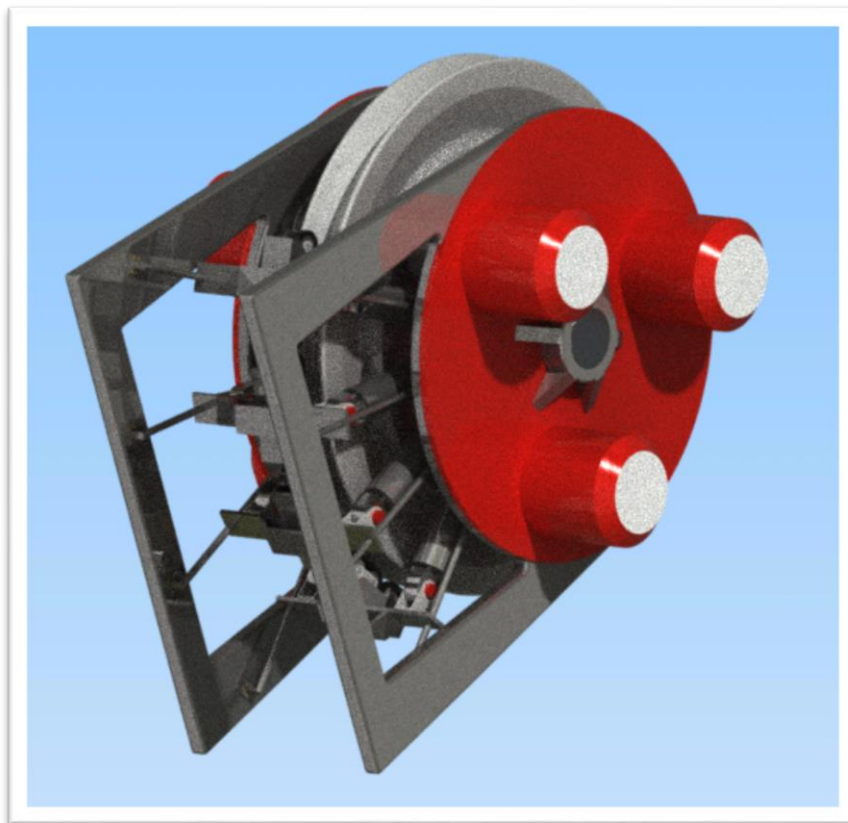


CHALMERS



Vajerspännare

Wire Tensioner

*Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom
Maskiningenjörsprogrammet*

Tobias Henrysson

Alexander Kurtsson

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik

Avdelningen för Avancerad oförstörande provning / Högspänningsteknik

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sweden, 2013

Examinator: Gert Persson Examensarbete No. 97/2013

Förord

Följande rapport är resultatet av ett examensarbete (15hp) vid Maskiningenjörsprogrammet (180hp) på Chalmers Tekniska Högskola i Göteborg. Arbetet har bedrivits i samarbete med Xact Consultance i Göteborg och NOV (National Oilwell Varco) i Kristiansand, Norge.

”Vi vill börja med att tacka Xact Consultance och samtliga på göteborgskontoret för ett trevligt bemötande, vi vill också tacka för de goda förutsättningar som gavs, både genom stöd på plats men också genom sponsring av resor och hotellnätter. Ett extra stort tack vill vi ge till Jörgen Rygaard, David Olsson och Thomas Marberg på Xact Consultance för trevliga möten och strålande handledning, utan er hjälp hade projektet inte varit genomförbart.

Ett stort tack ska även Yngvar Boroy på NOV i Kristiansand ha, för sitt stöd genom projektet och för trevliga möten.

Vi vill även tacka Gert Persson och Kjell Melkersson vid Chalmers Tekniska Högskola för ett gott bemötande och bra vägledning genom hela projektet.”

Göteborg || Maj 2013

Alexander Kurtsson & Tobias Henrysson || Chalmers Tekniska Högskola

Sammanfattning

National Oilwell Varco (NOV) är ett företag som tillverkar och levererar utrustning för båtar och oljeplattformar inom oljeindustrin. Som ett led i att effektivisera och kostnadsminimera processen vid oljeborring så måste ett fenomen som kallas wire-slipping undvikas. Wire-slipping är ett fenomen som uppstår då vajern inte är tillräckligt hårt packad runt vinschtrumman, detta beror på att vinschen inte känner av tillräckligt motstånd vid upptagning av vajern och misslyckas därför att generera erforderligt tryck mellan vajerlagren på vinschtrumman. Detta kan nästa gång vajern körs ut leda till wire-slipping vilket likväl kan beskrivas som glidning mellan vajerlagren.

På sin väg in mot vinschen passerar vajern en vaderskiva där den ligger an med 90° anliggningsvinkel. Genom att ansätta ett tryck utifrån på vajern som klämmer den hårt runt vaderskivan kan vaderskivan i sig bromsas vilket medför att vinschen får dra med en större kraft och därmed kan wire-slipping undvikas då vajern blir hårt packad runt vinschtrumman.

Arbetet har gjorts för National Oilwell Varco i Kristiansand, Norge, men utförts hos ett konsultbolag, Xact Consultance i Göteborg, Sverige.

Rapporten omfattar framtagning av en teknisk lösning för att lösa det tidigare beskrivna problemet. I rapporten redovisas en 3D-modell av framtaget koncept med tillhörande uttryck som möjliggör klämning av vajern och bromsning av vaderskivan.

Summary

National Oilwell Varco (NOV) is a company that manufactures and supplies equipment for ship and oil rigs in the oil industry. As part of the efficiency and cost-minimizing process of oil drilling, a phenomenon known as wire slipping needs to be avoided. Wire slipping is a phenomenon that occurs when the wire is not sufficiently packed around the winch drum, this is because the winch does not sense enough resistance for the winding of the wire and therefore fail to generate the necessary pressure between the cable layers round the winch drum. This may the next time the cable runs out lead to wire-slipping, which can be described as sliding between wire layers.

The report covers the development of a technical solution to solve the problem described above. The report presents a 3D model of the developed concept and associated estimates of the concept's basic function.

The work has been done for National Oilwell Varco in Kristiansand, Norway, but performed at, Xact Consultance office in Gothenburg, Sweden.

Innehållsförteckning

Beteckningar och termer.....	1
1. Inledning.....	2
1.1 Bakgrund	2
1.2 Om NOV.....	2
1.3 Syfte.....	3
1.4 Avgränsningar.....	3
1.5 Precisering av Frågeställningen	3
2. Metod	4
2.1 Bakgrund och informationssökning.....	4
2.2 Konceptgenerering och konceptutvärdering	4
2.3 Konstruktion, beräkning och dimensionering	5
2.4 Modellering	5
3. Vajer	6
3.1 Vajerns historia och dagens material	6
3.1.1 Tillverkningshistoria	6
3.1.2 Material	7
3.2 Vajern och dess komponenter	7
3.2.1 Vajerns olika lager	7
3.2.2 Lindningar	9
3.2.3 Non-Rotating Wire	9
3.2.4 Vajerns kärna.....	10
3.2.5 Smörjning	11
3.3 Vajerns betydelse för vårt problem och vajerns begränsningar	11
4. Konceptgenerering & konceptutvärdering	12
4.1 Bakgrund och informationssökning.....	12
4.2 Konceptgenerering.....	13
4.3 Konceptutvärdering.....	13
5. Beräkning & Dimensionering.....	15
5.1 Vajerns begränsningar.....	15
5.2 Beräkning av ansättningsstrycket	15
5.3 Beräkning av cylindrarnas ansättningskraft	17
5.4 Beräkning av bromsmoment	18
6. Modellering och visualisering.....	21
6.1 Modellens ingående delar	21
6.1.1 Vajerskiva, Axel och Lager	21

6.2 Kuggkrans, Motor och Växellåda.....	23
6.3 Cylindrar, Ledstänger och Överliggare	25
6.4 Solidmodell.....	27
7. Slutsats	29
Referenser	31

Beteckningar och termer

- Duktilitet: Ett materials förmåga att utsättas för plastisk deformation utan spricktillväxt.
- Wire-Slipping: Uppstår då en vajer lagrad på en vinchtrumma inte är tillräckligt hårt packad runt densamma. När vajern belastas kan glidning uppstå mellan vajerlagren vilket kan leda till förödande konsekvenser. Det är denna glidning som kallas för wire-slipping.
- Back tension: Används i rapporten som ett uttryck för den kraft som är avsedd att fungera som motstånd för vinschen vid upptagning av vajer.
- Radiellt tryck: Det vinkelräta trycket mot vajerns längdutsträckning. Kan ses som klämmning av vajern.
- Radielli: Italiensk vajertillverkare och underleverantör till NOV
- Bridon: Amerikansk vajertillverkare och underleverantör till NOV
- Autodesk Inventor Professional: 3D-modellerings program. Används för all typ av virtuell visualisering.

1. Inledning

Den inledande delen av rapporten omfattar bakgrunden och syftet med arbetet samt vilka avgränsningar som har gjorts. I kapitlet presenteras även frågeställningen.

1.1 Bakgrund

Xact Consultance har på uppdrag av NOV (National Oilwell Varco) fått sig tilldelade ett problem, där undersökning och framtagning av en produkt gentemot oljeindustrin står i fokus.

Vid arbete till havs i samband med oljeborrning behövs det många gånger sänkas ner stora konstruktioner och fundament till havsbotten. Denna nedsänkning utförs i vårt specifika fall av en vinsch med vajer på 128 mm i diameter, med kapacitet att lyfta 380 ton och operera på djup ner till 3000 meter. När vajern vinschas upp, räcker till en början dess egentyngd för att packa vajern med tillräckligt tryck kring vinschtrumman. Problemet uppstår då det återstår 500 meter vajer att hissa upp, detta då erforderlig last för att packa vajern inte uppnås. Vid nästa nedsänkning av material till botten föreligger det därför risk för att vajern kommer att slira vilket kan medföra att lasten riskerar falla okontrollerat en sträcka. Konsekvenserna av wire-slipping kan bli förödande då det rör sig om stora krafter och med det laster på flera hundra ton.

Om problemet med wire-slipping kan motverkas kommer stora besparingar att göras, detta då kostnaderna för de fartyg som idag används vid oljeborrning är mycket stora. Enda sättet att idag försäkra sig om att hela vajern ligger tillräckligt hårt spänd runt vinschtrumman är att fästa en vikt i vajern och sedan köra ut hela vajern. Denna spolning kan endast göras på ett ställe i nordsjön där djupet är tillräckligt, vilket innebär långa resor, omfattande arbete och med det stora kostnader.

1.2 Om NOV

Sedan 1841 har National Oilwell Varco (NOV) ägnat sig åt att tillverka konstruktioner som t.ex. kranar, vinschar och borrhutrustning för olja- och gasindustrin. Idag består NOV av över 800 globala tillverkning, försäljning och service enheter. National Oilwell Varco står för kundfokuserade lösningar som på ett bra sätt motsvarar den kvalitet, produktivitet och miljökrav energibranschen ställer idag. National Oilwell Varco är världsledande i att tillhandahålla stora mekaniska komponenter för mark-och offshore riggar. NOV är kända för sin goda kvalité.

1.3 Syfte

Uppdraget omfattar undersökning och framtagning av en prototyp för att kunna utsätta en vinschvajer för last trots det att ingen tyngd för närvarande belastar vajern. Belastningen ska läggas på efter det att vajerns egentynghet blir för liten för att kunna spänna vajern tillräckligt kring vinschtrumman. Denna last behövs för att motverka wire slipping vid nästa tillfälle som vajern ska bära vikt.

Projektets resultat ska kunna användas som underlag för vidare produktutveckling och för att i ett senare skede användas för att ta fram en verklig produkt.

1.4 Avgränsningar

Projektet rör framtagning av en prototyp som löser det tidigare beskrivna problemet. Projektet ska inte omfatta för betungande beräkningar utan vara inriktat mot konstruktion och framtagande av lämplig teknisk lösning. Grundläggande beräkning kommer att göras vad gäller prototypens funktion.

1.5 Precisering av Frågeställningen

Nedan följer en precisering av de frågor rapporten avses ge svar på

- Hur stort tryck kan appliceras på vajern utan att den skadas?
- Hur kan vi bromsa vajern och hur skulle den konstruktionen se ut?
- Vilket kontakttryck kommer vajern utsättas för?

2. Metod

I kapitlet metod beskrivs de faser som projektet har innefattat och vilka metoder som har använts i faserna. I kapitlet beskrivs endast de metoder som har använts, de resultat som har genererats av metoderna redovisas sedan i de olika resultatkapitlen.

2.1 Bakgrund och informationssökning

I projektets inledande fas låg fokus på att generera en grundlig förståelse för uppdraget och de problem som kan uppstå i samband med att vajern utsätts för yttre krafter. För information rörande vajern var det nödvändigt att kontakta NOV's två största vajerleverantörer, *Redaelli* och *Bridon* då relevant information gällande hur stort radiellt tryck vajern maximalt klarar utan att deformeras saknades.

Genom kontakt med NOV erhöles data på de komponenter som var relevanta för projektet. Den mest relevanta informationen var den som rörde olika möjligheter för placering av konstruktionen, samt olika dimensioner på komponenter som berörde lösningen.

Det upprättades en produktspecifikation som innehöll krav och önskemål rörande funktionen på den konstruktion som projektet skulle generera. Produktspecifikationen är ett underlag för utvärdering av de koncept som ska genereras i konceptgenereringsfasen samt vid beslutsfattandet av vilket koncept som ska tas vidare för utveckling.

2.2 Konceptgenerering och konceptutvärdering

När en grundlig förståelse för uppdraget och de problem som uppstår när vajern utsätts för yttre krafter var uppnådd övergick projektet i konceptgenereringsfas. Koncepten genererades genom brainstorming.

I utvärderingsprocessen viktades önskemålen mot varandra i en viktbestämningsmatris. För att sedan kunna applicera dessa i en Kesselringsmatris ref.(7) använde vi en skala (1-5) för viktfaktorerna på respektive önskemål. Koncepten utvärderades sedan i Kesselrings kriterieviktsmatris där önskemålets viktfaktor kombinerades med konceptens förmåga att uppfylla önskemålen. Kesselrings kriterieviktsmatris genererade det mest lämpliga konceptet för vidareutveckling.

2.3 Konstruktion, beräkning och dimensionering

Beräkningen av de delar som berör konstruktionens funktion är gjorda enligt teorier som finns att erhålla i läroböckerna Maskinelement ref.(8) och Hållfasthetslära ref.(9).

2.4 Modellering

Konstruktionen modellerades i CAD-programmet *Autodesk Inventor Professional*.

Konstruktionens olika delar ritades upp i parter som sedan monterades i en assembly. En assembly är en sammansättning av parter till en större fil. Denna metod används för att kunna visualisera nya koncept i en virtuell miljö.

3. Vajer

I detta kapitel beskrivs vajern och dess komponenter. Detta då konstruktionens utformning till stor del bestäms utav vajerns funktion och konstruktionstekniska begränsningar.

I kapitlet har vajerns historia och hur vajern utvecklats över århundraden diskuterats. Vajerns ingående komponenter och olika typer av utförande på vajer samt olika lindningar, smörjning och vajerns betydelse för projektet i helhet lyfts fram.

I kapitlet finns även vajerkärnorna beskrivna enligt ISO-standard 17893 som är en standard som definierar speciella termer och klassifikations system för stålvajer. Tabell 3.1 visar på ett klassifikationssystem där vajerkärnornas förkortningar förklaras, något som underlättar vid val av vajer.

3.1 Vajerns historia och dagens material

För att förstå vad som sker i vajern vid axiell och radiell spänningsansättning för de olika vajer som vanligtvis används inom olja- och gasindustrin, är det viktigt att förstå vajerns sammansättning och ingående komponenter.

3.1.1 Tillverkningshistoria

Det finns dokumentation som påvisar att vajertillverkning ägt rum så långt bak som från 3000 f.kr. Det var Egypterna som då vävde samman strängar av guld, för att göra smycken ref.(1). Vajertillverkning nämns även i Homers Odyssén ”The songs of the harper” samt i gamla testamentet. Utvecklingen vad gäller vajer har sedan dess fortsatt kontinuerligt sen de första exemplaren tillverkades, men tar dock fart på riktigt under medeltiden. Det är också från den tiden de första dokumentationerna som tyder på att en kommersialisering av vajer som produkt börjat ske.

Under medeltiden började man för första gången använda smörjmedel för vajer. Men då enbart för själva tillverkningsmetoden; strängdragnig, som är en speciell typ av tillverkningsmetod där material dras genom en hålskiva för att ändra dess form och längd. Dessa tidiga smörjmedel utgjordes av djurfett och talg.

När den industriella revolutionen började, tog utvecklingen fart på allvar och mellan 1700 och 1800 talet introducerades många nyheter inom tillverkningsmetoder. Men också nya typer av vajer introducerades, vilket i sin tur ledde till bättre egenskaper hos vajern och därmed en vajerprodukt med fler användningsområden. Med nya och effektivare maskiner blev slutprodukterna billigare och det blev betydligt mer lönsamt att tillverka vajer. Detta i kombination med en växande efterfrågan inledde under 1900-talet ännu en period av stark utveckling och forskning inom vajerområdet.

Under 1900-talet var det också tillverkningsmetoder som stod i centrum. Men denna gång tillverkningsmetoder för att i samband med tillverkning även ändra materialets egenskaper t.ex. vid olika typer av värmebehandlingar. Nya maskiner för att tillverka vajer samt flera framsteg inom kontroll och processsystem för industriprocesser öppnade ytterligare marknader och förbättrade vajer egenskaperna ytterligare.

3.1.2 Material

Vajerns föregångare var repet, som till en början tillverkades av organiska material, ett exempel på ett sådant material är växten hampa vars fiberstruktur visade sig göra växten mycket lämplig att använda vid reptillverkning och har därför använts i stor utsträckning genom historien. Idag används uteslutande kolstål, men det förekommer även andra syntetiska material. Eftersom stålet är ganska tungt finns det stor förbättringspotential i att ta fram nya och lättare material.

En stålvtajer tillverkas vanligtvis av höghållfast olegerat kolstål. Där materialet ungefär består utav 0.4-0.95 % kol ref.(2) och har en atomstruktur som till största del består utav perlit, som är en blandning av cementit (Fe_3C) och ferrit. Kolstål innehåller endast små mängder av andra ämnen och det finns en speciell standard för stålet som används vid tillverkning av stålvtajer. Den kemiska sammansättningen får inte överstiga följande värden: Si 0.1–0.3%, Mn 0.5–0.8%, P och S <0.035%, Cr <0.15%, Ni <0.20%, Mo <0.05%, Cu <0.25% and Al <0.01% ref.(2). Draghållfastheten i stålet beror av mängden kol i materialet och gynnas av en hög koncentration kol. En högre koncentration av något av de andra ämnena minskar å andra sidan materialets duktilitet fast gynnar då egenskaper som t.ex. värmebeständigheten i materialet.

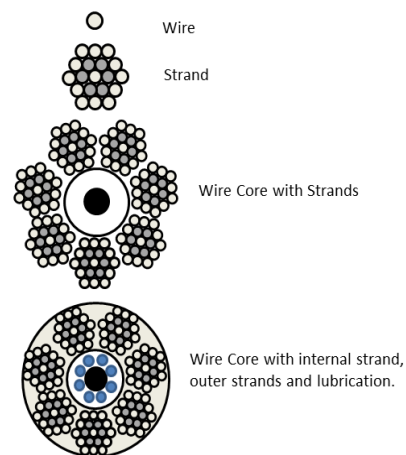
3.2 Vajern och dess komponenter

En stålvtajer består utav fler hundra mindre vtajerkomponenter som lindats samman till en och samma komponent, en strand.

3.2.1 Vajerns olika lager

En vtajer består utav fler lager, den är lindad på ett speciellt sätt och kan utstå enorma axiella krafter. Lindningen av vtajern är mycket viktig då det är en av de avgörande faktorerna för vilka egenskaper vtajern faktiskt får. En vtajer kan enligt figur 3.1 delas upp i följande delar.

- Wire-komponenter
- Strands
- Core/Kärnan
- Isoleringen

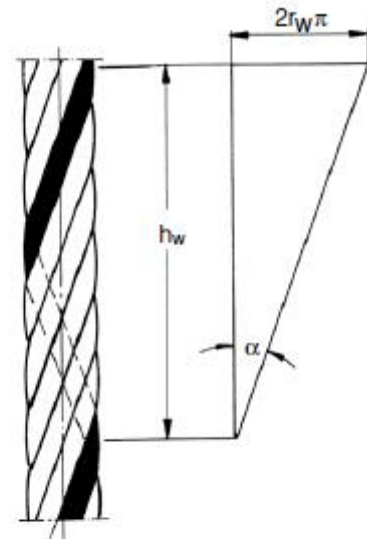


Figur 3.1 Vajerns olika lager

Wire-komponenterna är de minsta delarna i vajern, och en stor mängd av dessa komponenter utgör det som är vajern. De större komponenterna, strandsen är alltså sammanvävda wire-komponenter. En Strand är en mycket viktig del av vajern. Det finns flera olika typer av strands, men den absolut vanligaste typen är de runda strandsen; "round strands". De är de enklaste strandsen och ser ut enligt (Figur 4.2). För att räkna ut lindningsvinkeln α används följande formel. ref.(4)

$$\tan \alpha = \frac{2 * \pi * r_w}{h_w}$$

- vajerlängden h_w , längden på strandsen för att ta sig ett komplett varv runt vajerns yttre geometri.
- the lay angle α (lindningsvinkeln) och
- vajerns trådlinjradie r_w
- Där $2\pi r_w$ är vajerns medelomkrets.



Figur 3.2
Lindningsvinkeln α , med tillhörande variabler

Lindningsvinkeln är intressant då den utgör en viktig variabel i flertalet ekvationer som används för att räkna på vajerns egenskaper och kan vara bra att känna till för att öka förståelsen vid vidare läsning.

3.2.2 Lindningar

Det finns flera sätt att linda vajern för att den ska få önskade egenskaper, de vanligaste typen av lindningar är:

- Lay lenght, lay angle: Här är vajer-komponenterna lindade spiralfORMAT runt en centralvajer, lay-angle brukar beskrivas som det enklaste fallet av lindning i synnerhet om vajern består av ett litet antal strands.
- Cross lay strands: Här har inte vajern i de olika strand-lagrena samma längd. Därför korsar vajern till de olika lagrena varandra. Vanligtvis har alla strands samma lindningvinkel α . En stor nackdel med denna typ av lindning är det tryck som uppstår som en följd av att de kortare strandsen som löper genom vajern skapar en tryckökning strands mellan. Vilket i sin tur leder till slitage och utmattning av vajern. Därför används sällan denna typ av lindning.
- Parallel lay strands, här har alla strandsen samma längd och lagren är parallella.
- Compound lay strands, har minst tre lager vajer där minst ett lager är lagt i motsatt riktning till de andra lagren.
- Shaped lay strands: Strands som inte har ett cirkulärt tvärsnitt kallas för shaped strands. Strands med triangulära tvärsnitt används ofta i "non-rotating" vajer. Detta är en vajertyp som frekvent används inom olja och gasindustrin då föremål ofta sänks ner till så stora djup att yttre styrning i de flesta fall inte är möjlig.

3.2.3 Non-Rotating Wire

En non-rotating vajer är en vajer som är designad för att inte ta upp vridande krafter. En "non-rotating" vajer kan t.ex. vara aktuell att använda vid undervattenkonstruktion där djupen är så stora att yttre skydd mot rotation inte fungerar. Att en vajer kallas non-rotating är egentligen fel, då det är omöjligt att ta fram en vajer som inte roterar till viss grad. Vad man då istället har gjort är att ta fram en gräns för där vajern kan kallas för "non-rotating" denna gräns kan defineras som följande.

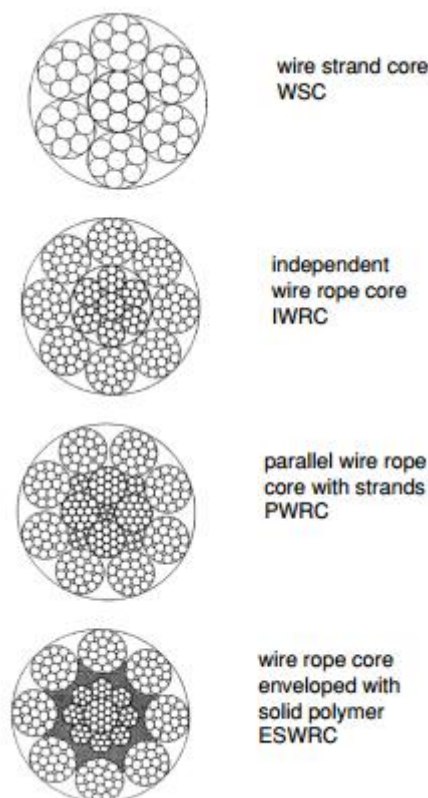
$$\frac{\theta}{L} \leq \frac{360^\circ}{(1000*d)}$$

Där θ är vajerns vridning, L är vajerns längd och d är vajerdiametern. Om förhållandet mellan vridning och vajerns längd är mindre eller lika med högerledet får vajern kallas för "non-rotating".

3.2.4 Vajerns kärna

Det finns flera olika typer av vajerkärnor, den vanligaste typen av kärna är den som utgörs av en vajer med cirkulärt tvärsnitt, där sedan strandlagren läggs spiralformat kring denna kärna. Olika material har olika egenskaper vilket gör att materialen i kärnan varierar mycket, ofta beroende av användningsområde. Då vajer vid användning deformeras och töjs kommer dess diameter i viss mån förändras. Om man inte tar hänsyn till förlängningen kan komplikationer uppstå bland annat med strandsen som riskerar att skadas på grund av höga kontakttryck dem emellan. Därför gäller det att alltid ha avståndet mellan strandsen i lindningen i åtanke då man konstruerar en vajer.

Nedan följer de vanligaste vajerkärnorna och deras förkortningar enligt ISO 17893.



Figur 3.3 Olika typer av vajerkärnor.
Ref.(3)

Fibre core	fibre core	FC
	natural fibre core	NFC
	synthetic fibre core	SFC
Steel core	steel core	WC
	wire strand core	WSC
	wire rope core	WRC
	independent wire rope core	IWRC
	independent wire rope core with compacted strands	IWRC(K)
	independent wire rope core covered with a polymer	EPIWRC
	wire rope core enveloped with fibres	EFWRC *
	wire rope core enveloped with solid polymer	ESWRC *
Steel core in parallel-closed rope	parallel steel core with strands	PWRC
	parallel wire rope core with compacted strands	PWRC(K)
Multi-strand rope (rotation-resistant)	fibre centre	FC
	wire strand centre	WSC
	compacted wire strand centre	KWSC

Tabell 3.1 Figuren beskriver de vanligast förekommande förkortningarna för vajerkärnor.
Ref.(4)

3.2.5 Smörjning

När man upprepade gånger böjer en vajer, rör sig de ingående delarna i vajern och kommer då i kontakt med varandra. Det händer också att relativrörelse uppstår mellan vajerlagren vilket i sin tur leder till minskad draghållfasthet för vajern. Man vill med andra ord se till att samtliga delar av vajern är smörjd för att få så liten friktion som möjligt mellan strandsen för att i sin tur motverka slitage och ytterligare dragspänning. Vajer är i de flesta fall belagd med två olika typer av smörjmedel där det ena syftar till att smörja medan det andra endast finns där för att motverka korrosion. Det korrosionsdämpande smörjmedlet läggs utanpå de yttersta strandsen medan det friktionshämmande finns inuti vajern.

Vad gäller vajerns uthållighet spelar smörjningen av vajern en viktig roll. Man har genomfört flera tester ref.(6) där en smord vajer jämfördes med en osmord. Resultatet blev att den osmorda vajern presterade betydligt sämre under testerna och slutsatsen blev att en osmord vajer bara uppnår cirka 75 % av den livstid som en smörd vajer gör.

3.3 Vajerns betydelse för vårt problem och vajerns begränsningar

Vajern har kommit att bli en central del i vårt arbete då det är den som faktiskt ska bromsas. Det visade sig dock vara både tidsödande och svårt att få fram teknisk information gällande vårt vajerproblem.

Problemet med att hitta information angående det maximala tryck en vajer kan utstå, grundade sig i att det inte var maximal axiell spänning som söktes utan radiell spänning. Detta blev ett problem då vi redan i ett tidigt skede hade insett att det skulle krävas ett stort tryck på vajern, för att kunna generera den back tension vi behövde.

Att veta vilket maximalt tryck som vajern kan utsättas för är som nämnt tidigare kritiskt för maskinens funktion men också för att kunna försäkra sig om att vajern inte skadas och med det ger den sämre egenskaper. En typisk skada på en vajer som har varit utsatt för stora radiella tryck är ett fenomen kallat "Bird Caging".

Bird caging är en typ av vajerskada som drastiskt minskar vajerns lyftkraft och gör den i de flesta fall obrukbar. Fenomenet uppstår då en inre strand skiljs åt från vajerns kärna och börjar dra sig ut från kärnan. Problemet uppstår främst vid stora axiella överlastar och kan t.ex. uppstå som en följd av wire-slipping då extrema reaktionskrafter på grund av fallet uppstår i vajern. Bird caging beror dock också många gånger av stora radiella tryck i kombination med stor axiell spänning. Bird caging ser ut enligt (Figur 3.4) och kallas bird caging då vajern oftast kan liknas vid en fågelbur när skadan har uppstått. Bird caging har kommit att bli den mest sannolika typen av haveri på vajern orsakad av vår konstruktion då vi avser att ansätta axiellt tryck i kombination med radiellt.



Figur 3.4 Visar en vajer som blivit utsatt för bird caging.

4. Konceptgenerering & konceptutvärdering

Kapitel 4 konceptgenerering & konceptutvärdering är indelad i de tre delfaserna: Bakgrund och informationssökning, konceptgenerering och konceptutvärdering. De olika delarna kommer här att beskrivas och deras resultat kommer att redovisas.

4.1 Bakgrund och informationssökning

Handledare Yngvar Boroy (Senior Manager, Winch, Crane & Winch) på NOV beskrev konstruktionsprojektet grundligt och gav de data som krävdes för att komma igång med projektet. Här togs även problem som kan uppstå då en vajer utsätts för yttre radiella krafter upp.

Projektet fortsatte med omfattande undersökningar om vajern och dess egenskaper. Den mest värdefulla informationen erhöles utav kontakten med de båda vajerleverantörerna *Redaelli* och *Bridon* i form av vajerdata. Centralt i undersökningen blev att erhålla det maximala radiella tryck som vajern tål innan den börjar ta skada. Då ingen av vajerleverantörerna kunde ge något konkret svar på detta, fick vi med hjälp av en formel som *Bridon* delgav (Bilaga 3, ekv 1) räkna ut ett värde för det maxtryck som vajern utsätts för och klarar av i redan fungerande konstruktioner där den inte deformeras. Maxtrycket beräknades enligt bilaga 3 till ungefär 30 [MPa] vid 3000 [m] vajer ute. Eftersom vajern i dagens process klarar detta kontaktryck, antogs detta vara ett bra referensvärde för det maximala kontaktryck som vajern kan utstå.

Under fasen bakgrund och informationssökning sattes en produktspecifikation med krav och önskemål upp.

Huvudfunktion:	Kunna skapa axiell spänning i en vajer genom att i någon form bromsa den.	
Kriterie beteckning	Kriterium	
Krav 1	Kunna generera tillräcklig back tension	
Krav 2	Genomförbar	
Önskemål A	Konstruktionsmässigt enkel	
Önskemål B	Stor friktionsyta	
Önskemål C	Lite underhåll	
Önskemål D	Skyddad mot väder och vind	
Önskemål E	Liten konstruktion, vid ev. utrymmesbrist	
Önskemål F	Små påfrestningar på vajern	
Önskemål G	Små påfrestningar på konstruktion	
Önskemål H	Liten erforderlig anslutningskraft	
Önskemål I	Anpassningsbar mot olika vajerdiametrar	
Önskemål J	Föreligger ej risk för slirning	

Tabell 4.1 Visar uppsatta krav och önskemål för koncepten.

Ovanstående krav och önskemål låg sedan till grund för den konceptutvärdering som redovisas i slutet av kapitlet.

4.2 Konceptgenerering

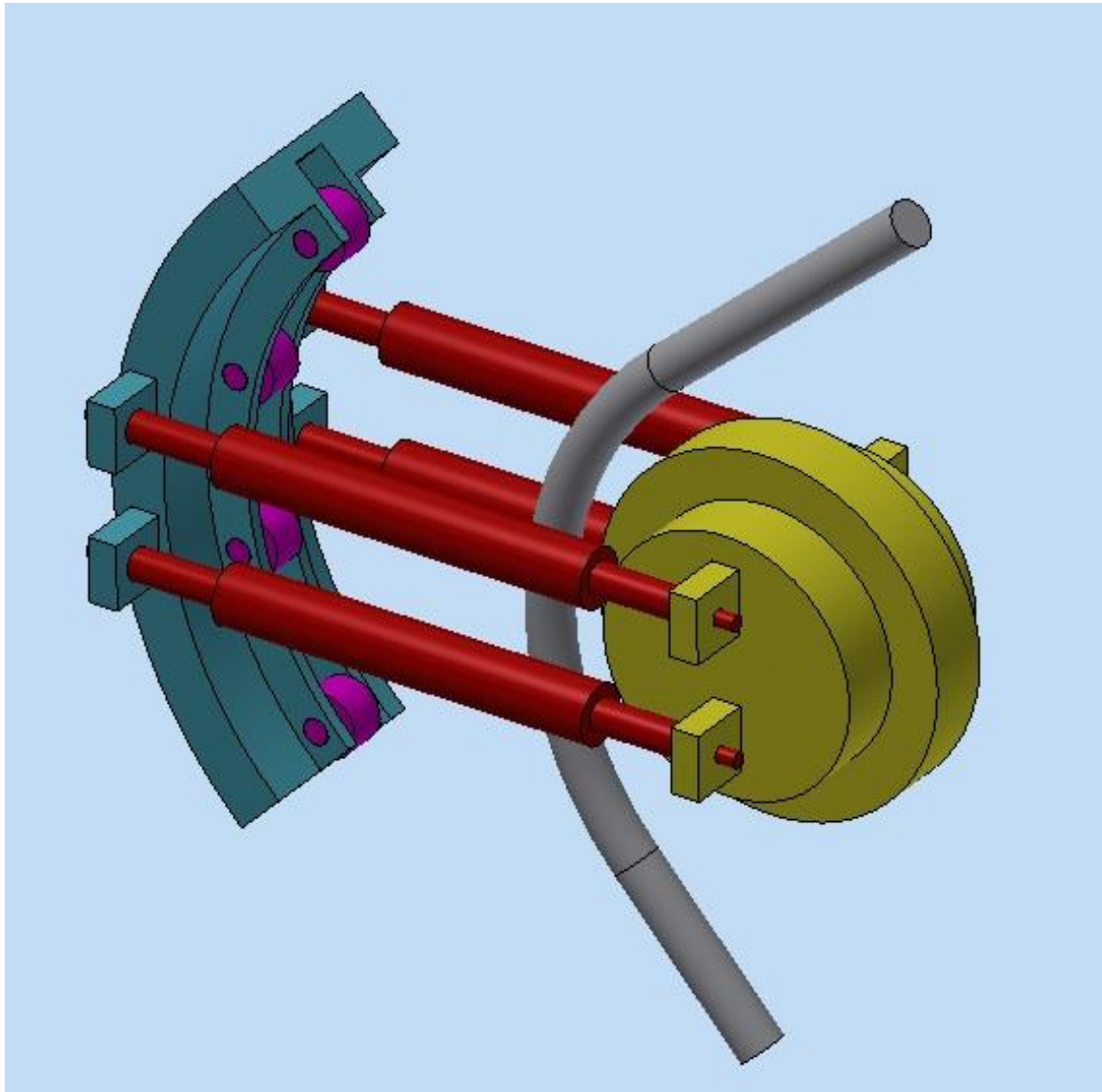
I takt med att förståelsen för vajerproblemet ökade och produktspecifikationen blev fullständig, gick bakgrund och informationssökningsfasen in i konceptgenereringsfasen. För att generera så många olika koncept som möjligt ignorerades alla begränsningar som exempelvis placering, storlek med mera. Istället låg fokus på att generera lösningar som på något sätt löste huvudproblemet. Alla idéer togs med, även de lösningar som var orealistiska. Genom brainstorming erhöles då både realistiska som orealistiska, innovativa som konstruktionskonservativa lösningar.

4.3 Konceptutvärdering

Vilket koncept som skulle tas vidare för beräkning och konstruktion bestämdes i en konceptutvärderingsprocess. Av de 8 framtagna koncepten valdes tre stycken ut för noggrannare beskrivning och visualisering. Detta gjordes i konceptbeskrivningen (Bilaga 1) där de olika konceptens funktion och utseende beskrevs. Genom konceptbeskrivningen erhöles feedback från David Olsson och Tomas Marberg, anställda på Xact Consultance i Göteborg båda med erfarenhet från NOV och oljeindustrin. Feedbacken som erhöles gjorde att en mer korrekt viktning av de olika önskemålen kunde göras. Viktningsprocessen (Bilaga 2 figur 1, figur 2) inleddes med att önskemålen sattes in i en viktbestämningsmatris där de jämfördes mot varandra och genererade ett underlag för den nästkommande matrisen där önskemålen skalades mot en skala (1-5). Matrisen genererade en viktfaktor mellan 1-5 för varje önskemål där 5 representerar en mycket viktig faktor och 1 representerar en oviktig faktor. Önskemålets viktning användes sedan i Kesselrings kriterieviktsmatris. Där kombinerades varje önskemåls viktning med hur bra de olika koncepten uppfyller önskemålet. Utvärderingen i kriterieviktsmatrisen gjordes av studenterna och resultaten från respektive matris redovisas i bilaga 2, figur 3 och figur 4.

Som synes i de båda kriterieviktsmatriserna blev resultatet likadant. Koncept 2 gick alltså vidare.

I figur 4.1 visas bild på det koncept som valdes för vidare utveckling.



Figur 4.1, Koncept 2

5. Beräkning & Dimensionering

I följande kapitel kommer beräkningsgången och dess resultat att redovisas. Beräkningar som vi valt att göra på konstruktionen är de som direkt berör dess funktion. Detta omfattar analys av ansättningsstrycket, samt beräkning av erforderligt bromsmoment.

5.1 Vajerns begränsningar

I kapitel 3.3 "*Vajerns betydelse för vårt problem och vajerns begränsningar*" nämns de problem som finns med att utsätta en vajer för radiellt tryck. Då det inte fanns någon dokumenterad information kring vilket maximalt radiellt tryck som vajern kan hantera utan att skadas, fick ett antagande göras. Antagandet grundades på att vajern måste klara det maximala radiella tryck som redan finns vid ett extremläge i dagens process. Extremläget är då vajern är fullt utsläppt och belastad med maximal last. När vajern i det läget ligger an mot vajerskivan uppstår ett kontaktryck mellan vajer och vajerskiva som kan betraktas som det tryck vajern klarar av utan att ta skada, detta då det uppenbarligen fungerar i dagens situation. Trycket i extremläget beräknades (Bilaga 3) och gav följande resultat:

$$P_{max} = 28,09 \text{ [MPa]}$$

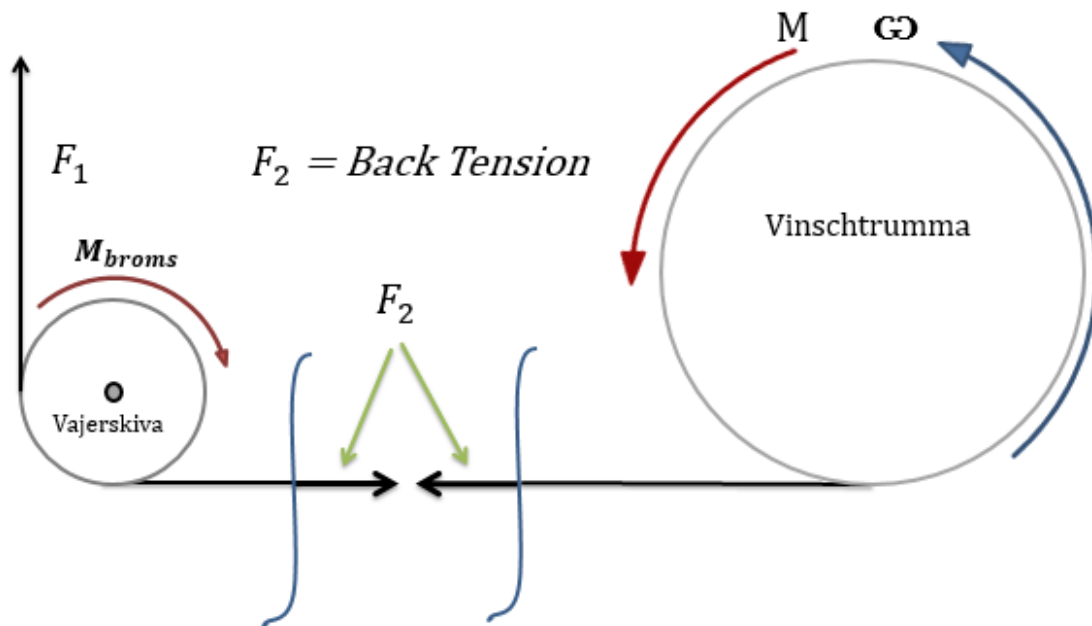
Där P_{max} är det maximala trycket som uppstår mellan vajer och skiva.

Slutsatsen som dras av detta är att så länge vi inte utsätter vajern för ett större kontaktryck än P_{max} , kommer vajern inte att skadas.

5.2 Beräkning av ansättningsstrycket

Konstruktionen skapar back tension i vajern genom att bromsa skivan enligt problembeskrivningen (Bilaga 4).

Enligt uppdragsgivaren (NOV) uppstår problemen när 500 meter vajer återstår att ta in. För att erforderlig back tension ska uppnås måste det minst finnas 72 ton för vinschen att jobba mot. Detta ända till det ej finns någon vajer ute, man kommer då undvika wire slipping. Enligt beräkningarna i (Bilaga 4) uppnår vi endast 52 ton back tension i vajern vid 500 meter vajer kvar att ta in, detta om vi då ansätter maximalt bromsmoment upp till gränsen för slir mellan vajer och vajerskiva. Ska vi kunna ansätta ytterligare bromsmoment måste trycket mellan vajer och vajerskiva öka.



Figur 5.1 Vinschtrumman tillsammans med vajerskivan och principen för hur vajern ska bromsas.

Kraften F_1 (enligt figur 5.1) genereras av den vikt vajer som finns kvar att ta in, tillsammans med krokens vikt. Eftersom F_1 varierar med längden vajer som finns ute, måste bromsmoment öka ju mindre vajer som finns ute. För att kunna uppnå detta utan att slirning uppstår mellan vajer och skiva måste ett externt tryck läggas på och "klämma" vajern mot skivan.

Trycket mellan vajer och skiva varierar både längs skivans periferi och längs skivspårets periferi. Längs skivans periferi varierar trycket exponentiellt (bilaga 4, figur 4.1) medan det längs spårets periferi varierar sinusformat (bilaga 4, figur 4.3). Ett samband mellan kontaktrycket längs skivans periferi och erforderlig back tension i vajern tas fram i bilaga 4 ekv 1) och används för att räkna fram det kontaktryck som behövs för att kunna ansätta ett bromsmoment som bromsar skivan tillräckligt utan risk för slirning mellan vajer och skiva. Genom att veta vilket kontaktryck som behövs för att bromsa skivan kan vi jämföra det med kontaktrycket som redan finns då vajern ligger an mot skivan och då räkna ut vilket kontaktryck vi behöver ansätta för att kunna bromsa skivan med en säkerhetsfaktor ≥ 3 .

Beräkningarna (bilaga 4) visar att ett ansättningstryck enligt följande löser problemet:

$$\therefore P_{0,extra}(L) \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + m_{krok}) * g * e^{\mu * \frac{\pi}{2}}}{2Rr} \quad \text{Ekv. (6)}$$

Där:

$L = \text{Längd vajer ute [m]}$

$\rho = \text{vajervikt/meter [kg/m]}$

$m_{krok} = \text{krokvikt [kg]}$

$\mu = \text{Friktionskoefficienten mellan vajer och skiva}$

$R = \text{Skivradie [mm]}$

$r = \text{Vajerradie [mm]}$

Med insatt data enligt följande löses vårt problem:

$0 < L < 500 \text{ [m]}$

$\rho = 64,8 \text{ [kg/m]}$

$m_{krok} = 12000 \text{ [kg]}$

$\mu = 0,1$

$R = 1600 \text{ [mm]}$

$r = 128 \text{ [mm]}$

5.3 Beräkning av cylindrarnas ansättningskraft

Genom att vi nu känner vilket tryck vi behöver ansätta på vajern kan vi räkna fram vilken ansättningskraft som cylindrarna behöver generera. Vi har valt att använda oss av 8 st dragande cylindrar för att generera kraften (enligt bilaga 5).

Beräkningarna (bilaga 5) visar att ett ansättningsstryck enligt följande löser problemet:

$$F_0(L) = \left(3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + m_{krok}) * g * e^{\frac{\mu\pi}{2}}}{2Rr} \right) * \frac{Rr * \pi^2}{2} \quad \text{Ekv. (8)}$$

Där:

$L = \text{Längd vajer ute [m]}$

$P_{0,max,erforderlig} = 3,45 \text{ [MPa]}$

$\rho = \text{vajervikt/meter [kg/m]}$

$m_{krok} = \text{krokens vikt [kg]}$

$\mu = \text{friktionskoefficient}$

$R = \text{Skivradie [mm]}$

$r = \text{vajerradie [mm]}$

Läget där vi behöver störst ansättningskraft är det då väldigt lite vajer befinner sig ute, (beräkning görs vid $L=0 \text{ [m]}$). Beräkningarna visar att den största ansättningskraften som behövs är $F=4890,23 \text{ [kN]}$.

Fördelat på 8 cylindrar, räknat i kilogram, ska varje cylinder maximalt ge 62,3 tons dragande kraft.

5.4 Beräkning av bromsmoment

Uppnår vi det framtagna kontakttrycket mellan vajer och skiva gör det att vi kan ansätta ett bromsmoment på skivan som ger erforderlig backtension i vajern (se. bilaga 6).

Beräkningarna genererade en allmän formel för det bromsmoment som behöver ansättas enligt:

$$M_{broms}(L) = \left(F_2 - ((\rho * L + m_{krok}) * g) \right) * R \quad \text{Ekv.(9)}$$

Där:

$$0 < L < 500 \text{ [m]}$$

$$\rho = \text{Vajervikt/meter [kg]}$$

$$m_{krok} = \text{Krokvikt [kg]}$$

$$R = \text{Skrivradie [m]}$$

$$F_2 = \text{Erforderlig backtension [N]}$$

Med data enligt:

$$0 < L < 500 \text{ [m]}$$

$$\rho = 64,8/m \text{ [kg]}$$

$$m_{krok} = 12000 \text{ [kg]}$$

$$R = 1,6 \text{ [m]}$$

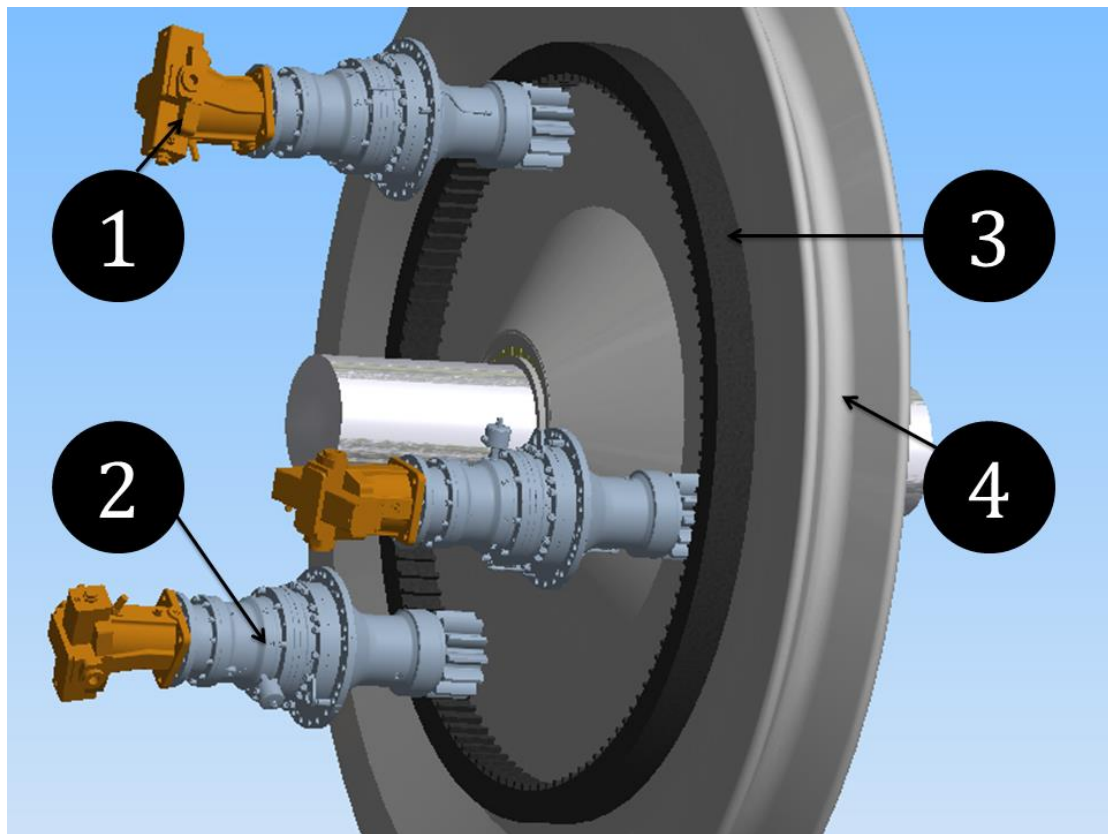
$$F_2 = 706320 \text{ [N]}$$

Ansätts ett bromsmoment enligt detta på vajer skivan kommer erforderlig back tension i vajern uppnås.

Det maximala bromsmomentet som ska ansättas på vajer skivan fås vid $L = 0 \text{ [m]}$ vajer ute enligt beräkningarna i bilaga 6.

$$M_{broms} = 941760 \text{ [Nm]} = 941,8 \text{ [kNm]}$$

När det rör sig om väldigt stora bromsmoment som ska ansättas löser NOV problemet enligt figur 5.2.



Figur 5.2 Visar vaderskivan, axeln, kuggkrans samt motorer med växellåda.

På bilden ser vi en sida av vaderskivan. Den andra sidan ser likadan ut, med 3 motorer likadant placerade.

Komponenter i bromsmekanismen: (Figur 5.2)

1. Motor
2. Växellåda
3. Kuggkrans
4. Vaderskiva

Bromsmekanismens funktion:

Kuggkransen sitter monterad på vaderskivan och roterar med den. De bromsande motorerna ansätter ett bromsmoment på det lilla kugghjulet som är i kontakt med kuggkransen genom växellådan. Kugghjulet anbringar då en kraft på kuggkransen som gör att vaderskivan bromsas.

Genom att bromsa skivan på detta sätt nyttjar man den utväxling man får genom skillnaden mellan kuggkransens radie och radien på det lilla kugghjulet som sitter på växellådan.

I växellådan finns det en planetväxel som även den genererar en utväxling (ca. 50 – 300 ggr beroende på vilken växellåda som används).

Då det i vårt fall rör sig om ett stort bromsmoment som ska ansättas är det här ett bra sätt att bromsa vaderskivan på, då bromsmomentet kan fördelas över 6 motorer samt nyttja de utväxlingar som växellådan och förhållandet mellan kuggkransens radie och kugghjulets radie ger. Varje motor behöver då ge ett mycket litet bromsmoment i förhållande till det totala bromsmoment som behöver ansättas på vaderskivan.

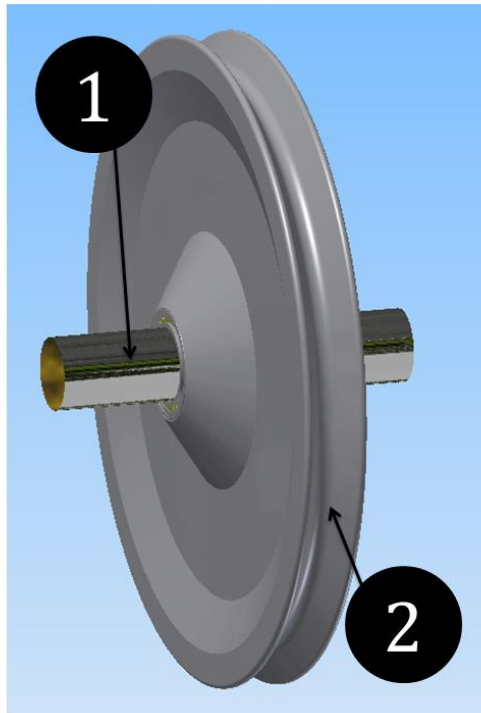
6. Modellering och visualisering

I följande kapitel kommer de ingående delarna i valt koncept att beskrivas. I slutet av kapitlet kommer en 3D-modell av valt koncept att redogöras för och i de olika delkapitlen kommer varje part i modellen att beskrivas där även beslut som tagits under projektets gång ska förklaras.

6.1 Modellens ingående delar

Kapitlet kommer beskriva samtliga av modellens vitala parter funktion.

6.1.1 Vajerskiva, Axel och Lager



Figur 6.1 Vajerskiva och axel

Komponenter (Figur 6.1)

1. Axel
2. Vajerskiva

Vajerskivan, axeln och dess lagring är de delar som konstruktionen grundar sig på och lämpar sig därför bra att inleda detta kapitel med. Axeln är fast inspänd och roterar därför ej. Vajerskivan sitter lagrad på axeln och roterar med hjälp utav de lager som sitter monterade i vajerskivan (se figur 6.4).

Vajerskivans diameter bestäms enligt direktiv från NOV till $D=25 \cdot d$ där d representerar vajerdiametern och D skivdiametern. Då vajerdiametern är känd och satt till 128 [mm] ger detta en skivdiameter $D=3200$ [mm]. Detta förhållande mellan D och d beror på att vajern inte får böjas för snävt över vajerskivan då det kan leda till att vajerns inre smörjning diffunderar ut ur vajern på grund av den temperaturökning som uppstår då vajern böjs för snävt. Smörjmedlet rinner helt enkelt av vajern.

Spåret i vaderskivan som vajer loper i är konstruerat för att ge vajer största möjliga stöd för att kunna garantera en bra fördelning utav det kontakttryck som uppstår mellan vajer och skiva. Vajertillverkaren Redaelli har specificerat en erforderlig spåraradie för bästa hållbarhet och stöd, denna radie ska vara 8 procent större än vajerns. Redaelli har (figur 6.2) klargjort för hur vaderskivan ska stötta vajer. Där pilarna visar tryckfördelningen.

Axeln (figur 6.3) är konstruerad med en ansats som ska hindra vaderskivan från att röra sig i sidled.

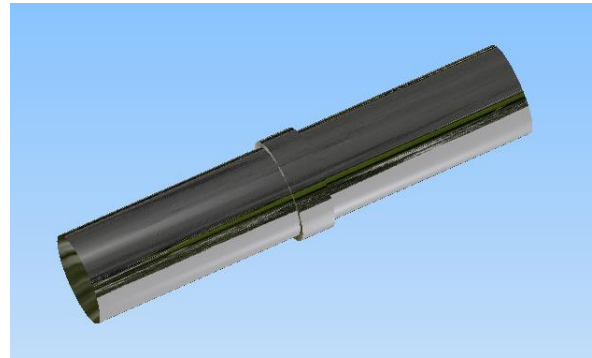


Figur 6.2 Vajer i kontakt med vaderskiva.

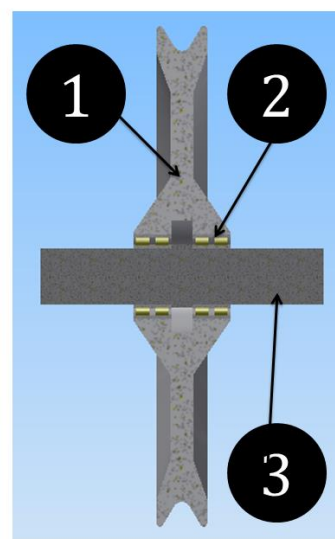
De lager som har använts i modellen är två sfäriska flerradiga rullager. Enligt NOV används den här typen av lager i liknande konstruktionsproblem som det vi står inför här, därför har vi valt att använda denna typ av lager i vår modell.

Komponenter (Figur 6.4)

1. Vaderskiva
2. Rullager
3. Axel

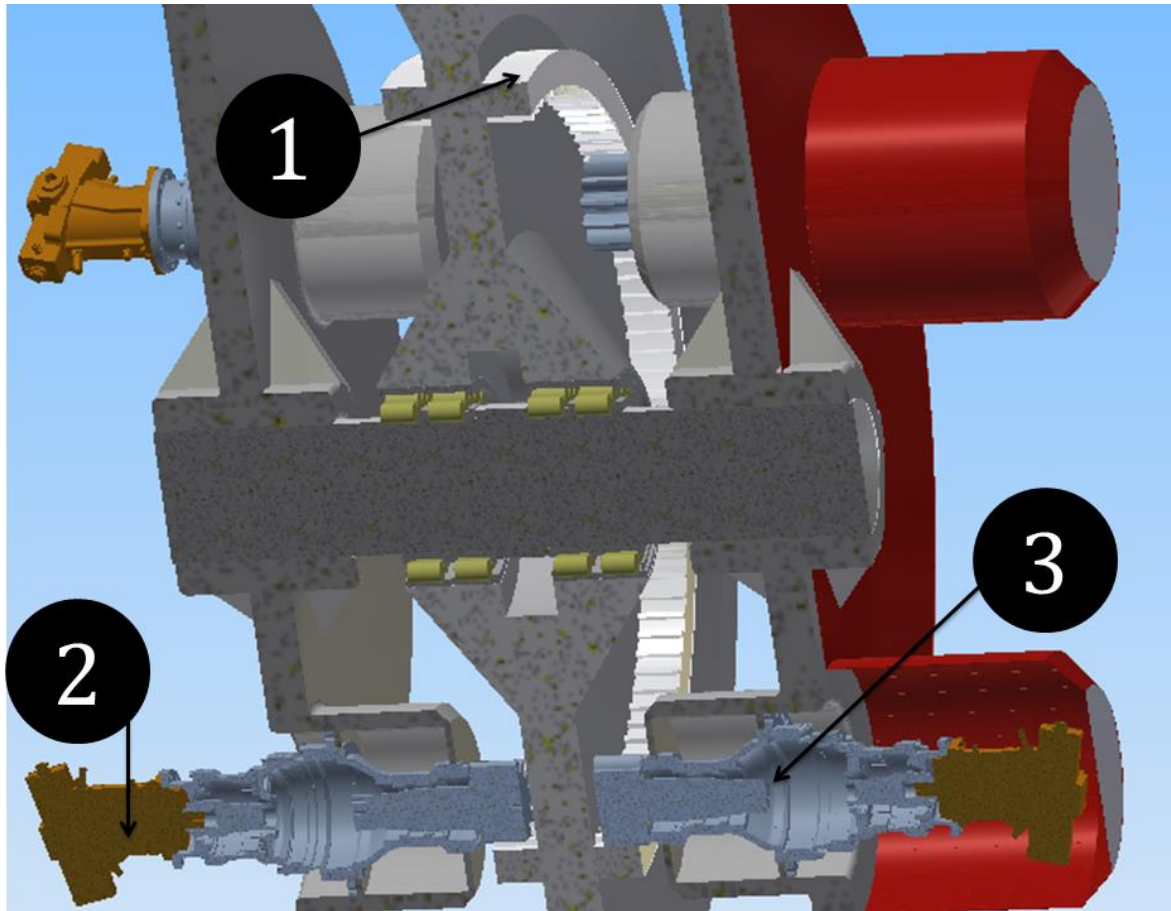


Figur 6.3 Axel



Figur 6.4 Vaderskiva, axel och lager i genomskärning

6.2 Kuggkrans, Motor och Växellåda

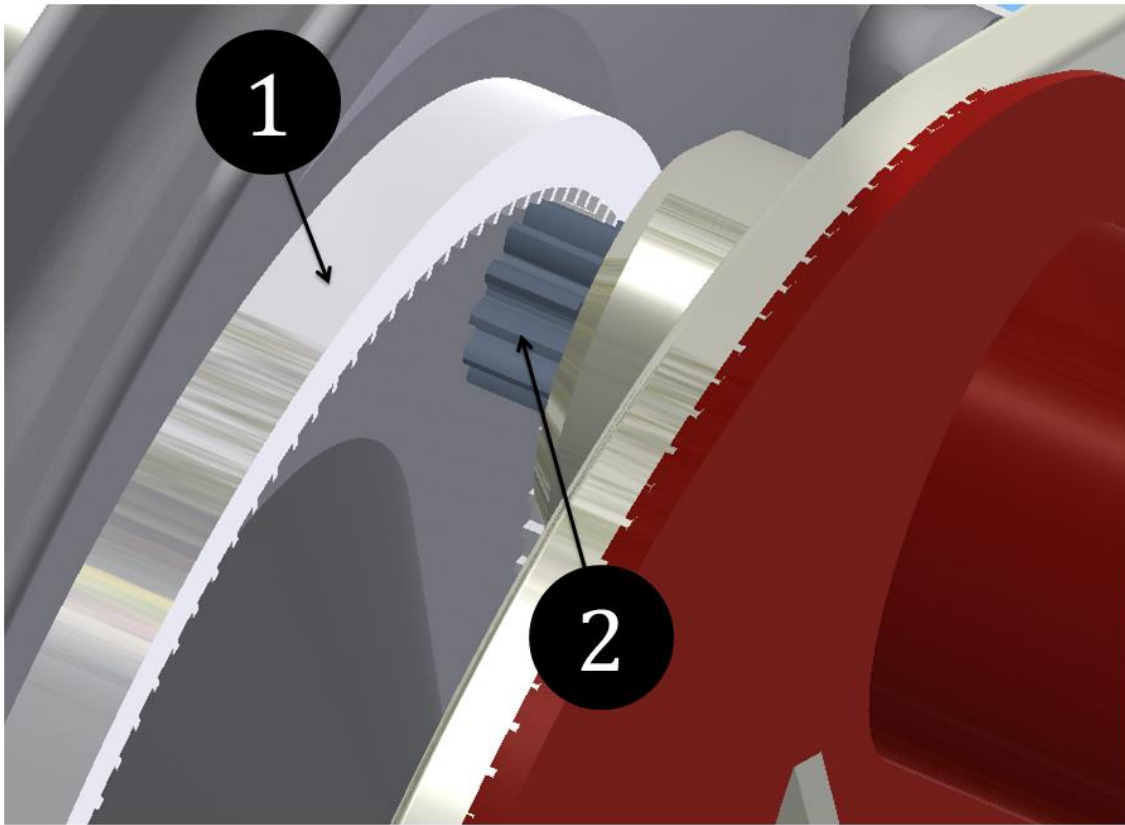


Figur 6.5 Genomsnitt av vajerkransen med motorer.

Komponenter (Figur 6.5)

1. Kuggkrans
2. Motor
3. Växellåda

Då det rör sig om ett stort bromsmoment som ska ansättas, har vi valt att konstruera bromsfunktionen enligt (figur 6.5 & 5.2). Bromsmekanismen består utav en kuggkrans som sitter monterad på vajerkransen samt 6 motorer med tillhörande växellåda. Här fördelas bromsmomentet ut över 6 motorer som i sin tur har hjälp utav en växellåda som sitter som ett steg mellan motor och kuggkrans. Varje växellåda ger en utväxling som enligt NOV ligger på mellan 50 - 300 ggr beroende på vilken växellåda man använder. Utväxlingen i växellådorna tillsammans med bromsmekanismens utformning gör att vi kan minimera erforderligt bromsmoment för varje motor. Denna fördel med bromsmekanismen finns även beskriven i kapitel 5.5.

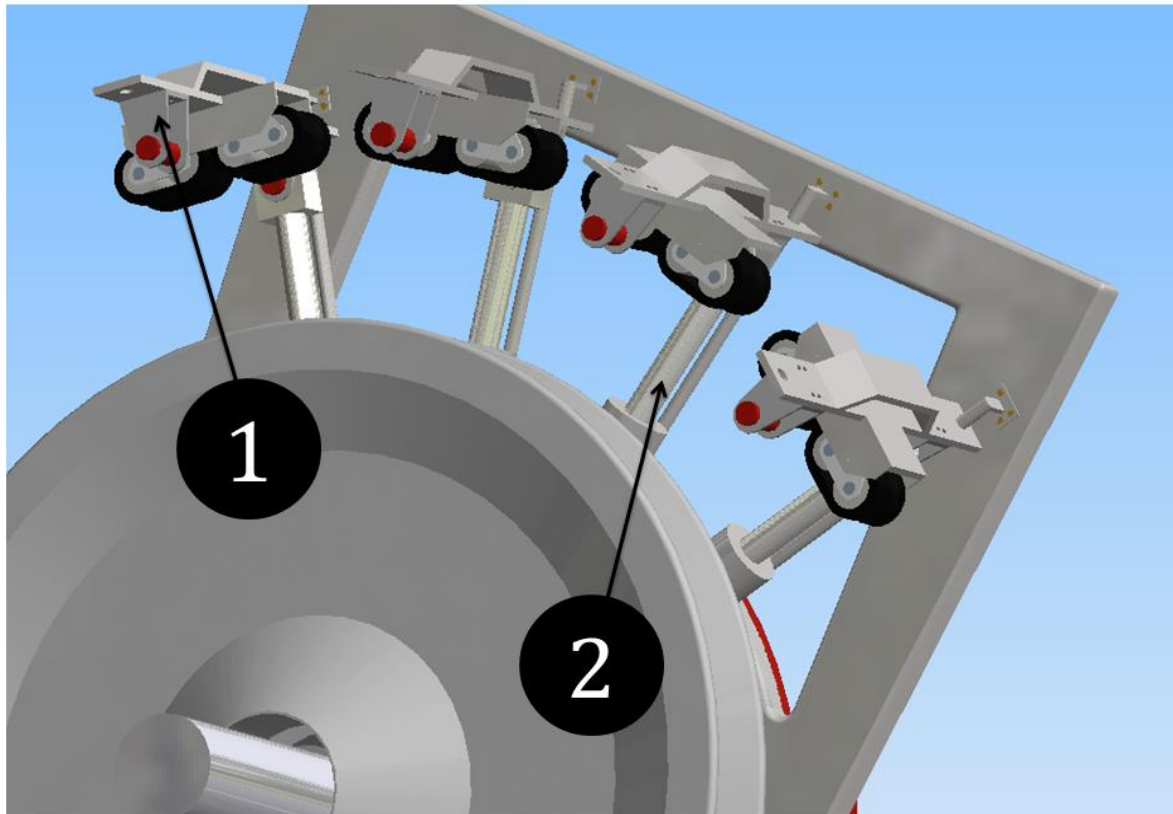


Figur 6.6 Växellådans kugghjul i ingrepp mot kuggkransen

Komponenter (figur 6.6)

1. Kuggkrans
2. Bromsande kugghjul i ingrepp

6.3 Cylindrar, Ledstänger och Överliggare



Figur 6.7 Överliggare och cylindrar

Komponenter (Figur 6.7)

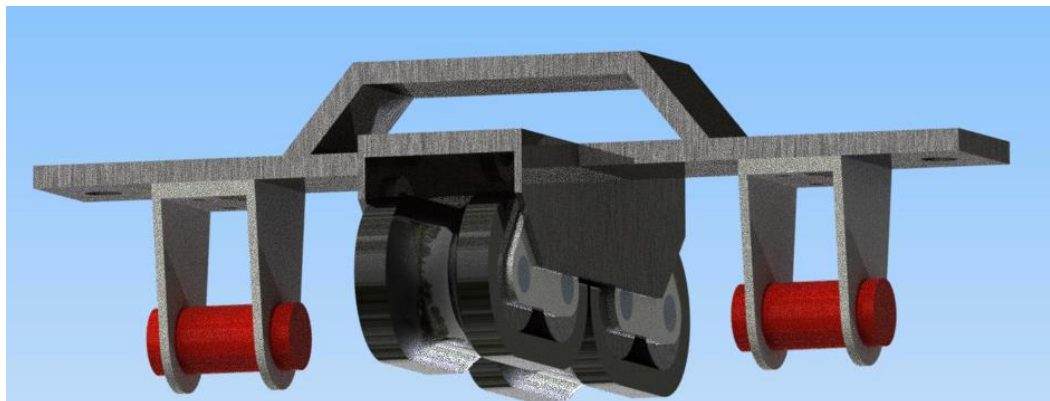
1. Överliggare
2. Cylindrar

Skalet är den del av konstruktionen som både cylindrar, ledstänger och överliggare sitter monterade på. Skalets funktion är att agera som upphängning åt tidigare nämnda delar samt för motor och växellåda.

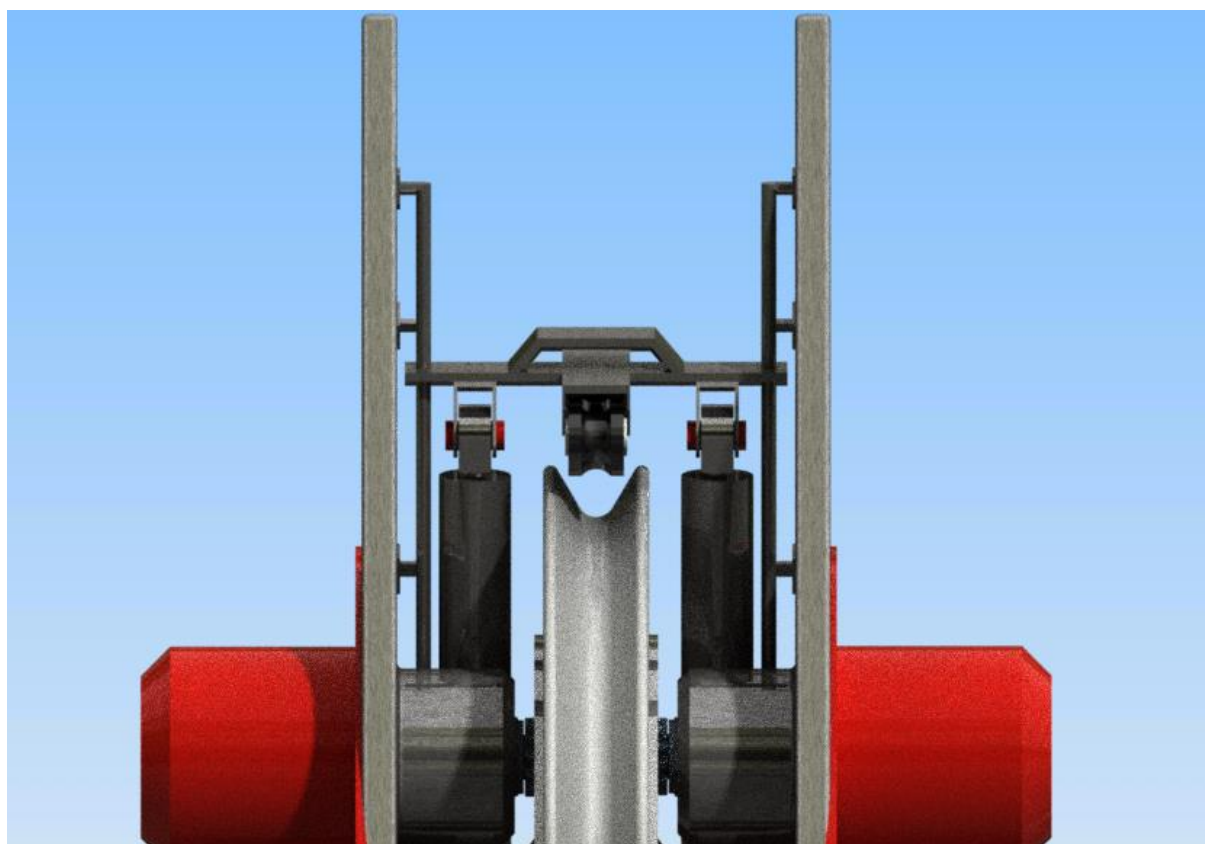
Överliggarna ser ut enligt (figur 6.8) och är placerade enligt (figur 6.7). De sträcker sig tillsammans 90 grader längs skivans periferi, där vajern ligger an mot skivan.

Överliggarna är den enda del på konstruktionen förutom vaderskivan som är i kontakt med vajern, och det är den som ska ansättas mot vajern med de erforderliga cylinderkrafterna som räknades fram i kapitel 5.3. Hjulen som tillhör överliggarna tillåts rotera kring deras upphängningsaxel för att kunna ”forma sig” efter vajern när tryck ansätts, för att i sin tur generera ett jämt bidrag till kontaktrycket mellan vajer och skiva.

Remmen som omsluter varje hjul ska även den se till att det tryck som genereras fördelas jämt längs periferin. Hjulen tillsammans med remmen har ingen bromsande effekt på vajern då de rullar fritt, de ska endast generera det erforderliga ansättningstryck som behövs för att undvika slirning mellan vajer och skiva.



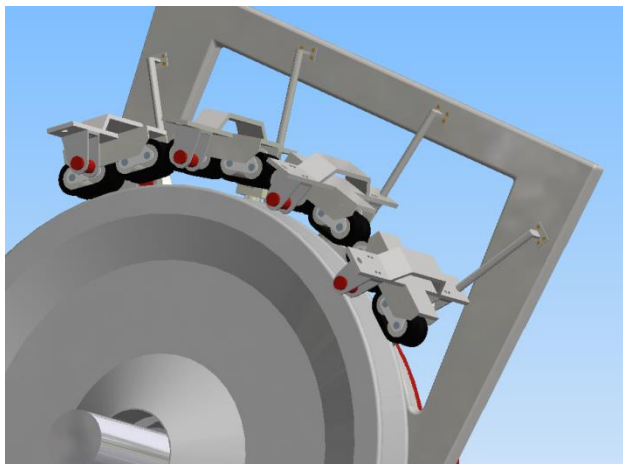
Figur 6.8 Överliggare



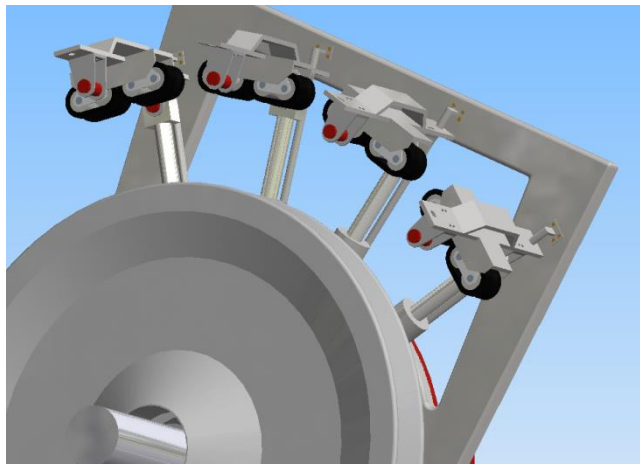
Figur 6.9 Överliggare och ledstänger

Varje överliggare ansätts mot vajern genom två cylindrar (figur 6.9), totalt 8 cylindrar fördelade på 4 överliggare. Varje cylinder är dimensionerad att dra med maximalt 62,5 tons kraft.

Ledstängernas funktion är att stabilisera överliggarna när de ansätts mot vajern samt att styra överliggarna helt radiellt in mot skivans centrum. Då ledstängerna stabiliserar och tar upp de krafter i sidled som kan uppkomma utsätts inte cylindrarna för någon form av böjning, vilket är bra då böjning ej får förekomma.



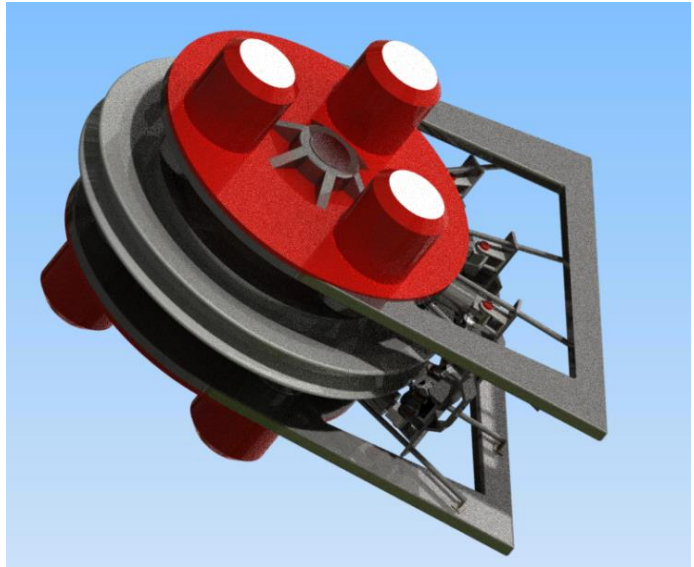
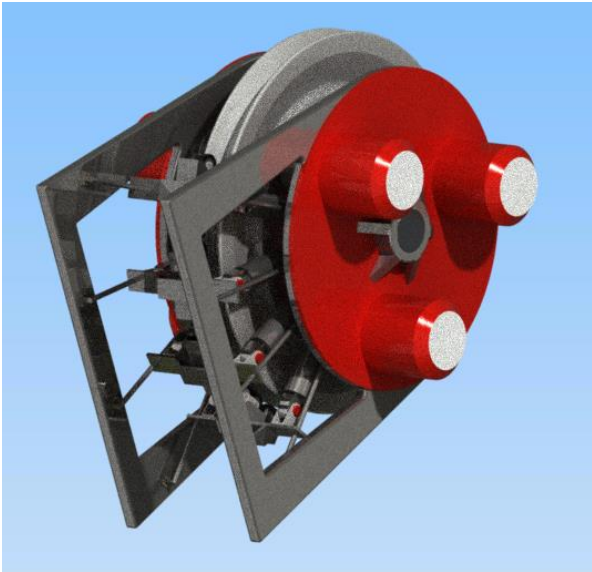
Figur 6.10 Överliggarna i ingrepp



Figur 6.11 Överliggarna frikopplade

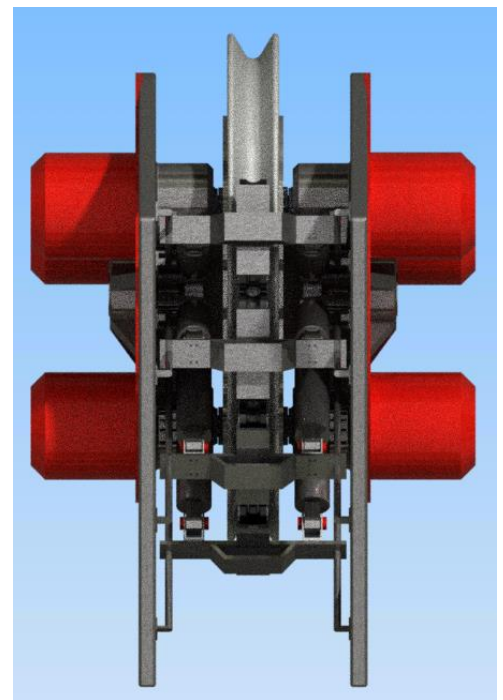
6.4 Solidmodell

I detta delkapitel visas bilder på den slutliga solidmodellen som projektet har genererat samt att dess funktion beskrivs.



Figur 6.12 & 6.13 Konstruktionen i två vyer

Konstruktionen fungerar som så att cylindrarna ansätter överliggarna mot vajern. Vajern löper i sin tur igenom vajerskivans vajerspår och trycks då med hjälp utav överliggare, ytterligare emot vajerskivan. När då erforderligt kontaktryck uppnås mellan vajer och vajerskiva ansätts ett bromsmoment på vajerskivan genom de 6 motorerna som sitter placerade mot vajerskivan och löper via kuggkransen. Genom att ansätta cylindrarna med en kraft enligt kapitel 5.3, kan vi bromsa vajerskivan med erforderligt bromsmoment enligt kapitel 5.4 med en säkerhetsfaktor 3 mot slir mellan vajer och skiva.



Figur 6.14 Konstruktionen

7. Slutsats

Arbetet har genererat en konstruktion för att kunna skapa back tension i en vajer genom att klämma den mot en vajerskiva och sedan bromsa vajerskivan. Nedan följer de viktigaste resultaten som arbetet har genererat:

Ansätter vi ett externt tryck på vajern som klämmer den mot vajerskivan enligt ekv.(6), så kan vi ansätta ett bromsmoment på vajerskivan enligt ekv.(9).

Då kommer det hela tiden genereras minst 72 ton back tension.

Fokus vad gäller beräkning och dimensionering har legat på att ta fram de ekvationer för det ansättningsstryck och det bromsmoment som ska ansättas för att skapa den erforderliga back tension i vajern då den hissas upp de sista 500 [m]. Utifrån ekvationen för ansättningsstryck togs en ekvation för den erforderliga ansättningskraften, som ska ansättas radiellt mot vajern när den ligger runt vajerskivan fram. Då valet gjordes att använda 8 cylindrar för att anbringa denna kraft visade det sig att cylindrarna behövdes dimensioneras för att maximalt kunna ge 62,5 ton per cylinder i dragande kraft.

När det gäller problemet med att utsätta en vajer för radiellt tryck, visade det sig att inga tester har gjorts vad gäller det fallet vi var intresserade av. Istället gjordes det ett antagande som finns beskrivet i kapitel 5.1. Resultatet från det visade att vi med säkerhet kan utsätta vajern för ett kontaktryck $P = 28,09 \text{ [MPa]}$ utan att skada den.

Beräkningarna visar att, när den framtagna konstruktionen är i ingrepp kommer vajern att utsättas för ett konstant kontaktryck $P = 10,35 \text{ [MPa]}$, då med en säkerhet ≥ 3 mot slirning, mellan vajer och skiva. Kontaktrycket (10,35 MPa) som vajern utsätts för ligger även långt ifrån det maximala kontaktryck som vi får utsätta vajern för (28,09 MPa).

Det ska lyftas fram att de beräkningar kring funktionen som gjorts enbart är teoretiska. Ingen hänsyn har tagits till att exempelvis friktionen mellan vajer och vajerskiva kan variera i en marin miljö eller att andra yttre omständigheter kan komplicera problemet ännu mer.

Vi valde att skapa konstruktionen som de bilder i kapitel 6 visar. Där trycker vi vajern mot vajerskivan för att sedan ansätta ett bromsmoment på skivan som då gör att vinschen får dra med en större kraft för att linda in vajern, på så sätt skapas den erforderliga back tension i vajern som konstruktionen skulle generera.

Modelleringen avser att visa den konceptuella lösningen, utan att vara korrekt dimensionerad i alla detaljer. Det viktiga är att visa på hur funktionen är tänkt att fungera och tillsammans med tillhörande beräkningar för bromsfunktionen då ge ett bra underlag för vidare utveckling, för att så småningom kunna generera en användbar och realiserbar produkt.

Arbetet har generat ett underlag gällande den tryckande och bromsande funktionen av konstruktionen. Ett nästa steg i arbetet vore att räkna mer ingående och dimensionera alla de komponenter som konstruktionen innefattar. En viss omkonstruktion skulle inte heller vara orimlig då en mer erfaren konstruktör kanske skulle se problem som vi inte har uppfattat.

De saker som vi hade önskat lyckas med men inte har uppnått på grund av att projektiden var begränsad var b.l.a. att komponentspecificera cylindrarna och motorerna i konstruktionen. Däremot så har arbetet genererat ett underlag som gör att det inte skulle vara alltför komplicerat för någon med mer erfarenhet att ta vid och fortsätta utveckla konceptet. Om en komponentspecificering på vissa delar hade gjorts hade även en enkel kostnadskalkyl på

konstruktionen kunnat göras, detta för att se om konceptet och dess utformning hamnar inom en rimlig kostnadsram.

Under arbetets gång har det blivit tydligt hur viktigt och värdefullt det är att ha erfarenhet i konstruktionsprojekt. Som studenter har det varit svårt att veta vad som är rimligt eller inte vad gäller dimensioner på komponenter och storlek på krafter och moment, då vi inte hade någon som helst erfarenhet från oljeindustrin när vi klev in i projektet. Den lilla erfarenhet vi hade när vi startade projektet kom till största del från bilindustrin. Det skulle då visa sig att dessa två branscher ligger väldigt långt ifrån varandra vad gäller komponentstorlek och de krafter och moment som ligger i anslutning till processerna.

Positivt har varit att vi har kunnat applicera de teorier och metoder vad gäller konceptfasen, beräkningen och modelleringen som vi har lärt oss under tiden på Chalmers. En annan erfarenhet som vi tar med oss är att det faktiskt är svårt att planera ett projekt utan någon erfarenhet från den aktuella industrin. I vårt fall fick problemen som finns med att utsätta vajern för radiellt tryck en mycket mer central och betungande del än vad vi trodde från början.

Referenser

- (1) Wright, Roger N. : Wire Technology - Process Engineering and Metallurgy, Elsevier, 2011, 978-0-12-382092-1, Kapitel 2, Sid 7-11
http://www.knovel.com.proxy.lib.chalmers.se/web/portal/basic_search/display? EXT_KNOVEL_DISPLAY_bookid=4815
- (2) K. Feyrer. et al: Wire Ropes - "Tension, Endurance, Reliability", Springer Berlin Heidelberg, 2007, ISBN: 978-3-540-33821-5
Kapitel: 1, Wire Ropes Elements and Definitions, sid 2
<http://link.springer.com.proxy.lib.chalmers.se/book/10.1007/978-3-540-33831-4/page/1>
- (3) K. Feyrer. et al: Wire Ropes - "Tension, Endurance, Reliability", Springer Berlin Heidelberg, 2007, ISBN: 978-3-540-33821-5
Kapitel: 2, Wire Ropes Elements and Definitions, sid 113
<http://link.springer.com.proxy.lib.chalmers.se/book/10.1007/978-3-540-33831-4/page/1>
- (4) K. Feyrer. et al: Wire Ropes - "Tension, Endurance, Reliability", Springer Berlin Heidelberg, 2007, ISBN: 978-3-540-33821-5
Kapitel: 1, Wire Ropes Elements and Definitions, sid 24, ekv 1.4
<http://link.springer.com.proxy.lib.chalmers.se/book/10.1007/978-3-540-33831-4/page/1>
- (5) K. Feyrer. et al: Wire Ropes - "Tension, Endurance, Reliability", Springer Berlin Heidelberg, 2007, ISBN: 978-3-540-33821-5
Kapitel: 1, Wire Ropes Elements and Definitions, sid 30, Tabell 1.5
<http://link.springer.com.proxy.lib.chalmers.se/book/10.1007/978-3-540-33831-4/page/1>
- (6) K. Feyrer. et al: Wire Ropes - "Tension, Endurance, Reliability", Springer Berlin Heidelberg, 2007, ISBN: 978-3-540-33821-5
Kapitel: 1, Wire Ropes Elements and Definitions, sid 33,
<http://link.springer.com.proxy.lib.chalmers.se/book/10.1007/978-3-540-33831-4/page/1>
- (7) Kesselringmatris:
sid 140-141, Produktutveckling –Effektiva metoder för konstruktion och design,
Hans Johanesson, Jan-Gunnar Persson & Dennis Petterson, Stockholm, 2004
- (8) Lärobok i Maskinelement: Mart Mägi & Kjell Melkersson, Göteborg, Sverige, 2006
- (9) Tekniska Hållfasthetslära: Tore Dahlberg, studentlitteratur, Sverige, 2001
ISBN:9789144019208

Bilaga 1

Inledning

Koncepten som visas i det här dokumentet är inte några fullständiga konstruktioner. Det relevanta är på vilket sätt vajern bromsas och vilken rem-lösning som ska användas. Övrig konstruktion och komponentspecificering kommer att göras när ett koncept för att bromsa vajern har valts.

Dokumentet är upplagt så att: 3 st huvudkoncept för bromstekniken av vajern visas med tillhörande rem-lösningar.

Huvudkonceptbeskrivningar

Koncept 1

Konceptet utgår från NOV's redan existerande koncept.

Komponenter

1. 2 remmar som ansätts mot vajern.
2. 4 remhjul som är styrda genom någon form av inbyggd resistans.
3. 12 frigående, mindre remhjul.
4. 6 cylindrar som kommer generera ansättningskraften.
5. Konstruktionens stomme som ger konstruktionen dess erforderliga stabilitet.
6. Vajern.

Funktionen

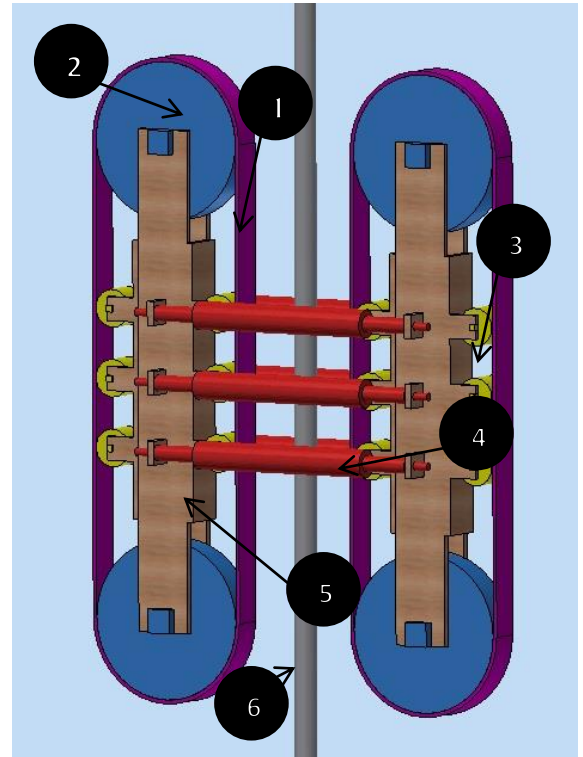
Konstruktionen är rörlig i horisontalled. Rörelsen är styrd av cylindrarna som ansätter båda halvorna av konstruktionen mot vajern. Genom friktionen som uppstår mellan remmarna och vajern så kommer remmen följa med vajern och sätta konstruktionen i rörelse. Den rörelsen ska då bromsas av de stora remskivorna med någon form av reglerbar resistans. Vinschen kommer då att behöva dra med en större kraft för att dra in vajern.

Placering

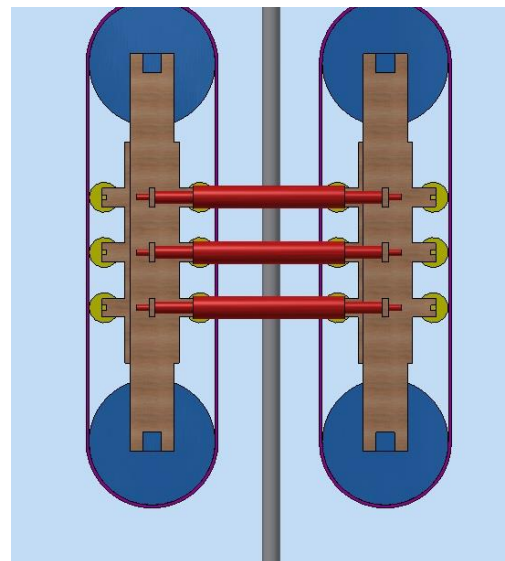
Denna konstruktion är tänkt att placeras i kingen, innan vajern går ned i skrovet.

Fördelar

- Stor friktionsyta
- Konstruktionsmässig lösning
- Delvis beprövad funktion.
- Separat konstruktion, behöver ej ersätta något befintligt



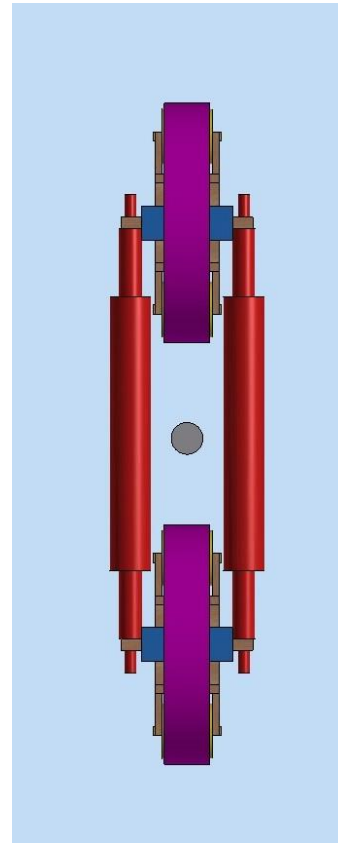
Figur 1.1, Koncept 1, 3d-vy



Figur 1.2 Koncept 1, sidovy

Nackdelar

- Kräver kontinuerligt underhåll
- Stor radiell kraft för att undvika slirning
- Utrymmeskrävande konstruktion
- Stora påfrestningar
- Många ingående delar



*Figur 1.3 Koncept 1,
sedd underifrån*

Tillhörande Remlösningar

Remlösning 1

Komponenter

1. Remmar som ansätts mot vajern.
2. Vajern

Funktion

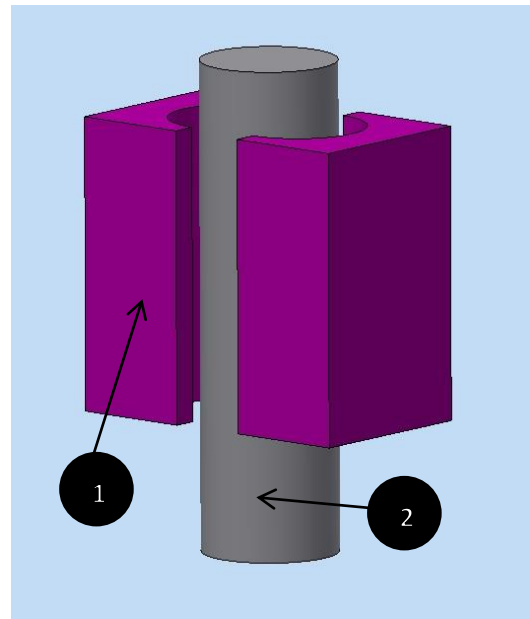
Vajern omsluts helt av remmarna. Meningen med ett sådant utseende på remmarna är att de ger en större friktionsyta mellan vajern och remmarna. Vilket i sin tur minskar risken för slirning och då kan vajern bromsas mer.

Fördelar

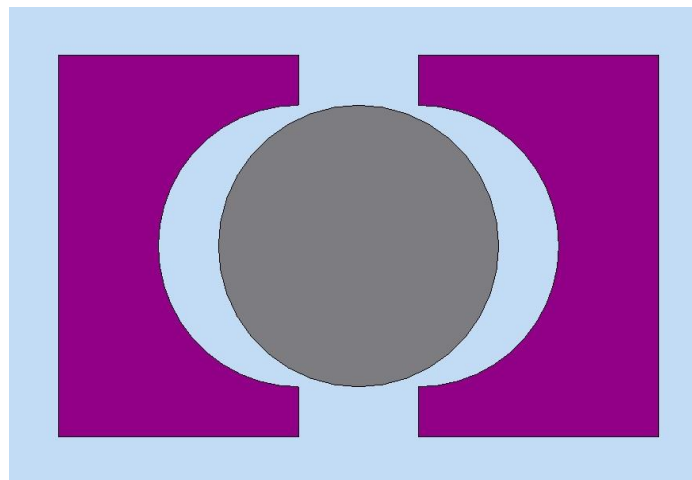
- Stor friktionsyta (omsluter hela vajern)
- Bra stöd för vajern

Nackdelar

- Dåligt friktionsutnyttjande i ”skålningens ändpunkter”
- Vid slitage på remmen så riskerar friktionen att försvinna eller minska kraftigt.



Figur 1.4, Remlösning 1, 3d-vy



Figur 1.5, Remlösning 1, i genomskärning

Remlösning 2

Komponenter och färgkod

1. Remmar som omsluter vajern helt.
2. Vajern.

Funktion

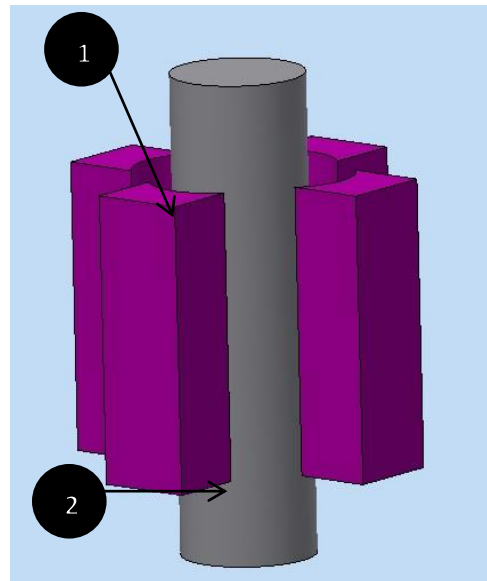
Vajern omsluts helt av fyra remparter. Anledningen till att omsluta vajern med 4 remparter istället för 2 är för att få ut större del av friktionen runt om hela vajern. Genom att angripa den från 4 håll med 4 krafter får man ett större friktionsbidrag från varje rempart.

Fördelar

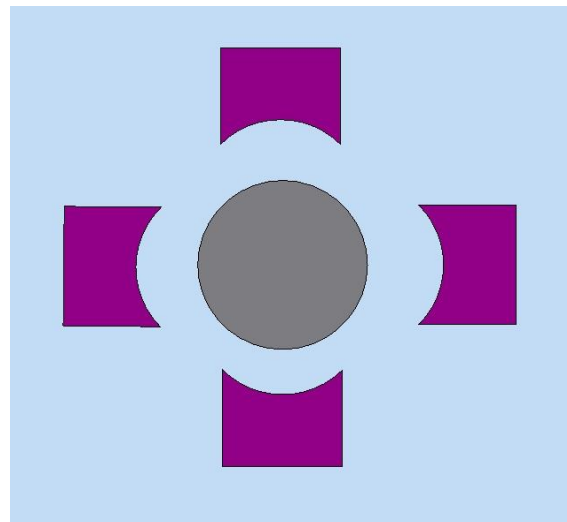
- Stor friktionsyta
- Genom att angripa vajern från fyra håll så får man ett större friktionsbidrag runtom hela vajern.
- Bra stöd för vajern.

Nackdelar

- Konstruktionsmässigt svår att lösa.
- Vid en lösning där vajern angrips från fyra håll så kommer konstruktionen storleksmässigt att bli mycket större.



Figur 1.6, Remlösning 2, 3d-vy

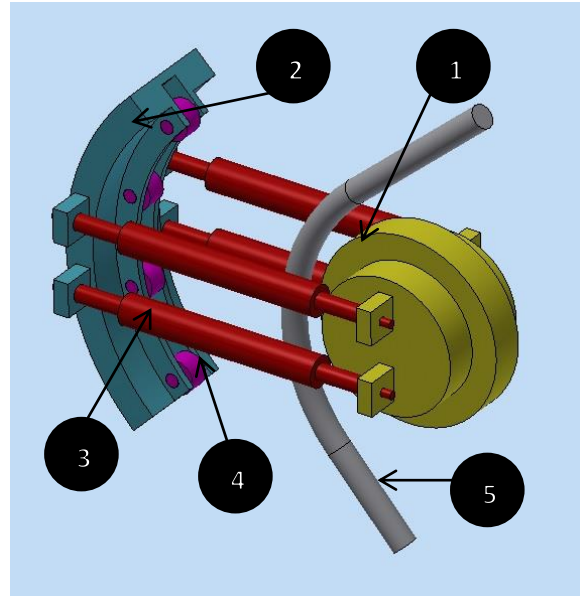


Figur 1.7, Remlösning 2, i genomskärning

Koncept 2

Komponenter

1. Godtycklig remskiva som vajern passerar under sin väg till vinschen. Remskivan är tänkt ha ett reglerbart motstånd.
2. Konstruktionens stomme.
3. Cylindrar som ansätter konstruktionen mot vajern.
4. Hjul som ansätts mot vajern och "klämmer åt vajern runt remhjulet".
5. Vajern.



Figur 1.8, Koncept 2, i 3d-vy

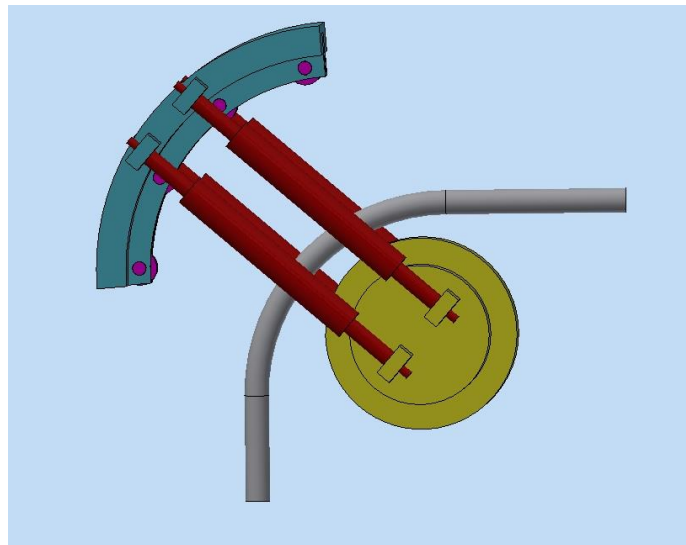
Funktion

Cylindrarna ansätter konstruktionen mot vajern och remskivan. Genom att styra remskivan genom någon form av resistans ökar vinschens motstånd.

Fördelen med den här konstruktionen är att krafterna som redan finns i vajern innan ansättningen, hjälper till att spänna den runt hjulet, vilket medför att en mindre anslutningskraft behöver appliceras för att undvika slirning mellan vajer och remskiva.

Placering

Konstruktionen är tänkt att placeras vid godtycklig remskiva som vajern passerar när den dras in av vinschen. Remhjulet kommer att behövas styras med något form av motstånd som gör att det "rullar trögare" och genererar på så sätt back tension



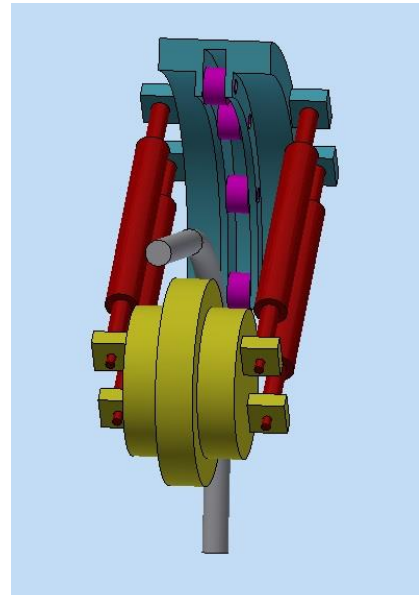
Figur 1.9, Koncept 2, sidovy

Fördelar

- Krafter som redan finns i vajern innan ansättningen hjälper till att spänna vajern runt remskivan. Anläggningsstryck finns redan.
- Konstruktionsmässig lösning
- Kan enkelt användas för flera olika vajerdiametrar, detta utan modifikation.
- Stor friktionsyta med ett genomgående högt tryck över hela ytan.

Nackdelar

- Eventuellt oskyddad mot väder och vind beroende på placering.
- Ej beprövad metod.
- Styrning på redan existerande remskiva behövs.
- Kräver kontinuerligt underhåll.



Figur 1.10, Koncept 2, 3d-vy

Koncept 3

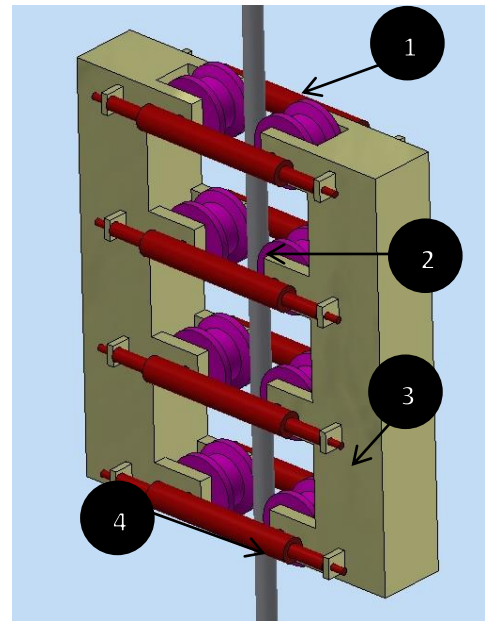
Komponenter och färgkod

1. Remklädda hjul som bromsas genom någon form av motstånd.
2. Cylindrar som ansätter konstruktionens halvor mot vajern.
3. Konstruktionens stomme som ger dess erforderliga stabilitet.
4. Vajern.

Funktion

Hjulen är klädda med ett rem-material för att öka friktionen mellan hjul och vajer.

Cylindrarna ansätter konstruktionens halvor mot vajern. När hjulen då bromsas, genereras ett motstånd för vinschen att jobba mot. Varje hjul är klädda med varsin rem för att ge en högre friktion mellan vajer och hjul.



Figur 1.11, Koncept 3, 3d-vy

Placering

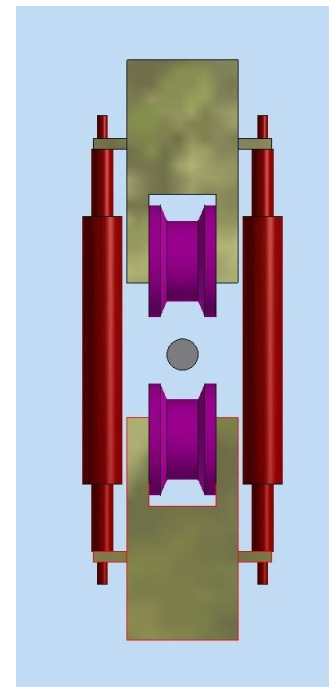
Konstruktionen är tänkt att placeras i kingen, innan vajern går ner i skrovet.

Fördelar

- Konstruktionsmässig lösning
- Koncentrerad radiell kraft som genererar stor friktionskraft

Nackdelar

- Stora lagerkrafter
- Punktkrafter (dåligt för vajern)
- Ej beprövad metod
- Liten friktionsyta
- Kräver kontinuerligt underhåll tillhörande rem-/hullösning



Figur 1.12, Koncept 3, vy underifrån

Tillhörande rem-/hjullösning

Komponenter

1. Remskivor som ansätts mot vajern.
2. Vajern.

Funktion

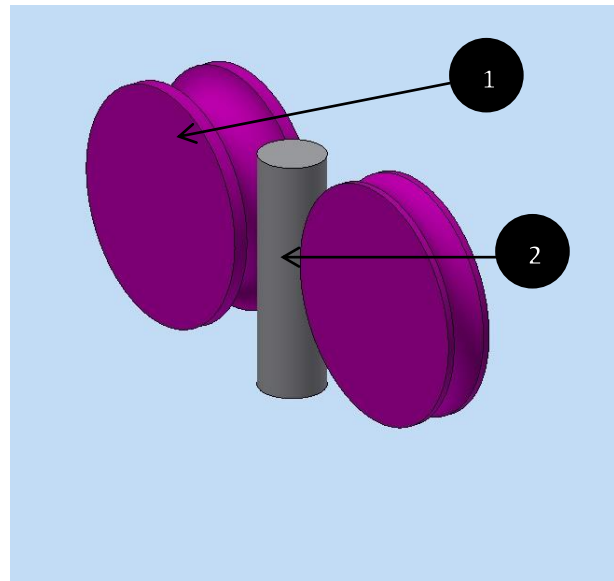
Två motstående remskivor med olika anläggningsyta (enligt bilden) ansätts mot vajern. Anledningen till att ha remskivor med olika anläggningsyta mot vajern är att man inte riskerar att någon gång få en förslitning på remmarna som gör att friktionen mellan vajer och hjul blir mindre, eller försvinner helt.

Fördelar

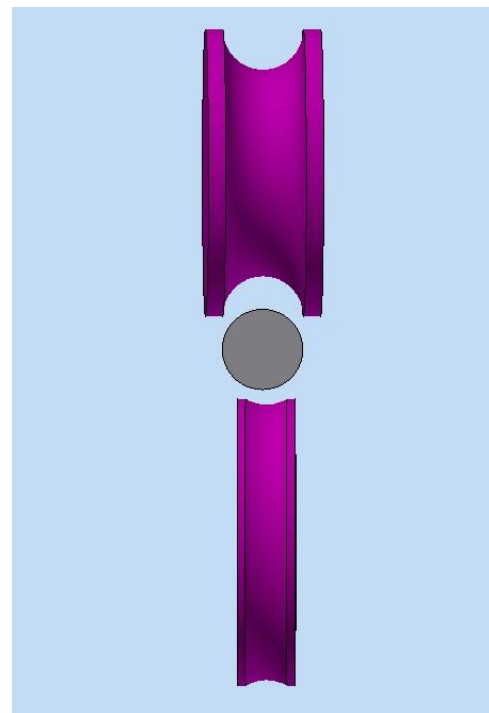
- Det föreligger ingen risk för minskad friktion vid slitage på remmen
- Gediget friktionsbidrag
- Bra stöd för vajern

Nackdelar

- Ej friktion runt hela vajern



Figur 1.13, Koncept 3, Tillhörande rem-/hjullösning



Figur 1.14, Koncept 3, Tillhörande rem-/hjullösning underifrån

Bilaga 2

Konceptutvärdering

Önskemålen viktbestämdes enligt följande viktbestämningssmatris:

Kriterium	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	Sum	Sum/Tot
Önskemål A	-	0	0,5	0	1	0	0	0,5	0,5	0	2,5	0,056
Önskemål B	1	-	1	0,5	1	0,5	0,5	1	1	0,5	7	0,156
Önskemål C	0,5	0	-	0	0,5	0	0	0,5	1	0	2,5	0,056
Önskemål D	1	0,5	1	-	1	0	0	0,5	1	0	5	0,11
Önskemål E	0	0	0,5	0	-	0	0	0,5	0	0	1	0,022
Önskemål F	1	0,5	1	1	1	-	1	1	1	0,5	8	0,178
Önskemål G	1	0,5	1	1	1	0	-	0,5	1	0	6	0,133
Önskemål H	0,5	0	0,5	0,5	0,5	0	0,5	-	0,5	0	3	0,067
Önskemål I	0,5	0	0	0	1	0	0	0,5	-	0	2	0,044
Önskemål J	1	0,5	1	1	1	0,5	1	1	1	-	8	0,178
										Tot	45	1

Bilaga 2, Figur 1, Beskriver viktbestämningssmatrisen som användes för att vikta de olika önskemålen

Önskemålen vikt faktorer skalades sedan enligt:

$$w_i = (\sigma_i / \sigma_{imax}) * w_{imax}$$

Där:

σ_i = Sum/Tot enligt figur 1

σ_{imax} = Högsta värdet på Sum/Tot i figur 1

w_{imax} = Högsta värdet i den skala som används, i vårt fall 5.

Kriterium	Sum/Tot = σ_i	Skala 1-5: Viktfaktor w_1
Önskemål A	0,056	2
Önskemål B	0,156	4
Önskemål C	0,056	2
Önskemål D	0,11	3
Önskemål E	0,022	1
Önskemål F	0,178	5
Önskemål G	0,133	4
Önskemål H	0,067	2
Önskemål I	0,044	1
Önskemål J	0,178	5

Bilaga 2, Figur 2. Visar de olika önskemålen vikt faktor w_1 efter viktning.

Kriterium		Lösningalternativ							
		Ideal		1		2		3	
	W	v	t	v	t	v	t	v	t
Konstruktionsmässigt enkel	2	5	10	5	10	5	10	5	10
Stor friktionsyta	4	5	20	5	20	4	16	1	4
Lite underhåll	2	5	10	2	4	2	4	2	4
Skydd mot väder och vind	3	5	15	5	15	5	15	5	15
Liten konstruktion	1	5	5	2	2	4	4	2	2
Inte för stora påfrestningar på vajern	5	5	25	5	25	5	25	3	15
Inte för stora påfrestningar på konstruktion	4	5	20	2	8	3	12	2	8
Liten ansättningskraft	2	5	10	3	6	5	10	2	4
Anpassningsbar till olika vajer	1	5	5	5	5	5	5	5	5
Ej risk för slir	5	5	25	5	25	5	25	4	20
$T=\sum t_j$		145		120		126		87	
$T/T_{\max}$		1		0,83		0,87		0,6	
Rangordning				2		1		3	

Bilaga 2, Figur 3, Tobias Henryssons utvärdering i Kesselring matrisen

Kriterium		Lösningalternativ							
		Ideal		1		2		3	
	W	v	t	v	t	v	t	v	t
Konstruktionsmässigt enkel	2	5	10	4	8	3	6	5	10
Stor friktionsyta	4	5	20	3	12	5	20	2	8
Lite underhåll	2	5	10	2	4	2	4	2	4
Skydd mot väder och vind	3	5	15	5	15	5	15	5	15
Liten konstruktion	1	5	5	1	1	2	2	1	1
Inte för stora påfrestningar på vajern	5	5	25	3	15	5	25	2	10
Inte för stora påfrestningar på konstruktion	4	5	20	3	12	4	16	3	12
Liten ansättningskraft	2	5	10	2	4	5	10	2	4
Anpassningsbar till olika vajer	1	5	5	5	5	1	1	5	5
Ej risk för slir	5	5	25	5	25	5	25	3	15
$T=\sum t_j$		145		101		124		84	
$T/T_{\max}$		1		0,7		0,86		0,58	
Rangordning				2		1		3	

Bilaga 2, Figur 4, Alexander Kurtssons utvärdering i Kesselring-matrisen

Bilaga 3

Tryck vajer gentemot skiva (Enligt Bridon) Vid maxlast!

$$P = \frac{2T}{Dd}$$

Ekv(1)

Där:

$T =$ Kraften i vajern [N]

$D =$ Skivans diameter [m]

$d =$ Vajerns diameter [m]

$P =$ Kontakttrycket mellan vajer och skiva [N/m^2]

Vajern helt ute med maxlast:

3000 m vajer ute: vikt i luft (enligt vajerleverantör) = 76.2 [kg/m]

Vikt i vatten (enligt vajerleverantör) = 64.8 [kg/m]

Kort sträcka i luft → Försummas

Vikt vajer ute:

$64.8 * 3000 = 194400$ [kg] = 194.4 [ton]

Maxlast = 380 [ton]

Krokens vikt = 12 [ton]

Total vikt ute = 586.4 [ton]

Total rope tension [N] = $586.4 * 10^3 * 9.81 = 5752.584$ [kN]

Erforderlig skivdiameter

Enligt NOV => skivdiameter $D = 25d = 3200$ [mm] = 3.2 [m]

Tryck vajer – skiva : [N/m^2]

$$P = \frac{2T}{Dd} = \left\{ \frac{T = 5752.584 * 10^3 \text{ [N]}}{D = 3.2 \text{ [m]}, d = 0.128 \text{ [m]}} \right\} \rightarrow P = 28088789.1 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

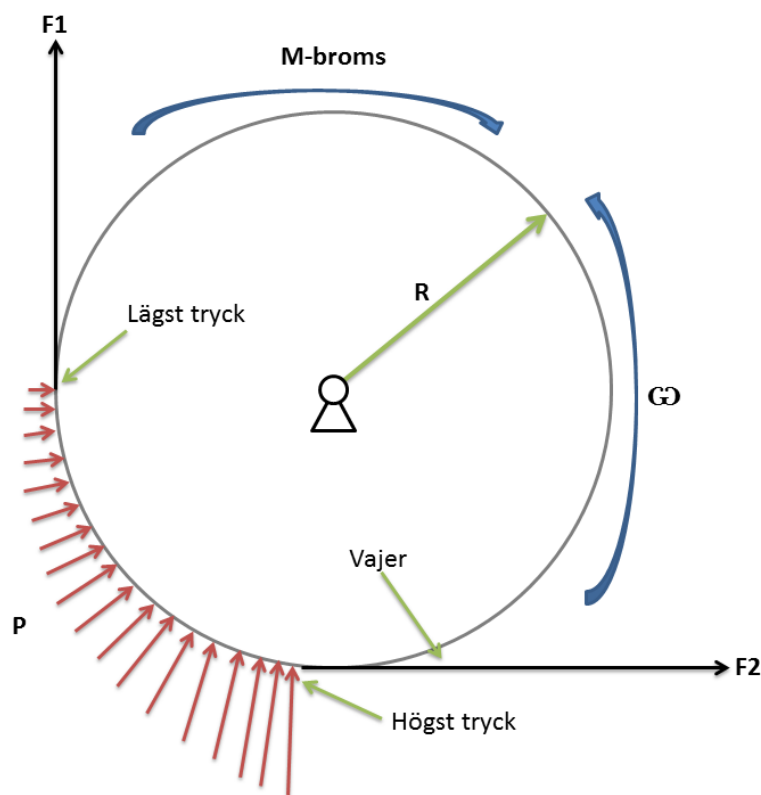
Tryck vajer – skiva [$MPa = N/mm^2$] => $P = 28.09$ [MPa]

Enligt ovanstående beräkningar skulle ett tryck på 28.09 MPa kunna användas för att bromsa vajern utan att skada eller deformera den.

Bilaga 4

Problembeskrivning

Den erforderliga back tension i vajern ska genereras av kraften F_1 samt ett bromsmoment M_{broms} som ansätts på remskivan. Med erforderlig back tension i vajern menas att kraften $F_2 > 72000 \text{ [kg]} = 706320 \text{ [N]}$. Kraften F_1 består av vajerns egentyngd samt krokens vikt. Då kraften F_1 ej är tillräcklig för att generera tillräcklig back tension måste bromsmomentet M_{broms} ansättas på skivan. För att kunna ansätta det erforderliga bromsmoment är ett visst kontaktryck mellan vajer och skiva nödvändigt. Nedan följer beräkningar för det erforderliga kontaktrycket för att kunna ansätta M_{broms} , för att i sin tur kunna generera tillräcklig back tension. Beräkningarna är gjorda enligt bandbromsteori, vid gränsen till glidning.



Figur 4.1 Visar hur trycket varierar exponentiellt längs vajeraskivans periferi

Beräkningar utan externt tryck, enligt bandbromsteori vid gränsen till glidning

$$\frac{F_2}{F_1} = e^{\mu\alpha} \Rightarrow F_2 = F_1 * e^{\mu\alpha} \quad \text{Ekv(2) ref.(8)}$$

$$M_{broms} = (F_2 - F_1) * R \quad \text{Ekv(3) ref.(8)}$$

$$M_{broms} = (F_1 * e^{\mu\alpha} - F_1) * R = F_1(e^{\mu\alpha} - 1) * R$$

$$\text{Vid 500 meter vajer ute: } F_1 = (12000 + 64.8 * 500) * 9.81 = 435564 \text{ [N]}$$

$$M_{broms} = F_1(e^{\mu\alpha} - 1) * R = (F_1 = 435564 \text{ [N]}, \mu = 0,1, \alpha = \pi/2, R = 1.6 \text{ [m]}) \\ = 118535.3 \text{ [Nm]}$$

$$\Rightarrow F_2 = \frac{M_{broms}}{R} + F_1 = 509648.55 \text{ [N]} = \\ 51951.9 \text{ kg BT (back tension) } 52 \text{ ton BT (då på gränsen till slir)}$$

Här ser vi att vi ej uppnår tillräcklig backtension då vi ej kan bromsa skivan tillräckligt utan att riskera slirning mellan vajer och skiva.

Problemet löses genom att addera ett externt tryck på vajern och då öka kontakttrycket mellan vajer och skiva. Då kan vi bromsa skivan mer med samma F_1 utan att riskera slir mellan vajer och skiva.

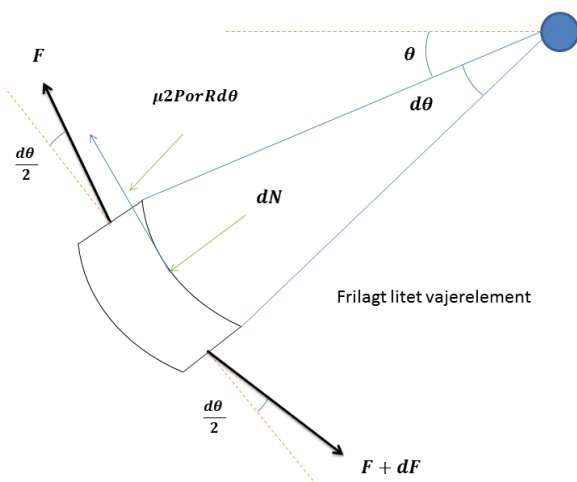
Beräkningar kontakttryck vajer-skiva

För att lösa problemet måste ett samband mellan kontakttrycket mellan vajer och skiva samt krafterna F_1 och F_2 tas fram.

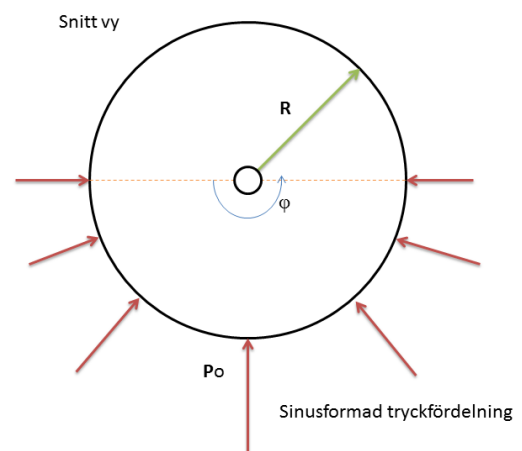
Då trycket både varierar längs skivans periferi (exponentiellt) samt längs skivspårets periferi (sinusformat) är det nödvändigt att frilägga och ställa upp jämvikt för ett litet vajerelement för att ta hänsyn till båda tryckfördelningarna.

Friläggning av litet vajerelement

Följande friläggning och beräkningar är gjorda med stöd från *Maskinelement* s.306-s.307.



Figur 4.2 Visar ett frilagt litet vajerelement.



Figur 4.3 Visar vajern i genomskärning och den sinusformade tryckfördelningen.

Uttryck för dN

$$dN = \int_{\theta=0}^{d\theta} \int_{\varphi=0^{\circ}}^{\varphi=180^{\circ}} P(\varphi) * r * d\varphi * R * d\theta$$

$$\text{där } P(\varphi) = P_0 * \sin(\varphi) \rightarrow$$

$$dN = P_0 * r * R \int \sin(\varphi) * d\varphi * d\theta \rightarrow$$

$$dN = P_0 * r * R * \int d\theta \int_{\varphi=0}^{\varphi=180} \sin(\varphi) * d\varphi =$$

$$= P_0 * r * R * \int d\theta * 2 = 2 * P_0 * r * R * \int_{\theta=0^{\circ}}^{d\theta} d\theta = 2P_0 r R d\theta$$

$$\therefore dN = 2 P_0 r R d\theta$$

Jämvikt för vajerelementet i figur 4.2

$$\swarrow : F + dF - F - \mu 2P_0 r R d\theta = 0 \rightarrow dF = \mu 2P_0 r R d\theta$$

$$\swarrow : 2P_0 r R d\theta - 2F \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) - dF * \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow \left[\text{liten vinkel } \frac{d\theta}{2} \rightarrow \sin \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2} \right] \rightarrow$$

$$\rightarrow 2P_0 r R d\theta - F d\theta - dF \frac{d\theta}{2} = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow 2P_0 r R d\theta - F d\theta - dF \frac{d\theta}{2} = 0 \rightarrow 2P_0 r R \approx F$$

$$\rightarrow P_0 = \frac{F}{2Rr}$$

$$\rightarrow dF = \mu * 2 * \frac{F}{2Rr} * r R d\theta \rightarrow dF = \mu F d\theta \rightarrow \frac{dF}{F} = \mu d\theta$$

Integrering av denna separabla differentialekvation ger

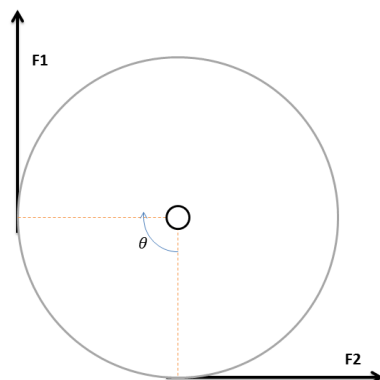
$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = \int_0^\alpha \mu d\theta \rightarrow \frac{F_2}{F_1} = e^{\mu\alpha}$$

Tryckvariationen längst kontaktytan mellan vajer och skiva blir då:

$$P_0(\theta) = \frac{F_1 e^{\mu\theta}}{2Rr} \quad \text{Ekv(4)}$$

För att kunna utnyttja att vi redan känner den kraft vi vill uppnå i F_2 (erforderlig backtension) skrivs formeln om beroende av F_2 enligt:

$$P_0(\theta) = \frac{F_2}{e^{\mu\theta} * 2Rr} \quad 0 < \theta < 90^\circ \quad \text{Ekv(5)}$$



Figur 4.4 visar vajeraskivan och åt vilket håll θ sträcker sig

Beräkningar kontaktryck mellan vajer och skiva vid tillräcklig back tension

Erforderligt kontaktryck mellan vajer och skiva för att uppnå tillräcklig back tension enligt:

$$P_0(\theta) = \frac{F_2}{e^{\mu\theta} 2Rr}$$

Tillräcklig back tension:

$$F_2 = 72000 [kg] = 706320 [N]$$

$$R = 1,6 [m] = 1600 [mm]$$

$$r = 0,064 [m] = 64 [mm]$$

$$\mu = 0.1$$

$$P_0 = \frac{706320}{e^{0,1\theta} * 2 * 1600 * 64} [MPa]$$

Beräknar det erforderliga trycket i tre punkter:

Beräkning maxtryck (Vid F_2 angrepp $\rightarrow \theta = 0^\circ$)

$$P_{0,max} = \frac{706320}{e^{0,1*0} * 2 * 1600 * 64} = 3,45 [MPa]$$

Beräkning av mittpunktstrycket ($\theta = 45^\circ = \frac{\pi}{4}$)

$$P_{0,mitt} = \frac{706320}{e^{0,1*\frac{\pi}{4}} * 2 * 1600 * 64} = 3,19 [MPa]$$

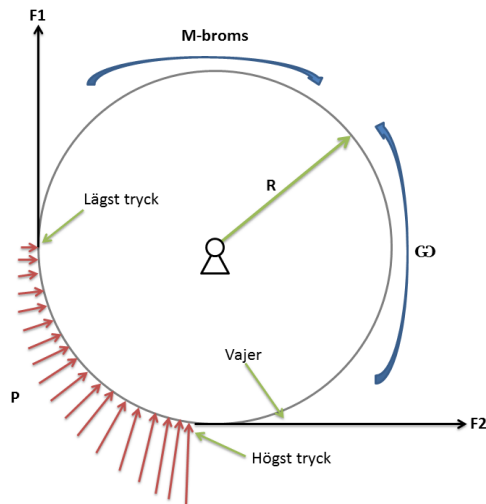
Beräkning min. tryck ($\theta = 90^\circ = \frac{\pi}{2}$)

$$P_{0,min} = \frac{706320}{e^{0,1*\frac{\pi}{2}} * 2 * 1600 * 64} = 2,95 [MPa]$$

Beräkningar av kontakttrycket mellan vajer och trumma som uppkommer genom kraften F_1

Kontakttrycket mellan vajer och skiva på grund av kraften F_1 i vajern beräknas i tre punkter längs skivans periferi. Vid $P_{0,min}$, $P_{0,mit}$, $P_{0,max}$ i tre lägen där det finns 500 [m], 250 [m], 0 [m] (endast krok ute) vajer ute. Beräkningarna görs enligt ekv.(4):

$$P_0(\theta) = \frac{F_1 e^{\mu\theta}}{2Rr}$$



Skivradien $R = 1600$ [mm]

Vajerradien $r = 64$ [mm]

Friktionen $\mu = 0,1$

$0 < \theta < 90^\circ$

Figur 4.5 refererar till Figur 4.1 Visar hur trycket varierar exponentiellt längs vajertrummans periferi

Kontakttrycket vid 500 meter vajer ute

$$F_1 = (64,8 * 500 + 12000) * 9,81 = 435564$$
 [N]

$$(\theta = 0) \quad P_{0,min} = 2,13$$
 [MPa]

$$\left(\theta = 45^\circ = \frac{\pi}{4}\right) \quad P_{0,mit} = 2,30$$
 [MPa]

$$\left(\theta = 90^\circ = \frac{\pi}{2}\right) \quad P_{0,max} = 2,49$$
 MPa

Kontakttrycket vid 250 meter vajer ute

$$F_1 = (64,8 * 250 + 12000) * 9,81 = 276642 \text{ [N]}$$

$$(\theta = 0) \quad P_{0,min} = 1,35 \text{ [MPa]}$$

$$\left(\theta = 45^\circ = \frac{\pi}{4}\right) \quad P_{0,mitt} = 1,46 \text{ [MPa]}$$

$$\left(\theta = 90^\circ = \frac{\pi}{2}\right) \quad P_{0,max} = 1,58 \text{ MPa}$$

Kontakttrycket vid 0 meter vajer ute (bara krok)

$$F_1 = (64,8 * 0 + 12000) * 9,81 = 117720 \text{ [N]}$$

$$(\theta = 0) \quad P_{0,min} = 0,58 \text{ [MPa]}$$

$$\left(\theta = 45^\circ = \frac{\pi}{4}\right) \quad P_{0,mitt} = 0,62 \text{ [MPa]}$$

$$\left(\theta = 90^\circ = \frac{\pi}{2}\right) \quad P_{0,max} = 0,67 \text{ [MPa]}$$

Beräkningar av ansättningsstrycket

Ansättningsstrycket $P_{0,extra}$ ska kompensera för skillnaden mellan det redan existerande kontaktstrycket (p.g.a kraften F_1) och det erforderliga trycket som krävs för att få ut tillräcklig back tension i vajern.

Vi vill ha en säkerhetsfaktor > 3 mot slir mellan vajer och skiva.

Beräknas i 3 lägen, vid 500 [m], 250 [m], 0 [m] vajer ute

Vid 500 meter vajer ute

Enligt tidigare beräkningar:

$$P_{0,min,erforderlig} = 2,95 \text{ [MPa]} \quad P_{0,min,existerande} = 2,13 \text{ [MPa]}$$

$$P_{0,mitt,erforderlig} = 3,19 \text{ [MPa]} \quad P_{0,mitt,existerande} = 2,30 \text{ [MPa]}$$

$$P_{0,max,erforderlig} = 3,45 \text{ [MPa]} \quad P_{0,max,existerande} = 2,49 \text{ [MPa]}$$

Säkerhetsfaktor ≥ 3 mot slir $\rightarrow$

Min.punkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,min,erforderlig} - P_{0,min,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 6,72 \text{ [MPa]}$$

Mittpunkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,mitt,erforderlig} - P_{0,mitt,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 7,27 \text{ [MPa]}$$

Max.punkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - P_{0,max,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 7,86 \text{ [MPa]}$$

Vid 250 meter vajer ute

Enligt tidigare beräkningar:

$$P_{0,min,erforderlig} = 2,95 \text{ [MPa]} \quad P_{0,min,existerande} = 1,35 \text{ [MPa]}$$

$$P_{0,mitt,erforderlig} = 3,19 \text{ [MPa]} \quad P_{0,mitt,existerande} = 1,46 \text{ [MPa]}$$

$$P_{0,max,erforderlig} = 3,45 \text{ [MPa]} \quad P_{0,max,existerande} = 1,58 \text{ [MPa]}$$

Säkerhetsfaktor ≥ 3 mot slir $\rightarrow$

Min.punkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,min,erforderlig} - P_{0,min,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 7,5 [MPa]$$

Mittpunkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,mitt,erforderlig} - P_{0,mitt,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 8,11 [MPa]$$

Max.punkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - P_{0,max,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 8,77 [MPa]$$

Vid 0 meter vajer ute (endast krok ute)

Enligt tidigare beräkningar:

$$P_{0,min,erforderlig} = 2,95 [MPa] \quad P_{0,min,existerande} = 0,58 [MPa]$$

$$P_{0,mitt,erforderlig} = 3,19 [MPa] \quad P_{0,mitt,existerande} = 0,62 [MPa]$$

$$P_{0,max,erforderlig} = 3,45 [MPa] \quad P_{0,max,existerande} = 0,67 [MPa]$$

Säkerhetsfaktor ≥ 3 mot slir $\rightarrow$

Min.punkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,min,erforderlig} - P_{0,min,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 8,27 [MPa]$$

Mittpunkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,mitt,erforderlig} - P_{0,mitt,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 8,95 [MPa]$$

Max.punkt:

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - P_{0,max,existerande} \rightarrow P_{0,extra} \geq 9,68 [MPa]$$

$\therefore$ Vi ser att $P_{0,extra}$ är störst i max.punkten i alla lägen, därför dimensionerar vi ansättningsstrycket mot den punkten med en säkerhetsfaktor ≥ 3 . Det ger oss en säkerhetsfaktor ≥ 3 i alla punkter längs skivans periferi.

Samband mellan ansättningsstrycket och längden vajer ute

Ett samband mellan ansättningsstrycket $P_{0,extra}$, och längden vajer ute L tas fram enligt följande.

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - P_{0,max,existerande} \rightarrow$$

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{F_1 e^{\mu\theta}}{2Rr} \rightarrow$$

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + k) * g * e^{\mu\theta}}{2Rr} \rightarrow$$

$$Max.punkt \rightarrow \theta = \frac{\pi}{2} \rightarrow$$

$$P_{0,extra} \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + k) * g * e^{\mu*\pi/2}}{2Rr} \rightarrow$$

$$\therefore P_{0,extra}(L) \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + k) * g * e^{\mu*\frac{\pi}{2}}}{2Rr} \quad \text{Ekv. (6)}$$

Där:

L = Längd vajer ute [m]

ρ = vajervikt/meter [kg/m]

k = krokvikt [kg]

μ = Friktionskoeffecienten

R = Skivradie [m]

r = Vajerradie [m]

Sammanfattning tryckberäkningar

Kraften F_1 går ej att påverka. Genom att lägga på ett bromsmoment över skivan så kan vi nå erforderlig backtension.

Men skulle man lägga på ett bromsmoment i detta läge (utan externt tryck) skulle vajern slira mot skivan vilket den inte får göra.

Hur löser vi då slirproblemet?

Genom att addera ett externt tryck (klämna vajern mot skivan) kan vi bromsa skivan utan risk för slirning mellan vajer och skiva.

Enligt tidigare beräkningar så löses problemet med kontakttryck enligt:

$$\therefore P_{0,extra}(L) \geq 3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + m_{krok}) * g * e^{\mu * \pi / 2}}{2Rr}$$

Där:

L = Längd vajer ute [m]

ρ = vajervikt/meter [kg/m]

m_{krok} = krokvikt [kg]

μ = Friktionskoeffecienten

R = Skivradie [mm]

r = Vajerradie [mm]

I vårt fall med insatt data så löses problemet enligt följande:

$$0 < L < 500$$

$$\rho = 64,8 \text{ [kg/m]}$$

$$m_{krok} = 12000 \text{ [kg]}$$

$$\mu = 0,1$$

$$R = 1600 \text{ [mm]}$$

$$r = 128 \text{ [mm]}$$

Ansätter vi ett tryck mot vajern som klämmer den runt skivan enligt detta så kan vi bromsa skivan och då skapa den erforderliga back tension i vajern som vi vill ha, utan risk för slirning mellan vajer och skiva.

Bilaga 5

Översättning av ansättningsstrycket till ansättningskraft i cylindrarna

För att veta vilken kraft som cylindrarna behöver kunna generera så måste ansättningsstrycket översättas till en ansättningskraft enligt:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ekv. (7) ref. (9)}$$

I vårt fall så varierar trycket och kraften enligt:

$$P_0 \sin(\varphi) = \frac{F_0 \sin(\varphi)}{A} \rightarrow P_0 = \frac{F_0}{A} \rightarrow F_0 = P_0 * A$$

Där:

$$A = \frac{d\pi}{2} * \frac{D\pi}{4} = \frac{Dd\pi^2}{8} = \frac{2R * 2r * \pi^2}{8} = \frac{Rr * \pi^2}{2}$$

$$P_0 = P_{0,extra}(L) = 3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + m_{krok}) * g * e^{\mu * \frac{\pi}{2}}}{2Rr}$$

$$\rightarrow F_0(L) = \left(3 * P_{0,max,erforderlig} - \frac{(\rho L + m_{krok}) * g * e^{\frac{\mu\pi}{2}}}{2Rr} \right) * \frac{Rr * \pi^2}{2} \quad \text{Ekv. (8)}$$

Där:

$$0 < L < 500 [m]$$

$$P_{0,max,erforderlig} = 3,45 [MPa]$$

$$\rho = \text{vajervikt/meter} [kg/m]$$

$$m_{krok} = \text{krokens vikt} [kg]$$

$$\mu = \text{friktionskoefficient}$$

$$R = \text{Skivradie} [mm]$$

$$r = \text{vajerradie} [mm]$$

Tillhörande data enligt följande:

$$0 < L < 500 [m]$$

$$P_{0,max,erforderlig} = 3,45 [MPa]$$

$$\rho = 64,8 [kg/m]$$

$$m_{krok} = 12000 [kg]$$

$$\mu = 0,1$$

$$R = 1600 [mm]$$

$$r = 64 \text{ [mm]}$$

Ansättningskraften beräknas i tre olika längder för, 500 m, 250 m, 0 m för att ge en överblick. Den dimensioneras mot 0 [m] eftersom det är då maximal cylinderkraft kommer behövas. Beräkningarna ger följande resultat.

För $F_0(500)$

$$\begin{aligned} \rightarrow F_0(500) &= \left(3 * 3,45 - \frac{(64,8 * 500 + 12000) * 9,81 * e^{\frac{0,1 * \pi}{2}}}{2Rr} \right) * \frac{1600 * 64 * \pi^2}{2} \\ &= 3972,59 \text{ kN} \end{aligned}$$

För $F_0(250)$

$$\begin{aligned} \rightarrow F_0(250) &= \left(3 * 3,45 - \frac{(64,8 * 250 + 12000) * 9,81 * e^{\frac{0,1 * \pi}{2}}}{2Rr} \right) * \frac{1600 * 64 * \pi^2}{2} \\ &= 4431,41 \text{ [kN]} \end{aligned}$$

För $F_0(0)$

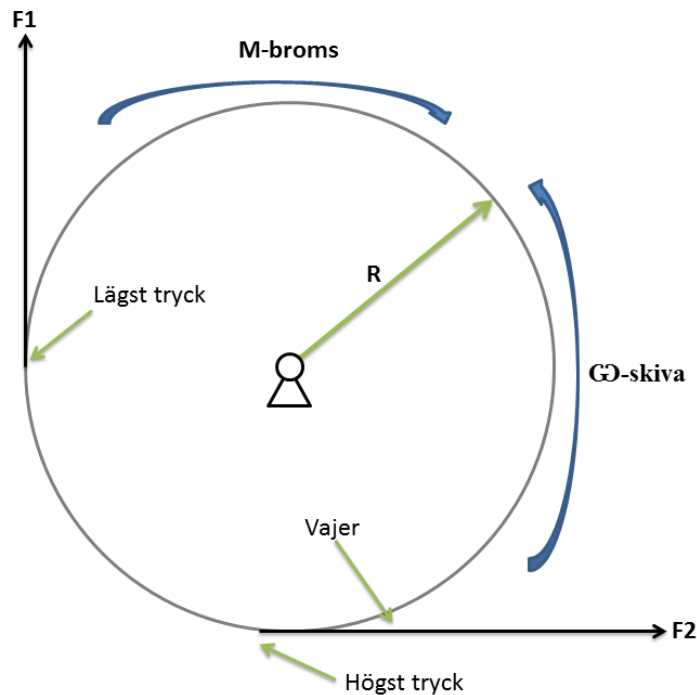
$$\begin{aligned} \rightarrow F_0(0) &= \left(3 * 3,45 - \frac{(64,8 * 0 + 12000) * 9,81 * e^{\frac{0,1 * \pi}{2}}}{2Rr} \right) * \frac{1600 * 64 * \pi^2}{2} \\ &= 4890,23 \text{ [kN]} \end{aligned}$$

Cylindrarna måste alltså enligt beräkningarna ovan trycka med maximalt 4890,23 [kN] över hela ytan. Vi väljer här att dela upp kraften på 8 cylindrar för att sprida ut kraften. Detta ger att varje cylinder minst måste ge 611,3 [kN] = 62,3 ton i dragande kraft.

Bilaga 6

Beräkningar bromsmoment

Då kraften F_1 ej är tillräcklig för att anbringa den back tension i vajern som vi vill ha så måste ett bromsmoment ansättas på skivan. Bromsmomentet beräknas enligt:



Figur 6.1 Visar vajer skivan och tillhörande storheter

Definition av bromsmoment:

$$M_{broms} = (F_2 - F_1) * R$$

Vid 500 meter vajer ute:

$$F_2 = 706320 \text{ [N]}$$

$$F_1 = (\rho * L + k) * g = (64,8 * 500 + 12000) * 9,81 = 435564 \text{ [N]}$$

$$R = 1,6 \text{ [m]}$$

$$\rightarrow M_{broms} = 433209,6 \text{ [Nm]} = 433,2 \text{ [kNm]}$$

Vid 250 meter vajer ute:

$$F_2 = 706320 \text{ [N]}$$

$$F_1 = (\rho * L + m_{krok}) * g = (64,8 * 250 + 12000) * 9,81 = 276642 \text{ [N]}$$

$$R = 1,6 \text{ [m]}$$

$$\rightarrow M_{broms} = 687484,8 \text{ [Nm]} = 687,5 \text{ [kNm]}$$

Vid 0 meter vajer ute (bara krok):

$$F_2 = 706320 \text{ [N]}$$

$$F_1 = (\rho * L + k) * g = (64,8 * 0 + 12000) * 9,81 = 117720 \text{ [N]}$$

$$R = 1,6 \text{ [m]}$$

$$\rightarrow M_{broms} = 941760 \text{ [Nm]} = 941,8 \text{ [kNm]}$$

$\therefore$ Vi ser att bromsmomentet varierar med längden vajer som finns ute. En allmän formel för vilket bromsmoment som ska ansättas tas fram.

$$M_{broms} = (F_2 - F_1) * R \rightarrow$$

$$\{F_1 = (\rho * L + m_{krok}) * g\} \rightarrow$$

$$M_{broms} = (F_2 - ((\rho * L + m_{krok}) * g)) * R$$

$$\therefore M_{broms}(L) = (F_2 - ((\rho * L + m_{krok}) * g)) * R \quad \text{Ekv. (9)}$$

Där:

L = Längden vajer som finns ute [m]

ρ = Vajervikt/meter [kg/m]

m_{krok} = Krokvikts [kg]

R = Skivradie [m]

F_2 = Erforderlig backtension [N]

Tillhörande data enligt följande:

$$0 < L < 500 \text{ [m]}$$

$$\rho = 64,8/m \text{ [kg]}$$

$$m_{krok} = 12000 \text{ [kg]}$$

$$R = 1,6 \text{ [m]}$$

$$F_2 = 706320 \text{ [N]}$$

$\therefore$ Vi ser att det största bromsmomentet som behöver ansättas är:

$$M_{broms} = 941760 \text{ [Nm]} = 941,8 \text{ [kNm]}$$