannan. Den främre upphängningen består av två gängade axelbultar dels i ett hål och dels i en slits på väggboxen som möjliggör att konstruktionen kan ta upp rörelser i alla riktningar vid sodapannans expansion/kontraktion. Eltillförseln till motorn sker med en spiralformad kabel som sträcks respektive trycks ihop likt en spiralfjäder vid vagnens fram- och tillbakagående rörelse [3].

### 3.1.1 Drivväxelsystem, sotblåsare IK-SD

En elektrisk motor driver en primärkuggväxel som reducerar/ökar varvtalet till växellådan och snäckväxeln. I snäckväxeln med en utväxling på 40:1 sker den huvudsakliga varvtalsreduktionen. Snäckväxelns utgående axel driver via en åkkuggväxel vagnens fram- och återgående rörelse längs kuggstängerna samt ånglansens roterande rörelse via en konisk växel [3], se figur 3.



Figur 3. Schematisk bild över sotblåsarens motor och växellåda. Motorn driver ett primärkugghjul vars axel leder till snäckväxeln. Snäckväxelns utgående axel driver i sin tur både vagnens fram- och återgående rörelse längs kuggstängerna via en åkkuggväxel samt ånglansens roterande rörelse via en konisk växel, [3].



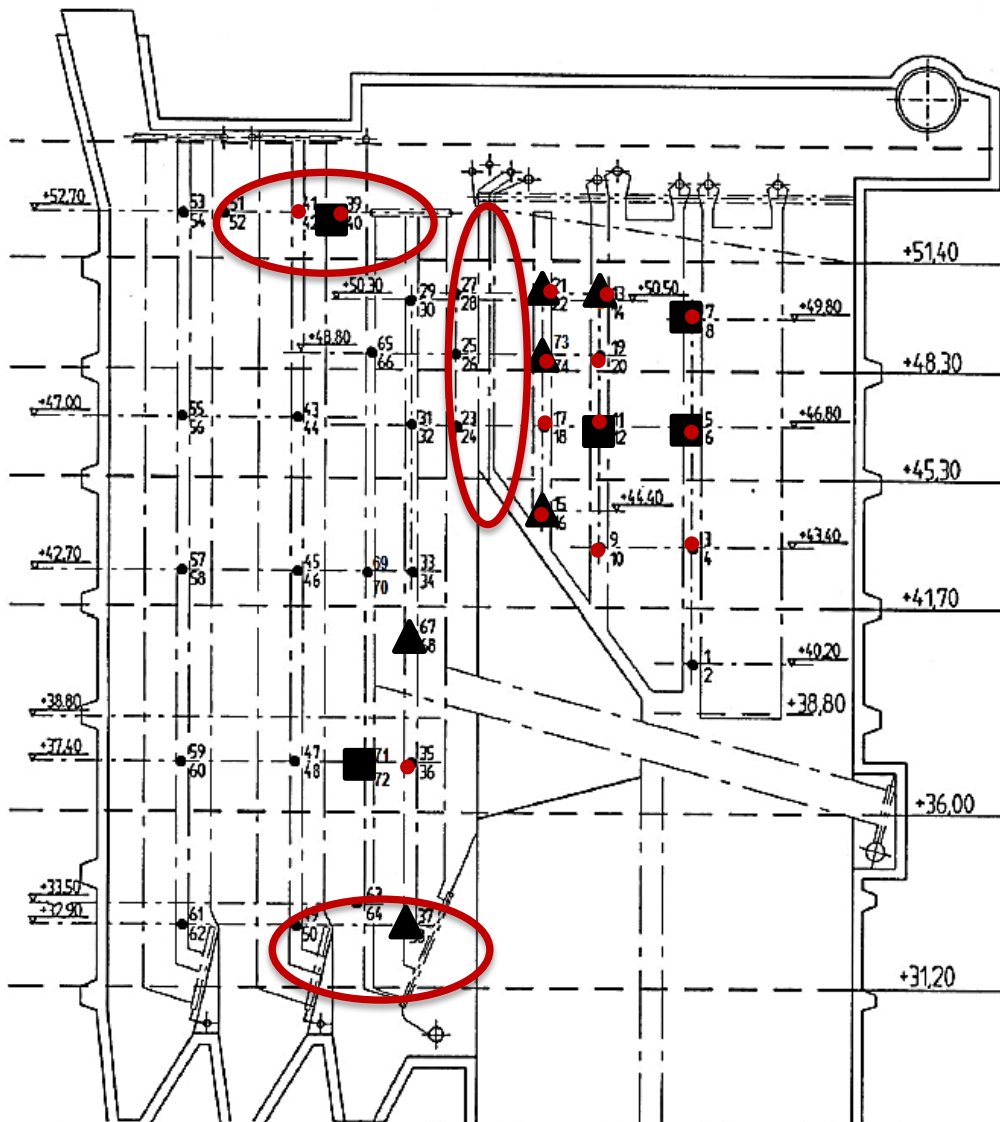
Figur 4. Bild på sotapparatens drivmotor, växellåda, packbox med tilloppsrör av sotånga samt lansens bakre del. Hela ekipaget förs via kuggstänger på vardera sida om vagnen in och ut ur sodapannan vid rengöring.

På vagnen finns drivmotorn, växellådan samt en packbox där lansens och tilloppsröret för ångan är monterad, se figur 4. Den motor som används för drivningen av de samtliga 74 sotblåsarna har en effekt på 1,5 kW, en frekvens i standardutförande på 50 Hz och ett nominellt varvtal på 1420 varv/min. Då ett högre varvtal är önskvärt hos lansens för en högre tillgänglighet av rengöring ställs motorfrekvensen upp till 70 Hz. Vid situationer då sotningen och sotblåsaren går tungt ställs dess frekvens ner till 50 Hz för att göra driften skonsammare. Frekvensstyrning med en frekvensomriktare används istället för direkt drift vilket möjliggör en mjukare start och stopp för växellådan. Strömförbrukning används som ett mått på slitage då en förhöjd strömförbrukning indikerar en avvikelse från den normala driften, enligt serviceingenjör BillerudKorsnäs AB.

### 3.1.2 Sotningsfrekvens och blockschema

Sodapannan körs kontinuerligt för att mätta fabriakens energibehov. Bristande sotning leder till en slaggbeläggning på värmeytornas rör som försvårar rökgasernas passage och kan i värsta fall sätta igen utrymmet helt. De mest problematiska områdena är i inloppet till ekonomisrarna där rökgasen passerar genom en trång passage samt i vändchakten i ekonomisrarna där rökgasen tvingas ändra riktning, enligt underhållsansvarig BillerudKorsnäs. Dessa områden ses som röda ringar i figur 5. Då sotningen i överhettarna är bristande följer mer aska med rökgaserna genom passagen och skapar problem längre bak i sodapannan.

Sotapparaterna är placerade med jämna och ojämna nummer på vardera sidan av sodapannan likt par mitt emot varandra och renar från båda håll. Sotapparaternas placeringar med dess numrering ses i blockschemat i figur 5. Sotningens jämna och ojämna sidan styrs separat, vilket ger en ökad precision och fördelning på sotningens sekvens. Detta bidrar till en minskad dötid då apparatparen nu inte behöver vänta in varandra innan nästa par påbörjar sin sotning. Sotningen utförs med en procentsekvens där behovet av sotning förutses och ytor där mest sot och slagg tenderar att ansamlas sotas oftare. Ytor där mindre sotning krävs kan på så sätt sotas mer sällan. Baserat på historik har sotblåsare vars växellåda har havererat samt sotapparater som går tungt vid rengöring identifierats. De svarta kvadraterna i blockschemat i figur 5 symboliserar de sotapparater vars växellåda inom ett år har havererat och har numreringen 6,7,11,39,72. De svarta trianglarna symboliserar de sotapparater som tar över tre minuter att sota. De röda prickarna i blockschemat symboliserar de sotapparater som körs mest frekvent i sodapanna 5. Dessa sotapparater körs över 50 minuter/dygn och de resterande kör samtliga lägre. Uppgifterna är baserade på intern körstatistik på ett dygn, utgiven av processansvarig BillerudKorsnäs AB.



Figur 5. Blockschema där svarta kvadrater är historiska haverier växellådor och svarta trianglar symboliserar sotapparater som tenderar att gå tungt/fastnar vilket kan leda till haveri av växellådan. De röda prickarna symboliserar sotapparater som körs mest frekvent i sodapanna 5. Samtliga svarta punkter i figuren är sotblåsar-par med sina numreringar. Sammanlagt finns 74 sotblåsare i sodapanna 5. De röda ringarna är problematiska områden för sotblåsarnas växellådor. Detta är baserat på intern kördata utgiven av processansvarig BillerudKorsnäs AB.

### 3.2 Tribologi

Ordet tribologi betyder läran om smörjning, friktion och nötning och behandlar företeelser som uppkommer då två ytor rör sig relativt varandra under mekanisk kontakt [6]. Tribologiska fenomen är vanligt förekommande i mekanismer som kuggväxlar, lager samt tätningar mellan roterande axlar.

### 3.2.1 Nötning

Med nötning menas en materialförlust från en yta som resultat av friktion. Inom snäckväxlar finns det tre vanliga varianter av nötning och är: utmattnings-, abrasiv- samt adhesiv nötning [6]. Utmattningsnötning uppstår då en ständigt återkommande kraft är koncentrerad på en mindre area. Detta nötningsfenomen är vanligt vid drift av till exempel kuggväxlar eller kullager. Den koncentrerade spänningen ger efter en viss tid upphov till mikrosprickor i underlaget där en gropbildning riskerar att bildas.

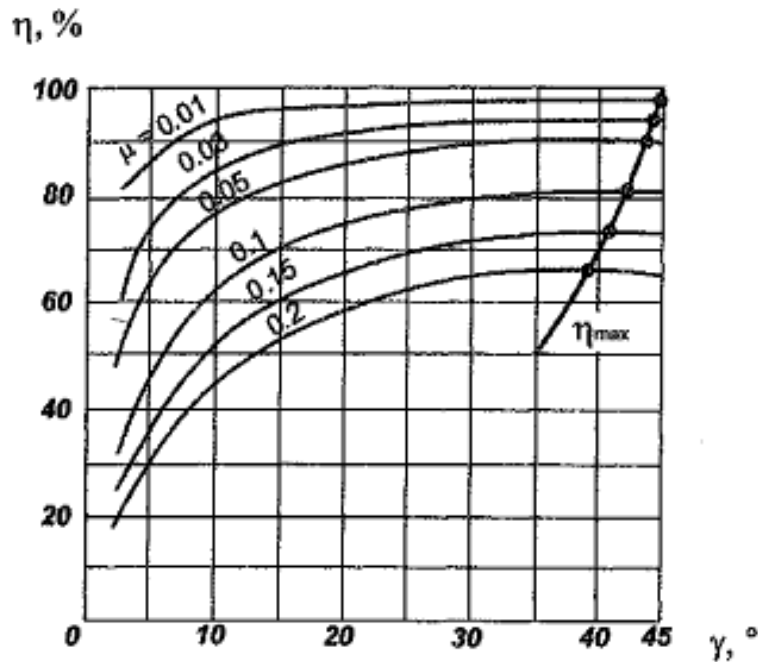
Abrasiv nötning är ett vanligt förekommande problem vid kugghjulsdrift då materialpartiklar från kuggarna nöts bort, vilket orsakar slitage på kontaktytorna och materialpartiklar i smörjmedlet. Vid drift av en snäckväxel sveper snäckskruvens kuggar från topp till rot av snäckhjulets kuggar. Under ingreppscykeln förändras kontaktareorna mellan kuggarna i snäckväxeln och därmed slitagemönstret kontinuerligt. Empiriska studier som genomförts av Fernandes (2006) har identifierat det slitagemönster som uppkommer hos snäckhjulets kuggar. Genom att analysera snäckväxlar med idealisk smörjning har ett tydligt slitagemönster på snäckhjulets kuggar noterats. Mängden avlägsnat material varierar på tandytan och är som störst där smörjmedlet tenderar att bli försvagat av det höga trycket och den förhöjda temperaturen mellan kuggarna [7]. Mer partiklar nöts ut från glidyterna och hamnar i smörjmedlet och en ond cirkel med mer och mer partiklar i omlopp har skapats [6].

Adhesiv nötning innebär att materialpartiklar överförs mellan ytor vid kontakt mellan yttoppar och de fasthäftas i varandra [8]. För att denna nötning ska kunna uppstå krävs att metallytorna har glidkontakt och är vanligt nötningsproblem då hög friktion förekommer i samband med bristande smörjfilm. Adhesiv nötning förekommer som en följd av att snäckskruvens kuggar glider över ytan med högt kontaktryck [9]. Glidande kontakt mellan torra metallitor ger upphov till friktionsvärme, förhöjda yttemperaturer och en adhesiv förslitning/vidhäftning. Ett tydligt samband råder mellan en förhöjd yttemperatur och en förhöjd tendens till vidhäftning av ytorna [10]. Mätningar och analyser utförda av Gåård och Hallbäck (2010) visar att den självhäftande kraften mellan ytorna ökar med en

förhöjd temperatur. När metalltornas toppar kommer i kontakt med varandra bildas hög värme och de svetsas samman för att i nästa ögonblick slitas isär [6].

### 3.2.2 Friktion

Friktion är ett välkänt begrepp och utgör det motstånd som råder då två kroppar glider relativt varandra. Det finns tre typer av friktion, vilka är glidfriktion, rullfriktion och viskositetsfriktion. Glidfriktion är det motstånd som hindrar två kroppar att glida relativt varandra. Denna friktion förekommer vid snäckväxel drift där kuggarna glider mot varandra. Rullfriktion uppträder då ett hjul eller en kula rullar på en yta. Denna friktionstyp råder i ett rullningslager. Viskositetsfriktion hos fluider, dvs. vätskor och gaser, har en inre friktion då ämnet likt lameller glider mot varandra [6]. Friktionskoefficienten,  $\mu$  [enhetslös], är en faktor som används vid beräkning av friktion och varierar beroende på vilka material som glider, temperatur, fuktighet samt ytornas struktur. Ett högt värde på friktionskoefficienten är önskvärt vid bromsar samt i kontakten mellan däck och vägbanan. I skidspåret, eller i en snäckväxel, där lågt glidmotstånd är önskvärd är låga värden på friktionskoefficienten önskade. Stora svårigheter finns i att bestämma ett exakt värde på den rådande friktionskoefficienten. Vid direkt metallkontakt mellan ytor ligger denna vanligtvis kring 0,1-0,6 [11]. Vid smörjning närvarande mellan två ytor är friktionskoefficienten betydligt lägre och ligger kring 0,01-0,03 [12]. I figur 6 visas ett samband över hur friktionskoefficienten varierar beroende på snäckväxelns verkningsgrad (y-led) samt snäckskruvens stigningsvinkel (x-led) [13]. Med en liten stigningsvinkel och hög verkningsgrad, till exempel då smörjmedel finns närvarande, är friktionskoefficienten liten enligt diagrammet.



Figur 6. Diagram över hur friktionskoefficienten varierar beroende på stigningsvinkel hos snäckskruven och snäckväxels verkningsgrad, [13].

Friktionskoefficienten mellan kuggarna i en snäckväxel beräknas enligt en funktion av glidhastigheten enligt [14],

$$\mu = 0,103e^{(-0,110V_g^{0,450})} + 0,012,$$

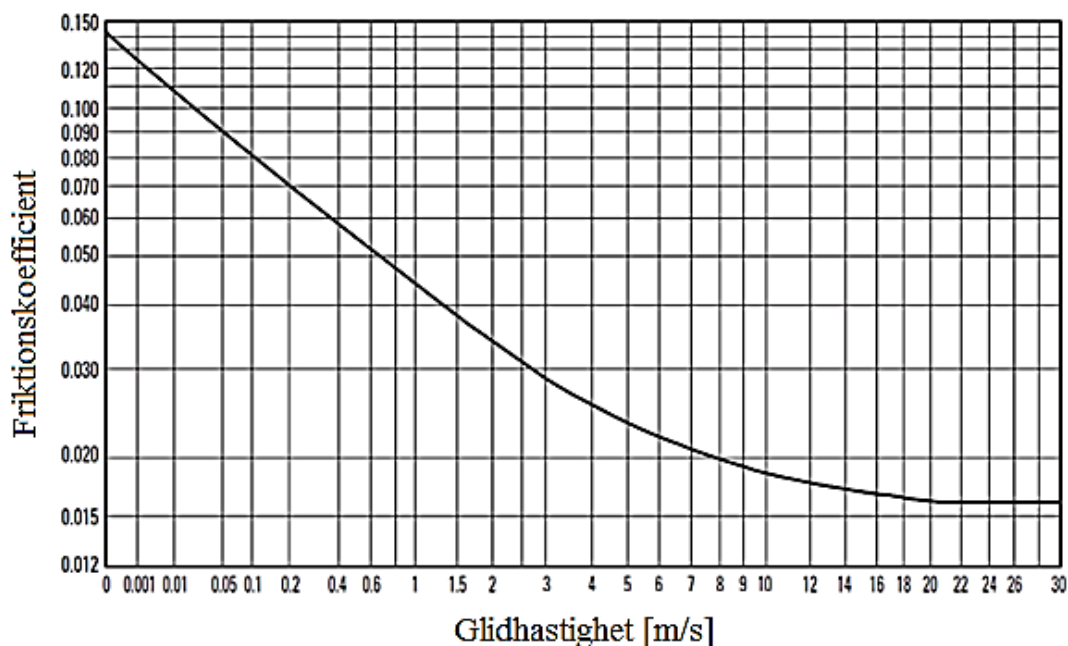
där  $V_g$  är glidhastigheten [ft/min].

Friktionskoefficienten kan även beräknas enligt formel,

$$\mu = 0,02 + \frac{0,03}{V_g},$$

som även den med hänsyn till glidhastigheten mellan kuggarnas,  $V_g$  [m/s]. Då kuggarna driver utan smörjmedel metall mot metall, vilket sker en kort tid då snäckväxeln startar från ett stillastående läge innan fullfilm-smörjning mellan kuggarna inrättats antas friktionskoefficienten vara 0,15 [14]. Det optimala smörjtillståndet benämns fullfilm-smörjning och råder då glidytorna är helt separerade från varandra [11]. Diagrammet i figur 7 beskriver hur friktionskoefficienten varierar med glidhastigheten mellan kuggarna hos en

snäckväxel. Med en glidhastighet på 0 m/s ges en friktionskoefficient på 0,15 [15].



Figur 7. Friktionskoefficienten i en snäckväxeln varierar med glidhastigheten mellan dess kuggar. En glidhastighet på 0 m/s ger en friktionskoefficient på 0,15 och råder en kort tid innan fullfilmsmörjning mellan kuggarna inrättats, [15].

### 3.2.3 Smörjning

Genom att använda smörjmedel separeras mekaniska kontaktytor vilket minskar slitage samt friktion med dess värmeutveckling. Smörjmedel tätar dessutom mot yttre föroreningar och förhindrar adhesion och korrosion mellan maskinelement [6]. Viskositeten är ett mått på en vätskas/oljans trögflutenhet. Med högre viskositet innebär en tjockare olja med en högre viskositetsfriktion och inre värmeutveckling. Viskositet är temperaturberoende och förändras med omgivningens temperatur. Smörjningens effektivitet beror på viskositeten hos smörjmedlet samt den relativa hastigheten mellan ytorna. En ökad relativ hastighet mellan ytorna medför en ökad bärförmåga hos fluiden och viskositeten i smörjmedlet kan sänkas. Kritiska moment för en smörjning är vid start och stopp då ytorna skrapar mot varandra vid den låga hastigheten. Variabler som till exempel varvtal, temperatur, diameter, spel och ytfinhet har inverkan på smörjningen hos ett maskinelement. I underhållssynpunkt är det viktigt att bibehålla en fungerande och effektiv smörjning av maskinelementen. Föroreningar som partiklar, vatten och luft i smörjolja är alltid oönskat då det bidrar till slitage av de smorda maskindelarna och även själva oljan. En förlängd



livslängd på både olja och maskinkomponenterna erhålls då oljan hålls ren. NLGI-tal är ett mått på fettets konsistens och kan variera mellan 000 till 6, där 000 är flytande och 6 är blockfett, se tabell 1. Med droppunkt mäts den temperatur vilket fett avger oljan i form av droppar och förlorar sin funktion [6]. Efter arbetstemperatur och varvtal hos maskinelementet väljs droppunkten på fett.

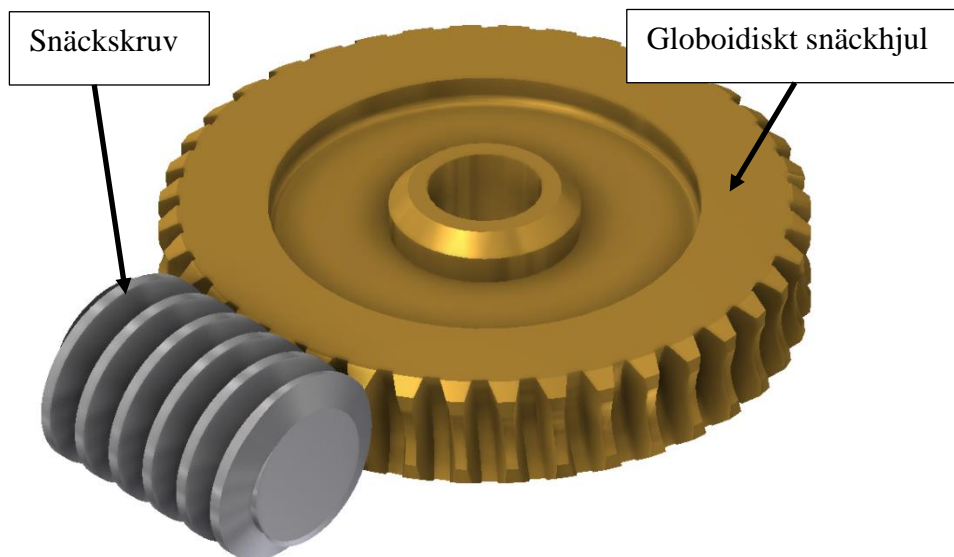
**Tabell 1. Tabell över sambandet mellan NLGI-talet och fettets konsistens. Ett högre NLGI-tal medför ett hårdare fett. Baserat på information ur referens, [6].**

Beskrivning	NLGI-tal
Flytande	000
Halvflytande	00
Trögflytande	0
Halvfast	1
Fast	2
Extra fast	3
Mycket fast	4
Halvhårt	5
Blockfett	6

Fett har en sammansättning av cirka 90 procent olja, 8-9 procent förtjockningsmedel och 1-2 procent additiv. Mängden förtjockningsmedel i fett har ingen betydelse vid hänsyn till varvtalet då denna endast styr konsistensen. Additiver tillsätts för en förhöjd smörjeffekt där vanliga additiver i smörjfett är svavel, fosfor och klor. Dessa ämnen tenderar vid höga arbetstemperaturer att avgå som gas och fett koksar. Då en temperatur på över 100 grader råder riskerar fett att drabbas av termisk nedbrytning och tappar sin funktion. Även eftersmörjning är nödvändigt i rekommenderade tidsintervaller [6].

### 3.3 Snäckväxel

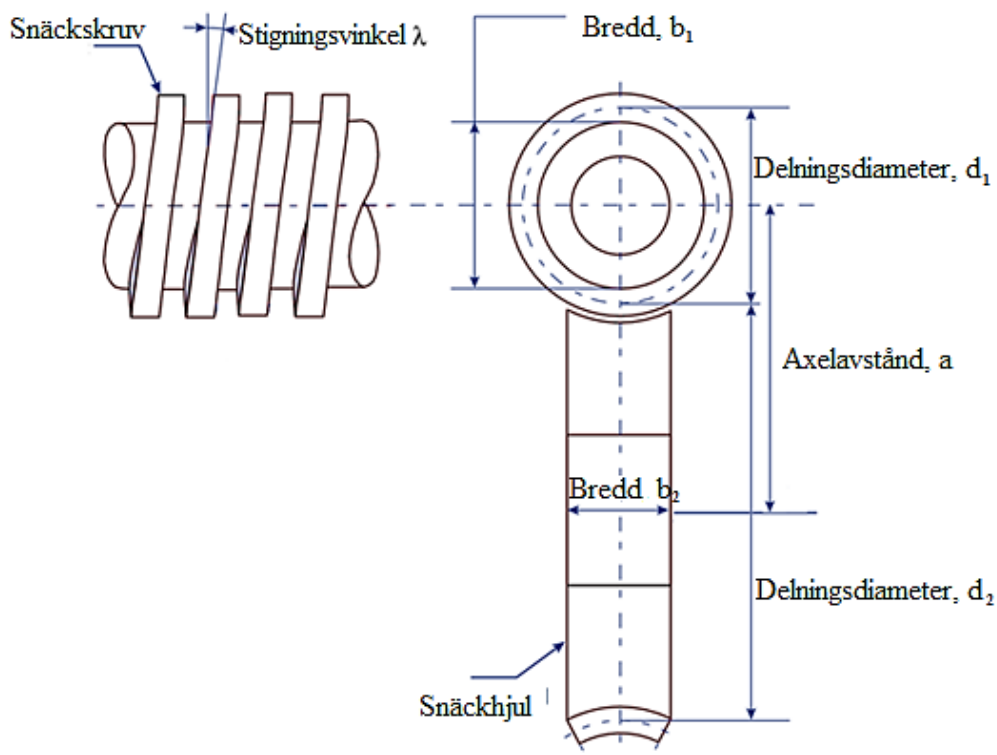
Det finns många varianter av kuggväxlar beroende på den transmission som eftersträvas. En snäckväxel kännetecknas av dess korsade axlar och dess förmåga att kunna ge mycket hög utväxling (upp till 80:1). En snäckväxels kugghjulsbenämningar är snäckskruv och ett snäckhjul. Då snäckväxels in- och utgångsaxel i normalutförandet är korsade kan dess rörelser aldrig vara riktade åt samma håll. Detta medför att kontakterna mellan kuggarna glider mot varandra vilket ger upphov till större förluster då linjekontakter råder mellan snäckskruv och snäckhjul. Snäckväxlar med cylindrisk snäckskruv och globoidhjul är den vanligast förekomna varianten och visas i figur 8. Globoidhjulet har en välvd radie som den cylindriska snäckskruven möter. Andra utföranden av snäckskruv och snäckhjul kan förekomma.



**Figur 8.** En snäckväxel med dess karaktäristiska utformning med ett globoidiskt snäckhjul av en bronslegering och snäckskruv av härdat stål.

Fördelar med snäckväxlar är dess höga utväxling samt dess kompakta konstruktion. Snäckväxlar driver tystgående och vibrationsfritt. Nackdelar med snäckväxlar är dess låga verkningsgrad. Snäckväxlars kuggar glider mot varandra med friktion och värmeutveckling som följd. Glidningen mellan kuggarna ger ett ökat slitage, vilket kräver en väl fungerande smörjning av snäckväxeln. Snäckhjulet som är snäckväxelns svaga komponent kräver friktionslåga material vilka är dyrare än standarsmaterial för kuggväxlar [11].

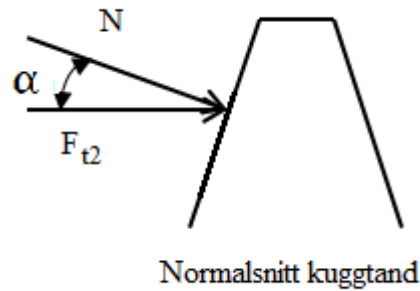
### 3.3.1 Geometrier hos en snäckväxel



Figur 9. I figuren ses en schematisk bild av en snäckskruv och ett snäckhjul med dess geometriska begrepp.

I figur 9 ges en beskrivning av en snäckskruvs samt ett snäckhjuls geometrier och begrepp. Samtliga geometrier som tillhör snäckskruven har index 1 och alla som tillhör snäckhjulet har index 2.  $d_1$  och  $d_2$  är delningsdiametererna för snäckskruv respektive snäckhjul [mm] [11].  $b_1$  och  $b_2$  är snäckskruvens respektive snäckhjulets bredd [mm]. Bredden på snäckskruven är dess innersta diameter mellan kuggarna.  $a$  är axelavståndet mellan snäckskruvens- och snäckhjulets axlar [mm]. Stigningsvinkeln hos snäckskruven,  $\gamma$  [grader], beskriver ingångens lutning. Pressvinkeln också kallad ingreppsvinkel,  $\alpha$  [grader], är i ett standardutförande 20 grader. Då snäckskruvens kugg trycker på snäckhjulets kugg uppkommer en normalkraft på kuggen. Pressvinkeln är vinkeln mellan normalkraften och den tangentiella kraftkomponenten, se figur 10. Friktionsvinkeln,  $\rho$  [grader] är den vinkeln som friktionskraften är riktad då kuggarna glider mot varandra vid drift [16]. För att glidning och rörelse mellan kuggarna ska vara möjlig måste denna friktionskraft övervinnas. Modulen,  $m$  [mm], beräknas fram med hjälp av snäckhjulets geometri med sambandet [11], där

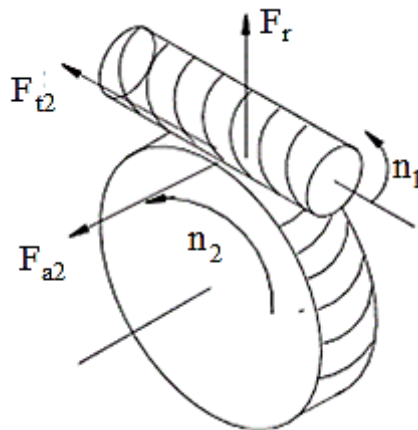
talet 2,25 multiplicerat med modulen är detsamma som snäckhjulets totala kugghöjd.



Figur 10. I figuren visas ett normalsnitt av en kuggtand hos snäckhjulet. Då snäckskruvens kugg trycker på snäckhjulets kugg uppkommer en normalkraft,  $N$ , på kuggen. Pressvinkeln,  $\alpha$  [grader], är vinkeln mellan normalkraften,  $N$ , och den tangentiella kraftkomponenten,  $F_{t2}$ , som verkar på snäckhjulets kugg.

### 3.3.2 Kuggkrafter och verkningsgrad

En tredimensionell belastning verkar på snäckväxeln vid drift. Kraften som överförs mellan snäckskruv och snäckhjul kan uppdelas i komponenter i tre riktningar med benämning radiell ( $r$ ), axiell ( $a$ ) samt tangentiell ( $t$ ) kraft, se figur 11. Varvtalet för snäckskruven,  $n_1$  [varv/min] och snäckhjulets varvtal,  $n_2$  [varv/min], beräknas i bilaga 4, se figur 11.



Figur 11. Schematisk bild över en snäckväxel och de verkande kraftkomponenterna. Då axlarna är korsade blir kraftkomponenterna som verkar mellan snäckväxels enheter speglade. Den tangentiella kraftkomponenten på hjulet motsvarar den axiella kraftkomponenten på skruven, den axiella kraftkomponenten som verkar på hjulet motsvarar den tangentiella kraftkomponenten på skruven. Den radiella kraftkomponenten är den kraft som separerar de två enheterna.

Då vinkeln mellan axlarna är 90 grader är storleken på den tangentiella kraftkomponenten på snäckhjulet,  $F_{t2}$  [N], lika med den axiella kraftkomponenten på snäckskruven,  $F_{a1}$  [N], och omvänt. Dessa kraftkomponenter beräknas enligt,

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_2}{d_2}, \quad (1)$$

där  $M_2$  är det verkande momentet på snäckhjulet [Nm]. På motsvarande sätt är den axiella kraftkomponenten som verkar på snäckhjulet,  $F_{a2}$  [N], lika med den tangentiella kraftkomponenten som verkar på snäckskruven,  $F_{t1}$  [N], enligt,

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2 \cdot M_1}{d_1}, \quad (2)$$

där  $M_1$  är det verkande momentet i snäckskruven [Nm]. Den radiella kraftkomponenten,  $F_r$  [N], är densamma för snäckskruv och snäckhjul och motsvarar den kraft som separerar de två enheterna. Den radiella kraften beräknas enligt,

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \tan \alpha}{\cos \gamma}. \quad (3)$$

Då snäckskruven roterar och överför kraft på snäckhjulets kuggtand kan denna beskrivas som en normalkraft som verkar på snäckhjulets kugg med pressvinkeln  $\alpha$  till den tangentiella kraftkomponenten på snäckhjulet, se figur 10.

Normalkraften beräknas med trigonometri enligt,

$$N = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha},$$

där  $N$  är normalkraften [N]. Momentet som råder på snäckskruven beräknas enligt följande formel,

$$M_1 = \frac{60000 \cdot P_1}{2\pi \cdot n_1},$$

där  $M_1$  är momentet på snäckskruven [Nm] och  $P_1$  är effekten som tillförs snäckskruven [kW]. Momentet hos snäckhjulet beräknas enligt,

$$M_2 = \frac{60000 \cdot P_2}{2\pi \cdot n_2},$$

där  $M_2$  är momentet på snäckhjulet [Nm] och  $P_2$  är effekten på snäckhjulet [kW].

Den effekt som leds till snäckhjulet,  $P_2$  [kW], är reducerad med snäckväxelns verkningsgrad, se bilaga 4.

Snäckskruvens periferihastighet,  $V_1$  [m/s], beräknas enligt följande samband,

$$V_1 = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot d_1}{60000},$$

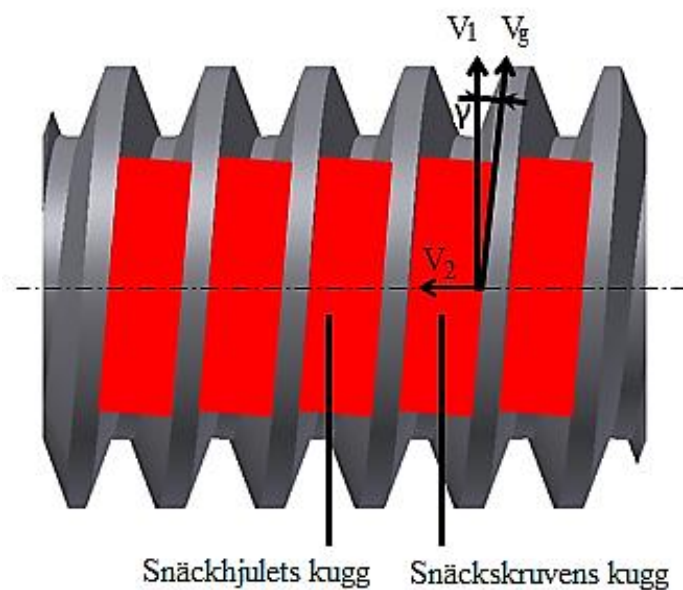
Snäckhjulets periferihastighet,  $V_2$  [m/s], beräknas enligt,

$$V_2 = \frac{n_2 \cdot \pi \cdot d_2}{60000},$$

Glidhastigheten mellan snäckväxelns kuggar,  $V_g$  [m/s], beräknas enligt,

$$V_g = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

Sambandet mellan periferihastigheter, glidhastigheten samt stigningsvinkeln ses i figur 12.



**Figur 12.** Figur över sambandet mellan snäckhjulets periferihastighet,  $V_2$  [m/s], snäckskruvens periferihastighet,  $V_1$  [m/s] samt glidhastigheten hos en snäckväxel i drift. Stigningsvinkeln är vinkeln mellan de två periferiella hastigheterna. Figuren är skuren så det röda områdena är snäckhjulets kuggar som ligger mellan snäckskruvens kuggar. Krafterna i figuren är inte skalenliga.

Glidningen som sker mellan snäckskruven och snäckjulet orsakar förluster i form av friktion, överhettning av snäckväxeln samt att det ökar kuggarnas benägenhet att komma i direktkontakt [8]. Smörjmedlets smörjande förmåga mellan snäckväxelns kuggar är kritisk då denna blir otjänlig och förlorar sina skyddande förmågor vid förhöjda drifttemperaturer. Verkningsgraden hos en snäckväxel beror på snäckskruvens stigningsvinkel samt friktionsvinkeln enligt,

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho)},$$

där  $\eta_1$  är snäckskruvens verkningsgrad [enhetslös]. En låg verkningsgrad riskerar att generera en förhöjd temperatur vid drift då friktionskoefficienten är hög [14]. Stigningsvinkeln hos en snäckskruv beräknas enligt,

$$\gamma = \arctan\left(\frac{m \cdot z_1}{d_1}\right),$$

där  $z_1$  är antalet ingångar hos skruven. Friktionsvinkeln,  $\rho$ , beräknas enligt,

$$\rho = \arctan \mu,$$

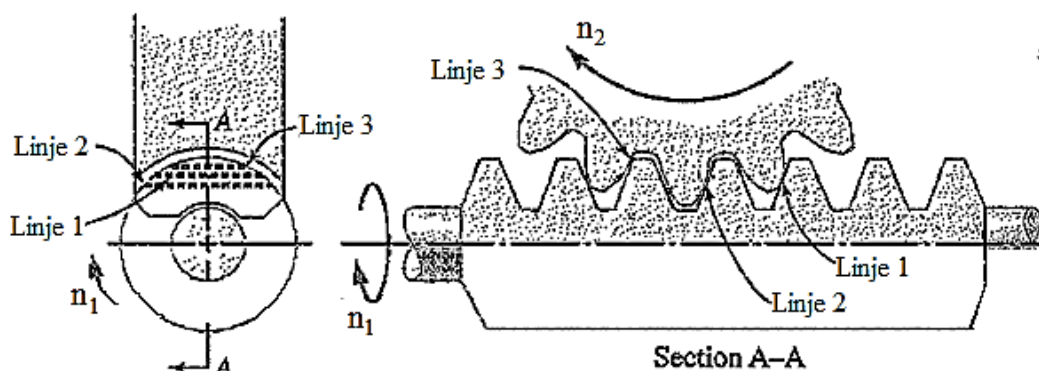
Stora stigningsvinklar används med snäckor med fler ingångar än en samt då en liten utväxling är önskvärd. En snäckväxels verkningsgrad ligger vanligen mellan 0,75-0,92 [8]. Verkningsgraden,  $\eta_1$ , ökar med en ökad stigningsvinkel. Den verkliga verkningsgraden hos en snäckväxel reduceras med verkningsgraden hos lagren,  $\eta_b$ , verkningsgraden vid direktkontakt av kuggarna,  $\eta_t$ , samt verkningsgraden beroende på omrörning i smörjfettet,  $\eta_{st}$ , enligt [8],

$$\eta = \eta_b \eta_t \eta_{st}.$$

Vid stora utväxlingar i ett steg blir snäckväxeln självhämmande vid försök till drivning av det långsammare hjulet. Om en snäckväxel är självhämmande beror på ett antal faktorer som vilken friktionskoefficient som råder, storleken på stigningsvinkeln, ytjämnheten, smörjning och vibrationer. Generellt inträffar självhämning vid stigningsvinklar under 6 grader, men självhämning kan uppträda vid stigningsvinklar så högt som 10 grader [14]. Om  $\gamma \leq \rho$ , är snäckväxel självhämmande.

### 3.3.3 Hållfasthetsdimensionering

I en snäckväxel beror kontakten mellan kuggarna på kuggarnas yt-utformning. Vid drift av snäckväxeln är ytan på snäckhjulets kuggar präglad av en serie av linjehöjningar där snäckskruvens kuggar har kontakt [8]. Antal linjer beror på hur många av snäckhjulets kuggar som är i ingrepp samtidigt och ses som linje 1, 2 och 3 i figur 13. Spänningstillståndet orsakas inte enbart utav överförda krafter utan också av den glidfriktion som uppstår då snäckskruvens kuggar sveper över snäckhjulets kuggar [9].



Figur 13. Kraftöverföringen mellan kuggarna sker i en serie av linjer beroende på hur många kuggar som är i ingrepp samtidigt [9].

Med en ökad kontaktspänning mellan kuggarna ökar risken för adhesiv nötning och vidhäftning [9]. Vid hållfasthetsanalyser av en snäckväxel är det av intresse att utreda ytutmattning samt böjutmattning av snäckhjulets kuggar. Ytutmattning av snäckhjulets kuggar är den främsta orsaken till kuggbrott [17]. Skador på kuggarnas kontaktytor minskar dess hållfasthet och bärförmåga avsevärt vilket leder till gradvis förhöjd böjutmattning och brott av kuggarna. Utmattningsbrott av kuggar kan ha flera orsaker såsom klen kuggdesign, felaktig montering, överbelastning samt användning av felaktiga materialval [17]. Då lite och svag data för slitagekonstanter hos kuggjul finns sammanställd utförs tester för designkriterium mot nötning i empiriska studier [9]. Vid beräkning av ytutmattning används den tangentiella kraften som verkar på snäckhjulet och jämförs mot en beräknad högsta tillåtna tangentiell kraft. Den högsta tillåtna tangentiella kraften som får utsätta snäckhjulets kuggar beräknas enligt [15],

$$F_{t2\_till} = 3,82K_v K_n S_{till} Z d_2^{0,8} m_x \cdot \frac{Z_L Z_M Z_R}{K_C}, \quad (4)$$

Där  $F_{t2\_till}$  är den högsta tillåtna tangentiella kraften på snäckhjulets kuggar [N] och samtliga resterande faktorerna berör snäckväxelns och snäckhjulets



geometrier, smörjning samt driftbetingelser. Den högsta tillåtna tangentiella kraften kommer jämföras med den beräknade rådande tangentiella kraften som verkar på snäckhjulet enligt,

$$F_{t2} \leq F_{t2\_till}$$

där den rådande tangentiella kraften på snäckhjulets kuggar måste vara mindre än den högsta tillåtna tangentiella kraften för en hållbar konstruktion. Beräkningar gällande böjstyrka i en snäckväxel utförs på snäckhjulet då snäckskruven bedöms starkare. Beräkningar för utvärdering av böjstyrka hos snäckhjulets kuggar utförs enligt formeln för ett cylindriskt hjul, men med hänsyn till att snäckhjulets kuggar har en välvd form och då har en större böjhållfasthet [8]. Böjspänningen som utsätter snäckhjulets kuggar beräknas enligt,

$$\sigma_F = \frac{KF_{t2}Y_{F2} \cos \gamma}{1,3m^2(q + 2x)}, \quad (5)$$

där  $\sigma_F$  är böjspänningen på snäckhjulets kuggar [MPa], K är en belastningsfaktor [enhetslös],  $Y_{F2}$  är snäckhjulets formfaktor som väljs beroende på ett tandantal och q, x och m styrs av materialegenskaper. Den beräknade spänningen jämförs med en högsta tillåten böjspänning för ett snäckhjul bestående av brons legerat med fosfor och som hämtas ur tabell. Nöttningsfenomen är svåra att förutse och behärska, men med empiriskt framtagna formler med tillhörande faktorer kan nötningens omfattning utredas. Säkerhet mot slitage av snäckväxeln beräknas enligt [12],

$$10^4 \frac{1,36 \cdot P_1}{a^2} \leq q_1 q_2 q_3 q_4. \quad (6)$$

I formeln finns fyra faktorer där  $q_1$  är kylningsfaktor,  $q_2$  utväxlingsfaktor,  $q_3$  är materialkonstant och  $q_4$  är konstruktionsfaktor [12]. Dessa hämtas ur tabell.

Hänsyn tas även till användningsgraden i procent per timme.

### 3.3.3 Termisk dimensionering

Den del av effekten som går förlorad som spilleffekt och som omvandlas till värme på grund av friktion i lager, stundvis tandkontakt samt att fettets rörs om i växeln beräknas enligt,

$$P_s = (1 - \eta)P_1$$

där  $P_s$  uttrycker spilleffekten [kW] i snäckväxeln. För att göra en termisk dimensionering av snäckväxeln bör den värmemängd som genereras i snäckväxeln vara densamma eller mindre än den värmemängd som leds bort till den omgivande miljön. Den värmemängd som genereras per sekund i snäckväxeln beräknas enligt följande formel,

$$Q_{fr} = 10^3(1 - \eta)P_1, \quad (7)$$

där  $Q_{fr}$  är den värmemängd som genereras i snäckväxeln [W]. Den värmemängd som leds ut i den omgivande miljön per sekund beräknas enligt följande formel,

$$Q_{sn} = K_t(t_{oi} - t_0)A(1 + \psi) \quad (8)$$

där  $Q_{sn}$  är den värmemängd som avgår till den yttre miljön [W],  $A$  är ytan runt om snäckväxeln [ $m^2$ ] och beräknas ungefärligt med hjälp av axelavståndet mellan snäckskruv och snäckhjul enligt,  $A = 12a^{1.71}$ ,  $\psi$  är en koefficient som beror på den värmeifrånstötande förmågan mellan snäckväxelns omslutande låda och dess fastanordning,  $t_0$  är temperaturen i luften runt om snäckväxeln [grader] (vanligtvis runt 25 grader),  $t_{oi}$  är temperaturen på oljan/fettet inuti växellådan [grader].  $K_t$  är en värmeöverföringsfaktor beroende på hur mycket värme som överförs per sekund från den yttre ytan med en area på en kvadratmeter med en temperatursdifferens mellan yta och luft på en grad [8]. För att uppfylla kravet om värmebalans sätts ekvation (7) lika med ekvation (8) enligt,

$$Q_{fr} = Q_{sn}$$

Den i växeln genererad temperatur,  $t_{oi}$  [grader], bryts ut vilket gör det möjligt att beräkna smörjmedlets temperatur i snäckväxeln under konstant drift,

$$t_{oi} = t_0 + \frac{10^3(1 - \eta)P_1}{K_t A(1 + \psi)} \quad (9)$$

Denna temperatur,  $t_{oi}$ , måste vara lägre än den maximalt rekommenderade drifttemperaturen för det använda smörjmedlet,  $[t]_{oi}$  [grader], för att inte riskera att förlora sin smörjande förmåga.

### 3.3.4 Materialval för snäckskruv och snäckhjul

Snäckskruvens och snäckhulets material måste ha god slitstyrka och geometri. Materialstudier har genomförts för att utvärdera materialalternativ till snäckväxelns snäckhjul. Kontaktvillkor mellan snäckväxelns kuggar är kritiskt beroende på flertalet faktorer såsom smörjning, material, precision av kuggmatchning och ytfinhet [18]. För att öka prestandan och minimera förluster på grund av glidning hos snäckväxelns kuggar krävs noggranna materialval. Det slitage som tenderar att uppstå på kuggarna förvärras ytterligare på grund av materialegenskaper som dålig ytfinhet och hög hårdhet hos materialen. Snäckskruvar är i standardutförande gjorda av härdat låg- eller medium kolstål och ofta legerande med krom och nickel. Snäckskruven bör ha en ytjämnhet på  $0,4 \mu\text{m}$  i  $R_a$  värde eller lägre [14]. Snäckhjulet kan klassificeras i tre grupper efter friktionsmotståndsförmåga och glidhastighet. Snäckhjulet rekommenderas att bestå av fosfor- eller tennbrons vid glidhastigheter mellan 5-25 m/s, mässing- eller aluminiumbrons vid glidhastigheter mellan 2-5 m/s samt gråjärn vid handdrivna anordningar. Tennbrons är mjukt och kuggytan på hjulet angrips lätt av utmattning i form av gropbildning. Vid vidhäftning då snäckhjulet består av brons legerat med aluminium eller mässing eller järn skapas frakturer likt mikrosvetsade fjäll på snäckhulets tänder. Detta förhindras genom att förstärka kuggarnas ytor och genom att olja med hög bärighet används [8]. Med tanke på brons ökade kostnad finns ett växande försök att ersätta brons med billigare och effektivare material [19]. I studier utförda av Fontanari och Benedetti (2013) har möjligheter att använda förnyade material eller ytbeläggningar som alternativ till brons undersökts. Under testerna utfördes periodiska mätningar av viktförlusterna av brons hjulet samt förslitningen. Skador som nötning, gropförslitning, och avflagnings identifierades och skadornas allvarighet beror på den pålagda kraften. Bronsmaterialet uppvisar en låg duktilitet vilket kan vara sammankopplat med en låg brottseghet och följaktligen en stor känslighet för skador från kontaktutmattning i svåra glidande förhållanden [19]. En ytteknik för beläggning av kuggarnas ytor för ökad motståndskraft framställdes. Behandlingen kommer att ge en ökad ythårdhet och bättre motstånd mot slitage och nötning. Låga friktionskoefficienter observerades under experimentet utfört av Arunkumar (1998) och inga grova ytskador observerades med denna ytbeläggning.

## 4 Genomförande

I följande kapitel redovisas för hur beskrivna metoder och verktyg har implementerats i en haveriutredning av snäckväxeln hos sotblåsare IK-SD. Inledande observationer på företaget skapade en god förberedning och förståelse kring berörda maskinelement och dess användning på pappersmassabruket. Den smörjning som erfordras av växellådan granskades. Nödvändig data för kraft- och hållfasthetsberäkningar kunde insamlas och havererade snäckhjul kunde observeras. Genom att granska statistik och historik kring problematiska företeelser upprättas en riskanalys som kartlägger de mest kritiska områdena i sotblåsare IK-SD:s växellåda. Erhållna resultat från genomförda kuggkraft- och hållfasthetsberäkningar av snäckhjulet presenteras i resultatkapitlet med numrering 5.

### 4.1 Observationer

Vid observationer av havererade snäckhjul samt demonterade växellådor kan orsakerna till haveri av snäckväxeln detekteras. En tydlig visuell förslitning finns på snäckhjulets kuggytor. Smörjningen av växellådan är bristande.

#### 4.1.1 Slitage av snäckhjul

I växellådan används en snäckväxel för den huvudsakliga varvtalsreduktionen. Snäckhjulet som består av legerat brons är snäckväxelns kritiska komponent. Då snäckhjulet havererar skalas/slits samtliga kuggar av vid kuggroten som följd av kuggutmattning som efter en tid leder till kuggbrott, se figur 14. Vid observation av ett havererat snäckhjul ses vassa kanter vid kuggarnas rötter, vilket tyder på att kuggarna fläcks/slitits loss. Då ett slitet kughjul observeras är ett visuellt slitage synligt. Förslitningen ses som linjer på snäckhjulets kuggytor och är bortnött material, se figur 15. Den största graden av förslitning/nötning inträffar på kuggarnas ena sida och har uppstått då vagnen återgår till sitt ursprungsläge. Växellådan arbetar för att driva vagnen ut ur sodapannan, medan sotångan fortfarande blåser på lansens huvud vilket motverkar vagnens tillbakagående riktning. Smörjmedlets bärighet är nu kritisk då en försämrad eller förlorad smörjförmåga skulle medföra att kuggarna utsätts för extrem nötning och förhöjda

kuggkrafter. En ökad friktionskraft mellan snäckväxelns kuggar medför en temperaturhöjning, vilken är riskfyllt för smörjmedlets funktion. Kuggarna har genom slitage fått en sämre hållfasthet, vilket efter en tid lett till kuggbrott.



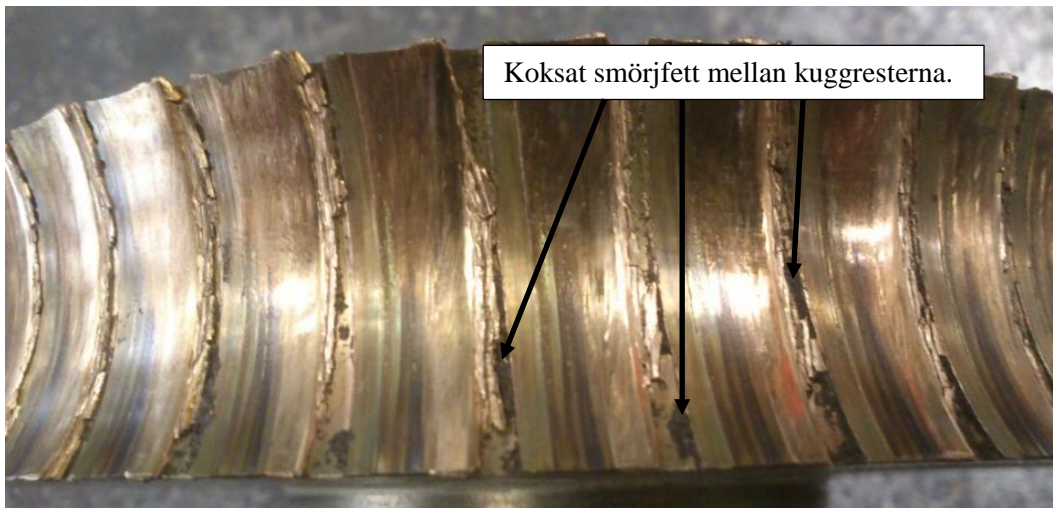
**Figur 14.** Bild på ett snäckhjul där samtliga kuggar utsatts för kuggbrott. Ytutmattning och höga påfrestningar har orsakat kuggbrott.



**Figur 15.** På bilden ses en tydlig förslitning på snäckhulets kuggar. Där snäckskruvens kuggar haft kontakt vid transmission har slitage inträffat.

#### 4.1.2 Smörjning av snäckväxel

Vid utebliven smörjning eller då smörjmedlet förlorar sina smörjande egenskaper går drivväxelsystemet torrt. Detta ökar markant nötningen av snäckhjulets kuggar. Vagnens snäckväxelutrymme är fyllt med fett. Hos en fettfylld vagn åtgår cirka 4,0 kg smörjfett totalt för de separata primär- och snäckväxelutrymmena [3]. I dagsläget används ett fett med benämningen Total Ceran PM [20]. Ett nytt fett med benämningen Mobilith SHC 007 har på senare tid rekommenderats [21]. En sammanställning mellan dessa smörjfetter ses i bilaga 8. Önskvärt i en snäckväxel är att smörjfettet har en hög maximal rekommenderad drifttemperatur. Då denna rekommenderade drifttemperatur överskrids utsätts smörjmedlets funktion för risker i form av koksning och termisk nedbrytning [6]. Smörjfettet mellan snäckväxelns kuggar är kritisk. Om denna blir utebliven eller otjänlig och förlorar sina skyddande förmågor driver snäckväxelns kuggar med direkt metallkontakt. Vid beskådning av ett havererat snäckhjul syns svart klet mellan kuggresterna, se figur 16. Detta indikerar att snäckväxeln drivit med för höga drifttemperaturer och att smörjfettet har koksat. Vid koksning separeras fettets och vissa beståndsdelar förångas. Det resterande fettets har tappat sin funktion och har samma färg och konsistens som jord, enligt underhållsansvarig BillerudKorsnäs AB.



Figur 16. Bild på havererat snäckhjul. Svarta fettrester i form av koks är synligt mellan kuggtandsresterna på det havererade snäckhjulet. Att fettets har koksat indikerar överdrivna drifttemperaturer av snäckväxeln.

## 4.2 Riskanalys

Baserat på statistik och historik i ett internt register över anmärkningar och havererade växellådor under ett år tillbaka utförs en riskanalys, se tabell 2. Genom att utföra en riskanalys sammanfattas och utvärderas konstruktionens mest problematiska områden. Felets typ, dess konsekvenser samt orsaken till felet klargörs. Dessa betygsätts genom ett poängsystem baserat resonemang över sannolikhet att felet ska uppträda, O, (Occurrence), följer för företaget, S, (Significance) samt möjlighet att upptäcka felet innan påtagliga följder, D, (Detection) [5]. Poängskalan är 1-10 där 1 är liten påverkan/risk och 10 är hög påverkan/risk. Genom betygsättning blir graden av allvarlighet klarlagd. Riskuppskattningen klargör att kuggbrott hos snäckhjulets kuggar är den mest allvarliga risken i konstruktionen. Förhöjda temperaturer av växellådan så att smörjmedlet tappar sin smörjande förmåga är också en allvarlig risk. Kuggförslitning är det tredje allvarligaste risken.

Tabell 2. Riskanalys- FMEA. En riskuppskattning utförs på utvalda delar av konstruktionen och utvärderas [5].

Plats för felet	Felets typ	Konsekvenser	Felets orsak	Riskuppskattning			
				O	S	D	RN
Växellåda/ maskineri	Tung drift vid tillbaka gång av sotblåsare	Höga påfrestningar snäckväxeln. Nötning snäckhjul.	Ångtryck i lanser motarbetar	9	3	3	81
			Smörjmedel ofunktionellt				
Kuggar snäckhjul	Kuggförslitning	Förhöjda temperaturer. Sämre hållfasthet. Skräp i smörjmedel. Växellåda går tungt	Höga temperaturer. Höga krafter	8	4	5	160
	Kuggbrott	Haveri snäckhjul	Kuggförslitning. Höga krafter	5	10	7	350
			Bristande smörjning				
Vagnhus	Smörjmedel förlorar smörjande egenskaper (Koksning, överstiger	Nötning maskinelement	Dålig ventilation och kylning av smörjmedel. För höga drifttemperaturer	5	6	8	240

## 5 Resultat

I denna del presenteras de resultat som erhållits genom analyser och beräkningar av snäckväxeln och dess snäckhjul. De resultat som erhållits ur kuggkraft, hållfasthets samt termiska beräkningar redogörs.

### 5.1 Kuggkrafter

Enligt ekvation (1) beräknas den tangentiella kraften som utsätter snäckhjulets kuggar och den kraft som belastar snäckskruvens kuggar till 2440 N. Den axiella kraften som belastar snäckhjulets kuggar och den tangentiella kraften som belastar snäckskruvens kuggar beräknas med ekvation (2) till 284 N. Den radiella kraftkomponenten är densamma för både snäckskruv och snäckhjul och motsvarar den kraft som separerar de två enheterna. Den radiella kraften beräknas enligt ekvation (3) till 891 N.

### 5.2 Hållfasthetsdimensionering av snäckhjulet

Den tangentiella kraftkomponenten som verkar på snäckhjulet,  $F_{t2}$ , har en betydlig inverkan på kuggens hållfasthet. Denna kraft pressar på snäckhjulets kuggtand och tvingar den till rörelse, medan den glider över kuggytan. Vid samtliga hållfasthetsberäkningar används denna tangentiella kraftkomponent i formlerna då denna är kritisk i utmattningssynpunkt. Vid analys av ytutmattningen av snäckhjulets kuggar beräknas en högsta tillåtna tangentiell kraft,  $F_{t2\_till}$ , enligt ekvation (4) som sedan jämförs med den rådande tangentiella kraftkomponenten,  $F_{t2}$ , enligt,

$$F_{t2} \leq F_{t2\_till} \text{ vilket ger,} \\ 2440 \text{ N} \leq 2242 \text{ N.}$$

Den högsta tillåtna tangentiella kraften beräknas med de faktorer som förklaras och redovisas i bilaga 2. Säkerheten mot ytutmattning av snäckhjulets kuggar beräknas enligt överslagsberäkningar till 0,92 och i databaserade beräkningar med hjälp av kuggväxelmodulen i Inventor till 0,72, se bilaga 1. Beräkningarna tar hänsyn till flera faktorer gällande drivning, smörjning samt kontakt av snäckväxeln och dess hjul och skruv. Ytutmattning är enligt utförda beräkningar



kritisk för hållfastheten. Säkerheten är obefintlig enligt både överslagsberäkningar samt databaserade analyser.

Böjstyrkan av snäckhjulets kuggar bedöms genom att beräkna den rådande böjspänningen som belastar kuggarna,  $\sigma_F$  [MPa], och jämför denna mot en högst tillåten böjspänning som hämtas ur tabell,  $\sigma_{Ftill}$  [MPa], enligt,

$$\sigma_F \leq \sigma_{Ftill}$$

Böjspänningen beräknas enligt ekvation (5) till 24 MPa, se bilaga 5, och med databaserade analyser till 20 MPa. Den högsta tillåtna spänningen för ett snäckhjul av brons legerat med fosfor ges av:  $\sigma_{Ftill} = 120$  MPa, se bilaga 1. Detta ger en säkerhet mot kuggbrott enligt överslagsberäkningar på 5,0 och databaserade beräkningar på 6,1, se bilaga 5.

Säkerheten mot slitage av snäckväxeln beräknas enligt ekvation (6) till 4, se bilaga 3 för uträkning.

### 5.3 Termisk dimensionering

Enligt ekvation (9) beräknas den i snäckväxeln genererade temperaturen till 181 grader. Denna temperatur måste vara lägre eller lika med den maximalt rekommenderade drifttemperaturen för smörjfettet enligt,

$$181^\circ\text{C} \leq 180^\circ\text{C}.$$

Den temperatur som genereras i snäckväxeln vid konstant drift överstiger den maximalt rekommenderade drifttemperaturen för smörjmedlet. I dessa beräkningar antas att den omgivande temperaturen konstant är 25 grader. Då snäckväxelns verkningsgrad är 0,766 och driver kontinuerlig beräknas den generera en temperatur på 181 grader, se bilaga 6.

## 6 Diskussion och slutsatser

Utförda kuggkraft- och hållfasthetsberäkningar tyder på att orsaken till haveri är den höga tangentiella kraften som råder på snäckhjulets kuggar. Vid drivning av snäckväxeln pressar denna kraft på snäckhjulets kuggtand och tvingar den till rörelse, medan den glider över kuggytan. Vid samtliga beräkningar för ytutmattnings, böjstyrka samt slitage av snäckhjulet tas hänsyn till den tangentiella kraftkomponenten på snäckhjulet. Vid analys av ytutmattnings av kuggen beräknas en högsta tillåten tangentiell kraft som får belasta kuggen och jämförs med den som råder i verkligheten. Säkerheten mot ytutmattnings beräknas med överslagsberäkningar till 0,9 då snäckväxeln driver under normala förhållanden. Den tar inte hänsyn till variationer i belastning eller varierad drifttemperatur. Vid besvärliga driftförhållanden som förhöjd drifttemperatur orsakat av sodapannan riskerar smörjmedlet i växellådan att förlora sin funktion. Då ingen smörjning finns närvarande kommer extrem nötning att uppstå på kuggtandens yta. Vid utförda observationer av slitna snäckhjul sågs tydligt hur kuggarna blivit klenare på grund av abrasiv nötning. Det är bara en tidsfråga innan kuggarna blir så påfrestade och utmattade att kuggbrott inträffar. Övriga kuggkrafter beräknas inte vara kritiska för konstruktionen. Snäckväxlar har en lägre verkningsgrad än kugghjulsväxlar då kuggarna glider mot varandra vid drift. Vid idealisk drift och fullfilmssmörjning beräknas verkningsgraden hos snäckväxeln till 0,766. Med denna verkningsgrad beräknas snäckväxeln generera en temperatur på 181 grader vid konstant drift. Sotblåsarna körs inte kontinuerligt och den beräknade temperaturen på 181 grader är den temperatur som växellådan maximalt kan generera med eget maskineri. Då sotblåsaren har en gångtid på cirka tre minuter och sedan står still och kallnar hinner förmodligen inte denna temperatur genereras. Den maximalt rekommenderade drifttemperaturen för smörjfettet är 180 grader. Högre temperaturer från sodapannan höjer den i snäckväxeln genererade temperaturen ytterligare. De mest problematiska växellådorna finns i överhettarna och i vändchakten i ekonomisrarna där rökgasen tvingas ändra riktning, se figur 5. I överhettarna är temperaturen över 500 grader. Även sotångans temperatur på cirka 300 grader höjer temperaturen i växellådan då detta rör leds genom lådan. Den kemiska sammansättningen i smörjmedlet riskerar att

förångas vid för höga drifttemperaturer. Då fettet förstörs och snäckväxeln driver helt utan smörjning råder ett extremt slitage av dess kuggar.

Vid start av snäckväxeln en kort tid innan fullfilmsmörjning inrättats skrapar kuggytorna mot varandra vid glidning med direktkontakt. Då friktionskoefficienten en kort tid är 0,15 beräknas verkningsgraden nu vara 0,35 vilket genererar en större värmeutveckling. Med en verkningsgrad hos snäckväxeln på 0,35 beräknas den i snäckväxeln genererade temperaturen uppnå 460 grader. Detta råder endast en kort tid vid start och stopp, men kan ha inverkan på temperaturen i växellådan. Detta kommer att bidra till en intensiv starttemperatur av snäckväxeln som värmer smörjfettet närmast kuggytorna. Detta kan vara skadligt för smörjfettet då det under en kort tid erhåller en hög temperatur. Beräkningen för säkerheten mot slitage av snäckväxeln utfördes på de snäckväxlar som körs mest frekvent i sodapanna 5. Dessa körs med en genomsnittlig användning på 5000 sekunder per dygn. Säkerheten mot slitage av snäckväxeln beräknas till 4,0. Detta betyder att snäckväxeln borde vara mer motståndskraftig än vad de visar sig vara. Beräkningarna tar inte hänsyn till den yttre påfrestningen som ångtrycket skapar eller yttre temperaturer. Snäckhulets kuggar har en visuell förslitning på kuggarnas ena sidor som har uppstått då vagnen återgår till sitt ursprungsläge. Sotången i lansen kommer vid tillbakagången att verka i motsatt riktning än vagnens rörelseriktning och en högre påfrestning råder på snäckväxeln. En kontinuerlig förslitning leder till försvagade kuggar. I enlighet med Fernandes (2006) är ytutmattning av snäckhulets kuggar den främsta orsaken till kuggbrott. Skador på kuggarnas kontaktytor minskar dess hållfasthet och bärförmåga avsevärt vilket leder till gradvis förhöjd böjutmattning och efter en tid brott av kuggarna. Säkerheten mot kuggbrott beräknas ligga mellan 5,0 och 6,1 enligt utförda hållfasthetsberäkningar. Då snäckväxeln driver under normala förhållanden är risken för kuggbrott minimal. Beräkningen av böjspänningen av snäckhulets kuggar tar inte hänsyn till en varierad belastning då krafterna hos snäckväxeln stundvis är förhöjda. Hänsyn tas inte heller till slitage med materialförlust av kuggarna. Dagens frekvensstyrda start och stopp av sotblåsarna bidrar troligtvis till en skonsammare drift, men detta hjälper inte då smörjningen är oduglig vid för varma drifttemperaturer. Små kuggareor är svagare

och känsligare för slitage än större kuggareor. Snäckhjulet skulle vara mer hållfast för ytutmattningsom kuggytorna hade en större dimension.

## 6.1 Förbättringsåtgärder

Den maximalt tillåtna drifttemperaturen för smörjmedlet överskrids på de sotblåsare som rengör frekvent på de problematiska placeringarna i sodapanna 5. Kylsystem kan installeras på växellådan på de mest haveriutsatta placeringarna för att sänka och motverka för höga drifttemperaturer. Detta möjliggör att smörjfettet kyls och minskar risken för att det blir otjänligt och tappar sin funktion. Om en ytbeläggning utfördes på snäckhjulen på de placeringar där växellådan är extra utsatt för haveri skulle detta innebära färre haverier. Då ytan av dessa görs mer motståndskraftiga mot slitage kommer de att vara mindre känsliga mot förslitning och därmed få en längre livslängd. Möjligheter kring att få snäckhjulet ytbelagt kan diskuteras med återförsäljarna av snäckhjulet på DIAMOND SUPERIOR AB. Ett bättre och kontinuerligare underhållsprogram med återsmörjning av de mest haveriutsatta placeringarna kan sättas i system. Smörjfettet kan bytas för en högre tillåten drifttemperatur.

En ny styrenhet med benämningen Precision Cleaning finns tillgänglig hos DIAMOND SUPERIOR AB som en uppgradering av IK-SD sotblåsare och som möjliggör en effektivare rengöring. Lansens varvtal varierar för kraftigare rengöring. Ett precisions-rengöringsläge kan kopplas in och ut eller väljas för att sota efter det behov som krävs av värmeytorna. Det nya styrsystemet styr ångans uppehållstid vid lansens rotation och genom att en sensor noterar munstyckets position kan ångstrålen tilldelas en tilltagande hastighet för en längre räckvidd. Denna styrenhet möjliggör att ångstrålen når längre med en tilltagande hastighet. Då rengöringen görs mer effektiv kan antalet sotningscykler minskas, vilket minskar behovet av antalet sotapparater. Denna investering kan göras på de sotblåsare som är mest haveriutsatta i sodapanna 5 för att göra rengöringen mer skonsam för växellådorna.

Genom en ökad diameter av snäckhjulet och därmed en ökad modul skulle hållfastheten öka. En delningsdiameter på 150 mm istället för 135 mm skulle öka säkerheten mot ytutmattningsom från 0,9 till 1,1.

## 6.2 Fortsatt arbete

Legeringen av snäckhjulets material är okänd. Då legeringsämnen skulle vara kända skulle mer specifika och korrekta värden för beräkning av säkerhet mot kuggbrott användas. Det skulle också möjliggöra materialstudier för att jämföra olika material för snäckhjulet och utse den mest kvalificerade legeringen ur hållfasthetssynpunkt. I de utförda beräkningarna användes den mest troliga sammansättningen utefter studerad teori.

Införa Precision Cleaning på de mest haveriutsatta sotblåsarna för en effektivare rengöring av värmeytorna. Då rengöringen görs effektivare kan reningen utföras mindre frekvent, vilket är skonsammare för växellådan.

## Käll- och litteraturförteckning

- [1] *BillerudKorsnäs/om oss*. Hämtad 15 maj 2013 från: <http://xn--billerudkorsns-iib.se/sv/Om-oss/Ett-historiskt-steg-for-framtiden/>
- [2] *BillerudKorsnäs/om Korsnäs/miljö*. Hämtad 15 maj 2013 från: [Korsnas/Miljo/Produktionsprocesser/Energianvandningen/](http://xn--billerudkorsns-iib.se/sv/Om-oss/Korsnas/Miljo/Produktionsprocesser/Energianvandningen/)
- [3] Driftinstruktion för DIAMOND sotblåsningsutrustning gällande sotblåsare modell IK-SD. DIAMOND SUPERIOR AB. ss. 3-29
- [4] Schwenke, Eva. Projektarbete, en vägledning för studenter. Studentlitteratur. 2008. s. 76
- [5] Forsman, Daniel. Konstruera med Pro/ENGINEER Wildfire 4,0. Studentlitteratur. 2009. s. 14
- [6] Wolffelt, Richard. Tribologen smörjmedelskola. Tribologi och smörjteknik. 2011. ss. 9-26
- [7] K.J. Sharif & H.P. Evans. (2006) Prediction of the wear pattern in worm gears, in *Wear*. ss.666-673
- [8] Antonsson, Grote. Handbook of Mechanical engineering. Förlag Springer 2008. ss. 306, 378-382
- [9] Collins, Jack. Mechanical Design of Machine Elements and Machines. Second edition. 2010. ss. 675- 682
- [10] Gård, A & Hallbäck, N. (2010) Temperature effects on adhesive wear in dry sliding contacts, in *Wear*. ss. 968-975
- [11] Olsson, Karl-Olof. Maskinelement. Liber. Första upplagan. 2006. ss. 26, 345-355
- [12] Erlandsson, Ove. Maskinhandboken. Studentlitteratur. 2000. ss. 307-309
- [13] Dudas, Illes. The theory and practice of Worm gear drives. Förlag BH. 2000. s. 20
- [14] Norton, Robert. Machine Design and integrated approach. PEARSON. Third edition. 2006. ss. 723-727
- [15] *PDF utgiven av SDP/SI ELEMENTS OF METRIC GEAR TECHNOLOGY. Section 17 Strength and durability of Gears. ss 36-44*. Hämtad den 9 maj 2013 från: [www.google.se sökord: www.sdp-si.com/Section 17 Strength Of Worm Gearing](http://www.google.se/sökord:www.sdp-si.com/Section%2017%20Strength%20Of%20Worm%20Gearing).
- [16] Lindström, Bo. Karlebo handbook. Liber. 2000. ss.290-292

- [17] P.J.L. Fernandes. (2006) Tooth bending fatigue failures in gears, in *Engineering Failure Analysis volume 3, issue 3. ss.219-225*
- [18] Arunkumar, D & Suryanarayana, M. (1998), Durability and performance evaluation of surface treated worm drives of similar material pair, in *Tribology International. ss. 385-392*
- [19] V.Fontanari, M.Benedetti. (2013) Tribological behavior of the bronze-steel pair for worm gearing, in *Wear*. Available online 29 January 2013.
- [20] *Produktblad smörjfett Ceran PM*. Hämtad den 16 april 2013 från:  
<http://www.lubadmin.com/Restitutionbitumes.aspx?Marque=2&Famille=5&Type=23&Language=14&Site=12&Parametre1=15>
- [21] *Produktblad smörjfett Mobilith SHC 007*. Hämtad den 7 maj 2013 från:  
[www.google.se](http://www.google.se) sökord: Mobilith SHC 007pds/
- [22] *Autodesk hjälpsida* Hämtad 20 maj 2013 från:  
[http://wikihelp.autodesk.com/Inventor/enu/2013/Help/1310-Autodesk1310/1994-Engineer1994/2167-Transmis2167/2208-Worm\\_Gea2208/2217-Strength2217/2218-Strength2218](http://wikihelp.autodesk.com/Inventor/enu/2013/Help/1310-Autodesk1310/1994-Engineer1994/2167-Transmis2167/2208-Worm_Gea2208/2217-Strength2217/2218-Strength2218)

## Bilagor

9. Databaserade resultat genom Inventor Professional  
Sida 1
10. Säkerhetsberäkning mot ytutmattningsbrott hos snäckhjul  
Sida 3
11. Säkerhetsberäkning mot slitage på snäckväxeln  
Sida 8
12. Effekt och varvtal från motor och primärväxel  
Sida 10
13. Beräkning av böjstyrkan av snäckhulets kuggar  
Sida 12
14. Termisk dimensioneringsberäkning  
Sida 13
15. Gantt-schema  
Sida 14
16. Sammanställning smörjfetter  
Sida 15



## Bilaga 1.

Verktyget Design accelerator calculations i Inventor professional har används för beräkning av säkerhet mot kuggbrott, gränsbelastning mot böjutmattning i kuggarna och gränsbelastning mot ytutmattning. För att genomföra dessa beräkningar har en snäckväxel konstruerats med indatat, pressvinkel, snäckhjulets kuggtal, antal ingångar, tangentiell modul, snäckskruvens längd och en diameter faktor se tabell 1.

**Tabell 1. Indata för konstruktion av snäckskruv och snäckhjul i design accelerator.**

Pressvinkel, $\alpha$	20°
Snäckhjulets kuggar	40
Antal ingångar	1
Tangentiell modul	3,15
Snäckskruvens längd	60 mm
Diameterfaktor	12
Bredden på snäckhjulet	25,8 mm

Efter att snäckskruv och snäckhjul konstrueras kan säkerhet och gränslaster beräknas med hjälp av indatat, snäckskruvens ingående effekt och varvtal, snäckväxelns verkningsgrad, snäckskruven och snäckhjulets material och önskad livslängd i timmar. Hållfasthets beräkningar i verktyget kan göras med två olika metoder CSN 01 4686, se figur 1, eller ANSI, se figur 2, beräkningar gjorda med ANSI tar bland annat hänsyn till den dynamiska kraften och snäckhjuls materialets böj- och kontaktstyrka. För den intresserade kan mer om information fås om metoderna på autodesks hjälpsida [22]. Beräkningarna är gjorda med indatat, Snäckskruvens ingående effekt 1,47 [kW], snäckskruvens varvtal 2610 [varv/min], verkningsgraden 0,76577, Livslängden 3600 [hr], snäckskruvens materialet härdat stål och snäckhjuls materialet fosfor brons.

Method of Strength Calculation  
CSN

Loads

Driving Part  Worm  Worm gear

Power P 1,5 ul \* 0,98 kW ▶ 1,126 kW ▶

Speed n 2610,00 rpm ▶ 65,25 rpm ▶

Torque T 5,378 N m ▶ 164,743 N m ▶

Efficiency  $\eta$  0,76577 ul ▶

Material Values

Worm  Hardened Steel ...

Worm gear  tin bronze CuSn10P1 ...

Bending Fatigue Limit  $\sigma_{Flim}$  120,0 MPa ▶

Contact Fatigue Limit  $\sigma_{Hlim}$  180,0 MPa ▶

Modulus of Elasticity E 206000 MPa ▶ 118000 MPa ▶

Poisson's Ratio  $\mu$  0,300 ul ▶ 0,310 ul ▶

Worm Material Coefficient  $k_{mat}$  1,000 ul ▶

Required Life  $L_h$  3600 hr ▶

Results	
$F_r$	953,777 N
$F_n$	2797,196 N
$v_k$	5,184 mps
Worm	
$F_t$	284,568 N
$F_a$	2614,966 N
Worm gear	
$F_t$	2614,966 N
$F_a$	284,568 N
$S_H$	1,038 ul
$S_F$	6,104 ul

Figur 1. Beräkning gjord med CSN metoden i Inventors verktyg design accelerator, de uträknade krafterna  $F_r$ ,  $F_n$ ,  $F_a$  och säkerheten mot kuggbrott  $S_f$  syns till höger i figuren.

Method of Strength Calculation  
Legacy ANSI

Loads

Driving Part  Worm  Worm gear

Power P 1,5 ul \* 0,98 kW ▶ 1,126 kW ▶

Speed n 2610 rpm ▶ 65,25 rpm ▶

Torque T 5,378 N m ▶ 164,743 N m ▶

Efficiency  $\eta$  0,76577 ul ▶

Material Values

Worm  Hardened Steel ...

Worm gear  tin bronze CuSn10P1 ...

Bending Fatigue Strength  $S_n$  180,0 MPa ▶

Contact Fatigue Strength  $K_w$  0,7 MPa ▶

Modulus of Elasticity E 206000 MPa ▶ 118000 MPa ▶

Poisson's Ratio  $\mu$  0,300 ul ▶ 0,310 ul ▶

Worm Material Coefficient  $k_{mat}$  1,000 ul ▶

Required Life  $L_h$  3600 hr ▶

Results	
$F_r$	953,777 N
$F_n$	2797,196 N
$v_k$	5,184 mps
Worm	
$F_t$	284,568 N
$F_a$	2614,966 N
Worm gear	
$F_t$	2614,966 N
$F_a$	284,568 N
$F_d$	3205,500 N
$F_w$	2299,305 N
$F_s$	5744,638 N

Figur 2. Beräkning gjord med ANSI metoden i Inventors verktyg design accelerator, den dynamiska kraften  $F_d$  gränslasten för ytutmattning  $F_w$  syns till höger i figuren.

## Bilaga 2

### Säkerhet mot ytutmattningsbrott hos snäckhjul

Den högsta tillåtna tangentiella kraften på snäckhjulets kuggar beräknas enligt,

$$F_{t2\_till} = 3,82K_vK_nS_{till}Zd_2^{0,8}m_x \cdot \frac{Z_LZ_MZ_R}{K_C},$$

där samtliga av de använda faktorerna berör snäckväxelns och snäckhjulets geometrier, smörjning samt drivning enligt tabell 1. Denna kommer jämföras med den beräknade rådande tangentiella kraften som utsätter snäckhjulet enligt,

$$F_{t2} \leq F_{t2\_till}.$$

Tabell 1. Tabell med sammanfattning och beskrivning av samtliga faktorer som används vid beräkning av ytutmattningsbrott på snäckhjulet

Nummer	Symbol	Enhet	Värde
1. Modul	$m_x$	mm	3,15
2. Moduldiameter	$d_2$	mm	135
3. Zon-faktor	Z	-	1,38
4. Glidhastighetsfaktor	$K_v$	-	0,425
5. Varvtalsfaktor	$K_n$	-	0,61
6. Smörjmedelfaktor	$Z_L$	-	1,0
7. Smörjningsfaktor	$Z_M$	-	1,0
8. Ytjämnhetsfaktor	$Z_R$	-	1,0
9. Kontaktfaktor	$K_C$	-	1,0
10. Tillåten spänningsfaktor	$S_{c\_till}$		1,05

Beskrivning av framtagning av faktorer A-H

(A) Z är en zonfaktor som beräknas beroende på snäckhjulets diameter [ $d_1$ , mm], snäckväxelns modul [m, mm] samt ingångar på snäckhjulet [ $z_1$ ]. Q är en diameterfaktor som beräknas enligt [15],

$$Q = \frac{d_1}{m} = \frac{38}{3,15} = 12$$

Med 1 ingång på snäckan,  $z_1 = 1$ , väljs baszonsfaktorn till 1,202 enligt tabell 2

Tabell 2. (A) Tabell över baszonsfaktorer. Då antalet ingångar på snäckskruven  $z_1=z_{woch}$  diameterfaktorn,  $Q$ , är kända väljs baszonsfaktorn i tabellen.

Table 17-28 Basic Zone Factors

$z_w \backslash Q$	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	11	12	13	14	17	20
1	1.052	1.065	1.084	1.107	1.128	1.137	1.143	1.160	1.202	1.260	1.318	1.402	1.508
2	1.055	1.099	1.144	1.183	1.214	1.223	1.231	1.250	1.280	1.320	1.360	1.447	1.575
3	0.989	1.109	1.209	1.260	1.305	1.333	1.350	1.365	1.393	1.422	1.442	1.532	1.674
4	0.981	1.098	1.204	1.301	1.380	1.428	1.460	1.490	1.515	1.545	1.570	1.666	1.798

Med följande formel beräknas zonfaktorn,  $Z$ ,

$$Z = \text{Baszonsfaktor} \cdot 1,15 = 1,202 \cdot 1,15 = 1,38$$

(B)  $K_v$  är en glidhastighetsfaktor som fås ur diagrammet i figur 1. Med snäckväxelns glidhastighet på 5,24 m/s bestäms  $K_v = 0,425$

17.5.5.C Sliding Speed Factor,  $K_v$

The sliding speed factor is obtainable from Figure 17-14, where the abscissa is the pitch line linear velocity.

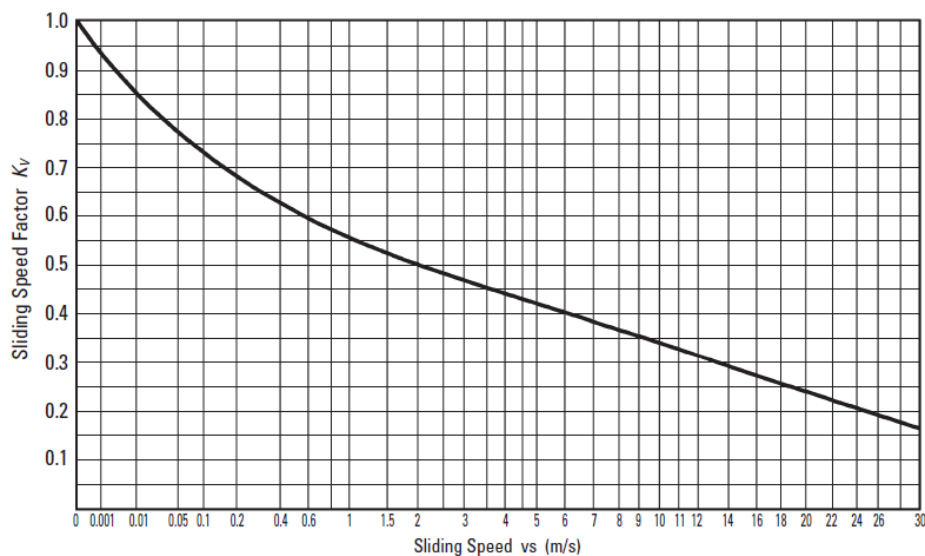
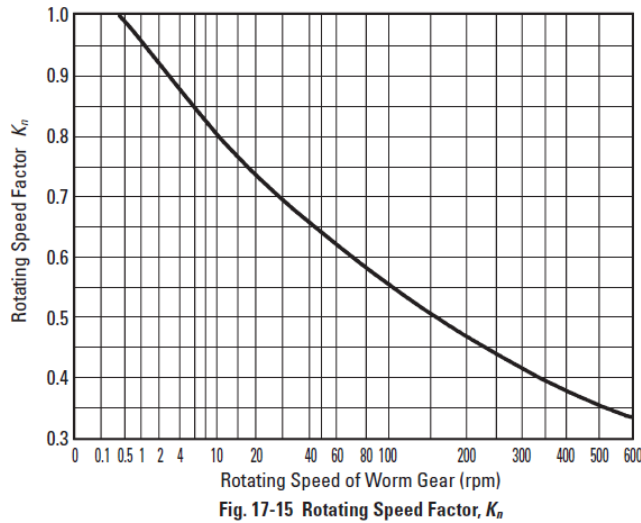


Fig. 17-14 Sliding Speed Factor,  $K_v$

Figur 1. (B) Diagram för val av glidhastighetsfaktorn. Då glidhastigheten är känd väljs ett värde på glidhastighetsfaktorn.

(C) Varvtalsfaktor  $K_n$  är en funktion av snäckhjulets varvtal. Med ett varvtal på snäckhjulet på 65,25 varv/min väljs varvtalsfaktorn  $K_n = 0,61$  enligt figur 2.



Figur 2. (C) Med varvtalet hos snäckhjulet känt väljs en varvtalsfaktor i diagrammet.

(D) Smörjmedelsfaktor,  $Z_L$ , sätts till 1 då fettets viskositet lämpar sig ändamålet. 1 väljs.

(E) Smörjmedelsfaktor,  $Z_M$ , beror på glidhastigheten i snäckväxeln. Med en glidhastighet på mindre än 10 m/s är  $Z_M=1$ , enligt tabell 3.

Tabell 3. (E) Med en glidhastighet hos snäckväxeln på mindre än 10 m/s väljs smörjmedelsfaktorn till 1 enligt tabell.

Table 17-30 Lubrication Factor,  $Z_M$

Sliding Speed (m/s)	Less than 10	10 to 14	More than 14
Oil Bath Lubrication	1.0	0.85	—
Forced Circulation Lubrication	1.0	1.0	1.0

(F)  $Z_R$  är en ytojämnhetsfaktor med motståndskraft mot gropbildning på kuggtändernas ytor. Då kunskap inom detta fenomen är bristande sätts detta till 1,0.

(G)  $K_C$  är en kontaktfaktor och beror på hur kuggkontakterna påverkas vid dramatisk belastning. Detta är svårt att identifiera men enligt riktlinjer vid en god kuggkontakt väljs denna faktor till 1,0, enligt tabell 4.

Tabell 4. Vid god kuggkontakt väljs kontaktfaktorn till 1,0 enligt tabell.

**Table 17-31 Classes of Tooth Contact and General Values of Contact Factor,  $K_C$**

Class	Proportion of Tooth Contact		$K_C$
	Tooth Width Direction	Tooth Height Direction	
A	More than 50% of Effective Width of Tooth	More than 40% of Effective Height of Tooth	1.0
B	More than 35% of Effective Width of Tooth	More than 30% of Effective Height of Tooth	1.3 ... 1.4
C	More than 20% of Effective Width of Tooth	More than 20% of Effective Height of Tooth	1.5 ... 1.7

(H) Tillåten spänningsfaktor  $S_{c\_till}$  väljs i en tabell beroende på materialen i snäckskruv och snäckhjul. Med ett material på snäckhjulet av fosfor brons och en snäckskruv med stållegering HB 400 ger ett värde på 1,05, enligt tabell 5

Tabell 5. (H) Tillåten spänningsfaktor väljs beroende på materialen i snäckskruv och snäckhjul.

**Table 17-34 Allowable Stress Factor for Surface Strength,  $S_{c\_lim}$**

Material of Worm Gear	Material of Worm	$S_{c\_lim}$	Sliding Speed Limit before Scoring (m/s)*
Phosphor Bronze Centrifugal Casting	Alloy Steel Carburized & Quenched	1.55	30
	Alloy Steel HB 400	1.34	20
	Alloy Steel HB 250	1.12	10
Phosphor Bronze Chilled Casting	Alloy Steel Carburized & Quenched	1.27	30
	Alloy Steel HB 400	1.05	20
	Alloy Steel HB 250	0.88	10
Phosphor Bronze Sand Molding or Forging	Alloy Steel Carburized & Quenched	1.05	30
	Alloy Steel HB 400	0.84	20
	Alloy Steel HB 250	0.70	10
Aluminum Bronze	Alloy Steel Carburized & Quenched	0.84	20
	Alloy Steel HB 400	0.67	15
	Alloy Steel HB 250	0.56	10
Brass	Alloy Steel HB 400	0.49	8
	Alloy Steel HB 250	0.42	5
Ductile Cast Iron	Ductile Cast Iron but with a higher hardness than the worm gear	0.70	5
Cast Iron (Perlitic)	Phosphor Bronze Casting and Forging	0.63	2.5
	Cast Iron but with a higher hardness than the worm gear	0.42	2.5

Med alla faktorer insatta i formeln ges följande värde på  $F_{t2\_till}$

$$F_{t2\_till} = 3,82K_vK_nS_{till}Zd_2^{0,8}m_x \cdot \frac{Z_LZ_MZ_R}{K_C}$$

$$= 3,82 \cdot 0,425 \cdot 0,61 \cdot 1,05 \cdot 1,38 \cdot 135^{0,8} \cdot 3,15 \cdot \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1} = 228,78 \text{ kgf}$$

Enheten är kilogramkraft och omvandlas till newton genom att multiplicera med 9,8

$$228,78 \text{ kgf} \cdot 9,8 = 2242 \text{ N}$$

$$F_{t2} \leq F_{t2\_till}$$

$$2440 \text{ N} \leq 2242 \text{ N}$$

Säkerheten beräknas till 0,9

## Bilaga 3

### Säkerhet mot slitage på snäckväxeln

Säkerheten mot slitage i en snäckväxel beräknas enligt,

$$10^4 \frac{1,36P}{a^2} \leq q_1 q_2 q_3 q_4$$

där P är den tillförda effekten [kW], a är referensavståndet mellan snäck- och hjulaxeln [mm]. I formeln finns fyra faktorer där  $q_1$  är en kylningsfaktor,  $q_2$  en utväxlingsfaktor,  $q_3$  är en materialkonstant och  $q_4$  är en konstruktionsfaktor [12].

Referensaxelavståndet a beräknas

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{38,2 + 134,9}{2} = 86,55 \text{ mm}$$

Kylfaktorn,  $q_1$ , beräknas med följande formel,

$$q_1 = \left(1 + \frac{y}{1 + y}\right) \left(\frac{100}{D_E} + y\right)$$

där  $D_E$  är användningsgraden i procent per timme. Den genomsnittliga användningen på 5000 sekunder per dygn, vilken är användningsgraden för de sotblåsare, skulle medföra ett  $D_E$ -värde på 5,9.  $y$  är en faktor som är beroende på om snäckväxeln kyls med en fläkt. Med utebliven kylning beräknas  $y$  enligt,

$$y = 1,4 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{1000}\right)^2},$$

där  $n_1$  är varvtalet hos snäckskruven och beräknas till

$$y = 1,4 \sqrt[3]{\left(\frac{2610}{1000}\right)^2} = 2,647$$

Kylfaktorn beräknas till

$$q_1 = \left(1 + \frac{2,647}{1 + 2,647}\right) \left(\frac{100}{5,9} + 2,647\right) = 33,8$$

Tabell 1. Utväxlingsfaktorn  $q_2$ , Beroende på utväxlingsförhållandet u mellan hjul och skruv.

u	5	7,5	10	20	30	40	50	60
$q_2$	1,16	1,10	1,00	0,68	0,52	0,41	0,32	0,28



**Tabell 2. Materialkonstant  $q_3$ , bestäms beroende på förhållandet mellan material på snäcka och skruv.**

Material		$q_3$
Snäckskruv	Snäckhjul	
Stål, härdat och slipat	Cu-Sn-brons	1,00
	Al-legering	0,87
	Gjutjärn	0,80
Stål, seghärdat (ej slipat)	Cu-Sn-brons	0,67
	Al-legering	0,58
	Gjutjärn	0,55
Gjutjärn (ej slipat)	Cu-Sn-brons	0,87
	Gjutjärn	0,8

**Tabell 3. Konstruktionsfaktor  $q_4$  för olika förhållanden mellan snäcka och hjul.**

1	För underliggande snäcka i oljebad
0,8	För hjulet (ej snäckan) i oljebad
<1	För sprutsmörjning

Utväxlingsfaktorn,  $q_2$ , materialkonstanten,  $q_3$ , samt konstruktionsfaktorn,  $q_4$ , väljs ur tabellerna ovan till

$$q_2 = 0,41$$

$$q_3 = 1$$

$$q_4 = 0,8$$

Säkerheten mot slitage av snäckväxeln beräknas enligt,

$$10^4 \cdot \frac{1,36 \cdot 1,5}{86,55^2} \leq 33,8 \cdot 0,41 \cdot 1 \cdot 0,8$$

$$2,72 \leq 11,08$$

Säkerhet mot slitage på snäckväxeln beräknas till 4,1

## Bilaga 4

### Effekt och varvtal från motor och primärväxel

Varvtalet är vid en motorfrekvens på 50 Hz är 1420 varv/min. Med hjälp av en frekvensomriktare ökas motorfrekvensen till 70 Hz, vilket ger en varvtalsökning på 40 procent. Det nya varvtalet,  $n_{reell}$  [varv/minut], efter frekvensökning är varvtalet 1988 varv/min.

$$\text{Motor}_{\text{frekvens\_ökning}} = \frac{\text{Motor}_{\text{ökad\_f}}}{\text{Motor}_{\text{rådande\_f}}} = \frac{70}{50} = 1,4$$

$$n_{reell} = n_{nominell} \cdot \text{Motor}_{\text{frekvens\_ökning}} = 1420 \cdot 1,4 = 1988 \text{ varv/minut}$$

En primärväxel är placerad mellan motorn och snäckväxeln. Med primärväxels utväxling och verkningsgrad räknas en ny effekt och varvtal ut och är den som leds till snäckväxeln. Utväxlingen i primärväxeln,  $u$  [enhetslös], beräknas där  $z_{in}$  är första drevets kuggantal och  $z_{ut}$  är det andra drevets kuggantal antalet hos primärväxeln.

$$u_{\text{primär}} = \frac{z_{in}}{z_{ut}} = \frac{42}{32} = 1,3125$$

Det varvtal,  $n$  [varv/minut], som leds ut från primärväxeln till snäckväxeln beräknas. Motorvarvtalet multipliceras med utväxlingen som råder i primärväxeln.

$$n_1 = n_{reell} \cdot u_{\text{primär}} = 1988 \text{ varv/minut} \cdot 1,3125 = 2610 \text{ varv/min}$$

Effekten i snäckväxeln,  $P_1$  [kW] beräknas genom att motoreffekten reduceras med primärväxels verkningsgrad enligt,

$$P_1 = P \cdot \eta_{\text{primär}} = 1,5 \text{ kW} \cdot 0,98 = 1,47 \text{ kW}$$

Den effekt som når snäckhjulet,  $P_2$ , är reducerad med snäckskruvens verkningsgrad. Effekten i snäckhjulet beräknas enligt,

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 = 1,47 \cdot 0,766 = 1,126 \text{ kW}$$

Snäckväxels utväxling är 1:40, vilket ger snäckhjulet ett varvtal enligt,

$$n_2 = \frac{n_1}{40} = \frac{2610}{40} = 65,25 \text{ varv/min}$$

## Bilaga 5

### Beräkning av böjstyrkan snäckhjulets kuggar

Beräkningar gällande böjstyrka i en snäckväxel utförs på snäckhjulet då snäckskruven bedöms starkare. Beräkningarna utförs enligt formlerna för cylindriska hjul, men hänsyn tas till snäckhjulets kuggars välvda form som har en större böjhållfasthet [8]. Formeln för beräkning av böjhållfasthet hos ett snäckhjul beskrivs enligt formeln,

$$\sigma_F = \frac{KF_{t2}Y_{F2} \cos \gamma}{1,3m^2(q + 2x)} ,$$

där  $\sigma_F$  är börspänningen av kuggen [MPa],  $F_{t2}$  är den tangentiella kraften som verkar på snäckhjulet [N],  $K$  är en belastningsfaktor som beräknas enligt,

$$K = \frac{F_n(\cos \alpha \cos \gamma)}{F_{t2}} = \frac{2596(\cos 20^\circ \cos 4,71^\circ)}{2440} = 0,99,$$

där  $F_n$  är normalkraften som verkar på snäckhjulet [N],  $\alpha$  är pressvinkeln [grader],  $\gamma$  är stigningsvinkeln [grader] och  $F_{t2}$  är den tangentiella krafter som verkar på snäckhjulet [N].  $Y_{F2}$  i ekvation x är snäckhjulets formfaktor som väljs beroende på ett tandantal  $z_{v2}$  som beräknas enligt formel,

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 4,71^\circ} = 40,4,$$

Ger  $Y_{F2} = 1,55$  enligt tabell (springer 387)

där  $z_2$  är kuggantalet hos snäckhjulet och  $\gamma$  är stigningsvinkeln hos snäckväxeln [grader]. Då snäckan antas vara styv beräknas  $q = 0,25z_2$  och  $x = 0$ .  $m$  är en parameter beräknas enligt,

$$m = \frac{2a}{z_2 + q + 2x} = \frac{2 \cdot 86,5}{40,4 + 10 + 0} = 3,43$$

$$\sigma_F = \frac{KF_{t2}Y_{F2} \cos \gamma}{1,3m^2(q + 2x)} = \frac{0,99 \cdot 2440 \cdot 1,55 \cos 4,71^\circ}{1,3 \cdot 3,43^2(10 + 0)} = 24 \text{ MPa}$$

Denna spänning ställs mot den tillåtna böjspänningen på snäckhjulets kuggar. För ett snäckhjul med en fosfor brons legering är  $\sigma_{Ftill} = 120 \text{ MPa}$

$$\begin{aligned} \sigma_F &\leq \sigma_{Ftill} \\ 24 \text{ MPa} &\leq 120 \text{ MPa} \end{aligned}$$

## Bilaga 6

### Termisk dimensionering

På grund av snäckväxlars låga verkningsgrad uppstår ofta en hög värmeutveckling vid drift. Smörjfettet värms då upp och när fettet överstiger dess tillåtna högsta temperatur tappar det sina smörjande egenskaper och blir odugligt. Då detta sker riskerar kuggarna att driva med direktkontakt och kan vidhäftas i varandra [8].

Den del av effekten som går förlorad och omvandlas till värme på grund av friktion i lager, stundvis tandkontakt samt att fettet rörs om i växeln beräknas enligt,

$$P_s = (1 - \eta)P_1 = (1 - 0,766) \cdot 1,47 = 0,344 \text{ kW}$$

Där  $\eta$  är verkningsgraden i snäckväxeln och  $P_1$  är effekten hos snäckskruven [kW]. Genom denna värmeutveckling värms fettet, snäckväxeln och väggarna runt snäckväxeln upp för att värmen sedan exporteras ut i den yttre miljön.

För att göra en termisk dimensionering av kuggväxeln bör en värmebalans råda.

Den värme som genereras ska vara densamma eller mindre än den värme som leds bort till den omgivande miljön. Den värme som genereras per sekund beräknas enligt följande formel,

$$Q_{fr} = 10^3(1 - \eta)P_1,$$

Där  $Q_{fr}$  är den värmemängd som bildas i snäckväxeln [W],  $\eta$  är verkningsgraden i snäckväxeln och  $P_1$  är effekten hos snäckskruven [kW]. Den värme som leds ut i den omgivande miljön per sekund beräknas enligt följande formel,

$$P_1 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta}$$

Där  $P_1$  är den effekten som går igenom snäckväxel [kW],  $M_2$  är momentet hos snäckhjulet [Nm],  $n_2$  är snäckhjulets varvtal [varv/min] och  $\eta$  är snäckväxelns verkningsgrad. Den värme som leds bort ut i den omgivande miljön per sekund kan beräknas enligt följande formel,

$$Q_{sn} = K_t(t_{oi} - t_0)A(1 + \psi)$$

Där  $Q_{sn}$  är den värmemängd som avgår [W],  $A$  är ytan runt om snäckväxeln [ $m^2$ ] och kan beräknas ungefärligt med hjälp av axelavståndet,  $a$  [m], mellan snäckskruv och snäckhjul enligt,

$$A = 12a^{1.71}$$

$\Psi$  är en koefficient som beror på den värmefrånstötande förmågan mellan snäckväxelns omslutande låda och dess fastanordning. När snäckväxeln är

monterad i metall-plåt eller ram så ligger värmefrånstötningkoefficienten mellan 0 och 0.3 beroende på kopplingen mellan ram och växel.  $t_0$  är temperaturen i luften runt om snäckväxeln (vanligtvis runt  $25^\circ\text{C}$ ),  $t_{oi}$  är temperaturen på oljan/fettet inuti växellådan [ $^\circ\text{C}$ ].  $K_t$  är en värmeöverföringsfaktor beroende på hur mycket värme som överförs per sekund från den yttre ytan med en area på  $1\text{ m}^2$  med en temperatursdifferens mellan yta och luft på  $1^\circ\text{C}$ . Storleken av värmeöverföringsfaktorn beror på lådans materiale och hur bra luftcirkulation som råder runt lådan. I en låda av självkylt gjutjärn, kan  $K_t$  antas vara 12-18  $\text{W}/(\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$ . Högre värden på värmeöverföringsfaktorn kan användas om det råder god luftcirkulation, intensiv fett omrörning och yttre ytor som är rena lite ojämnheter [1]. För att uppfylla kravet om värmebalans sätts,

$$Q_{fr} = Q_{sn},$$

vilket ger enligt ekvation (27) och (28),

$$10^3(1 - \eta)P_1 = K_t(t_{oi} - t_0)A(1 + \psi)$$

löses ut och beskriver temperaturen på oljan när växeln körs oavbrutet och utan extra kylning,

$$t_{oi} = t_0 + \frac{10^3(1 - \eta)P_1}{K_tA(1 + \psi)} = 25^\circ\text{C} + \frac{10^3(1 - 0,76577)1,47}{12 \cdot 0,183(1 + 0)} = 181^\circ\text{C}$$

Denna temperatur  $t_{oi}$  [ $^\circ\text{C}$ ] måste vara lägre än den högst tillåtna drifttemperaturen hos fettet,  $[t]_{oi}$  [ $^\circ\text{C}$ ].

$$181^\circ\text{C} \leq 180^\circ\text{C}$$

Fall två. Verkningsgraden 0,35.

$$P_s = 0,96$$

Med verkningsgraden 0,35 beräknas den i snäckväxeln genererade temperaturen till

$$t_{oi} = t_0 + \frac{10^3(1 - \eta)P_1}{K_tA(1 + \psi)} = 25^\circ\text{C} + \frac{10^3(1 - 0,35)1,47}{12 \cdot 0,183(1 + 0)} = 460^\circ\text{C}$$

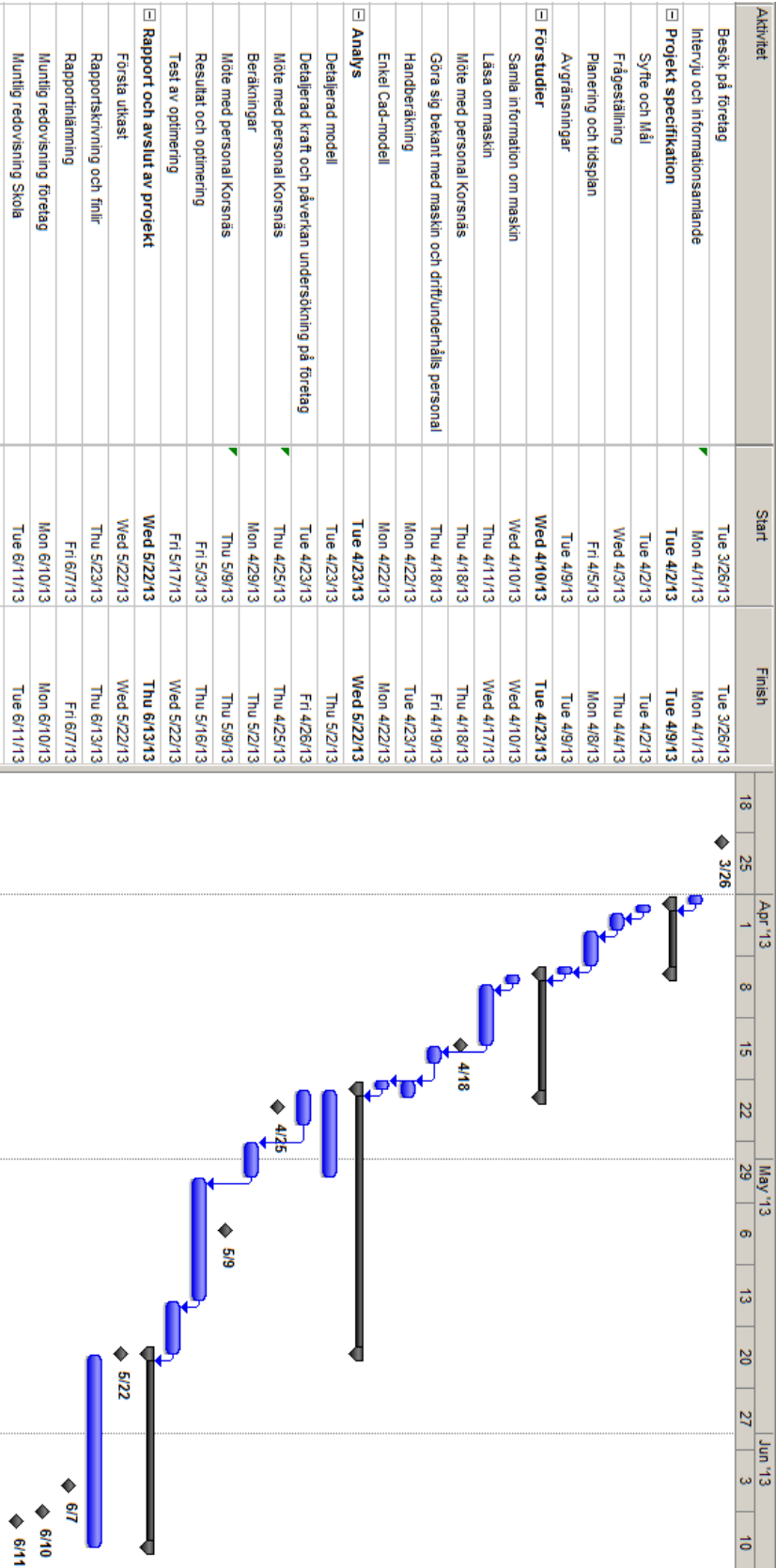
Vilket ger,

$$460^\circ\text{C} \leq 180^\circ\text{C}$$

Där 180 grader är den högsta tillåtna drifttemperaturen för smörjfettet.

# Bilaga 7

## Gantt-schema



## Bilaga 8

### Sammanställning smörjfetter

En sammanställning av två olika smörjfetter, se tabell 1, visar att Mobilith SHC 007 är mer lämpligt för sotapparaterna då det har en högre högsta rekommenderad drifttemperatur. Det har också en mer flytande konsistens vilket gör det lämpligare för kuggdrift då det enklare rinner in mellan kuggarna.

Tabell 1. Produktjämförelse mellan dagslägets använda smörjfett, Total Ceran PM, och ett nyligen rekommenderat, Mobilith SHC 007.

Produktegenskaper		
Jämförelse fetter		
	Total Ceran PM [20]	Mobilith SHC 007 [21]
NLGI-klass	1-2	00
Förtjockningsmedel	Kalciumsulfatkomplex	Lithium
Konsistens	Halvfast-fast	Halvflytande
Rekommenderad drifttemperatur	-25 till 180 °C	-50 till 200 °C
Viskositet (basolja) 40C	ISO VG 325	ISO VG 460
Droppunkt	300 °C	250 °C
Färg	Ljusbrun	Röd
Produktbeskrivning	Hög temperaturstabilitet samt tåligt för höga belastningar. Fettet är vattenresistent och korrosionsbeständigt. Då fettet kyls återtar det sin fasta konsistens.	Tål högt tryck, hög temperaturstabilitet och har goda korrosionhämmande egenskaper. Tåligt mot vatten. Används vid medium eller låg hastighet av växellådor för industriellt bruk med fyllt växelhus. Används där hög temperatur råder och där läckage är oönskvärt.