

2003:M036

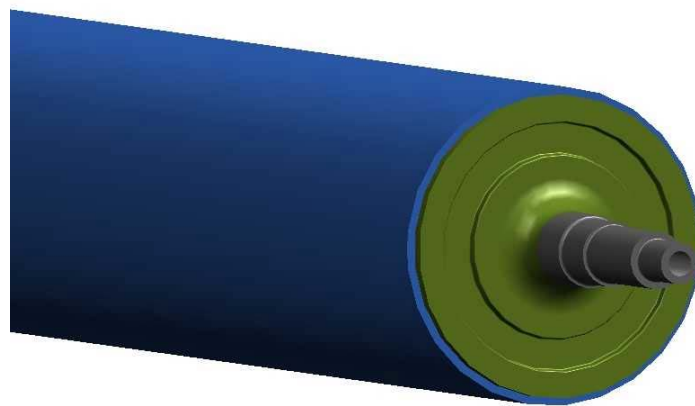


HÖGSKOLAN
TROLLHÄTTAN · UDDEVALLA
INSTITUTIONEN FÖR TEKNIK

EXAMENSARBETE

Bestrykningsvals

Dimensionering av en bestrykningsvals till en
pappersmaskin



Josefin Bengtsson, Maria Olsson

2003-03-24

Högskolan Trollhättan/Uddevalla
institutionen för teknik
Box 957, 461 29 Trollhättan
Tel: 0520-47 50 00 Fax: 0520-47 50 99
E-post: teknik@htu.se

EXAMENSARBETE

Bestrykningsvals

Dimensionering av en bestrykningsvals till en pappersmaskin

Sammanfattning

På uppdrag från Uddevalla Mekaniska Verkstad AB, har en bestrykningsvals till en pappersmaskin konstruerats.

Projektet begränsas till valsens stålkonstruktion. Beräkningarna görs för hand samt med hjälp av finita elementmetoden. Då valsens nedböjning påverkar bestrykningens kvalitet är det av stor vikt att den är mycket liten, under en millimeter är att föredra.

Valsen kommer att bestå av tre delar: mantel, gavel/axel med hål och gavel/axel utan hål. Hålet i den ena axeln är till för att kylutrustning skall kunna monteras. Som material till manteln valdes konstruktionsstål EN 10 025-S275JR och till axlar och gavlar valdes seghärdat stål EN 10 277-5-C45E. Gavlar och manteln kommer att sammanfogas med ett skruvförband och ett krympförband. Det senare har som huvuduppdrag att få gaveln i rätt position.

Dimensionerande för mantelns tjocklek var kravet på mycket liten nedböjning, samt hur gaveln skulle fästas i manteln.

Valsen har en egentygnd på 90400 N, vilket enligt handberäkningar ger en total nedböjning på 0.54 mm. Finita element metoden visade på en nedböjning på 0,32 mm, vilket ligger närmare sanningen eftersom stora förenklingar gjorts vid handberäkningen.

För att minimera antalet skador och kostsamma stopp har en riskanalys utförts.

Slutligen kan konstateras att enligt de gjorda beräkningarna kommer den framtagna valsens att klara de ställda kraven.

Nyckelord: Bestrykningsvals, vals, pappersmaskin, papperstillverkning, bestrykning, produktutveckling, maskinteknik

Utgivare: Högskolan Trollhättan/Uddevalla, institutionen för teknik
Box 957, 461 29 Trollhättan
Tel: 0520-47 50 00 Fax: 0520-47 50 99 E-post: teknik@htu.se

Författare: Josefin Bengtsson, Maria Olsson

Examinator: Niklas Järvstråt

Handledare: Alf Wellander Uddevalla Mekaniska Verkstad AB, Stig Ottosson HTU

Poäng: 20 **Nivå:** C

Huvudämne: Maskinteknik **Inriktning:** Konstruktion

Språk: Svenska **Nummer:** 2003:M036 **Datum:** 2003-03-24

DISSERTATION

Coating Roll Design of a Coating Roll for paper machinery

Summary

A Coating Roll for paper machinery has been designed at commission of Uddevalla Mekaniska Verkstad AB.

The project defines to the steel structural work for the roll. The calculations are made by hand and with the finite element method. Since the deflections of the roll makes influence on the quality of the coating, there is a great importance that it is very small. Less than one millimetre is to prefer.

The roll will consist of three parts, casing, hollow gable/shaft and a homogeneous gable/shaft. To be able to assembly the cooling system there is a hole in one of the gable/shafts. The material of the casing was chosen to be structural steel EN 10 025-S275JR. Toughened steel EN 10 277-5-C45E was the material chosen for the gable and shaft. Casing and gables are joined together with a nipple and shrinkage fit. The shrinkage fit has as the mainhead to get the gable in the right position.

The roll has a dead weight of 90400 N, which according to hand calculations gives a total deflection of 0,54 mm. The finite element method showed a deflection of 0,32 mm, which is closer to the truth because great simplifications were made by the hand calculation.

In order to reduce the number of injuries and expensive hold-ups, an analysis of risk has been performed.

Finally, we make the point that in accordance with the performed calculations the produced rolls will be able to stand up to the demands made.

Keywords: Coating Roll, roll, paper machinery, paper production, coating, product development, mechanical engineering

Publisher: University of Trollhättan/Uddevalla, Department of Technology
Box 957, S-461 29 Trollhättan, SWEDEN
Phone: + 46 520 47 50 00 Fax: + 46 520 47 50 99 E-mail: teknik@htu.se

Author: Josefin Bengtsson, Maria Olsson

Examiner: Niklas Järvstråt

Advisor: Alf Wellander Uddevalla Mekaniska Verkstad AB, Stig Ottosson HTU

Subject: Mechanical Engineering, Design

Language: Swedish **Number:** 2003:M036 **Date:** Mars 24, 2003

Förord

Först vill vi tacka personalen på Uddevalla Mekaniska Verkstad AB för trevligt bemötande. Ett extra tack vill vi ge till Alf Wellander och Ulf Ekwall för den värdefulla hjälp de bidragit med. Från Högskolan Trollhättan/Uddevalla vill vi tacka Stig Ottosson för handledning och Kjell Niklasson för all hjälp med ANSYS.

Författare: Josefin Bengtsson

Maria Olsson

Innehållsförteckning

Sammanfattning	i
Summary	ii
Förord	iii
Innehållsförteckning	iv
Symbolförteckning	vi
1 Inledning	1
1.1 <i>Bakgrund</i>	1
1.1.1 Kort beskrivning av papperstillverkning.....	1
1.2 <i>Mål</i>	3
1.3 <i>Avgränsningar</i>	3
1.4 <i>Tillvägagångssätt</i>	3
2 Förutsättningar	4
2.1 <i>Kriterier</i>	4
3 Beräkningar och resultat	4
3.1 <i>Grundutförande</i>	4
3.2 <i>Material</i>	5
3.3 <i>Nedböjning av vals</i>	5
3.4 <i>Utmattning</i>	5
3.4.1 <i>Utmattning på axlarna</i>	6
3.4.2 <i>Utmattning på mantel</i>	6
3.5 <i>Tryck mellan valsar</i>	6
3.6 <i>Skruvförband</i>	6
3.7 <i>FEM-beräkningar</i>	6
3.7.1 <i>Resultat av FEM-beräkningar</i>	7
3.8 <i>Krympförband</i>	7
3.9 <i>Kritiskt varvtal</i>	7
3.10 <i>Dynamisk balansering</i>	7
3.11 <i>Risikanalys</i>	7
3.12 <i>Spränghål</i>	8
3.13 <i>Lager</i>	8
3.14 <i>Slutgiltig konstruktion</i>	8
4 Analys	8
4.1 <i>Nedböjning av vals</i>	8
4.2 <i>Utmattnings beräkningar</i>	10
4.3 <i>Tryck mellan valsar</i>	10
4.4 <i>Skruvförband</i>	10
4.5 <i>Krympförband</i>	10
4.6 <i>Kritiskt varvtal</i>	11
4.7 <i>Dynamisk balansering</i>	11
4.8 <i>Lager</i>	11
5 Slutsatser	11

Bilaga 1 HÅLLFASTHETSBERÄKNINGAR

Bilaga 2 FE-MODELL OCH SPÄNNINGSPLOTTAR

Bilaga 3 RITNINGAR

Bilaga 4 RISKANALYS

Symbolförteckning

- A = area (m^2)
A_f = friktionsarea (m^2)
B = sträcka (m)
D = ytterdiameter (m)
D = innerdiameter (m)
d_m = medeldiameter (m)
E = elasticitetsmodul (kN/mm^2)
e = tillåtet tyngdpunktsfel (m)
F = kraft (N)
f = tyngdpunktsförflyttning (m)
F_i = förspänningskraft (N)
g = tyngdacceleration (m/s^2)
I = tröghetsmoment (m^4)
K_f = anvisningsfaktor
K_t = formfaktor
L = längd (m)
M = moment (Nm)
m = massa (kg)
M_b = böjmoment (Nm)
m_b = balanseringsmassa (g)
M_v = vridmoment (Nm)
n = varvtal (rpm)
n_{kr} = kritiskt varvtal (rpm)
n_s = säkerhet mot sträckning
P = effekt (W)
p = tryck (N/m^2)
P_H = hålkantstryck (N/m^2)
Q = noggrannhetsklass, dynamisk balansering
q = källkänslighet
R = resultant (N)
r = radie (m)
R_a = ytfinhet
R_m = brottgräns (N/mm^2)
t = tjocklek (m)
V = volym (m^3)
W_b = böjmotstånd (m^3)
x = nedböjning (m)
z = sträcka (m)
β = vinkel (grader)

δ = reduktionsfaktor geometrisk dimension
 \emptyset = diameter (m)
 γ = reduceringsfaktor
 κ = reduktionsfaktor yta
 λ = reduktionsfaktor ämne
 μ = friktionskoefficient
 ρ = densitet (kg/m^3)
 σ_b = böjspänning (N/m^2)
 σ_e = effektivspänning (N/m^2)
 σ_s = sträckgräns (N/m^2)
 σ_u = utmattningsspänning (N/m^2)
 σ_{ub} = utmattningsspänning, växlande böjning (N/m^2)
 σ_{ur} = utmattningsspänning, roterande böjning (N/m^2)
 τ = skjuvspänning (N/m^2)
 τ_s = sträckgräns (N/m^2)
 τ_{ur} = utmattningssgräns, roterande vridning (N/m^2)
 τ_v = vridspänning (N/m^2)
 υ = tvärkontraktionstal
 ω = vinkelhastighet (rad/s)

1 Inledning

Denna rapport utgör resultatet av ett 20 poängs examensarbete på C-nivå och består till stor del av hållfasthetsberäkningar. Arbetet har utförts på Uddevalla Mekaniska Verkstad AB, från januari till och med mars 2003. Arbetet ingår i maskiningenjörsprogrammet vid Högskolan Trollhättan/Uddevalla, med inriktning mot produktutveckling, 120 poäng.

1.1 Bakgrund

Uddevalla Mekaniska Verkstad AB, även kallat UMV, är ett dotterbolag till Mattsongruppen och har ett 30-tal anställda. UMV bygger om och renoverar pappersmaskiner, de har hela världen som marknad. Deras affärsidé är att erbjuda ett komplett paket, från förslag, installation och utbildning till igångkörning av maskinen.

Uppgiften är att konstruera en pålägningsvals till en bestrykare (förklaras i kap 1.1.1.1) utifrån givna förutsättningar och krav, så som till exempel maskinhastighet och diameter (se kap.2). Konstruktionslösningen skall inte användas i något kundrelaterat projekt, utan skall endast användas som jämförelsematerial till UMV's lösningar.

1.1.1 Kort beskrivning av papperstillverkning

Papper består av cellulosa fibrer och fyllnadsämnen av olika slag. Cellulosa fibrerna binds till varandra så att de bildar ett ark. Utformning av pappersmaskin, val av råvaror och för- och efterbehandling av fibrerna, bestäms av de egenskaper som det färdiga papperet skall ha. För en enkel bild av en pappersmaskin se fig 1.

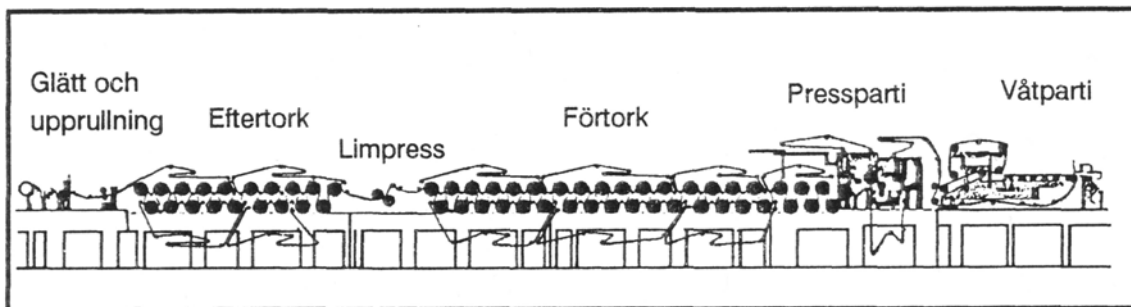


Fig 1. Pappersmaskin med dess olika delar. [6]

Papper framställs genom att fibrerna blandas med vatten och mals. Denna så kallade mald späds sedan med cirkulerande processvatten ifrån pappersmaskinen och sprutas ut på en plastduk som kallas vira. Vattnet rinner och sugas av viran så att torrhalten stiger till 20%, innan det blivande arket lyfts av och går vidare till pressarna. Arket förs in mellan roterande valsar, där vatten pressas ut och torrhalten höjs till ungefär 40%. För att få en torrhalt på 90-95% så torkas det ytterligare över en eller flera ånguppvärmda cylindrar. [6]

1.1.1.1 Bestrykning

För att förbättra ett pappers egenskaper kan man bland annat bestryka det. Med bestrykning menar man ytbehandling med en smet bestående av fyllmedel uppslammat i vatten tillsammans med ett eller flera bindemedel. Fyllmedlet kan vara krita och bindemedlet stärkelse, men dessa finns i många varianter. Bestrykningen kan ske direkt i pappersmaskinen eller i en separat anläggning. Då det senare innebär större kostnader försöker man bestryka direkt i pappersmaskinen.

Bestrykningen går till så att smeten förs på det väl torkade papperet med en påläggningsvals. Vid kontakten mellan smet och papper tränger vatten med bindemedel in i papperet. Detta ger den önskade bindningen mellan beläggningen och underlaget efter torkningen. Efter påläggningen skall papperet torkas igen och detta måste ske utan att ytan skadas. För att detta skall vara möjligt kan man börja med att blåsa på varmluft och sedan göra sluttorkningen på ångvärmda cylindrar. [6]

Den aktuella valsen är tänkt att fungera som påläggningsvals och är den gråa i figur 2. Som synes nedan kommer smeten ifrån den lilla valsen till höger och förs över till påläggningsvalsens. Båda valsarna roterar motsols, men den lilla valsen har lägre varvtal. Då den lilla valsen ligger an påläggningsvalsens ger den upphov till ett linjetryck på 15 kN/m.

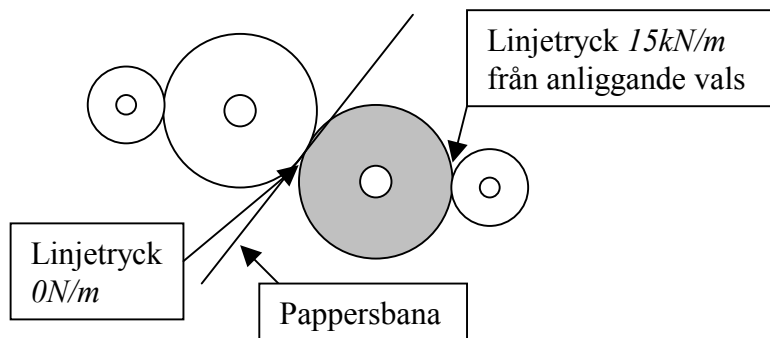


Fig 2. En förenklad bild på uppgiften.

1.2 Mål

Målet är att konstruera en vals som uppfyller de givna förutsättningarna så som kravet på mycket liten nedböjning. Vid projektets slut skall följande kunna redovisas:

- Materialval
- Hållfasthetsberäkningar på konstruktionen, utifrån givna påfrestningar. Detta i form av finita elementmetoden (FEM) och handberäkningar
- CAD-ritningar
- Riskanalys
- Slutlig rapport

1.3 Avgränsningar

Projektet begränsas till valsens stålkonstruktion och eventuellt lagring. Tillverkningsaspekter tas i viss mån med. Kylning påverkar endast konstruktionen genom att en av axlarna konstrueras med ett hål, så att kylning kan monteras inne i valsen. Beräkningarna görs för hand samt med hjälp av finita elementmetoden. För att kunna genomföra beräkningarna görs nödvändiga förenklingar, vilka redovisas i samband med respektive beräkning.

1.4 Tillvägagångssätt

Förutsättningarna studerades och fakta om pappersmaskiner och hållfasthetsberäkningar inhämtades. Baserat på detta antogs en utformning, vilken låg till grund för vidare utveckling i form av beräkningar. Detta ledde till omkonstruktion och nya beräkningar. Denna arbetsgång upprepades tills konstruktionen uppfyllde de krav som ställts. Beräkningarna har gjorts för hand och med finita elementmetoden där HTU's program ANSYS 6.1 använts. 3D-modellerna till FEM-beräkningarna skapades i Unigraphics och importerades sedan i ANSYS 6.1. CAD-ritningarna gjordes i AutoCAD Mechanical Power Pack på UMV.

2 Förutsättningar

Valsen skall konstrueras utifrån följande förutsättningar:

- Ytterdiameter på vals = 1000 mm
- C-C lager = 8130 mm
- Pappersbredd = 6650 mm
- Banlängd = 6950 mm
- Varvtal = 366 rpm
- Maskinhastighet = 1150 m/min
- Driveffekt = 236 kW
- Valsen skall vara klädd med ett 25 mm tjockt gummi lager
- Dynamisk balanserad enligt Q2.5
- Vattenkyld (ett hål på 78 mm i diameter skall finnas för kylning)

2.1 Kriterier

Vid projektets start gavs vissa kriterier:

- Då valsens nedböjning påverkar bestrykningens kvalitet är det av stor vikt att den är mycket liten. Under en millimeter bör nedböjningen vara. Nedböjningen kommer att kompenseras genom att anliggande vals bomberas, d.v.s. slipas så att motsvarande utbuktning fås.
- Minsta lagerlivslängd = 200 000 h
- Valsen skall dimensioneras med antagandet oändlig livslängd.
- Valsen skall även dimensioneras mot plasticering.

3 Beräkningar och resultat

I detta kapitel redovisas de slutgiltiga beräkningarna och resultatet av projektet.

3.1 Grundutförande

Utifrån de data som fåtts av uppdragsgivaren och av faktainsamlingen så skissades en enkel vals. Denna bestod av en mantel och axeltappar som hade en stor diameter närmast manteln och övergick i ett steg till en mindre diameter. Vartefter beräkningar genomfördes vidareutvecklades valsens till utförandet nedan.



Fig 3. Valsutförande som ligger till grund för beräkningarna

Valsen kommer i den ena änden ha en axel innehållande ett hål för kyltrustning. Axeln är utformad så att den har en stor diameter närmast gavel för att sedan i två steg minskas till den diameter som är i lagerläget. Valsens andra axel kommer i stort sett ha samma utförande. Skillnaden är att istället för kylhål kommer en förlängning av axeln att göras där driften skall monteras. Axel och gavel tillverkas i ett stycke för att sedan bearbetas till önskat utförande. Manteln tillverkas av grovplåt som böjs och svetsas ihop till en cylinder. Gavlar kommer att sammanfogas med manteln genom ett krymp- och skruvförband.

3.2 Material

Som material till manteln valdes konstruktionsstålet, EN 10 025-S275JR, till axlar och gavlar valdes seghärdat stål EN 10 277-5-C45E. Detta efter att rekommendation av material fåtts av kunniga inom området på UMV.

3.3 Nedböjning av vals

För att kunna ta fram nedböjning på valsens volym och tyngd på dess olika delar beräknats. Detta gav en egentyngd på 90400 N. För att underlätta beräkningsarbetet lades linjetryck och egentyngd ihop till en resultant. (Bilaga 1: kap 1)

Med hjälp av elementarfall beräknades nedböjning på var och en av valsens delar. Detta gav en total nedböjning på 0.54 mm, vilket kan jämföras med FEM-beräkningen som visade ett värde på 0.32 mm. Detta behandlas vidare i kap. 4.1. (Bilaga 1: kap 3, Bilaga 2)

3.4 Utmattning

För att kunna fastställa valsens dimensioner gjordes utmattningsberäkningar. Då utmattningsvärden varierar mellan olika böcker har riktvärden använts. Handberäkningar har gjorts enbart på homogena axlar, men detta har kompenserats genom att formfaktorn K_t har ökat med 20%. (Bilaga 1: kap 4)

3.4.1 Utmattning på axlarna

För att kunna beräkna spänningarna på axlarna fastställdes radier vid axelövergångarna till 100 mm, 10 mm respektive 5 mm räknat från gaveln och utåt. Med en säkerhet på 3 mot plasticitet beräknades axeldiametrarna till 197 mm, 193 mm och 168 mm. Då FEM-beräkningarna visade spänningar över de tillåtna, ökades diametrarna till 230 mm, 205 mm respektive 180 mm. (Bilaga 1: kap 4.3)

3.4.2 Utmattning på mantel

Med en ämnestjocklek på 45 mm gavs spänningar i manteln på ca 6 N/mm^2 , vilket kan jämföras med den beräknade tillåtna spänningen på 43 N/mm^2 . Även FEM-beräkningen gav en liknande spänning. Vid kontaktytan mellan valsarna påvisades spänningar som var lite högre, men då gummilagret ej är medtaget är detta missvisande. (Bilaga 1: kap 2, kap 4.4)

3.5 Tryck mellan valsar

Då anläggningsvalsens ligger mot en annan vals med ett linjetryck, uppstår det spänningar under kontaktytan. På detta gjordes beräkningar, dock med förenklingen att gummibeläggningen inte togs med. Detta för att beräkningen skulle bli för komplicerad. Skjuvspänningen blev 16 N/mm^2 . (Bilaga 1: kap 5)

3.6 Skruvförband

På skruvförbandet gjordes flera beräkningar. Resultatet blev att 28 M16 8.8 skruvar skall användas. Detta ger ett åtdragningsmoment på 187 Nm till skruvarna i förbandet. Förenklingar så som fast inspänning har använts. Dimensionerande för skruvförbandet var böjmomentet orsakat av egentyngden. (Bilaga 1: kap 6-9)

3.7 FEM-beräkningar

De förenklingar som gjorts på FEM-modellen är:

- Endast radien på 100 mm togs med i modellen, detta på grund av att datorns minne inte räckte till då elementen blev för många.
- Modellerna delades enligt symmetri trots att axlarna inte är identiska.
- Modellerna gjordes till en enda volym, trots att valsens består av flera
- Modellen gavs ett och samma material vilket innebär att gummit inte har tagits med i beräkningarna. Detta resulterar i för höga spänningar i kontaktytan mellan valsarna.

Modellerna låstes i y- och z-led i lagerläget samt i x-led (x-axeln ligger i valsens centrumlinje) där modellen är delad enligt symmetri. Laster består av en egentynngd på 90400 N, en vinkelhastighet på 38.3 rad/s samt ett linjetryck på 15 kN/m. Linjetrycket från anliggande vals läggs på med hjälp av kontaktytor.

3.7.1 Resultat av FEM-beräkningar

I bilaga 2 redovisas deformation och effektivspänningar som blev resultaten av FEM-beräkningarna. Max effektivspänning uppträdde i axeln där fast inspänning gjordes för lagringen och blev 22 N/mm². I manteln blev max effektivspänning 7 N/mm².

3.8 Krympförband

För att manteln skall kunna passas ihop med gaveln på ett bra sätt har ett krympförband använts. Kontaktytan är 20 mm djup och manteln respektive gaveln ha getts toleranserna P6 och h5, vilket ger ett grepp mellan 0.06-0.156 mm. Detta grepp räcker teoretiskt för att driva runt hela manteln utan att skruvförband behöver användas. En liten lutning på 10 grader har gjorts på greppet för att underlätta montering/demontering och säkerställa att gaveln hamnar i rätt läge. (Bilaga 1: kap 10)

3.9 Kritiskt varvtal

Kritiskt varvtal har beräknats baserat på valsens nedböjning. Nedböjningen på 0.54 mm från handberäkningen gav ett kritiskt varvtal på 1290 rpm och nedböjningen på 0.32 mm från FEM-beräkningen ett kritisktvarvtal på 1677 rpm. Båda är klart högre än 366 rpm som är valsens varvtal i drift. (Bilaga 1: kap 11)

3.10 Dynamisk balansering

Idag arbetar ofta pappersmaskiner med höga maskinhastigheter. För att minska vibrationer och buller balanseras valsarna. Valsar som har en drifhastighet över 250 m/min bör, enligt Trelleborg Industri AB, balanseras dynamiskt. Då den aktuella valsen sitter i en maskin med en hastighet på 1150 m/min, måste den balanseras enligt denna metod. (Bilaga 1: kap 12)

För att kunna montera balanseringsvikten på ett bra sätt konstrueras gavlarna så att en 100 mm bred försänkning görs på radien 340 mm. Se ritning på bilaga 3a,b.

3.11 Riskanalys

För att minimera antalet skador och kostsamma stopp har en riskanalys utförts, se bilaga 4. Åtgärder som gjorts för att minska risken för skador, är att skruvarna har försänkts och en täckplåt kommer att monteras på gavlarna över försänkningen för balanseringsmassan. Detta har även som funktion att skydda vikten.

3.12 Spränghål

För att underlätta demontering används sprängskruvar, i detta fall fyra stycken. Dessa används genom att det är fyra gängade hål i gaveln och inga motsvarande hål i manteln, vilket resulterar i att när man skruvar på skruvarna pressas gaveln ur sitt läge i manteln.

3.13 Lager

En lagerberäkning gjordes för att se hur stor plats ett lager tar, samt för att se om det fanns lager till den diameter som valts på axeln. Beräkningen behövdes även för att kunna dimensionera längden på axeln. (Bilaga 1: kap 13)

3.14 Slutgiltig konstruktion

För slutgiltig konstruktion se bild nedan och ritningar på bilaga 3.

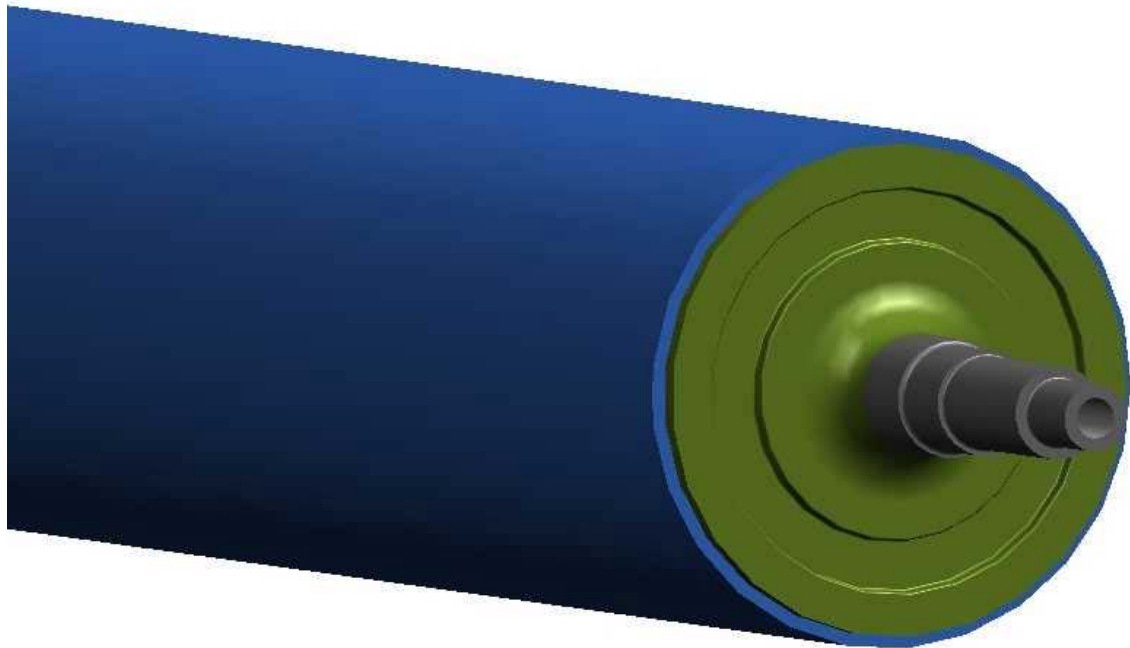


Fig 4. Tredimensionell bild av färdig vals

4 Analys

4.1 Nedböjning av vals

När hand- och FEM-beräkningarna jämfördes blev storleksfelet på nedböjningen ca 1.7 ggr. Skillnaden mellan handberäkningens och finita elementmetodens värde beror på att förenklingar har gjorts vid handberäkningarna. Axlarna antogs bland annat vara fast inspända. Vid handberäkningen togs heller ingen hänsyn till rotationen. Nedböjningen

som beräknades i Ansys är för liten då gummits egentyngd inte är medräknad. Denna är endast en tiondel av stålmantelns egentyngd, vilket gör att nedböjningen inte ökar nämnvärt.

4.2 Utmattnings beräkningar

Utmattningsresultat är alltid lite osäkra eftersom det inte finns riktigt bra tabellvärden över tex. reduktionsfaktorerna för ämne, geometrisk dimension samt för ytan vid utmattningsberäkningar av axlar. Detta kompenseras med att en säkerhet på 3 användes i beräkningarna samt att dimensionerna ökas på ytterligare.

Max effektivspänning enligt FEM-beräkningarna uppstod vid lagerinfästningen. Även vid axelövergångarna blev det stora effektivspänningar. Lagerinfästningen är dock mildare i verkligheten, eftersom det inte är fast inspänning.

Då tjockleken på manteln skulle bestämmas var det inte spänningarna som var dimensionerande, de var endast en sjundedel av den tillåtna. Detta bekräftas av FEM-beräkningarna som ger en spänning på 7 N/mm^2 . Hade det varit det skulle manteln kunnat göras tunnare. Istället fick en lämplig tjocklek bestämmas utifrån krav på minimal nedböjning och hur gaveln skulle fästas i manteln.

4.3 Tryck mellan valsar

När trycket mellan valsarna beräknades gjordes förenklingen att det var stål mot stål, vilket inte är helt korrekt. Detta gäller både handberäkningarna och FEM-beräkningarna, vilket resulterar i en för hög spänning. I det verkliga tillståndet fördelas trycket över ett större område och därmed fås lägre spänningar.

4.4 Skruvförband

Då beräkningar gjordes på skruvförbandet antogs att gaveln var stel, men i själva verket böjer sig gaveln, vilket gör att påfrestningarna på skruvarna inte blir lika stora i verkligheten. Även greppet och friktion tar upp en del kraft som inte har tagits hänsyn till i beräkningarna. Några FEM-beräkningar på skruvförbandet har inte gjorts, då ANSYS-kunskaperna inte varit tillräckliga. Antalet skruvar i skruvförbandet sattes till 28 M16 8.8 skruvar trots att 20 skruvar hade räckt i teorin. Men då den mänskliga faktorn kan göra att man glömmer skruva åt några skruvar, ökades antalet. Skruvarna förspänns så att de enbart blir utsatta för dragspänning. Åtdragningsmomentet skall vara 187 Nm. Friktion och grepp mellan mantel och gavel får ta upp vridmomentet.

4.5 Krympförband

När beräkningarna gjordes på krympförbandet antogs ett friktionstal, vilket gör att beräkningarna kan avvika från verkligheten. Detta är inte avgörande för om valskonstruktionen skall fungera bra, då krympförbandet främst har som uppgift att styra gaveln rätt. Det håller dock emot det vridande momentet så att skruvförbandet inte behöver ta upp allt.

4.6 Kritiskt varvtal

De kritiska varvtalen som beräknades påverkar inte konstruktionen då valsens varvtal i drift ligger på 366 rpm.

4.7 Dynamisk balansering

Beräkningen på balanseringsmassorna är framförallt en koll på att konstruktionen verkar bra och för att få en förståelse för balanseringsmetoden.

Det som behövs vid beställning av balansering är främst valsens vikt och på vilken radie vikten skall placeras. Utifrån detta räknar de som balanserar valsens ut ett noggrannare värde på balanseringsmassorna.

4.8 Lager

Lagerberäkningarna har endast gjorts för att se om valda axeldimensioner passar något av standardlagren, samt för att se vilken bredd lagret/lagerhuset har.

5 Slutsatser

Efter att ha gjort beräkningar på valsens och analyserat resultatet tros detta bli en väl fungerande vals som klarar de krav som ställts. Valsen kommer att klara de kriterier som gavs vid projektets början. Nedböjningen skulle hållas under 1 mm, och detta kommer konstruktionen klara enligt våra beräkningar, som hamnade på närmare 0.5 mm. För att klara de andra kriterierna valdes lämpliga dimensioner på valsens samt på lager och lagerhus. Tyvärr har inga praktiska försök kunnat göras. Denna rapport behandlar inte alla områden runt framtagning av en ny vals, så det återstår en del arbete. Bland annat behöver tillverkningsmetod fastställas och ritningar kompletteras, så att de blir fullständiga för tillverkning. Mer omfattande FEM-beräkningar skulle kunna göras och då framförallt på skruvförbandet. För att förbättra konstruktionen ytterligare kan den diskuteras mer ingående, med kunnig personal inom pappersindustrin. Praktiska prov skulle ge den bästa kontrollen av konstruktionen.

Referensförteckning

- 1 Bodelind Bertil, Persson Allan. 1999. Hållfasthets- och materialtabeller. 7:e upplagan. Göteborg. Akademiförlaget i Göteborg AB
- 2 Dahlberg Tore. 2001. Tekniskhållfasthetslära. 3:e upplagan. Lund. Studentlitteratur
- 3 Institutionen för maskinkonstruktion Kungliga Tekniska Högskolan. 2002. Maskinelement Handbok. Stockholm
- 4 Malmendahl Sven, Norderyd Kaj S. 1995. Tabellsamling. Kalmar. ACTEC AB
- 5 Björk Karl. 1999. Formler och Tabeller för mekanisk konstruktion. Mekanik och hållfasthetslära. 5:e upplagan. Stockholm. Karl Björks Förlag AB
- 6 Gavelin Gunnar. 1990. Papperstillverkning. Sveriges skogsindustriförbund
- 7 Niklasson Kjell. Kompendie spänningsutmattning. HTU
- 8 Hult J. 1994. Bära brista. Stockholm Liber utbildning
- 9 Niklasson Kjell. Dimensionering av skruvförband (stencil). HTU
- 10 Colly Company AB. 1995. Handbok om skruvförband. Axept Reklamproduktion AB Stockholm
- 11 Niklasson Kjell. Formelsamling hållfasthetslära. HTU
- 12 SKF. 1999. SKF Huvudkatalog. Stamperia Artistica Nazionale

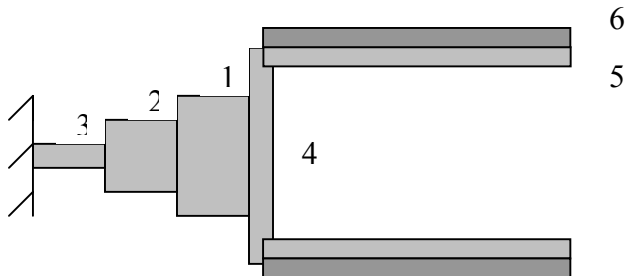
HÅLLFASTHETSBERÄKNINGAR

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	Volym och Vikter.....	15
1.1	<i>Gummimantel.....</i>	15
1.2	<i>Stålmantel – SS1412</i>	15
1.3	<i>Gavel – SS1672.....</i>	16
1.4	<i>Stor axel – SS1672.....</i>	16
1.5	<i>Mellanaxel – SS1672</i>	16
1.6	<i>Liten axel – SS1672</i>	16
1.7	<i>Resultantkraft.....</i>	16
2	Beräkningar av böjmoment och böjspänning.....	17
2.1	<i>Böjmoment</i>	17
2.2	<i>Böjspänning i manteln</i>	18
3	Nedböjning orsakad av resultanten R	18
3.1	<i>Nedböjning av manteln.....</i>	18
3.2	<i>Nedböjning av axlarna</i>	19
3.3	<i>Gavlarnas inverkan på nedböjningen.....</i>	20
3.4	<i>Totala nedböjningen</i>	20
4	Utmattning – fatigue.....	21
4.1	<i>Utmattningsgränser</i>	21
4.2	<i>Vridning – vridmoment</i>	22
4.3	<i>Utmattning av axlar med käl</i>	22
4.3.1	<i>Axelgeometri.....</i>	22
4.3.2	<i>Gavel övergår till axel.....</i>	23
4.3.3	<i>Stor axel övergår till mellan:.....</i>	24
4.3.4	<i>Mellanaxel övergår till liten:.....</i>	26
4.4	<i>Utmattning av manteln</i>	27
5	Cylinder mot cylinder.....	29
5.1	<i>Beräkning 1.....</i>	29
5.2	<i>Beräkning 2.....</i>	30
6	Böjbelastat skruvförband	31
6.1	<i>28st M16 8.8</i>	31
6.1.1	<i>Åtdragningsmoment.....</i>	33
6.2	<i>20 st M16 8.8</i>	34
7	Skjuvspänning i bultarna, ej friktion mellan ytorna.....	35
7.1	<i>Tillåten skjuvspänning</i>	35
7.1.1	<i>Erhållen tvärkraft på en skruv</i>	35
7.1.2	<i>Skjuvspänning i bultarna (enbart vridmoment)</i>	35
8	Friktion mellan gavel och mantel (utan bultar).....	36
9	Hålkantstryck.....	37
9.1	<i>Enbart vridmoment, ej friktion eller egentygnd.....</i>	37
9.2	<i>Vridmoment och egentygnd, ej friktion och linjetryck.....</i>	38
10	Krympförband	39

11 Kritiskt varvtal - n_{kr}	41
<i>11.1 Nedböjning från handberäkning</i>	<i>41</i>
<i>11.2 Nedböjning från FEM-beräkning</i>	<i>41</i>
12 Dynamisk Balansering	41
13 Lagerberäkning	42

6 Volymer och Vikter



1. Stor axel
2. Mellanaxel
3. Liten axel
4. Gavel
5. Stålmantel
6. Gummimantel

6.1 Gummimantel

$$\rho = 1.2 \text{ kg / dm}^3$$

$$A = \pi r_y^2 - \pi r_i^2 = \pi \times 500^2 - \pi \times 475^2 = 76576 \text{ mm}^2 \approx 76600 \text{ mm}^2$$

$$V = A \times L = 0.0766 \times 6.95 = 0.53 \text{ m}^3$$

$$m = V \times \rho = 0.53 \times 1200 = 636 \text{ kg}$$

$$mg = 636 \times 9.81 = 6239 \text{ N} \approx 6240 \text{ N}$$

6.2 Stålmantel – SS1412

$$A = \pi r_y^2 - \pi r_i^2 = \pi \times 475^2 - \pi \times 435^2 = 114354 \text{ mm}^2 \approx 114000 \text{ mm}^2$$

$$V = A \times L = 0.1144 \times 6.95 = 0.8 \text{ m}^3$$

$$m = V \times \rho = 0.8 \times 7800 = 6240 \text{ kg}$$

$$mg = 6240 \times 9.81 = 61214 \text{ N} \approx 61200 \text{ N}$$

6.3 Gavel – SS1672

$$A = \pi r^2 = \pi \times 475^2 = 708821 \text{mm}^2 \approx 709000 \text{mm}^2$$

$$V = A \times L = 0.709 \times 0.095 = 0.067 \text{m}^3$$

$$m = V \times \rho = 0.067 \times 7800 = 523 \text{kg}$$

$$mg = 523 \times 9.81 = 5131 \text{N} \approx 5130 \text{N}$$

6.4 Stor axel – SS1672

$$A = \pi r^2 = \pi \times 115^2 = 41548 \text{mm}^2 \approx 41500 \text{mm}^2$$

$$V = A \times L = 0.041548 \times 0.175 = 0.07 \text{m}^3$$

$$m = V \times \rho = 0.07 \times 7800 = 546 \text{kg}$$

$$mg = 546 \times 9.81 = 5356 \text{N} \approx 5360 \text{N}$$

6.5 Mellanaxel – SS1672

$$A = \pi r^2 = \pi \times 102.5^2 = 33006 \text{mm}^2 \approx 33010 \text{mm}^2$$

$$V = A \times L = 0.033 \times 0.175 = 0.006 \text{m}^3$$

$$m = V \times \rho = 0.006 \times 7800 = 46.8 \text{kg}$$

$$mg = 46.8 \times 9.81 = 459 \text{N} \approx 460 \text{N}$$

6.6 Liten axel – SS1672

$$A = \pi r^2 = \pi \times 90^2 = 25447 \text{mm}^2 \approx 25500 \text{mm}^2$$

$$V = A \times L = 0.02545 \times 0.27 = 0.007 \text{m}^3 \approx 0.01 \text{m}^3$$

$$m = V \times \rho = 0.007 \times 7800 = 54.6 \text{kg}$$

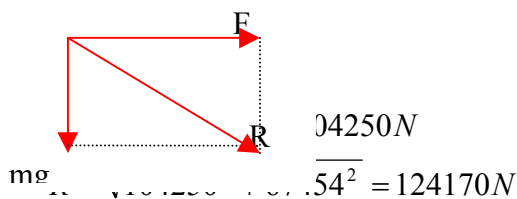
$$mg = 54.6 \times 9.81 = 536 \text{N} \approx 540 \text{N}$$

6.7 Resultantkraft

Totalvikt: $636 + 6240 + 2 \times 523 + 2 \times 546 + 2 \times 46.8 + 2 \times 54.6 = 9217 \text{kg} \approx 9220 \text{kg}$

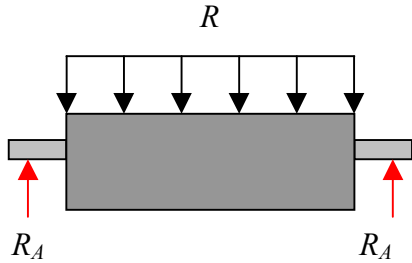
Total egentyngd: $m \times g = 9217 \times 9.81 = 90417 \text{N} \approx 90400 \text{N}$

Resultant av linjetryck och egentyngd på mantel:



7 Beräkningar av böjmoment och böjspänning

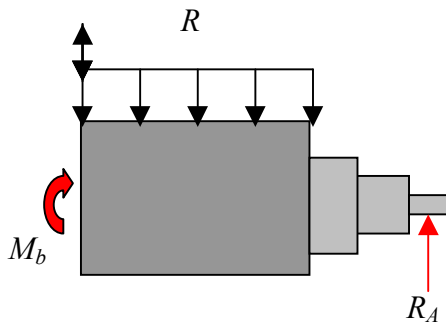
7.1 Böjmoment



$$\uparrow : 2R_A - R - 2 \times mg_{gavel} - 2 \times mg_{storaxel} - 2 \times mg_{mellanaxel} - 2 \times mg_{litenaxel} = 0$$

$$R_A = \frac{124170 + 2 \times 5131 + 2 \times 5356 + 2 \times 459 + 2 \times 536}{2} = 73567 N$$

$$R_A = 73567 N \approx 73600 N$$



$$\curvearrowleft \frac{R}{2} \times 1738 + mg_{gavel} \times 3475 + mg_{storaxel} \times 3563 + mg_{mellanaxel} \times 3738 + mg_{litenaxel} \times 3960 - R_A \times 4065 + M_b = 0$$

$$M_b = -\frac{124170}{2} \times 1738 - 5131 \times 3475 - 5356 \times 3563 - 459 \times 3738 - 536 \times 3960 + 73567 \times 4065 = 150394 Nm$$

$$M_b = 150394 Nm \approx 150000 Nm$$

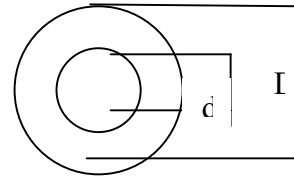
7.2 Böjspänning i manteln

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \qquad W_b = \frac{I}{y_{\max}}$$

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(0.95^4 - 0.87^4) = 0.0119m^4$$

$$W_b = \frac{0.0119}{0.475} = 0.025$$

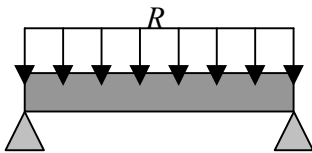
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{150394 \times 0.475}{0.0119} = 6003122 \text{ N/m}^2 \approx 6 \text{ N/mm}^2$$



8 Nedböjning orsakad av resultanten R

8.1 Nedböjning av manteln

Elementarfall 6 [1]



$$R = 124170 \text{ N}$$

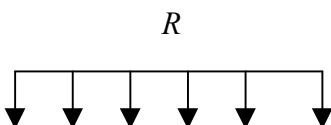
$$\delta_{1\max} = \text{Max deformation} = \frac{5RL^3}{384EI}$$

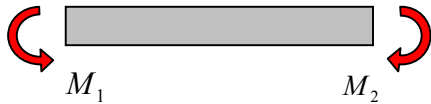
$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(0.95^4 - 0.87^4) = 0.0119m^4$$

$$\delta_{1\max} = \frac{5 \times 124170 \times 6.95^3}{384 \times 205 \times 10^9 \times 0.0119} = 2.22 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.22 \text{ mm}$$

Elementarfall 15 [1]

Ta fram ett moment från manteln som senare kan överföras till axeltappen.





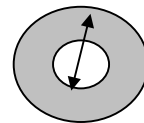
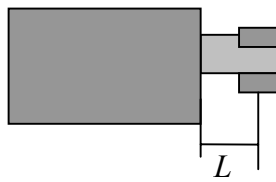
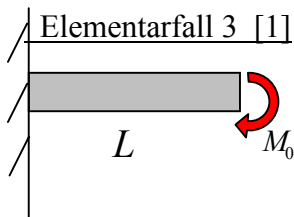
$$M_1 = M_2 = \frac{RL}{12}$$

$$M = \frac{124170 \times 6.95}{12} = 71915 Nm \approx 72000 Nm$$

8.2 Nedböjning av axlarna

Vid lagringen räknas med fast inspänning. Momentet från manteln läggs på.

Nedböjning av lilla axeln:



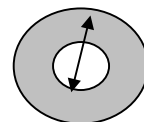
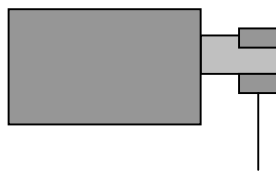
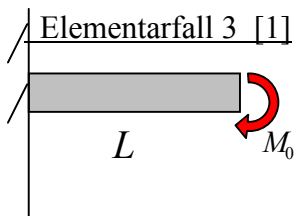
$$L = 240 mm$$

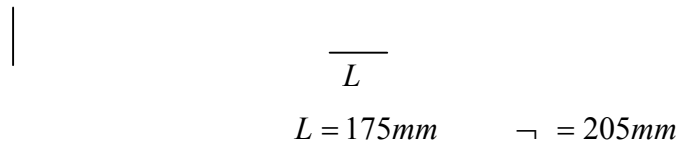
$$d = 180 mm$$

$$\text{Tröghetsmoment} - I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 0.180^4}{64} = 5.15 \times 10^{-5} m^4$$

$$\delta_{2\max} = \frac{M_0 L^2}{2EI} = \frac{72000 \times 0.24^2}{2 \times 205 \times 10^9 \times 5.15 \times 10^{-5}} = 1.96 \times 10^{-4} m = 0.196 mm$$

Nedböjning av mellanaxeln:

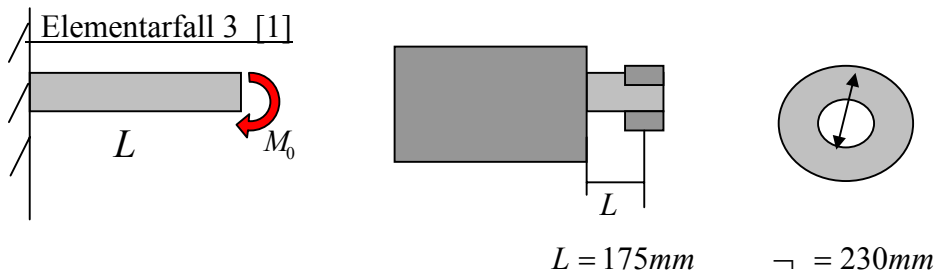




$$\text{Tröghetsmoment} - I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 0.205^4}{64} = 8.67 \times 10^{-5} m^4$$

$$\delta_{3\max} = \frac{M_0 L^2}{2EI} = \frac{72000 \times 0.175^2}{2 \times 205 \times 10^9 \times 8.67 \times 10^{-5}} = 6.2 \times 10^{-5} m = 0.062 mm$$

Nedböjning av stora axeln:

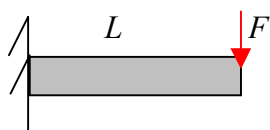


$$\text{Tröghetsmoment} - I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 0.230^4}{64} = 1.37 \times 10^{-4} m^4$$

$$\delta_{4\max} = \frac{M_0 L^2}{2EI} = \frac{72000 \times 0.175^2}{2 \times 205 \times 10^9 \times 1.37 \times 10^{-4}} = 3.92 \times 10^{-5} m = 0.039 mm$$

8.3 Gavlarnas inverkan på nedböjningen

Elementarfall 1 [1]



$$F = mg = 5131 N$$

$$L = 590 mm$$

$$\delta_{5\max} = \frac{FL^3}{3EI} = \frac{5131 \times 0.59^3}{3 \times 205 \times 10^9 \times 8.67 \times 10^{-5}} = 1.98 \times 10^{-5} m = 0.02 mm$$

8.4 Totala nedböjningen

Total nedböjning fås genom att mantelns, axlarnas och gavlarnas nedböjning adderas.

$$\delta_{tot} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5 = 0.22 + 0.196 + 0.062 + 0.039 + 0.02 = 0.54 mm$$

9 Utmattning – fatigue

Ett växlande böjande moment erhålls i en provstav om den belastas med en konstant kraft vinkelrätt mot sin längdriktning samtidigt som provstaven (dock ej kraften) får rotera.

$$\sigma_{ur} = \sigma_{ub} \quad (\text{roterande böjning})$$

[3]

9.1 Utmattningsgränser

Växlande böjning : $\pm \sigma_{ub}$ (σ_{ur})

Tumregler för stål

$$\sigma_{up} = 0.85\sigma_u$$

$$\sigma_u = 0.80\sigma_{ub}$$

$$\tau_{uv} = 0.58\sigma_{ub}$$

$$\tau_{uvp} = \tau_{uv}$$

Belastas materialet vid en spänningsnivå under σ_u förväntas ingen utmattning av materialet.

$$\sigma_{u_{reducerad}} = \sigma_m \pm \kappa\delta\sigma_a$$

1672-05

$$R_m(\text{Brottgräns}) = 720 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_u = \pm 370 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{växlande – böjning})$$

$$\sigma_u = 0.35 \times 720 = 252 \text{ N/mm}^2$$

För segjärn och gjutstål gäller: $\sigma_u = 0.4 \times R_m$

För maskinstål och seghärtningsstål gäller: $\sigma_u = 0.5 \times R_m$ där 0.5 är medelvärde med toleranser: 0.5 ± 0.15

$$\sigma_{u_{reducerad}} = \sigma_m \pm \kappa\delta\sigma_a$$

1412-00

$$R_m = 430 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{u\min} = 0.35 \times R_m = 150.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{u\max} = 0.65 \times R_m = 279.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_u = \pm 215 \text{ N/mm}^2$$

På grund av att σ_u i tabellen bara är ett medelvärde, multipliceras R_m med 0.35 för att få det minsta utmattningsvärdet.

[7]

9.2 Vridning – vridmoment

$$P = 236 \text{ kW} \qquad n = 366 \text{ rpm}$$

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \times n$$

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \times 366 = 38.3 \text{ rad/s}$$

$$p = M_v \times \omega$$

$$M_v = \frac{p}{\omega} = \frac{236 \times 10^3}{38.3} = 6162 \text{ Nm}$$

[5]

9.3 Utmattning av axlar med käl

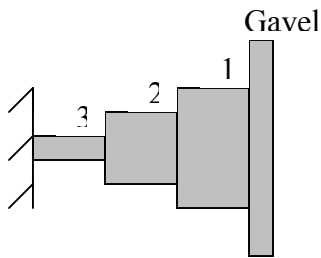
Använder säkerhet 3 mot utmattning

Axeln utsätts för roterande böjning.

$$\text{Material 1672} \Rightarrow \begin{aligned} R_m &= 720 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{u\min} &= \pm 252 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Ämne sätts till 960mm

9.3.1 Axelgeometri



$$M_1 = \frac{R}{2} \times \text{hävarm} = \frac{124170}{2} \times 0.55 = 34147 \text{ Nm} \approx 34000 \text{ Nm}$$

$$M_2 = \frac{R}{2} \times \text{hävarm} = \frac{124170}{2} \times 0.375 = 23282 \text{ Nm} \approx 23000 \text{ Nm}$$

$$M_3 = \frac{R}{2} \times \text{hävarm} = \frac{124170}{2} \times 0.2 = 12417 \text{ Nm} \approx 12000 \text{ Nm}$$

Axel 1: Längd på 175mm

Axel 2: Längd på 175mm

Axel 3: Längd på 200mm

9.3.2 Gavel övergår till axel

Ämne $\lambda 960 \text{ mm} \Rightarrow \lambda = 0,8$

Käl $\Rightarrow \delta = 1$

$$\left. \begin{array}{l} R_a = 1.6 \\ \sigma_b = 720 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \kappa = 0.9 \quad \left. \begin{array}{l} r = 100 \text{ mm} \\ \sigma_b = 720 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} q = 0.98$$

$$\lambda \delta \kappa = 0.8 \times 1 \times 0.9 = 0.72$$

r läses som ρ i diagram över kälkänslighet q.

Diagram 4.10 [1] ger:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{100}{150} = 0.67 \\ \frac{D}{d} = \frac{950}{150} = 6.33 \end{array} \right\} K_t = 1.3$$

K_t ökas med 20% på grund av hålaxel vilket ger $K_t = 1.3 \times 1.2 = 1.56$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.98(1.56 - 1) = 1.55$$

Axeln utsätts även för vridning:

$$\tau_{vill} = \frac{\tau_s}{n_s} \quad n_s = 3 \quad \sigma_s = 370 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_s = 0.6 \times \sigma_s = 0.6 \times 370 = 222 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{vtill} = \frac{222}{3} = 74 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{ur} = \frac{\sigma_u}{0.85} = \frac{252}{0.85} = 294 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{btill} = \frac{\lambda \delta \kappa \times \sigma_{ur}}{n_s \times K_f} = \frac{0.72 \times 294}{3 \times 1.55} = 45.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{btill}}{\sqrt{3} \times \tau_{vtill}} = \frac{45.5}{\sqrt{3} \times 74} = 0.35$$

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times \sigma_{btill}} \times \sqrt{4M_b^2 + 3(\alpha \times M_v)^2}$$

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times 45.5} \times \sqrt{4 \times 34147000^2 + 3(0.35 \times 6162000)^2} \Rightarrow \underline{\underline{d \geq 197 \text{ mm}}}$$

Väljer en diameter på 230 mm

9.3.3 Stor axel övergår till mellan:

Ämne / 240 mm $\Rightarrow \lambda = 0.8$

Käl $\Rightarrow \delta = 1$

$$\left. \begin{array}{l} R_a = 1.6 \\ \sigma_b = 720 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \kappa = 0.9 \qquad \left. \begin{array}{l} r = 10 \text{ mm} \\ \sigma_b = 720 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} q = 0.9$$

$$\lambda \delta \kappa = 0.8 \times 1 \times 0.9 = 0.72$$

r läses som ρ i diagram över kälkänslighet q.

Diagram 4.10 [1] ger:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{10}{150} = 0.07 \\ \frac{D}{d} = \frac{230}{150} = 1.53 \end{array} \right\} K_t = 1.83$$

K_t ökas med 20% på grund av hålaxel vilket ger $K_t = 1.83 \times 1.2 = 2.2$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.9(2.2 - 1) = 2.08$$

Axeln utsätts även för vridning:

$$\tau_{vtill} = \frac{\tau_s}{n_s} \quad n_s = 3 \quad \sigma_s = 370 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_s = 0.6 \times \sigma_s = 0.6 \times 370 = 222 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{vtill} = \frac{222}{3} = 74 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_{ur} = \frac{\sigma_u}{0.85} = \frac{252}{0.85} = 294 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{btill} = \frac{\lambda \delta \kappa \times \sigma_{ur}}{n_s \times K_f} = \frac{0.72 \times 294}{3 \times 2.08} = 34 \text{ N/mm}^2$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{btill}}{\sqrt{3} \times \tau_{vtill}} = \frac{34}{\sqrt{3} \times 74} = 0.27$$

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times \sigma_{btill}} \times \sqrt{4M_b^2 + 3(\alpha \times M_v)^2}$$

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times 34} \times \sqrt{4 \times 23282000^2 + 3(0.27 \times 6162000)^2} \Rightarrow \underline{\underline{d \geq 193 \text{ mm}}}$$

Väljer en diameter på 205mm

9.3.4 Mellanaxel övergår till liten:

Ämne / 215mm $\Rightarrow \lambda = 0.8$

Käl $\Rightarrow \delta = 1$

$$\left. \begin{array}{l} R_a = 1.6 \\ \sigma_b = 720 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \kappa = 0.9 \quad \left. \begin{array}{l} r = 5 \text{ mm} \\ \sigma_b = 720 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} q = 0.87$$

$$\lambda \delta \kappa = 0.8 \times 1 \times 0.9 = 0.72$$

r läses som ρ i diagram över kälkänslighet q.

Diagram 4.10 [1] ger:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{5}{150} = 0.03 \\ \frac{D}{d} = \frac{205}{150} = 1.37 \end{array} \right\} K_t = 2.42$$

K_t ökas med 20% på grund av hålaxel vilket ger $K_t = 2.42 \times 1.2 = 2.9$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.87(2.9 - 1) = 2.65$$

Axeln utsätts även för vridning:

$$\tau_{vtill} = \frac{\tau_s}{n_s} \quad n_s = 3 \quad \sigma_s = 370 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_s = 0.6 \times \sigma_s = 0.6 \times 370 = 222 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{vtill} = \frac{222}{3} = 74 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_{ur} = \frac{\sigma_u}{0.85} = \frac{252}{0.85} = 294 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{btill} = \frac{\lambda \delta \kappa \times \sigma_{ur}}{n_s \times K_f} = \frac{0.72 \times 294}{3 \times 2.65} = 26.6 \text{ N/mm}^2$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{btill}}{\sqrt{3} \times \tau_{vtill}} = \frac{26.6}{\sqrt{3} \times 74} = 0.21$$

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times \sigma_{btill}} \times \sqrt{4M_b^2 + 3(\alpha \times M_v)^2}$$

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times 26.6} \times \sqrt{4 \times 12417000^2 + 3(0.21 \times 6162000)^2} \Rightarrow \underline{\underline{d \geq 168 \text{ mm}}}$$

Väljer en diameter på 180mm

[4] [9]

9.4 Utmattning av manteln

Vridning av hålaxel ger ca 20% större K_t än homogen axel.

Sätter ämnestjockleken till 45mm

$$\text{Ämne } t = 45 \text{ mm} \Rightarrow \lambda = 0.81$$

$$\text{Tjocklek} \Rightarrow \delta = 0.9$$

$$\left. \begin{array}{l} R_a = 1.6 \\ \sigma_b = 430 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \kappa = 0.7$$

$$\lambda\delta\kappa = 0.81 \times 0.9 \times 0.7 = 0.62$$

$$\text{Inget käl} \Rightarrow K_t = K_f = 1$$

$$\text{Öka } K_t \text{ med } 20\% \Rightarrow K_f = 1.2$$

$$\sigma_{b_{\text{till}}} = \frac{\lambda\delta\kappa \times \sigma_{ur}}{n_s \times K_f} = \frac{0.7 \times 150}{2 \times 1.2} = 43.75 \text{ N/mm}^2 \approx 43 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Vi har } \sigma_b = 5.8 \text{ N/mm}^2 \ll 43 \text{ N/mm}^2 \text{ OK!}$$

[9]

10 Cylinder mot cylinder

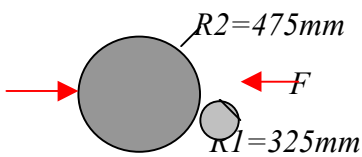
Beräkningar har gjorts på två olika sätt, ifrån två olika referenser. I beräkning 1 tycker referens [1] att effektivspänningen är den spänning som är den kritiska, medan i beräkning 2 tycker referens [10] att skjuvspänningen är den viktigaste spänningen.

10.1 Beräkning 1

$$F = 104250 \text{ N}$$

$$E = 205000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0.3$$



Effektivspänning enligt Trescas hypotes blir $\sigma_e = 0.3 \times p_{\max}$ och uppträder på djupet $0.4 \times b$ under kontaktytan.

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{FE \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{2\pi L}}$$

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{104250 \times 205000 \left(\frac{1}{325} + \frac{1}{475} \right)}{2 \times \pi \times 6950}} = 50.36 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 0.3 \times p_{\max} = 0.3 \times 50.36 = 15.1 \text{ N/mm}^2$$

$$b = \sqrt{\frac{32F}{\pi LE \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}}$$

$$b = \sqrt{\frac{32 \times 104250}{\pi \times 6950 \times 205000 \times \left(\frac{1}{325} + \frac{1}{475} \right)}} = 0.379 \approx 0.38 \text{ mm}$$

$$z = 0.4 \times b = 0.152 \text{ mm}$$

[1]

10.2 Beräkning 2

$$p_0 = \sqrt{\frac{R_1 + R_2}{\pi L R_1 R_2 \left(\frac{1 - \nu^2}{E_1} + \frac{1 - \nu^2}{E_2} \right)}} \times F$$

$$p_0 = \sqrt{\frac{325 + 475}{\pi \times 6950 \times 325 \times 475 \left(\frac{1 - 0.3^2}{205000} + \frac{1 - 0.3^2}{205000} \right)}} \times 104250 = 52.79 \approx 53 \text{ N/mm}^2$$

$$b = \sqrt{\frac{4 R_1 R_2 \left(\frac{1 - \nu^2}{E} + \frac{1 - \nu^2}{E} \right)}{L (R_1 + R_2)}} \times F$$

$$b = \sqrt{\frac{4 \times 325 \times 475 \left(\frac{1 - 0.3^2}{205000} + \frac{1 - 0.3^2}{205000} \right)}{6950 (325 + 475)}} \times 104250 = 0.32 \text{ mm}$$

Max skjuvspänning: $\tau_{rz} = 0.3 \times p$ på avståndet z under kontaktytan.

$$\tau_{rz} = 0.3 \times 53 = 16 \text{ N/mm}^2$$

$$z = 0.78 \times b = 0.78 \times 0.32 = 0.25 \text{ mm}$$

$$n_s = 3$$

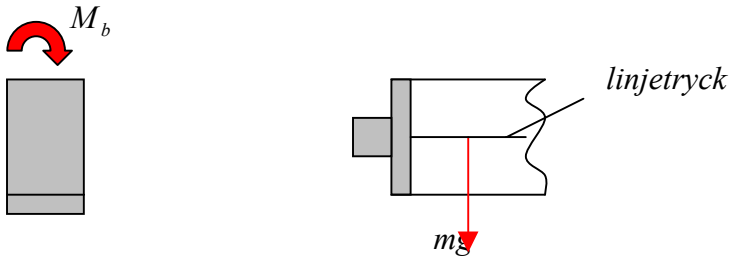
$$\tau_{\text{ill}} = \frac{0.6 \times \tau_{\text{ill}}}{3} = \frac{0.6 \times 260}{3} \text{ N/mm}^2 = 52 \text{ N/mm}^2$$

OK!

[10]

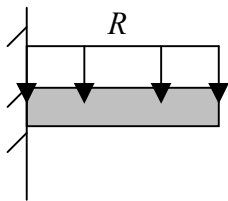
11 Böjbelastat skruvförband

11.1 28st M16 8.8



Resultant av linjetryck och egentnygd från gummi- och stålmanteln = 124170N

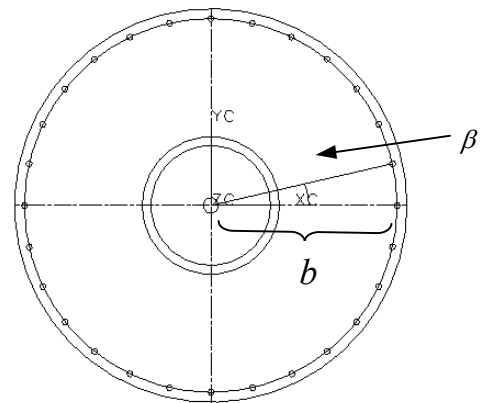
Elementarfall 2 [1]



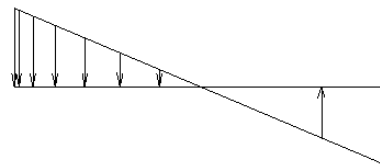
$$R = \frac{\text{Resultant}}{2} = \frac{124170}{2} = 62085N$$

$$M_b = \frac{RL}{2} = \frac{62085 \times 6.95}{2} = 107873Nm \approx 108000Nm$$

28 Skruv M16 8.8



F_1



$$\beta = \frac{360}{28} = 12.86^\circ$$

$$b = 0.455 \times \cos \beta$$

Nedan beräknas hävarmarna för varje skruv, F_1 är skruven längst ifrån centrum och b_1 är F_1 's hävarm ifrån centrum.

$$b_1 : 0.455 \times \cos 0 = 0.455m$$

$$b_2 : 0.455 \times \cos\left(\frac{360}{28} \times 1\right) = 0.444m$$

$$b_3 : 0.455 \times \cos\left(\frac{360}{28} \times 2\right) = 0.410m$$

$$b_4 : 0.455 \times \cos\left(\frac{360}{28} \times 3\right) = 0.356m$$

$$b_5 : 0.455 \times \cos\left(\frac{360}{28} \times 4\right) = 0.284m$$

$$b_6 : 0.455 \times \cos\left(\frac{360}{28} \times 5\right) = 0.197m$$

$$b_7 : 0.455 \times \cos\left(\frac{360}{28} \times 6\right) = 0.101m$$

Krafterna på skruvarna som funktion av F_1 :

$$F_2 = \frac{0.444}{2 \times 0.455} \times F_1 = 0.49F_1$$

$$F_3 = \frac{0.410}{2 \times 0.455} \times F_1 = 0.45F_1$$

$$F_4 = \frac{0.356}{2 \times 0.455} \times F_1 = 0.39F_1$$

$$F_5 = \frac{0.284}{2 \times 0.455} \times F_1 = 0.31F_1$$

$$F_6 = \frac{0.197}{2 \times 0.455} \times F_1 = 0.22F_1$$

$$F_7 = \frac{0.101}{2 \times 0.455} \times F_1 = 0.11F_1$$

Jämvikt

$$\downarrow : 13F_1 = R$$

$$\curvearrowleft_A : F_1 \times 0.455 + 2 \times F_2 \times 0.444 + 2 \times F_3 \times 0.410 + 2 \times F_4 \times 0.356 + 2 \times F_5 \times 0.284 + 2 \times F_6 \times 0.197 + 2 \times F_7 \times 0.101 + R \times 0.303 = M_b$$

Sätt in $F_2, F_3, F_4, F_5, F_6, F_7, R$

$$0.455F_1 + 0.44F_1 + 0.37F_1 + 0.28F_1 + 0.18F_1 + 0.09F_1 + 0.02F_1 + 3.94F_1 = 107873$$

$$F_1 = \frac{107873}{5.78} = 18679N$$

[4] [11]

För att kompensera för ytterligare påfrestningar som till exempel dynamisk last räknar man fram en reduceringsfaktor γ

Bestäm faktor γ

-Dynamisk last		1steg	} $\Rightarrow \beta = 4$
-Centrisk last	0steg	$\sum \text{steg} = 2$	
-Momentstyrd montering			
momentnyckel	1steg		

Välj skruv med $F_s \geq \gamma \times F_t$

$$F_t \times \beta = 18725 \times 4 = 74717N$$

$$n = \frac{100000}{74717} = 1.34$$

M16-skruv har $F_s = 100kN > 75kN$ **OK!**

[11] [12]

11.1.1 Åtdragningsmoment

M16 8.8 skruv

Antag $\mu_{g\ddot{a}nga} = 0.125$

Tabellvärde ger ett åtdragningsmoment på $M_v = 187Nm$

[12]

11.220 st M16 8.8

För mer detaljerade förklaringar, se föregående beräkning då den enda skillnaden är att ett större antal skruvar har använts.

$$M_b = 107873 Nm$$

$$\beta = \frac{360}{20} = 18^\circ$$

$$b = 0.455 \times \cos \beta$$

$$b_1 = 0.141 m$$

$$b_2 = 0.267 m$$

$$b_3 = 0.368 m$$

$$b_4 = 0.433 m$$

$$b_5 = 0.455 m$$

$$F_5 \times 0.455 = 2 \times F_4 \times 0.42 \Rightarrow F_4 = 0.476 F_5$$

$$F_5 \times 0.455 = 2 \times F_3 \times 0.322 \Rightarrow F_3 = 0.404 F_5$$

$$F_5 \times 0.455 = 2 \times F_2 \times 0.174 \Rightarrow F_2 = 0.293 F_5$$

$$F_5 \times 0.455 = 2 \times F_1 \times 0.174 \Rightarrow F_1 = 0.155 F_5$$

$$R = 9 \times F_5$$



$$F_5 \times 0.455 + 2F_4 \times 0.433 + 2F_3 \times 0.368 + 2F_2 \times 0.267 + 2F_1 \times 0.141 + R \times 0.303 = M_b$$

$$F_1 = \frac{107873}{4.501} = 23966 N$$

$$\gamma = 4 \Rightarrow 23966 \times 4 = 95864 N \approx 96000 N$$

Sträckkraft för M16 8.8 = 100 kN

$$96 kN < 100 kN \Rightarrow 20 \text{ M16 OK!}$$

För att få en större säkerhet väljs 28st M16 enligt föregående beräkning! Detta för att det är mycket allvarligt om skruvförbandet lossnar. Då detta inte är någon serietillverkning blir inte kostnaden för några extra skruvar så stora i förhållande till vad det kostar om förbandet skulle lossna.

[4] [11] [12]

12 Skjuvspänning i bultarna, räknat utan friktion mellan ytorna

12.1 Tillåten skjuvspänning

$$28st\ M16 \Rightarrow \sigma_B = 800N/mm^2$$

$$\sigma_s = 640N/mm^2$$

Säkerhet mot sträckning $n_s = 3$

$$\tau_{ill} = \frac{\sigma_s \times 0.6}{3} = \frac{640 \times 0.6}{3} = 128N/mm^2$$

Tillåten tvärkraft på en skruv:

$$F_{ill} = \tau_{ill} \times A = 128 \times \pi \times r^2 = 128 \times \pi \times 8^2 = 25736N \approx 25000N$$

[13]

12.1.1 Erhållen tvärkraft på en skruv

$$\tau = \frac{F}{A}$$

F=egentyngden från mantel och gummi

$$F = 61214 + 6239 = 67453N$$

$$A = 2 \times 28 \times \pi \times r^2 = 2 \times 28 \times \pi \times 8^2 = 11260mm^2$$

$$\tau = \frac{67453}{11260} = 5.99 \approx 6N/mm^2$$

$$6N/mm^2 \ll 128N/mm^2 \text{ OK}$$

12.1.2 Skjuvspänning i bultarna (enbart vridmoment)

$$M_v = 6162Nm$$

$$M16\ skruv\ 28st \Rightarrow d_y = 16mm$$

$$d_m = 14.70\text{mm}$$

$$d_i = 13.84\text{mm}$$



$$: M_v - 20 \times F \times 0.455 = 0$$

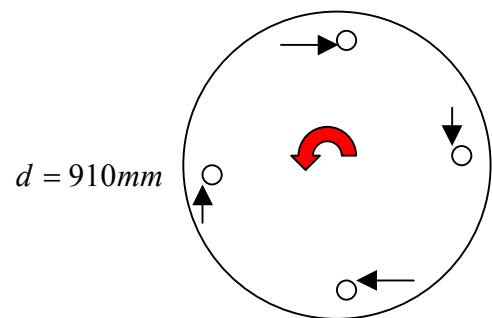
$$F = \frac{6162}{28 \times 0.455} = 484\text{N}$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{484}{\pi \times r^2} = \frac{484}{\pi \times \left(\frac{14.7}{2}\right)^2} = 2.85\text{N/mm}^2$$

$$2.85\text{N/mm}^2 < 128\text{N/mm}^2$$

OK!

[4]



13 Friktion mellan gavel och mantel (utan bultar)

$$\text{Friktionsarea} = A_f$$

$$A_f = A_y - A_i - A_{\text{skruvhål}}$$

$$A_y - A_i = \pi \times 0.475^2 - \pi \times 0.435^2 = 0.114\text{m}^2$$

$$A_{\text{skruvhål}} = 28 \times \pi \times (9 \times 10^{-3})^2 = 7.13 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

$$A_f = 0.114 - 7.13 \times 10^{-3} = 0.107\text{m}^2$$

$$\mu_g = 0.01 - 7.13 \quad (\text{stål - stål})$$

$$M16 \quad 8.8 \Rightarrow F_i = 73.4\text{kN}$$

$$\text{Förspänningskraft enligt Maskinelement} = F_i$$

$$28\text{st skruvar} \Rightarrow F_i \times 28 = 73.4 \times 10^3 \times 28 = 2055200\text{N} = F$$

$$F_f = \mu \times F = 0.1 \times 2055200 = 205520\text{N}$$

el.

$$F_f = \mu \times F = 0.01 \times 2055200 = 20552\text{N}$$



$$: M_v - F_f \times r = 0$$

$$\left. \begin{aligned} M_v &= 205520 \times 0.455 = 93512 Nm \\ M_v &= 20552 \times 0.455 = 9351 Nm \end{aligned} \right\} > M_v = 6162 Nm$$

OK! [4] [5]



14 Hålkantstryck

14.1 Enbart vridmoment, ej friktion eller egentyingd

$$P_H = \frac{F}{A}$$

P_H =Hålkantstryck

F=Kraft

A=Projicerad area $d \times t$

Ofta gör det inget om hålkanten blir något deformerad \Rightarrow Låg säkerhet mot plasticering behövs.

$$n_s = 1.1$$

$$F = 484 N \text{ (efter uppdelning på 28st skruvar)}$$

$$P_{H_{till}} = \frac{\sigma_s}{1.1}$$

$$\sigma_{s_{1672}} = 370 N / mm^2$$

$$P_{H_{till}} = \frac{370}{1.1} = 336 N / mm^2$$

$$F_{till} = P_{H_{till}} \times 18 \times 40 = 336 \times 18 \times 40 = 241920 N \approx 240000 N$$

$$240000 N \gg 484 N \quad \text{OK!}$$

Håldiameter $d=18mm$

Tjockleken $t=20\text{mm}$

[4]

14.2 Vridmoment och egentygnd, ej friktion och linjetryck

$$P_H = \frac{F}{A}$$

P_H =Hålkantstryck

F =Kraft

A =Projicerad area $d \times t$

Ofta gör det inget om hålkanten deformeras något \Rightarrow Låg säkerhet mot plasticering behövs.

$$n_s = 1.1$$

Kraft orsakad av vridmomentet = $F_v = 484\text{N}$ (efter uppdelning på 28 skruvar)

Kraft orsakad av egentygnd från mantel, stål+gummi, = $F_e = 1205\text{N}$ (efter uppdelning på 28x2 skruvar)

$$F = F_v + F_e = 484\text{N} + 1205\text{N} = 1689\text{N}$$

$$P_{H_{\text{till}}} = \frac{\sigma_s}{1.1}$$

$$\sigma_{s_{1672}} = 370\text{N} / \text{mm}^2$$

$$P_{H_{\text{till}}} = \frac{370}{1.1} = 336\text{N} / \text{mm}^2$$

$$F_{\text{till}} = P_{H_{\text{till}}} \times 18 \times 40 = 336 \times 18 \times 40 = 241920\text{N} \approx 240000\text{N}$$

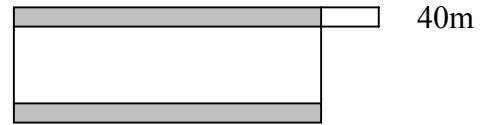
$$240000\text{N} \gg 1689\text{N} \quad \text{OK!}$$

Håldiameter $d=18\text{mm}$

Tjockleken $t=20\text{mm}$

[4]

15 Krympförband



Radiellt grepp sattes till $\delta = 0.1mm$, på rekommendation från UMV.

$$r_{axel} = 435mm$$

$$r_{hylsa} = 475mm$$

$$Tjocklek = t = 40mm$$

$$\text{Samma material} \Rightarrow E_{axel} = E_{hylsa} = E = 205000 N / mm^2$$

$$\nu = 0.3$$

Tunn hylsa ger att nästan all deformation tas upp av hylsan

Spänningar i hylsan:

$$\text{Enaxligt spänningstillstånd} \Rightarrow \sigma_{\varphi} = \frac{p \times r_{axel}}{t} \quad \sigma_z = 0$$

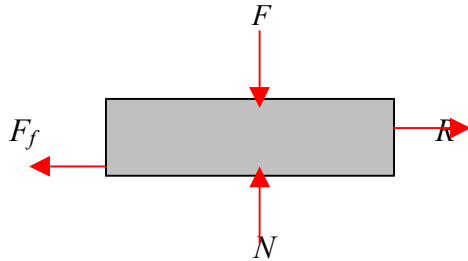
$$\text{Radiell förskjutning: } z = r_{axel} \times \frac{\sigma_{\varphi}}{E} = \frac{p \times r_{axel}^2}{Et}$$

$$p = \frac{zEt}{r_{axel}^2} = \frac{0.1 \times 205 \times 10^3 \times 40}{435^2} = 4.3 N / mm^2$$

$$\text{Gavelns djup/anläggningsyta antas vara } 20mm \Rightarrow A = \pi \times D \times L = \pi \times 870 \times 20 = 54664mm^2$$

Kraften orsakad av trycket:

$$F_{tot} = A \times p = 54664 \times 4.3 = 236885 N$$



Gränsläge vila – glidning $\Rightarrow \mu = \mu_{vila}$

Stål – Stål $\Rightarrow \mu_v = 0.1 - 0.15$

Stål – Gjutjärn $\Rightarrow \mu_v = 0.1 - 0.18$

Friktionskraft $F_f = \mu \times N$

Tillåten kraft i rotationsriktningen:

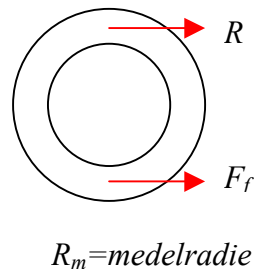
$$\mu = 0,1$$

$$N = F = 236885 N$$

$$F_f = \mu \times N = 0.1 \times 236885 = 23688 N$$

$$M = F_f \times R_{medel} = 23688 \times 0.455 = 10778 Nm$$

$$M_{skruv} = -M_f + M_v = -10778 + 6162 = -4616 Nm$$



Detta ger att skruvarna teoretiskt sett inte behövs då greppassningen kan hålla emot ett moment på $10700 Nm > 6162 Nm$

[3] [5]

16 Kritiskt varvtal - n_{kr}

16.1 Nedböjning från handberäkning

$$n_{kr} = 30 \sqrt{\frac{1}{f}}$$

$$f = 0.54 \times 10^{-3} \text{ m}$$

f = Tyngdpunktsförflyttning

$$n_{kr} = 30 \sqrt{\frac{1}{0.54 \times 10^{-3}}} = 1290 \text{ rpm}$$

$$1290 \text{ rpm} > 366 \text{ rpm} \Rightarrow \text{OK}$$

[7]

16.2 Nedböjning från FEM-beräkning

$$n_{kr} = 30 \sqrt{\frac{1}{f}}$$

$$f = 0.32 \times 10^{-3} \text{ m}$$

f = Tyngdpunktsförflyttning

$$n_{kr} = 30 \sqrt{\frac{1}{0.32 \times 10^{-3}}} = 1677 \text{ rpm}$$

$$1677 \text{ rpm} > 366 \text{ rpm} \Rightarrow \text{OK}$$

[7]

17 Dynamisk Balansering

Q2.5

$$n = 366 \text{ rpm}$$

Tabell s.26 $\Rightarrow e = 75 \mu\text{m}$

Balanseringsmassa placeras på en radie 340mm från centrum.

Sökt: m_b = balanseringsmassa (g)

e = tillåtet tyngdpunktsfel (μm)

r = radie för placering av balanseringsmassan (mm)

$$e = \frac{m_b \times r}{m}$$

$$m_{vals} = 9217 \text{ kg}$$

$$m_b = \frac{e \times m}{r} = \frac{75 \times 9217}{340} = 2033 \text{ g} \approx 2000 \text{ g}$$

[4]



18 Lagerberäkning

Ett sfäriskt rullager med klämhylsa har valts

Axeldiameter $D=180\text{mm}$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

L_{10h} =nominell livslängd (driftstimmar)

n =varvtal (rpm)

C =dynamiskt bärighetstal (N)

P =ekvivalent dynamisk lagerbelastning (N)

p =exponent, rullager ger $p=3$

$$L_{10h}=200000h$$

$$N=366\text{rpm}$$

R =resultant av egentvngd samt linjetryck från anliggande vals

$$R = \sqrt{104250^2 + 90417^2} = 137997 \text{ N}$$

Delas upp på två lager :

$$P = \frac{R}{2} = \frac{137997}{2} = 68999 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \times 366} \times \left(\frac{1380000}{68999} \right)^3 = 364323h > 200000h \text{ OK}$$

⇒ Lager 23140CCK/W33, Klämhylsa H3140 (bredd på 112mm)

[14]