

CODEN: LUTFD2/(TFRT-5223)/1-072/(1979)

VIBRATIONER I PRESSPARTIET
I EN PAPPERSMASKIN

PER ARNE WIBERG

INSTITUTIONEN FÖR REGLERTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
AUGUSTI 1979

VIBRATIONER I PRESSPARTIET
I EN PAPPERSMASKIN

Per Arne Wiberg

Examensarbete
Institutionen för Reglerteknik
Lunds Tekniska Högskola

Handledare:
Gustaf Olsson

Dokumentutgivare
Lund Institute of Technology

Handläggare
Gustaf Olsson

Författare
Arne Wiberg

Dokumentnamn
RAPPORT LUTFD2/(TRIT-5223)/1-072/(1979)

Utgivningsdatum
August 1979

Ärendebeteckning
06T6

10T4

Dokumenttitel och undertitel

Vibrationer i presspartiet i en pappersmaskin
(Press nip vibrations in paper machines)

Referat (sammandrag)

Vibrations in the press section of a paper machine is getting a serious problem. This is caused by the high speeds and the high nip pressure that appear in modern paper machines. In this paper a hypothesis of the causes of vibrations in a press nip has been stated. To validate the hypothesis a mathematical model of the press nip has been derived. The basic model describes the dynamics of a continuous press roll and has been discretized into a model with eight spatial points. A simulation program in SIMNON has been written and the system was simulated on a computer. The results of the simulations seem to verify the hypothesis.

Referat skrivet av

autor

Förslag till ytterligare nyckelord

44T0

Klassifikationssystem och -klass(er)

50T0

Indextermer (ange källa)

52T0

Omfång

58T0 pages

Övriga bibliografiska uppgifter

56T2

Språk

Swedish

Sekretessuppgifter

60T0

ISSN

60T4

ISBN

60T6

Dokumentet kan erhållas från

Department of Automatic Control
Lund Institute of Technology
P O Box 725, S-220 07 LUND 7, Sweden

Mottagarens uppgifter

62T4

Pris

66T0

DOKUMENTATABLAD enligt SIS 62 10 12

SIS-
DB 1

Blankett LU 11:25 1976-07

INNEHÅLLSFÖRTECKNING.

1. PROBLEMSTÄLLNING.

- 1.1 Bakgrund.
- 1.2 Kort beskrivning av en pappersmaskin.
- 1.3 Arbetshypotes.
- 1.4 Uppläggning av examensarbetet.

2. MODELLUTVECKLING.

- 2.1 Dynamisk modell av pressvals.
- 2.2 Härledning av modell med oändlig utsträckning.
- 2.3 Diskretisering av den kontinuerliga modellen.
- 2.4 Härledning av randvillkor.
- 2.5 Störningar på systemet.
- 2.6 Systemekvationer.
- 2.7 Beskrivning av systemet på observerbar kanonisk form.
- 2.8 Filtens fjäderkonstant.
- 2.9 Filtens förändring under dess livslängd.

3. PROGRAMBESKRIVNING.

- 3.1 Allmänt
- 3.2 SIMNONS struktur.
- 3.3 Programmet VALS.
- 3.4 Programmet SKARV.

4. BERÄKNING AV INGÅNGSDATA.

4.1 Allmänt.

4.2 Stativets fjäderkonstant.

4.3 Valsens böjstyvhet.

4.4 Experimentell bestämning av filtens dämpningsfaktor.

4.4.1 Härledning av fjäderkonstant.

4.4.2 Systemets rörelseekvation.

4.4.3 Simuleringsprogram.

4.4.4 Resultat.

5. SIMULERINGSRESULTAT.

5.1 Allmänt.

5.2 Stegvis ansättning av valsen.

5.3 Puls i filttjockleken.

5.4 Sinusformig störning i filttjockleken.

6. SLUTSATSER.

SAMMANFATTNING

Vibrationer i presspartiet på pappersmaskiner har blivit ett allvarligt problem. Detta beror på de höga hastigheter och linjetryck som förekommer i moderna pappersmaskiner. I detta arbete har en hypotes uppställts om orsakerna till vibrationerna. För att testa hypotesen har en dynamisk modell utvecklats för ett pressnyp. Härledningen utgår från en kontinuerlig vals som sedan diskretiserats i åtta rumspunkter. Med utgångspunkt från modellen har ett simuleringsprogram skrivits och systemet har simulerats på dator. Simuleringsresultaten har i stort styrkt den uppställda hypotesen.

1. PROBLEMSTÄLLNING.

1.1 Bakgrund.

Vibrationer i presspartiet på pappersmaskiner har blivit ett besvärande problem på senare år. Detta på grund av de moderna pappersmaskinernas höga hastighet (ca:1000m/min) och höga linjetryck i pressnypet.

Eftersom filten är en aktiv komponent i det dynamiska system som pressnypet utgör, avser jag med detta examensarbete att belysa de olika filtegenskapernas inverkan på pressens dynamik. Vibrationsproblem i ett pressparti har ofta följande karaktär:

När filten är ny är vibrationsintensiteten låg, efter ca 100 timmar växer emellertid denna för att senare nå en oacceptabel nivå. Då kan man i vissa fall urskilja ett tvättbrädsliknande mönster på filten. Man brukar då snedställa filten något med resultatet att vibrationsintensiteten sjunker. Efter ytterligare ca 100 timmar ökar åter vibrationerna och ny snedställning måste göras. Efter ett antal sådana snedställningar förblir vibrationerna stora, då måste filten bytas ut. I figur 1.1 visas vibrationsintensiteten som funktion av tiden under filtens livslängd. Mätningarna är utförda varje kvart. Vid varje stor topp snedställes filten.

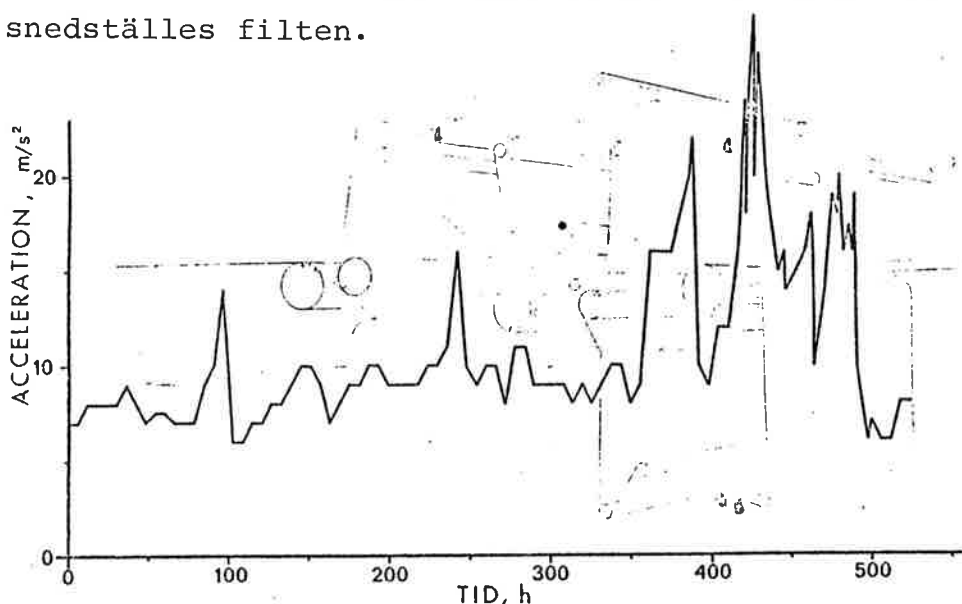


Fig 1.1 Vibrationsintensiteten under filtens livslängd, vid varje topp snedställdes filten.

1.2 Kort beskrivning av en pappersmaskin.

En pappersmaskin kan grovt sägas bestå av tre partier:

- . formeringspartiet
- . presspartiet
- . torkpartiet

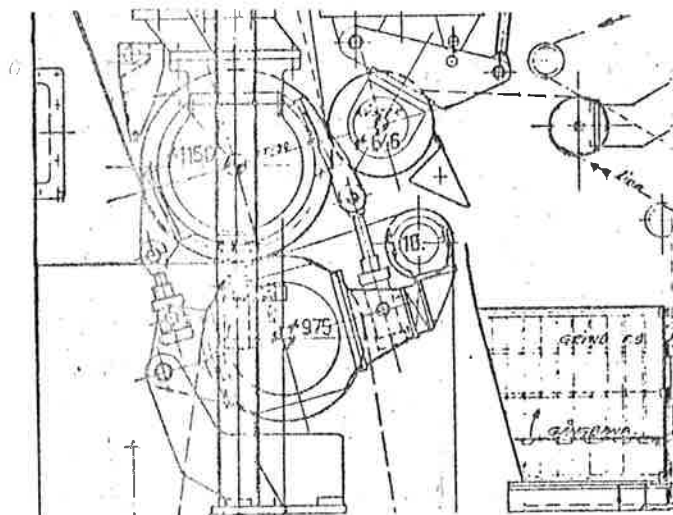
Formeringspartiet.

I detta parti formeras ett ark genom att man på en löpande vira sprutar ut en blandning av cellulosafibrer och vatten. Under det att viran rör sig framåt suger man på undersidan bort vattnet. Kvar finns alltså på viran det våta arket av cellulosafibrer. En så kallad pick-up filt lyfter detta ark av viran och för in det i presspartiet.

Presspartiet.

Här förs arket över på en pressfilt och passerar en serie pressnyp. Ett pressnyp består av två valsar mellan vilka filten och arket pressas. Det är av stort intresse att pressa så mycket vatten som möjligt ur arket (det är billigare att pressa än att torka bort vattnet). Av denna anledning har man höga linjetryck och hårda valsar i de moderna pappersmaskinerna. Figur 2.1 visar en bild på en press i en pappersmaskin.

Fig 2.1 En sidovy av en press i en pappersmaskin.



Torkpartiet.

Från presspartiet går papperet till torkpartiet. I detta parti av maskinen torkas papperet med hjälp av stora ånguppvärmda cylindrar. Efter torkpartiet spolas papperet upp på rullar.

1.3 Arbetshypotes.

Vibrationerna i en press antas uppstå enligt följande hypotes under förutsättning att valsens är väl balanserad och inte körs i närheten av det kritiska varvtalet.

Hypotes.

Valsen utsätts för en initialstörning beroende på t.ex. tjockleksvariationer i filten, ojämnheter i valsens, eller en vibration i stativet. Störningen ger upphov till en böj-svängning i valsens. Svängningen gör att valsens pressar samman filten olika mycket. Filten antas ha en liten kvardröjande deformation efter pressnycket. Denna deformation antas bero på hur stor sammanpressningen var. Deformationen kommer nästa varv att utgöra en störning på valsens. Efter hand kommer störningen att bli större och förstärka svängningen i valsens med kraftigare vibrationer som följd. Den dämpande egenskapen i filten antas vara av hydraulisk karaktär, alltså beroende av hastigheten.

För att kunna testa hypotesen ovan krävs en modell som kan simulera detta förlopp. Den modell som har utvecklats har en struktur som beskrivs i kap 2.

1.4 Uppläggning av examensarbetet.

Först gjordes en studie av ett antal rapporter som behandlade vibrationsproblemet (ref 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8)

Med utgångspunkt från dessa och diskussioner med Lars Österberg och Nils Andersson vid Nordiska Maskinfilt AB uppställdes en arbetshypotes.

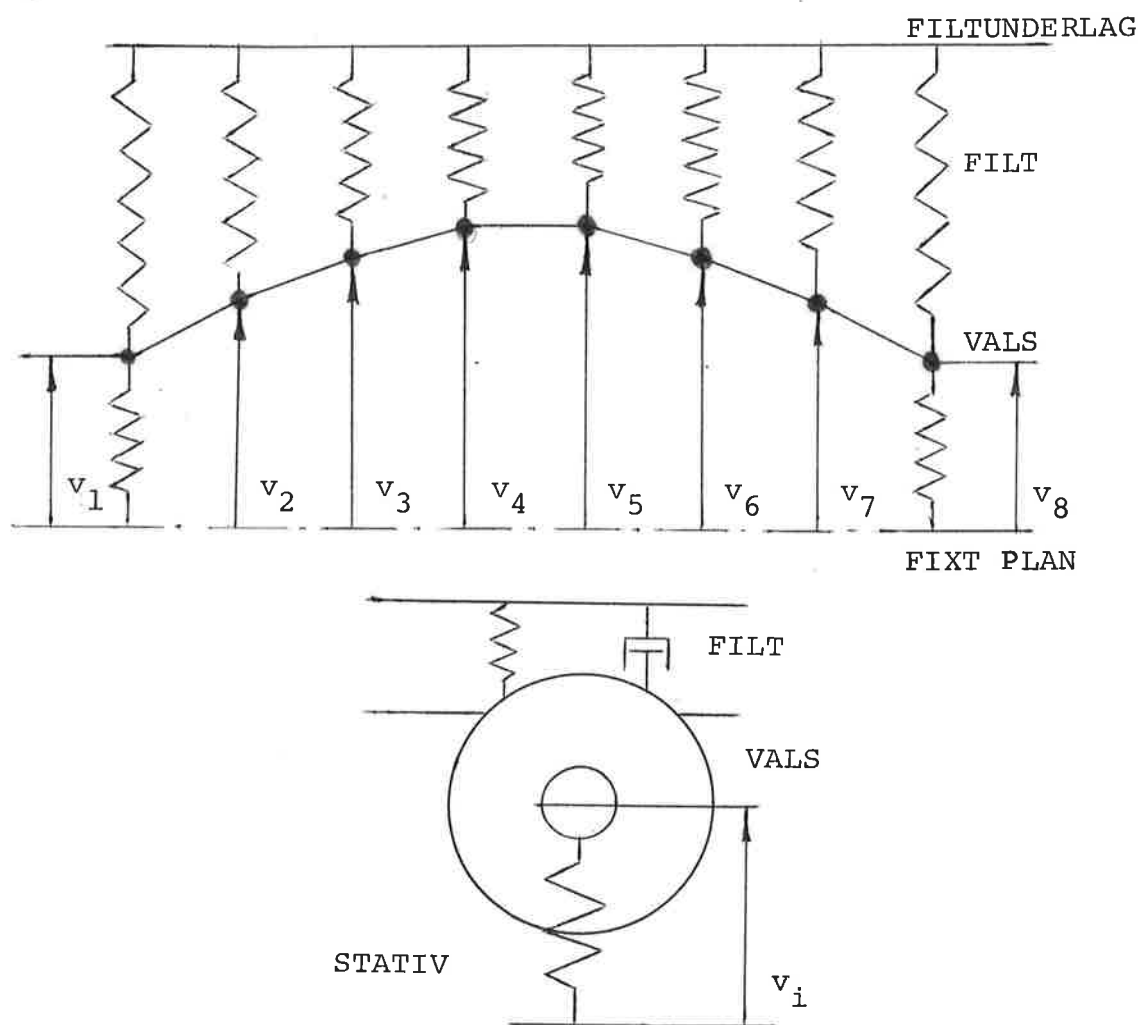
En modell av pressnypets dynamik utarbetades för att testa hypotesen. Utifrån modellen skrevs ett simuleringsprogram. Systemet simulerades sedan och resultatet jämfördes med mätningar, för att verifiera modellen.

Tyngdpunkten av arbetet ligger på modellutveckling och programskrivning.

2. MODELLUTVECKLING.

2.1 Dynamisk modell av pressvals.

Modellen av pressnypet kan beskrivas som en balk som ansetts mot ett fjädrande och dämpande underlag. Underlaget utgöres alltså av filten. I modellen bortser man från valsens rotation. De störningar som uppkommer på grund av valsens rotation (egensvängning, obalans och ojämnheter) införs i systemet genom insignalen. Modellen är som synes en förenkling med endast en vals, men detta är säkert tillräckligt för att få en kvalitativ bild av pressnypets dynamik. I figur 2.1 visas de olika lägesvektorerna i modellen.



Figur 2.1 Principskiss av modellen med utböjningens lägesvektorer utsatta.

Modellen utvecklades med utgångspunkt från en kontinuerlig balk. Beräkningarna gav då upphov till en partiell differentialekvation. Den differentialekvationen diskretiserades sedan i rummet och anpassades till SIMNON genom att systemet skrevs som ordinära olinjära differentialekvationer på observerbar kanonisk form.

Tillstånden i modellen är utböjningen i punkter längs balken och linjärkombinationer av dessa. Den observerbara kanoniska formen har som utsignaler de tillstånd som beskriver utböjningen.

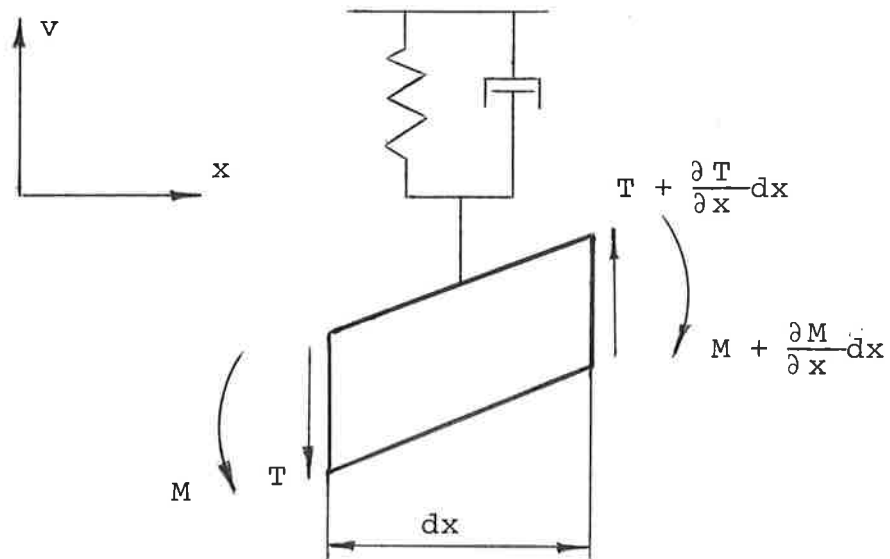
Insignalen till systemet är en förskjutning av underlaget på vilket filten ligger - se fig 2.1. Insignalen är en vektor så underlaget kan alltså förskjutas olika i olika punkter längs balken. Förskjutningen motsvarar en tjockleksändring av filten, så att positiv förskjutning blir en tjockleksminskning. Denna minskning (ökning) medför att anslutningskraften mot balken i punkten kommer att minska (öka). Kraftförändringen kommer att verka som en störning på balken.

Förteckning över beteckningar i modellen.

- v_i : Utböjning av ett balkelement, index i
- u_i : Insignal till systemet, index i
- $K(x)$: Olinjär fjäderkonstant för filten
- C : Viskös dämpningskonstant för filten
- C_m : Dämpningskonstant för maskinens stativ
- K_m : Fjäderkonstant för maskinens stativ
- M_i : Moment på ett balkelement, index i
- T_i : Tvärkraft på ett balkelement, index i
- EI : Balkens böjstyvhet
- Δx : Längden för ett element av balken

2.2 Härlledning av modell med oändlig utsträckning.

Till grund för härledningen av systemekvationerna är figur 2.2. Fjäder och dämpare symboliserar filtens fjädring respektive dämpning mot valsen. Filten antas tills vidare ligga an mot ett fixt underlag. Fjäderkonstanten K och dämpningskonstanten C gäller per längdenhet.



Figur 2.2 Representation av ett balkelement.

Kraft- och momentjämvikter härleds nu för ett balkelement:

För vertikal jämvikt gäller:

$$\rho A dx \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + C dx \frac{\partial v}{\partial t} + K v dx - \frac{\partial T}{\partial x} dx = 0 \quad (1)$$

För momentjämvikt kring högra ändpunkten gäller:

$$\frac{\partial M}{\partial x} dx - T dx - C \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \frac{(dx)^2}{2} - K v \frac{(dx)^2}{2} = 0 \quad (2)$$

För att eliminera tvärkraften T ur ekvationerna deriveras ekvation (2) med avseende på x .

Vid derivationen konstateras att dx är konstant, vilket ger:

$$\frac{\partial}{\partial x}(dx) = 0$$

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} dx - \frac{\partial T}{\partial x} dx - C \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right) \cdot \frac{(dx)^2}{2} - K \frac{\partial v}{\partial x} \cdot \frac{(dx)^2}{2} = 0 \quad (3)$$

Termen $\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)$ representerar elementets rotationshastighet.

Termen $\frac{\partial v}{\partial x}$ representerar elementets vridning.

Om vi antar att valsen utsätts för små utböjningar och låg vågutbredningshastighet jämfört med ljudhastigheten i valsen, kan de två sista termerna i ekvation (3) försummas.

Detta ger följande förenkling av (3).

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} dx - \frac{\partial T}{\partial x} dx = 0 \quad (4)$$

För att eliminera $\frac{\partial T}{\partial x} dx$ subtraheras (4) från (1).

Detta ger upphov till:

$$\rho A dx \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + C \frac{\partial v}{\partial t} dx + K v dx - \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} dx = 0 \quad (5)$$

För elastiska linjens ekvation gäller: (ref 9)

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = - \frac{M}{EI} \quad \text{eller} \quad (6)$$

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = - EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} \quad (7)$$

Där EI är valsens böjstyvhet.

Insättning av (7) i ekvation (5) ger:

$$\rho A dx \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + C \frac{\partial v}{\partial t} dx + K v dx + EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} dx = 0 \quad (8)$$

Eliminering av dx ur (8) ger följande differential-
ekvation, som beskriver utböjningen v i valsens som
en funktion av valsens elasticitet och filtens påverkan
på valsens.

$$\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + C \frac{\partial v}{\partial t} + K v + EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} = 0 \quad (9)$$

För utböjningen v gäller:

$$v = v(x, t)$$

Randvillkoren till systemekvationen (9) diskuteras
i avsnitt 2.4

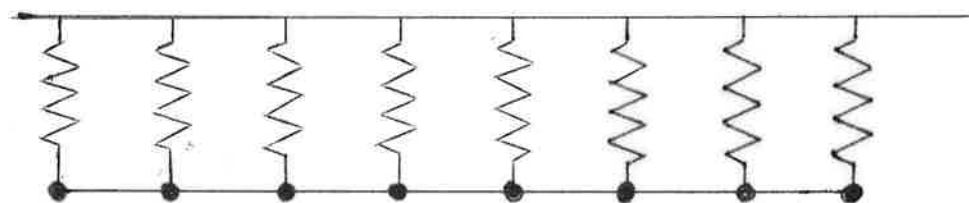
2.3 Diskretisering av den kontinuerliga modellen.

För att möjliggöra simulering på dator måste systemet beskrivas med diskret indelning i rummet. Principen för den diskreta indelningen visas i figur 2.3.

Valsens massa är koncentrerad till diskreta masspunkter. Dessa masspunkter har massan $\rho A \Delta x$ där Δx är avståndet mellan dem. Punkterna är förbundna med viktlösa element. Varje punkt påverkas av den yttre kraften:

$$\Delta x C \dot{v} + \Delta x K v$$

Δx kommer från att C och K är räknade per längdenhet.



Figur 2.3 Vals och filt i diskret form. Fjädersymbolen i figuren representerar den fjädrande och dämpande egenskapen hos filten.

Diskretisering av $\frac{\partial^4 v}{\partial x^4}$:

Diskretiseringen är utförd med centala differenser för att symmetrivillkoret skall vara uppfyllt vid ränderna.

Andraderivatan i punkten i approximeras med:

$$\frac{1}{(\Delta x)^2} (v_{i-1} - 2v_i + v_{i+1}) \quad (10)$$

Detta ger då:

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} \approx \frac{1}{(\Delta x)^4} (v_{i-2} - 4v_{i-1} + 6v_i - 4v_{i+1} + v_{i+2}) \quad (11)$$

Eftersom yttre krafter angriper i masspunkterna och massan är koncentrerad i den, kan differentialekvation (9) approximeras med:

$$\rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} (v_i) + C \frac{\partial}{\partial t} (v_i) + K v_i + \frac{EI}{(\Delta x)^4} (v_{i-2} - 4v_{i-1} + 6v_i - 4v_{i+1} + v_{i+2}) = 0 \quad (12)$$

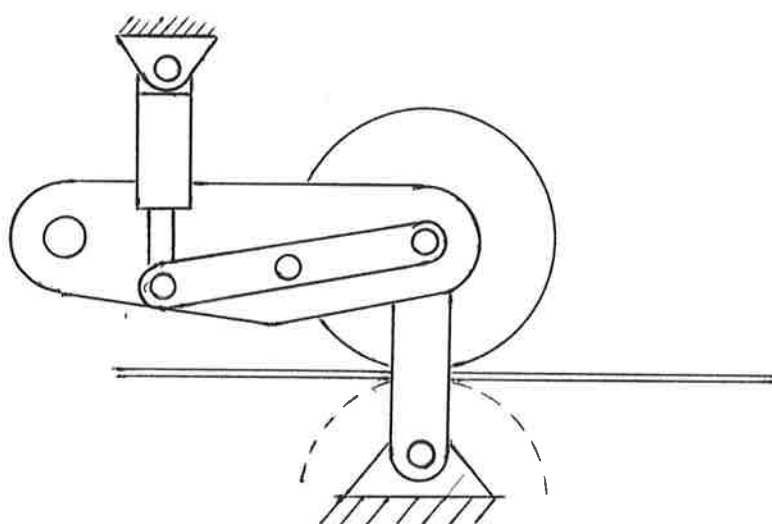
$$i = 1, 2, \dots, n$$

Valet av antalet rumspunkter är inte självklart. På grund av att en fjärdederivata förekommer så kommer randvillkoren att påverka utböjningen i ganska många rumspunkter. Det skulle egentligen vara motiverat att testa vilket antal rumspunkter som skulle ge en tillräcklig noggrannhet för att lösa problemet. Detta ger dock ganska besvärliga programmeringsproblem och är tidsödande. Eftersom simuleringen skall göras i SIMNON (se ref 10) är det en fördel att kunna fixera antalet rumspunkter från början.

Målsättningen med detta arbete är inte att ge en exakt beskrivning av hur interferensmönster i filten ser ut, utan snarare att söka beskriva varför de uppträder. Därför räcker det med att visa kvalitativa resultat och om storleksordningarna är de rätta är vi för tillfället nöjda. För att minimera tiden för datorsimuleringar så har därför 8 rumspunkter funnits vara en god kompromiss.

2.4 Härledning av randvillkor.

Valsen sitter inspänd i stativet på pappersmaskinen enligt principskissen i figur 2.4.

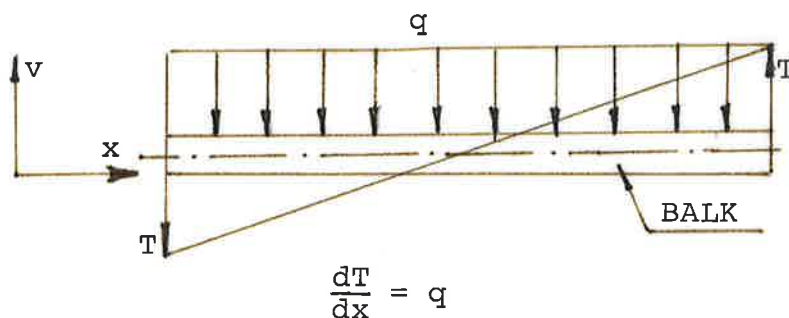


Figur 2.4 Inspänning av valsen i maskinstativet.

Eftersom man ofta tillämpar hydraulisk ansättning av valsarna kan både elastisk fjädring och viskös dämpning förekomma vid inspänningen. Valsar i pappersmaskiner är oftast lagrade i sfäriska kullager, varför momentfri inspänning är ett rimligt antagande.

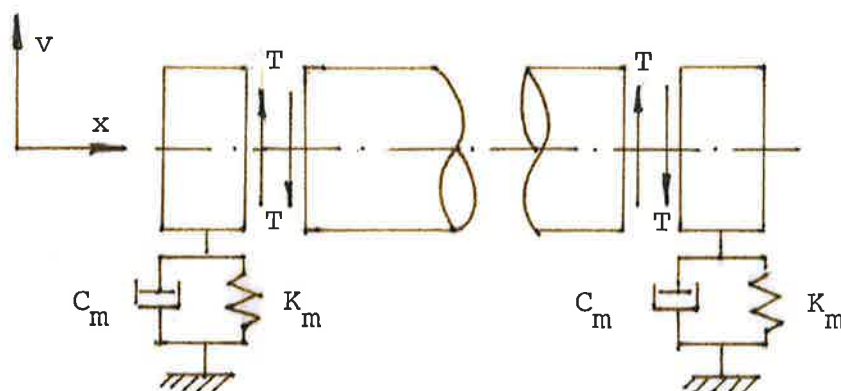
Randvillkor för moment och tvärkraft.

I modellen används följande teckenkonvention.



Figur 2.5 Teckenkonvention för tvärkraften.

Betrakta två ändelement av valsen.



Figur 2.6 Tvärkraften vid infästningen av valsen.

Vertikal jämvikt för vänstra infästningen:

$$T - K_m v - C_m \dot{v} = 0 \quad (13)$$

Vertikal jämvikt för högra infästningen:

$$-T - K_m v - C_m \dot{v} = 0 \quad (14)$$

Ekvation 13 och 14 kan direkt överföras på den diskreta valsemodellen:

$$T_1 = K_m v_1 - C_m \dot{v}_1 = 0$$

$$-T_8 - K_m v_8 - C_m \dot{v}_8 = 0$$

Där K_m är stativets fjäderkonstant och C_m dess dämpningskonstant.

Detta ger följande randvillkor för valsen:

$$T_1 = K_m v_1 + C_m \dot{v}_1$$

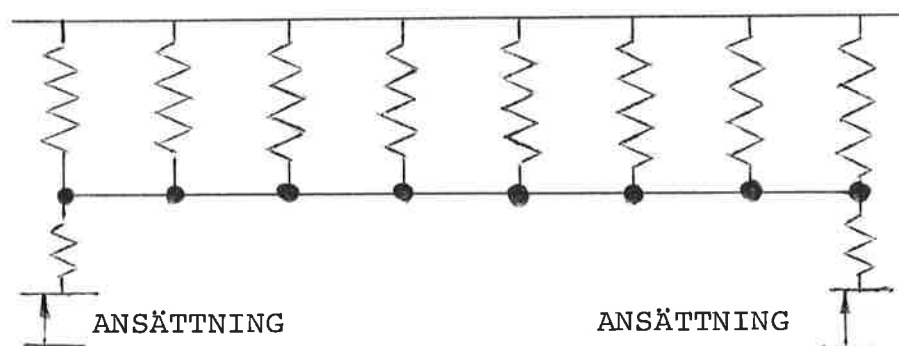
$$M_1 = 0$$

(15)

$$T_8 = -K_m v_1 - C_m \dot{v}_1$$

$$M_8 = 0$$

I diskret form ser den inspända valsen ut som i figur 2.7.



Figur 2.7 Valsen med ansättningen definierad.

Betrakta ekvationen för ena randen ($i=1$)

Ekvation (12) kan då skrivas som:

$$\rho A \dot{V}_1 + C \dot{V}_1 + K V_1 + \frac{EI}{(\Delta x)^4} (v_{-1} - 4v_0 + 6v_1 - 4v_2 + v_3) = 0 \quad (16)$$

Man finner att v_{-1} och v_0 ingår. Detta är förskjutningar som inte finns i systemet och måste således bestämmas ur randvillkoren (15).

Elastiska linjens ekvation: (6) och sambandet

$$T = \frac{\partial M}{\partial x} \quad \text{ger:}$$

$$T = - EI \frac{\partial^3 v}{\partial x^3} \quad (17)$$

$\frac{\partial^3 v}{\partial x^3}$ kan skrivas i diskret form som:

$$\frac{1}{2(\Delta x)^3} (- v_{i-2} + 2v_{i-1} - 2v_{i+1} + v_{i+2}) \quad (18)$$

Enligt ekvation (6) betyder momentvillkoret i (15) att:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0$$

Approximeras andra derivatan enligt (10) innebär detta att villkoret $M_1 = 0$ leder till:

$$v_0 - 2v_1 + v_2 = 0 \quad (19)$$

och villkoret $M_8 = 0$ att:

$$v_7 - 2v_8 + v_9 = 0 \quad (20)$$

På samma sätt kan villkoren för tvärkrafterna formuleras. För tvärkraften T_1 innebär villkoret (15) och diskretiseringen (18) följande:

$$\begin{aligned} T_1 &= -EI \frac{\partial^3 v}{\partial x^3} - \frac{EI}{2(\Delta x)^3} (-v_{-1} + 2v_0 - 2v_2 + v_3) = \\ &= K_m v_1 + C_m \dot{v}_1 \end{aligned} \quad (21)$$

Låt oss nu införa en ansättning A , (konstant) i systemet. Det innebär en utifrån kommande förskjutning på utböjningen v_1 och v_8 .

I randvillkoret (21) ersätts alltså v_1 med $(v_1 - A)$.

Löses v_{-1} ut och v_0 elimineras enligt (19) erhålls följande randvillkor:

$$\begin{aligned} v_{-1} &= \left(4 + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m \right) v_1 - 4v_2 + v_3 + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} C_m \dot{v}_1 - \\ &- \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m A \end{aligned} \quad (22)$$

$$v_0 = + 2v_1 - v_2 \quad (23)$$

På analogt sätt härleds det andra randvillkoret ($i=8$)
för tvärkraften. Då erhålls:

$$v_{10} = \left(4 + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m \right) v_8 - 4v_7 + v_6 + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} C_m \dot{v}_8 -$$

$$- \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m A \quad (24)$$

$$v_9 = 2v_8 - v_7 \quad (25)$$

Ekvationen för systemet med insignaler erhålls ur (16):

$$\rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} (v_i) + C \frac{\partial}{\partial t} (v_i - u_i) + K(v_i - u_i) + \frac{EI}{(\Delta x)^3} (v_{i-2} - 4v_{i-1} + 6v_i - 4v_{i+1} + v_{i+2}) = 0 \quad (26)$$

Eftersom de olika insignalerna u_i inte är kopplade till varandra kan störningar av typen sneda vaddskarvar och vändveck på filten lätt simuleras.

Dämpningskonstanten C och fjäderkonstanten K blir här alltså funktioner av $(v_i - u_j)$. Det är v_i och u_i :s relativa läge som avgör kraftverkan på valsen, inte deras absoluta läge. I följande kapitel kommer dämpnings- och fjäderkonstanterna endast att skrivas som C och K men är alltså funktioner av $(v - u)$.

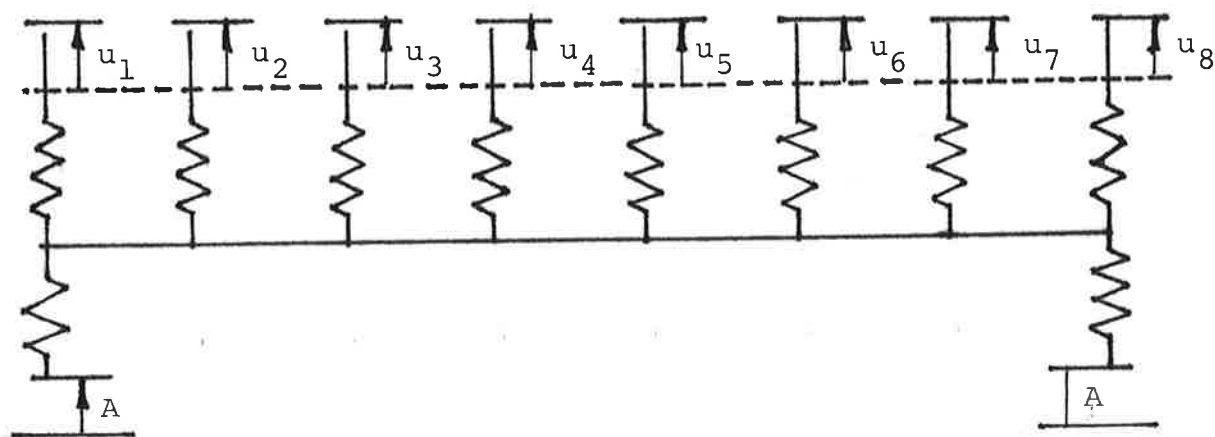
2.5 Störningar på systemet.

Valsen i presspartiet kan utsättas för en rad olika störningar. Som arbetshypotes antas här att filtren utgör störningskällan. Det är då naturligt att låta insignalen vara relaterad till filt-tjockleken.

Insignalen u_i definieras som läget för det plan som filtren stöder sig på. Det betyder att filttjockleken representeras av $(u_i - v_i)$.

I modellen innebär en tjockleksförändring av filtren att infästningen för de fjädrande elementen förflyttas. Om insignalen u_i orienteras som i fig. 2.8 innebär det att den yttre kraften som påverkar elementet i blir: $(v_i - u_i)k + (\dot{v}_i - \dot{u}_i)c$.

För att simulera en kraftminskning från filtren till valsens kan man öka värdet av u_i , d.v.s förflytta referensplanet.



Figur 2.8 Orientering av insignalerna.

Med detta val av insignaler kan även andra störningar införas t.ex. oval vals, böjd vals och obalanserad vals. Om man låter A variera i tiden kan även stativvibrationer införas som störning. Då måste dock (22) ändras.

2.6 Systemekvationer.

Betrakta systemekvationen (26) för ena ändpunkten ($i=1$).

$$\rho A \ddot{v}_1 + C (\dot{v}_1 - \dot{u}_1) + K (v_1 - u_1) + \frac{EI}{(\Delta x)^4} (v_{-1} - 4v_0 + 6v_1 - 4v_2 + v_3) = 0 \quad (27)$$

Insättning av randvillkoret (22) och (23) ger:

$$\rho A \ddot{v}_1 + C (\dot{v}_1 - \dot{u}_1) + K (v_1 - u_1) + \frac{EI}{(\Delta x)^4} ((4 + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m) v_1 - 4v_2 + v_3 + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} C_m \dot{v}_1) - 4 (2v_1 - v_2) + 6v_1 - 4v_2 + v_3 - \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m A) = 0 \quad (28)$$

Division med ρA och utveckling av parentesen ger:

$$\ddot{v}_1 + \frac{C}{\rho A} (\dot{v}_1 - \dot{u}_1) + \frac{K}{\rho A} (v_1 - u_1) + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (2v_1 + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m v_1 - 4v_2 + 2v_3 - \frac{2(\Delta x)^3}{EI} K_m A + \frac{2(\Delta x)^3}{EI} C_m \dot{v}_1) = 0$$

Om termerna sammanförs får man ändpunktens rörelse-
ekvation:

$$\ddot{v}_1 + (\frac{2C_m}{\rho A \Delta x} + \frac{C}{\rho A}) \dot{v}_1 + (\frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} + \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} + \frac{K}{\rho A}) v_1 - \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_2 + \frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_3 - \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} A = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_1 + \frac{K}{\rho A} u_1 \quad (29)$$

Betrakta systemekvation (26) i punkten ($i=2$):

$$\rho A \ddot{v}_2 + C(\dot{v}_2 - \dot{u}_1) + K(v_2 - u_2) + \frac{EI}{(\Delta x)^4} (v_0 - 4v_1 + 6v_2 - 4v_3 + v_4) = 0 \quad (30)$$

Insättning av randvillkoret (23) ger:

$$\rho A \ddot{v}_2 + C(\dot{v}_2 - \dot{u}_2) + K(v_2 - u_2) + \frac{EI}{(\Delta x)^4} (2v_1 - v_2 - 4v_1 + 6v_2 - 4v_3 + v_4) = 0$$

Detta ger följande rörelse-ekvation för punkt ($i=2$):

$$\begin{aligned} \ddot{v}_2 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_2 + \frac{K}{\rho A} v_2 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (-2v_1 + 5v_2 - 4v_3 + v_4) &= \\ = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_2 + \frac{K}{\rho A} u_2 & \end{aligned} \quad (31)$$

För punkterna $i=3\dots 6$ gäller ekvation (26) eftersom randvillkoren inte påverkar dessa punkter.

Betrakta ekvation (26) i punkt ($i=7$):

$$\rho A \ddot{v}_7 + C(\dot{v}_7 - \dot{u}_7) + K(v_7 - u_7) + \frac{EI}{(\Delta x)^4} (v_5 - 4v_6 + 6v_7 - 4v_8 + v_9) = 0$$

Insättning av randvillkoret (26) ger:

$$\begin{aligned} \ddot{v}_7 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_7 + \frac{K}{\rho A} v_7 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (v_5 - 4v_6 + 5v_7 - 2v_8) = \\ = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_7 + \frac{K}{\rho A} u_7 \end{aligned} \quad (32)$$

Betrakta ekvation (26) i punkt (i=8):

$$\begin{aligned} \rho A \ddot{v}_8 + C (\dot{v}_8 - \dot{u}_8) + K (v_8 - u_8) + \frac{EI}{(\Delta x)^4} (v_6 - 4v_7 + \\ + 6v_8 - 4v_9 + v_{10}) = 0 \end{aligned}$$

Om beräkningar utförs som i (29) ger detta:

$$\begin{aligned} \ddot{v}_8 + \left(\frac{2 C_m}{\rho A \Delta x} + \frac{C}{\rho A} \right) \dot{v}_8 + \frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} + \frac{2K_m}{\rho A (\Delta x)} + \frac{K}{\rho A} v_8 - \\ - \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_7 + \frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_6 - \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} A = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_8 + \frac{K}{\rho A} u_8 \end{aligned} \quad (33)$$

Sammanfattningsvis gäller följande rörelseekvationer för systemet med randvillkoren inkluderade:

$$\ddot{v}_1 + \left(\frac{2C_m}{\rho A \Delta x} + \frac{C}{\rho A} \right) \dot{v}_1 + \left(\frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} + \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} + \frac{K}{\rho A} \right) v_1 - \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_2 + \frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_3 - \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} A = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_1 + \frac{K}{\rho A} u_1 \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \ddot{v}_2 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_2 + \frac{K}{\rho A} v_2 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (-2v_1 + 5v_2 - 4v_3 + v_4) &= \\ = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_2 + \frac{K}{\rho A} u_2 & \quad (31) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{v}_3 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_3 + \frac{K}{\rho A} v_3 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (v_1 - 4v_2 + 6v_3 - 4v_4 + v_5) &= \\ = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_3 + \frac{K}{\rho A} u_2 & \\ \ddot{v}_4 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_4 + \frac{K}{\rho A} v_4 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (v_2 - 4v_3 + 6v_4 - 4v_5 + v_6) &= \\ = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_4 + \frac{K}{\rho A} u_4 & \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \ddot{v}_5 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_5 + \frac{K}{\rho A} v_5 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (v_3 - 4v_4 + 6v_5 - 4v_6 + v_7) &= \\ = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_5 + \frac{K}{\rho A} u_5 & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{v}_6 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_6 + \frac{K}{\rho A} v_6 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (v_4 - 4v_5 + 6v_6 - 4v_7 + v_8) &= \\ = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_6 + \frac{K}{\rho A} u_6 & \end{aligned}$$

$$\ddot{v}_7 + \frac{C}{\rho A} \dot{v}_7 + \frac{K}{\rho A} v_7 + \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} (v_5 - 4v_6 + 5v_7 - 2v_8) =$$

$$= \frac{C}{\rho A} \dot{u}_7 + \frac{K}{\rho A} u_7 \quad (32)$$

$$\ddot{v}_8 + \left(\frac{2C_m}{\rho A \Delta x} + \frac{C}{\rho A} \right) \dot{v}_8 + \left(\frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} + \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} + \frac{K}{\rho A} \right) v_8 -$$

$$- \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_7 + \frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} v_6 - \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} A = \frac{C}{\rho A} \dot{u}_8 + \frac{K}{\rho A} u_8 \quad (33)$$

2.7 Beskrivning av systemet på observerbar kanonisk form.

Simuleringsprogrammet SIMNON kräver att systemet är skrivet på formen:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u$$

För att uppfylla detta krav skrivs systemet på observerbar kanonisk form. Denna form har följande utseende (ref 11):

För överföringsfunktionen:

$$G(s) = \frac{\beta_0 s + \beta_1}{s^2 + \alpha_1 s + \alpha_2}$$

Gäller den observerbara kanoniska formen:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} -\alpha_1 & 1 \\ -\alpha_2 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \end{bmatrix} u$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}$$

Denna form har valts för att kunna beskriva hur systemet påverkas av \dot{u} . Här definieras också systemets utsignal som utböjningen av valsen, vilket förutsattes i modellen.

Ekvationerna (29), (31), (26) med index $i=3\dots6$, (32) och (33) kan skrivas i matrisform som nedan:

$$I_n \ddot{\mathbf{v}} + A_1 \dot{\mathbf{v}} + A_2 \mathbf{v} = C_1 \dot{u} + \frac{K}{\rho A} I_n u$$

där matrisen:

$$A_1 = \text{diag} \left[\frac{2c_m}{\rho A \Delta x} + \frac{c}{\rho A}, \frac{c}{\rho A}, \dots, \frac{2c_m}{\rho A \Delta x} + \frac{c}{\rho A} \right]$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} 2a+b+c & -4a & 2a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2a & c+5a & -4a & a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a & -4a & c+6a & -4a & a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a & -4a & c+6a & -4a & a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a & -4a & c+6a & -4a & a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a & -4a & c+6a & -4a & a \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a & -4a & c+5a & 2a \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a & -4a & 2a+b+c \end{bmatrix}$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} b \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \\ b \end{bmatrix}$$

$$a = \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4}$$

$$b = \frac{2K_m}{\rho A \Delta x}$$

$$c = \frac{K}{\rho A}$$

Laplacetransformering ger:

$$s^2 I_n V + sA_1 V + A_2 V = C_1 \bar{A} + sB_1 U + B_2 U$$

$$\text{där: } V = \mathcal{L}(v)$$

$$U = \mathcal{L}(u)$$

$$\bar{A} = \mathcal{L}(A)$$

$$B_1 = \frac{C}{\rho A} I_n$$

$$B_2 = \frac{K}{\rho A} I_n$$

Vi defihierar nu vektorn.

$$X_1 = V \quad (\text{ordning } n)$$

Då gäller att

$$s^2 I_n X_1 + sA_1 X_1 + A_2 X_1 = C_1 \bar{A} + (sB_1 + B_2) U$$

eller

$$s I_n X_1 = -A_1 X_1 + B_1 U + \frac{1}{s} \left[-A_2 X_1 + C_1 \bar{A} + B_2 U \right]$$

Inför nu

$$X_2 = \frac{1}{s} \left[-A_2 X_1 + C_1 \bar{A} + B_2 U \right]$$

eller

$$s I_n X_2 = -A_2 X_1 + C_1 \bar{A} + B_2 U$$

Detta ger systemekvationerna:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_1 & I \\ & -A_2 \\ & & 0 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} B_1 \\ \\ B_2 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ C_1 \end{bmatrix} A$$

$2n \times 1$ $2n \times 2n$ $2n \times n$ $2n \times 1$

Vilket är den observerbara kanoniska formen.

Den kanoniska formen ger följande explicita form på systemet.

$$\dot{x}_1 = -\left(\frac{2C_m}{\rho A \Delta x} + \frac{C}{\rho A}\right) x_1 + x_9 + \frac{C}{\rho A} u_1$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{C}{\rho A} x_2 + x_{10} + \frac{C}{\rho A} u_2$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{C}{\rho A} x_3 + x_{11} + \frac{C}{\rho A} u_3$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{C}{\rho A} x_4 + x_{12} + \frac{C}{\rho A} u_4$$

$$\dot{x}_5 = -\frac{C}{\rho A} x_5 + x_{13} + \frac{C}{\rho A} u_5$$

$$\dot{x}_6 = -\frac{C}{\rho A} x_6 + x_{14} + \frac{C}{\rho A} u_6$$

$$\dot{x}_7 = -\frac{C}{\rho A} x_7 + x_{15} + \frac{C}{\rho A} u_7$$

$$\dot{x}_8 = -\left(\frac{2C_m}{\rho A \Delta x} + \frac{C}{\rho A}\right) x_8 + x_{16} + \frac{C}{\rho A} u_8$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_9 = & -\left(\frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} + \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} + \frac{K}{\rho A}\right) x_1 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_2 - \frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_3 + \\ & + \frac{K}{\rho A} u_1 + \frac{K_m}{\rho A \Delta x} A \end{aligned}$$

$$\dot{x}_{10} = -\frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_1 - \left(\frac{K}{\rho A} + \frac{5EI}{\rho A (\Delta x)^4} \right) x_2 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_3 -$$

$$- \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_4 + \frac{K}{\rho A} u_2$$

$$\dot{x}_{11} = -\frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_1 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_2 - \left(\frac{K}{\rho A} + \frac{6EI}{\rho A (\Delta x)^4} \right) x_3 +$$

$$+ \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_4 - \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_5 + \frac{K}{\rho A} u_3$$

$$\dot{x}_{12} = -\frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_2 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_3 - \left(\frac{K}{\rho A} + \frac{6EI}{\rho A (\Delta x)^4} \right) x_4 +$$

$$+ \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_5 - \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_6 + \frac{K}{\rho A} u_4$$

$$\dot{x}_{13} = -\frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_3 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_4 - \left(\frac{K}{\rho A} + \frac{6EI}{\rho A (\Delta x)^4} \right) x_5 +$$

$$+ \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_6 - \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_7 + \frac{K}{\rho A} u_5$$

$$\dot{x}_{14} = -\frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_4 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_5 - \left(\frac{K}{\rho A} + \frac{6EI}{\rho A (\Delta x)^4} \right) x_6 +$$

$$+ \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_7 - \frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_8 + \frac{K}{\rho A} u_6$$

$$\dot{x}_{15} = -\frac{EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_5 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_6 - \left(\frac{K}{\rho A} + \frac{5EI}{\rho A (\Delta x)^4} \right) x_7 +$$

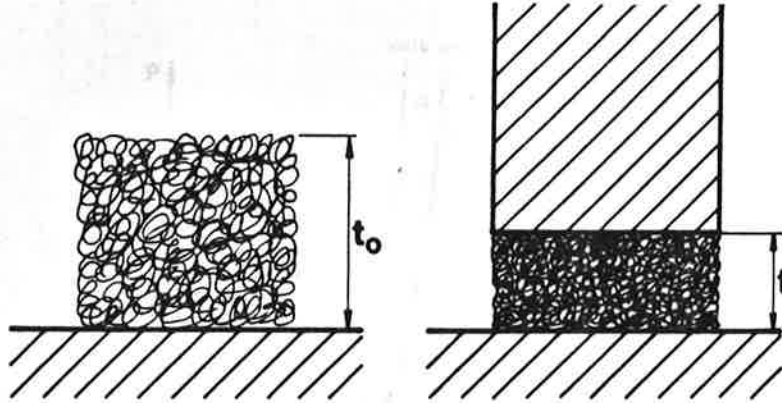
$$+ \frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_8 + \frac{K}{\rho A} u_7$$

$$\dot{x}_{16} = -\frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_6 + \frac{4EI}{\rho A (\Delta x)^4} x_7 - \left(\frac{2EI}{\rho A (\Delta x)^4} + \frac{2K_m}{\rho A \Delta x} + \frac{K}{\rho A} \right) x_8 +$$

$$+ \frac{K}{\rho A} u_8 + \frac{K_m}{\rho A \Delta x} A$$

2.8 Filtens fjäderkonstant.

I Nordiska Filts kompressionsekvation definieras kompressionen c som i figur 2.9 nedan.

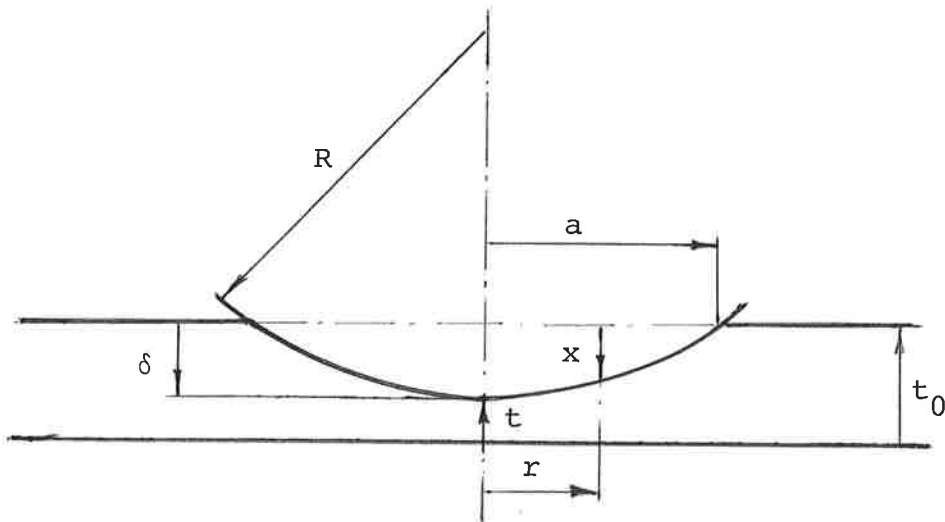


Kompression $c = \frac{t_0 - t}{t_0}$

Figur 2.9 Definition av filtkompression.

Kompressionen definieras: $c = \frac{t_0 - t}{t_0}$ (34)

Betrakta ett snitt av valsen när den tränger in i filten.



Figur 2.10 Snitt av vals och filt när valsen är inpressad i filten.

$$x = \sqrt{R^2 - r^2} - R + \delta$$

För ett pressnyp gäller:

$R \gg r$: detta ger

$$x \approx \delta$$

Ur figur 2.10 får man:

$$\delta = t_0 - t$$

Ekvation (34) ger då:

$$c = \frac{\delta}{t_0} \quad (35)$$

Kompressionsekvationen:

$$p = \alpha \left(\frac{c}{C^* - c} \right)^2$$

där α är en konstant med dimensionen $\frac{N}{m^2}$ och är karak-

teristiskt för filten. C^* är gränsvärdet för hur mycket filten kan komprimeras.

Enligt (35):

$$p = \alpha \left(\frac{\delta}{t_0 C^* - \delta} \right)^2 \quad (36)$$

Kraftpåverkan på valsen blir: (per längdenhet)

$$F = 2 \int_0^a \alpha \left(\frac{\delta}{t_0 C^* - \delta} \right)^2 dr \quad (37)$$

Kordasatsen ger: (se figur 2.10)

$$a^2 = \delta (D - \delta) \quad \text{där } D = 2R$$

För ett pressnyp gäller:

$$\delta \gg D$$

vilket ger:

$$a^2 = \delta D$$

$$a = \sqrt{\delta D}$$

Ekvation (37) kan skrivas:

$$F = 2 \int_0^{\sqrt{\delta D}} \alpha \left(\frac{\delta}{t_0 C^* - \delta} \right)^2 dr$$

$$F = 2 \alpha \sqrt{D} \left(\frac{\delta}{t_0 C^* - \delta} \right)^2 \sqrt{\delta} \quad (38)$$

Olinjär fjäderkonstant definieras:

$$K = \frac{dF}{d\delta}$$

Derivation av (5) ger:

$$K = 2 \alpha \sqrt{D} \frac{\delta \sqrt{\delta} (2.5 (t_0 C^* - \delta) + 2\delta)}{(t_0 C^* - \delta)^3}$$

2.9 Filtens förändring under dess livslängd.

I den pressnypsmodell som beskrivits i detta arbete betraktas filten som en viktlös olinjär fjäder. En bärande tanke i förklaringen till vibrationerna är att filten får en kvardröjande deformation efter en sammanpressning.

Tidsförloppet hos detta fenomen har inte närmare studerats. Detta är dock inte av så stor vikt eftersom tiden för ett filtvarv är stor jämfört med svängningstiden för valsen. Man kan nöja sig med antagandet att en kvardröjande deformation verkligen existerar.

En annan orsak som antas förstärka svängningarna i valsen är filtens sammanpressning under dess livslängd. Denna sammanpressning beskrivs i modellen som en förändring av filtparametrarna α och C^* .

Dessa varierar linjärt i tiden under filtens livslängd. Detta är ett antagande eftersom inga andra uppgifter finns. α och C^* varierar så att systemet blir styvare och olinjäriteten mer markant.

3. PROGRAMBESKRIVNING.

3.1 Allmänt.

SIMNON (ref 10) är ett interaktivt simuleringsprogram för olinjära system. Programmet har en struktur som beskrivs i 3.2 om man använder språket SIMNON. Det finns dock möjlighet att skriva simuleringsprogrammet i FORTRAN. Detta program är skrivet i SIMNON.

Goda möjligheter finns att simulera återkopplade reglersystem i SIMNON. Återkopplingen sker med ett så kallat CONNECTING SYSTEM. Denna möjlighet kan användas i systemet vals-filt för att återkoppla utböjningen via filtens dynamik och filttjockleken.

I återkopplingsloopen kan en tidsfördröjning göras som motsvarar tiden för ett filtvarv i pappersmaskinen. Detta faller dock på grund av tidsbrist utanför ramen för detta examensarbete.

3.2 SIMMONS struktur.

Simuleringsprogrammet SIMNON har följande struktur:

CONTINUOUS SYSTEM.....

INPUT.....

OUTPUT.....

TIME T

STATE.....

DER.....

INITIAL

.....

.....

.....

.....

OUTPUT

.....

.....

.....

.....

DYNAMICS

.....

.....

.....

.....

KM:.....

EI:.....

Förklaring av de olika satserna:

CONTINUOUS SYSTEM < NAMN >

Med denna sats definieras systemet som innehållet i filen med namnet NAMN.

INPUT: definierar insignalerna till systemet.

OUTPUT: definierar utsignalerna till systemet.

TIME T: definierar tiden.

STATE: definierar tillstånden i systemet.

DER: definierar derivatorna i systemet.

INITIAL

Efter INITIAL följer en sektion av programmet där konstanter i systemet beräknas. Här införs alltså initialvärden på tillstånd och derivator.

OUTPUT

I denna sektion tilldelas utsignalerna.

DYNAMICS

Här görs det egentliga beräkningsarbetet. Differentialekvationerna placeras här och löses sedan varje tidssteg. Alla variabler som förändras under simuleringen beräknas här.

Sist i programmet tilldelas alla variabler.

3.3 Programmet VALS. (Listning i Appendix)

INITIAL, OUTPUT och DYNAMIC sektionerna i simuleringsprogrammet förklaras här nedan.

INITIAL

Tilldelningen av A:

A är en konstant som beräknas en gång för att spara maskintid. Se kap 2.6 ekvation (27).

A tilldelas värdet: $\frac{EI}{\rho A \Delta x}$

Tilldelning av R1 och R2:

R1 och R2 är konstanter som beräknas ur randvillkoren för valsen. Se kap 2.4 ekvation (22).

Tilldelning av T0:

T0 tilldelas filttjockleken TJOCK för att få ett kortare skrivsätt i programmet.

OUTPUT

Utsignalen från systemet är läget hos masspunkterna, alltså tillstånden X1 till X8.

DYNAMIC

Beräkning av ACST och AALF: (aktuella värden på C* och alfa)

$$ACST = (CS1 + T/L*(CS2 - CS1))$$

$$AALF = (AL1 + T/L*(AL2 - AL1))$$

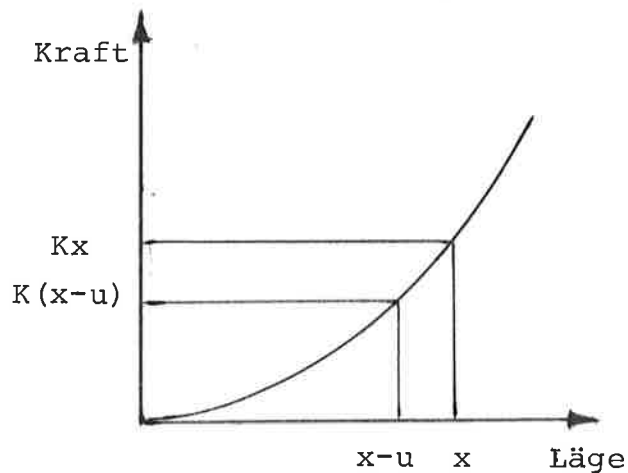
Dessa uttryck ger upphov till att ACST och AALF varieras linjärt mellan värdena CS1 och CS2 respektive AL1 och AL2 under livslängden L. Detta är endast ett antagande eftersom det inte finns uppgifter på parametrarnas variation i tiden. Programmet kan dock lätt ändras så att ACST och AALF får ett annat tidsberoende.

Beräkning av fjäderkonstanten.

Uttrycket för fjäderkonstanten förklaras i kap 2.8.

Den kanoniska formen förutsätter att systemet är linjärt och måste alltså korrigeras.

Betrakta den olinjära fjäderkonstanten.



Den kraft som verkar på masselementen är som tidigare nämnts: $K(x-u)$ där K är beroende av x och u . När den kanoniska formen tecknades uppdelades uttrycket i $Kx - Ku$. I uttrycket för fjäderkonstanten K är $(x-u)$ argument i både Kx och Ku .

Uttrycket för fjäderkonstanten som gäller:

$$P11 = ACST - (X1-U1)$$

$$K11 = Q * (X1-U1) * SQRT(X1-U1) * (2,5 * P11 + 2 * (X1-U1)) / (P11 * P11 * P11)$$

För att undvika ett av simuleringen om $X-U$ blir negativt, (beräkning av roten av ett negativt tal) testas tecknet på $X-U$. Detta ger följande satser för beräkning av fjäderkonstanten:

$$P1 = ACST - (X1-U1)$$

$$K1 = IF (X1-U1) > 0 THEN Q * (X1-U1) * SQRT(X1-U1) * (2,5 * P1 + 2 * (X1-U1)) / (P1 * P1 * P1) ELSE 0$$

Systemets derivator DX1 till DX8:

Eftersom filten inte kan uppta dragspänningar kan dämpningskraften endast vara positiv. Dämpningskraften skall vara satt till ett konstant värde eller till 0 beroende på om valshastigheten relativt filtunderlaget är positiv eller negativ.

För att testa om ovanstående villkor är uppfyllt, testas tecknet på X9 till X16 med satserna :

$$Z11 = -(R2+C)*X1+X9+C*U1$$

$$F1 = \text{IF } X9 > 0 \text{ THEN } Z11 \text{ ELSE } -R2*X1+X9$$

$$DX1 = F1$$

Man inser ur den första satsen att X9 är den hastighet som det odämpade systemet har ($R2 = C = 0$). I initialtillståndet testar man på det odämpade systemet. Om X9 är positivt kommer dock en dämpning att införas och tillstånden beräknas med hänsyn till detta.

Derivatorna DX9 till DX16:

Dessa ekvationer förstås lättast om man ser kap 2.7 och jämför med programmet.

Förklaring till konstanterna:

KM: Stativets fjäderkonstant.

RAMP: Hastigheten hos ansättningen av valsens.

TJOCK: Filttjockleken.

DLTAX: Längden av ett valselement.

EI: Valsens böjstyvhetsmoment.

ANSATT: Storleken av ansättningen av valsens.

NYAL: Alfa hos den nya filten.

BEGAL: Alfa hos den begagnade filten.

LIVSL: Filtens livslängd.

NYCS: C-stjärna hos den nya filten.

BEGCS: C-stjärna hos den begagnade filten.

CM: Dämpningsfaktorn i maskinstativet.

FDAMP: Filtens dämpningsfaktor.

DENS: Valsmaterialens densitet.

AREA: Valsens tvärsnittsarea.

DIAM: Valsens diameter.

3.4 Programmet SKARV.

Detta program är ett CONNECTING SYSTEM som sänder in insig-
naler till programmet VALS under simuleringen. Insignalerna
kan vara av två slag, pulser eller sinusformiga. Både pulserna
och sinussignalerna kan sändas in rakt mot valsen eller snett,
beroende på värdet av variabeln SNED.

Förklaring av konstanterna:

W: Vinkelfrekvensen hos den sinusformiga störningen.

K1 och K2: Väljare mellan puls- och sinusstörning.

A: Tidsförskjutning av pulserna.

SNED: Snedställning av puls- och sinusstörning.

AM: Amplitud hos sinusstörning.

DT: Pulsens varaktighet.

PULS: Pulsens amplitud.

Listning av programmet återfinns i Appendix.

4.4 Experimentell bestämning av filtens dämpningsfaktor.

Dämpningsfaktorn i filten är av mycket stor vikt eftersom denna påverkar pressens dynamik kraftigt.

Svenska Textilforskningsinstitutet har utfört prover på olika filter. Proven har gått till så, att man har släppt en stålkula mot en filt som ligger på ett stumt underlag. Återstudshöjden noterades sedan. Man försökte inte bestämma någon egenskap hos filtarna i absoluta tal, utan proven tjänade som jämförelse mellan filter.

I detta arbete har jag använt mig av värden på studscoefficienter som TEFO presenterade i sin rapport. De definieras där som förhållandet mellan återstudshöjd och fallhöjd. Ur detta material har kulans anslagshastighet och dess hastighet när den lämnar filten beräknats. Sedan utvecklades en modell för kulan och filtens dynamik, med Nordiska Filts kompressionsekvation som utgångspunkt. I modellen används en olinjär fjäderkonstant som härleds i 4.4.1. Ett program skrevs i SIMNON och systemet simulerades. Vid simuleringen sattes anslagshastigheten som begynnelsevillkor på hastigheten. Dämpningen i filten anpassades sedan så att återstudshastigheten stämde med givna värden.

4. BERÄKNING AV INGÅNGSDATA.

4.1 Allmänt.

De parametrar som behövs beräknas, är stativets fjäderkonstant K_m och valsens böjstyvhet EI . Båda beräkningarna är överslagsberäkningar och kan avvika relativt mycket från det verkliga värdet. Stativets fjäderkonstant är svår att ange med större noggrannhet eftersom valsen ansätts med hydraulkolvar. Elasticiteten i dessa är svår att beräkna varför kolvarna betraktas som stela. Fjädringen antas därför ske i de länkstag som förbinder kolvarna med valsen (se figur 2.4 kap 2.4). Fjäderkonstanten för staget har approximativt beräknats med ritning från KMW som underlag.

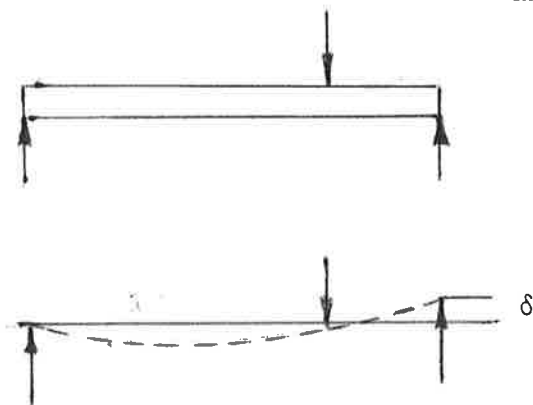
Valsens böjstyvhet är även den, besvärlig att beräkna på ett enkelt sätt. Valsen har i detta arbete betraktats som en cylinder längs hela sin utsträckning. Detta är en grov uppskattning med tanke på axeltapparna i ändarna på valsen.

Vid en noggrannare undersökning av vibrationsproblemet bör större vikt läggas vid valsens elastiska egenskaper.

EI har här beräknats med utgångspunkt av ritning från KMW.

4.2 Stativets fjäderkonstant.

Approximativa beräkningar av K_m :



Figur 4.1 Den uppskattade kraftsituationen på länkarmen.

Elementarfall för böjning ger:

$$\delta = \frac{P(0.65)^3}{EI} \left(\frac{0.4}{0.65} \right)^2 \left(\frac{0.15}{0.65} \right)^2 = \frac{P0.4^2 0.15^2}{EI0.65}$$

Ur tabell erhålls:

$$E = 200 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

I beräknas för konstant tvärsnitt:

$$I = \frac{bh^3}{12} = 5 \times 10^{-6}$$

detta ger utböjningen:

$$\delta = P5.53 \times 10^{-9} \text{ m}$$

om hänsyn tages till länkarmens rotation, får man:

$$\delta = \frac{0.65}{0.4} P5.53 \times 10^{-9} = P9.0 \times 10^{-9}$$

Fjäderkonstanten blir då:

$$K_m = \frac{P}{\delta} \approx 0.1 \times 10^9 \text{ N/m}$$

4.3 Valsens böjstyvhet.

EI för valsen beräknas här som för ett cylindriskt rör, vilket är en grov uppskattning. Måtten är hämtade från en ritning av en pressvals i pappersmaskinen i Skoghall.

$$E = 200 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4)$$

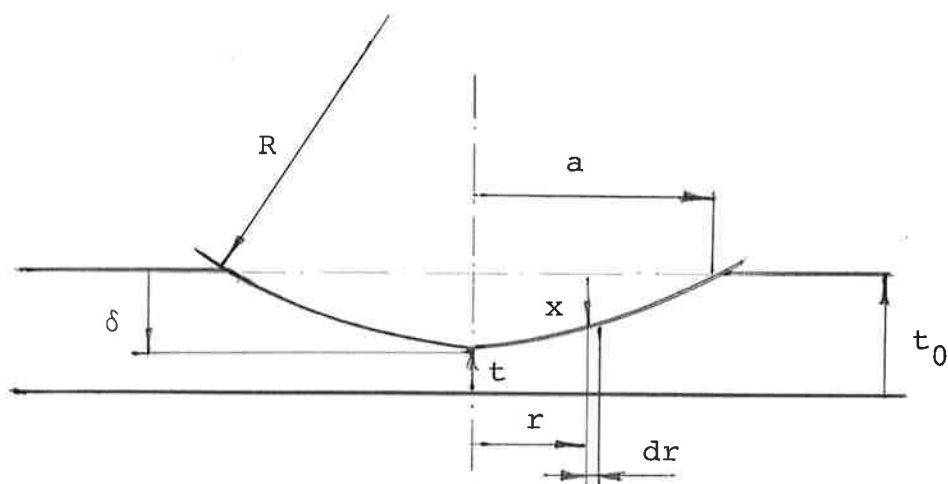
$$R = 0.6$$

$$r = 0.6 - 0.035 = 0.565$$

$$I = \frac{\pi}{4} (0.6^4 - 0.565^4) = 0.028$$

$$EI = 200 \times 0.028 \times 10^9 = 5.6 \times 10^9$$

4.4.1 Härledning av fjäderkonstant.



Figur 4.2 Geometrin när kulan träffar filten.

$$x = \sqrt{R^2 - r^2} - R + \delta$$

$R \gg r$ ger:

$$x \approx \delta$$

Kompressionsekvationen:

$$P = \alpha \left(\frac{c}{C^* - c} \right)^2$$

Samma beräkningar som i 2.8 ger:

$$P = \alpha \left(\frac{\delta}{C^* t_0 - \delta} \right)^2$$

Kraftpåverkan på kulan:

$$F = \int_0^a 2\pi p(x) r dr$$

Insättning av kompressionsekvationen ger:

$$F = 2\pi \int_0^a \alpha \left(\frac{\delta}{t_0 C^* - \delta} \right)^2 r dr$$

(39)

Betrakta fig. 4.2 ; Kordasatsen ger:

$$a^2 = \delta (D - \delta)$$

$D \gg \delta$ ger:

$$a^2 \approx \delta D \Rightarrow a = \sqrt{\delta D}$$

Insättning i (39) ger:

$$F = 2\pi \int_0^{\sqrt{\delta D}} \alpha \left(\frac{\delta}{t_{0C^*} - \delta} \right)^2 r dr \text{ ger:}$$

$$F = \pi \alpha \left(\frac{\delta}{t_{0C^*} - \delta} \right)^2 \delta D$$

Olinjär fjäderkonstant definieras som:

$$K = \frac{dF}{d\delta}$$

$$K = \frac{d}{d\delta} \left(\pi \alpha D \frac{\delta^3}{(t_{0C^*} - \delta)^2} \right)$$

Derivation med avseende på δ ger:

$$K = \pi \alpha D \left(\frac{3\delta^2 (t_{0C^*} - \delta)^2 + \delta^3 2 (t_{0C^*} - \delta)}{(t_{0C^*} - \delta)^4} \right)$$

Fjäderkonstanten kan alltså skrivas som:

$$K = \pi \alpha D \delta^2 \left(\frac{3(t_0 C^* - \delta) + 2\delta}{(t_0 C^* - \delta)^3} \right)$$

Dämpningskonstanten skall anges per ytenhet.

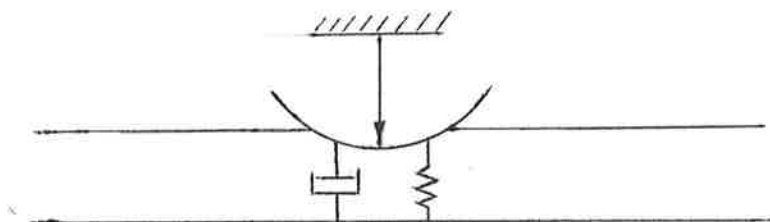
Kraftpåverkan på kulan på grund av dämpning blir då:

$$F_c = C \pi a^2$$

Insättning av storheter ur fig. 4.2 ger:

$$F_c = C \pi \delta D$$

4.4.2 Systemets rörelseekvation.



Figur 4.3 Definition av lägesvektorn för kulan.

Systemets rörelseekvation:

$$m\ddot{x} = -C\dot{x} - Kx$$

$$\ddot{x} = -\frac{C\dot{x}}{m} - \frac{Kx}{m}$$

Detta kan skrivas på tillståndsform:

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{C}{m}x_2 - \frac{K}{m}x_1$$

Det är denna form av uttrycket som används i simuleringsprogrammet.

Beräkning av återstudshastighet.

Givet: anslagshastighet: v_0 4,95 m/s

studskoefficient: $k = 0,14$

Fallhöjd: $h_0 = \frac{(4,95)^2}{2g} = 1,25$ m

Återstudshöjd: $h = kh_0 = 0,17$ m

Återstudshastighet: $v_{ut} = \sqrt{2gkh_0} = 1,85$ m/s

4.4.3 Simuleringsprogram.

Med utgångspunkt från rörelseekvationerna i kap 4.4.2 skrevs ett simuleringsprogram för systemet. Filtens olinjäritet är utan approximation beskriven i programmet.

I programmet tas även hänsyn till att inga dragspänningar kan uppstå mellan filt och kula. Den enda dragkraft som kan uppstå är dämpningskraften.

Denna krafts tecken beror på om kulans hastighet är positiv eller negativ. Därför görs i programmet en test på kulans hastighet, är den negativ sätts dämpningskraften till sitt rätta värde, annars sätts den till noll.

Listning av programmet i Appendix.

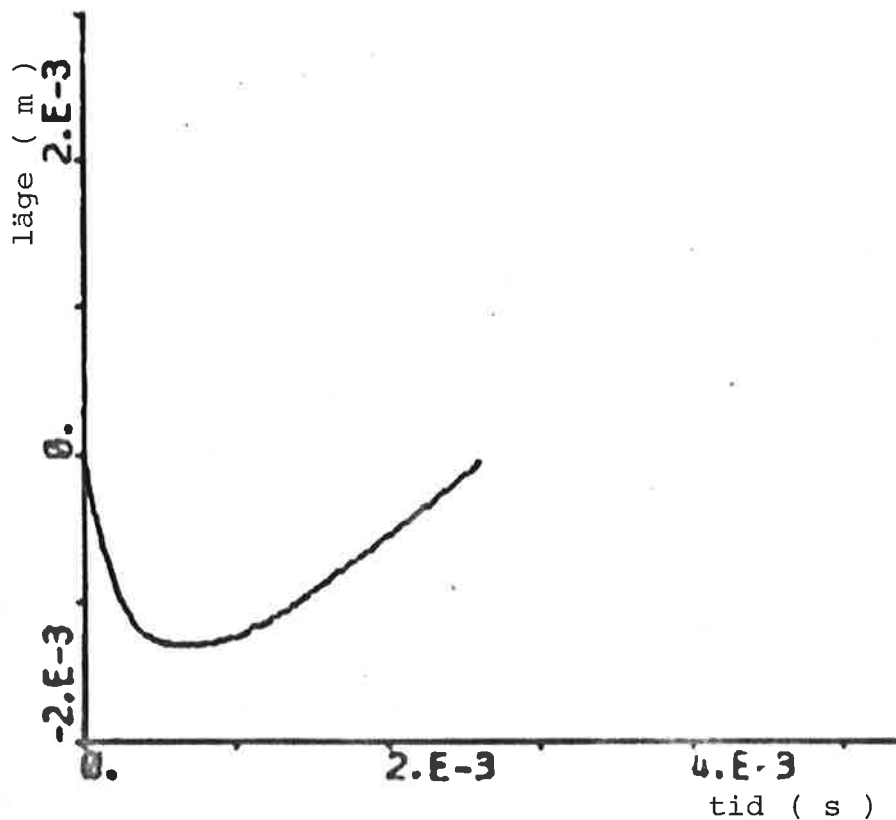
4.4.4 Resultat:

I TEFO:s rapport framgår det att dämpningsfaktorn i en filt har litet hastighetsberoende. Detta innebär att det inte råder någon renodlad viskös dämpning i filten.

I denna bestämning av dämpningsfaktorn och i pressnypsmodellen är det förutsatt att det råder viskös dämpning. Detta innebär att man måste finna en ekvivalent viskös dämpning istället för den verkliga dämpningen.

Den ekvivalenta dämpningen kan uppskattas om man jämför de hastigheter som förekommer i kulförsöket och modellen.

Figur 4.4 nedan visar hur kulan studsar mot filten, när filt-dämpningen är anpassad så att återstudshastigheten stämmer med beräknat värde.



Figur 4.4 Läget som funktion av tiden hos en kula som studsar mot en filt med givna parametervärden.

5. SIMULERINGSRESULTAT.

5.1 Allmänt.

Press nr.3 i pappersmaskin 5 i Skoghall har valts som arbets-exempel. Överslagsberäkningar med utgångspunkt från material från KMW, gav fjäderkonstanten K_m och böjstyvheten EI. Uppgifter om filtparametrarna C^* och α erhålls från Nordiska Maskinfilt AB (ref 12).

För att kontrollera om modellen är korrekt jämförs simuleringsresultaten med mätningar utförda av Nordiska Maskinfilt AB på den aktuella pappersmaskinen.

Det totala systemet som beskriver pressens dynamik består av delsystemet för valsens dynamik och en löpande filt. Detta innebär att man återkopplar utsignalen (utböjning) från systemet VALS via en tidsfördröjning till insignalen (filttjocklek) till VALS. Tiden för detta arbete medger dock inte simulering av det återkopplade systemet.

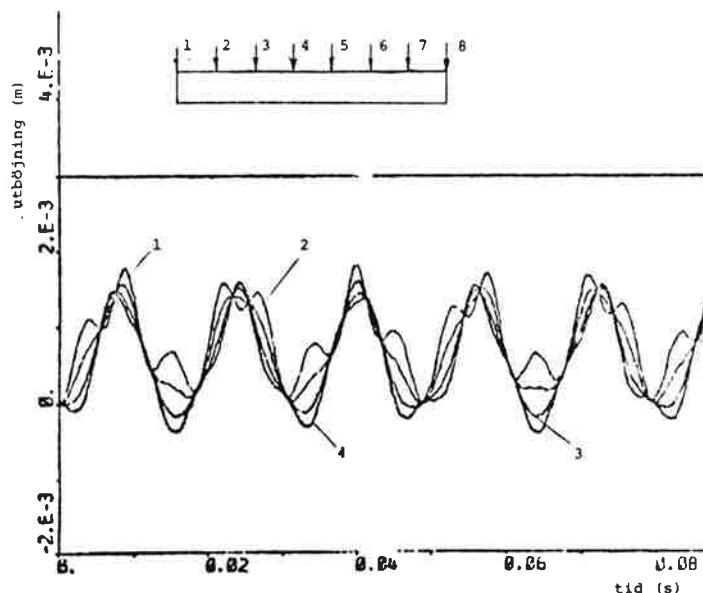
För att trots detta kunna testa hypotesen i kap 1.3 simuleras några förekommande störningar. För att minska körtiden på datorn har filtdämpningen minskats för att självsvängningar fortare skall utvecklas.

De störningar som simuleras är följande:

- . Stegvis ansättning av valsen mot filten.
- . Puls i filttjockleken.
- . Sinusformig rak störning i filttjockleken.
- . Sinusformig sned störning i filttjockleken.

5.2 Stegvis ansättning av valsen.

Vid denna simulering sätts filtdämpning och dämpning i maskinstativet till noll. Syftet med simuleringen är att notera karakteristiska frekvenser och jämföra dessa med mätningar och beräkningar. Ur figur 5.1 framgår att de karakteristiska frekvenserna är ca 50 Hz och ca 200 Hz.



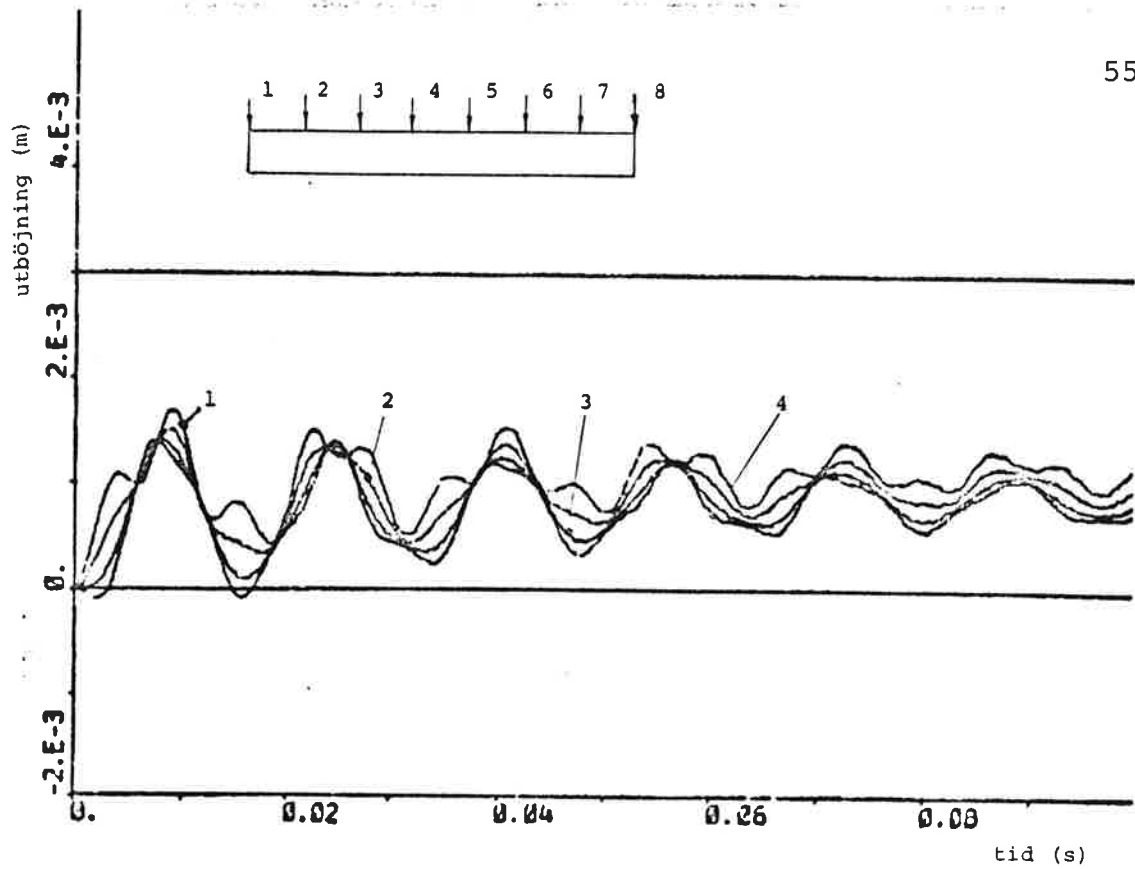
Figur 5.1 Stegsvär hos valsen när filtdämpningen är noll.

Valsens fria böjsvängningsfrekvens har beräknats till: 66 Hz. Valsens fria svängningsfrekvens, om den betraktas som stel, har beräknats till: 26.7 Hz.

Ur mätningarna vid maskinen är det svårt att urskilja de dominerande frekvenserna. En frekvens kan man trots allt urskilja ur alla mätrapporterna, den är ca 50 Hz (ref 13-15)

Ur detta resultat kan man dra slutsatsen att modellen är korrekt och de approximationer som är gjorda inte stör resultatet.

Ytterligare en simulering av stegvis ansättning har utförts, men här med filtdämpningen FDAMP satt till 10^6 . I figur 5.2 ges resultatet.

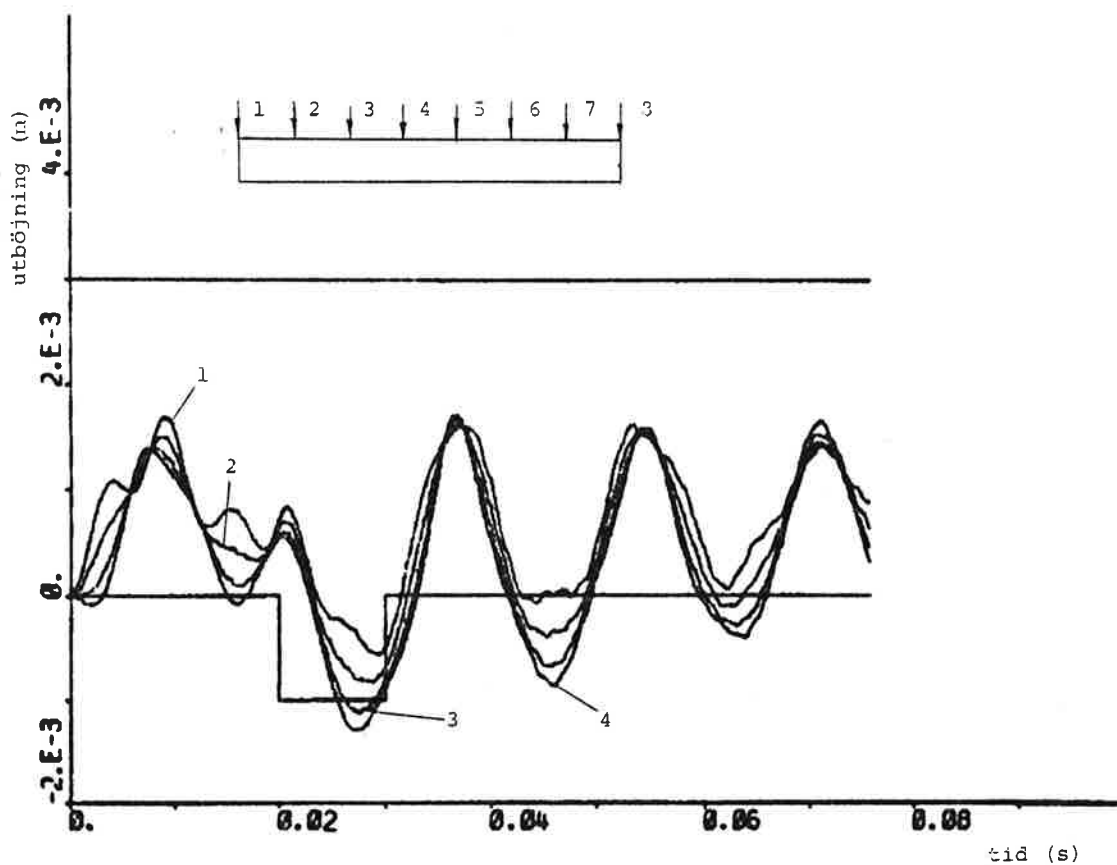


Figur 5.2 Valsens stegsvar vid filtdämpningen 10^6 .

Man ser att svängningen dämpas ut efter ca 6 perioder. Detta är ett troligt förlopp som kan duga som en grov uppskattning av filtdämpningen.

5.3 Puls i filttjockleken.

Insignalen till systemet är här en rak puls längs hela bredden på filten. Filtdämpningen sätts till 10^6 som diskuteras i 5.2. I figur 5.3 ser man att svängningsmoden för stel vals dominerar, men att man har en böjsvängning som ligger i fas med denna. Några övertoner kan inte iakttagas.



Figur 5.3 Valsens svar på en pulsstörning. Filtdämpningen är satt till 10^6 .

5.4 Sinusformig störning i filttjockleken.

Med utgångspunkt från 5.2 och 5.3 bestämdes frekvensen på störningen till 50 Hz. Detta skulle approximativt motsvara en tjockleksvariation som hade orsakats av valsens rörelse. Simuleringen är utförd på följande sätt.

Till att börja med sänds en rak sinusstörning längs hela bredden in mot valsen. Denna insignal simulerar ett redan utvecklat rakt vågmönster i filten. Systemets svar på denna störning är en egen-svängning med växande amplitud. I de mätningar som har utförts kan samma fenomen iakttagas (se figuren i kapitel 1.1).

Vid tiden $T=0.08$ ändras insignalen till en sned sinusstörning vilket innebär att de olika insignalerna u_1 till u_8 är fasförskjutna. Detta motsvarar att en filt med vågmönster snedställs. Man finner att amplituden sjunker. Även detta överensstämmer med verkligheten.

Efter ett insvängningsförlopp visar det sig att samma svängningsmod som innan snedställningen kommer att dominera. Detta innebär att förutsättning finns för att ett nytt vågmönster skall utvecklas.

Följande approximationer är gjorda vid denna simulering:

Insignalens amplitud är för stor. Detta för att egen-svängningar skall utvecklas fortare.

Snedställningen av vågmönstret är för stort. Också detta för att få ner körtiden på datorn.

Trots gjorda approximationer visar denna simulering att modellen kvalitativt sett ger samma resultat som de mätningar som är utförda.

Resultatet av simuleringen visas i figur 5.4 på nästa sida.

6. SLUTSATSER.

Simuleringarna i kapitel 5 visar att modellen kvalitativt sett överensstämmer med en verklig press. I de simuleringar som utförts har inte programmets alla möjligheter utnyttjats, t.ex filtens långsiktiga förändring (kap 2.9).

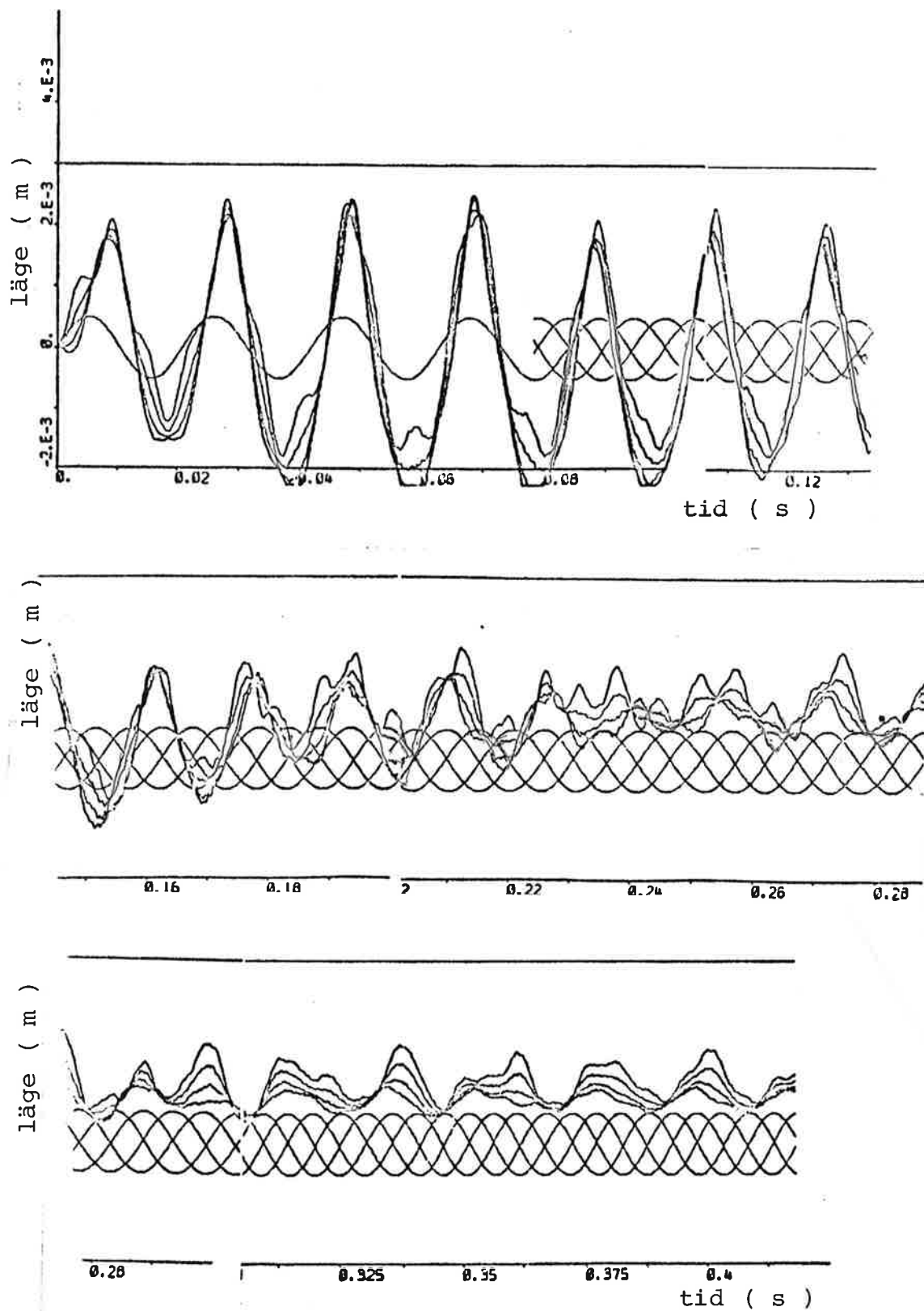
Simuleringsresultaten visar även att antalet masspunkter som systemet är indelat i är tillräckligt stort för att kunna representera förekommande svängningsformer.

I vår hypotes antog vi att orsaken till förstärkta vibrationer var en positiv återkoppling av filttjockleken. Resultatet från simulering 5.4 visar att vårt antagande med stor säkerhet är riktigt. Man bör dock komma ihåg att insignalerna till systemet är antagna och inte de verkliga.

Konsekvenserna av resultaten visar i stort på två vägar att angripa vibrationsproblemen. Här följer en allmänt hållen diskussion om dessa två lösningsförslags möjligheter och brister .

Ett angreppssätt är att införa ett nytt system som samverkar med valsen så att det totala systemet får ett högre gradtal. Kopplingen mellan detta system och valsen avpassas så att s.k antiresonans uppstår, vilket innebär att det införda systemet svänger i stället för valsen. Anpassningen av kopplingen mellan system och vals måste ske med ett aktivt styrsystem, eftersom störningen består av flera dominanta frekvenser som är okända. Tekniskt kan detta lösas på många sätt. Ett är en vals inuti pressvalsen med styrbara fjädrande och dämpande element som förbinder valsarna. Ett annat sätt är att pressa an en gummibelagd vals mot pressvalsen. Systemet styrs genom att variera anpressningen. Olinjäriteten i fjäderkonstanten medför att denna kommer att ändras vid anpressning, vilket gör systemet styrbart. Denna metod har använts med framgång för att lösa vibrationsproblem i glättstaplar i pappersmaskiner.

Nackdelen med ovanstående metod är att man endast sänker vibrationernas amplitud utan att påverka dess frekvens. Detta innebär att om positiv återkoppling av filttjockleken råder så kommer interferensmönster att utvecklas trots allt



Figur 5.4 Tidsförloppet vid sinusformig störning av valsen.

Man kommer endast att fördröja höga vibrationsintensiteter så länge systemets dämpare kan uppta rörelseenergin i den svängande valsen. Frågan är: kan fördröjningen vara så stor som filtens livslängd?

Det andra och mer lovande angreppssättet bygger på följande resonemang: Eftersom valsens svängningsfrekvens är oberoende av maskinhastigheten, kommer graden av positiv eller negativ återkoppling att bero endast av två variabler: maskinhastigheten och filtens längd. Eftersom filten är elastisk bör man välja filtens längd som styrvariabel. Man kan alltså sträcka filten så att den variation i filttjockleken som valsen åstadkom förskjuts en halv våglängd vid nästa filtvarv. Tjockleksvariationen kommer då att dämpa valsens svängning i stället för att förstärka den. När tjockleksvariationen används som medel att dämpa valsens vibrationer kommer valsen att ha en utjämnande effekt på filten. Man kan tänka sig att pressen blir okänsligare för vändveck, vaddskarvar och andra defekter i filten.

Ovanstående resonemang kan även tillämpas på maskiner utan reglerutrustning för att sträcka filten, på följande sätt: En noggrann modell utarbetas för valsens och filtens dynamik, med en återkoppling av filttjockleken. Denna modell bör vara en vidareutveckling av modellen som presenterats i detta arbete. Med utgångspunkt från modellen utvecklas ett relativt generellt simuleringsprogram. Med hjälp av programmet anpassas sedan filtens längd till den aktuella pressen så att vibrationsrisken minimeras. Detta förfarande är behäftat med den nackdelen att systemet inte anpassar sig när frekvenserna ändras under filtens livslängd. Metoden får därför anses som underlägsen den med en aktiv reglering av filtlängden.

Man bör komma ihåg att i en pappersmaskin förekommer fler störningskällor än de som beskrivits i detta arbete. Trots detta är jag övertygad att ovan skisserade angreppssätt kan leda till lösningen av vibrationsproblemen i presspartiet.

REFERENSER.

1. Hideya Yamazaki
Measurement and Analysis of Vibrations at Press Section
2. Rolf Tellack
Vibrationer i pappersmaskiner
3. Yoshiro Kitazima
Test Result of Bouncing Troubles.
4. K. Demmel
Vibrations- und Geschwindigkeitsmessungen an schnellaufenden Presssystemen.
5. Nils Andersson.
Pressvibrationer.
6. Nils Andersson.
Filtars kompressibilitet och inverkan på tryckfördelningen i valsnypp.
7. TEFO Teknisk Textil
filtars kompression i pressnyppet.
8. Robert J. Rudt.
Isolating the causes of vibrations in paper machines by means of real time spectrum analysis.
9. B. Bodelind.
Hållfasthetslära AK III
10. H. Elmqvist.
SIMNON- An interactive simulation program for nonlinear systems.

11. K.J Åström
Reglerteori
12. Utvecklingsavdelningen Nordiska Maskinfilt AB
Kompressionsmätning på filt i 3:e press PM5, Skoghall.
13. Nils Andersson.
Vibration measurement on the presses of PM5, Skoghall
1975-11-30
14. Nils Andersson.
Vibration measurement on the presses of PM5, Skoghall
1976-01-02
15. Nils Andersson.
Vibration measurement on the presses of PM5, Skoghall
1976-02-04

APPENDIX

CONTINUOUS SYSTEM VALS

"DETTA SYSTEM BESKRIVER EN PRESSVALS
 "OCH FILT I PRESSPARTIET PA EN PAPPERSMASKIN
 "INSIGNALER TILL SYSTEMET AR FILTTJOCKLEKEN
 "UTSIGNALER FRAN SYSTEMET AR VALSENS UTBOJNING
 INPUT U1 U2 U3 U4 U5 U6 U7 U8
 OUTPUT V1 V2 V3 V4 V5 V6 V7 V8
 TIME T
 STATE X1 X2 X3 X4 X5 X6 X7 X8 X9 X10 X11 X12 X13 X14 X15 X16
 DER DX1 DX2 DX3 DX4 DX5 DX6 DX7 DX8 DX9 DX10 DX11 DX12 DX13 DX14 DX15 DX16
 INITIAL
 A=EI/(DENS*AREA*DLTAX*DLTAX*DLTAX*DLTAX)
 AL1=NYAL
 AL2=BEGAL
 L=LIVSL
 CS1=NYCS
 CS2=BEGCS
 R1=2*KM/(DENS*AREA*DLTAX)
 R2=2*CM/(DENS*AREA*DLTAX)
 T0=TJOCK

OUTPUT

V1=X1
 V2=X2
 V3=X3
 V4=X4
 V5=X5
 V6=X6
 V7=X7
 V8=X8

DYNAMICS

"FOR ATT SIMULERA ANSATTNING SOM EN RAMP
 "BERAKNAS HAR AN SOM FUNKTION AV TIDEN T

AN=IF RAMP*T<ANSAT THEN RAMP*T ELSE ANSAT

"HAR BERAKNAS DEN VARIABLA FJADERKONSTANTEN
 "SOM FUNKTION AV UTBOJNINGEN OCH INSIGNAL

"EFTERSOM CSTJARNA OCH ALFA VARIERAR UNDER FILTENS
 "LIVSLANGD BERAKNAS HAR DE AKTUELLA VARDENA ACST OCH AALF
 ACST=(CS1+T/L*(CS2-CS1))
 AALF=(AL1+T/L*(AL2-AL1))

"Q INNEHALLER BEROENDET AV AALF OCH DIAM I
 "FJADERKONSTANTEN NARMARE FORKLARING I 2.1.6
 Q=AALF*2*SQR(DIAM)/(DENS*AREA)

"P=PARANTESEN :(CSTJARNA-SAMMANPRESSNINGEN) I
 "KOMPRESIONSEKVATIONEN

"VARFOR DIFFERANSEN (X-U) ANVANDS FORKLARAS I KAP 2.5

P1=T0*ACST-(X1-U1)
 B1=IF (X1-U1)>0 THEN Q*(X1-U1)*SQRT(X1-U1)*(2.5*P1+2*(X1-U1))/(P1*P1*P1) ELSE

P2=T0*ACST-(X2-U2)
 B2=IF X2-U2>0 THEN Q*(X2-U2)*SQRT(X2-U2)*(2.5*P2+2*(X2-U2))/(P2*P2*P2) ELSE 0

```

P3=T0*ACST-(X3-U3)
B3=IF X3-U3>0 THEN Q*(X3-U3)*SQRT(X3-U3)*(2.5*P3+2*(X3-U3))/(P3*P3*P3) ELSE 0

P4=T0*ACST-(X4-U4)
B4=IF X4-U4>0 THEN Q*(X4-U4)*SQRT(X4-U4)*(2.5*P4+2*(X4-U4))/(P4*P4*P4) ELSE 0

P5=T0*ACST-(X5-U5)
B5=IF X5-U5>0 THEN Q*(X5-U5)*SQRT(X5-U5)*(2.5*P5+2*(X5-U5))/(P5*P5*P5) ELSE 0

P6=T0*ACST-(X6-U6)
B6=IF X6-U6>0 THEN Q*(X6-U6)*SQRT(X6-U6)*(2.5*P6+2*(X6-U6))/(P6*P6*P6) ELSE 0

P7=T0*ACST-(X7-U7)
B7=IF X7-U7>0 THEN Q*(X7-U7)*SQRT(X7-U7)*(2.5*P7+2*(X7-U7))/(P7*P7*P7) ELSE 0

P8=T0*ACST-(X8-U8)
B8=IF X8-U8>0 THEN Q*(X8-U8)*SQRT(X8-U8)*(2.5*P8+2*(X8-U8))/(P8*P8*P8) ELSE 0

```

```

"C AR DAMPNINGSKRAFTEN SOM PAVERKAR VARJE ELEMENT TILL
"FOLJD AV X
"DE ENSKILDA ELEMENTENS LAGEN APPROXIMERAS MED XMEDL
"DE ENSKILDA INIGNALERNA APPROXIMERAS MED UMEDL
UMEDL=(U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8)/8
XMEDL=(X1+X2+X3+X4+X5+X6+X7+X8)/8
C=IF XMEDL-UMEDL>0 THEN FDAMP*SQRT(XMEDL-UMEDL)*DIAM/(DENS*AREA) ELSE 0
"HAR BERAKNAS SYSTEMETS DERIVATOR

```

```

"EFTERSOM DET INTE KAN UPPSTA NAGRA DRAGSPANNIGNAR
"I SNITTET MELLAN VALS OCH FILT KAN DAMPNINGSKRAFTEN
"ENDAST VERKA PA VALSEN NAR DERIVATAN DXN AR POSSITIV
Z11=-(R2+C)*X1+X9+C*U1
F1=IF X9>0 THEN Z11 ELSE -R2*X1+X9
DX1=F1

```

```

Z12=-C*X2+X10+C*U2
F2=IF X10>0 THEN Z12 ELSE X10
DX2=F2

```

```

Z13=-C*X3+X11+C*U3
F3=IF X11>0 THEN Z13 ELSE X11
DX3=F3

```

```

Z14=-C*X4+X12+C*U4
F4=IF X12>0 THEN Z14 ELSE X12
DX4=F4

```

```

Z15=-C*X5+X13+C*U5
F5=IF X13>0 THEN Z15 ELSE X13
DX5=F5

```

```

Z16=-C*X6+X14+C*U6
F6=IF X14>0 THEN Z16 ELSE X14
DX6=F6

```

```

Z17=-C*X7+X15+C*U7
F7=IF X15>0 THEN Z17 ELSE X15
DX7=F7

```

```

Z18=-(R2+C)*X8+X16+C*U8
F8=IF X16>0 THEN Z18 ELSE -R2*X8+X16
DX8=F8

```

"EKVATIONERNA FOR DX9,DX10,DX15 OCH DX16 INNEHALLER RANDVILLKOREN
"EKVATIONERNA HARLEDS OCH FORKLARAS I KAP 2.1.3 OCH 2.1.5

DX9=- (2*A+R1+B1)*X1+4*A*X2-2*A*X3+B1*U1+R1*AN
DX10=2*A*X1-(B2+5*A)*X2+4*A*X3-A*X4+B2*U2
DX11=-A*X1+4*A*X2-(B3+6*A)*X3+4*A*X4-A*X5+B3*U3
DX12=-A*X2+4*A*X3-(B4+6*A)*X4+4*A*X5-A*X6+B4*U4
DX13=-A*X3+4*A*X4-(B5+6*A)*X5+4*A*X6-A*X7+B5*U5
DX14=-A*X4+4*A*X5-(B6+6*A)*X6+4*A*X7-A*X8+B6*U6
DX15=-A*X5+4*A*X6-(B7+5*A)*X7+2*A*X8+B7*U7
DX16=-2*A*X6+4*A*X7-(2*A+R1+B8)*X8+B8*U8+R1*AN

KM:1.E8
RAMP:0
TJOCK:5E-3
DLTAX:1.07857
EI:5.6E9
ANSAT:0.000
NYAL:1.817E6
BEGAL:0.628E6
LIVSL:1440000.0
NYCS:0.76
BEGCS:0.588
CM:0.000
FDAMP:1.05E7
DENS:7.8E3
AREA:0.1253
DIAM:1.2
X1:0.000
X2:0
X3:0
X4:0
X5:0
X6:0
X7:0
X8:0
END

CONTINUOUS SYSTEM TEST

"DETTA AR SYSTEM SOM BESKRIVER EN

"KULA SOM STUDESAR PA EN FILT

TIME T

"TILLSTANDEN AR KULANS LAGE OCH HASTIGHET

STATE X1 X2

DER DX1 DX2

INITIAL

"X2 AR KULANS HASTIGHET NAR DEN TREFFAR FILTEN

X2=HAST

"B AR EN KONSTANT I UTTRYCKET

"FOR FJADERKONSTANTEN

$B=3.1416*ALFA*DIAM/MASSA$

DYNAMICS

DX1=X2

"FOR ATT BEHALLA KOMPRESIONSUTTRYCKET

"TROTS ATT LAGESKOORDINATEN AR NEGATIV

"BERAKNAS ABSOLUTBELOPPET AV X1

$AX1=SQRT(X1*X1)$

"HAR BERAKNAS PARANTESEN (CST-AX1) FOR ATT FORKARTA UTTRYCKET

$D=(TJOCK*CST-AX1)$

$C=(DAMP/MASSA)*3.1416*(AX1*DIAM)$

$F0=-C*X2-B*AX1*AX1*(3*D+2*AX1)/(D*D*D)*X1$

$F=IF X2<0 THEN F0 ELSE -R*AX1*AX1*(3*D+2*AX1)/(D*D*D)*X1$

DX2=F

HAST:-4.95

MASSA:0.25

DAMP:0.70

ALFA:1.817E6

CST:0.76

DIAM:0.04

TJOCK:5E-3

END

CONNECTING SYSTEM SKARV

TIME T

A1=IF T<A THEN 0 ELSE IF T>A+DT THEN 0 ELSE PULS

A2=IF T<A+SNED THEN 0 ELSE IF T>A+SNED+DT THEN 0 ELSE PULS

A3=IF T<A+2*SNED THEN 0 ELSE IF T>A+2*SNED+DT THEN 0 ELSE PULS

A4=IF T<A+3*SNED THEN 0 ELSE IF T>A+3*SNED+DT THEN 0 ELSE PULS

A5=IF T<A+4*SNED THEN 0 ELSE IF T>A+4*SNED+DT THEN 0 ELSE PULS

A6=IF T<A+5*SNED THEN 0 ELSE IF T>A+5*SNED+DT THEN 0 ELSE PULS

A7=IF T<A+6*SNED THEN 0 ELSE IF T>A+6*SNED+DT THEN 0 ELSE PULS

A8=IF T<A+7*SNED THEN 0 ELSE IF T>A+7*SNED+DT THEN 0 ELSE PULS

B1=AM*SIN(W*T)

B2=AM*SIN(W*(T+SNED))

B3=AM*SIN(W*(T+2*SNED))

B4=AM*SIN(W*(T+3*SNED))

B5=AM*SIN(W*(T+4*SNED))

B6=AM*SIN(W*(T+5*SNED))

B7=AM*SIN(W*(T+6*SNED))

B8=AM*SIN(W*(T+7*SNED))

U1[VALS]=K1*A1+K2*B1

U2[VALS]=K1*A2+K2*B2

U3[VALS]=K1*A3+K2*B3

U4[VALS]=K1*A4+K2*B4

U5[VALS]=K1*A5+K2*B5

U6[VALS]=K1*A6+K2*B6

U7[VALS]=K1*A7+K2*B7

U8[VALS]=K1*A8+K2*B8

W:0

K1:0

K2:1

A:0

SNED:0

AM:0

DT:0

PULS:0