

Kraftmätning på stödhjul till roterugn i kulsinterverk

Utvärdering av mätmetoder

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör

ANDERS VIKARD

Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2013
Examensarbete 2013:02

EXAMENSARBETE 2013:02

Kraftmätning på stödhjul till roterugn i kulsinterverk

Utvärdering av mätmetoder

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör

ANDERS VIKARD

Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2013

Kraftmätning på stödhjul till roterugn i kulsinterverk
Utvärdering av mätmetoder
Examensarbete inom högskoleingenjörprogrammet maskiningenjör
ANDERS VIKARD

© ANDERS VIKARD, Sverige 2013

Examensarbete 2013:02 ISSN 1652-9901
Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
Chalmers tekniska högskola
SE-412 96 Göteborg
Sverige
Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Omslag: Sprängskiss av stödhjul och lagerhus till ett av kulsinterverken på LKAB. Ritning gjord av Metso.

Tryckeri /Institutionen för Tillämpad mekanik
Göteborg, Sverige 2013

Förord

Den här rapporten är resultatet av ett examensarbete på 15 hp som är sista delen i högskoleingenjörutbildningen inom makinteknik vid Chalmers tekniska högskola.

Arbetet har utförts åt LKAB under tio veckors heltidsarbete våren 2013. Arbetet har bedrivits i LKABs lokaler i alphyddan och på kulsinterverken i Kiruna.

Speciellt tack riktas till Jari Leinonen som har varit min handledare på LKAB och hjälpt mig under hela arbetet.

Tack även till:

- Tomasz och Alexander, dagtidsmekaniker på KK3 som varit väldigt hjälpsamma med att förklara justeringsarbetet
- All personal på Alphyddan för hjälp och intressanta samtal vid fikabordet
- Krister Fredriksson på MCC som hjälpt mig med vibrationsdata
- All personal på verken och SAK som har svarat på mina frågor
- Mikael Risberg på Vishay Nobel AB som berättat om trådtöjningsgivare

Slutligen ett tack till Peter Bövik som varit min handledare på Chalmers och hjälpt mig med det administrativa.

Sammanfattning

LKAB är en stor järnmalmproducent som bedriver gruvbrytning i Kiruna, Svappavaara och Malmberget. Ett led i processen går ut på att malmen, som har rullats till 10 mm stora kulor, upphettas till 1250°C. Det sker i en högtemperatursugn, även kallad kiln. I Kiruna finns tre sådana ugnar; de är cylinderformade med en diameter på 6-8 meter, den jag har fokuserat på är över 30 meter lång, har en rotationshastighet upp till 1,6 rpm och väger cirka 1500 ton under drift. För att förhindra oönskad axiell rörelse av kiln finns två axialhjul, i fortsättningen omnämnda som stödhjul, som tar upp de horisontella krafterna.

De senaste åren har fyra dokumenterade stödhjulshaverier uppstått till följd av för stor belastning på stödhjulen. Haverien har orsakat flera dygn långa stopp med stora produktionsbortfall till följd.

För att undvika framtida haverier efterfrågar LKAB ett mätsystem för kontinuerlig övervakning av kraften mot stödhjulen. Syftet med den här rapporten är att undersöka hur ett sådant system kan se ut. Genom att titta på vilka givare som kan användas för uppskattning av kraften mot stödhjulen, förklara hur de fungerar och var de kan appliceras samt utvärdera de olika alternativen.

Rapporten har begränsats, av tids skäl, att enbart beröra en teoretisk utformning. Jag har även valt att främst titta på alternativ som kan appliceras utan stora omkonstruktioner av stödhjul, lagerhus eller kiln.

Stödhjulet har redan temperatursensorer som mäter oljetemperaturen i dess glidlager och det nedre stödhjulet har en accelerometer installerad för tillståndskontroller genom att registrera vibrationer. Det framgår att temperaturen i lagret påverkas av kraften, den reagerar dock långsamt på kraftändringar och påverkas även av många andra faktorer. Vibrationsgivarna visar inget tydligt samband med kraften.

Ett av de två förslag som lämpas bäst för kraftmätning på stödhjulet är en lastcell, det vill säga en konstruktion med trådtöjningsgivare som är förkalibrerad att mäta krafter, som monteras under stödhjulets lagerhus och registrerar horisontella krafter. Förslaget kräver att fundamentet som hjulet idag står på sänks två decimeter men ger en bra och noggrann mätning av kraften. Det andra konceptet mäter lagerhusets utböjning med trådtöjningsgivare och kan monteras utan större omkonstruktioner. För att återgre storleken på kraften krävs dock kalibrering på plats.

Abstract

LKAB is a large mining company located in Kiruna, Svappavaara and Malmberget. Part of the process includes heating iron ore spheres, so-called pellets, to a temperature of 1250 degrees Celsius. To accomplish this, the pellets is transported thorough a high temperature oven; more than 30 meter long, between 6 and 8 meter in diameter and with the weight of 1500 tonne. This oven is also called Kiln. To avoid unwanted axial movement of the kiln, two thrust rollers are located, one at each side of a support ring of the kiln.

Past years, four documented cases of thrust roller breakdown occured, caused by to high pressure inflicted by the support ring against the thrust roller. The breakdowns caused interruption of the production for several days with economic loses in the magnitude of millions of swedish kronor.

To avoid future breakdowns LKAB wish to, continuously, be able to monitor the load of the thrust roller. The aim of this report is to examine sensors suitable, describe them and then evaluate their capability to solve the task at hand.

The thesis focuses mainly on solutions wich do not require bigger reconstructions and, because of time limitations, only the theoretical part of the solution.

The thrust roller is already equipped with temperature sensors located in the journal bearing of the thrust roller and with accelerometers used to perform vibration analysis of the mentioned bearing. Some connection between the inflicted load and the bearing teperature has been established, but the response time is low and the temperature is also affected by various other factors which decreases the accuracy. Between the vibration data and the load no useful relation has been established.

The method best suited for force measurment of the thrust roller is a load cell located under the bearing house. It requires some reconstruction of the base at which the thrust roller is located, but the horizontal load will be measured with great accuracy and precision. A second concept, which do not require any reconstruction, measures the bending of the bearing house with good accuracy by the use of strain gauges. Though, this concept requires som complicated method of calibration to correctly measure the load.

Innehållsförteckning

1	INLEDNING	1
1.1	Bakgrund	1
1.1.1	LKAB	1
1.1.2	Kulsinterverken	1
1.1.3	Kiln.....	1
1.1.4	Bärhjul och bärring.....	2
1.1.5	Stödhjul	3
1.1.6	Haveri	5
1.2	Syfte.....	5
1.3	Avgränsningar	5
1.4	Precisering av frågeställning	6
2	TEORETISK REFERENSRAM	7
2.1	Trådtöjningsgivare.....	7
2.1.1	Olika mönster	8
2.1.2	Mätning av yttöjning	9
2.1.3	Wheatstonebrygga.....	10
2.1.4	Lastceller	14
2.2	Accelerometer.....	15
2.2.1	Kapacitiv accelerometer	15
2.2.2	Piezoresistiv accelerometer	15
2.2.3	Piezoelektrisk accelerometer.....	15
2.2.4	Tillståndskontroller med vibrationsmätning	16
2.3	Tachometer	16
2.4	Temperaturgivare.....	17
2.4.1	Motståndstermometer.....	17
2.4.2	Termoelement.....	17

2.4.3	Strålningspyrometer	17
2.5	Problemområden inom mätteknik	18
2.5.1	Ledningsresistans	18
2.5.2	Nollägesförskjutning	18
2.5.3	Krypning.....	18
2.5.4	Hysteres	18
2.5.5	Olinjäritet	18
2.6	Lägesjustering av kiln genom snedställning av bärhjul.....	19
2.6.1	Aligngard-systemet	21
3	METOD.....	22
3.1	Informationsinsamling.....	22
3.2	Förslagsgenerering.....	22
3.3	Utvärdering.....	22
4	RESULTAT	24
4.1	Kraftberäkningar.....	24
4.2	Uppskattning av spänningar i stödhjul och lagerhus	27
4.2.1	Beräkning av erforderlig spänning för utmattningsbrott.....	28
4.3	Kravspecifikation.....	30
4.4	Vibrationsmätningar i lagerhuset.....	31
4.5	Temperaturgivare i radiallager	33
4.6	Kraftmätning med trådtöjningsgivare.....	35
4.7	Konceptutvärdering	45
5	SLUTSATS	47

1 INLEDNING

1.1 Bakgrund

På kulsinterverken på LKAB i Kiruna finns roterande högttemperatursugnar kallade kiln. Dessa ugnar är mellan sex och åtta meter i diameter, väger drygt 1500 ton och har en arbetstemperatur på 1250°C. I kiln rullas malmkulor för att brännas, det kallas sintringsprocessen. I kiln smälter partiklarna av järnmalm delvis samman och omvandlas från en form, magnetit, till en annan, hematit, det gör malmkulorna hårdare och hållfastare. (LKAB, u.d.) För att kulorna naturligt ska rulla i rätt riktning har ugnen en lutning på cirka 3 grader. På grund av lutningen på kiln vill ugnen vandra i axiell led.

1.1.1 LKAB

LKAB är en järnmalmsproducent som exporterar järnmalmspellets till stora delar av världen. I Sverige bedriver LKAB verksamhet i Kiruna, Malmberget och Svappavaara.

I Kiruna finns en underjordsgruva, där järnmalmen bryts och transporteras till så kallade skippar. Skipparna är stora och snabba hissar anpassade för att transportera malm och gråberg upp till ytan. Ovan jord finns ett sovringsverk där stenblocken från gruvan krossas ner till mindre storlek och där skrot sorteras bort. Sen förs stenarna med bandtransportörer till anrikningsverken. På anrikningsverken mals stenarna ner till pulverstorlek, järnmalmet separeras och önskvärda tillsatsmedel tillförs. Från anrikningsverken transporteras järnet till kulsinterverken.

1.1.2 Kulsinterverken

Kulsinterverk finns det, precis som anrikningsverk, tre stycken i Kiruna. De kallas KK2, KK3 och KK4 där KK4 är det nyaste och KK2 är det äldsta av de fortfarande befintliga.

På kulsinterverken rullas cirka 10 mm stora kulor av järnmalmen, så kallade pellets. Dessa transporteras sedan till det som kallas varma delen. Den består av grate, kiln och kylaren. I graten förvärms pelletsen för att få hårdare egenskaper innan de kommer till kiln, som är en stor roterande högttemperatursugn där det är upp till 1250°C varmt. När pelletsen upphettas till denna temperatur omvandlas magnetit till hematit. Efter kiln förs pelletsen till kylaren där de får svalna. Pelletsen är nu färdiga för att skeppas vidare till stålverk världen över.

1.1.3 Kiln

Som förklarats i föregående kapitel är kiln en stor roterande högttemperatursugn. Det finns en på varje kulsinterverk i Kiruna, denna typ av ugnar är även vanliga i betongindustrier och en del andra verk inom processindustrin. I Kiruna varierar kiln i storlek från sex till åtta meter i diameter och längdmässigt är de cirka 30-50 meter. Kilns drivordning består av en kuggkrans som på två ställen drivs med kuggklädda axlar kopplade till elmotorer.



Figur 1.1. Kiln i kulsinterverk KK3, kiln är en roterande högttemperatursugn. Kiln på bilden är 33,5 meter lång och har en diameter på cirka sju meter.

1.1.4 Bärhjul och bärring

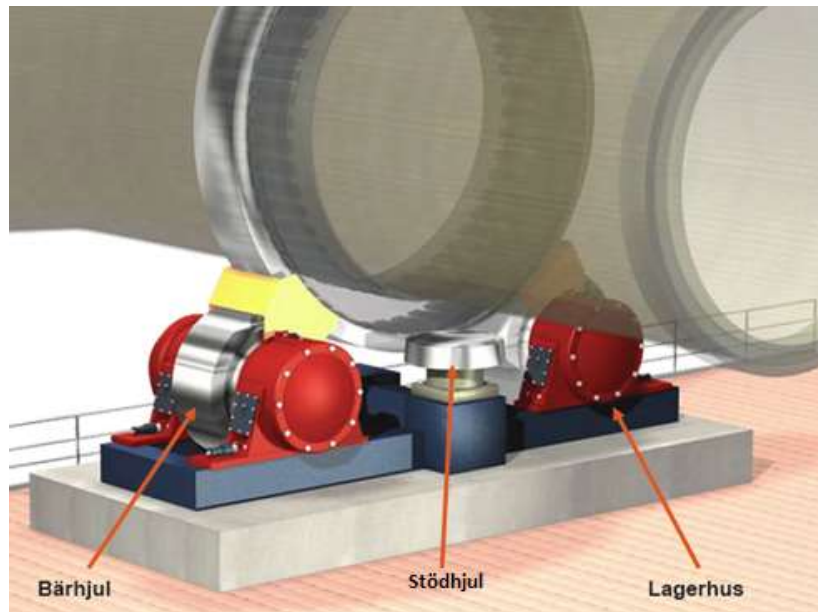
Kiln vilar på fyra bärhjul som, i ursprungsläget, är parallella med kilns centrumaxel. Dessa är konstruerade för att bära upp kilns massa och tillåts rotera runt sin egen axel. Bärhjulen ligger inte an direkt mot kilns mantel, det sitter två så kallades bärringar monterade på kiln som bärhjulen har kontakt med. Bärhjulen roterar genom kontakten med bärringen.



Figur 1.2. Den vänstra bilden visar ett av bärhjulen på KK3 och den högra bilden bärringen på KK4. Bärhjulen ligger inte direkt mot kilns mantel utan mot bärringen som är trädd runt kiln.

1.1.5 Stödhjul

Kiln har en lutning relativt horisontalplanet för att pelletsen i kiln naturligt ska strömma i riktning mot kylaren. Det medför dock att även kiln strävar efter att röra sig mot kylaren. För att motverka för stor axiell vandring finns det två axialhjul, i fortsättningen omnämnda som stödhjul, vid varje kiln.



Figur 1.3. Principbild på kiln med bärhjul, bärhjulens lagerhus och stödhjul. Bilden är hämtad från Metsos informationsbroschyr om Kiln.

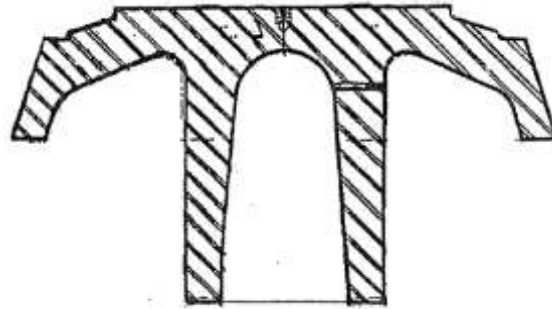
Eftersom temperaturen är ungefär 1200° C högre vid drift än då ugnen är avstängd sker en temperaturutvidgning på 22,6 cm av kiln på KK3, aningen större på KK4 och lite mindre på KK2. För att förhindra att nämnda längdändring sker vid inloppet till kiln sitter det ett stödhjul på vardera sidan om den övre bärringen. Det är två svampformade hjul som tar upp krafter i axiell led.



Figur 1.4. Bild på ett av stödhjulen på KK2. Stödhjulets uppgift är att förhindra axiell förflyttning av kiln.

Stödhjulen är förbundna med varandra med hjälp av stänger och fastskruvade i ett rektangulärt stålfundament under lagerhuset. De är placerade med ett spel till bärringen på 2,5 – 5 cm, det är så stor förflyttning som tillåts innan kiln tappas kontaktyta i kuggarna som driver kiln.

Verken i Kiruna skiljer sig till viss del i storlek och utformning. Det innebär att stödhjulen på de olika verken inte är likadana. På KK2 och KK3 är de snarlika men det äldre verket, KK2, har ett aningen mindre stödhjul. På KK4 skiljer det sig i både tvärsnitt och storlek.

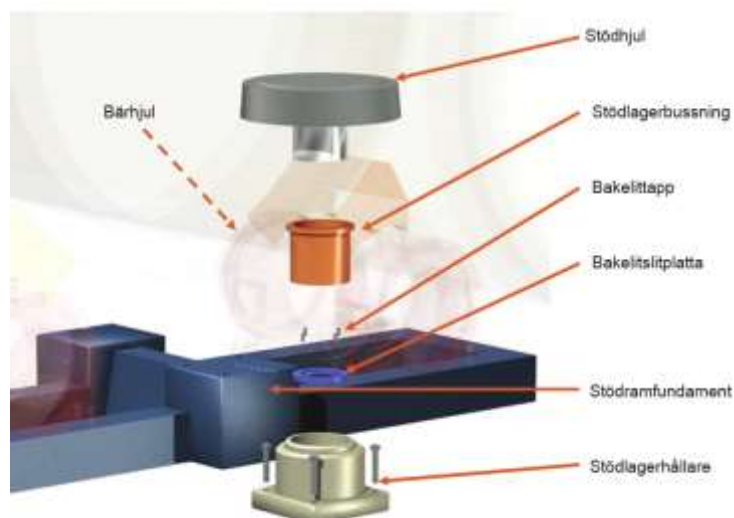


Figur 1.5. Skiss på tvärsnittet av stödhjulet på KK3. Skissen gjord och utlämnad av Metso. Måttangivelser är i efterhand censurerade.

1.1.5.1 Lagring av stödhjul

När stödhjulet får kontakt med bärringen börjar det rotera. För att möjliggöra detta är stödhjulet monterat i ett lager. På KK4 är stödhjulet rullagrat medan på KK2 och KK3 används radialglidlager med en flänsbussning av brons.

I lagret står stödhjulet på en bakelit-platta. Smörjningen sker genom att lagret står i ett oljebad. Oljan är enligt maskinsmörjarna på KK3 av typen Shell Omala S2 G320 och erforderlig volym för att fylla lagret till driftsoljenivå är 73,8 liter på KK3 och 64,0 liter för lagren på KK2. (Allis Mineral, u.d.)



Figur 1.6. Sprängbild av stödhjul och dess lager. Bilden är hämtad från Metsos informationsbroschyr om Kiln.

1.1.6 Haveri

Vid flertalet tillfällen, minst fyra dokumenterade, har stödhjulshaveri uppstått. Enligt haverirapporterna har orsaken för haverierna orsakats av långvarig kontakt eller för stor belastning mot stödhjulen.

I två av de dokumenterade fallen lossnade hjulet vid övergången mellan axel och hjul. Den tredje och fjärde gången slutade stödhjulet att rotera varefter anliggningsytan började glöda och delar av stödhjulet slets loss och fastnade på bärringen.



Figur 1.7. Två bilder från stödhjulshaveriet augusti 2011. Den vänstra visar överdelen och den högra visar axeln.

Bortsett från det första haveriet som skedde på kulsinterverket i Svappavaara har alla dokumenterade haverier skett på KK2 och på dess nedre stödhjul. En sammanställning av de fyra haverierna och dess orsaker enligt haverirapporterna finns att läsa i bilaga 1.

Alla haverierna resulterade i flera dagar långa stopp i verket och produktionsbortfall till värden av miljonbelopp.

1.2 Syfte

För att undvika framtida stödhjulshaveri efterfrågar LKAB metoder för kontinuerlig övervakning av belastningen mot stödhjulen.

Rapporten kommer att studera olika möjligheter för kraftmätning samt hur de appliceras bäst för att mäta bärringens tryck mot stödhjulet. Genom att titta på olika typer av givare och studera den aktuella situationen ska olika förslag presenteras och utvärderas för att hitta bäst konfiguration, placering och givartyp lämplig för uppgiften.

1.3 Avgränsningar

Av tidsskäl har utformning av mätsystem begränsats till att vara enbart teoretisk. Fokus har även lagts på att främst studera system som inte kräver stora och omfattande ändringar eller nykonstruktion av stödhjul, kiln eller andra stora komponenter.

De olika kulsinterverken i Kiruna varierar i både storlek och utförande. Av praktiska skäl är de måttangivelser och det data jag använt mig av, om inte annat angivits, hämtade eller gällande för kulsinterverket som benämns KK3.

1.4 Precisering av frågeställning

Rapporten strävar efter att besvara följande frågor:

- Vilka givare finns på stödhjulen idag?
 - Hur påverkas deras mätvärden av belastningen på stödhjulet?
- Hur stor belastning utsätts stödhjulet för?
 - Vilken är maximala kraften?
- Hur ser förutsättningarna ut och vad ställer det för krav på mätsystemet?
- Vilka typer av givare finns för att mäta kraftpåverkan?
 - Hur fungerar dessa?
 - Går det att applicera på berörda situation?
 - Krävs ombyggnad eller att verket står stilla?

2 TEORETISK REFERENSRAM

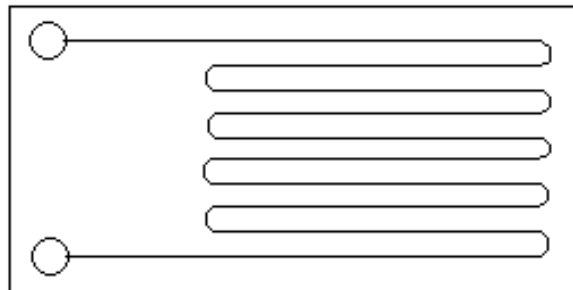
Eftersom rapporten berör kraftmätning ger det här kapitlet en fördjupning inom olika typer av givare med störst fokus på trådtöjningsgivare. Kapitlet berör även området mätteknik och olika svårigheter som kan behöva betraktas. Slutligen redogörs även för snedställningen av bärhjulen som utförs för att justera kilns axiella läge.

Givare används för att mäta tillstånd. Det sker genom att fysiska storheter omvandlas till elektroniska signaler. Direkt kraftmätning går ej att åstadkomma, istället måste kraftens verkan, exempelvis töjning enligt Hookes lag, mätas för att med denna information uppskatta kraften. I detta kapitlet tas grundprinciper för ett antal givare upp.

2.1 Trådtöjningsgivare

Då en kropp utsätts för belastning uppstår en längd- och areaändring, denna ändring ger upphov till en resistansändring. Detta fenomen gäller för alla material, för de flesta är ändringen förhållandevis liten men för så kallade piezo-resistiva material är ändringen påtaglig. (Wikipedia/Piezoresistiv, 2013)

Egenskapen ovan utnyttjas av trådtöjningsgivare för att mäta längdändring och indirekt kraftpåverkan. Trådtöjningsgivaren består av en tunn metallisk foliefilm eller tråd som ligger lindad i en given riktning. Givaren fästs på materialet som utsätts för kraften genom att limmas eller svetsas fast så att längdändringen sker på samma sätt som för mätkroppen. Genom att koppla givaren till en mätbrygga, exempelvis en wheatstonebrygga, kan resistansändringen mätas och därigenom kan länderändring och kraftpåverkan beräknas. (Omega, u.d.)



Figur 2.1. Skiss av en linjär trådtöjningsgivare.

En viktig egenskap för en trådtöjningsgivare är dess givarfaktor, GF. Givarfaktorn anger resistansändringen i förhållande till töjningen och är väsentlig för att med resistansändringen uppskatta töjningen.

$$GF = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta L}{L}} = \frac{\Delta R}{R \cdot \epsilon} \quad (2.1.1)$$

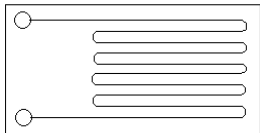
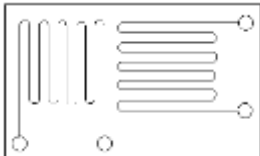
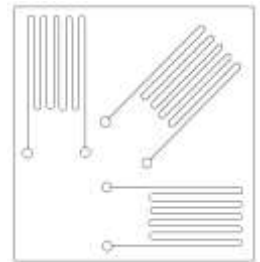
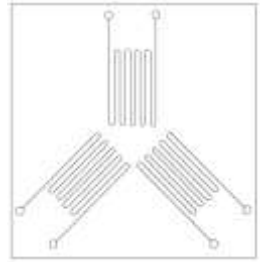
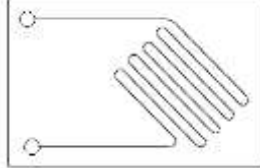
För de allra flesta trådtöjningsgivare ligger givarfaktor i intervallet 2,0-2,1. GF är till viss del temperaturberoende och stiger vid högre temperaturer. (Fredma, u.d.)

2.1.1 Olika mönster

Trådtöjningsgivarna är utformade för att, i så hög grad som möjligt, enbart reagera på töjning i en specifik riktning. Där trådarna vänder reagerar givaren även på töjning i annan än avsedd riktning, men denna påverkan är försummande liten och givaren antas därför enbart reagera på töjning längs med trådarna.

Ibland är man dock intresserad av töjningen i mer än en riktning, exempelvis om von Mises-spänningar ska uppskattas. Av den anledningen finns det trådtöjningsgivare ordnade i olika mönster, ibland med flera givare i olika riktning monterade så nära varandra som möjligt för att fokusera på spänningen i en punkt. Nedan redovisas några av de vanligaste mönstren. (Fredma, u.d.)

Tabell 2.1. Olika utformning av trådtöjningsgivare och deras användningsområde.

Typ	Bild	Mäter	Användningsområde
Linjär		Enaxlig töjning	Lämplig för mätning av böjning och dragning
T-Rosett		Ortogonal töjning	Lämplig för mätning av dragning där påverkan av böjande momentet ska borträknas.
Rektangulär rosett		Töjning i 0°, 45° och 90° vridning	Kan användas för mätning av yttöjning och till uppskattning av von Mises- och huvudspänningar.
Delta rosett		Töjning i 0°, 120° och 240° vridning	Samma som ovan.
Skjuvning		Skjuvtöjning	Kan användas för mätning av skjuvning där normalriktningen är känd.

2.1.2 Mätning av yttöjning

Som ovan anges kan delta och rektangulära rosett-givare användas för att mäta yttöjning, det vill säga töjningen i ett plant spänningstillstånd. I enlighet med Mohrs spänningscirkel kan spänningen i en punkt beskrivas med hjälp av huvudspänningarna, σ_1 och σ_2 , där vinkeln α är sådan att ingen skjuvspänning förekommer. Huvudspänningarna kan till exempel bestämmas med två normalspänningar och en skjuvspänning; σ_x , σ_y och τ_{xy} . (Dalhberg, 2001)

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1.2.1)$$

Om vi förutsätter enbart elastisk deformation förhåller sig sambandet mellan töjning och spänning enligt Hookes lag. Det innebär att huvudtöjningarna är riktade i samma riktning som huvudspänningarna och huvudtöjningarna kan fås som:

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (2.1.2.2)$$

Normaltöjningarna går enkelt att mäta direkt med trådtöjningsgivare. Skjuvtöjningen däremot är inte lika enkel att mäta. Istället använder man sig av ett samband mellan tre töjningskomponenter med en godtycklig vinkel, α , och töjningskomponenterna ε_x , ε_y och γ_{xy} . Sambandet som gäller: (Dalhberg, 2001)

$$\varepsilon(\alpha) = \varepsilon_x \cos^2(\alpha) + \varepsilon_y \sin^2(\alpha) + \gamma_{xy} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \quad (2.1.2.3)$$

$$\gamma(\alpha) = (\varepsilon_y - \varepsilon_x) \sin(2\alpha) + \gamma_{xy} \cos(2\alpha) \quad (2.1.2.4)$$

Med ekvationerna (2.1.2.2), (2.1.2.3) och (2.1.2.4) kan huvudtöjningarna beräknas med tre kända töjningar i olika riktningar. Det finns olika utformade rosettgivare anpassade för detta men rektangulär rosett och delta rosett är de vanligaste. De är anordnade så att huvudtöjningarna fås enligt sambanden nedan, där ε_A , ε_B och ε_C är töjningen för de tre givarna i varje rosett. (Craig, u.d.)

$$\text{Rektangulär: } \varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_A + \varepsilon_C}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_A - \varepsilon_B)^2 + (\varepsilon_B - \varepsilon_C)^2} \quad (2.1.2.5)$$

$$\text{Delta: } \varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_A + \varepsilon_B + \varepsilon_C}{3} \pm \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_A - \varepsilon_B)^2 + (\varepsilon_B - \varepsilon_C)^2 + (\varepsilon_C - \varepsilon_A)^2} \quad (2.1.2.6)$$

Delta rosetten har större vinkel mellan töjningsriktningarna och antas därför bättre ta hänsyn till spänningsfördelningen. Men enligt givarproducenten Vishay precision group är skillnaden i tillförlitlighet mellan delta och rektangulära rosettgivare försumbar. Valet mellan de två brukar därför snarare avgöras genom tillgänglighet och vilken av dess praktiska utformning som lämpar sig bäst för applikationen. (Vishay precision group, 2010)

För att beräkna huvudspänningarna med huvudtöjningarna förutsätter vi fortfarande elastisk deformation vilket med Hookes lag ger:

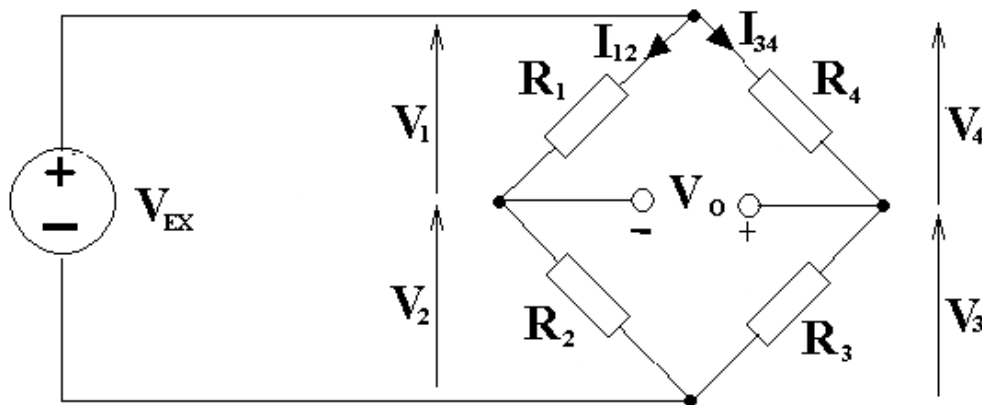
$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_1 + \nu \varepsilon_2) \quad (2.1.2.7)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_2 + \nu \varepsilon_1) \quad (2.1.2.8)$$

2.1.3 Wheatstonebrygga

För att storleksbestämma resistansändringen används vanligtvis en wheatstonebrygga. Bryggan består av fyra motstånd, parvis seriekopplade och sedan parallellkopplade. Bryggan förses med excitationsspänning, V_{EX} , som i figur 2.2. Om ett eller flera av motstånden byts ut mot trådtöjningsgivare ger resistansändringen upphov till en spänningsändring, V_o . Storleken på V_o är linjär mot excitationsspänningen, därför brukar man ange V_o i förhållande till V_{EX} .

Wheatstonebryggan är vanligt förekommande inom mätteknik för mätning av resistansändring. Wheatstonebryggan ger ett förhållande mellan spänningar och resistanser enligt nedan:



Figur 2.2. Skiss över wheatstonebrygga med angivna spänningar, strömmar och resistanser.

Enligt Kirchoffs spänningslag gäller:

$$V_o + V_4 - V_1 = 0 \quad (2.1.3.1)$$

$$V_1 + V_2 = V_3 + V_4 = V_{EX} \quad (2.1.3.2)$$

Ovanstående samband tillsammans med ohms lag ger:

$$V_o = R_1 I_{12} - R_4 I_{34} \quad (2.1.3.3)$$

$$V_{EX} = I_{12}(R_1 + R_2) = I_{34}(R_3 + R_4) \quad (2.1.3.4)$$

Ur ekvation (2.1.3.4) går det att lösa ut strömmarna enligt följande:

$$\begin{cases} I_{12} = \frac{V_{EX}}{R_1 + R_2} \\ I_{34} = \frac{V_{EX}}{R_3 + R_4} \end{cases}$$

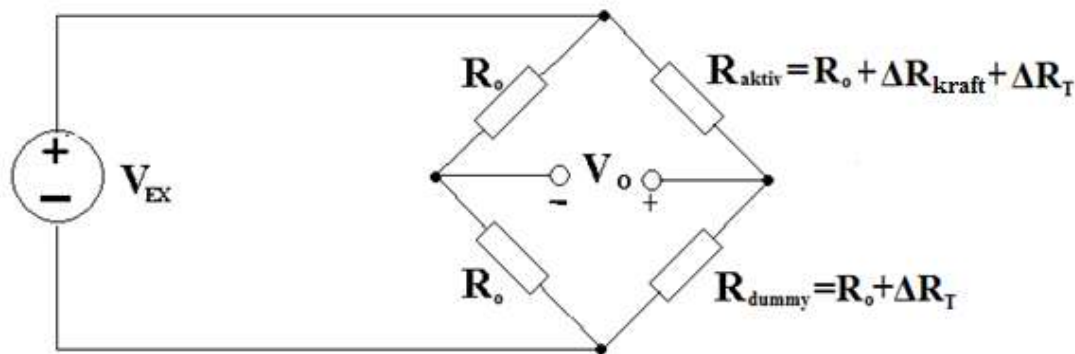
Med insättning i ekvation (2.1.3.3) fås:

$$V_o = R_1 \frac{V_{EX}}{R_1 + R_2} - R_4 \frac{V_{EX}}{R_3 + R_4} \rightarrow \frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \quad (2.1.3.5)$$

2.1.3.1 Kvart-, halv och fullbrygga

Töjning orsakas inte enbart genom belastning utan givaren kommer även att utsättas för termisk längdändring. Ett sätt att minska temperaturens inverkan på mätresultatet är genom att koppla i en så kallad halv brygga, det går ut på att två givare kopplas till samma ben på Wheatstonebryggan. Det är viktigt att båda givarna utsätts för lika stor termisk påverkan, givarna bör därför vara monterade på samma typ av material och i samma temperatur. Beroende på typ och riktning av töjning går det att lösa på olika sätt. Det går att använda sig av en så kallad dummy, det är en givare som monteras för att utsättas för så liten kraftpåverkan som möjligt men utsatt för samma termiska påverkan som den aktiva. På detta sätt kommer båda givarna att få samma termiska resistansändring, se exempel nedan.

Exempel: Antag att givarna är kopplade enligt figur 2.3, den aktiva givarens totala resistans fås som $R_{\text{aktiv}} = R_o + \Delta R_{\text{kraft}} + \Delta R_T$ där R_o är grundresistansen, ΔR_{kraft} är resistansändringen orsakad av belastningen och ΔR_T är den termiska resistansändringen. Dummyn har samma grundresistans och utsätts för samma termiska resistansändring men inte ΔR_{kraft} .



Figur 2.3. Principbild av en wheatstonebrygga med en aktiva givare och en dummy kopplade för temperaturkompensation.

Spänningskvoten fås då i enlighet med ekvation (2.1.3.5):

$$\frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{\Delta R_{kraft}}{4R_o + 4\Delta R_T + 2\Delta R_{kraft}} \quad (2.1.3.1.1)$$

Utan dummyn fås istället :

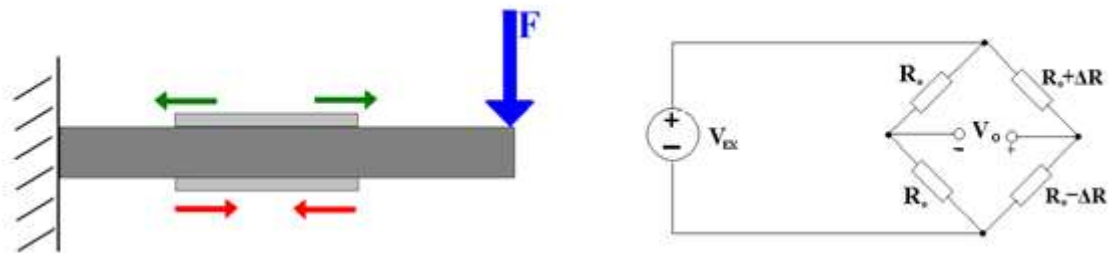
$$\frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{\Delta R_{kraft} + \Delta R_T}{4R_o + 2\Delta R_T + 2\Delta R_{kraft}} \quad (2.1.3.1.2)$$

Om både den termiska resistansändringen och resistansändringen till följd av belastningen är mycket mindre än givarens grundresistans (vilket den i regel alltid är) kan dess påverkan i nämnaren försummas. Resistansändringarna ΔR_{kraft} och ΔR_T kan dock vara av samma storleksordning, genom att jämföra (2.1.3.1.1) och (2.1.3.1.2) inser vi att den termiska resistansändringens påverkan är försumbar i halv bryggan medan så ej är fallet med kvart brygga.

I beräkningarna ovan antas att de fasta motstånden är av samma storlek. När motstånden dessutom har samma resistans som trådtöjningsgivarnas grundresistans kallas det att bryggan är balanserad. I en balanserad brygga gäller $V_o = 0$ när givarna inte belastas.

Halv- och helbryggorna har ytterligare fördelar mot kvartsbryggan, bland annat att en korrekt kopplad halv- eller helbrygga kan ge mätningen bättre noggrannhet genom att fler givare ger större total resistansändring. På så sätt ges en naturlig förstärkning av utsignalen. (National Instruments, 2012)

Exemplet nedan visar en balk utsatt för böjning med en trådtöjningsgivare på ovansidan och en på undersidan. Den ena givaren utsätts då för dragspänning och den andra för tryckspänning. Vi förutsätter att givarna är placerade så att resistansändringen till följd av belastningen, ΔR , är lika stor men motriktad för givarna. Vi förutsätter även att bryggan är balanserad där motstånden och givarna har grundresistansen R_o . Eftersom halv- eller helbryggan kompenserar för temperaturexpansion utelämnas dessa resistansändringar i uträkningarna.



Figur 2.4. Skiss av en stång med två trådtöjningsgivare, en på ovansidan och en på undersidan, och dess kopplingschema i en wheatstonebrygga.

Exemplet ovan ger följande spänningskvot:

$$\frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{R_o + \Delta R}{2R_o + \Delta R - \Delta R} - \frac{R_o}{2R_o} = \frac{\Delta R}{2R_o} \quad (2.1.3.1.3)$$

En kvartsbrygga med enbart den övre givaren, den utsatt för drag ger istället:

$$\frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{R_o + \Delta R}{2R_o + \Delta R} - \frac{R_o}{2R_o} = \frac{\Delta R}{4R_o + 2\Delta R} \quad (2.1.3.1.4)$$


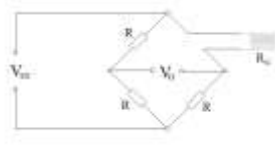
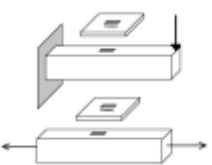
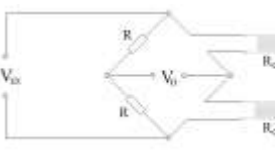

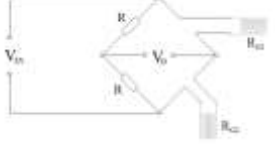
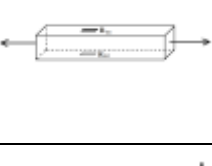
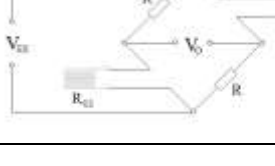

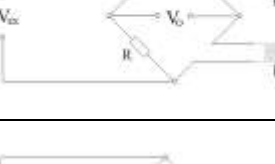
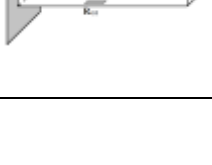
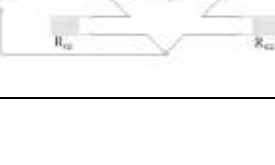
Vi ser att inte enbart blir utsignalen nästan dubbelt så stor för halv- eller helbryggan utan i det här fallet blir den även linjär. Linjär utsignal är dock inte alltid fallet utan beror bland annat på hur krafterna är riktade. Med helbrygga kan en utsignal fås som i sin tur är upp till dubbelt så stor som den från halv- eller helbryggan.


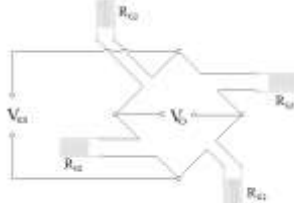
Eftersom resistansändringen och därför även bryggans mätspänning, V_o , är liten och måste förstärkas innebär det att alla störningar på utsignalen, exempelvis ledningsresistans mellan givarna och bryggan, också kommer att förstärkas. Av den anledningen är halv- eller helbryggan ur noggrannhetsperspektiv alltid den önskvärda. Däremot kan man begränsas av andra orsaker, till exempel kostnad och geometrisk utformning.

Ibland orsakas töjningen i en riktning av flera orsaker; en balks töjning i axiell led är till exempel en funktion av både normalspänning och det böjande momentet. Är man enbart intresserad av normalspänningen måste det böjande momentets inverkan kompenseras för. Det går att göra med en korrekt konfigurerad halv- eller helbrygga.

Nedan visas några vanliga bryggkonfigurationer för töjning av balkar. Det finns givetvis fler konfigurationer och olika appliceringar, till exempel för vridande moment. För den aktuella situationen är dock inte det vridande momentet av intresse därför utelämnas dessa.

Tabell 2.2. Bryggkonfigurationer med skisser över lämplig placering av trådtöjningsgivare på stång och kopplingsscheman till mätbrygga.

Typ	Placering	Kopplingsschema	Spänningskvot	Temp. Komp.	Övrigt
Kvart			$\frac{V_0}{V_{EX}} \approx \frac{1}{4} GF \times \varepsilon$	Nej	-
Halv			$\frac{V_0}{V_{EX}} \approx \frac{1}{4} GF \times \varepsilon$	Ja	-
Halv			$\frac{V_0}{V_{EX}} \approx \frac{1 + \nu}{4} GF \times \varepsilon$	Ja	-
Halv			$\frac{V_0}{V_{EX}} \approx \frac{1}{2} GF \times \varepsilon$	Nej	Kompenserar för böjande moment
Halv			$\frac{V_0}{V_{EX}} = \frac{1}{2} GF \times \varepsilon$	Ja	Kompenserar för axiell normalkraft
Hel			$\frac{V_0}{V_{EX}} = GF \times \varepsilon$	Ja	Kompenserar för axiell normalkraft

Hel			$\frac{V_0}{V_{EX}} \approx \frac{1 + \nu}{2} GF \times \varepsilon$	Ja	Kompenserar för böjande moment
-----	---	---	--	----	--------------------------------

Spänningkvoterna har beräknats med formel (2.1.3.5) för spänningens relation till resistansen och ekvation (2.1.1) för sambandet mellan givarfaktor, töjning och resistansändring. Töjningen, ε , gäller för givaren i axiell led och eventuella kompletterande motstånd antas balanserade.

Konfigurationerna fungerar även på andra tvärsnitt än rektangulära, till exempel runda stänger. De begränsas dock till tvärsnitt där tyngdpunkten och stångens centrumaxel sammanfaller. Det är även viktigt att givarna sitter så motriktat och jämnt fördelade runt stången som möjligt.

2.1.4 Lastceller

Lastceller kallas de färdigbyggda sensorer som är anpassade för att mäta kraft eller vikt. De innehåller oftast en eller flera trådtöjningsgivare kopplade i Wheatstonebryggor konfigurerade efter avsedd kraftriktning. Lastcellerna är testade och kalibrerade för olika kapaciteter. Oftast anges en maximal kapacitet och en känslighet. Lastceller finns i nästan alla kapaciteter, från ett par kilo till flera hundra ton. Vanlig känslighet ligger på 2-10 mV/V, det betyder att med en känslighet på 2 mV/V och en excitationsspänning på 10 V kommer den maximala kapaciteten att ge utsignalen 20 mV. Det är därför nödvändigt att även koppla lastcellen till en signalförstärkare.



Figur 2.5. Två lastceller: den vänstra är en lastcell för tryckkraft avsedd för bland annat tankar och silos. Den högra är en S-lastcell, anpassad för tryck- och dragkrafter. Bilderna är hämtade från Veteks hemsida. Länk: <http://www.vetek.se>

2.2 Accelerometer

En accelerometer används för att mäta acceleration eller vibration. Accelerometerns hölje är fast förbundet med mätobjektet medan innehållet tillåts fri förflyttning i bestämd riktning. Trögheten gör att avståndet mellan den fria delen och höljet varierar. Avståndsändringen uppskattas genom olika metoder, en vanlig metod är kapacitiv rörelseomvandling.

2.2.1 Kapacitiv accelerometer

Givaren består av två parallella plattor; en fäst i höljet och den andra i den rörliga massan. Om den ena förses med spänning bildar de tillsammans en kondensator. Genom att mäta variationen i kapacitans fås avståndsvariationen ur det linjära sambandet:

$$C = \epsilon_0 \times \epsilon_r \times \frac{A}{d}$$

ϵ_0 = permitiviteten i vakuum ($\approx 8,85 * 10^{-12}$)

ϵ_r = relativ permitivitet för materialet mellan plattorna (≈ 1 för luft)

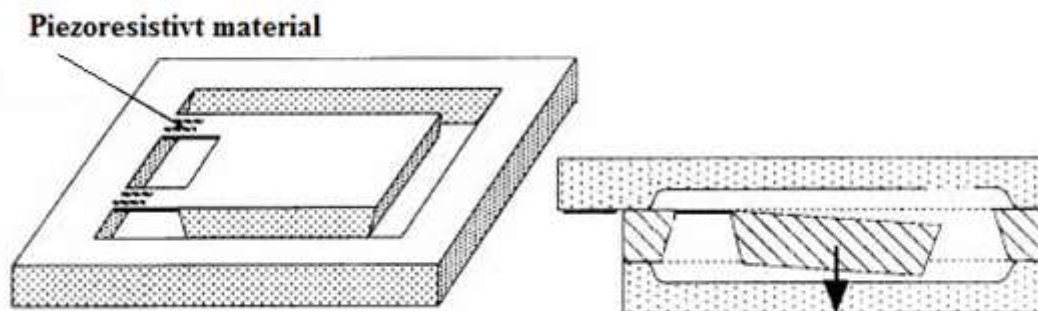
A = plattornas överlappande area

d = avståndet mellan plattorna

C = kapacitans

2.2.2 Piezoresistiv accelerometer

En annan typ av accelerometer är de piezoresistiva, de använder samma typ av material och metod som trådtöjningsgivaren. Det vill säga: den rörliga massan är förbunden med höljet via tunna piezoresistanser som sträcks likt bilden vid acceleration. Genom att mätarens resistansändring går accelerationen att beräkna. (Jönsson, u.d.)



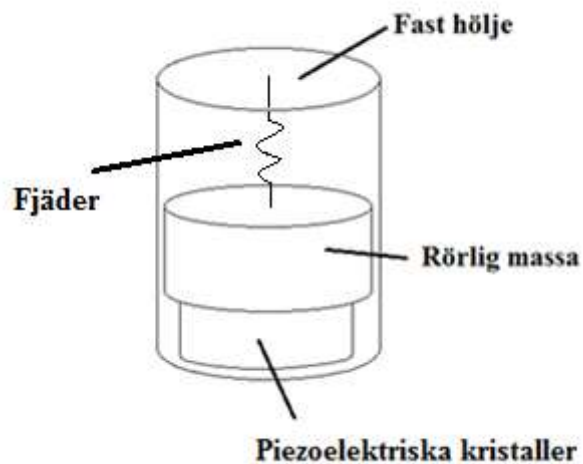
Figur 2.6. Skiss av en piezoresistiv accelerometer. Bilden är tagen från http://www8.tfe.umu.se/courses/elektro/elmat1/v36_01_da/grupp6/hjaccel.html

2.2.3 Piezoelektrisk accelerometer

Piezoelektricitet innebär att mekaniskt arbete genom deformation omvandlas till elektrisk laddning. Piezoelektriska material är kristaller där positiva och negativa laddningar är separerade men symmetriskt placerade, vilket gör kristallens laddning neutral. När kristallen

deformeras förstörs symmetrin, vilket genererar en spänning. (Wikipedia/Piezoelektricitet, 2013)

En piezoelektrisk accelerometer är uppbyggd av en massa, förbunden med det fasta höljet via sådana kristaller i ena änden och en fjäder i andra. Om massan accelereras kommer fjädern att påverka kristallen med en kraft proportionell mot accelerationen. Genom att mäta spänningen som genereras kan accelerationen beräknas.



Figur 2.7. Principbild av en piezoelektrisk accelerometer.

2.2.4 Tillståndskontroller med vibrationsmätning

Med vibrationsmätningar kan fel i roterande maskiner upptäckas och lokaliseras innan dessa framgår vid okulära kontroller eller påtagligt påverkar maskinen. Genom att olika komponenter har olika rotationshastighet och varvtal kan ojämnheter upptäckas genom att de förekommer vid olika frekvenser. En ojämnhet i till exempel ett kullager orsakar en stöt varje gång en kula passerar ojämnheten. Eftersom ytterringen och innerringen roterar med olika hastighet går det att urskilja vilken av ringarna som ojämnheten härrör från genom att studera hur ofta stötarna förekommer, det vill säga genom att studera dess frekvens. Olika typer av fel kan dessutom visa sig vid olika frekvenser. (AMA Byggtjänst, u.d.)

För att studera frekvenserna använder man sig av Fouriertransform, det är en transform för att överföra en tidsfunktion till frekvensplanet. Beräkningarna görs ofta med snabb Fouriertransform utförda på en dator. Förenklat kan man säga att vi får medelamplituden för varje frekvens. Om amplituden för en viss frekvens är större än de andra kan det tyda på ett begynnande haveri.

2.3 Tachometer

En billig och vanlig metod för att mäta rotationshastighet är att använda en tachometer. Metoden går ut på att en del av givaren fästs på den roterande delen och den andra delen sitter fast, utan möjlighet att röra sig. Den fasta delen registrerar sedan varje gång den roterande delen passerar. Genom att mäta tiden mellan varje registrering fås frekvensen, är diametern känd kan man på så sätt även få vinkelhastigheten.

En vanlig metod är att en magnet fästs på den roterande axeln, när den passerar en elektrisk ledare kommer en ström att induceras, en puls uppstår. Genom att mäta tiden mellan pulserna går det att beräkna varvtalet per tidsenhet.

En nyare metod är att använda en laser och en mottagare. På den roterande delen finns antingen små reflekterande ytor eller små hål. En mikroprocessor får ta tiden mellan att strålen bryts och får på så sätt en väldigt noggrann metod för varvtalsbestämning som kan verka på avstånd utan mekanisk kontakt. (Wallener, 2013)

2.4 Temperaturgivare

Temperaturgivare används som namnet säger för att mäta temperatur. Det finns olika typer där följande tre tillhör de vanligaste:

1. Motståndstermometrar
2. Termoelementgivare
3. Strålningspyrometrar

2.4.1 Motståndstermometer

Principen bakom motståndstermometern baseras på att resistansen i ett motstånd är temperaturberoende. Resistansen med avseende på temperatur kan betecknas:

$$R(T) = R_o(1 + \alpha\Delta T + \beta(\Delta T)^2)$$

Där ΔT tecknar temperaturändringen samt α och β är materialkonstanter. Det vanligaste materialet för motståndstermometrar är platina, som är ett mycket elektriskt stabilt material. (Pentronic, u.d.)

Motståndstermometrar måste likt trådtöjningsgivare kopplas till mätomvandlare, exempelvis Wheatstonebryggor. Motståndstermometern är något olinjär (se materialkonstanten β i ekvationen ovan).

2.4.2 Termoelement

Elektriska ledare med varierande temperatur får lägre täthet av elektroner i den varmare delen än den kalla. Detta fenomen används i termoelement genom att två trådar av olika metaller svetsas eller lödas samman i ena änden. Då uppstår det en potentialskillnad mellan de fria ändarna eftersom materialen har olika stor tendens till elektronförskjutning. Om de två fria ändarna kopplas till ett mätdon och spänningen (EMK) mäts kan temperaturskillnaden mellan lödpunkten och de fria ändarna beräknas. Eftersom det är temperaturdifferensen som fås måste temperaturen vid den kalla delen vara känd för att bestämma temperaturen vid lödpunkten. Termoelementgivare kan mäta höga temperaturer och har en snabbare svarstid än de flesta motståndstermometrar. (Thomas, 2011)

2.4.3 Strålningspyrometer

Strålningspyrometern mäter temperatur utan att vara i kontakt med objektet genom att registrera ändring i strålningsintensitet i det infraröda våglängdsområdet. Temperaturen kan sedan bestämmas genom Stefan-Boltzmanns lag. (Thomas, 2011)

2.5 Problemområden inom mätteknik

Det finns givetvis vissa problemområden inom mätteknik, nedan nämns några av de vanligaste.

2.5.1 Ledningsresistans

Alla ledningar innehar viss resistans, om ledningarna mellan brygga och givare är långa kommer de att ge en resistansändring tillräckligt stor för att påverka mätresultatet. Problemet med ledningsresistans går att eliminera med 3- eller 4-ledarsystem. (Kyowa, u.d.)

2.5.2 Nollägesförskjutning

För att givaren ska mäta korrekt krävs att nolläget, det vill säga den utsignal som fås i neutralt läge (utan belastning), förblir konstant. Ofta sker oundviklig nollägesförskjutning av olika anledning, till exempel åldring.

Det finns olika metoder för att lösa nollägesförskjutningen:

Manuell justering: om ett av bryggans motstånd är reglerbart kan bryggans utsignal manuellt ställas in att ge noll spänning vid ett obelastat tillfälle.

Mjukvarujustering: utsignalen vid obelastat tillstånd registreras med jämna mellanrum. En korrektionsfaktor används för att beräkna nollägesförskjutningen och adderas till utsignalen. Det faktiska nolläget påverkas inte. Den här metoden fungerar bra om förskjutningen är liten i förhållande till resistansändringen orsakad av belastningen. (Johnson, 1990)

2.5.3 Krypning

En statisk last kan ge tidsberoende deformationer som påverkar givarresistansen. (Abdulkarim & Ahmadi, 2010) Det ger en ökning av utsignalen trots konstant belastning. Ett sätt att kompensera för detta är att studera derivatan av spänningsändringen. Vid krypning är hastigheten för spänningsändringen liten i jämförelse mot en stegvis belastningsändring. Genom kalibrering och bestämning av gränsvärde för derivatan kan systemet genom återkoppling kompensera för krypningen och bibehålla utsignalen som motsvarar den aktuella belastningen. (Florez & Velasquez, 2010)

2.5.4 Hysteres

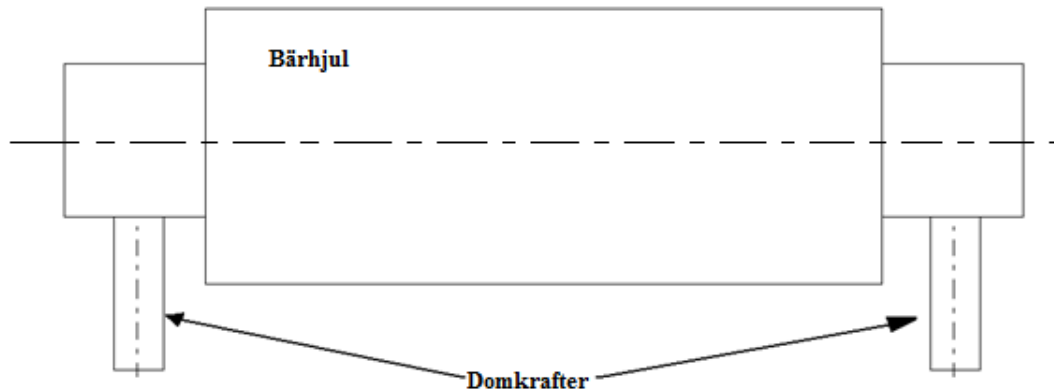
Majoriteten av alla givare har problem med hysteres, vilket innebär att utsignalen och insignalens förhållande varierar vid ökning respektive minskning.

2.5.5 Olinjäritet

Alla givare varierar i sin karakteristik och ingen är helt linjär. För vissa intervall kan givaren approximeras till att vara linjär, det är därför viktigt att hålla sig inom angivet intervall. (Florez & Velasquez, 2010) För att få korrekta värden bör varje givare kalibreras och karakteristiken uppmätas med kända värden.

2.6 Lägesjustering av kiln genom snedställning av bärhjul

Justeringen av kilns axiella läge sker genom snedställning av bärhjulen. Bärhjulen står på lagerbockar, som är förankrade med två domkrafter, en på var sida om bärhjulet. Genom att vrida domkrafternas låsmuttrar i motsatta riktningar förskjuts lagerhusen och bärhjulet snedställs.



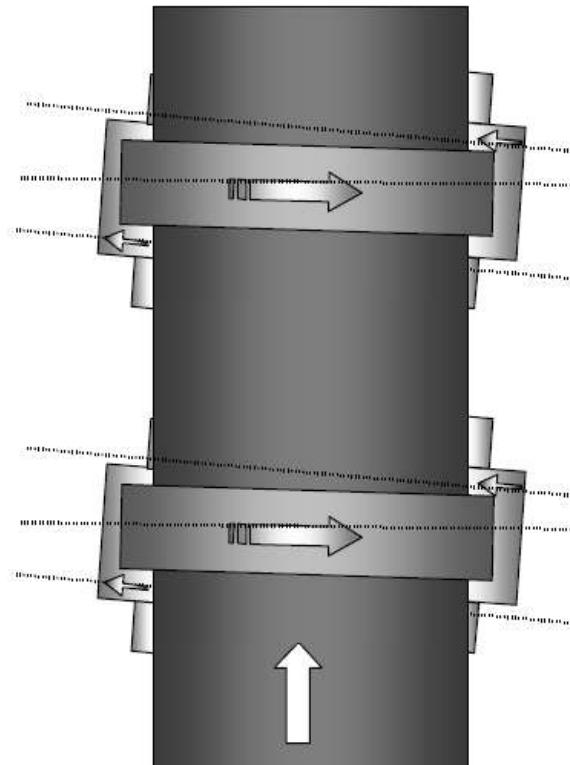
Figur 2.8. En förenklad skiss av domkrafternas placering.

När bärhjulen ska justeras appliceras först smörjfett under lagerbockarna, sedan byggs trycket i domkraften upp med hjälp av en hydraulpump så att låsmuttern frigörs. Låsmuttern kan då vridas på domkraftens gängade kolv. När muttern är i rätt läge sänks sedan trycket och lagerbockens läge är då ändrat.



Figur 2.9. En bild på domkraft kopplad till bärhjulets lagerbock och en närbild på dess gängor.

Vid snedställningar likt ovan trycks bärhjulet axiellt i en riktning medan en motriktad kraft uppstår som trycker kiln åt andra hållet. För att undvika onödigt stort slitage bör alla bärhjulen vridas åt samma håll och lika mycket. (Metso minerals, u.d.)



Figur 2.10. Principbild för justeringen av kilns axiella position. Bilden visar kiln sedd från ovan med angivna rotationslinjer för bärhjulen och kiln då bärhjulen är snedställda för att trycka kiln i den vita pilens riktning. Bilden är hämtad från Metsos informationsbroschyr om kiln.

Förskjutningen av lagret är mycket liten, vanligtvis cirka 0,15-0,30 mm. Personalen som ansvarar för justeringen är noga med att alltid anteckna storleken på justeringen och berörda domkrafter.

För att mäta förskjutningen ser rutinerna lite olika ut; på KK2 och KK3 använder de sig av mätklockor som inför justeringen fästs på den fasta ytan. Spetsen som registrerar ändringen anbringas mot lagerbocken och nollställs direkt innan justering. Förskjutningen kan då avläsas på klockan med en upplösning på 0,1 mm. När justeringen är färdig tas mätklockan bort.



Figur 2.11. Bild av mätklocka liknande de som används som hjälpmedel vid bärhjulsjusteringen på KK2 och KK3. Bilden är hämtad från Julas hemsida. Länk: www.jula.se/matklocka-256065

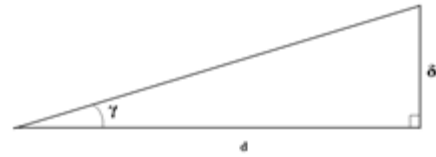
Förskjutningen av domkraften ger med trigonometri en vinkeländring enligt:

$$\tan(\gamma) = \frac{\delta}{d}$$

d = avståndet mellan domkrafterna

Eftersom $\delta \ll d$ fås

$$\gamma \approx \tan(\gamma) = \frac{\delta}{d} \quad (1.1.3.1)$$



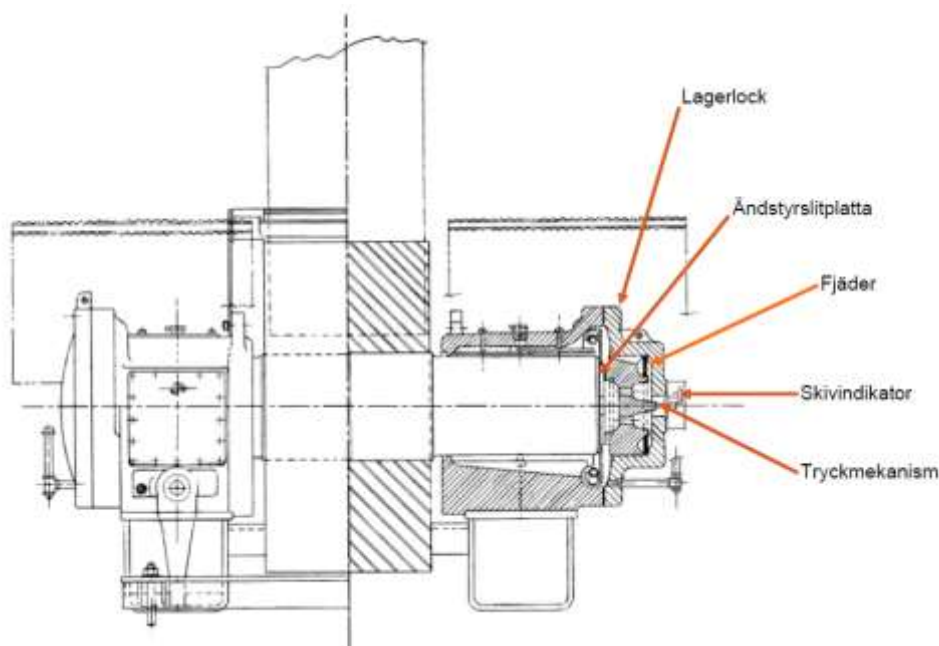
På KK4 använder man sig av Alinggard-systemet.

2.6.1 Alinggard-systemet

Allis-Chalmers har utvecklat ett system för att mäta hur stort trycket är mellan bärhjul.saxeln och dess lagerhus. Systemet finns installerat på alla LKABs tre kulsinterverk i Kiruna. Det är dock bara på KK4 det fungerar tillfredställande vid tillfället för den här rapporten.

Systemet består av en fjäderbricka som ligger mot ändplattan i lagerdelen, en tryckmekanism som i stort sett består av en utstickande kolv samt en indikatorklocka som mäter kolvens förflyttning. När bärhjulet trycker mot ändplattan kan kolvens förflyttning registreras, det värdet tillsammans med fjäderkonstanten kan sedan användas för att beräkna kraften. (Metso minerals, u.d.) På KK4 anges dock enbart själva förflyttningen.

En viktig aspekt är kalibreringen och nollställningen. Enligt personal på verket är det svårt att ställa in nollläget lika för alla hjulen; optimalt vill man att alla klockorna ska visa lika stort värde för samma tryck vilket de idag inte gör. De används däremot på ett tillfredställande sätt som referensvärden vid justering på KK4. Genom att notera värde innan och efter justering kan de se om tryckändringen är lika stor på alla bärhjulen.



Figur 2.12. Skiss över bärhjulslager i genomskärning. Alinggardsystemets delar är markerade. Bilden är hämtad från Metsos informationsblad för kiln till LKAB.

3 METOD

Arbetets gång kan sammanfattas i tre steg; informationsinsamling, förslagsgenerering och utvärdering.

3.1 Informationsinsamling

För att kunna se till alla aspekter gjordes en gedigen informationsinsamling genom att studera processen i kulsinterverket med hjälp av dokumentation och samtal med personal. Olika givares användningsområde och begränsningar studerades samt vilka metoder som redan används på verket.

Den teoretiska referensramen förklarar grunderna för olika givartyper, informationen är hämtad från artiklar via Chalmers biblioteks databaser, faktaböcker och hemsidor för givartillverkare. Information har även fått genom mailkontakt med återsäljare av mätsystem samt med lärare och personal på Chalmers, LKAB och MCC.

Kiln och dess komponenter studerades genom besök i de olika kulsinterverken, via samtal med driftpersonal, mekaniker och underhållsingenjörer samt genom skriftlig dokumentation från METSO, företaget som konstruerat delarna. Även ritningar, beräkningar och annan dokumentation som finns att tillgå i LKABs arkiv studerades. Vissa måttangivelser saknades eller lämnades inte ut, dessa mått fick jag därför själv, om möjligt, mäta upp och uppskatta från antingen reservdelar, på plats i verket eller genom geometriska samband.

3.2 Förslagsgenerering

Utifrån informationen tillgänglig efter informationsinsamlingen kunde olika möjligheter för kraftmätning ställas upp. Det gjordes genom brainstorming och samtal med berörda och insatta personer.

Eftersom trådtöjningsgivaren är den absolut vanligaste givaren för kraftmätning fokuserades stor del av arbetet på att undersöka olika placeringar och konfigurationer av denna typ av givare. Platser med stor töjning och bra återspeglade av stödhjulets belastning söktes genom beräkningar, FEM-modeller och information om stödhjulets egenskaper. De olika förslagen dokumenterades för att sedan utvärderas i nästa steg.

3.3 Utvärdering

Efter informationsinsamlingen framgick det att vissa typer av givare redan finns installerade på några av verken: på KK3 finns temperatursensorer som mäter oljetemperaturen i stödhjulens radiallager och på alla verken mäts vibrationer i lagerhuset till ett av stödhjulen, det närmast kylaren

Baserat på teorin att oljetemperaturen i ett radiallager stiger med ökad belastning studerades oljetemperaturens samband med kilns rörelse. Ett storskaligt experiment med kända laster vore dock för dyrt, svår genomförbart och tidskrävande. Mekanikerna ansvariga för justeringen av kiln för loggbok varje gång bärhjulen har snedställts. De antecknar då datum, tid, hur långt domkraften vreds och oftast lämnar de en kommentar om vilket av stödhjulen som har kontakt med bärringen. Genom att förutsätta att snedställningen utfördes korrekt antog jag att den totala belastningen mot stödhjulet minskar efter en justering om inga andra

faktorer ändras. Jag studerade därför temperaturkurvorna innan och efter justering för att se om det gick att påvisa något tydligt samband mellan temperatur och kilns rörelse.

På alla LKABs verk utförs tillståndskontroller, de flesta av dessa är vibrationsmätningar. Dessa utförs av MCC som är ett företag specialiserat på tillståndskontroller av maskiner. På alla verken mäts vibrationerna i det nedre stödhjulets lagerhus (det närmast kylaren). (Fredriksson, 2013) Genom att notera stödhjulets rotationshastighet vid flertalet tillfällen, samt titta på trender och spektra för vibrationerna i stödhjulets lager, undersökte jag om tydliga samband gick att finna mellan vibration och stödhjulets belastning.

Förslagen på mätsystem utvärderades och rankades genom att titta på ett par faktorer: hur bra de återger kraften på stödhjulet, dess mätnoggrannhet, hur svåra de är att implementera samt hur snabbt systemet svarar på värdeändringar. De olika koncepten rankades sedan för att utse lämpligast metod.

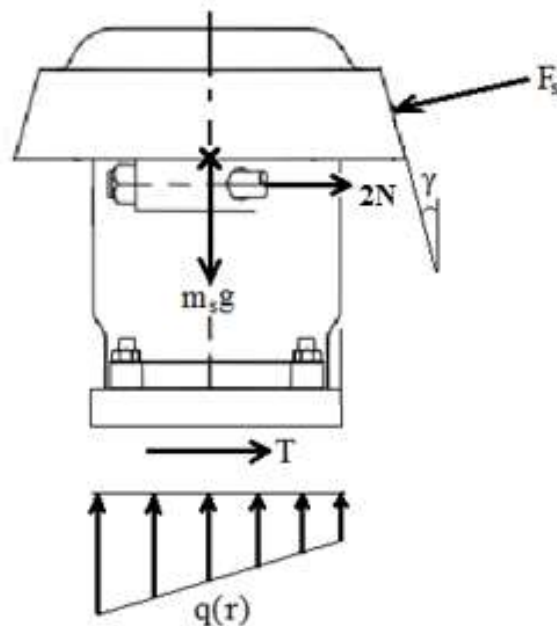
4 RESULTAT

För dimensionering och utvärdering av mätsystem lämpliga för stödhjulet måste storleken på belastningen och spänningarna i stödhjulet uppskattas. I det första delkapitlet beräknas största möjliga stödhjuls kraften samt verksamma krafter klargörs. Därefter uppskattas spänningsfördelningen i stödhjulet och dess komponenter i kapitel 4.2 genom finita elementmetoden.

En kravprofil redovisas i kapitel 4.3 baserat på förutsättningarna i verket. I kapitel 4.4 och 4.5 redogörs för utvärderingen av vibrations- respektive temperaturgivarnas eventuella samband med stödhjuls kraften. I delkapitel 4.6 förklaras och kommenteras förslagen för placering av trådtöjningsgivare och lastceller och i det sista delkapitlet sammanfattas och rankas de olika förslagen.

4.1 Kraftberäkningar

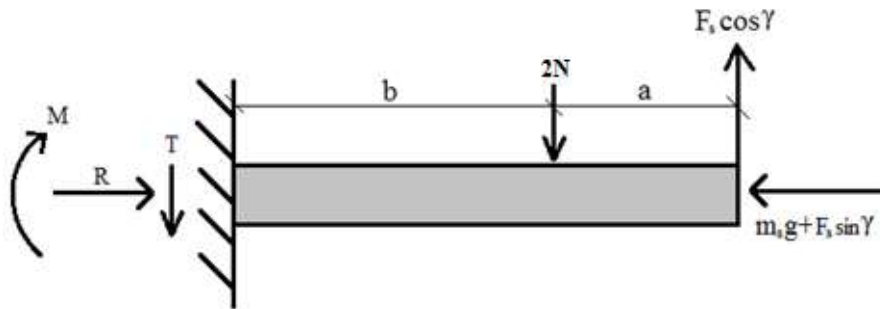
Enda kraften direkt mot stödhjulet verkande är den från bärringen då denna ligger emot stödhjulet, vi kallar den F_s . Bilden nedan visar stödhjulet och dess reaktionskrafter vid anliggning mot bärringen.



Figur 4.1. Skiss av stödhjulet med reaktionskrafter

Lagerhuset är förbundet med fundamentet genom fyra skruvar, förspänningskraften i dessa antas vara så stor att ingen horisontell glidning mellan lagerhuset och fundamentet förekommer. Kraften, T , anger då den horisontella kraften mellan lagerhuset och fundamentet. Lagerhuset är förbundet med det andra stödhjulets lagerhus med två stänger, dragkraften i respektive stång betecknas N , förspänningskraften i stängerna är tyvärr obekanta. Vinkeln γ anger fasningen av stödhjulet och m_s utgör stödhjulet och lagerhusets sammanlagda massa. Funktionen $g(r)$ betecknar den linjelast som verkar vertikalt under lagerhuset som reaktion till gravitationskraften och momentet som uppstår då kraften F_s anbringas på stödhjulet.

Studerar vi stödhjulet och lagerhuset som en gemensam stel massa och applicerar balkböjningsteori kan följande samband ställas upp.



Figur 4.2. Skiss av en balk med krafter som stödhjulet.

Linjelasten $q(r)$ har delats upp i ett moment, M , och en punktkraft, R . Avståndet b utgör sträckan från stängernas centrumlinje till lagerhusets nederdel och a är avståndet från stängernas centrumlinje till den punkt där ett medelvärde av stödhjuls kraften kan uppskattas verka som en enda punktkraft. I beräkningarna negligeras det moment som orsakas av avståndet från kraftkomponenten $F_s \sin(\gamma)$ till stödhjulets centrumlinje.

$$\rightarrow: R - m_s g - F_s \sin(\gamma) = 0 \quad (4.1.1)$$

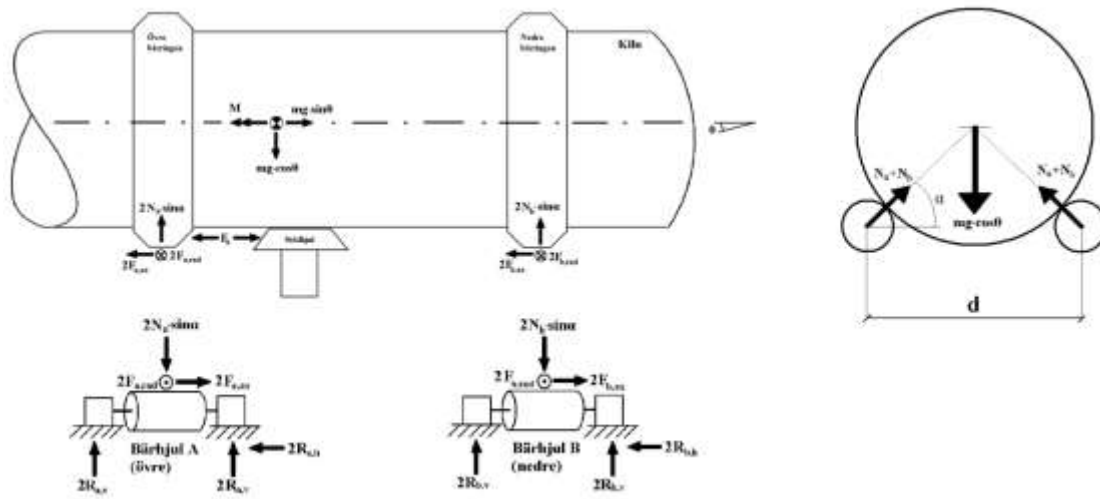
$$\uparrow: F_s \cos(\gamma) - 2N - T = 0 \quad (4.1.2)$$

$$\text{Moment map infästningen: } M + 2Nb - F_s \cos(\gamma) (a + b) = 0 \quad (4.1.3)$$

Vi inser att systemet är statiskt obestämt.

Stödhjulet ingår i ett större system med kiln och fyra bärhjul, se figur 4.2. Lite förtydliganden och klargörande av antaganden som gjorts:

- Det finns fyra bärhjul som verkar i par; två mot varje bärring.
- Det finns två stödhjul, ett på var sida om den övre bärringen. Bara ett stödhjul kan ha kontakt med bärringen åt gången. På skissen antas kontakt med det nedre stödhjulet, därför är endast detta utritat.
- Hela systemet lutar med vinkeln θ mot det globala horisontalplanet.
- Kilns tyngdpunkt är axiellt förskjuten till vänster eftersom kiln egentligen är tjockare i vänsteränden än i högra änden, dessutom är godstjockleken större i övre delen av kiln. Bärringarna är dock av samma diameter.



Figur 4.3. Kiln, bärhjulsparen och det nedre stödhjulet frilagda med krafter utritade.

θ = Kilns lutning mot horisontalplanet

F_s = Kraften mot stödhjulet

$F_{a,ax}$ = Friktionskraft i ett av de **övre** bärhjuls **axial**riktning

$F_{b,ax}$ = Friktionskraft i ett av de **nedre** bärhjuls **axial**riktning

$F_{a,rad}$ = Friktionskraft i ett av de **övre** bärhjuls **radial**riktning

$F_{b,rad}$ = Friktionskraft i ett av de **nedre** bärhjuls **radial**riktning

N_a = Normalkraft i ett av de övre bärhjulen

N_b = Normalkraft i ett av de nedre bärhjulen

$R_{a,v}$ = Vertikal reaktionskraft i övre bärhjuls lager

$R_{a,h}$ = Horisontell reaktionskraft i övre bärhjuls lager

$R_{b,v}$ = Vertikal reaktionskraft i nedre bärhjuls lager

$R_{b,h}$ = Horisontell reaktionskraft i nedre bärhjuls lager

M = Kilns vridmoment

m = Kilns totala massa

g = Tyngdaccelerationen

d = Avståndet mellan bärhjulen vid samma bärring

Ställer vi upp kraftjämvikt i riktning med kilns centrumlinje enligt figur 4.2 fås:

$$\leftarrow : 2F_{a,ax} + 2F_{b,ax} + F_s - mg \sin(\theta) = 0 \quad \leftrightarrow$$

$$F_s = mg \sin(\theta) - 2(F_{a,ax} + F_{b,ax}) \quad (4.1.4)$$

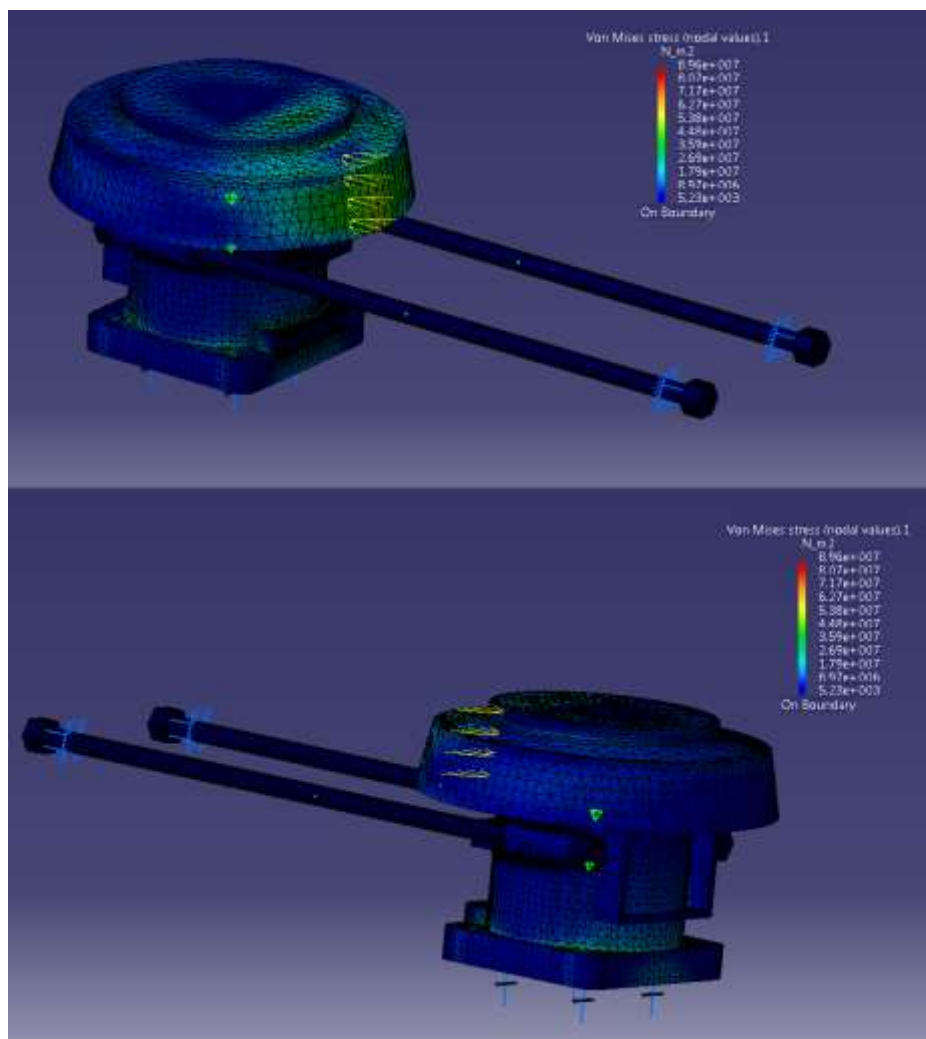
Den teoretiskt maximala stödhjuls kraften, $F_{s,max}$, fås om bärhjuls kontaktyta med bärringen är helt glatt, det vill säga friktionsfri. Stödhjuls kraften fås då enligt ekvation (4.1.4) som $F_{s,max} = mg \sin(\theta)$. Massan m anger kilns totala massa med pellets och egenvikt, den uppskattas på KK3 till 1500 ton, lutningen θ uppges på ritningar för KK3 till 1:19,2. Det motsvarar en lutning på 2,98 grader. Till tyngdaccelerationen använder vi värdet $9,81 \text{ m/s}^2$. Det ger en maximal stödhjuls kraft $F_{s,max} = 765 \text{ kN}$.

4.2 Uppskattning av spänningar i stödhjul och lagerhus

För placering av trådtöjningsgivare är det av stort intresse att titta på hur spänningsfördelningen i stödhjul och lagerhus ser ut. För detta ändamål har finita elementmetoden använts. En FEM-modell av stödhjul, lagerhus och de två stängerna har skapats med hjälp av Catia och lasten från bärringen har lagts på som en lagerkraft begränsad i utbredning till 20° på stödhjulets ytterring. Randvillkoren som användes var:

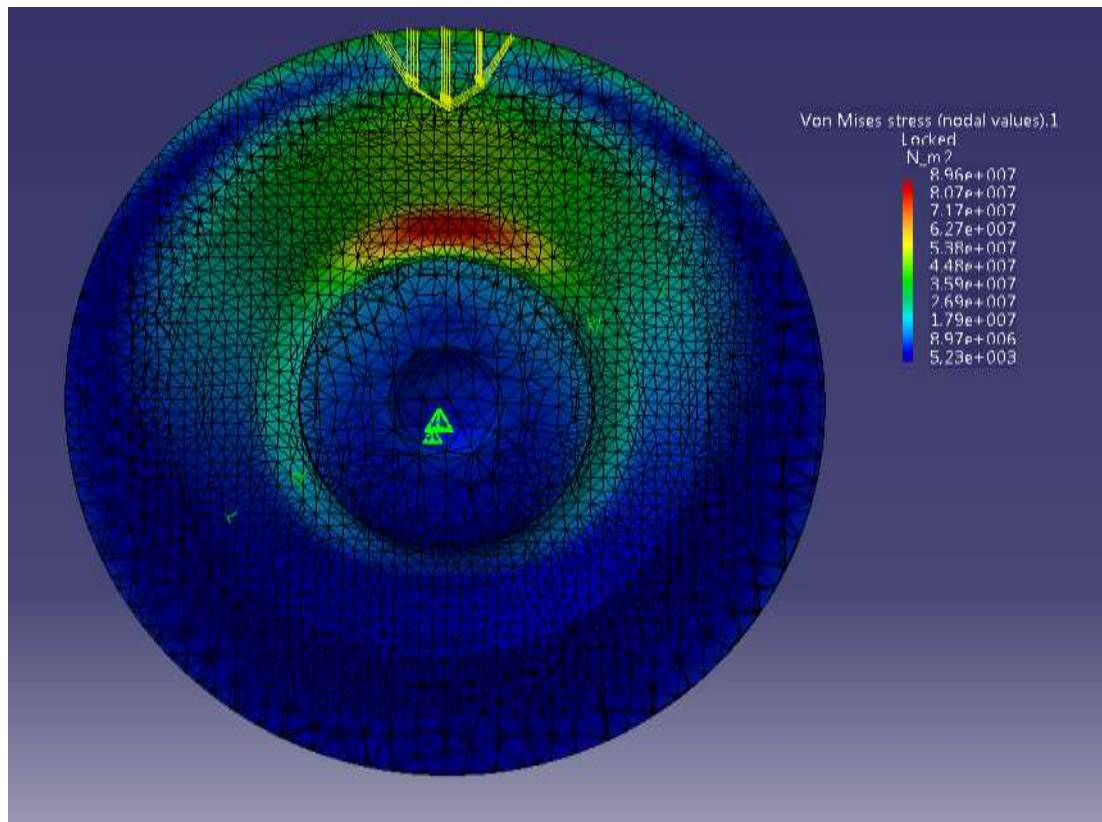
- Fast inspänning på mutterns insida vid de fria ändarna av stängerna.
- Begränsad rörlighet för skruvhålen i lagrets bottenplatta i alla riktningar utom runt egna axeln.
- Ingen vertikal translation tilläts för lagerhusets bottenplatta.
- Fast kontakt mellan stödhjulet och insidan av lagret.
- Stängerna tilläts endast glida i axiell riktning i den del som träns genom lagerhuset.
- Muttrarna mot lagerhuset gavs egenskapen contact connection.

Storleken på stödhjuls kraften sattes till 765kN. En von Mises-spänningsplott visas i figur 4.4 nedan. Vi ser att störst spänning verkar i stödhjulets överdel och främst i anslutning till där kontakten med bärringen sker.



Figur 4.4. Spänningsplottar av stödhjulet och lagerhus i KK3 ur två vinklar. Plottarna är gjorda med FEM-analysdelen av Catia.

Spänningsfördelningen i stödhjulets överdel visas i figur 4.5. Spänningen är allra störst på insidan av stödhjulet vid övergången till själva axeln. Då denna del är roterande kan det vara av intresse att titta på det ur ett utmattningsperspektiv.



Figur 4.5. Von Mises-spänningar i stödhjulets övre del vid den pålagda kraften 765kN. Simulerat med Catia.

Den största spänningen ligger på 89,6 MPa och hela det röda partiet utgör en von Mises-spänning mellan 80 och 90 MPa. Snittspänningen för ett varv där spänningen är som störst uppskattas till 32,5 MPa.

4.2.1 Beräkning av erforderlig spänning för utmattningsbrott

Gränsen för utmattningsspänning är materialberoende och till viss del geometri-beroende. Genom att använda materialdata angiven nedan och behövlig reducering kan ett Haigh-diagram enligt nedan ritas upp. (Mägi & Melkersson, u.d.)

Material	Stålgjutgods
σ_s	250 MPa
σ_B	430 MPa
σ_u	190 MPa
σ_{up}	170 MPa

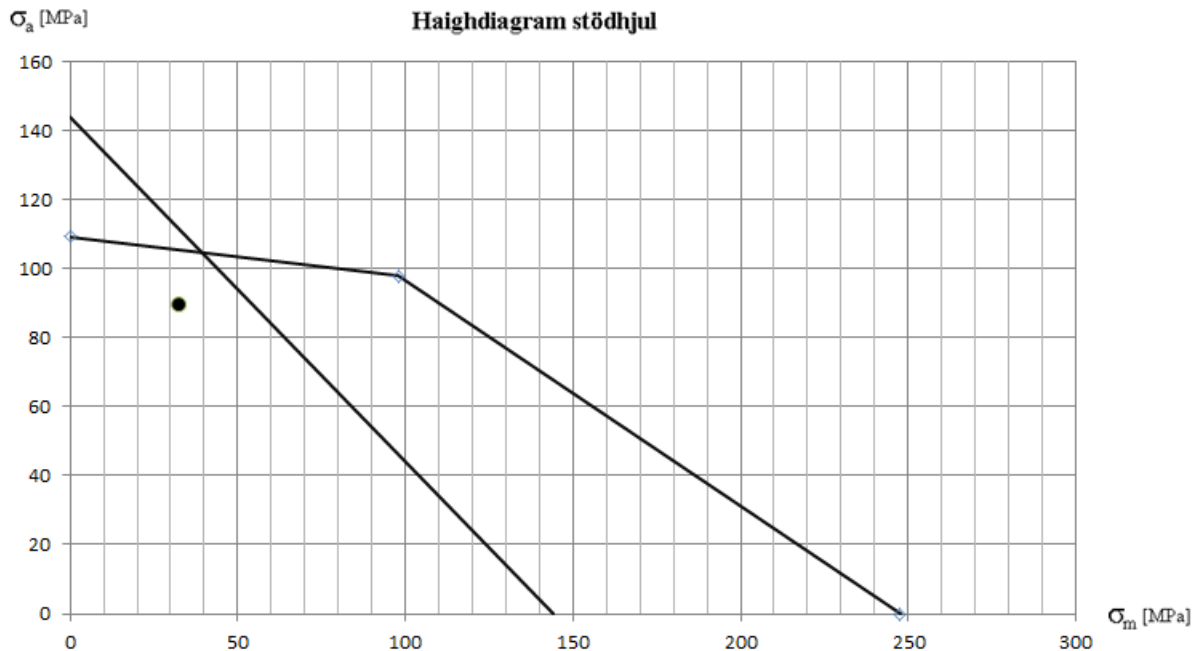
Reducering (Dahlberg, 2001):

Grovbearbetad, $\sigma_B = 430 \text{ MPa} \rightarrow \kappa = 0,9$

$d = 559 \text{ mm} \rightarrow \lambda = 0,8$

$\sigma_B = 430 \text{ MPa}$, $d = 559 \text{ mm} \rightarrow \delta = 0,8$

Punkten i diagrammet är en uppskattning av den största medel- och amplitudspänningen hämtad ur spänningsplottarna för stödhjulet vid kraften $F_s = 765 \text{ kN}$.



Figur 4.6. Haighdiagram för stödhjulet där y-axeln anger amplitudspänning och x-axeln medelspänning. En punkt med amplitudspänning och medelspänning för den mest kritiska punkten uppskattad med hjälp av FEM-modellen i figur 4.5.

Punkten ligger strax under gränserna, det är troligt att stödhjulet har konstruerats med avseende att tåla krafter upp till och med $F_s = 765 \text{ kN}$. Spänningsplottarna antas vara rimliga uppskattningar.

Det bör kommenteras att trots att punkten ligger inom gränserna för utmattning säkerställer inte det att utmattningsbrott aldrig inträffar. Analysen för utmattningsgränserna bygger dels på grova avrundningar och dels på statistisk data, där oändlig livslängd för till exempel stålkonstruktioner ofta anges om hälften av testexemplen klarar 10^7 svängningar. (Mägi & Melkersson, u.d.) Stödhjulet som havererade augusti 2011 hade suttit där i 15 år och utveckling av en utmattningsspricka under den tiden är inte orimligt. Dessutom gäller Haighdiagrammet ovan för stödhjulet på KK3, ritningar över stödhjulet på KK2 fick jag inte tag på. Det är möjligt att de stödhjulen har mindre radier, vilket skulle resultera i större spänningskoncentration.

För de efterföljande haverien på KK2 är det däremot inte rimligt att anta utmattningsbrott. Det faktum att hjulet slutat rotera istället för att hjulet lossnat vid övergången till axeln tyder på att orsaken till haverien uppstått på annat sätt. En teori är att oljefilmen i glidlagret på grund av det höga trycket och värmeutvecklingen blir så tunn att metallisk kontakt uppstår vilket försämrar glidförmågan. Det kan även bero på ojämnheter i lagerbussningen orsakade av till

exempel kavitation. Det är dock fortfarande troligt att den bakomliggande huvudorsaken är för stort tryck mot stödhjulet.

Eftersom orsaken till de senare haverien inte är fastställd är det svårt att avgöra hur stora krafter som är skadliga för stödhjulet. Det är även svårt utifrån justeringen att bestämma storleksordning på stödhjulskraften då kilns rörelse är beroende av många faktorer.

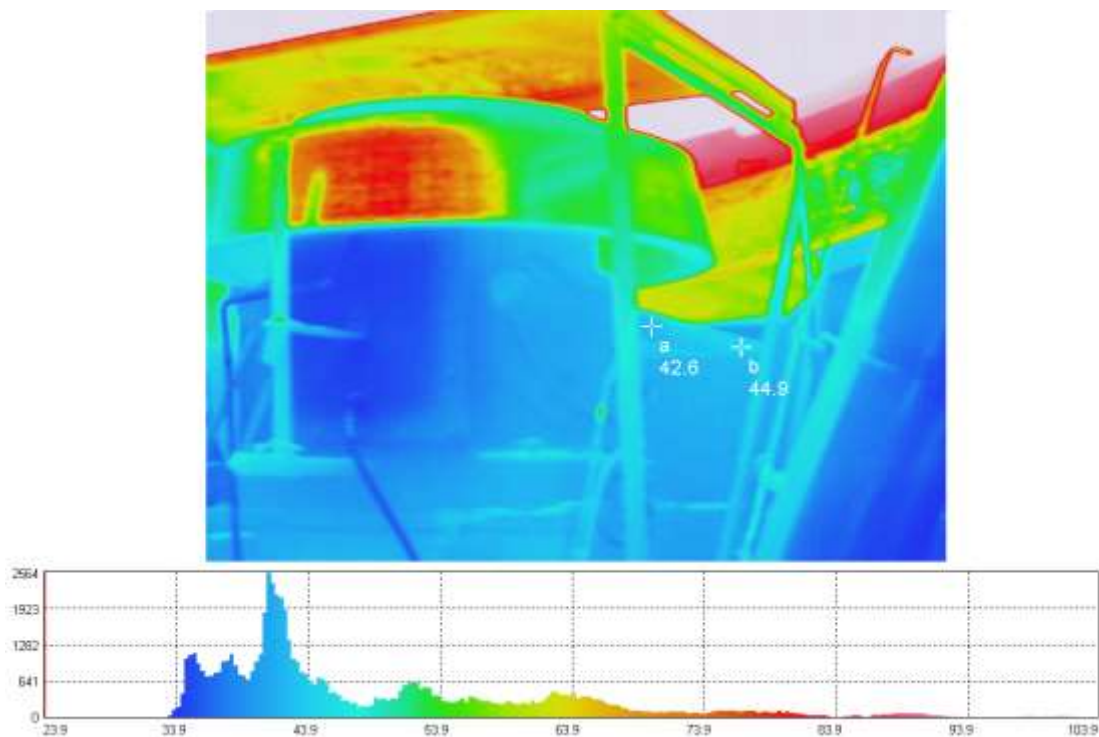
4.3 Kravspecifikation

Stödhjul har vid upprepade tillfällen havererat. Grundorsaken antas vara för stor belastning från kiln på stödhjulet. Belastningen har sedan orsakat antingen utmattningsbrott eller hindrat stödhjulet från att kunna rotera. Den hindrade rotationen i sin tur kan bero på flera orsaker:

- Otillräcklig smörjning
- Skadad bussning
- Tunn oljefilm
- etc.

Storleken på belastningen är därför svårbestämd, vi vet dock att största teoretiska kraften är 765 kN, det förutsätter dock friktionslösa bärhjul vilket är osannolikt.

Miljön är tung industri, det är med andra ord varmt och smutsigt. Temperaturen i kiln varierar men är som varmast cirka 1300°C. Stödhjulet är dock till viss del avskärmat för att minska möjligheten för värme från kiln att stråla till stödhjulet. Temperaturen på stödhjulet varierar, med en värmekamera togs nedanstående bild som anger temperatur för ett av stödhjulen vid KK2. Liknande temperaturer kan antas för KK3.



Figur 4.7. Värmebild med temperaturskala för stödhjulet på KK2, tagen med en värmekamera. Temperaturen på två delar av stängerna mellan de två stödhjulen är utsatta och färgspektra för hela bilden.

Bärringen är varmast med temperaturer över 300°C. Det roterande hjulet kan nå temperaturer uppåt 90-100°C, kanske till och med högre, medan lagerhuset och stängerna har en temperatur runt 40-50°C, troligtvis på grund av att dessa inte har direktkontakt med bärringen.

Vid drift är det rekommenderat att inte spruta vatten mot kiln men då kiln står stilla vid underhållsstopp förekommer det dock att komponenterna och golven spolats med vatten. Mätssystemet bör därför även vara vattentåligt.

I verken skickas många givarvärden och redovisas via dataövervakningsprogrammet Aspen explorer och på monitorerna i kontrollrummet. Andra värden redovisas manuellt med mätklockor eller lokala displayer och vissa värden övervakas av externa aktörer, exempelvis vibrationsmätningar som görs och övervakas av MCC. Kommunikationen i KK2 och KK3 sker via analoga strömloopar som senare görs om till digitala mätvärden.

Analoga strömloopar är en väl anpassad metod för signalöverföring i industriell miljö på grund av att signalen kan transporteras långa sträckor utan att tappa styrka samt är mindre känslig för brus än spänningsloopar. (National Instruments, 2012)

Strömloopen innebär att givarens utsignal ligger mellan 4 mA och 20 mA beroende på storleken på enheten som mäts. Utsignalen 4 mA motsvarar nollan medan 20 mA motsvarar det största värde givaren är anpassad för att mäta. Anledningen till att nollan motsvaras av 4 mA istället för en helt strömlös krets är att en trasig givare ska kunna skiljas från ett nollvärde.

Kriterierna ovan kan sammanfattas i följande kravprofil.

Kapacitet: 765 kN

Temperatur: minst 100°C/70°C beroende på placering

Kapsling: Minst IP66 (Dammtätt och spoltätt)

Utsignal: analog strömloop (4-20 mA) eller lokal display/mätklocka

4.4 Vibrationsmätningar i lagerhuset

MCC är ett företag som utför tillståndkontroller av maskiner. Det grundades av LKAB och SKF tillsammans men är nu helägt av SKF och anlätade av LKAB för att utföra vibrationsmätningar. De utför kontroller på cirka 900 maskiner på LKAB varav 200 är onlinemätningar. På alla tre kulsinterverken i Kiruna registreras vibrationsmätningar på det nedre stödhjulet. Det sitter en accelerometer i lagerhusets nederdel som registrerar vibrationer med jämna tidsintervall. Det övre stödhjulet saknar givare av anledningen att det inte bedömdes som nödvändigt eftersom det nedre hjulet antas vara det som utsätts för störst belastning. Antagandet verkar rimligt sett till de haverier som förekommit där majoriteten varit på det nedre stödhjulet.

Mätvärdena skickas till MCC som sparar och analyserar maskinerna åt LKAB. Genom att de satt gränsvärden som larmar om de överstigs kan de förvarana LKAB när ett lager börjar visa tecken på begynnande sprickor eller andra oönskade egenskaper. MCC kan styra hur ofta värdena sparas genom ändringar i datorprogrammen för övervakningen. Vid tillfället för rapporten sparades medelvärden för trendkurvor var tionde minut och som spektra en gång i timmen. Med spektra avses en fouriertransformerad graf i frekvensplanet. Om amplituden är

mycket större för en viss frekvens bör det undersökas vilken komponent den frekvensen svarar för.

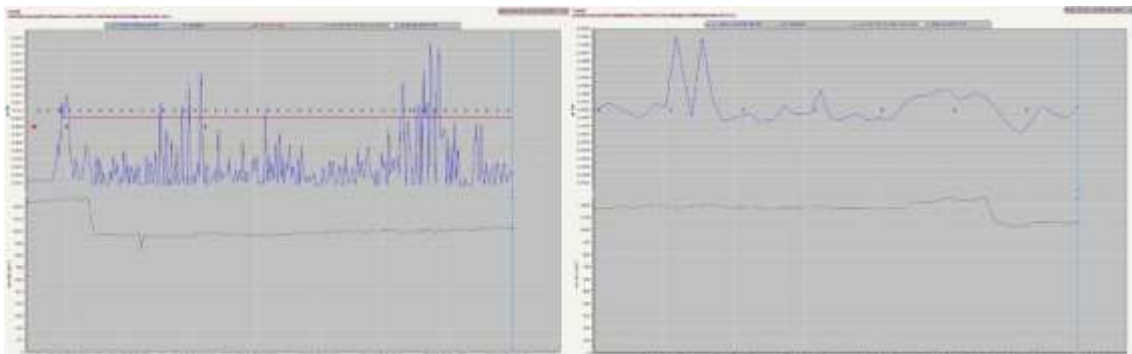
Likt de flesta givare är mätvärdet beroende av en stabil excitationsspänning, MCC loggar även denna och redovisar i diagrammen. Vibrationsmätningarna från stödhjulet vid de två haverierna år 2011 saknar tillförlitlighet eftersom excitationsspänningen var väldigt instabil. Ledningarna var dåligt skärmade mot värmen under kiln och hade därför smält samman på vissa ställen.

Jag bad MCC att spara data oftare för stödhjulet på KK3 och vi satte ut fler mätpunkter för trendkurvorna i olika frekvensområden. Jag noterade sedan stödhjulets kontakt med bärringen i KK3 vid ett flertal tillfälle; bärringens kontakt dokumenterades som konstant/delvis/ingen kontakt. Med delvis kontakt menas att bärringen ligger emot stödhjulet men stundvis stannar hjulet till eller avtar i hastighet för att sedan accelereras.

Trendkurvorna och spektra för de olika tillfällena jämfördes sedan för att se om någon skillnad gick att utläsa vid de olika tillfällena. Med bakgrunden att statisk obalans ska gå att upptäcka med vibrationsanalys hade jag förhoppningen att stödhjulets belastning skulle återspeglas i vibrationskurvorna genom att en större utböjning ger kraftigare vibrationer.

Det visade sig att vibrationerna var som störst när bärringen hade delvis kontakt med stödhjulet. Nedan visas två grafer; den vänstra för 19-20 mars 2013 då delvis kontakt förekom och den högra för 22 mars 2013 då istället konstant kontakt förekom vid alla observationerna.

Tyvärr är y-axlarna inte anpassade efter samma skala, men avläser vi värdena ser vi att vid delvis kontakt uppgår amplituden till 0,0170 gE medan den vid konstant kontakt ligger runt 0,0010 gE och aldrig når högre än 0,0019 gE, det vill säga lite mer än en tiondel av det högsta värdet från den vänstra grafen.



Figur 4.8. Grafer från vibrationsmätningar i stödhjulets lagerhus på KK3. I båda diagrammen anger y-axeln amplituden i enheten gE och x-axeln visar tiden. Det vänstra diagrammet är från ett tillfälle då stödhjulet roterade med varierande hastighet till följd av att hjulet inte hade konstant kontakt med bärringen. I det högra diagrammet var kontakten konstant.

Den acceleration stödhjulet får när bärringen precis griper tag och skjuter fart på stödhjulet ger uppenbart kraftigare vibrationer än den excentricitet som kan antas uppstå när bärringen trycker mot stödhjulet. Vibrationsmätningarna kan därför inte anses lämpliga för att mäta belastningen på stödhjulet. Enligt personalen på MCC går det däremot utmärkt att upptäcka när smörjfilmen är tunn med trendkurvorna. Om smörjningen är dålig kan metallisk kontakt uppstå mellan axel och lager vilket ger ökat slitage och sämre rotation.

Obalans och många glidlagerproblem syns tydligast vid frekvenser motsvarande axelns rotationshastighet eller lägre. (Drivteknik, u.d.) Stödhjulets rotationshastighet är dock väldigt låg; den når teoretiskt aldrig över 8,4 rpm vilket motsvarar 0,14 Hz. Vid så låga frekvenser är vibrationsmätningar svåra att få tillförlitliga med hög noggrannhet.

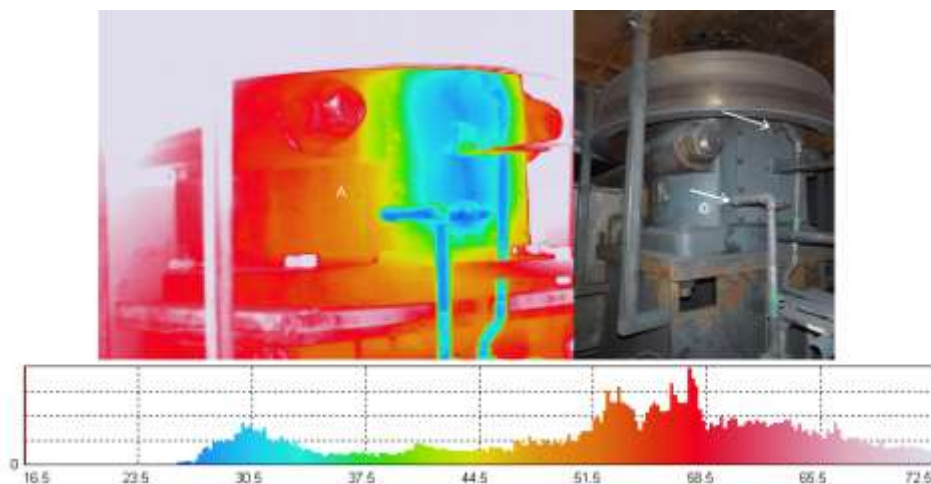
4.5 Temperaturgivare i radiallager

På ett av de tre kulsinterverken i Kiruna, KK3, mäts temperaturen på oljan som utgör smörjfilmen till stödhjulets lager. Temperaturen mäts där på tre ställen i varje lagerhus, placeringen av två av dessa givare visas i figur 4.9 nedan. Den tredje givaren sitter på motsvarande ställe som den nedre på bilden men till vänster, utanför bilden.



Figur 4.9. Bild på stödhjulet i KK3 med pilar som pekar ut placeringen av två temperaturgivare.

Lagerhuset kyls med vattenkylning, se figur 4.10 där färgskalan har justerats för att bättre visa vattenkylningen. Syftet är att hålla nere oljetemperaturen eftersom viskositeten är starkt beroende av temperatur.



Figur 4.10. Bild av stödhjulet på KK2 tagen med värmekamera. Skalan för temperaturåtergivningen har ändrats för att tydligt visa kylvattnet till lagerhuset. Pilarna i den högra bilden visar kylningens inlopp och utlopp.

Pilarna på bilden visar rör för till- och bortförsel av kylvatten. Kylvattnet begränsas till ytan bakom den rektangulära plåten och värmen från oljan måste ledas genom stålväggen till kylvattnet. Någon kylning på andra sidan av lagret finns inte, dock bör störst värmeutveckling ske på den, på bilden, synliga sidan eftersom lagertrycket är störst där.

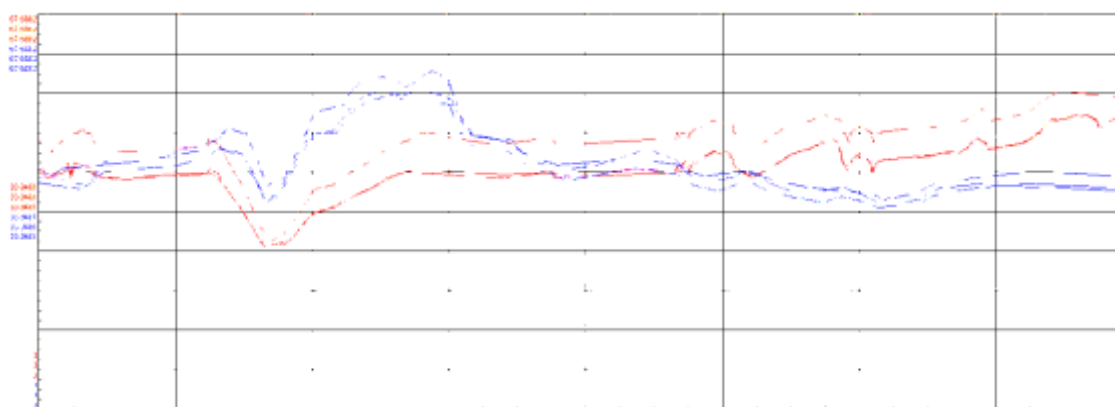
Temperaturvärdena sparas och går att studera i ett dataövervakningsprogram anpassats för processindustrin, Aspen process explorer. Varje värde sparas separat en viss tid, men för att mängden data inte ska bli ohanterligt stor, räknas de efter två veckor om till medelvärden. Värden för oljetemperaturen uppdateras var sjunde sekund och redovisas med två decimalers noggrannhet i Aspen.

Nedan visas grafen för temperaturerna under en månad hösten 2012. De blå linjerna är temperaturgivarna på det nedre stödhjulet och de röda från det övre. Det syns tydligt att givarna till varje stödhjul återger temperaturkaraktär enhälligt, trots att en av givarna på det övre hjulet konstant visar cirka 4°C varmare än de andra två under drift

”Dippen” vid grafens början visar ett så kallat kallstopp, då brännaren stängdes av och produktionen stod still i nästan 36 timmar, under den tiden hann temperaturskillnaden sjunka till endast 1°C. Vi kan därför utesluta att skillnaden skulle bero på en nollägesförskjutning. Det borde däremot vara säkert att anta att den varmare av givarna är den övre då denna är placerad närmare belastningspunkten.

Vi ser att vid mitten av grafen korsar de röda linjerna de blå, därefter är de röda temperaturgivarna hela tiden varmare än de blå så långt grafen sträcker sig. För den sista fjärdedelen är medeltemperaturen på det övre hjulet minst 7,89°C varmare än det nedre. Det är en väsentlig temperaturdifferens som troligtvis kan förklaras med att bärringen här ligger emot det övre stödhjulet.

Andra värden som mäts på kiln som kan vara av intresse och påverka oljetemperaturen är bland annat kilns rotationshastighet och temperaturen i kiln. För kilns temperatur mäts bland annat tegeltemperaturen (insidan av kiln är täckt med ett lager av eldfasttegel som ska stå emot värmen och skydda kilns yttre skal).



Figur 4.11. Diagram som visar temperaturerna uppmätta med temperaturgivarna monterade på stödhjulen i KK3 under en månad hösten 2012. De blå graferna är från det nedre stödhjulet (närmast kylaren) och de röda från det övre (närmast graten).

Mekanikerna som sköter snedställningen av bärhjulen för att justera kilns axiella läge antecknar vid varje justering vilka lagerbockar som har justerats och hur mycket de vridits.

Jag studerade temperaturkurvorna för ett antal sådana justeringar med hjälp av data i Aspen explorer, graferna redovisas i bilaga 3. Det jag kunde utläsa var att temperaturen oftast, men inte alltid, sjunker efter justeringarna. Ibland visades tydliga ökning av temperaturändrings-hastigheten medan andra gånger gick det inte att utläsa någon skillnad. Det är tydligt, och ganska självklart, att temperaturen sjunker snabbare vid större lagerbocksjusteringar (10 mm och uppåt).

Gemensamt för de flesta studerade fallen är en nedåtgående trend över de 2-3 efterföljande dygnet, uppskattningsvis sjunker temperaturen 1-2 °C/dygn. Enligt samtal med mekanikerna som utför justeringsarbetet brukar sänkningar på tiondels grader kunna upptäckas först ett par timmar efter justering.

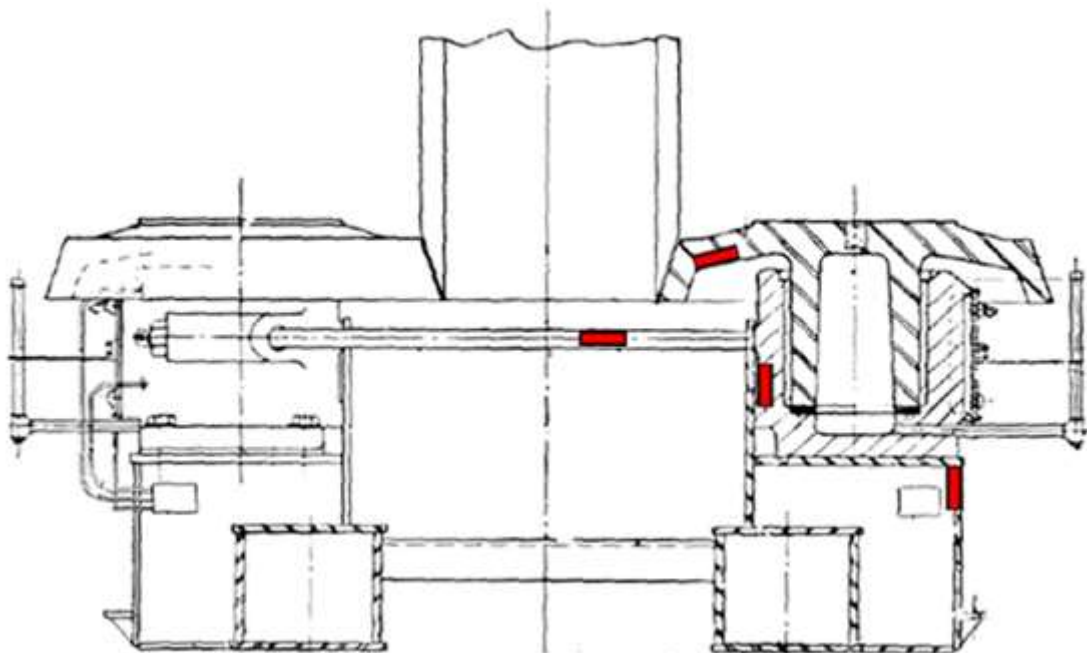
Vi kan konstatera att temperaturövervakningen är långsam, en ändring i kraften märks inte på oljetemperaturen på ibland flera timmar. Jämförelsevis kan trådtöjningen ses som omedelbar.

4.6 Kraftmätning med trådtöjningsgivare

Ska trådtöjningsgivare användas finns två alternativ: antingen används färdiga lastceller, dessa är kalibrerade och anger kraft eller vikt i en specifik riktning, eller så monteras trådtöjningsgivare på de befintliga komponenterna.

Genom att fästa givare direkt på befintliga delar går det enligt samtal med säljare på Nobel weighing systems inte att få bra noggrannhet då kalibreringen är problematisk. En kalibrering av givare på stödhjulet skulle kräva att kända krafter i storleksordningen några 100 kN påläggs stödhjulet under liknande förhållande som då bärringen trycker mot stödhjulet.

Utslaget av givare på stödhjulet kan dock användas som referensvärde: jämföras med tidigare värden och visa trender.



Figur 4.12. Skiss över två stödhjul med lagerhus och en bit av bärringen. De röda markeringarna visar tänkta positioner för trådtöjningsgivare.

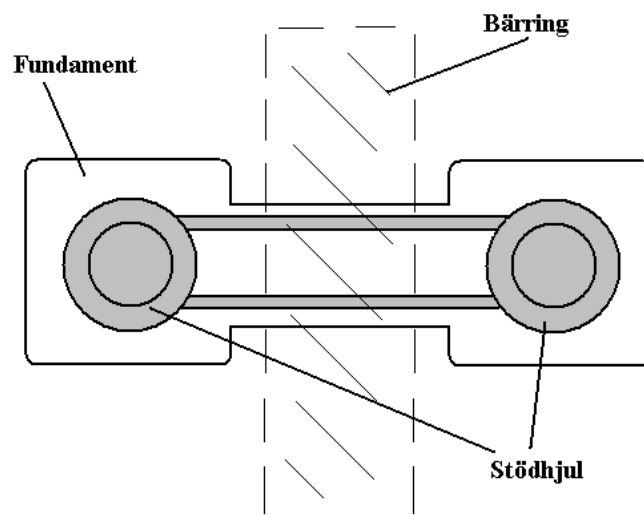
Systemet som upptar bärringens axiella krafter består av fyra delar:

- Stödhjulet
- Lagerhuset
- Fundamentet under lagerhuset
- Stängerna mellan lagerhusen

Jag har valt att titta på hur trådtöjningsgivare skulle kunna installeras på respektive och hur bra den skulle återge stödhjuls kraften, F_s .

4.6.1.1 Givare på fundamentet

Lagerhuset står på ett kvadratisk fundament som består av plåtväggar med en tjocklek på 15 mm och en överdel som är 70 mm hög. Enligt de första beräkningarna är det här störst deformation uppstår. Enligt beräkningarna var dock spänningarna alldeles för stora för att geometrin skulle vara rimlig. Det visade sig, vid ett oplanerat stopp när jag fick möjlighet att undersöka fundamenten närmare, att toppdelen i själva verket var en större skiva uppbyren av betongrunden mellan stödhjulen. Skivan höll även uppe det andra stödhjulet, se figur 4.13 nedan.



Figur 4.13. Skiss på stödhjulen, bärringen och fundamentet som stödhjulet står på, sett ovanifrån.

Betongrunden mellan stödhjulen kan antas vara stabil och ta upp större delen av den kraft som verkar på fundamentet genom lagerhuset. Det är därför rimligt att spänningen i trådtöjningsgivare monterade på fundamentet är alldeles för liten för att på ett tillförlitligt sätt mäta stödhjuls kraften.

4.6.1.2 Givare på stödhjulet

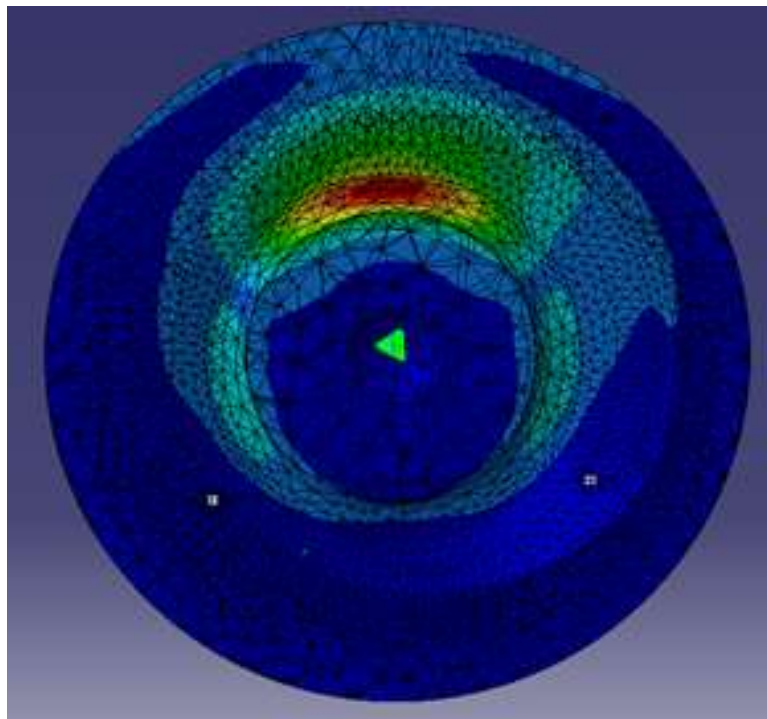
Enligt FEM-modellerna i kapitel 4.2 uppstår störst spänning i stödhjulets roterande del i övergången mellan hjulet och axeln, se figur 4.14 nedan. Teorin stärks av att det är på samma

ställe som sprickbildningen som orsakade stödhjulshaveriet augusti 2011. Effektivspänningen uppskattades till knappt 90 MPa med den pålagda kraften 765 kN.

Det är önskvärt att mäta spänningen där den är som störst, därför bör en trådtöjningsgivare på stödhjulet placeras på undersidan vid minsta radien. En bra metod för att mäta spänningen är att använda sig av en delta eller rektangulär rosettgivare. Det är trådtöjningsgivare som mäter töjningen i tre riktningar med inbördes vinkelförskjutningen 45 respektive 120 grader. Fördelen med dessa rosettgivare är att huvudtöjningarna i ytskiktet kan bestämmas, oavsett riktningen på dessa. Huvudtöjningarna kan sedan räknas om till huvudspänningar i enlighet med ekvation (2.1.2.7) eller (2.1.2.8).

Huvudspänningarna enligt den här metoden ger inte den fullständiga effektivspänningen eftersom metoden antar plant spänningstillstånd, den radiella spänningen har då negligerats. Enligt FEM-modellen är den radiella spänningen uppskattningsvis i storleksordningen 5-10% av den största huvudspänningen. Det innebär att en effektivspänning beräknad enligt nedan ger ett ganska rimligt värde för att bedöma risken för stundande sprickor och haveri. (Dahlberg, 2001)

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2}{2}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \quad (4.6.1.2.1)$$



Figur 4.14. Bild som visar spänningsfördelningen i övre delen av stödhjulet vid en simulering med FEM-verktygen i Catia. Den pålagda kraften är 765 kN.

Enligt ovanstående resonemang är trådtöjningsgivare på stödhjulet en bra metod för att övervaka stödhjulets tillstånd. Metoden ger inte stödhjulkraften om inte kalibrering med pålagda kända krafter kan utföras, men däremot en bra uppskattning av effektivspänningen i den kritiska punkten.

Problem med förslaget är:

- Svårigheter att spänningsföra bryggan och skicka mätsignalen. Bryggan måste föras med en jämn excitationsspänning och utsignalen måste skickas till datainsamlingsenheten. Det går att lösa med släpringar, med dessa är det dock svårt att få en pålitlig och tillräckligt stabil signalöverföring. (Sterner, 2011) En annan lösning är att använda trådlös överföring och batteri. En långsiktig loggning av mätvärden är dock inte rimlig med batteridrift.
- Dynamisk belastning. Eftersom givaren sitter på den roterande delen kommer spänningen att variera i storlek över varvet. Med tanke på den låga rotationshastigheten och de snabba mätenheter som finns är det dock inget stort problem. Även en ganska långsam signalbehandlare för trådtöjningsgivare kan göra tiotusentals samplings under ett varv. Genom att kilns rotationshastighet mäts kan stödhjulets ungefärliga hastighet beräknas, på grund av att bärringen glider lite relativt kiln fås inte stödhjulets exakta hastighet, men tillräckligt god noggrannhet för att största töjningen varje varv ska kunna anges. Det innebär dock att värdet bara kommer att uppdateras en gång varje varv, cirka en gång på 10 sekunder vid normal drift.

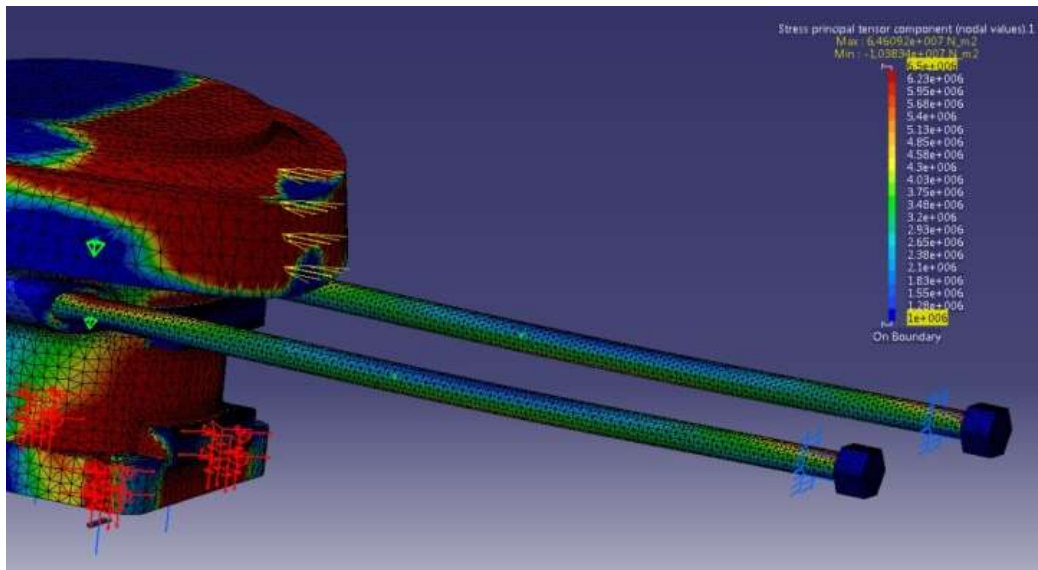
4.6.1.3 Givare på stängerna

Trådtöjningsgivaren placeras på stängen mellan de två stödhjulen. Fördelen är att töjningen för runda stänger är kända; huvudspänningarna är axiella och radiella. Töjningen i axiell led och radiell led förhåller sig efter Poissons samband.



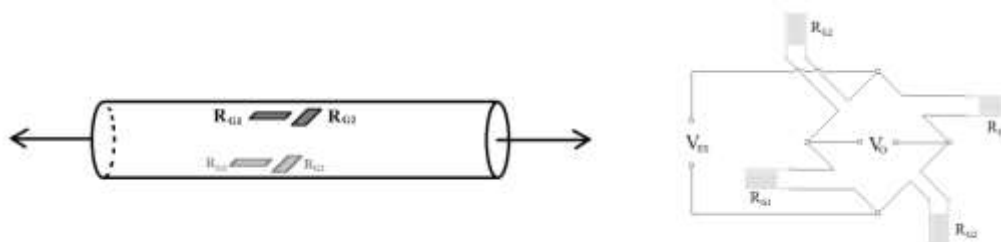
Figur 4.15. Skiss över stödhjulen, lagerhusen och bärringen där trådtöjningsgivarens tänkta placering är utmarkerad.

Stängernas längd är mycket större än dess radier vilket innebär att homogen spänning över radien kan antas. Det innebär att enda variationen i spänning över stängerna i axiell led orsakas av det böjande momentet. Figur 4.16 visar spänningsvariationen i stängerna, gränserna för färgåtergivningen har anpassats för att bättre återge stängernas spänning.



Figur 4.16. Spänningsplottar över stödhjulet och tillhörande komponenter. Gränserna för färgerna som återger spänningsfördelningen har anpassats för att visa spänningsvariationen i stängerna orsakat av momentet.

Eftersom spänningen i axiell led enbart varierar på grund av det böjande momentet är medelspänningen med en givare på var sida om stängen lika stor över hela stängens längd. Det innebär att bryggkonfigurationen enligt figur 4.17 är lämplig. Den eliminerar både variationen över stängens längd samt är temperaturkompenserande.



Figur 4.17. Skiss över givarnas placering och kopplingsschema i mätbryggan.

Konfigurationen består av två trådtöjningsgivare av typen T-rosett placerade på varsin sida av stängen. Det viktiga här är att givarna sitter så jämnt förskjutet som möjligt, det vill säga med 180° förskjutning, samt att givarna monteras parallellt med axelns centrumlinje.

Bryggkonfigurationen ger följande förhållande till spänningkvoten (Kyowa, u.d.):

$$\frac{V_0}{V_{EX}} = \frac{1+\nu}{2} GF \times \varepsilon_0$$

ν = Poissons tal

GF = givarfaktor

ε_0 = normaltöjningen

Spänningen i stängerna vid belastningen 765 kN, enligt FEM-modellen som användes i kapitel 4.2, är cirka 3,15 MPa i normalriktningen. Stängerna är av stål vilket har E-modulen 205 GPa. Det ger deformationen:

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma}{E} = \frac{3,15 \times 10^6}{205 \times 10^9} = 1,53 \times 10^{-5}$$

Vi antar givarfaktor GF=2,1 samt Poissons konstant $\nu=0,3$ (Dahlberg, 2001).

$$\frac{V_0}{V_{EX}} = \frac{1+\nu}{2} \times 2,1 \times 1,53 \times 10^{-5} = 0,021 \frac{mV}{V}$$

Värdet 0,021 mV/V är väldigt lågt och kräver en förstärkning. Normal känslighet för ett system ligger på 2-10 mV/V. Det skulle kräva en förstärkning på minst 100.

Eftersom stängerna utsätts för lika stor dragspänning oavsett vilket av stödhjulen som belastas kan mätvärdena från stängerna inte användas för att se vilket hjul som belastas.

Enligt uppgifterna ovan kan vi konstatera att stångkrafterna är små jämfört med stödhjulskraften. Medelspänningen 3,15 MPa och stängernas diameter som uppmätts till 8,5 cm ger stångkraften $N = 17,87$ kN. Randvillkoren i FEM-modellen tar dock inte hänsyn till förspänningskraften i stängerna, vilken tyvärr är okänd. Förspänningskraften har dock ingen inverkan på det aktuella mätresultatet mer än att den orsakar en förskjutning av nollläget om givaren monteras innan förspänningen.

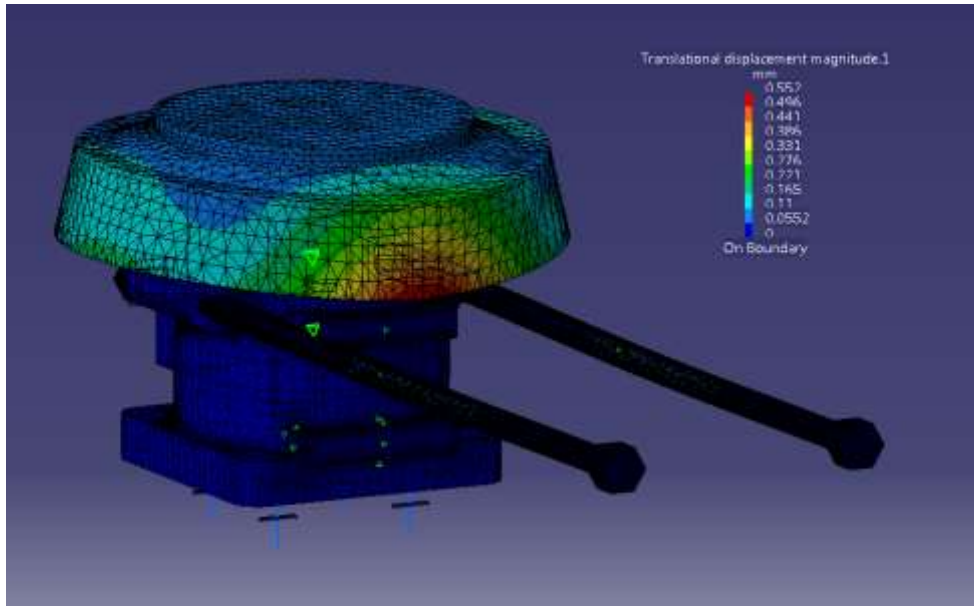
4.6.1.4 Givare på lagerhuset

På lagerhuset finns en ansats som ligger mot betonggrunden mellan stödhjulen, den är där för att ge motstånd när det andra stödhjulet belastas av bärringen. Mellan fundamentet och ansatsen kilas det fast så kallade chims, den vita pilen i figur 4.18 pekar på en av chimsen. Vid tillfälle strax innan ett bärhjulshaveri var trycket mot stödhjulet så stort att en chims lossnade. Det här förslaget går ut på att mäta lagerhusets förskjutning vid kontakt med bärringen.

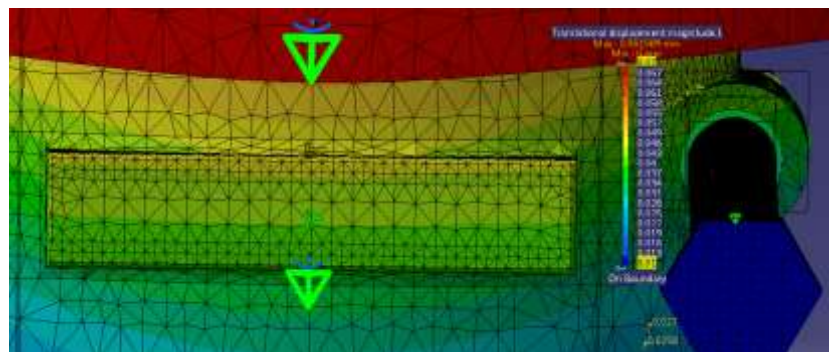


Figur 4.18. Två närbilder på stödhjulets lagerhus och fundamentet mellan stödhjulen. Den vita pilen visar chimsen, plåtbitarna som kilas in mellan lagerhus och fundament för att tillsammans med stängerna begränsa spelet mellan stödhjulen. Ett av chimsen har lossnat till följd av de stora krafterna mot stödhjulet.

En FEM-modell användes för att uppskatta förskjutningen. Med samma randvillkor som i kapitel 4.2 och kraften $F_s=765$ kN kunde förskjutningen av övre ansatsen uppskattas till 0,04 mm.

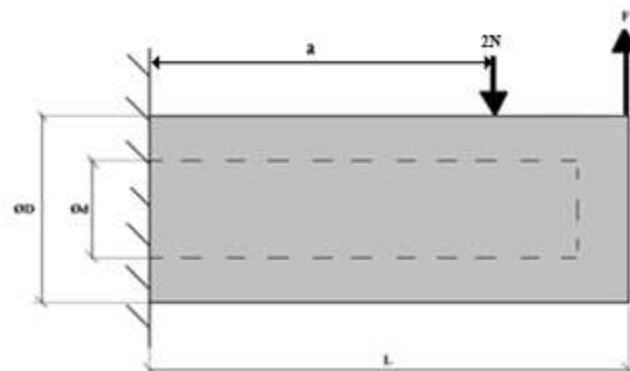


Figur 4.19. Bild från simulering av stödhjul under belastningen 765 kN där färgerna återger förskjutningen.



Figur 4.20. Närbild av ansatsen i en förskjutningsplott. Gränserna har anpassats för att bättre återge ansatsens förskjutning.

En förenklad beräkning gjordes även genom att applicera balkböjningsteori, försumma att stödhjulet roterar, och se stödhjulet och lagerhuset som en gemensam balk med fast inspänning vid ovan delen av den kvadratiske plattan som skruvas fast i fundamentet.



Figur 4.21. Skiss av stödhjulet enligt balkböjningsteori.

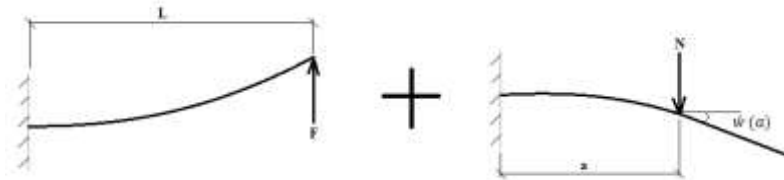
$$\begin{aligned}
L &= 0,7095 \text{ m} \\
a &= 0,420 \text{ m} \\
\varnothing D &= 0,825 \text{ m} \\
\varnothing d &= 0,314 \text{ m} \\
E &= 205 \text{ GPa}
\end{aligned}$$

Innerdiametern, $\varnothing d$, utgörs av ett medelvärde av stödhjulets innerdiameter:

$$\varnothing d = \frac{0,368+0,260}{2} = 0,314 \text{ m}$$

Kraften, F , antas konstant över kontaktytan och beräknas därför som en punktkraft. Längden, L , anger därför måttet från ovan delen av lagerhusets bottenplatta till mitten av kontaktytan.

Utböjningen kan fås genom att superpositionera balkböjning för de två krafterna. (Dalberg, 2001)



Figur 4.22. Skiss för superpositionering av balkböjningsfallen för stödhjulet.

Fall 1:

$$w_1(x) = \frac{PL^3}{6EI} \left(3 \frac{x^2}{L^2} - \frac{x^3}{L^3} \right), \quad \text{där } P = -F, \quad I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \rightarrow$$

$$w_1(x) = \frac{-64FL^3}{6\pi E(D^4 - d^4)} \left(3 \frac{x^2}{L^2} - \frac{x^3}{L^3} \right) \quad (4.6.4.1)$$

Fall 2

$$0 \leq x \leq a: w_2(x) = \frac{32Na^3}{6\pi E(D^4 - d^4)} \left(3 \frac{x^2}{a^2} - \frac{x^3}{a^3} \right) \quad (4.6.4.2)$$

$$a < x \leq L: w_2(x) = \frac{32Na^2}{\pi E(D^4 - d^4)} \left(\frac{3x-a}{6} \right) \quad (4.6.4.3)$$

Den totala utböjningen fås som:

$$0 \leq x \leq a: w(x) = \frac{64}{\pi E(D^4 - d^4)} \left(2Na^3 \times \left(\frac{x^2}{2a^2} - \frac{x^3}{6a^3} \right) - FL^3 \times \left(\frac{x^2}{2L^2} - \frac{x^3}{6L^3} \right) \right) \quad (4.6.4.4)$$

$$a < x \leq L: w(x) = \frac{64}{\pi E(D^4 - d^4)} \left(2Na^2 \times \frac{3x-a}{6} - FL^3 \times \left(\frac{x^2}{2L^2} - \frac{x^3}{6L^3} \right) \right) \quad (4.6.4.5)$$

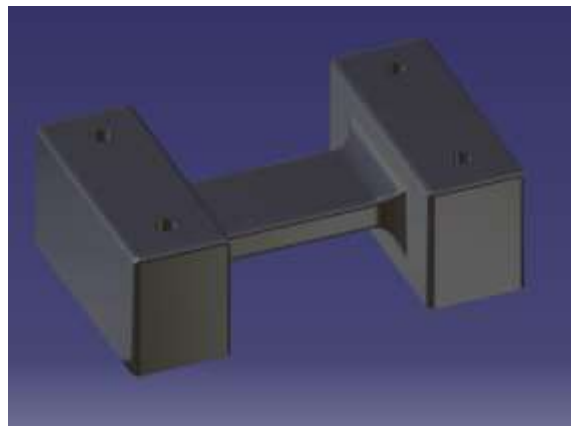
Ansatsen ligger mellan stängerna, $x=a$ ger utböjningen.

$$w(a) = \frac{64}{6\pi E(D^4 - d^4)} (4Na^2 - F \times (3a^2L - a^3))$$

Utböjningen varierar linjärt med storleken på stångkrafterna. Som konstaterats tidigare är ändringen i dessa liten i förhållande till kraften F_s . Försummar vi stångkrafterna fås den teoretiska utböjningen 0,0084 mm.

Denna väldigt förenklade beräkning gav ett värde närmare än en femtedel av det från finita elementmetoden, vilket tyder på att förskjutningen 0,04 mm vid 765 kN kan antas vara en ganska rimlig uppskattning.

En trådtöjningsgivare som mäter förskjutningen bör fästas så att givaren utsätts för största möjliga del av förskjutningen. Det görs genom utformandet av givarcellen, exempelvis kan delen som givaren fäster vid vara av ett mjukare material än övriga delar eller slankare och därför mindre styvt, som till exempel i bilden nedan.



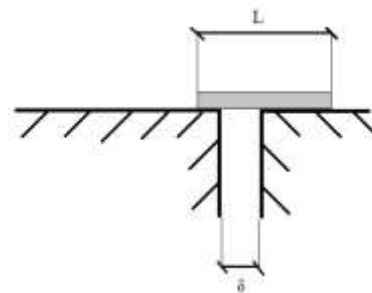
Figur 4.23. Förenklad bild av hur uppbyggnaden av en givarcell för förskjutningen kan se ut. Trådtöjningsgivarna fästs på den smalare delen som kommer att utsättas för störst töjning.

Om vi använder det minsta av de två uppskattade värdena på förskjutningen och antar att vi använder en trådtöjningsgivare med längden 10 mm som utsätts för hela töjningen gäller följande:

$$L_o = 10\text{mm}$$

$$\delta = 0,04\text{mm}$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_o} = \frac{0,04\text{mm}}{10\text{mm}} = 0,004$$



Kopplas givaren i en helbrygga med två dummies för temperaturkompensation fås följande spänningskvot:

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon \times GF$$

$$\frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{\Delta R}{2R_G} = \frac{\varepsilon \times GF}{2}$$

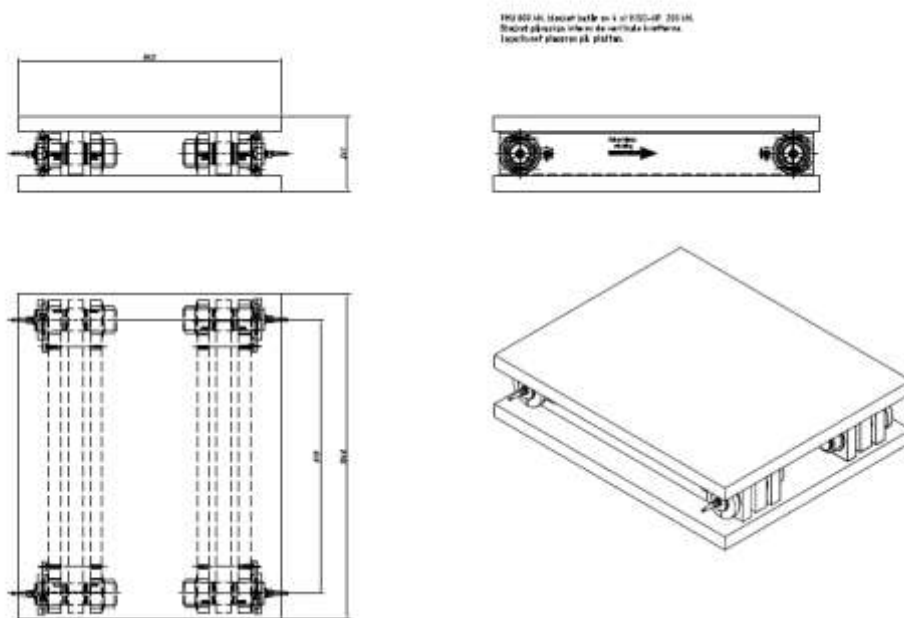
Givarfaktorn ligger normalt på 2-2,1. Om vi antar $GF=2,1$ fås:

$$\frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{0,004 \times 2,1}{2} = 4,2 \text{ mV/V}$$

Det innebär att vi söker en signalbehandlare med känslighet större än 4,2 mV/V om ovan angivna förskjutning ska kunna mätas. Lastceller har normalt en känslighet på 2-5 mV/V vilket tyder på en god känslighet för givarcellen i förslaget.

4.6.1.5 Lastceller under lagerhusen

Enligt beräkningarna i kapitel 4.1 fördelars kraften F_s genom lagerhuset och stängerna. Som konstaterats i kapitel 4.6.1.3 är kraftändringen i stångkrafterna på grund av belastningen av stödhjulet ganska liten. Det betyder att bäst återgivning av kraften mot stödhjulet borde fås genom att mäta reaktionskraften under lagerhuset. Det är också den vanligaste metoden för kraftmätning på axialhjul. Det finns flertalet lastceller anpassade för den här typen av kraftmätning.



Figur 4.24. Skiss på lastcell avsedd att placeras under lagerhuset. Bilden är en ritning från Nobel Weighing Systems.

En lastcell har fördelen att den återger ett kalibrerat värde. Nackdelen med förslaget är att lastcellen måste placeras under lagerhuset vilket kräver ombyggnad av antingen fundamentet eller lagerhuset eftersom stödhjulets position ej får ändras.

Det här förslaget kan utformas på två vis: antingen mäts kraften i horisontell led, T , eller i vertikal led. Det vanligaste är att den horisontella kraften mäts. Ekvationen (4.1.2) ger då sambandet.

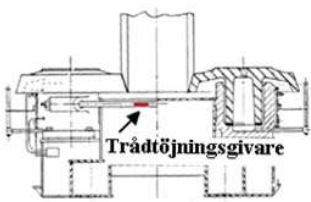
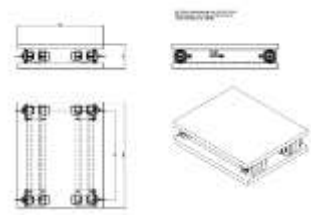
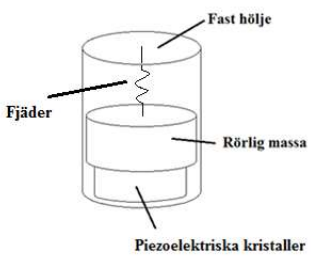

$$T = F_s \cos(\gamma) - 2N \quad (4.6.1.5.1)$$

Vinkeln γ fås enligt ritningar som $10,92^\circ$. Det tillsammans med konstaterandet att stångkrafterna tar upp en väldigt liten del av belastningen på stödhjulet innebär att kraften T återspeglar kraften F_s med god noggrannhet.

4.7 Konzeptutvärdering

Nedan sammanfattas de olika förslagen och hur bra de bedöms lösa uppgiften. Förslagen rankas baserat på fyra olika kategorier: hur bra de återger stödhjuls kraften, dess mätnoggrannhet, hur krävande de är att installera samt hur snabbt de svarar på mätvärdesändringar. De olika kategorierna har viktats genom att ges olika maxvärden.

Tabell 4.1. Sammanställning av förslagen till kraftmätningssystem.

	Kraftmätning (1-5)	Noggrannhet (1-5)	Installation (1-5)	Snabbhet (1-3)	Ranking
<p>Trådtöjningsgivare på stänger</p> 	<p>Kräver kalibrering för att ange korrekt belastning. Kan användas som referensvärde.</p> <p>3</p>	<p>Liten spänning bortsett från eventuell förspänning. Kräver stor förstärkning.</p> <p>1</p>	<p>Kan monteras direkt på stänger.</p> <p>4</p>	<p>Ingen nämnvärd fördröjning</p> <p>3</p>	<p>3 (11)</p>
<p>Lastcell under lagerhus</p> 	<p>Redan kalibrerad för kraftmätning. Anger stödhjuls kraften minus stångkrafter, vilka dock är små.</p> <p>5</p>	<p>Återger stångkraften med god noggrannhet om förspänningen i stängerna är liten.</p> <p>4</p>	<p>Kräver att stödhjul och lagerhus sänks cirka två decimeter.</p> <p>2</p>	<p>Ingen nämnvärd fördröjning</p> <p>3</p>	<p>1 (14)</p>
<p>Vibrationsgivare</p> 	<p>Kan ej användas för att mäta kraften.</p> <p>-</p>	<p>-</p>	<p>Finns installerade på alla verks nedre stödhjuls lagerhus.</p> <p>5</p>	<p>-</p>	<p>-</p>
<p>Temperatursensorer</p> 	<p>Framgår tydligt att temperaturen påverkas av kraften. Kan dock aldrig användas för att bestämma storleken på belastningen.</p> <p>3</p>	<p>Beror av många faktorer vilket gör noggrannheten väldigt låg.</p> <p>1</p>	<p>Finns redan installerade på KK3.</p> <p>5</p>	<p>Reagerar långsamt på ökad belastning.</p> <p>1</p>	<p>5 (10)</p>

<p>Givarcell på lagerhus</p> 	<p>Anger lagerhusets utböjning. Kan om möjligt ange kraften om kalibrerad.</p> <p>4</p>	<p>Kan konstrueras att registrera stor del av utböjningen med en stor utsignal.</p> <p>4</p>	<p>Tar inte stor plats och kräver ingen ombyggnad, dock svårt ställe att komma åt.</p> <p>3</p>	<p>Ingen nämnvärd fördröjning</p> <p>3</p>	<p>1 (14)</p>
<p>Delta rosettgivare på stödhjul</p> 	<p>Mäter yttöjningen där den är som störst. Kan användas för att uppskatta effektivspänningen.</p> <p>5</p>	<p>Måste användas släpningar för signalöverföring.</p> <p>2</p>	<p>Måste installeras vid stopp. Kräver installation av släpningar.</p> <p>3</p>	<p>Nytt värde en gång per varv, dvs. Cirka 1,5 gånger per minut.</p> <p>2</p>	<p>3 (11)</p>

I tabellen ovan har de olika konceptens egenskaper värderats och rankats genom en sammanräkning av den totala poängen. Värderingen har gjorts enligt egen bedömning av den information som presenterats tidigare i kapitlet.

Vi ser att två av koncepten fått högre poäng än de andra: lastcell under lagerhus och givarcellen på lagerhus. Dessa kan därför anses bäst lämpade, lastcellen har fått hög ranking på grund av att metoden återger belastningen mot stödhjulet med ett bra värde och har god noggrannhet men har nackdelen att den kräver ombyggnation av fundamentet. Givarcellen är enkel att installera, snabb och noggrann men kan, utan kalibrering på plats, enbart återge ett referensvärde.

5 SLUTSATS

Enligt beräkningarna bör stödhjulen tåla de krafter som de utsätts för. Även om bärhjulen vore helt friktionslösa skulle kraften mot stödhjulet inte bli större än 765 kN. Stödhjulet tål enligt FEM-beräkningarna krafter större än detta.

Stödhjulets första haveri kan mycket väl förklaras med utmattning, hjulet hade använts i mer än 15 år vilket givetvis påverkar materialet och kan ge upphov till sprickbildning. Sprickorna i sin tur orsakar då spänningskoncentration vilket leder till att sprickan växer tills dess att ett haveri uppstår.

Samma slutsats är dock svårare att dra för de efterföljande haverierna; tre inom loppet av två år. Skillnaden vid dessa haverier var att istället för sprickbildning och brott slutade hjulet att rotera vilket ledde till stor värmeutveckling på stödhjulet och bärringen samt att material från stödhjulet slets loss. En rimlig förklaring är att oljefilmen i glidlagret blivit så tunn att metallisk kontakt uppstått med sämre glidförmåga som följd eller att kavitation uppstått i oljan och skadat bussningen.

Det är i alla fall konstaterat att en väl fungerande metod för kraftmätning kan användas både för att ställa in larmvärden som varnar för högt tryck och minskar risken för haveri samt ge information som underlättar justeringsarbetet. På både KK2 och KK3 har produktionstakten ökat mot vad verken ursprungligen var konstruerade för. En metod som på ett korrekt sätt återger den faktiska belastningen mot komponenterna kan därför även användas för att utvärdera de befintliga komponenternas förmåga att klara av den högre produktionsnivån.

Idag finns temperaturgivare installerade på glidlagret i KK3. Enligt kapitel 4.5 fungerar de skapligt för att uppskatta belastningen, de är dock långsamma i förändringshastighet samt påverkas av flertalet faktorer.

Accelerometrar finns installerade i lagerhuset på det nedre stödhjulet i alla kulsinterverken i Kiruna. I kapitel 4.4 konstateras det att dessa mätningar kan användas för att se när bärringen har delvis kontakt med stödhjulet men ger snarlika värden på konstant kontakt och ingen kontakt alls vilket gör dem direkt olämpliga för kraftmätning. Vibrationsmätningar är dock utmärkta verktyg för att upptäcka lagerdefekter.

Bäst givare lämpad för kraftmätning är trådtöjningsgivaren. Det är en tunn foliefilm eller tråd som limmas eller svetsas på mätobjektet. När givaren utsätts för töjningen ändras också dess resistans, vilken kan mätas om givaren kopplas i en wheatstonebrygga. Givaren mäter inte kraft utan reagerar som sagt på töjning vilket medför att kalibrering med kända laster måste påläggas stödhjulet när mätsystemet är installerat för att återge den faktiska kraften.

Från sammanställningen i kapitel 4.7 framgår det tydligt att två av förslagen är bättre lämpade för problemet. Det ena förslaget innefattar lastceller, det vill säga färdigkalibrerade konstruktioner med trådtöjningsgivare, som monteras under lagerhuset. De återger trycket mot stödhjulet på ett tillförlitligt sätt med god noggrannhet, förutsatt att förspänningskraften i stängerna är låg. Lastcellerna köps färdiga och är anpassade för industrin. Normalt temperaturintervall sträcker sig från -40°C till 80°C vilket gör att de uppfyller temperaturkravet. Metoden kräver dock att fundamenten byggs om, vilket är både kostsamt och tidskrävande.

Det andra förslaget bygger på trådtöjningsgivare som registrerar utböjningen av lagerhuset. För att kraften ska kunna bestämmas krävs en kalibrering genom att kända laster i storleksordningen 100-700 kN appliceras på stödhjulet. Förslaget kan dock användas som referensvärde för att framställa trendkurvor och jämföra mot tidigare värden. De stora fördelarna med det förslaget är att det utan stora ombyggnationer kan installeras och att utböjningen inte påverkas av många andra faktorer än belastningen på stödhjulet. Metoden beräknas ge god noggrannhet och bra värden för utböjningen, men det förutsätter att givarcellen monteras noggrant och stadigt.

Diskussioner förs idag på LKAB om att utveckla givarcellen som mäter lagerhusets utböjning. Tidsramen har satts till sommaren 2014 då systemet är planerat att installeras. Målet är att försöka kalibrera mätsystemet med kända krafter efter installation. Utmaningen ligger nu i att hitta metoder för detta. Tanken är att systemet, utöver att varna när belastningen blir stor, ska kunna användas för att utvärdera kapaciteten hos stödhjulen i KK2. Både KK2 och KK3 har en produktionstakt som är större än vad verket ursprungligen konstruerades för, det är därför viktigt att kunna bedöma om stödhjulen klarar den högre produktionstakten eller om de behöver bytas ut mot större modeller. Om stödhjulen måste bytas ut mot större är det ett utmärkt tillfälle att installera lastceller likt de i kapitel 4.6.1.5.

REFERENSLISTA

Abdulkarim, B. & Ahmadi, S., (2010). *Deformationsegenskaper och möjliga spännvidder för prefabricerade betongbjälklag*, Lund: Lund universitet.

Allis Mineral, (u.å.) *Komponentbeskrivning*.

AMA Byggtjänst, (u.å.) *Mätning av vibrationer hos monterade maskiner*.
<http://ama.byggtjanst.se/Default.aspx?articleId=282&Typ=AmaNytt>. (2013-05-04).

Craig, J., (u.å.) *Strain transformation and rosette gage theory*.
<http://soliton.ae.gatech.edu/people/jcraig/classes/ae3145/Lab2/strain-gage-rosette-theory.pdf>. (2013-05-05).

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

Dalhberg, T., (2001). *Teknisk hållfasthetslära*. 3:11 uppl. Lund: Studentlitteratur AB.

Drivteknik, (u.å.) *Vibrationer*. <http://www.drivteknik.nu/skolan/skola-vibrationer>. (2013-05-04)

Florez, J. & Velasquez, A., (2010). Calibration of force sensing resistors (fsr) for static. *ANDESCON, 2010 IEEE*, 15 09, pp. 1-6.

FLSmith, (2012). *Hydraulic thrust device for balanced kiln operation*.
<http://www.flsmidth.com/~media/Brochures/Brochures%20for%20kilns%20and%20firing/Hydraulicthrustdevice.ashx>. (2013-05-05)

Fredma, (u.å.) *Förklaringar: Trådtöjningsgivare*.
<http://web.fredma.se/tradtojningsgivare/forklaringar.asp>. (2013-01-29)

Fredriksson, K., (2013). *Condition monitoring specialist på MCC [Intervju]* (2013-03-18).

Grahn, R. & Jansson, P.-Å., (2010). *Mekanik*. 2:7 version. Lund: Studentlitteratur AB.

Johnson, C. D., (1990). Bridge-to-computer data acquisition system with feedback nulling. *IEEE Transactions on instrument and measurement Vol. 39*, Juni, pp. 531-534.

Jönsson, H., (u.å.) *Accelerometrar*.
http://www8.tfe.umu.se/courses/elektro/elmat1/v36_01_da/grupp6/hjaccel.html. (2013-01-29)

Kyowa, (u.å.) *Strain gage*. http://www.jor.se/measurement/res/PDF_2/straingage.pdf. (2013-04-22)

Kyowa, (u.å.). *What's a strain gage?*. <http://www.jor.se/measurement/res/pdf/whats.pdf>. (2013-02-22)

LKAB, (u.å.). *LKAB företagswebb*. <http://www.lkab.com/om-oss/Koncernoversikt/Foradling/Pelletisering/>. (2013-01-16)

Metso minerals, (u.å.). *Kiln - Allmän inspektion & underhåll*. Metso minerals.

- Mägi, M. & Melkersson, K., (2012). *Lärobok i maskinelement*. Göteborg
- National Instruments, (2012). *Data Acquisition Specifications -- a Glossary*.
<http://www.ni.com/white-paper/3218/en>. (2013-04-17)
- National Instruments, (2012). *Fundamentals, System Design, and Setup for the 4 to 20 mA Current Loop*. <http://www.ni.com/white-paper/6940/en>. (2013-04-05)
- National Instruments, (2012). *Measurement Accuracy of a Data Acquisition Board*.
<http://www.ni.com/white-paper/4517/en>. (2013-04-18)
- National Instruments, (2012). *Measuring strain with strain gages*. <http://www.ni.com/white-paper/3642/en>. (2013-02-19)
- Olsson, S., (2005). *Formelsamling i mekanik*.
- Omega, (u.å.) *The strain gage*.
<http://www.omega.com/literature/transactions/volume3/strain.html>
 (2013-01-19)
- Pentronic, (u.å.) *Resistanstermometrar (Pt 100)*.
<http://www.pentronic.se/start/temperaturgivare/teori-om-givare/teori-om-pt100-givare.aspx>
 (2013-04-30)
- Sterner, J., (2011). *Konstruktion av mätsystem till labbkvarn*, Luleå: Luleå tekniska universitet.
- Thomas, B., (2001) *Modern reglerteknik*. 3 :e upplaga. Stockholm: Liber.
- Thomas, B., (2011) *Kompendium praktisk reglerteknik*. Göteborg
- Wallener, D. (2013) *WiseGEEK: What is a tachometer*. <http://www.wisegeek.com/what-is-a-tachometer.htm>. (2013-01-29)
- Wikipedia/Piezoelektricitet (2013) *Wikipedia*.<http://sv.wikipedia.org/wiki/Piezoelektricitet>. (2013-01-29)
- Wikipedia/Piezoresistiv (2013) *Piezoresistiv*. <http://sv.wikipedia.org/wiki/Piezoresistiv>. (2013-01-29)
- Vishay precision group (2010) *Strain gage rosettes: selection, application and data reduction*. <http://www.vishaypg.com/docs/11065/tn-515.pdf>. (2013-05-05)

Bilaga 1. Sammanställning av haverirapporter

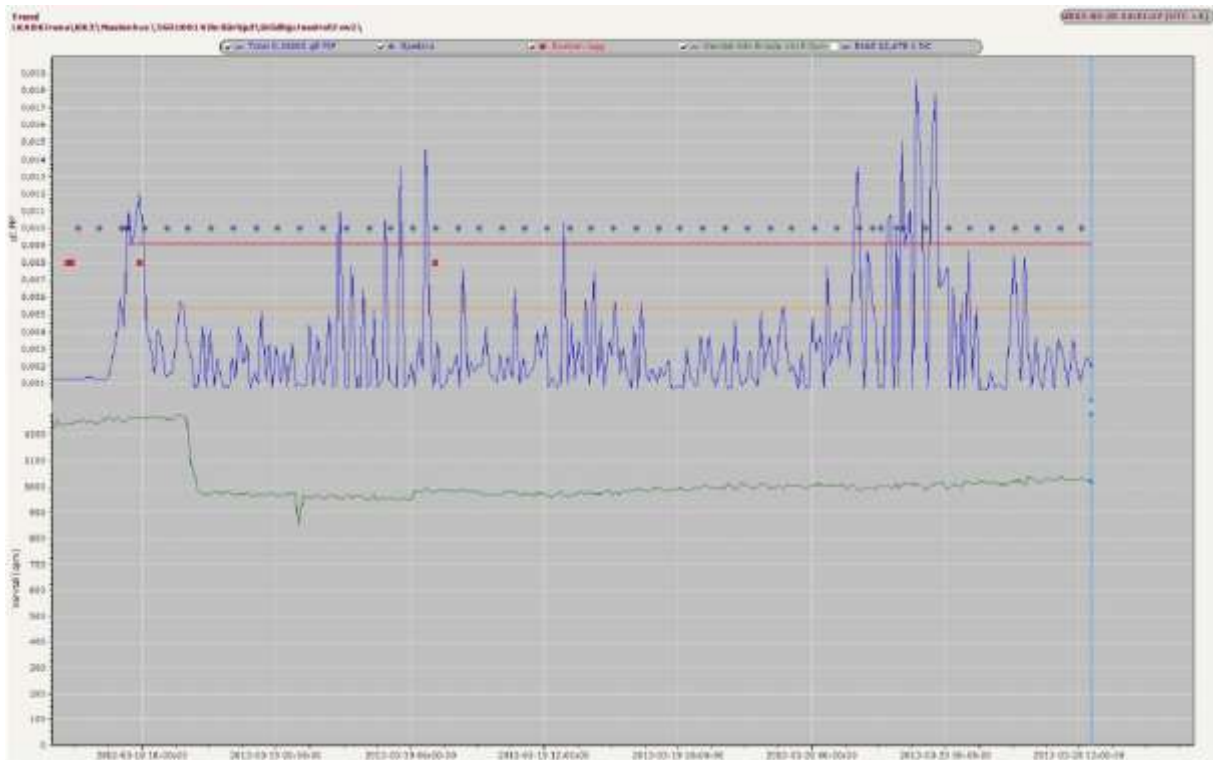
Tillfälle	Hjul	Skada	Misstänkt orsak	Åtgärder
2007 SK	Övre	Brott vid övergång hjul-axel.	Utmattningsspricka. Gjutmästarbostäder och gjutporer.	Nytt, förstärkt, stödhjul monterat. Sprickdetektering 1 gång/år.
2011-08 KK2	Nedre	Brott vid övergång hjul-axel.	Utmattningsspricka orsakad av att stödhjulet ligger mot bärringen för länge. Justeringen av bärhjulen inte tillfredställande.	Metsos kilnjusteringsrekommendationer ska följas, de fungerar bra i KK4. Tätare kontroller.
2011-09 KK2	Nedre	Hjulet stannade, började glöda och delar av hjulet slets loss.	För stor belastning av bärringen mot stödhjulet.	Metsos kilnjusteringsrekommendationer ska följas, servicemekaniker lärde upp dagmek. Stödhjulens lagertemperatur övervakas. Slipning av bärhjul.
2012-06-19 KK2	Nedre	Olja läckte ur stödhjulet pga för hög temp/tryck. Hjulet stannade och material slets loss från stödhjulet till bärringen.	För stor belastning av bärring mot stödhjul. Olja på bärhjulen gjorde att kiln gled och bärhjul upptog inte tillräckligt mycket av kraften.	Förslag: Byt ut lagerhusen. Förbättra tätningar. Säkra personalens kunskap om justering av bärhjulen. Möjlighet till registrering av kilns rörelse, påverkan på stödhjul och bärhjul.

Bilaga 2. Vibrationsmätningar på stödhjulet i KK3

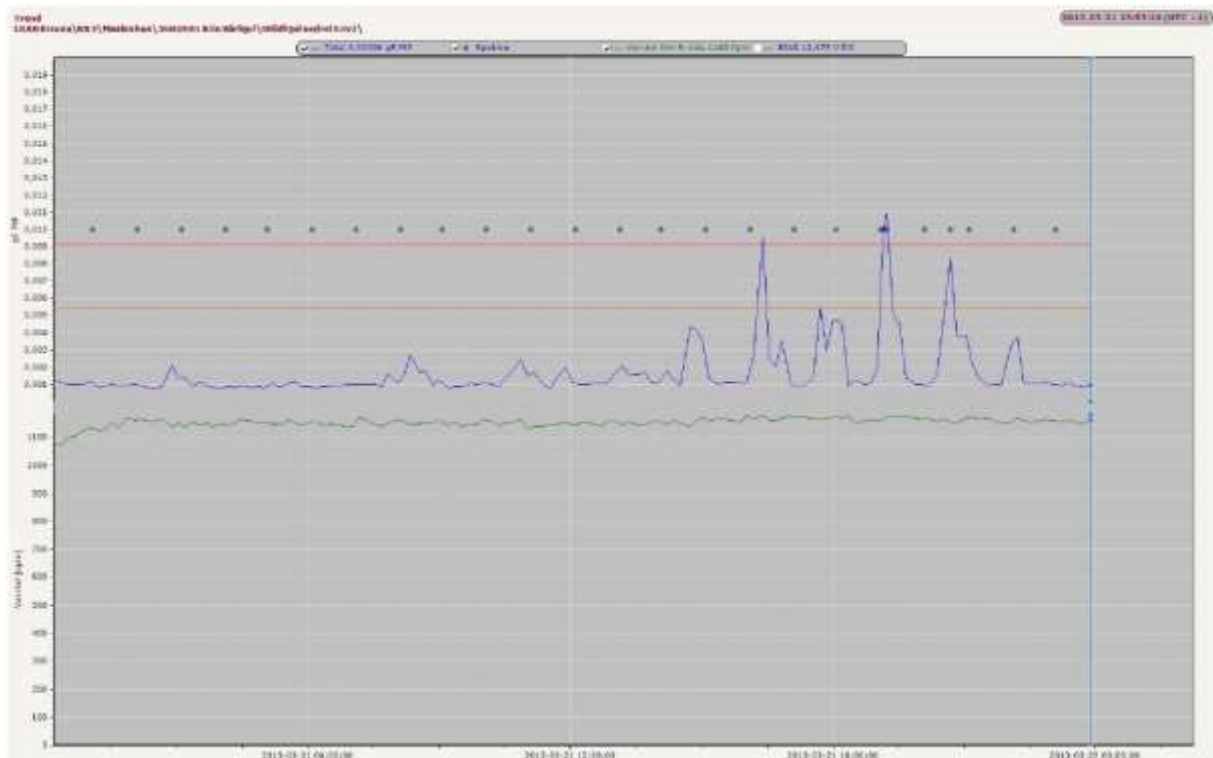
Logg över stödhjulets kontakt med bärringen i KK3

Datum	Kl.	Kontakt	Anmärkning
1 mars -13	13:27	Delvis	
15 mars -13	08:54	Ingen	
15 mars -13	09:30	Ingen	
15 mars -13	11:10	Ingen	
15 mars -13	11:42	Ingen	
15 mars -13	13:00	Ingen	
19 mars -13	08:56	Delvis	10 varv på 2 min 12 s = 13,2 s/varv. Stod helt stilla i 3-4 sekunder.
19 mars -13	11:06	Delvis	10 varv 2 min 5 s = 12,5 s/varv. Hackade lite, stod aldrig helt stilla.
19 mars -13	12:40	Delvis	10 varv 2 min 9 s = 12,9 s/varv. Kiln höll samma hastighet som tidigare två mätningar (1,008 rpm)
19 mars -13	14:19	Delvis	10 varv 2 min 3 s = 12,3 s/varv. Kilns hast. 1,023 rpm. Hackade ibland.
20 mars -13	09:46	Delvis	10 varv 2 min 38 s = 15,8 s/varv. Fick intrycket att stödhjulet var nära att stanna.
21 mars -13	11:00	Konstant	5 varv 51 s. Kiln snurrade med 1,196 rpm.
21 mars -13	13:47	Konstant	5 varv 51 s
22 mars -13	09:26	Konstant	5 varv 49 s = 9,8 s/varv ger 6,12 rpm. Kiln snurrade med 1,235 rpm
22 mars -13	13:16	Konstant	5 varv 46 s = 9,2 s/varv ger 6,52 rpm. Kiln 1,296 rpm. Ökande temperatur i lagren!
26 mars -13	08:56	Konstant	5 varv: 47 s, stödhjul 6,38 rpm, kiln 1,307rpm, Förhållande: 4,88
26 mars -13	10:26	Konstant	5 varv: 47 s, stödhjul 6,38 rpm, kiln 1,300rpm, Förhållande: 4,91

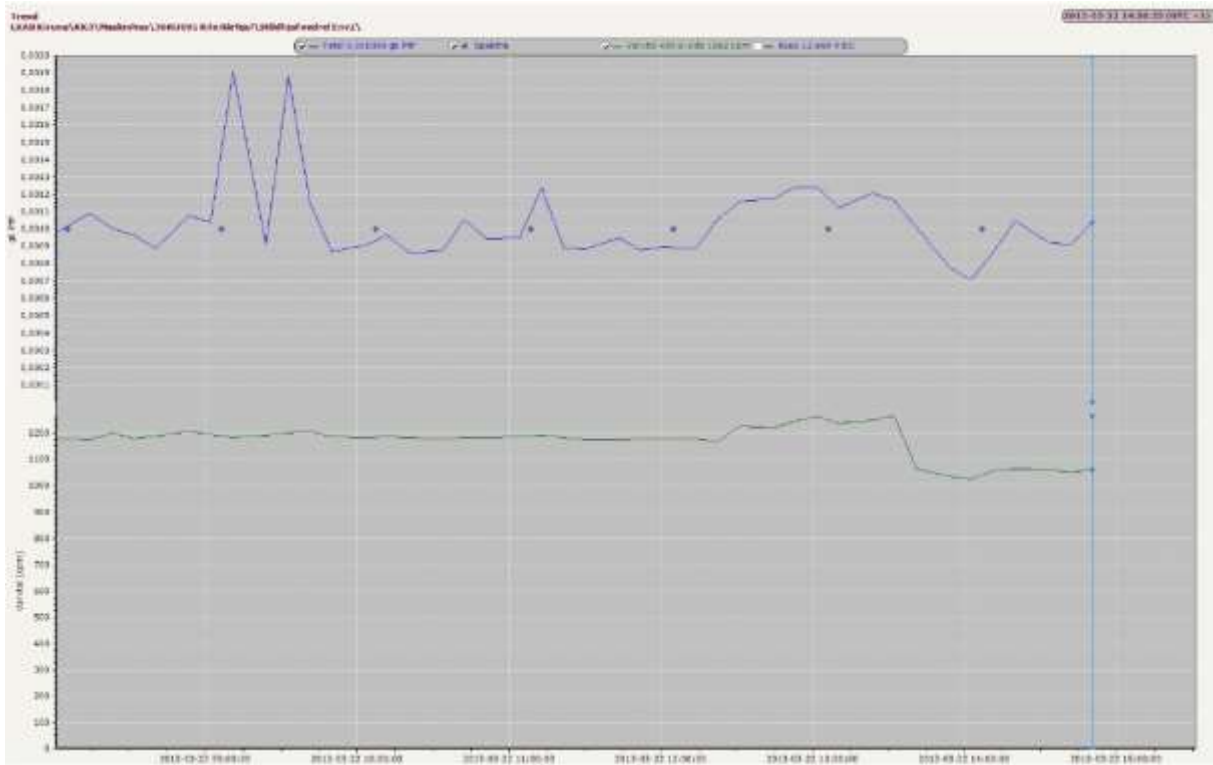
Trendkurva 19-20 mars 2013



Trendkurva 21 mars 2013



Trendkurva 22 mars 2013



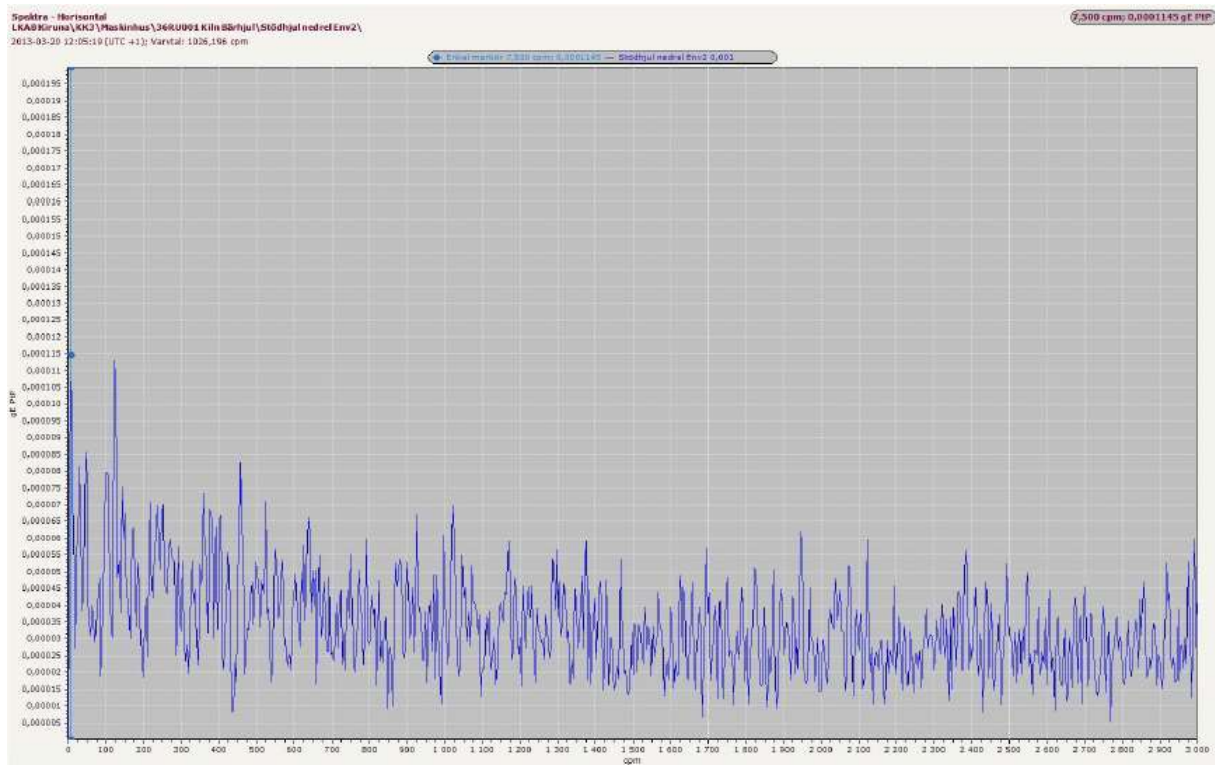
Trendkurva 26 mars 2013



Trendkurva 2-6 april 2013



Spektra 20 mars 2013

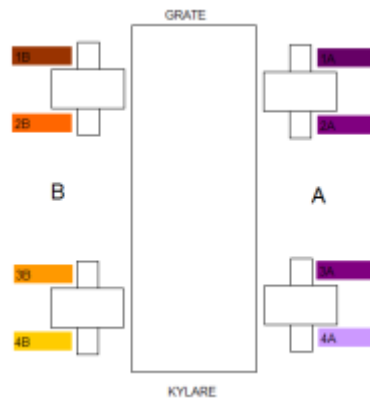


Bilaga 3. Temperaturutveckling efter justering

Här redovisas oljetemperaturerna i stödhjulens lagerhus på KK3 vid tillfällena för justering. Vilka lagerbockar som har justerats och hur mycket domkrafterna har vridits anges samt egna kommentarer av vad graferna visar. Graferna sträcker sig över fjorton dagar, två före justering och tolv dagar efter.

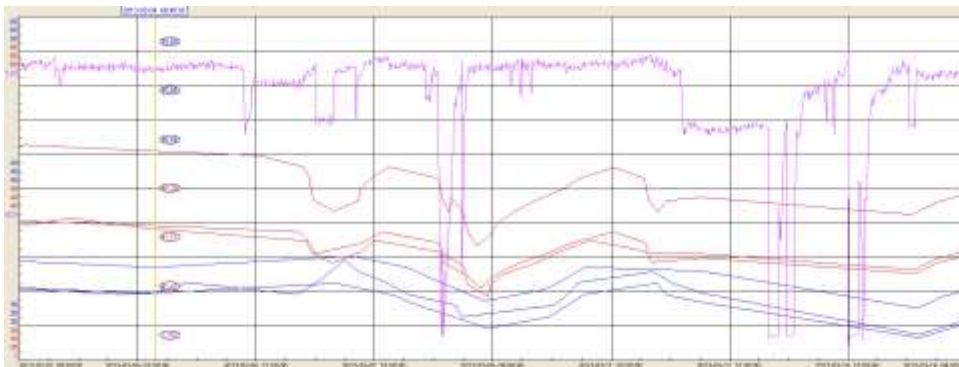
De röda kurvorna tillhör temperaturgivarna på det övre stödhjulet och de blå tillhör det nedre. I figurerna framgår även kilns rotationshastighet; den antas påverka lagertemperaturerna tillsammans med kilns tegeltemperatur. Tegeltemperaturen visas dock inte i graferna, den följer dock rotationshastigheten.

Man hade inte börjat göra mätningen av snedställningen med mätklockor vid tillfällena som fanns dokumenterade. Man mätte då istället båglängden på domkraftens gängor. Senare har det konstaterats att båglängden ej är helt linjär mot domkraftens förlängning, det kan bero på gängtoleranser eller ojämnheter. Det har även upptäckts att en vridning moturs inte alltid ger samma utslag som en lika stor vridning medurs, kanske orsakat av sättningar. Värdena för snedställningen är därför ej helt tillförlitliga. Tidpunkterna för snedställningen är angivna i efterhand av mekanikerna själva och bör därför inte tas som exakta tidpunkter.



4 april 2013

Bärringen låg hela tiden emot det övre stödhjulet. Bärhjulsbockarna 1A och 2A justerades med 10 mm rotering på muttern åt vardera hållet klockan 9:50 (vid det gula strecket).



Vi ser en långsam temperatursänkning, den inleddes dock innan justeringen och visar ingen skillnad i hastighet efter justeringen.

22-23 januari 2013

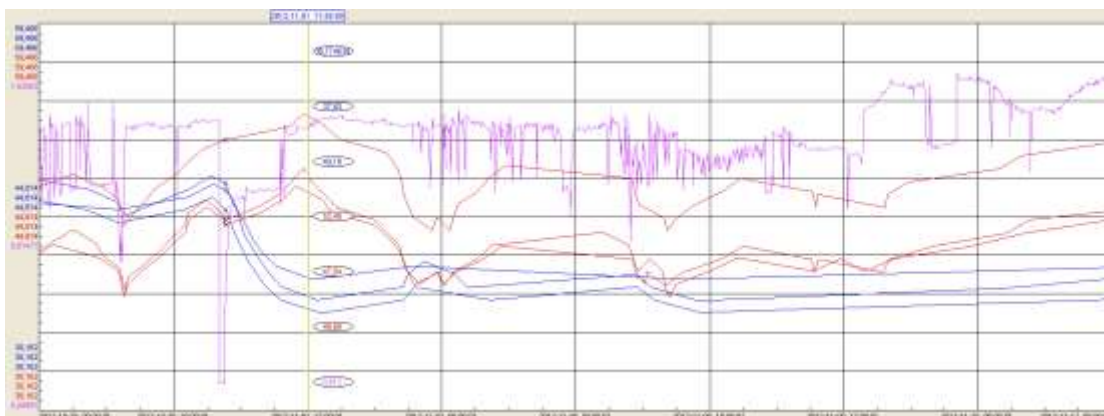
Kiln justerades för att gå nedåt, först klockan 8.00 den 22 januari 2013 och sen igen ett dygn senare. Båda gångerna justerades lagerbockarna på B-sidan, första gången bara det övre (totalt 20 mm) och andra gången på både den övre och den nedre (40 mm respektive 20 mm totalt).



Vid båda tillfällena ser vi en temperaturändring ganska omedelbart efter justeringen, dock visar även det övre stödhjulet på en temperatursänkning, dock inte lika snabb. Den andra justeringen föregicks av en varvtalsänkning på cirka 0,22 rpm vilket kan påverkat lagertemperaturen. Vi ser även att den högre, röda, temperaturen ändras tidigare än de andra två röda; temperaturen börjar till och med att drastiskt sjunka innan den andra justeringen, cirka 4,5 h efter varvtalsändringen.

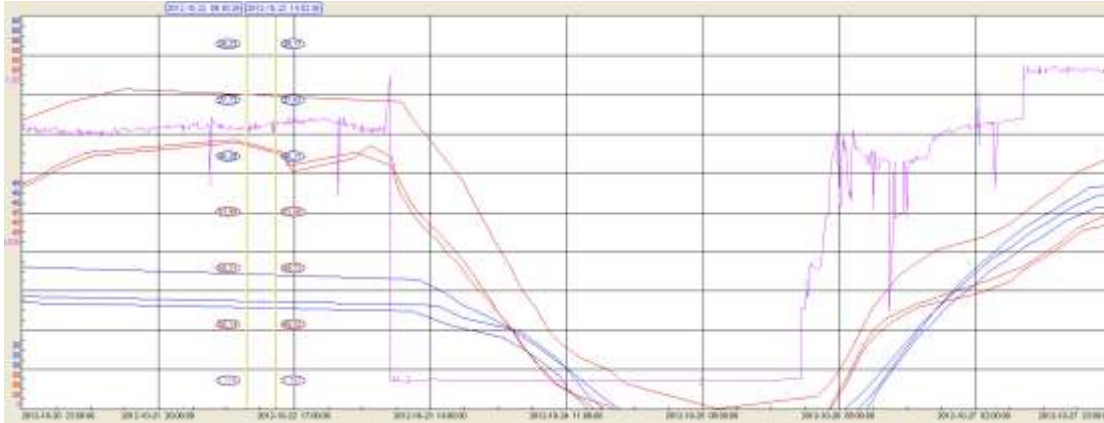
1 november 2012

Lagerbockarna 3B och 4B justerades med 10 mm vardera för att få kiln att vandra nedåt. Liksom vid justeringen 22-23 januari 2013 syns en temperatursänkning direkt efter justeringen. Temperatursänkningen är dock svår att se i ett mindre tidsspann.



20 oktober 2012

Vid två tillfällen, kl. 9:30 och 14:00, justerades bärhjulen, först lagerbock 1A och 2A, sen 1B och 2B. Varje lagerbocks domkraft vreds 3 mm. Målet var att få kiln att vandra nedåt eftersom bärringen hade konstant kontakt med det övre stödhjulet.

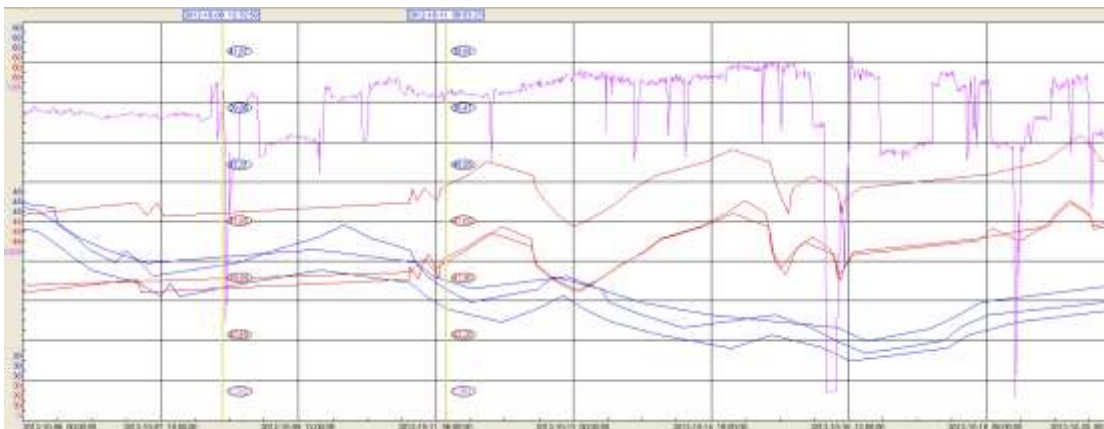


En ändring i temperatur går att skönja vid båda justeringstillfällena. Först en mindre temperatursänkning och sedan en aningen större. Vi ser dock att temperaturen stiger 2,5 timmar efter andra justeringen och ytterligare 15 timmar senare stängs kiln av i två dygn.

8-11 oktober 2012

Bärhjulen justerades för att gå ner vid två tillfällen. Första tillfället vreds 3A, 4A, 3B och 4B med 3 mm vardera och andra gången vreds 3A och 4A med ytterligare 3 mm.

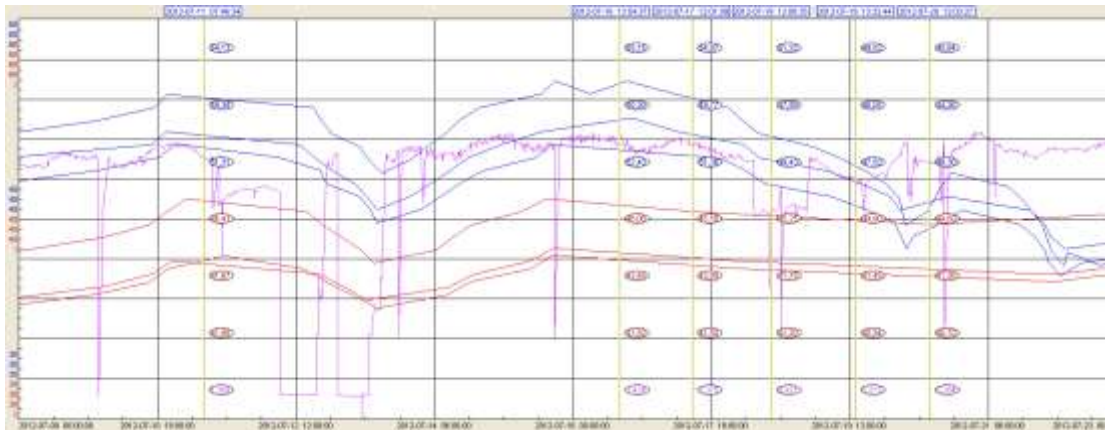
Vid båda tillfällena steg dock temperaturerna, första gången utan någon hastighetsändring, som att justeringen inte gjorde någon skillnad. Den andra gången ökade dock temperaturändringshastigheten jämfört med tidigare. Detta utan någon större variation i kilns rotationshastighet, produktionsmängd eller tegeltemperatur.



1-20 juli 2012

Bärringen låg emot det nedre stödhjulet, vid flertalet tillfällen (de gula strecken) har bärhjulen justerats för att få kiln att vandra uppåt. Följande justeringar gjordes:

Datum	Tid	Domkrafter	Sammanlagd vridning på domkraft
11 juli 2012	7.50	1A, 2A	10 mm
16 juli 2012	14.00	1B, 2B	20 mm
17 juli 2012	12.00	1B, 2B	20 mm
18 juli 2012	12.00	3A, 4A	40 mm
19 juli 2012	13.30	1A, 2A 3B, 4B	40 mm 40 mm
20 juli 2012	12.00	3B, 4B	20 mm



Vid alla tillfällena utom sista och första följer en viss ökning av temperaturändrings-hastigheten i direkt anslutning till justeringen. Det syns även tydligt att trenden för det nedre stödhjulets temperatur är sjunkande. För den senare halvan, från justeringen 16 juli 2012 till den sista 20 juli 2012, sjunker temperaturen i snitt med $1,8^{\circ}\text{C}/\text{dygn}$.

Bilaga 4. Data för KK3

Nedanstående är värden är antingen mätvärden från givare redovisade i Aspen, mått tagna från ritningar, uppmätta eller av personal angivna.

FRÅN ASPEN

Effekt : normalt runt 240-260 kW, maximalt 295 kW, kan variera rätt mycket under en timme: runt 20 kW, ibland mer.

Varvtal kiln: normalt runt 1,4 rpm. Maximalt 1,6. Rätt liten variation: cirka 0,02 rpm på en timme.

Gods från graten: Varierar men normalt runt 650-700 ton/h. Maximalt 800 ton/h. Variation: cirka 30 ton på en timme.

FRÅN RITNINGAR

Kiln innerdiameter: 6,7 m

Kiln längd: 33,5 m

Lutning: 1:19,2

Tegel: 0,23 m

Bärring ytterdiameter: 7,874 m

Bärring bredd: 0,965 m

Bärhjul diameter: 2,286 m

Bärhjul bredd: 1,016 m

Stödhjul diameter: 1,524 m

Stödhjul yta: 0,279 m

Stödhjul lager diameter: 0,5588 m

Stödhjul lager längd: 0,6096 m

UPPMÄTT

Avståndet mellan bärhjulen: 5,1 m

ANGIVNA UPPSKATTNINGAR

Kilns massa: 1000 ton

Pellets under normal drift: 200 ton