

# 8 Flödesreglering

## 8.1 ALLMÄN ÖVERSIKT

Vid transport av vätskor dimensioneras pumputrustning för ett största volymflöde, som i praktiken kanske aldrig kommer att uppträda. Dimensioneringsprincipen är trots detta riktig, då otillräcklig pumpkapacitet vid enstaka tillfällen kan få de mest förödande konsekvenser. Uppenbart är vidare, att förnuftiga sätt att förändra pumpat volymflöde är väsentligt inte bara för själva pumpanläggningens funktion utan även för den process, där en pump ingår som hjälpapparat.

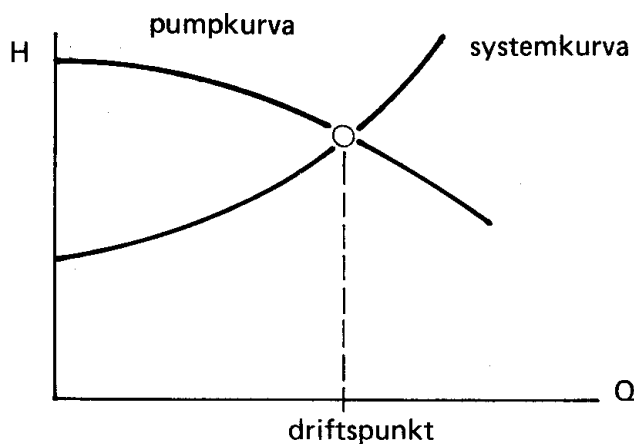
Anskaffningskostnaden för pumpar uppgår i allmänhet till mindre än 1 % av en anläggnings totalkostnad, medan pumpfunktionens kvalitet kan vara helt avgörande för totalfunktionen och tillhörande driftskostnader.

Avancerade metoder för flödesreglering t ex varvtalsreglering av pumpar utgör i dag det bästa sättet att variera vätskeflödet, men med nackdelen att anskaffningskostnaden för den egentliga pumputrustningen ungefär fördubblas. Eftersom pumparnas kostnadsandel är mycket liten, kan merinvesteringen för t ex en varvtalsreglering lätt kompenseras av vinster på andra håll i anläggningen och till och med medföra stora minskningar av totalkostnaden. Kostnadsvinsterna kan hänföra sig till minskade rörledningsdimensioner, väsentligt minskade kostnader för magasin t ex vattentorn och pumppumpar samt ibland även till byggnadsvolymer.

För anläggningar i drift påverkar metoden för flödesreglering framför allt energikostnaden. Till följd av ökat elpris har optimala metoder för pumpreglering kraftigt förändrats från sådana med låg initialkostnad och hög energiförbrukning till sådana med förhållandevis stora investeringskostnader och god energiekonomi. För pumpar med effektbehov över 20 kW är redan idag en ombyggnad till mer energibesparande reglermetoder företagsekonomiskt lönsam.

Pumpar kan regleras i steg - diskontinuerlig flödesreglering - eller steglöst - kontinuerlig flödesreglering. Även kombinationer av dessa metoder kan förekomma. Metod bestäms härav totalkrav på pumpanläggningen, flödesjämnhet, ekonomi och tekniska möjligheter.

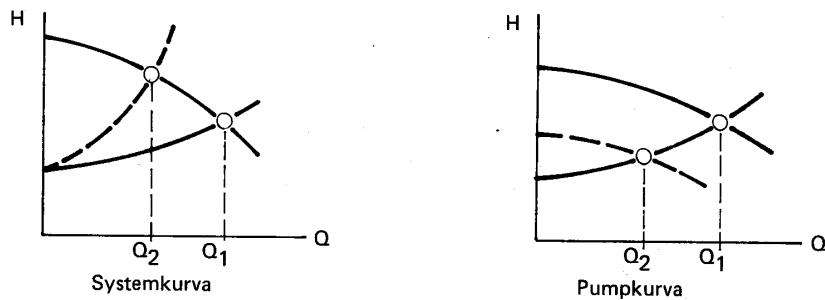
Pumpens driftspunkt utgör skärningspunkten mellan systemkurvan - rörledningskaraktistikan - och pumpkurvan enligt figur 8.1.



Figur 8.1 Driftspunkten utgörs av skärningspunkten mellan system- och pumpkurva.

I denna punkt är ju den bromsande "kraften" - systemkurvan, lika med den drivande "kraften" pumpkurvan.

Principiellt åstadkommes flödesreglering genom förändring av systemkurvan eller av pumpkurvan enligt figur 8.2.



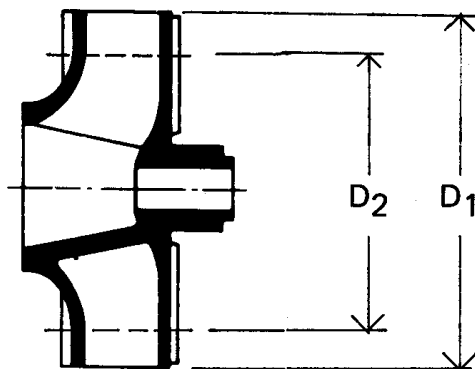
Figur 8.2 Flödesreglering från Q<sub>1</sub> till Q<sub>2</sub> genom förändring av systemkurva eller pumpkurva.

## 8.2 ANPASSNING AV PUMPHJULETS DIAMETER

Vid ändringar av flödesbehovet över längre tidsperioder - mer än ca ett halvår - är det god ekonomi att byta eller svarva av ett centrifugalpumphjul eller ändra skovelvinklar på ett propellerhjul. För centrifugalpumpar förändras vid minskning av ytterdiametern från D<sub>1</sub> till D<sub>2</sub>, figur 8.3, pumpprestanda ungefär enligt följande samband:

$$\frac{H_2}{H_1} \approx \frac{Q_2}{Q_1} \approx \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

Ekv. 8.1



Figur 8.3 Pumphjul med ytterdiameter från D<sub>1</sub> till D<sub>2</sub>.

I ett Q-H diagram erhålls den nya approximativa kurvan genom omräkning av ett antal punkter, se figur 8.4

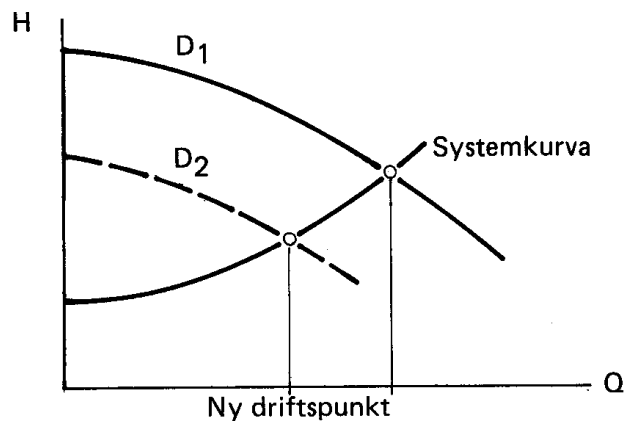
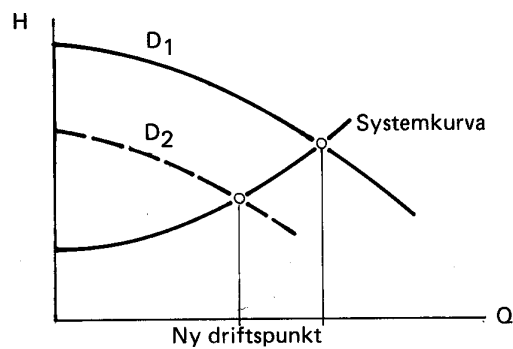


Figure 8.4 Pumpprestanda vid förändring av pumphjulets ytterdiameter.

Eftersom det mindre pumphjulet passar sämre i pumphuset, kan en viss försämring av pumpverkningsgraden inte undvikas. Förändring av Q-H-kurvan leder till att driftspunkten flyttas och volymflödet minskar enligt figur 8.5.



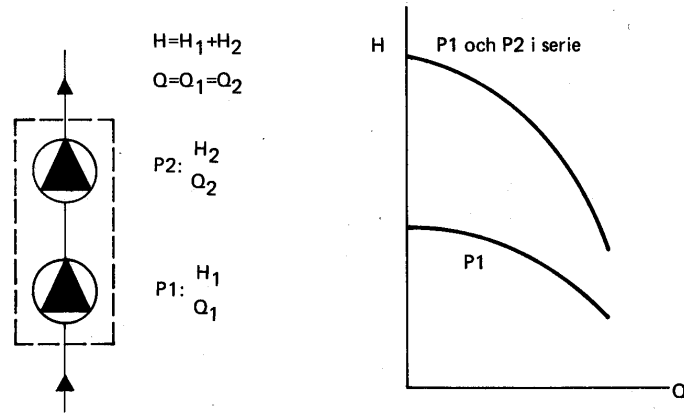
Figur 8.5 Den nya driftspunkten fås som systemkurvans skärning med pumpkurvan för hjuldiameter  $D_2$

### 8.3 SERIE- OCH PARALLELLKOPPLING AV PUMPAR

Vid mycket stora variationer i flöde är det lämpligt att dela upp flödet på flera pumpar. Reglering sker sedan vid ökat flödesbehov genom successiv inkoppling av pumpenheterna. Serieoch parallellkopplade pumpar behandlas enklast på så sätt att man skaffar sig en resulterande Q-H-kurva för hela "pumppaketet" och matchar denna med systemkurvan.

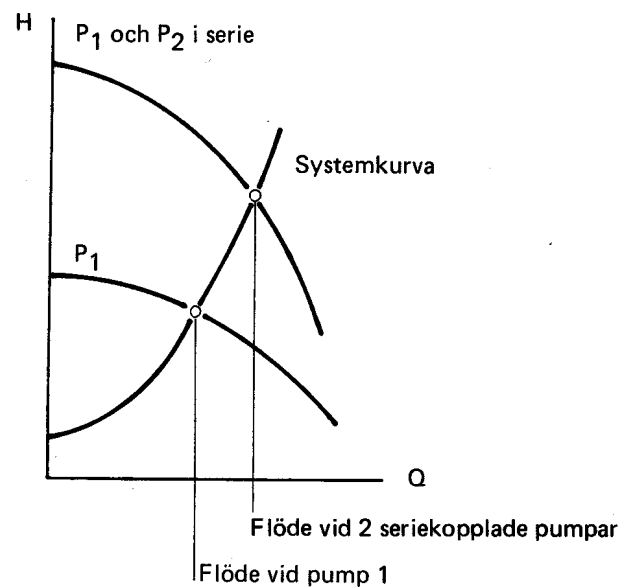
## Seriekoppling

Vid seriekoppling av pumpar erhålls den resulterande Q-H-kurvan genom att för varje volymström addera de aktuella uppfodringshöjderna enligt figur 8.6.



Figur 8.6 Seriekoppling av pumpar

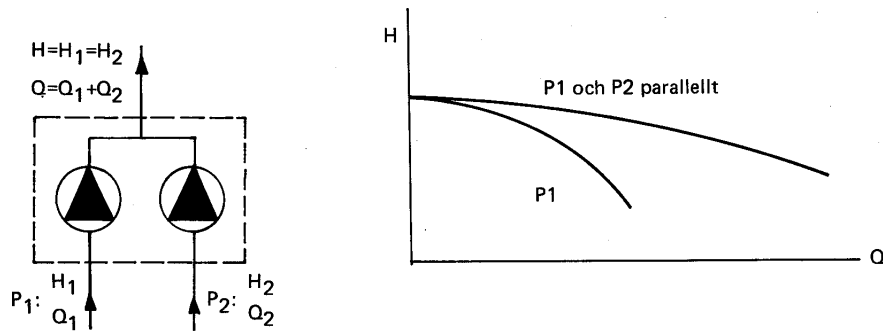
Det bör observeras att pump P2 får ett inloppstryck, som är pump P1:s sluttryck. Såväl pumparnas tryckklass som axeltätningar kan därigenom påverkas. Utbytet av seriekoppling är begränsat och är störst, när systemkurvan har stor andel rörfriktionsförluster enligt figur 8.7 eller om driftspunkten vid en pump ligger innanför maximal verkningsgrad.



Figur 8.7 Erhållen flödesändring vid 2 seriekopplade pumpar

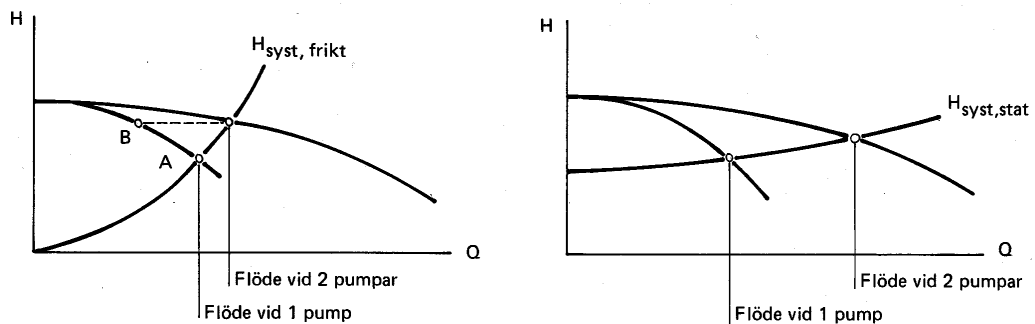
## Parallellkoppling

Vid parallellkoppling erhålles den resulterande Q-H-kurvan genom att för varje H-värde addera de aktuella volymströmmarna, enligt figur 8.8.



Figur 8.8 Parallellkoppling av pumpar

Utbytet av parallellkoppling är i hög grad beroende av systemkurvans utseende. Figur 8.9 återger förhållandena vid parallellkoppling av två lika pumpar i system med kraftigt avvikande egenskaper.



Figur 8.9 Parallellkoppling av två lika pumpar vid olika systemkurvor

Vid den branta systemkurvan, dominerad av friktion,  $H_{\text{system, frikt}}$  - vänstra bilden - orsakar parallellkopplingen endast en obetydlig ökning av volymströmmen. Ett avsevärt bättre utbyte erhålles då systemkurvan domineras av statisk uppföringshöjd  $H_{\text{system, stat}}$  - högra bilden.

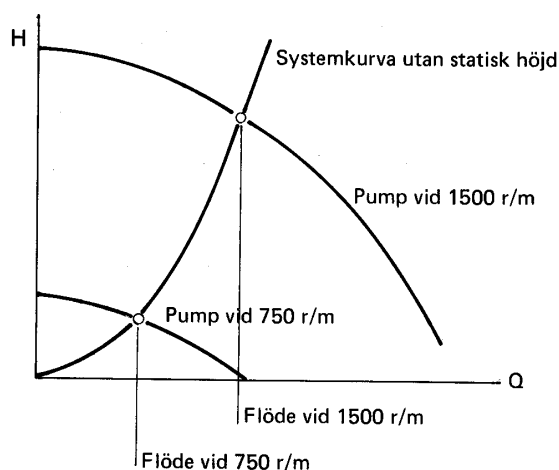
Pumparnas beställningsdata brukar baseras på att max.flödet uppdelas på två pumpar, vilket då för en pump motsvaras av punkt B vid den branta systemkurvan. När sedan en pump arbetar ensam fås driftpunkten vid A, vilket kan medföra risk för kavitation-sämre NPSH-värde i punkt A än i B - och risk för överbelastning av drivmotor i punkt A.

## 8.4 POLOMKOPPLINGSBAR ASYNKRONMOTOR

Asynkronmotorer i specialutförande med omkoppling av poltal kan utnyttjas för pumpreglering. Pumpvarvtal omvänt proportionella mot poltalet erhålles - se kapitel 7.

Ur kostnadssynpunkt är variation med en faktor 2 gynnsammast, som då ger pumpvarvtal t ex 750/1500 eller 1500/3000 r/min, men andra steg kan åstadkommas. Pumpprestanda förändras efter affinitetslagarna, se avsnitt 8.11.

Reglering med polomkoppling är särskilt gynnsamt, när systemkurvan har enbart rörfriktionsförluster enligt figur 8.10 t ex cirkulationsanläggningar.



Figur 9.10 Exempel på prestandaändring genom polomkoppling 750/1500 r/min. I detta fall halveras flödet vid omkoppling till 750 r/min.

## 8.5 START - STOPP REGLERING

### Kostnader

Av de diskontinuerliga reglermetoderna är start-stop-metoden den vanligaste och utgör den reglermetod, som har lägsta anskaffningskostnaden för själva pumputrustningen.

Till pumpanläggningens kostnader kommer emellertid:

- kostnad för magasin- eller sumpvolymmer för att ackumulera vätska under reglercykeln\*
- merkostnader för startutrustning eftersom denna måste dimensioneras för ett mycket stort antal starter
- merkostnader för utrustning för att lindra tryckslag vid stopp
- merkostnad för tryckledning och armatur genom att dessa måste dimensioneras för utmattning från tryckslagen

När fullastflödet har fördelats på flera parallellkopplade pumpar tillkommer i många fall merkostnader för en större dimension av tryckledning, eftersom endast systemkurvor med liten andel friktionsförluster är gynnsamma ur energiförbrukningssynpunkt, se figur 8.9.

### Problem vid start

Antal tillåtna starter per timme är starkt bestämmande för pumpanläggningens totala anskaffningskostnader, men startantalet kan å andra sidan ej väljas alltför högt, då ju anläggningens driftsäkerhet försämras.

Erfarenhetsmässigt kan startantalet väljas till 5 å 10 st/h. Per år fås då 20 000 till 50 000 starter och under anläggningens avskrivningstid kommer starterna att uppgå till flera miljoner dvs många av de ingående komponenterna måste dimensioneras för utmattning.

Även om en pumps starttid är kort - ca 1/4 sekund vid direktstart och 4-5 gånger längre vid Y-D-start – utgör starten en kraftig belastning på elnätet.

(\*) Vid cirkulationspumpning i helt slutna system finns ej behov av flödesmagasin, men -däremot ofta för någon annan processtorhet t ex värme i ett "värmemagasin".

### Problem vid stopp

En strömmande vätska i en längre rörledning har en avsevärd rörelseenergi. När vid pumpstopp vätskan bromsas upp, uppstår stora tryckändringar. Dessa är beräkningsbara och utgör vid kort stopptid för flödet

\* Vid cirkulationspumpning i helt slutna system finns ej behov av flödesmagasin, men däremot ofta för någon annan processtorhet t ex värme i ett "värmemagasin".

$$\Delta H = \frac{a \cdot c_0}{g}$$

Ekv. 8.2

där

$$\begin{aligned} \Delta H &= \text{tryckhöjdsändring [m vp]} \\ a &= \text{ljudhastigheten i den vätskefyllda ledningen [m/s]} \\ &\quad \text{ca 1000 m/s vid stålror och} \\ &\quad \text{ca 300 m/s vid plaströr} \\ c_0 &= \text{vätskans strömningshastighet vid tillståndet före stopp [m/s]} \\ g &= 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} \end{aligned}$$

För att minska tryckhöjdsändringarna måste flödet bromsas upp på en tid =  $t_0$  [s], som vid en ledning med längden  $L$  [m] grovt kan uppskattas till

$$t_0 > 15 \cdot L/a$$

Ekv. 8.3

Vid ledningar med högpunkter eller med låg utmattningshållfasthet kan stopptiden behöva fördubblas. De normala anordningar, som används för att förlänga stopptiden eller för att minska påkänningarna är:

- långsamtstängande ventiler
- luftklockor
- svänghjulsförsedda pumpar
- svalltom
- övertryck- och undertryckventiler

I samtliga fall fortsätter strömningen under tiden  $t_0$ . För att undvika luftinsugning i pump och rörledning måste då en vätskevolym finnas tillgänglig. Vid luftklockor finns vätskevolymen i luftklockan och för övriga fall måste magasinet eller pumpsumpen ges motsvarande volymökning. När flödesbehovet eller tillrinningen är försumbar = ogynnsammaste fall, kan medelflödet under stoppcykeln uppskattas till ca 2/3 av max flödet. Delmagasinsvolymen =  $V_0$  [m<sup>3</sup>] mellan stoppsignal och flödes-stopp blir vid uppbromsningstid  $t_0$  [s] enligt tidigare:

$$V_0 > ca Q_p \cdot 10 \cdot L/a$$

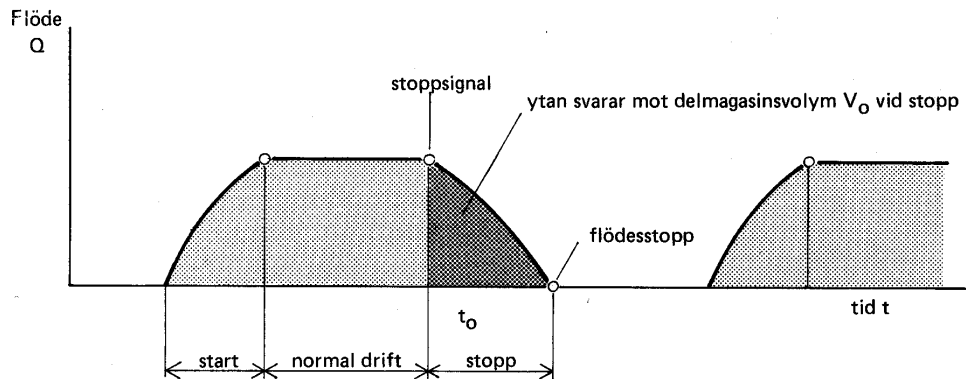
Ekv. 8.4

där  $Q_p$  = pumpflöde [m<sup>3</sup>/s]

## Energiförbrukning

Start-stopp-metoden är gynnsam ur energiförbrukningssynpunkt, när systemkurvan har liten andel friktionsförluster. Vid längre rörledningar kommer speciellt för anläggningar med långsamtstängande ventiler en stor del av driftsperioden att utgöras av start- och stoppecykel, se figur 8.11. Under dessa sker en strypreglering - se vidare avsnitt 8.9 -, som ju är den sämsta av de möjliga reglermetoderna.

Energiförbrukningen bestäms då av förhållandet mellan tiderna för ren start-stopp körning och för ventilöppning resp -stängning. Genom inslaget av strypreglering kan energiförbrukningen öka upp till ca 50%.



Figur 8.11 Flödesvariation vid start – Stopp-reglering med lång rörledning. Under start- och stopperioder sker strypreglering med långsamtstängande ventil.

## 8.6 DRIFTSFÖLJDER VID START-STOPP REGLERING

För in- och urkoppling av parallellkopplade enheter kan flera olika driftsföljder väljas. Avgörande för valet är

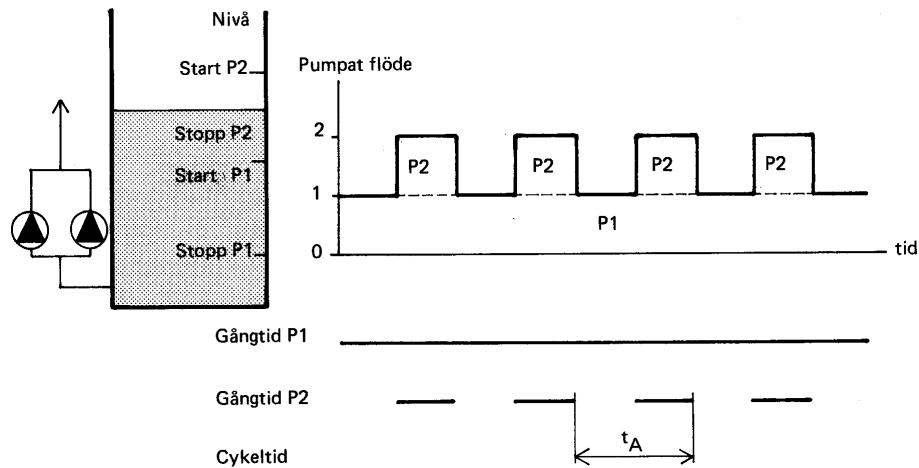
- antal tillåtna starter per pump och timma
- antal tillåtna starter under anläggningens livstid
- tillåtna flödesvariationer
- kostnader för magasin eller pumpsumpar

Skillnaden mellan olika möjliga driftsföljder - betecknade A, B och C - framgår av följande tre schematiska exempel gällande för en anläggning med två lika parallellkopplade pumpar P1 och P2. Största åskådlighet erhålls om förhållandena studeras, när flödesbehovet - tillrinningen – motsvarar 1,5 gånger en pumps flöde.



**Driftsföljd A**, figur 8.12.

P1 arbetar hela tiden medan P2 arbetar med start-stopp. Dimensionerande för P2:s magasinsseller delsumpvolymin blir cykeltiden  $t_A$ . Vid denna driftsföljd erhålls måttliga flödesvariationer.

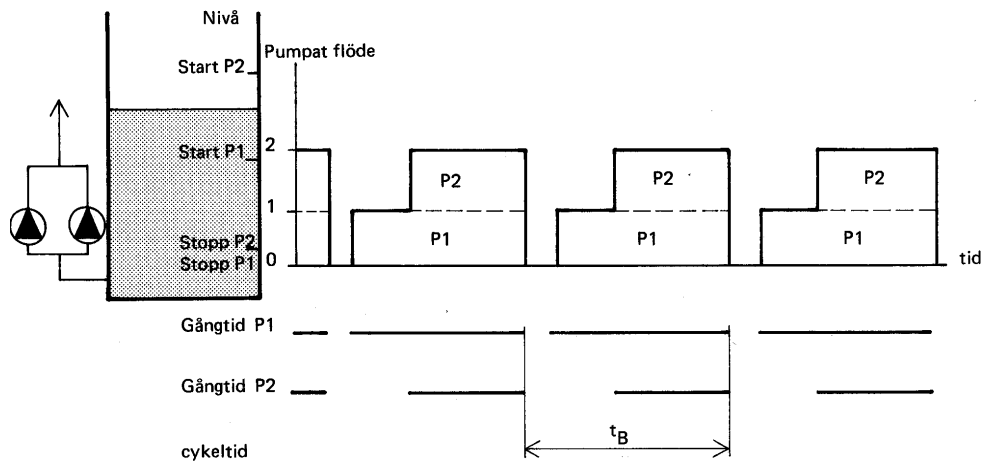


Figur 8.12 Flödesvariation och gångtider för driftsföljd A

**Driftsföljd B**, figur 8.13.

P1 startar först och sedan vid ökad nivå även P2. Stopp sker samtidigt för båda pumparna. Flödesvariationen blir mycket kraftig, men magasin- eller delsumpvolymin för P2 blir minskad till knappt hälften jämfört med driftsföljd A. Genom det gemensamma stoppet inbesparas en givarsignal.

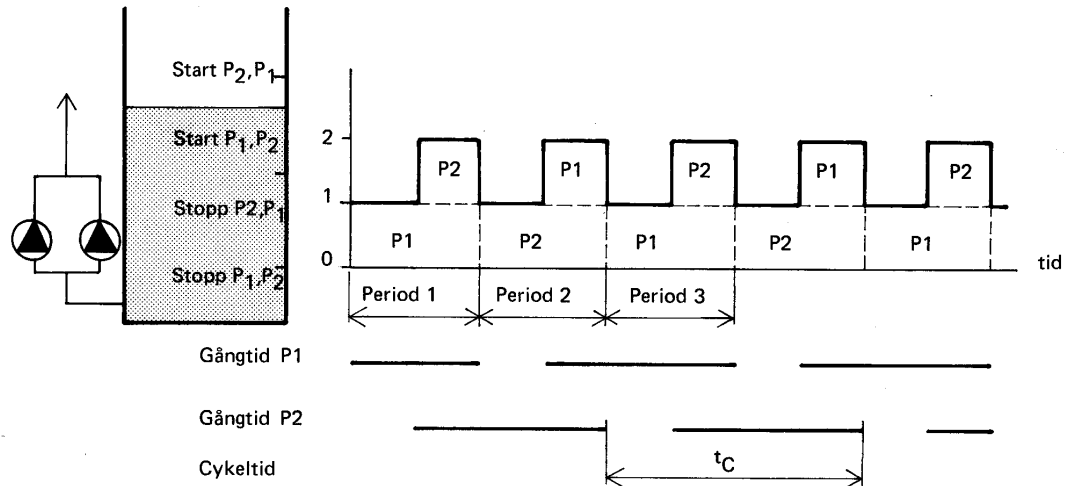
Driftsföljd B har hittills tillämpats för ca 90 % av alla installationer av avloppsvattenpumpar.



Figur 8.13 Flödesvariation och gångtider för driftsföljd B

### Driftsföljd C, figur 8.14

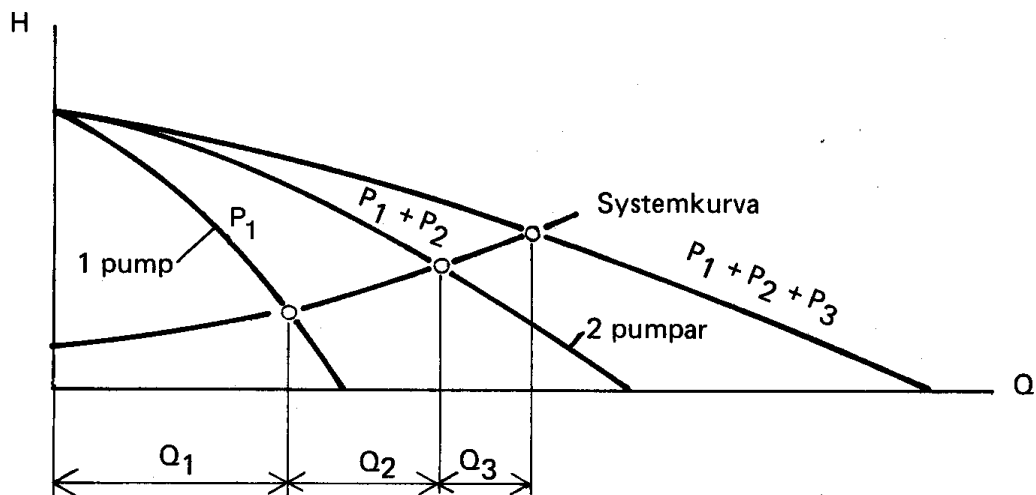
Samma flödesvariation som vid driftsföljd A fås, men stoppföljden är densamma som startföljden dvs vid stoppsignal stoppas alltid den pump, som har startats först.  
Med driftsföljd C erhålles en fördubbling av cykeltiden - dvs  $t_C = 2 \cdot t_A$  - medförande en halvering av magasin- eller delsumpvolymer för P2.



Figur 8.14 Flödesvariation och gångtider för driftsföljd

För fler än 2 pumpar tillämpas samma principer som ovan liksom även för t ex omkoppling av polomkopplingsbara motorer.

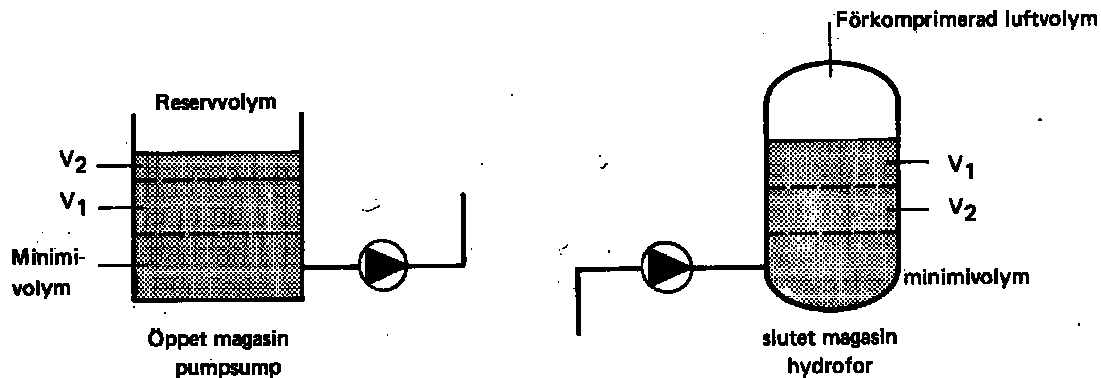
Vid flera parallellarbetande pumpar bestäms då delmagasinsvolymer för de olika pumparna efter var och ens flödestillskott  $Q_1, Q_2, Q_3$  osv bestämt av pumpkurvor och systemkurva enligt Figur 8.15.



Figur 8.15 Flödestillskott  $Q_1, Q_2$  och  $Q_3$  erhållna genom inkoppling av varierande antal parallellkopplade

## 8.7 MAGASINVOLYMER VID START-STOPP REGLERING

Magasins- och pumpsumpsvolym, se figur 8.16, beräknas enklast genom införande av en fyllnadstid - tidskonstant - för de olika delvolymerna  $V_1$  och  $V_2$  osv definierad som



Figur 8.16 Magasin med tillhörande minimivolum, devolymer  $V_1$  och  $V_2$  samt luftvolym vid olika arrangemang

$$t_1 = \frac{V_1}{Q_1} \quad t_2 = \frac{V_2}{Q_2} \quad \text{osv} \quad \text{Ekv. 8.5}$$

Tiden  $t_1$  motsvarar sålunda den tid det tar att fylla volymen  $V_1$  med flödet  $Q_1$ . Vid en hydrofor varierar  $Q$  pga mottrycket från den förkomprimerade luftvolymen, varför medelvärden bör användas. Tiden  $t_1$  för först inkopplade pump beror utslutande av antalet tillåtna starter per tidsenhet, som beror på om alternerande start tillämpas vid flera pumpar.

**Tiden  $t_1$  bestäms ur**

Ekv. 8.6

$$t_1 = \frac{3600}{4 \cdot m}$$

där  $m$  = antal starter/h, pump, om pumparna ej alterneras  
och  $m$  = antal starter/h för hela anläggningen, om pumparna alterneras

Antal starter/h är här maximalt, när medelfödet per timma är lika med halva maxflödet.

För  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $t_4$  osv tillkommer ett kraftigt beroende av driftsföljden A, B resp C. I tabell 8.1 har några olika värden för upp till 4 parallellkopplade pumpar sammanställts.

| Antal starter/h, pump |       | 5   |     |     | 10 |    |    | 15 |    |    |
|-----------------------|-------|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|
| Driftsföljd           |       | A   | B   | C   | A  | B  | C  | A  | B  | C  |
| Fyllnadstid s         | för   |     |     |     |    |    |    |    |    |    |
| pump 1:               | $t_1$ | 180 | 180 | 180 | 90 | 90 | 90 | 60 | 60 | 60 |
| pump 2:               | $t_2$ | 180 | 72  | 90  | 90 | 36 | 45 | 60 | 24 | 30 |
| pump 3:               | $t_3$ | 180 | 48  | 60  | 90 | 24 | 30 | 60 | 16 | 20 |
| pump 4:               | $t_4$ | 180 | 40  | 45  | 90 | 20 | 22 | 60 | 13 | 15 |

Tabell 8.1 Tabell för bestämning av fyllnadstid för devolymer i magasin – pumpsumpar. För driftsföljd B är värdena approximativa, då ett visst beroende finns av flödestillskotten från de olika pumparna.

### Exempel

För en pumpanläggning med 3 parallellkopplade pumpar har följande flöden bestämts ur pump- och systemkurvor – jämför figur 8.15.

| Antal pumpar i drift | Totalflöde | Flödestillskott |
|----------------------|------------|-----------------|
| 1                    | 100 l/s    | 100 l/s         |
| 2                    | 180 l/s    | 80 l/s          |
| 3                    | 240 l/s    | 60 l/s          |

För 10 starter/h och driftsföljd C fås ur tabell 8.1.

| Pump nummer | Fyllnadstrid | Delmagasinsvolym              |
|-------------|--------------|-------------------------------|
| 1           | $t_1 = 90$ s | $V_1 = 100 \cdot 90 = 9000$ l |
| 2           | $t_2 = 45$ s | $V_2 = 80 \cdot 45 = 3600$ l  |
| 3           | $t_3 = 30$ s | $V_3 = 60 \cdot 30 = 1800$ l  |

Totala magasinvolymen blir  $9000 + 3600 + 1800 = 14\,400$  liter =  $14,4$  m<sup>3</sup>. Till detta kommer en minimivolym och vid slutna magasin även en luftvolym, se figur 8.16, samt även en av tryckslag beroende magasinvolym, se avsnitt 8.5. Givarsignaler för start-stopp anordnas vid nivåer eller tryck motsvarande de olika delvolymerna. Skulle driftsföljd A ha valts, hade magasinvolymen ökat till  $(100 + 80 + 60) \cdot 90 = 21\,600$  liter =  $21,6$  m<sup>3</sup>. På samma sätt fås för driftsföljd B magasinvolymen =  $100 \cdot 90 + 80 \cdot 36 + 60 \cdot 24 = 13\,320$  liter =  $13,3$  m<sup>3</sup>.

Om enbart antal starter för varje pump och ej totalantalet starter för anläggningen är dimensionerande, kan magasinvolymen minskas ytterligare. Vid absolut fullständig altermning vid 1, 2 resp 3 pumpar i drift och tillämpning av principen i driftsföljd C kan  $t_1 = t_2 = t_3$  minskas till 30 s, vilket ger totala magasinvolymen  $7,2$  m<sup>3</sup>. I många fall kan dessutom delmagasinsvolymerna till viss utsträckning placeras "inuti" varandra. Då kan i detta fall minsta totalmagasin bedömas bli i storleksordningen  $4$  m<sup>3</sup>. Observeras bör, att en del av kostnadsvinsterna för magasin då åtgår för en mer komplicerad automatik.

## 8.8 KONTINUERLIG REGLERING

### Reglerprinciper

För de flesta pumpanläggningar måste flödet kunna regleras kontinuerligt. Regleringen sker då i allmänhet automatiskt efter någon av principerna upptagna i tabell 8.2, vilka nästan helt bestäms efter den aktuella processen och i stort är oberoende av hur pumpen regleras.

| Reglerprincip   | Givartyp  | Användningsexempel  |
|---|---|---|
| Proportionell nivåreglering   | Nivågivare  | Transport av avloppsvatten och råvatten. Processreglering.                                  |
| Konstant volymflöde   | Flödesmätare  | Pumpning från utjämningsmagasin. Processreglering   |
| Konstant tryck vid pump   | Tryckgivare placerad vid pump.  | Små renavattensystem. Enklare processreglering vid flera förbrukare och korta rörledningar. |
| Konstant tryck vid rörledningsände  | Tryckgivare placerad vid rörledningsände  | Renvattensystem. Fjärrvärmesystem. Kvalificerad processreglering                            |
| Konstant tryck vid rörledningsände  | Tryckgivare och flödesmätare placerad vid pump. Analogienhet för signalomvandling | Renvattensystem. Fjärrvärmesystem. Kvalificerad processreglering                            |
| Kvotreglering av två eller flera flöden t ex blandning av två eller flera vätskor | Flödesmätare i vardera kretsen  | Dosering och blandning av vätskor   |
| Kvotreglering av två eller flera flöden t ex blandning av två eller flera vätskor | Tryck- eller nivågivare i vardera kretsen. Analogienheter för signalomvandling    | Dosering och blandning av vätskor   |

Tabell 8.2 Några principer för reglering av pumpanläggningar

### Reglermetoder

Generellt kan pumpars prestanda regleras på många sätt, tabell 8.3. De klassiska metoderna med strypning, shuntning och i någon mån start-stopp-körning kan ur energiförbrukningssynpunkt jämföras med bilkörning med gaspedalen ständigt i botten och fartreglering enbart med bromspedalen. Vid de övriga metoderna förändras pumpens prestanda inkluderande pumpens effektförbrukning inom pumpaggregatet eller genom en variabel fyllning - snäckpump och deplacementreglering. Som framgår av tabell 8.3 är endast varvtalsregleringen generellt användbar dvs den kan användas för alla sorters pumpar från minsta doseringspump med effektbehov från 10-100 W till de allra största pumpaggregaten i kraftverk med effektbehov 20 000 till 50 000 kW. Det möter inget hinder att olika metoder kombineras med varandra t ex parallellkörning av flera enheter. Med kontinuerlig reglering erhållen genom strypreglering eller varvtalsreglering.

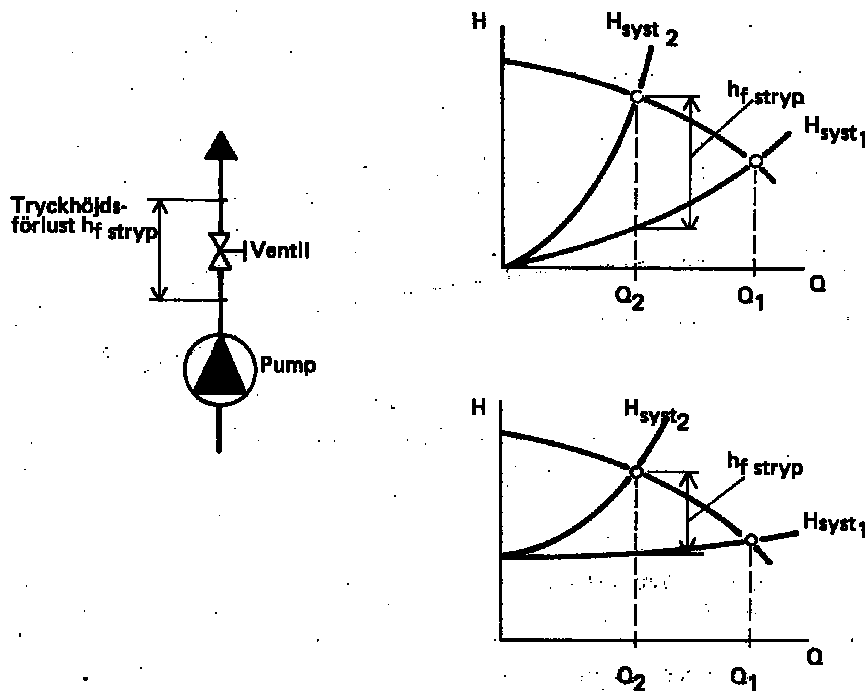
| Metod                                | Begränsning                               |
|--------------------------------------|---|
| <b>Diskontinuerliga metoder</b>      |   |
| Start–stopp                          | Ojämnt flöde. Tryckslag med utmattning    |
| Seriekörning                         | Ojämnt flöde. Tryckslag med utmattning    |
| Parallellkörning                     | Ojämnt flöde. Tryckslag med utmattning    |
| Drift med polomkopplingsbara motorer | Ojämnt flöde. Tryckslag med utmattning    |
| <b>Kontinuerliga metoder</b>         |   |
| Strypreglering                       | Ej förorenad vätska                       |
| Shuntreglering                       | Ej förorenad vätska                       |
| Ställbara skovlar                    | Endast axiella pumphjul – propellerpumpar |
| Förrotation                          | Endast axiella och halvaxiella pumphjul   |
| Varvtalsreglering                    | Ingen                                     |
| Snäckpump                            | Endast låg uppföringshöjd                 |
| Deplacementreglering                 | Endast förträngningspumpar                |

Tabell 8.3 Reglermetoder för pumpar

Val av optimal metod kräver stor erfarenhet och ofta ingående både ekonomiska och processtekniska analyser. Ibland måste även speciella problem beaktas som t ex ljudnivå från ventiler vid strypreglering. För sådana speciella reglermetoder som ställbara skovlar och förrotation hänvisas till speciallitteratur.

## 8.9 STRYPREGLERING

Vid strypreglering figur 8.17 ändras pumpens driftpunkt genom att systemkurvan ändras. Då strömningsförlusterna i systemet ökar genom att reglerventilens genomströmningsarea reduceras, minskar volymströmmen genom pumpen från  $Q_1$  till  $Q_2$ .



Figur 8.17 Strypreglering. Principschema och kurvor

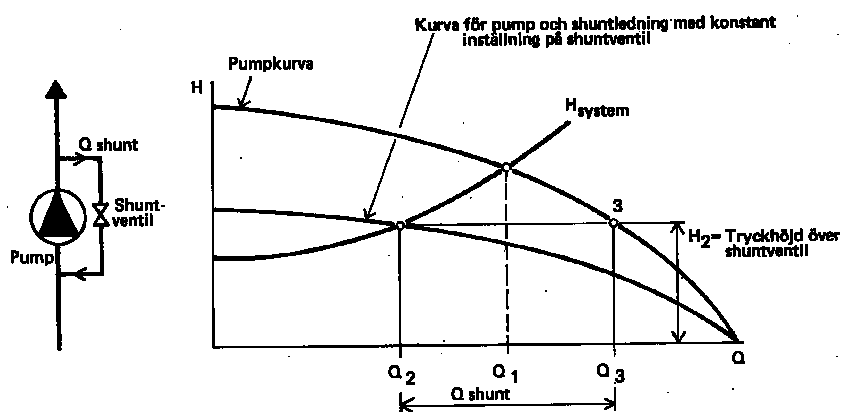
Genom strypregleringen skapas i systemet en extra, onödig strömningsförlust  $h_{f \text{ stryp}}$ . För att övervinna denna måste man på pumpaxeln tillföra effekten

$$P_{\text{stryp}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_2 \cdot h_{f \text{ stryp}}}{1000 \cdot \eta_2} \quad [\text{kW}] \quad \text{Ekv. 8.7}$$

Vid en helt förlustfri reglering skulle således erforderlig tillförd axeffekt vara  $P_{\text{stryp}}$  mindre. Som framgår av figur 8.17 blir  $h_{f \text{ stryp}}$  och därmed  $P_{\text{stryp}}$  större vid en brantare systemkurva för samma förändring av volymströmmen från  $Q_1$  till  $Q_2$ . Strypreglering är den vanligaste av alla reglermetoder för pumpar, men kan ej användas för förträngningspumpar. Mindre värmeledningpumpar utföras numera med inbyggda strypningdanordningar för inställning av exakt flöde.

## 8.10 SHUNTREGLERING

Vid shuntreglering - by-pass reglering - se figur 8.18 - återleds vätskan från pumpens trycksida till dess sug sida. En säkerhetsventil vid förträngningspumpar arbetar på samma sätt. Bestämning av driftspunkt görs lättast genom att reducera kurvorna för pump och shuntledning till en resulterande kurva.



Figur 8.18 Shuntreglering. Principschema samt kurvor för pump och schuntledning reducerad till en resulterande kurva.

Vid shuntreglering blir den onödiga effektförlusten\*

$$P_{\text{shunt}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_{\text{shunt}} \cdot H_2}{1000 \cdot \eta_3} \quad [\text{kW}]$$

Ekv. 8.8

Shuntreglering används för förträngningspumpar och i undantagsfall för centrifugalpumpar. För dessa blir genom shuntreglering energiförbrukningen i allmänhet större än vid strypreglering. Mindre värmeledningspumpar utförs även med inbyggda shuntansordningar för inställning av exakt flöde.

## 8.11 VARVTALSREGLERING, ALLMÄNNA GRUNDER

### Pumpprestanda. Affinitetslagarna

För turbopumpar - centrifugal - och propellerpumpar - gäller de sk affinitetslagarna för prestanda vid varvtalen  $n_1$  och  $n_2$ :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad \text{Ekv 8.9}$$

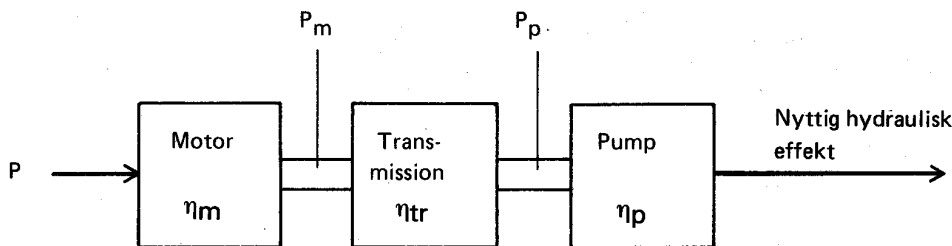
$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad \text{Ekv 8.10}$$

$$\frac{P_{p2}}{P_{p1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad \text{Ekv 8.11}$$

Ekvation 8.11 för effekten, gäller enbart för pumpens axeffekt  $P_p$ .

För förträngningspumpar gäller ekvation 8.9. För dem bestäms  $H$  och  $P$  av systemets tryckhöjd dvs av systemkurvan.

För hela pumpaggregatets effektbehov måste hänsyn tagas till olika verkningsgrader - figur 8.19.



Figur 8.19 Pump med drivmaskineri

För driveffekten  $P$  gäller således

$$P = \frac{P_m}{\eta_m} = \frac{P_p}{\eta_m \cdot \eta_{tr}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot H \cdot g}{\eta_m \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_p \cdot 1000} \quad [\text{kW}] \quad \text{Ekv. 8.12}$$

Då varvtalsreglering tillämpas krävs någon form av varvtalsomvandlare för att skapa det önskade pumpvarvtalet. En sådan omvandlare förosakar som regel icke försumbara effektförluster -  $\eta_{tr} < 1$

\* Dessutom kan verkningsgradskillnader mellan punkterna 2 och 3 försämra eller förbättra det nyttiga pumparbetet.



## Verkningsgrader vid olika metoder för varvtalsreglering.

Tillämpas affinitetslagarna för en centrifugalpump fås sålunda att vid en nedreglering av pumpvarvtalet till hälften minskar volymflödet till hälften, uppfodringshöjden till fjärdedelen och effektbehovet på pumpaxeln till en åttandedel. Vid nedreglering till 20 % av max varvtalet går på samma sätt pumpaxeffecten ned till 0,8 % av effecten vid max varvtalet dvs svårigheter föreligger att i drift mättekniskt verifiera affinitetslagarna.

Sett mot pumpeffectens snabba förändring med pumpvarvtalet blir metoden och verkningsgraden för att förändra pumpvarvtalet av mycket liten betydelse. Praktiskt medför detta att många drivanordningar och transmissioner, som i sig själva uppvisar dåliga transmissionsverkningsgrader, ger utomordenligt goda resultat för pumpar. De metoder, som står till buds, kan indelas i tre huvudgrupper: A, B, C

Grupp A omfattar sådana anordningar, som har jämförelsevis hög verkningsgrad över ett stort vartalsområde. Dessa anordningar är till sin princip "nästan förlustfria" med "konstant" verkningsgrad över hela varvtalsområdet. Till denna grupp hör

### A

- mekanisk variator
- likströmsmotor med tyristorlikriktare
- släpringad asynkronmotor medströmriktarkaskad
- asynkronmotor med frekvensomriktare
- synkronmotor med frekvensomriktare
- kommutatormotor

I praktiken kommer emellertid verkningsgraden att avta med minskande varvtal på grund av att vissa förluster ej reduceras lika snabbt som nyttoeffecten. Sådana förluster kan utgöras av friktionsförluster, effektbehov för kylfläkt etc.

Grupp B karakteriseras av att transmissionen till sin konstruktion har en verkningsgrad, som avtar direkt proportionellt mot utgående varvtalet. Hit hör sådana transmissioner som arbetar med lika stora vridande moment på in- och utgående axlar, exempelvis hydrodynamiska kopplingar. Även eftersläpningsstyrda asynkronmotorer, primärspännings- eller motståndsreglerade, tillhör denna grupp.

### B

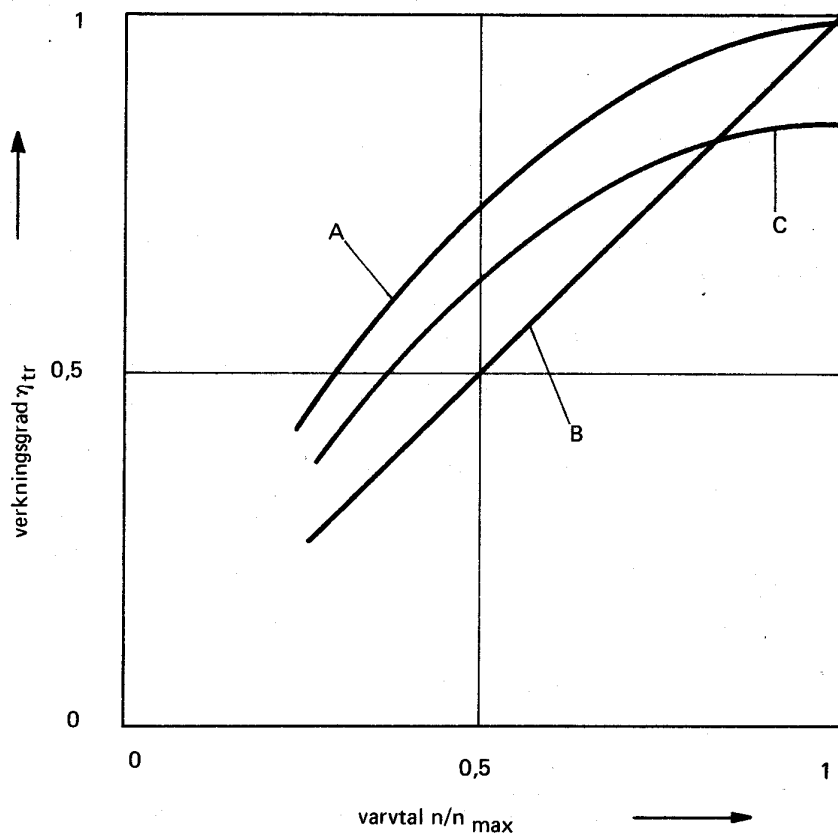
- hydrodynamisk slirkoppling
- hydrofrikctionsslirkoppling
- motståndsreglerad, släpringad asynkronmotor
- primärspänningsreglerad asynkronmotor
- virvelströmskoppling

Grupp C utgörs av hydrostatiska transmissioner - hydraulmotor + hydraulpump - med endera pump eller motor med variabelt displacement. På grund av förluster från friktion och inre läckage har dessa lägre toppverkningsgrad vid fullvarv än övriga alternativ. Det inre läckaget ökar med tiden pga oundvikligt slitage.

### C

- Hydrostatisk transmission

Ungefärliga transmissionsverkningsgrader  $\eta_{tr}$  för grupperna A, B och C har sammanställts i figur 8.20



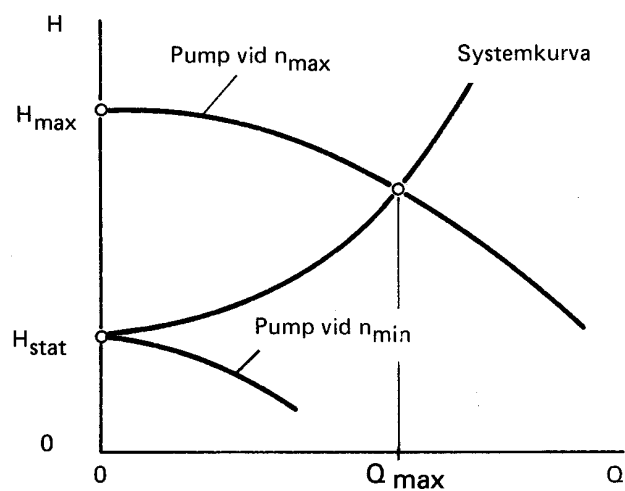
Figur 8.20 Ungefärliga transmissionsverkningsgrader för Grupp A-B-C.

### Omräkning av pumpkurvor till olika varvtal

För ett givet pumpfall dvs en given systemkurva enl figur 8.21 kan minsta nödvändiga varvtal =  $n_{min}$  bestämmas ur följande samband

$$n_{min} = n_{max} \cdot \sqrt{\frac{H_{stat}}{H_{max}}}$$

Ekv 8.13



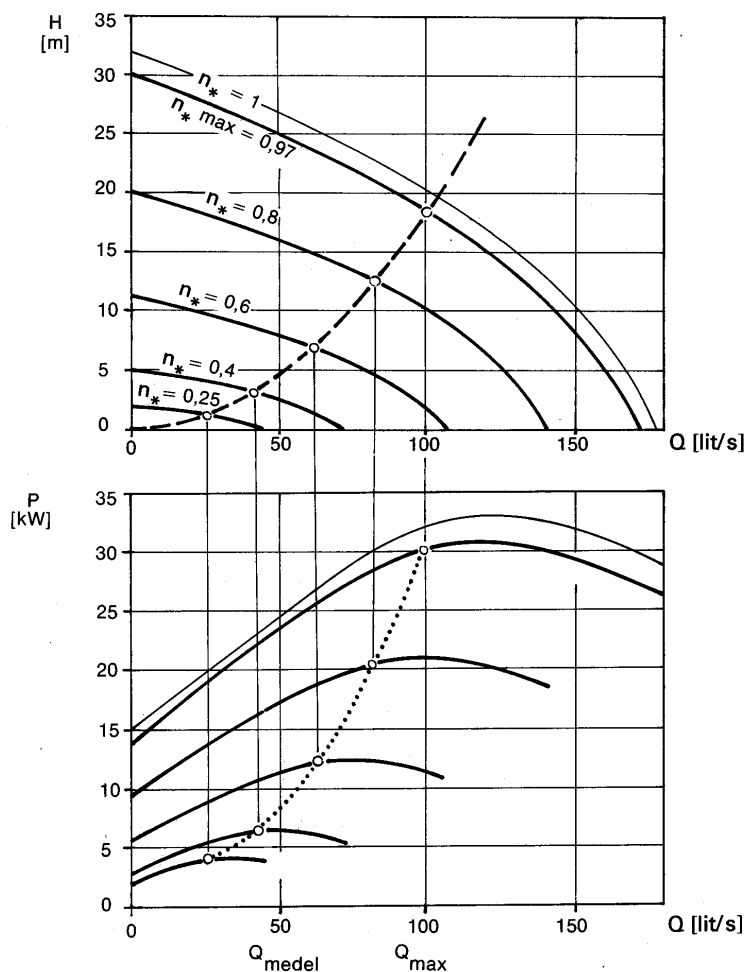
Figur 8.21 Samband för minsta nödvändiga varvtal  $n_{min}$ .

En aktuell pumpkurva med Q-K och Q-P diagram omräknas från t ex ett max varvtal till några andra varvtal genom att 4-5 punkter på max kurvorna en efter en omräknas till andra varvtal med hjälp av affinitetslagarna och transmissionsverkningsgrader för den aktuella varvtalsomvandlaren. Ett exempel på sådana omräknade pumpprestanda finns i figur 8.22.

Vid pumpning utan statisk uppföringshöjd - ingen nivåskillnad - t ex vid cirkulationspumpning eller genom en rörledning under en sjö fås en systemkurva enl den streckade kurvan visad i figur 8.22.

Genom att överföra systemkurvans skärningspunkter med de olika pumpkurvorna i Q-H diagrammet till effektdiagrammet erhålles den prickade kurvan. Som synes erhålles vid ett  $Q_{medel}$  utgörande hälften av  $Q_{max}$  en minskning av effektbehovet från 30 kW till 8 kW eller med 22 kW motsvarande 73 % minskning.

På samma sätt bestäms effektbehovet för varje typ av systemkurva.



Figur 8.22 Exempel på prestandakurvor för en varvtalsreglerad pump. Effektbehovet avser en pump med hydrodynamisk slirkoppling. Varvtalet är uttryckt relativt fullvarv vid en konstantvarvig pump =  $n_* = 1$ . Genom hydraulkopplingens slirning även vid fullast blir  $n_{* \text{ max}} = 0,97$ , vilket ger något lägre pumpkurvor än för motsvarande konstantvarviga pump.

### Reglersystem. Blockschema

För hela reglerförloppet vid en varvtalsreglerad pump fås ett principiellt blockschema enligt figur 8.23.

Reglersystemet kan vara totalt eller vanligare ett underordnat system till det totala.

En linearitet mellan signaler och önskad pumpfunktion är ytterligt viktig för att en stabil och fungerande reglering skall fås. Förhållandet är särskilt accentuerat inom VA-området, där mycket stora flödesvariationer är vanliga. Inom detta område finns flera icke fungerande installationer av varvtalsreglering pga att reglerfunktions betydelse dessvärre ej har beaktats.

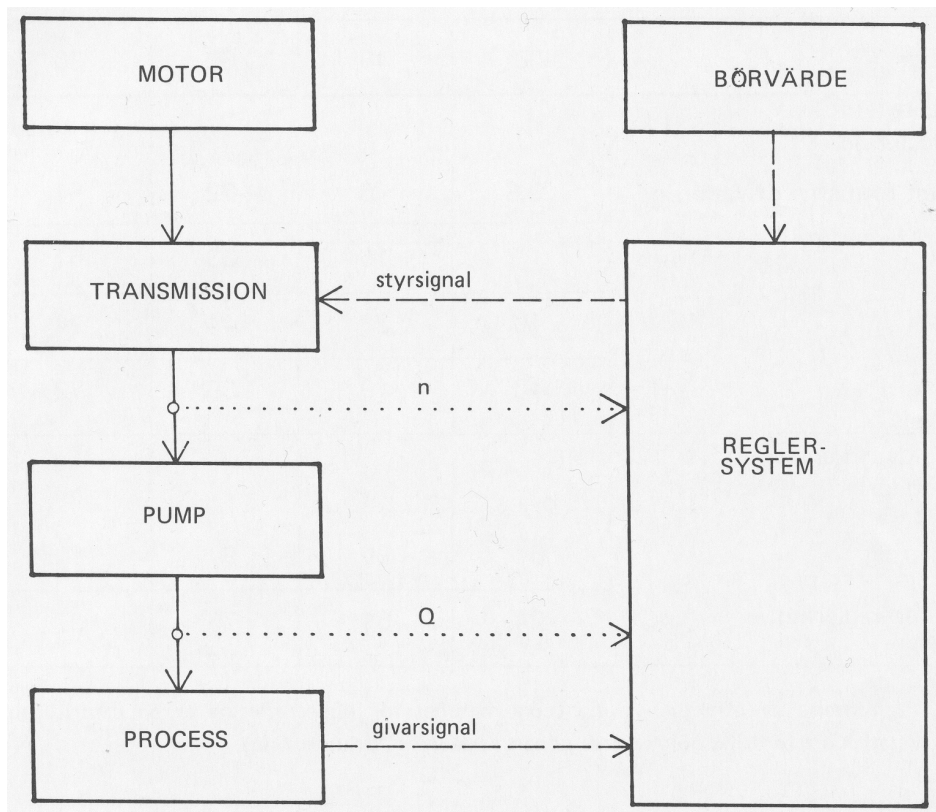


Figure 8.23 Blockschema för varvtalsreglerad pump

I många fall är det nödvändigt att mäta extra storheter t.ex. pumpvarvtal  $n$  eller flöde  $Q$  och återkoppla dem i reglersystemet, prickade signaler i figur 8.23 för att stabilitet skall nås.

Det dynamiska samspelet mellan en varvtalsreglerad pump, behållare eller pumpsump och rörledning kan även vara en orsak till instabilitet. Att bygga upp en anläggning av olika komponenter - svarta lådor - utan att göra en reglerteknisk stabilitetsanalys kan vara mycket riskfyllt. Vid köp av paketslösningar bör man av samma orsak försöka få en funktionsgaranti baserad på det aktuella fallet, som då måste beskrivas beträffande t ex process, rörledningens karakteristiska parametrar, storlekar på pumpar, behållare, magasin samt driftsförhållanden.

## 8.12 VARVTALSREGLERINGENS EKONOMI

### Energiförbrukning vid flödesreglering

Effektbehovet vid flödesreglering utförd med varvtalsreglering enligt drivalternativen i de tre huvudgrupperna A, B och C har i tabell 8.4 jämförts dels med en ideell, helt förlustfri varvtalsreglering - reglerbar motor med 100 % verkningsgrad - och dels med flödesreglering genom strypreglering och start-stopp-reglering. Jämförelsen gäller ett specifikt fall, där systemets statiska uppfodringshöjd är noll dvs enbart rörfriktionsförluster finns. För andra driftsfall särskilt med ökande andel statisk uppfodringshöjd minskar effektvinsterna vid varvtalsreglering. När uppfodringshöjden endast utgörs av statisk höjd, fås i vissa fall 10 à 20% högre effektförbrukning än för start-stopp-körning.

| Volymflöde %                        | 20  | 40 | 60 | 80  | 100    |
|-------------------------------------|-----|----|----|-----|--------|
| Effektbehov vid varvtalsreglering:  |     |    |    |     |        |
| Ideell, helt förlustfri drivanordn. | 0,8 | 6  | 22 | 51  | 100 kW |
| Grupp A                             | 8   | 16 | 33 | 61  | 110 kW |
| Grupp B                             | 10  | 23 | 44 | 74  | 115 kW |
| Grupp C                             | 10  | 19 | 38 | 72  | 129 kW |
| Effektbehov vid andra reglermetoder |     |    |    |     |        |
| Strypreglering                      | 84  | 90 | 97 | 106 | 110 kW |
| Start–stopp-reglering (medeleffekt) | 24  | 51 | 76 | 97  | 110 kW |

Tabell 8.4 Jämförelse av effektbehov vid olika metoder för flödesreglering av en centrifugalpump utan statisk uppföringshöjd dvs när enbart rörlingsförluster finns.

För att bestämma energiförbrukningen måste en summering av effektförbrukningen över en tidsperiod med hjälp av ett varaktighetsdiagram för volymflöde göras.

Vid avsaknad av varaktighetsdiagram kan en grov uppskattning ske med hjälp av ett medelflöde eller bättre med det flöde, som har 50 % varaktighet. Vid studier av volymflödets varaktighet tillsammans med redan valda pumpprestanda brukar det vara svårt att göra en uppdelning av vad som är extrema flödesbehov och vad som är mer eller mindre grovt tillyxade dimensioneringspåslag. Det "normala" max flödet är i allmänhet mindre än 80 % av pumpflödet. Flödet med 50 % varaktighet brukar därför bli ganska lågt och kan bedömas vara:

- inom processindustri ca 60 % av max pumpflöde
- inom VA-området ca 30 % av max pumpflöde
- vid värmetransport - VVS och fjärrvärme - ca 40 % av max pumpflöde

### Lönsamhet och investeringskostnader

Med varvtalsregleringens energiekonomi som grund har på flera håll möjliga elenergibesparingar för pumpdrifter i Sverige beräknats. Besparingarna utgör 30-50 % eller 3-5 miljarder kWh/år dvs ungefär lika mycket elenergi som ett kärnkraftverk producerar. Mer frapperande är kanske, att investeringskostnaderna för varvtalsreglering är endast tredjedelen av de för ett kärnkraftverk och mindre än tiondelen för samma besparing genom förbättring av bostadsisolering.

Så länge inte en lagstiftning om varvtalsreglering finns, blir dock ekonomin i varje särskilt fall avgörande. Jämfört med strypreglering brukar pay-off tiderna för varvtalsreglering blir 1-3 år och jämfört med start-stopp reglering vid liten andel statisk uppföringshöjd 5-10 år.

Även om varvtalsreglering av pumpar är enda möjliga reglermetoden i många specialfall, där process eller vätska inte tillåter någon annan reglermetod, måste man i allmänhet göra omfattande ekonomiska kalkyler före ett investeringsbeslut om varvtalsreglering. I kalkylerna måste hänsyn tagas till:

- systemkrav på flödesjämnhet, flödesutjämning, tryckhållning etc
- flödets varaktighet över utrustningens livslängd
- systemkurvans utseende
- driftsäkerhet dvs i allmänhet behovet av reservaggregat
- överordnade reglersystem

- miljö känslighet, särskilt vid fuktig miljö med gaser typ metan, ammoniak och svavelväte
- servicevänlighet, särskilt beträffande kunskapskrav hos berörd personal inom flera områden t ex elektriska, mekaniska
- kostnader för energi
- kostnader för varvtalsomvandlare
- utrustningens livslängd och kalkylränta

Systemkurvans utseende och flödets varaktighet avgör, om flödet skall fördelas på flera pumpaggregat, av vilka i sin tur kanske bara ett behöver vara varvtalsreglerat. Behov av reservaggregat påverkar en investeringskalkyl kraftigt då kostnadsbesparingar för framförallt energi skall amortera både drift- och reservaggregat.

Jämfört med strypreglering inbesparas vid varvtalsreglering reglerventilen och jämfört med start-stopp-reglering minskas de nödvändiga magasin- eller pumpsumpvolymer, vilket självfallet måste beaktas i en kalkyl.

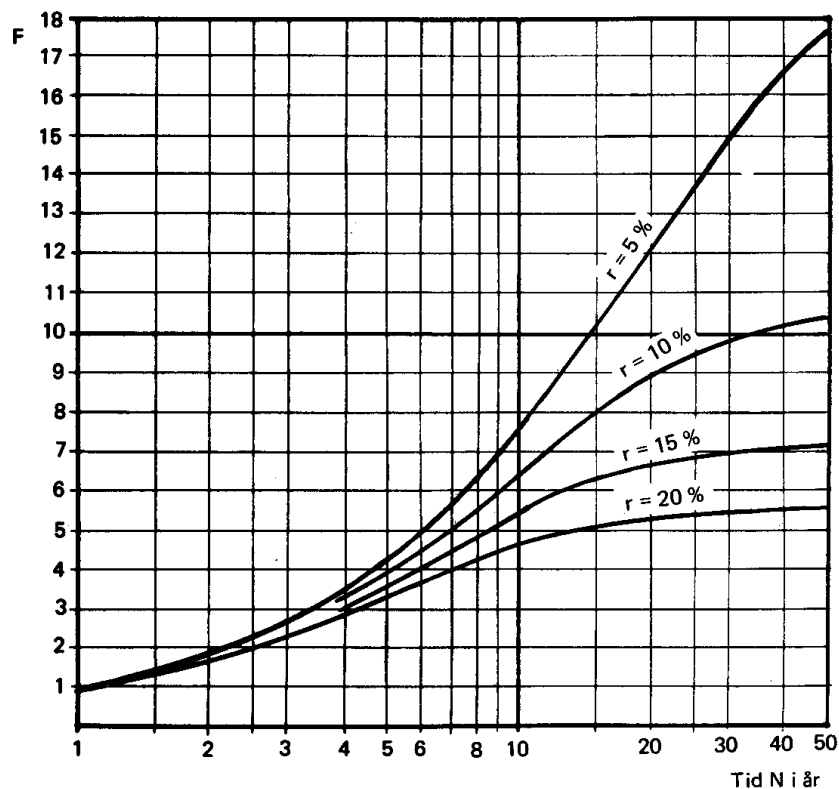
Kapitalisering av årskostnader för energi sker på vanligt sätt genom att räkna fram nuvärdet av framtida kostnader. Nuvärdet av 1 krona, som utfaller i mitten av varje år under N år vid räntefaktorn r utgör F kronor, där F är nuvärdesfaktorn, som bestäms ur ekv 8.14 eller ur figur 8.24.

$$F = \frac{1}{1 + \frac{r}{2}} \cdot \frac{1 + r}{r} \cdot \left( 1 - \frac{1}{(1+r)^N} \right) \quad \text{Ekv. 8.14}$$

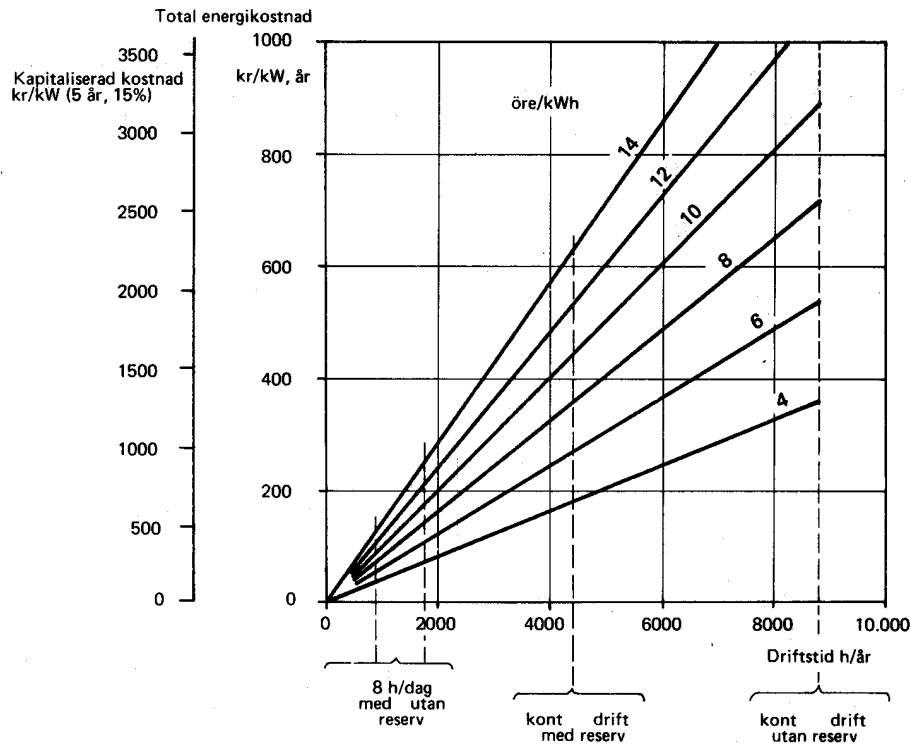
#### Räkneexempel

Energikostnaden varierar i dag för olika förbrukare mellan 6 och 14 öre/kWh. En pums drifttid kan variera mellan 1000 och 8000 h/år och är kraftigt beroende av om reservpump finns eller inte.

Energikostnaden per år får därmed motsvarande variation se figur 8.25. Energikostnaden har där kapitaliserats efter 5 år och 15% dvs efter ur företagsekonomisk synpunkt mycket fördelaktiga värden, överensstämmande med Industriverkets gränsvärden för energibidrag.



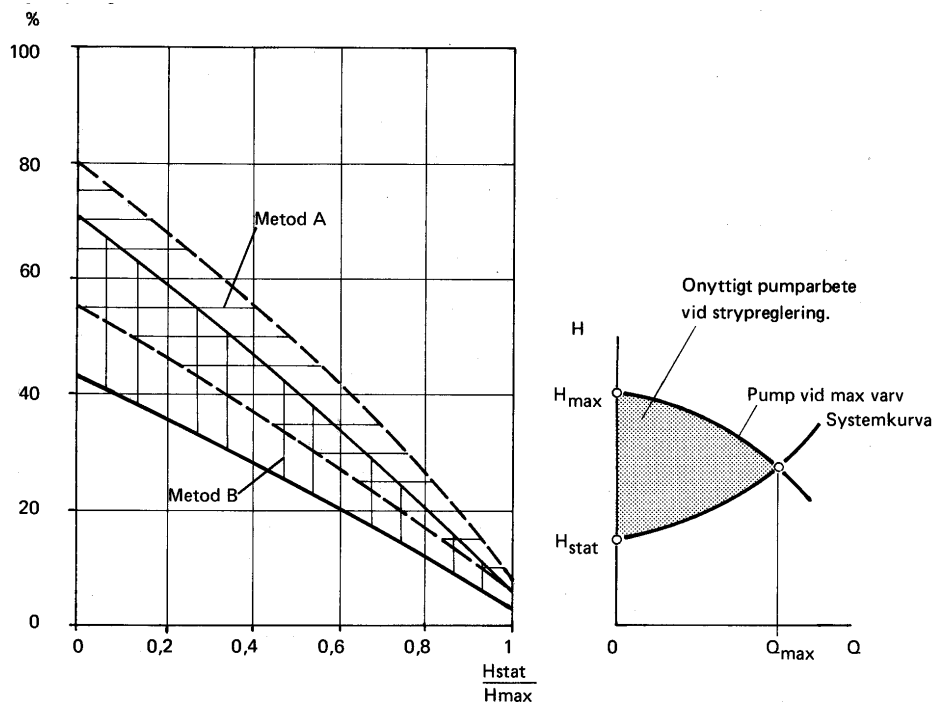
Figur 8:24 Nuvärdesfaktor F för en kostnad utfallande i mitten på varje år under tiden N år vid räntefak



Figur 8:25 Total energikostnad som funktion av driftstimmar/år och energipris.

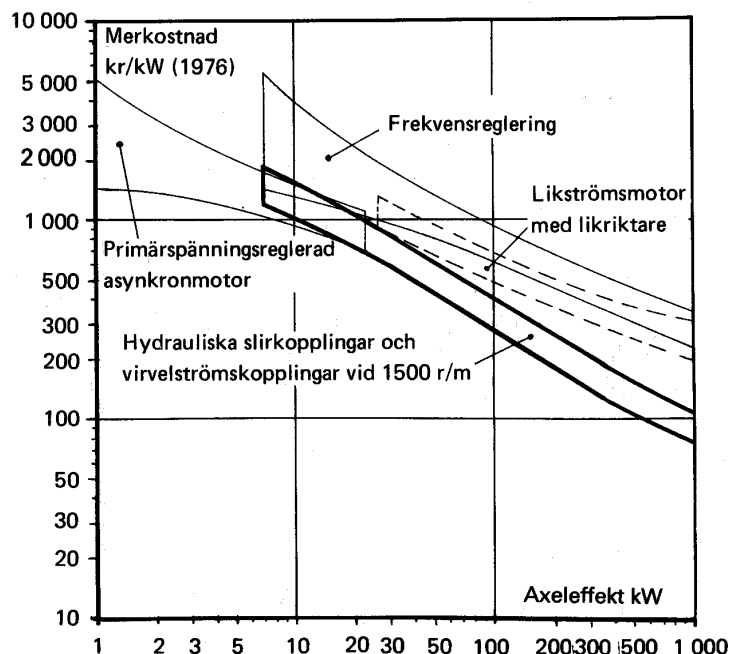
Ingående studier av normala pumpanläggningar ger vid handen att möjliga energibesparingar med varvtalsreglering gentemot strypreglering utgör 20-60 % och är kraftigt beroende av systemoch pumpkurvans utseende. Värderna enligt figur 8.26 kan tjäna som ledning vid en första projektering och gäller närmast för processindustrier.

För VA- och VVS-området blir genom de låga medelfödena energibesparingarna större.



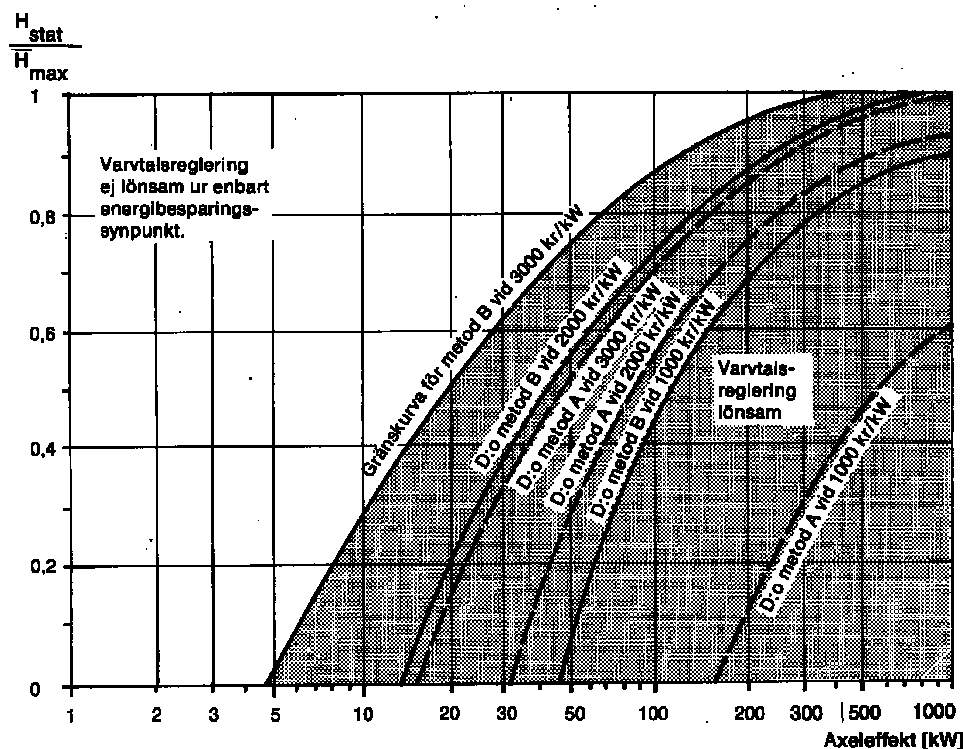
Figur 8.26 Riktvärden för normala energibesparingar inom processindustri vid varvtalsreglering enligt grupp A och B i förhållande till strypreglering. Som synes inverkar systemkurvans utseende - högra bilden.

Riktvärden för merkostnader för varvtalsreglering över normala, konstantvarviga pumpaggregat med kortslutna asynkronmotorer framgår av figur 8.27.



Figur 8.27 Merkostnad för varvtalsreglering över normala asynkronmotorer.

Sammanfattningsvis kan anges att varvtalsreglering är klart lönsam vid effekter från ca 5 kW, om systemkurvan utgörs av enbart rörledningsförluster. För andra fall finns en översikt i figur 8.28. Som synes inverkar kapitaliserade värdet av energikostnaden per kW figur 8.25 - och systemkurvans utseende -  $H_{stat}/H_{max}$  i figur 8.26 - mycket kraftigt.



Figur 8.28 Ungefärliga lönsamhetsområden för varvtalsreglering. Metod A gäller frekvensreglering och metod B hydraulkoppling. Siffror i kr/kW utgör kapitaliserad energikostnad baserat på max axeleffekt se figur 8.25



## 8.13 VAL AV UTRUSTNING FÖR VARVTALSREGLERING

Initialkostnaden för den egentliga pumputrustningen ökar vid varvtalsreglering med 800 - 1500 kr/kW axeleffekt vid små pumpar (ca 10 kW) och med 200 - 800 kr/kW vid större pumpar (ca 100 kW) beroende på typ av varvtalsomvandlare och kringutrustning se figur 8.27. Alla de tidigare nämnda drivutrustningarna är i bruk med sina egna specifika användningsområden. Tabell 8.5, som icke på något sätt är fullständig, visar hur rikt nyanserat detta teknikområde är.

Vid låga pumpvarvtal tex för förträngningspumpar - max varv 100 å 500 r/m - eller korttidsdrift används mekaniska eller hydrostatiska transmissioner upp till axeleffekter 10-50 kW. För max varvtal 900 till 1500 r/m utgör hydraulkopplingar och i viss mån virvelströmskopplingar i allmänhet det gynnsammaste alternativet upp till åtminstone 300 å 400 kW. För max varvtal 2900 r/m är hydraulkopplingar helt överlägsna andra alternativ med insatsområden upp till 20 000 kW och mer.

De elektriska metoderna kommer dels till användning vid effekter under 1 kW och dels vid stora effekter och låga varvtal, 500 - 1500 r/m. I mittområdet för effektbehovet, 10 - 400 kW kan den något större energibesparingen, jämför grupp A och B i tabell 8.4, en något snabbare reglering och i vissa fall en enklare konvertering av en befintlig anläggning motivera den betydligt högre initialkostnaden gentemot hydraulkopplingen.

| Typ av varvtalsreglering                    | Användning inom pumpområdet   | Effekt storlek kW   | Anmärkning   |
|---|---|---------------------|--|
| Mekanisk variator                           | Förträngningspumpar för pumpning av mycket trögflytande vätskor         | 1 - 10              | Variator oftast kombinerad med nedväxling av varvtal       |
| Hydrostatisk transmission                   | Bottenlänsning av fartygstankar   | 5 - 50              | Korttidsanvändning. En drivkälla för flera pumpar          |
|   | Förträngningspumpar   | 0,5 - 5             | Endast låga varvtal 100 - 500 r/m                          |
| Hydrodynamiska kopplingar                   | Matarvattenpumpar för ångpannor   | 50 - 5000           |  |
|   | Svartlut- och grönlutpumpar inom cellulosaindustrin                     | 10 - 200            | Besvärlig miljö och besvärliga vätskor                     |
|   | Värmecirkulationspumpar för stora system - fjärrvärme, atomkraft - verk | 50 - 5000           | Energibesparing och krav på hög driftsäkerhet              |
| Likströmsmotorer                            | Värmecirkulationspumpar i medelstora system                             | 10 - 100            | Energibesparing. God miljö                                 |
|   | Blandningspumpar för pappersmaskiner                                    | 100 - 1000          | Krav på snabb och exakt reglering. Mindre god miljö        |
|   | Tryckstegringspumpar  | 1 - 20              | Ingen hydrofor. God miljö                                  |
| Virvelströmskopplingar                      | Varierande, vattenverk, avlopp och industri                             | 5 - 300             | Energibesparing med krav på snabb reglering. God miljö     |
| Frekvensreglering                           | Renvattenpumpar i vattenverk  | 4 x 10 till 6 x 150 | Vattenverk utan vattentorn. Många parallellkopplade pumpar |
|   | Tryckstegringspumpar  | 1 - 20              | Ingen hydrofor. God miljö                                  |
| Motståndreglerad, släp-ringad asynkronmotor | Varierande, vattenverk, avlopp och industri                             | 20 - 500            | Energibesparing och följsamhet hos flöde                   |
| Primärspänningsreglerad asynkronmotor       | Cirkulationspumpar i små system. Tryckstegringspumpar                   | 1 - 20              | Energibesparing eller ingen hydrofor. God miljö            |

Tabell 8.5 Användningsområden för olika metoder för varvtalsreglering.

Är miljön god utan fukt och besvärliga gaser är likströmsdrifter fördelaktiga, annars måste frekvensreglering användas med frekvensomriktaren placerad i ett torrt utrymme.

Som alternativ till att själv bygga samma komponenter till ett totalt system finns idag kommersiellt tillgängligt kompletta system omfattande pump, drivutrustning med varierbart varvtal och reglersystem s k integrerade system. I vissa fall ingår flera pumpar av vilka åtminstone en är varvtalsreglerad. Reglersystemet är då uppbyggt för in-och urkoppling av, liksom växling mellan olika pumpar, varvid körsättet kan väljas efter processens totalfunktion.

## 8.14 LITTERATURFÖRTECKNING

Andersson N-E, Sinner B: I pumpdriften finns energipengar att hämta.  
Teknisk tidskrift nr 7 1977

Jonsson A, Gustafson B-A, Bood L-G: Flödesreglerade pumpsystem.  
Bok från Ingenjörsläroverket, Stockholm 1976

Pumpex: VPM-Pumpsystem med variabelt flöde. Pumpex AB, Bandhagen 1976

General Electric: Adjustable Frequency Drives for Water and Wastewater Pumping. General Electric Co, Erie, Penn., USA 1974.

Fechner G: Turboregelkupplungen, Entwicklungs-stand, Einsatzmöglichkeiten und Kenngrößen.  
VGV Kraftwerkstechnik 56, Heft 8, Aug 1976.