

Plc'en som regulator i hydrauliske servosystemer

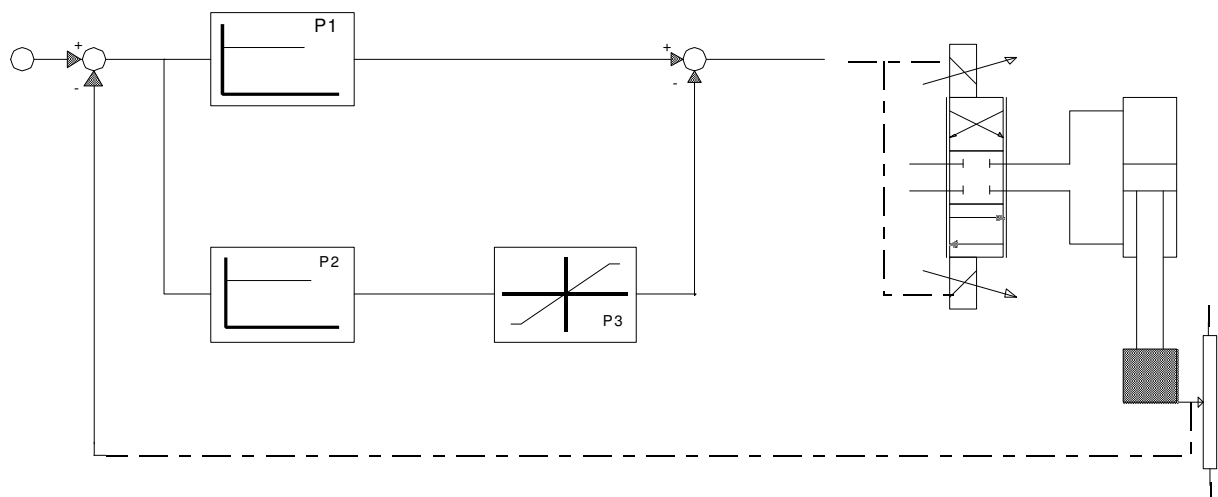
Peter Windfeld Rasmussen

For 20 år siden så de første digitale eller computerstyrede servosystemer dagens lys i forskellige laboratorier. Det var store sager, og krævede megen opfindsomhed af programmøren. I de år blev en række væsentlige værker og teorier om digital reguleringsteknik til. Imidlertid ændrede de dedikerede systemer sig så hurtigt, at de kommercielle regulatorer blev deres analoge brødre overlegne, og der sælges i dag så at sige igen analoge regulatorer til proces og elektromotor regulering. Kun til hydrauliske systemer ses endnu analoge systemer. Nok mest fordi de endnu er de digitale overlege hvad pris angår.

Nu har tidens plc styringer også nået en regnekraft der gør dem anvendelige til reguleringsformål i den hurtige ende. I mange år har det været muligt at købe særlige positioneringsmoduler til plc'en, men at integrere selve positionsalgoritmen i plc'ens program er først indefor de sidste år blevet muligt. I det følgende gennemgås et praktisk eksempel på anvendelse og algoritmer til en hydraulisk akse. Endvidere gives anvisninger på løsning af praktiske problemer.

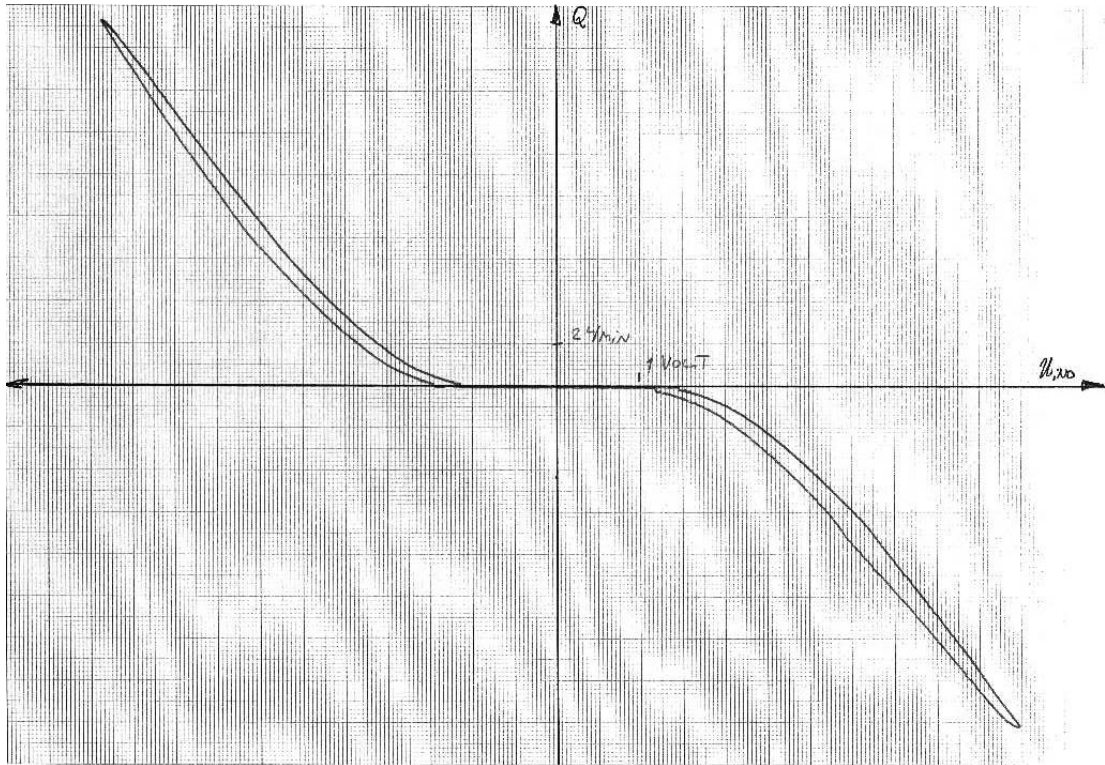
Problemstillingen

I figur 1 ses en typisk akse til positionering af en hydraulisk cylinder. Til at styre cylinderen anvendes en proportional- eller servoventil. Af økonomiske og sikkerhedsmæssige årsager er proportionalventilen at foretrække. Med sin begrænsede dynamik virker ventilen som et filter mod svingninger, og dens overdækning i nul giver reduceret lækage og øget sikkerhed for fastholdelse af cylinderen, såfremt reguleringsystemet fejler.



Figur 1 Et hydraulisk positionsreguleringssystem med høj positionsforstærkning

Af besværligheder med proportionalventiler skal især fremhæves den ulinære karakteristik mellem volumenstrøm og styresignal, den førnævnte overdækning, samt den spredning der er fra ventil til ventil som følge af produktionstolerancer. Figur 2 viser en typisk karakteristik for en gængs proportionalventil uden integreret positionstransducer, hvoraf dødbånd og ulinearitet fremgår. De nævnte faktorer gør at proportionalventiler som oftest kun kan bruges til positionering ved opgaver hvor hastigheden er lav ($< 0,3$ m/sec), og nøjagtighedskravet lille ($< \pm 3$ mm).



Figur2 Karakteristik for en proportionalventil uden positionstransducer

Skal disse forhold forbedres, skal der kompenseres herfor, og producenterne sælger da også styrekort der muliggør trimning så ovennævnte faktorer kompenseres. Ulempen herved er imidlertid en høj kostpris for den eksterne elektronik, og en ganske omfattende trimningsprocedure ved kort- eller ventilsift. Langt bedre er det at overføre disse kompensationer til maskinens PLC program, og indføre simple justeringsrutiner i programmets servicefunktioner. Opbygningen af sådanne PLC programmer er naturligvis omfattede, og næppe interessant for maskinbyggere der producerer "one of a kind". For den serieproducerende maskinbygger stiller opgaven sig dog anderledes, ikke mindst når kravet er sikkerhed for reservedele i mere end 20 år, efter at maskinen er leveret.

Indledende overvejelser

For at en digital regulator kan realiseres i en PLC er det nødvendigt at nogle forudsætninger er opfyldt. Den vigtigste er at regneoperationerne kan foretages med den fornødne nøjagtighed, og indenfor et givet fast tids interval.

Tidsintervallet er overordentlig kritisk, og skal som oftest være på 10 millisekunder eller mindre, men det afhænger naturligvis af den acceleration og hastighed som cylinderen skal have. Et overslag over den nødvendige scantid kan udføres således :

1. Beregn systemets laveste naturlige egenfrekvens ω_0 i rad/sec.¹
2. Divider denne værdi med 10, og tag den reciprokke heraf. Dette tal kan tages som en rettesnor for den korteste accelerations og bremsetid en cylinder kan udsættes for, uden at det kommer til svingninger i systemet.²
3. Skal et rimeligt afbremsningsforløb realiseres, skal styresignalet som et minimum opdateres 10 gange under bremseforløbet, hvorfor PLC'ens scantid kan findes som minimum 1/10 af accelerations & bremsetiden.

At realisere scantider på 10 ms i et stort PLC program er naturligvis vanskeligt, og positioneringsprogrammet skal derfor heller ikke placeres i programmets hovedscan, men derimod i en interrupt rutine der kun er aktiv mens positioneringsforløbet er i gang.

Reguleringsmetoder

Hvordan skal PLC'en så styre cylinderen på plads ? - Flere muligheder står åbne, og det hele afhænger naturligvis af de mere subjektive parametre, såsom programmørens erfaring, krav til hastighedsprofilens udformning etc. I det følgende gennemgås en række forskellige metoder med stigende kompleksitet og de illustreres alle med målinger med metoderne anvendt på det samme fysiske system, en proportionalventil forbundet med slanger og rør til en lodret hængende cylinder med en relativ stor masselast.

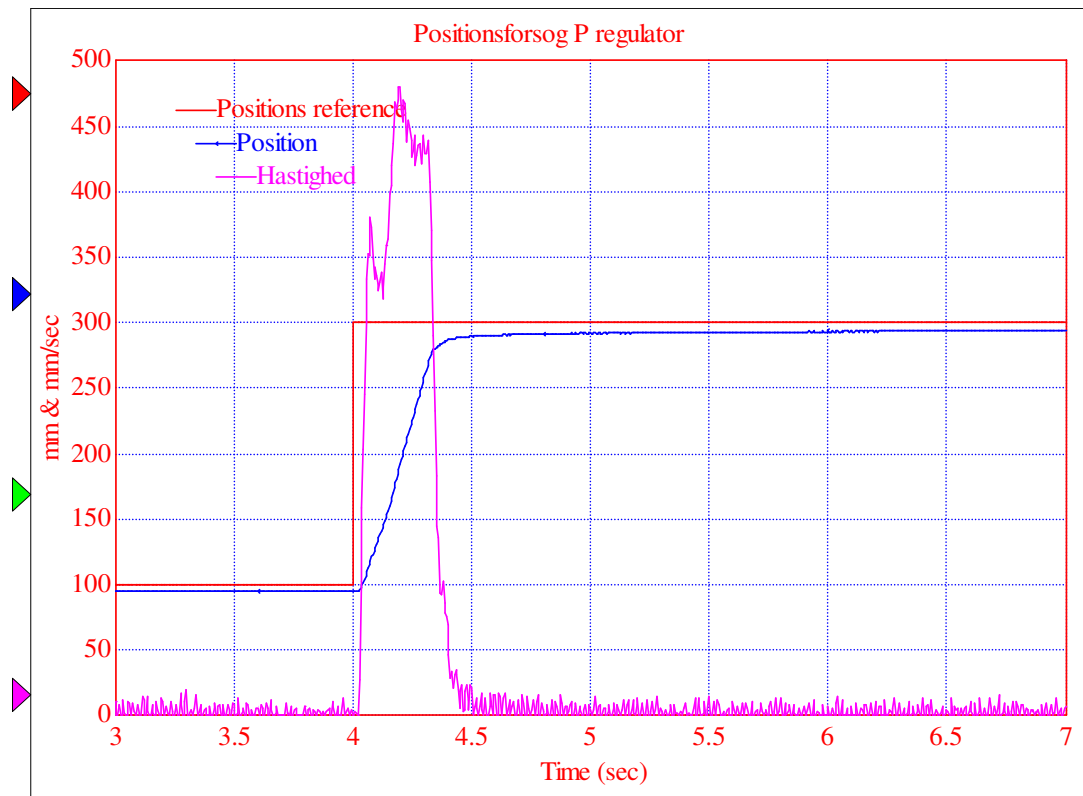
Proportionalregulatoren

I denne regulator findes styresignalet til proportionalventilen som

$$U_{ud} = (X_{aim} - X_{act}) K_{prop}$$

Resultatet af en sådan regulering ses i figur 3. Referencen ændres som et hop og ventilen lukker op så hurtigt som muligt. Accelerationen bestemmes således udelukkende af det bagved liggende tryk. Afbremsningen bestemmes af reguleringsalgoritmen, idet afbremsningen påbegyndes når det udregnede styresignal kommer under den værdi der modsvarer maksimal ventilåbning. Ved at justere værdien $K_{proportional}$ kan man således finde den optimale afbremsning.³

Kørslen illustreret i figur 3 er mellem to faste positioner, og det ses at reference og position ikke mødes, selv efter mere end 3 sekunders stilstand. Den langsomme kryben ind på plads skyldes ventilens overdækning. Nøjagtigheden bliver i dette tilfælde aldrig bedre end ca. ± 5 mm, bestemt af fra hvilken side man nærmer sig positionen fra.



Figur 3 Positionering med en proportionalregulator.

Overdækningskompensatoren

For at fjerne unøjagtigheden hidrørende fra ventilens overdækning, kan man gå to veje. Enten finder man den aktuelle overdækning, og adderer denne til styresignalet, eller også indfører man en overdækningskompensator. Det første er mest anvendeligt i systemer hvor cylinderen bliver i sin position når denne er nået. Den anden egner sig til kontinuerlig regulering hvor ydre kræfter vil forsøge at tvinge cylinderen væk fra positionen (heri indbefattet den drift som de trykforskelle der opstår som følge af lækage i proportionalventilens neutralstilling medfører).

Kompensatoren udføres som en tidskonstant med tilhørende proportionalforstærkning. Tidskonstanten hindrer forstærkningen i at påvirke systemets dynamik i den transiente fase når cylinderen flytter sig fra en position til en anden. Når positionen nås, og hastigheden går mod nul begynder kompensatoren at bidrage til positioneringen, idet dens output begrænses til en spænding svarende til ventilens overdækning.

Differensligningen for tidskonstanten som skal indgå i PLC programmet har formen

$$C = \frac{2\tau - T}{2\tau + T} C_{(n-1)} + \left(\frac{KT}{2\tau + T} \right) (R + R_{(n-1)})$$

Hastighedsstyring

For at ændre hastighed skal referencen tilføres regulatoren som en rampe. Det medfører at cylinderens hastighed reduceres proportionalt med positionsrampens hældning. Konsekvensen af rampen er, at der opstår et efterslæb mellem ønsket og faktisk position. Størrelse af dette efterslæb kan begrænses ved at hæve proportionalforstærkningen, men alt har en grænse, og en værdi for forstærkningen der er anvendelig ved højere hastigheder vil ikke kunne anvendes ved lavere, fordi det vil medføre svingninger eller egentlig ustabilitet.

Feedforward

En aktiv måde at reducere efterslæbet på er at indføre et såkaldt feedforward, eller en dynamisk fremkobling af referencen.

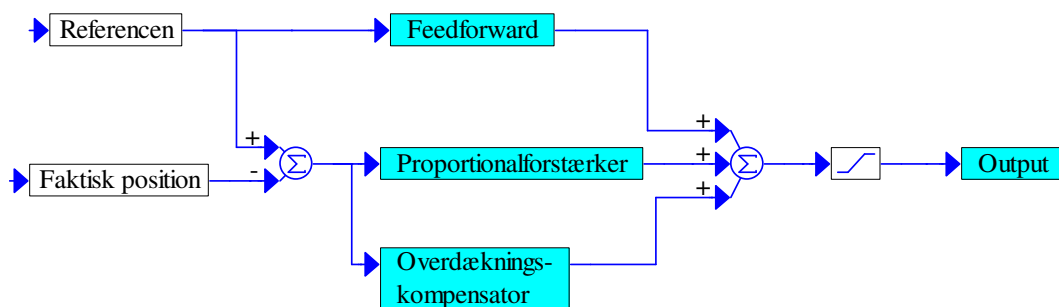
Dette er en differentiator, som giver et løft af udgangen bestemt af forstærkningens størrelse. Dynamikken hvormed den påvirker outputtet bestemmes med tidskonstanten. For at sikre at denne kompensator ikke får uheldig indflydelse, skal dens bidrag begrænses til en passende værdi. Generelt gælder det at kompensatorer ikke bør give et styresignal der bidrager med mere end 10 - 20% af styresignalet, da der ellers er god grund til at forvente begrænset stabilitet i systemet.

Differensligningen for differentiatoren som skal indgå i PLC programmet har formen

$$C = \frac{2\tau - T}{2\tau + T} C_{(n-1)} + \left(\frac{2K}{2\tau + T}\right)(R - R_{(n-1)})$$

Den samlede regulator

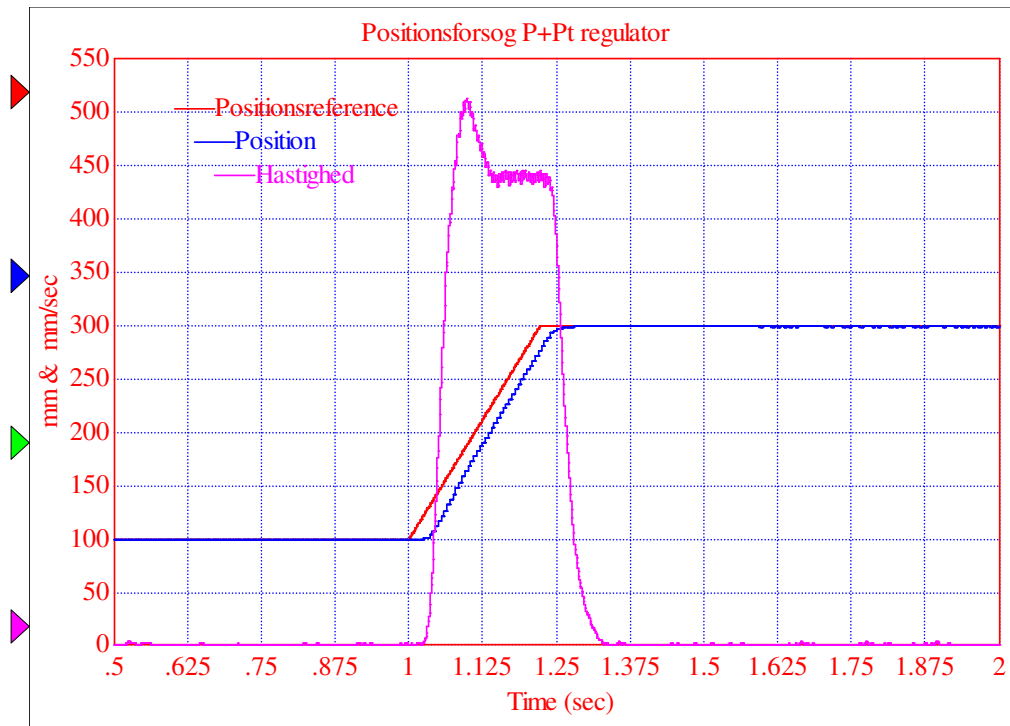
Den generelle struktur (se figur 4) er, at fejlen (forskellen mellem ønsket og faktisk position) kobles til regulatorens to hovedparter, proportionalforstærkeren, og overdækningskompensatoren. Samtidig fremkobles referencen direkte til udgangen, for at fremme systemets reaktionshastighed. Begrænsningen i udgangen er en tilpasning til det øvrige systems ± 10 Volt



Figur 4 Reguleringsløjffens elementer

I figur 5 ses resultatet af denne regulators formåen.

Hastigheden er valgt så den analoge udgang netop ikke når 10 volt ved 500 mm/sec. Man bemærker at hastighed og accelerationsforløbet er langt mere kontrolleret end ved de tidligere stepresponse. Ved at tilføje et feedforward er faseforskydningen reduceret fra 90 til 50 ms.



Figur 5 Positionsforsøg med proportionalregulator og overdækningskompensator

Accelerationsstyring

Også hvad acceleration angår kan man gå to veje. En simpel løsning til opgaver hvor der køres fra punkt til punkt er at åbne ventilen til en vis begrænset spænding med en rampe, og derefter lade positioneringsalgoritmen tage over når man nærmer sig den ønskede position. Denne metode er anvendelig til systemer med lav masselast og ringe variation i de ydre kræfter under bevægelsesforløbet.

Skal en acceleration styres ved at forme referencen til en positionssløjfe, kan det f.eks. gøres ved at lade referencen stige som kvadratet af integralet af en konstant.

$$U = \left(\int \text{Konstant } t \right)^2$$

Når en given accelerationslængde er nået, udskiftes U med

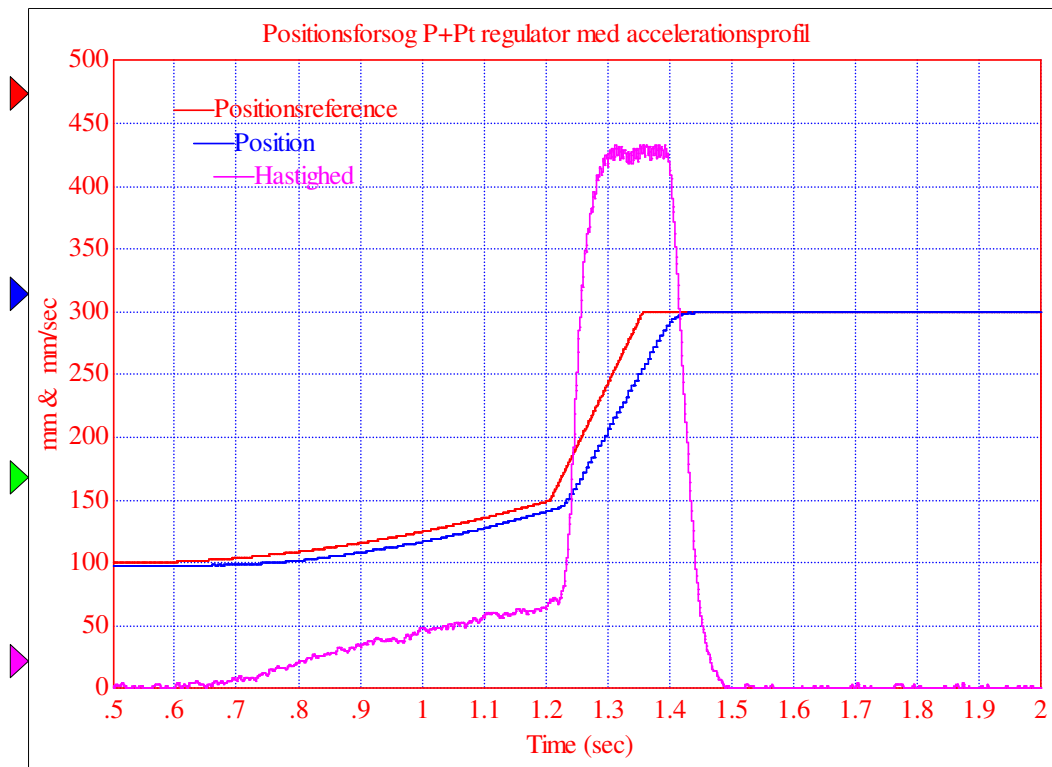
$$U = \int \text{Konstant } t$$

Differensligningen for integratoren som skal indgå i PLC programmet har formen

$$C = C_{(n-1)} + \frac{T}{2} (R + R_{(n-1)})$$

I figur 6 ses resultatet af at anvende denne form for referencegenerering. Det her viste profil er todelt, idet der først køres en strækning med en lav acceleration, og herefter en overgang til konstant hastighed, idet der dog foregår en stor acceleration mellem de to faser. Denne acceleration er ikke styret af andet end pumpetrykket, samt ændringen i hældningskoefficient

(hastigheden hvormed ventilen ændrer åbning). Positionerings nøjagtigheden er fortsat i størrelsesordenen 0,5 mm.

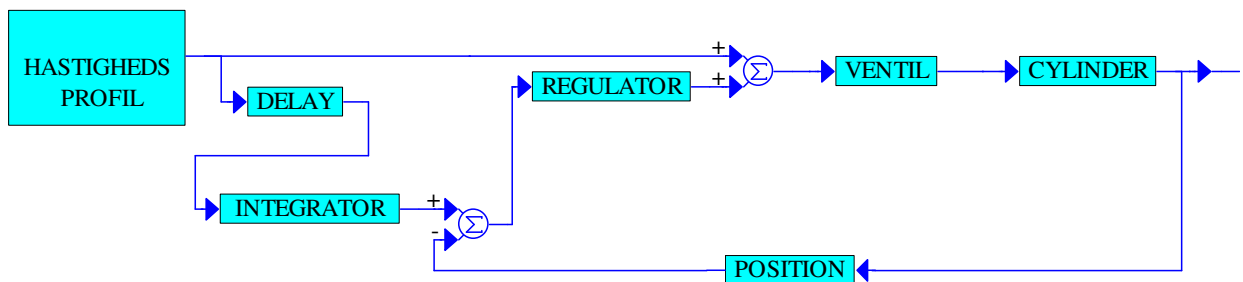


Figur 6 Positionering med accelerationsstyring

Kombineret hastigheds- og positionsregulering – et alternativ

Problematikken omkring positionsstyring med kontrol over både hastighed og alle accelerationer kan også løses på en helt anden måde, idet reguleringsløjfen ændres til at være en korrektionsløjfe, hvor positionssignalet anvendes til at korrigere hastighedssignalet til ventilen.

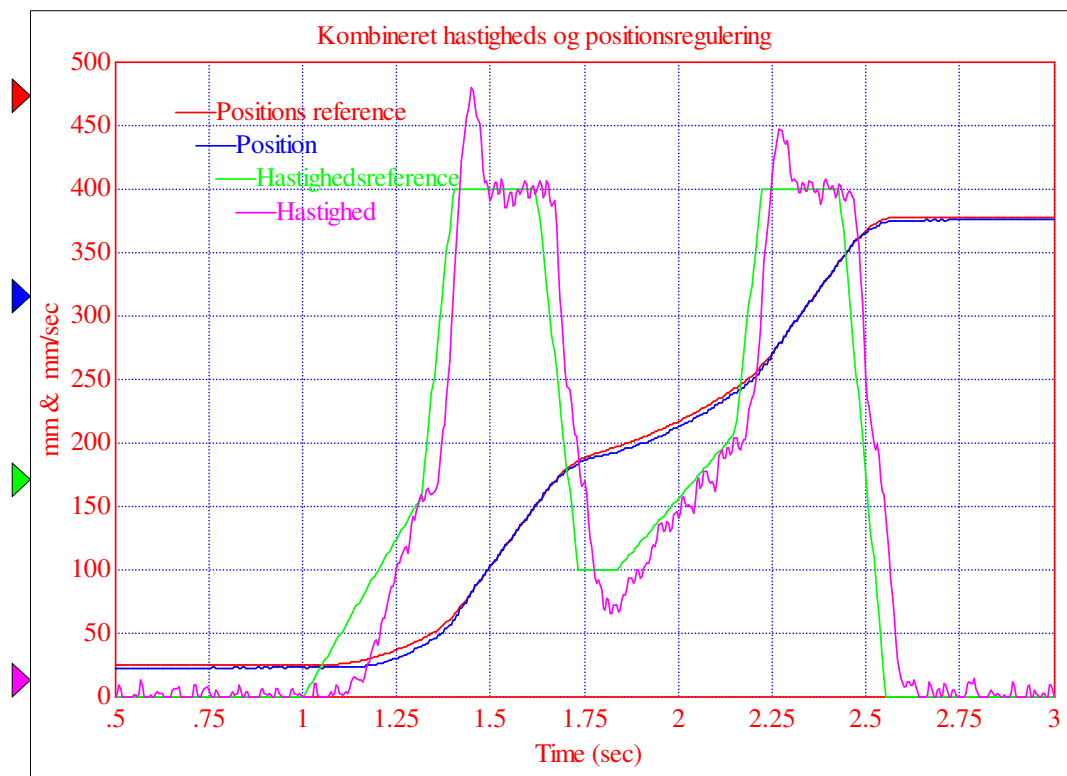
En hastighedsprofil genereres og sendes til ventilen. Denne hastighedsprofil integreres, og resultatet er den til enhver tid ønskede position. Den faktiske position sammenlignes hermed, og forskellen bliver et korrektionssignal til outputtet. Herved bliver der overensstemmelse mellem de ønskede og de faktiske numeriske størrelsen af hastighed og acceleration, og alle ulineariteter bliver udkompenseret. Det indførte delay har til formål at øge stabiliteten, idet hastighedsreguleringen bliver væsentlig mindre hidsig med denne feature. Figur 7 giver et overblik over metodens overordnede udformning. Profilgeneratoren er blot en simpel tabel over ønsket sammenhæng mellem tid og hastighed. Det eneste vigtige kriterium for tabellen er at dens integrale (positionen) ender med den korrekte ønskede position.



Figur 7 Positions- og hastighedsløjfens elementer

Figur 8 viser hvordan en mere kompliceret hastighedsprofil er løst med denne regulator. Bemærk den stærkt reducerede faseforskydning, som vil få stor betydning til reduktionen af maskinens cyklustid.

På samme system blev det desuden undersøgt i hvilket omfang de varierende ventiloverdækninger får indflydelse på hastighedsprofilet. Konklusionen blev, at denne skal bestemmes med en nøjagtighed på 1% da positioneringsnøjagtigheden ellers bliver for ringe, og det kommer til hhv. oversving eller krybebevægelser. Nøjagtighed i denne størrelsesorden er imidlertid også standard når der blot anvendes proportionalventiler med indbygget positionstransducer.



Figur 8 Hastigheds og positionsforløb ved anvendelse af en hastighedsgenerator

Anvendte formeltegn

U_{ud} er regulatorens udgangssignal

X_{aim} er den ønskede position

X_{act} er den aktuelle position

$K_{proportional}$ er en proportional forstærkning

C er algoritmens output

τ er tidskonstanten

T er sampleintervallet eller scantiden

K er en forstærkningsfaktor

R er indput til algoritmen

$C_{(n-1)}$ er det forrige output fra algoritmen

$R_{(n-1)}$ er det forrige indput til algoritmen

¹ Se f.eks. Hydraulik Ståbi kapitel 22 for vejledning i beregning af egenfrekvenser af hydrauliske systemer.

² Vær opmærksom på, at hvis den mekaniske struktur som cylinderen er forbundet med har en egenfrekvens der er i samme størrelsesorden, eller mindre end den hydrauliske, så skal de udregnede accelerations og bremsetider forlænges idet :

$$\frac{1}{\omega_{\text{resulterende}}} = \frac{1}{\omega_{\text{mekanik}}} + \frac{1}{\omega_{\text{hydraulik}}}$$

³ Udover at fastlægge forstærkningen som et udtryk for forstærkningen, er der naturligvis også almindelige reguleringstekniske begrænsninger som lægger bånd på variationsmulighederne.