

Effektiv rörtransport av avvattnat avloppsslam

Anders Sellgren



VA-Forsk

VA-Forsk är kommunernas eget FoU-program om kommunal VA-teknik. Programmet finansieras i sin helhet av kommunerna, vilket är unikt på så sätt att statliga medel tidigare alltid använts för denna typ av verksamhet. FoU-avgiften är för närvarande 1,05 kronor per kommuninnevånare och år. Avgiften är frivillig. Nästan alla kommuner är med i programmet, vilket innebär att budgeten årligen omfattar drygt åtta miljoner kronor.

VA-Forsk initierades gemensamt av Kommunförbundet och Svenskt Vatten. Verksamheten påbörjades år 1990. Programmet lägger tonvikten på tillämpad forskning och utveckling inom det kommunala VA-området. Projekt bedrivs inom hela det VA-tekniska fältet under huvudrubrikerna:

Dricksvatten
Ledningsnät
Avloppsvattenrening
Ekonomi och organisation
Utbildning och information

VA-Forsk styrs av en kommitté, som utses av styrelsen för Svenskt Vatten AB. För närvarande har kommittén följande sammansättning:

Ola Burström, ordförande
Roger Bergström
Bengt Göran Hellström
Staffan Holmberg
Pär Jönsson
Peeter Maripuu
Stefan Marklund
Peter Stahre
Jan Söderström

Skellefteå
Svenskt Vatten AB
Stockholm Vatten AB
Haninge
Östersund
Vaxholm
Luleå
VA-verket Malmö
Sv kommunförbundet

Asle Aasen, adjungerad
Thomas Hellström, sekreterare

NORVAR, Norge
Svenskt Vatten AB

Författaren är ensam ansvarig för rapportens innehåll, varför detta ej kan åberopas såsom representerande Svenskt Vattens ståndpunkt.

VA-Forsk
Svenskt Vatten AB
Box 47607
117 94 Stockholm
Tfn 08-506 002 00
Fax 08-506 002 10
E-post svensktvatten@svensktvatten.se
www.svensktvatten.se

Svenskt Vatten AB är servicebolag till föreningen Svenskt Vatten.

Rapportens titel:	Effektiv rörtransport av avvattnat avloppsslam
Title of the report:	Effective pipeline transportation of dewatered sewage sludge
Rapportens beteckning Nr i VA-Forsk-serien:	2003-29
ISSN-nummer:	1102-5638
ISBN-nummer:	91-89182-93-6
Författare:	Anders Sellgren, Luleå tekniska universitet
VA-Forsk projekt nr:	99-138
Projektets namn:	Effektiv rörtransport av avvattnat avloppsslam
Projektets finansiering:	VA-Forsk
Rapportens omfattning Sidantal:	46
Format:	A4
Sökord:	Slampumpning, avvattnat slam, reologi, modellering, livscykelkostnad
Keywords:	Sewage sludge pumping, dewatered sludge, rheology, modeling, life cycle cost
Sammandrag:	Kostnadsbalansen mellan kapital, energi, underhåll och glidfilminjicering av polymerer beskrivs i en livscykelbaserad modellansats för torrslams-pumpning. Vidare beskrivs ett dimensioneringsverktyg för slampumpning vid torrsubstanshalter (TS) upp till 8 %. Tester med centrifugalpumpar för TS-halter upp mot 10 % presenteras.
Abstract:	The balance of the costs for capital, energy, maintenance and boundary layer polymer injection is described in a model for life cycle cost assessments of pumping sewage sludges at a solids content (TS) in the range of 15 to 35 %. A design tool for sludge pumping with solid contents of up to 8 % is also described. Tests with centrifugal pumps for TS-values of up to 10 % are presented.
Målgrupper:	Tekniska kontor på kommuner, tekniska konsulter, miljömyndigheter, energi- och miljökonsulter, energiverk
Omslagsbild:	Storskalig slamtransport i pipelines, foto Anders Sellgren
Rapporten beställs från:	Finns att hämta hem som PDF-fil från Svenskt Vattens hemsida www.svensktvatten.se
Utgivningsår:	2003
Utgivare:	Svenskt Vatten AB © Svenskt Vatten AB

Sammanfattning

Slam från processtegen och rötningen hanteras i reningsverken via pumpning vid torrsubstanshalter (TS) från ca 3 till 8 %. Redan vid halter överstigande några procent uppvisar slam s.k. icke-Newtonska flödesegenskaper som avviker kraftigt från vatten och som är starkt relaterade till TS-halten. Långtgående mekanisk avvattning i slutsteget till halter mellan 20 och 35 % ger slammet en schaktbar konsistens, s.k. torrslam. Pumpning sker kortare avstånd vid TS-halter 15–25 % ofta med excenterskruvpumpar vid låga tryck upp mot 2 MPa. Vid TS-värden 20–35 % och längre avstånd utnyttjas kolv-pumpar för höga arbetstryck upp mot 8 MPa. För att minska underhålls- och energi-insatsen kan rörfriktionen reduceras i både hög- och lågtrycksapplikationer genom injicering av en film av polymerlösning, vatten eller luft längs rörperiferin.

För att uppskatta effektiv drift i ett livscykelkostnadsperspektiv har en modell för torrslampumpning formulerats som beskriver kostnadsbalansen för kapital, energi, polymerinjicering och underhåll. Kapitalkostnaden tenderar att dominera årskostnaden. I den mån det är motiverat med glidfilm är förbrukningen av polymerer i regel den känsligaste driftskostnadsfaktorn, bl.a. eftersom doseringen idag inte kan fastställas förrän efter det att pump och ledning installerats. Tillgodogörande av polymerinjicering som ger arbetstryck under 2 MPa har en potential för minskade kapitalkostnader men innebär avvägningar inför pumptypsväl, driftsäkerhet och polymerdosering.

Med arbetstryck i intervallet 1–1,5 MPa förekommer ibland att pumpinstallationens tryckkapacitet underutnyttjas genom injicering av mycket höga polymerdoser. Redan jämförelsevis låga energi- och underhållskostnader minskas då ytterligare medan polymerförbrukningen dominerar årskostnaden.

En generaliseringsansats för att beräkna friktionsförluster för slam med TS-halt upp till 8 % har utformats som ett dimensioneringsverktyg i kalkylarksmiljö, där bl.a. tryck-behov och energiinsats beräknas för vald slamkapacitet, TS-halt, rördiameter, lednings-längd, lyfthöjd och pumpinstallationens totalverkningsgrad. En liknande formulering har gjorts för torrslam med TS från 15 till 35 %.

Slams flödesegenskaper och pumpbarhet kan variera beroende på lokala förhållanden. Mätning av ledningstryck omedelbart nedströms pumpinstallationen tillsammans med normala driftsuppgifter om effektförbrukning och flöde ger approximativt relationen mellan friktionsförluster och installationens totalverkningsgrad. Då kan man klargöra avvikande slambeteende eller missanpassad pumpdrift. Förutom underlag för direkta åtgärder bidrar återföring av sådana fullskaledata på ett effektivt sätt till att pröva och utveckla simuleringsansatserna ovan.

Pipelinetransport av slam över längre sträckor kan ur ett övergripande systemperspektiv vara ett alternativ vid slamnedbrytning med hydrotermiska processer, exempelvis s.k. överkritisk vattenoxidation. Man har här en transporthanteringskedja som startar vid reningsverket och som avslutas processmässigt med högtryckspumpning av slam med ett vatteninnehåll som ofta är högre än det som uppnås vid mekanisk slutavvattning.

Tester med dränkbara centrifugalpumpar med öppna pumphjul och horisontellt upp-ställda pumpar med halvöppna hjul med skruvinmatning indikerar att även TS-halter från 5 upp till 10 % kan hanteras. Känsligheten för störningar kan dock vara stor och begränsningen i praktiken ligger främst i att flödena bör överstiga ca $10\text{ m}^3/\text{h}$.

Summary

Sewage sludge from processing and digestion is pumped at a solids content (TS) of 3 to 8 %. Already over a few percent a non-Newtonian behaviour can be observed which deviates markedly from water conditions. The behaviour is strongly related to TS. Mechanical dewatering in the final processing step to TS-contents of 20 to 35 % means that the sludge has a stacked consistence. Eccentric screw pumps are often used for shorter distances and for TS of 15 to 25 %. For longer distances and TS-values from 20 to 35 %, positive displacement pumps for pressures of up to 8 MPa are normally used. To reduce the maintenance and energy requirement the pipe friction losses can be lowered in both high and low pressure applications through injection of a film along the pipe periphery of a polymer solution, water or air.

A model has been formulated to estimate effective operation in a life cycle perspective. The cost balance is described for capital, energy, polymer injection and maintenance. If injection is motivated, then the consumption of polymer is often the most sensible operating cost factor, because the dosage is not determined until the pump and pipeline have been installed. Assimilation of boundary layer injection for working pressures below 2 MPa has a potential for lower capital costs. However, it is a question which needs to be carefully weighted with respect to the type of pump, safety and polymer dosage.

With working pressures of 1 to 1.5 MPa the pressure capacity of the pump is occasionally under-utilized because of very high polymer dosages. Energy and maintenance costs that are already comparatively low then decrease further while polymer consumption dominates the annual cost.

A generalization approach to determine pipe friction losses has been carried out as a design tool in a spreadsheet environment. With TS-values of up to 8 % pressure requirement and energy consumption is calculated for a chosen sludge capacity, TS-content, pipe diameter and length, and the total efficiency of the pump installation. A similar tool has been formulated for TS-values from 15 to 35 %.

The flow behaviour and pump ability of sewage sludges vary depending on local conditions. Pipe pressure measurement at the pump can be used together with normal operating information on energy consumption and flow rate to estimate friction losses and the total efficiency. It is then possible to trace diverging sludge behaviour or misfit pump operation. In addition to being a basis for direct actions, the feedback is valuable for examination and development of the simulation approaches above.

Tests conducted using submersible centrifugal pumps with open impellers and horizontally erected pumps with semi-open and auger-like impellers indicate that TS-values of 5 to 10 % can be accommodated. However, the sensitivity to disturbances can be substantial and in practice the flow rates would normally exceed about 10 m³/h.

Förord

Föreliggande arbete har utarbetats vid avdelningen för Vattenteknik, Luleå tekniska universitet, med stöd från VA-Forsk (projekt nr 99-138) och inleddes med en förstudie 1998. Arbetet har fokuserats på att ta fram underlag för dimensionering och livscykelkostnadsanalyser för slampumpning i avloppsreningsverk. Eftersom de stora kostnaderna för slamhanteringen finns efter slutavvattningen har kostnadsproblematiken fokuserats på dessa slam.

En sammanställning av publicerade tidskrifts- och konferensartiklar med anknytning till projektet redovisas i bilaga 2. Arbetet har till en del genomförts inom ramen för forskarutbildningen, ett nyligen publicerat bidrag av industridoktoranden Lee Whitlock som beskriver en experimentell simulering av hur trögflytande slam kan hanteras med centrifugalpumpar ges i bilaga 3. Bakomliggande arbeten från projektets initialskede inriktade på centrifugalpumpars användbarhet för avvattnade slam har sammanfattats i bilaga 4.

Livscykelkostnadsaspekter för bruk av centrifugalpumpar i underhållskrävande miljöer har belysts av Sellgren, Addie och Pagalthivarti (2003). Observerade friktionsförluster för råslam med mineralpartikelinnehåll som understeg motsvarande vattenförluster har initierat ”avknopningsstudier” om hur partiklar i vissa lägen tenderar att röra sig ut från rörväggen, Wilson och Sellgren (2002,2003).

Beräkningsverktyg för dimensionering och kostnadsuppskattningar har delvis formulerats i kalkylbladsmiljö. Formuleringarna är enkla och avsikten är att användare skall kunna anpassa och utveckla verktygen för egna behov, programmen kan beställas kostnadsfritt via undertecknad för befordran via elektronisk post eller via diskett.

Beskrivningen av olika pumptyper är summarisk eftersom detta behandlats i en studie inom Norsk VA-verksförening tillsammans med erfarenheter och tips från installationer med TS-halter under 8 % från ett tjugotal verk i Norge. Denna rapport: NORVAR 115, ”Pumping av avlopsslam, pumpetyper, erfaringer og tips”, utkom 2001.

För att samla in driftsdata och få en gedigen överblick i olika miljöer har slamhanteringen studerats i ca tio avloppsreningsverk spridda över landet. Leverantörer av pumpar och annan utrustning har bistått med information och data. Thord Wennberg och Maria Engström har bistått med primärdatautvärderingar. Ett stort tack till dessa och till personalen på de kontaktade verken och till leverantörsrepresentanterna. Ett speciellt tack till VA-chef Stefan Marklund, Luleå kommun, som bistått i projektets alla faser.

Anders Sellgren

Anders.Sellgren@sb.luth.se, Tel: 0920-49 14 97, Fax: 0920-49 16 97

Innehållsförteckning

Bibliografiska uppgifter

Sammanfattning

Summary

Förord

Inledning 1

Pumpar för slamhantering 4

Teknisk-ekonomisk karaktärisering..... 6

Flödesegenskaper och friktionsförluster 7

Kostnadsanalys – diskussion 10

Slutsatser..... 16

Förslag till fortsatt arbete 17

Referenser..... 20

Bilagor:

Bilaga 1. Dimensioneringssamband

Bilaga 2. Sammanställning av tidskrifts- och konferensartiklar med anknytning till projektet

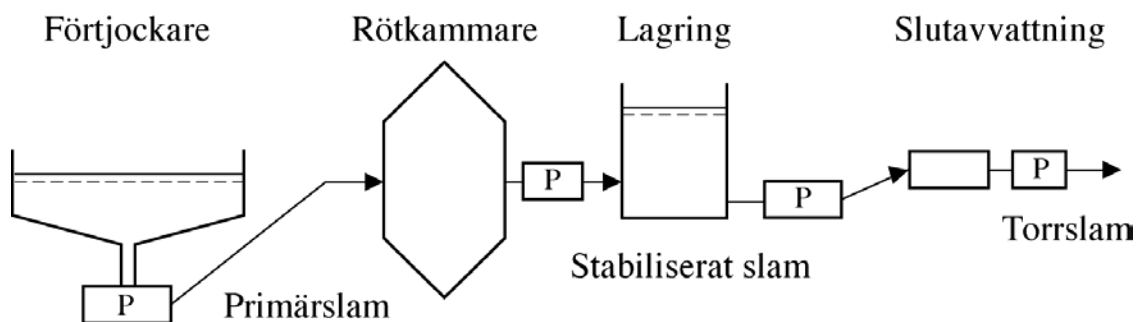
Bilaga 3. Whitlock, L. and Sellgren, A. (2002): Pumping a simulated paste-like sludge with a modified centrifugal pump. Proceedings, The 7th European biosolids organic residuals conference, November 17–20, Wakefield, UK.

Bilaga 4. Några aspekter på användning av centrifugalpumpar för hantering av högviskösa medier

Inledning

Behandlingen av närmare 1400 Mm³ avloppsvatten i svenska reningsverk innebär en successiv avskiljning av fasta komponenter i form av slam. Vattenandelen är från början mycket stor och mängden fasta ämnen relateras ofta till vattenfritt tillstånd, kg (ton) torrsubstans (TS). Koncentrationen av fasta ämnen i slammet kan då uttryckas som massandelen TS. Årligen produceras ca 200 000 ton torrsubstans (tTS). De största verken i storstadsregioner bidrar med mellan 10 000 och 25 000 tTS. Motsvarande mängd i verk i kommuner med 15 000–20 000 personer anslutna är i grova drag 500 tTS. Inom EU-länderna produceras ca 7 miljoner tTS per år.

En schematisk sammanställning av slamhanteringen i ett avloppsreningsverk ges i Figur 1 där pumpning (P) sammanbinder de olika processtegen.



Figur 1. Schematiskt processchema för slamhantering inkluderande pumpning av slutavvattnat slam, så kallat torrslam.

Eftersom pumpningarna i regel ligger innanför verksamheten överstiger ledningslängderna sällan 100–150 m och de maximala lyfthöjderna begränsas till ca 30 m. Ledningsdimensionen överstiger knappast 150–200 mm, istället arbetar man med flera parallella linjer då kapaciteterna är stora.

Uttaget slam från processerna kan föravvattnas i konventionella cirkulära gravitationsförtjockare till TS-halten 4–6 %. Idag förtjockas slammet alternativt med band- eller silpress tillsammans med ett effektivt slamuttag från sedimenteringsbassängerna. Efter förtjockningen pumpas slammet till rötkammare. Här sker en nedbrytning av organiskt material varvid biogas och vatten bildas. Slammet cirkuleras i kammaren i regel via en pump.

Rötat (stabiliserat) slam pumpas sedan från röttningssteget till slutlig avvattning, ofta via mellanlagring i en tank. Slamhalten ligger efter rötningen på 3–4 %. Långtgående avvattning i slutsteget till torrslam med TS-halter överstigande 15 % reducerar kraftigt slamvolymen. Avvattningen sker mekaniskt i centrifuger eller olika typer av pressfilter till TS-halter från ca 20 % till upp mot 35 %.

För att uppnå god avskiljning i de olika avvattningsstegen tillsätts polymerer till det inkommande slammet. Det är polymerer av polyelektrolyttyp som främst används i svenska avloppsreningsverk.

Det slutavvattnade slammet, som nu kan ha en schaktbar konsistens, lagras i en slamsilo eller transporters till lagring i markplanet omedelbart utanför verksbyggnaden. Lagrat torrslam transporteras i regel från reningsverksområdet med lastbil. Med slutavvattningen högt placerad i verket sker utfrakten direkt till fordon under en silo eller direkt till containers. Lastning på fordon från markplanet utanför verket sker med schaktlastare. Då slammet används för skogsbruksändamål (energiskog) är transportavståndet i regel av storleksordningen 100 km.

Då torrslam måste transporteras sker detta numera ofta medelst pumpning för att få en sluten hantering som alternativ till trågplacerade skruvmatare eller via bandtransportörer. Torrslampumpningens fördel ligger i den slutna och miljöanpassade hanteringen.

Långtgående avvattning i slutavvattningssteget till torrslam med TS-halter mellan 20 till 35 % kan kräva ledningssystem och pumpar för tryck upp mot 10 MPa. Investerings- och pumpningskostnader blir då stora. Vid torrslampumpning kan tryckbehovet reduceras med ca. 20 % genom injicering av vatten längs rörperiferin (s.k. glidfilm). Med en polymer-vattenblandning blir reduktionen 60–70 %. Med speciella glidmedel kan reduktionen bli över 90 %. Injicering av luft längs periferin kan reducera tryckbehovet med upp till 50 %.

Transportkostnaden för slammets fortsatta hantering utanför reningsverksområdet är direkt relaterad till slamvolymen och därmed till TS-halten. Vidare minskas lagervolymerna och lagerhanteringen förenklas i regel vid långtgående avvattning. En övre gräns kring ca 90 % kan uppnås vid verket genom avancerad torkning.

Den mekaniska slutavvattningen utnyttjas ej då stabiliserat slam avvattnas i s.k. Vassbäddar i verkets närhet. Efter upp till 10 års bruk har slammet en TS-halt på ca 50 %. Den behövliga ytan för avvattning i vassbädd är av storleksordningen 10 000 m² för ett medelstort verk. Storskalig tillämpning av vassbäddsteknik kan utrymmesmässigt också komma att kräva transport av delavvattnat slam utanför reningsverksområdet.

Utvinningsprocesser för tillvaratagande av olika beståndsdelar i slammet är idag under utveckling och delvis i en applikationsfas. I den mån förbränning eller exempelvis slamnedbrytning med hydrotermiska oxidationsprocesser kommer till användning kan man delvis räkna med storskalig drift med transport av slutavvattnat slam från flera verk. Av processtekniska skäl innebär s.k. överkritisk vattenoxidation (SCWO) en TS-halt om 15–20 % och pumpning vid höga tryck. Man har här att beakta en transport- och hanteringskedja som startar vid reningsverket och som avslutas med ett vatteninnehåll i slammet som i regel är högre än den som uppnås vid mekanisk avvattning. Pipeline-transport av slam ämnat för SCWO-nedbrytning kan således i vissa situationer vara ett passande alternativ för att uppnå kostnadseffektivitet och miljöfördelar ur ett övergripande systemperspektiv.

Avloppsvattnets sammansättning och egenskaper kan variera mycket mellan olika kommuner eller kommundelar, bl.a. beroende på andelen och typen av industriavloppsvatten. Därför varierar också slamegenskaperna, exempelvis vad gäller pumpbarhet, rörfriktion, slitageegenskaper, avsättningsbenägenhet etc.

Problem med slitage vid pumpning av slam kan ofta kopplas till medföljande sand- eller siltpartiklar. Igensättningsproblem genom innehåll av fibrer och trasor i slammet förekommer också. Anpassning och utveckling av effektiva avskiljningsanordningar för mineralpartiklar och fibrer kan därför vara en viktig del i en effektiv systemlösning.

Pumpar anpassade för sluten hantering och transport av material från rensgaller är idag tillgängliga. Vidare pumpas biologiskt nedbrytbart hushållsavfall med partiklar upp mot 30 mm. Avfall innehållande gods med storleken upp mot 0,1 m transporteras med s.k. enkelkolvpumpar. Speciell teknik är också tillgänglig för beröringsfri hantering och pumpning av farligt avfall i tunnor som strimlats sönder.

Med fokusering mot slamhanteringen medför ökad avvattningsgrad med högre TS-halter längs hela linjen i Figur 1 minskade investeringskostnaderna för rötkammare och för ledningar eftersom diametern kan väljas mindre. Övervakning med TS-styrd slamhantering redan i processtegen bildar dessutom grund för fortsatt effektiv hantering med välanpassade TS-halter och minskade cirkulerande vattenflöden.

TS-halten är starkt kopplad till slammets flödesegenskaper (friktionsmotstånd, tryckbehov) och direkt relaterad till de hanterade flödenas storlek. Därigenom styr TS-halten i stor utsträckning fördelningen av kostnaderna för olika slampumpningsoperationer och till viss del valet av pumptyp.

Avsikt och uppläggning

Avsikten är här att belysa hur valet av pumputrustning och dimensioneringen av ledningssystem påverkas av de komplexa (icke-newtonska) flödesegenskaperna för slam. Målsättningen att utforma råd och riktlinjer har i slutänden delvis utformats som lättillgängliga dimensioneringsverktyg. Ett delsyfte är därvid att användningen skall ge en erfarenhetsåterföring som främjar en vidare utveckling.

Uppläggningsen är i någon mån präglad av den i förordet nämnda norska studien som utförligt beskriver pumptyper och praktiska erfarenheter av pumpdrift för lägre TS-halter. Till en del kan denna VA-Forsk dokumentation ses som en fortsättning och komplement till den norska studien. En viss fokusering har skett mot torrslampumpning på grund av den ekonomiska betydelsen och det stora intresset i dagsläget. Kriterier för pumpning av hushållsavfall och grövre gods tas ej upp i denna studie.

Avslutningsvis ges förslag till fortsatt arbete som inbegriper en diskussion kring transporthantering i samband med slamnedbrytning med processteknik (SCWO) som baseras på ett vatteninnehåll som är högre än det man får vid mekanisk avvattning.

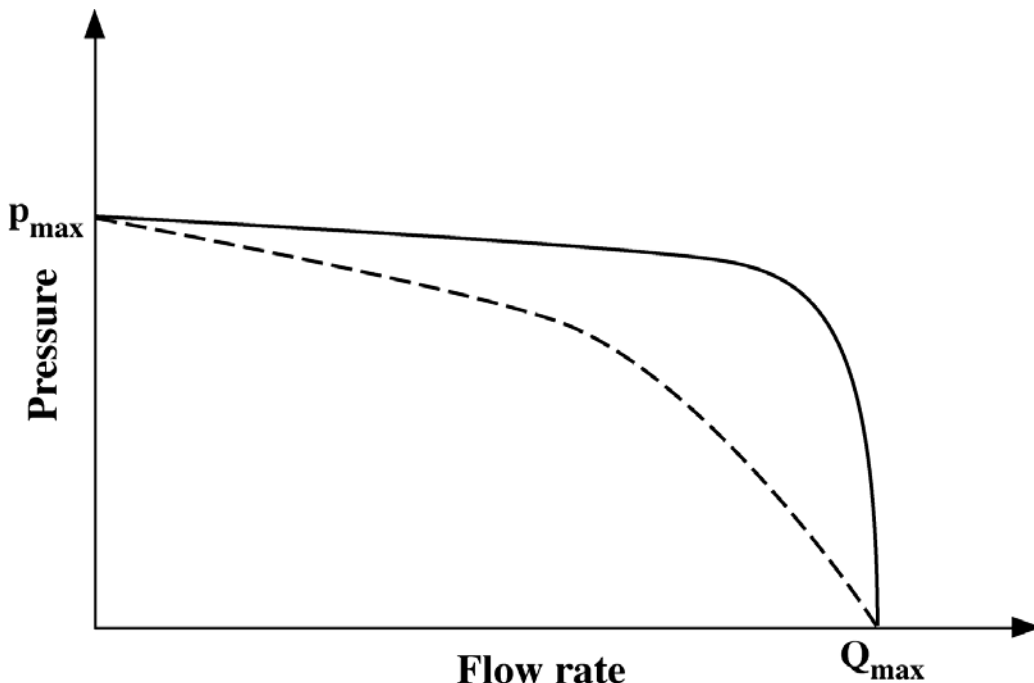
Pumpar för slamhantering

För slamtransport i ledningar efter förtjockningssteget används displacement- (för-trängnings)-pumpar och olika typer av centrifugalpumpar. Displacementpumpar är funktions- och kostnadsmässigt ofta väl anpassade till höga tryck med låga till måttliga flöden. I kommunala reningsverk dominerar displacementpumpar av excenterskruvtyp all slampumpning efter förtjockningssteget, även torrslampumpning kortare sträckor vid TS-halter om 15–20 %. Pumpning av avvattnat slam vid högre TS-halter och längre avstånd sker med kolvpumpar anpassade för höga tryck.

Displacementpumpar

Med excenterskruvpumpen erhålles ett jämt axiellt flöde av att avtätade håligheter bildas genom att en skruv(rotor) roterar i ett geometriskt anpassat hölje (stator). Längden av stator och rotor avgör den teoretiskt möjliga tryckstegringen. För pumpar passande för slam i reningsverk utgör ett trycksteg normalt 500–600 kPa. För torrslampumpning utnyttjas minst två steg och med tre trycksteg uppnås således närmare 2000 kPa. För att trögflytande slam skall kunna dras in och igenom pumpen utan kavitation begränsas varvtalet till ca 300 rpm vid TS mindre än 8 % och till ca. 100 rpm vid torrslampumpning. För de tryck, flöden och pumpstorlekar som normalt används är totalverkningsgraden (för vilken elenergiförbrukningen beräknas) 25–35 % beroende på slitage, slamegenskaper och inmatningseffektivitet.

Förändringar av slitage mm. i sambandet mellan genererat tryck och flöde för en displacementpump exemplifieras schematiskt i Figur 2 för en excenterskruvpump som arbetar med konstant varvtal.



Figur 2. Samband mellan tryck, p , och flöde, Q , för en excenterpump vid konstant varvtal. Den streckade linjen markerar en försämring av pumpens funktion.

För en sliten pump eller en pump utsatt för högt tryck som inte tätar för återströmning sjunker volymverkningsgraden och därmed totalverkningsgraden. För att upprätthålla ett önskat flöde måste man därför öka varvtalet, vilket i sin tur accelererar slitaget. För att upprätthålla ett givet flöde och en acceptabel verkningsgrad är det därför viktigt att underhålla pumpen och byta ut slitdelar.

Deplacementpumpar för höga tryck, 3–10 MPa, baseras för torrslampumpning i regel på kolv/ventilkoncept som ursprungligen utvecklades för pumpning av betong. För torrslampumpning dominerar hydraulstyrda pumpar av dubbelkolvtyp med sätesventiler eller tubarrangemang. Totalverkningsgraden varierar mellan 30 till 55 % beroende av slitage, inmatningseffektivitet och slamegenskaper.

Underhållsbehov och investeringar ökar med tryckbehovet som är starkt kopplat till TS-halten. Höga tryck kan också minska volymverkningsgraden på grund av slitage av vitala pumpdelar. Injicering av polymerer längs rörperiferin minskar tryck- och underhållsbehovet.

Centrifugalpumpar

Den konventionella centrifugalpumpens konstruktions- och driftsprincip innebär att den tekniskt och ekonomiskt är bäst anpassad för förhållandevis stora flöden och låga till måttliga tryck, exempelvis som cirkulationspump vid rötkammare.

Goda erfarenheter vid TS-halter upp mot 6 % finns för dränkbara pumpar med öppna pumphjul och för horisontellt uppställda pumpar med halvöppna hjul med skruvinmatning, Czarnota (1999). Erfarenheter med centrifugalpumpar för pumpning av högviskösa medier visar ibland på problem med att få in mediet i pumpen och att man får insugning av luft, Algers (1984). Pumpning av fibersuspensioner med horisontellt uppställda centrifugalpumpar i skogsindustrin ("massapumpning") har utvecklats mot allt högre TS-halter genom anordning för förrotering av massan eller ett ejektorarrangemang inuti pumpen som reducerar luftinnehållet. För att hantera högsta möjligt TS-halter installeras speciella vakuumpumpar för luftutsug.

En jämförelse av flödesegenskaperna för kommunala avloppsslam med skogsindustrins fibersuspensioner indikerar att arrangemang enligt ovan kan komma vara möjliga för stabiliserade slam med TS-halter upp mot 10 %.

Valet av pumpstorlek är mycket viktigt då centrifugalpumpar utnyttjas för högviskösa medier. Man kan råka ut för instabila pumpkurvor vid flöden som är avsevärt lägre än för flödet vid bästa verkningsgraden. Å andra sidan kan effekten bli en reduktion av bästa verkningsgradspunkten, dvs. pumpen uppför sig som en mindre pump, se vidare Bilaga 4.

Pumpning av exempelvis vattenblandningar av malm och sand etc. i mineralindustrin är ofta mycket slitande. Erfarenheter pekar då på att ett slutet pumphjul med i stort sett utslitna skovlar förmår leverera en viss om än begränsad pumpningshöjd. Detta överensstämmer med klassisk centrifugalpumpsteori om funktionen av roterande friktionsytor i ett slutet hölje. Detta beskriver grovt principen för en pumptyp, skivpumpen, som baseras på tryckgenerering via roterande skivor. Skivornas totala antal och inbördes avstånd utgör tillsammans med skivdiameter och rotationshastighet pumpens arbetsområde.

Arbetsområdet för slampumpning avser flöden från 10 m³/h med tryck upp mot 600 kPa med 2 till 3 skivor.

Skivpumpen används för pumpning av kommunala slam, bl.a. i primärslamsdrift vid TS-halter upp mot 6 %. Driftserfarenheterna är goda bl.a. med avseende på slitage (Balmér 1999). Pumpningsprincipen innebär att verkningsgraden kan vara låg, 15–30 %, vid vattenpumpning. Pumpens funktion vid vattenpumpning har beskrivits av Roddy (1985). Pumpning av högviskösa medier som slam torde innebära en högre verkningsgrad.

Ovanstående grova klassificering har baserats på pumpning med en enhet. Centrifugalpumpar i serie levererar höga tryck och stora flöden kan hanteras med parallellkopplade displacementpumpar.

Sammanfattningsvis ser man att det finns erfarenheter från andra teknikområden som pekar på att centrifugalpumpar kan vara ett alternativ för pumpning av avvattnat slam upp till ganska höga TS-halter. Förutsättningen är då att flöden och tryck är rimliga inom ramen för de tekniskt/ekonomiska begränsningar som hör till själva centrifugalpumpprincipen. Detta är inte uppfyllt särskilt ofta vid slampumpning i avloppsreningsverk. En nedre kapacitetsgräns för konventionella centrifugalpumpar ligger på storleksordningen 10 m³/h. För primärslamshantering vid TS = 6 % uppnås detta vid 5000 tTS/år vid 8 000 h drifttid, vilket motsvarar i ett verk för ca. 200 000 personer. En realistisk högsta pumpningshöjd är här 10 m (100 kPa) per pump vilket ofta innebär behov av flera pumpar i serie.

Teknisk-ekonomisk karaktärisering

Det behövliga flödet och drifttiden för en pumpinstallation är kopplat till antalet linjer och vilken lagringsfilosofi man arbetar med i verket. Intermittent pumpning innebär balans mellan pumpningstid, flöde, TS-halt och lagringsvolym. Generellt bör totala tiden vara så låg som möjligt på årsbasis. Antalet start/stopp på en slampump kan vara av storleksordningen 10 000 per år. Normalt är antalet start/stopp tiopotenser lägre. Ett stort antal start/stopp utsätter en slampump för stora påfrestningar bl.a. på grund av slammets trögflutenhet. Många start/stopp leder därför till ökat slitage och minskad livslängd.

Effektiva avskiljningsanordningar för mineralpartiklar, trasor m.m. samt effektiv driftsövervakning av bl.a. slamhalter är övergripande systemfaktorer som kan minimera kostnaden för slamhanteringen. Typiska slampumpningsapplikationer efter förtjockning till rötkammare, från rötkammare till slutavvattning och cirkulationspumpning i rötkammaren kännetecknas generellt av tryck väl under 100 kPa och TS-halter under 8 %. Den årliga energikostnaden för slampumpningsinstallationer före slutavvattningsteget är i storleksordningen 10 000 SEK, baserat på 0,4 SEK/kWh inkl. nätavgifter mm.

Den årliga kapitalkostnaden för pumpen är i samma storleksordning som energikostnaden. I normalfallet kan man i grova drag anse att ca. en tredjedel av årskostnaden faller på respektive kapital, energi och underhåll. Exempelvis byter man normalt ut statorn i en excenterskruvpump ca. en gång per år. Underhållskostnader i framförallt

primärslamininstallationer kan dock uppgå till storleksordningen 100 000 SEK med besvärande och kostsamma driftsavbrott. Kostnader för pumputrustningens tillgänglighet och underhåll kan således i vissa fall dominera årskostnadsbilden. Orsaken är då i regel att man i verket har unika slamegenskaper eller en missanpassad pump.

Torrslampumpning

Årskostnaden för torrslampumpning vid TS-halter om 20 till 35 % är en tiopotens högre än för övriga slampumpningsinstallationer i ett verk. Pump- och ledningsinvesteringen är av storleksordningen 1–2 MSEK. För TS-halter från 15 till ca 25 % kommer även excenterskruvpumpar ifråga som har avsevärt lägre investeringskostnad. En fördubbling av TS-halten från exempelvis 17 till 34 % halverar slamvolymen. Man har här att överväga kostnaden av avvattningen och att fortsättningsvis lagra och transporthantera en dubbelt så stor volym slutavvattnat slam.

Polymerer används i hanteringen för att förbättra slammets sedimentationsegenskaper i förtjockare, underlätta slutavvattningen och verka som glidfilm vid torrslampumpning. Polyelektrolyter binder till partiklar och hamnar därför framförallt i slammet. Polyelektrolyter är mikrobiologiskt svårnedbrytbara medan den vattenlösliga akrylamiden som finns i slamvattnet är lätt nedbrytbar i den biologiskt aktiva slamomgivningen.

Vid polymerbaserad glidfilmsinjicering för torrslampumpning injiceras en polymer-vattenblandning motsvarande 0,1 till 1 % av totala slamflödet. Relationen polymerer: vatten är då normalt 1:50. Uttryckt i kg polymerer per ton torrslam motsvarar detta ca 0,2 till 0,5 kg. Reduktionen verkar effektivt upp mot 100 m, vid något längre ledning får man höja dosen eller vid mycket längre ledning ha flera injiceringsställen. I praktiken installerar man en pump och en injekteringsutrustning och sedan provar man sig fram till en passande polymerdosering tillsammans med pumpleverantören.

Polymeranvändningen vid slamhanteringen fram till och med slutavvattningen ligger genomsnittligen på 3–5 kg per ton TS. Vid polymerbaserad glidfilmsinjicering för torrslampumpning ökar således förbrukningen med ca. 10 %.

Flödesegenskaper och friktionsförluster

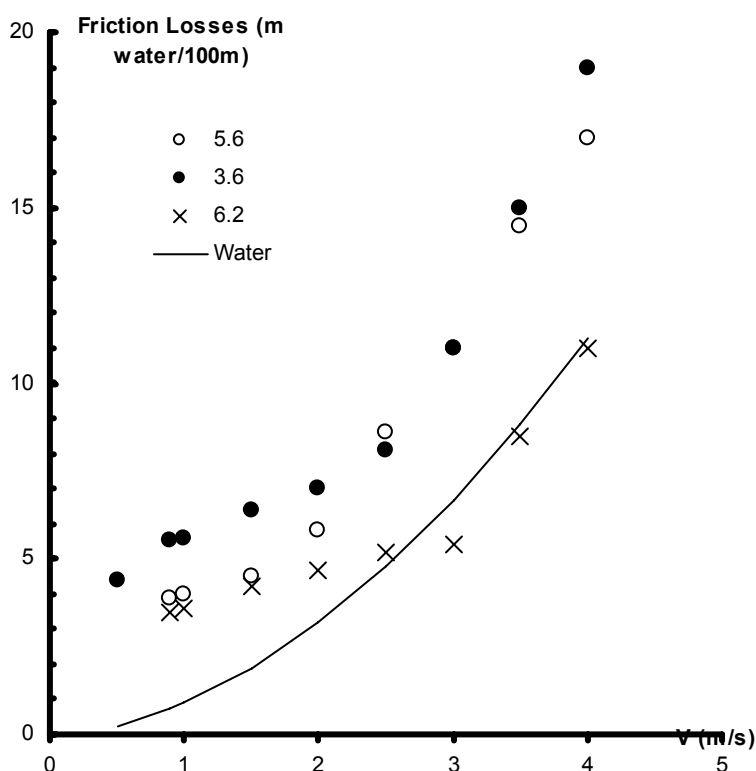
TS-halter mindre än ca 8 %

Redan vid TS-halter överstigande några procent uppvisar slam flödesegenskaper som avviker kraftigt från vatten. Förtjockade primärslam(råslam) anges ibland som ”kärva” att pumpa med högt friktionsmotstånd i ledningarna. Innehåll av fett, grova fibrer och mineralpartiklar kan också leda till avlagringar och slitageproblem i rör och pump-utrustning. Stabiliserat slam kännetecknas också av ett betydande ledningsmotstånd men slammet är homogent och mer lätthanterligt.

Med hänsyn till avsättningsrisken av exempelvis mineralpartiklar på rörbotten väljer man ofta hastigheten över 1–1,5 m/s för diametern 0,1 respektive 0,2 m. Vidare minskar avsättningsrisken om flödet är väl omblandat, dvs. turbulent. Då flödet inte är turbulent (laminärt) är förlusterna lägre men ofta mycket känsliga för variationer i TS-halten.

Metcalf och Eddy (2003) anger för hastigheter över 0,8 m/s att friktionsförlusterna för stabiliserade slam vid TS från 5 till 8 % är respektive 1,8 till 2,2 gånger större än förlusterna för vattenströmning vid samma hastighet och ledningsdiameter. För primärslam anges motsvarande värden till 4 respektive 8 gånger. Således anger man att friktionsförlusterna för råslam i grova drag är 2 till 3,5 gånger större än för stabiliserat slam för TS lika med 4 respektive 8 %.

Enkla tumregler enligt ovan är ett gott stöd men värdet begränsas av att flödesegenskaperna kan variera betydligt mellan de olika processtegen i ett verk och mellan olika verk. Komplexibiliteten och dilemmat med att formulera generella kriterier kan belysas av testresultat från Johnson (1981), se Figur 3 (från Bilaga 4.)



Figur 3. Friktionsförluster för olika hastigheter i en 0.1 m-ledning för tre olika slam. Data från Johnson (1981). TS-halten 5,6 % avser ett stabiliserat slam och 6,2 % ett primärslam. Det mellersta värdet avser ett aktiverat slam.

Det framgår av Figur 3 att råslammet med den högsta TS-halten har den lägsta friktionsförlusten som vid ca. 2,5 m/s i grova drag överensstämmer med vattenförlusterna. Slammet med lägsta TS-halten uppvisar de högsta förlusterna för laminära flöden upp till övergången till turbulent flöde vid ca. 2,25 m/s. För slammet med TS=5,6 % är denna övergångshastighet ca. 1,5 m/s.

Vid hastigheten 3 m/s är flödena turbulenta i Figur 3. Förlusterna för slammen med TS=3,6 % och 5,6 % är då lika och ca. 50 % högre än vattenförlusterna (och för 6,2 %-slammet). Vid hastigheter under ca 1,5 m/s skiljer sig förlusterna ca. 50 % mellan slammen då flödena är laminära, förlusterna för det stabiliserade slammet är högst.

Trenden för de turbulenta förlusterna i Figur 3 kan på sätt och vis representera ytterligheter. Vattenförlusterna utgör en undre gräns och tendensen är att förlusterna för olika slam synes konvergera mot värden som är parallella med vattenkurvan. Dessa förhållanden ligger bakom de tidigare diskuterade ”multiplikatorer”-värdena av Metcalf och Eddy (2003).

TS-området från ca 3 % upp till ca. 8 % täcker den typ av hantering man har idag från förtjockningen upp till slutavvattningssteget. Slammen uppvisar här icke-Newtonska egenskaper (Figur 3) med laminära friktionsförluster som ökar kraftigt med ökande TS-halt vid normala drifhastigheter. Friktionsförlusterna kännetecknas ofta av ett mindre diameter- och flödesberoende än för vattenpumpning.

Resultaten i Figur 3 baserades på slam som lagrats och forslats till en försöksanläggning där slammet pumpades i en rörslina. De experimentella resultaten presenterade av Johnson (1981) var ett led i ett ambitiöst FoU-program som utmynnade i kriterier för dimensionering (Frost 1983), i Storbritannien ofta refererad till som rapporten ”R185”. Generaliseringsansatsen av Metcalf och Eddy (2003) diskuterad tidigare synes främst relaterad till arbeten presenterade av EPA (1979).

Dagens drift i svenska verk kännetecknas i regel av effektiva avskiljningsanordningar för mineralpartiklar, fibrer etc. och ofta separat hantering av industrislam. Därmed finns en grund för ett generaliserat synsätt även om variationerna i flödesegenskaper (friktion, tryckbehov, pumpbarhet) kan vara stora beroende på lokala förhållanden.

Mätning av ledningstryck omedelbart nedströms pumpinstallationen tillsammans med normala driftsuppgifter om effektförbrukning och flöde ger approximativt relationen mellan friktionsförluster och installationens totalverkningsgrad. Avvikande slam-beteende eller missanpassad pumpdrift klargörs därvid. I den mån tryckregistrering inte ingår i driftövervakningen är det en billig och enkel installation, tillfälliga observationer är ofta tillräckliga.

Erfarenheter och driftsdata från svenska verk och bearbetning av litteraturdata från pilot- och fullskalemätningar och experimentella laborieförsök har bildat underlag för beräkningssamband för friktionsförluster vid olika diametrar, hastigheter och TS-halter. Dessa samband redovisas i Bilaga 1 som utmynnar i ett användartillvänt dimensioneringsverktyg i kalkylbladsmiljö.

Systematisk återföring av fullskaledata genom tryckmätningar är det effektivaste sättet i dagsläget att pröva och utveckla simuleringsansatserna i verktyget i Bilaga 1.

TS-halter över 15 %

TS-halter överstigande ca 15 % kännetecknas av ”torrslamsbeteende” där de icke-Newtonska tendenserna förstärks ytterligare genom att flödet övergår från trögflytande vätskemedium till s.k. pluggflöde. Torrslampumpning kräver i regel goda marginaler för tryckgenerering och effektsats. Experiment och driftserfarenheter har utmynnat i följande råd Putzmeister (1999). Transporthastigheten bör ligga i intervallet 0,1–0,5 m/s, med ledningsdiametrar som ej understiger 0,1 m. Tryckbehovet ligger normalt mellan 30 och 80 kPa per meter ledning för TS-halter mellan 20 och 35 % (utan glidfilm).

I praktiken förekommer det sällan ledningar för torrslampumpning med mindre diameter än 0,15 m i svenska verk. Man har ofta bytt ut ledningar med mindre diameter till denna storlek på grund av igensättningsproblem och hög friktion. Detta medför ibland extremt låga hastigheter i flödet. Ett verk för ca 25000 personekvivalenter producerar ca 500 tTS/år. Vid en drifttid av 5000 h per år blir detta ca 0,1 tonTS/h. Vid TS-halten 15 % ger detta en hastighet på 0,024 m/s i en 0,1 m-ledning och 0,011 m/s för diametern 0,15 m. Uppehållstiden i en 40 m lång 0,15m-ledning är då ca en timma. Skälet till att hastigheten bör överstiga ca 0,1 m/s är att låga hastigheter anses medföra risk för avsättningar på rörväggen som gör ytan rå och ojämn och reducerar tvärsnittet. Exempel på torrsubstanskapaciteter och diametrar för att upprätthålla hastigheten 0,1 m/s ges i Tabell (1).

Tabell 1. Rördiameter, D, för olika torrsubstanskapaciteter, tTS/h, som motsvarar hastigheten 0,1 m/s vid TS = 25 %.

tTS/h:	0,25	0,75	1,5
D(m):	0,06	0,10	0,15

Trots ibland extremt låga hastigheter synes det inte finnas i uppenbara indikationer på problem med röraavsättningar o. dyl., istället har bytet till en större diameter eliminerat igensättningsproblem med åtföljande driftsavbrott.

Kostnadsanalys – diskussion

Målsättningen är naturligtvis att varje genomförd pumpinstallation skall uppnå bästa möjliga totalekonomi. En ekonomisk jämförelse av alternativ som belyser särskiljande viktiga kostnader under en för ägarens beslutssituation intressant tidsperiod kallas idag ofta livskostnadsanalys (LCC) eller TCO-analys (Total Cost of Ownership). Instrumentet LCC eller TCO, syftar således till att söka förutsäga de kostnader som är relevanta för ett beslut. LCC/TCO-begreppet associerar till funktionen av en teknisk installation som ger långsiktig gynnsam ekonomi, inbegripande exempelvis underhållskostnader inklusive stilleståndskostnader under ett pumpningsystems livslängd.

Kalkylperiodens längd kan ur teknisk synpunkt vara 10 till 20 år. Löpande energi- och underhållskostnader kan diskonteras till nuvärde med hjälp av en s.k. nusummeffaktor som är relaterad till en kalkylränta och ekonomisk livstid. Alternativt kan ränta och tid räknas om till en under livstiden konstant årligt kostnad, annuitet.

Den övre TS-haltgränsen för mekanisk avvattning och torrslampumpning ligger vid 35–40 %, vilket ger den billigaste hjulburna transporthanteringen då slammet skall fraktas bort från verksamhetsområdet. För avvattnings- och pumpningsutrustning är 10 år eller längre en passande kalkylperiod. Kostnaden för ägaren för att få avsättning för slammet är idag i många fall oklart, även i ett mycket kort tidsperspektiv. Av bl.a. den anledningen finns det även skäl att ekonomiskt belysa torrslampumpning med avvattningsutrustning som endast ger TS-halten 15–20 %.

Torrslampumpning vid höga TS-halter innebär generellt en marginalhantering där risken för igensatta ledningar på grund av att mediets friktion kan öka dramatiskt vid en

liten TS-haltökning. Tillräckliga säkerhetsmarginaler för tryck och eventuellt också reservsystem är här viktigt för att ha en hög total driftsäkerhet.

Enkel kostnadsmodell

Med antagande om en drifttid, T , h per år kan årliga energikostnaden, CE , beräknas

$$CE = ce \cdot e \cdot MS \cdot T = ce \cdot P \cdot T \quad (1)$$

där ce är kostnaden i SEK/kWh för el inkl. nätavgifter. MS är kapaciteten i tTS/h, P är effekten (kW) och e är energiförbrukningen i kWh/tTS.

Underhållskostnaden, CM , begränsas här till kostnaden för slitdelar till pumpen. Erfarenheter från högtryckspumpning av industriella slurries (Sellgren 1982) indikerar att CM ökar exponentiellt, exempelvis enligt sambandet

$$CM = CM_{ref} \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^{c_3} \quad (2)$$

där c_3 är en konstant och CM_{ref} och P_{ref} är referensvärden för årlig slitdelskostnad vid trycket P_{ref} . För enkelhets skull förs inte fler variabler in här utan referenskostnaden får inbegripa aktuell drifttid per år och om kostnaden för avställning och arbetskraft skall ingå.

Kostnader för polymertillsatsen, CP , relateras till doseringen, dp , i kg/tTS och till polymerkostnaden, cp , SEK/kg.

$$CP = dp \cdot cp \cdot MS \cdot T \quad (3)$$

Polymeren injiceras efter att ha blandats med ca 50 delar vatten, i den mån vattenkostnaden tas upp kan den läggas som ett påslag till cp . Investeringen för glidfilmsinstallationen avser tank, doseringspump, vattenpump och dysanordning för injicering samt ledningar och styr- och övervakningsutrustning.

Investeringarna för slamtransporten omfattar pump inklusive motor, inmatnings-, styr- och övervakningsutrustning samt ledningar, normalt stålrör. Kapitalkostnaden per år beräknas här på enklast möjliga sätt med en annuitetsfaktor, a . Exempelvis motsvarar kalkylräntan 8 % under 10 år faktorn 0,15. Kapitalkostnaden, CC , ges av

$$CC = I \cdot a \quad (4)$$

Den totala årskostnaden, TC , ges således av:

$$TC = CC + CE + CM + CP \quad (5)$$

Beskrivningen i ekv.(1) till (5) har sammanställts i ett kalkylblad (Figur 4) där övergripande indata ges i översta raden: årlig TS-mängd, drifttid, TS-halt (%) och arbetstryck, p , rördiameter, D , samt ledningslängd, L . Därefter beräknas timkapaciteten, MS , flödet, Q , och hastigheten, V . En närmare beskrivning ges nedan.

KOSTNADSMODELL-TORRSLAMSPUMPNING					
tTS/år	Driftstid/år	TS	p [kPa]	D [m]	L [m]
6500	4000	27	6000	0,15	150
MS	Q m³/s	V m/s			
1,625	6,02	0,09			
Pumpdriftdata			Kostnader,ksek		
eta, %	50	Investering	1400		
Reduktionsfaktor	1	Pump			
eta, %,reducerad	50	Ledning	0		
Effektförbr.,kW	20,1	Summa	1400		
Energiförbr.kWh/tTS	12,3	Ann.faktor,a	0,15		
ce,sek/kWh	0,400				
Glidfilm,underhåll					
Reduktionsfaktor	0				
Reducerat tryck,kPa	6000				
Reducerad effekt,kW	20,1	Årskostnad,ksek			
dp,kg/tTS	0	KAPITAL ,CC	210		
cp,sek/kg	25	ENERGI ,CE	32,1		
CM _{ref}	5000	UNDERH ,CM	40,0		
p _{ref}	1500	POLYM ,CP	0,0		
c ₁	1,5	SUMMA ,TC	282,1		

Figur 4. Enkel kostnadsmodell för torrslampumpning utan eller med glidfilmsinjicering. Beteckningar mm. i anslutning till texten kring ekv.(1–5).

Trycket, p , i översta raden ges som ett värde som kan väljas fritt, dvs. ej nödvändigtvis via ansatsen i ekv.(22), Bilaga 1. Totala pumpverkningsgraden (η) kan minskas på grund av slitage o. dyl. med en reduktionsfaktor. Exempelvis ger värdet 0,2 att η minskar till 48 %, se Figur 4. Elenergipriset inkluderar nätavgifter m.m. Glidfilmsindata omfattar en reduktionsfaktor för det erforderliga arbetstrycket i ledningssystemet. Om injicering ej sker skall reduktionsfaktorn alltid sättas till 1. Polymerdoseringen (pd) och polymerkostnaden (cp) ges därefter, om injicering ej sker sätts något av dessa värden lika med 0. Slutligen ges indata för simulering av underhållskostnaderna med referens till de tre parametrarna i ekv (2). Tillgänglig information indikerar att man för högttrycksapplikationer grovt kan sätta p_{ref} till 2000 kPa och c_{ref} till 5000 SEK. För excenterskrupumpar ansätts p_{ref} till 500 kPa och c_{ref} till 3' och c_3 till 1. Referens-kostnaderna har här begränsats till utbytta slitdelar.

Investeringar avser främst pump med tillhörande utrustning och ledningar, kostnader som här relateras till en annuitetsfaktor=0,15. Kapitalkostnaden beräknas här med en enkel annuitetsansats enligt ekv.(4). Kolvumpar för 4–6 m³/h och tryck vid 6–8 MPa innebär en investering av ca 1 MSEK medan excenterskrupumpar för tryck kring 1,5 MPa medför ca 0,2 MSEK.

Exempel

Exempel 1.

Torrslampumpning med excenterskruvpump i en 30 m lång ledning i ett verk för 0,20 tTS/h och driftstiden 4000 h (750 tTS/år). Tryckbehovet uppskattades till 1500 kPa för flödet 0,94 m³/h i en 0,15 m ledning för TS=18 %. Pumpen kan därvid installeras med tre trycksteg om 500 kPa vardera, totalt 1500 kPa. Totalverkningsgrad= 30 %.

Alternativet är att installera en tvåstegspump där arbetstrycket begränsas till 500 kPa genom att 0,5 kg polymerer injiceras per tTS. Polymerkostnad 25 SEK/kg.

Ett pumpaggregat med två steg komplett med motor och styrutrustning är ca 100 kSEK (100'). Kostnaden för ett trycksteg extra är ca 15', vilket också är cirkapriset för en komplett polymerinjiceringsanläggning. Ledningskostnaden för tryck under 2000 kPa kan i grova drag sättas till 2000:-/m, vilket här motsvarar ca 60' dvs. totala investeringen blir 175'.

Energikostnaden baseras på 0,4 SEK/kWh inkl nätavgifter. CM_{ref} uppskattades till 1000 SEK i ekv (2) med $p_{ref} = 200$ kPa och $c_3 = 1.2$. De olika driftsfallen jämföres i Tabell 2.

Tabell 2. Fördelning av olika kostnader i kSEK för torrslampumpning enligt exempel 1.

	Tryck, kPa	Kapital	Energi	Underhåll	Polymer	Summa
Trestegspumpning utan polymertillsats	1500	26	2,1	11	-	39,1
Tvåstegspumpning med polymertillsats	500	26	0,7	3	9,4	39,1

Det framgår från Tabell 2 att den årliga driftkostnaden är ca. hälften av kapitalkostnaden. Vid polymertillsats domineras driftskostnaden av polymerprodukten. I denna typ av installationer med arbetstryck mellan 1–1,5 MPa förekommer ibland ett underutnyttjande av pumpens tryckkapacitet, ned mot 200 kPa, genom tillsats av mycket höga polymermängder. De redan låga energi- och underhållkostnaderna (Tabell 2) för tvåstegsalternativet minskas ytterligare medan polymerkostnaden skjuter i höjden.

Exempel 2.

Pumpning av 6500 tTS per år under 4000 h med en hydraulstyrd dubbelkolvpump i en 70 m lång ledning (diam= 0,15 m) vid TS=27 %. Flödet motsvarar 6 m³/h vid arbetstrycket 6000 kPa. Totalverkningsgrad= 50 %. Alternativet är här injicering av 0,25 kg polymerer/tTS som reducerar tryckbehovet med två tredjedelar till ca 2000 kPa. Jämförelser görs också med en ökad avvattningsgrad till TS=30 %. Tryckbehovet vid TS=30 % har uppskattats till 7000 kPa. Elenergikostnad 0,4 SEK/kWh inkl nätavgifter. Polymerkostnad 25 SEK/kg. I detta exempel uppskattades CM_{ref} med 5000 SEK i ekv. (2) med p_{ref} = 1500 Pa och c₃ = 1,5. Uppskattade drifts- och injiceringskostnader för de tre fallen ges i Tabell 3.

Tabell 3. Fördelning av driftskostnader i kSEK för torrslampumpning med hydraulstyrd dubbelkolvpump enligt exempel 2. Simuleringen för TS= 27 % utan glidfilm är exemplifierad i Figur 4.

TS-halt (%)	30	27	27
Polymertillsats kg/tTS	-	-	0,25
Tryck (kPa)	7000	6000	2000
Driftskostnad			
Energi	37	32	11
Underhåll	50	40	8
Polymer	-	-	34
Kapitalkostnad, injiceringsanläggning	-	-	20
Summa	87	72	73

Inledningsvis betraktas endast 27 %. Det framgår från Tabell 3 att energi- och underhållskostnaderna sjunker markant vid polymerinjicering. Kapitalkostnaden av investeringen i injiceringsutrustning med doserings- och vattenpumpar och kostnaden för energi och underhåll översteg polymerkostnaden och totalsumman blev då ungefär densamma med eller utan injicering för 27 % av 0,25 kg polymerer per ton TS.

Investeringskostnaden för 6000 kPa ligger kring 1 MSEK och högtrycksledningen kostar ca 0,4 MSEK, totalt en kapitalkostnad av 210' med annuitetsfaktorn 0,15. Denna kostnad dominerar över driftskostnaden (72'–73') i Tabell 3.

Vid polymerinjicering nöjer man sig ofta med att tillgodogöra sig det lägre energi- och underhållsbehovet och nyttjar den pumpinstallation som klarar transporten även utan glidfilm. En liknande pump anpassad för trycket 4000 kPa kostar dock ca 80 % av motsvarande pump för 6000 kPa, vilket sänker årskostnaden från 280' till 240'.

I exempel 2 i Tabell 3 nådde man genom polymerinjicering tryck kring 2000 kPa vilket är ned mot en gräns då ett excenterpumparrangemang med tre steg är möjliga. Med en något ökad polymertillsats är det tänkbart att man når 1500 kPa och därmed en pumpinvestering på ca 200' och en ledningskostnad av ca 150' på grund av det lägre trycket. En sådan installation skulle i teorin ha en årskostnad på något över 50', vilket är mycket lägre än kolvpumpalternativet ovan (240'). I praktiken har man att bedöma säkerhetsmarginaler och det faktum att man först installerar en pump och sedan prövar sig fram till en passande polymerdosering. Den ekonomiska potentialen är dock betydande om förutsättningarna för bl.a. polymerinsatsen vore kända på förhand.

Det framgår från Tabell 3 hur en ökning av TS-halten med ca 10 % från 27 till 30 % ökar driftskostnaden för pumpning utan polymertillsats med ca 35 % till 87' per år, beroende av ökade energi- och underhållskostnader. Naturligtvis kan man här ekonomiskt tillgodogöra sig fördelen med glidfilm på samma sätt som diskuterats ovan för 27 %.

Det framgick hur en TS-haltsökning från 27 till 30 % ökade årskostnaden ca 15'. Om man konservativt antar att pumpinvesteringen i grova drag blir densamma så motsvarar ökningen knappt 3:-/t, vilket uppvägs av det minskade vatteninnehållet om transportkostnaden från verket överstiger ca 30:-/tTS.

Injicering av en vattenfilm ger en friktionsreduktion på ca 20 %. Kostnaden för glidfilmen blir då avsevärt lägre än för polymertillsats. Den ekonomiska potentialen kan belysas i exempel 2 av att vatteninjicering sannolikt skulle räcka för att reducera trycket från 7000 till 6000 kPa vid ökningen av TS-halten från 27 till 30 %. Ledningskostnaden påverkas inte för de tryck som diskuteras här.

För att överhuvudtaget undvika transportarbete för torrslam har man alternativet med omedelbar gravimetrisk transport från slutavvattningen till en silo varifrån torrslammet sedan lastas och fraktas till slutlig destination. Årskostnaden för pumpning i exempel 2 motsvarar något över 300'. Investeringsutrymmet för alternativa lösningar blir då ca 2 MSEK, exempelvis genom en högre förläggning av avvattningsutrustningen.

Om man utgår från att en viss tryck- och effektreduktion skall uppnås så finner man att kostnaden för glidfilm är mycket känslig för polymeråtgången. En fördubbling av doseringen i exempel 2 skulle öka driftskostnaden med 50 %. Kilopriset för den valda polymerprodukten på årsbasis är också en viktig faktor.

Tryckreduktion genom glidfilm har här främst evaluerats för polymertillsats. Den ekonomiska potentialen för luftinjicering synes främst kopplad till i vilken utsträckning man har tillgång till luft vid tillräckligt högt tryck i verket ifråga. En jämförande studie har gjorts av ref.

Kostnadsmodellen representerad av ekv.(1) till (5) kan utvecklas vidare till ett LCC/TCO-instrument. Förändringar i energipriser och arbetskraftskostnader kan tas in liksom värderingar av stillestånd orsakade av planerade driftsavbrott. Underhållskostnadsansatsen i ekv.(2) kan utvidgas till att rymma flödesförändringar och olika driftstider. Den successiva förändringen av flöde och tryck i Figur 2 (sid.4) kan modellmässigt relateras till en konditionsparameter, n.

$$\begin{aligned} Q &= Q_{\max} \cdot (1-p/p_{\max})^{n-1} \\ p &= p_{\max} \cdot (1-Q/Q_{\max})^n \end{aligned} \quad (6)$$

Avgörande för totalverkningsgraden är därvid volymeffektiviteten $Q/Q_{\max}$.

Slutsatser

Redan vid halter överstigande några procent uppvisar slam s.k. icke-Newtonska flödesegenskaper som är starkt relaterade till TS-halten och som avviker kraftigt från vatten. En generaliseringsansats för att beräkna friktionsförluster för slam med TS-halt upp till 8 % har utformats som ett dimensioneringsverktyg i kalkylarksmiljö, se Figur 2, Bilaga 1. Tryckbehov och energiinsats beräknas för vald slamkapacitet, TS-halt, rördiameter, ledningslängd, lyfthöjd och pumpinstallationens totalverkningsgrad. Ett liknande verktyg har formulerats för torrslam med TS från 15 till 35 %, se Figur 3, Bilaga 1.

Slams flödesegenskaper och pumpbarhet kan variera beroende på lokala förhållanden. Mätning av ledningstryck omedelbart nedströms pumpinstallationen tillsammans med normala driftsuppgifter om effektförbrukning och flöde ger i grova drag relationen mellan friktionsförluster och installationens totalverkningsgrad. Då kan man klargöra avvikande slambeteende eller missanpassad pumpdrift. Förutom underlag för direkta åtgärder bidrar återföring av sådana fullskaledata på ett effektivt sätt till att pröva och utveckla simuleringsansatserna ovan.

För att uppskatta effektiv drift i ett livscykelkostnadsperspektiv har en modell för torrslampumpning formulerats (sid.12, Figur 4) som beskriver balansen mellan kostnaderna för, kapital, energi, polymerinjicering och underhåll. Kapitaldelen tenderar att dominera årskostnaden. I den mån det är motiverat med glidfilm är förbrukningen av polymerer i regel den känsligaste kostnadsfaktorn, bl.a. eftersom doseringen idag inte kan fastställas förrän efter det att pump och ledning installerats. Kapitalkostnaden dominerar årskostnaden vid högtrycksapplikationer. Tillgodogörande av polymerinjicering som ger arbetstryck under 2 MPa har en potential för minskade kapital-kostnader men innebär avvägningar inför pumptypsväl, driftsäkerhet och polymerdosering.

Med arbetstryck i intervallet 1–1,5 MPa förekommer ibland att pumpinstallationens tryckkapacitet underutnyttjas genom injicering av mycket höga polymerdoser. Redan jämförelsevis låga energi- och underhållskostnader minskas då ytterligare medan polymerförbrukningen dominerar årskostnaden.

Transportarbete för torrslam undviks i stort sett om hanteringen kan ske gravimetriskt från slutavvattning till direkt utfrakt via silolagring. Jämfört med kostnaden för pumpning är investeringsutrymmet för ombyggnader i den riktningen upp mot några MSEK.

Tester med dränkbara centrifugalpumpar med öppna pumphjul och horisontellt uppställda pumpar med halvöppna hjul med skruvinmatning indikerar att TS-halter från 5 upp till 10 % också kan hanteras. Pumptypen är robust med måttlig investeringskostnad. Känsligheten för störningar kan dock vara stor och begränsningen i praktiken ligger i att flödena bör överstiga ca 10 m³/h.

Förslag till fortsatt arbete

I föregående kapitel beskrevs hur systematisk återföring av driftsdata inkluderande tryckmätningar kan verifiera eller ge underlag för att utveckla simuleringsansatserna i Bilaga 1. Utöver friktionsförlustdata erhålls då även underlag för bedömningar av pumpfunktionen. Installationer som inneburit problem eller oväntade avvikelser från dimensioneringsunderlaget har här naturligtvis ett speciellt värde.

Kopplingen mellan slams pumpbarhet och flödesegenskaper och de slamparametrar som normalt utnyttjas vid driftsövervakningen eller tas fram i samband med bedömningar av exempelvis avvattningsegenskaper. Viktigt att här följa pågående utvecklings- och standardiseringsarbete, inte minst inom EU. Polymeråtgången vid användning av glidfilm är idag en ekonomiskt betydelsefull osäkerhetskälla. En systematisk återföring av erfarenheter vore här sannolikt en god början tillsammans med en vidare utveckling av kostnadsmodeller.

De observerade problemen med igensättning mm. vid torrslampumpning vid rör-diametrar ned mot 0,1 m är viktigt att klargöra. Rådet man får är att hastigheten bör överstiga 0,1 m/s med hänsyn till avsättningsrisken på rörväggen. Erfarenheten av drift vid mycket låga hastigheter för större diametrar är dock överlag goda. Emellertid vore säker drift vid mindre diameter ibland att föredra, skillnaden i ledningskostnad kan vara betydande framförallt i högtrycksapplikationer.

Rensgaller- och hushållsavfallshantering med pumpning av grövre gods är ett område ännu har vaga konturer vad gäller kriterier för dimensionering och kostnader.

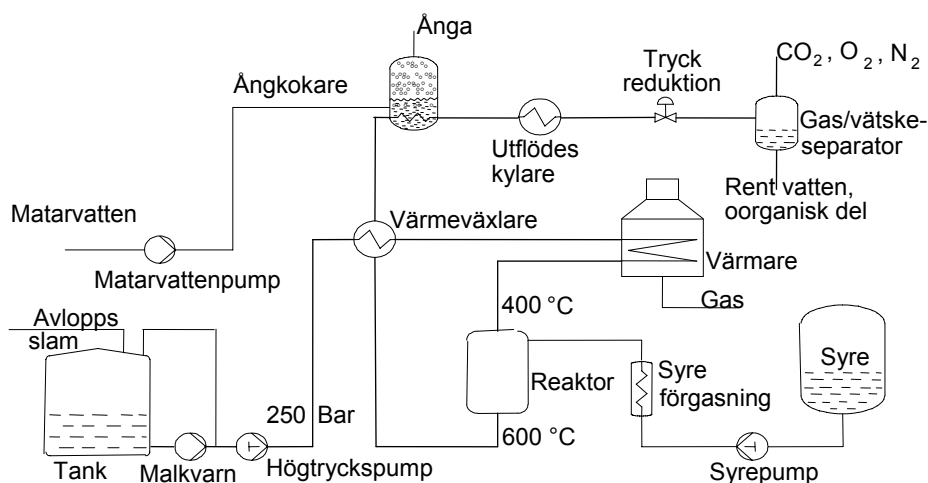
Pumpning av torrslam vid TS-halter över 15 % begränsas i dagsläget sannolikt av tekniska-ekonomiska orsaker till någon kilometer. Pipelinetransport av slam med TS-halten mellan 3 till 4 % sker idag internationellt upp mot 100-tals km oftast i samband med regionala lösningar.

I Inledningen belystes något pipelinetransport som ett möjligt alternativ för slamnedbrytning med överkritisk vattenoxidation (SCWO). Man här har att beakta en transport- och hanteringskedja som startar från reningsverket och av processtekniska skäl avslutas med högtryckspumpning med ett vatteninnehåll i slammet som är högre än det som uppnås vid mekanisk avvattnings. En närmare beskrivning ges nedan av tekniken utifrån ett integrationsperspektiv med pipelinetransport av slam.

Överkritisk vattenoxidation

Fullständig nedbrytning av organiskt material kan uppnås genom oxidation i s.k. överkritiskt vatten. Vid temperaturer över 375 grader och tryck över 22 MPa uppträder vatten i dubbel skepnad med både vätske- och gasliknande egenskaper. I denna omgivning är organiska material lösliga medan oorganiska ämnen bildar en fast fas. Via oxidationen överförs organiska ämnen främst till koldioxid och vatten. Benämningen man ofta ser då ovanstående vattenegenskaper utnyttjas praktiskt för destruktion av slam är SCWO(Super Critical Water Oxidation). Erfarenheter från pilotförsök finns idag för avloppsslam i Sverige för några hundra timmars drifttid, Gidner (2002). En anläggning i drift, beskriven i detalj av Griffith(2001), finns i staden Harlingen i Texas, U.S.A.

Nedanstående beskrivning av processen härrör i huvudsak från Gidner (2002) och Stark (2002). Avloppsslam homogeniseras i en lagringstank under omrörning och cirkulation via en disperger (”malkvarn”, pulper). Därefter pumpas slammet under högt tryck (ca 25 MPa) med TS-halten 15 till 20 % genom en värmeväxlare där det värms via utflödet från redan oxiderat medium i reaktorn, Figur 5.



Figur 5. Schematisk beskrivning av processen för s.k. överkritisk vattenoxidation (SCWO). Från Stark (2002) efter Gidner (2000).

För att uppnå en passande starttemperatur om närmare 400 grader för nedbrytning kan slammet här även passera en gasvärmare. I reaktorn tillsätts syre i två steg varvid oxidationsprocessen fullföljs under en uppehållstid på 60 till 90 sek. Under processen genererat värme begränsas till ca 600 grader genom tillförsel av kylvatten tillsammans med syret. Reaktionsprodukten passerar den tidigare värmeväxlaren och större delen av reaktionsvärmes återvinnes sedan som ånga eller hetvatten. Därefter kyls eventuellt överskottsvärme i flödet och trycket reduceras till atmosfäriska förhållanden.

Slutligen separeras gas- och vätskefasen, varvid bildad koldioxid, kväve och syre-överskott frigörs. En oorganiskt fast fas återstår tillsammans med vatten. Olika processer är under utveckling för att återvinna bl.a fosfor från den fasta fasen, se Stark (2002).

Svanström et al (2001) har utvärderat SCWO-tekniken utifrån en livscykelanalys (LCA) av den tidigare nämnda fullskaleanläggningen i U.S.A. I en fortsättning har Svanström och Fröling (2002) genomfört motsvarande utvärdering med anläggningen placerad i Sverige. Resultatet av LCA-analysen visar att tekniken är fördelaktig för miljön, fler utsläpp undviks än vad som alstras. Viktigt för ett positivt resultat är att värmeåtervinningen från SCWO-processen ersätter andra värmekällor. Utfallet i Sverige blir då normalt måttligt eftersom fjärrvärme här redan till stor del baseras på biobränslen.

Fullskaleanvändningen av SCWO-tekniken beskriven ovan avsåg råslam, dvs. ett orötat slam. I Sverige har idag i stort sett alla större verk en rötningsprocess där slamvolymen som fortsättningsvis måste hanteras minskas avsevärt. En del tekniska svårigheter med råslam i processen och behovet av en större anläggning leder därför till att ett rimligt svenskt scenario är att tekniken inledningsvis kan komma att utnyttjas för stabiliserat slam och då sannolikt i storstadsområden. Idag tänker man främst på att tekniken

appliceras i ett system där slutavvattnat slam transporteras med lastbil från reningsverk till en SCWO-anläggning, där man ånyo blandar in vatten för att få en för processen passande TS-halt, dvs. 15–20 %. TS-halten efter rötningsprocessen vid reningsverken är 3–4 %.

Ur ett övergripande systemperspektiv har man här att beakta en transporthantering som ger bästa kostnadseffektivitet i hela kedjan tillsammans med miljöfördelar. TS-halter kring 3–4 % är tämligen enkelt pumpbara med måttlig energiinsats, emellertid transiteras också stora vattenmängder som sannolikt inte kan tillgodogöras i nedbrytningsprocessen. Pumpning långa sträckor vid TS-halten 15 till 20 % är i dagsläget knappast tekniskt-ekonomiskt försvarbart mer än upp till ca 1 km, hanteringen är då dock direkt anpassad för inmatning till processen. Med pipelinetransport har man således att bedöma såväl graden av och lokaliseringen av avvattningshanteringen. Lokala förhållanden är naturligtvis helt avgörande för pipelinealternativets konkurrenskraft.

Anläggningar för SCWO-nedbrytning kräver avsevärt mindre utrymme än förbränningsinstallationer. I ett längre tidsperspektiv kan tekniken ha utvecklats till att effektivt kunna appliceras i liten skala i anslutning till reningsverken där man då också direkt utnyttjar råslam i processen.

Referenser

- Algers B. (1984): Scanpump. Svensk papperstidning 88 (6).
- Balmér P. (1999): Water Quality International, March/April.
- Brown N.P. and Heywood N.I. (1991): Slurry handling. Design of solid-liquid systems, Elsevier.
- Chilton R., Stainsby R. and Thompson S. (1996): The design of sewage sludge pumping systems, Journal of Hydraulic Research, Vol. 34. No. 3.
- Czarnota S. (1999): personlig kommunikation, ITT Flygt AB, sept.
- Frost R.C. (1983): How to design sewage sludge pumping systems Technical Report TR185, Water Res. Centre.
- Gidner, A.(2002): Nedbrytning av slam genom oxidation i överkritiskt vatten (SCWO), Proceedings, Föreningen Vatten, seminarium, VA 2002, Göteborg, Sept.
- Griffith, J.W., Raymond, D.H. (2002):The first commercial supercritical water oxidation sludge processing plant, Waste Management, 22, 453–459.
- Johnson M. (1981): First report on the WRC sewage sludge pumping project. Technical report, TR162, Water Research Centre, April.
- Metcalf and Eddy (2003): Waste Water Engineering, Fourth Edition, McGraw-Hill.
- Proff A. and Lohmann J.H. (1997): Calculation of pressure drop in the tube flow of sewage sludges with the aid of flow curves. Water Science and Technology Vol. 36, No.11.
- Roddy (1985): Characterization of a Multiple Disk Pump with Turbulent Rotor Flow. M.Sc. thesis, Texas A and M University, Dec.
- Sellgren A. (1982): Slurry transportation, hydraulic design considerations, report TULEA 1982:10, Div. of Water Res. Eng. Luleå University of Technology.
- Stark, K.(2002). Utvinning av fosfor vid superkritisk vattenoxidation av avloppsslam, VATTEN No 2,2002.
- Svanström, M., Fröling, M. Modell M., Peters, W.A., Tester, J (2001): Life cycle assessment of supercritical water oxidation of sewage sludge, Proceedings to the 6th European biosolids and organic residuals conference, Nov.12–14, Wakefield UK.
- Svanström, M, Fröling M (2002):Environmental assessment of energy recovery from sewage sludge through supercritical water oxidation. Proceedings to the 7th European biosolids and organic residuals conference, Nov 16–18, Wakefield, UK.

Dimensioneringssamband

Sambandet mellan torrslamskapaciteten, MS (kg/s, ton/h), TS, och slamflödet, Q (m³/s, m³/h) ges av:

$$Q = \frac{MS}{TS} \quad (1)$$

Slammets densitet betraktas normalt som ca 1000 kg/m³, dvs. vattendensiteten, varför tryckbehovet, p, beskrivs av följande samband där, L, är ledningslängden.

$$p/L = 10^3 \cdot g \cdot J \quad (2)$$

där $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ och J är den hydrauliska gradienten i m slam (m vatten) per m horisontell ledning.

Hastigheten V, är relaterad till rörinnerdiameter, D, Q, MS och TS enligt följande:

$$V = \frac{Q \cdot 4}{\pi D^2} = \frac{MS \cdot 4}{\pi D^2 \cdot TS} \quad (3)$$

Friktionen vid rönnerytan, τ , (Pa) är för en fylld cirkulär ledning enkelt kopplad till tryckgradienten genom följande samband

$$p/L = \frac{4 \cdot \tau}{g \cdot D} \quad (4)$$

Ekv. (2) identifierad med (4) ger

$$J = 10^{-3} \frac{4 \cdot \tau}{g \cdot D} \quad (5)$$

Med kända värden på τ och D i ekv. (5) kan totala pumpningshöjden, H, bestämmas:

$$H = H_s + J \cdot L \quad (6)$$

där H_s är lyfthöjden (statisk höjd). Trycket är sedan

$$p = 10^3 \cdot g \cdot H \quad (7)$$

och effekten P (W) ges av följande samband

$$P = \frac{10^3 \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} = \frac{p \cdot Q}{\eta} \quad (8)$$

där η är pumpens totala verkningsgrad. Specifika energiförbrukningen, e , är:

$$e = \frac{P}{MS} \quad (9)$$

Det framgår att tryckgradienten (ekv. 4) och hydrauliska gradienten (ekv. 5) är relaterad till friktionen vid rönnerytan uttrycks som skjuvspänningen, τ . Denna kan definitionsmässigt uttryckas på följande sätt

$$\tau = \frac{f \cdot \rho \cdot V^2}{8} \quad (10)$$

där f är friktionskoefficienten från det s.k. Moodydiagrammet och ρ och V är densiteten respektive hastigheten. Friktionsfaktorn, f , är bl.a. en funktion av rörråheten, k , och viskositeten, μ . För en Newtonsk vätska som transporteras laminärt gäller

$$\tau = \mu \cdot \frac{8 \cdot V}{D} \quad (11)$$

där $(8 \cdot V/D)$ är en laminär skalningsparameter. Laminär strömning definieras av följande kriterium för Reynolds tal, Re :

$$Re = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} < 2300 \quad (12)$$

Då gäller att:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

För turbulent strömning med $Re > ca. 4000$ kan f uttryckas med följande samband.

$$f = 0.25 (\log A)^{-2} \\ A = 0.27 \cdot k/D + 5.74/(Re)^{0.9} \quad (14)$$

Oavsett hur trögflytande vätskan är så gäller sambanden ovan så länge som vätskan är Newtonsk, dvs. att ekv. (11) gäller. En icke-Newtonsk vätska kännetecknas av att μ inte är konstant utan en funktion av $8 \cdot V/D$.

Industriella suspensioner och avloppsslam beter sig i regel som icke-Newtonska medier. Typiskt är då också en viss grad av ”ketchupeffekt”. Med detta menas att ett visst tryck behövs för att få igång flödet men därefter går det ganska lätt. Beteendet ovan kan förenklat beskrivas av två parametrar, en viloskjuvspänning, τ_o , och en konstant s.k. plastisk viskositet, η_p .

Avloppsslam har komplexa reologiska egenskaper (se Figur 3) och ansatser redan av Johnson (1981) baserades på en treparametrisk beskrivning. Förutom att beräknings-sambanden då blir komplicerade så blir resultaten ofta extremt känsliga för valet av parametervärden.

Idag utnyttjar man gärna en tvåparametrisk s.k. Casson-modell som till viss del även simulerar treparametriska effekter. Ansatsen här baseras dock på en klassisk tvåparametrisk s.k. Binghammodell där parametrarna τ_o och η_p anpassats empiriskt till litteraturdata och driftsdata från reningsverk.

Tillgängliga litteraturdata avser främst stabiliserade slam, eftersom generaliserbarheten är störst för denna typ av slam. Ansatserna nedan avser stabiliserade för TS upp till 8 % och att ”trögflutenheten” eller friktionsmotståndet ökar med ökande TS-halt.

Litteraturdata har främst baserats på Brown and Heywood (1991), Chilton et al (1996), Czarnota (1999), EPA (1979), Frost (1982), Frost (1983), Johnson (1981), List et al (1998), Mutakami et al (2001), Metcalf and Eddy (2003), Proff and Lohmann (1997).

För TS mellan 1 och 8 % ansätts τ_o preliminärt med följande uttryck

$$\tau_o = (0,28 - TS/31) \cdot TS^{(1+TS/5)} \quad (15)$$

Övergångshastigheten, V_T , mellan laminär och turbulent strömning relateras till följande samband för Bingham-medier (Wilson and Sellgren 2001):

$$V_T \approx 25 \cdot (\tau_o/\rho)^{0,5} \quad (16)$$

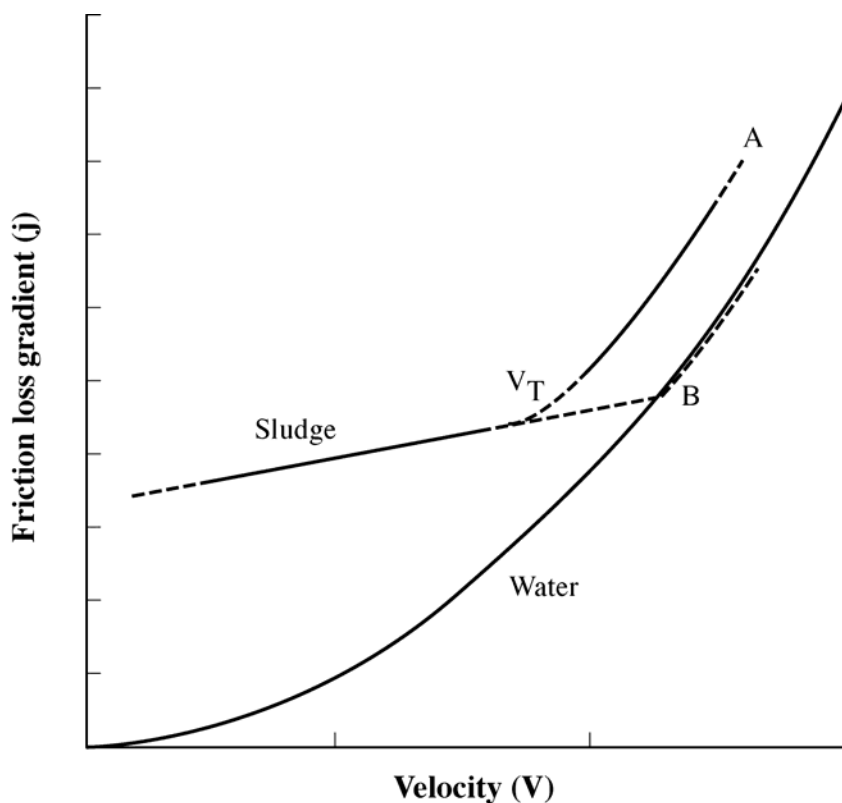
Den s.k. plastiska viskositeten, η_p ansätts preliminärt på följande sätt

$$\eta_p = 0,01 \cdot TS^{-0,2} + \mu \quad (17)$$

ges slutligen Friktionsförlustgradienten, J , ges sedan av följande approximativa formulering av Binghammodellen för $V < V_T$ med ekv (15) och (16).

$$J = (5,33 \cdot \tau_o/D + 32 \cdot \eta_p \cdot V/D^2)/\rho \cdot g \quad (18)$$

Nästa steg är att uppskatta förlusterna då flödet inte längre är laminärt, dvs. då $V > V_T$. Resultaten i Figur 3 (sid. 8) för stabiliserade slam och andra litteraturdata stöder att de turbulenta friktionsförlusterna ($V > V_T$) i praktiken ofta kan beskrivas som en konstant gånger motsvarande vattenförluster, se V_T -A i Figur 1.



Figur 1. Schematiserad beskrivning av friktionsförlusterna som funktion av hastigheten för avloppsslam.

De två grenarna $V_T - A$ och $V_T - B$ betraktas här som ytterligheter. $V_T - A$ parallellt med vattenkurvan antages här ge rimliga turbulenta värden men osäkerhet finns för var exakt V_T ligger. V_T är dock i praktiken ofta svår att definiera, övergången från laminärt till turbulent flöde kan ske mycket mjukt. Ansatsen här med ekv.(15) och (16) underskattar sannolikt V_T för högre TS-värden men då uppskattas de turbulenta förlusterna något konservativt.

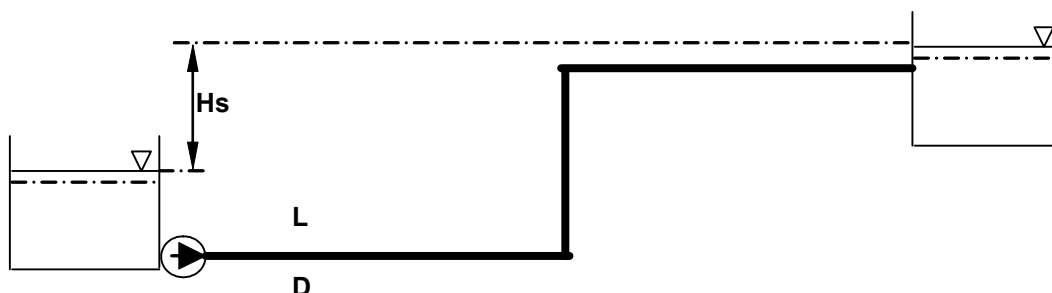
Det finns flera möjliga förklaringar till att friktionsförlusten för vissa slam vid högre hastigheter i stort kan överensstämma med förlusterna vid enbart vattenflöde, kurvan $V_T - B$. För låga TS liknar det resultat för fibersuspensioner vid framställning av pappersmassa. Man har då relaterat förlusttendenser under vattenvärdena som turbulensdämpning orsakad av fiberinnehållet. Betydande innehåll av mineralpartiklar av silt- eller finsandsstorlek kan också ge upphov till ($V_T - B$)-beteendet. Detta kan också bero på att TS-halten ger sken av att vara hög på grund av andelen mineralpartiklar med densiteten 2650 kg/m^3 .

Sambanden och ansatserna har här organiserats i ett enkelt dimensioneringsinstrument i kalkylbladsmiljö. Systemkonfigurationen utgör pumpning i ett ledningssystem där pumpen med totala verkningsgraden η har att övervinna nivåskillnaden H_s och friktionsförlusterna för slam, J , se Figur 2.

SLAMPUMPNING FÖR TS UPP TILL 8%.

INDATA

MS [t/h]	TS [%]	D [m]	k [m]	ρ [kg/m ³]	μ [Ns/m ²]
1,5	3	0,15	0,00005	1000	0,001
L [m]	H _s [m]	eta [%]			
1000	0	35			



UTDATA

Q [m ³ /h]	H [m]	p [kPa]	P [kW]	e kWh/t	V [m/s]	V _T
50,00	7,69	75	3,0	2,00	0,79	1,07
J [m]	I [m]	J/I				
0,008	0,0040	1,908				
0,009	0,0072	1,203				
J vid V _T	I vid V _T	J/I vid V _T				

Figur 2. Beskrivning av in- och utdata för enkelt dimensioneringsprogram i kalkylblads-miljö för slam med TS mindre än 8 %. Beteckningar mm. enligt ekv. (1–18) och uppläggning enligt diskussionen kring Figur 1. I avser friktionsförluster för rent vatten.

Förhållandena vid enbart vattenpumpning (friktionsförlustgradient, I) relateras till rörråheten k (m), viskositeten (μ) och densiteten (ρ) för vatten. Standardvärden för dessa är respektive 0,00005 m, 0,001 Nm/s² (ca. 20 grader) och 1000 kg/m³. Om man har ledningar av olika diametrar kan man beräkna delarna var för sig och addera pumphöjder och effekter mm. Tilläggsförluster i krökar, in- och utlopp kan hanteras exempelvis genom att förlänga den verkliga ledningslängden med s.k. ekvivalenta rörlängder.

Indata för slammet är kapaciteten, MS i ton TS per timme och TS-halten i procent. Utdata ges av flöde, hastighet, pumptryck p (kPa) och pumpeffekt P (kW) samt energiförbrukningen, e i kWh per ton TS. Verktöget i Figur 1 gäller för TS halter större än 0 och mindre eller lika med 8 %.

Antag att man för det aktuella slammet har en mätning eller indikation (exempelvis via effektförbrukningen) på trycket i en del av ledningssystemet där man i grova drag kan utvärdera en friktionsförlust per meter (J) för en hastighet, V, i ett rör med diameter D. En sådan punkt i ett diagram enligt Figur 1 för det aktuella TS-värdet och ledningsdiametern ger en indikation om hur god överensstämmelsen är. Om tillräckligt god kan sedan olika flöden, hastigheter och diametrar simuleras, en viss osäkerhet kvarstår om variationerna i TS är stora.

Om den ursprungliga överensstämmelsen är dålig kan flödesmönstret simuleras med ett fiktivt TS-värde som passar in på det tillgängliga mätvärdet. TS används då som en ”kalibrering” för att generera sambandet mellan förluster och hastigheter för vald diameter. Det är då viktigt att det verkliga TS-värdet används för beräkning av övriga driftsparametrar.

Om ingen information är tillgänglig för det aktuella slammet får man räkna med att råslam kan ha avsevärt större förluster, 2 till 3 ggr här simulerade värden som avser ett stabiliserat ”normal”-slam. Stabiliserade slam med kvarvarande hög polymerhalt tenderar också att vara mer trögflytande, kring 1,5–2 ggr värdena i modellen här.

Rimliga värden på totala pumpverkningsgrader, dvs. inklusive motorer mm. har belysts tidigare. Väl anpassade displacementpumpar i slamapplikationer har typiskt maximala totalverkningsgrader kring 35 och 55 % för excenterskrupumpar respektive kolvpumpar för torrslampumpning. Påverkan på centrifugalpumpars pumpkurvor har vidare beskrivits tämligen detaljerat i bilagorna 3–4. På grund av möjliga tendenser till instabil höjdkurva vid låga flöden och en möjlig reduktion av verkningsgradsmaximum vid höga TS-halter rekommenderas ett pumpval som motsvarar flöden mellan 0,5 och 0,75 gånger flödet vid verkningsgradsmaximum. Verkningsgraden vid vattenpumpning bör för säkerhets skull reduceras med en faktor från 0,6 till 0,9, den förra vid höga TS-halter. Vid bedömningen av varvtalen rekommenderas att man vid högre TS-halter lägger på ca. 10 % på den framräknade pumpningshöjden, på grund av att pumpkurvan för vatten blir något lägre vid slampumpning.

Torrslamsdimensionering

En kraftbalans mellan tryckkrafter och skjuvspänningen av friktionen längs väggen i ett rör med diametern D ger följande samband:

$$p/L = \frac{4 \cdot \tau}{D} \quad (19)$$

Skjuvspänningen τ och $8 \cdot V/D$ är skalningsparametrar mellan olika hastigheter och diametrar. Samband mellan τ och $8 \cdot V/D$ baserade delvis på resultat från Schuster (1991) pekar på en dominerande inverkan av viloskjuvspänning och en närmast försumbar inverkan av flödes hastigheten för de låga värden (mindre än 0.5 m/s) som är aktuella här. Följande ansats har gjorts:

$$\tau = \emptyset (TS) \cdot \tau_{\text{ref}} \quad (20)$$

där τ_{ref} är ett referensvärde och $\emptyset$ är en funktion som uttrycker inverkan av TS-andelen. TS-beroendet uttryckts enligt:

$$\emptyset = c_1 (TS/TS_{\text{ref}})^{c_2} \quad (21)$$

där $TS_{\text{ref}} = 20 \%$ är referensvärde för TS och c_1 och c_2 är konstanter. För TS mellan 15 och 35 % är $c_2 = 1,3$ ett rimligt medelvärde baserat på data från Schuster (1991), Zey (1999), och Neubrand (2002). Ekv. (19), (20) och (21) ger då ett uttryck för tryckgradienten med referensskjuvspänningen $\tau_{\text{ref}} = 1000 \text{ Pa}$:

$$p/L = c_1 \cdot \left(\frac{TS}{20} \right)^{1,3} \cdot \frac{4 \cdot 1000}{D} \quad (22)$$

där $c_1=2$ synes ge ett värde väl på säkra sidan medan värdet 1 hör till drift med ett lättpumpat slam. Tryckgradientbehovet från ekv. (22) har beräknats för några olika driftsfall i Tabell 1 för $c_1=2$.

Tabell 1. Uppskattade tryckgradientser för torrslampumpning vid två TS-halter och rördiametrar med $c_1 = 2$ i ekv. (22).

		TS-halt	
		17 %	34 %
Rördiameter	0,15 m	43 kPa/m	106 kPa/m
	0,20 m	32 kPa/m	80 kPa/m

Tabell 1 ger in bild av hur tryckbehovet växer vid en fördubbling av TS-halten från 17 till 34 %, vilket halverar volymen slam som skall hanteras efter pumpning.

Med ekv.(22) som underlag ($c_1=2$) har ett dimensioneringsverktyg formulerats i kalkylarkmiljö i Figur 3 med samma beteckningar och uppläggning som i Figur 2 för lägre TS-halter.

TORRSLAMPUMPNING FÖR T TS FRÅN CA. 15 TILL CA 35 %.

INDATA

MS [t/h]	TS [%]	D [m]	L [m]	HS [m]	eta [%]	c_1
1,4	34	0,15	1	0	60	2

UTDATA

Q [m ³ /h]	V [m/s]	J	H ,m	p ,kPa	P ,kW	e,kWh/tTS
4,12	0,06	10,84	11	106	0,2	0,1

Figur 3. Beskrivning av in- och utdata för grov dimensionering av system för torrslampumpning för TS-halter från ca 15 till 35 %.

Referenser

Basset D.J., Bonnici P.R. and Haug, R.T.(1993): Slip injection:a solution to high solids sludge cake pumping, 66th annual conf. and expo., Anaheim, CAL, U.S.A., October 3–7.

Brown N.P. and Heywood N.I. (1991): Slurry handling. Design of solid-liquid systems, Elsevier.

Chilton R., Stainsby R. and Thompson S. (1996): The design of sewage sludge pumping systems, Journal of Hydraulic Research, Vol. 34. No. 3.

Czarnota S. (1999): Personlig kommunikation, ITT- Flygt AB.

EPA(1979):Process design manual for sludge treatment and disposal, EPA 625/1-79-011, Cincinnati, OH, U.S.A.

Frost R. C. (1982): Prediction of friction losses for the flow of sewage sludges in straight pipes, Water Res. Centre, Report TR175, January.

Frost R.C. (1983): How to design sewage sludge pumping system, Water Res. Centre, report TR185, January.

Johnson M. (1981): First report on the WRC sewage sludge pumping project. Water Research Centre, report TR 162 April.

List E.J., Hannoun I. A., and Chiang W-L (1998):Simulation of sludge pumping, Water Environ. Res., vol.70, no.2, pp197–204.

Murakami, H., Katayama, H. and Matsuura, H.(2001):Pipe friction head loss in transportation of high-concentration sludge for centralized solids treatment, Water Environ. Res., vol. 73 no.5, pp. 558–566.

Metcalf and Eddy (2003): Waste Water Engineering, Fourth Edition, McGraw-Hill.

Neubrand K.(2002). Personlig kommunikation, Putzmeister AG.

Proff A. and Lohmann J.H. (1997): Calculation of pressure drop in the tube flow of sewage sludges with the aid of flow curves. Water Science and Technology Vol. 36, No.11, pp. 27–32.

Schuster U. (1991). Transportation of dewatered sludges with pumps, Abwassertechnik, heft 1. (in German).

Wilson, K. and Sellgren, A.(2001): Hydraulic transport of solids, Subsection 9.16.2. In Karassik I. J. et al (2001). Pump handbook, Third ed. McGraw-Hill.

Zey W.(1999):High-density solids pumps. Design and application. Putzmeister AG, Germany.

Sammanställning av tidskrifts- och konferensartiklar med anknytning till projektet

- Wilson K.C. and Sellgren A. (2003): Interaction of particles and near-wall lift in slurry Pipelines. To appear (January) in ASCE Journal of Hydraulic Engineering.
- Whitlock L. and Sellgren A. (2002): Pumping a simulated paste-like sludge with a modified centrifugal pump. Proceedings, The 7th European biosolids organic residuals conference, November 17–20, Wakefield, UK, se bilaga 3.
- Sellgren A., Addie G. and Pagalthivarti K. (2003): Wear and the total cost of ownership of slurry pumps. Submitted to ASME Journal of Energy Resources Technology.
- Wilson K.C. and Sellgren A. (2002): Effect of particle grading on pressure drops in slurry flows. Proceedings 11th International Conference on Transportation and Sedimentation of Solid Particles. September 9–12th, Ghent, Belgium.
- Whitlock L., Sellgren A. and Wilson K. (2001): Net positive suction head requirement solids, Editors: A. Levy, H. Kalman, Elsevier Science B.V., 491–497.
- Sellgren A., Addie, G. and Yu W.C. (1999): Effects of non-Newtonian mineral suspensions on the performance of centrifugal pumps, Journal of Mineral Processing and Extraction Metallurgy Review, vol. 20, pp. 239–249.
- Sellgren A., Addie G.R. and Juzwiak J.H. (1999): Factors involved in the pumping of nonsettling slurries with centrifugal pumps. Proceedings, Rheology in the mineral industry II, E.J. Wasp, Ed., Kahuku, Ohau, Hawaii, U.S.A.

Pumping a simulated paste-like sludge with a modified centrifugal pump

Lee Whitlock¹⁾, Anders Sellgren²⁾

¹⁾GIW Industries Inc., U.S.A., ²⁾Lulea University of Technology, Sweden

²⁾Phone: +46920491497, Fax: +46920491697, E-mail: anders.sellgren@sb.luth.se

ABSTRACT

A phosphate clay slurry was found to have similar rheological properties as sewage and fibrous paper mill sludges when handled at typical solids concentrations by mass of 6 and 3 %, respectively. Dewatered sewage sludges are often pumped at paste-like conditions with concentrations in excess of 15 %, corresponding to yield stresses larger than 200 Pa. Adding fine sand to a phosphate clay slurry has simulated high concentrations. At the GIW Hydraulic Testing Laboratory in the U.S. pipeline loop experiments showed that a simulated sludge product could be pumped at yield stresses well over 200 Pa with a centrifugal pump with an open shrouded impeller (diameter 0.3 m) with a simple auger-like inducer.

KEY WORDS

Centrifugal pump, non-Newtonian, paste, rheology, sludge pumping, yield stress.

INTRODUCTION

In practise the flow behaviour of sewage sludges varies considerably from the different processing steps and from plant to plant depending on local conditions, such as the amount of industrial effluents.

Johnson (1981) reported extensive large-scale experimental work on pipeline friction losses and centrifugal pump performances with various sewage sludges. An extension of this work resulted in the well-known and often referred to design guidelines, Frost (1983). The dilemma of formulating generalised results with sewage sludges is shown in Figure 1, with data from Johnson (1981).

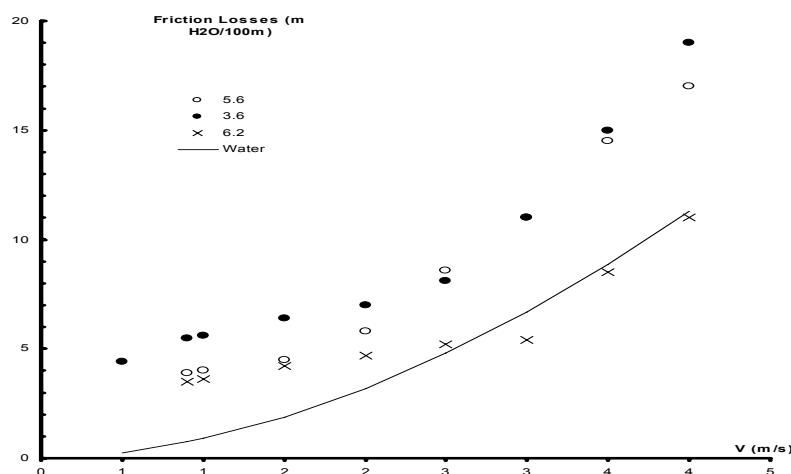


Figure 1. Friction losses versus velocity for three sludges in a 0.1 m inside diameter pipe. The TS-contents of 5.6, 3.6 and 6.2 % corresponded to digested, activated and primary sludges, respectively. Data from Johnson (1981).

Figure 1 shows that the primary sludge with the largest total solids content (TS) has the lowest friction losses. There is also a tendency of lower friction losses for primary sludge than for water flow at velocities exceeding about 2.5 m/s. The sludge in Figure 1 with the lowest total solids has the largest loss for laminar flow below a velocity of about 2.5 m/s, i.e. the transition region between laminar and turbulent flow. The corresponding transitional velocity for the intermediate TS-value in Figure 1 is about 1.5 m/s.

The head and efficiency of centrifugal pumps are generally lowered to some extent when pumping sewage sludges for TS larger than 3 to 4 %. The relative reduction of the water head and efficiency for a constant flow rate and rotary speed may be defined by the ratios and factors shown in Figure 2.

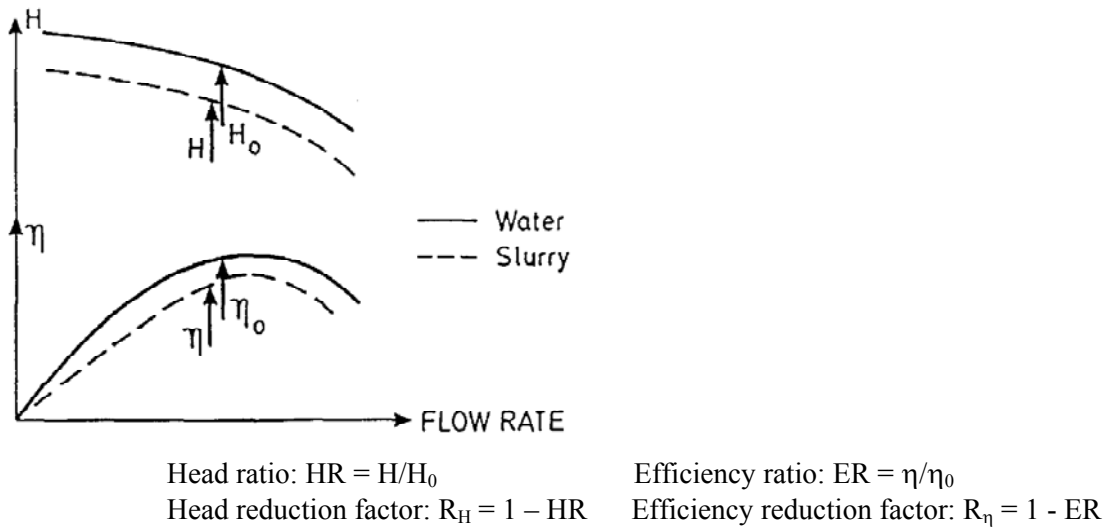


Figure 2. Sketch defining the reduction in head and efficiency of a centrifugal pump.

Performance experimental results with a centrifugal pump for the digested sludge in Figure 1 are shown in Figure 3.

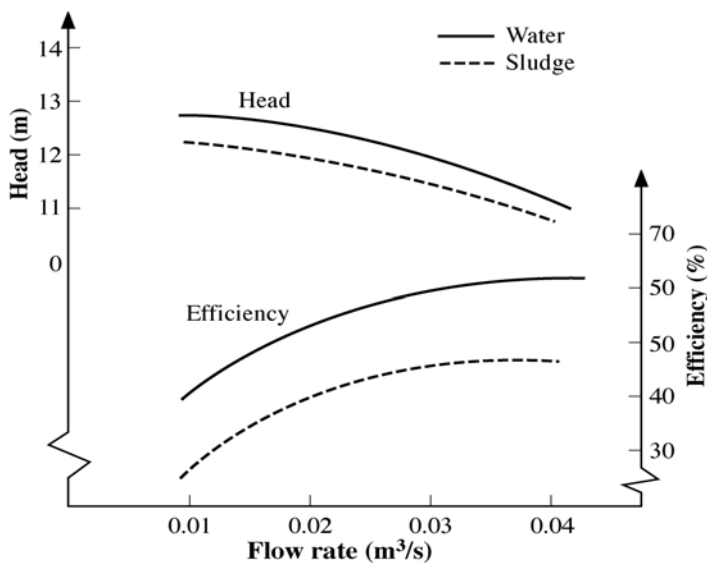


Figure 3. Reductions in water head and efficiency when pumping the digested sludge in Figure 1 at 6.7 % with a 0.1 by 0.1 centrifugal pump with a 4-vane impeller (diameter=0.3m) running at 960 rpm.

It follows from Figure 3 that the drop in head is 10 % and 25 % for efficiency, i.e. the efficiency is influenced more than the head. The effect is more pronounced at high flow rates. As a result the flow rate at the best efficiency point tends to be lower when pumping sludge, i.e. the pump behaves like a smaller pump.

The non-Newtonian behaviour of sewage sludges shown in Figure 1, which deviates strongly from the water loss curve for low velocities, indicates a yield stress, i.e. the minimum stress required causing the sludge to flow.

Dewatered sewage sludges with TS-values in the range of 15 to 25 % behave in a paste-like way with high yield stresses. Experimental results (Sellgren et al 1999a, 1999b) from regular centrifugal slurry pumps have shown sharp reductions in head at low flow rates (about 40 % lower than the best efficiency point flow rate) with highly non-Newtonian industrial slurries with a yield stress in the range of 100 Pa.

The objective here is to present experimental pumping performance results with a modified centrifugal slurry pump when pumping a simulated paste-like sludge.

EXPERIMENTAL RESULTS

The experimental work was conducted at the Hydraulic Testing Laboratory, GIW Industries Inc., U.S.A. Here, slurry pipeline hydraulics and pump performances can be investigated in loops with pipe diameters of up to 0.5 m and pipeline lengths of up to 200 m: a pipeline-loop system with pipe diameter of 0.075 m was used for these experiments. The pump was a GIW LCC-type (3-vane, all-metal) centrifugal pump with an open shrouded impeller (diam. 0.3 m) with a simple auger-like inducer, see Figure 4.

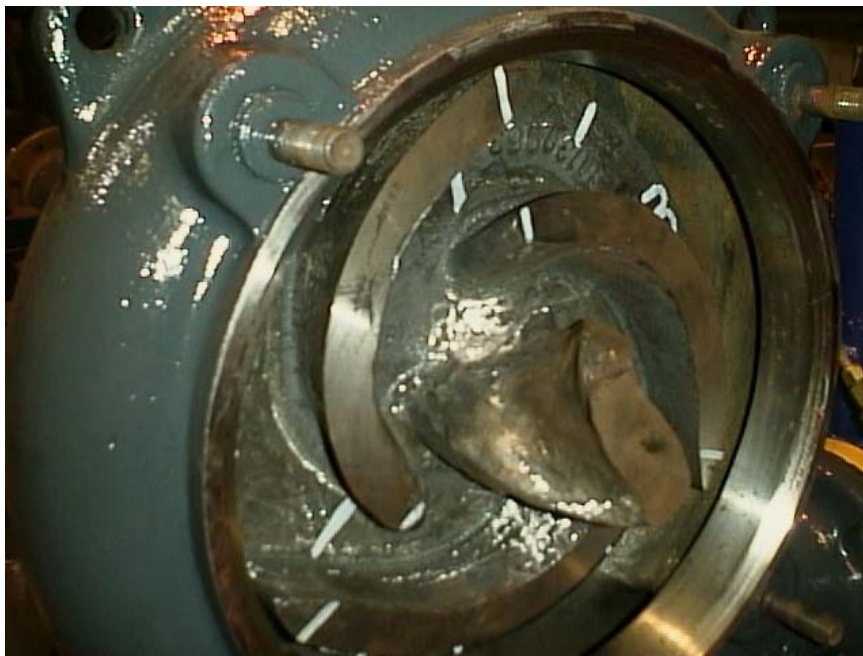


Figure 4. Open shrouded impeller with a simple auger-like inducer

Phosphate clay sludge with a S.G. of 1.11 was used to simulate paste. Adding fine sand with an average size of 135 microns increased the consistency. The rheological properties and the pumping characteristics of the slurries were determined from differential pressure drop and flow rate measurements.

Calculated shear stress versus the rheological scaling parameter $8V/D$ (V = velocity, D = diameter of pipe) are shown in Figure 5 for only phosphate sludge and a sand-mixture with $S.G. = 1.62$ together with sludge data from other sources. Sand was then added at $V/D=400$ up to a mixture $S.G.$ of 1.67-corresponding to a shear stress value of about 360 Pa. The slope of the curve for $S.G.=1.60$ is about 0.2 in Figure 5. Rheograms were then constructed for $S.G.$ -values of 1.62 and 1.67, following the procedures described in, for example Wilson et al (1997). It was assumed that the slope for $S.G.=1.67$ remained the same (0.2) as for 1.62. The rheograms with the results represented by a Bingham model are shown in Figure 6.

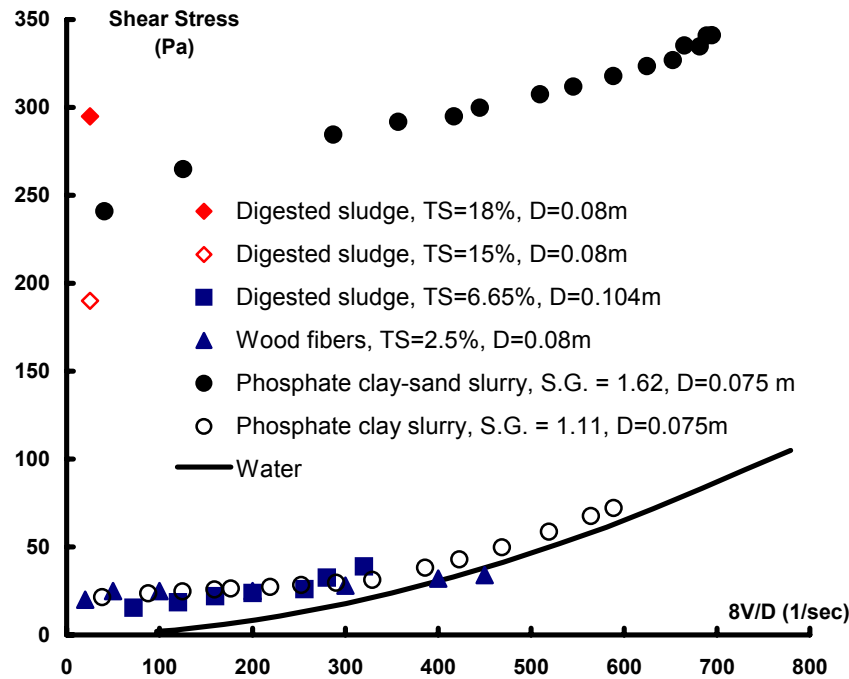


Figure 5. Evaluated shear stress versus $8V/D$ for phosphate clay ($S.G.=1.11$) and clay-sand mixture ($S.G.=1.62$). Digested sludge data (6.65 %) from Johnson (1981) and from Sellgren (2000) for $TS = 15\%$ and 18% . Wood fiber data from ABS- Scanpump AB (1991)

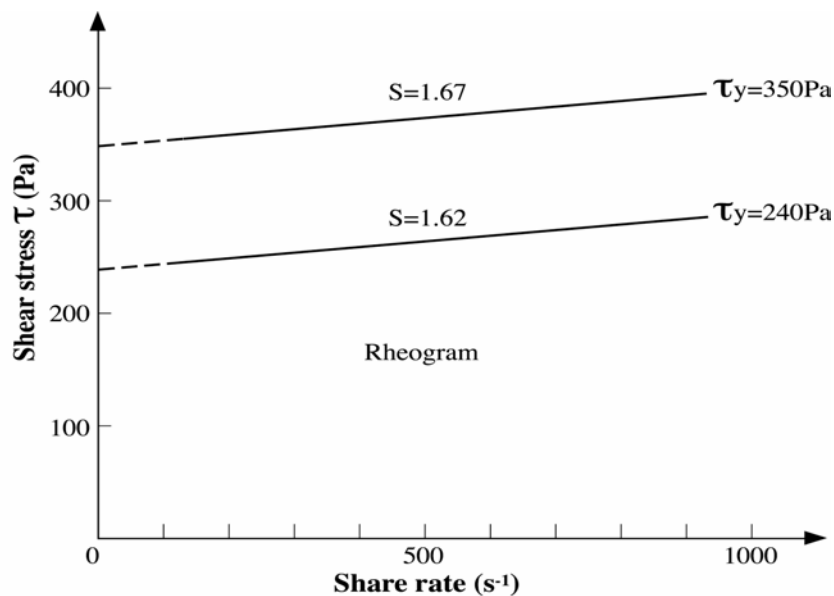


Figure 6. Rheogram with estimated yield stresses. S is mixture $S.G.$

Figure 7 shows how the pump head and efficiency were lowered by the highly viscous clay-sand mixture. When the pump in Figure 7 was operating in the best efficiency region (0.015–0.020 m³/s), the reductions in head was about 10 % and about 15 % for efficiency. However, the performance became very sensitive to small variations in the mixture S.G. for lower flow rates. It can be seen in Figure 7 that the pump can produce head fairly well for S.G.-values of 1.62 to 1.65 corresponding to yield stress values larger than 200 Pa. However, it cannot maintain the head at a S.G. of 1.67, when an unstable head curve is created.

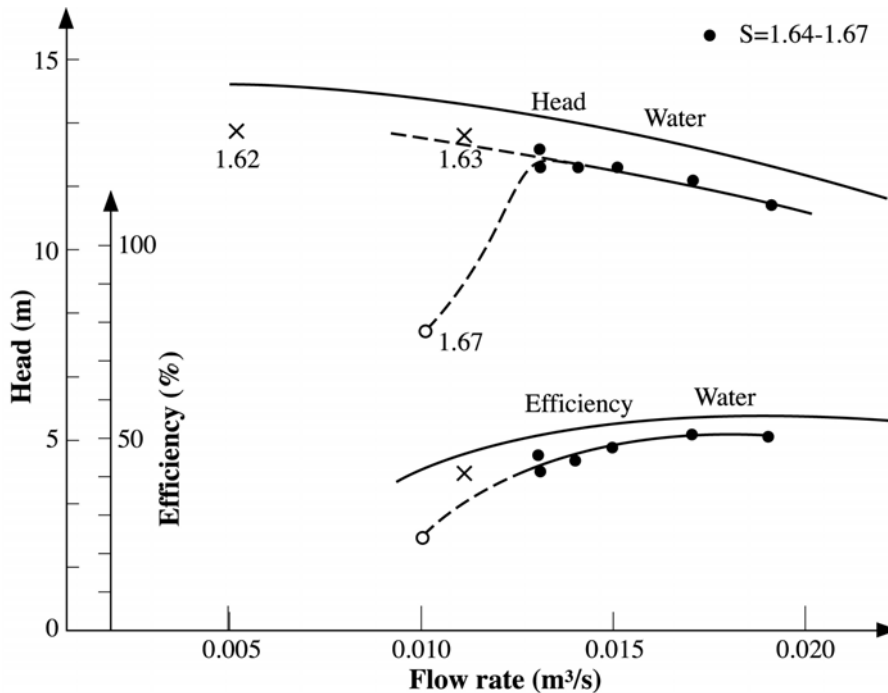


Figure 7. The effect of slurry on the pump head and efficiency at different mixture S.G.-values.

DISCUSSION AND CONCLUSIONS

From tests at the GIW Hydraulic Laboratory experiences with regular closed impeller slurry pumps have sometimes indicated similar instability problems as shown in Figure 7, for slurries with yield stresses of about 100 Pa. The open shrouded impeller with a simple inducer seems to have been the determining factor for pumping in excess of 200 Pa without the problem of an unstable head curve for lower flow rates.

The rheology of the simulated paste here may correspond to dewatered sewage sludge with a TS-value in the range of 15 to 18 % (Sellgren 2000), see Figure 5. However, this is not to say that the pump ability of true sewage sludge can be directly related to the rheological properties. Pump blockages, deposits and feeding are problems that may occur also for well suited centrifugal pump types when handling sewage sludges with TS-values above 4 %. Guidelines to centrifugal pump selection in sewage sludge application were given in a recent paper by Lancett (2001).

Guidelines on pump curve reductions for viscous Newtonian fluids are available from, for example, The Hydraulic Institute (1983). Resulting reductions show principally the same trends as in Figure 3, i.e. a larger pump should be chosen in an application to pump the required flow rate with operation within the best efficiency region. The sludge from Figure 3 cannot be considered Newtonian. However, it can be considered moderately non-Newtonian compared to sludges with yield stresses larger than 100 Pa.

The results reported here with highly non-Newtonian media with pronounced yield behaviour showed that a selection of a large pump might introduce a risk of operating at flow rates where an unstable head curve can occur.

ACKNOWLEDGEMENTS

This investigation was financially supported by the VA-Forsk research foundation, Sweden and GIW Industries Inc., U.S.A.

REFERENCES

- ABS-Scanpump AB report. Paper stock flow. The calculation of friction loss and pump performance, 1991
- FROST R.C. How to design sewage sludge pumping systems, Technical report, TR185, Water Research Centre, January 1983
- HYDRAULIC INSTITUTE 1983 Standards for centrifugal, rotary and reciprocating pumps, 14th Edn. Hydraulic Institute, Cleveland, OH, U.S.A.
- JOHNSON M. First report on the WRC sewage sludge pumping project. Technical report, TR162, Water Research Centre, April 1981
- LANCETT M. A practical guide to centrifugal pump selection for sewage sludge applications. Proceedings, 6th European Biosolids and Organic Residuals Conference, Wakefield, UK, November 2001
- SELLGREN A. and ADDIE G. and YU W.C. Effects of non-Newtonian mineral suspensions on the performance of centrifugal pumps. *Journal of Mineral Processing and Extraction metallurgy Review*. vol. 20. pp 239–249, 1999 a.
- SELLGREN A. and ADDIE G.R. and JUZWIAK J.H. Factors involved in the pumping on non-settling slurries with centrifugal pumps. Proceeding. *Rheology in the mineral industry II*. E.J. Wasp. Ed., Kahulu, Oahu, Hawaii, U.S.A., 1999 b.
- SELLGREN A. Effective pumping of sewage sludge, Proceedings, The VA-2000 Conference, Jonkoping, Sweden, September 19–20, 2000 (In Swedish)
- WILSON K.C., ADDIE G.R., SELLGREN A. and CLIFT R. Slurry transport using centrifugal pumps. Blackie Academic and Professional, London, U.K., 1997.

Några aspekter på användning av centrifugal-pumpar för hantering av högviskösa medier

Sammanfattning av följande artiklar:

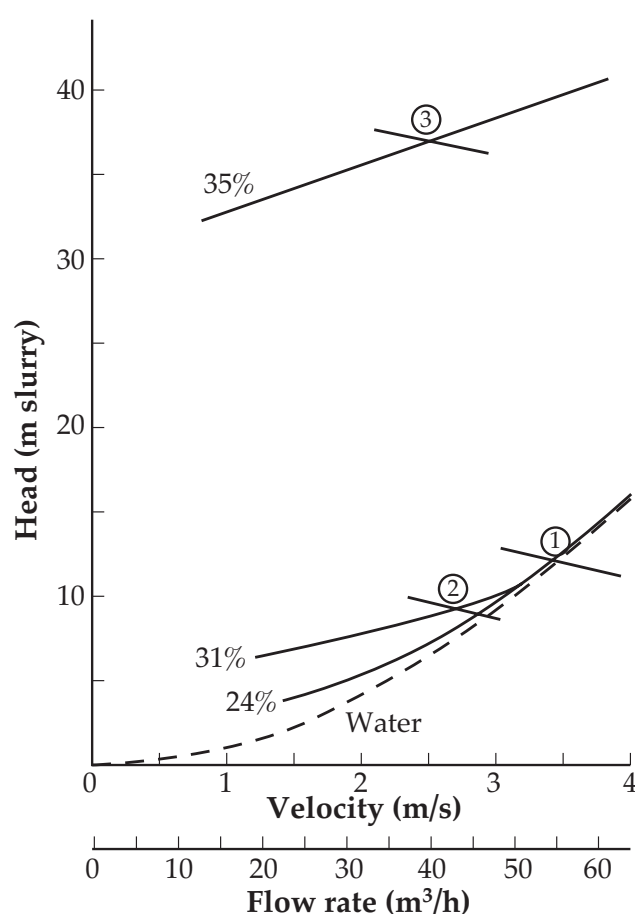
Sellgren A., Addie, G. and Weir-Chung Y. Effects of non-Newtonian mineral suspensions on the performance of Centrifugal Pumps, To appear in "Mineral Processing and Extractive Metallurgy Review" 1999

Sellgren A., Addie G. and Juzwiak J. Factors involved in the pumping on non-settling slurries with centrifugal pumps. Proceedings, Rheology in the mineral industry II, March 14–19, Kahuku, Ohau, Hawaii, U.S.A.

För att belysa typiska driftssituationer vid pumpning av viskösa medier refereras här till tester och utvärderingar med en centrifugalpump med hjuldiametern 0,63 m och flöden i en ledning med diametern 0,075 m. Det utnyttjade mineralslammet visade en måttligt ökad trögflutenhet för fastgodsandelen 25 till 30 viktprocent (TS-halt), därefter blev blandningen snabbt högviskös för att vid 35 % bli nätt och jämt pumpbar med centrifugalpump utan extra arrangemang.

De här angivna fastgodssandelsvärdena 24 till 35 % symboliserar schematiskt TS-halter för kommunala slam av ca 3 till 10 %.

Övergången från laminärt till turbulent flöde sker vid ca. 3 m/s vid de lägre fastgodsandelsvärdena, se figur 1.



Figur 1. Pumphöjd som funktion av flöde (hastighet) för ett mineralslam. ① avser turbulent strömning medan ② är laminära förhållanden. ③ representerar den stora friktionsförlustökningen för en marginell ökning av fastgodsandelen.

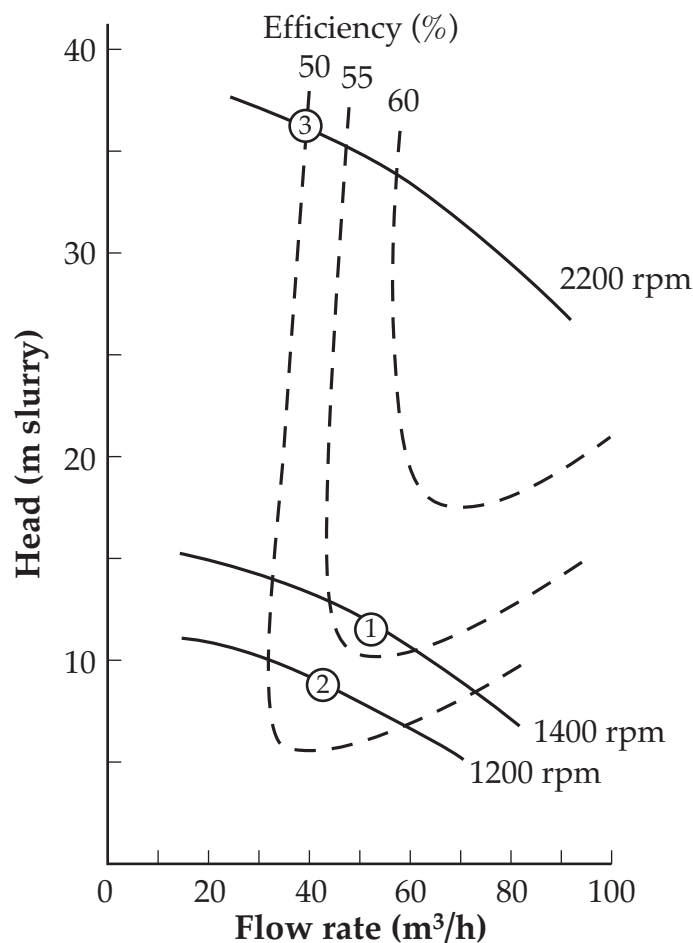
Laminära förhållanden medför att förlusterna (tryckfallet) växer långsamt med flödet. De schematiskt inlagda centrifugalpumpkurvorna kännetecknas av ett ganska flackt samband mellan genererad pumphöjd och flöde. Skärningspunkten (driftpunkten) mellan de båda flacka kurvorna är därför känslig för förändringar i slamegenskaperna, exempelvis TS-halten. För att säkerställa stabil och förutbestämd drift (flöde) måste man då ha en varvtalsreglerad centrifugalpump som klarar uppkommande variationer. Om man väljer rördiameter så att man får drift i det turbulenta området så elimineras stora

driftsvariationer. Man kan eventuellt klara sig med en fastvarvig pump om övriga förhållanden tillåter det.

Man ser också i figur 1 att turbulent dimensionering ① leder till högre förluster men tämligen stabil drift. Priset för lägre förluster vid laminärt flöde är behov och varvtalsreglering. Lokala förhållanden (statisk höjd i förhållande till total ledningslängd, slamegenskaper etc.) tillgänglighet/riskbedömningar och jämförelser av kostnader i ett längre tidsperspektiv bildar underlag för val av rördiameter.

Deplacementpumpar, ofta av excenterskruvtyp, används mycket för pumpning av avvattnade kommunala avloppsslam. En passande deplacementpump har en mycket brant höjdkurva och driften (flödet) påverkas ej av förändringar i slamegenskaper, exempelvis måttliga variationer i TS-halt. Oavsett motståndet levererar den flöde så länge effektinsatsen och den tekniska funktionen räcker.

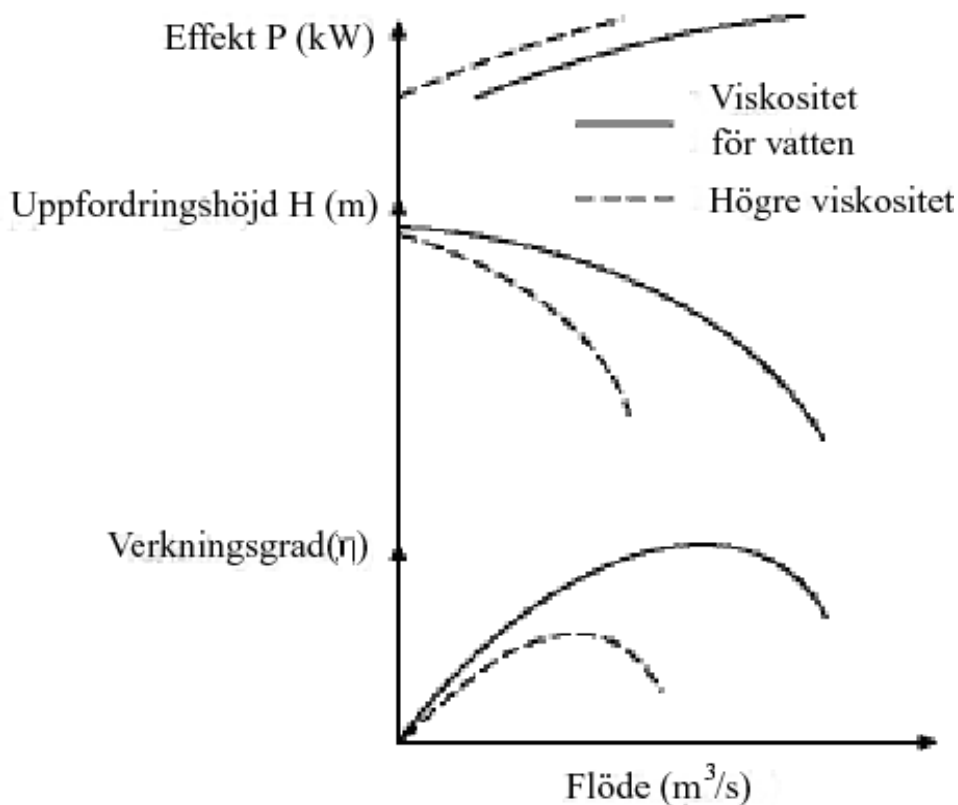
Figur 1 illustrerar också hur dramatiskt friktionsförlusterna kan öka vid en marginell höjning av fastgodsandelen (TS-halten). Driftpunkterna 1, 2 och 3 i figur 1 antages här klaras av med en varvtalsstyrd centrifugalpump från början utlagd för att väl passa drift vid ① eller ②, dvs. då verkningsgraden är maximal, se figur 2.



Figur 2. Driftpunkterna i figur 1 inlagda i ett pumpdiagram där pumpen går vid bästa verkningsgradsförhållanden vid ① och ②.

För att nå erforderlig pumpningshöjd vid ③ måste varvtalet ökas till 2200 rpm (figur 2). Bästa verkningsgradspunkten motsvarar här ca 80 m³/h. Punkten ③ ligger då på ett flöde som är något mindre än hälften av 80 m³/h. Detta leder till ett dilemma vid valet av pumpstorlek då man skall klara variationer i TS-halt vid pumpning av högviskösa medier med centrifugalspump, vilket förklaras närmare nedan.

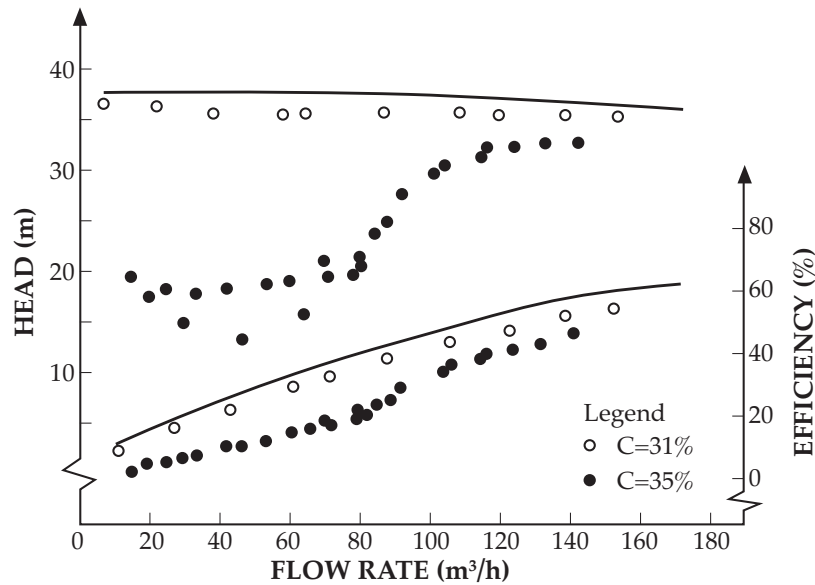
Centrifugalspumpars karaktäristikor påverkas vid höga Newtonska viskositetsvärden, se principskiss i figur 3.



Figur 3. Påverkan av pumpkaraktäristikorna för pumpning av en högviskös Newtonsk vätska.

Det framgår i figur 3 att en hög (Newtonsk) viskositet påverkar pumpkurvorna mer vid ökande flöde, pumpen fungerar alltså som en mindre enhet. Genom försök med olika viskösa oljor har resultat sammanställts till reduktionsfaktorer, exempelvis i U.S.A. enligt riktlinjer från The Hydraulic Institute.

Problemet är att reduktionsriktlinjerna baserats på Newtonska vätskor, applicering på icke-Newtonska medier innebär att man leds att välja en för stor pump. Med stor pump och icke-Newtonsk trögflytande medium kan centrifugalspumpens höjd drabbas av en kraftig reduktion för flöden som är lägre än ca. 50–60 % av det flöde som ger högst vattenverkningsgrad, se figur 4.



Figur 4. Påverkan av pumphöjd och verkningsgrad vid en marginell ökning av Fast-godsandelen för ett mineralslam. Flödet 100 m³/h är här ca. 50 % av flödet vid bästa verkningsgradspunkten för det aktuella varvtalet (750 rpm).

Sammanfattningsvis innebär detta att om man för ett trögflytande icke-Newtonske medium väljer en större pump enligt riktlinjer för Newtonska oljor o dyl., så riskerar man stora driftsproblem eftersom pumpen arbetar långt till vänster om bästa verkningsgradspunkten, se figur 4. Normal pumpdrift är här inte möjligt eftersom lednings- och pumpkaraktäristikorna inte skär varandra entydigt.

Det finns alltså skäl för att ha en välanpassad lagom stor enhet då man använder centrifugalpumpar för högviskösa medier.



Box 47607 117 94 Stockholm

Tfn 08-506 002 00

Fax 08-506 002 10

E-post svensktvatten@svensktvatten.se

www.svensktvatten.se