MASTERCLASS "REGELTECHNIEK IN DE HYDRAULIEK"

NASLAGWERK



Inhoud opgave

1. Sturen of regelen 3
2. Blokschema 4
3. Blokschema van een eenvoudige hydraulische aandrijving 6
4. Stap responsies van een hydraulische systeem 10
5. Elasticiteit, stijfheid en eigenfrekwentie van een hydraulische aandrijving 12
6. Massa veer systeem 18
7. Dynamische eigenschappen en stabiliteit van een hydraulische actuator 22
8. De snelheids fout 32
9. Feed forward regeling 34
10. De wrijvings fout 35
11. De I-regelaar of Integrerende regelaar 37
12. Druk regeling 41
13. Praktijk tips 44
Bijlage A, instructie voor gebruik 20-sim 45
Bijlage B, complexe getallen berekening 46

VOORWOORD:

Deze handleiding is ontwikkeld voor de Master Class “Regeltechniek in de hydrauliek”. Het is bedoeld als ondersteuning voor de verschillende online-onderdelen van deze module.

In de hydraulische aandrijftechniek gaat het inmiddels al lang niet meer alleen om de actuator, de besturing kleppen en bijbehorende pompsets. Alhoewel er nog steeds puur handbediende systemen bestaan en worden toegepast is de elektronische besturing van hydraulische systemen vaak een belangrijk en noodzakelijk deel van die aandrijving.

Naast een goede procesbesturing wordt hierbij de regeling van een aandrijving ook belangrijker. In deze masterclass gaan we in detail in op die regeltechniek.

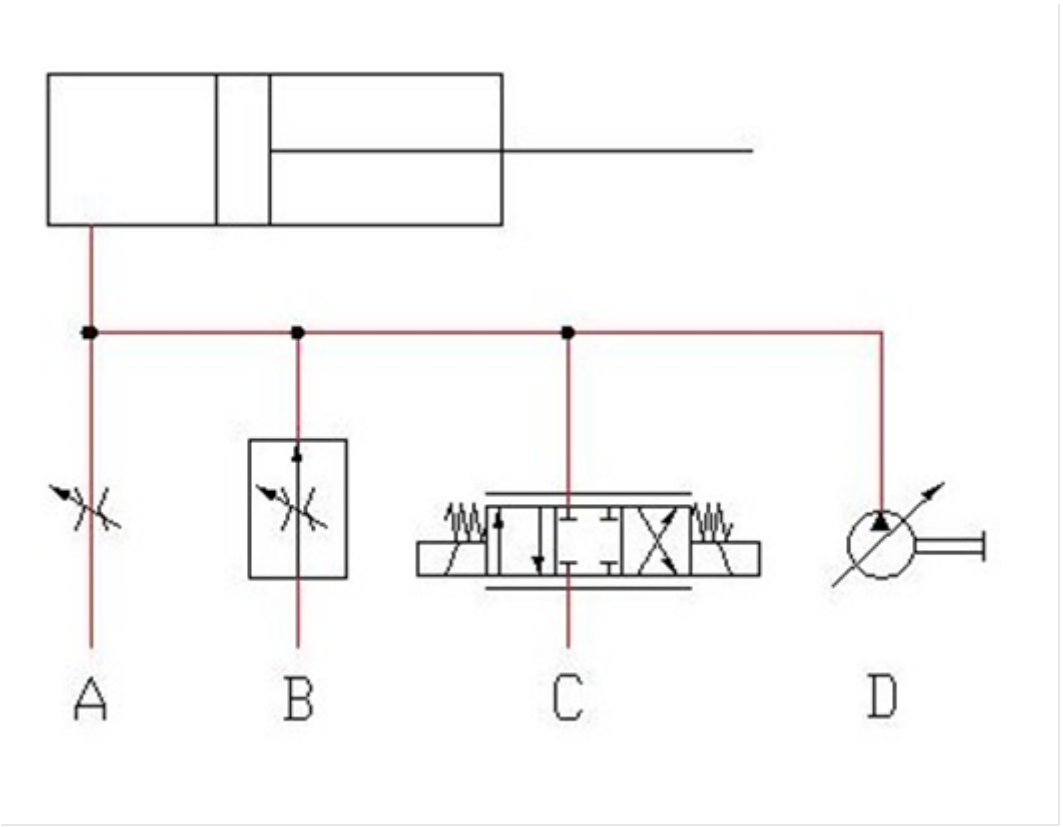
Uiteraard dient het ook als naslagwerk om de opgedane kennis extra te kunnen borgen en weer op te doen bij een toepassing van regeltechniek in de praktijk.

Ik wens u veel succes bij het volgen van de Master Classes en vervolgens toepassing van deze kennis in de praktijk.

Ter Aar, 31 januari ’21 Peter Albers

1. Sturen of regelen

In onderstaande figuur 1 wordt de uitgaande snelheid of positie van een cilinder bepaald door een volumestroom te sturen naar de bodemzijde van die cilinder. De meest simpele vorm is de variabele smoring, figuur A, gevolgd door de stroomregelklep figuur B, de proportionele klep figuur C of de variabele pomp, figuur D. De hydraulische druk die in de cilinder ontstaat wordt bepaald door de kracht die op de cilinder tijdens de opgelegde beweging wordt uitgeoefend.



Figuur 1, verschillende vormen van een hydraulische "besturing"

Het variëren van de volumestroom naar/van een hydraulische cilinder wordt in het hydraulische vakjargon vaak een proportionele regeling genoemd. De benaming van "regeling" is regeltechnisch echter fout. In feite betreft het hier een "sturing" van de snelheid. Pas op het moment dat er een terugkoppeling plaatsvindt van een gerealiseerde snelheid of positie spreken we van een regeling.

Dat neemt niet weg dat er met een dergelijke sturing ook vaak al goede resultaten kunnen worden bereikt voor de gewenste functionaliteit van een aandrijving. Vele machines maken gebruik van deze vorm van besturing.

Het is ook mogelijk om de hydraulische druk in dezelfde cilinder te variëren of te sturen. Daarmee wordt bepaald met welke kracht de cilinder het machine deel kan aandrijven.

Bij toepassing van besturing volgens figuur 1 kunnen afwijkingen (fouten) ontstaan.

- Zo varieert de volumestroom over een smoorklep of proportionele klep als functie van de drukval over die klep.

- De uitgaande volumestroom van een regelbare pomp wordt beïnvloed door mogelijke interne lekkage van de pomp.
- Zelfs een druk gecompenseerde 2-weg stroomregelklep kan een afwijking in volumestroom hebben van +/- 5%.
- Als een hydromotor wordt aangedreven in plaats van een cilinder, dan treedt er bij een hydromotor ook interne lekkage op

Voor vele soort van aandrijfsystemen is een dergelijke afwijking volledig acceptabel. Denk aan de aandrijving van een brug, van een voertuig of een graaf machine.

Bij de laatste toepassing van de graafmachine vindt er echter nog iets anders plaats. De bestuurder kijkt naar het resultaat en bestuurt zijn graafmachine als gevolg van de waargenomen actie. Er vindt terugkoppeling plaats middels visuele waarneming en opgedane ervaring.

Als er nu geen visuele waarneming mogelijk is vanwege de aard van de machine of de bediening en we gaan de snelheid of positie van de cilinder daadwerkelijk meten en vergelijken met gewenste snelheid of positie dan spreken we regeltechnisch van een “regeling”.

2. Blokschema

In de regeltechniek kunnen meerder grafische vormen worden gebruikt om een regel systeem weer te geven. De vorm die in deze training wordt gebruikt is het zogenaamde BLOKSCHEMA. Het grote voordeel van deze vorm is dat een component uit de regelkring, of dat nu een elektrisch of hydraulische component is, met één blok kan worden weergegeven.

In een blok schema worden verschillende basis elementen toegepast die zijn te herleiden tot de karakteristieke eigenschappen van dat blok of die bepaalde component.

Optellen of aftrekken van signalen:

Fig. 2A is representatief voor de formule : $y = r1 + r2$ [1]

Fig. 2 B is representatief voor de formule : $\varepsilon = r - y$ [2]

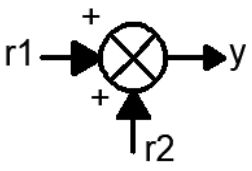


Fig 2A

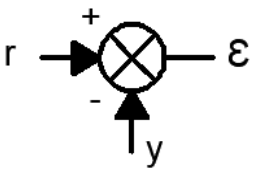
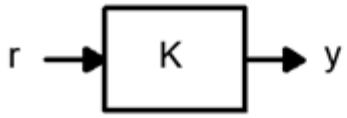


Fig 2B

De parameter ε wordt vaak gebruikt als zijnde het FOUT signaal. In een verder stadium van deze training zal blijken waarom
De parameter r , r1, r2 etc. wordt vaak gebruik als het ingangssignaal voor een regelsysteem
De parameter y of y1, y2 etc. wordt vaak gebruikt als zijnde het uitgangssignaal van een regelsysteem

Transformeren of vermenigvuldigen van signalen

Fig. 3 is representatief voor de formule: y = K . r [3]

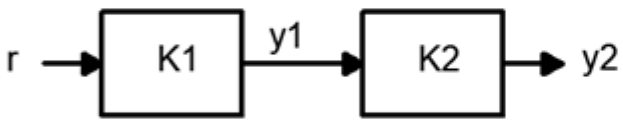


Fig, 3

Samenvoegen van meerdere blokken

In figuur 4A en 4B zijn meerdere blokken van Figuur 3 gecombineerd tot 1 blok.
In Figuur 4A wordt eerst een ingangssignaal r met de factor K1 vermenigvuldigd waarna dat uitgangssignaal in het volgende blok met K2 worden vermenigvuldigd tot een uitgangssignaal y2.

In figuur 4B staat de combinatie: y = K2 . y1 = K2 . K1. r = K2.K1 . r [4]



Fig, 4A

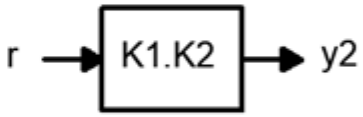


Fig 4B

Een vaak gebruikt schema is het in figuur 5 getoonde. Hierbij wordt een ingangssignaal vergeleken met het uitgangssignaal y. Aan de hand van het foutsignaal ε wordt het uitgangssignaal verkregen.

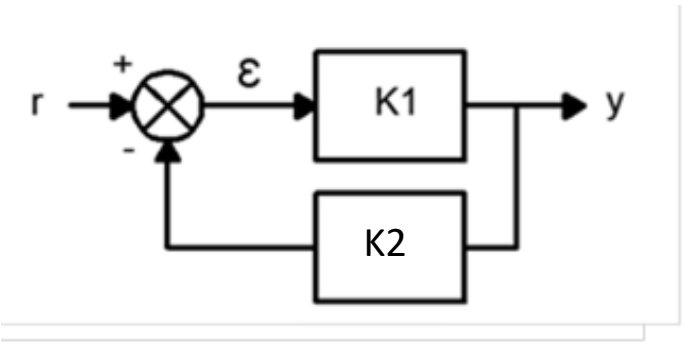


Fig. 5

Voor figuur 5 geldt:

ε = r – K2.y of r = ε + K2.y [5]

en y = K1. ε [6]

Hieruit volgt: (leidt dit zelf af) $\frac{y}{r} = \frac{K1}{1 + K1.K2}$, [7]

met een vereenvoudigd blokschema volgens figuur 6.

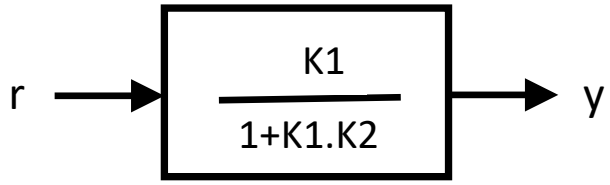


Fig 6.

Als we een eenvoudig positioneer systeem willen bouwen dan heeft de versterkingsfactor K2 uit fig. 5 de waarde van 1. Uit formule [6] kunnen we ook afleiden: ε = y / K1. Het foutsignaal is een waarde voor de positie afwijking. Deze afwijking willen we zo klein mogelijk maken. Dat bereiken we dan door de versterkingsfactor K1 zo groot mogelijk te maken.

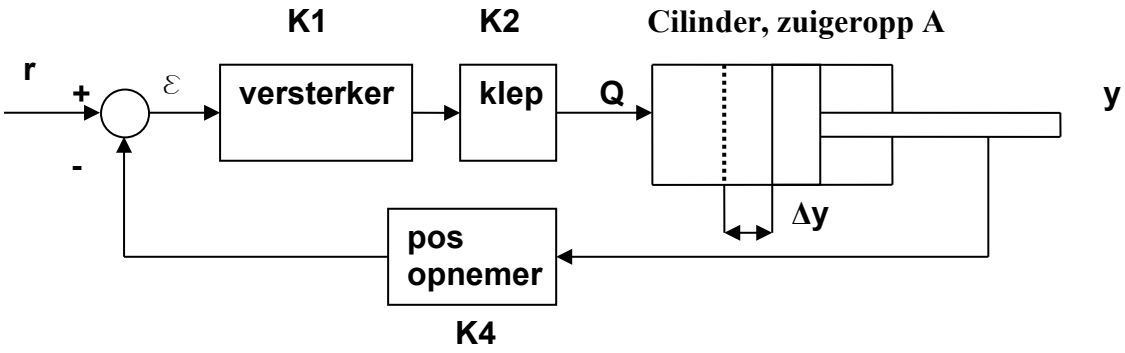
Maak zelf een eenvoudige rekensom met verschillende waardes van K1 ingevuld in de formule [7] waarbij K2 de waarde van 1 heeft.

In een later stadium van deze training zullen we vaststellen dat de versterkingsfactor K1 niet zomaar een hoge waarde kan worden gegeven. Er zijn maximum limieten van toepassing voor K1.

3. Blokschema van een eenvoudige hydraulische aandrijving

In dit hoofdstuk wordt het blokschema van fig. 5 uitgewerkt voor een eenvoudig hydraulische aandrijving voor een positioneer systeem.

Als we nu de gerealiseerde uitgangs grootheid *y* meten, zoals in het onderstaande voorbeeld de positie van een cilinder, en de waarde ervan vergelijken met een gewenst signaal *r,* dan is er sprake van een regeling. Het foutsignaal *ε* is het verschil tussen het gewenste signaal en het gemeten signaal.



Figuur 7. Eenvoudig blokschema van een hydraulisch positioneer systeem

De volumestroom uit de proportionele klep geeft de cilinder in een bepaalde korte tijd Δt een zuiger verplaatsing Δy. In dezelfde tijde wordt een olievolume van ΔV m3 aan de cilinder toegevoerd. Het zuigeroppervlak bedraagt A m2.

Berekening :

$$Q.\Delta t = \Delta V = A.\Delta y$$

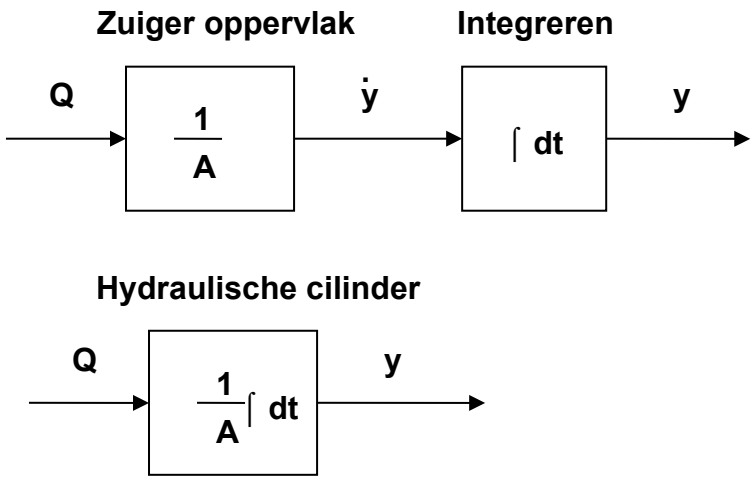
[8]

$$Q = A.\frac{\Delta y}{\Delta t} = A.\frac{dy}{dt}$$

De positie y van de zuiger wordt verkregen door integreren:

$$y = \int_0^t \frac{Q}{A} dt$$

In blokvorm kan de cilinder dan worden aangegeven met de volgende detail blokken. De parameter *ẏ* staat voor de snelheid van de cilinder oftewel de gedifferentieerde waarde van de positie y ook wel genoemd de differentiaaloperator $\frac{dy}{dt}$.

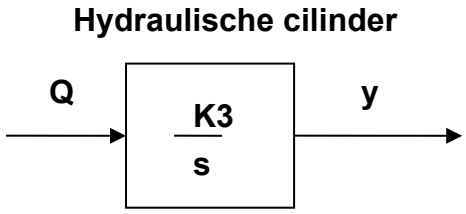


Figuur 8. Blokschema voor de cilinder zelf

De differentiaaloperator $\frac{dy}{dt}$ kan ook worden geschreven met de Laplace-operator "*s*"

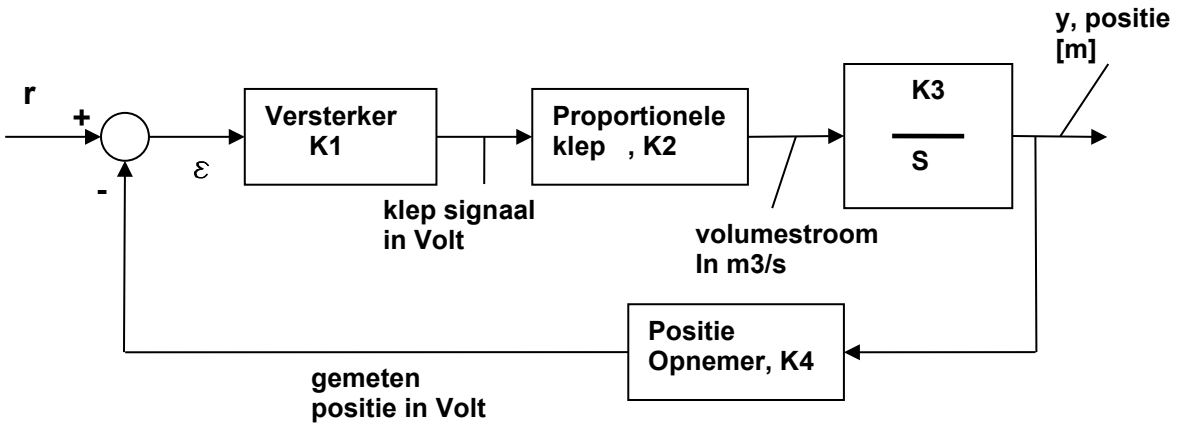
Als gevolg hiervan wordt de integraal operator $\int dt$ geschreven als $\frac{1}{s}$

Het al sterk vereenvoudigde blok voor de hydraulische cilinder kan nu nog eenvoudiger worden weergegeven met K3 = 1/A :



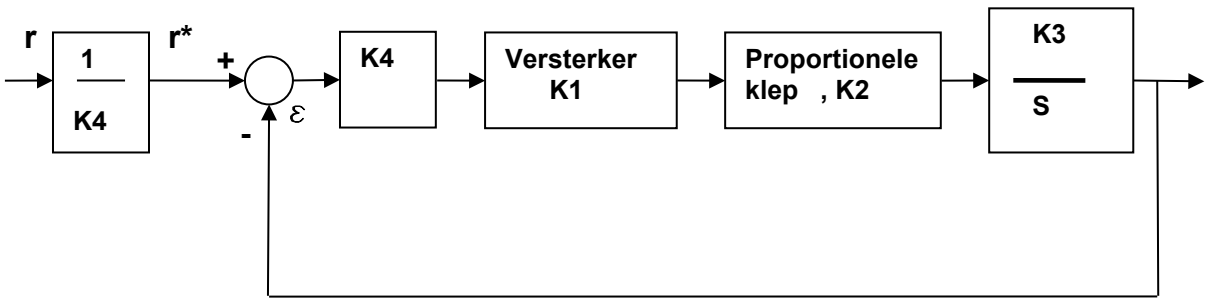
Figuur 9. Vereenvoudigd blokschema voor de hydraulische cilinder

Als we dit laatste vereenvoudigde blok voor de hydraulische cilinder invoegen in het blokschema van het tegen gekoppelde systeem van figuur 7 dan vinden we:



Figuur 10. Blokschema met vereenvoudigd blok voor de cilinder

Door een eenvoudige aanpassing kan dit blokschema worden omgezet in een blokschema waarbij een zogenaamde één op één tegenkoppeling ontstaat.



Figuur 11. Het blokschema met de één op één tegenkoppeling

De overdracht functie y/r* kan als volgt worden berekend:

Met $y = K1 \times K2 \times \frac{K3}{S} \times K4 \times \varepsilon$ en $\varepsilon = r^* - y$ [9]

Volgt: $$y = K1 \times K2 \times \frac{K3}{S} \times K4 \times r^* - K1 \times K2 \times \frac{K3}{S} \times K4 \times y \qquad [10]$$

Of: $$\frac{y}{r^*} = \frac{K1 \times K2 \times \frac{K3}{S} \times K4}{\left(1 + K1 \times K2 \times \frac{K3}{S} \times K4\right)} = \frac{\overset{0}{H}}{1 + \overset{0}{H}} = \frac{\frac{K_V}{S}}{1 + \frac{K_V}{S}} = \frac{K_V}{S + K_V} = \frac{1}{\tau S + 1} \qquad [11]$$

Met $$\tau = \frac{1}{Kv} \qquad [12]$$

In de regeltechniek wordt een systeem met in de noemer van de overdracht functie de operator “s” tot de 1e macht, dan noemen we dat een systeem van de 1e orde.

Alle versterkingsfactoren K1 t/m K4 zijn hierbij samengevoegd in een nieuwe versterkingsfactor K_V . Ook wel genoemd de kringversterking.

Voor de dimensies (eenheden) van de verschillende kan het beste gekozen worden voor de eenheden in het SI-stelsel, zie het voorbeeld schema in figuur 12. Indien dit goed is bepaald dan blijkt dat voor de Kv resulteert in de eenheid 1/s (s=seconde) . De parameter τ heeft dan als eenheid s (seconde) en wordt ook wel de tijdconstante genoemd van de aandrijving.

Parameter	SI stelsel
K1	Amp/V (Amp= Ampere, V=Volt)
K2	m^3/Amp.s
K3	1/m^2
K4	V/m
K1.K2.K3.K4 = Kv	$\frac{Amp}{V} \cdot \frac{m^3}{Amp.s} \cdot \frac{1}{m^2} \cdot \frac{V}{m} = \frac{1}{s}$

Figuur 12. De toe te passen eenheden

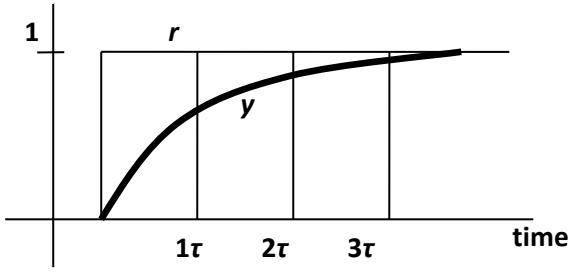
Opdracht: Installeer de trial licentie van 20-sim op je PC, zie voor detail instructies bijlage A

Download vervolgens de applicatie: “1e orde systeem, snelheid setpoint”

Wijzig nu de versterkingsfactor K1 voor kleiner en voor grotere waarden en beoordeel welk effect dit heeft op het resultaat.

4. Stap responsies van een hydraulische systeem

Als we aan een cilinder met positie regeling een stap als ingang geven dan zal de cilinder, met de beschrijving zoals we tot nu toe dat hiervoor hebben gebruikt een reactie geven zoals dat in figuur 13 is getoond. Karakteristiek voor een dergelijke responsie is dat 63% van het ingangssignaal na een tijd van τ seconde word bereikt. Vervolgens wordt weer 63% van het resterende positie bereikt na nogmaals τ seconde, enzovoort



time	y
1τ	0,63
2τ	0,86
3τ	0,95

Fig. 13 Stap responsie van een positie geregelde cilinder

De in figuur 13 getekende responsie op een ingangs stap is niet de responsie die we echter ervaren als we een hydraulische installatie met een dergelijke stap aansturen. Het beeld dat we dan zien lijkt meer de responsie zoals in figuur 14 weergegeven.

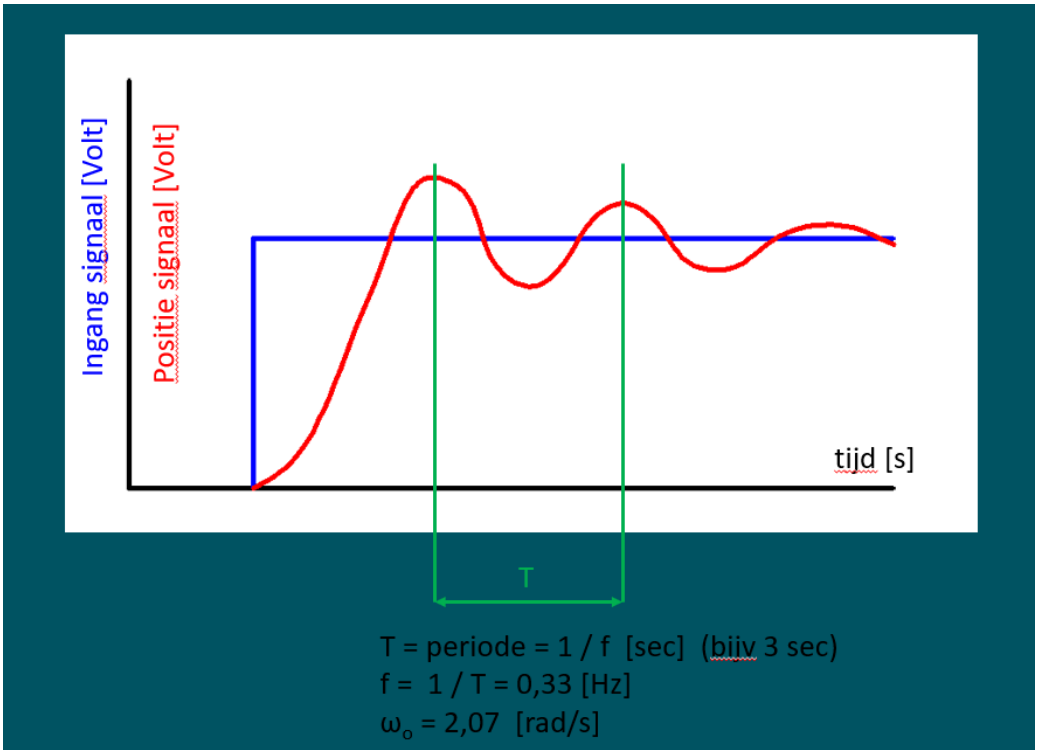


Fig. 14 Stap responsie van een hydraulisch aangedreven cilinder

De cilinder vertoont een bepaalde ”overshoot” waarbij de snelheid van de cilinder na een aantal karakteristieke “periodes” uitdempt. Hierbij introduceren we ook de benaming eigenfrekwentie met parameter f [1/s] of ω_o [rad/s]. Opmerking: de eigenfrekwentie ω_o is gelijk aan $\omega_o = f \cdot 2\pi$
Waardoor ontstaat nu deze werking met aanwezige oscillaties? Dat wordt verder behandeld in hoofdstuk 5.

Opdracht:

Download de applicatie: “1e orde system, sinus setpoint”

Wijzig hierbij de frequentie van het setpoint signaal en beoordeel welk effect dit heeft op het resultaat.

5. Elasticiteit, stijfheid en eigenfrekwentie van een hydraulische aandrijving

Tot nu toe is aangenomen dat olie niet elastisch is. Hydraulische vloeistof is echter wel degelijk samendrukbaar. Dit wort uitgedrukt met de formule:

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta p}{E} \qquad (13)$$

met:				
	ΔV	=	afname in volume	m3
	V	=	origineel olie volume	m3
	Δp	=	druk verhoging	N/m2
	E	=	elasticiteits modulus van de vloeistof	N/m2

De theoretische waarde voor de elasticiteit modulus is ongeveer 1,6 x 10^9 N/m^2. Ter vergelijk, voor water is deze elasticiteit ca 50% hoger 2,4 x 10^9 N/m^2. In de praktijk blijkt de elasticiteit wat lager met een praktische waarde van 1 x 10^9 N/m^2. Dit als gevolg van mogelijk aanwezige lucht in de olie, de uitzetting van leidingwerk en cilinders etc.

Elasticiteit kan op 2 verschillende manieren worden uitgelegd, zie figuur 15. In beide situaties stijgt de druk (van oranje naar rood). In de linker figuren wordt een externe kracht toegevoegd als gevolg waarvan de druk stijgt. De zuiger ondergaat hierbij ook een verplaatsing als gevolg van de samendrukbaarheid van de olie, en wel ca 2% voor een drukstijging van 200 bar.

Aan de rechterzijde wordt met behulp van een handpomp olie toegevoegd aan de cilinder die in de uiterste uitgeschoven stand staat. De inhoud van de bodemzijde bedraagt hierbij 100 ltr. ER moet nu ca 2 ltr olie worden toegevoegd om de druk in de cilinder te laten stijgen tot 200 bar.

De vuistregel is hier dan: volume verandering is ca 1% per 100 bar

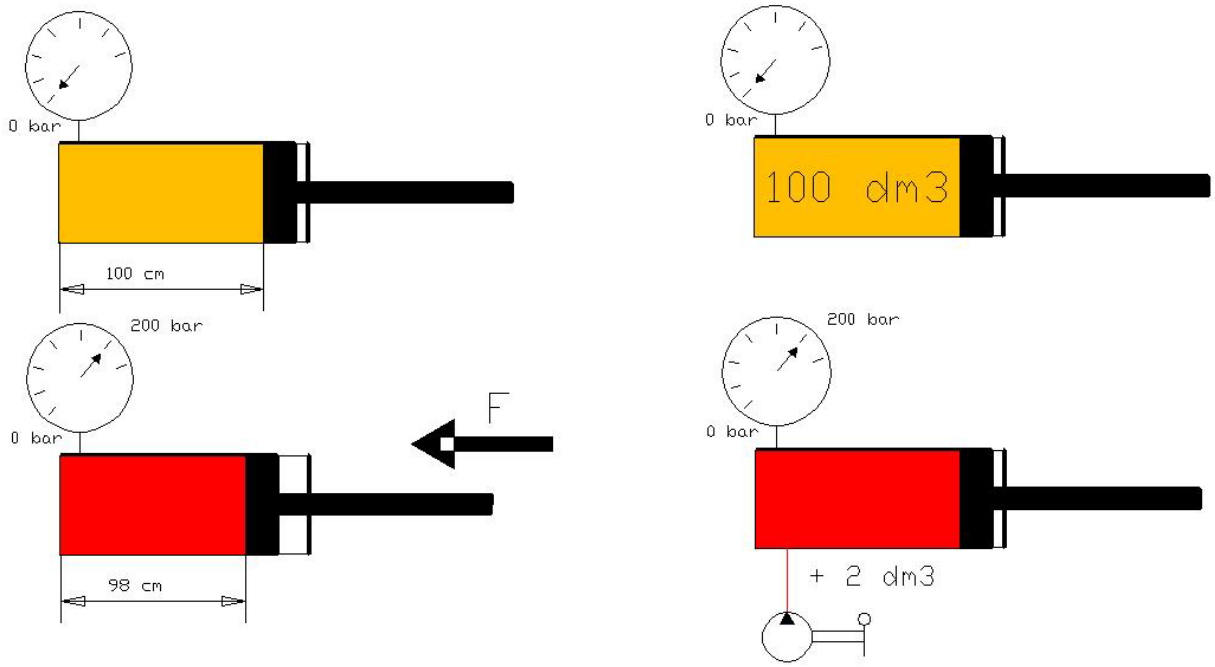


Fig 15. Elasticiteit modulus , aantoonbaar met 2 verschillende methodes

Als gevolg van de olie stijfheid gedraagt ene hydraulische cilinder zich als een mechanische veer met stijfheid C_o , zie figuur 16

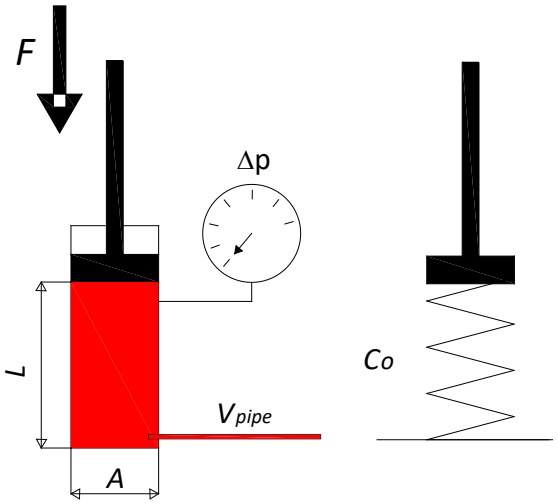


Fig 16 Stijfheid C_o van een hydraulische cilinder

Onder invloed van een extern opgebrachte kracht ΔF ondergaat de cilinder positie een verplaatsing *ΔL*.

De stijfheid van een mechanische veer is gedefinieerd met C_o

$$C_o = \frac{\Delta F}{\Delta L} \qquad (14)$$

met: $$\Delta L = \frac{\Delta V}{A} \qquad (15)$$

en: $$\Delta F = \Delta p \cdot A \qquad (16)$$

en: $$V = A \cdot L + V_{pipe} \qquad (17)$$

of: $$\Delta V = \frac{\Delta p \cdot V}{E} \qquad (18)$$

Met als resultaat:

$$C_o = \frac{\Delta F}{\Delta L} = \frac{\Delta p \cdot A}{\frac{\Delta V}{A}} = \frac{\Delta p \cdot A^2}{\frac{\Delta p \cdot V}{E}} = \frac{A^2 \cdot E}{A \cdot L + V_{pipe}} = \frac{A \cdot E}{L + \frac{V_{pipe}}{A}} \qquad (19)$$

waarbij:				
	A	=	cilinder oppervlak	m^2
	C_o	=	olie stijfheid	N/m
	E	=	elasticiteit vloeistof	N/m^2
	F	=	externe kracht	N
	L	=	lengte	m
	Δp	=	druk toe(afname)	N/m^2
	V	=	volume	m^3

Voor een hydromotor wordt een andere formule gebruikt:

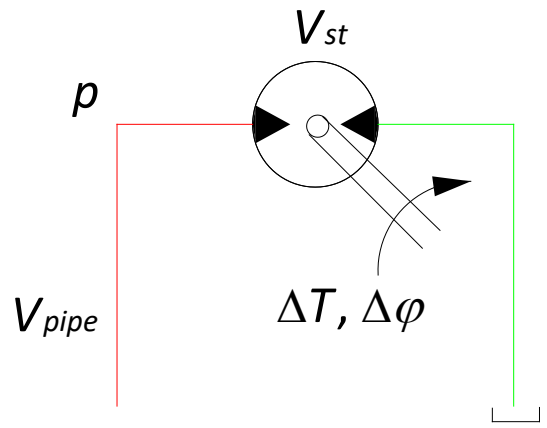


Fig 17. Stijfheid van een hydromotor. Let op, er wordt hierbij slechts 1 aandrijfleiding gebruikt. De "retour" leiding is drukloos.

Torsie stijfheid $$C_o = \frac{\Delta T}{\Delta \varphi} \quad (19)$$

met $$\Delta V = \frac{\Delta p \cdot V}{E} \quad (20)$$

$$\Delta T = V_{st} \cdot \Delta p \quad (21)$$

$$V = \frac{\pi}{2} \cdot V_{st} + V_{pipe} \quad (22)$$

$$\Delta V = \Delta \varphi \cdot V_{st} \quad (23)$$

levert: $$C_o = \frac{V_{st} \cdot \Delta p}{\frac{\Delta V}{V_{st}}} = \frac{V_{st}^{\,2} \cdot \Delta p}{\frac{\Delta p \cdot V}{E}} = \frac{2 \cdot V_{st}^{\,2} \cdot E}{\pi \cdot V_{st} + 2 \cdot V_{pipe}} \quad (24)$$

waarbij:

C_o	=	torsie stijfheid	Nm/rad
ΔT	=	extern koppel	Nm
V	=	totaal volume	m^3
V_{st}	=	slag volume motor	m^3/rad
V_{pipe}	=	volume van leidingdeel	m^3
$\Delta\varphi$	=	hoek verdraaiing	rad

Bij de meeste aandrijvingen is de uitgaande leiding ook gekoppeld aan een proportionele klep of servoklep of hydraulische pomp. Afhankelijk van de situatie kan de uitgaande leiding ook bijdragen aan de totale stijfheid van de aandrijving. Belangrijke overweging is dat de uitgaande leiding druk kan opbouwen. Indien er geen druk kan worden opgebouwd dan mag die uitgaande leiding niet worden meegenomen in de stijfheids berekening.

Belangrijk bij een cilinder is ook nog dat de stijfheid in grote mate afhankelijk is van het olievolume dat zich onder de zuiger bevindt (het product van A x L in formule 19). Voor een dubbelwerkende cilinder waarbij beide hydrauliek poorten op druk kunnen komen kan dan worden bepaald dat de stijfheid ergens een bepaald minimum bereikt. Dat wordt in de formules $C_{o,\,min}$ genoemd.

Bodemzijde wordt aangestuurd

$$C_o = \frac{A^2 \cdot E}{A \cdot L + V_{pipe}} \qquad (25)$$

Hierbij wordt de inhoud van de leiding aansluiting naar de stangzijde niet meegerekend

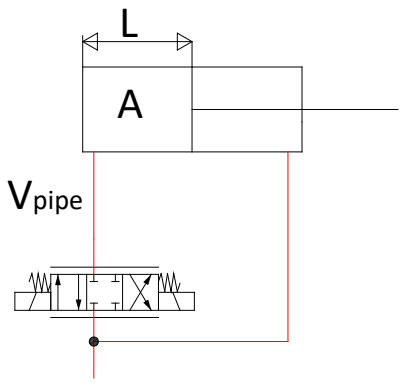


Fig.18

Bodem en stangzijde aangestuurd

$$C_{o,\min} = \frac{E \cdot \left(\sqrt{A_1} + \sqrt{A_2}\right)^2}{S + \frac{V_{p1}}{A_1} + \frac{V_{p2}}{A_2}} \qquad (26)$$

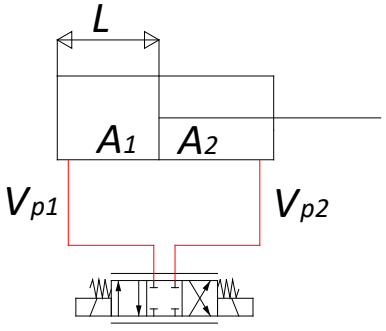


Fig 19

Doorlopende symmetrische cilinder

$$C_{o,\min} = \frac{4 \cdot A^2 \cdot E}{A \cdot S + V_{p1} + V_{p2}} \quad (27)$$

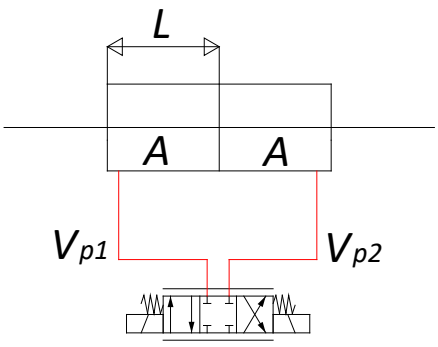


Fig 20

2-Zijdig aangestuurde hydromotor

$$C_o = \frac{4 \cdot V_{st}^{\ 2} \cdot E}{\pi \cdot V_{st} + 2 \cdot V_p} \quad (28)$$

Beide leiding aansluitingen dragen bij tot de stijfheid

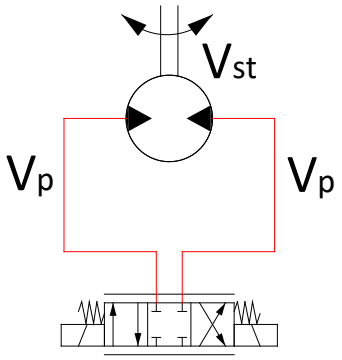


Fig 21

Transmissie met spoelklep

$$C_o = \frac{2 \cdot V_{st}^{\ 2} \cdot E}{\pi \cdot V_{st} + 2 \cdot V_p} \quad (29)$$

In een gesloten kringloop systeem is 1 van de aansluit

leidingen aangesloten via de wisselklep naar een constant lage druk. Er is dan ook maar 1 leiding

met inhoud V_p die bijdraagt aan de stijfheid

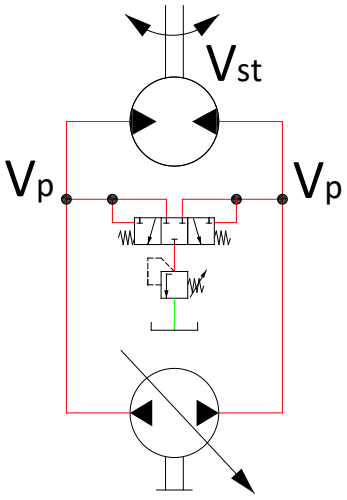


Fig.22

6. Massa veer systeem

In voorgaande hoofdstukken hebben we geleerd over de olie stijfheid E en veerstijfheid C_o van een hydraulische aandrijving. Aan die aandrijving is altijd op een of andere manier een Massa of een Maasatraagheid gekoppeld. Daarmee is een hydraulische aandrijving ook goed te beschrijven met een massa veer systeem zoals dat in onderstaande figuur is weergegeven.

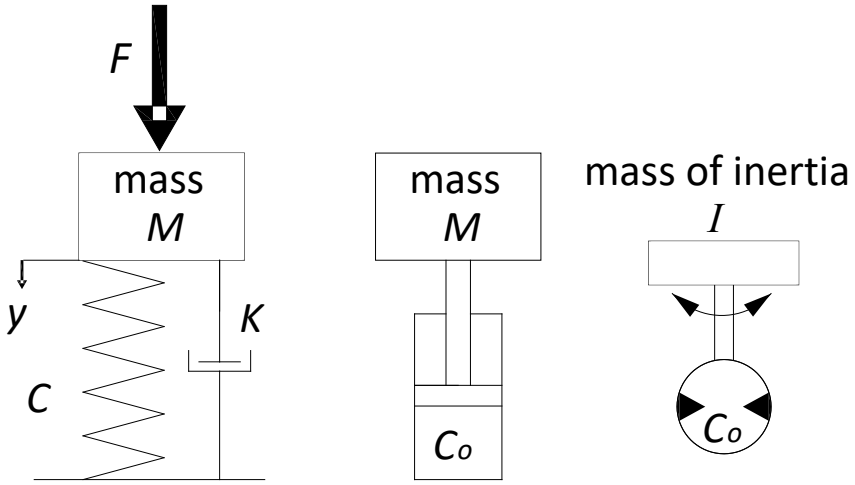


Fig.23 Hydraulische aandrijvingen met een identieke beschrijving als dat van een massa veer systeem

Ieder massa veer systeem heeft ook een bepaalde demping K. Ook hydraulische aandrijvingen hebben demping. Demping ontstaat bijvoorbeeld door hydraulische wrijving van leidingwerk of besturing kleppen of door interne lekkage over een hydromotor.

Formule 30 beschrijft de beweging van een massa veersysteem.

$$F = M.\ddot{y} + K_f.\dot{y} + C.y \qquad (30)$$

De externe kracht F is gelijk aan de versnelling kracht plus de wrijvingskracht plus de kracht als gevolg van de veerstijfheid.

Of met $s = \frac{dy}{dt} = \dot{y}$ (31)

$$\frac{y}{F} = \frac{1}{M.s^2 + K_f.s + C} = \frac{\frac{1}{C}}{\frac{M}{C}.s^2 + \frac{K_f}{C}.s + 1} \qquad (32)$$

Vervang nu $\sqrt{\frac{C}{M}}$ door ω_o (31)

En vervang $\frac{K_f}{C}$ (32) door $\frac{2.\beta}{\omega_o}$ (33)

Hetgeen resulteert in: $$\frac{y}{F} = \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_o^2} + 2.\beta.\frac{s}{\omega_o} + 1} \quad (34)$$

Een cilinder met massa of een hydromotor met massatraagheid is dus ook te beschrijven als een massa veer systeem met eigen frekwentie ω_0 . De eigen frekwentie kan worden berekend met:

$\omega_o = \sqrt{\frac{C_o}{M}}$ [rad/s] (35) met m = massa [kg]

en $\omega_o = \sqrt{\frac{C_o}{I}}$ [rad/s] (36) met I = massa traagheid [kg.m^2]

<u>Gereduceerde massa en gereduceerd massa traagheids moment</u>

In veel situaties is de massa niet direct gekoppeld aan de zuigerstang maar via een hefboom mechanisme. Een traagheidsmoment is vaak aan een hydromotor gekoppeld via een tandwielkast.

Om dan toch de juiste massa en massa traagheidsmoment toe te passen spreken we van de zogenaamde gereduceerde massa M_{red} en gereduceerd massa traagheidsmoment I_{red}.

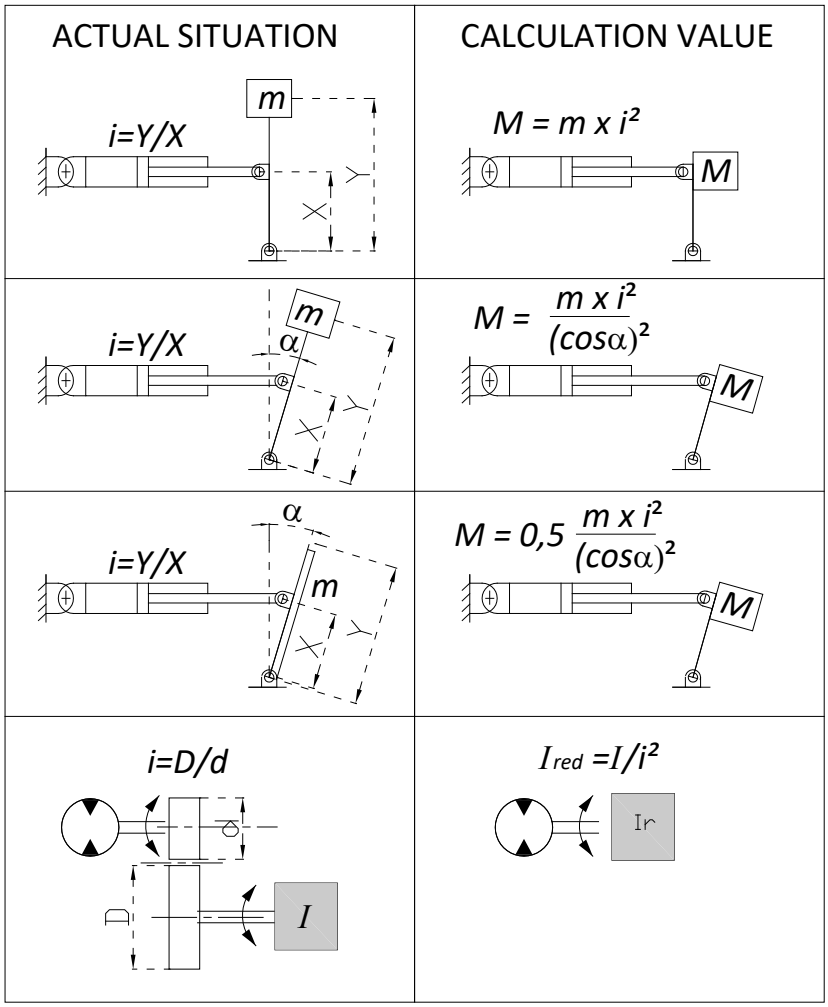


Fig 24. De berekening van de gereduceerde massa M_{red} en Massa traagheidsmoment I_{red}

Opdracht:

Download het simulatiemodel “Stijfheid cilinder”

Ga na welke effecten er optreden als je het leidingvolume of de massa wijzigt

Om de validatie van ene model na te gaan is een test in de praktijk de allerbeste methode. Vaak ontbreekt die mogelijkheid, simpelweg omdat het model een ontwerp presenteert van een prototype aandrijving. Het is dan echter wel van belang om het gebouwde model zo goed mogelijk met “hand-berekeningen” te verifiëren. Voor net model “stijfheid cilinder” gaan we dat dan ook nu doen.

We gebruiken formule 26:

$$C_{o,\min} = \frac{E \cdot \left(\sqrt{A_1} + \sqrt{A_2}\right)^2}{S + \frac{V_{p1}}{A_1} + \frac{V_{p2}}{A_2}}$$

Voor de waardes van de parameters in deze formule zie de parameterlijst uit het model.

Met:					
	Boring D	= 100 mm =	0,1	[m]	
	Stang d	= 50 mm =	0,05	[m]	
	Slag S	=	1	[m]	(positie waar cilinder stopt)
	V_{p1}	= 250 mltr =	250 x 10^{-6}	[m^3]	
	V_{p2}	= 250 mltr =	250 x 10^{-6}	[m^3]	
	A_1	=	87,5 x 10^{-4}	[m^2]	
	A_2	=	58,9 x 10^{-4}	[m^2]	
	E	=	10^9	[N/m^2]	

$$C_{0,min} = \frac{10^9.\left(\sqrt{87{,}5x10^{-6}} + \sqrt{58{,}9x10^{-4}}\right)^2}{1 + \frac{250x10^{-6}}{87{,}5x10^{-4}} + \frac{250x10^{-6}}{58{,}9x10^{-4}}} = 2{,}73x10^7 \quad [N/m]$$

En met formule 35:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_0}{M}} = \sqrt{\frac{2{,}73x10^7}{8000}} = 58{,}4 \quad [rad/s]$$

f = 9,3 [Hz]

De golfperiode die hierbij hoort bedraagt T = 1/f = 0,107 [s]

Uit de simulatie kan de golfperiode worden “gemeten” door het tijd verschil te meten tussen een aantal golftoppen met behulp van de tool:



Hieruit blijkt een golfperiode van ca 0,09 [s] met een bijbehorende frekwentie f = 11,1 [Hz]

Er is een verschil tussen de simulatie en de berekening. De verklaring hiervoor is dat formule 26 de minimum stijfheid $C_{0,min}$ bepaalt terwijl in het simulatiemodel de actuele stijfheid rond een slag van 150 mm wordt berekend.

7. Dynamische eigenschappen en stabiliteit van een hydraulische actuator

In Hoofdstuk 6 is aangetoond dat een hydraulische actuator dezelfde eigenschappen vertoond als een massaveersysteem. Dat betekent dan ook dat het zo eenvoudige blokschema van een 1e orde systeem zoals dat in hoofdstuk 3 was afgeleid, niet de volledige dynamische eigenschappen van een hydraulische aandrijving laat zien.

Het werkelijke dynamisch gedrag van een hydraulische aandrijving is het makkelijkst af te leiden aan de hand van ook weer blokschema's. In ieder geval is die methode eenvoudiger dan doormiddel van differentiaal vergelijkingen. In het onderstaande voorbeeld wordt ook weer een cilinder genomen.

De werkende krachten op de cilinder worden bepaald door massakrachten (= m x S^2), door de wrijving (= w x S). De parameter S staat hier dy/dt oftewel de snelheid van de cilinder en S^2 staat voor dy^2/dt^2 oftewel de versnelling van de cilinder. In het model is nu de veerstijfheid = Co opgenomen. De veerstijfheid bepaalt de indrukking of verplaatsing die de zuiger van de cilinder ondergaat als gevolg van de som van de beoogde werkende krachten.

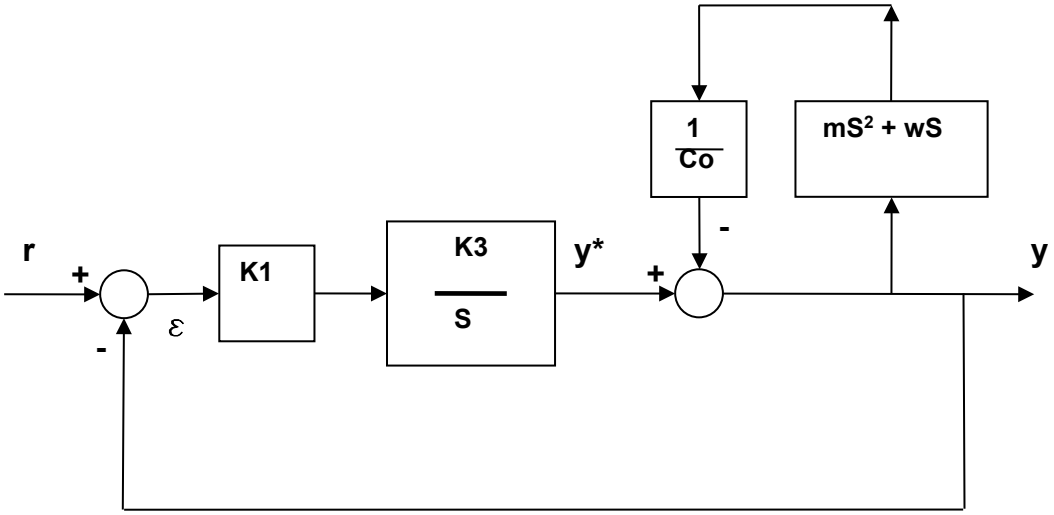


Fig 25. Effecten van de massa en wrijvingskrachten in het bokschema

Dit blokschema kan doormiddel van de toepassing van de eenvoudige rekenregels voor blokschema's worden omgezet in een eenvoudiger blokschema. Onderstaand eerst die omzetting in formule vorm.

$$\frac{y}{y^*} = \frac{1}{1+\frac{mS^2+wS}{C_0}} = \frac{1}{\frac{m}{C_0}S^2+\frac{w}{C_0}S+1} = \frac{1}{\frac{S^2}{\omega_0^2}+2\beta\frac{S}{\omega_0}+1} \qquad (33)$$

met $\omega_0 = \sqrt{\frac{C_0}{m}}$ [rad/s] (eigenfrekwentie) en $\beta = \frac{w}{2\sqrt{mC_0}}$ (dempings coëfficiënt)

De eigenfrekwentie ω_0 is dezelfde die bij hoofdstuk 6 al was gedefinieerd voor een massaveersysteem.
De dempings coëfficiënt ß is een maat voor de wrijving die optreedt. Voor volledig wrijvingsloze cilinders heeft ß als minimum waarde 0,10 . Voor de meeste systemen heeft ß een waarde van 0,15 – 0,35. Voor hydromotoren is de demping altijd groter dan voor cilinders. Dit komt omdat hydromotoren interne lek hebben. Een goede waarde van ß voor hydromotoren is 0,2 – 0,35

Het blokschema voor de positie tegen-gekoppelde cilinder kan nu op vereenvoudigde wijze worden weergegeven.

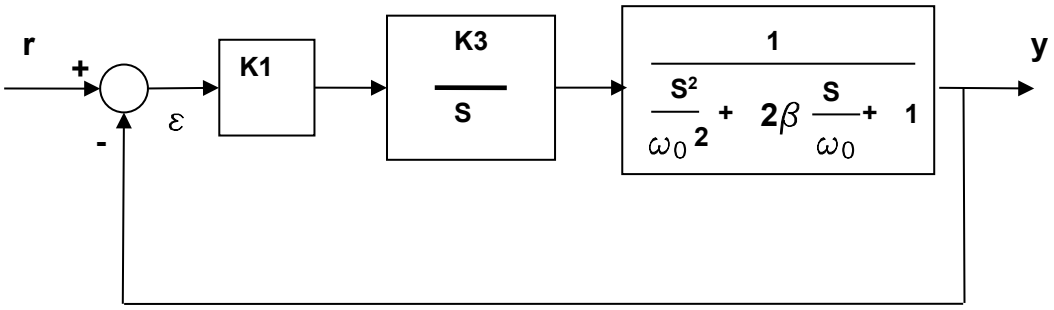


Fig 26. Uitgewerkt blokschema van figuur 25

In een iets andere vorm, waarbij de factor K1 en K3 wordt samen genomen tot de factor Kv, wordt het blokschema:

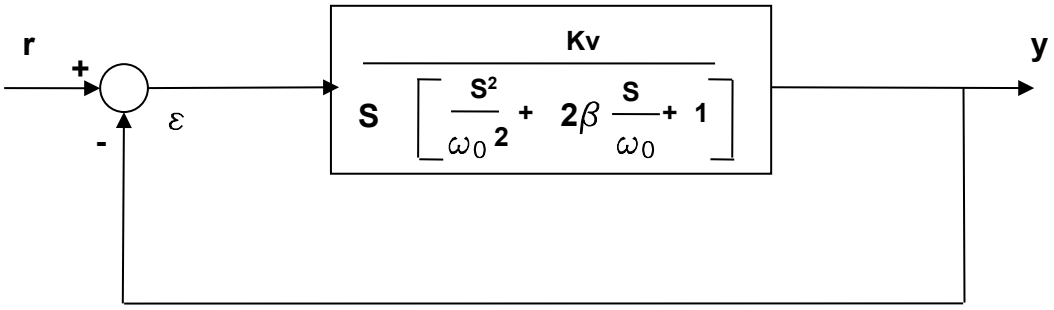


Fig 27. Versterkings factoren K1 en K3 samen gevoegd tot K_v

Het dynamisch gedrag van een positie geregelde cilinder is dus in de eenvoudigste vorm te schrijven als de serie schakeling van een 1e orde systeem en een 2e orde systeem.

In hoofdstuk 2 is geleerd dat de fout in een regelsysteem kleiner wordt naarmate de versterking hoger wordt gemaakt. Vanwege de dynamische effecten, veroorzaakt door de serie schakeling van het 1e en

2e orde systeem is er een belangrijke limiet aan dei versterkingsfactor te stellen. Er ontstaat gevaar voor een INSTABIEL gedrag.

Het aantonen van de dynamische eigenschappen vindt het beste plaats middels met behulp van complexe getallen. In **bijlage B** staat een uitvoerige beschrijving van een dergelijke berekening.

Opdracht:

Download het simulatiemodel “Hydraulisch 2e orde effect”

Beoordeel het effect op de regeling als de versterkingsfactor “Gain1” groter wordt gemaakt.

We kunnen het stabiliteit probleem ook op een meer pragmatische manier uitleggen.

Stel we hebben een eenvoudige hydraulische aandrijving met als blokschema figuur 28.

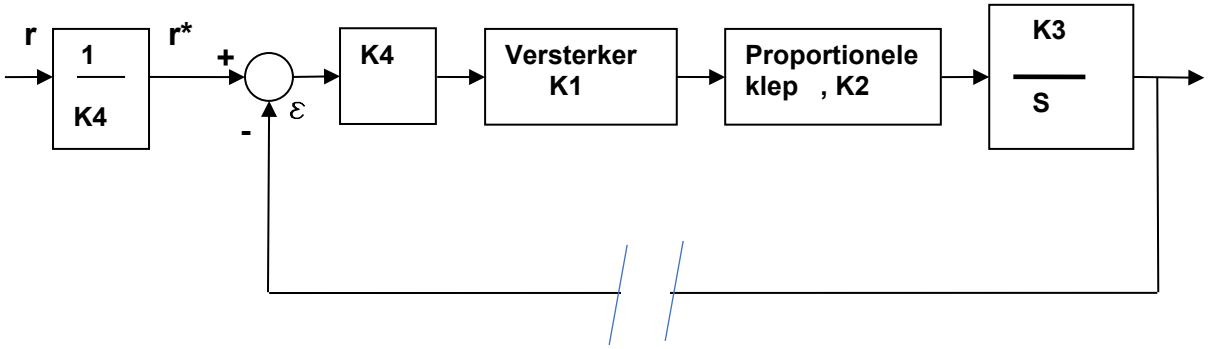


Fig. 28 Blokschema van een eenvoudige hydraulische aandrijving, zie ook hoofdstuk 3

Naast een aantal vaste versterking factoren K1, K2, K3 en K4 is er de integrator werking van de cilinder aanwezig (1/S).

Stel nu dat we als ingang een sinus vormig signaal r toevoeren, zie ook figuur 29. We bekijken eerst het uitgang signaal in de zogenaamde open loop, dus zonder terugkoppeling signaal We kunnen de vorm van het uitgang signaal dan ook als volgt berekenen:

$$x = \sin(\omega.t) \qquad (34)$$

$$y = \int x = \int \sin(\omega.t)dt = -\frac{1}{\omega}.\cos(\omega.t) \qquad (35)$$

In grafiek vorm, zie fig 29.

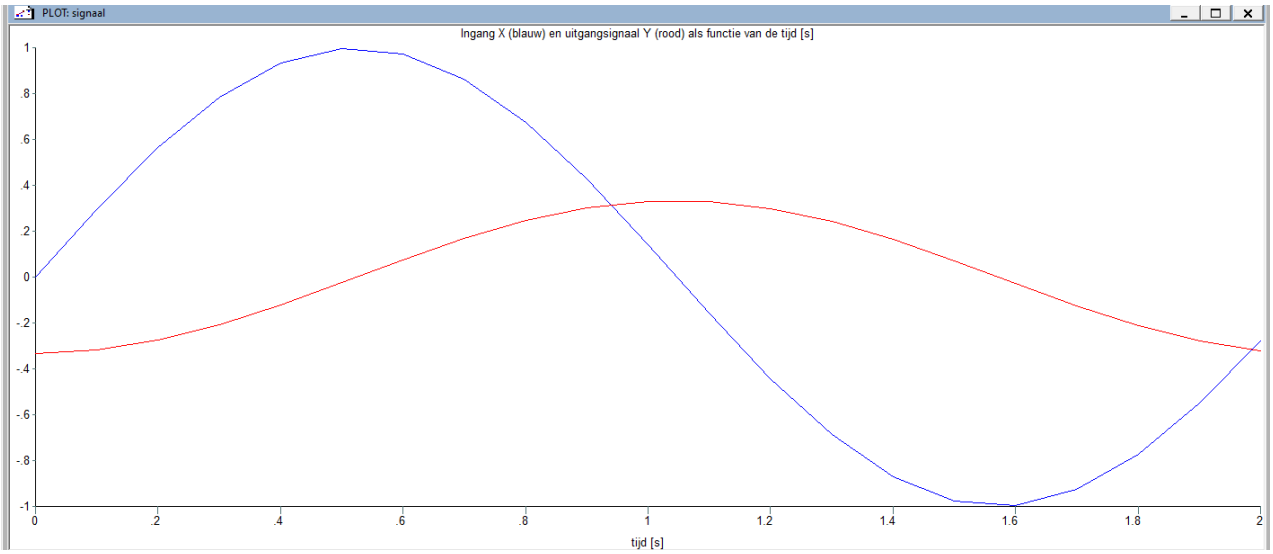


Fig 29. Tijd diagram voor het Ingang signaal X (blauw) en Uitgang signaal Y (rood)

Als we ons realiseren dat de blauwe curve de volumestroom voorstelt naar een cilinder dan is het ook duidelijk dat de rode lijn de positie voorstelt van die cilinder. Zolang de volumestroom positief is loopt de cilinder uit. Wordt de volumestroom negatief dan trekt de cilinder weer in.

We kunnen ook stellen dat het uitgang signaal een sinusvorm heeft maar dan 90 graden verschoven ten opzichte van het ingang signaal.

> Een integrerend blok geeft een verschuiving van 90 graden ten opzichte van het ingang signaal

Maar in ons meer uitgebreide systeem waarbij een 2^e orde effect aanwezig is, zal er ongetwijfeld meer fase draaiing plaats vinden als gevolg van de aanwezige s^1 en s^2. Om ook te begrijpen wat er fysiek aan de hand is met een aandrijving waarvan er meer dan 90° fase draaiing is kijken we naar figuur 30.

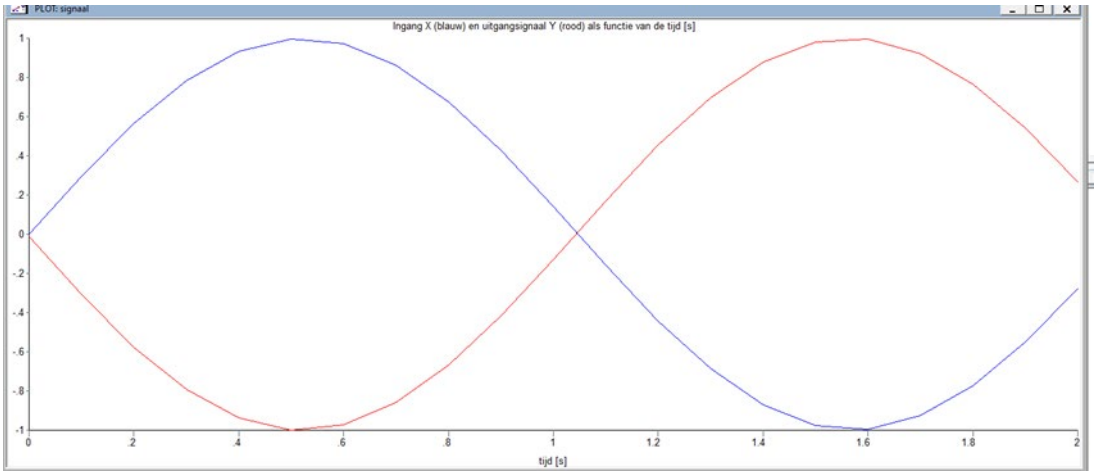


Fig 30. Het uitgang signaal is voor een bepaalde frekwentie 180° verdraaid ten opzichte van het ingang signaal.

De blauwe lijn is het ingang signaal, de rode lijn het uitgang signaal. Er is sprake van een fase verschuiving van 180°.
Voor een tegen gekoppeld is er een optel-aftrekpunt. In dat optel-aftrek punt wordt het uitgang signaal eerst met -1 wordt vermenigvuldigd en vervolgens weer bij het ingang signaal opgeteld. Zie ook de details van het optel-aftrekpunt van een tegen gekoppeld systeem (fig 2B).

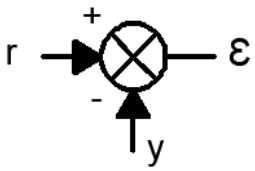


Fig 2B. Optel-aftrekpunt

In plaats van dat het foutsignaal kleiner wordt is het omgekeerde het geval. In deze situatie wordt het foutsignaal alleen maar groter. We spreken dan over een instabiel gedrag.

Dit is dan een praktisch benadering van het effect van een grote fase draaiing in een geregelde hydraulische aandrijving. Om meer nauwkeurig te bepalen of een fase draaiing een probleem kan zijn voor de stabiliteit dienen de formules zoals vermeld in Bijlage B.

Met behulp van die zogenaamde complexe rekenmethode kan van het in figuur 27 getoonde blokschema worden vastgesteld dat het 2e orde systeem met in serie een 1e orde systeem een maximale fase verschuiving geeft van 180+90 = 270 graden.

Voor het stabiliteit criterium moeten we kijken naar het zogenaamde polaire diagram uit de complexe rekenmethode.

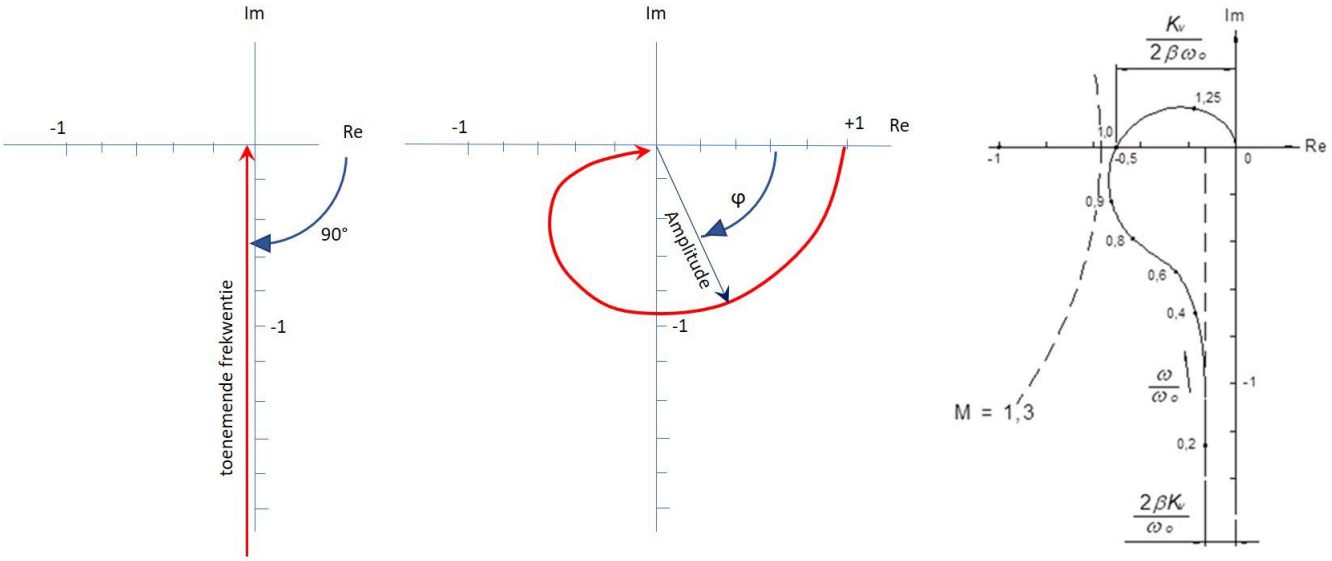


Fig 31, polair diagrammen voor een 1e orde systeem (links), een 2e orde systeem (midden) en een samengesteld systeem, een massa belaste cilinder of hydromotor (rechts)

Voor het 1e orde systeem hadden we al gezien dat er altijd een fase draaiing van 90° plaatsvindt en dat de amplitude van het uitgang signaal kleiner wordt naarmate de frekwentie toeneemt, zie formule 35 en het linker getoonde polair diagram.

Een 2e orde systeem start voor een lage frekwentie in het Re =1 punt. Naarmate de frekwentie van het ingang signaal toeneemt vertoont het uitgang signaal een steeds grotere fase achterstand, tot maximaal 180°, en neemt de amplitude van het uitgang signaal ook af.

Om het polair diagram van een aangedreven massa-belaste cilinder te verkrijgen mogen we voor iedere individuele frekwentie de amplitudes van de linker en het midden figuur met elkaar vermenigvuldigen en de individuele fasehoeken van links en midden bij elkaar optellen. Zo ontstaat de rechter polair figuur voor een aangedreven hydraulische cilinder met als blokschema figuur 27.

We zien van figuur 31 dat de fase achterstand ook toeneemt voor toenemende frekwentie. Voor een frekwentie gelijk aan de eigenfrekwentie ω_o is de fase achterstand gelijk aan -180° en gaat de polaire figuur ook door de negatieve reële as.

Om voldoende stabiliteit te verkrijgen moet de polaire figuur ver genoeg van het -1 punt liggen. Voor ook voldoende demping van de gesloten keten wordt een goed resultaat bereikt als de polaire figuur geheel buiten de getekende M=1,3 cirkel ligt.

Als de boven genoemde stabiliteit voorwaarde van de M=1,3 cirkel wordt toegepast dan kan met de complexe rekenmethode weer vrij eenvoudig worden afgeleid dat:

$$\frac{K_v}{2\beta\omega_o} \leq 0{,}5 \quad (36) \quad \text{of} \quad K_v \leq \beta\omega_o \quad (37)$$ Vuistregel

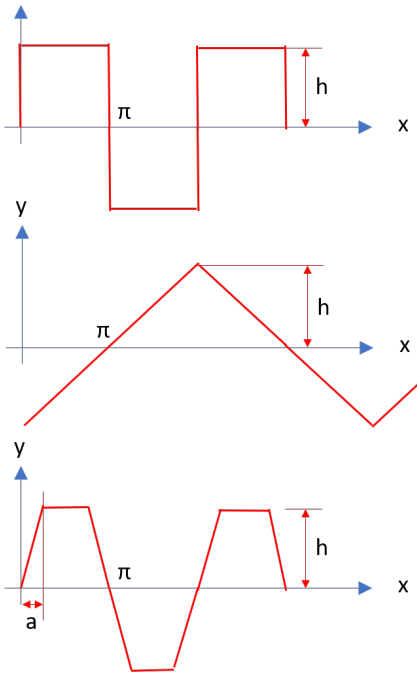
De totale kring versterking Kv moet dus kleiner of gelijk zijn aan een waarde gelijk aan $\beta.\omega_o$.
Voor het ontwerpen van een hydraulisch regelsysteem blijkt deze vuistregel goed te functioneren.

Het in de praktijk afstellen van een positie teruggekoppelde cilinder of een willekeurig ander regelsysteem kan plaatsvinden door de hierboven berekende maximale versterking factor Kv netjes in te stellen op bijvoorbeeld een regelkaart of in de PLC. In de praktijk blijken er echter vaak meerdere invloeden te zijn die de vorm van het polaire figuur beïnvloeden. Zo kan de proportionele klep of de servoklep zelf ook nog fase draaiing introduceren. Een positie opnemer kan ook fase draaiing introduceren. De “theoretische” maximale versterking factor is dan slechts een grove benadering van de werkelijk in te stellen versterking factor.

Een zeer praktische methode voor instelling van de versterking factor is: versterking factor verhogen totdat via een meting blijkt dat er oscillaties in het geregelde systeem optreden. Vervolgens de versterking factor op 50-60% van deze waarde afstellen. Deze methode lijkt een nogal onwetenschappelijke methode voor de instelling van een regelaar maar voldoet in de praktijk goed.

Opdracht: Download het simulatiemodel “Maximale versterkingsfactor 2e orde”. Volg de video instructies en pas dat zelf ook toe.

Waarom is de focus nu zo op sinus vormige signalen met fasedraaiing etc. Dat komt omdat de standaard stuur signalen die we kennen allemaal beschouwd kunnen worden als de som van meerdere sinus vormige signalen met steeds hogere frekwenties. Onderstaand hebben we enkele van de mogelijk standaard stuursignalen omgezet in hun sinusvorm.



$$f(x) = \frac{4h}{\pi}.\left(\sin x + \frac{\sin 3x}{3} + \frac{\sin 5x}{5} + \frac{\sin 7x}{7} + \frac{\sin 9x}{9} + \ldots\right)$$

$$f(x) = -\frac{8h}{\pi^2}.\left(\frac{\cos x}{1^2} + \frac{\cos 3x}{3^2} + \frac{\cos 5x}{5^2} + \ldots\right)$$

$$f(x) = \frac{4h}{a.\pi}.\left(\frac{\sin a}{1^2}.\sin x + \frac{\sin 3a}{3^2}.\sin 3x + \frac{\sin 5a}{5^2}.\sin 5x + \ldots.\right)$$

Fig 32, vervangen van een niet-lineair tijdsignaal in sinus vormige signalen

In de functie vergelijking f(x) zien we dat er steeds een zogenaamde grond-harmonische sin(x) of cos(x) aanwezig is waarbij dan steeds hogere harmonische signalen worden opgeteld.
Een stapvormig ingangs signaal bestaat op deze wijze dus in feite uit een basis frekwentie plus de som van in feite alle hogere frekwenties. Het zijn vaak de hogere frekwentie delen van een ingangs signaal die een aandrijfsysteem zodanig aanstoten dat een instabiel gedrag ontstaat.

Na het “vervangen” van een tijdsafhankelijk setpoint signaal in sinus vormige signalen kan in ieder geval worden vastgesteld wat de hoogste frekwentie is die de aandrijving tenminste goed moet kunnen volgen om het oorspronkelijk setpoint signaal te kunnen volgen. Er ligt dan dus een eis voor de zogenaamde “bandbreedte” , ook wel genoemd ω_b die de aandrijving dient te hebben. Aan deze eis wordt voldaan als:

Vuistregel:

De eigen frekwentie ω_0 van de aandrijving dient minimaal een factor 2-3 groter te zijn dan de maximale frekwentie ω_b die het systeem moet kunnen volgen.

Opdracht:

Download het simulatiemodel “Maximale versterkingsfactor 2e orde”

Bekijk het onderdeel van de cursus in de beschikbare video. Probeer vervolgens zelf ook om de versterkingsfactor “P” te variëren om daarmee de optredende fout te verkleinen.

Validatie van de simulatie:

Voor de cilinder uit het model met de afmetingen 100 x 70 x 500 mm , een massa van 2500 kg en leidingvolumes van 3,87 liter aan beide zijden van de proportionele klep alsmede een olie elasticiteit van 10^9 [N/m^2] kan met behulp van ook weer formule 26 de eigen frekwentie van de massa belastte cilinder worden berekend.
Let: uiteraard eerst alle parameters in SI-eenheden uitdrukken ([m], [m^2], [m^3] etc)

Voor de minimale olie stijfheid van de cilinder volgt dan: $C_0 = 2{,}22 \times 10^7$ [N/m]

En een eigenfrekwentie $\omega_0 = 94$ [rad/s]

De totale versterking K_V is het product van de waarde van “P”, de klepversterking K_{klep} en de factor $K_3 = 1/A$.

De klepversterking K_{klep}:

Dit is de volumestroom in [m^3/s] die de klep genereert bij een ingangssignaal gelijk aan een ingangssignaal met een waarde “1”

De volumestroom door de klep is in het model gedefinieerd met de formule

$$Q = C_d . A . \sqrt{\frac{2 . \Delta p}{\rho}}$$

Uit de parameterlijst van de simulatie:

Met:	C_d	=	stroming coëfficiënt	=	0,67	
	A	=	maximum opening klep	=	2,01 x 10^{-5}	[m^2]
	Δp	=	drukval over een stuurpoort van de prop klep, deze drukval varieert gedurende de tijd (zie simulatie model), voor een 1e benadering is gerekend met een drukval per poort van 150 bar = 150x10^5 [N/m^2]			
	ρ	=	soortelijke massa van de olie	=	865	[kg/m^3]

Hieruit volgt: $K_{klep} = 2{,}50 \times 10^{-3}$ [m^3/s]

De versterking factor K_3:

In het algemeen geldt: $K_3 = 1/A$, echter het oppervlak A varieert. Sturen we de bodemzijde aan met oppervlak A_1 of de stangzijde met oppervlak A_2. Formele resulteert dit dan in verschillende versterkingsfactoren voor de richting waarmee we de cilinder aansturen. Praktisch kan dit een flink probleem opleveren. Het is aan te bevelen om een gemiddelde waarde van A te nemen en daarmee K_3 te berekenen. Het gemiddelde oppervlak A is voor deze cilinder: 59,3 x 10^{-4} [m^2] waarmee $K_3 = 168$ [m^{-2}]

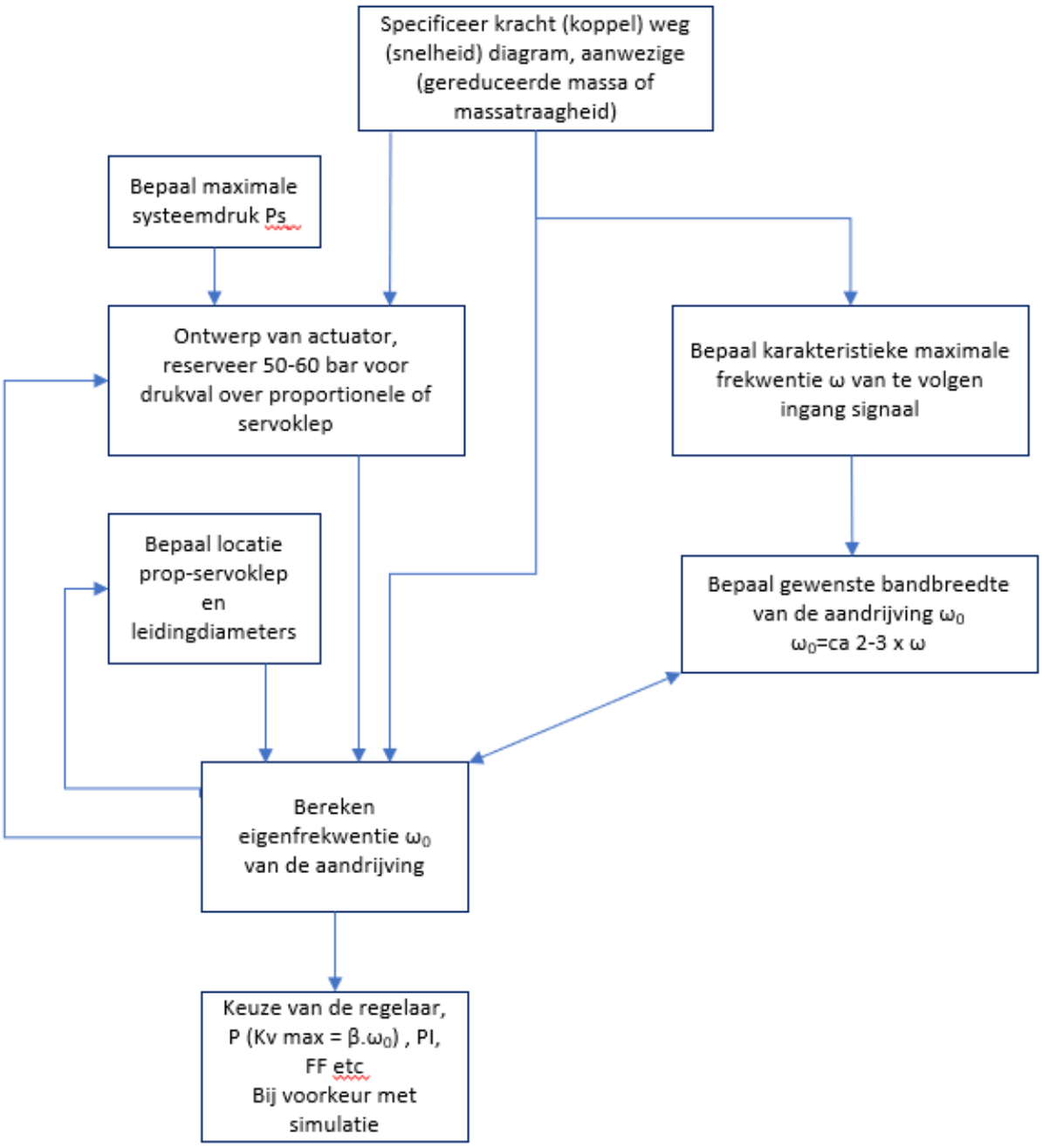
Met de vuistregel: $K_V <= \beta . \omega_0$ (β = dempingswaarde = ca 0,1 – 0,15)

Volgt: $K_V = P \times K_{klep} \times K_3 <= 0,15 \times 94$

Of $P_{max} = \frac{0,15 \; x \; 94}{2,5 \; x \; 10^{-3}.168} = 33$

Ook uit de simulatie blijkt dat een waarde van 33 voor de versterking factor van P een stabiel systeem oplevert. In de praktijk blijkt echter toch wel vaak dat toelaatbare versterkingsfactoren afwijken van de berekende waarde. Dit wordt vaak veroorzaakt omdat er een afwijkende demping is (wrijving) of dat de werkelijk aangedreven massa's anders zijn etc.

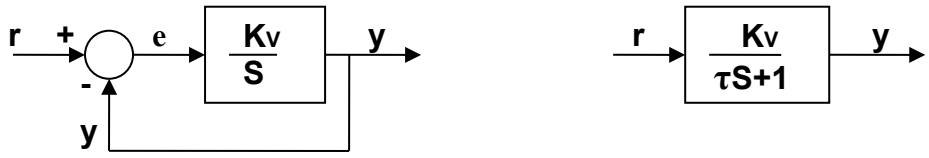
Stappenplan ontwerp regelsysteem hydrauliek



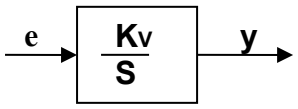
8. De snelheids fout

In deel 3 van dit hoofdstuk is het quasi statisch gedrag van een hydraulische positie regeling afgeleid.

Het blokschema voor dit gedrag kon worden weergegeven met:



In sterk vereenvoudigde vorm kan het blokschema ook worden geschreven als:



In formule vorm kan dit blokschema weer worden geschreven als:

$$y = \frac{K_v}{S} \bullet \varepsilon \quad \text{of} \quad \varepsilon = \frac{dy/dt}{K_v} \qquad (38)$$

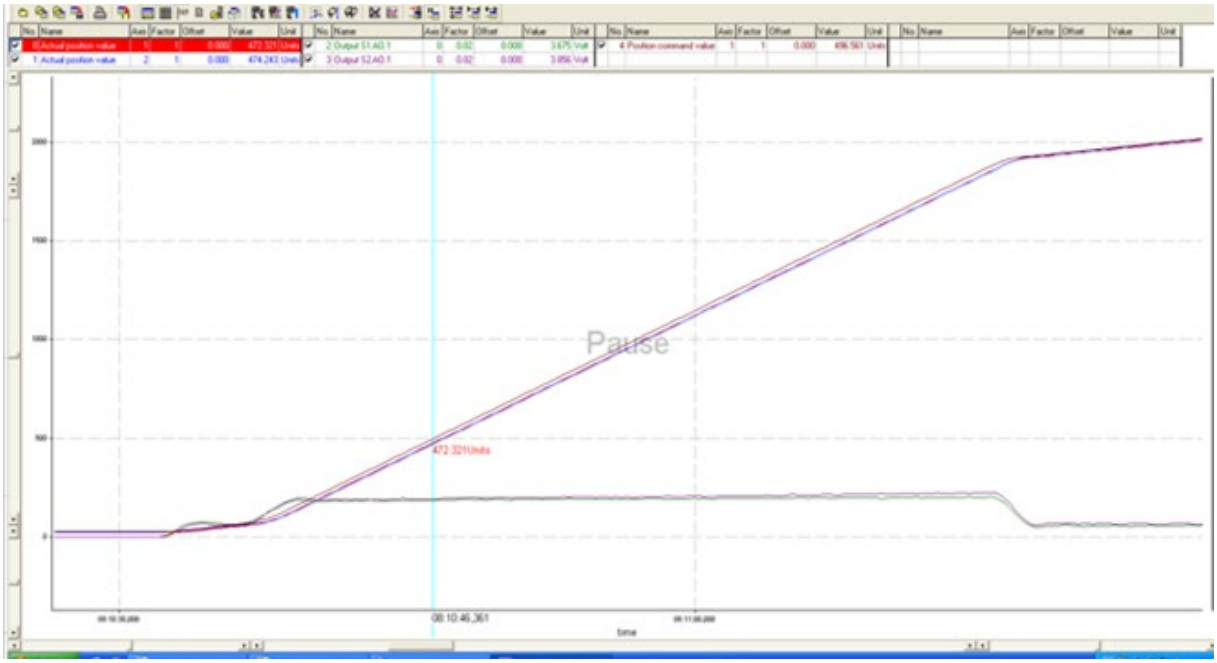
De fout ε is dus recht evenredig met de optredende snelheid dy/dt van het systeem.

Naarmate de versterking factor Kv groter is, wordt de fout ε kleiner.

Omdat Kv beperkt is in waarde volgt hieruit dat de positie fout ALTIJD aanwezig is zodra er een snelheid van het systeem plaatsvindt. Je kunt ook zeggen, **er moet een fout ε aanwezig** zijn om een snelheid dy/dt te kunnen verkrijgen.

Deze situatie doet zich veel voor bij volgsystemen waarbij een cilinder of hydromotor een vooraf ingesteld bewegingspatroon zo nauwkeurig mogelijk moet volgen. De regeltechniek biedt hier echter een zeer goede oplossing voor. Die oplossing wordt de Feed Forward regeling of Voorwaarts koppeling genoemd.

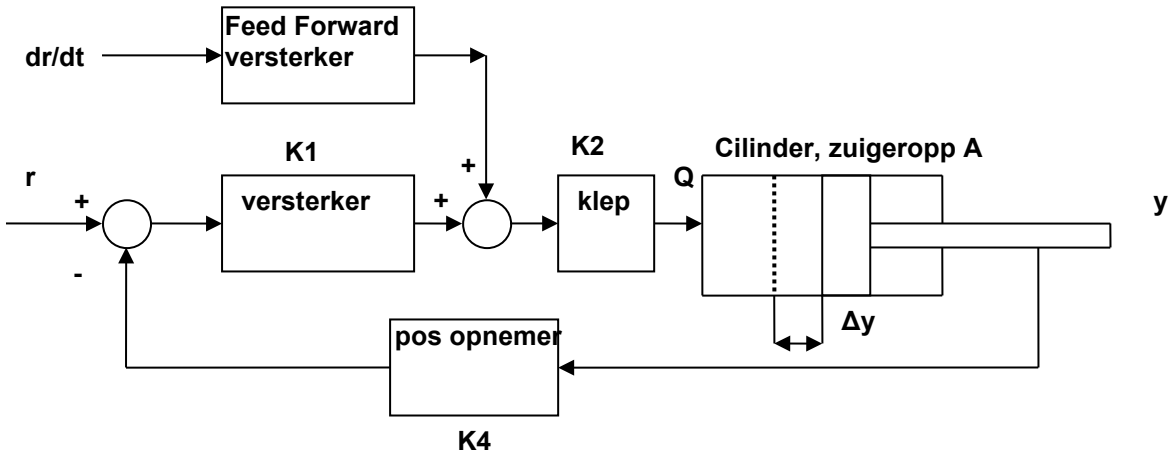




De hierboven getoonde grafiek is de registratie van de positie opnemers van de 2 cilinders die in de hameitorens van de brug staan opgesteld. In het ontwerp van de aandrijving was oorspronkelijk een zogenaamde master-slave regeling bedacht waarbij de positie van 1 cylinder (de bovenste lijn) als setpoint werd gebruikt voor de 2e cilinder (de onderste lijn).
Het gevolg van zo'n master-slave regeling is dat de 2e cilinder in positie altijd achterloopt op de 1e cilinder.

9. Feed forward regeling

In blokschema ziet een feed forward er als volgt uit.



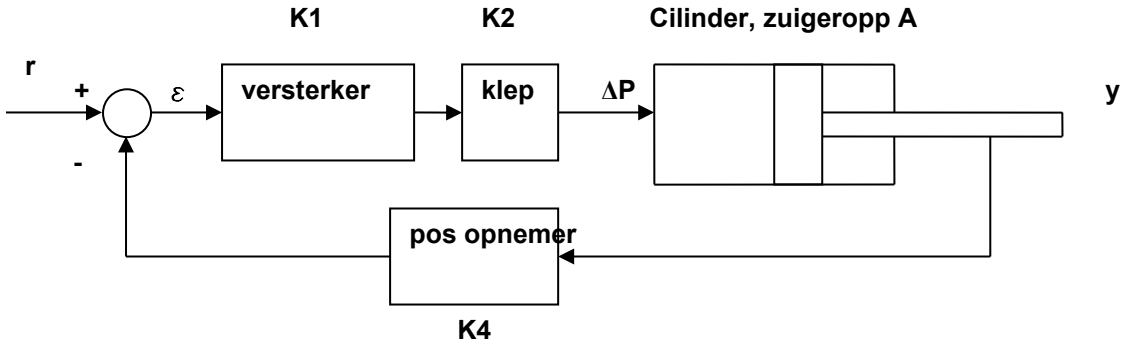
In bovenstaand blokschema wordt de snelheid dr/dt van het ingangs signaal via een aparte versterker direct als klepsignaal aangeboden. In feite wordt de klep al naar een zodanige waarde gestuurd dat de cilinder al een bepaald snelheid dy/dt verkrijgt die overeenkomt met de snelheid dr/dt van het ingangs signaal.
De positie regelkring blijft verder gewoon intact en neemt in feite de regeling over zodra het ingangs signaal niet meer wijzigt en het geregelde systeem naar een bepaalde specifieke positie moet worden geregeld.
Het interessante deel van de hier getoonde Feed Forward regeling is dat het feed forward deel van een dergelijke regeling NOOIT INSTABIEL kan worden. Omdat de klep hierbij een groot deel van zijn stuursignaal al ontvangt van de FF versterker hoeft de K1 versterker nog slechts een klein deel te leveren. De versterkingsfactor K1 kan kleiner worden ingesteld. Dit geheel verhoogd de stabiliteit van de positie regelkring.
In reeds ontworpen positie regelsystemen blijkt dat de FF versterker wel ca 50-80% van het stuursignaal van de klep voor zijn rekening neemt.

Opdracht: Download het simulatiemodel “Voorwaarts koppeling” en ga na welk effect er optreedt als de versterkingsfactor in de voorwaarts kring wordt opgevoerd.

10. De wrijvings fout

Een andere fout die in een geregeld systeem kan optreden kan worden veroorzaakt door de statische wrijving van bijvoorbeeld een cilinder, een hydromotor of statische wrijving tussen het aan te drijven apparaat en zijn omgeving. De statische wrijving wordt ook wel stick-slib wrijving genoemd.

Die wrijving zorgt ervoor dat de cilinder of hydromotor niet beweegt totdat het drukverschil over de actuator groot genoeg is om de wrijving te overwinnen. In een blokschema kan dit ook weer duidelijker worden gemaakt.

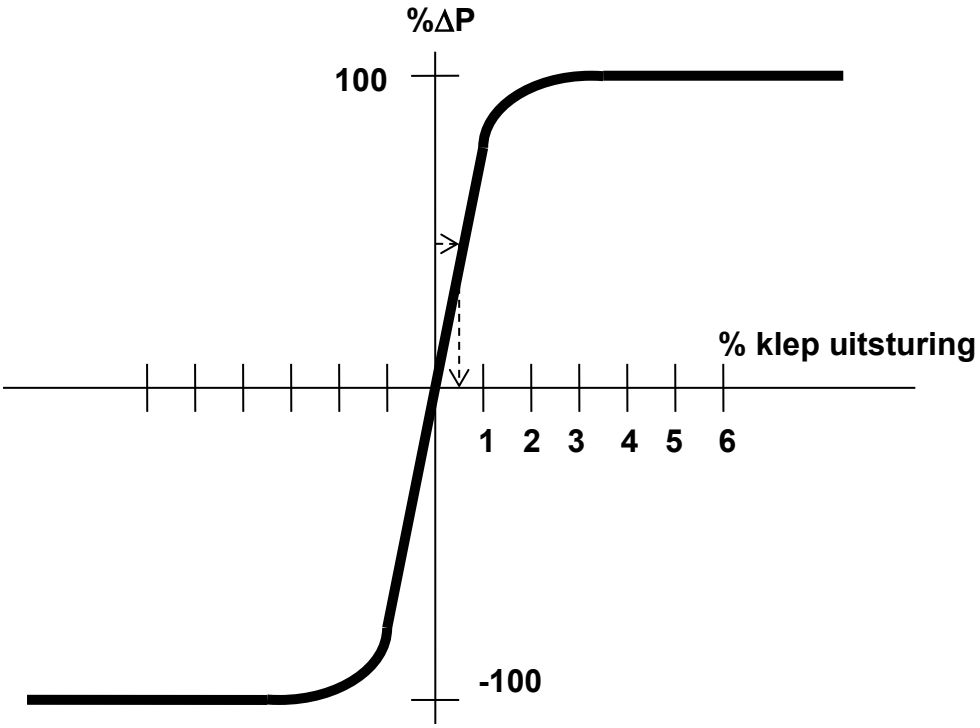


Er kan een evenwicht situatie ontstaan waarbij de cilinder dus stilstaat terwijl er wel een drukverschil ΔP over de cilinder staat. De klep wordt dus aangestuurd, er is dus een foutsignaal ε. Je kunt dus ook zeggen, voor een kleine positie fout komt dit volgsysteem niet van zijn plaats. De positie fout ε is groter naarmate de statische wrijving ook groter is.

In voorgaande situaties is van een proportionele klep of servoklep alleen de flow-karakteristiek besproken. Deze karakteristieken zijn niet geschikt om het door de klep opgewekte drukverschil te laten zien dat ontstaat bij aansturing als gevolg van het kleine foutsignaal ε.

Daarvoor is het noodzakelijk om de zogenaamde druk versterking karakteristiek in te voeren. Zie figuur hieronder. In deze grafiek wordt het drukverschil gegeven dat over de klep ontstaat als functie van het percentage waarmee de klep wordt aangestuurd. De grafiek is opgenomen zonder dat er een volumestroom dor de klep gaat, dus met alleen een manometer aan de uitgangs poorten van de klep.

Een drukverschil van 100% over de uitgangspoorten van de klep komt dan overeen met het maximale drukverschil dat over de inlaatpoorten beschikbaar wordt gesteld. Stel dat de inlaatdruk van een klep 250 bar bedraagt en T-aansluiting op het reservoir is aangesloten, dan kan de klep een maximaal drukverschil over een cilinder opwekken van ook 250 bar.



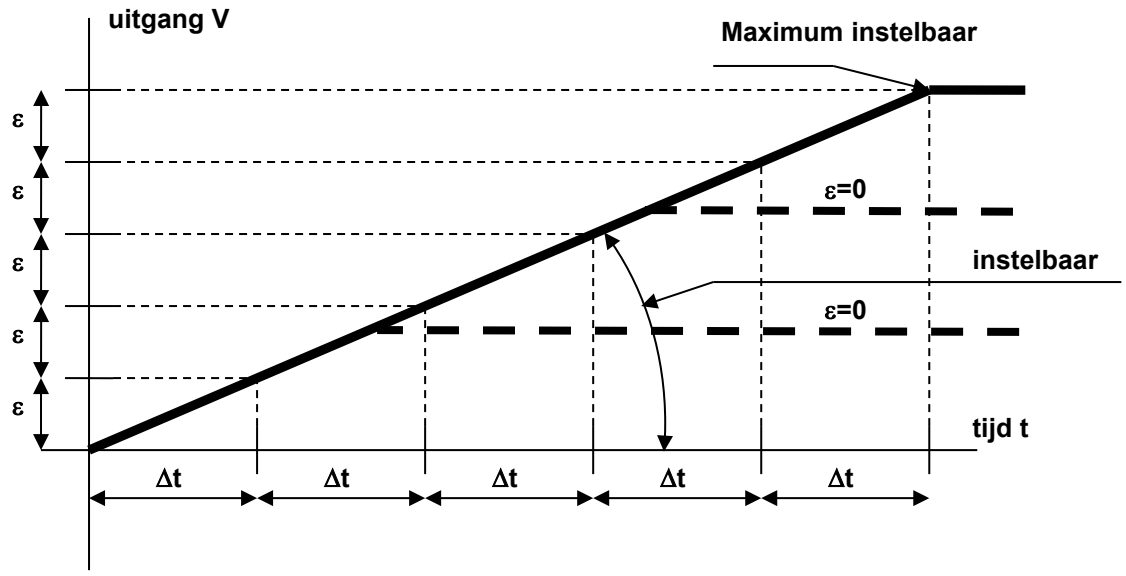
Druk versterking karakteristiek van een proportionele klep

Als nu bekend is dat een actuator een statische wrijving heeft van bijvoorbeeld 35 bar dan kan in de druk versterking grafiek worden gevonden bij welke klep aansturing dit drukverschil kan worden opgewekt. Met de versterking factor K1 uit het bode diagram kan dan ook worden teruggerekend welke positie afwijking er ontstaat als gevolg van deze statische wrijving.

11. De I-regelaar of Integrerende regelaar

In hoofdstuk 8 en 10 is aangetoond dat er positie afwijkingen kunnen ontstaan als gevolg van bijvoorbeeld de snelheid van de bewegende actuator of als gevolg van de statische wrijving van een cilinder of hydromotor. Een normale proportionele regelaar is niet in staat om deze afwijking te corrigeren. In dit deel wordt een regelaar geïntroduceerd die dat wel kan, de zogenaamde I-regelaar of Integrerende regelaar.

Werking van een I-regelaar, zie ook onderstaande figuur.



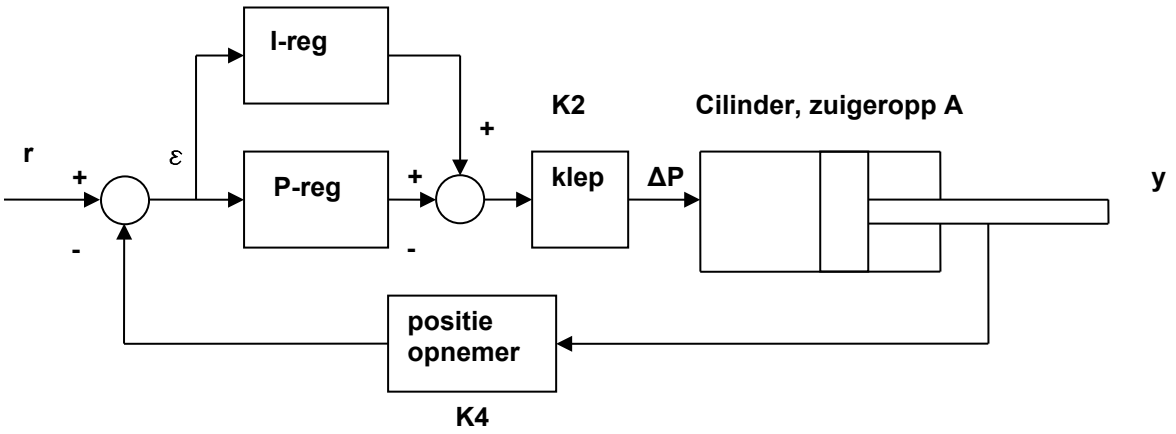
Werking van een Integrerende of I-regelaar

In een I-regelaar wordt het ingang signaal geïntegreerd naar de tijd. Bij een continu ingang signaal ter grootte van ε zal het uitgang signaal in de tijd steeds verder toenemen. Als het ingang signaal na verloop van tijd gelijk wordt aan nul dan zal het uitgang signaal op de vlak daarvoor bereikte waarde worden gehouden.

Van een I-regelaar zijn zowel de integratie tijd (de helling van de lijn) als het maximum uitgang signaal instelbaar. Bij een korte integratietijd zal het uitgang signaal snel variëren. Bij een lange integratietijd zal het uitgang signaal langzaam variëren. In de regel is het maximum uitgang signaal van een I-regelaar overigens beperkt tot +/- 10 Volt, maar in veel gevallen wil men de invloed van een I-regelaar beperken tot bijvoorbeeld +/- 1 Volt.

Zolang er dus een positie fout ε aanwezig is zal de I-regelaar een uitgang signaal creëren om die positie fout kleiner te laten worden. Het te regelen “systeem” (de servoklep + cilinder) moeten dat vervolgens wel realiseren.

In het blokschema van een positie geregelde cilinder kan de I-regelaar als volgt worden ingebouwd.



Een I-regelaar wordt altijd SAMEN MET een proportionele of P-regelaar toegepast. De regelaars staan daarbij ook altijd parallel aan elkaar. De grote positie afwijkingen worden hier door de P-regelaar gecontroleerd en de kleine positie afwijkingen door de I-regelaar.

Er zijn twee belangrijke voorwaarden om een I-regelaar toe te passen.

Stel dat het hydraulisch vermogen afwezig is. De pomp staat bijvoorbeeld uit omdat het systeem niet in gebruik is. Het is dan vaak zo dat de gemeten positie niet overeenkomt met het setpoint dat op dat moment aan de besturing elektronica wordt aangeboden. Ergo, er is dus een positiefout ε. De I-regelaar reageert hierop door, na verloop van de integratietijd, een maximaal uitgang signaal aan de klep aan te bieden. De klep wordt in feite vol open gestuurd. Tot zover is er nog niets aan de hand. Als in deze situatie echter de pomp wordt gestart dan zal de actuator met de maximale snelheid een bepaalde kant op bewegen want de klep stond immers vol open gestuurd. Dit is een zeer gevaarlijke situatie en kan eenvoudig leiden tot schade aan de installatie of lichamelijk letsel. Om dit te voorkomen zijn de industriële I-regelaars altijd voorzien van een extra “enable” signaal waarmee de I-regelaar pas wordt vrijgegeven op het moment dat de installatie in “operating” condities is.

Stabiliteit voorwaarde bij toepassing I-regelaar

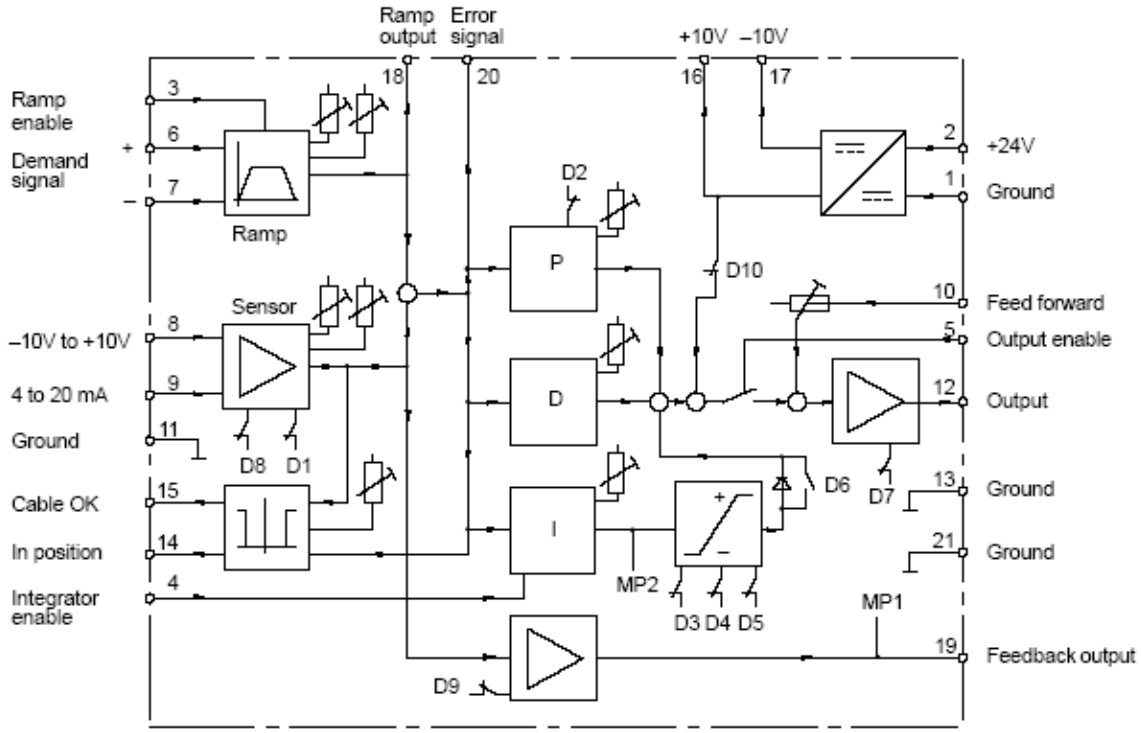
De integratietijd van een I-regelaar noemen we τ_i , uitgedrukt in de grootheid seconde. Er is een voorwaarde gesteld aan de minimum integratie tijd die je kunt instellen. Een vuistregel hierbij is:

$$\tau_i \geq \frac{25}{\omega_0} \quad [s]$$

Een ander effect dat optreedt is dat de toelaatbare versterking factor (de maximumwaarde voor de P-versterker) ook kleiner wordt als de integratie tijd korter wordt.

Opdracht: Download het simulatiemodel “PI-regelaar” en ga na welk effect de I-actie heeft op de aandrijving

In de onderstaande figuur is een voorbeeld weer gegeven van een industrieel verkrijgbare regelkaart voor een positie regelkring. (Bron : Vickers)



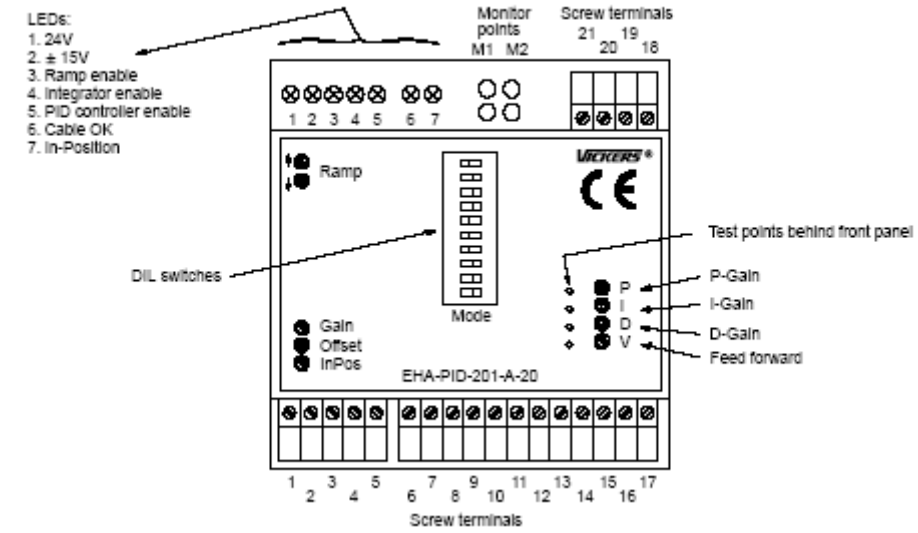
DIL-Switches

Switch	ON	OFF
D1	For sensors with 4 to 20 mA output	For sensors with 0 to 20 mA or ± 10V output
D2	P-gain 2 to 50 (default)	P-gain 0,1 to 2
D6	One-sided limitation of the integrator output (Only useful for proportional pressure and proportional throttle valves)	No limitations of integrator output
D7	Controller output signal not inverted	Controller output signal inverted
D8	For sensors with 4 to 20 mA output	For sensors with 0 to 20 mA or ± 10V output
D9	Sensor output signal not inverted	Invert the sensor (feedback) output signal
D10	For PQ control with internal switchover	For simple closed loop systems without switchover

The switches D3, D4 and D5 work together. They limit the I-gain between 5% and 100% as follows.

D3	D4	D5	I-Gain
ON	ON	ON	100% (default)
ON	ON	OFF	50%
ON	OFF	ON	35%
ON	OFF	OFF	25%
OFF	ON	ON	5.9%
OFF	ON	OFF	5.8%
OFF	OFF	ON	5.3%
OFF	OFF	OFF	5.0%

Front View

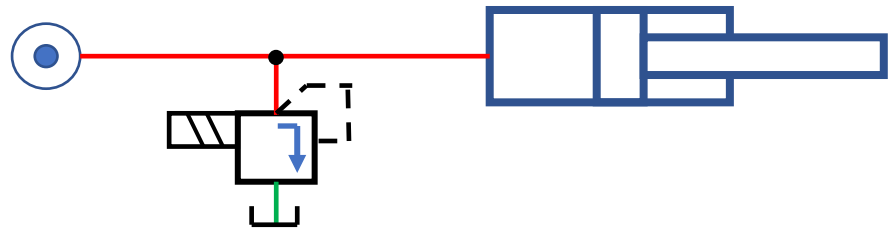

LEDs:
1. 24V
2. ± 15V
3. Ramp enable
4. Integrator enable
5. PID controller enable
6. Cable OK
7. In-Position
Monitor points
M1 M2
Screw terminals
21 20 19 18
1 2 3 4 5 6 7
Ramp
VICKERS
DIL switches
Test points behind front panel
P-Gain
I-Gain
D-Gain
Feed forward
P
I
D
V
Mode
Gain
Offset
InPos
EHA-PID-201-A-20
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17
Screw terminals

12. Druk regeling

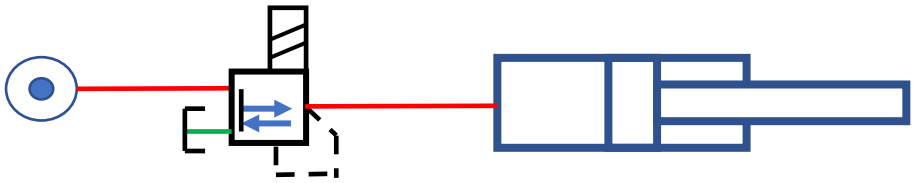
In de vorige hoofdstukken is steeds gesproken over positie of snelheid regelingen. Bij meerdere toepassingen is echter een druk of kracht regeling vereist.

Om een druk, en daarmee een kracht of koppel in te stellen in een cilinder of hydromotor zijn meerder oplossingen beschikbaar.

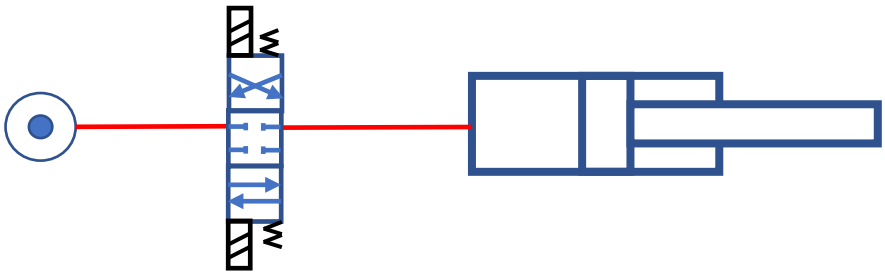
Met behulp van een proportionele drukregelklep:



Met behulp van een proportionele drukreduceerklep



Of met behulp van een proportionele richtingklep



Omdat proportionele richting kleppen beschikbaar zijn met hogere nauwkeurigheid en met die richtingklep niet alleen de druk kan worden geregeld maar ook de richting en zelfs snelheid van de actuator is men snel geneigd om voor die oplossing te kiezen.

In hoofdstuk 5 is de samendrukbaarheid van de olie al b esproken. De volgende formule is daarbij gehanteerd: Het volume V is nu de inhoud van het leidingdeel naar de actuator inclusief de inhoud

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta p}{E} \qquad (13)$$

met:	ΔV	=	afname in volume	m3
	V	=	origineel olie volume	m3
	Δp	=	druk verhoging	N/m2
	E	=	elasticiteitsmodulus van de vloeistof	N/m2

Na differentiëren van deze formule krijgen we:

$$\frac{\frac{\Delta V}{dt}}{V} = \frac{\frac{\Delta p}{dt}}{E} \quad \text{of} \quad \dot{p} = \frac{Q.E}{V}$$

Met: $\frac{\Delta V}{dt}$ = Q = Volumestroom door de prop klep m^3/s (praktisch lpm)

$\dot{p}$ = druk verandering N/m^2.s (praktisch bar/s)

Met deze formule leren we dat de druk verandering een functie is van de volumestroom Q maar daarbij sterk wordt beïnvloed door de verhouding van E/V. Aangezien de elasticiteits modulus E een constante is blijft de afhankelijkheid van de parameter 1/V. Voor een klein volume V is de druk verandering dus zeer groot bij een bepaalde volumestroom Q.

In andere bewoording:

Om een geringe druk variatie te verkrijgen is (afhankelijk van het volume V) een geringe oliestroom Q benodigd.

Een rekenvoorbeeld voor de benodigde volumestroom, uitgaande van een stilstaande cilinder:

Cilinder heeft een boring van 120 mm met een actuele slag positie van 500 mm, de cilinderinhoud is dan: 5.65 x 10^{-3} m^3

Leiding inhoud tussen prop klep en de cilinder (aanname): 1 x 10^{-3} m^3

Stel dat we een druk verandering willen bereiken van 10 bar in 60 sec : $\dot{p}$ = 1,66 x 10^4 N/m^2.s

En Q wordt dan: $\frac{1{,}66E4 \; x \; 6{,}66E{-}3}{1E9}$ = 1,11 x 10^{-7} m^3/s = 0,0066 lpm !!!

In 60 sec is een totaal volume toe te voegen van slechts 0,0066 x 1000 = 6,66 cc

Het is wel duidelijk dat dergelijke kleine volumestromen niet instelbaar zijn met een proportionele richtingklep.

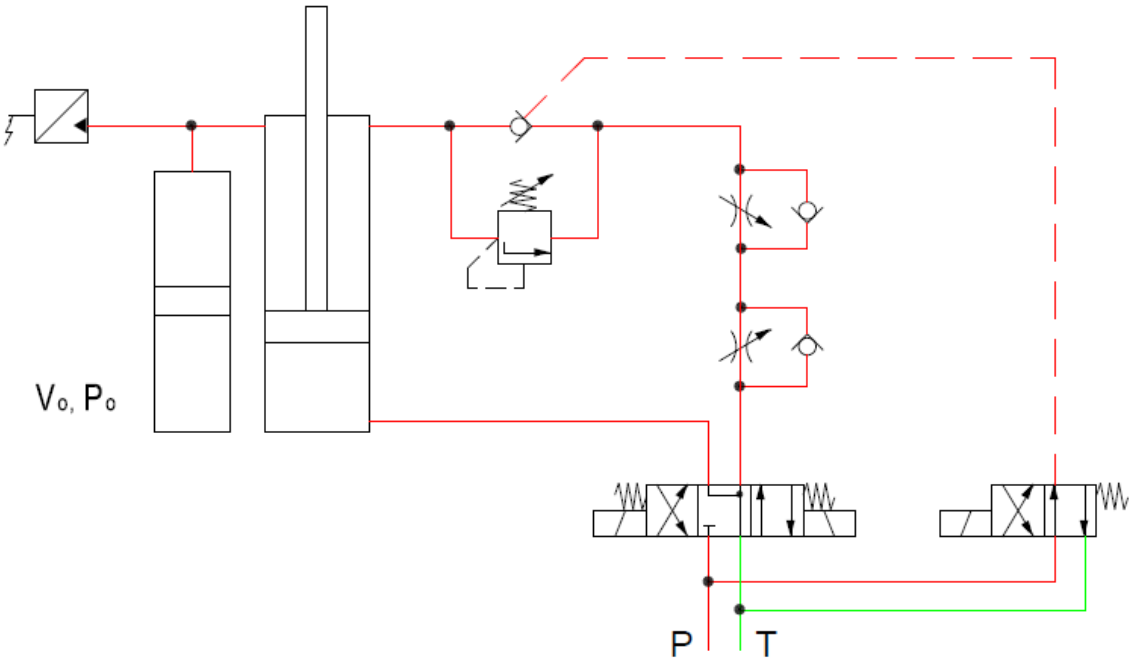
De bovenvermelde analyse is gemaakt voor een stilstaande cilinder. Als de cilinder, tijdens het regelen van de druk, ook nog eens beweegt dan dient de klep flow uiteraard daarop te worden aangepast. Uitgaande van een bepaalde cilinder snelheid moet dan de regelklep weer een zeer nauwkeurige gevoeligheid te hebben om de druk te kunnen regelen.

Wat is nu de oplossing om toch een druk te kunnen regelen met een proportionele richtingklep waar niet direct hoge eisen worden gesteld aan hysterese, gevoeligheid etc.

Dat is alleen mogelijk als het volume V groter is, daarbij gebruik makend van de elasticiteit van de aandrijving. Het volume van een cilinder vergroten is niet mogelijk. Door installatie van een accumulator is dat volume wel eenvoudig te vergroten.

De druk in een cilinder is dan zelfs nog te “regelen” met een open-dicht richtingklep, zoals in onderstaande figuur getoond. Het betreft hier een cilinder die in een “tensioner” van een S-lay barge de trekkracht moet regelen die tussen 2 pipe tracks aanwezig is.

Mogelijk nadeel van deze “accumulator” oplossing is nog wel dat de druk in de cilinder alleen in een bepaalde range kan worden geregeld. Die range wordt nu bepaald door de accumulator zelf: de voorvuldruk en de maximale druk verhouding die in de accumulator mag optreden.



13. Praktijk tips

13.1 Hoofdeigenschappen van een proportionaal richtingklep:

1. Nominale volumestroom,
    a. bij 10 bar over gehele klep (-P-A-B-T)
    b. drukval mag echter veel hoger zijn, (350 bar ?)
    c. max hydr vermogen van de klep (Q als fie van delta-P)
    d. Voor een positie regeling, kies minimaal 25 bar van P-A of B-T

2. Nauwkeurigheid
    a. Hysterese
    b. Dode band
    c. Herhaal nauwkeurigheid
    d. Temperatuur drift

3. Snelheid van reageren
    a. Reactie tijd
    b. Band breedte

4. Type plunjer
    a. Nul lal
    b. Over lap
    c. Onder lap

13.2 Vuistregels

1. Opnemer minimaal 10 x zo nauwkeurig als de gewenste regel nauwkeurigheid
2. PLC (regelaar) minimaal 10 x zo snel als de gewenste bandbreedte
3. Klep is zelf niet-lineair, probeer de lineariteit niet te verbeteren door een 2-weg compensator onder de prop klep te plaatsen (slechtere demping)
4. Demping te verhogen door versnelling terugkoppeling of delta-p terugkoppeling (met filter netwerk)
5. Bandbreedte te ontwerpen systeem minimaal 2 x gewenste bandbreedte van de aandrijving (kan tot factor 3-4 oplopen)
6. Feedforward bij positie regeling vaak meer dan 50% van het regelsignaal
7. De D-actie van PID maakt systeem effectief langzamer, werkt dus wel
8. I-actie: kortere integratie tijd = ook lagere versterkingsfactor
9. Bij inbedrijfname: doe kleine stap responsies, analyseer dan systeem
10. GEEN counterbalance of remklep tussen proportionele klep een actuator

Bijlage A, instructie voor gebruik 20-sim

Deze instructie dient om het pakket 20sim in een trial licentie te kunnen gebruiken voor het zelf kunnen simuleren van een aantal modellen van hydraulische aandrijvingen.
De betreffende modellen kunnen door de cursisten worden gedownload via de aanwezige links in de naslagwerk(en) .
Met deze trial versie kun je een bestaand model openen, zelf een model bouwen, parameters wijzigen en simuleren. Je kunt een gewijzigd of nieuw gebouwd model echter niet opslaan. Voor het opslaan van een gewijzigd model is een gekochte licentie benodigd.

1. Ga naar https://www.20sim.com/download/
2. Kies voor Personal
3. Vul in: Naam en email adres, vul bij de toelichting in dat download wordt gebruikt voor de Master Class Regeltechniek in de Hydrauliek
4. Vink eventueel aan: gewenste Nieuwsbrief
5. Voer DOWNLOAD uit (als deel download kan het pakket “Python 3.7” ook worden gekozen). Die Python 3.7 software is voor de training NIET nodig.
6. Open 20sim, kies hierbij NIET voor “Trial License”, druk echter op “CLOSE”
7. Onder “File”, kies “Open” en selecteer vervolgens het gewenste bestand, in dit voorbeeld “stijfheid cylinder.emx”
8. Verifieer eerst of het model aan de basis vereisten voldoen, doe dit door boven in de menubalk op icoon  te drukken
9. Het model is opgebouwd voor een massa belastte cylinder die met behulp van een proportionele klep kan worden aangestuurd. De inlaatdruk voor de proportionele klep wordt verzorgd door ene constant druk systeem. De proportionele klep wordt op tijdstip t=1 sec open gestuurd en op tijdstip t=3 sec weer dicht gestuurd.
10. Druk in de menu balk op het icoon  , Je komt vervolgens in de “grafiek” pagina
11. Druk nu in de menu balk op het start commando: 
12. Druk vervolgens in de menubalk op het logo parameters: 
13. Wijzig in de lijst van paramaters vervolgens achtereenvolgens de massa van de “load”, de leidinginhoud van Leiding_Vol_VP1 en verifieer wat dit voor effect heeft op het dynamisch gedrag. Noot: de oude grafiek resultaten blijven hierbij steeds zichtbaar, dit om vergelijk onderling te vereenvoudigen. Om het grafiekblad te wissen, gebruik de knop: 

Bijlage B, complexe getallen berekening

Complex numbers are an expansion on real numbers. A complex number z can be described in several different ways.

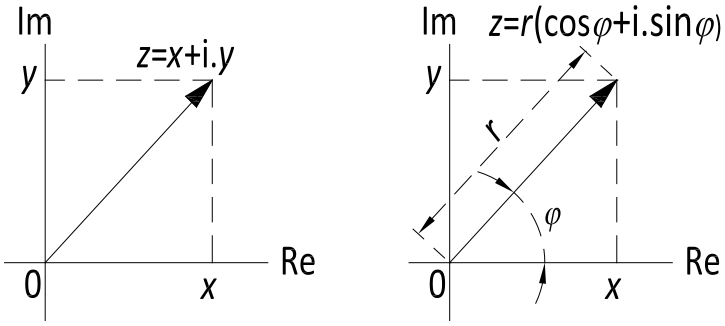


Fig 6.11.ATwo different presentations of a complex number

The first form is the Cartesian form, where it is the sum of the real part *x* and the imaginary part *y*. The rule for the imaginary number *i* is that $i^2 = -1$.

$$z = x + i.y \qquad (39)$$

The second form is the polar form, where the complex number is represented by a vector of length *r* with an angle relative to the real axis of φ.

$$z = r\left(\cos\phi + i.\sin\phi\right) \qquad (40)$$

which can also be written as

$$z = r.e^{i.\phi} \qquad (41)$$

The conversion from the Cartesian form to the polar form can be obtained from:

$$x = r.\cos\phi \qquad (42) \quad \text{and} \quad y = r.\sin\phi \qquad (43)$$

Also: $$r = |z| = \sqrt{x^2 + y^2} \qquad (44) \quad \text{and} \quad \phi = \arg(z) \qquad (45)$$

The multiplication of two complex numbers z_1 and z_2 can easily be established in the polar form:

$$z_1.z_2 = r_1.e^{i.\phi_1}.r_2.e^{i.\phi_2} = r_1.r_2.e^{i.(\phi_1+\phi_2)} \qquad (46)$$

That way the result can also be obtained through a complex number with a vector length equal to $r_1.r_2$ whilst the angle with the real axis is determined by the sum of the angles $\varphi_1 + \varphi_2$an

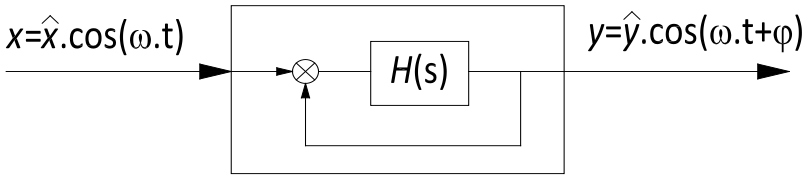


Fig 6.11.B Block diagram of a unity feedback system

We will now look at a simple block diagram with an input signal *x*, a unity feedback control system with a complex transfer function *H(s)* for the open chain and with an output signal *y*. Assume that the input signal sinusoidal is with the general description of:

$$x = \hat{x}.\cos(\omega.t) \quad (47) \qquad \text{and output signal} \qquad y = \hat{y}.\cos(\omega.t + \phi) \quad (48)$$

The sinusoidal form can also be seen as a complex number with just a real value, where $\varphi = \omega.t$.

The output signal is then also a complex number with a different amplitude and a phase shift in the polar plain of ϕ relative to the input signal. This means that the complex transfer function *H(s)* determines what the output signal looks like if we apply a sinusoidal input signal.

From mathematics we already know that all time based signals can be described as the sum of one or more sinusoidal signals. This means that we can assess the dynamic behaviour of a system by assessing the transfer function H(s).

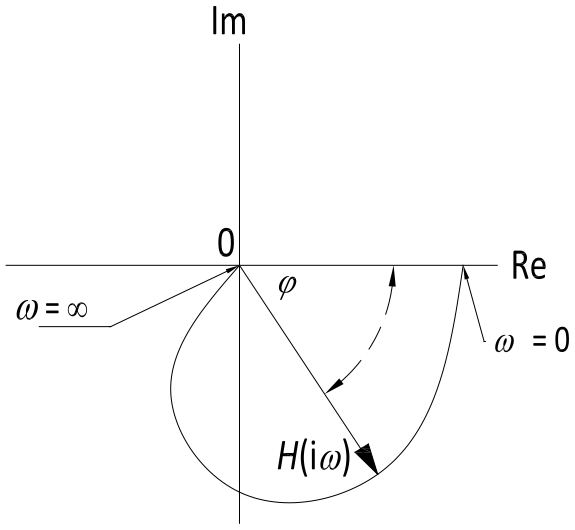


Fig 6.11.C The polar diagram of *H(s)*

In that case the transfer function H(s) of an open chain is a complex function with a real value and an imaginary value. Using simple algebraic methods, the values of the real part and the imaginary part can be determined by replacing s with $i.\omega$. The frequency ω is then the variable in this new equation.

The result for a particular application can be represented in a so-called polar diagram, figure 6.11.C where the real axis and the imaginary axis are shown again. If $\omega = 0$ then the transfer function has a purely real value. As the frequency ω increases a phase shift (phase lag) φ will develop.

When $\omega = \infty$ the transfer function will once again have a real value of zero but with a phase lag of approximately 135 °.

What does it mean for the controlled system if H(s) has a real value of -1 for $\omega = \infty$

The formula for the controlled system was:

$$\frac{y}{x} = \frac{H}{1+H} = \frac{-1}{1-1} = \frac{1}{0} = \infty \qquad (49)$$

The conclusion is that a controlled system will be unstable if the polar diagram of the open chain for a certain frequency ω goes through the real point -1. With the help of control theory it is possible to show that the polar diagram must be sufficiently far removed from the -1 point, not just to get a stable system, but also to obtain a sufficiently dampened system.

Stability of 2nd and higher order systems

Now that the concepts of the transfer function H(s), complex numbers and polar diagrams are understood, we can look at the control behaviour of the system that monitors the position that was set up earlier for a cylinder loaded with a hydraulic mass.

We have already got the transfer function for the open chain:

$$H(s) = \frac{K_v}{s.\left(\frac{s^2}{\omega_o^2} + 2.\beta.\frac{s}{\omega_o} + 1\right)} \qquad (50)$$

If you replace the Laplace operator with $i.\omega$, you can obtain the algebraic equations for the polar diagram.

The length of the vector can be derived to:

$$\left|H\left(i.\omega\right)\right| = \frac{K_v}{\omega.\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)^2 - \left(2.\beta.\frac{\omega}{\omega_o}\right)^2}} \qquad (51)$$

And the phase ϕ can be found with:

$$\phi = ArgH\left(i.\omega\right) = -\frac{\pi}{2} - \arctan\frac{2.\beta.\frac{\omega}{\omega_o}}{1-\frac{\omega^2}{\omega_o^2}} \qquad (52)$$

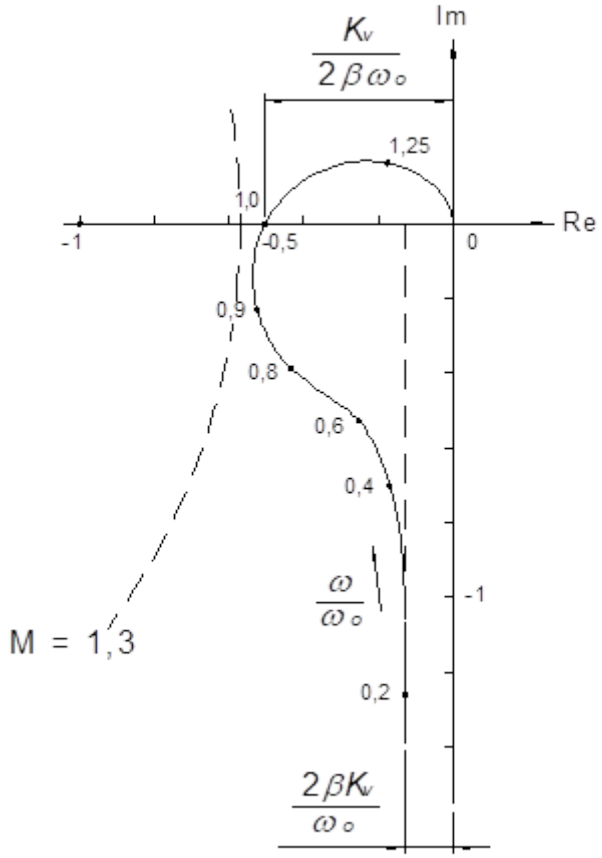
The polar diagram of the transfer function is represented in figure 6.12.A

A phase $\varphi = -\pi$ occurs at $\omega = \omega_o$ where $H(i.\omega) = K_v/2.\beta.\omega_o$. To be stable the polar plot should not encircle the point -1,0. Thus for a position feedback controlled hydraulic cylinder the stability condition is:

$$K_v \le 2.\beta.\omega_o \qquad (53)$$

Another criterion is that sufficient damping should be present. This condition can be met when the polair circle does not cross the M=1.3 circle, see figure 6.12.A. As showed in the figure the damping condition is:

$$K_v \le \beta.\omega_o \qquad (54)$$



Bijlage C, voorbeeldberekening 1